

# PROYECTO FINAL INGENIERÍA MECÁNICA UTN-FRSF

**Cálculo y diseño de una grúa de brazo articulado para  
montar sobre camión.**

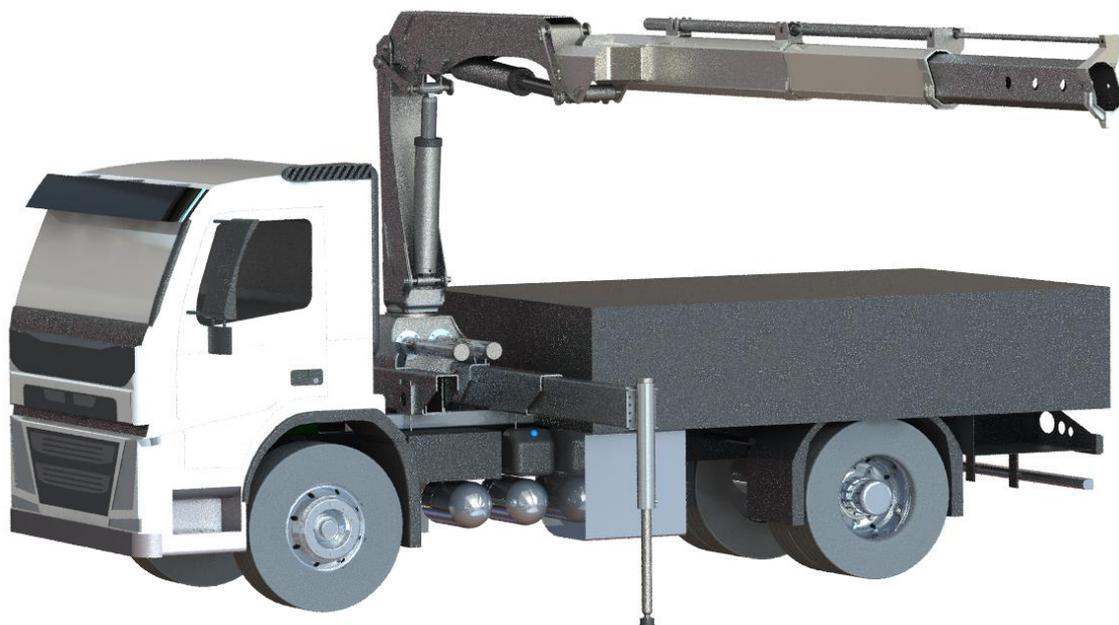
Profesor:

Ing. Esp. Monti Rubén.

Integrantes:

Alejandro Gontero.

Herman Galiano.



## Contenido

1	Introducción .....	4
2	Definición del Producto .....	5
3	Estudio de Mercado.....	7
3.1	Características técnicas que definen a una Grúa Articulada .....	7
3.2	Industria Nacional.....	8
3.3	Industria Extranjera .....	8
3.4	Conclusión del estudio de mercado .....	9
4	Camiones más vendidos en Argentina en 2021 .....	10
5	Requisitos de diseño.....	10
5.1	Normas .....	10
5.1.1	Mecanismo de elevación de la pluma interior, exterior y del brazo .....	10
5.1.2	Pluma telescópica .....	10
5.1.3	Control de giro .....	11
5.1.4	Medios de frenado de giro y dispositivos de bloqueo. ....	11
5.1.5	Controles .....	11
5.1.6	Soldadura.....	11
5.1.7	Ayudas operativas .....	11
5.1.8	Puntos de lubricación .....	11
5.1.9	Estabilizadores.....	11
5.1.10	Prueba de carga.....	12
5.2	Legislación .....	12
5.2.11	LEY DE TRANSITO: Ley N° 24.449 .....	12
5.2.12	HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO: Ley N° 19.587 DECRETO N° 351 .....	12
6	Fuerzas actuantes.....	12
6.1	Estudio dinámico .....	12
6.1.1	Momentos en articulaciones.....	13
6.1.2	Fuerzas en cilindro del 1° brazo y en cilindro de 2° brazo.....	15
6.1.3	Comparación.....	20
6.1.4	Conclusión .....	21
7	Circuito hidráulico .....	21
7.1.1	Cilindro de 1° y 2° Brazo .....	22
7.1.2	Cilindros de Estabilizadores.....	23

7.1.3	Cilindros de Extensiones Hidráulicas .....	24
7.1.4	Cilindros del Sistema de giro .....	25
7.1.5	Selección de Bomba Hidráulica y Toma de fuerza.....	25
7.1.6	Mangueras.....	30
7.1.7	Comandos.....	30
7.1.8	Válvulas de bloqueo .....	31
7.1.9	Válvulas de retención .....	31
7.1.10	Válvulas de contrabalanceo.....	32
7.1.11	Depósito o Tanque .....	33
7.1.12	Filtro.....	34
8	Diseño de componentes.....	34
8.1	Verificación estructural de componentes .....	34
8.1.1	Consideraciones y supuestos de cálculo .....	35
8.1.2	Condiciones de trabajo.....	35
8.1.3	Coefficiente de seguridad.....	35
8.1.4	Esquema de partes estudiadas.....	35
8.1.5	Prolongaciones telescópicas.....	36
8.1.6	Prolongación telescópica 2 o pluma.....	39
8.1.7	Prolongación telescópica 1.....	42
8.1.8	Segundo brazo, primer brazo y columna.....	48
8.1.9	Segundo brazo .....	49
8.1.10	Primer brazo .....	53
8.1.11	Columna vertical.....	56
8.1.12	Sistema de giro: Conjunto Piñón – Cremallera - Base o bastidor.....	58
8.1.13	Piñón.....	59
8.1.14	Cremallera .....	64
8.1.15	Bastidor o base .....	65
8.1.16	Estabilizadores.....	70
8.1.17	Pernos.....	79
8.2	Resultados obtenidos .....	81
8.2.1	Dimensiones generales.....	81
8.2.2	Capacidades y diferentes posiciones.....	81
8.2.3	Diagrama de Carga .....	83
9	Listado de Planos.....	83

---

10	Conclusión .....	85
11	ANEXOS.....	86

## 1 Introducción

El siguiente Proyecto fue realizado por los estudiantes Galiano Herman y Gontero Alejandro, como Proyecto Final de graduación de la carrera Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Santa Fe.

En el mismo se desarrolla el cálculo y diseño de una hidrogrúa aplicando los conocimientos prácticos y teóricos asimilados a lo largo de la carrera, y experiencias adquiridas durante los primeros pasos de nuestra carrera profesional.

Este proyecto surgió como una posibilidad de iniciarse en la industria metalmecánica al observar la extensa presencia que tienen este tipo de equipos, y la amplia variedad de aplicaciones. Por otro lado, la industria nacional tiene poco desarrollo, tanto en su diseño como en sus materiales, reduciendo así su competitividad con hidrogrúas de origen extranjero.

Nuestro producto apunta a empresas, municipios o instituciones cuyas tareas van, desde el movimiento de materiales para la construcción y obra civil, como así también para la industria metalmecánica en general, en donde no se observan grúas de grandes dimensiones. Los elementos a transportar pueden ser: de poco volumen, pero gran peso, como bolsones de materiales áridos, pallets de ladrillos, máquinas diversas (bombas, mezcladoras, grupos electrógenos, etc.), también perfilaría en general, rieles, vigas, caños estructurales, columnas, etc. Otras funciones menos comunes son aquellas que se realizan con implementos, como son las tareas de electricidad y alumbrado, jardinería, industria forestal, etc.

Como se puede apreciar, existe una gran variedad de usos que se le puede dar a este tipo de equipos, aspecto que se ve reflejado en la cantidad de ventas. Cuanto más capacidades o funciones tengan las grúas, más sencilla será su venta.

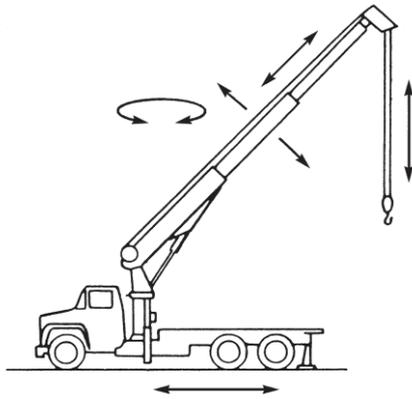
Tomaremos como referencia distintos modelos de hidrogruas, analizaremos distintos sistemas, y aplicaremos la ingeniería inversa para poder encontrar un diseño apropiado. Los fabricantes de estos equipos acumulan muchos años de desarrollo constante, por lo que será difícil superar sus capacidades. Lo que se busca en este proyecto es dar los primeros pasos en un camino ya transitado por otros y algún día poder marcar uno propio.

Se detallarán los criterios principales a tener en cuenta a la hora de diseñar la geometría de las diferentes partes, como así también las teorías con las que nos basamos para dimensionar los elementos mecánicos, hidráulicos, y aspectos dinámicos del conjunto grúa-vehículo.

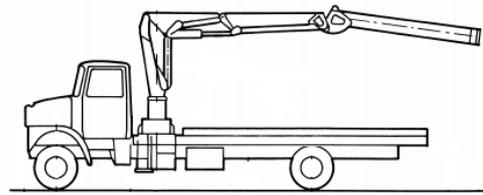
## 2 Definición del Producto

Un **Camión Grúa o Hidrogrúa** es aquel que lleva una grúa montada en su chasis, utilizada para cargar, descargar, y desplazar objetos. Con esta disposición se consigue una mayor independencia al no necesitar de máquinas auxiliares en los lugares de carga y descarga de los materiales.

Dentro de las posibles grúas que pueden montarse en un camión están las de tipo **Pluma Telescópica** y las de tipo **Pluma Articuladas**.



*Ilustración 1 - Grúa de Pluma Telescópicas*



*Ilustración 2 - Grúa de Pluma Articulada*

Las **grúas de pluma telescópica** poseen una gran capacidad de elevación. Sin embargo, en estas grúas, al cargar la caja del camión, es necesario levantar la pluma y desenrollar el cable del tambor para bajar la carga. Dependiendo del diseño de la grúa, el tipo de carga, volumen de la misma, y la altura disponible en el lugar de carga o descarga, se hace difícil cargar la zona cercana a la columna de la grúa. Por otra parte, al trasladarse de un lugar a otro, la pluma descansa sobre la parte superior de la caja del camión, y el extremo de la pluma es apoyado sobre un caballete, por lo tanto, añade un límite de altura de la carga. Por estas características, se pierde capacidad de carga en el camión.

Las **grúas de pluma articulada** tienen la posibilidad de plegarse, lo que facilita la manipulación de cargas, dando la posibilidad de ocupar el espacio disponible de la caja del camión en la zona cercana a la columna de la grúa. Por otra parte, al trasladarse de un lugar a otro, la pluma puede guardarse en la parte superior de la base del equipo, dejando libre la parte superior de la caja del camión.

De esta forma, para similares capacidades de carga, entre los 2 tipos de grúas, una grúa de pluma articulada, permite utilizar con mayor eficiencia las capacidades de carga del camión.

Consultando a usuarios habituales, y personal relacionado al rubro de transporte y manipulación de cargas, pudimos sacar algunas conclusiones generales:

Los usuarios que eligen grúas de pluma telescópica, son aquellos que deben elevar cargas a mucha altura, y en general, de carga elevada. Por otro lado, si bien el producto tiene un alto costo y con ello los márgenes de ganancias serán mayores, es bajo el número de ventas por su uso específico.

Para los usuarios de grúas de pluma articulada, la capacidad de cargar materiales en la caja de carga de un camión brinda una ventaja muy importante, sobre todo, para el uso que se le puede dar en una

municipalidad, corralón o empresa constructora, donde las cargas no son muy elevadas, y la principal tarea es el transporte de cargar materiales en un depósito, y descargar en obra. Por otro lado, encontraremos un menor margen de ganancias, pero una mayor cantidad de ventas, lo cual puede verse potenciado, si consideramos que pueden agregarse funciones o accesorios, dependiendo de los implementos que el cliente desee adicionar a la grúa.

Finalmente, con este análisis, concluimos que nuestro proyecto apuntará al diseño de una grúa articulada. En el estudio de mercado definiremos las características que deberá tener para atraer a la mayor cantidad de posibles compradores.

### 3 Estudio de Mercado

Para este estudio es necesario observar la oferta de empresas nacionales y extranjeras. En nuestro mercado se puede encontrar una variedad moderada de marcas y modelos. Las que sobresalen por su cantidad de ventas son: AXION, HIDROGRUBERT, FERIOLI, HMF, TKA y PM.

Muchas de las marcas nacionales son las encargadas de vender las hidrogrúas importadas, como son el caso de AXION, importadora de EFFER de origen italiano, la cual recientemente adquirió también la marca sueca HIAB, y también el caso de HIDROGRUBERT que importa productos de la marca PALFINGER, austríaca. En 2020 PALFINGER obtiene los porcentajes más altos de Andrés N. Bertotto SAIC y la empresa obtiene otro nombre: Hidro-Grubert A PALFINGER Company.

#### 3.1 Características técnicas que definen a una Grúa Articulada

La característica principal que especifica la capacidad de carga de una grúa es el *momento máximo de carga*, el cual se calcula con el peso de la carga y la distancia horizontal entre, su centro de masa y el eje de rotación de la grúa. La capacidad de carga variará en función de dicha longitud horizontal que dependerá de la posición de las articulaciones, la longitud resultante de las extensiones de la grúa, y del peso de la carga, la cual deberá ser menor a medida que se aleje del eje de rotación para mantener el momento de carga por debajo del valor máximo admisible. De esta manera, se realizan gráficos en función de esas variables, para describir las capacidades de carga de la grúa en sus múltiples configuraciones.

A continuación, mostraremos los aspectos más importantes a la hora de elegir una hidrogrúa

- **Criterios de carga:** con respecto a la carga que debe mover la grúa, podemos decir que en la mayoría de los casos evaluados la carga y descarga de materiales pesados se hace cerca del camión, pero hay casos puntuales que requieren atención porque podrían determinar una ventaja. Son los casos por ejemplo de obras que requieran colocar equipos en altura, como puede ser equipos de acondicionamiento de aire, o materiales de construcción en plantas altas. En este último caso estamos hablando de pesos que rondan los 1.000 kg.
- **Longitudes de alcance:** dependiendo de la posibilidad de acceso del camión, la longitud que deberá desplazarse el extremo de la grúa con respecto al camión será mayor o menor, teniendo en cuenta que este movimiento podrá ser horizontal, vertical, de rotación o, en general, combinación de las tres. El caso extremo que consideramos es el de mover el peso anterior a la planta de una vivienda, teniendo en cuenta que el camión deberá estar sobre la calzada.
- **Peso:** como el peso de la grúa le quita capacidad de carga al camión, es de gran importancia disminuir el peso de la misma para lograr así una mayor competitividad. Además, es necesario tener en cuenta el PBT del camión (Peso Bruto Total), el cual debe superar al PBT mínimo de la grúa que va a montarse. Por otro lado, hay que aclarar en este punto, como se explicará más adelante, que no es conveniente disminuir el peso en todas las partes de la grúa, ya que muchas de ellas servirán de contrapeso, favoreciendo así la capacidad de carga.
- **Materiales:** el punto anterior no sólo se puede lograr con un buen diseño, también con una correcta elección de los materiales. Sin embargo, no siempre es posible adoptar el mejor material y más liviano porque produciría un aumento excesivo del costo de la grúa.
- **Ángulo de quiebre:** llamamos así al ángulo formado entre el brazo articulado (o brazo interior) y el brazo que contiene los tramos telescópicos (o brazo exterior).

A continuación, se detallan las características de cada uno de los modelos que cumplen con las especificaciones concluidas en nuestro análisis de mercado. Se encuentran agrupadas de acuerdo a su origen y marca.

### 3.2 Industria Nacional

Dentro de las empresas nacionales encontramos modelos fabricados casi en su totalidad en el país, empresas dedicadas a importar modelos de distintas firmas extranjeras, y otras que importan muchas piezas para luego ensamblarlas en sus talleres, encontrando de esa forma una reducción de costos. Las empresas de origen nacional con mayor presencia son HIDROGRUBERT y FERIOLI.

En la siguiente tabla comparativa se exponen las principales características de las grúas nacionales que cumplen con las necesidades requeridas del mercado al que apuntamos:

TABLA COMPARATIVA	Momento máx.[kgm]	Alcance máx. vertical [m]	Alcance máx. horizontal [m]	Carga máx. [kg] (*)	Peso [kg]
HIDROGRUBERT N-10000	10000	11,7	8,0	970	1600
HIDROGRUBERT N-12500	12500	11,8	8,1	1400	1485
FERIOLI CA 8.5 – 9.3 / 22	8500	12,0	9,3	915	1725
FERIOLI CA 9500	10000	12,7	9,6	980	1570
AXION A-100 (2s)	9530	11,6	8,0	1120	1367
AXION A-100 (3s)	9530	10,1	10,1	800	1474
AXION A-155 (2s)	14602	10,6	8,0	1690	1974
INTRAVIAL HPGN 90	9000	9,5	7,1	(**)4550	-

#### NOTAS:

(\*) Las cargas máximas están dadas según los alcances máximos que se describen en la tabla.

(\*\*) Puede elevar esa carga a una distancia de 2 m, no se tienen datos de cargas con las extensiones máximas.

### 3.3 Industria Extranjera

Las empresas extranjeras comercializan grúas en nuestro país, y sus modelos que poseen características dentro de los valores que consideramos de interés para el estudio se detallan en la siguiente tabla comparativa:

TABLA COMPARATIVA	Momento máx.[kgm]	Alcance máx. vertical [m]	Alcance máx. horizontal [m]	Carga máx. [kg] (*)	Peso [kg]
HIAB X-CLX 112 ES-2	10.500	9,8	7,4	1.340	1.481
HIAB X-CLX 102 ES-2	9.600	9,8	7,3	1.260	1.294
HIAB X-CLX 088 ES-2	8.800	9,4	7,3	1.080	1.177
PALFINGER PK 8.501 SLD	8.100	10,8	7,4	1.020	1.155
PALFINGER PK 11.001 SLD	10.300	11,0	7,6	1.280	1.250
FASSI F90AC 0.23	8.360	10,5	7,6	1.080	1.075
FASSI F95B 0.22	8.770	11,8	7,9	1.085	1.205
FASSI F105B 0.22	9.680	11,8	7,9	1.205	1.205
FASSI F115A 0.22	11.110	11,5	7,9	1.360	1.520
EFFER 100H-2B	8.800	11,0	7,6	1.140	-
EFFER 105D-2B	9.400	11,0	7,6	1.240	1.130
EFFER 135H-2B	11.500	11,8	8,2	1.400	-
PM 9 y PM 11	8.000 y 10.000	No hay datos	No hay datos	No hay datos	No hay datos
TKA 14.700c 3H2M	10.965	11,9	8,5	1.290	2.070
AMCO VEBA 909 NG - 2S	8.400	10,9	7,9	1.015	1.305
AMCO VEBA 910 NG - 2S	8.900	10,9	7,8	1.080	1.305
AMCO VEBA 911 NG - 2S	9.910	7,7	7,7	1.190	1.345
AMCO VEBA 912 NG - 2S	10.800	11,3	7,8	1.305	1.425

### 3.4 Conclusión del estudio de mercado

Las grúas de pluma articulada analizadas anteriormente son las más utilizadas y versátiles, además de que con pequeñas modificaciones (opcionales) se pueden hacer mejoras significativas en capacidad, seguridad, o acceso a lugares difíciles de llegar.

Podemos definir ahora los valores esperados en nuestro producto. Serán nuestro punto de partida para el diseño, y los tomaremos como valores mínimos a cumplir. Estos valores tentativos están volcados en la siguiente tabla.

TABLA	Momento máx.[kgm]	Alcance máx. vertical [m]	Alcance máx. horizontal [m]	Carga máx. [kg] (*)	Peso [kg]
VALORES ESPERADOS	10.000	11,0	9,0	1.000	1.200

## 4 Camiones más vendidos en Argentina en 2021

La Asociación de Concesionarios de la República Argentina (ACARA), confirmó que el IVECO TECTOR 170 fue el camión más vendido durante el 2021. Mercedes Benz logró entrar al ranking con 3 modelos distintos.

Puesto	Marca	Modelo	Cantidad
1	Iveco	Tector 170E28	1784
2	Mercedes Benz	Accelo 815	770
3	Mercedes Benz	Accelo 1016	452
4	Mercedes Benz	Atego 1721	446
5	Scania	G410	329
6	Scania	P410	291
7	Iveco	Tector 170E30	246

## 5 Requisitos de diseño

### 5.1 Normas

Al realizar el diseño de un equipo, no es posible definir las características fundamentales de forma arbitraria (dimensiones, ubicación, o coeficientes de seguridad), todo debe tener un fundamento o respaldo para asegurar que se está efectuando de la manera correcta.

