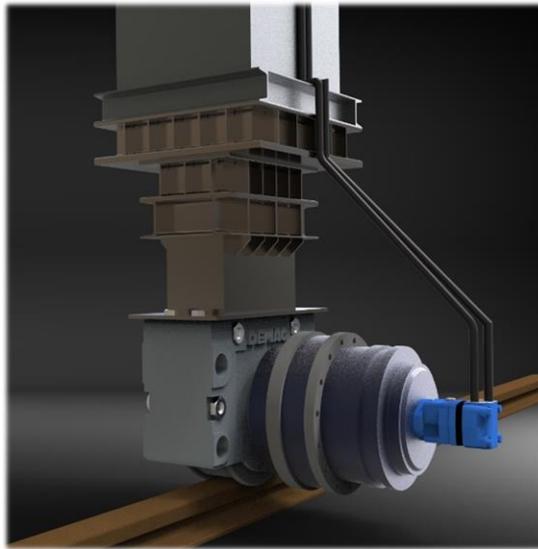




UNIVERSITAT  
JAUME I

# Cálculo y selección de ruedas y motores necesarios para el movimiento de un equipo de encofrado para la construcción de túneles.



Autor del proyecto:

**David Rius Viciach**

Director del proyecto:

**Octavio Bernad Ros**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**UNIVERSITAT JAUME I**

ESCOLA SUPERIOR DE CIENCIES I TECNOLOGIES  
EXPERIMENTALS

CASTELLÓ DE LA PLANA- SEPTEMBRE 2016



---

# ÍNDICE

<b>1. MEMORIA DESCRIPTIVA .....</b>	<b>5</b>
ÍNDICE .....	7
1.1 INTRODUCCIÓN .....	9
1.2 ANTECEDENTES .....	12
1.3 OBJETO DEL PROYECTO .....	13
1.4 ALCANCE .....	15
1.5. NORMAS Y REFERENCIAS .....	16
1.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS .....	18
1.7. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN .....	21
1.8 DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA .....	25
1.9. DISEÑO EN DETALLE DE LOS ELEMENTOS.....	33
1.10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	39
<b>2. CÁLCULOS .....</b>	<b>41</b>
ÍNDICE .....	43
2.1. RUEDA Y CARRIL .....	45
2.2. PATA DE UNIÓN PATA-RUEDA.....	65
2.3. MOTOR .....	67
2.4. CIRCUITO HIDRÁULICO.....	77
<b>3. ANEXOS.....</b>	<b>81</b>
ÍNDICE .....	83
3.1. CARROS DE ENCOFRADO.....	85
3.2. TIPOLOGÍAS DE TÚNEL .....	87
3.3. TIPOS DE CARRILES.....	90
3.4. CATÁLOGO RUEDAS DEMAG .....	91
3.5. CARACTERÍSTICAS DE MOTORES HIDRÁULICOS .....	102
3.6. MÉTODO DE LAS JERARQUÍAS ANALÍTICAS .....	104
3.7. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS.....	109
3.8. CATÁLOGO CARRIL BURBACH .....	162
3.9. CATÁLOGO REDUCTOR PLANETARIO SOM.....	163
3.10. CARACTERÍSTICAS BOMBA HIDRÁULICA .....	171

---

<b>4. PLIEGO DE CONDICIONES .....</b>	<b>174</b>
ÍNDICE .....	176
4.1. CONDICIONES GENERALES .....	178
4.2. CONDICIONES PARTICULARES .....	180
4.3. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS .....	182
4.4. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS .....	186
<b>5. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO .....</b>	<b>190</b>
ÍNDICE .....	192
5.1. ESTUDIO DE MEDICIONES .....	194
5.2. PRESUPUESTOS .....	195
<b>6. PLANOS .....</b>	<b>196</b>

---

# **1. MEMORIA DESCRIPTIVA**



---

# ÍNDICE

<b>1. MEMORIA DESCRIPTIVA.....</b>	<b>5</b>
1.1 INTRODUCCIÓN.....	9
1.1.1 EMPRESA PROMOTORA.....	9
1.1.2 EQUIPOS DE ENCOFRADO.....	10
1.2 ANTECEDENTES.....	12
1.3 OBJETO DEL PROYECTO.....	13
1.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	13
1.3.2. JUSTIFICACIÓN.....	13
1.4 ALCANCE.....	15
1.5. NORMAS Y REFERENCIAS.....	16
1.5.1. DISPOSICIONES LEGALES, NORMAS Y RECOMENDACIONES APLICADAS.....	16
1.5.2. BIBLIOGRAFÍA.....	17
1.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.....	18
1.7. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	21
1.7.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	21
1.7.2. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	23
1.8 DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA.....	25
1.8.1. REQUISITOS DEL DISEÑO.....	25
1.8.2. ELEMENTOS DEL DISEÑO.....	26
1.8.2.1. CARRIL.....	26
1.8.2.2. RUEDAS.....	26
1.8.2.3. PATAS DE UNIÓN RUEDA-CARRO.....	27
1.8.2.4. MOTORES HIDRÁULICOS.....	28
1.9. DISEÑO EN DETALLE DE LOS ELEMENTOS.....	33
1.9.1. CARRIL.....	33
1.9.2. RUEDAS.....	34
1.9.3. PATAS DE UNIÓN CARRO-RUEDA.....	35
1.9.4. MOTOR.....	37
1.9.5. SISTEMA HIDRÁULICO.....	38
1.10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	39



---

## 1.1 INTRODUCCIÓN

### 1.1.1 EMPRESA PROMOTORA

CONCRETA DESARROLLO S.L. es una empresa fundada en el año 2008, ubicada en Castellón. Gran parte del equipo humano posee más de 15 años de experiencia dentro del sector de la construcción industrial y la obra pública.



*Imagen 1. Equipo de encofrado revestimiento túnel. Propiedad de Concreta Desarrollo S.L.*

CONCRETA DESARROLLO S.L. ha podido mantener su posición como referente en el mercado español desde su creación, consolidándose como un referente dentro del ámbito de la construcción industrial y la obra pública. Todo esto no habría sido posible, sin la constante mejora de los métodos de trabajo y la innovación tecnológica. Mediante la cual se pueden llevar a cabo cada vez proyectos de mayor envergadura.

---

### 1.1.2 EQUIPOS DE ENCOFRADO

En dicha empresa, y concretamente dentro del departamento de obra civil, se dedican principalmente a la realización de encofrados. Dichos encofrados pueden ser tanto para túneles, pantalanés, espaldones, vigas cantil, cubipodos, bloques, etc.

Un equipo de encofrado se utiliza como soporte o molde para realizar el vertido del hormigón en la forma y posición deseada según se requiera por parte del promotor de la obra. Estos equipos de encofrado se diseñan especialmente para cada obra, ya que cada una de ellas posee una sección particular a encofrar.

El presente proyecto se va a centrar exclusivamente en los equipos de encofrado de túneles o, también llamados, equipos de revestimiento de túneles. El funcionamiento de un equipo encofrante se encuentra explicado en el apartado *Anexos 3.1. Carros de encofrado*. Estos conjuntos están formados por dos partes principales:

- **Paneles de encofrado**

En primer lugar encontramos los paneles de encofrado o también llamados, piel o cascarón. Son los encargados de realizar la función principal de todo el conjunto y, además, sirven como molde para realizar los encofrados. Los paneles, a su vez, se dividen en paneles bóveda, paneles hastiales y en algunas ocasiones, si así es requerido por la obra, de faldones inferiores.

El cascarón debe de ser capaz de soportar y transmitir el peso del encofrado a todo el conjunto. Para realizar dicho objetivo, está constituido por un entramado de perfiles laminados estándar soldados a una chapa de alrededor de 6mm que actúa como superficie encofrante.

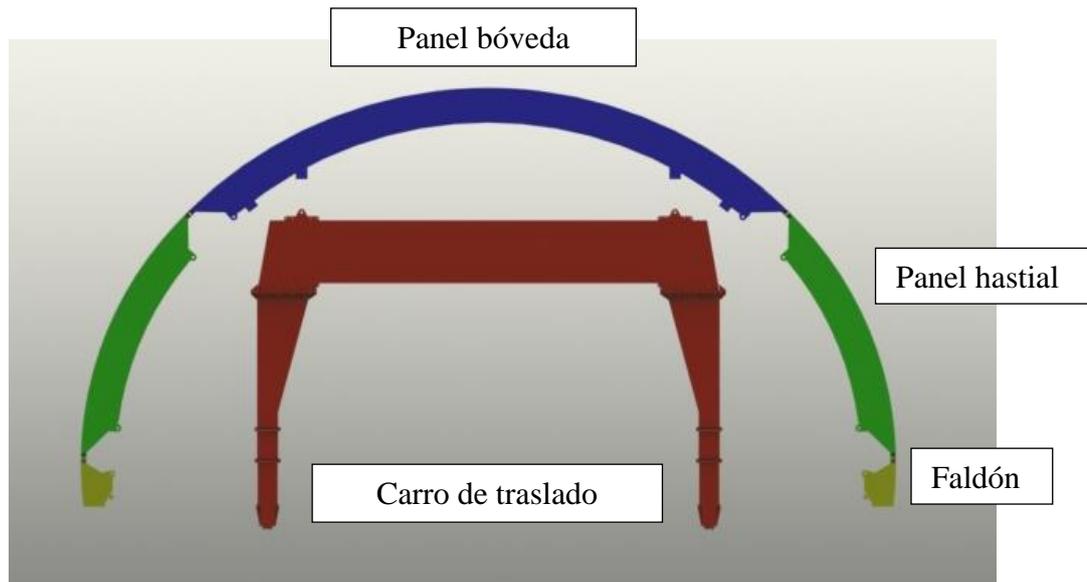
Para llevar a cabo el desencofrado, los paneles están unidos entre sí mediante bisagras y a su vez, unidos al resto del conjunto por diferentes elementos. Así pues, dependiendo de la envergadura de la obra, estos elementos pueden llegar a ser: tensores de aporticado, cilindros hidráulicos, polipastos o barras de atado. Estos componentes son los requeridos para el plegado de los paneles y por tanto, para realizar el desencofrado.

### – Carro de traslación

En segundo lugar se encuentra -el carro de traslación, que es el elemento que sirve como transporte, y en ciertas ocasiones también soporta el equipo encofrante. Se trata de una estructura metálica que actúa como una unidad indivisible con los paneles de encofrado. Por otro lado, es conveniente comentar que, las ruedas y los motores hidráulicos que se obtendrán mediante este proyecto irán ubicadas en dicho carro.

Asimismo, para los movimientos de elevación y descenso de los equipos encofrantes, se utilizan tanto gatos como cilindros hidráulicos. Estos están ubicados principalmente en las patas del carro, aunque para diseños especiales se podrían disponer en otros lugares.

En la siguiente imagen podemos distinguir las diferentes partes nombradas anteriormente.



*Imagen 2. Componentes equipo de encofrado túnel.*

Los equipos encofrantes para túneles se pueden utilizar para todos los tipos diferentes de túneles como pueden ser: los túneles en mina, galerías y falsos túneles. Estos se explican más adelante en el *Anexos 3.2. Tipologías de túneles.*

---

## 1.2 ANTECEDENTES

CONCRETA S.L. es una empresa consolidada dentro del sector de obra pública y la construcción industrial a nivel nacional. Con un gran bagaje de proyectos realizados tanto a nivel nacional, como en algunos casos a nivel internacional.

Con la situación económica actual esta empresa, como la gran mayoría de empresas, deben de buscar nuevos o mejorar las opciones y métodos disponibles para los futuros clientes y así, conseguir una diferenciación y ventaja frente a la competencia.

Actualmente, los carros de encofrado se están construyendo con ruedas y motores hidráulicos. Pero la empresa promotora no tiene un método característico para el cálculo de estos elementos. Por lo que uno de los objetivos de este proyecto, es ofrecer dicho método. Por otro lado, este proyecto podría ser un primer paso para la construcción por parte de la empresa de un sistema de propulsión propio.

Mediante este proyecto y el correspondiente método de cálculo, la empresa dispondrá de la posibilidad de abordar proyectos de mayor envergadura. Así también, la empresa promotora podría tener un menor gasto al incluir en sus proyectos elementos más optimizados y, de esta forma, obtener un aumento de los beneficios.

---

## 1.3 OBJETO DEL PROYECTO

### 1.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Así pues, el objetivo del presente proyecto es la aplicación de una metodología de cálculo para obtener los componentes principales necesarios para el movimiento de un carro de encofrado, destinado a realizar el encofrado de túneles.

Estos componentes principales constituyen el objeto de estudio y son las ruedas, carriles y los motores hidráulicos. Además, si se diera el caso, se tendrá en cuenta la posible utilización de un motoreductor, así como el depósito hidráulico y la bomba de impulsión necesarios para abastecer el circuito hidráulico. Con los requisitos obtenidos para cada elemento, se buscarán las mejores opciones comerciales que correspondan.

Cabe destacar que el proyecto ha sido desarrollado en colaboración con la empresa CONCRETA DESARROLLO S.L. la cual ha proporcionado el material, los datos y los distintos recursos necesarios para el desarrollo del siguiente proyecto.

### 1.3.2. JUSTIFICACIÓN

El diseño de un sistema de traslado para una máquina industrial es un gran reto para un ingeniero. En el ámbito profesional, grupos de ingenieros se dedican exclusivamente a la elaboración de proyectos de este carácter. Elaborando un proyecto como el que se va a describir, para su realización, el ingeniero tiene que de ser capaz de poner en práctica todos los conocimientos adquiridos a lo largo de los diversos años de formación. Siendo los conocimientos que posee un ingeniero mecánico los idóneos para la elaboración de este proyecto.

Así pues, con la realización de este proyecto se pretende obtener un sistema de traslado para los equipos de encofrado que se fabrican por medio de la empresa promotora, CONCRETA DESARROLLO S.L. La decisión de abordar este proyecto se debe principalmente a las siguientes razones.

1. La obtención de un método de cálculo tanto para las ruedas como para los carriles, los cuales soportaran todo el conjunto encofrante.

- 
2. La optimización de la selección de los elementos hidráulicos, como pueden ser, los motores hidráulicos, reductor hidráulico y todo el circuito hidráulico de abastecimiento.

La principal tarea que se llevará a cabo en el siguiente documento será realizar un estudio sobre cada uno de estos elementos. Además de seleccionar de entre las distintas opciones comerciales el que más se adecue al comportamiento deseado para el equipo de encofrado.

En las obras realizadas anteriormente el movimiento de los carros de encofrado a lo largo del trayecto del túnel se realiza con la ayuda de medios de obra, como pueden ser tracteles, carretillas elevadoras o grúas, entre otros sistemas. Esto supone un diseño más restrictivo de las patas del carro, ya que estas tienen que soportar los esfuerzos generados por el tiro del avance.

Mediante el sistema de tracción calculado en el presente proyecto, el avance del carro será mucho más controlado en su velocidad, además de poder diseñar unas patas para el carro más ligeras ya que no recibirán los esfuerzos del tiro de avance lo cual justifica el presente proyecto.

---

## 1.4 ALCANCE

El alcance de este proyecto, se centra en el estudio de un equipo de encofrado ya existente al que se dotara de ruedas y motores hidráulicos, para obtener un método de cálculo de los distintos elementos. Según los datos proporcionados por la empresa CONCRETA DESARROLLO S.L., los carros de encofrado puede oscilar entre un mínimo de 5000 Kg hasta un máximo de 100000 Kg, es decir, de 5 toneladas a 100 toneladas.

A lo largo de este proyecto, el peso será referido únicamente al conjunto del equipo encofrante. El peso añadido del hormigón del encofrado no será soportado por las ruedas o carriles, ya que en la posición de encofrado, el carro desciende y se apoya mediante unas patas de husillos diseñadas para tal efecto.

Otro de los aspectos que se deben considerar para el proyecto, es que la pendiente máxima que deben ser capaces de afrontar los carros de encofrado por diseño, debe de ser el 3.5%. Es decir por cada 100 metros de distancia horizontal la elevación o depresión del terreno será de 3,5 metros.

Además del peso del carro y la inclinación del terreno, también se tendrá en cuenta la velocidad máxima de avance que podrá alcanzar el carro de encofrado. La máxima velocidad de avance será de 1m/min, o dicho de otra forma, el conjunto adelantara su posición 1 metro por cada minuto. Esta velocidad viene impuesta de esta forma porque a esta velocidad los efectos dinámicos del conjunto pueden ser despreciados.

---

## 1.5. NORMAS Y REFERENCIAS

### 1.5.1. DISPOSICIONES LEGALES, NORMAS Y RECOMENDACIONES APLICADAS

- EN 10149-2:2013 Productos planos laminados en caliente de acero de alto límite elástico para conformado en frío.
- EN 1990:2002 Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras.
- EN 1991 (todas las partes) Eurocódigo 1: Acciones en estructuras.
- EN 1993 (todas las partes) Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero.
- Directiva 2006/42/CE relativa a las máquinas.
- Directiva 89/655/CEE relativa a las disposiciones mínimas de seguridad y de salud para la utilización por los trabajadores en el trabajo de los equipos de trabajo.
- Directiva 89/391/CEE relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud de los trabajadores en el trabajo.
- Instrucción de acero estructural E.A.E.
- UNE-EN 12812:2008. Cimbras. Requisitos de comportamiento y diseño General.
- Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- Real Decreto 1215/1997, de 18 de julio por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo además del Real Decreto 2177/2004 que lo modifica.
- Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales.

---

### 1.5.2. BIBLIOGRAFÍA

- Arthur P. Boresi y Richard J. Schmidt, *Advanced Mechanics of materials*, 6ª. Ed. Wiley, Nueva York.
- Manuel Romero García, Pedro Museros Romero, María D. Martínez Rodrigo y Ana Poy Gil, *Resistencia de Materiales*, 3ª. Ed. Jaume I, Castelló.
- Richard G. Budynas y Keith J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 9ª. Ed. Mc Graw Hill.
- M. J. Ricouard, *Encofrados, cálculo y aplicaciones en edificación y obras civiles*, 1ª. Ed. EditoresA técnicos asociados.
- Antonio Creus Solé. *Neumática e Hidráulica*, 1ª. Ed. Marcombo.
- Sohipren S.A, *Manual básico de Oleohidraulica*. 2ª. Ed. Córdoba-Argentina.
- J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. 3ª. Ed. Carleton University, Ottawa, Canada.
- V. M. Faires, *Diseño de elementos de máquinas*. 4ª Ed. Montaner y Simon. S. A, Barcelona.
- Jorge Francisco Koehle y Raúl Ricardo Rigo. *Oleohidraulica y neumática*. Ed. Universitat Nacional de Tucumán, Argentina.

---

## 1.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- $b$ : semiancho área de contacto
- $d_i$ : diámetro
- $E_i$ : módulo elástico
- $F$ : fuerza normal
- $F_u$ : tensión última
- $F_R$ : fuerza de rozamiento
- $F_t$ : fuerza tangencial
- $F_r$ : fuerza de deslizamiento
- $g$ : gravedad
- $i$ : relación de transmisión
- $kNm$ : kilonewton-metro
- $kW$ : kilowattios
- $L$ : longitud
- $l/min$ : litros-minuto
- $m$ : metro
- $min$ : minutos
- $mm$ : milímetros
- $MPa$ : megapascales
- $M_r$ : Momento resistente
- $m_{carro}$ : masa del carro
- $M_{RF}$ : momento resistente debido a la fricción
- $M_{RR}$ : momento resistente debido a la rodadura
- $M_{RO}$ : momento resistente total en llano
- $M_{R3.5\%}$ : momento resistente total pendiente 3.5%
- $M_R$ : par resistente
- $M_{RP}$ : momento resistente debido al peso
- $M_{out}$ : par de salida
- $M_m$ : momento motor
- $N$ : componente normal
- $\eta$ : coeficiente de seguridad
- $N$ : newtons

- 
- Nm: newtons-metro
  - $\eta_{\text{motor}}$  : rendimiento del motor
  - $\eta_{\text{bomba}}$ : rendimiento de la bomba
  - $\eta_v$ : rendimiento volumétrico
  - $\eta_{s,\text{rueda}}$ : factor de seguridad en la rueda
  - $P_{\text{máx}}$ : presión máxima
  - $\pi$ : Número pi
  - $P_t$ : peso total del conjunto
  - $P[^\circ]$ : pendiente en grados del terreno
  - $P_{tx}$ : peso total componente X
  - $P_{ty}$ : peso total componente Y
  - P: potencia
  - p: presión
  - Q: caudal
  - $Q_{\text{real}}$ : Caudal real del motor hidráulico
  - $Q_{\text{teórico}}$ : Caudal teórico del motor hidráulico
  - Rpm: revoluciones por minuto
  - r: radio
  - T: tensión
  - TBM: Tunnel Boring Machine
  - $T_{\text{ppal}}$ : matriz de tensiones principales
  - v: velocidad
  - $V_{\text{tub}}$ : volumen de las tuberías
  - $V_{\text{total}}$ : volumen total del sistema hidráulico
  - $V_{\text{motor}}$ : volumen del motor
  - $\omega$ : velocidad angular a la que gira la rueda
  - W: wattios
  - $W_{\text{uSeguridad}}$  : Peso unitario atributo seguridad
  - $W_{\text{uSimplicidad}}$  : Peso unitario atributo simplicidad
  - $W_{\text{uMantenimiento}}$  : Peso unitario atributo mantenimiento
  - $W_{\text{Seguridad}}$  : Peso atributo seguridad
  - $W_{\text{Simplicidad}}$  : Peso atributo simplicidad

- $W_{\text{Mantenimiento}}$  : Peso atributo mantenimiento
- $W_{\text{Unitario}}$  : Peso unitario atributo
- $W_{\text{Atributo}}$  : Peso atributo
- $W_{\text{total}}$  : Peso total atributos
- $W_{\text{Par motor}}$ : Peso atributo par motor
- $W_{\text{velocidad giro}}$  : Peso atributo velocidad de giro
- $W_{\text{cilindrada}}$  : Peso atributo cilindrada
- $W_{\text{Ruido}}$  : Peso atributo ruido
- $W_{\text{uPar motor}}$  : Peso unitario atributo par motor
- $W_{\text{uVelocidad giro}}$  : Peso unitario atributo velocidad de giro
- $W_{\text{uCilindrada}}$  : Peso unitario atributo cilindrada
- $W_{\text{uRuido}}$  : Peso unitario atributo ruido
- $W_{\text{Par motor}}$  : Peso atributo par motor
- $W_{\text{Velocidad giro}}$  : Peso atributo velocidad de giro
- $W_{\text{Cilindrada}}$  : Peso atributo cilindrada
- $W_{\text{Ruido}}$  : Peso atributo ruido
- $W$ : peso entre atributos
- $z$ : altura des del centro
- $\omega$ : velocidad angular
- $\nu$ : Coeficiente de Poisson
- $\mu_r$ : coeficiente de resistencia a la rodadura
- $\sigma_x$ : tensión en X
- $\sigma_y$ : tensión en Y
- $\sigma_z$ : tensión en Z
- $\sigma_{\text{VM}}$  : tensión equivalente de Von Misses
- $\sigma_{\text{V,M,carril}}$  : tensión equivalente de Von Misses en el carril
- $\sigma_{\text{V,M,rueda}}$  : tensión equivalente de Von Misses en la rueda
- $\sigma_I$ : tensión principal 1
- $\sigma_{II}$ : tensión principal 2
- $\sigma_{III}$ : tensión principal 3

---

## 1.7. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

### 1.7.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para cada uno de los elementos que se pretender obtener mediante este proyecto, se expondrán diferentes alternativas para cada uno de ellos.

#### a) Railes

Los carriles o rieles, son los encargados de soportar y guiar las ruedas a lo largo de toda la longitud de estos. Hay diferentes tipos de carriles, en los que prácticamente solo difiere la forma de estos. Por lo que, distinguimos entre dos tipos de carriles:

1. Carril tipo Burbach.
2. Carril tipo Vignole

La descripción detallada de las características propias de cada tipo de carril se puede encontrar en *Anexos 3.3. Tipos de carriles*.

#### b) Ruedas

Las ruedas serán las encargadas de soportar las cargas del conjunto encofrante a los carriles y a su vez, serán las requeridas para transformar el movimiento rotatorio del motor en el movimiento lineal de avance.

En este caso las ruedas serán elementos comerciales, desde la empresa se han empleado en algún proyecto realizado con anterioridad ruedas DEMAG, de las cuales podemos encontrar sus características principales en el *Anexos 3.4. Catálogo ruedas DEMAG*. Se tendrán en cuenta sus propiedades para todos los cálculos efectuados en este proyecto.

Para estas ruedas hay diferentes configuraciones, referenciadas principal a los sistemas de guiado, existen tres opciones principales.

1. Con doble pestaña
2. Con rodillos de guía
3. Con una pestaña lateral.

La descripción de cada configuración viene dada en el anexo nombrado anteriormente, el catálogo de ruedas DEMAG.

---

c) Motores hidráulicos

Para dotar al sistema de energía mecánica se requerirá de un motor hidráulico. El motor aportará la potencia la potencia y velocidad necesarias para el movimiento del sistema. Para ello existen tres opciones principales y sus subclases.

1. Motor de engranajes.
2. Motor de paletas.
3. Motor orbital
4. Motor de pistones.
  - 4.1. Motor de pistones axiales.
  - 4.2. Motor de pistones radiales.

La descripción detallada de los tipos de motores se encuentra en el apartado *1.8.2.3 Motores Hidráulicos*.

---

### 1.7.2. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

Para realizar la selección de la solución óptima para cada componente, se procederá a utilizar el método de las jerarquías analíticas. Se trata de un método de decisión multicriterio en el que se tienen en cuenta diferentes atributos o parámetros.

Vamos a diferenciar los atributos por los componentes a seleccionar, estos parámetros se expondrán por orden de importancia.

#### a) Carriles

1. Anchura cabeza: Parámetro que refleja la disponibilidad de anchos de cabeza de carril en diferentes medidas.
2. Sección: Superficie en la vista frontal del carril.
3. Disponibilidad: Factor que refleja la posibilidad de adquirir este tipo de elementos.

#### b) Ruedas

1. Seguridad: Atributo que relaciona la seguridad del elemento respecto a los movimientos laterales de la rueda.
2. Simplicidad: Parámetro que refleja el nivel de dificultad para el montaje y desmontaje de la rueda.
3. Mantenimiento: Factor que refleja el número de inspecciones que le deben realizar al sistema o elemento para su correcto funcionamiento.

#### c) Motor hidráulico

1. Par motor: Momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia, para este caso serán necesarios pares elevados.
2. Velocidad giro: Velocidad de rotación ofrecida por el motor al eje de transmisión, que para la velocidad de avance del conjunto deberá tratarse de velocidades de giro reducidas.
3. Cilindrada: Capacidad del cilindro del motor hidráulico.
4. Ruido: Factor que tendrá en cuenta la generación de ruido del propio motor.

---

La descripción y desarrollo de este método viene dado en el *Anexo 3.5. Método de las jerarquías analíticas*. Con este método se puede concluir que, los elementos seleccionados como solución óptima son los siguientes:

- a)** El carril tipo Burbach. Para esta selección no ha sido necesaria la utilización del método de jerarquías analíticas, ya que como se verá más tarde, debido a los cálculos llevados a cabo no había otra opción donde escoger.
- b)** La rueda con doble pestaña.
- c)** El motor hidráulico orbital.

---

## 1.8 DISEÑO GENERAL DEL SISTEMA

### 1.8.1. REQUISITOS DEL DISEÑO

Por parte de la empresa CONCRETA DESARROLLO S.L., se ha cedido un proyecto de un carro diseñado para un túnel. El modelo del equipo encofrante ha sido calculado y diseñado por el departamento técnico de la empresa para una sección de túnel específica. Las características de esta sección están representadas en el *Plano 001*.

#### *Definición geométrica*

.El conjunto total del equipo encofrante tiene un peso total de 74.733 kg, al cual faltaría añadir el peso de cada rueda y de los motores hidráulicos necesarios. Por lo tanto se tomara en cuenta una mayoración de la carga hasta llegar a las 77 toneladas, es decir un 3% de peso adicional.

El carro de traslado forma parte del equipo encofrante mencionado anteriormente, por lo tanto sus medidas vienen definidas por el propio diseño del conjunto. El carro estará compuesto por una estructura de perfiles metálicos, con cuatro patas donde irán ubicadas las cuatro ruedas. Las dimensiones del carro de encofrado están representadas en el *Plano 002. Equipo de encofrado*.

Los requisitos propuestos por la empresa promotora son los siguientes:

- El equipo encofrante debe ser capaz de alcanzar una velocidad de 1 m/min en cualquier circunstancia.
- La pendiente que tiene que ser capaz de superar, según el diseño del trayecto del túnel, es del 3%.
- Se requiere un coeficiente de seguridad a la rotura para las ruedas del 1.6 y para los carriles como mínimo de 2.
- Que el rendimiento del motor hidráulico este por debajo del 75%, para tener un margen de seguridad por cualquier imprevisto que pudiera tener lugar durante el avance del conjunto.

---

## 1.8.2. ELEMENTOS DEL DISEÑO.

Aunque en este proyecto no se tenga que realizar el diseño de ningún elemento nuevo, se tendrán que utilizar diferentes elementos comerciales para cada componente que se necesite calcular.

### 1.8.2.1. CARRIL

El carril o rail es el encargado de soportar todas las cargas del conjunto y de ofrecer una superficie con planicidad suficiente para permitir la rodadura de la rueda. Este elemento puede estar diseñado con varios rasgos que modificaran sus propiedades mecánicas. Así pues, los parámetros principales para seleccionar el diseño adecuado del carril son:

1. Tipo de carril.
2. Dimensiones de la cabeza del carril.
3. Material.

### 1.8.2.2. RUEDAS

Las ruedas en este proyecto presentan dos funciones. La primera función es transmitir las cargas del carro a los carriles anteriormente nombradas. La segunda función, es servir como elemento de rodadura y facilitar la traslación del equipo encofrante.

Como ya se ha comentado previamente, las ruedas que se utilizaran en este proyecto están dentro del catálogo de ruedas de *DEMAG CRANES & COMPONENTS*, que podemos encontrar en el apartado *Anexos 3.4. Catálogo ruedas DEMAG*.

En el catálogo podemos observar que existen cuatro gamas de ruedas diferentes en su diseño y en la carga que podrían soportar principalmente. Las diferentes gamas que podemos encontrar son:

- Bloque de ruedas DRS. Con una capacidad de carga entre 2,75 y 40 toneladas.
- Bloque de ruedas LRS. Se utilizan para rangos de capacidad de cargas inferiores a 6,75 toneladas.
- Bloque de ruedas RS. Presentan una capacidad de carga entre las 3.5 y 18 toneladas, realizadas en acero inoxidable, chapa de acero y para aplicaciones de altas temperaturas.

- 
- Bloque de ruedas LWS. Es la gama de ruedas mayor de todo el catálogo, están diseñadas para una capacidad de carga que van desde las 28 toneladas hasta unas 60 toneladas.

Por las cargas que se manejaran en este proyecto, las ruedas más indicadas serán las ruedas DRS. Dentro de esta gama, a través del posterior cálculo, se elegirá el diámetro más adecuado para formar parte del equipo de encofrados.

Se ha optado por esta marca en concreto de ruedas, principalmente por tres características que las diferencian de toda la competencia. Estas tres características se explican a continuación:

- **Posibilidades de montaje.** Los bloques de ruedas permiten cualquier orientación para la conexión de estos, con el resto del conjunto. Estas conexiones pueden ser desde una posición de montaje superior y frontal atornillada o soldada, como el montaje lateral por medio de pernos. Con las uniones atornilladas es posible desplazar y alinear lateralmente los bloques de rueda posteriormente al montaje.
- **Alineamiento preciso.** El conjunto de ruedas *Demag Cranes & Components*, posee un sistema de alineación por láser, que permite la alineación de los bloques de ruedas de forma rápida y precisa.
- **Cambio de rueda.** Debido a la carcasa dividida en partes asimétricas, que tienen los bloques de ruedas, es posible el cambio de ruedas desgastadas o en mal estado, e incluso equipar el conjunto con ruedas de otras características, sin la necesidad de desmontar la carcasa de la estructura portada. Esta característica evita la complicada tarea de montaje, desmontaje y realineación de las ruedas.

El parámetro principal a definir en el proyecto es el diámetro de la rueda, el cual influirá tanto en la carga que pueden soportar, como en la fuerza necesaria para el avance del conjunto.

#### 1.8.2.3. PATAS DE UNIÓN RUEDA-CARRO

Para la unión de la bancada de las ruedas con las patas existentes en el carro, será necesario el diseño de unos elementos metálicos que sirvan tanto para unir ambos elementos como de soporte de estos.

#### 1.8.2.4. MOTORES HIDRÁULICOS

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte la presión hidráulica en par de torsión y desplazamiento angular. En otras palabras, convierte el flujo hidráulico en una rotación o giro. Se trata del funcionamiento inverso a las bombas hidráulicas. Principalmente se usan porque entregan un gran par a velocidades de giro pequeñas comparadas con los motores eléctricos. Estos sistemas consiguen la presión de trabajo por medio del uso de fluidos hidráulicos prácticamente incompresibles.

Asimismo, los motores hidráulicos proporcionan fuerzas y pares elevados con un alto nivel de control del movimiento, pueden abarcar velocidades desde las 0,5 rpm hasta 10.000 rpm y el par que pueden proporcionar va desde 1 Nm, hasta 20.000 Nm.

Existen diferentes tipos de motores hidráulicos, los que más se suelen utilizar en la industria son los siguientes:

- Motor de engranajes.

Están compuestos por dos engranajes que engranan entre si y giran en direcciones opuestas dentro de la caja del motor. El fluido hidráulico fluye en el orificio de entrada y es atrapado por los engranajes fluyendo por toda la cavidad existente entre estos y la caja hasta el orificio de salida bajo presión. En la siguiente imagen, se puede observar el funcionamiento anteriormente descrito.

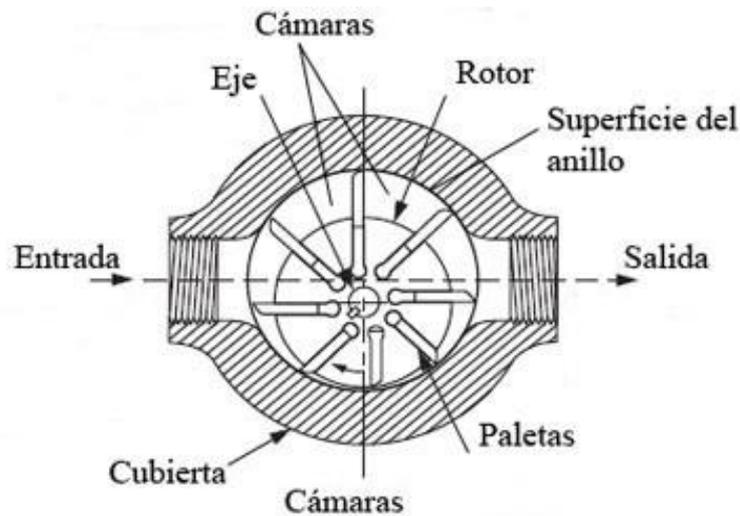


Imagen 3. Funcionamiento motor hidráulico de engranajes.

Los motores de engranajes tienen la capacidad de trabajar a altas velocidades pero su rendimiento decae a bajas velocidades. Además el par que pueden ofrecer es reducido. Son el tipo de motores más baratos pero también los más ruidosos.

- Motor de paletas.

Los motores de paletas presentan la misma estructura que las bombas de paletas, una cavidad cilíndrica con un conjunto de aletas con cinemática radial que deslizan u oscilan dentro de este cilindro hueco. El fluido entra en las cámaras del motor formadas por las paletas que son presionadas por un muelle y, que al ser accionadas por la fuerza centrífuga y la presión, se ajustan a las paredes interiores de la cavidad del motor. La forma excéntrica de estas cámaras, comprime el fluido hidráulico y empujan las paletas a realizar el movimiento giratorio, como se puede ver en la imagen a continuación.



*Imagen 4. Funcionamiento motor hidráulico de paletas.*

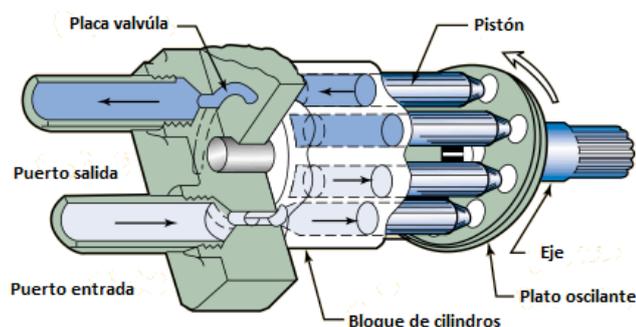
Este tipo de motores presentan algunas limitaciones en el par de arranque y a bajas velocidades a causa de un alto porcentaje de deslizamiento o a las fugas internas de fluido. Por esta razón, no se pueden emplear en sistemas de muy alta presión.

- Motor de pistones.

Dentro de los motores hidráulicos de pistones, podemos diferenciar dos sub-tipos distintos de motores en función de la posición de los pistones respecto al eje de rotación.

- Motor de pistones axiales.

En este tipo de motores los pistones van situados en la dirección del eje del motor. Para su funcionamiento el fluido hidráulico entra por la base del pistón y lo obliga desplazarse hacia fuera. A su vez, la cabeza del pistón, con una forma de rodillo, apoya sobre un plato oscilante inclinado. Esta superficie girara solidaria al eje en el que va montada debido a la fuerza tangencial que ejerce sobre dicha superficie la cabeza del pistón.



*Imagen 5. Motor hidráulico de pistones axiales*

- Motor de pistones radiales.

En este caso, los pistones están dispuestos en la dirección radial del eje de giro. Asimismo, el funcionamiento de los motores radiales es similar a los motores de pistones axiales, aunque aquí el par se consigue debido a la excentricidad. La componente transversal de la fuerza que actúa sobre la carcasa sea diferente en posiciones diametralmente opuestas, generando una resultante distinta de cero que origina el par de giro.

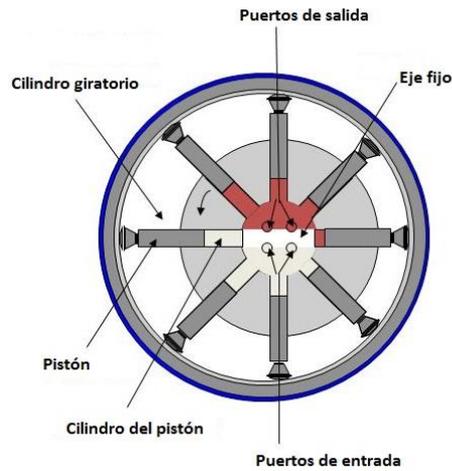


Imagen 6. Motor hidráulico de pistones radiales

A su vez, dentro de los motores de pistones radiales también podemos diferenciar entre los radiales internos, en los cuales una leva envuelve el conjunto de pistones. Por otro lado encontramos los radiales externos, que están colocados, obviamente, en la parte exterior.

Dentro de los diferentes tipos de motores hidráulicos, los de pistones pueden adaptarse mejor a un alto par, funcionar a bajas velocidades de trabajo y trabajar a altas presiones.

- Motor orbital

El motor orbital o también conocido como gerotor, es un tipo de motor hidráulico es de los más usados y aplicados en todo el mundo. Puede ser de alta velocidad - bajo torque cuando no tiene conmutador y es de eje sólido, o al contrario puede ser de alto torque - baja velocidad con eje partido.

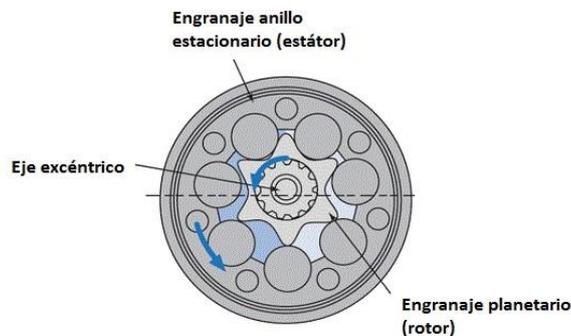


Imagen 7. Motor hidráulico orbital

---

El conjunto rotativo está compuesto por el rotor interno, el externo o estator y los rodillos. El rotor interior tiene un diente menos que el externo y su centro no es concéntrico, tiene una excentricidad. El rotor externo y los rodillos son estacionarios, mientras el rotor interno es forzado a rotar por el flujo, y este orbita alrededor del centro del rotor externo.

Este tipo de motores, son especialmente utilizados por su alto par pese a ser motores de reducido tamaño y cilindrada.

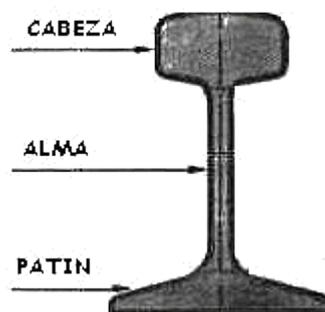
## 1.9. DISEÑO EN DETALLE DE LOS ELEMENTOS

### 1.9.1. CARRIL

Para seleccionar el diseño del carril óptimo, se tiene en consideración el cálculo de los esfuerzos de contacto entre la rueda y el carril. Debido a que la rueda debe de ser capaz de rodar libremente por el carril, la cabeza del carril no puede ser mayor a la anchura máxima de la rueda entre pestañas. Esta dimensión, estará descrita en el siguiente apartado, *1.9.2. Ruedas*.