Por otra parte, dependiendo de las características del equipo y de su objetivo de trabajo, existen ciertos inconvenientes, o condiciones inseguras, que difícilmente pueden ser identificadas desde el punto de vista de un diseñador con poca experiencia.

Por esto, las normas deben ser tenidas en cuenta antes de iniciar el diseño, las mismas son confeccionadas a partir de experiencias de usuarios y/o diseñadores, y establecen condiciones para que los equipos sean seguros para los operadores y las personas que trabajan alrededor de estos.

A continuación, establecemos algunas de las condiciones que establecen las normas ASME B30.22; IRAM 3927 y la EN 12999 para el diseño del equipo:

#### 5.1.1 *Mecanismo de elevación de la pluma interior, exterior y del brazo*

- Los cilindros de la pluma interior, exterior y de la pluma deberán ser capaces de elevar, bajar y controlar las plumas con carga nominal y deberán ser capaces de soportar la pluma y la carga nominal sin que el operador intervenga.
- Se debe proporcionar un dispositivo de sujeción montado integralmente (como una válvula de retención de carga) en los cilindros para evitar el descenso descontrolado de las plumas en caso de una falla del sistema hidráulico (por ejemplo, ruptura de la manguera de suministro)

#### 5.1.2 *Pluma telescópica*

- La extensión y retracción de las secciones de la pluma se puede lograr por medios hidráulicos, mecánicos o manuales.
- Las funciones motorizadas de retracción y extensión deberán ser capaces de controlar la carga nominal.

- Se debe proporcionar un dispositivo de sujeción montado integralmente (como una válvula de retención de carga) en el cilindro o cilindros para evitar el movimiento incontrolado de la pluma en caso de una falla del sistema hidráulico (por ejemplo, ruptura de la manguera de suministro).

#### 5.1.3 Control de giro

- El mecanismo de giro debe arrancar y detenerse con aceleración y desaceleración controladas.

#### 5.1.4 Medios de frenado de giro y dispositivos de bloqueo.

- Deberá proporcionarse un medio de detención con fuerza de sujeción en ambas direcciones para restringir el movimiento del mástil (o columna) giratorio, cuando se desee en funcionamiento normal. Los medios de frenado deberán poder colocarse en la posición de espera y permanecer así sin que el operador realice ninguna otra acción.
- Se debe proporcionar un dispositivo de bloqueo positivo o un soporte de la pluma para evitar que la pluma gire cuando esté en posición de almacenamiento para el tránsito.

#### 5.1.5 Controles

- Los controles usados durante el ciclo de operación de la grúa deben estar ubicados al alcance del operador mientras se encuentra en la estación del operador y etiquetados según su función designada y dirección de movimiento.
- Los controles de "giro", "pluma interior", "pluma exterior", "pluma de plumín", "extensiones de pluma" y "equipo hidráulico opcional" deberán estar provistos de medios para mantenerse en posición neutra sin el uso de pestillos positivos.

#### 5.1.6 Soldadura

- Todas las calificaciones del operador de soldadura y soldadura para miembros de soporte de carga deben estar de acuerdo con ANSI / AWS D14.3.

#### 5.1.7 Ayudas operativas

- Sistema de prevención de daños de dos bloques o dispositivo antibloqueo. Ver párr. 22-1.2.3 (c).
- Sistemas de protección contra sobrecargas y limitadores de capacidad nominal. Se proporcionará un sistema de protección contra sobrecargas o un limitador de capacidad nominal.
- Indicador de nivel de grúa. Se deben proporcionar medios para que el operador determine visualmente la nivelación de la grúa requerida por el fabricante.

#### 5.1.8 Puntos de lubricación

- Los puntos de lubricación deben ser accesibles sin necesidad de quitar las protecciones u otras partes.

#### 5.1.9 Estabilizadores

- Deberán proporcionarse medios para mantener todos los estabilizadores en la posición retraída mientras están en tránsito, y en la posición extendida para la operación de la grúa.
- Los cilindros para la estabilización vertical de la máquina deben estar equipados con un dispositivo de sujeción montado integralmente (como una válvula de retención operada por piloto) para evitar la pérdida de soporte bajo carga en caso de una falla del sistema hidráulico (por ejemplo, ruptura de la manguera de suministro).

### 5.1.10 Prueba de carga

- Antes del uso inicial, todas las grúas nuevas y reinstaladas deben ser inspeccionadas. Las cargas de prueba deben ser las recomendadas por el fabricante de la grúa y no deben ser menos del 100% o más del 110% de la carga nominal en un alcance horizontal recomendado por el fabricante o una persona calificada y producir el momento de flexión máximo a través de la base de la grúa.

## 5.2 Legislación

Además de tener en cuenta las normas, debemos tener en cuenta la ley vigente en nuestro país, la cual suma algunas condiciones al diseño de la grúa.

### 5.2.11 LEY DE TRANSITO: Ley N° 24.449

Los vehículos y su carga no deben superar las siguientes dimensiones máximas:

1. Ancho: dos metros con sesenta centímetros.
2. Alto: cuatro metros con diez centímetros para las unidades afectadas al transporte de pasajeros y cuatro metros con treinta centímetros para las unidades destinadas al transporte de cargas.
3. No deben superarse los pesos máximos establecidos por el Decreto 32/2018 de la Ley de tránsito 24.449
4. Tampoco se deben superar los límites técnicos determinados por el fabricante.

### 5.2.12 HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO: Ley N° 19.587 DECRETO N° 351

Artículo 115. — La elevación y descenso de las cargas se hará lentamente, evitando todo arranque o detención brusca y se efectuará, siempre que sea posible, en sentido vertical para evitar el balanceo

Artículo 121. — En las grúas portátiles, las palancas de maniobras se dispondrán de modo que cuando no se usen queden en posición de punto muerto o neutro, de tal manera que al activarlas impidan su funcionamiento.

## 6 Fuerzas actuantes

### 6.1 Estudio dinámico

Habiendo definido los valores esperados, podemos iniciar el diseño de la grúa, para esto realizaremos un análisis dinámico, planteando un sistema ideal, formado por eslabones y articulaciones. En este análisis pretendemos determinar:

- Longitud de eslabones, posición y distancia entre articulaciones.
- Esfuerzos ideales en articulaciones.
- Carga máxima permisible, en condición ideal.
- Fuerza necesaria de los cilindros hidráulicos, en condición ideal.
- Ángulos de trabajo.

Nos referimos a condición ideal, debido a que en este análisis no tendremos en cuenta el peso propio de los brazos, extensiones, y cilindros hidráulicos. Por este motivo, incrementaremos un 40% la carga esperada, y posteriormente realizaremos la corrección disminuyendo la capacidad real, teniendo en cuenta el peso propio de los distintos elementos.

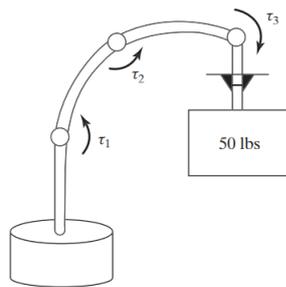
Al iniciar el análisis, vimos que muchas de las variables estaban relacionadas entre sí. Por esto, aislamos el sistema para un mejor análisis. Solo tomamos; la columna, el primer brazo, el segundo brazo, y la carga a elevar.

El objetivo es hallar los momentos en cada articulación, para mantener la carga suspendida en el aire, luego nos ocuparemos de diseñar los mecanismos para contrarrestar los momentos en cada articulación y mantener el sistema en equilibrio.

El momento en cada articulación depende de las siguientes variables:

- Inclinación de la columna.
- Longitud de la columna.
- Longitud del primer brazo.
- Posición del primer brazo.
- Longitud del segundo brazo.
- Posición del segundo brazo.
- Magnitud de la carga.

Dicho sistema se asemeja al de un robot manipulador. Podemos encontrar métodos de cálculo en bibliografía relacionada a robótica (**Robótica John J. Craig Tercera Edición**), aplicamos estos métodos y lo adaptamos al mecanismo de la grúa.



Con ayuda del software **Mathematica 9**, realizamos un estudio cinemático para determinar las posiciones de la carga, y las posiciones de los brazos de la grúa. Seguido por un estudio dinámico para determinar los momentos que se producen en cada articulación.

### 6.1.1 Momentos en articulaciones

En la figura siguiente, podemos ver los resultados parciales de los momentos producidos, donde:

- $\tau_{3z}$  es el momento en la articulación entre el primer brazo y el segundo brazo.
- $\tau_{2z}$  es el momento en la articulación entre la columna y el primer brazo.
- $\tau_{0z}$  es el momento en la base de la columna.
- $W$  es la carga sobre el extremo de la pluma.
- $L_{12}$  es la longitud de la columna, medida desde la base hasta la articulación.
- $L_{23}$  es la longitud del primer brazo, medido entre las articulaciones.
- $L_{34}$  es la longitud del segundo brazo con todas sus extensiones desplegadas, medido desde la articulación hasta el ojal del gancho.
- $\varphi_1$  es el ángulo entre la horizontal y la columna de la grúa.
- $\varphi_2$  es el ángulo entre la columna y el primer brazo.
- $\varphi_3$  es el ángulo entre el primer brazo y el segundo brazo.

$$\tau_{3E} = -L34 W \text{Cos} [\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3]$$

(\*MOMENTO TORSOR EN LA ARTICULACION N°3\*)

$$\tau_{2E} = W (L23 \text{Cos} [\varphi_1 + \varphi_2] - L34 \text{Cos} [\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3])$$

(\*MOMENTO TORSOR EN LA ARTICULACION N°2\*)

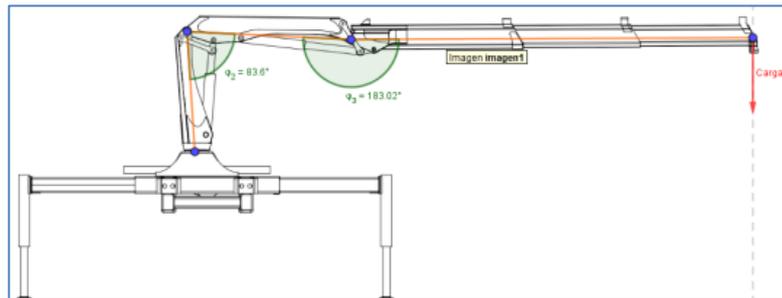
$$\tau_{0E} = -W (L12 \text{Cos} [\varphi_1] - L23 \text{Cos} [\varphi_1 + \varphi_2] + L34 \text{Cos} [\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3])$$

(\*MOMENTO TORSOR EN LA BASE DE LA COLUMNA PRINCIPAL\*)

Resultados parciales de los momentos producidos.

Asignamos valores aproximados, tomando como referencia nuestros valores deseados (alcances, longitudes, carga máxima, etc.):

- L12 = 1,5 m.
- L23 = 2,5 m.
- L34 = 7,9 m.
- W = 1400 kgf.
- $\varphi_1 = 100^\circ$ .



		$\varphi_2$									
		70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
$\varphi_3$	20	5790,7	5322,8	4693,1	3920,9	3029,5	2046,1	1000,5	-75,5	-1149,2	-2188,0
	30	5373,8	4642,1	3769,3	2782,0	1710,2	586,4	-555,3	-1680,0	-2753,7	-3743,7
	40	4693,1	3718,3	2630,4	1462,6	250,4	-969,4	-2159,8	-3284,5	-4309,5	-5203,5
	50	3769,3	2579,4	1311,0	2,9	-1305,3	-2573,9	-3764,3	-4840,3	-5769,2	-6522,8
	60	2630,4	1260,0	-148,7	-1552,9	-2909,8	-4178,4	-5320,0	-6300,0	-7088,5	-7661,7
	70	1311,0	-199,7	-1704,4	-3157,4	-4514,4	-5734,2	-6779,8	-7619,4	-8227,4	-8585,5
	80	-148,7	-1755,5	-3309,0	-4761,9	-6070,1	-7193,9	-8099,1	-8758,3	-9151,3	-9266,2
	90	-1704,4	-3360,0	-4913,5	-6317,6	-7529,8	-8513,3	-9238,0	-9682,1	-9831,9	-9683,1
	100	-3309,0	-4964,5	-6469,2	-7777,4	-8849,2	-9652,2	-10161,8	-10362,8	-10248,8	-9823,5
	110	-4913,5	-6520,3	-7929,0	-9096,7	-9988,1	-10576,0	-10842,5	-10779,6	-10389,2	-9683,1
	120	-6469,2	-7980,0	-9248,3	-10235,6	-10911,9	-11256,7	-11259,4	-10920,0	-10248,8	-9266,2
	130	-7929,0	-9299,4	-10387,2	-11159,4	-11592,6	-11673,5	-11399,8	-10779,6	-9831,9	-8585,5
	140	-9248,3	-10438,3	-11311,0	-11840,1	-12009,5	-11813,9	-11259,4	-10362,8	-9151,3	-7661,7
	150	-10387,2	-11362,1	-11991,7	-12257,0	-12149,8	-11673,5	-10842,5	-9682,1	-8227,4	-6522,8
	160	-11311,0	-12042,8	-12408,6	-12397,4	-12009,5	-11256,7	-10161,8	-8758,3	-7088,5	-5203,5
	170	-11991,7	-12459,6	-12549,0	-12257,0	-11592,6	-10576,0	-9238,0	-7619,4	-5769,2	-3743,7
	180	-12408,6	-12600,0	-12408,6	-11840,1	-10911,9	-9652,2	-8099,1	-6300,0	-4309,5	-2188,0

$\tau_{2Z}$  Momento en la articulación entre la columna y el primer brazo.

		$\phi_2$									
		70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
$\phi_3$	20	9099,6	8682,8	8002,1	7078,3	5939,4	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5
	30	8682,8	8002,1	7078,3	5939,4	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3
	40	8002,1	7078,3	5939,4	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0
	50	7078,3	5939,4	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4
	60	5939,4	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3
	70	4620,0	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1
	80	3160,3	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8
	90	1604,5	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6
	100	0,0	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0
	110	-1604,5	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6
	120	-3160,3	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8
	130	-4620,0	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1
	140	-5939,4	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1	-7078,3
	150	-7078,3	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1	-7078,3	-5939,4
	160	-8002,1	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1	-7078,3	-5939,4	-4620,0
	170	-8682,8	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1	-7078,3	-5939,4	-4620,0	-3160,3
	180	-9099,6	-9240,0	-9099,6	-8682,8	-8002,1	-7078,3	-5939,4	-4620,0	-3160,3	-1604,5

$\tau_{3z}$  Momento en la articulación entre el primer brazo y el segundo brazo.

6.1.2 Fuerzas en cilindro del 1° brazo y en cilindro de 2° brazo

Habiendo determinado los momentos de las articulaciones principales, debemos determinar la geometría, y mecanismos, de los actuadores hidráulicos, que serán los encargados de mover y mantener la carga suspendida.

En toda estructura o mecanismo móvil, cada pieza es el eslabón de una cadena cinemática. En este caso, cada cilindro hidráulico, será un eslabón con longitud variable (hasta cierto punto), y hará posible el movimiento de los brazos de la grúa.

Tomamos como referencia diseños de distintos fabricantes, y vemos que algunos optan por instalar mecanismos de 3 barras, y otros, por mecanismos de 4 barras.

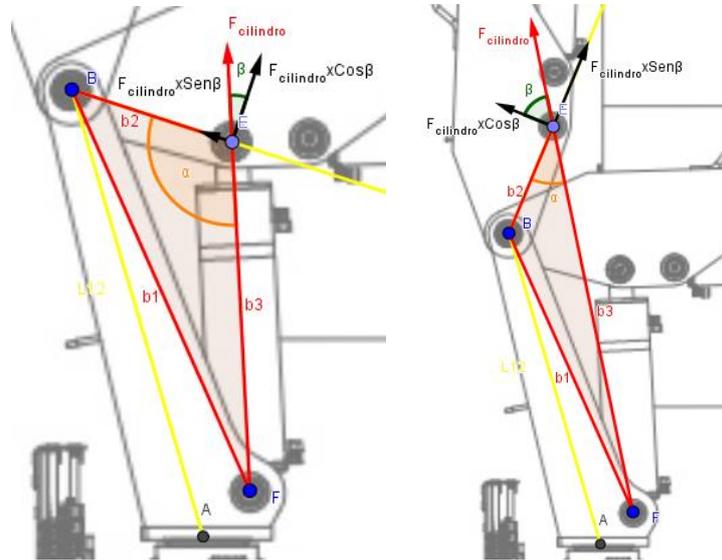
Haremos variar la longitud de los cilindros hidráulicos, observando como varia la fuerza necesaria para los distintos ángulos de apertura entre, la columna y el 1° brazo; el 1° brazo y 2° brazo. Además, analizaremos 2 sistemas de eslabonamiento de barras, eslabonamiento de 3 barras y 4 barras.

Eslabonamiento de 3 barras:

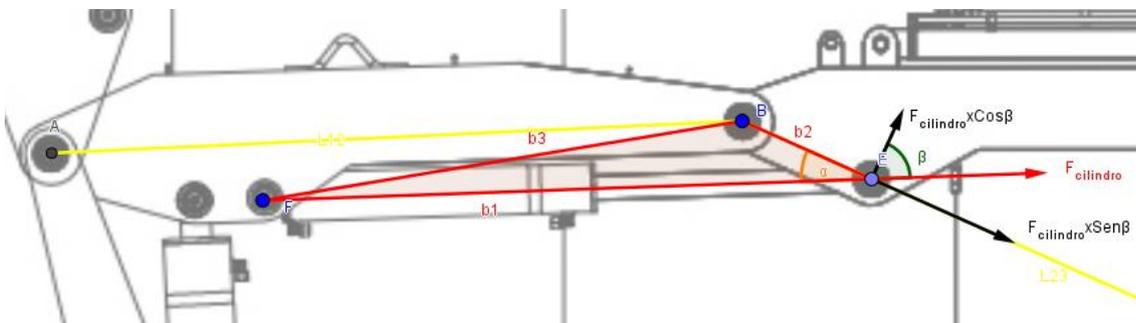
El eslabonamiento de 3 barras es un sistema simple: el primer eslabón b1, es el segmento imaginario que une la articulación F con la articulación B; el segundo eslabón b2, es el segmento imaginario que une la articulación B con la articulación E; y el tercer eslabón b3, es el segmento imaginario que une las articulaciones del cilindro, E y F.

La fuerza del cilindro  $F_{cilindro}$  es colineal al eslabón b3, la fuerza que hace posible el movimiento del brazo, es la fuerza  $F_{cilindro} \times \cos \beta$ , perpendicular a b2. A fines prácticos expresamos  $\beta$  en función de  $\alpha$ :  $\beta = \alpha - 90$ . A medida que el ángulo entre b2 y b3 se cierre o se abra,  $F_{cilindro} \times \cos \beta$  será más pequeña,  $F_{cilindro} \times \sin \beta$  será más grande, y desperdiciaremos un gran porcentaje de la fuerza total efectuada por el cilindro.

Debajo se muestran 2 figuras tomando como ejemplo el cilindro de columna, puede verse como cambian las longitudes de las proyecciones del vector  $F_{cilindro}$  a medida que se abre el primer brazo.



También sucede lo propio a medida que se abre el segundo brazo, en un sistema con eslabonamiento de 3 barras.



En este caso se puede ver a  $b_3$  representando al cilindro hidráulico. A medida que  $b_3$  se extiende, el brazo  $b_2$ , se abre respecto de la columna  $L_{12}$ . Al descomponer la fuerza del cilindro,  $F_{cilindro}$ , obtenemos una fuerza normal a  $b_2$ ,  $F_{cilindro} \times \cos \beta$ , y una fuerza colineal a  $b_2$ ,  $F_{cilindro} \times \sin \beta$ . La componente,  $F_{cilindro} \times \cos \beta$ , es la fuerza más importante a la hora de mantener el equilibrio del sistema,  $F_{cilindro} \times \sin \beta$ , es una fuerza que no aporta al equilibrio del sistema.

Observando las imágenes podemos decir que para una apertura de aproximadamente  $160^\circ$  entre la columna y el 1º brazo, la fuerza,  $F_{cilindro} \times \sin \beta$ , es mucho más grande que,  $F_{cilindro} \times \cos \beta$ , es decir, la mayor parte de la fuerza del cilindro está siendo desperdiciada.

La siguiente fórmula es la que rige la fuerza necesaria del cilindro de columna, en función de las dimensiones y posiciones de los eslabones del mecanismo de 3 barras.

## Fuerza del cilindro de articulación 2

$$F_{pZ3b} = \frac{\tau_{2g} * b3}{b2 * b1 * \text{Sin}[\delta_2]}$$

$b1 = 1.2$  (\*LARGO EN mts DEL BRAZO b1 (mecanismo de 3 barras)\*)  
 $b2 = 0.500$  (\*LARGO EN mts DEL BRAZO b2 (mecanismo de 3 barras)\*)  
 $\delta_1 = (10/180) * \text{Pi}$  (\*ANGULO ENTRE b1 Y VINCULO N°1(mecanismo de 3 barras)\*)  
 $\delta_2 = \varphi_2 - \delta_1$  (\*ANGULO ENTRE b2 Y b1(mecanismo de 3 barras)\*)  
 $b3 = \sqrt{(b2 * \text{Cos}[\delta_2 + \delta_1] - b1 * \text{Cos}[\delta_1])^2 + (b2 * \text{Sin}[\delta_2 + \delta_1] - b1 * \text{Sin}[\delta_1])^2}$  (\*LARGO PARCIAL DEL PISTON PARA LA ARTICULACION 2\*)

## Fuerza del cilindro en articulación 3

$$F_{pZ3b} = \frac{\tau_{3g} * b3}{b2 * b1 * \text{Sin}[\delta_2]}$$

$b1 = 1.2$  (\*LARGO EN mts DEL BRAZO b1 (mecanismo de 3 barras)\*)  
 $b2 = 0.500$  (\*LARGO EN mts DEL BRAZO b2 (mecanismo de 3 barras)\*)  
 $\delta_1 = (10/180) * \text{Pi}$  (\*ANGULO ENTRE b1 Y VINCULO N°2(mecanismo de 3 barras)\*)  
 $\delta_2 = \varphi_3 - \delta_1$  (\*ANGULO ENTRE b2 Y b1(mecanismo de 3 barras)\*)  
 $b3 = \sqrt{(b2 * \text{Cos}[\delta_2 + \delta_1] - b1 * \text{Cos}[\delta_1])^2 + (b2 * \text{Sin}[\delta_2 + \delta_1] - b1 * \text{Sin}[\delta_1])^2}$  (\*LARGO PARCIAL DEL PISTON PARA LA ARTICULACION 3\*)

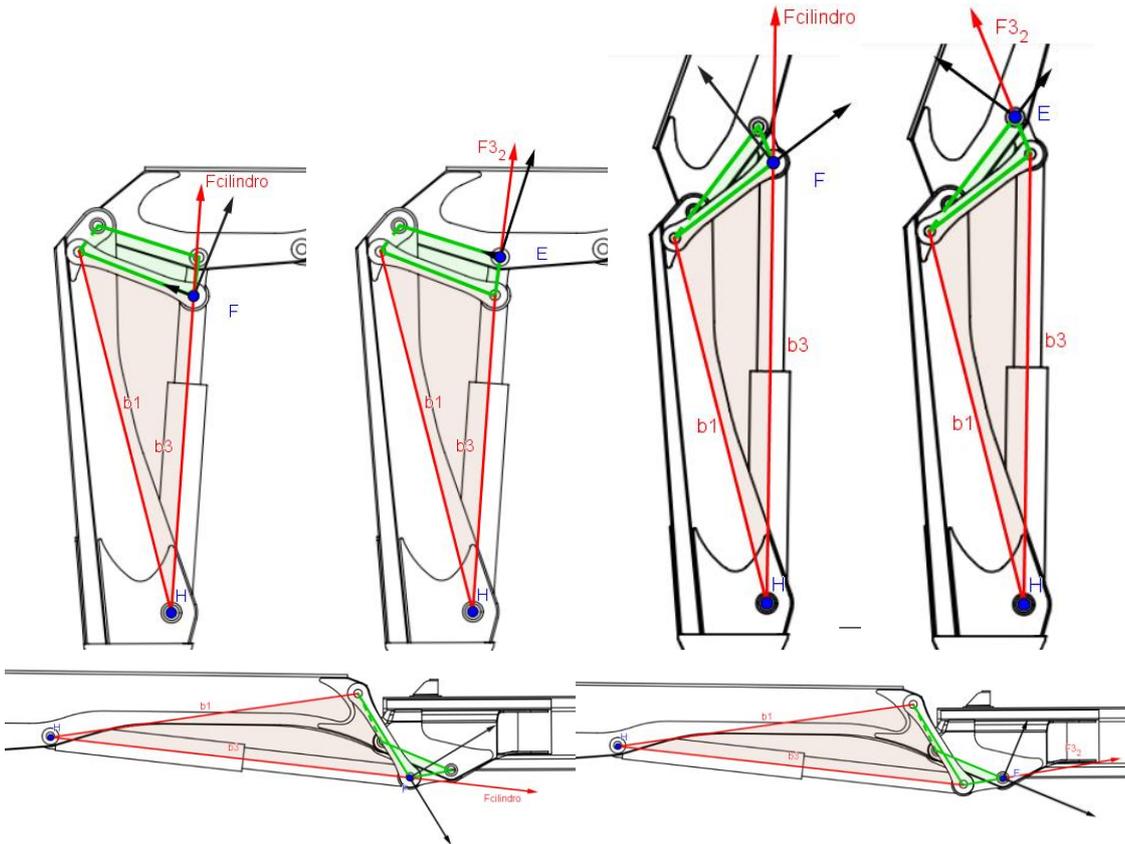
Estos resultados fueron obtenidos a partir de un extenso estudio cinemático de eslabonamientos, en el cual los parámetros como longitud de brazos, posición de los eslabones, y carga aplicada.

Por otro lado, regularmente en este tipo de diseños, vemos que el 2do brazo, no es plegado a menos de 70°, esto se debe a que la posición del cilindro acorta el recorrido de pliegue. Debemos tener en cuenta que una modificación de la posición del cilindro (por ejemplo: desplazarlo hacia el interior del brazo) podría limitar aún más la apertura del 2do brazo, o aumentar la fuerza necesaria del cilindro.

## Eslabonamiento de 4 barras:

El eslabonamiento de 4 barras, es un sistema más complejo, más difícil de analizar, por la cantidad de variables relacionadas, y por la cantidad de piezas móviles. La ventaja es que dependiendo de la configuración que diseñemos (longitud de eslabones, y ángulos entre ellos), podemos lograr mayor apertura de la articulación. Además, podemos elegir donde queremos que se manifieste la fuerza máxima requerida, o hacer que la fuerza requerida se mantenga dentro de ciertos valores en la mayor parte de su recorrido.

Como se puede ver en las figuras, tendremos un momento de entrada provocado por  $F_{cilindro}$ , y un eslabon acoplador transmitirá el movimiento, del cilindro a el primer brazo, generando un momento de salida.



Podemos ver que el vector encargado de generar el movimiento, es proporcionalmente más grande que la proyección que no genera el movimiento, por lo tanto, este mecanismo tiene la particularidad de hacer un mejor aprovechamiento de la fuerza en las situaciones de extensión máxima.

A continuación, se muestran las fórmulas principales que determinan la fuerza necesaria de los cilindros de articulación 2 (o cilindro de columna), y articulación 3 (o cilindro de primer brazo), para mantener las cargas suspendidas. Dichas formulas están en función de variables de diseño, carga constante, extensiones telescópicas totalmente extendidas, y variables de posición de los brazos.

### Fuerza del cilindro de articulación 2

$$F_{pZ4b} = \frac{\tau_{23} * b3}{r_2 * b1 * \sin[\delta_2] * \cos[90 - \theta_4 + \theta_3] * \cos[90 - \theta_2 + \theta_3]}$$

$$\eta_1 = - (70 / 180) * \text{Pi}$$

(\*ANGULO ENTRE VINCULO N°1 Y EL BRAZO l1 (mecanismo de 4 barras)\*)

$$\theta_2 = \varphi_2 - \eta_1$$

(\*ANGULO ENTRE VINCULO N°2 Y EL BRAZO l1 (mecanismo de 4 barras)\*)

$$\gamma = \text{ArcCos} \left[ \frac{r_3^2 + r_4^2 - r_1^2 - r_2^2 + 2 * r_1 * r_2 * \text{Cos}[\theta_2]}{2 * r_3 * r_4} \right]$$

(\*SOLUCIONES CITADAS

DESDE: TEORIA DE MAQUINAS Y MECANISMOS - SHIGLEY - PAG 60\*)

$$\theta_3 = 2 * \text{ArcTan} \left[ \frac{-r_2 * \text{Sin}[\theta_2] + r_4 * \text{Sin}[\gamma]}{r_3 + r_1 - r_2 * \text{Cos}[\theta_2] - r_4 * \text{Cos}[\gamma]} \right]$$

$$\theta_4 = 2 * \text{ArcTan} \left[ \frac{r_2 * \text{Sin}[\theta_2] - r_3 * \text{Sin}[\gamma]}{r_4 - r_1 + r_2 * \text{Cos}[\theta_2] - r_3 * \text{Cos}[\gamma]} \right]$$

$$\delta_1 = (75 / 180) * \text{Pi}$$

(\*ANGULO ENTRE b1 Y VINCULO N°1(mecanismo de 3 barras)\*)

$$\delta_2 = \theta_4 - \delta_1$$

(\*ANGULO ENTRE b2 O l2 Y b1  
(mecanismo de 3 barras)\*)

$$b3 = \sqrt{(r_4 * \text{Cos}[\theta_4] - b1 * \text{Cos}[\delta_1])^2 + (r_4 * \text{Sin}[\theta_4] - b1 * \text{Sin}[\delta_1])^2}$$

(\*LARGO PARCIAL DEL PISTON PARA LA ARTICULACION 2\*)

Fuerza del cilindro en articulación 3

$$F_{pZ4b} = \frac{\tau_{3g} * b3}{r_2 * b1 * \text{Sin}[\delta_2] * \text{Cos}[90 - \theta_4 + \theta_3] * \text{Cos}[90 - \theta_2 + \theta_3]}$$

$$\eta_1 = - (45 / 180) * \text{Pi}$$

(\*ANGULO ENTRE VINCULO N°1 Y EL BRAZO l1 (mecanismo de 4 barras)\*)

$$\theta_2 = \varphi_3 - \eta_1$$

(\*ANGULO ENTRE VINCULO N°2 Y EL BRAZO l1 (mecanismo de 4 barras)\*)

$$\gamma = \text{ArcCos} \left[ \frac{r_3^2 + r_4^2 - r_1^2 - r_2^2 + 2 * r_1 * r_2 * \text{Cos}[\theta_2]}{2 * r_3 * r_4} \right]$$

(\*SOLUCIONES CITADAS

DESDE: TEORIA DE MAQUINAS Y MECANISMOS - SHIGLEY - PAG 60\*)

$$\theta_3 = 2 * \text{ArcTan} \left[ \frac{-r_2 * \text{Sin}[\theta_2] + r_4 * \text{Sin}[\gamma]}{r_3 + r_1 - r_2 * \text{Cos}[\theta_2] - r_4 * \text{Cos}[\gamma]} \right]$$

$$\theta_4 = 2 * \text{ArcTan} \left[ \frac{r_2 * \text{Sin}[\theta_2] - r_3 * \text{Sin}[\gamma]}{r_4 - r_1 + r_2 * \text{Cos}[\theta_2] - r_3 * \text{Cos}[\gamma]} \right]$$

$$\delta_1 = (40 / 180) * \text{Pi}$$

(\*ANGULO ENTRE b1 Y VINCULO N°1(mecanismo de 3 barras)\*)

$$\delta_2 = \theta_4 - \delta_1$$

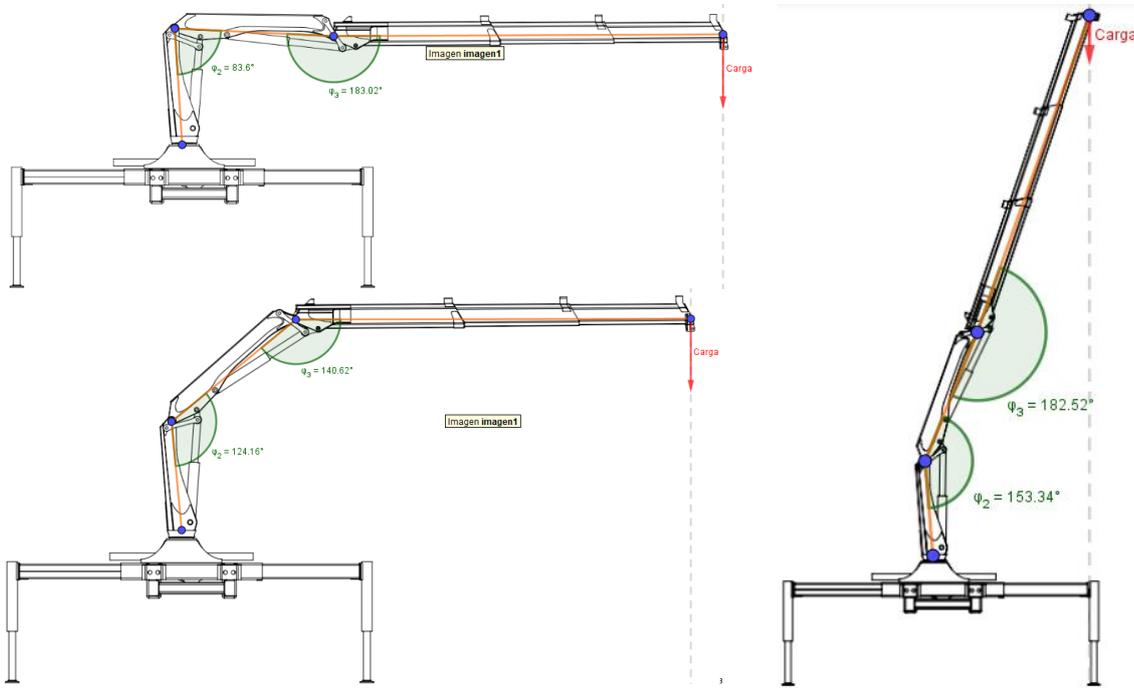
(\*ANGULO ENTRE b2 O l2 Y b1  
(mecanismo de 3 barras)\*)

$$b3 = \sqrt{(r_4 * \text{Cos}[\theta_4] - b1 * \text{Cos}[\delta_1])^2 + (r_4 * \text{Sin}[\theta_4] - b1 * \text{Sin}[\delta_1])^2}$$

(\*LARGO PARCIAL DEL PISTON PARA LA ARTICULACION 2\*)

### 6.1.3 Comparación

Para seleccionar el tipo de mecanismo a utilizar, nos interesa determinar los esfuerzos máximos de los cilindros para las distintas posiciones. Fijamos las variables de diseño, y dejamos el resto de las variables en función de los ángulos de apertura  $\varphi_2$  y  $\varphi_3$ .



La fórmula obtenida en el análisis anteriormente explicado fue volcada en una tabla de Excel, para así ver los resultados de forma rápida y realizar modificaciones de ser necesario. A continuación, se expone una comparativa de los sistemas de barras estudiados:

#### Eslabonamiento de 3 barras - Resultados

		$\varphi_2$																				
		70	80	90	100	110	120	130	140	150	160						$\varphi_2$					
$\varphi_3$	*	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	
40	40	10221.5	7608.8	5263.4	2954.2	524.7	-2162.2	-5264.1	-9007.5	-13777.1	-20327.9	33428.3	29569.1	24811.4	19299.8	13201.9	6702.8	0.0	-6702.8	-13201.9	-19299.8	
	50	8209.5	5278.2	2623.4	5.9	-2735.2	-5740.9	-9174.8	-13274.0	-18443.8	-25482.1	21119.1	17721.0	13784.5	9429.2	4787.3	0.0	-4787.3	-9429.2	-13784.5	-17721.0	
	60	5729.0	2578.4	-297.5	-3136.4	-6097.2	-9319.6	-12966.7	-17277.2	-22661.7	-29931.3	14538.0	11308.6	7735.5	3927.4	0.0	-3927.4	-7735.5	-11308.6	-14538.0	-17325.7	
	70	2855.4	-408.7	-3410.6	-6377.2	-9459.9	-12789.6	-16524.5	-20895.4	-26302.6	-33540.4	70	10062.3	6883.0	3494.6	0.0	-3494.6	-6883.0	-10062.3	-12935.8	-15416.3	-17428.4
	80	-323.8	-3592.3	-6621.2	-9617.9	-12719.2	-16045.4	-19740.3	-24018.7	-29256.0	-36199.5	80	6467.0	3283.4	0.0	-3283.4	-6467.0	-9454.1	-12153.9	-14484.5	-16375.0	-17767.9
	90	-3712.2	-6875.7	-9831.8	-12760.2	-15777.9	-18988.1	-22516.3	-26552.3	-31432.2	-37828.1	90	3210.6	0.0	-3210.6	-6323.7	-9244.6	-11884.6	-14163.5	-16012.0	-17374.1	-18208.2
	100	-7206.8	-10159.1	-12944.8	-15708.6	-18542.5	-21528.3	-24767.8	-28419.0	-32764.8	-38376.4	100	0.0	-3240.8	-6383.0	-9331.4	-11996.2	-14296.5	-16162.4	-17537.3	-18379.3	-18662.8
	110	-10701.4	-13342.7	-15865.7	-18373.4	-20928.9	-23588.8	-26426.8	-29562.2	-32713.6	-37828.1	110	-3362.1	-6622.0	-9680.7	-12445.2	-14831.6	-16767.4	-18193.7	-19067.2	-19361.3	-19067.2
	120	-14089.8	-16329.8	-18505.7	-20673.7	-22864.6	-25107.0	-27442.9	-29947.2	-32764.8	-36199.5	120	-7048.7	-10304.5	-13247.2	-15787.4	-17848.0	-19366.2	-20295.9	-20609.0	-20295.9	-19366.2
	130	-17269.1	-19029.8	-20784.7	-22539.6	-24290.9	-26036.8	-27785.0	-29562.2	-31432.2	-33540.4	130	-11260.5	-14476.2	-17252.1	-19503.7	-21162.8	-22178.8	-22521.0	-22178.8	-21162.8	-19503.7
	140	-20142.6	-21360.2	-22633.2	-23914.5	-25164.4	-26349.9	-27442.9	-28419.0	-29256.0	-29931.3	140	-16288.2	-19411.5	-21945.0	-23811.7	-24954.9	-25339.9	-24954.9	-23811.7	-21945.0	-19411.5
	150	-22623.1	-23250.6	-23995.3	-24750.4	-25458.6	-26036.8	-26426.8	-26552.3	-26302.6	-25482.1	150	-22628.7	-25582.2	-27758.3	-29091.0	-29539.7	-29091.0	-27758.3	-25582.2	-22628.7	-18987.8
160	-24635.2	-24643.6	-24829.4	-25040.0	-25164.4	-25107.0	-24767.8	-24018.7	-22661.7	-20327.9	160	-31261.0	-33920.2	-35548.7	-36097.1	-35548.7	-33920.2	-31261.0	-27652.0	-23202.8	-18048.6	
170	-26117.7	-25496.6	-25110.3	-24756.4	-24290.9	-23588.8	-22516.1	-20895.4	-18443.8	-14625.3	170	-44462.8	-46597.5	-47316.3	-46597.5	-44462.8	-40977.2	-36246.4	-30414.4	-23658.2	-16183.1	
180	-27025.6	-25783.9	-24829.4	-23914.5	-22864.6	-21528.3	-19740.3	-17277.2	-13777.1	-8547.7	180	-69071.2	-70136.7	-69071.2	-65907.0	-60740.2	-53727.9	-45083.0	-35068.4	-23988.2	-12179.1	

Fuerza del cilindro de columna [kgf]

Fuerza del cilindro del primer brazo [kgf]