Los carriles están divididos en tres partes, cabeza, alma y patín, como se puede observar en la Imagen 5.

- La cabeza es la superficie de rodadura, la parte que sufre el desgaste debido al rozamiento con la rueda.
- El alma une el patín con la cabeza.
- El patín es el ala inferior del perfil, es la parte que trabaja como superficie de apoyo con el suelo.



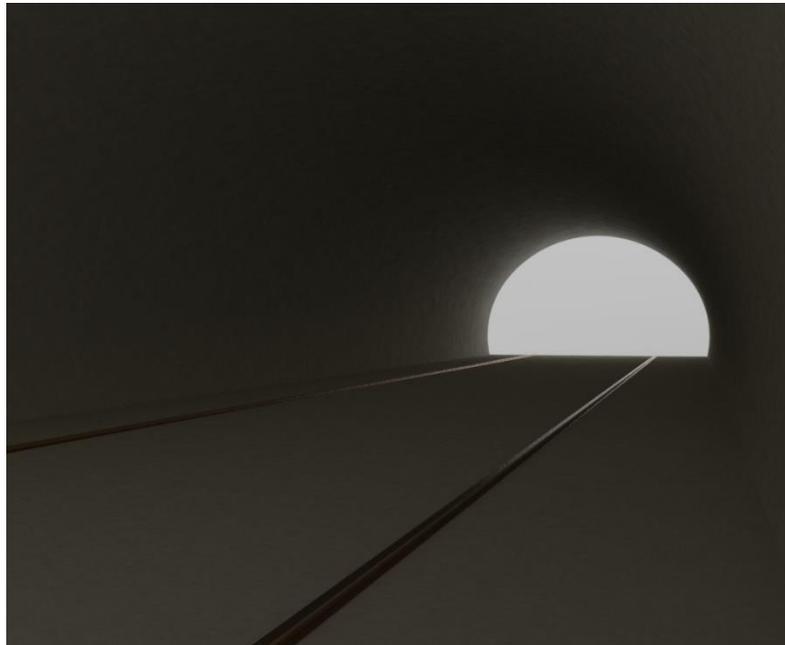
*Imagen 8. Partes de un carril.*

En los cálculos nombrados anteriormente, se observa como el ancho mínimo de la cabeza del carril tiene que ser 100 mm. Por esta razón, el perfil del carril será un Burbach A100. Es importante comentar, que de perfil Vignole no existen en el mercado anchos de estas características.

El carril de perfil Burbach A100 debido a su forma geométrica, descrita en el Plano 003. Carril Burbach A100, está diseñado para soportar grandes cargas por la cabeza ancha y además el patín ancho facilita la fijación al suelo. El carril será de un Acero 700, fabricado según la normativa EN10149-2.

---

La longitud del carril será decidida por la empresa promotora según la disponibilidad del material, que en el presente proyecto será de 9 metros de longitud. En la Imagen 9, podemos ver una representación de las dos vías ubicadas en su posición final de montaje en el interior del túnel a construir.



*Imagen 9. Posición carriles interior del túnel.*

### 1.9.2. RUEDAS

El dimensionamiento de las ruedas viene definido por el diámetro mínimo de la rueda según los cálculos realizados. Este diámetro será de 400 mm, coincidente con las ruedas DRS 400, de Demag Cranes & Components. El resto de dimensiones principales de la rueda vienen dadas según el fabricante. La figura muestra una visión general del conjunto rueda, formado por la rueda de  $\text{Ø}400\text{mm}$  y la bancada protectora.



*Imagen 10. Conjunto rueda DEMAG DRS400*

---

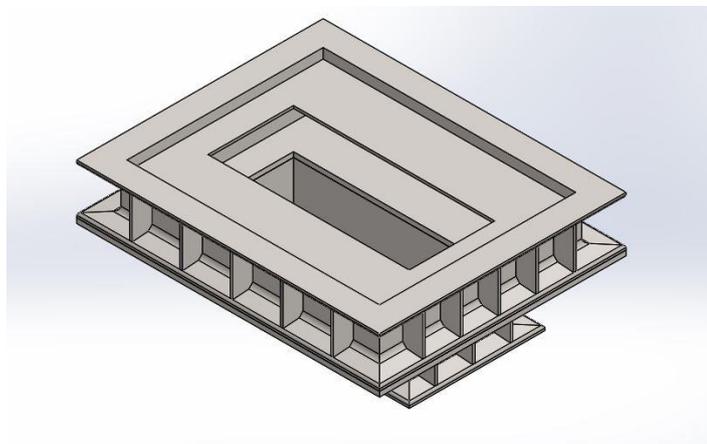
Cada componente que forma la rueda, está descrito en el catálogo adjunto en el apartado *Anexos 3.4. Catálogo de ruedas*. En este proyecto se utilizarán dos ruedas motrices y dos ruedas locas. Estos dos tipos de configuraciones de ruedas difieren en que las ruedas motrices tienen un hueco dentado para alojar un eje según DIN 5480.

Además de esto, en el *Plano 004. Conjunto ruedas DEMAG DRS400* se observa en explosión el conjunto de todos los componentes presentes en las ruedas DEMAG DRS400, además así es como se procedería para el montaje y desmontaje de la rueda en caso del cambio de está.

El material de las ruedas es hierro de fundición gris nodular, denominado EN-GJS-700, que es el ofrecido por la empresa DEMAG.

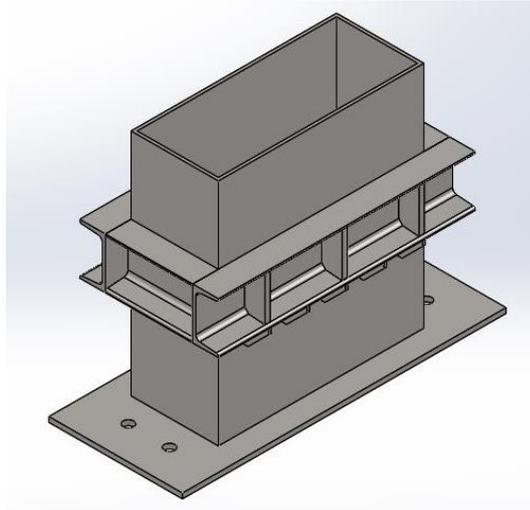
### 1.9.3. PATAS DE UNIÓN CARRO-RUEDA

Para el diseño de las patas de unión se ha tenido en cuenta las dimensiones de las patas ya existentes, así como la dimensión de la bancada de la rueda. Además como las ruedas deben de poder ascender y descender respecto a la pata del carro para proceder con las acciones de encofrado y desencofrado, será necesario una abertura central para el paso de unos cilindros hidráulicos.



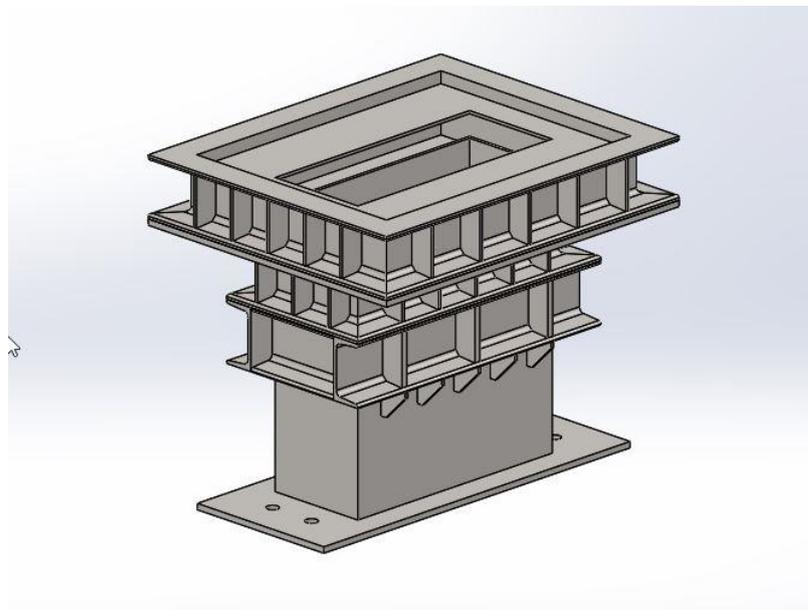
*Imagen 11. Pieza superior pata de unión carro-rueda*

Con estas premisas, se ha diseñado dos piezas separadas, una que ira fijada a la pata del carro (imagen 11) y otra que será la parte móvil y que se sujetara a la bancada de las ruedas (imagen 12). Ambos elementos están formados por vigas UPN y placas soldadas, además para poder soportar los esfuerzos a los que estarán sometidos será necesario la inclusión de unos nervios de refuerzo como se puede ver en ambas imágenes.



*Imagen 12. Pieza inferior pata de unión rueda-carro*

Las dos partes de la pata de unión se realizarán por soldadura de las diferentes piezas en todo el perímetro de las superficies. El material a utilizar será acero S275. En la imagen 13 se puede ver el ensamblaje completo de la pata de la rueda, así también en el *Plano 006. Pata unión carro-rueda*, se pueden observar las dimensiones de ambas piezas. Además, en el *Plano 007. Conjunto carro de encofrado*, se observará la vista completa de todo el conjunto carro encofrante y, así también una vista explosionada del montaje de la pata de unión con la rueda y el carro ya existente. En el apartado 2.2. *Pata de unión carro-rueda*, se halla el dimensionado de ambos elementos.



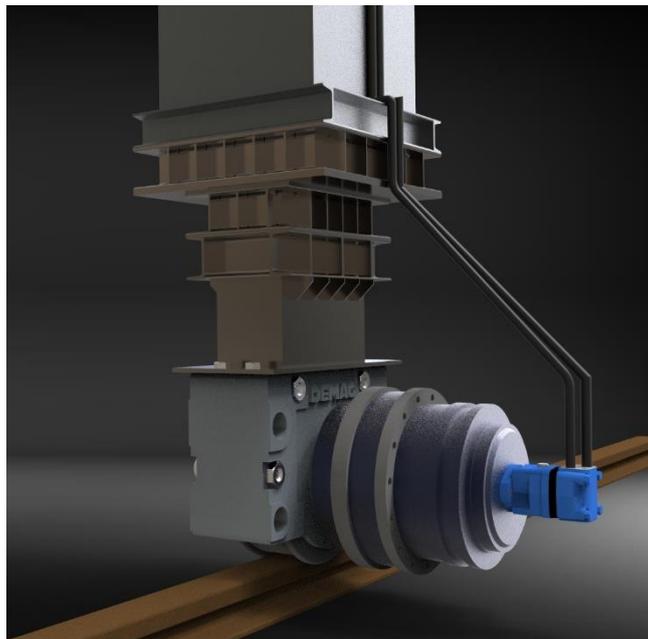
*Imagen 13. Conjunto montado pata de unión carro-rueda*

#### 1.9.4. MOTOR

Una vez determinadas las condiciones de uso del motor, se escogerá el tipo de motor hidráulico de pistones radiales, necesario para el avance del equipo encofrante. La selección del tipo de motor se hará en función de sus características, las cuales vendrán expuestas en el catálogo por parte del fabricante. Para la aplicación proyectada, se escogerá el motor OMS 315 de la marca SAUER DANFOSS. Este motor genera 15 kW a 240 rpm, superando los 2300 W requeridos. Para la adecuación del motor a las características del sistema, se requerirá de un motoreductor de velocidad. El motoreductor de velocidad elegido será un SOM planetary PG 3003, con una relación de transmisión de 64,6.

El cálculo de la potencia requerida por el motor viene dado en el apartado 2.3 *Motores*.

Además, en la imagen 14, se muestra una imagen general del conjunto motor y motoreductor junto con la rueda motriz.



*Imagen 14. Conjunto completo rueda motriz*

---

### 1.9.5. SISTEMA HIDRÁULICO

Para que los motores descritos en el punto anterior, es necesario un sistema hidráulico que dote al conjunto con un fluido hidráulico a la presión requerida. Este sistema hidráulico será formado por: una bomba hidráulica, un depósito y todas las tuberías que unirán los diferentes elementos del sistema completo.

Según los cálculos en el apartado *Cálculos 2.4*, el caudal necesario para que la bomba hidráulica distribuya el fluido por todo el circuito de tuberías y motores será de 72 l/min. Del catálogo de bombas de la compañía TECONASA, se seleccionará la bomba GR55 tipo 63, pascual con un caudal de 91,4 l/min. Esta bomba ofrece una presión constante de salida de 250 bares.

Respecto a la longitud de las tuberías, será determinada por medio de un croquis en 3D, con el modelo completo, aportado al proyecto por la empresa promotora. Estas longitudes se observan en el plano 08. Las tuberías deberán unir la salida de la bomba hidráulica con todos los motores hidráulicos y estos de nuevo con un recorrido de vuelta. Además como el equipo de encofrado también tiene cilindros hidráulicos, se tendrán en cuenta estos elementos para el cálculo de la longitud de las tuberías.

Para el depósito hidráulico, serán necesario como mínimo 97,35 litros, como se puede ver en el apartado Cálculo 2.4.3. Cálculo depósito hidráulico. El más cercano en el mercado comercial será de Bezares, con una capacidad de 100 litros.

---

## 1.10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

El presente proyecto de fin de grado ha servido para poner en práctica los conocimientos adquiridos durante la realización del grado universitario, y plasmar todo este aprendizaje en un proyecto real y enfocado al mundo laboral.

Al término del proyecto aquí redactado, se puede concluir que el proyecto es viable desde un punto de vista técnico, cumpliendo todos los requisitos de diseño nombrados en el apartado referente (nombras apartado). Los requisitos de diseño satisfechos son los siguientes:

- El equipo encofrante es capaz de avanzar a lo largo de toda la longitud del túnel a una velocidad de 1m/min, como máximo.
- El coeficiente de seguridad en la rueda es de 1.76, superior al requerido en los criterio de diseño en un 6.25%.
- El coeficiente de seguridad en el carril es de 3.2, superior al requerido en los criterios de diseño en un 60%.
- Que el rendimiento del motor hidráulico este por debajo del 75%, para tener un margen de seguridad por cualquier imprevisto que pudiera tener lugar durante el avance del conjunto.

Para concluir, se puede añadir que la realización de un proyecto real es más complejo que uno teórico, dado que hay aspectos importantes que no se han podido abarcar en la totalidad del proyecto realizado.

Por último, aunque se han cumplido todas las especificaciones propuestas, existen algunos aspectos del proyecto que podrían formar parte de trabajos futuros, como podrían ser:

- Construcción del conjunto rueda por parte de la empresa promotora.
- Estudio de los componentes del motoreductor.
- Automatización del conjunto del carro encofrante.



---

# 2. CÁLCULOS



---

# ÍNDICE

<b>2. CÁLCULOS</b> .....	<b>41</b>
<b>2.1. RUEDA Y CARRIL</b> .....	<b>455</b>
<b>2.1.1. CONTACTO CILÍNDRICO</b> .....	<b>466</b>
<b>2.1.2. CRITERIOS DE ROTURA</b> .....	<b>533</b>
<b>2.1.3. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS RUEDA</b> .....	<b>588</b>
<b>2.1.4. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS CARRIL</b> .....	<b>61</b>
<b>2.2. PATA DE UNIÓN PATA-RUEDA</b> .....	<b>65</b>
<b>2.3. MOTOR</b> .....	<b>67</b>
<b>2.3.1. RESISTENCIA A LA RODADURA</b> .....	<b>69</b>
<b>2.3.1.1 POSICIÓN EN LLANO</b> .....	<b>70</b>
<b>2.3.1.2 PENDIENTE DE 3,5%</b> .....	<b>71</b>
<b>2.3.2. SELECCIÓN DE MOTORES</b> .....	<b>73</b>
<b>2.3.3. CÁLCULO REDUCTOR</b> .....	<b>74</b>
<b>2.4. CIRCUITO HIDRÁULICO</b> .....	<b>77</b>
<b>2.4.1. TUBERÍAS HIDRÁULICAS</b> .....	<b>77</b>
<b>2.4.2. DEPOSITO HIDRÁULICO</b> .....	<b>78</b>
<b>2.4.3. BOMBA HIDRÁULICA</b> .....	<b>80</b>



---

## 2.1. RUEDA Y CARRIL

A fin de poder dimensionar las ruedas y carriles necesarios para soportar el peso del carro de encofrado, será necesario calcular los esfuerzos a los que estará sometido cada elemento debido al contacto entre ambos. Con la obtención de dichos esfuerzos y, comprobando las propiedades mecánicas de cada material, se podrá validar la capacidad de estos para resistir las cargas de trabajo.

Los esfuerzos se encuentran dentro de la denominada mecánica de contacto, esta especialidad se centra en el estudio del contacto entre cuerpos elásticos deformables. El primer científico que estudió este fenómeno fue Heinrich Hertz (1857-1894), que mientras trabajaba en diferentes trabajos, principalmente dentro del campo eléctrico o magnético, se interesó por la naturaleza de las deformaciones y las distribuciones de presiones entre dos cuerpos en contacto.

En 1882 Hertz consiguió responder al problema de contacto entre dos cuerpos elásticos con superficies curvas, por esto los contactos también son conocidos como contactos *hertzianos*. Hertz buscó asignar una forma a la superficie de contacto que satisficiera unas hipótesis, las cuales son definidas a continuación:

1. Las superficies de los cuerpos en contacto tiene una rugosidad despreciable.
2. En las proximidades del contacto, ambas superficies son un paraboloide.
3. Se asume que, en el contacto, los cuerpos tienen un comportamiento elástico lineal. Esto es posible ya que el área de contacto en relación con la curvatura del cuerpo es muy pequeña. Modelizando cada cuerpo como un semiespacio elástico.
4. El rozamiento entre las superficies del contacto se considera nulo, transmitiendo solo tensión normal. Según estas hipótesis el área de contacto entre ambos cuerpos será una elipse y la distribución de presiones normales un elipsoide.

Así pues, con todas las hipótesis aceptadas, la teoría de Hertz asume que conforme ambos cuerpos se ponen en contacto, inicialmente se tocan en un punto. Y bajo la acción de pequeñas fuerzas verticales, los cuerpos se deforman en la cercanía de dicho punto, creando un área de contacto de dimensiones acotadas y pequeña en comparación con las dimensiones de los cuerpos.

En el caso que nos ocupa, se definen ambos cuerpos como un cilindro, la rueda, y un plano, el carril. A su vez, el plano no es más que un cilindro de radio infinito, por lo tanto se tratará de un contacto cilíndrico. Para poder cumplir con esto, se tendrá la simplificación de que el carril es completamente plano en toda su longitud, aunque se puede ver en el *plano 003* que no es así.

### 2.1.1. CONTACTO CILÍNDRICO

En el contacto cilíndrico entre dos cuerpos, ambos interfieren en una línea en toda su longitud. Siguiendo la teoría de Hertz, se obtiene que el área de contacto es un rectángulo. El rectángulo tiene un ancho  $2b$  y una longitud  $l$ . La presión de contacto entre ambos elementos, estará ubicada en el interior del área de contacto con una distribución elíptica, como se puede ver en la imagen 15.

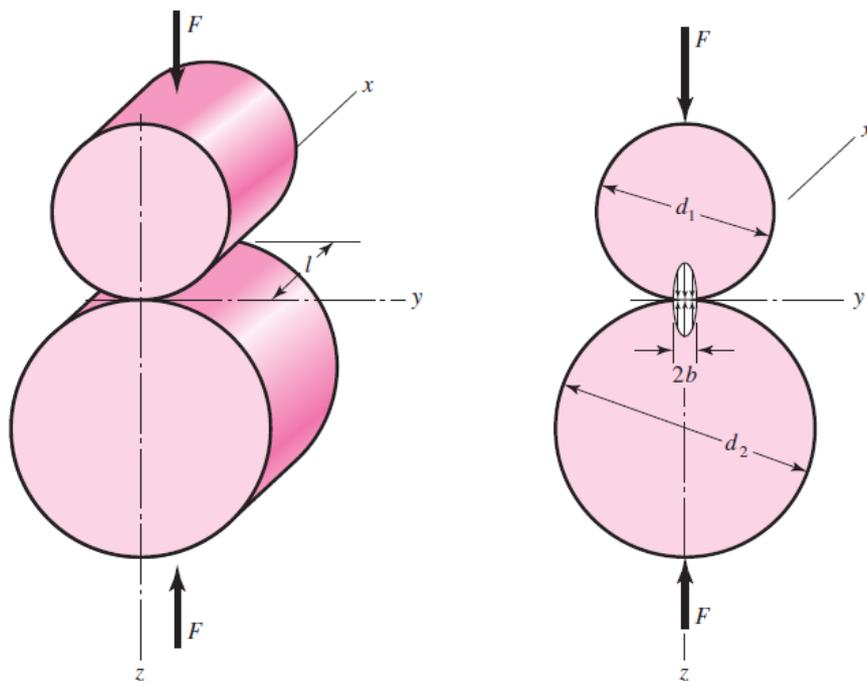


Imagen 15. Presión de contacto entre dos cilindros.

Como se puede observar en la imagen anterior, en el centro de la zona de contacto, tendrá lugar la presión máxima de contacto que viene dada por la siguiente expresión.

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{3F}{2\pi b^2}$$

En esta ecuación, la F será la fuerza normal sobre la rueda en N, esto es, el peso que tendrá que soportar cada rueda. El semiancho del área, es b, que a su vez, se obtiene con la ecuación siguiente.

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{(1-\nu^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu^2)}{E_2}}{\pi l \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}}$$

Aquí se introducirán las propiedades de cada material. Así pues, los subíndices 1 corresponden a las propiedades del material de las ruedas (EN-GJS-700-2) y los subíndices 2 hacen referencia a las propiedades del material del carril, Steel 700. Las características mecánicas de cada material, se encuentran en la tabla 1.

	Ruedas (EN-GJS-700-2)	Carril
<b>Módulo elástico: E</b>	176 x 10 <sup>5</sup> N/mm <sup>2</sup>	210 x 10 <sup>5</sup> N/mm <sup>2</sup>
<b>Coefficiente de Poisson, ν</b>	0.275	0.28
<b>Tensión última: f<sub>u</sub></b>	420 N/mm <sup>2</sup>	700 N/mm <sup>2</sup>

Tabla 1. Propiedades mecánicas materiales

Una vez descritos los materiales, el siguiente paso es calcular las presiones máximas y los semianchos de la zona de contacto entre ambos elementos. Para llevarse a cabo, se necesitan las principales características de las ruedas DEMAG DRS, que se pueden ver en el catálogo adjunto a en el *Anexo 3.5. Catálogo Ruedas DEMAG*, y de los carriles Burbach de la empresa GRANTEX, que también pueden observarse en el catálogo presente en el *Anexo 3.8 Catálogo carril Burbach*.

De las ruedas, es necesario saber el diámetro de la rueda y la anchura entre pestañas, que se hallan en la tabla 1.3 siguiente.

	Diámetro Ø (mm)	Anchura (mm)
DRS112	112	47
DRS125	125	60
DRS 200	200	65
DRS 250	250	75
DRS 315	315	90
DRS 400	400	110
DRS 500	500	110

Tabla 2. Diámetro y anchura ruedas DEMAG DRS

---

De la misma forma, también, los carriles disponibles en perfil Burbach, difieren en la anchura de la cabeza del carril, que se puede ver en la tabla a continuación.

Cabeza carril "l" (mm)	
A45	45
A55	55
A65	65
A75	75
A100	100
A120	120
A150	125

*Tabla 3. Anchura cabeza carriles Burbach*

Con todas las características descritas anteriormente, se desarrolla mediante una tabla en Excel que aplica las ecuaciones anteriores, al cálculo de las presiones máximas y el semiancho del área de contacto de las diferentes posibilidades de unión entre ruedas y carriles. Estas uniones vienen dadas por las anchuras de la rueda entre las dos pestañas y las dimensiones de la cabeza de cada carril, ya que este último tiene que ser menos a la anchura de la rueda con el fin de poder permitir la rodadura libre entre la rueda y los raíles.

Los valores obtenidos, se pueden ver a continuación, mediante la tabla 4. Donde se puede ver los tipos de carriles que se pueden utilizar por cada modelo diferente de rueda dentro de las DEMAG DRS.

Tipo rueda	Tipo carril	Semiancho b (mm)	P <sub>máx</sub> (MPa)
DRS112			
	<b>A45</b>	1.70	1570.53
DRS125			
	<b>A45</b>	1.80	1486.62
	<b>A55</b>	1.63	1344.7
DRS 200			
	<b>A45</b>	2.27	1175.27
	<b>A55</b>	2.06	1063.08
DRS 250			
	<b>A45</b>	2.54	1051.2
	<b>A55</b>	2.30	950.84
	<b>A65</b>	2.11	874.65
DRS 315			
	<b>A45</b>	2.85	936.48
	<b>A55</b>	2.58	847.08
	<b>A65</b>	2.37	779.2
	<b>A75</b>	2.21	725.4
DRS 400			
	<b>A45</b>	3.21	831.04
	<b>A55</b>	2.91	751.71
	<b>A65</b>	2.67	691.47
	<b>A75</b>	2.49	643.72
	<b>A100</b>	2.16	557.48
DRS 500			
	<b>A45</b>	3.59	743.31
	<b>A55</b>	3.25	672.35
	<b>A65</b>	2.99	618.47
	<b>A75</b>	2.78	575.76
	<b>A100</b>	2.41	498.63

Tabla 4. Semiancho y presión máxima de contacto

Al observar y analizar la tabla anterior, se puede observar como:

- Al aumentar el diámetro de la rueda las presiones máximas descienden y aumentan los semianchos de la zona de contacto.
- Al aumentar el ancho de cabeza del carril descienden las presiones máximas y descienden también los semianchos de la zona de contacto.

Por estas dos razones, si con una rueda y un carril determinado, no cumplen las condiciones necesarias, se deberá aumentar ambos hasta que cumplan. Para saber si los elementos son válidos y por tanto, si van a cumplir con su cometido, se deberá comprobar la resistencia a rotura de los dos componentes.

Hertz en su teoría del contacto, también describió los esfuerzos que sufrirían ambos elementos en contacto a lo largo del eje z. Estos esfuerzos serán máximos en la superficie de ambos elementos, en z=0. Las ecuaciones para los esfuerzos de contacto de Hertz, son las siguientes:

$$\sigma_x = -2\nu p_{\text{máx}} \left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_y = -p_{\text{máx}} \left( \frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_z = \frac{-p_{\text{máx}}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}}$$

Con la misma hoja de cálculo, aplicando las ecuaciones anteriores y las presiones máximas y semianchos obtenidos anteriormente. Para cada configuración de rueda y carril se obtienen los esfuerzos que se pueden contemplar seguidamente en la *tabla 5: tensiones obtenidos para las ruedas*, y en la *tabla 6: las tensiones obtenidas para los carriles*.

Rueda				
Tipo de rueda	Tipo de carril	$\sigma_x$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_z$ (MPa)
<b>DRS112</b>				
	A45	-866.27	-1575.03	-1575.03
<b>DRS125</b>				
	A45	-819.99	-1490.88	-1490.88
	A55	-741.70	-1348.55	-1348.55
<b>DRS 200</b>				
	A45	-648.26	-1178.65	-1178.65
	A55	-586.37	-1066.13	-1066.13
<b>DRS 250</b>				
	A45	-579.82	-1054.21	-1054.21
	A55	-524.46	-953.57	-953.57
	A65	-482.44	-877.16	-877.16
<b>DRS 315</b>				
	A45	-516.54	-939.17	-939.17
	A55	-467.23	-849.51	-849.51
	A65	-429.79	-781.43	-781.43
	A75	-400.11	-727.48	-727.48
<b>DRS 400</b>				
	A45	-458.39	-833.43	-833.43
	A55	-414.63	-753.86	-753.86
	A65	-381.40	-693.45	-693.45
	A75	-355.06	-645.57	-645.57
	A100	-307.49	-559.08	-559.08
<b>DRS 500</b>				
	A45	-409.99	-745.44	-745.44
	A55	-370.85	-674.28	-674.28
	A65	-341.13	-620.24	-620.24
	A75	-317.58	-577.42	-577.42
	A100	-275.03	-500.06	-500.06

Tabla 5. Valores tensión equivalente rueda

Raíl				
Tipo de rueda	Tipo de carril	$\sigma_x$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_z$ (MPa)
<b>DRS112</b>				
	A45	-945.02	-1575.03	-1575.03
<b>DRS125</b>				
	A45	-894.53	-1490.88	-1490.88
	A55	-809.13	-1348.55	-1348.55
<b>DRS 200</b>				
	A45	-707.19	-1178.65	-1178.65
	A55	-639.68	-1066.13	-1066.13
<b>DRS 250</b>				
	A45	-632.53	-1054.21	-1054.21
	A55	-572.14	-953.57	-953.57
	A65	-526.29	-877.16	-877.16
<b>DRS 315</b>				
	A45	-563.50	-939.17	-939.17
	A55	-509.71	-849.51	-849.51
	A65	-468.86	-781.43	-781.43
	A75	-436.49	-727.48	-727.48
<b>DRS 400</b>				
	A45	-500.06	-833.43	-833.43
	A55	-452.32	-753.86	-753.86
	A65	-416.07	-693.45	-693.45
	A75	-387.34	-645.57	-645.57
	A100	-335.45	-559.08	-559.08
<b>DRS 500</b>				
	A45	-447.26	-745.44	-745.44
	A55	-404.57	-674.28	-674.28
	A65	-372.15	-620.24	-620.24
	A75	-346.45	-577.42	-577.42
	A100	-300.03	-500.06	-500.06

Tabla 6. Resultados tensiones para el carril

El modelo matemático del campo de esfuerzos, según Hertz la zona de contacto está libre de esfuerzos cortantes, por lo tanto los valores obtenidos son los esfuerzos principales.

### 2.1.2. CRITERIOS DE ROTURA

Las tensiones aplicadas en un cubículo infinitesimal, una vez elegidos unos ejes coordenados se pueden agrupar las distintas componentes en una matriz. Esta matriz de nueve componentes define el estado tensional de un punto respecto a los ejes de coordenadas, esta matriz es denominada **matriz de tensiones** o **tensor de tensiones**.

El tensor de tensiones, con todas las componentes incluidas, se presenta de la siguiente forma:

$$[T] = \begin{pmatrix} \sigma_{nx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{ny} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{nz} \end{pmatrix}$$

Esta matriz, debido a la *Teorema de reciprocidad*, es simétrica. Además, toda matriz simétrica es diagonalizable y tiene tres vectores propios. Estos vectores propios son las direcciones propias de la matriz. Dicho de otra forma, las tensiones son perpendiculares a las caras del cubo y no existen esfuerzos tangenciales.

Así pues, estas son las tensiones que se han obtenido en el apartado anterior para cada configuración distinta. La matriz de tensiones entonces quedaría de la siguiente forma:

$$T_{ppal} = \begin{pmatrix} \sigma_I & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{II} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{III} \end{pmatrix}$$

Las tensiones principales se nombran en orden decreciente,  $\sigma_I > \sigma_{II} > \sigma_{III}$ , por lo que en este caso se tendrá una equivalencia entre los esfuerzos como se observa a continuación:

$$\sigma_z > \sigma_x > \sigma_y$$

Entonces:

$$\sigma_z = \sigma_I$$

$$\sigma_x = \sigma_{II}$$

$$\sigma_y = \sigma_{III}$$

---

Por medio de estas tres tensiones principales, se puede representar cualquier estado tensional por muy complejo que este sea. De esta forma, se supondrá que los tres esfuerzos principales actúan en las tres direcciones incrementadas proporcionalmente con un coeficiente  $\eta$ , igual para los tres esfuerzos.

Este valor  $\eta$ , relaciona el estado triaxial de esfuerzos anterior con el estado monoaxial por la definición de la *tensión equivalente en rotura*. Se define  $\eta$  como el coeficiente de seguridad. El cuál es el cociente entre la resistencia a rotura y el esfuerzo al que un sistema está sometido realmente.

Para predecir la rotura de un material bajo la acción de cargas, es necesario la utilización de uno de los criterios de fractura. En este caso, se aplicara el **Criterio de von Mises**. De ahí se obtendrá la ecuación mediante la cual se tendrá la tensión equivalente de Von Mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_I - \sigma_{III})^2]}$$

La tensión equivalente de Von Mises, se comparara con la tensión última de cada material, las cuales se pueden encontrar en la tabla 1. El cociente entre la tensión equivalente y la tensión última, proporcionara el coeficiente de seguridad en cada elemento, que según los criterios de diseño en este proyecto, debe de ser superior a 1,6 para las ruedas y de 2 en los carriles. Con todos estos datos se seleccionará las dimensiones de carril y ruedas necesarias para cumplir con el propósito del presente proyecto. Los coeficientes de seguridad de cada configuración, se pueden observar en la tabla 9.

Rueda					
Tipo de rueda	Tipo de carril	$\sigma_x$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_z$ (MPa)	$\sigma_{eq,VM}$
<b>DRS112</b>					
	A45	-866.27	-1575.03	-1575.03	708.76
<b>DRS125</b>					
	A45	-819.99	-1490.88	-1490.88	670.90
	A55	-741.70	-1348.55	-1348.55	606.85
<b>DRS 200</b>					
	A45	-648.26	-1178.65	-1178.65	530.39
	A55	-586.37	-1066.13	-1066.13	479.76
<b>DRS 250</b>					
	A45	-579.82	-1054.21	-1054.21	474.40
	A55	-524.46	-953.57	-953.57	429.11
	A65	-482.44	-877.16	-877.16	394.72
<b>DRS 315</b>					
	A45	-516.54	-939.17	-939.17	422.63
	A55	-467.23	-849.51	-849.51	382.28
	A65	-429.79	-781.43	-781.43	351.65
	A75	-400.11	-727.48	-727.48	327.36
<b>DRS 400</b>					
	A45	-458.39	-833.43	-833.43	375.04
	A55	-414.63	-753.86	-753.86	339.24
	A65	-381.40	-693.45	-693.45	312.05
	A75	-355.06	-645.57	-645.57	290.51
	A100	-307.49	-559.08	-559.08	251.59
<b>DRS 500</b>					
	A45	-409.99	-745.44	-745.44	335.45
	A55	-370.85	-674.28	-674.28	303.42
	A65	-341.13	-620.24	-620.24	279.11
	A75	-317.58	-577.42	-577.42	259.84
	A100	-275.03	-500.06	-500.06	225.03

Tabla 7. Tensión equivalente Von Mises, rueda

Raíl					
Tipo de rueda	Tipo de carril	$\sigma_x$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_z$ (MPa)	$\sigma_{eq,VM}$
<b>DRS112</b>					
	A45	-945.02	-1575.03	-1575.03	630.01
<b>DRS125</b>					
	A45	-894.53	-1490.88	-1490.88	596.35
	A55	-809.13	-1348.55	-1348.55	539.42
<b>DRS 200</b>					
	A45	-707.19	-1178.65	-1178.65	471.46
	A55	-639.68	-1066.13	-1066.13	426.45
<b>DRS 250</b>					
	A45	-632.53	-1054.21	-1054.21	421.69
	A55	-572.14	-953.57	-953.57	381.43
	A65	-526.29	-877.16	-877.16	350.86
<b>DRS 315</b>					
	A45	-563.50	-939.17	-939.17	375.67
	A55	-509.71	-849.51	-849.51	339.80
	A65	-468.86	-781.43	-781.43	312.57
	A75	-436.49	-727.48	-727.48	290.99
<b>DRS 400</b>					
	A45	-500.06	-833.43	-833.43	333.37
	A55	-452.32	-753.86	-753.86	301.55
	A65	-416.07	-693.45	-693.45	277.38
	A75	-387.34	-645.57	-645.57	258.23
	A100	-335.45	-559.08	-559.08	223.63
<b>DRS 500</b>					
	A45	-447.26	-745.44	-745.44	298.18
	A55	-404.57	-674.28	-674.28	269.71
	A65	-372.15	-620.24	-620.24	248.10
	A75	-346.45	-577.42	-577.42	230.97
	A100	-300.03	-500.06	-500.06	200.02

Tabla 8. Tensión equivalente Von Mises, Carril

Factor de seguridad $n_s$			
Tipo de rueda	Tipo de carril	Rueda	Raíl
<b>DRS112</b>			
	A45	0.59	1.11
<b>DRS125</b>			
	A45	0.63	1.17
	A55	0.69	1.30
<b>DRS 200</b>			
	A45	0.79	1.48
	A55	0.88	1.64
<b>DRS 250</b>			
	A45	0.89	1.66
	A55	0.98	1.84
	A65	1.06	2.00
<b>DRS 315</b>			
	A45	0.99	1.86
	A55	1.10	2.06
	A65	1.19	2.24
	A75	1.28	2.41
<b>DRS 400</b>			
	A45	1.12	2.10
	A55	1.24	2.32
	A65	1.35	2.52
	A75	1.45	2.71
<b>DRS 500</b>			
	A45	1.25	2.35
	A55	1.38	2.60
	A65	1.50	2.82
	A75	1.62	3.03
	A100	1.87	3.50

Tabla 9. Factor de seguridad rueda y carril

En la tabla anterior se observa cómo debido al requisito de diseño del coeficiente de seguridad ante rotura, de toda las posibles configuraciones solo hay tres que son válidas para el presente proyecto. Las cuales son:

- DRS 400 con carril Burbach A100, con un coeficiente de seguridad de 1,67 para la rueda y de un 3,13 para el carril.
- DRS 500 con carril Burbach A75, con un coeficiente de seguridad de 1,62 para la rueda y de un 3,03 para el carril.

- DRS 500 con carril Burbach A100, con un coeficiente de seguridad de 1,87 para la rueda y de un 3,50 para el carril.

De estas tres, se seleccionara la de menor diámetro de rueda disponible. Esto es debido a la potencia necesaria para mover la rueda, que a mayor tamaño la potencia aumenta proporcionalmente, como se verá en el siguiente apartado.

Finalmente, la rueda seleccionada para utilizarse en este proyecto es la: **DEMAG DRS 400**.

### 2.1.3. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS RUEDA

Con el fin de comprobar los resultados obtenidos en el apartado anterior, se llevara a cabo un análisis de elementos finitos de la rueda seleccionada. Este análisis se realizara en el programa *SOLIDWORKS*, en su complemento *SOLIDWORKS Simulation*. El elemento que se ensayara es la rueda en sí, obviando la carcasa exterior.

En la Imagen 16, se puede ver como se ha simplificado la rueda. Se ha recortado esta por la mitad y además, se ha realizado una línea de partición en el centro de la rueda con la dimensión del semiancho del área de contacto, que será de 2,16 mm. No se ha utilizado la dimensión completa del área de contacto, ya que como se utilizara el valor de la presión máxima, al realizar la simulación la presión total resultante sería muy superior a la que realmente será aplicada al elemento.

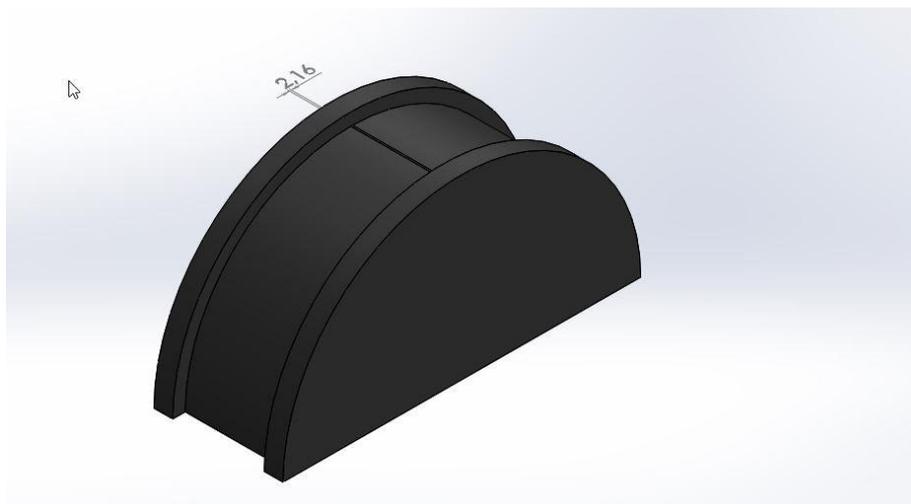


Imagen 16. Área de contacto rueda

A este modelo se le aplica dos condiciones para llevar a cabo la simulación. En primer lugar, se aplica una restricción de movimiento a la parte por donde se ha recortado el modelo, ya que la otra parte de la rueda limitaría el movimiento de esta. Por otro lado, se coloca una carga de presión igual a la obtenida por medio de las ecuaciones utilizadas en el apartado anterior. La carga de presión será de 558 MPa, igual a la presión máxima de contacto, que se puede encontrar en el apartado anterior. En la imagen siguiente, se pueden observar estas dos condiciones aplicadas al modelo.