#### Eslabonamiento de 4 barras - Resultados

		$\varphi_2$																				
		70	80	90	100	110	120	130	140	150	160						$\varphi_2$					
$\varphi_3$	*	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	
40	40	12278.2	8811.9	6013.6	3367.1	595.7	-2411.3	-5635.7	-8999.7	-12462.0	-16095.1	186698.8	165144.8	138572.9	107790.6	73733.1	37435.3	0.0	-37435.3	-73733.1	-107790.6	
	50	9851.3	6112.8	2997.3	6.7	-3105.0	-6402.5	-9822.5	-13262.6	-16683.2	-20176.1	50	66648.3	55924.6	43501.6	29756.9	15108.0	0.0	-15108.0	-29756.9	-43501.6	-55924.6
	60	6881.7	2986.1	-339.9	-3574.8	-6917.7	-10393.6	-13802.1	-17262.4	-20498.5	-23698.8	60	33493.5	26053.3	17821.5	9048.2	0.0	0.0	9048.2	17821.5	26053.3	33493.5
	70	3430.0	-473.4	-3896.7	-7768.8	-10738.4	-14263.5	-17691.1	-20877.5	-23792.0	-26556.4	70	19207.6	13138.8	6670.7	0.0	-6670.7	-13138.8	-19207.6	-24692.9	-29427.8	-33268.6
	80	-389.0	-4160.4	-7564.9	-10962.2	-14439.1	-17894.5	-21133.9	-23998.1	-26463.5	-28661.8	80	11113.9	5642.7	0.0	-5642.7	-11113.9	-16247.5	-20887.3	-24892.6	-28144.4	-30535.3
	90	-4459.2	-7962.9	-11233.0	-14543.3	-17911.4	-21176.3	-24105.7	-26529.5	-28431.9	-29951.2	90	5262.1	0.0	-5262.1	-10364.4	-15151.7	-19478.7	-23113.8	-26243.6	-28475.9	-29843.1
	100	-8656.9	-11765.4	-14789.8	-17904.1	-21049.7	-24009.2	-26516.3	-28394.6	-29637.3	-30385.4	100	0.0	-5244.7	-10330.1	-15101.6	-19414.2	-23137.0	-26156.7	-28381.7	-29744.3	-30203.2
	110	-12854.6	-15452.4	-18127.0	-20941.3	-23758.8	-26307.2	-28292.5	-29536.8	-30043.3	-29951.2	110	-5420.9	-10677.0	-15608.8	-20066.2	-23914.0	-27035.2	-29334.9	-30743.2	-31217.5	-30743.2
	120	-16924.8	-18911.9	-21143.3	-23563.2	-25956.4	-28000.4	-29380.2	-29921.4	-29637.3	-28661.8	120	-11111.8	-16244.4	-20883.4	-24887.9	-28136.2	-30529.5	-31995.3	-32488.9	-31995.3	-30529.5
	130	-20743.8	-22038.6	-23747.0	-25689.9	-27575.5	-29037.3	-29746.5	-29536.8	-28431.9	-26556.4	130	-16659.0	-21416.4	-25223.1	-28854.2	-31308.7	-32811.8	-33318.0	-32811.8	-31308.7	-28854.2
	140	-24195.5	-24737.7	-25859.0	-27256.0	-28567.1	-29386.5	-29380.2	-28394.6	-26463.5	-23698.8	140	-21500.6	-25623.4	-28967.7	-31431.8	-32940.8	-33449.0	-32940.8	-31431.8	-28967.7	-25623.4
	150	-27175.1	-26297.1	-27415.2	-28216.5	-28901.0	-29037.3	-28292.5	-26529.5	-23792.0	-20176.1	150	-25350.6	-28659.2	-31097.1	-32590.1	-33092.8	-32590.1	-31097.1	-28659.2	-25350.6	-21271.7
160	-29592.0	-28540.3	-28368.2	-28539.7	-28567.1	-28000.4	-26516.3	-23998.1	-20498.5	-16095.1	160	-28280.5	-30686.1	-32159.4	-32655.5	-32159.4	-30686.1	-28280.5	-25015.6	-20990.6	-16327.8	
170	-31372.8	-29528.7	-28689.1	-28216.5	-27575.5	-26307.2	-24105.7	-20877.5	-16683.2	-11579.9	170	-30564.7	-32032.1	-32526.2	-32032.1	-30564.7	-28168.6	-24916.6	-20907.5	-16263.1	-11124.6	
180	-32463.4	-29860.9	-28368.2	-27256.9	-25956.4	-24009.2	-21133.9	-17262.4	-12462.0	-6767.7	180	-32549.4	-33051.6	-32549.4	-31058.3	-28623.5	-25319.0	-21245.1	-16525.8	-11304.3	-5739.3	
190	-32830.7	-29528.2	-27415.2	-25689.9	-23758.8	-21176.3	-17691.1	-13262.6	-7963.1	-1804.7	190	-34630.9	-34104.8	-32542.4	-29991.3	-26528.8	-22260.3	-17315.5	-11844.5	-6013.6	0.0	
200	-32463.4	-28540.3	-25859.0	-23563.2	-21049.7	-17894.5	-13882.1	-8999.7	-3323.2	3158.3	200	-37343.8	-35633.0	-32839.6	-29048.3	-24374.4	-18959.9	-12969.4	-6584.7	0.0	6584.7	

Fuerza del cilindro de columna [kgf]

Fuerza del cilindro del primer brazo [kgf]

Tener en cuenta que los valores que arroja la tabla son para el brazo telescópico totalmente extendido. Los cilindros están diseñados para recibir esfuerzos de compresión, por lo tanto, las posiciones que indiquen que el cilindro trabaja a tracción, no serán incluidas en el rango de trabajo de la grúa. Por último, con el fin de visualizar claramente el mapa de calor, se excluyeron algunos valores excesivamente altos.

Observando las tablas, podemos decir que los desempeños son similares, los cilindros con eslabonamientos de 3 barras tienden a realizar esfuerzos máximos en los extremos de extensión, pero con un aumento rápido, a diferencia de los eslabonamientos de 4 barras, en los que se puede obtener un esfuerzo más parejo en toda la carrera del cilindro, y en los extremos de extensión, la fuerza necesaria aumenta de forma gradual.

La fuerza máxima relacionada al rango de trabajo, ya vimos como en las aperturas máximas de los brazos, la fuerza del cilindro se pierde en direcciones que no generan movimiento. No obstante, se puede ver que los eslabonamientos de 4 barras proporcionan mayor apertura de trabajo, principalmente para los cilindros ubicados en el primer brazo, aquí da la posibilidad de abrir hasta  $200^\circ$  con una fuerza de aproximadamente  $38.000 \overrightarrow{kg}$ , mientras que para los eslabonamientos de 3 barras a  $180^\circ$ , es necesaria una fuerza de  $69.000 \overrightarrow{kg}$ .

Por último, vemos que, con esta disposición, las fuerzas máximas se producen en posiciones donde la carga se encuentra cerca del suelo, lo cual será de interés a la hora de instalar mecanismos de seguridad.

#### 6.1.4 Conclusión

Con los datos obtenidos pudimos establecer las siguientes características de la grúa:

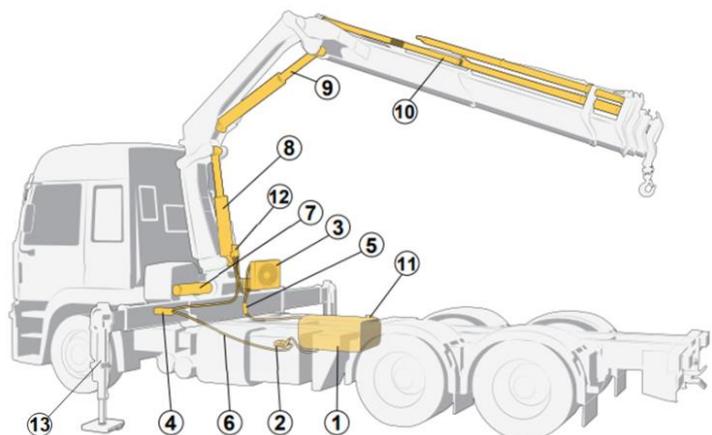
- Longitud de eslabones.
- Carga máxima permisible, en condición ideal.
- Posición y distancia entre articulaciones.
- Esfuerzos ideales en articulaciones.
- Ángulos de trabajo.
- Fuerza necesaria de los cilindros hidráulicos de columna y articulación, en condición ideal.
- Esfuerzos en la base de la columna.

Para esta grúa se optó por utilizar articulaciones con eslabonamientos de 4 barras porque, se puede obtener un esfuerzo más parejo en toda la carrera del cilindro, y proporcionan mayor apertura de trabajo. La fuerza necesaria en los cilindros de columna y articulación, será de  $38.000 \overrightarrow{kg}$ , para una carga un 40% mayor a la esperada, este dato será de vital importancia para dimensionar el circuito hidráulico.

## 7 Circuito hidráulico

El circuito hidráulico estará compuesto por los siguientes elementos

1	Tanque de fluido hidráulico
2	Bomba hidráulica
3	Enfriador (opcional)
4	Comando
5	Válvula de control de estabilizadores
6	Conductos y mangueras hidráulicas
7	Cilindros del sistema de giro



8	Cilindro del primer brazo
9	Cilindro del segundo brazo
10	Cilindros de extensiones
11	Filtro de retorno
12	Válvulas de contrabalanceo
13	Cilindro de estabilizadores

### 7.1.1 Cilindro de 1° y 2° Brazo

En la sección 8 determinamos la fuerza que deben realizar los cilindros para mantener el sistema en equilibrio, la longitud inicial y final de los mismos:

- Fuerza:  $38.000 \overrightarrow{kg}$
- Longitud inicial: 1036mm/1084mm
- Longitud final: columna1798mm/brazo1798
- Carrera: 762/714

Si buscamos en la tabla del Anexo A. Podemos ver que, para un cilindro de 6", y una presión de trabajo de  $210 \text{ kg/cm}^2$ , el cilindro es capaz de entregar una fuerza de  $38.307 \overrightarrow{kg}$ .

Para determinar el diámetro del vástago del cilindro debemos seleccionar una de las medidas disponibles en el mercado, y verificar los esfuerzos de pandeo.

La longitud del cilindro, completamente extendido, es de 1798 mm.

Seleccionamos un vástago de diámetro de 4" y verificamos: averiguamos la esbeltez  $\lambda$ , y encontramos que  $\lambda > \lambda_{Emin}$ , por lo tanto, no es aplicable la fórmula de EULER.

$$\lambda = \frac{L_e}{i_{min}} \quad \lambda_{Emin} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

También verificamos por el método de TETMAJER, el método es válido, y hallamos la carga máxima admisible.

VALIDEZ DEL MÉTODO DE TETMAJER	$\lambda T_{max} > \lambda > \lambda T_{min}$	CUMPLE		
Limite por fluencia	$\lambda T_{min} =$	54,2		
Limite por proporcionalidad	$\lambda T_{max} =$	99,9		
cte. dependiente del material	$a =$	310 $N/mm^2$	3161 $kg/cm^2$	
cte. dependiente del material	$b =$	1,14 $N/mm^2$	11,62 $kg/cm^2$	
Límite de proporcionalidad	$\sigma_p =$	2000 $kg/cm^2$		
Límite de fluencia	$\sigma_{fl} =$	2531 $kg/cm^2$		
Tensión límite de pandeo	$\sigma_k =$	2345,3 $kg/cm^2$		
Tensión admisible	$\sigma_{adm} = \sigma_k/v =$	670,1 $kg/cm^2$		
Carga admisible	$P_{adm} =$	54755,1 $\overrightarrow{kg}$		

Conclusión: Utilizando un vástago de diámetro de 4", la carga admisible es de  $54.755,1 \overrightarrow{kg}$ , para un coeficiente de seguridad de 3,5. Lo cual es un resultado satisfactorio.

### 7.1.2 Cilindros de Estabilizadores

La fuerza máxima en los estabilizadores será la que se produzca en la condición de vuelco. Si bien el vuelco es una condición a evitar, las pruebas de estabilidad de las grúas, llevan al equipo al borde de esta condición.

El vuelco se produce en un eje formado por 2 puntos de apoyo de la grúa, la carga sobre estos puntos de apoyos se distribuye dependiendo de la posición de la pluma, pero para ser más conservadores vamos a suponer que toda la carga la soporta un solo estabilizador, por lo tanto:

*POM (Peso en Orden de Marcha del camión) + 125% de carga máxima + peso de la grúa*

$$5200 \overrightarrow{kg} + 2791 \overrightarrow{kg} + 2000 \overrightarrow{kg} = 9991 \overrightarrow{kg}$$

Si buscamos en la tabla del anexo A podemos ver que para un cilindro de 4", y una presión de trabajo de  $210 \text{ kg/cm}^2$ , el cilindro es capaz de entregar una fuerza de  $17.025 \overrightarrow{kg}$  (desde la cámara del cilindro).

Para determinar el diámetro del vástago del cilindro debemos seleccionar una de las medidas disponibles en el mercado, y verificar los esfuerzos de pandeo.

La longitud del cilindro, completamente extendido, es de 1300 mm.

Seleccionamos un vástago de diámetro de 2" y verificamos: averiguamos la esbeltez  $\lambda$ , y encontramos que  $\lambda > \lambda_{E_{min}}$ , por lo tanto, es aplicable la fórmula de EULER.

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_e^2 \cdot \nu}$$

<b>VALIDEZ DE HIPERBOLA DE EULER</b>	$\lambda > \lambda_{E_{min}}$	<b>CUMPLE</b>
Límite Inferior de la Esbeltez	$\lambda_{E_{min}} =$	101,8

<b>FORMULA DE EULER</b>	
Carga de Trabajo Admisible	$P = 11454,8 \overrightarrow{kg}$
Carga Crítica de Pandeo	$P_k = 40091,9 \overrightarrow{kg}$
Distancia entre Sujeciones	$L = 130,0 \text{ cm}$
Coefficientes de vínculos	$\alpha = 1,0$
Longitud Efectiva De Pandeo	$L_e = 130,0 \text{ cm}$

<b>COEFICIENTES DE SEGURIDAD</b>	
Coef. de Seg para Pandeo	$\nu = 3,5$
Coef. de Seg para Compresión	$\eta = 2,0$

<b>MATERIAL</b>	
Módulo de Elasticidad	$E = 2100000,0 \text{ kg/cm}^2$
Límite de proporcionalidad	$\sigma_p = 2000,0 \text{ kg/cm}^2$

SECCIÓN	
Diámetro de Vástago	$d = 5,1 \text{ cm}$
Sección de Vástago	$F = 20,3 \text{ cm}^2$
Inercia de Vástago	$I = 32,7 \text{ cm}^4$
Radio de Giro min	$i_{min} = 1,3 \text{ cm}$
Esbeltez de la Columna	$\lambda = 102,4$

Conclusión: Utilizando un vástago de diámetro de 2", la carga admisible es de  $11.454,8 \overrightarrow{kg}$ , para un coeficiente de seguridad de 3,5. Lo cual es un resultado satisfactorio.

### 7.1.3 Cilindros de Extensiones Hidráulicas

Las extensiones hidráulicas, tendrán cilindros que sean capaces de vencer el rozamiento de las paredes de la extensión contra los patines de apoyo, mientras la carga está colgada sobre el gancho.

El coeficiente de rozamiento entre la pared de la extensión y el patín, es de  $\mu = 0,4$  (fuerza necesaria del cilindro =  $6.310 \overrightarrow{kg}$  aproximadamente). Si el patín está correctamente lubricado, el coeficiente de rozamiento desciende a  $\mu = 0,2$  (fuerza necesaria del cilindro =  $2.155 \overrightarrow{kg}$  aproximadamente). Las fuerzas necesarias corresponden a los esfuerzos normales producidos en los patines de las extensiones, con la pluma en posición horizontal y la carga máxima aplicada en el cáncamo de la extensión.

Si buscamos en la tabla del anexo A podemos ver que para un cilindro de  $2^{1/2}$ ", y una presión de trabajo de  $210 \text{ kg/cm}^2$ , el cilindro es capaz de entregar una fuerza de  $6.650 \overrightarrow{kg}$  (desde la cámara del cilindro). Luego, para un vástago de  $1^{1/2}$ ", y una presión de trabajo de  $210 \text{ kg/cm}^2$ , el cilindro es capaz de entregar una fuerza de  $4.256 \overrightarrow{kg}$  (desde la cámara anular).

Los cilindros tendrán una carrera de 1600 mm, lo cual corresponde con la carrera de las extensiones.

Para el vástago seleccionado de diámetro de  $1^{1/2}$ ", verificamos: averiguamos la esbeltez  $\lambda$ , y encontramos que

$\lambda > \lambda E_{min}$ , por lo tanto, es aplicable la fórmula de EULER.

VALIDEZ DE HIPERBOLA DE EULER	$\lambda > \lambda E_{min}$	CUMPLE
Límite Inferior de la Esbeltez	$\lambda E_{min} =$	81,6

FORMULA DE EULER	
Carga de Trabajo Admisible	$P = 6836,2 \overrightarrow{kg}$
Carga Critica de Pandeo	$P_k = 17090,4 \overrightarrow{kg}$
Distancia entre Sujeciones	$L = 160,0 \text{ cm}$
Coeficientes de vínculos	$\alpha = 0,7$
Longitud Efectiva De Pandeo	$L_e = 112,0 \text{ cm}$

COEFICIENTES DE SEGURIDAD	
Coef de Seg para Pandeo	$v = 2,5$
Coef de Seg para Compresión	$\eta = 2,0$

MATERIAL
----------

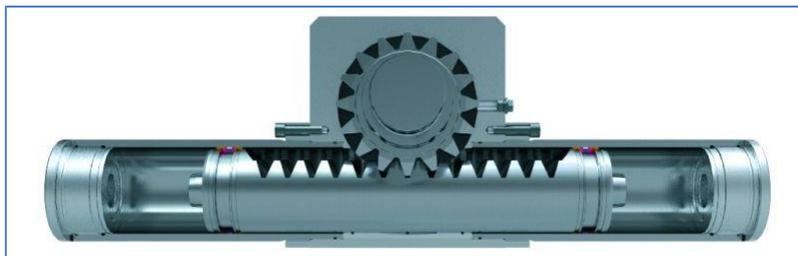
Módulo de Elasticidad	$E =$	2100000,0 $kg/cm^2$
Límite de proporcionalidad	$\sigma_p =$	3109,0 $kg/cm^2$

SECCIÓN		
Diámetro de Vástago	$d =$	3,8 $cm$
Sección de Vástago	$F =$	11,4 $cm^2$
Inercia de Vástago	$I =$	10,3 $cm^4$
Radio de Giro min	$i_{min} =$	1,0 $cm$
Esbeltez de la Columna	$\lambda =$	117,6

Conclusión: Utilizando un vástago de diámetro de 1 1/2", la carga admisible es de 6.836,2  $\overrightarrow{kg}$ , para un coeficiente de seguridad de 2,5. Lo cual es un resultado satisfactorio.

#### 7.1.4 Cilindros del Sistema de giro

El sistema de giro de la columna, es del tipo piñón y cremallera. En la figura debajo se muestra un ejemplo del sistema de giro (visto desde abajo).



Antes de calcular la dimensión de los cilindros del sistema de giro, debemos determinar la dimensión del piñón y la cremallera.

Fuerza resultante para realizar el giro de la columna con el brazo extendido y la carga máxima suspendida es: 11.280  $\overrightarrow{kg}$ . Este dato fue obtenido en la sección sobre el sistema de giro.

Puesto que serán 2 cremalleras las que realicen el esfuerzo necesario para girar la columna, la carga se repartirá en 2 partes iguales. Cada cremallera realizará 5.640  $\overrightarrow{kg}$ .

Si buscamos en la tabla del anexo A Podemos ver que para un cilindro de 4", y una presión de trabajo de 210  $kg/cm^2$ , el cilindro es capaz de entregar una fuerza de 17.025  $\overrightarrow{kg}$  (desde la cámara del cilindro).

#### Referencias:

Catálogo de cilindros ROEMHELD

Catálogo MORO HIDRÁULICA: RUBRO 8 TUBOS BRUÑIDOS, BARRAS CROMADAS CAÑOS HIDRÁULICOS.

Apuntes de cátedra Estabilidad 2- UTN-FRSF: 3\_PANDEO\_TEORIA-2013

#### 7.1.5 Selección de Bomba Hidráulica y Toma de fuerza

Los actuadores hidráulicos más importantes del equipo son el cilindro de columna y el cilindro del brazo articulado, además de esto, son los que requieren mayor caudal para funcionar. Los cilindros de las extensiones telescópicas, cilindros de giro, y cilindros estabilizadores, requieren un caudal relativamente

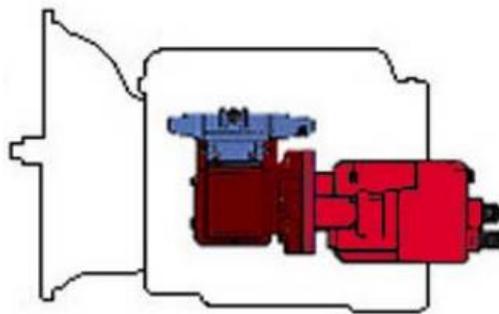
menor para funcionar. Por esto, para dimensionar la bomba, nos concentraremos en que el cilindro de columna y el cilindro del brazo articulado, reciban el caudal y presión, necesarios para funcionar a una velocidad apropiada, que no sea lenta, y que no produzca movimientos bruscos.

Para que el cilindro de columna, o el cilindro del primer brazo, funcionen a una velocidad de  $2,0 \text{ cm/s}$ , será necesario que la bomba entregue un caudal de  $21,89 \text{ Lt/min}$ , y debemos tener en cuenta que la presión de trabajo será  $210 \text{ kg/cm}^2$ .