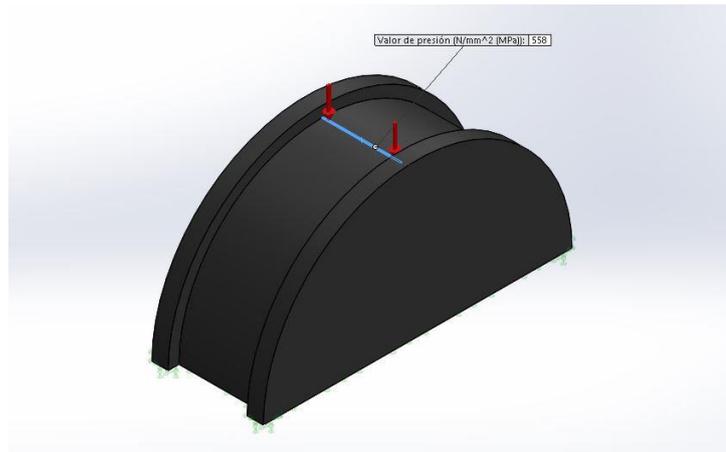


Imagen 17. Fuerza aplicada rueda

A continuación se lleva a cabo la simulación, cuyos datos se pueden encontrar en el apartado *Anexos 3.7. Análisis elementos finitos rueda*. Los datos obtenidos con dicha simulación se observan en las siguientes imágenes.

Tensión equivalente de Von Mises:

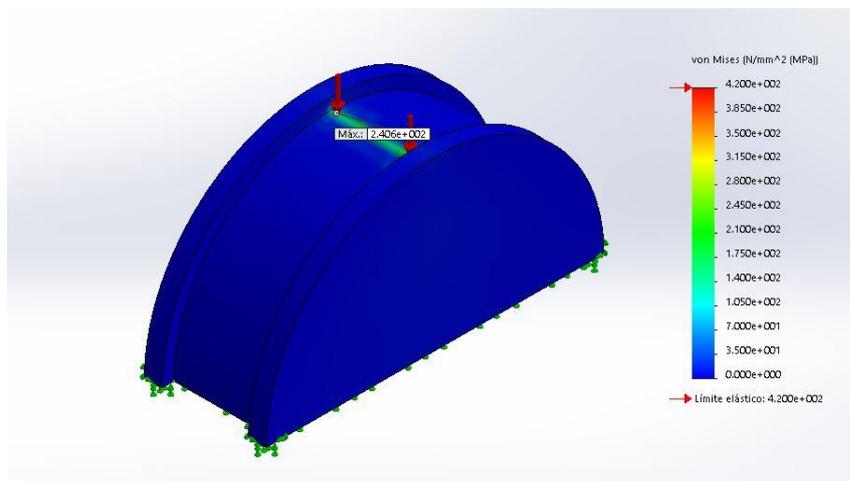


Imagen 18. Tensión equivalente Von Mises, rueda.

La tensión equivalente de von Mises máxima es de 240 MPa.

Desplazamientos:

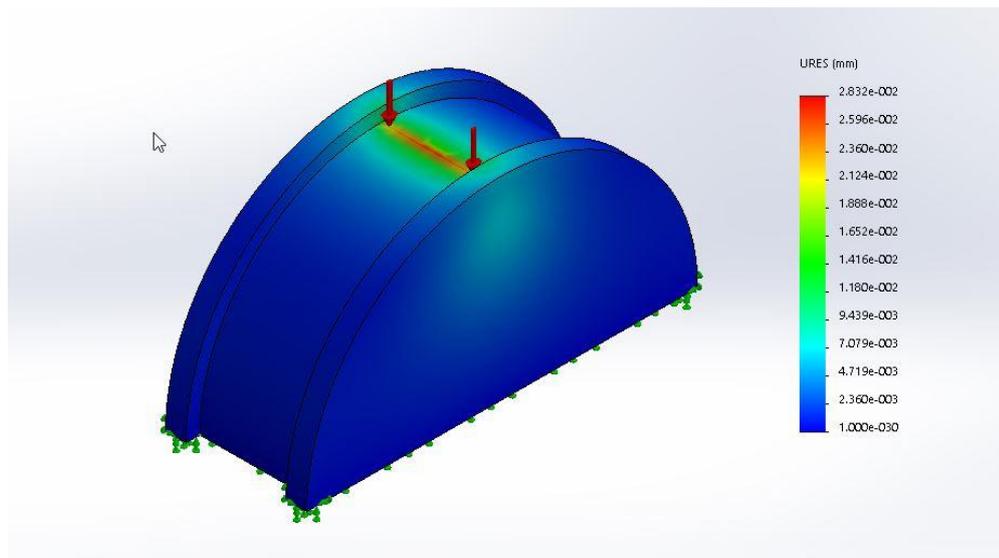


Imagen 19. Resultados de desplazamientos rueda

El desplazamiento máximo obtenido es de 0.028 mm.

Factor de seguridad:

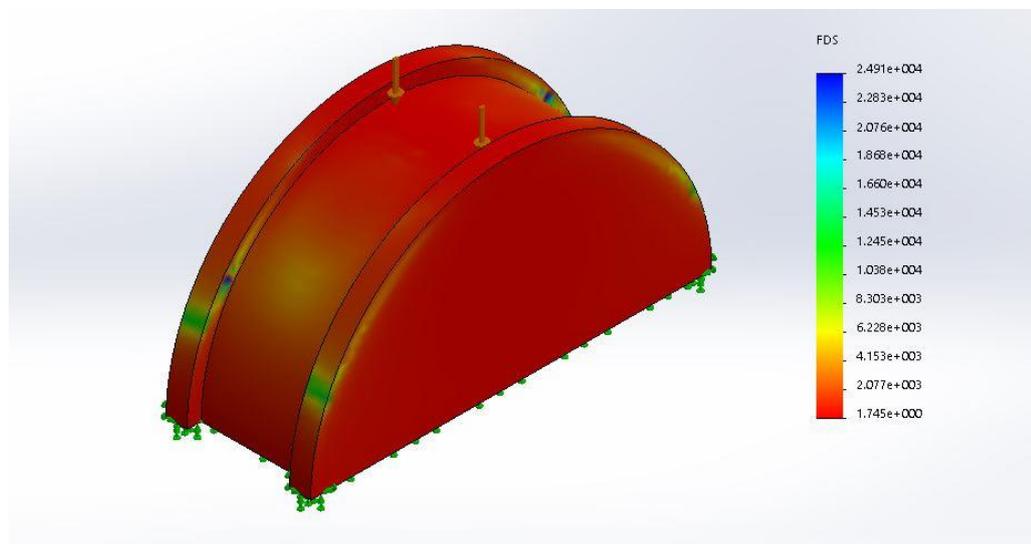


Imagen 20. Resultado factor de seguridad rueda

El factor de seguridad mínimo en el modelo es de 1,75.

En este punto, se procede a comparar los valores obtenidos teóricamente con los valores obtenidos por medio del análisis FEA.

	Teórico	FEA	Error
$\sigma_{V,M,rueda}$	<b>258,23 MPa</b>	<b>240 MPa</b>	<b>7,6 %</b>
$\eta_{s,rueda}$	<b>1,67</b>	<b>1,75</b>	<b>-4.6%</b>

Tabla 10. Comparación resultados rueda

Como se observa en la tabla anterior, el error entre los valores teóricos y las simulaciones de elementos finitos es menor al 10%, por tanto, se darán como válidos los resultados obtenidos para la rueda DRS 400.

#### 2.1.4. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS CARRIL

Igual que en apartado anterior, en este, se va a realizar una simulación por elementos finitos de una porción del carril Burbach A100 elegido, con el fin de evaluar los datos obtenidos teóricamente.

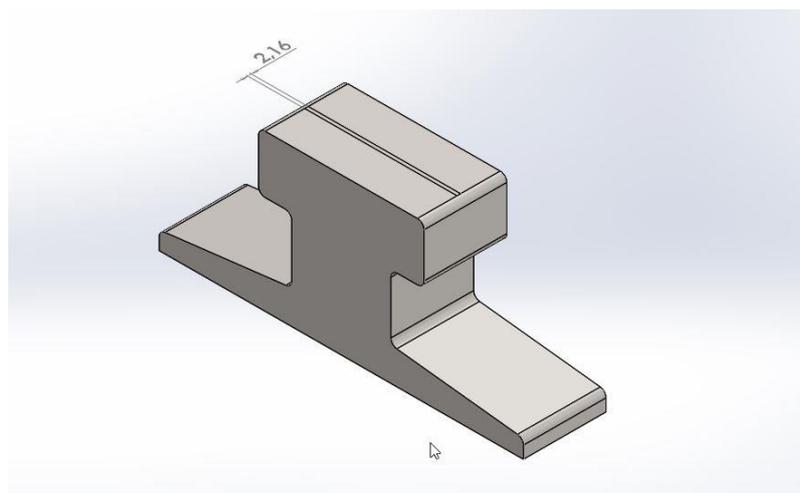


Imagen 21. Área de contacto carril

En la imagen anterior, se observa como se ha realizado una partición de 2,16 mm, es decir, el semiancho de la zona de contacto, de la misma forma que se ha realizado en el apartado anterior.

Seguidamente, se aplicaran dos condiciones. Primero, se colocan restricciones de movimiento, en la parte inferior del carril y en los laterales donde estaría el resto del carril. Así también, la carga aplicada a la región de la partición será la misma que se ha utilizado para la simulación de la rueda, de 588 MPa, como se puede ver en la siguiente imagen.

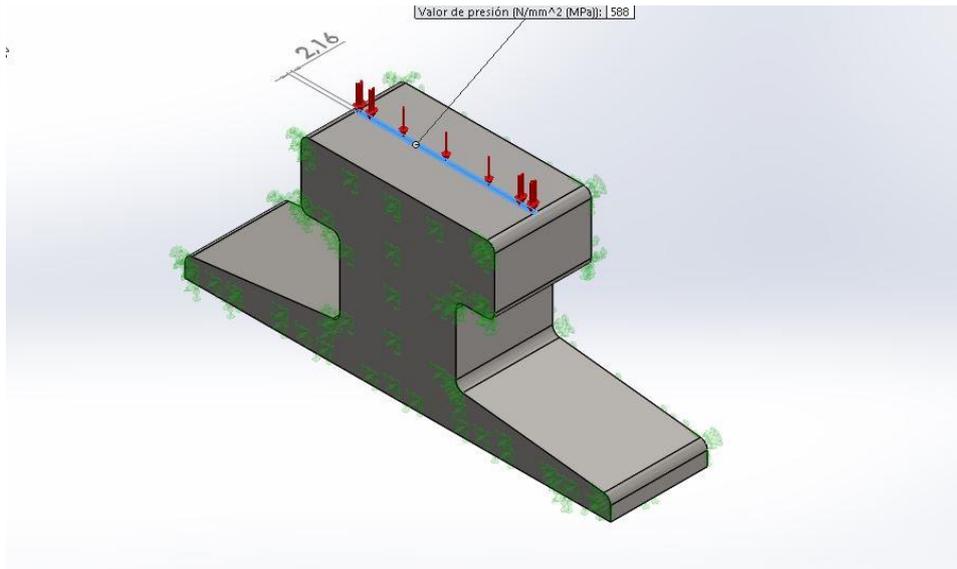


Imagen 22. Fuerza aplicada al carril

Con esto, se puede proceder a realizar la simulación por elementos finitos, mediante el cual se obtienen los siguientes resultados.

Tensión equivalente de von Mises:

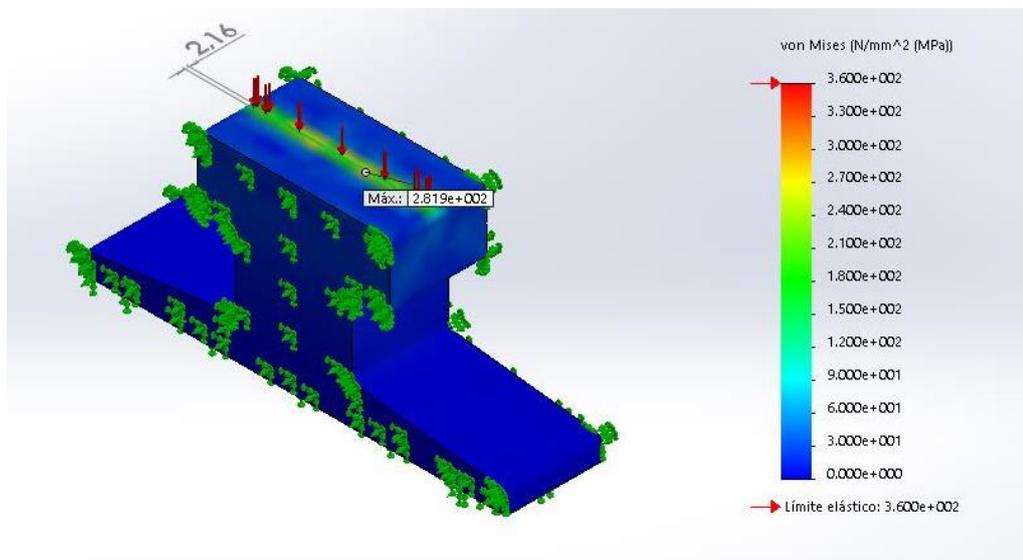


Imagen 23. Resultados tensión equivalente de Von Mises, carril

Con un valor máximo de 282 MPa, como tensión equivalente de von Mises.

## Desplazamientos:

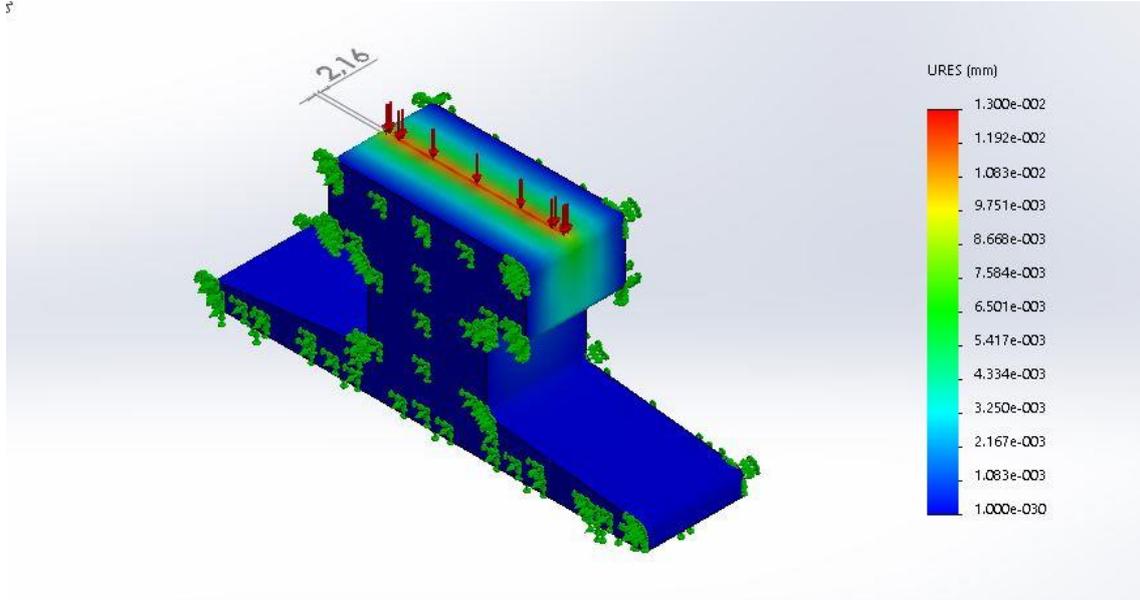


Imagen 24. Resultados desplazamientos carril

El desplazamiento máximo obtenido es de 0.013 mm, en el carril.

## Factor de seguridad:

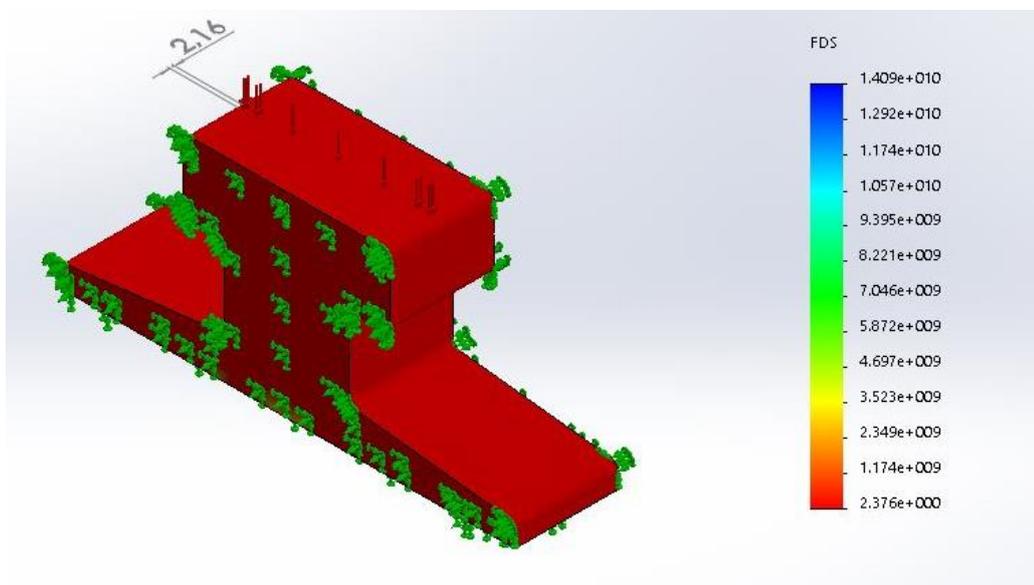


Imagen 25. Resultados factor de seguridad carril

El factor de seguridad mínimo en el modelo es de 2,38.

En este punto, se procede a comparar los valores obtenidos teóricamente con los valores obtenidos por medio del análisis FEA.

	Teórico	FEA	Error
$\sigma_{V,M,carril}$	<b>223,63 MPa</b>	<b>282 MPa</b>	<b>-20 %</b>
$\eta_{s,carril}$	<b>3,13</b>	<b>2,38</b>	<b>31,5%</b>

*Tabla 11. Comparación resultados carril*

Como se observa en la tabla anterior, el error entre los valores teóricos y las simulaciones de elementos finitos para la tensión equivalente de von Mises es un 20% superior para la simulación. Esto se debe, a como se ha comentado anteriormente, a la utilización de la presión máxima en una superficie mayor a la que tendría lugar realmente. Por lo que esto afecta a la reducción en un 30% del coeficiente de seguridad para el carril.

Por lo comentado anteriormente, los valores obtenidos para el carril Burbach A100 son totalmente válidos.

## 2.2. PATA DE UNIÓN PATA-RUEDA

Con el objetivo de dimensionar ambos elementos de la pata de unión entre la pata del carro y la bancada de la rueda se utiliza el programa comercial *SOLIDWORKS* de diseño y simulación. Para ello se realizara una simulación de elementos finitos mediante un análisis estático.

En primer lugar se realizara la simulación del elemento que está en contacto directo con la pata del carro ya existente. En este elemento, se aplicará una fuerza en la parte superior igual al peso que deberá soportar cada rueda, es decir, 188 kN. Además se aplicará una restricción fija en la parte inferior, la zona contraria a donde se aplica la fuerza.

Como se puede observar en la imagen 27, la tensión máxima es de 227 MPa, inferior al límite de rotura del acero S275.

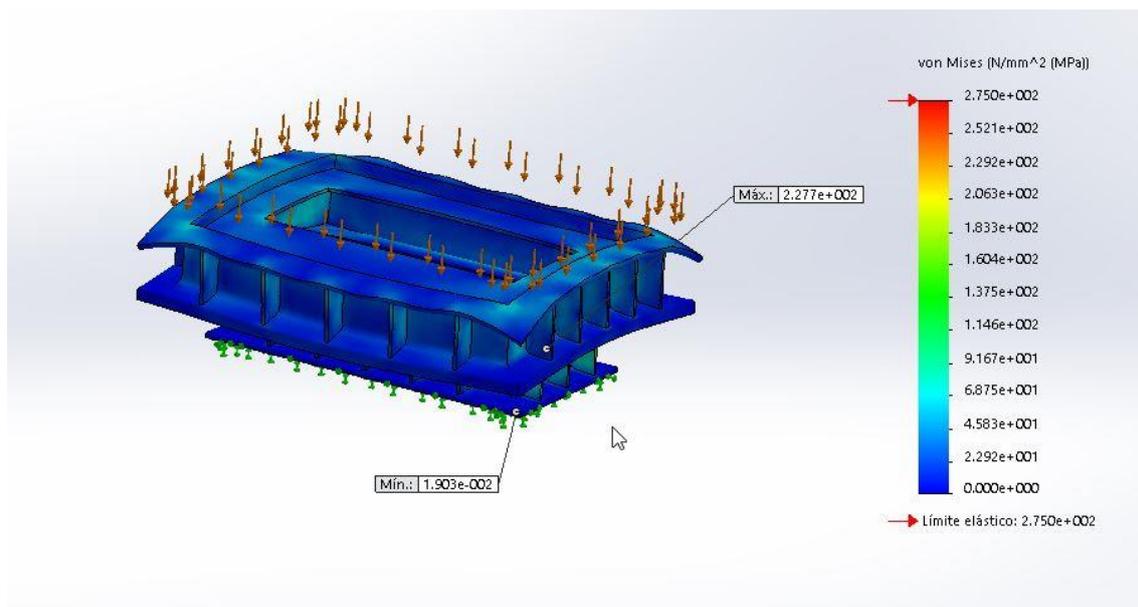


Imagen 26. Resultados tensión máxima parte superior pata de unión

Para la simulación de la parte inferior será necesario la fuerza resultante originada en la sección donde se encuentra la restricción fija. Esta fuerza resultante será la fuerza que se aplicará análogamente en el elemento móvil de unión entre la bancada de la rueda y la pata de unión. En la imagen siguiente se puede observar la fuerza resultante.

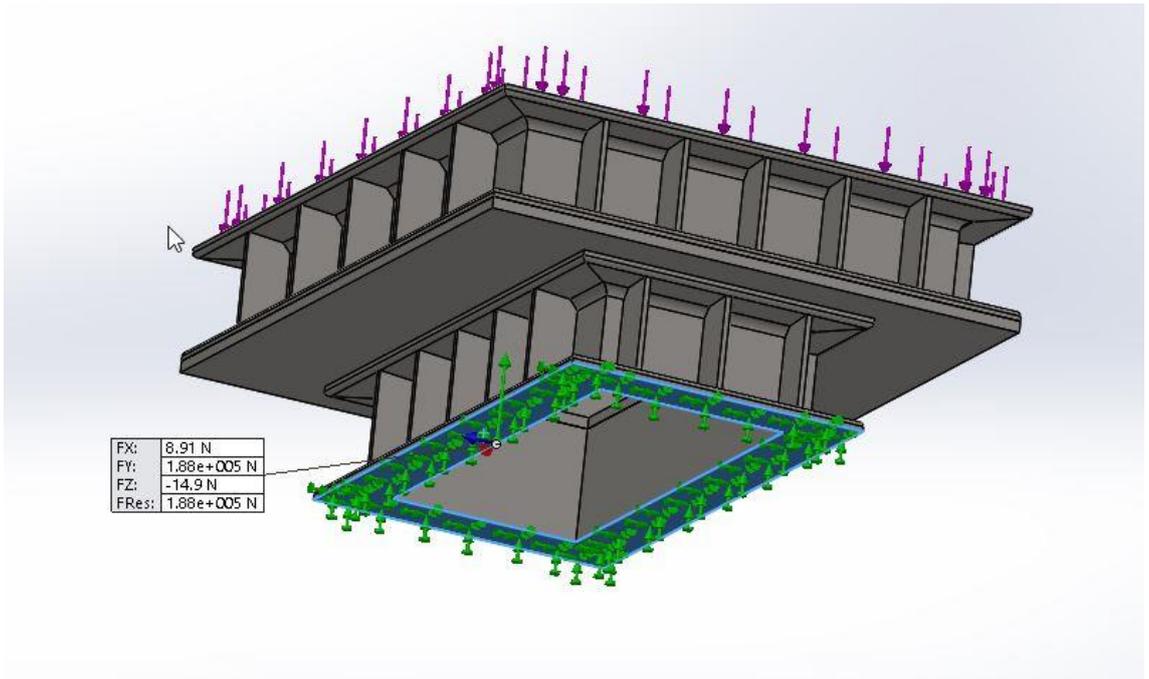


Imagen 27. Fuerza resultante parte superior pata de unión

Como se puede ver, la carga a aplicar será la misma que en el caso anterior, por lo que el resultado obtenido en el análisis de elementos finitos, se puede ver en la imagen 28. El valor máximo de tensión en el elemento es de 154 MPa, inferior al valor del límite de rotura del acero S275.

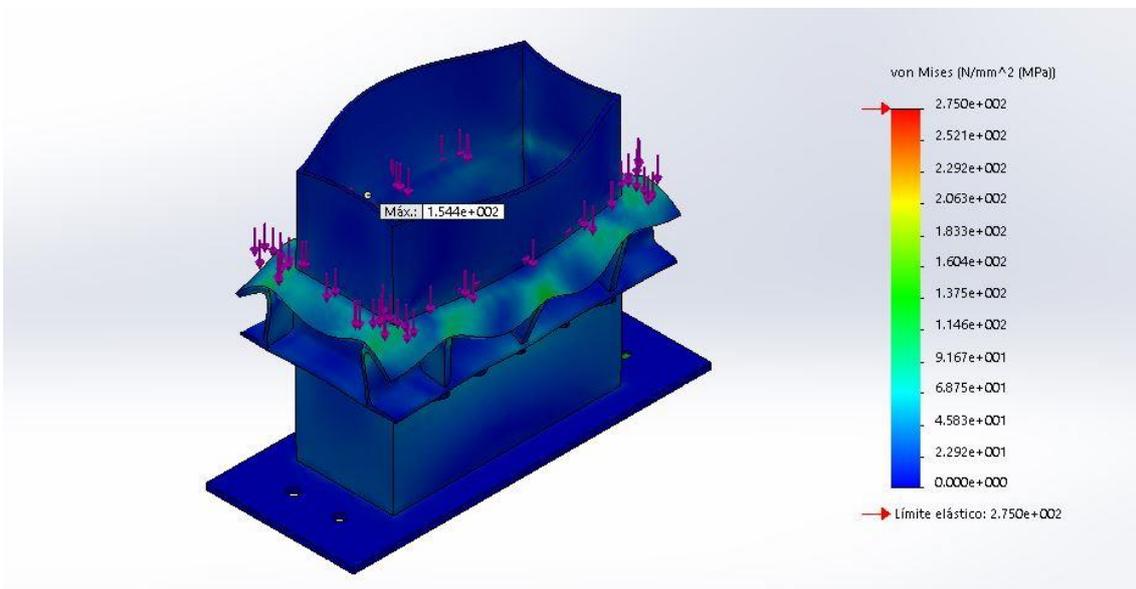


Imagen 28. Resultado simulación parte inferior pata de unión

Los informes de ambas simulaciones de elementos finitos, se encuentran en el Anexo 3.6.3. y el Anexo 3.6.4.

---

## 2.3. MOTOR

Como ya se ha enunciado a lo largo del presente proyecto, se utilizarán motores hidráulicos para mover todo el conjunto, más concretamente se emplearán motores hidráulicos de pistones radiales. Con el fin de seleccionar el motor óptimo para este proyecto, se debe de calcular la potencia que el motor deberá suministrar para obtener el movimiento deseado del conjunto.

Para generar el movimiento de rodadura sobre un cuerpo, que en este proyecto serán las ruedas, son necesarias dos fuerzas o momentos que actúen sobre el cuerpo en cuestión. Las cuales se indica a continuación:

- Par motor: momento suministrado por el giro del eje motor.
- Fuerza de rozamiento, entre las ruedas y los carriles.

El momento motor, debe de ser superior al momento generado por la fuerza de rozamiento, para que el conjunto empiece a rodar. A continuación se estudiara la resistencia a la rodadura con el fin de calcular la potencia de motor necesaria requerida. Para esto, deben de tenerse en cuenta los siguientes factores:

- El coeficiente de fricción entre los carriles y las ruedas. Este valor corresponde al coeficiente existente entre el acero y el hierro, pertenecientes a los carriles y las ruedas respectivamente. Se puede observar el valor en la tabla 12. Coeficientes de fricción.

Materiales en contacto	$\mu_r$	$\mu_d$
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,028	0,09
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,25	0,2
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1	0,3

Tabla 12. Coeficientes de fricción

- Se supondrá que no ocurre deslizamiento entre ambos cuerpos en ningún momento.
- También existe un coeficiente de resistencia a la rodadura, que para el caso que nos ocupa es  $\mu_r=0.5$  mm. Este valor es relativo al coeficiente de rodadura existente para para ruedas de ferrocarril sobre rieles de acero, como se puede obtener de la tabla 13. Coeficientes de rodadura.

$C_{rr}$	$\mu_r$	Descripción
<b>0,0002 a 0,00101</b>	0.5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre raíles de acero
	0,1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
<b>0,00253</b>		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
<b>0,005</b>		Raíles estándar de tranvía
<b>0,0055</b>		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares <sup>3</sup>
<b>0,006 a 0,01</b>		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
<b>0,010 a 0,0154</b>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
<b>0,020</b>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
<b>0,030 a 0,035</b>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
<b>0,055 a 0,065</b>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
<b>0,34</b>		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

Tabla 13. Coeficientes de rodadura

- El peso total del carro se reparte equitativamente entre las cuatro ruedas que forman el carro.
- La velocidad máxima que debe ser capaz de alcanzar, es de 1 m/min, según los criterios de diseño. Así también, el carro de traslado debe superar una pendiente de 3,5%.

### 2.3.1. RESISTENCIA A LA RODADURA

La resistencia a la rodadura es consecuencia de la deformación mutua de ambos cuerpos en contacto, la rueda y el raíl. Si se considerara un cilindro situado sobre una superficie plana horizontal, y ambos cuerpos fueran indeformables, su contacto sería según la arista A, que con las fuerzas aplicadas según la imagen 29, generaría un desequilibrio del sistema de fuerzas. En este caso, el elemento giraría alrededor de A, siempre que hubiese una componente  $F_t$  de la fuerza F, sin importar el valor de esta.

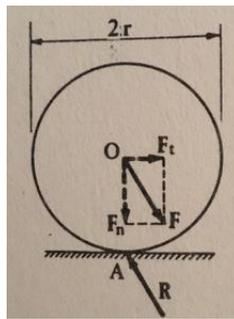


Imagen 29. Rodadura cilindro indeformable

Como se ha visto en el apartado anterior, el contacto entre un cilindro y un plano, tiene lugar sobre una superficie y no sobre una arista por la deformabilidad de ambos cuerpos. Debido a esto, la reacción sobre el cilindro consiste en un sistema de fuerzas distribuidas cuya resultante R (imagen 30), es una fuerza igual y opuesta a la fuerza F. Esta fuerza R, se puede descomponer en su componente tangencial o fuerza de rozamiento de deslizamiento  $F_r$  y en su componente normal N.

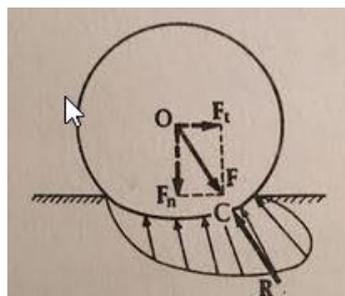


Imagen 30. Fuerzas distribuidas rodadura

Por la deformación del cilindro y la superficie plana, el punto de aplicación de la reacción se desliza dando lugar a un momento de rodadura,  $M_r$ . A medida que aumenta  $F_t$  manteniendo invariante  $F_n$ , el punto de aplicación se aleja del punto A, aunque no puede superar el valor límite  $\mu_r$ , que es cuando se produciría el deslizamiento entre los cuerpos. Este valor es dependiente de las propiedades de los materiales en contacto, además, recibe el nombre de *coeficiente de resistencia a la rodadura*.

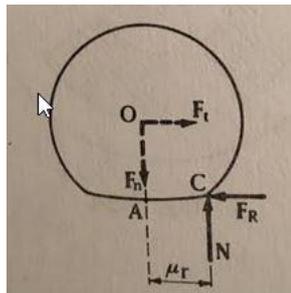


Imagen 31. Rodadura

Debido al recorrido interior del túnel, el carro de encofrado se va a encontrar en dos posiciones principales, que son dependientes de la pendiente del terreno sobre el que se va a emplazar. En este caso la pendiente puede oscilar, como máximo, de 0% o posición en llano a 3,5% de pendiente o posición inclinada. Por esto, se diferenciarán ambos cálculos para ver qué posición supondría mayores solicitaciones.

#### 2.3.1.1 POSICIÓN EN LLANO

En la posición en llano la pendiente será de 0% o 0°. Con el fin de obtener el momento motor necesario para mover el conjunto, en primer lugar se calcularán el momento resistente debido a la fricción entre ambas superficies y el debido a la rodadura.

El peso del conjunto será:

$$P_t = m_{\text{carro}} \cdot g$$

Donde,

$$m_{\text{carro}} = 77 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Aplicando la ecuación ( ), el peso total del conjunto en Newton, es:

$$P_t = 7,55 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Como existen cuatro ruedas, la componente normal al contacto será el cociente entre el peso total y el número de ruedas.

$$N = \frac{P_t}{4} = 1,89 \cdot 10^5 N$$

Además la fuerza de rozamiento entre las ruedas y los carriles será la multiplicación entre la componente normal y el coeficiente de fricción, con lo que se tiene:

$$F_R = N \cdot \mu = 3,59 \cdot 10^4 Nm$$

En este momento, con el diámetro de la rueda (400 mm) a utilizar, se calcularan los momentos resistentes:

- Momento resistente debido a la fricción.

$$M_{RF} = \frac{d}{2} \cdot F_R = 7,18 \cdot 10^3 Nm$$

- Momento resistente debido a la rodadura.

$$M_{RR} = \frac{d}{2} \cdot N \cdot \mu_r = 1,89 \cdot 10^4 Nm$$

De esta forma, el momento resistente total en llano, será la suma de los dos momentos anteriores.

$$M_{R0^\circ} = M_{RF} + M_{RR} = 2,61 \cdot 10^4 Nm$$

### 2.3.1.2 PENDIENTE DE 3,5%

El cálculo en esta disposición será equivalente, aunque como se puede ver en la imagen 8, el peso total del conjunto se dividirá en dos componentes.

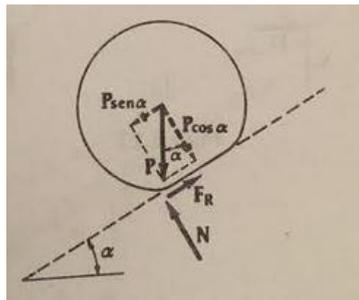


Imagen 32. Rodadura plano inclinado

---

Por esto, a los momentos resistentes del anterior apartado se añadirá un momento resistente debido al peso del conjunto.

En primer lugar, será necesario obtener los grados de inclinación para una pendiente del 3,5 %. La pendiente en grados del terreno, será el arco tangente del cociente de la pendiente del terreno en porcentaje dividida por 100.

$$P[^{\circ}] = \tan^{-1}\left(\frac{P[\%]}{100}\right)$$

De donde se obtiene,

$$P[^{\circ}] = 2,01^{\circ}$$

Con esto, se calculan las componentes del peso total.

$$P_{tx} = m_{carro} \cdot g \cdot \sin(P[^{\circ}]) = 2,64 \cdot 10^4 N$$

$$P_{ty} = m_{carro} \cdot g \cdot \cos(P[^{\circ}]) = 7,55 \cdot 10^5 N$$

De la misma forma que en el apartado, la componente normal será el cociente entre el peso total en la componente “y” y el número de ruedas.

$$N = \frac{P_t}{4} = 1,89 \cdot 10^5 N$$

Y de igual forma, la fuerza de rozamiento es:

$$F_R = N \cdot \mu = 3,59 \cdot 10^4 Nm$$

Los momentos resistentes serán los calculados a continuación.

- Momento resistente debido a la fricción.

$$M_{RF} = \frac{d}{2} \cdot F_R = 7,17 \cdot 10^3 Nm$$

- Momento resistente debido a la rodadura.

$$M_{RR} = \frac{d}{2} \cdot N \cdot \mu_r = 1,89 \cdot 10^4 Nm$$

- Momento resistente debido al peso.

$$M_{RP} = \frac{d * P_{tx}}{8} = 1,32 \cdot 10^3 N$$

Así se tiene un momento resistente total para el carro posicionado en pendiente de 3.5%, tal que:

$$M_{R3.5\%} = M_{RF} + M_{RR} + M_{RP} = 2,74 \cdot 10^4 Nm$$

### 2.3.2. SELECCIÓN DE MOTORES

Como ya se ha comentado anteriormente, existen diferentes configuraciones respecto a la ubicación y unidades de motores para los carros de traslado de los equipos encofrantes. Debido a las cargas que se manejan en este proyecto y por recomendación de la empresa, se procede a utilizar la configuración que se representan a continuación:

- Un motor por cada rueda. Además, para esta configuración habría que calcularla para dos casos diferentes, como ya se ha llevado a cabo anteriormente:
  - Rueda en plano horizontal
  - Rueda en plano inclinado.

De estos dos cálculos, habrá que seleccionar el caso que tengo un par resistente mayor y seguir el proceso de cálculo con la utilización de este valor.

Como se ha visto en el apartado anterior:

$$M_{R3.5\%} > M_{R0^\circ}$$

Por lo tanto, el par resistente que deberá vencer el motor es:

$$M_R = 2,74 \cdot 10^4 Nm$$

Una vez conocido el par que deberá ejercer el motor, se debe de conocer la velocidad angular a la que girara la rueda, según la velocidad lineal impuesta por los requisitos de diseño. Ambas velocidades se relacionan por la ecuación (6). Con el par y la velocidad angular se podrá calcular la potencia necesaria de motor.

$$V(m/s) = \omega(rad/s) \cdot r(m)$$

---

De donde tenemos que,

$$\omega = \frac{v}{r} = 0.1 \text{ rad/s}$$

Con esto, la potencia es la multiplicación de esta velocidad angular por el momento resistente.

$$P = M_R \cdot \omega = 2,3 \text{ kW}$$

Como se ha procedido el apartado 1.7.2. *SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN*, se selecciona un motor hidráulico orbital del mercado que cumpla con las premisas siguientes:

- Potencia mayor a 2,3 kW.
- Presión continua admisible de 250 bares.

El motor elegido es el SAUER DANFOSS OMS 315. Este motor tiene las características descritas a continuación.

Par máximo = 825 Nm

Presión máxima continua= 250 bar

Velocidad máxima = 240 rpm

Potencia máxima = 15 kW

Peso = 12.3 kg

Como se puede observar, todas las características son idóneas para la aplicación a estudio. Pero en este momento, será necesario el cálculo de un reductor para que el motor entregue la potencia a la rueda del modo buscado.

### 2.3.3. CÁLCULO REDUCTOR

El motor a la presión de trabajo entrega un par de 825 Nm, mientras que el par resistente calculado anteriormente es de 27.400 Nm. Por esta razón, será necesario aplicar una relación de reducción, tal que:

$$i = \frac{M_R}{M_m \cdot \eta_{motor}}$$

De esta forma se obtiene una relación de reducción de,

$$i = 38,13$$

Dada la alta potencia del motor, y de la reducción que debe aplicarse, se utilizará un reductor planetario montado entre la rueda y el motor, que permitirá ahorrar espacio y hacer que el peso de la plataforma descansa sobre el reductor y no sobre el motor, ya que estos reductores están preparados para soportar grandes cargas radiales. El motor no podría soportar la carga sobre el eje de salida.

El catálogo del fabricante incluye diferentes tablas y fórmulas para seleccionar el reductor indicado para cada aplicación. Suponiendo que los motores de la plataforma trabajaran normalmente menos de una hora al día, la carga será uniforme y que habrá menos de cinco arranques al día, se llega a encontrar un factor de servicio igual a 0,8.

Dado que la velocidad de giro del reductor y el peso están muy por debajo de los valores para los que está preparado, no se realizan los cálculos de duración de los rodamientos, que según el fabricante, tienen una vida de  $10^6$  ciclos en condiciones estándar.

Debido al par que se debe transmitir a la rueda, el reductor deberá ser de la serie 3000, ya que esta familia está preparada para soportar momentos de hasta 30 kNm. Obviamente, la relación de transmisión no existe en el catálogo, y por ello se selecciona la más próxima a la necesaria. Con el reductor PG3003, la relación más próxima es de 64,6. Las propiedades de este se pueden observar en el *Anexo 3.5. Catálogo de reductores SOM*.

PG 3003	64.6	34.75	30.76	26.18	23.17	2800	23	253	—	314	212	220
	73.5	34.75	30.76	26.18	23.17							
	88.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	102.9	34.75	30.76	26.18	23.17							
	124.3	34.75	30.76	26.18	23.17							
	134.4	34.75	30.76	26.18	23.17							

Imagen 33. Propiedades reductor SOM PG 3003

En estas condiciones, el par de salida es,

$$M_{out} = \eta_{motor} \cdot M_m \cdot i = 38.453,18 Nm$$

Con esto se obtiene aproximadamente un 30% más de par superior al necesario para subir la pendiente descrita.

---

La velocidad de giro del motor, vendrá determinada por el caudal de aceite que entra al motor. Esta y otras características se ajustarán por las ecuaciones presentes en el *Anexo 3.5. Características del motor hidráulico.*

---

## 2.4. CIRCUITO HIDRÁULICO

Con el fin de proporcionar el fluido hidráulico necesario a los elementos presentes en el carro de encofrado, como son los motores anteriormente calculados y los cilindros hidráulicos que son proporcionados por la empresa promotora, será necesario:

- Dimensionar tuberías para el transporte del fluido
- Calculo del volumen mínimo necesario para abastecer el conjunto.
- Obtención de la bomba hidráulica que deberá ser capaz de surtir de fluido hidráulico a todos los elementos.

### 2.4.1. TUBERÍAS HIDRÁULICAS

Las mangueras o tuberías hidráulicas, son las encargadas de suministrar de fluido hidráulico a todos los elementos presentes en el conjunto. Estas tuberías pueden ser de cobre o flexibles, dependiendo del tipo de dispositivo sobre el que van montados. Para dispositivos fijos se utilizan las de cobre, mientras que para dispositivos móviles se utilizan las flexibles.

En el presente proyecto, al tratarse de un dispositivo móvil, se emplearán mangueras flexibles, cuyo diámetro va ligado a los requeridos por los motores hidráulicos.

Según el catálogo de ambos elementos, se utilizarán tuberías de 1/2", que serían 9 milímetros en el sistema internacional. En este punto se solicitarán las dimensiones que deberá tener cada tubería para llegar al lugar de aplicación, que a su vez, esta distancia será doble debido a la existencia de la tubería de retorno. Estas dimensiones se sustraerán del Plano 005. Tuberías, desde la ubicación de la centralita al punto de conexión de cada elemento.

Las dimensiones obtenidas para cada elemento son las siguientes:

- Rueda 1 = 45457 mm
- Rueda 2 = 64404 mm
- Rueda 3 = 30274 mm
- Rueda 4 = 10179 mm

---

Todo esto hace un total de 150 metros de manguera flexible de 1/2" aproximadamente. A su vez, esta distancia se mayorará ya que en el plano antes nombrado, están totalmente rígidas y en la realidad estas colgarían de los puntos de sujeción. Así pues, multiplicándolo por un valor de 1.4, se obtienen 210 metros de manguera flexible que serán necesarios en el montaje del equipo de encofrado.

#### 2.4.2. DEPOSITO HIDRÁULICO

El depósito hidráulico sirve para almacenar todo el fluido hidráulico demandado por los elementos presentes en el circuito, además de una reserva, con el fin de mantener el fluido limpio y a una temperatura adecuada.

En primer lugar se calculara el volumen de fluido necesario para llenar las tuberías de todo el circuito, que como se ha dicho anteriormente, serán mangueras flexibles de 1/2", con una longitud de 210 metros.

El volumen de las tuberías es:

$$V_{tub} = Area \cdot \sum Longitud_{tubería}$$

Donde:

$$V_{tub} = 53 \text{ l}$$

Por otra parte, el volumen de fluido necesario en los motores, se ha mencionado en el apartado anterior, en las características propias de estos. Por tanto, el volumen de fluido en un motor será de 0,315 litros, que a su vez, multiplicado por el número de motores es de 1,26 l.

Por tanto, el volumen total de todo el sistema hidráulico será de:

$$V_{total} = V_{tub} \cdot V_{motor} = 54.26 \text{ l}$$

Como se trata de un cálculo aproximado, se tendrá en cuenta un coeficiente de seguridad de 1,2. Así, el volumen será de 65.12 litros.

El depósito se dimensiona de forma que permita al fluido hidráulico permanecer en el interior un tiempo suficiente para sufrir los tratamientos que necesite. Tal duración depende de las situaciones operativas y ambientales particulares, donde se debe considerar las variaciones de volumen que se representan por los diferentes consumos durante el ciclo de trabajo, y además, reponer las fugas al exterior.

---

En las distintas aplicaciones, el depósito hidráulico debe alojar al menos un 30% más de lo que cabe en el circuito, por norma general. Así pues, el volumen será 84.65 litros.

Además de esto, teniendo en cuenta que es posible que existan gases, agua y dilatación del fluido debido a los cambios térmicos, es aconsejable tener un 15% del depósito vacío. Que sumado a los factores anteriores, el volumen mínimo del depósito deberá de ser de 97.35 litros.

Por esto, se ha seleccionado un depósito hidráulico de 100 litros, según los modelos disponibles en el mercado, que cumple sobradamente con las necesidades a cubrir.

### 2.4.3. BOMBA HIDRÁULICA

La bomba hidráulica, es la encargada de dotar de movimiento al fluido hidráulico en el interior del circuito. Para ello, la bomba debe de cumplir dos premisas:

- Suministrar el caudal requeridos por los elementos del circuito
- Abastecer al sistema con la presión de trabajo solicitada.

En primer lugar, se debe tener en cuenta que los motores actúan siempre al mismo tiempo, por lo tanto, es necesario obtener el caudal solicitado por estos elementos.

El caudal demandado por el motor hidráulico es de 18 l/min, según el catálogo, que multiplicado por los cuatro motores, da un total de 72 l/min. Por tanto, este será el caudal requerido para la bomba con los motores funcionando en el mismo momento.

Por otro lado, la presión de trabajo del sistema es de 250 bares, como se ha nombrado anteriormente en distintos apartados del presente proyecto.

Así que, la bomba debe de cumplir:

- Caudal superior a 72 l/min
- Presión de salida igual o superior a 250 bares.

Del mercado, se selecciona la TECONASA GR55 tipo 63, con un caudal de 91,4 l/min y una presión de salida de 250 bares, como se puede observar en el Anexo 3.10. Características bomba hidráulica.

La potencia que debe tener el motor eléctrico que accione la bomba, se obtendrá calculando la potencia proporcionada por la bomba y dividiéndola por el rendimiento de esta.

$$P = \frac{p \cdot Q}{\eta_{bomba}} = \frac{250 \cdot 10^5 \cdot 73,75 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,9} = 34143,5 \text{ W}$$

Por lo tanto, el motor eléctrico deberá presentar una potencia de 35 kW como mínimo para hacer funcionar la bomba seleccionada.

---

# 3. ANEXOS



# ÍNDICE

3. ANEXOS.....	81
<b>3.1. CARROS DE ENCOFRADO.....</b>	85
<b>3.2. TIPOLOGÍAS DE TÚNEL .....</b>	87
<b>3.3. TIPOS DE CARRILES .....</b>	90
<b>3.4. CATÁLOGO RUEDAS DEMAG .....</b>	91
<b>3.5. CARACTERÍSTICAS DE MOTORES HIDRÁULICOS .....</b>	102
<b>3.6. MÉTODO DE LAS JERARQUÍAS ANALÍTICAS .....</b>	104
<b>3.6.1 RUEDAS.....</b>	106
<b>3.6.2 MOTORES HIDRÁULICOS.....</b>	107
<b>3.7. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS.....</b>	109
<b>3.7.1. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS RUEDA.....</b>	109
<b>3.7.2. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS CARRIL.....</b>	117
<b>3.7.3. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS PATA UNIÓN SUPERIOR.....</b>	127
<b>3.7.4. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS PATA UNIÓN INFERIOR.....</b>	146
<b>3.8. CATÁLOGO CARRIL BURBACH .....</b>	16063
<b>3.9. CATÁLOGO REDUCTOR PLANETARIO SOM.....</b>	
<b>3.10. CATÁLOGO BOMBA HIDRÁULICA.....</b>	171

1632



---

### 3.1. CARROS DE ENCOFRADO

El carro de encofrado es una estructura, principalmente metálica, que se utiliza en la mayoría de casos para realizar el revestimiento interior de un túnel. Estas estructuras están formadas por una subestructura interior y, un conjunto de paneles que cubren y se unen a esta estructura conformando un equipo de encofrado ajustado a la geometría de la sección particular de cada tipo de túnel.

Asimismo, el equipo encofrante está compuesto por dos paneles hastiales y un panel clave o bóveda. Además si la sección del túnel es próxima a circular, como en la imagen anterior, se añade un faldón inferior a los hastiales laterales. Los carros de encofrado, suelen disponer de sistemas hidráulicos para llevar a cabo las diferentes acciones necesarias para realizar el encofrado del túnel en toda su longitud.

Los movimientos que tiene que realizar el carro de encofrado son:

- Encofrado

Para realizar el encofrado, el carro se ubica en la posición en la cual se va a llevar a cabo el revestimiento. Una vez colocado ahí, se llevan a cabo una serie de acciones que deben seguir un orden preestablecido, que usualmente suele ser el siguiente.

1. En primer lugar, elevar todo el equipo encofrante con las patas de husillos situadas en cada pata. Estos husillos son los responsables de transmitir las cargas durante el hormigonado al terreno, y a su vez, liberan a las ruedas de estas cargas.
2. Elevación del cascarón, por medio de los cilindros hidráulicos ubicados en cada pata del carro. Estos cilindros son manipulados con una centralita hidráulica colocada en la parte trasera del carro.
3. Apertura de los paneles hastiales e inferiores, por medio de cilindros hidráulicos.
4. Apriete de los tensores de aporcado, que tienen la finalidad de fijar los paneles en su posición y resistir los esfuerzos durante el hormigonado.

---

- Desencofrado

El desencofrado consiste en eliminar el soporte ejercido por el equipo encofrante al hormigón vertido y fraguado. En este caso, el procedimiento a seguir es el contrario al punto anterior.

1. Aflojar los tensores de aporcado, con el fin de liberar a los paneles de la sujeción ejercida por estos.
  2. Plegado de los paneles hastiales con la ayuda de los cilindros hidráulicos colocados para tal fin.
  3. Y por último, descenso de todo el cascarón con los hidráulicos ubicados en las patas del carro. Este descenso tiene que ser suficiente para poder mover el conjunto a lo largo del túnel sin ser tropezar en ningún punto.
- Avance

Una vez que todo el conjunto ha sido recogido y podría moverse sin ninguna oposición, se deberán aflojar las patas de husillo de cada pata, con el fin de que las ruedas descansen sobre los raíles. Una vez las ruedas ya están apoyadas en estos, se puede proceder a avanzar el carro hasta la siguiente puesta.

---

## 3.2. TIPOLOGÍAS DE TÚNEL

Se pueden distinguir dos tipos diferentes de túneles, el túnel en mina (en espacio confinado) o falso túnel (en espacio abierto). Los dos tipos de túnel nombrados anteriormente, se definen a continuación.

- **Túnel en mina**

El nombre de este tipo de túneles se debe al hecho de que el origen de los túneles se entrecruza con el origen de la minería. Estos túneles se construyen excavando en el terreno, los sistemas de excavación han evolucionado desde la mina más antigua que se conoce, Lion Cave o Cueva del León localizada en Suazilandia que data del año 40.000 a.C., hasta las más modernas tuneladoras o TBM (Tunnel Boring Machine).

- **Métodos de construcción:**

Existen dos principales métodos de construcción de túneles. El más antiguo es el convencional, en el que se utiliza un proceso cíclico que consta de los siguientes pasos:

1. Excavación utilizando excavadoras mecánicas básicas o por medio de perforación o demolición (explosivos).
2. Desescombros.
3. Colocación de elementos de revestimiento primario, como podría ser para impermeabilización por ejemplo, y principalmente para evitar desprendimientos, hormigón proyectado.

Después de estos pasos es cuando el carro de encofrado sería utilizado para realizar el encofrado definitivo del interior de todo el túnel.

Por otro lado existe el método de construcción mecanizada, el cual engloba todas las técnicas de construcción de túneles donde la excavación se realiza mecánicamente mediante dientes, picas o discos. Dentro de estas máquinas podemos diferenciar entre el minador puntual o rozadora y las tuneladoras a sección completa.



*Imagen 34. Rozadora*

Además, el minador puntual o rozadora, solo se utiliza para la excavación del túnel por lo que sería necesario repetir el ciclo anterior del método convencional y, por tanto, también habría que utilizar un carro de encofrado. Mientras que las tuneladoras y los sistemas asociados de retroceso y avance, hacen el proceso de excavación más automatizado. Incluso algunas de estas tuneladoras llevan incorporado un sistema de colocación de paneles prefabricados de hormigón, que realizan la función del encofrado y que por tanto quedan fuera del ámbito de este proyecto.



*Imagen 35. Tuneladora TMB*

- **Falso túnel**

El método de construcción falso túnel se utiliza para túneles superficiales, en los que se excava desde la superficie la totalidad o parte del hueco que ocupa el túnel. A continuación, se construye del hueco a cielo abierto y se cubre una vez terminado para formar el túnel. Así pues, existen dos formas de realizar un falso túnel:

- El método “bottom up” en el que se excava a cielo abierto la totalidad del hueco ocupado por el túnel y se construye en el interior.



*Imagen 36. Falso túnel (bottom up)*

- El método “top down” el que se ejecutan las paredes del túnel cavando una zanja que se hormigona para formar muros pantalla o una hilera de pilotes. A continuación se ejecuta la losa superior, apoyada en las paredes, excavando el hueco que ocupa la losa y apoyándola durante su construcción contra el terreno. Seguidamente con la losa y las paredes terminadas se extrae la tierra del interior del túnel y se ejecuta la contra bóveda que hace de suelo del túnel.



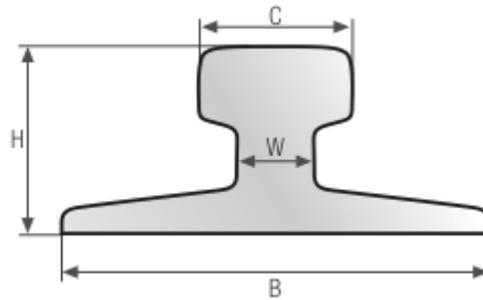
*Imagen 37. Falso túnel (top down)*

### 3.3. TIPOS DE CARRILES

Los carriles o rieles, son los encargados de soportar y guiar las ruedas a lo largo de toda la longitud de estos. Hay diferentes tipos de carriles, en los que prácticamente solo difiere la forma de estos. Los perfiles más utilizados son: el tipo Burbach y tipo Vignole, que se describirán a continuación.

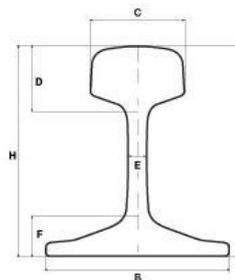
- Carril tipo Burbach.

Este tipo de carril presenta una cabeza ancha para soportar grandes cargas y un patín muy ancho para facilitar la fijación de estos. También pueden recibir el nombre de carriles para puentes grúa. La forma característica de los carriles Burbach podemos verlo seguidamente.



- Carril tipo Vignole.

Por último, se describen las características del carril tipo Vignole. Se trata de un carril con patín ancho, con una relación inercia/peso mayor al carril tipo Burbach. Actualmente, se usa principalmente para el transporte de ferrocarriles. Este tipo de carriles están compuestos por cabeza, alma y patín.



### 3.4. CATÁLOGO RUEDAS DEMAG



#### Gama de ruedas Demag

Innovadores productos de serie para mecanismos de traslación hasta 60 t de carga por rueda



## Sistemas de ruedas Demag - Para cada aplicación la solución óptima



Contenido	Página	
 <b>Bloques de rueda Demag DRS</b>	<b>6</b>	<p>Desde hace muchos años, Demag Cranes &amp; Components diseña y fabrica conjuntos modulares de ruedas para las más diversas aplicaciones. El amplio espectro de productos, abarca hasta 60 t de carga por rueda. Entre sus ventajas destacan:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ una fácil elección</li> <li>■ múltiples posibles combinaciones</li> <li>■ dimensiones compactas</li> <li>■ numerosas posibilidades de conexión y adaptación a la aplicación del cliente</li> <li>■ facilidad de diseño gracias a ficheros CAD</li> <li>■ montaje y alineación sencillos</li> </ul> <p>Por todo ello, encontramos los conjuntos de ruedas Demag en innumerables diseños, demostrando día a día su alta fiabilidad y su larga vida útil con unas mínimas necesidades de mantenimiento.</p>
 <b>Sistema de ruedas Demag LRS</b>	<b>14</b>	
 <b>Bloques de rueda Demag RS</b>	<b>16</b>	
 <b>Conjunto de rueda Demag DWS</b>	<b>18</b>	



#### **Unidad completas de traslación**

Las unidades completas ofrecen ventajas decisivas en las aplicaciones de traslación. Todas las piezas, desde la rueda, la carcasa y los elementos de conexión, hasta el reductor, el motor y el convertidor de frecuencia para una marcha regulada. Perfectamente adaptados entre sí, se entregan listos para su montaje. Por ello, ofrecen la máxima seguridad de planificación e inversión.

#### **Soluciones específicas para el sector**

Existen muy pocas áreas de producción en las que no sea necesario transportar, alimentar, desplazar, distribuir o ensamblar materias primas, materiales, semiacabados y productos terminados. En muchos casos es necesario tener en cuenta condiciones especiales y cumplir requisitos funcionales específicos.

Los sistemas de ruedas Demag manejan sin problema cualquier tarea. Por eso constituyen la primera opción en todo tipo de aplicaciones técnicas de transporte.

En caso de ser necesario, se utilizan medidas constructivas especiales para proteger los conjuntos de rueda, por ejemplo, contra entornos agresivos. También se pueden equipar con accionamientos regulados para que aceleren

rápidamente, se desplacen más uniformemente y se posicionen con aún mayor precisión.

Los bloques de ruedas Demag permiten que los vehículos y elementos de transporte a nivel de suelo también puedan resolver curvas de hasta 10 m de radio. Su comportamiento es idéntico en interiores y al aire libre.

#### **Experiencia en su aplicación integral**

Partiendo de la amplia experiencia adquirida a través del uso de conjuntos de rueda Demag en instalaciones y sistemas en todo el mundo, ofrecemos a nuestros clientes un asesoramiento competente para resolver cualquier duda técnica con respecto a sus aplicaciones. Ponemos a disposición de nuestros clientes los más modernos medios para la selección y el diseño, así como programas de cálculo para apoyar el desarrollo del proyecto adaptado a las necesidades de la aplicación.

#### **Presencia internacional**

Sea cual sea el emplazamiento donde se usen los productos Demag, las numerosas representaciones y la amplia red de más de 220 puntos de servicio técnico de Demag Cranes & Components ofrecen un suministro fiable de piezas de recambio y solucionan las reparaciones con personal altamente especializado.

## La rueda adecuada para cada aplicación, estándar o personalizada

Los componentes para traslación Demag son de diseño modular adaptable al proceso a desarrollar, permiten dar solución a tareas estandarizadas y personalizadas de una forma rápida y económica. Todos los componentes utilizados se han desarrollado en Demag Cranes & Components, concebidos y probados para ofrecer la más alta seguridad en funcionamiento, se optimizan de forma continua y se fabrican en serie con una excepcional precisión; atendiendo a estándares de calidad ejemplares.



### DRS

#### El bloque de rueda DRS

Este bloque de rueda es versátil y destaca por su óptimo rendimiento, además de por su máxima capacidad de carga (desde 2,75 t hasta 40 t) por sus compactas dimensiones. Sus tamaños escalonados (DRS 112 hasta DRS 500) garantizan la elección correcta para la aplicación correspondiente.

Existen diversas ejecuciones de ruedas pertenecientes a la gama estándar, además de ofrecer modelos especiales a petición de los clientes. La carcasa mecanizada por todo su contorno se puede montar prácticamente en cualquier posición a la estructura del cliente. Como accionamientos, se ofrecen motorreductores planos o angulares, sistemas modulares de técnicas de accionamiento Demag para un accionamiento individual o central.



### LRS

#### El sistema de rueda LRS

Un sistema robusto y universal para rangos de capacidad de carga menor, hasta 6,5 t. Gracias a su fácil diseño, es el componente idóneo para la realización de las aplicaciones móviles de fabricación propia más variadas.

Existen dos ejecuciones estándar por cada tamaño - rueda con bandaje Hydropur y rueda de fundición nodular con dos pestañas - listas para su envío y preparadas en el almacén para suministro inmediato. En las ejecuciones estándar, los motorreductores planos están asignados mediante tablas en el 'Drive Designer'.





## RS

### El bloque de rueda RS

El bloque es adecuado para las aplicaciones especiales en las que se requieren ejecuciones en acero inoxidable o una carcasa de chapa de acero, así como para aplicaciones a altas temperaturas (hasta 350 °). Existen diversos tamaños (RS 125 hasta RS 400) con una capacidad de carga entre 3,5 y 18 t.

Los diferentes modelos de rueda, y las diversas posibilidades de fijación a la estructura del cliente, permiten que este componente estándar se convierta en un elemento de uso universal para las tareas más diversas. Como accionamiento se pueden utilizar motorreductores planos Demag.



## DWS

### El conjunto de rueda DWS

Este conjunto de rueda es la elección correcta para aplicaciones con capacidades de carga elevadas. Existen tamaños con diámetros de rueda de 400, 500 y 630 mm, para capacidades de carga desde 28 t hasta 60 t.

Los conjuntos de rueda DWS son adecuados para su montaje en extremos de viga cajón (terminados en escuadra). Están disponibles en versión sin accionamiento o accionados, pudiendo emplearse motorreductores planos o angulares Demag.



## Bloque de rueda Demag DRS - versátil y potente

El bloque de rueda Demag DRS ofrece notables ventajas desde el desarrollo del proceso hasta la puesta en servicio de la instalación. Los bloques de rueda han demostrado su capacidad ante los más diversos retos. Además, ofrecen un rendimiento especialmente alto, es decir, una alta capacidad de carga en relación con el diámetro de la rueda.



### Ruedas protegidas

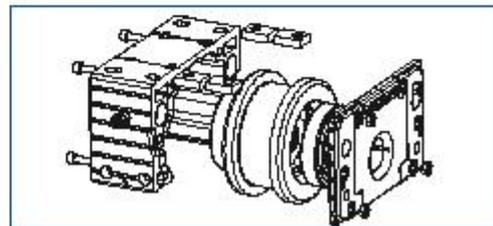
La carcasa cerrada por cinco lados, protege las ruedas de influencias mecánicas externas. En los tamaños DRS 112 a DRS 200 la carcasa se fabrica con aluminio de alta calidad fundido a presión o en coquilla resistente a la corrosión, con pintura pulverizada de hasta 90 µm de espesor. A partir del tamaño DRS 250 se utiliza fundición nodular de alta resistencia con una pintura de acabado en color RAL 7001. Las aberturas no utilizadas de la carcasa se pueden cerrar con tapones incluidos en el suministro.

### Variantes de rueda

Las ruedas están disponibles en diferentes ejecuciones y materiales, de fundición nodular, poliamida o con bandaje Hydropur. Las variantes de ruedas accionadas o co-accionadas se diferencian de las ruedas no accionadas por el hueco dentado para alojar el eje de arrastre según DIN 5480 para diferentes diámetros.

### Sencillo cambio de rueda

Nuestros bloques de rueda DRS, gracias a su carcasa patentada y dividida en partes asimétricas, evitan las laboriosas tareas de montaje, desmontaje y realineación al cambiar las ruedas en conjuntos montados en los testeros. La carcasa se mantiene montada en la estructura. Además de las herramientas convencionales, no se precisa ningún medio auxiliar adicional. Del mismo modo se pueden modificar los bloques de rueda de forma rápida y sencilla para equiparlos con ruedas de otras características o de otro material.





#### Montaje sencillo y acertado diseño

Gracias a las reducidas dimensiones y tolerancias de posición de la carcasa, y a la precisión de medidas a todos los niveles que de ello resulta, los bloques de rueda Demag ofrecen las condiciones ideales para un montaje sin problemas en las estructuras del cliente, así como un comportamiento de arranque y frenado muy suave. Además, los especiales refuerzos ofrecen una alta estabilidad.

#### Alineamiento preciso

Para que la alineación de los bloques de rueda sea fácil y rápida, Demag Cranes & Components ha desarrollado un sistema de alineación por láser. Este sistema utiliza los soportes preparados en la carcasa y los pernos excéntricos, que ajustan en los taladros largos en la parte frontal de los bloques de rueda DRS 112 hasta DRS 200, para alinear los bloques de rueda en los diversos equipos de traslación de forma rápida y precisa.

#### Minimo mantenimiento

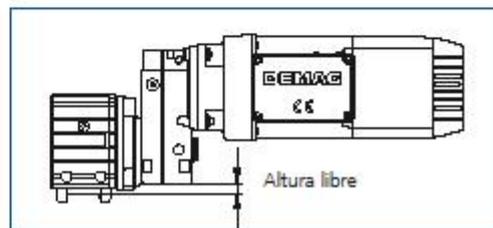
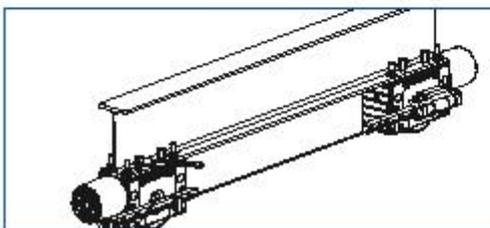
Las ruedas disponen de rodamientos de bolas ampliamente dimensionados y con lubricación de por vida. A partir del tamaño DRS 250 disponen de rodamientos de rodillos cónicos, encontrándose dentro de la carcasa, por lo que quedan óptimamente protegidos de influencias mecánicas.

#### Altura libre

Con su diseño especialmente compacto, los bloques de rueda DRS se caracterizan por su 'altura libre' desde el suelo a la carcasa. Esto también es aplicable al conjunto del accionamiento que cuenta con un reductor adaptado con precisión a la carga por rueda.

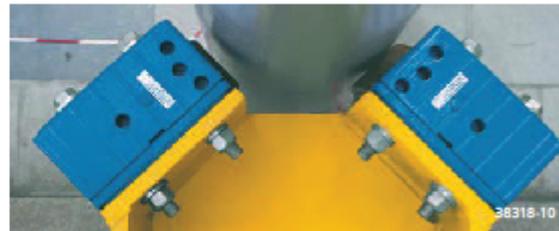
#### Soluciones patentadas

Las numerosas soluciones constructivas innovadoras y, en parte, patentadas, como el antimomento, los rodamientos, la unión entre eje y rueda, las tuercas deslizantes para montaje superior (DRS 112 hasta DRS 200), así como la forma de la carcasa caracterizan el conjunto del bloque de rueda DRS.



## Bloques de rueda DRS Demag - sistema modular para soluciones a medida

Los bloques de rueda Demag DRS cumplen todos los requisitos gracias a sus numerosos elementos perfectamente adaptados entre sí. Una amplia gama de variantes estándar y con perfiles de rueda a medida, los bloques de rueda Demag DRS se pueden adaptar a las más diversas condiciones de utilización y vías de rodadura, económicos y listos para su montaje.



### Ejecuciones y materiales de las ruedas

Gracias a la eficaz amortiguación de vibraciones, las ruedas fabricadas en fundición nodular (GGG 70) garantizan un desplazamiento suave a altas velocidades. Además, este material proporciona un efecto autolubricante que disminuye la fricción, y asegura una alta resistencia al desgaste. Por ello, las ruedas de fundición nodular ofrecen mayores ventajas que las ruedas de acero.

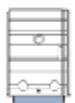
Además, existen ruedas de poliamida sin pestaña, que se caracterizan por un funcionamiento especialmente suave y silencioso. Para completar la gama de materiales, se ofrecen ruedas con bandaje Hydropur que garantizan una marcha suave, incluso a altas aceleraciones.



Ruedas con pestaña a ambos lados, con indicador de desgaste, con garganta estándar para carriles convencionales o con garganta según indicaciones



Ruedas para tareas de guiado en planos verticales y horizontales en forma de prisma o trapecio, o con superficie de rodadura cóncava



Ruedas sin pestaña, en caso necesario, con rodillos guía para sistemas de guiado rígido

También disponibles ruedas de fundición nodular con superficie de rodadura abombada y/o endurecida



Ruedas con pestaña en un lado para vehículos de suelo, en caso de requisitos especiales, también con pestaña central



Ruedas con bandaje Hydropur sin pestaña para altas aceleraciones y suavidad de marcha



Ruedas sin pestaña con diámetro mayor para una altura libre más elevada



Ruedas de poliamida abombadas sin pestaña para un desplazamiento silencioso y suave

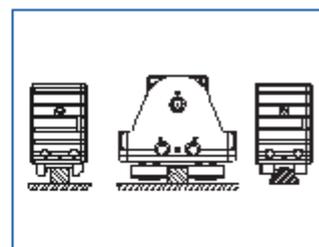
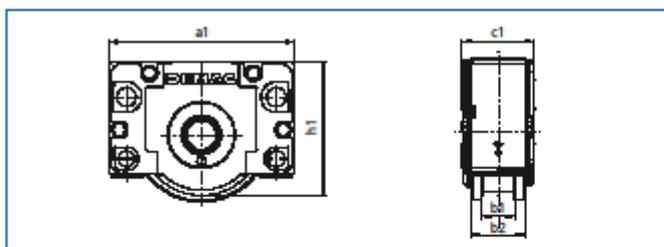


**Posibilidades de montaje**

Las superficies preparadas permiten cualquier conexión, desde el montaje superior y frontal atornillado o soldado, hasta el montaje lateral con pernos para perfiles huecos o traviesas. En el montaje superior, frontal, y con pernos, es posible desplazar y alinear lateralmente los bloques de rueda tras el montaje.

**Variantes de guiado**

Para el guiado de los bloques de rueda también existe una solución a medida. Las ruedas con pestaña, las ruedas en prisma o las ruedas con superficie de rodadura cóncava para carriles con sección curva, permiten un guiado exacto en el plano vertical y horizontal. En los casos en los que es necesario asimilar de forma fiable grandes fuerzas horizontales, se recomienda la utilización de rodillos guía de regulación continua.



**Dimensiones** (DRS con rueda de fundición nodular con dos pestañas)

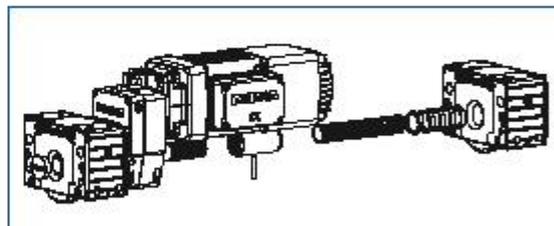
Tamaño	Capacidad de carga máx. [t]	Rueda Ø [mm]	Peso [kg]	[mm]				
				a1	b1	b2	c1	h1
DRS 112	2,75	112	7,3	190	47	80	96	131
DRS 125	5	125	9,9	220	60	80	98	147,5
DRS 160	7	160	18,3	275	65	89	110	187
DRS 200	10	200	35,7	340	65	101	130	238
DRS 250	16	250	62	385	75	110	150	281
DRS 315	22	315	117	470	90	130	180	349,5
DRS 400	30	400	201	580	110	155	210	440
DRS 500	40	500	352	700	110	170	240	566

**Opciones y accesorios**

Se ofrecen rodillos guía horizontales y topes en diferentes tamaños y ejecuciones.

## El accionamiento adecuado - adaptado exactamente a la gama de ruedas de Demag

Los componentes de los equipos de accionamiento de Demag están adaptados exactamente a la gama de ruedas de Demag. Incluyen motores y reductores, así como convertidores de frecuencia para aceleración, frenado y posicionamiento suave y preciso. Las instalaciones se convierten en sistemas eficaces gracias a la perfecta combinación de todos los componentes.



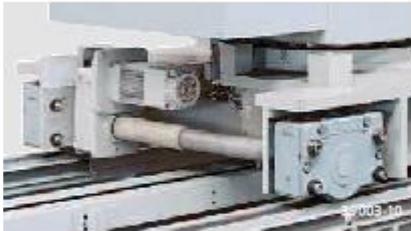
Accionamiento central con motorreductor plano

El modelo de accionamiento directo con motor de rotor cilíndrico y volante de inercia adicional, se caracteriza por una curva de par con descenso suave. El volante de inercia adicional, situado cerca de los reductores planos o angulares, además, ofrece un centro de gravedad óptimo al accionamiento.

Además, los accionamientos pueden adaptarse de forma que un solo motor pueda accionar dos bloques de rueda. Estos accionamientos centrales garantizan una sincronía absoluta entre el par de ruedas accionadas.

El modelo con acoplamiento tiene la ventaja de que también permite emplear nuestros potentes motores freno de rotor cónico de alto factor de marcha y gran fuerza de frenado, por ejemplo para aplicaciones con alto ciclo de arranque-parada.





La corona dentada de la parte frontal de la tapa de la carcasa de nuestros reductores planos permite, junto con el antimomentos correspondiente, fijar el accionamiento en diferentes posiciones al bloque de rueda DRS: en pasos de 15 °, para encontrar la posición más adecuada del accionamiento para el conjunto de la instalación.

Además, el antimomentos patentado permite una transmisión del par sin fuerza radial entre el bloque de rueda y el motorreductor, reduciendo el esfuerzo al que se somete el eje motor y aumentando su vida útil.

Junto con los motores de traslación Demag, especiales para funcionamiento directamente a tensión de red (también disponible con polos conmutables para dos velocidades), ofrecemos el motor de potencia estándar para una traslación regulada por convertidor de frecuencia, por ejemplo para un posicionamiento exacto a bajas revoluciones. Se dispone de dos series de modelos de convertidores de frecuencia: Dedrive Compact para potencias de motor hasta 30 kW y Dedrive Pro para potencias de motor hasta 560 kW.

Si se desea que la relación entre „marcha de posicionamiento” y „marcha rápida” sea muy grande, el accionamiento de precisión Demag FG ofrece unas prestaciones óptimas. Permite relaciones de transmisión de hasta 500: 1 directamente a tensión de red sin convertidor.



39392



39379-2

39380-1



39389

---

### 3.5. CARACTERÍSTICAS DE MOTORES HIDRÁULICOS

Las variables principales necesarias para calcular las características de los motores hidráulicos son las siguientes:

- Par. Par de rotación generado por el motor hidráulico para convertir la potencia del motor en fuerza mecánica por medio de la rotación del eje.
- Desplazamiento. Caudal del fluido necesario para alcanzar una determinada velocidad de rotación.
- Presión de operación. Presión a la que trabaja el motor hidráulico.
- Velocidad de operación. Velocidad a la que giran los componentes del motor hidráulico.
- Temperatura de operación. Temperatura a la cual el motor hidráulico trabaja de forma segura y eficiente.
- Viscosidad del fluido. Viscosidad del fluido de trabajo utilizado en el motor hidráulico.

Hay que tener en cuenta también, que el motor nunca puede llegar a desarrollar el volumen teórico del fluido, por esta razón se utiliza un factor que recibe el nombre de *rendimiento volumétrico*. Es la relación entre el caudal calculado y el real, que oscila entre el 0,8 y el 0,99 según el tipo de motor, construcción y según las condiciones de trabajo o variables principales.

$$\eta_v = \frac{Q_{real}}{Q_{teórico}}$$

Igualmente, a causa de la energía utilizada en los rozamientos principalmente, existe un *rendimiento mecánico*. De esta manera, se estimara un rendimiento global como el producto entre el rendimiento volumétrico y el rendimiento mecánico. Para motores nuevos, este rendimiento global fluctúa entre el 0,8 y 0,9. Valores que disminuirán con el uso y el desgaste de los componentes internos del motor.

$$\eta_{total} = \eta_{volumétrico} \times \eta_{mecánico}$$

Resumiendo, los motores se caracterizan por su estructura, por su presión máxima de servicio (bar o Pascal) y su caudal teórico (litros/minuto) a una velocidad de rotación determinada (rpm).

Según *Sauer-Danfoss*, las fórmulas utilizadas para el cálculo del caudal, el par, la potencia y la velocidad de los motores son las dispuestas a continuación.

$$Q_{\text{teórico}} (l/min) = \frac{\text{Desplazamiento} \left( \frac{cm^3}{\text{revolución}} \right) \times \text{Velocidad} (rpm)}{1000 \times \eta_{\text{volumétrico}}}$$

$$\text{Par} (Nm) = \frac{\text{Desplazamiento} \left( \frac{cm^3}{\text{rev}} \right) \times (\text{Alta presión} - \text{Baja presión}) (bar) \times \eta_{\text{mecánico}}}{20 \times \pi}$$

$$\text{Potencia} (kW) = \frac{Q_{\text{teórico}} \left( \frac{l}{min} \right) \times (\text{Alta presión} - \text{Baja presión}) (bar) \times \eta_{\text{total}}}{600}$$

$$\text{Velocidad motor} (rpm) = \frac{Q_{\text{teórico}} \left( \frac{l}{min} \right) \times 1000 \times \eta_{\text{volumétrico}}}{\text{Desplazamiento} \left( \frac{cm^3}{\text{revolución}} \right)}$$

### 3.6. MÉTODO DE LAS JERARQUÍAS ANALÍTICAS

El método de las jerarquías analíticas o AHP desarrollado por el Dr. Thomas L. Saaty en la Universidad de Pennsylvania (Estados Unidos). Es un instrumento para la evaluación y selección de alternativas complejas que involucran múltiples objetivos.

A continuación se va a describir el procedimiento para llevar a cabo el método de las jerarquías analíticas:



#### 1. Definir la preferencia entre atributos.

Se define con qué intensidad un atributo es preferido respecto a otro, mediante los valores de importancia que se muestran en la siguiente tabla.

Importancia	Definición	Explicación
1	Igual importancia	Dos elementos contribuyen idénticamente al objetivo.
3	Dominancia débil	La experiencia manifiesta que existe una débil dominancia de un elemento sobre otro.
5	Fuerte dominancia	La experiencia manifiesta una fuerte dominancia de un elemento sobre otro.
7	Demostrada dominancia	La dominancia de un elemento sobre otro está completamente demostrada.
9	Absoluta dominancia	Las evidencias demuestran que un elemento es absolutamente dominado por otro.
2, 4, 6, 8	Valores intermedios	Son valores intermedios de decisión.

---

Con la importancia de los diversos atributos definida, se realiza una matriz de intensidades.

## 2. Cálculo de los pesos entre atributos.

Para obtener el peso de cada atributo respecto a la solución óptima se realiza la media geométrica por medio de la ecuación siguiente:

$$W = (I_1 \cdot I_2 \cdot I_3 \cdot \dots \cdot I_n)^{\frac{1}{4}}$$

Aplicando la ecuación anterior a cada uno de los factores se calculan los pesos de cada atributo y con la ecuación siguiente se calcula cada peso en valor unitario. Para esto se calcula el peso total de los atributos y se divide cada elemento por el peso total.

$$W_{unitario} = \frac{W_{atributo}}{W_{total}}$$

## 3. Definir la matriz de decisiones.

Para realizar la matriz de decisiones normalizadas se lleva a cabo una comparación entre las distintas alternativas con valores comprendidos entre 1 y 0, diferenciadas para cada atributo.

## 4. Cálculo de la media ponderada

El cálculo de la media ponderada consiste en multiplicar el peso en valor unitario por el valor con el cual se ha dotado a la alternativa en la matriz de decisiones. El elemento que obtenga la mayor media, será la selección óptima buscada.

Después de describir el procedimiento que se debe de llevar a cabo para la realización del método de las jerarquías analíticas, vamos a estudiar las diferentes alternativas.