Caudal Necesario a Compresión	$Q =$	<b>364,8</b> $\text{cm}^3/\text{s}$	<b>21,89</b> $\text{Lt/min}$
-------------------------------	-------	-------------------------------------	------------------------------

La selección de la bomba se debe realizar en conjunto con la toma de fuerza TDF (o PTO, Power Take Off). Como disponemos de un amplio abanico de opciones de bombas, lo cual no es así con las TDF, empezaremos seleccionando la TDF.

La TDF es accionada por el eje intermediario de la caja de cambios y está instalada en la pared de la caja de cambios. Su régimen de revoluciones y la potencia que suministra la determinan las revoluciones del motor y la relación de transmisión de la caja de cambios. Las tomas de fuerza dependientes del embrague (montadas en la caja de cambios) sólo se pueden utilizar cuando el vehículo se encuentra detenido, siendo activada la toma de fuerza mediante un sistema neumático.



La TDF instalada debe ser compatible con la caja de cambios del camión. En este caso el camión tiene una caja EATON FS 5406-A. Para este tipo de cajas las TDF son de montaje lateral.

Si buscamos en el catálogo de la marca NIR encontramos:

#### Toma de fuerza - linea T14

(Código: T14172)

#### DESCRIPCIÓN

Toma de Fuerza Multiplicada Neumática Salida Lateral - Z6 (6 estrías)

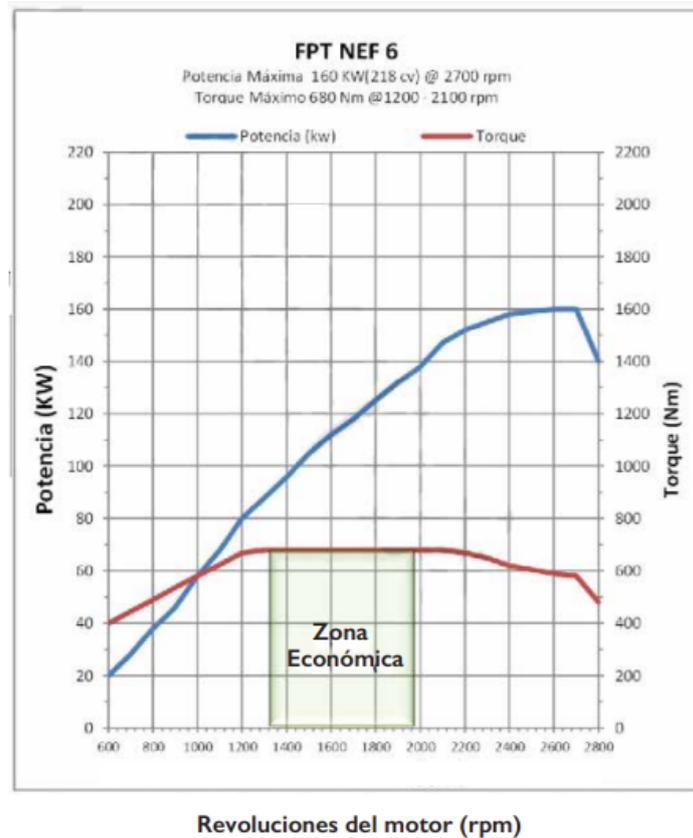
#### APLICACIÓN PRINCIPAL

EATON FS 5306 A/BEATON FS 5406 A/BEATON FS 6306 A/BEATON FS 6406 A/B



- Par nominal máximo admisible (servicio intermitente) 450 Nm.
- Potencia (a 1000 rpm) 32 kW.
- $R_{TDF}$  Relación motor-TDF 1:1,22.
- Accionamiento neumático.

Buscamos en la ficha técnica del camión, las curvas de Torque y Potencia, en función de las RPM del camión. El régimen de revoluciones del camión es de 700 rpm, a este régimen de vueltas el motor entrega un torque de 450 Nm.



- $n_{\text{camión}}$  Régimen del camión 700 rpm.
- $M_{\text{camión}}$  Torque del camión a 700 rpm.
- $P_{\text{camión}}$  Potencia del camión a 700 rpm.
- $n_{TDF}$  Rpm de salida de la TDF.
- $M_{TDF}$  Torque entregado por la TDF.
- $P_{TDF}$  Potencia entregado por la TDF.

$$n_{TDF} = n_{\text{camión}} * R_{TDF} = 700 \text{ rpm} * 1,22 = 854 \text{ rpm} = n_{\text{bomba}}$$

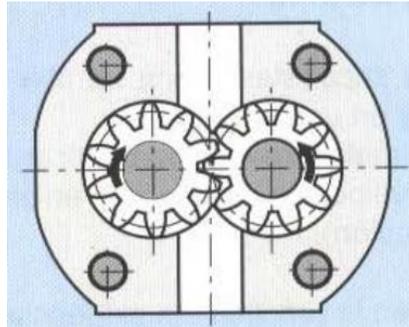
$$M_{TDF} = \frac{M_{\text{camión}}}{R_{TDF}} = \frac{450 \text{ (Nm)}}{1,22} = 368,85 \text{ (Nm)}$$

$$P_{TDF} = \frac{M_{TDF} * n_{TDF}}{9550} = \frac{368,85 \text{ (Nm)} * 854 \text{ rpm}}{9550} = 32,98 \text{ (kW)}$$

Es esencial que la potencia entregada por la TDF ( $P_{TDF}$ ) sea mayor que la potencia necesaria para accionar la bomba ( $P_E$ ).

### Selección de bomba

Los tipos de bombas utilizados regularmente en estos equipos son bombas de engranajes de dentado exterior, o bombas a pistones, ambas de caudal fijo. En este caso utilizaremos bombas de engranajes.



NIR y CASSAPA son algunas de las marcas populares en el mercado local, de acuerdo a las necesidades antes mencionadas, seleccionamos del catálogo de bombas CASSAPA:

- $\eta_{vol}$  eficiencia volumétrica de la bomba (0,9 – 0,95)
- $\eta_{hm}$  eficiencia hidráulica-mecánica (0,9 – 0,95)
- $\eta_{tot}$  eficiencia total (0,8 – 0,85)
- $\eta_{tot} = \eta_{vol} * \eta_{hm} = 0,98 * 0,90 = 0,88$ <sup>1</sup>

En el inicio del capítulo, mencionamos que el caudal necesario para el funcionamiento de la grúa era de 21,89 Lt/min. Seleccionamos la bomba FP 30-27, la cual tiene un desplazamiento de 26,7 cm<sup>3</sup>/rev (a 1000 rpm entrega 26,7 Lt/min).

### Características Principais

	Deslocamento	Pressão Contínua Max. (◆)	Rotação Max.
<b>FORMULA 20</b>	cm <sup>3</sup> /rot (in <sup>3</sup> /rev)	bar (psi)	min <sup>-1</sup>
<b>FP 20•8</b>	8,26 (0.50)	280 (4050)	2000
<b>FP 20•11,2</b>	11,23 (0.69)	280 (4050)	2000
<b>FP 20•16</b>	16,85 (1.03)	280 (4050)	2000
<b>FP 20•20</b>	21,14 (1.29)	260 (3750)	2000
<b>FP 20•25</b>	26,42 (1.61)	220 (3200)	2000
<b>FP 20•31,5</b>	33,03 (2.01)	190 (2750)	1800
<b>FP 20•36</b>	35,94 (2.19)	170 (2450)	1800
<b>FP 20•40</b>	39,64 (2.42)	160 (2300)	1800
<b>FORMULA 30</b>	cm <sup>3</sup> /rot (in <sup>3</sup> /rev)	bar (psi)	min <sup>-1</sup>
<b>FP 30•17</b>	17,28 (1.05)	290 (4200)	3000
<b>FP 30•27</b>	26,70 (1.63)	290 (4200)	3000
<b>FP 30•34</b>	34,56 (2.11)	280 (4050)	2800

Una vez seleccionada la bomba, debemos verificar que entregue el caudal necesario, teniendo en cuenta las ineficiencias del sistema. Luego debemos verificar que el torque y la potencia de entrada al eje de la bomba sean los adecuados, y que el motor de camion sea capaz de suministrarlos.

### CAUDAL (verifica)

- $n_b$  rpm del eje de la bomba.
- $V$  desplazamiento o cilindrada de la bomba.
- $Q_{teórico}$  caudal teórico que la bomba es capaz de entregar al sistema.
- $Q_{real}$  caudal real que la bomba es capaz de entregar al sistema.

<sup>1</sup> Valores extraídos del catálogo de CASSAPA

- $Q_{necesario}$  caudal necesario para el funcionamiento del circuito.

$$Q_{real} = Q_{teórico} * \eta_{vol} = \frac{V * n_b}{1000} * \eta_{vol} = \frac{26,7 \left(\frac{cm^3}{rev}\right) * 854 \left(\frac{rev}{min}\right)}{1000} * 0,98 = 22,34 \left(\frac{L}{min}\right)$$

$$Q_{necesario} \leq Q_{real} \text{ (para que el circuito funcione)}$$

$$Q_{necesario} (21,98 L/min) \leq Q_{real} (22,34 L/min)$$

### TORQUE (verifica)

- $p_2$  maxima presion de trabajo intermitente.
- $\eta_{hm}$  eficiencia mecánica de la bomba.
- $M_{teórico}$  torque teórico necesario para el funcionamiento de la bomba.
- $M_{real}$  torque real necesario para el funcionamiento de la bomba.

$$M_{real} = \frac{M_{teórico}}{\eta_{hm}} = \frac{p_2 * V}{62,83} * \frac{1}{\eta_{hm}} = \frac{210 (bar) * 26,7 \left(\frac{cm^3}{rev}\right)}{62,83} * \frac{1}{0,90} = 99,15 (Nm)$$

### POTENCIA (verifica)

- $\eta_{tot}$  eficiencia total de la bomba.
- $P_S$  potencia entregada por la bomba.
- $P_E$  potencia necesaria para accionar la bomba.

$$P_E = \frac{P_S}{\eta_{tot}} = \frac{Q_{real} * p_2}{600} * \frac{1}{\eta_{tot}} = \frac{26,7 \left(\frac{cm^3}{rev}\right) * 210 (bar)}{600} * \frac{1}{0,88} = 10,62 (kW)$$



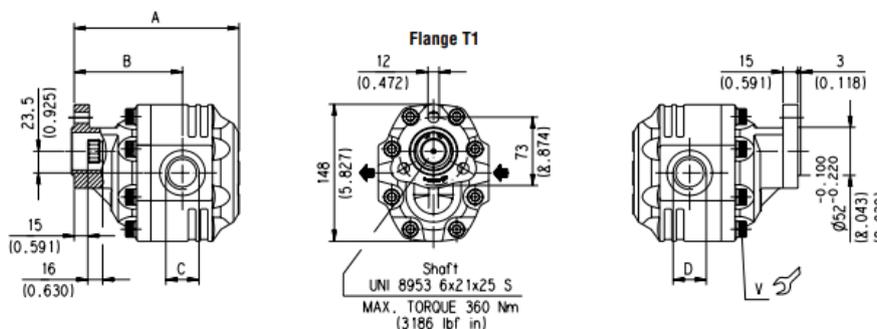
Formula

FORMULA 30

HYDRAULIC GEAR PUMPS ITALIAN STANDARD

19 T

GAS STRAIGHT THREAD PORTS  
British standard pipe parallel (55°) conforms to UNI - ISO 228



### Referencias:

Mannesman rexroth comp 1 Fundamentos y componentes de la oleohidráulica.

Mannesman rexroth comp 2 Proyecto y construcción de equipos hidráulicos.

Catálogo CASSAPA F-03-T-A.

<https://bombasnr.com.ar/producto/9/toma-de-fuerza--linea-t14/8>

### 7.1.6 Mangueras

Las mangueras del circuito tendrán los diámetros indicados en la tabla siguiente. La selección de estas medidas es de acuerdo al nomograma del anexo A, y el objetivo es no superar la velocidad máxima recomendada.

MANGUERAS	Caudal		Diámetro interior		Velocidad		Velocidad máxima recomendada	
Línea de succión	22,34	L/min	1	"	0,75	m/s	1	m/s
Línea de salida de la bomba	22,34	L/min	1/2	"	3,00	m/s	5	m/s
Línea de retorno a tanque	22,34	L/min	1/2	"	3,00	m/s	5	m/s
Líneas del cilindro de columna	21,89	L/min	1/2	"	3,00	m/s	5	m/s
Líneas del cilindro del primer brazo	21,89	L/min	1/2	"	3,00	m/s	5	m/s
Líneas de cilindros de extensión	3,80	L/min	1/4	"	3,00	m/s	5	m/s
Líneas de cilindros de giro	0,10	L/min	1/4	"	3,00	m/s	5	m/s
Líneas de cilindros estabilizadores	9,73	L/min	3/8	"	2,50	m/s	5	m/s

El tipo de mangueras a utilizar dependerá de los requerimientos de presión y temperatura de trabajo.

- Para todas las líneas del circuito, excepto la línea de succión, utilizaremos mangueras del tipo SAE 100R2AT.
- Para la línea de succión utilizaremos una manguera del tipo SAE 100R4.

### 7.1.7 Comandos

En el bloque de comandos, necesitamos un comando para cada actuador de la grúa, por lo tanto, seleccionamos un bloque de 5 comandos, de centro abierto, con capacidad para un caudal nominal de 45 Lt/min, presión de trabajo de 45 [bar] y una válvula limitadora de presión.

DISTRIBUIDOR DOBLE EFECTO MONOBLOCK DE 45 Lt/min.

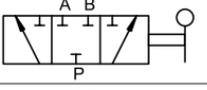
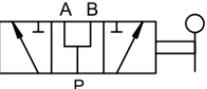
En el diagrama de circuito hidráulico de la página 20 se representa como ítem 4.

Circuito STD		Características Técnicas Particulares	
	Cantidad de levas	5	
	Código	40090	
	Caudal Nom.	45 l/min.	
	Caudal máximo	65 l/min.	
	Pres. máx. op.	321 kg/cm <sup>2</sup>	
	Pres. retorno	20 kg/cm <sup>2</sup>	
	Rango de temp.	20 a 80 °C	
	Entrada P	1/2" BSP	
	Puerto A y B	3/8" BSP	
	Salida T y C	1/2" BSP	
Peso	8,7 kg		
Cota A	253		
Cota B	221		

Para el manejo de ambos estabilizadores, solo se dispone de un solo comando. En ocasiones es necesario bajar los estabilizadores a diferentes alturas entre sí para nivelar el equipo correctamente, por lo tanto, será necesario añadir una válvula desviadora de caudal. Esta válvula permite accionar ambos cilindros al mismo tiempo, o accionar uno a la vez.

## VÁLVULA DESVIADORA DE CAUDAL 3 VÍAS DE 40 Lt/min

En el diagrama de circuito hidráulico de la página 20 se representa como ítem 5.

Características Técnicas Particulares					
Código	Rosca UN/F O-Ring	Caudal (l/min)	P.Máx (Kg/cm <sup>2</sup> )		Foto
40041	3/4"x16	40	250		
40042	1 1/16"x12	70	250		

Catálogo MORO HIDRÁULICA-Rubro 4 Distribuidores y válvulas2021

### 7.1.8 Válvulas de bloqueo

Los sistemas hidráulicos de las grúas deben estar diseñados de acuerdo con las normas anteriormente mencionadas (ASME B30.22, EN 12999, e IRAM 3927). Los diversos dispositivos de seguridad requeridos por las normas también incluyen válvulas de bloqueo, a menudo denominadas "válvulas de control de movimiento" o válvulas de bloqueo pilotadas hidráulicamente en cilindros de manejo de grúas.

Cuando estas válvulas están instaladas, permiten:

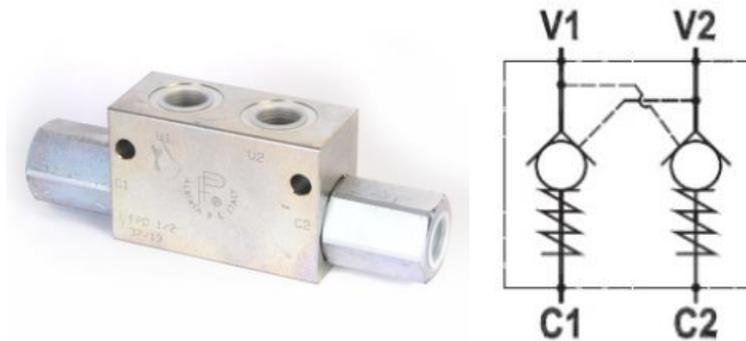
- Manipular el cilindro, o la grúa, únicamente con la bomba hidráulica encendida. Con la bomba hidráulica apagada, o con el motor del camión apagado, no es posible mover los brazos de la grúa.
- Asegurarse de que la grúa esté completamente parada durante los intervalos entre las distintas etapas de trabajo, en caso de cualquier fuga de aceite dentro del bloque de comando (si está muy desgastado): el aceite hidráulico sale de los cilindros solo cuando se abre la válvula de bloqueo, con la bomba hidráulica marchando, y sólo como resultado de una maniobra realizada por el operador.
- Evitar que la carga baje involuntariamente en caso de rotura de una manguera. La válvula de bloqueo detecta la diferencia de presión en el interior del circuito hidráulico provocada por esta rotura, y se cierra inmediatamente, evitando así que el aceite se escape del cilindro.
- Evitar posibles roturas en caso de sobrecarga. Cuando el aceite dentro del cilindro excede el valor de presión máxima permitida por el proyecto, la válvula de bloqueo se abre dejando que el aceite se escape del tanque, a través del banco de control. Si el dispositivo limitador de carga no está instalado, el efecto es un lento descenso de la carga aplicada. Cuando se instala el dispositivo limitador de carga, las válvulas de bloqueo se ajustan para permitir un valor de presión máxima en el cilindro, que es mayor que el valor de ajuste del dispositivo limitador de carga, teniendo en realidad solo una función de seguridad auxiliar.
- Limitar los picos de presión interna a los cilindros que mueven los brazos por efecto de la presión dinámica. Si el pico de presión supera el valor de tarado de la válvula, provocará su apertura momentánea. La presión sobrante se descargará en la línea de retorno de aceite.

### 7.1.9 Válvulas de retención

En los cilindros estabilizadores, se colocan válvulas de retención pilotadas de doble efecto, las cuales cumplen las funciones de los ítems A, B, y C. Para nuestro proyecto, utilizaremos una válvula para un caudal de 12 L/min, en cada cilindro estabilizador, y en cada par de cilindros de giro.

VÁLVULA DE RETENCIÓN PILOTADA DOBLE EFECTO

Características Técnicas Particulares					
Código	Rosca BSP	Caudal (l/min)	P.Máx (Kg/cm <sup>2</sup> )	Rel. Pilot.	P.apertura (Kg/cm <sup>2</sup> )
40038	1/4"x19	12	350	1:4	2
40039	3/8"x19	30	300	1:6	2
40040	1/2"x14	45	300	1:4	2
40056	3/4"x14	85	280	1:3,6	2

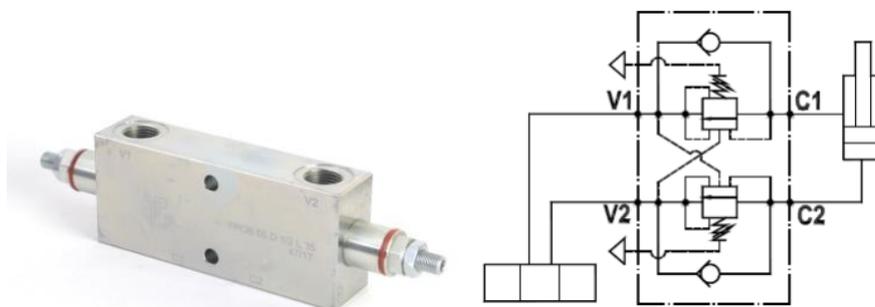


7.1.10 Válvulas de contrabalanceo

En los cilindros de columna, brazo, y extensiones, se colocan válvulas de contrabalanceo de doble efecto, las cuales cumplen las funciones de los ítems A, B, C, D, y E. Para nuestro proyecto, utilizaremos una válvula para un caudal de 35 Lt/min, en el cilindro de columna, en el cilindro del brazo, y una válvula para ambos cilindros de la extensión.

VÁLVULA DE BLOQUEO C/ CONTROL DE DESCENSO DOBLE EFECTO (Contrabalanceo)

Características Técnicas Particulares					
Código	Rosca BSP	Caudal (l/min)	P.Máx (Kg/cm <sup>2</sup> )	Rel. Pilot.	Largo x Alto x Ancho
40061	3/8"x19	35	350	1:4,25	248x55x30
40228	1/2"x14	50	350	1:4,25	264x65x35
40125	3/4"x14	90	350	1:4,2	280x65x35



## 7.1.11 Depósito o Tanque

Para dimensionar el depósito de aceite, debemos calcular cual es el volumen de las cámaras de los cilindros, cámaras anulares y cámaras cilíndricas.