### 3.6.1 RUEDAS

#### 1. Matriz de intensidades

	Seguridad	Simplicidad	Mantenimiento
Seguridad	1	5	3
Simplicidad	1/5	1	3
Mantenimiento	1/3	1/3	1

Tabla 14. Matriz de intensidad ruedas

#### 2. Cálculo de pesos por atributo

$$W_{Seguridad} = (1 \cdot 5 \cdot 3)^{\frac{1}{3}} = 2.466$$

$$W_{Simplicidad} = \left(\frac{1}{5} \cdot 1 \cdot 3\right)^{\frac{1}{3}} = 0.843$$

$$W_{Mantenimiento} = \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{\frac{1}{3}} = 0.481$$

Ahora se procede a obtener el valor unitario de los pesos, con la ecuación ( ).

$$W_{total} = W_{Seguridad} + W_{Simplicidad} + W_{Mantenimiento}$$

$$W_{total} = 3.79$$

Donde aplicando la ecuación ( ) para cada atributo se obtiene:

$$W_{uSeguridad} = \frac{W_{Seguridad}}{W_{total}} = 0.651$$

$$W_{uSimplicidad} = \frac{W_{Simplicidad}}{W_{total}} = 0.223$$

$$W_{uMantenimiento} = \frac{W_{Mantenimiento}}{W_{total}} = 0.127$$

### 3. Matriz de decisiones normalizadas

Se realiza la comparación entre las diferentes alternativas propuestas para las ruedas, mediante la tabla 2:

	Seguridad	Simplicidad	Mantenimiento
Doble pestaña	0,8	1	1
Pestaña lateral	0,3	1	1
Rodillos guía	1	0,3	0,5

Tabla 15. Matriz de decisiones ruedas

### 4. Cálculo de la media ponderada.

- Doble pestaña = 0.870
- Pestaña lateral = 0.545
- Rodillos guía = 0.781

## 3.6.2 MOTORES HIDRÁULICOS

### 1. Matriz de intensidades

	Par motor	Velocidad giro	Cilindrada	Ruido
Par motor	1	7	5	3
Velocidad giro	1/7	1	3	2
Cilindrada	1/5	1/3	1	2
Ruido	1/3	1/2	1/2	1

Tabla 16. Matriz de intensidades motores hidráulicos

### 2. Cálculo de pesos por atributo

$$W_{\text{Par motor}} = (1 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 3)^{\frac{1}{4}} = 3.201$$

$$W_{\text{Velocidad giro}} = \left(\frac{1}{7} \cdot 1 \cdot 3 \cdot 2\right)^{\frac{1}{4}} = 0.962$$

$$W_{\text{Cilindrada}} = \left(\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 2\right)^{\frac{1}{4}} = 0.604$$

$$W_{\text{Ruido}} = \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1\right)^{\frac{1}{4}} = 0.537$$

Ahora se procede a obtener el valor unitario de los pesos, con la ecuación ( ).

$$W_{total} = W_{Par\ motor} + W_{Velocidad\ giro} + W_{Cilindrada} + W_{Ruido}$$

$$W_{total} = 5.305$$

Donde aplicando la ecuación ( ) para cada atributo se obtiene:

$$W_{uPar\ motor} = \frac{W_{Par\ motor}}{W_{total}} = 0.603$$

$$W_{uVelocidad\ giro} = \frac{W_{Velocidad\ giro}}{W_{total}} = 0.181$$

$$W_{uCilindrada} = \frac{W_{Cilindrada}}{W_{total}} = 0.114$$

$$W_{uRuido} = \frac{W_{Ruido}}{W_{total}} = 0.101$$

### 3. Matriz de decisiones normalizadas

Se realiza la comparación entre las diferentes alternativas propuestas para los tipos de motores hidráulicos, mediante la tabla 4:

	Par motor	Velocidad giro	Cilindrada	Ruido
<b>Engranajes</b>	0,3	0,3	0,8	0,3
<b>Paletas</b>	0,5	0,5	0,3	1
<b>Pistón axial</b>	0,7	0,6	0,5	0,7
<b>Pistón radial</b>	0,7	0,7	0,5	0,7
<b>Gerotor</b>	1	0,9	1	0,6

Tabla 17. Matriz de decisiones motor hidráulico

### 4. Cálculo de la media ponderada.

- Motor hidráulico de engranajes = 0.357
- Motor hidráulico de paletas = 0.427
- Motor hidráulico de pistón axial = 0.588
- Motor hidráulico de pistón radial = 0.606
- Motor hidráulico orbital = 0.881

## 3.7. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS

### 3.7.1. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS RUEDA



**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de rueda 400mm

Fecha: sábado, 3 de septiembre de 2016  
Diseñador: Solidworks  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

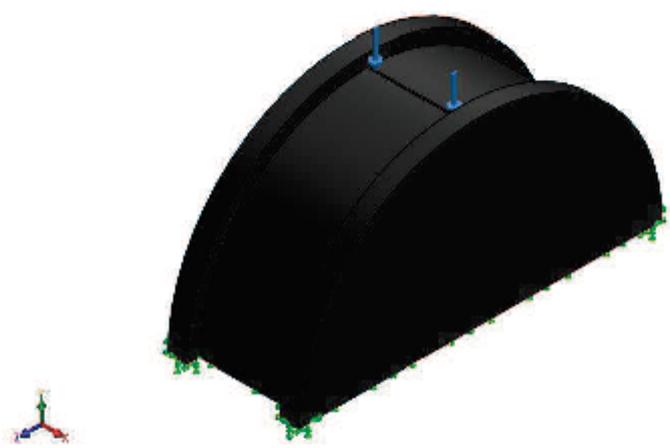
Descripción .....	1
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones .....	5
Información de malla .....	6
Fuerzas resultantes .....	7
Resultados del estudio .....	8



Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm 1

## Información de modelo

			
Nombre del modelo: rueda 400mm Configuración actual: Predeterminado			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1 	Sólido	Masa: 73.7974 kg Volumen: 0.010179 m <sup>3</sup> Densidad: 7250 kg/m <sup>3</sup> Peso: 723.215 N	C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Rueda\Análisis DRS 400\rueda 400mm.SLDPRT Sep 03 13:43:11 2016

### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Ruedas-Rail)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



SOLIDWORKS

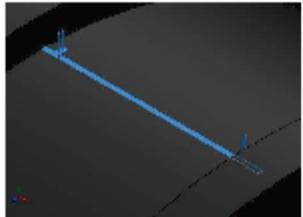
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm

3

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.00875878	130123	0.00988388	130123
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 558 Unidades: N/mm^2 (MPa) Ángulo de fase: 0 Unidades: deg



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm

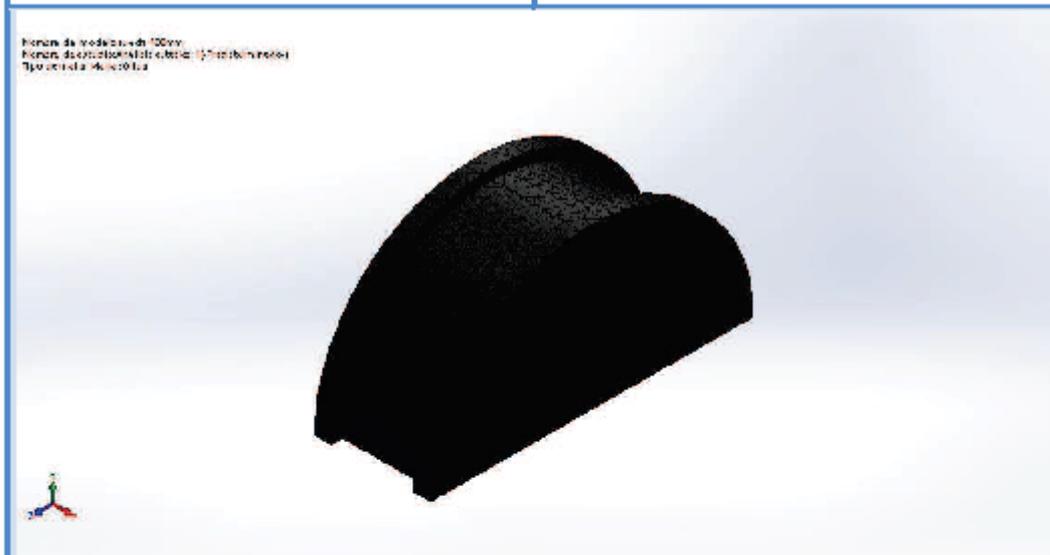
5

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	28405
Número total de elementos	19149
Cociente máximo de aspecto	12.817
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0574
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:01
Nombre de computadora:	DAVID



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm

6

---

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.00875878	130123	0.00988388	130123

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm

7

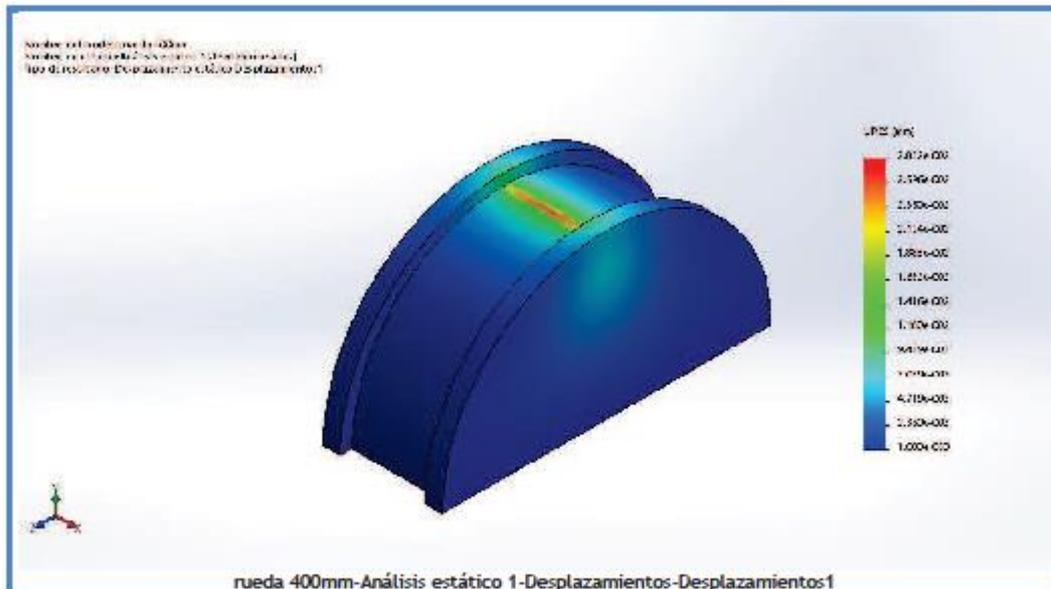
## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.016863 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 28168	240.645 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 27774

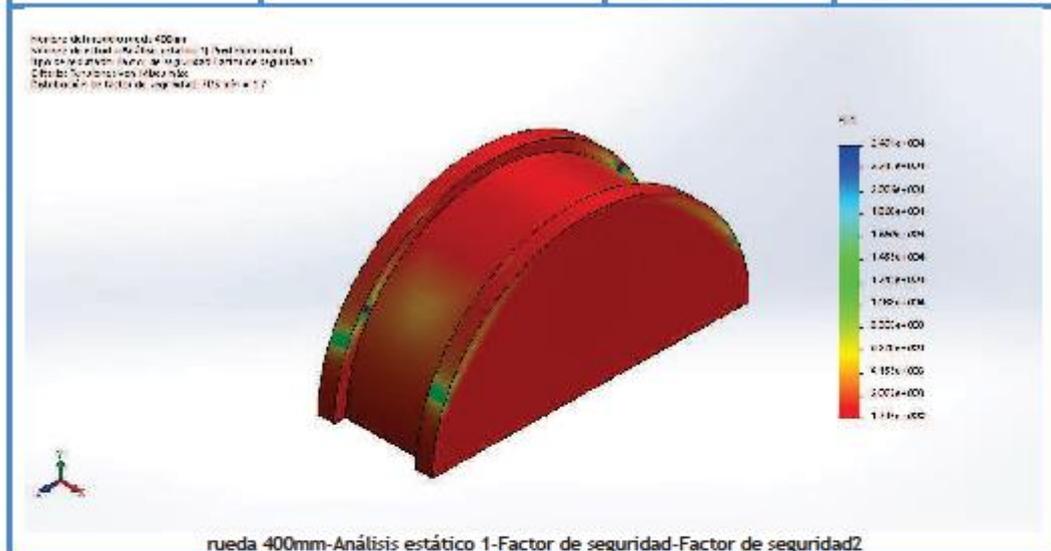
Nombre del modelo: rueda400mm  
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-Tensiones1  
 Tipo de resultado: Análisis estático (tensión total) (tensiones1)



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.0283157 mm Nodo: 27789



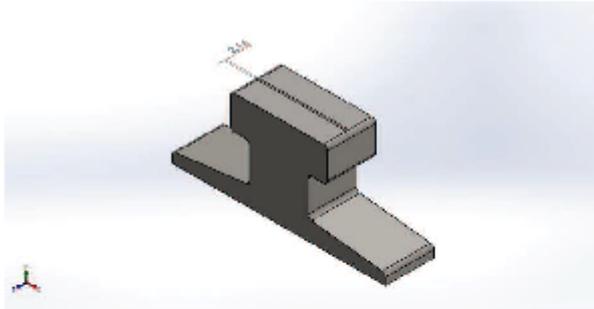
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad2	Tensión de von Mises máx.	1.74531 Nodo: 27774	24906.6 Nodo: 28168



Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de rueda 400mm 9

### 3.7.2. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS CARRIL



**Descripción**  
No hay datos

## Simulación de A100

Fecha: sábado, 3 de septiembre de 2016  
Diseñador: Solidworks  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

### Tabla de contenidos

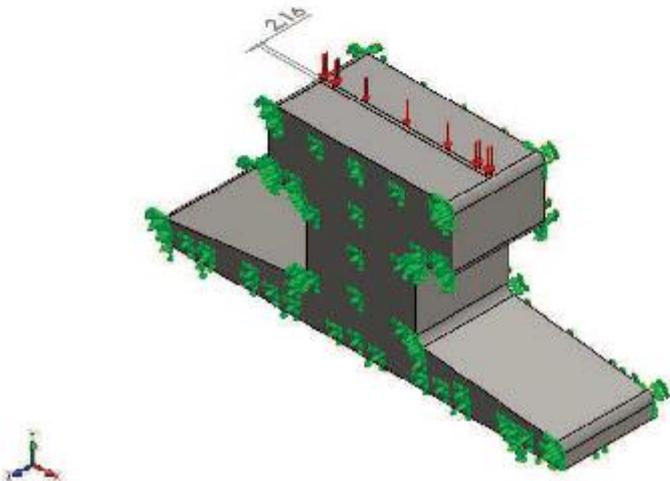
Descripción .....	1
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones .....	5
Información de malla .....	6
Fuerzas resultantes .....	7
Resultados del estudio .....	8



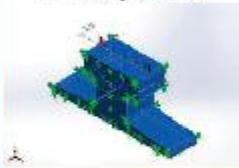
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de A100 1

## Información de modelo



Nombre del modelo: A100  
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición6 	Sólido	Masa:3.74739 kg Volumen:0.000480434 m <sup>3</sup> Densidad:7800 kg/m <sup>3</sup> Peso:36.7244 N	C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Rail\Análisis B_A100\A100.SLDPRT Sep 03 16:51:12 2016



Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de A100 2

### Propiedades de estudio

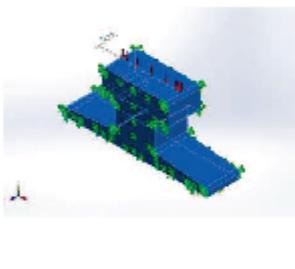
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Ruedas-Rail)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0070 (E360)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 3.6e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Límite de tracción: 6.7e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	Sólido 2(Línea de partición6)(A100)
Datos de curva: N/A		



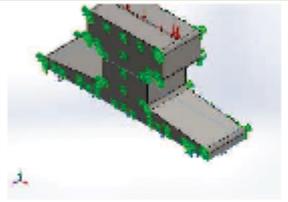
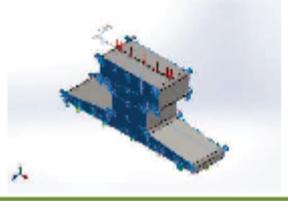
SOLIDWORKS

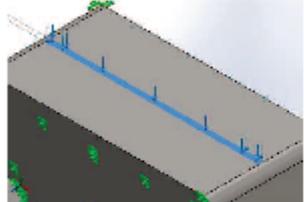
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de A100

4

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-6.22497	7426.28	-6.767	7426.28
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Fijo-5		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-1.50151	109505	-9.78955	109505
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-5		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 588 Unidades: N/mm <sup>2</sup> (MPa) Ángulo de fase: 0 Unidades: deg

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	13.9055 mm
Tolerancia	0.695276 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

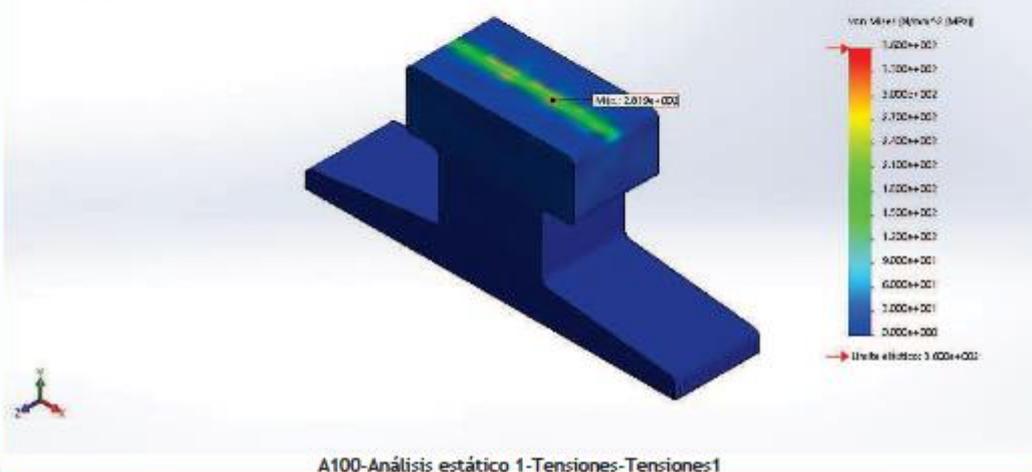
Número total de nodos	3560
Número total de elementos	2046
Cociente máximo de aspecto	11.013
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.196
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:00
Nombre de computadora:	DAVID



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	4.7543e-008 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 3046	281.936 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 3529

Nombre del nodo: A100  
Nombre de estudio: Análisis estático 1-Predefinido (modo)  
Tipo de resultado: Análisis estático (tensión von): Tensiones1  
Eje de deformación: 1

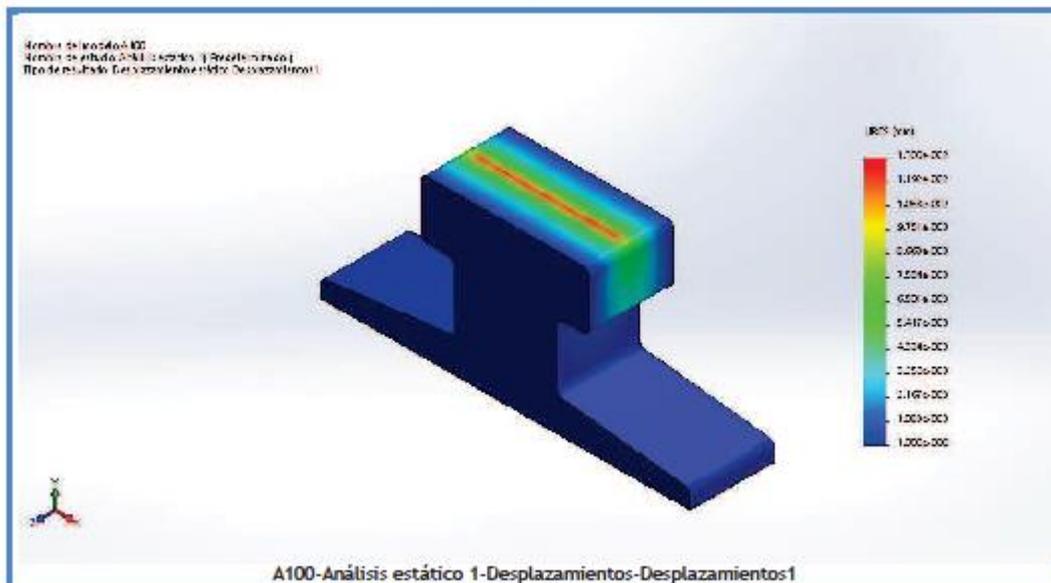


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 1	0.0130019 mm Nodo: 3500

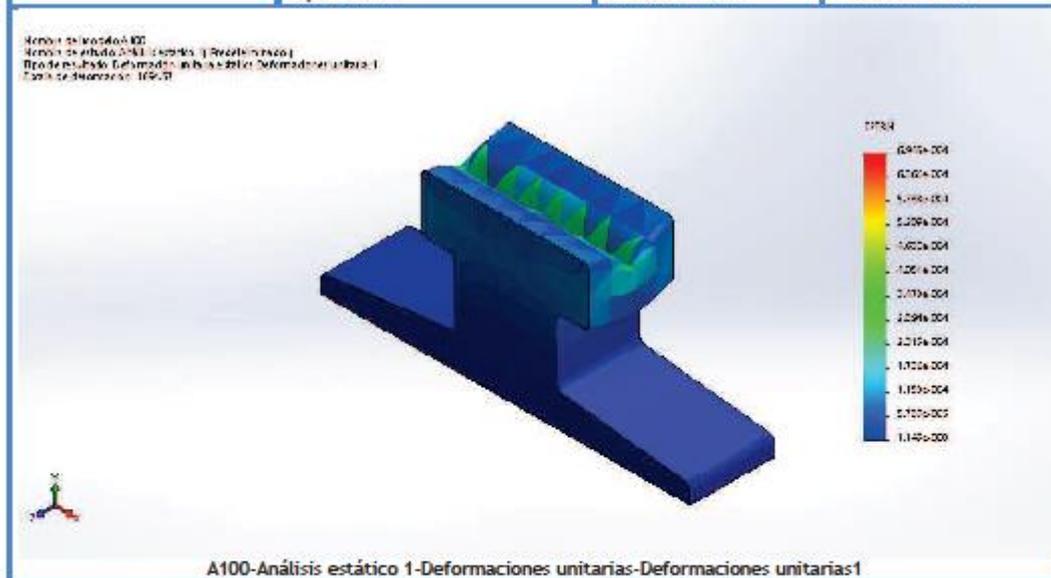


Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de A100 8

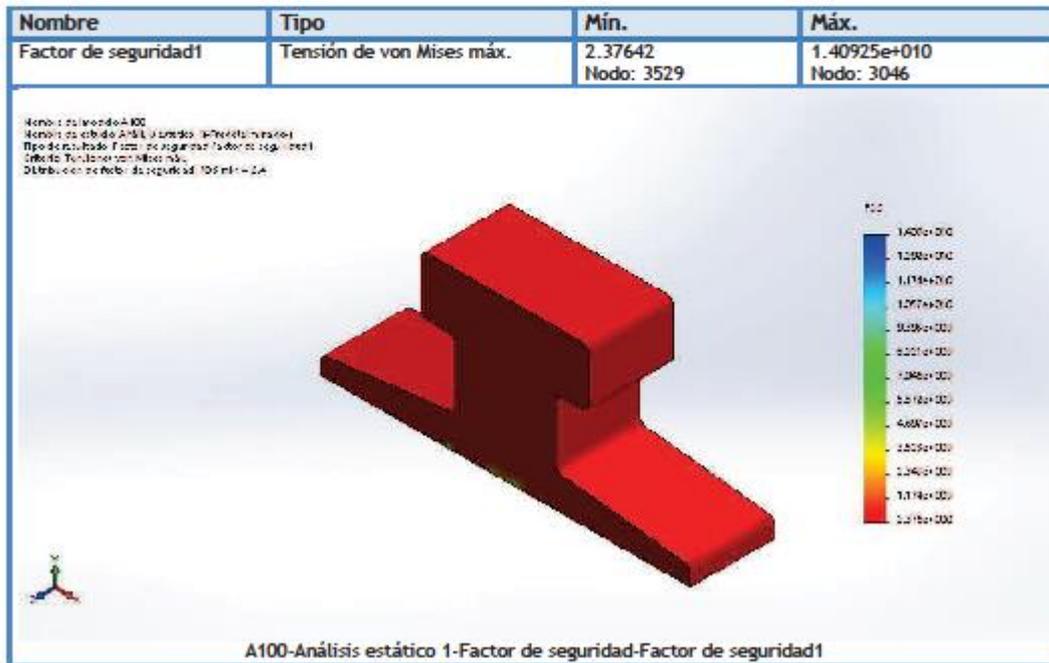


Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.14546e-008 Elemento: 1996	0.000694508 Elemento: 1725

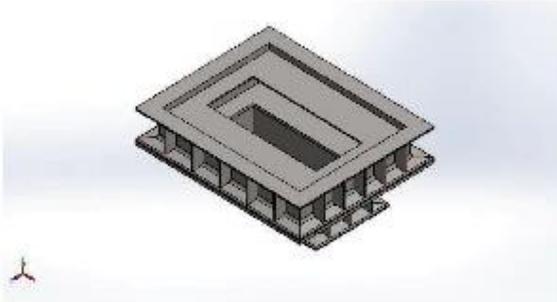


Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de A100 9



### 3.7.3. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS PATA UNIÓN SUPERIOR



**Descripción**  
No hay datos

## Simulación de PA\_pata rueda\_sup

Fecha: miércoles, 7 de septiembre de 2016  
Diseñador: Solidworks  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

### Tabla de contenidos

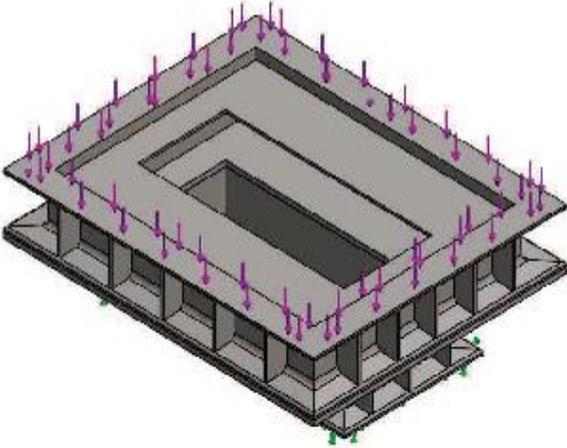
Descripción .....	1
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	10
Unidades .....	10
Propiedades de material .....	11
Cargas y sujeciones .....	14
Información de contacto .....	15
Información de malla .....	16
Fuerzas resultantes .....	17
Resultados del estudio .....	18



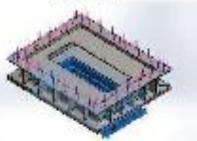
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup 1

## Información de modelo



Nombre del modelo: PA\_pata rueda\_sup  
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Barrer2	Sólido	Masa: 15.1336 kg Volumen: 0.00194021 m <sup>3</sup> Densidad: 7800 kg/m <sup>3</sup> Peso: 148.31 N	C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT Sep 05 18:07:02 2016

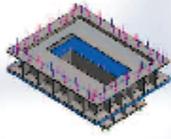
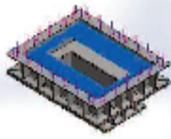
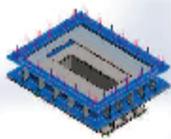
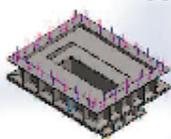
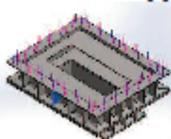
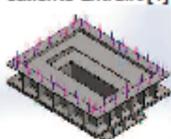


SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup

2

 <p>Saliente-Extruir1</p>	Sólido	<p>Masa:17.7044 kg  Volumen:0.0022698 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:173.504 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa:4.98342 kg  Volumen:0.0006389 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:48.8375 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Barrer1</p>	Sólido	<p>Masa:22.7799 kg  Volumen:0.0029205 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:223.243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir3[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir3[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir3[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo Túnel TFG\PA_pata rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>



<p>Saliente-Extruir3[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL1[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL1[8]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL1[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL1[7]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL1[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>

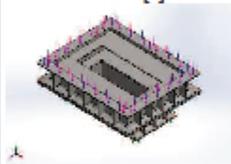
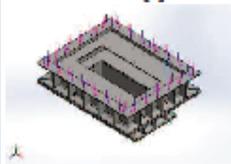
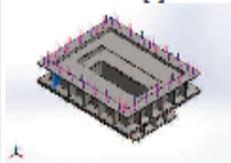
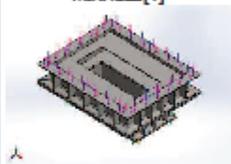
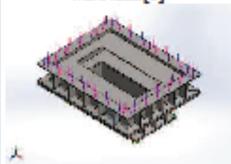
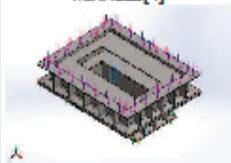


SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup

4

 <p>MatrizL1[6]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL1[5]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL1[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[5]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>

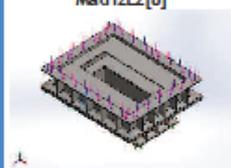
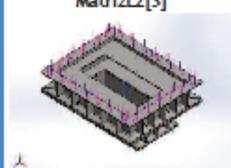
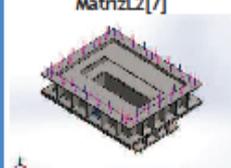
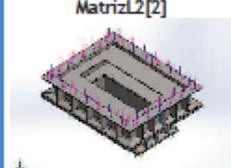
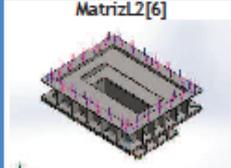


SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup

5

 <p>MatrizL2[8]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[3]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[7]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[2]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL2[6]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir4[3]</p>	Sólido	<p>Masa: 0.120656 kg  Volumen: 1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso: 1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>



SOLIDWORKS

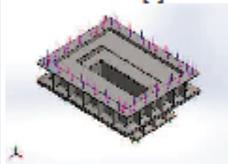
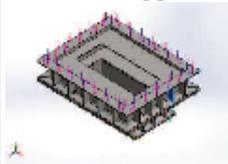
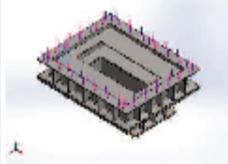
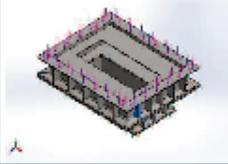
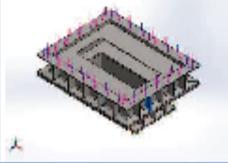
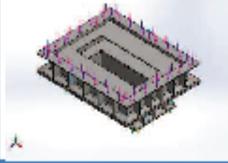
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup

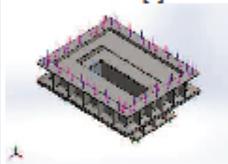
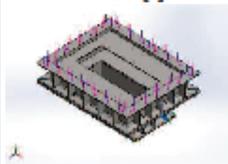
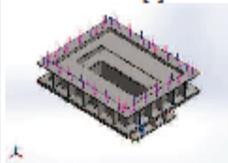
6

<p>Saliente-Extruir4[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>Saliente-Extruir4[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>Saliente-Extruir4[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL3[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL3[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
<p>MatrizL3[8]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFGPA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>



 <p>MatrizL3[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL3[7]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL3[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL3[6]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL3[5]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120646 kg  Volumen:1.54675e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18233 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL4[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>



 <p>MatrizL4[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL4[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>
 <p>MatrizL4[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.120656 kg  Volumen:1.54687e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:1.18243 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Modelo  Túnel TFG\PA_pata  rueda_sup.SLDPRT  Sep 05 18:07:02 2016</p>



### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata superior)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup 10

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0044 (S275JR)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 2.75e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Límite de tracción: 4.1e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Barrer2)(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 2(Saliente-Extruir1)(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 3(Saliente-Extruir2)(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 4(Barrer1)(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 5(Saliente-Extruir3[3])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 6(Saliente-Extruir3[4])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 7(Saliente-Extruir3[1])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 8(Saliente-Extruir3[2])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 9(MatrizL1[3])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 10(MatrizL1[8])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 11(MatrizL1[2])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 12(MatrizL1[7])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 13(MatrizL1[1])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 14(MatrizL1[6])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 15(MatrizL1[5])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 16(MatrizL1[4])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido 17(MatrizL2[1])(PA_pata rueda_sup),</p> <p>Sólido</p>



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup 11

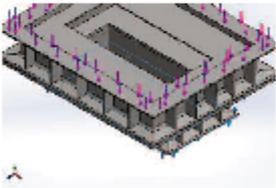
		18(MatrizL2[5])(PA_pata rueda_sup), Sólido 19(MatrizL2[4])(PA_pata rueda_sup), Sólido 20(MatrizL2[8])(PA_pata rueda_sup), Sólido 21(MatrizL2[3])(PA_pata rueda_sup), Sólido 22(MatrizL2[7])(PA_pata rueda_sup), Sólido 23(MatrizL2[2])(PA_pata rueda_sup), Sólido 24(MatrizL2[6])(PA_pata rueda_sup), Sólido 25(Saliente- Extruir4[3])(PA_pata rueda_sup), Sólido 26(Saliente- Extruir4[4])(PA_pata rueda_sup), Sólido 27(Saliente- Extruir4[1])(PA_pata rueda_sup), Sólido 28(Saliente- Extruir4[2])(PA_pata rueda_sup), Sólido 29(MatrizL3[4])(PA_pata rueda_sup), Sólido 30(MatrizL3[3])(PA_pata rueda_sup), Sólido 31(MatrizL3[8])(PA_pata rueda_sup), Sólido 32(MatrizL3[2])(PA_pata rueda_sup), Sólido 33(MatrizL3[7])(PA_pata rueda_sup), Sólido 34(MatrizL3[1])(PA_pata rueda_sup), Sólido 35(MatrizL3[6])(PA_pata rueda_sup), Sólido 36(MatrizL3[5])(PA_pata
--	--	---

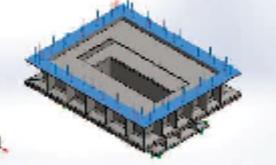


		rueda_sup), Sólido 37(MatrizL4[1])(PA_pata rueda_sup), Sólido 38(MatrizL4[2])(PA_pata rueda_sup), Sólido 39(MatrizL4[4])(PA_pata rueda_sup), Sólido 40(MatrizL4[3])(PA_pata rueda_sup)
Datos de curva: N/A		

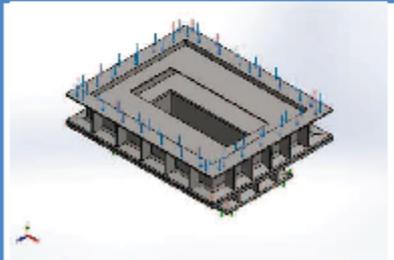


### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	8.91043	188040	-14.9126	188040
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 188000 N

### Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global	 A 3D perspective view of a contact assembly. It shows a rectangular frame structure with a central opening. The top surface of the frame is highlighted with a blue mesh, indicating the contact area. The structure is supported by four vertical legs. A small red and white coordinate system icon is visible in the bottom-left corner of the image.	Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup 15

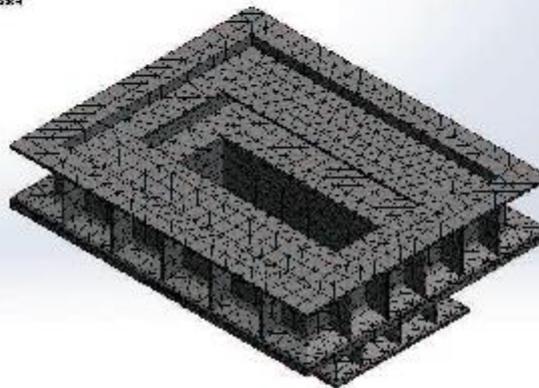
### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	26049
Número total de elementos	13858
Cociente máximo de aspecto	29.938
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	23.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	6.47
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:11
Nombre de computadora:	DAVID

Formato de malla de alta calidad  
Formato de malla de alta calidad  
Formato de malla de alta calidad



---

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	8.91043	188040	-14.9126	188040

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



SOLIDWORKS

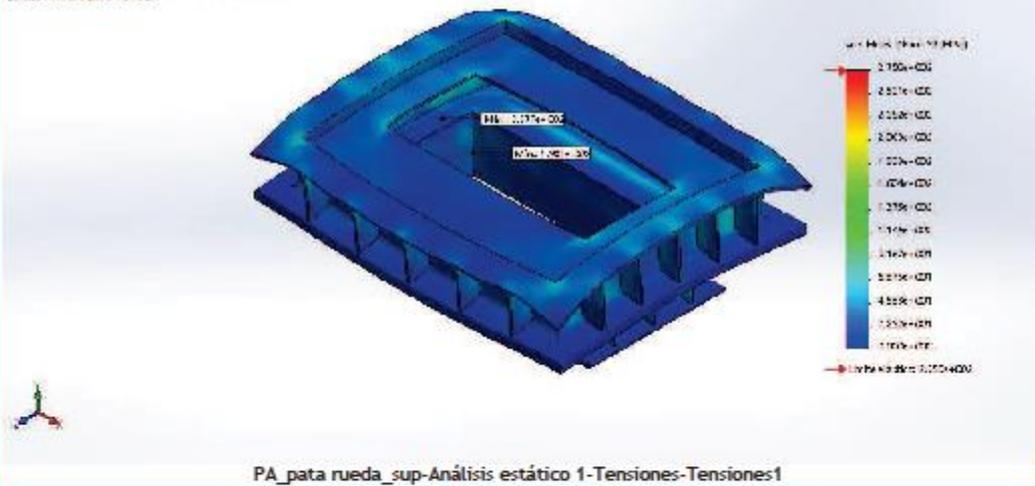
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata rueda\_sup 17

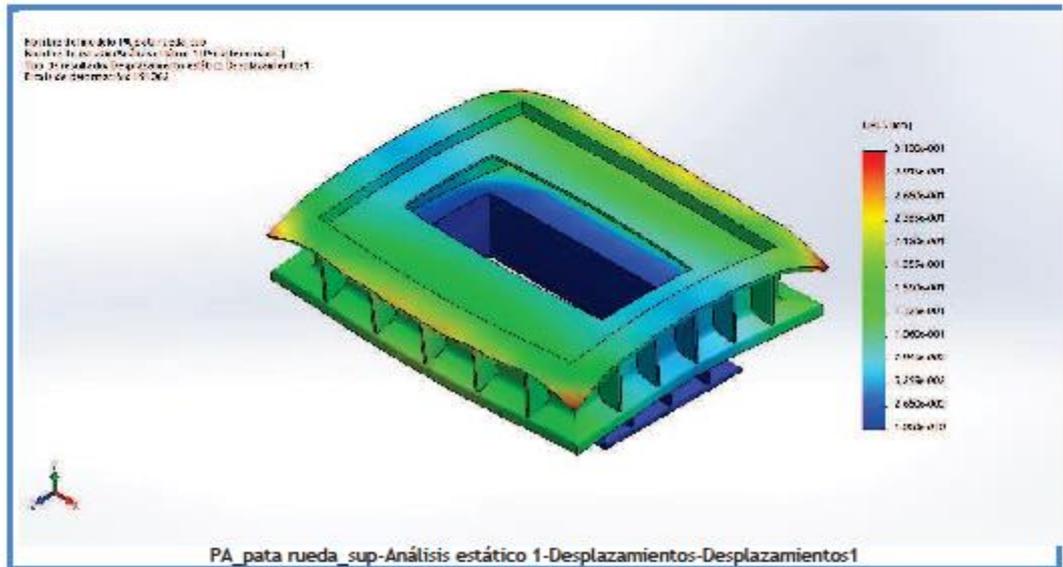
## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0190297 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 2400	227.666 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 80

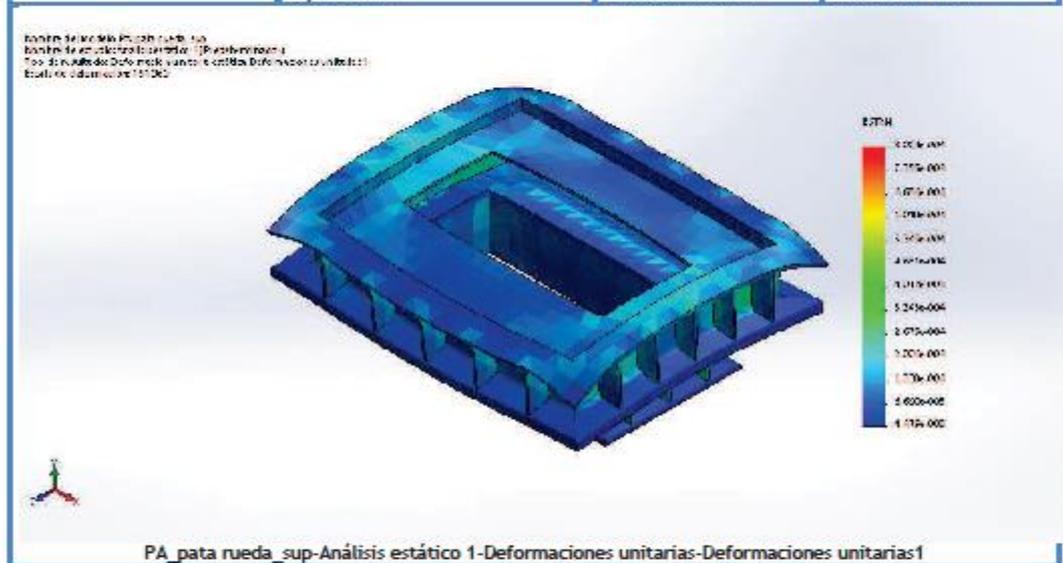
Nombre de la tabla: Tensiones1  
 Nombre de la columna: Tensión de von Mises  
 Tipo de resultado: Tensión de von Mises (MPa)  
 El resultado de la simulación estático se muestra en la imagen.  
 El valor de la tensión de von Mises es:

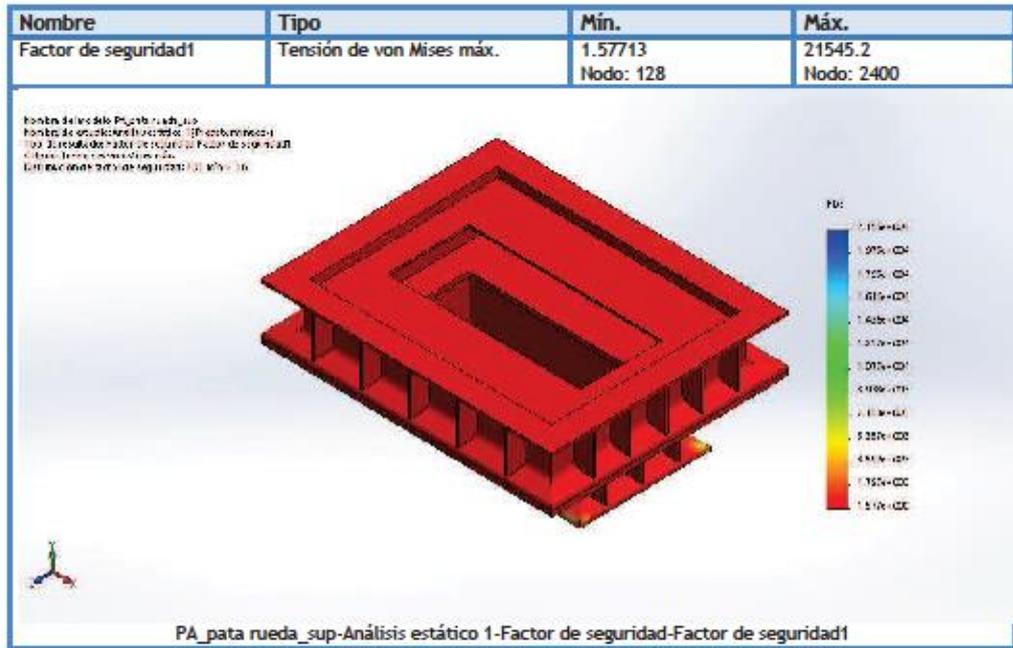


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 622	0.317964 mm Nodo: 14957