Cantidad de aceite necesario				
	Cámara Anular		Cámara Cilíndrica	
Cilindro de columna/1er brazo	8,1	Lts	14,6	Lts
Cilindro del primer brazo/2do brazo	8,1	Lts	14,6	Lts
Cilindros de extensión (x2)	6,5	Lts	10,1	Lts
Cilindros estabilizadores (x2)	6,1	Lts	8,1	Lts
Total	28,8	Lts	47,4	Lts

Cuando la grúa esta retraída, tendremos aceite en las cámaras anulares de los cilindros. Como el aceite necesario para llenar la cámara de los cilindros es mayor al de las cámaras anulares, la diferencia de volumen deberá estar contenida en el depósito.

En el caso de la cámara de los cilindros que mueven las cremalleras de giro, debido a que son 4 cilindros que trabajan en parejas (cuando un cilindro se llena, el otro se vacía), el volumen de aceite siempre es el mismo (11,36 [Lt], 2 cilindros llenos, y 2 cilindro vacíos).

Al depósito debemos añadir, un espacio vacío de un 20% del volumen de aceite, y un volumen de aceite del 50% del volumen necesario, para disipar el calor del aceite, y tener en cuenta alguna pérdida que pueda llegar a surgir (perdidas por terminales de mangueras o pinchaduras).

$$V_{tanque} = (+20\% * +50\%) * \left( \sum V_{cilindro} - \sum V_{anular} \right)$$

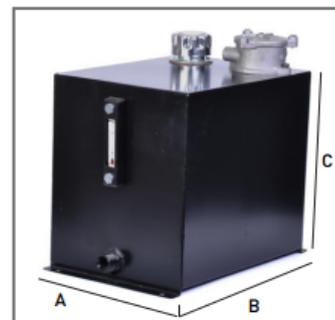
$$V_{tanque} = (1.2 * 1.5) * (47,4 \text{ lts} - 28,8 \text{ lts}) = 33,6 \text{ lts}$$

El tanque deberá tener una capacidad mínima de 33,6 [Lt].

Si buscamos los tanques estándar disponibles en el mercado, encontramos que el depósito de 40 [Lt] será satisfactorio para nuestro proyecto. Además, el mismo depósito ya viene equipado con su filtro de retorno, medidor de nivel y boca de carga.

## DEPÓSITO DE ACEITE

Código	Descripción	A (mm)	B (mm)	C (mm)
60076	Depósito universal 15 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga con nivel	160	400	200
60077	Depósito trapezoidal Deutz con filtro, porta filtro y boca de carga con nivel	-	-	-
60080	Depósito 25 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	200	400	300
60081	Depósito 40 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	300	400	350
60082	Depósito 60 Lts con filtro, porta filtro y boca de carga	300	500	400



## 7.1.12 Filtro

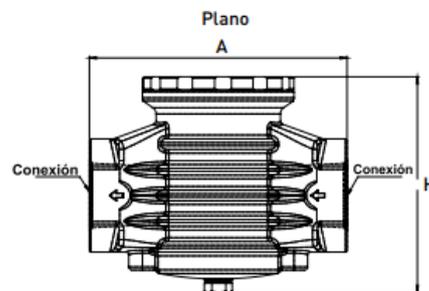
Además del filtro de retorno, debemos agregar un filtro de succión magneto mecánico, para prevenir la entrada de partículas metálicas en la bomba del equipo. Para esto vamos a seleccionar el filtro con entradas NPT de 1 ¼ " para evitar un aumento de la velocidad del aceite en la línea de succión.

## FILTRO DE SUCCIÓN MAGNETO MECÁNICO

Características Técnicas	
Material del conector:	Aluminio
Temp. de trabajo:	-25°C a +110°C
Válvula Bypass:	SIN válv. bypass
Malla:	Metálica



Código	Caudal (l/min)	Conexiones NPT	H (mm)	A (mm)
60091	32	3/4"	97	102
60092	64	1" 1/4	114	110
60093	120	1" 1/2	145	168
60379	250	2"	200	196



## 8 Diseño de componentes

Primeramente, se diseñaron los elementos que componen a la grúa teniendo en cuenta los aspectos geométricos que pretendemos cumplir. Estos aspectos son los de longitudes máximas a alcanzar tanto de forma horizontal como vertical, como así también las longitudes mínimas que debe tener para cumplir con las normas viales al momento de guardar la grúa retrayendo cada una de sus partes móviles.

Una vez conformes con la forma preliminar, empezamos a realizar los distintos análisis y verificaciones estructurales teniendo en cuenta las consideraciones sobre los coeficientes de seguridad a respetar.

El procedimiento adoptado fue el de recorrer la grúa desde la carga hasta la base, verificando cada una de las piezas a medida que avanzamos en el recorrido. Esto permite comprobar el desempeño de cada uno de los elementos a medida que se avanza con el diseño de la grúa, como así también nos asegura cumplir con uno de los objetivos principales que es el de lograr el menor peso posible en las articulaciones y prolongaciones telescópicas.

Para simplificar las simulaciones, algunas piezas fueron aisladas del resto, colocando los esfuerzos máximos a los que estarán solicitados bajo las condiciones normales de trabajo. Para el caso de los elementos vinculados entre sí por pernos y el sistema de bielas, por la complejidad de los esfuerzos que se producen, se optó por simular el conjunto armado.

A continuación, exponemos el desarrollo de los elementos principales analizados.

### 8.1 Verificación estructural de componentes

Nos proponemos calcular su resistencia y forma definitiva mediante el método de elementos finitos. Para ello adoptamos distintos supuestos y criterios que explicamos a continuación con más detalle.

### 8.1.1 Consideraciones y supuestos de cálculo

Debido a las bajas velocidades que adquieren las distintas articulaciones, consideramos en primera instancia un análisis con carga estática, en la posición más exigida, la cual será cuando las prolongaciones consiguieren su máxima extensión horizontal, hecho que será planteado para calcular las reacciones máximas que afectan a cada viga y que utilizaremos en este análisis.

Con respecto a los cálculos realizados, las tensiones están dadas bajo la teoría de Von Mises.

Se consideraron contactos que permite deslizamiento en las caras de los patines que rozan con las vigas, como así también entre ejes y bujes de los cilindros hidráulicos, bielas utilizadas y otros elementos que se explicarán con más detalle en cada caso. Por otro lado, las uniones entre refuerzos y nervios que fueron utilizados se unen con la estructura base a través de contactos rígidos en las aristas de cada elemento, para de esta forma dar con un modelo que represente la unión mediante soldadura.

Como objetivo, y como veremos más adelante, según la norma EN 12999:2011+A1:2012 queremos lograr con este cálculo un factor de seguridad mínimo de 2 utilizando el menor espesor de chapa posible, para de esta forma obtener el menor peso para las condiciones de trabajo establecidas. Para cumplir con ello, es necesario que el material que se utilice para la fabricación de la grúa cumpla con la calidad exigida por la norma, de lo contrario, se deberá aumentar el coeficiente de seguridad haciendo que, para otro material, las simulaciones presentadas no verifiquen.

### 8.1.2 Condiciones de trabajo

Las condiciones expuestas son las tomadas como base. Veremos que, al finalizar, algunas de ellas sufrirán modificaciones para obtener resultados conservadores.

- Carga aplicada o carga a elevar:  $1400 \vec{kg}$
- Vínculos: se especificará en cada caso.
- Chapa utilizada:

Se especificará en cada caso cuál es la utilizada. Variarán entre los siguientes tipos:

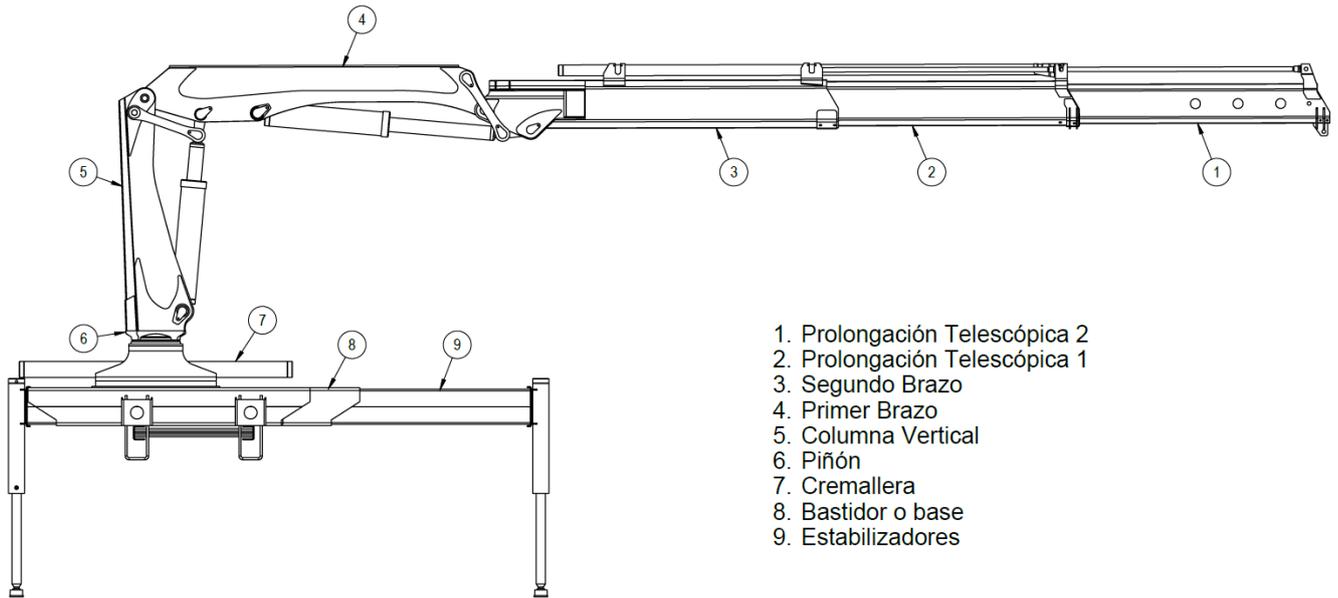
- acero aleado, marca comercial DOMEX 700,  $\sigma_R = 750$  a  $950 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{fl} = 700 \text{ MPa}$   
Acero S700 standard EN 10149-3 (N) según norma prEN 13001-3-1:2010 (E) página 13, detallando para espesores menores o iguales a 8 mm  $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{fl} = 700 \text{ MPa}$  y para espesores mayores a 8 mm  $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{fl} = 680 \text{ MPa}$
- acero SAE 1020  $\sigma_R = 420 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{fl} = 352 \text{ MPa}$
- acero A36  $\sigma_R = 400/550 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{fl} = 250 \text{ MPa}$
- Se considera el peso propio de la estructura

### 8.1.3 Coeficiente de seguridad

La norma EN 12999:2011+A1:2012 establece que para el coeficiente de seguridad si se utiliza un programa de elementos finitos para la verificación y se asegura la calidad de la chapa utilizada, es suficiente si se supera un coeficiente de seguridad de 2,2 en cada una de sus partes.

### 8.1.4 Esquema de partes estudiadas

En la siguiente imagen se pueden observar las piezas que se analizarán. Se detalla a la derecha el nombre adoptado en el presente trabajo para cada ítem. Posteriormente describiremos cada uno de ellos siguiendo el mismo orden.

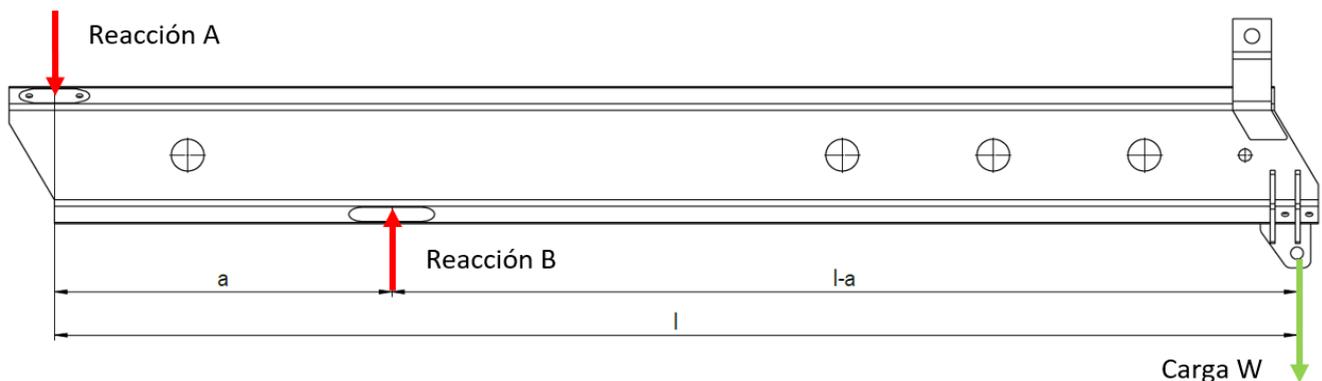


### 8.1.5 Prolongaciones telescópicas

#### Determinación de esfuerzos en prolongaciones telescópicas

Para estas piezas se optó por el análisis independiente o separado de los otros componentes. La vinculación de estas piezas con las demás se establece mediante patines de deslizamientos instalados en las caras inferiores y superiores de la viga. Éstos son los que producirán las reacciones A y B señaladas en las imágenes siguientes y que podremos calcular planteando el equilibrio de las fuerzas actuantes como se expone a continuación.

En la pluma o última prolongación telescópica, que es la que está sosteniendo la carga a elevar, tenemos el siguiente esquema:



Las reacciones A y B serán las que actuarán sobre la prolongación siguiente como cargas. Considerando las dimensiones señaladas, una carga de  $1.400 \text{ [kg]}$  y teniendo en cuenta el peso propio de la pieza, a la que llamamos  $P$ , con punto de acción en el centro de gravedad de la pieza, los cálculos son:

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow R_B - R_A - W - P = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_B \cdot a - W \cdot l - P \cdot l_{CG} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_B \cdot 710 [mm] - W \cdot 2467,5 [mm] - P \cdot 1345,5 [mm] = 0$$

Utilizando una carga  $W = 1.400 [\vec{kg}]$ , un peso de la estructura de  $P = 121 [\vec{kg}]$  ubicado en el centro de gravedad a una distancia  $l_{CG} = 1345,5 [mm]$  desde la parte trasera, es decir, desde el apoyo A; obtenemos las resultantes  $R_A = 3573,8 [\vec{kg}]$  y  $R_B = 5094,8 [\vec{kg}]$

Para calcular las fuerzas que actúan en los patines hacemos la descomposición de fuerzas de acuerdo al ángulo que tiene el perfil. En la imagen se puede observar la ubicación de estas fuerzas.

Reacciones en los patines de la posición A (patines superiores):

Llamaremos como  $R_{A-1}$  y  $R_{A-2}$  a las reacciones de cada patín, las cuáles serán consideradas de igual valor para simplificar el problema. En la realidad, como la ubicación de la carga estará descentrada con respecto al eje de la columna vertical de la grúa generará un momento que le produce una torsión a estas prolongaciones. Sin embargo, esta diferencia podremos considerarla despreciable en comparación, por ejemplo, del aumento de las reacciones en los patines producto del accionamiento del cilindro que mueve a cada una de las prolongaciones. Este accionamiento se calculará luego de obtener cada una de las reacciones y se verificará la estructura aplicando también el efecto de estos accionamientos para acercar el resultado al valor real.

Siguiendo con el cálculo de las reacciones en cada patín, siendo  $\alpha$  el ángulo del lado inclinado del perfil tenemos que:

$$R_A = R_{A-1} \cdot \cos \alpha + R_{A-2} \cdot \cos \alpha$$

Como ambas reacciones son consideradas iguales tenemos como resultado que en cada patín se produce una fuerza normal igual a  $R_{A-1} = R_{A-2} = 2181,4 [\vec{kg}]$

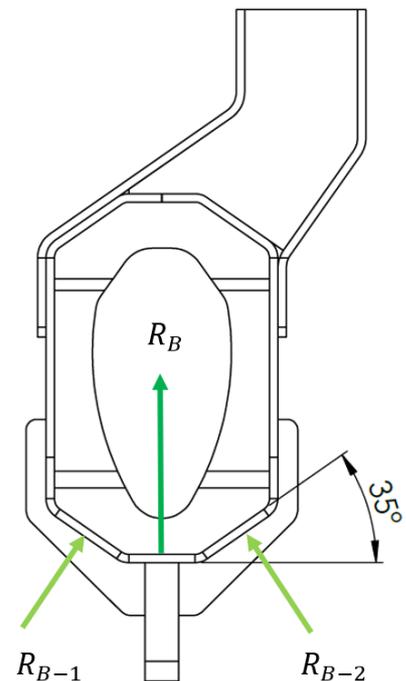
Haciendo lo mismo para los patines de la posición B (patines inferiores) que se muestran en la imagen, tenemos:

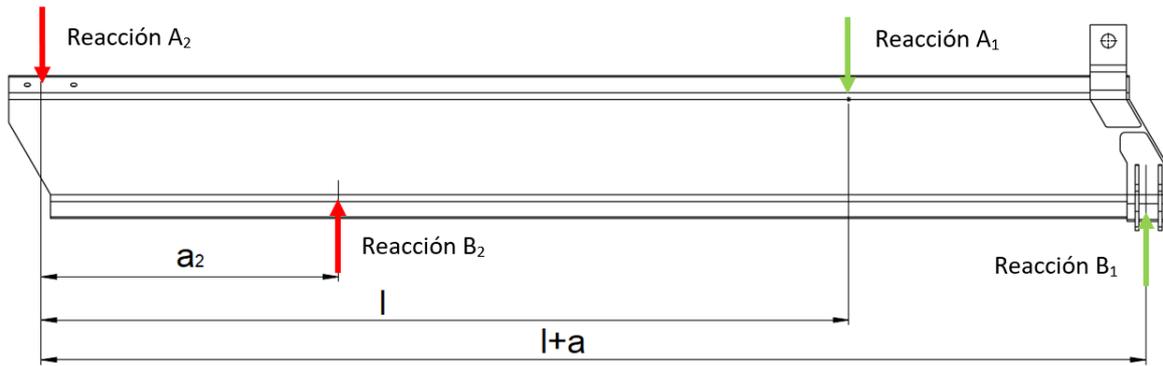
$$R_B = R_{B-1} \cdot \cos \alpha + R_{B-2} \cdot \cos \alpha$$

$$R_{B-1} = R_{B-2} = 3109,8 [\vec{kg}]$$

Con estos valores podemos estimar la fuerza de rozamiento que necesitará vencer el cilindro hidráulico que mueve la prolongación al momento de hacerlo de forma horizontal bajo carga. Este desarrollo se verá más adelante, y nos remitiremos a los valores obtenidos en este apartado.

Estas reacciones también son las que usamos para calcular la prolongación que sostiene a ésta. Lo que para la prolongación 2 o pluma son reacciones en las caras exteriores, para la que le sigue serán las fuerzas en las caras interiores. Al igual que la que se calculó anteriormente, en la que se ve a continuación encontraremos los mismos tipos de reacciones en la parte trasera del perfil.





Las reacciones A<sub>1</sub> y B<sub>1</sub> son las calculadas para la prolongación que sostiene la carga, mientras que A<sub>2</sub> y B<sub>2</sub> son las reacciones que se obtienen en los patines que apoyan en el segundo brazo. Planteamos el equilibrio considerando una viga simple, teniendo en cuenta también el peso propio que en este caso será  $P = 137,6 \text{ [kg]}$ . Obtenemos así los siguientes resultados.

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow R_{B_2} - R_{A_2} - R_{A_1} + R_{B_1} - P = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_{B_2} \cdot 662 \text{ [mm]} - R_{A_1} \cdot 1850 \text{ [mm]} + R_{B_1} \cdot 2512 \text{ [mm]} - P \cdot 1290,11 \text{ [mm]} = 0$$

Resultantes:  $R_{A_2} = 8324,27 \text{ [kg]}$  y  $R_{B_2} = 9982,84 \text{ [kg]}$

Como también cuenta con dos patines superiores y dos inferiores instalados en las caras inclinadas, las verdaderas reacciones que soporta cada uno de los patines se ve afectada por el ángulo de inclinación de la cara del perfil. Haciendo el mismo cálculo que para el caso anterior obtenemos la fuerza en cada patín superior  $R_{A-1_2} = R_{A-2_2} = 5081 \text{ [kg]}$  y en cada patín inferior  $R_{B-1_2} = R_{B-2_2} = 6093,4 \text{ [kg]}$

### Fuerza necesaria de los pistones hidráulicos

Los cilindros hidráulicos que accionan a las prolongaciones deberán ejercer una fuerza que supere el rozamiento generado por los patines al deslizarse sobre las caras de la prolongación. Es importante resaltar que los patines deberán estar lubricados en todo momento para, de esta forma, disminuir el coeficiente de rozamiento y el desgaste de cada uno de los elementos.

Podemos establecer entonces un coeficiente de rozamiento de  $\mu_e = 0,2$  con el que calculamos la fuerza de rozamiento generada por la carga en cada uno de los elementos. Para calcular esta fuerza utilizamos las reacciones normales a las caras del perfil en donde apoyan los patines, aplicando la ecuación  $F_R = \mu_e \cdot R_i$  donde  $R_i$  será la reacción de cada patín y así obtenemos una fuerza de rozamiento para cada uno de ellos. Finalmente sumamos estos valores para obtener el rozamiento a vencer para lograr el movimiento de la prolongación, la que denominamos  $F_{R\ TOTAL}$ :

Prolongación 2 o pluma	
$R_{A-1}$	$2181,4 \text{ kg}$
$R_{B-1}$	$3109,8 \text{ kg}$
$F_{R(A-1)}$	$436,28 \text{ kg}$
$F_{R(B-1)}$	$621,96 \text{ kg}$
$F_{R\ TOTAL}$	$2116,5 \text{ kg}$

Prolongación 1	
$R_{A-1}$	$5081 \overrightarrow{kg}$
$R_{B-1}$	$6093,4 \overrightarrow{kg}$
$F_{R(A-1)}$	$1016,2 \overrightarrow{kg}$
$F_{R(B-1)}$	$1218,68 \overrightarrow{kg}$
$F_{R\ TOTAL}$	$4469,77 \overrightarrow{kg}$

Los valores de fuerza de rozamiento en cada caso se calcularon considerando los cuatro patines que posee cada prolongación y la carga máxima de  $1400 \overrightarrow{kg}$ .

De esta forma definimos la fuerza que deberá hacer cada cilindro para mover la prolongación bajo carga. Para la última prolongación o pluma el cilindro deberá ejercer una fuerza superior a los  $2116,5 \overrightarrow{kg}$  mientras que en la prolongación que le sigue se necesitará un cilindro con la capacidad de ejercer  $4470 \overrightarrow{kg}$ .

Estas fuerzas se agregarán posteriormente en las simulaciones para considerar el efecto producido por los cilindros hidráulicos de accionamiento y serán distribuidas dependiendo de la forma y cantidad de apoyos que tendrán cada uno de los cilindros en su correspondiente prolongación.

#### 8.1.6 Prolongación telescópica 2 o pluma

Esta prolongación es la última extensión y la que sostiene la carga en su extremo. Es del tipo telescópica, es decir, se mueve desde el interior de la prolongación anterior hacia el exterior. Como es importante disminuir el peso en los brazos articulados y extensibles de la grúa para disminuir el esfuerzo producido en la base de la grúa, se implementó acero aleado de 6,35 mm (1/4 de pulgada). Al realizar un primer cálculo, se comprobó que el espesor satisfacía los requerimientos al dar un factor de seguridad superior al deseado con la carga de  $1400 \overrightarrow{kg}$ .

Con respecto a los vínculos o sujeciones, se empleó una pared virtual con rozamiento en las zonas delimitadas por el apoyo de cada patín. Además, se consideran las uniones de cada uno de los elementos que componen a la pieza analizada en los mismos lugares donde se encontrarían las soldaduras.

Los resultados de la simulación nos muestran que la concentración de tensiones se produce en los apoyos de los patines inferiores. Si bien se observan pequeños puntos alrededor de esta zona que no satisfacen los requerimientos, si observamos las tensiones producidas podemos comprobar que se encuentran muy por debajo de la fluencia del material, por lo que podemos considerar entonces que la geometría es satisfactoria.

Si observamos la escala cromática mostrada por la imagen del programa, en color azul tenemos valores que se alejan mucho de las tensiones de fluencia del material, dando factores de seguridad por encima de 17. Es por ello, que podrían realizarse cortes para alivianar el perfil de ser necesario, como se hizo, a modo de prueba en la simulación de la imagen. Quedará para el final del proyecto determinar si es factible económicamente realizar esas modificaciones.

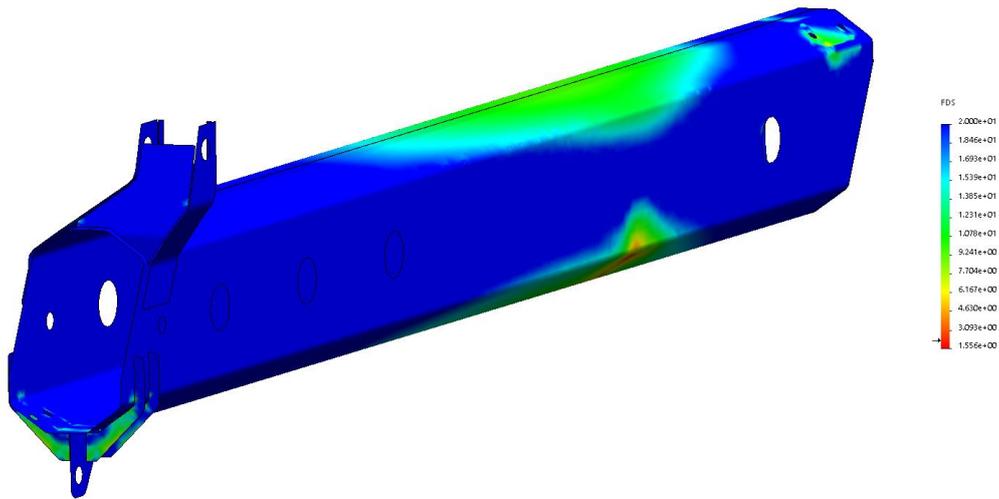


Ilustración 3 - Resultados de la prolongación telescópica final o pluma en perspectiva (Factor de seguridad)

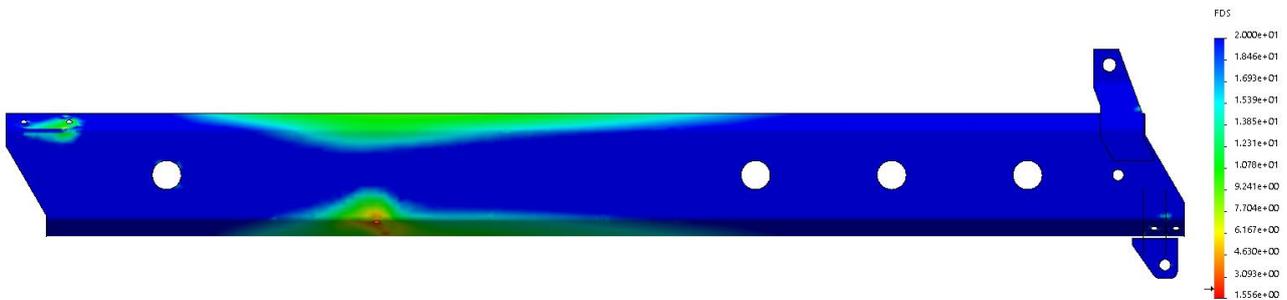
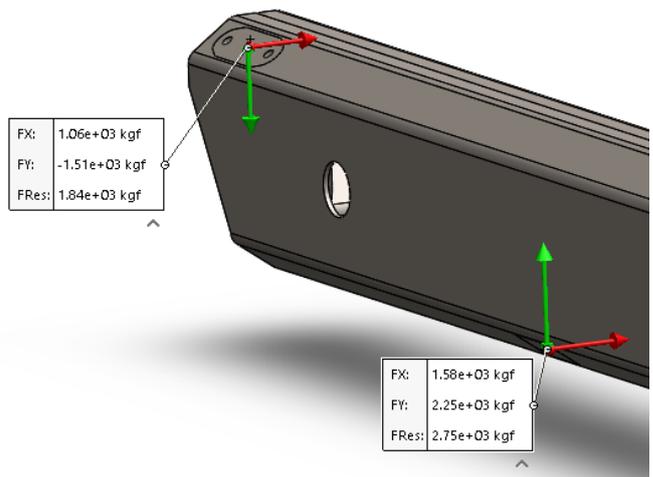


Ilustración 4 - Vista lateral de los resultados realizados por el programa para la pluma (Factor de seguridad)

Por otro lado, se pueden comprobar las reacciones que el programa calcula en las zonas donde apoyan los patines. En la siguiente imagen se pueden observar dichas reacciones, representadas mediante vectores y arrojando en la tabla la magnitud de cada componente y la resultante de ambos, siendo esta inferior pero muy cercana a la calculada de forma manual.



Con estos datos podemos comprobar que la fuerza que deberá ejercer el cilindro hidráulico para poder desplegar la prolongación calculada de forma manual estará por encima de la que se obtiene con la simulación. De esta forma, el cilindro estará sobredimensionado tomando los valores obtenidos analíticamente.

### Accionamiento hidráulico de la prolongación telescópica 2

Una vez que se obtuvo la estructura que satisface las condiciones de carga, es necesario comprobar su funcionamiento bajo las condiciones más exigentes. Este caso lo vamos a encontrar en el momento en el que el cilindro hidráulico está accionando a la prolongación al final de su recorrido bajo carga.

Con el cálculo realizado analíticamente, teniendo en cuenta las reacciones y el coeficiente de rozamiento en cada patín habíamos determinado que el cilindro debía ejercer una fuerza de  $2116,5 \overrightarrow{kg}$ . Establecemos esa carga en los puntos donde apoya el cilindro para extender la prolongación y obtenemos esta nueva imagen.

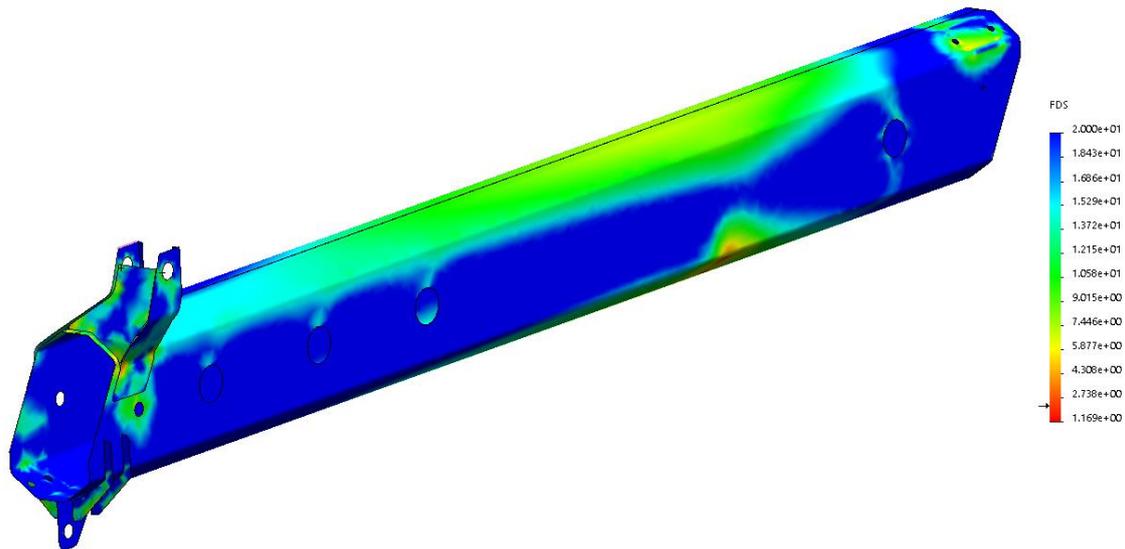


Ilustración 5 - Prolongación con carga y accionamiento hidráulico

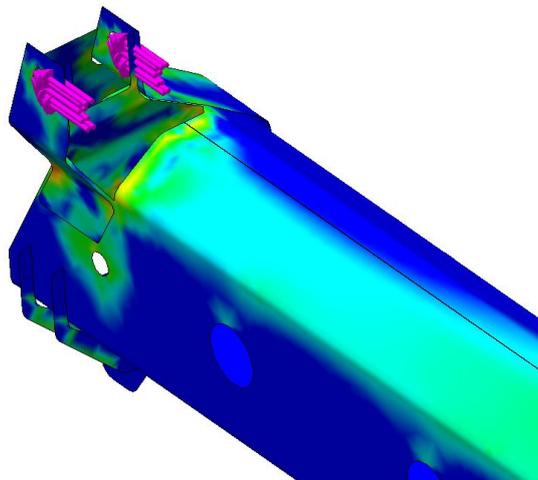


Ilustración 6 - Acercamiento sobre la zona de trabajo. Se indican con vectores el accionamiento del cilindro.

En este caso podemos observar los esfuerzos producidos en los apoyos del cilindro de accionamiento cuando estaría moviéndose hacia afuera, es decir, extendiendo el alcance de la grúa. Se produce así en la estructura principal de la prolongación una mayor tensión en las zonas cercanas al soporte del cilindro y, por el momento que produce en la estructura, se obtiene una mayor carga en los patines inferiores. Esta carga sigue siendo de valores por debajo de la tensión de fluencia del material, del orden del 60% de  $\sigma_{fl}$  y al igual que antes se observa una zona muy reducida con estas tensiones. Finalmente concluimos que la estructura es capaz de soportar esta situación.

Otra situación analizada es el momento en que, desde la posición extendida se retrae la prolongación con la carga máxima. En las imágenes siguientes se observa esta situación, la que resultó ser más favorable, ya que el accionar del cilindro produce una disminución de las tensiones en los patines inferiores.

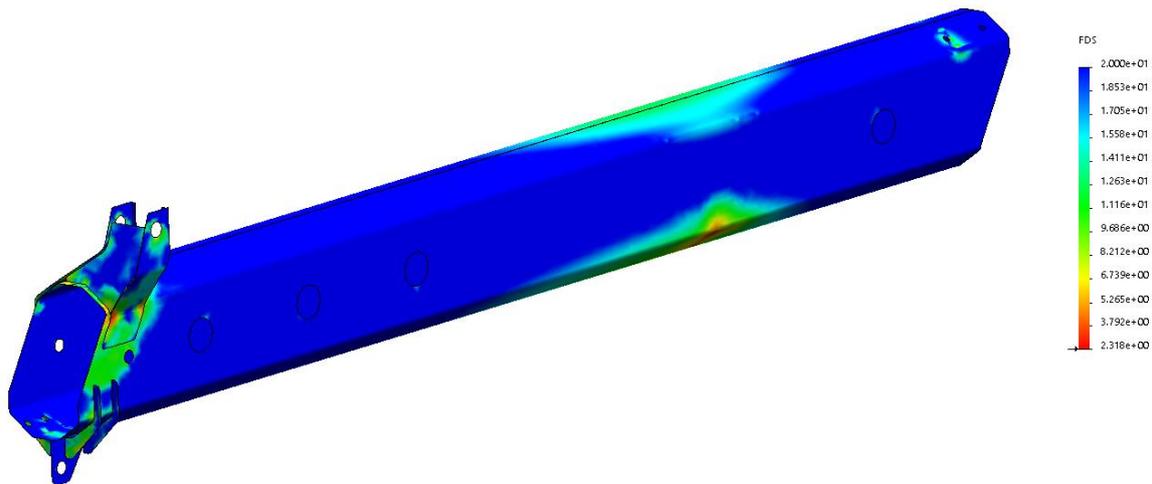


Ilustración 7 - Prolongación con carga y accionamiento hidráulico de retroceso

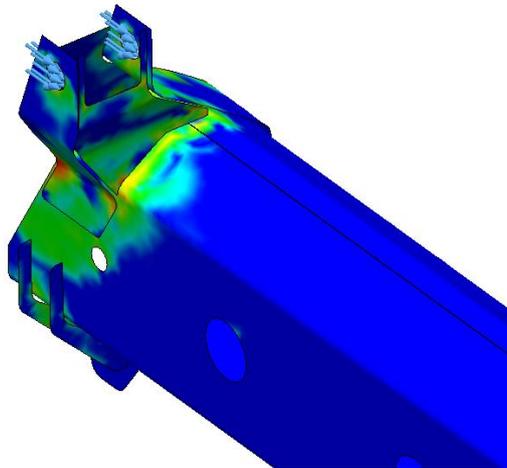


Ilustración 8 - Acercamiento sobre la zona de trabajo. Se indican con vectores el accionamiento del cilindro.

### 8.1.7 Prolongación telescópica 1

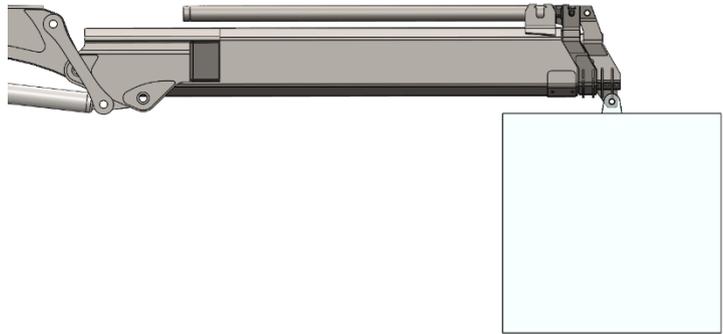
Del análisis estático teníamos que en las reacciones producidas en los patines de la segunda prolongación tenían los valores de  $2181,4 [\vec{kg}]$  para los patines superiores y  $3109,8 [\vec{kg}]$  para los patines inferiores. Esas reacciones serán las cargas para la primera prolongación cuando la pluma esté totalmente extendida, elevando la carga máxima de  $1400 [\vec{kg}]$ . En un primer análisis, con estas cargas y una simulación simple se pudo comprobar que el espesor de chapa deberá aumentarse con respecto a la prolongación anterior. Es así que adoptamos ahora un espesor de  $7,94 \text{ mm}$  ( $5/16$  pulgadas) para la estructura principal.

Para este componente, además de tener las reacciones producidas en los apoyos de la segunda prolongación cuando la pluma está completamente extendida, tendremos también el esfuerzo que se producirá en los apoyos del cilindro que estará extendiendo la pluma con la carga. Veremos más adelante que la situación más exigida se produce al final de este recorrido, cuando la pluma está llegando a su posición final. También podríamos considerar el caso en el que la pluma retrocede desde la posición extendida con la carga, aquí la fuerza producida por el cilindro invierte su sentido.

Estas situaciones no son las únicas que se van a dar, también analizaremos el momento en el que la primera prolongación comienza a moverse y cuando llega al final de su recorrido, ambas situaciones con la carga máxima. También plantearemos el retroceso de cada uno de esos casos. Hacemos todos estos análisis para comprobar el funcionamiento de la estructura en cada situación, con el accionamiento de cada cilindro.

### Situación 1: prolongación 1 y 2 retraída comenzando su recorrido

En este caso representamos el comienzo de la extensión de las prolongaciones telescópicas. En la imagen de la derecha se puede observar la posición estudiada. El cilindro que estará actuando es el que extiende la primera prolongación. La segunda prolongación está totalmente retraída en el interior de la primera, por lo que los apoyos están con su mayor separación al igual que los apoyos entre la primera prolongación y el segundo brazo.



Calculamos nuevamente estas reacciones con el análisis estático, dando los siguientes resultados:

La distancia entre patines de la segunda prolongación ahora es de 2344 [mm]

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow R_B - R_A - W - P = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_B \cdot a - W \cdot l - P \cdot l_{CG} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_B \cdot 2344 [mm] - W \cdot 2467,5 [mm] - P \cdot 1345,5 [mm] = 0$$

Como resultados obtenemos:  $R_A = 22,22 [\vec{kg}]$  y  $R_B = 1543 [\vec{kg}]$

Las fuerzas normales resultan:  $R_{A-1} = R_{A-2} = 13,56 [\vec{kg}]$  y  $R_{B-1} = R_{B-2} = 942 [\vec{kg}]$

Si en esta posición se quisiera extender la segunda prolongación, el cilindro debería producir una fuerza superior a 383  $[\vec{kg}]$ . Para la primera prolongación, las reacciones calculadas serán las cargas aplicadas en los patines inferiores y superiores. Considerando las nuevas posiciones de los apoyos con respecto al segundo brazo obtenemos los siguientes resultados.