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.47877e-008 Elemento: 2934	0.000802366 Elemento: 13817



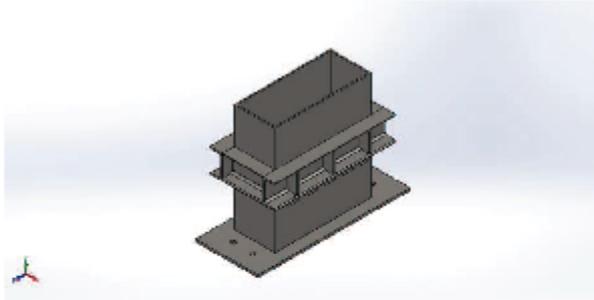


SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de PA\_pata\_rueda\_sup 20

### 3.7.4. ANÁLISIS ELEMENTOS FINITOS PATA UNIÓN INFERIOR



**Descripción**  
No hay datos

## Simulación de Pata rueda\_5

Fecha: miércoles, 7 de septiembre de 2016  
Diseñador: Solidworks  
Nombre de estudio: Carga carro  
Tipo de análisis: Análisis estático

### Tabla de contenidos

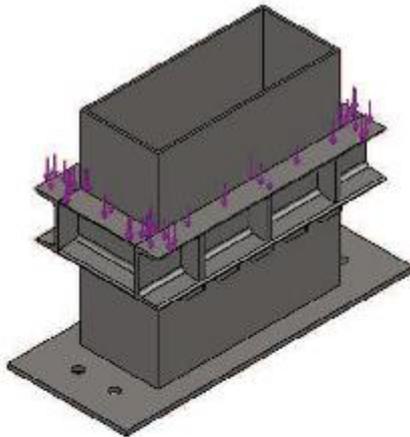
Descripción .....	1
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	7
Unidades .....	7
Propiedades de material .....	8
Cargas y sujeciones .....	9
Información de contacto .....	10
Información de malla .....	11
Fuerzas resultantes .....	12
Resultados del estudio .....	13

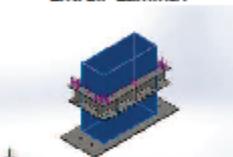
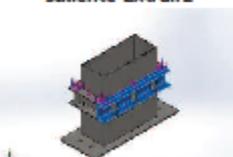
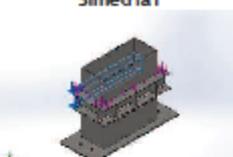
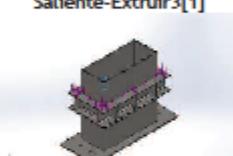
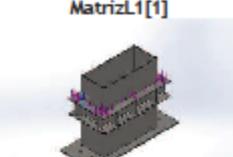


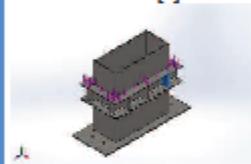
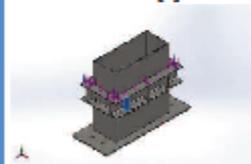
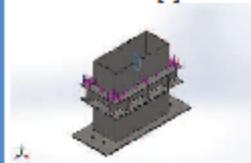
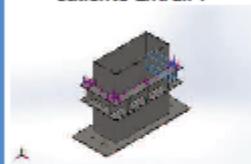
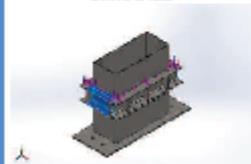
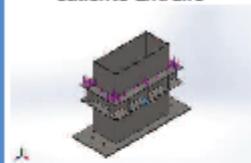
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

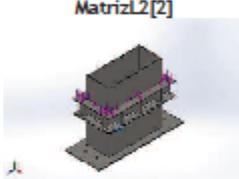
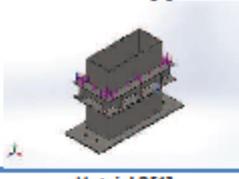
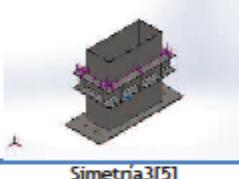
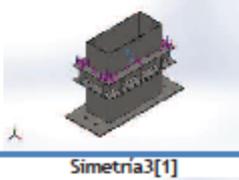
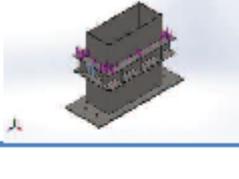
Simulación de Pata rueda\_5 1

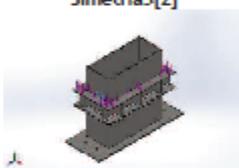
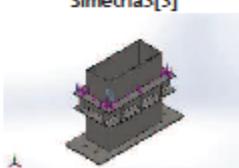
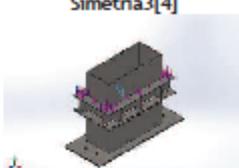
## Información de modelo

			
<p>Nombre del modelo: Pata rueda_5 Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir1 	Sólido	Masa: 12.5804 kg Volumen: 0.00161287 m <sup>3</sup> Densidad: 7800 kg/m <sup>3</sup> Peso: 123.288 N	C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT Sep 07 00:55:28 2016

<p>Extruir-Lámina1</p> 	Sólido	<p>Masa:23.503 kg  Volumen:0.0030132 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:230.329 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Saliente-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:4.94038 kg  Volumen:0.000633382 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:48.4157 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Simetria1</p> 	Sólido	<p>Masa:4.94038 kg  Volumen:0.000633382 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:48.4157 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Saliente-Extruir3[1]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Saliente-Extruir3[2]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>MatrizL1[1]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>

 <p>MatrizL1[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>MatrizL1[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>MatrizL1[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.259273 kg  Volumen:3.32401e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.54087 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir4</p>	Sólido	<p>Masa:1.67973 kg  Volumen:0.00021535 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:16.4613 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>Simetria2</p>	Sólido	<p>Masa:1.67973 kg  Volumen:0.00021535 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:16.4613 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>Saliente-Extruir5</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>

 <p>MatrizL2[2]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>MatrizL2[3]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>MatrizL2[4]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>MatrizL2[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>Simetria3[5]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
 <p>Simetria3[1]</p>	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>

<p>Simetría3[2]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Simetría3[3]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>
<p>Simetría3[4]</p> 	Sólido	<p>Masa:0.0663 kg  Volumen:8.5e-006 m<sup>3</sup>  Densidad:7800 kg/m<sup>3</sup>  Peso:0.64974 N</p>	<p>C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda\Pata rueda_5.SLDPRT  Sep 07 00:55:28 2016</p>



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Pata rueda\_5

6

### Propiedades de estudio

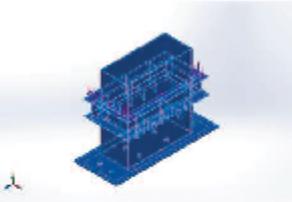
Nombre de estudio	Carga carro
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\David_Rius\Documents\proyecto\Pata rueda)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<b>Nombre:</b> 1.0044 (S275JR) <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx. <b>Límite elástico:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Límite de tracción:</b> 4.1e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Módulo elástico:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28 <b>Densidad:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Módulo cortante:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1.1e-005 /Kelvin	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(Pata rueda_5), Sólido 2(Extruir-Lámina1)(Pata rueda_5), Sólido 3(Saliente-Extruir2)(Pata rueda_5), Sólido 4(Simetría1)(Pata rueda_5), Sólido 5(Saliente-Extruir3[1])(Pata rueda_5), Sólido 6(Saliente-Extruir3[2])(Pata rueda_5), Sólido 7(MatrizL1[1])(Pata rueda_5), Sólido 8(MatrizL1[4])(Pata rueda_5), Sólido 9(MatrizL1[3])(Pata rueda_5), Sólido 10(MatrizL1[2])(Pata rueda_5), Sólido 11(Saliente-Extruir4)(Pata rueda_5), Sólido 12(Simetría2)(Pata rueda_5), Sólido 13(Saliente-Extruir5)(Pata rueda_5), Sólido 14(MatrizL2[2])(Pata rueda_5), Sólido 15(MatrizL2[3])(Pata rueda_5), Sólido 16(MatrizL2[4])(Pata rueda_5), Sólido 17(MatrizL2[1])(Pata rueda_5), Sólido 18(Simetría3[5])(Pata rueda_5), Sólido 19(Simetría3[1])(Pata rueda_5), Sólido 20(Simetría3[2])(Pata rueda_5), Sólido 21(Simetría3[3])(Pata rueda_5), Sólido 22(Simetría3[4])(Pata rueda_5)
	Datos de curva: N/A	



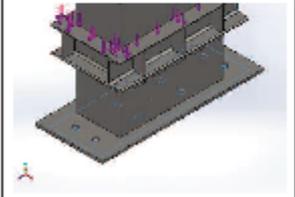
SOLIDWORKS

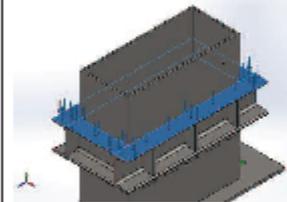
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Pata rueda\_5

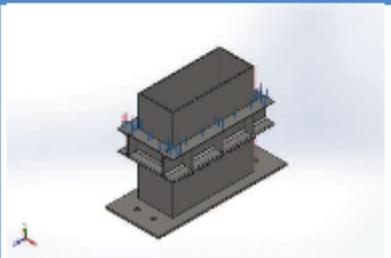
8

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	1.59929	187995	2.56873	187995
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 188000 N

### Información de contacto

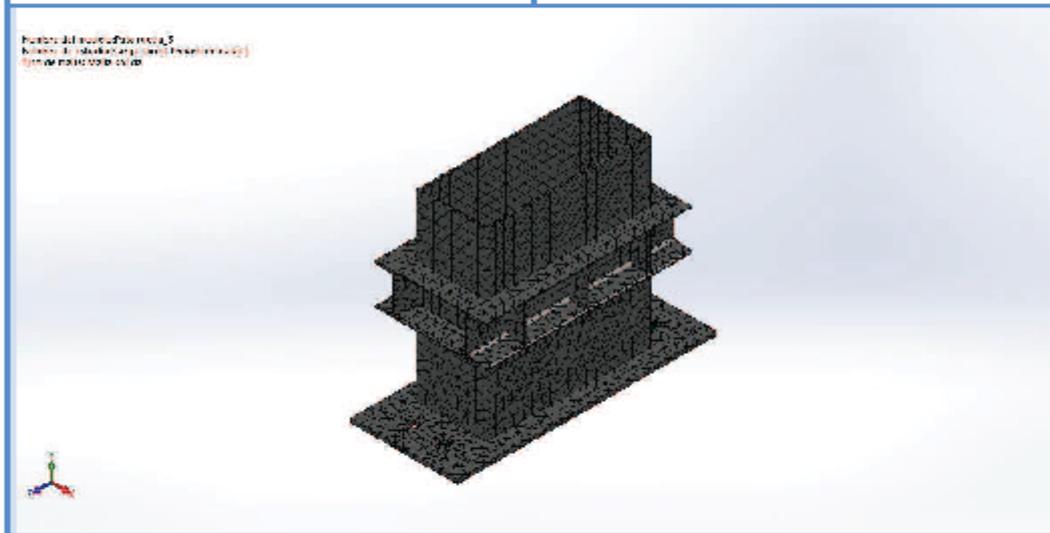
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global	 A 3D perspective view of a mechanical assembly. It consists of a base plate with four mounting holes, a vertical support structure, and a top rectangular block. Red and blue arrows indicate the contact points between the components.	Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	23.3512 mm
Tolerancia	1.16756 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	25469
Número total de elementos	12963
Cociente máximo de aspecto	30.957
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	33.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	3.7
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:07
Nombre de computadora:	DAVID



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Pata rueda\_5 11

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	1.59929	187995	2.56873	187995

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



SOLIDWORKS

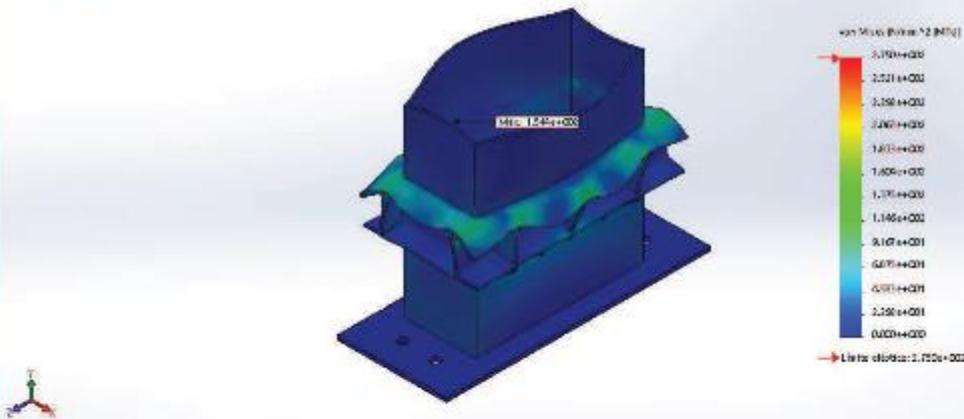
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Pata rueda\_5 12

## Resultados del estudio

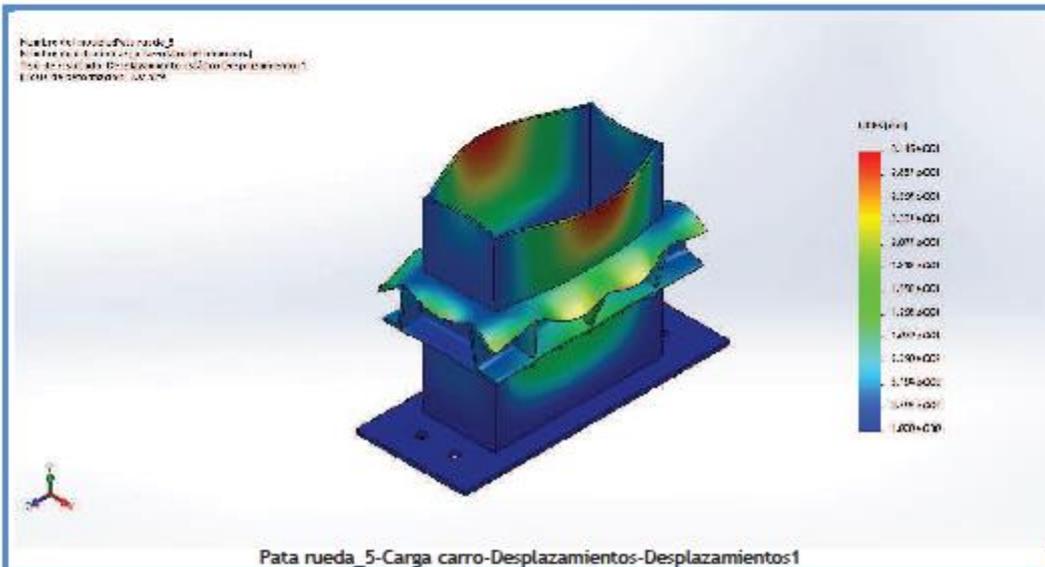
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000189436 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 2370	154.431 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 20283

Nombre del modelo:Pata rueda\_5  
Nombre de estudio:Carga carro-Procesamiento1  
Tipo de resultado: Análisis de tensión modal (tensiones1)  
Escala de coloración: 0.0-100

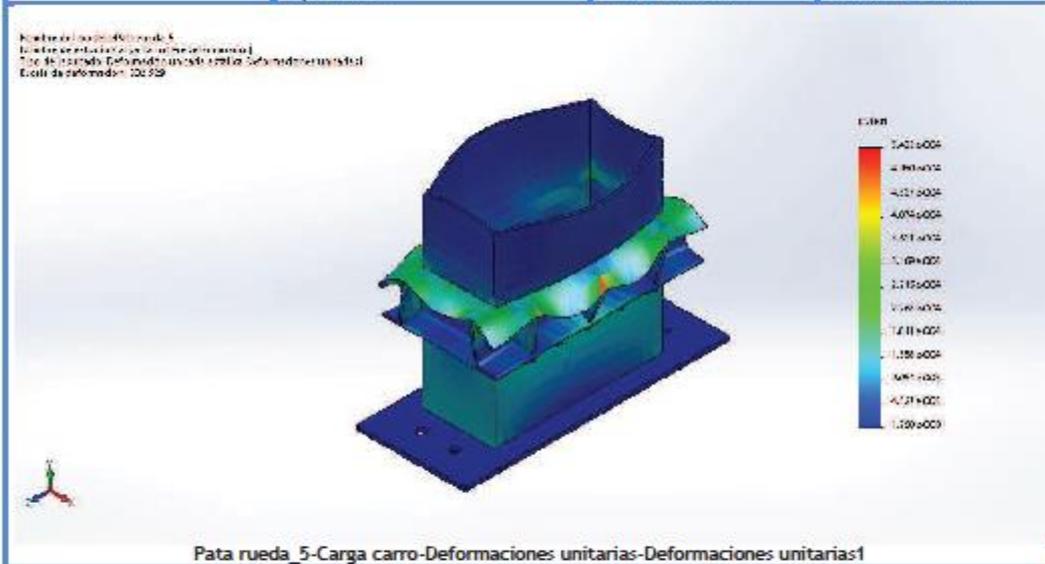


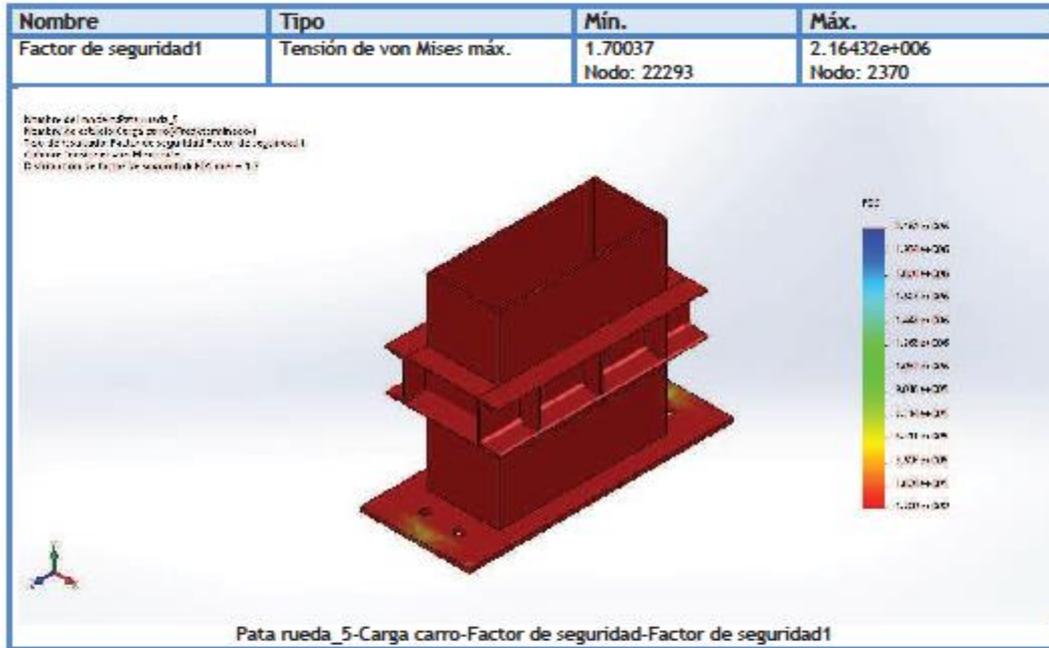
Pata rueda\_5-Carga carro-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 353	0.31162 mm Nodo: 6236



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.79851e-009 Elemento: 2179	0.000543219 Elemento: 12516





## 3.8. CATÁLOGO CARRIL BURBACH



### Crane Rails

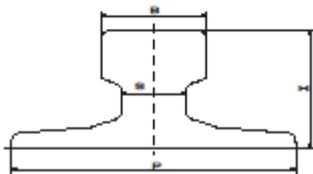
#### Standard European Profiles A-Rail (A45-A150)\*

The DIN "A" type rails (standard European profile) are rolled based on the DIN 536/1991 Specification.

The "A" rails, with their wide base, low center of gravity and wide web, are ideal for high side thrusts.

They are available in several sizes from A45 to A150, where the numbers represent the width of the head in mm. In the past these rails were offered in two types of steel: 700 and 900.

Recently, due to a progressive increase of the vertical loads of cranes on some special projects, the requirements for a rail with a greater hardening surface was required. These rails are rolled in 1100 steel whose chemical composition and mechanical properties are not governed by the DIN 536/1991 Specification.



#### Chemical Composition (%)

Type of Steel	C	Elements Mn	Si (max)	P (max)	S (max)
700 or 70 grade	0.40 - 0.60	0.80 - 1.20	0.35	0.045	0.045
900 or 90 grade	0.60 - 0.80	0.80 - 1.30	0.50	0.045	0.045

#### Mechanical Properties

Type of Steel	Tensile Strength (N/mm <sup>2</sup> )	Approximate Brinell Hardness
700	min 690	min 204
900A	min 880	min 261
1100	min 1080	min 319

#### Technical Data

Profile	Area of Inertia (cm <sup>2</sup> )	Moment Head (cm <sup>2</sup> )	Sec. Modulus Base (cm <sup>2</sup> )	Sec. Modulus (cm <sup>2</sup> )
A45	28.2	90.0	41.5	27.0
A55	40.5	178.0	68.6	45.6
A65	54.9	319.0	105.4	71.3
A75	71.6	531.0	153.6	105.3
A100	94.7	856.0	203.4	161.8
A120	127.4	1361.0	289.1	235.0
A150	191.4	4373.0	601.5	565.7

Profile	Weight		Base (P)		Height (H)		Head (B)		Web (S)	
	lbs/yard	kg/m	Inches	mm	Inches	mm	Inches	mm	Inches	mm
A45	44.55	22.1	4.92	125	2.17	55	1.77	45	0.94	24
A55	64.11	31.8	5.91	150	2.56	65	2.17	55	1.22	31
A65	86.89	43.1	6.89	175	2.95	75	2.56	65	1.50	38
A75	113.29	56.2	7.87	200	3.35	85	2.95	75	1.77	45
A100	149.78	74.3	7.87	200	3.74	95	3.94	100	2.36	60
A120	201.59	100.0	8.66	220	4.13	105	4.72	120	2.83	72
A150	302.99	150.3	8.66	220	5.91	150	5.91	150	3.15	80

\* Consult Gantrex for clips and pad selection.



TOLL FREE: 800 2 GANTREX (800) 242-6873

Web site: [www.gantrex.com](http://www.gantrex.com) • Email: [sales@gantrex.com](mailto:sales@gantrex.com)

© GANTREX, 2008  
PRINTED in U.S.A.  
Rev. 10/11

### 3.9. CATÁLOGO REDUCTOR PLANETARIO SOM



# 3000

IT EN DE FR ES PT

	i	Mc [kNm]				n <sub>1max</sub> [min <sup>-1</sup> ]	Pt [kW]	Kg				
		n <sub>2</sub> x h 10.000	n <sub>2</sub> x h 20.000	n <sub>2</sub> x h 50.000	n <sub>2</sub> x h 100.000			M	P	CPC	F	FS
<b>PG 3002</b>	14.2	34.75	30.76	26.18	23.17	2000	34	237	—	298	196	204
	17.1	34.75	30.76	26.18	23.17							
	22.4	34.75	30.76	26.18	23.17							
	29.1	26.87	23.78	20.24	17.91							
	35.1	26.87	23.78	20.24	17.91							
<b>PG 3003</b>	64.6	34.75	30.76	26.18	23.17	2800	23	253	—	314	212	220
	73.5	34.75	30.76	26.18	23.17							
	88.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	102.9	34.75	30.76	26.18	23.17							
	124.3	34.75	30.76	26.18	23.17							
	134.4	34.75	30.76	26.18	23.17							
<b>PG 3004</b>	251.4	34.75	30.76	26.18	23.17	2800	17	261	—	322	220	228
	300.9	34.75	30.76	26.18	23.17							
	314.9	34.75	30.76	26.18	23.17							
	328.5	34.75	30.76	26.18	23.17							
	362.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	379.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	396.0	34.75	30.76	26.18	23.17							
	427.0	34.75	30.76	26.18	23.17							
	477.3	34.75	30.76	26.18	23.17							
	517.4	34.75	30.76	26.18	23.17							
	576.0	34.75	30.76	26.18	23.17							
	623.7	34.75	30.76	26.18	23.17							
	694.3	34.75	30.76	26.18	23.17							
	752.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	838.9	34.75	30.76	26.18	23.17							
	1015.5	26.87	23.78	20.24	17.91							
1425.0	26.87	23.78	20.24	17.91								



	i	Mc [kNm]				n1max [min <sup>-1</sup> ]	Pt [kW]	Kg				
		n <sub>2</sub> x h			M	P	CPC	F	FS			
		10.000	20.000	50.000	100.000							
<b>PGA 3003</b>	52.7	34.75	30.76	26.18	23.17	2800	23	336	—	397	299	307
	66.4	34.75	30.76	26.18	23.17							
	80.0	34.75	30.76	26.18	23.17							
	104.5	34.75	30.76	26.18	23.17							
	135.9	26.87	23.78	20.24	17.91							
	163.8	26.87	23.78	20.24	17.91							
<b>PGA 3004</b>	306.0	34.75	30.76	26.18	23.17	2800	17	293	—	354	252	260
	352.6	34.75	30.76	26.18	23.17							
	385.0	34.75	30.76	26.18	23.17							
	460.7	34.75	30.76	26.18	23.17							
	519.8	26.87	23.78	20.24	17.91							
	598.9	26.87	23.78	20.24	17.91							
	676.7	34.75	30.76	26.18	23.17							
	729.3	26.87	23.78	20.24	17.91							
	819.1	26.87	23.78	20.24	17.91							
	951.2	26.87	23.78	20.24	17.91							
	1385.5	26.87	23.78	20.24	17.91							



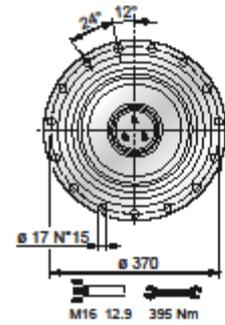
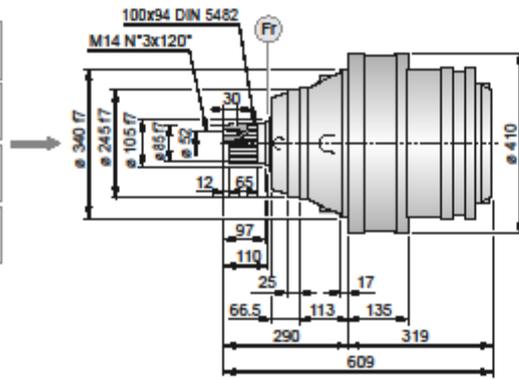
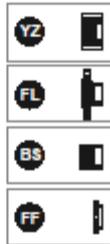
(n<sub>2</sub> x h = 20.000)  
 $M_{max} = M_c \times 2$



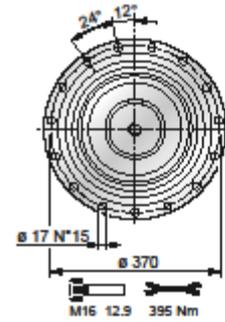
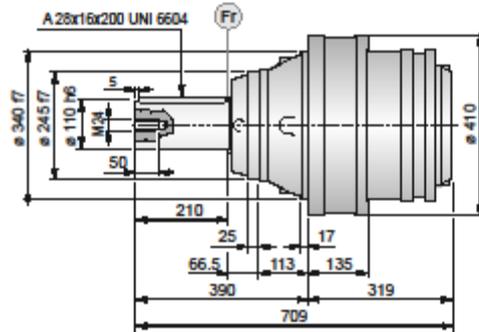
# 3000

IT EN DE FR ES PT

MS



MC

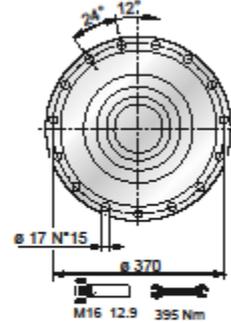
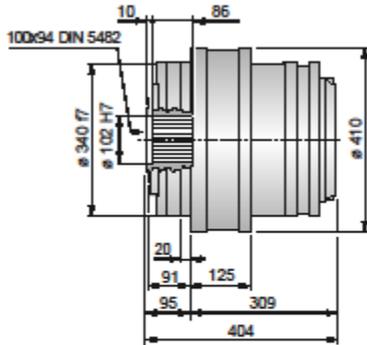


IT EN DE FR ES PT

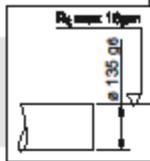
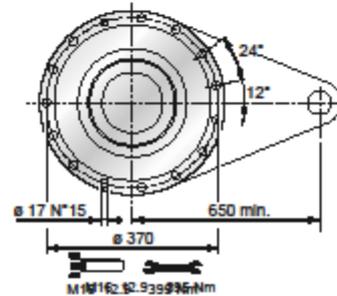
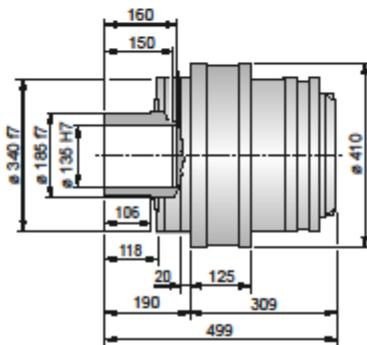
# 3000



**F**



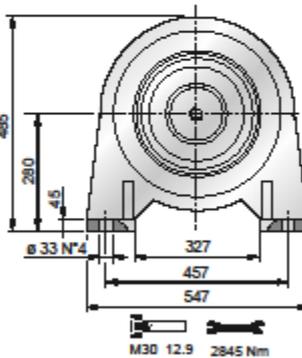
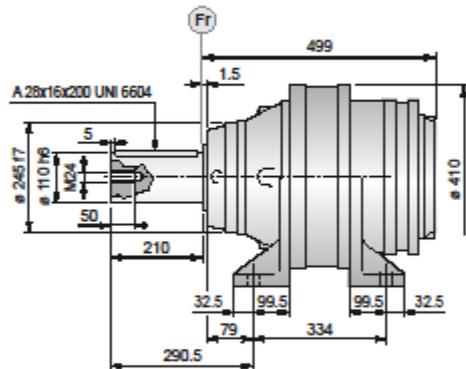
**FS**



$M_{max} = 52 \text{ kNm}$

La coppia massima indicata è valida solo con cingolatori forniti da Planetary Drives.  
 The maximum torque indicated is valid only with shrink discs supplied by Planetary Drives.  
 Das dargestellte, maximale Drehmoment gilt nur mit von Planetary Drives gelieferter Schrumpfscheibe.  
 Le couple maximal indiqué n'est valable qu'avec les frettes de serrage fournies par Planetary Drives.  
 El momento máximo indicado sólo es válido con discos de contracción suministrados por Planetary Drives.  
 O torque máximo indicado é válido exclusivamente com discos de contração fornecidos pela Planetary Drives.

**CPC**



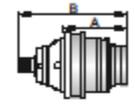
FL YZ BS FF KB GA → 146



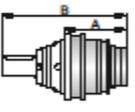


# 3000

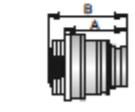
IT EN DE FR ES PT



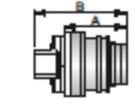
	PG ...MS					
	A	B	RA	RB	EF	EDF
PG 3002	319	609		*		
PG 3003	390.5	680.5	*	0	*	
PG 3004	451.5	741.5	*			*



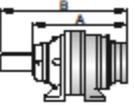
	PG ...MC					
	A	B	RA	RB	EF	EDF
PG 3002	319	709		*		
PG 3003	390.5	780.5	*	0	*	
PG 3004	451.5	841.5	*			*



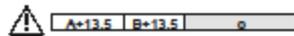
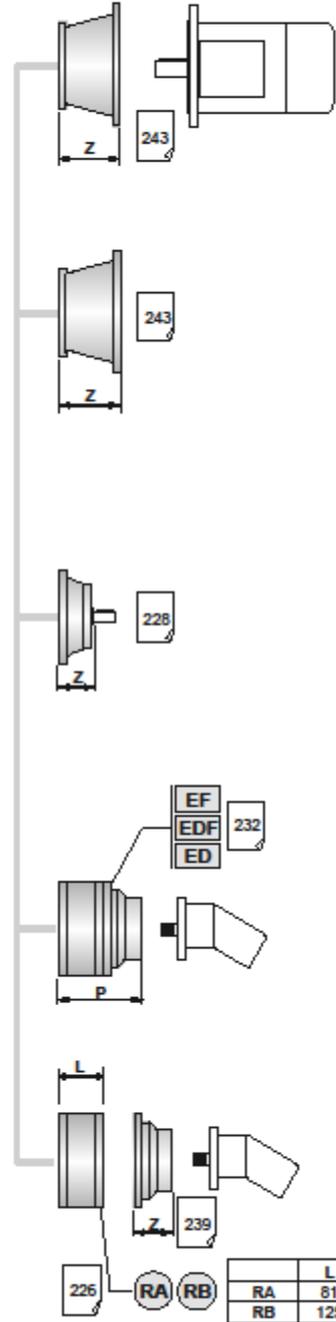
	PG ...F					
	A	B	RA	RB	EF	EDF
PG 3002	309	404		*		
PG 3003	380.5	475.5	*	0	*	
PG 3004	441.5	536.5	*			*



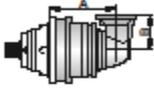
	PG ...FS					
	A	B	RA	RB	EF	EDF
PG 3002	309	499		*		
PG 3003	380.5	570.5	*	0	*	
PG 3004	441.5	631.5	*			*

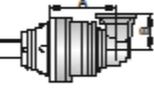


	PG ...CPC					
	A	B	RA	RB	EF	EDF
PG 3002	499	709		*		
PG 3003	570.5	780.5	*	0	*	
PG 3004	631.5	841.5	*			*

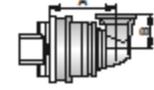




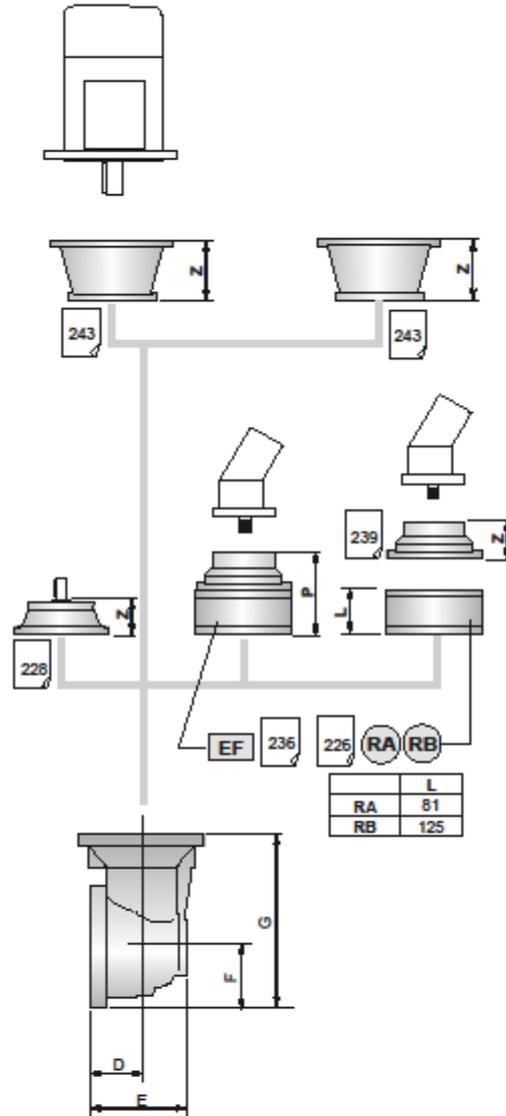
	PGA ...MS				
	A	B	RA	RB	EF
PGA 3003	407	240	*	0	*
PGA 3004	478.5	240	*	0	*

	PGA ...MC				
	A	B	RA	RB	EF
PGA 3003	407	240	*	0	*
PGA 3004	478.5	240	*	0	*

	PGA ...F				
	A	B	RA	RB	EF
PGA 3003	397	240	*	0	*
PGA 3004	468.5	240	*	0	*

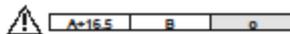
	PGA ...FS				
	A	B	RA	RB	EF
PGA 3003	397	240	*	0	*
PGA 3004	468.5	240	*	0	*

	PGA ...CPC				
	A	B	RA	RB	EF
PGA 3003	585.5	240	*	0	*
PGA 3004	657	240	*	0	*



	L
RA	81
RB	125

	D	E	F	G
PGA 3003 (CC500)	88	256	235	550
PGA 3004 (CC100)	88	164	140	380



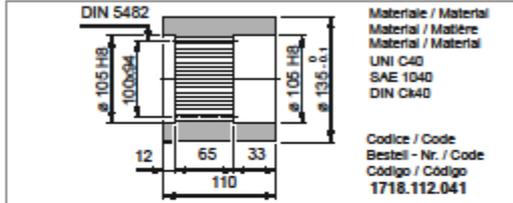


# 3000

IT EN DE FR ES PT

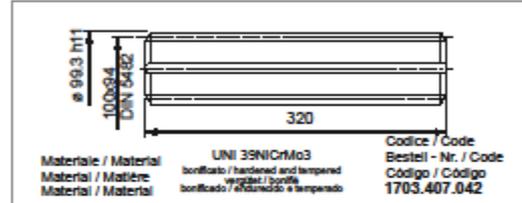
**BS**

Boccola scanalata / Splined bushing  
Innenverzähnte Buchse / Moyeu cannelé  
Casquillo ranurado / Bucha estriada



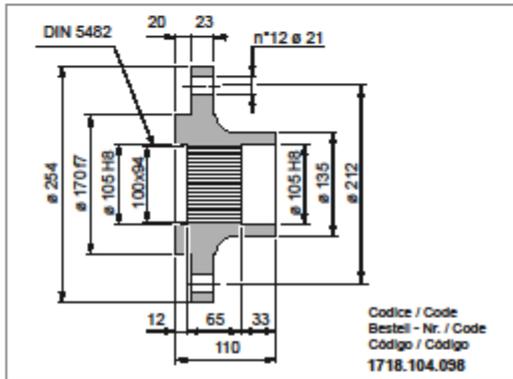
**KB**

Barra scanalata / Splined rod  
Außenverzähnte Welle / Arbre cannelé  
Barra ranurada / Barra estriada



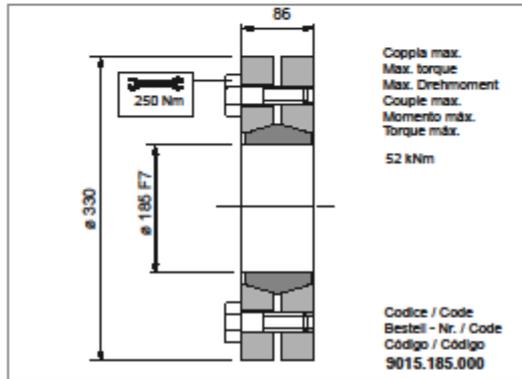
**FL**

Flangia / Flange  
Flansch / Bride  
Brida / Flange



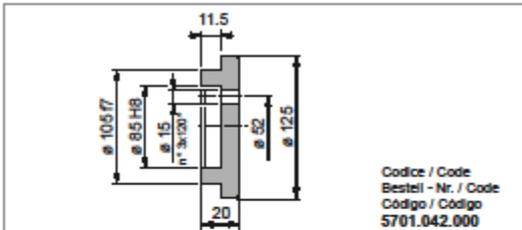
**GA**

Giunto di attrito / Shrink disc  
Schrumpfscheibe / Frette de serrage  
Disco de contracción / Disco de contração



**FF**

Fondello di arresto / Stop bottom plate  
Endscheibe / Bouchon de fermeture  
Tapón de detención / Fundo de balente





### CARICHI RADIALI (Fr)

Nei diagrammi seguenti sono riportati i carichi radiali e i coefficienti K per rapportarli al valore  $n_2 \times h$  desiderato.

### RADIAL LOADS (Fr)

The following curves show the radial loads and the K factors to obtain the required  $n_2 \times h$  value.

### RADIALLAST (Fr)

In den nachstehenden Diagrammen ist die Radiallast und der Koeffizient K dargestellt und kann mit dem gewünschten Wert  $n_2 \times h$  verglichen werden.