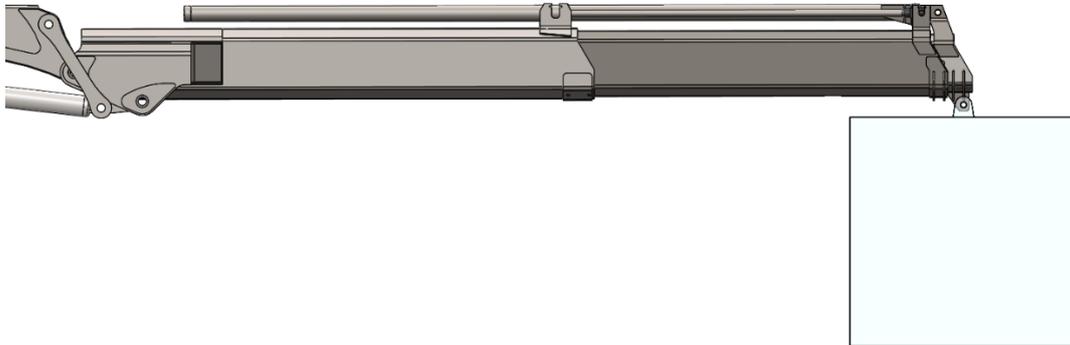
Reacciones en patines:  $R_{A_2} = 47 [\vec{kg}]$  y  $R_{B_2} = 1705,6 [\vec{kg}]$  y la fuerza normal en cada patín superior  $R_{A-1_2} = R_{A-2_2} = 28,7 [\vec{kg}]$  y en cada patín inferior  $R_{B-1_2} = R_{B-2_2} = 1041 [\vec{kg}]$ . La fuerza del cilindro para mover la prolongación será de: 428  $[\vec{kg}]$ .

Podemos concluir que en esta posición los esfuerzos serán mínimos en comparación a la posición extendida, por lo que no será necesario realizar un análisis más exhaustivo.

**Situación 2: prolongación 1 extendida y prolongación 1 retraída**

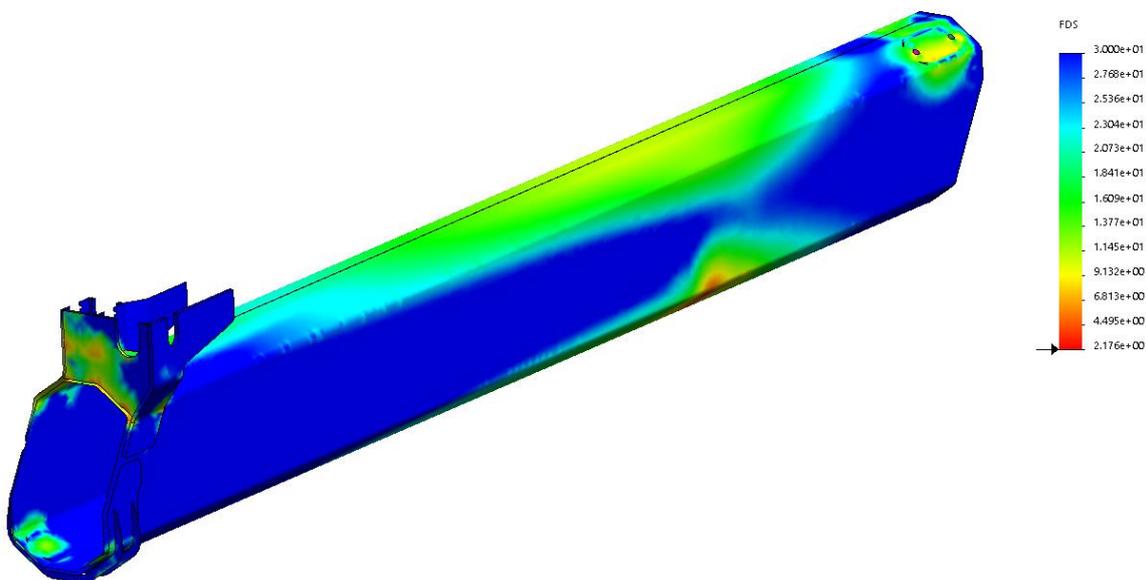
Para esta situación planteamos el caso en el que la primera prolongación está llegando a su posición final. Aquí tenemos las cargas de la segunda prolongación calculadas anteriormente, es decir,  $R_{A-1} = R_{A-2} = 13,56 \text{ [kg]}$  y  $R_{B-1} = R_{B-2} = 942 \text{ [kg]}$  separadas una distancia de  $2344 \text{ [mm]}$

En la imagen se observa las posiciones estudiadas.

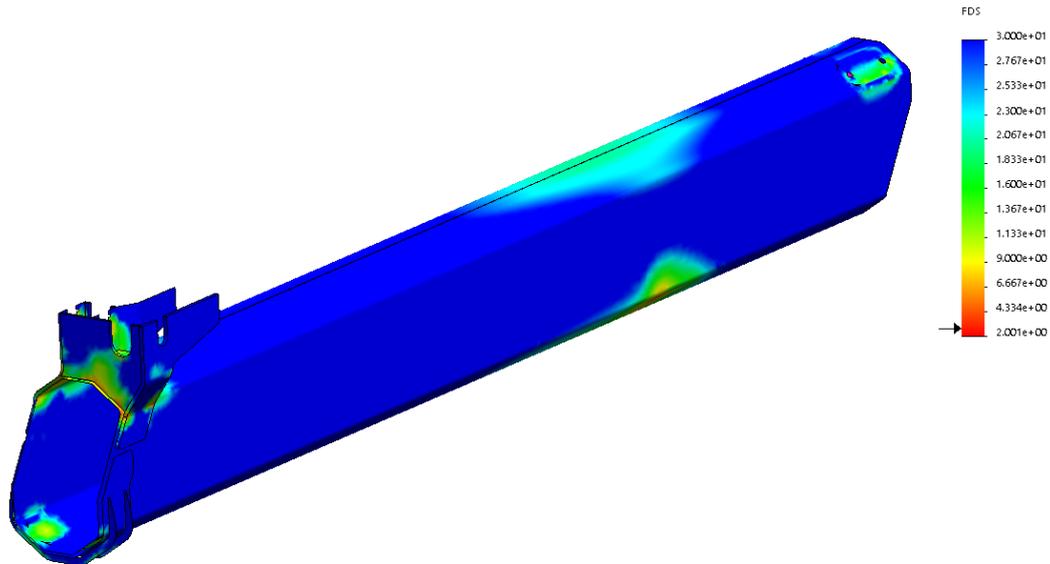


Para este caso, las reacciones en la primera prolongación dan los siguientes valores:

Reacciones en patines:  $R_{A_2} = 4145 \text{ [kg]}$  y  $R_{B_2} = 5803,5 \text{ [kg]}$  y la fuerza normal en cada patín superior  $R_{A-1_2} = R_{A-2_2} = 2530 \text{ [kg]}$  y en cada patín inferior  $R_{B-1_2} = R_{B-2_2} = 3542 \text{ [kg]}$ . La fuerza del cilindro para mover la prolongación será de:  $2429 \text{ [kg]}$ .



Mediante la simulación se comprueba que la estructura soporta esta situación. Se observa una zona muy pequeña donde se produce la concentración de tensiones en el contacto entre la estructura que soporta el cilindro hidráulico y el cuerpo o estructura de la prolongación. Consideramos que no es representativa de los esfuerzos reales que se producirían en dicho sitio debido a la forma de los elementos finitos de la malla en el lugar. Por otro lado, en los apoyos de los patines no se encuentran tensiones lo suficientemente grandes como para comprometer la estructura y la capacidad de carga. Para la misma situación, pero retrayendo la prolongación obtenemos el siguiente resultado.

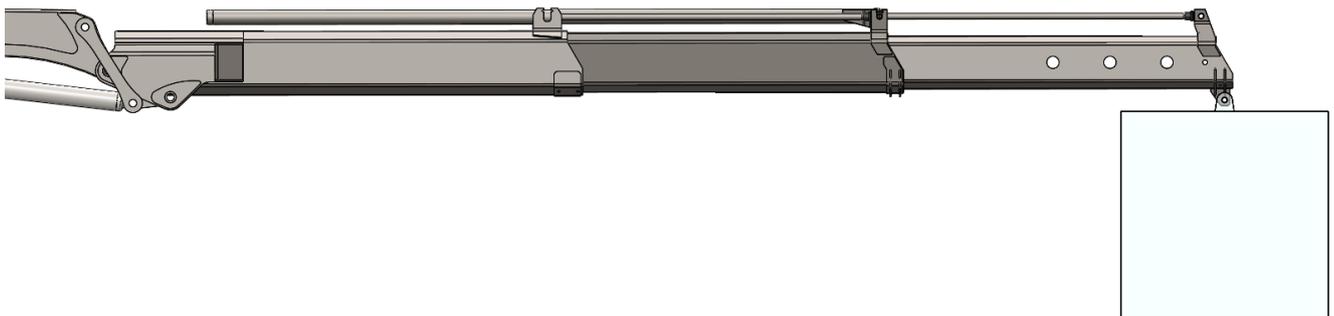


Se observa que los esfuerzos producidos son de menor importancia que el caso anterior. La concentración de tensiones se produce en el mismo punto que en el caso anterior, por lo que también se considera no representativa.

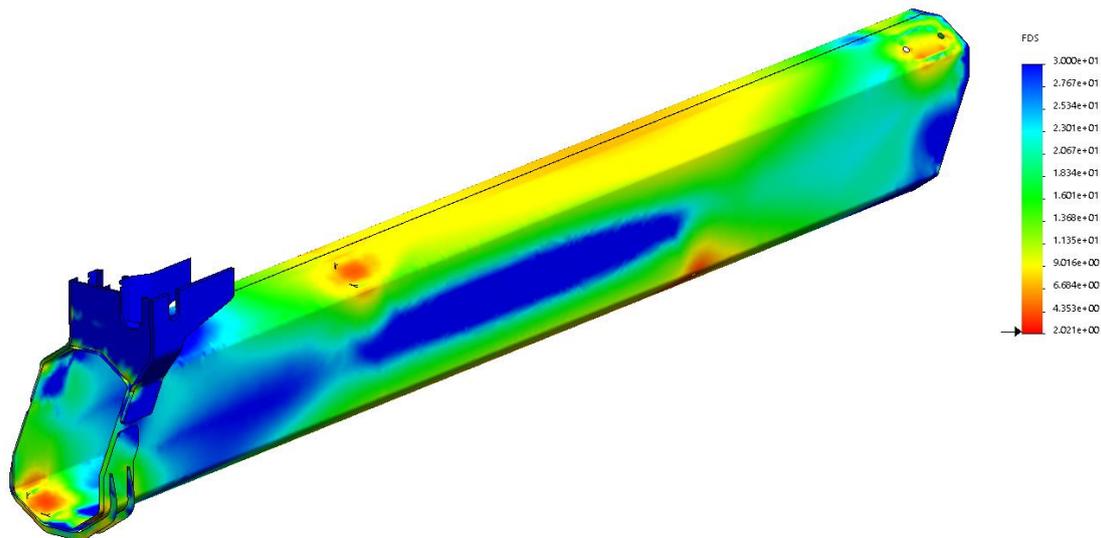
### Situación 3: prolongación 1 y 2 totalmente extendida

Dado que las reacciones de la segunda prolongación cuando está retraída, como se demostró anteriormente, son muy pequeñas y generan pocos esfuerzos en la primera prolongación, analizaremos lo que sucede únicamente cuando la prolongación 2 se encuentra totalmente extendida. Y como en esta circunstancia, el único cilindro habilitado para accionarse es el que mueve a la segunda prolongación, no nos interesa el accionar del cilindro que se evaluó en los dos casos anteriores.

El escenario para este caso es el siguiente.



Sólo con la carga máxima, sin el trabajo del cilindro hidráulico obtenemos una primera imagen con la que comprobamos que el espesor de chapa es correcto. Se pueden observar las tensiones, las que ahora logran distribuirse en la totalidad de la estructura. Esto se debe a que los patines de la segunda prolongación actúan sobre cuatro zonas las que se pueden observar cargadas con tensiones de contacto en uno de los extremos de la viga, del lado izquierdo de la figura.

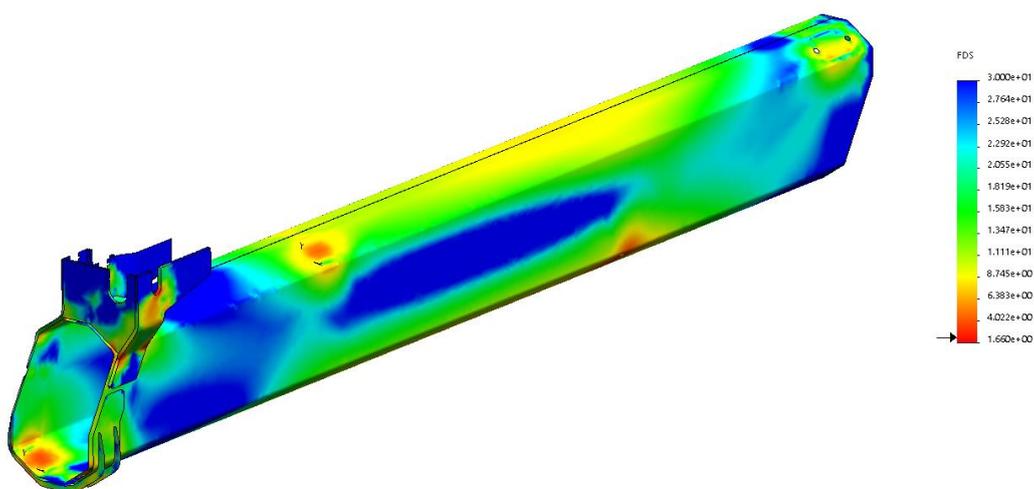


Del lado derecho, se encuentran los patines que estarán en contacto con el segundo brazo. En estas zonas se colocaron las sujeciones del elemento, las cuales se hicieron mediante contactos con rozamiento en una pared virtual, de la misma manera que en la prolongación 2.

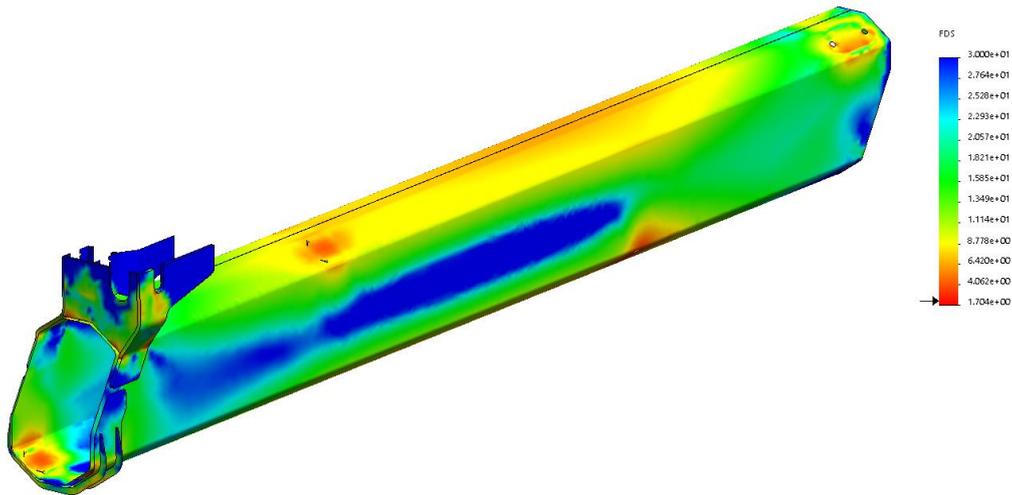
Con respecto a las tensiones máximas producidas, nos encontramos con pequeñas zonas en los vértices de los patines inferiores traseros en los que hay concentraciones de tensión. Las mismas, además de ser reducidas en tamaño, no superan el 50% de tensión de fluencia, por lo que concluimos que es capaz de soportar los esfuerzos.

Cuando se acciona el cilindro hidráulico la situación cambia y observamos mayores dificultades en la estructura. Por un lado, las tensiones aumentan a valores cercanos al 75% de las tensiones de fluencia y por otro, las zonas donde se producen estas tensiones aumentan su tamaño. Las imágenes siguientes muestran estas situaciones.

Extendiendo la prolongación 2 con carga:

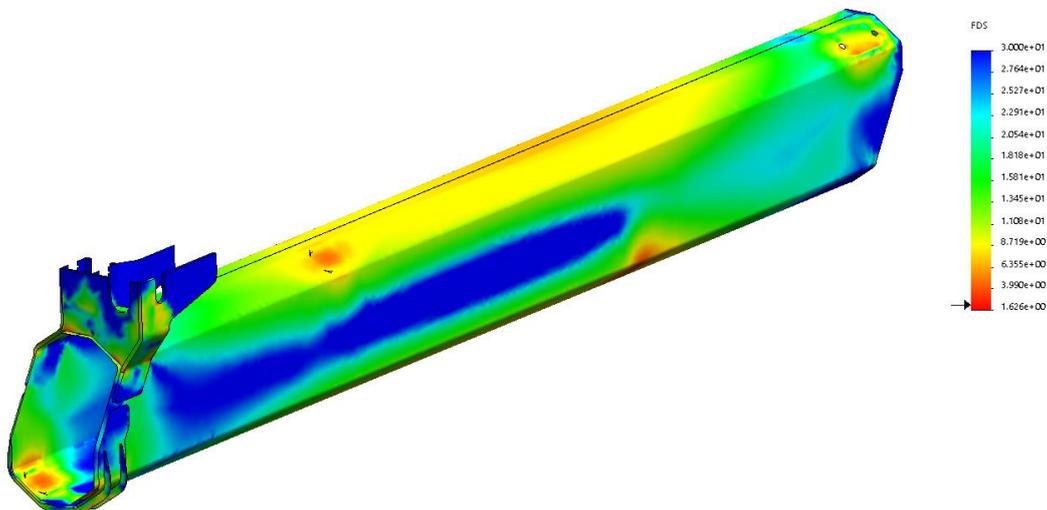


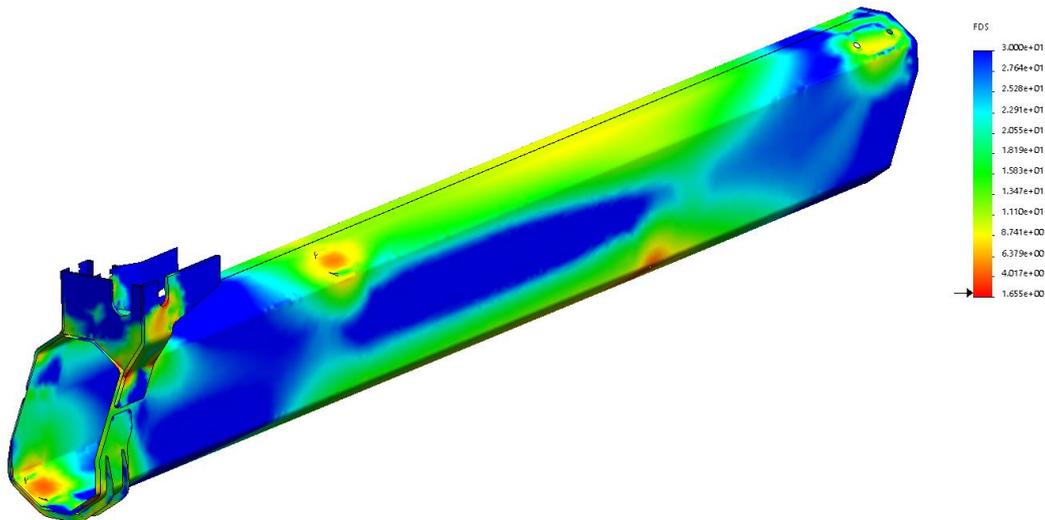
Retrayendo la prolongación 2, es la situación más comprometida, crece un poco más la zona donde se observan las concentraciones de tensiones, en el patín inferior del lado contrario al apoyo del cilindro:



Debido a que las zonas se encuentran comprometidas, es en este punto en el que se toma la decisión de disminuir la carga máxima ya que un aumento del espesor provoca un aumento del peso y los costos que no se reflejarán en el aumento de la capacidad de carga.

Reduciendo la capacidad de carga máxima de  $1400 \text{ [kg]}$  a  $1300 \text{ [kg]}$  logramos una disminución considerable de los esfuerzos. En las imágenes de abajo se tomaron en cuenta las dos últimas situaciones. Se puede observar que predominan los colores azules y verdes en toda la estructura. A su vez, las zonas con tensiones altas disminuyen produciéndose los valores mínimos en la estructura donde se sostiene el cilindro, es decir, ya no en los patines traseros. Por otro lado, consideramos que esas tensiones máximas no son representativas de la situación real debido a la geometría de los elementos finitos de la malla en esos puntos.





### Resultados del análisis para la prolongación telescópica 1

En esta prolongación pudimos concluir que la carga máxima que se pretendía elevar no es resistida con un coeficiente de seguridad lo suficientemente grande. Por esta razón es que se establece ahora que la carga máxima a elevar con la extensión máxima de la grúa sea de  $1300 \overrightarrow{kg}$