### CHARGES RADIALES (Fr)

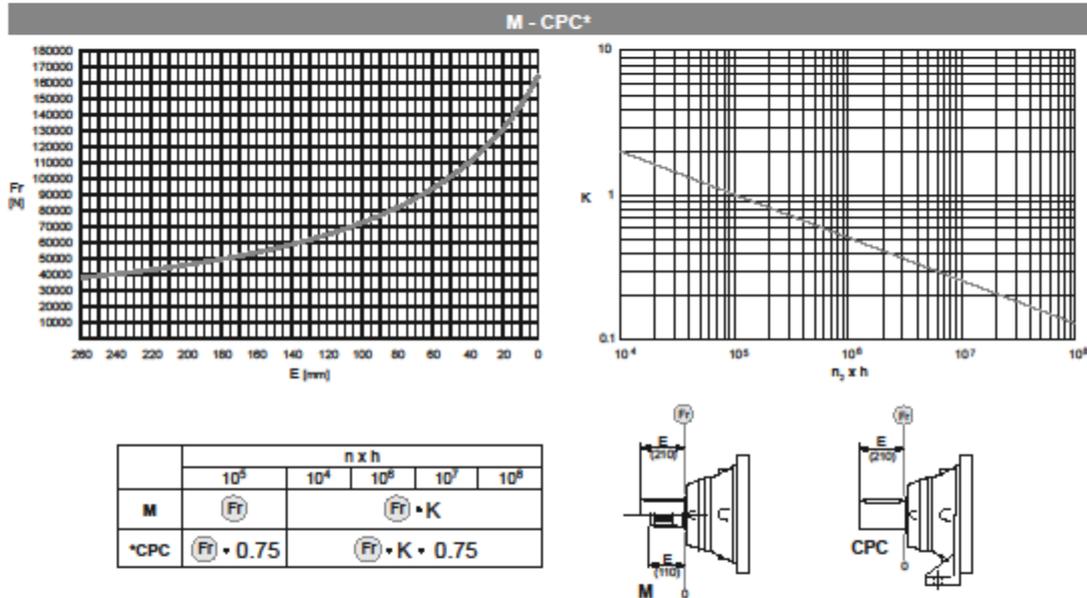
Dans les diagrammes suivants sont indiqués les charges radiales et les facteurs K de façon à obtenir la valeur  $n_2 \times h$  désirée.

### CARGAS RADIALES (Fr)

En los siguientes diagramas se indican las cargas radiales y los coeficientes K para obtener el valor requerido  $n_2 \times h$ .

### CARGAS RADIAIS (Fr)

Nos diagramas seguintes são indicadas as cargas radiais e os coeficientes K para obter o valor  $n_2 \times h$  desejado.



### CARICHI ASSIALI (Fa)

I valori dei carichi assiali indicati in tabella sono riferiti alle versioni e alla direzione di applicazione del carico.

### AXIAL LOADS (Fa)

The values of the axial loads in the table refer to the output versions and load direction of application.

### AXIALLAST (Fa)

Die dargestellten Werte der Axiallast basieren auf der Version und der applizierten Lastichtung.

### CHARGES AXIALES (Fa)

Les valeurs des charges axiales indiquées dans le tableau se réfèrent aux versions et à la direction d'application de la charge.

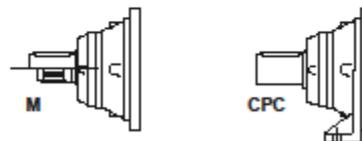
### CARGAS AXIALES (Fa)

Los valores de las cargas axiales indicados en la tabla se refieren a las versiones y a la dirección de aplicación de la carga.

### CARGAS AXIAIS (Fa)

Os valores das cargas axiais indicadas na tabela referem-se às versões e à direção de aplicação da carga.

$F_a$ [N]	<b>M</b>	<b>CPC</b>	← →
	75000	75000	
95000	95000	95000	



### 3.10. CARACTERÍSTICAS BOMBA HIDRÁULICA

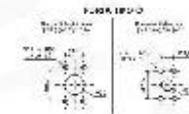
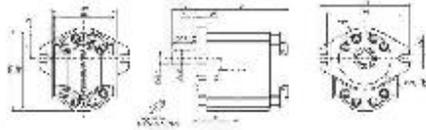
#### MOTORES-BOMBAS-DISTRIBUIDORES



BOMBAS ENGRANAJES HELICOIDALES  
 Tipo: GR..552V  
 SAE

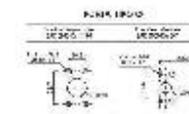
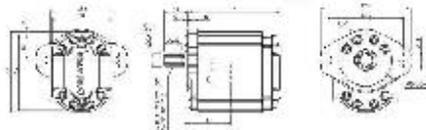
Referencia	TIPO	CILINDRADA	BRIDA	TCMAS	CORO DERECHIA
GR552V	GR55	50cm <sup>3</sup> /REV	4	40-270	SI

#### GR55



**Type I / Tipo SAEB-AC**

Tip. (SAE)	Q <sub>n</sub>	Q <sub>max</sub>	Q <sub>min</sub>						
10	20	100	100	100	100	20	100	100	100
15	30	150	150	150	150	30	150	150	150
20	40	200	200	200	200	40	200	200	200
25	50	250	250	250	250	50	250	250	250



**Type J / Tipo SAEB-T15**

Tip. (SAE)	Q <sub>n</sub>	Q <sub>max</sub>	Q <sub>min</sub>						
10	20	100	100	100	100	20	100	100	100
15	30	150	150	150	150	30	150	150	150
20	40	200	200	200	200	40	200	200	200
25	50	250	250	250	250	50	250	250	250

Bombas Engranajes Helicoidales





---

# **4. PLIEGO DE CONDICIONES**



# ÍNDICE

4. PLIEGO DE CONDICIONES.....	173
<b>4.1. CONDICIONES GENERALES</b> .....	176
<b>4.1.1. CONDICIONES LEGALES</b> .....	178
<b>4.1.2. CONDICIONES FACULTATIVAS</b> .....	179
<b>4.1.2.1. FUNCIONES A DESARROLLAR POR EL CONTRATISTA</b> .....	179
<b>4.1.2.2. FUNCIONES A DESARROLLAR POR EL INGENIERO DIRECTOR.</b> .....	179
<b>4.2. CONDICIONES PARTICULARES</b> .....	180
<b>4.2.1. CONDICIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS.</b> .....	180
<b>4.2.2. CONDICIONES DE EJECUCIÓN.</b> .....	181
<b>4.3. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS</b> .....	182
<b>4.3.1. BASE FUNDAMENTAL</b> .....	182
<b>4.3.1.1. GARANTÍA DE CUMPLIMIENTO Y FIANZAS</b> .....	182
<b>4.3.1.2. EJECUCIÓN DE TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA</b> .....	183
<b>4.3.1.3. DEVOLUCIÓN DE LA FIANZA</b> .....	183
<b>4.3.2. PRECIOS Y REVISIONES</b> .....	183
<b>4.3.2.1. PRECIOS CONTRADICTORIOS</b> .....	183
<b>4.3.2.2. RECLAMACIONES DE AUMENTO DE PRECIO</b> .....	183
<b>4.3.2.3. FORMAS TRADICIONALES DE MEDIR O DE APLICAR PRECIOS.</b> .....	184
<b>4.3.2.4. REVISIÓN DE LOS PRECIOS CONTRATADOS</b> .....	184
<b>4.3.3. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS</b> .....	184
<b>4.3.3.1. VALORACIÓN DEL PROYECTO</b> .....	184
<b>4.3.3.2. EQUIVOCACIONES EN EL PRESUPUESTO</b> .....	184
<b>4.3.3.3. PAGOS</b> .....	185
<b>4.3.4. VARIOS</b> .....	185
<b>4.3.4.1. MEJORAS DE OBRAS</b> .....	185
<b>4.3.4.2. SEGURO DE LOS TRABAJOS</b> .....	185
<b>4.4. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS</b> .....	186
<b>4.4.1. PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL</b> .....	186
<b>4.4.1.1. QUIÉNES PUEDEN SER CONTRATISTAS</b> .....	186
<b>4.4.1.2. FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO</b> .....	186
<b>4.4.1.3. RESPONSABILIDAD DE CONTRATISTA</b> .....	186
<b>4.4.1.4. ACCIDENTES DE TRABAJO Y DAÑOS A TERCEROS</b> .....	186
<b>4.4.1.5. CAUSAS DE LA RESCISIÓN DEL CONTRATO</b> .....	187
<b>4.4.1.6. LIQUIDACIÓN EN CASO DE RESCISIÓN</b> .....	187
<b>4.4.1.7. IMPUESTOS</b> .....	188
<b>4.4.1.8. LEGISLACIÓN</b> .....	188
<b>4.4.1.9. LITIGIOS Y RECLAMACIONES DEL CONTRATISTA</b> .....	188
<b>4.4.1.10. DUDAS U OMISIONES DEL DOCUMENTO DEL PROYECTO</b> .....	188
<b>4.4.1.11. EPÍLOGO</b> .....	188



---

## 4.1. CONDICIONES GENERALES

### 4.1.1. CONDICIONES LEGALES

A continuación, se indican las leyes y normas jurídicas a seguir en la realización del presente proyecto:

- REAL DECRETO 1435/1992, de 27 de noviembre para la seguridad de máquinas.
- Ley 31/1995, de 8 de noviembre para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero para la prevención de riesgos laborales.
- REAL DECRETO 486/1997, de 14 de abril para seguridad en el lugar de trabajo.
- REAL DECRETO 1215/1997, de 18 de julio para equipos de trabajo en máquinas.
- REAL DECRETO 773/1997, 30 de mayo para la utilización de equipos de protección individual.
- REAL DECRETO 485/1997, 14 de abril para la utilización de señalizaciones.
- REAL DECRETO 664/1997, de 12 de mayo para la protección de riesgos biológicos.
- REAL DECRETO 614/2001, de 8 de junio para la protección de riesgos eléctricos.
- REAL DECRETO 374/2001, de 6 de abril para la protección de riesgos químicos.
- REAL DECRETO 286/2006, de 10 de marzo para requisitos mínimos de luminosidad y protección contra vibraciones.
- REAL DECRETO 1644/2008, de 10 de octubre para la comercialización y la puesta en servicio de
- máquinas.
- EN 60204-1 para la seguridad de máquinas eléctricas.
- ISO 12100 para seguridad en máquinas.

---

#### 4.1.2. CONDICIONES FACULTATIVAS

En este apartado se describen y regulan las relaciones en la contrata y la dirección facultativa para la instalación de la maquinaria y la adecuación de las distintas instalaciones.

##### 4.1.2.1. FUNCIONES A DESARROLLAR POR EL CONTRATISTA

Corresponde a los contratistas del proyecto:

- Observar la normativa vigente en cuanto a seguridad e higiene en el trabajo y velar por su cumplimiento.
- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los elementos componentes del proyecto rechazando aquellos que no cuenten con las garantías exigidas.
- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.
- Conocer las leyes y verificar los documentos del proyecto.
- El contratista recibirá solución a los problemas técnicos no previstos en el proyecto que se presenten en su ejecución.

##### 4.1.2.2. FUNCIONES A DESARROLLAR POR EL INGENIERO DIRECTOR.

Es el máximo responsable de la ejecución del proyecto, decide sobre comienzo, ritmo y calidad de los trabajos. Velará por el cumplimiento de los mismos y por las condiciones de seguridad del personal.

Las funciones que corresponden al ingeniero director son:

- 1.- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen.
- 2.- Asistir a los trabajos las veces necesarias.
- 3.- Aprobar las certificaciones parciales del proyecto, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- 4.- Preparar la documentación final del proyecto, expedir y suscribir el certificado final de la misma.

---

## 4.2. CONDICIONES PARTICULARES

### 4.2.1. CONDICIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS.

En este apartado se definirán los materiales y equipos a utilizar en el siguiente proyecto:

- **Carril Burbach A100.**

El carril Burbach será de acero 700, fabricado por laminación y siguiendo la norma DIN 536/1991.

- **Ruedas DEMAG DRS 400.**

Las ruedas deberán tener las características descritas para las ruedas DEMAG DRS, y tienen un diámetro mínimo de 400 mm. Estas deberán estar completamente realizadas en fundición gris (EN-GJS-700)

- **Eje motor.**

Los ejes se fabricaran mediante el proceso de corte por torno mecánico. Para las periferias del eje, se utilizará el mismo sistema para la disminución del diámetro con el espesor indicado. El material del cual estarán fabricados los ejes será de acero AISI 1030. El ranurado de los ejes será según la norma DIN 5480.

- **Reductor.**

El reductor tendrá las características del reductor planetario SOM PG3003.

- **Motor.**

El motor deberá poseer las mismas características del motor orbital OMS 315.

- **Latiguillos hidráulicos.**

La manguera hidráulica tendrá un diámetro interior de 3/8” y deberá ser capaz de soportar 250 bares de presión o el equivalente en psi.

- **Acero pata de unión.**

El acero a utilizar en el presente proyecto, será acero S275.

---

– **Bomba hidráulica.**

La bomba hidráulica tendrá las mismas características que la bomba Bezares XL150.

– **Deposito hidráulico.**

El depósito hidráulico tendrá una capacidad de 100 litros. Además, este deberá contar con dos compartimentos que separen las zonas de aspiración y retorno.

#### 4.2.2. CONDICIONES DE EJECUCIÓN.

En este apartado constará el proceso de fabricación y ejecución a partir de los materiales y equipos nombrados anteriormente.

– **Fabricación**

Para ejecutar este proyecto en primer lugar se tendrá que fabricar las piezas que así se tengan que realizar según el presente proyecto. Estas piezas serán las patas de unión entre el carro ya existente y las ruedas.

Las piezas serán preparadas según los planos adjuntos a este documento, para seguidamente soldar cada pieza en su lugar con un espesor mínimo de garganta de 0,7 el espesor de la pieza a soldar.

– **Ejecución**

La ejecución o montaje, tendrá lugar en el emplazamiento en el cual se vaya a realizar el revestimiento interior del túnel para el que se ha diseñado el equipo de encofrado. Los pasos a seguir en el montaje serán los siguientes:

1. Colocación de los carriles en la posición designada.
2. Montaje de las ruedas DEMAG DRS 400.
3. Atornillado de la parte inferior de la pata de unión.
4. Ensamblado de la parte superior de la pata de unión sobre la pieza anterior.
5. Realizar el montaje del resto del carro, que no entra dentro del presente proyecto.
6. Montar el eje ranurado en la rueda y poner el reductor planetario SOM PG3003 en su lugar.

- 
7. Instalar el motor en su posición, es decir, en el hueco de entrada del reductor planetario.
  8. Colocación del depósito hidráulico en su emplazamiento.
  9. Ensamblado de la bomba hidráulica Bezares XL 150, junto con el depósito anterior.
  10. Por último, montaje de todas las mangueras hidráulicas entre las entradas y salidas de cada motor al depósito hidráulico.

### **4.3. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS**

#### 4.3.1. BASE FUNDAMENTAL

Como base de las Condiciones Generales de carácter económico, se define el principio del Contratista, en el que se debe percibir el importe de todos los trabajos ejecutados. Como condición, todos los trabajos se deben haber realizado con arreglo y sujeción al Proyecto y condiciones generales particulares por las que se rija el proyecto contratado.

##### *4.3.1.1. GARANTÍA DE CUMPLIMIENTO Y FIANZAS*

El Ingeniero Directo podrá exigir al Contratista la presentación de referencias bancarias, o de otras entidades o personas. Con la finalidad de confirmar que éste recoge todas las condiciones requeridas para el cumplimiento total del Contrato. Estas

---

referencias, pueden ser presentadas por el Contratista antes de la firma del contrato si se le requiere.

En relación a la fianza, se podrá demandar al Contratista, para que responda del cumplimiento de lo contratado, una fianza del 10% del presupuesto de las obras adjudicadas.

#### *4.3.1.2. EJECUCIÓN DE TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA*

En el caso en el que el Contratista se negase a realizar por su cuenta los trabajos necesarios para utilizar el proyecto en las condiciones contratadas. El ingeniero director, como representante del proyecto, ordenará ejecutar a un tercero o por administración, abonando su importe con la fianza depositada.

#### *4.3.1.3. DEVOLUCIÓN DE LA FIANZA*

La fianza depositada será devuelta al Contratista, en un plazo que no superará los 8 días. Tras la correspondiente firma del acta de recepción definitiva del proyecto.

### 4.3.2. PRECIOS Y REVISIONES

#### *4.3.2.1. PRECIOS CONTRADICTORIOS*

Se producirán precios contradictorios sólo cuando la Propiedad por medio del Director del proyecto decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. Entonces, el Contratista estará obligado a efectuar los cambios.

A falta de acuerdo, el precio se resolverá entre el Director de obra y el Contratista antes de empezar la ejecución de los trabajos y en el plazo que se determine.

#### *4.3.2.2. RECLAMACIONES DE AUMENTO DE PRECIO*

Si el Contratista, antes de la firma del contrato, no hubiese hecho alguna reclamación, no podrá bajo ningún pretexto reclamar un aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente al presupuesto que sirve de base para la realización del proyecto.

---

#### 4.3.2.3. FORMAS TRADICIONALES DE MEDIR O DE APLICAR PRECIOS.

En ningún caso podrá alegar el Contratista los usos y costumbres del país respecto de la aplicación de los precios o de la forma de medir las unidades de obra ejecutadas, se estará a lo previsto en primer lugar, al Pliego General de Condiciones Particulares.

#### 4.3.2.4. REVISIÓN DE LOS PRECIOS CONTRATADOS

Contratándose las obras a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios si no se alcanza, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el Calendario, un montante superior al 3% del importe del presupuesto de Contrato.

En caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión, percibiendo el Contratista la diferencia en más que resulte por la variación del IPC superior al 3 %.

No habrá revisión de precios de las unidades que puedan quedar fuera de los plazos fijados en el Calendario de la oferta.

#### 4.3.3. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS

##### 4.3.3.1. VALORACIÓN DEL PROYECTO

La medición del proyecto se hará por el tipo de unidad fijada en el presupuesto determinado. El análisis se realizará aplicando a las diversas unidades de material, el precio que tuviese asignado en el Presupuesto. Añadiéndose el importe correspondiente al beneficio industrial y descontando el porcentaje que corresponda a la baja en la subasta hecha por el Contratista.

##### 4.3.3.2. EQUIVOCACIONES EN EL PRESUPUESTO

Se entiende, que el Contratista ha realizado un estudio detenido de los documentos y datos que componen el Proyecto. Por tanto, al no haber realizado ninguna observación sobre posibles errores, se entiende que no hay lugar para futuras reclamaciones.

Si por el contrario, el número de unidades fuera inferior, se descontará del presupuesto establecido.

---

#### 4.3.3.3. PAGOS

Los pagos se realización por parte del Propietario en los plazos establecidos y, su importe corresponderá al de las Certificaciones del proyecto expedidas por el ingeniero Director.

#### 4.3.4. VARIOS

##### 4.3.4.1. MEJORAS DE OBRAS

No se admitirán mejoras del proyecto. Sólo en el caso en que el Ingeniero Director haya ordenador por escrito la realización de los trabajo que mejoren la calidad de los contratados. De la misma forma, en el caso de los materiales y aparatos previstos para la realización del proyecto.

##### 4.3.4.2. SEGURO DE LOS TRABAJOS

El contratista está obligado a asegurar la obra contratada, durante el tiempo que dure su realización y hasta su finalización. En caso de siniestro, el importe abonado por la Sociedad Aseguradora se agregara a cuenta nombre del propietario. Su reintegro se realizara por certificaciones.

En las posibles reformas o reparación, se fijará con antelación la proporción del material y piezas que se debe asegurar y su cuantía. Se entenderá que el seguro ha de comprender toda parte de las piezas afectadas por el desarrollo del proyecto.

Los riesgos asegurados y las condiciones que figuran en la póliza de seguros, los pondrá el Contratista previamente y en conocimiento del Propietario.

---

## **4.4. CONDICIONES ADMINISTRATIVAS**

### **4.4.1. PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL**

El presente Pliego que se muestra como una orientación para la elaboración del contrato entre el Contratista e Ingeniero Director.

#### *4.4.1.1. QUIÉNES PUEDEN SER CONTRATISTAS*

Contratista puede ser, tanto personal español como extranjero, siempre que se encuentren en posesión de sus derechos civiles con arreglo a las leyes, sociedades y compañías legalmente construidas y reconocidas en España. Quedando exceptuados:

- Aquellos que se encuentren procesados criminalmente
- Los que se estuviesen fallidos (suspensión de pagos o bienes intervenidos)
- Los que estuviesen catalogados como deudores
- Los que en anteriores contratos administrativos, hubieran faltado reconocidamente a sus compromisos

#### *4.4.1.2. FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO*

Los contratos quedarán formalizados mediante un documento privado en general, que podrá elevarse a la a petición de cualquiera de las partes y con arreglo a las disposiciones vigentes. Los gastos ocasionados por la extensión del documento donde se confirme la contratación, se realizaran a cuenta del adjudicatario.

#### *4.4.1.3. RESPONSABILIDAD DE CONTRATISTA*

El responsable de la ejecución del proyecto y en las condiciones establecidas en el contrato y sus documentos, es el Contratista. Por lo que, estará obligado a la reconstrucción de todo lo mal ejecutado.

#### *4.4.1.4. ACCIDENTES DE TRABAJO Y DAÑOS A TERCEROS*

El Contratista se atenderá a lo estipulado en la legislación vigente, en caso de accidentes ocurridos a operarios debido al ejercicio de los trabajos para la realización del proyecto. Por lo que, el Contratista se verá como único responsable del incumplimiento de la legislación.

---

Para poder evitar accidentes, el Contratista está obligado a adoptar las medidas de seguridad que se determinan en la legislación vigente. Además, se considera que en los precios contratados se encuentra incluidos todos los gastos y precios para cumplimentar las determinadas disposiciones legales.

#### *4.4.1.5. CAUSAS DE LA RESCISIÓN DEL CONTRATO*

Se consideran causas de rescisión las siguientes:

- La muerte o incapacitación del Contratista o la quiebra del contratista
- Las alteraciones del contrato por las causas que se muestran a continuación:
- Una modificación del Proyecto, que represente alteraciones fundamentales a juicio del Ingeniero Director y su consecuente variación en el presupuesto.
- Los cambios en las unidades de las piezas, siempre que estos representen alrededor de un 40% como mínimo de algunas de las unidades que figuran en el Proyecto.
- El no dar comienzo la contrata a los trabajos en el plazo establecido.
- El incumplimiento de las condiciones del contrato, cuando se implique descuido o mala fe con prejuicios del Proyecto.
- La terminación del plazo para el desarrollo del proyecto.
- El abandono de la obra sin causa justificada.
- Mala fe en la realización de los trabajos necesarios.

#### *4.4.1.6. LIQUIDACIÓN EN CASO DE RESCISIÓN*

Cuando la rescisión del contrato, sea por causa ajena y a falta de cumplimiento del Contratista, se abonará a éste los trabajos realizados en referencia a las condiciones prescritas y los materiales y, los precios fijados por el Ingeniero Director.

Siempre que la rescisión de la contrata, se deba por incumplimiento del Contratista se abonará el proyecto realizado si es de recibo. Tanto los materiales que reúnan las condiciones y sean necesarios para el proyecto.

---

#### 4.4.1.7. *IMPUESTOS*

Los impuestos de Derechos Reales estipulados en el contrato, correrán a cargo del Contratista. Siendo su integración tarea del Contratista. Tanto las multas como intereses por demora en el pago.

#### 4.4.1.8. *LEGISLACIÓN*

Se atenderá a la ley vigente de contratos del estado y por tanto se entenderá que forma parte del presente Pliego de Condiciones.

#### 4.4.1.9. *LITIGIOS Y RECLAMACIONES DEL CONTRATISTA*

Cualquier desacuerdo sobre las cláusulas de Contrato y del presente Pliego de Condiciones, que se establezcan entre el Contratista y el Propietario, será resuelto en base a los requisitos y a la Ley de Enjuiciamiento Civil vigente.

#### 4.4.1.10. *DUDAS U OMISIONES DEL DOCUMENTO DEL PROYECTO*

Lo mencionado en el Pliego de Condiciones y omitido en los Planos, o viceversa, deberá ser ejecutado como si estuviera expuesto en ambos documentos. En caso de duda u omisión, el Contratista se compromete a seguir, las instrucciones de la dirección facultativa, para que el proyecto se haga con arreglo a las buenas prácticas de las construcciones. El Contratista no queda eximido de la obligación de ejecutadas.

#### 4.4.1.11. *EPÍLOGO*

Todo cuanto se halle definido en el presente Pliego de Condiciones, será realizado bajo la responsabilidad del Ingeniero que dirija la realización del proyecto.



---

# **5. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO**



---

## ÍNDICE

<b>5. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO.....</b>	<b>190</b>
<b>5.1. ESTUDIO DE MEDICIONES .....</b>	<b>192</b>
<b>5.2. PRESUPUESTOS .....</b>	<b>195</b>
<b>5.2.1. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....</b>	<b>195</b>
<b>5.2.2. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....</b>	<b>195</b>



## 5.1. ESTUDIO DE MEDICIONES

Descripción	Unidades	Cantidad
<b>Ruedas</b>		
<b>Rueda DEMAG DRS400</b>	Pieza	4
<b>Eje Ø95 - DIN 5480</b>	Pieza	4
<b>Tornillo M20x50</b>	Pieza	32
<b>Tuerca M20</b>	Pieza	32
<b>Arandela M20</b>	Pieza	64
<b>Hidráulica</b>		
<b>Reductor planetario SOM 3003</b>	Pieza	4
<b>Motor OMS 315</b>	Pieza	4
<b>Latiguillos hidráulicos</b>	Metros	210
<b>Deposito hidráulico 100l</b>	Pieza	1
<b>Bomba hidráulica Teconasa SAEB-AC 63</b>	Pieza	1
<b>Aceite hidráulico</b>	Litros	100

## 5.2. PRESUPUESTOS

### 5.2.1. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio unidad (€)	Total (€)
<b>Ruedas</b>				
<b>Rueda DEMAG DRS400</b>	Pieza	4	2,800.00 €	11,200.00 €
<b>Eje Ø95 - DIN 5480</b>	Pieza	4	400.00 €	1,600.00 €
<b>Tornillo M20x50</b>	Pieza	32	0.96 €	30.72 €
<b>Tuerca M20</b>	Pieza	32	0.24 €	7.68 €
<b>Arandela M20</b>	Pieza	64	0.56 €	35.84 €
<b>Hidráulica</b>				
<b>Reductor planetario SOM 3003</b>	Pieza	4	1,000.00 €	4,000.00 €
<b>Motor OMS 315</b>	Pieza	4	592.90 €	2,371.60 €
<b>Latiguillos hidráulicos</b>	Metros	210	4.00 €	840.00 €
<b>Deposito hidráulico 100l</b>	Pieza	1	490.00 €	490.00 €
<b>Bomba hidráulica Teconasa SAEB-AC 63</b>	Pieza	1	750.00 €	750.00 €
<b>Aceite hidráulico</b>	Litros	100	2.00 €	200.00 €
<b>Pata de unión</b>				
<b>Acero S275 - Pata unión superior</b>	Kilogramos	260	2.15 €	559.00 €

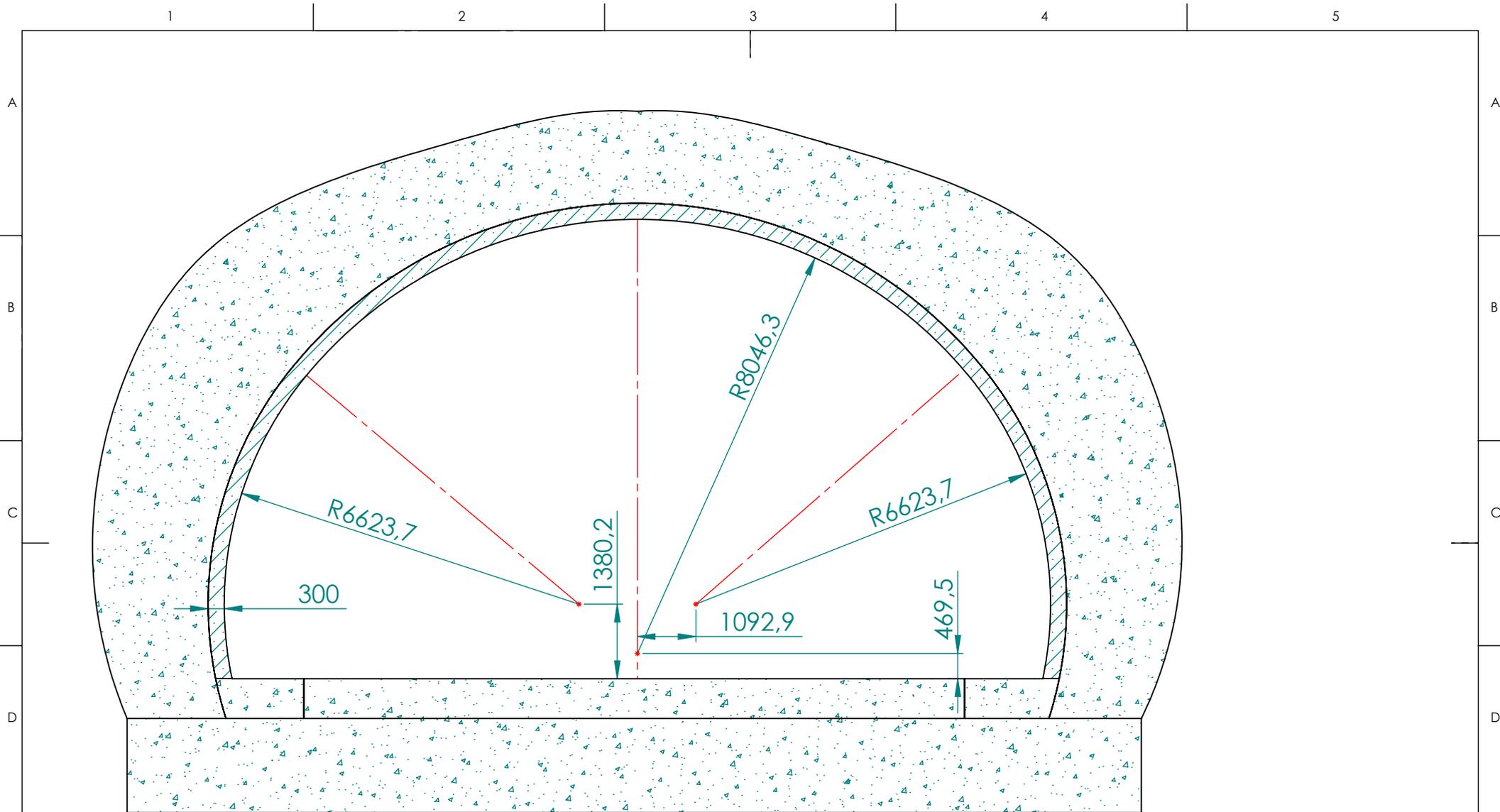
### 5.2.2. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

Descripción	Valor	Total (€)
<b>Presupuesto de ejecución material</b>	23,046.34 €	23,046.34 €
<b>Gastos industriales</b>	12%	2,765.56 €
<b>Beneficio industrial</b>	15%	3,456.95 €
	Subtotal (€)	29,268.85 €
	IVA	21%
	<b>Total (€)</b>	<b>35,415.31 €</b>

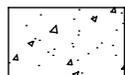
---

# 6.

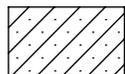
# PLANOS



SECCIÓN TÚNEL



PIEDRA



REVESTIMIENTO HORMIGÓN



Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Uds: mm

DEFINICIÓN GEOMÉTRICA TÚNEL

Esc.: 1:100 | Nº hoja: 1 de 1

Nº plano: 001



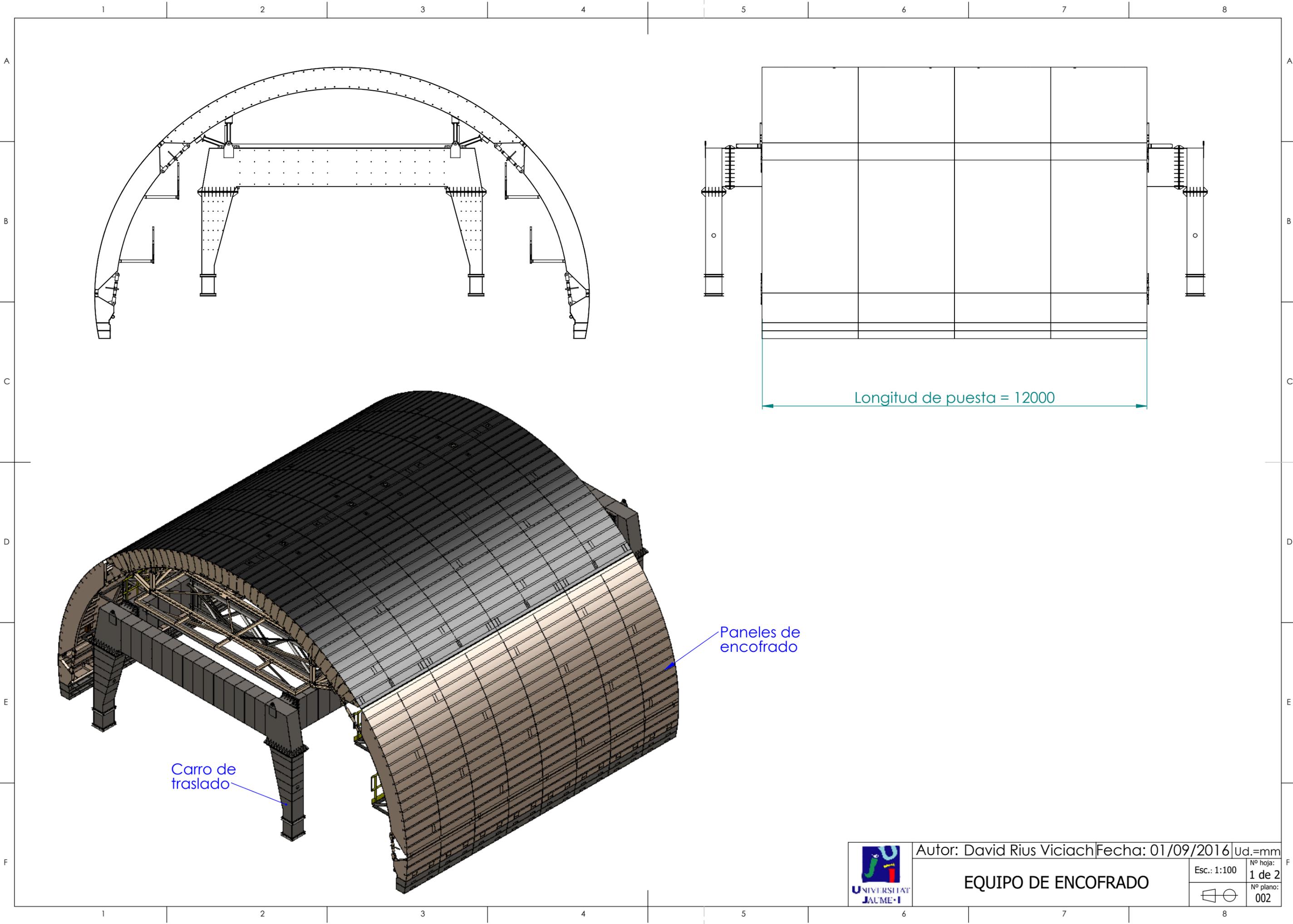
1

2

3

4

5



Longitud de puesta = 12000

Carro de traslado

Paneles de encofrado

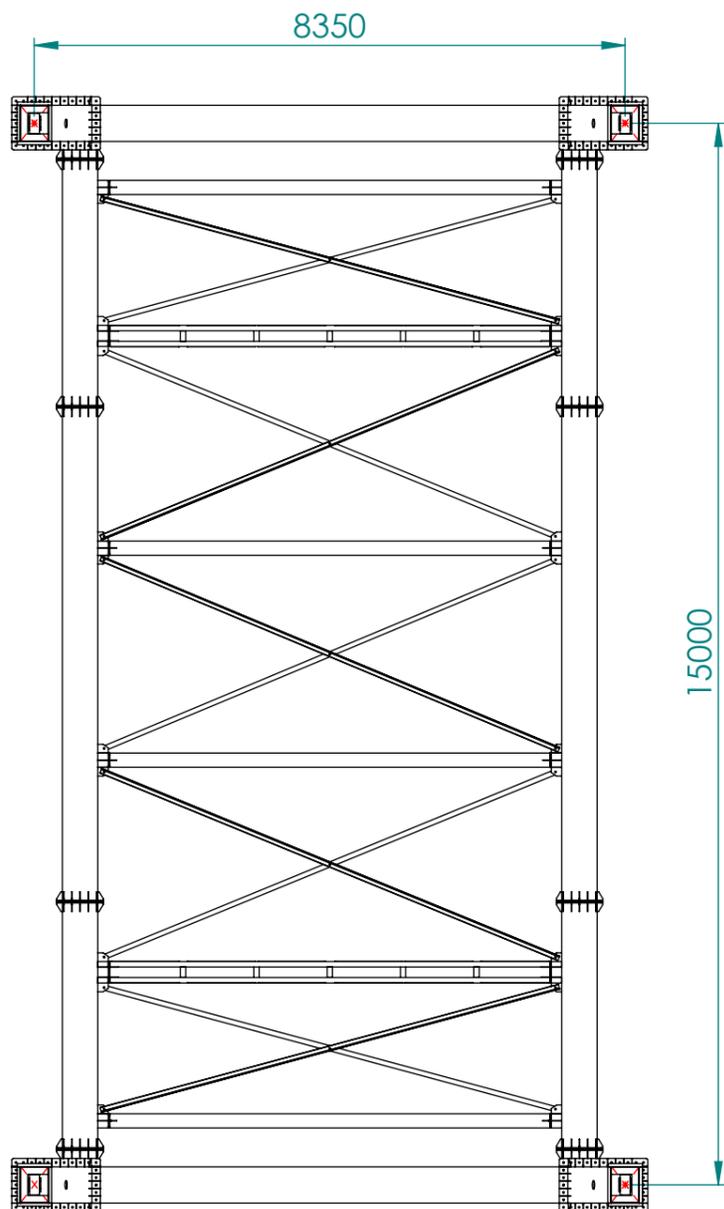
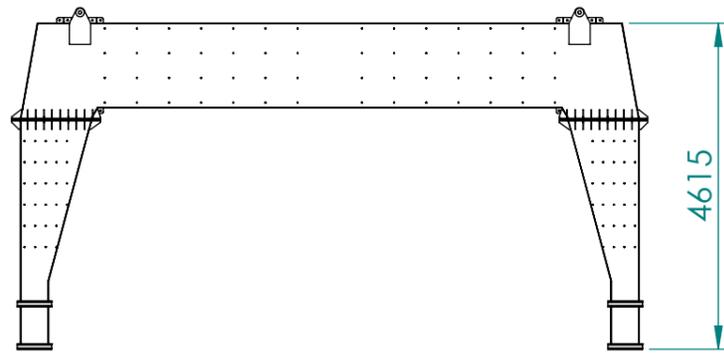


Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Ud.=mm

EQUIPO DE ENCOFRADO

Esc.: 1:100	Nº hoja: 1 de 2
	Nº plano: 002



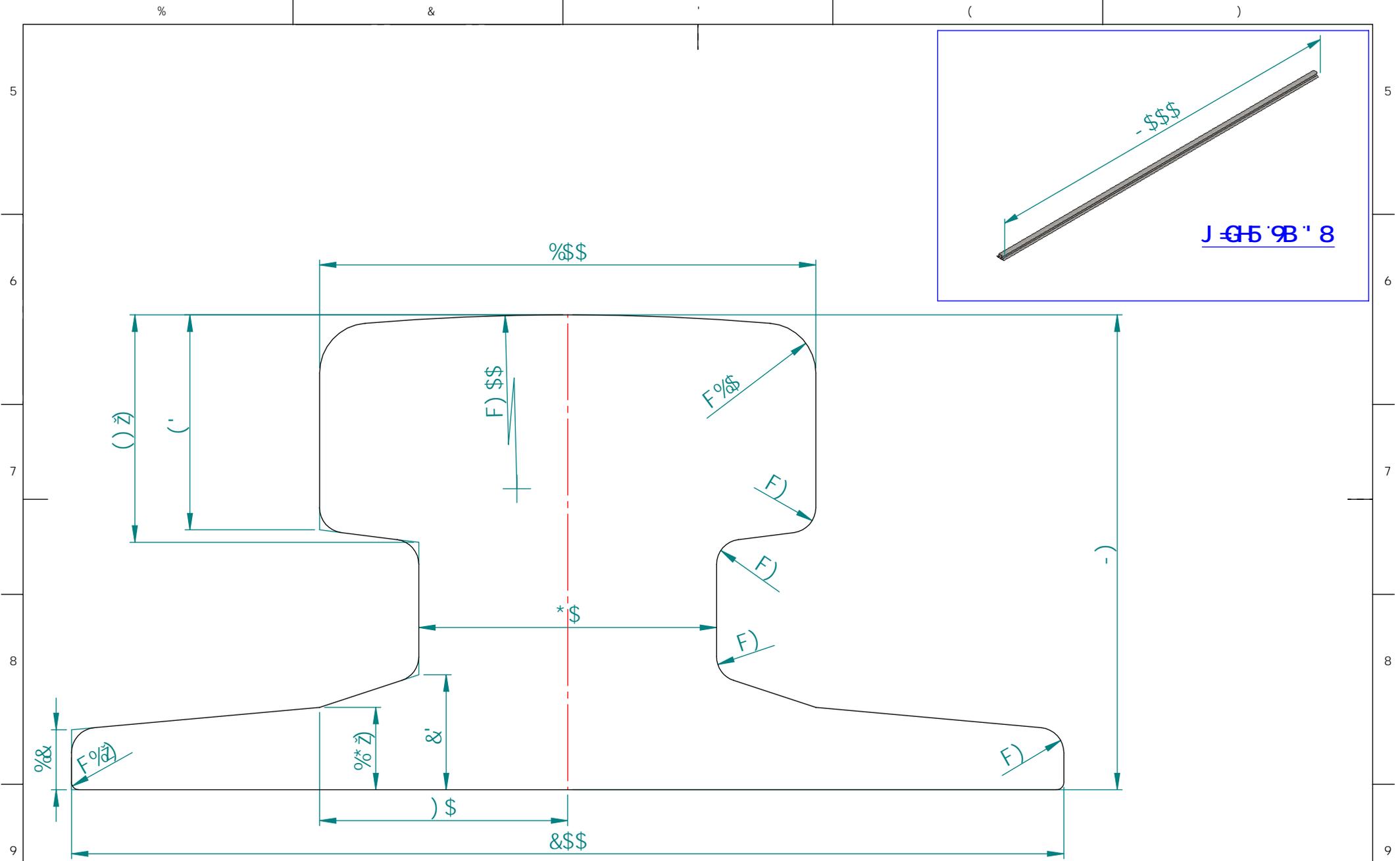


Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Ud.=mm

EQUIPO DE ENCOFRADO

Esc.: 1:100  
 Nº hoja: 2 de 2  
 Nº plano: 002





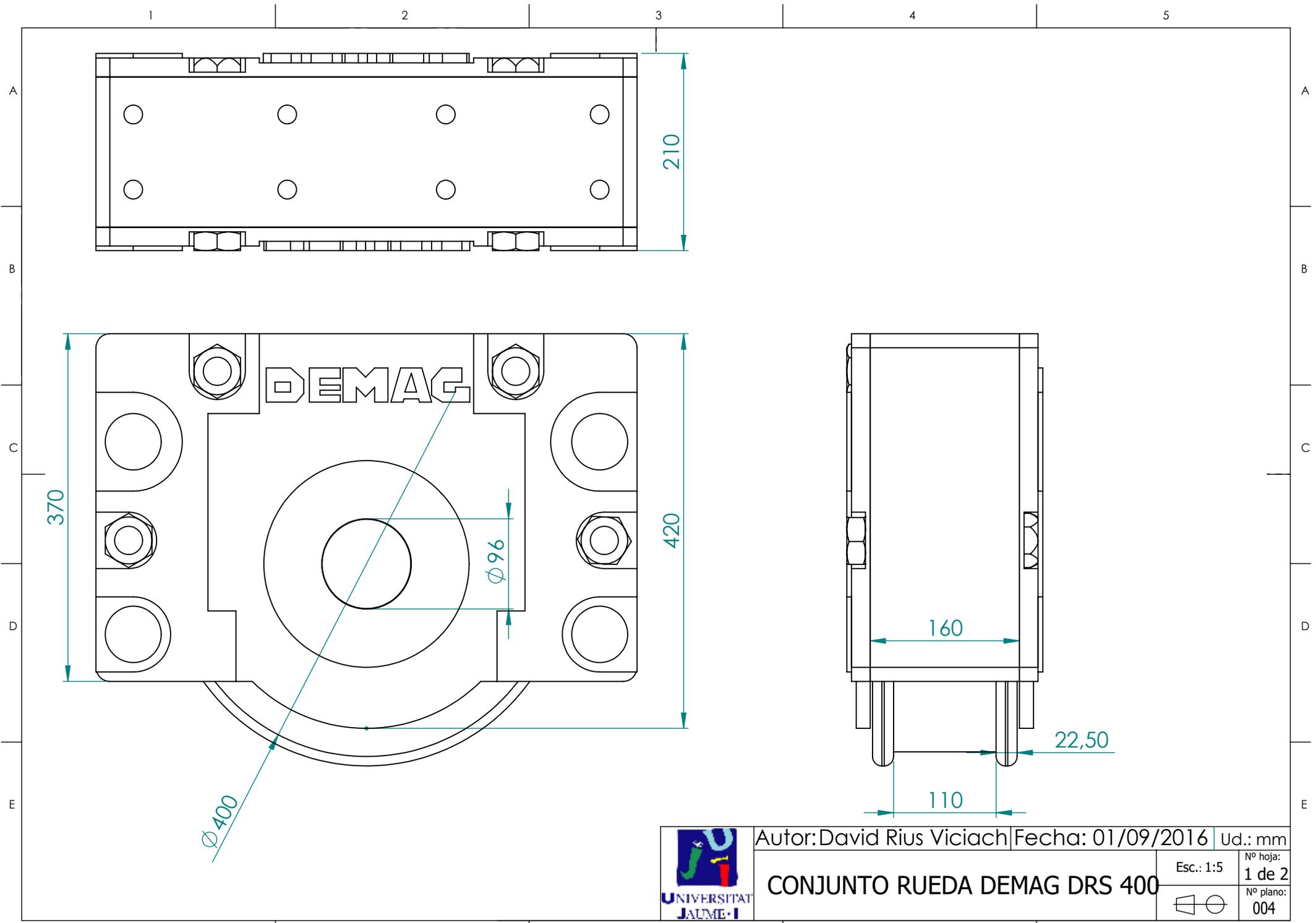
G977-@B'75FF=@  
6l F657<'5%\$\$



5i hc.f.8Uj ]X'F]i gJ ]MUWX :YWXU. '\$%#-\$-&\$\$%\* | X".a a

75FF=@6l F657<'5%\$\$

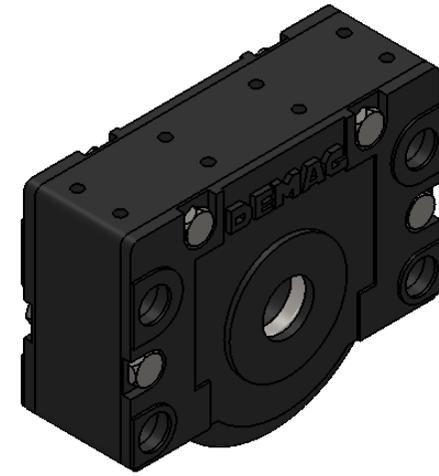
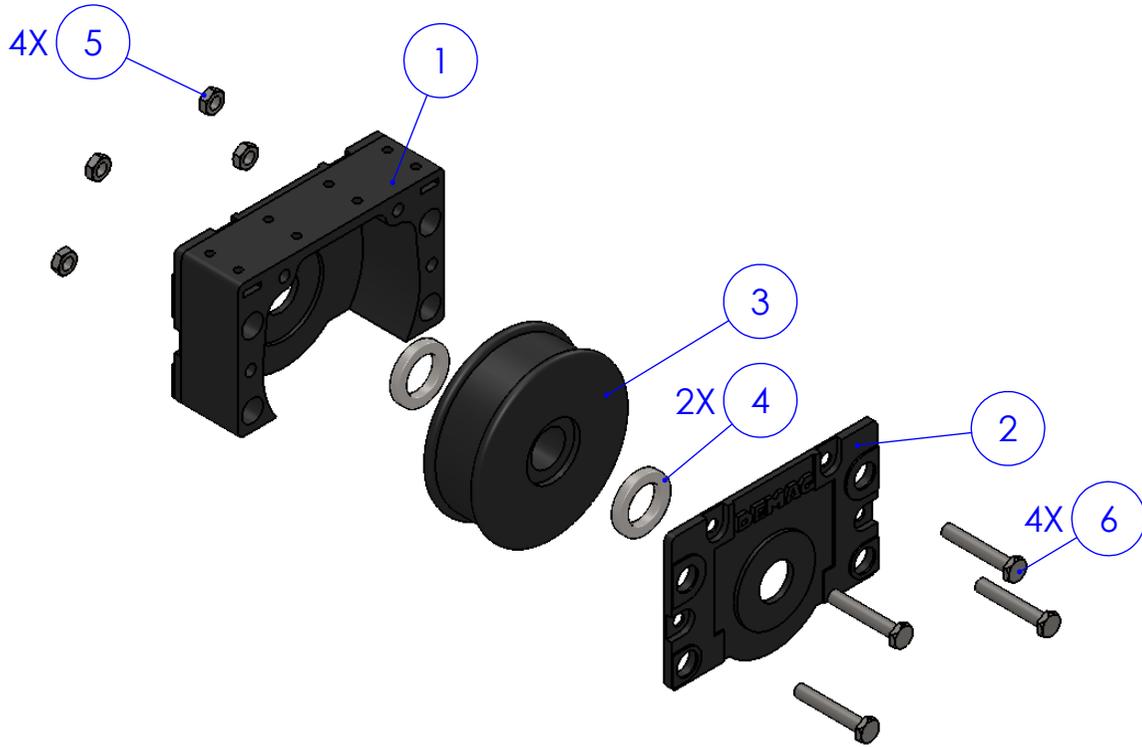
9gW %%	B, \c'u %XY' %
	B, 'd'Ubc. \$\$'



Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Ud.: mm

### CONJUNTO RUEDA DEMAG DRS 400

Esc.: 1:5	Nº hoja: 1 de 2
	Nº plano: 004



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Caja bancada	1
2	Tapa bancada	1
3	Rueda Ø400	1
4	Rodamiento 95 mm	2
5	Tuerca M30	4
6	Tornillo M30	4



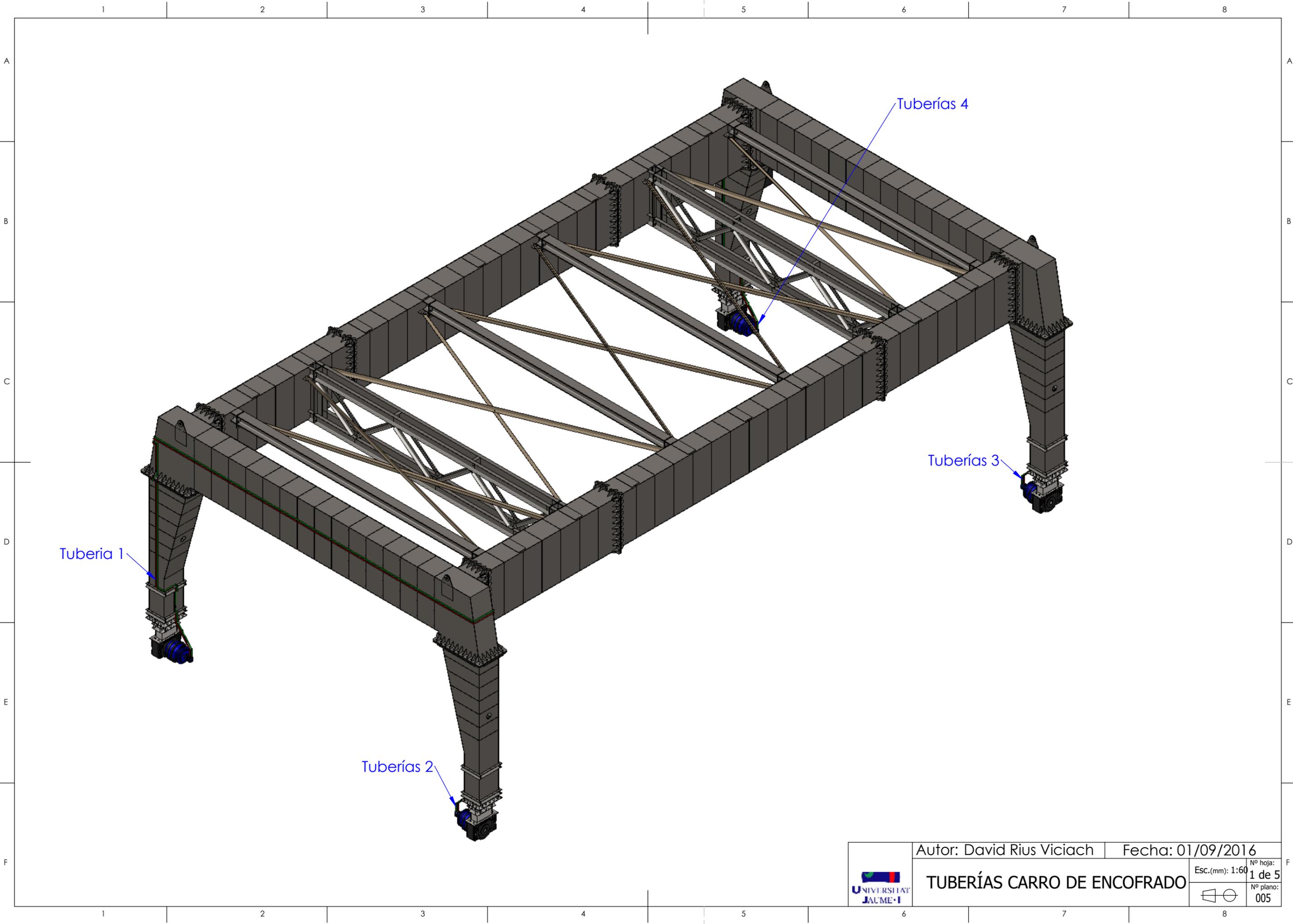
Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Ud.: mm

### CONJUNTO RUEDA DEMAG DRS 400

Esc.: 1:15 | Nº hoja: 2 de 2

Nº plano: 004





Tubería 1

Tuberías 2

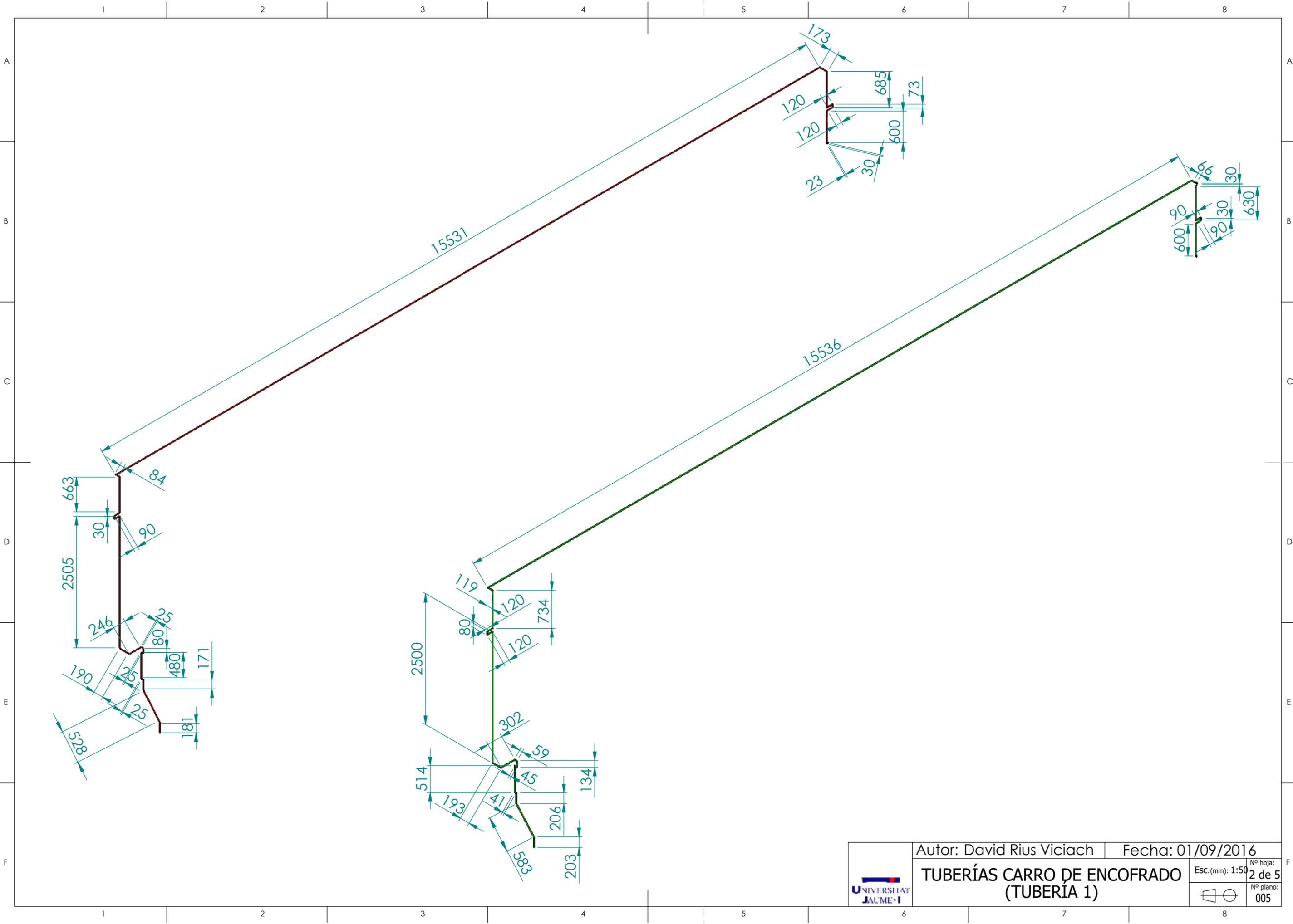
Tuberías 3

Tuberías 4

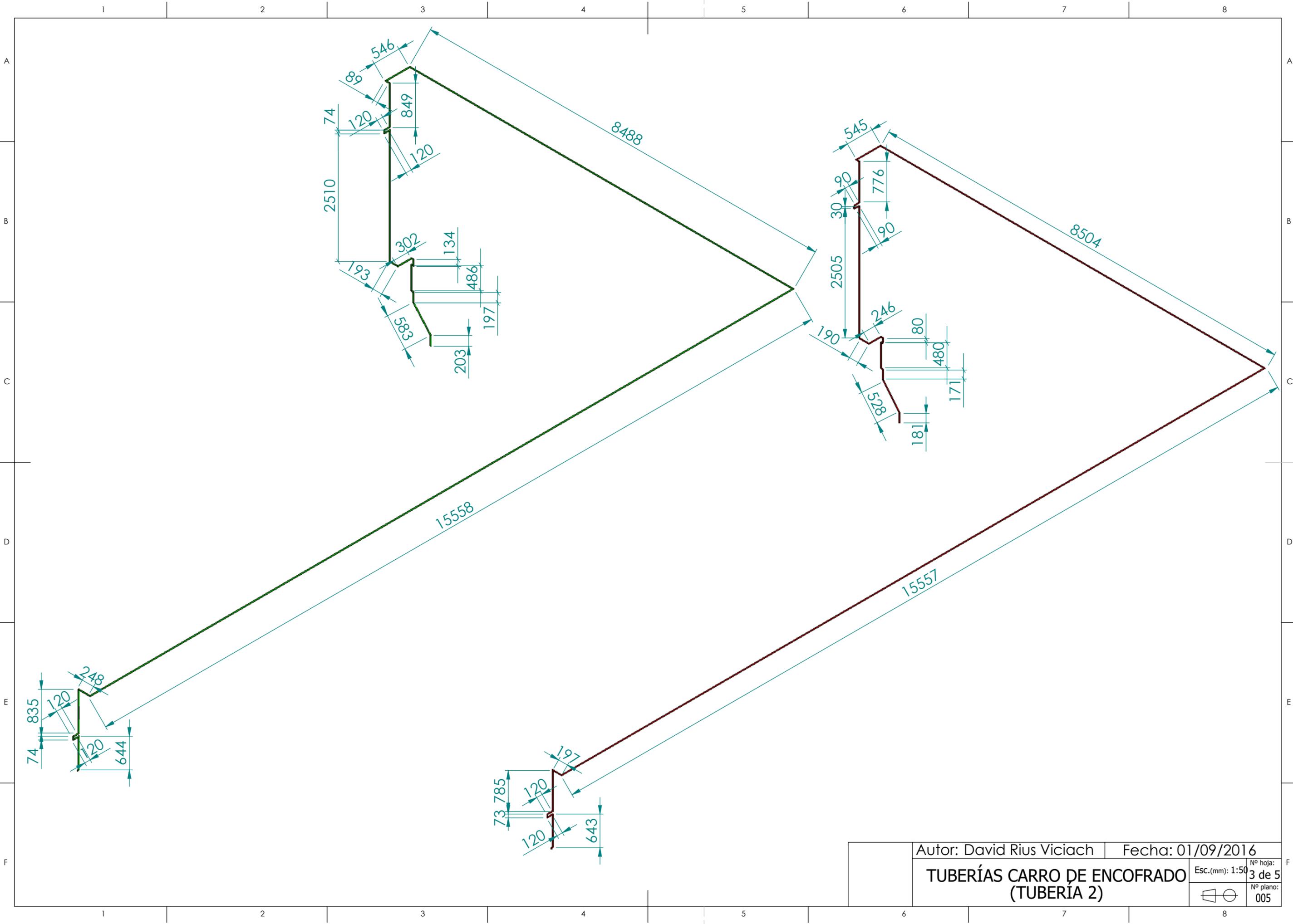
	Autor: David Rius Viciach		Fecha: 01/09/2016	
	Esc.(mm): 1:60		Nº hoja: 1 de 5	
			Nº plano: 005	

### TUBERÍAS CARRO DE ENCOFRADO





	Autor: David Rius Viciach		Fecha: 01/09/2016	
	<b>TUBERÍAS CARRO DE ENCOFRADO</b>			
	<b>(TUBERÍA 1)</b>			
	Esc.(mm): 1:50	Nº hoja: 2 de 5		
		Nº plano: 005		



Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016

**TUBERÍAS CARRO DE ENCOFRADO**  
(TUBERÍA 2)

Esc.(mm): 1:50  
 Nº hoja: 3 de 5  
 Nº plano: 005



1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

C

D

E

F

A

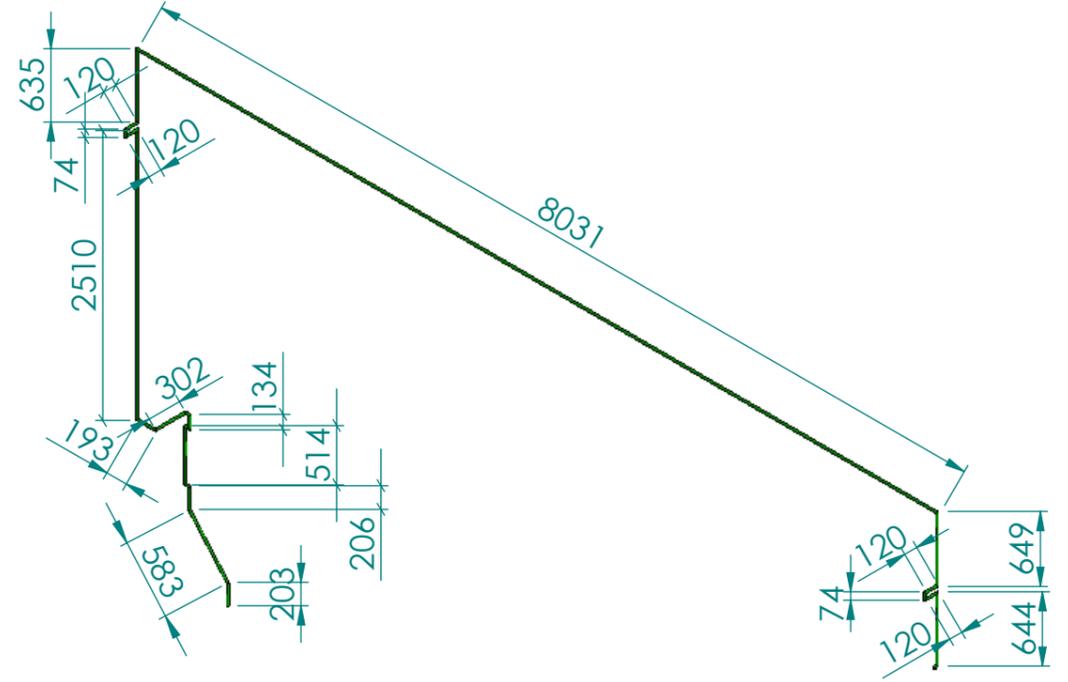
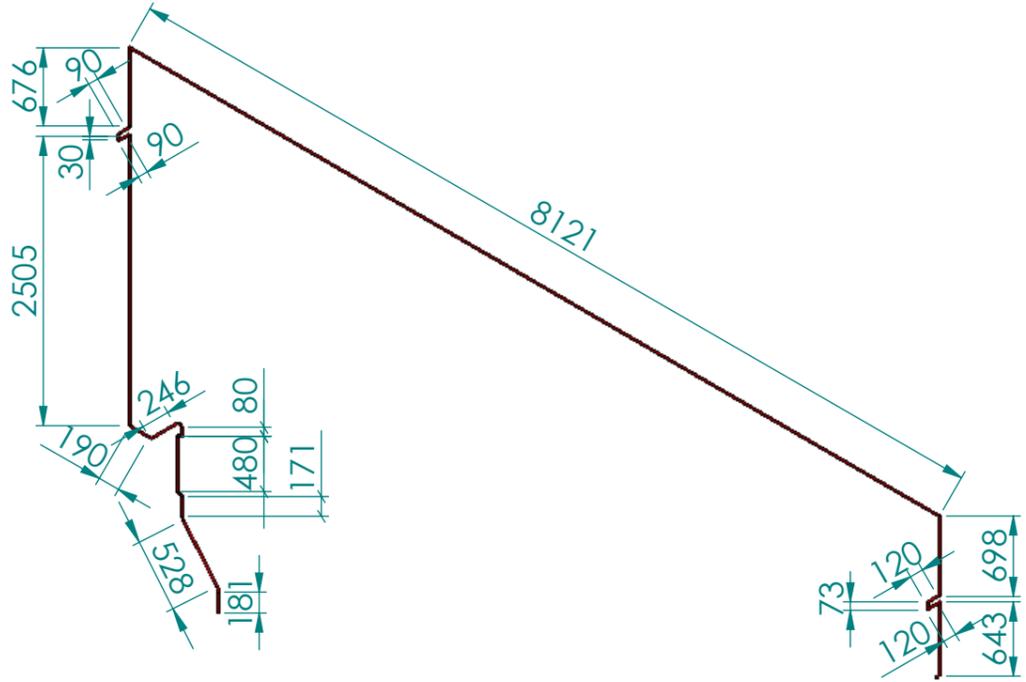
B

C

D

E

F



Autor: David Rius Viciach

Fecha: 01/09/2016

**TUBERÍAS CARRO DE ENCOFRADO  
(TUBERÍA 3)**

Esc.(mm): 1:50

Nº hoja:  
4 de 5



Nº plano:  
005

1

2

3

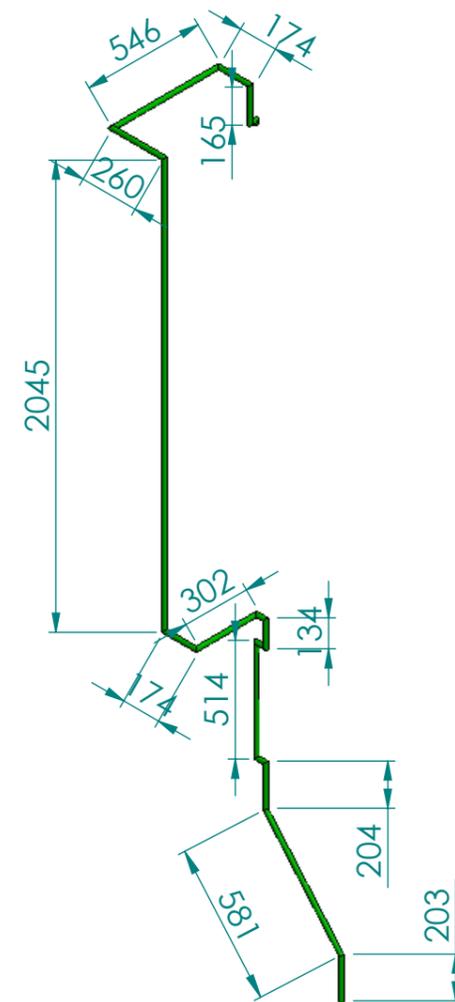
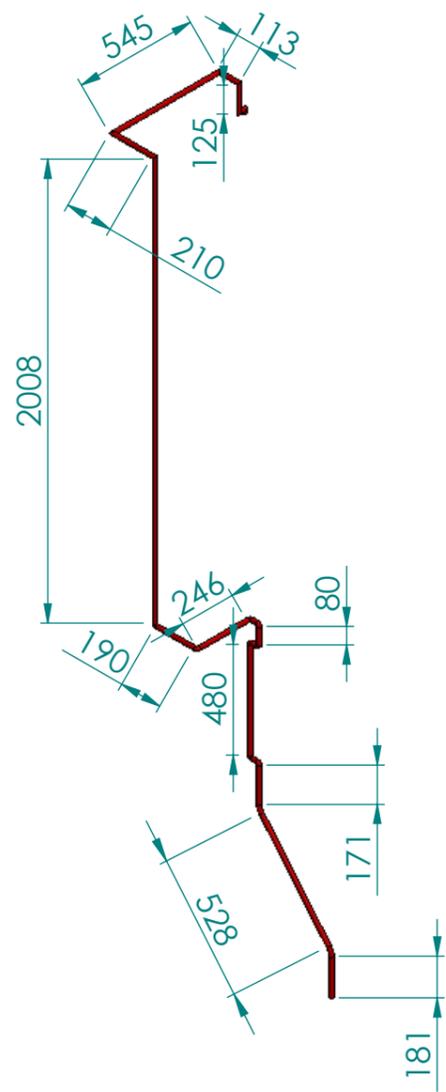
4

5

6

7

8



Autor: David Rius Viciach

Fecha: 01/09/2016

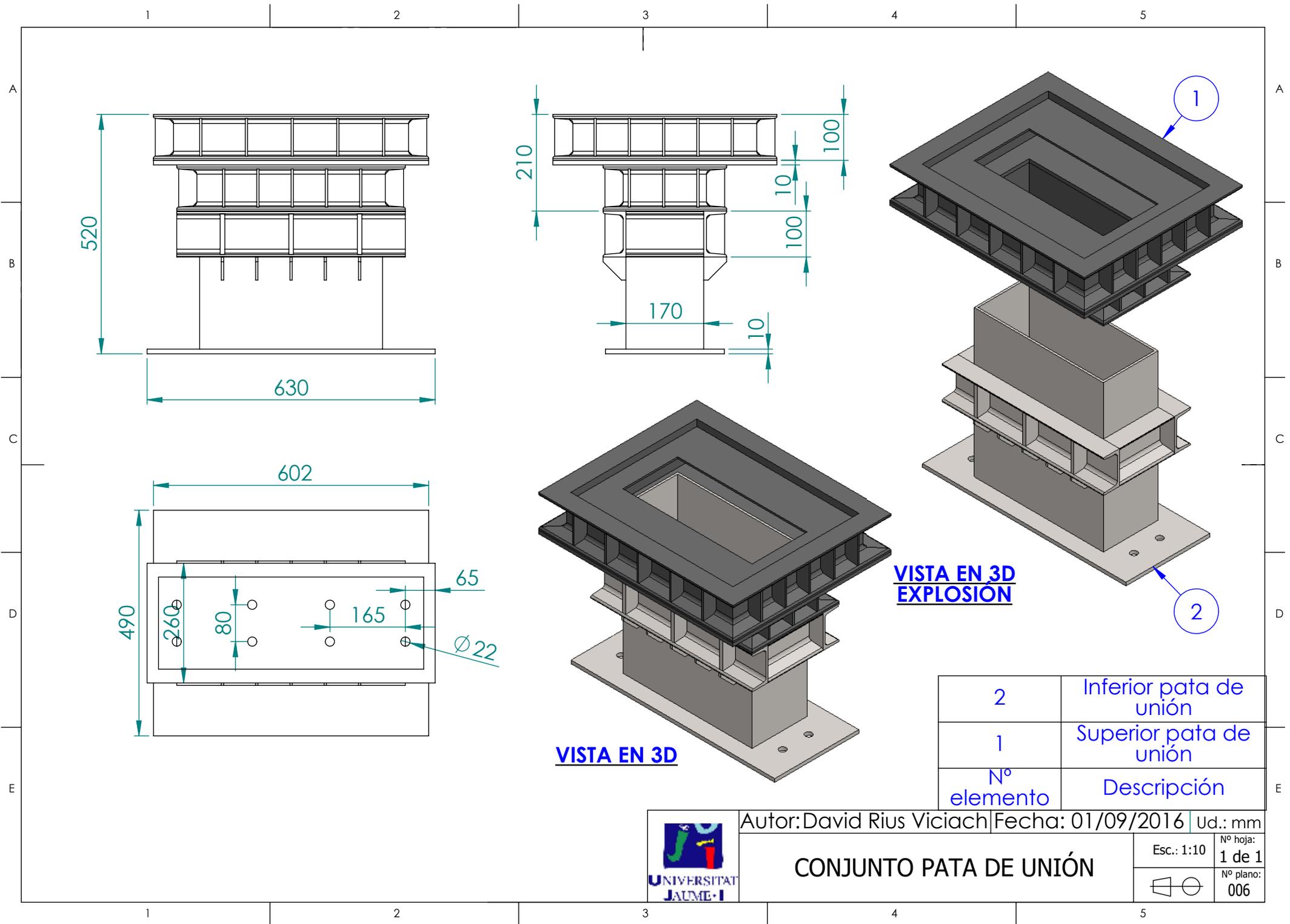
**TUBERÍAS CARRO DE ENCOFRADO  
(TUBERÍA 5)**

Esc.(mm): 1:25

Nº hoja:  
5 de 5



Nº plano:  
005

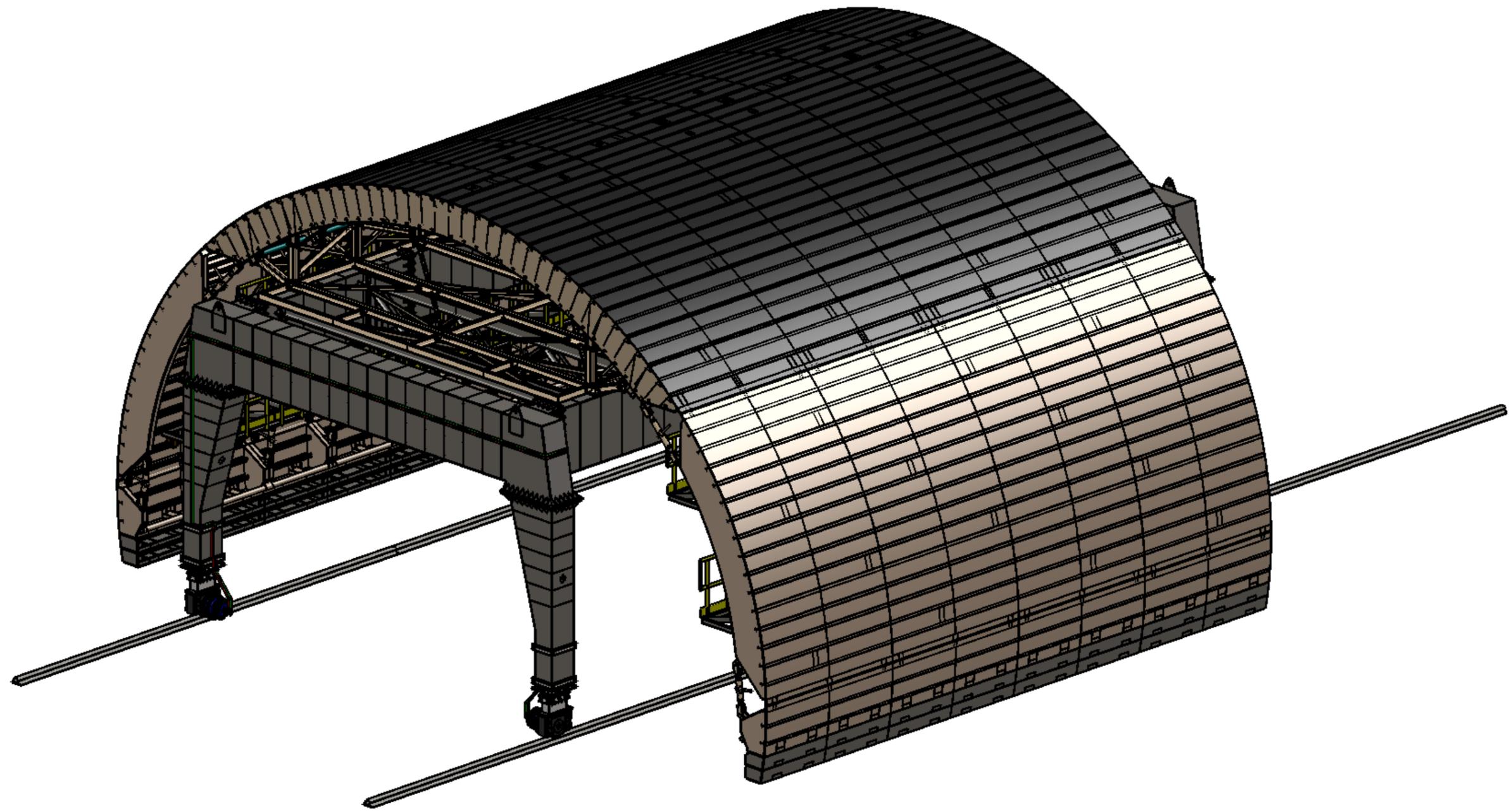


**VISTA EN 3D**

**VISTA EN 3D EXPLOSIÓN**

2	Inferior pata de unión
1	Superior pata de unión
Nº elemento	Descripción

	Autor: David Rius Viciach   Fecha: 01/09/2016   ud.: mm	
	<b>CONJUNTO PATA DE UNIÓN</b>	
	Esc.: 1:10	Nº hoja: 1 de 1
		Nº plano: 006

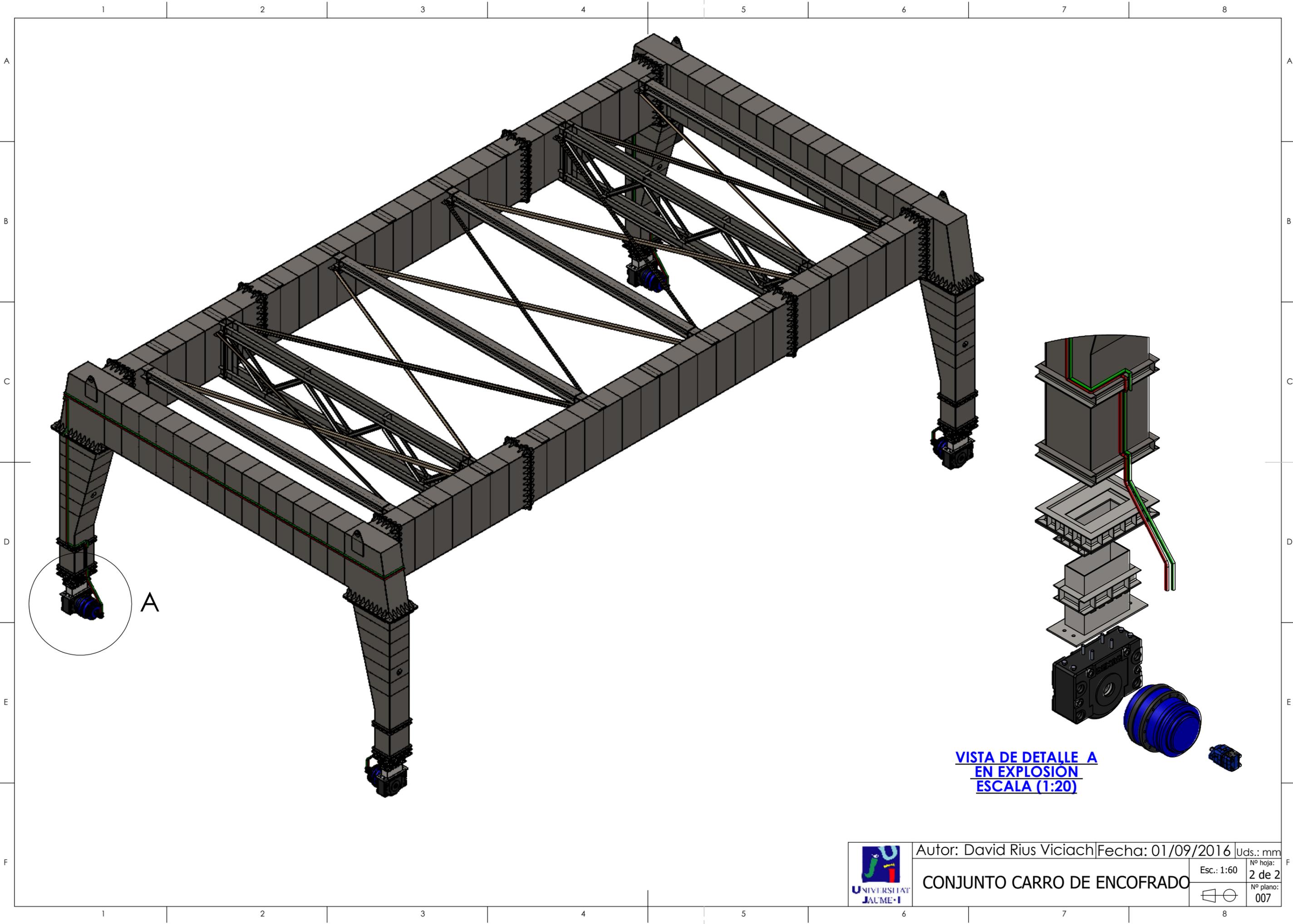


Autor: David Rius Viciach | Fecha: 01/09/2016 | Uds.: mm

### CONJUNTO CARRO DE ENCOFRADO

Esc.: 1:75  
Nº hoja: 1 de 2  
Nº plano: 007





VISTA DE DETALLE A  
 EN EXPLOSION  
 ESCALA (1:20)

CONJUNTO CARRO DE ENCOFRADO

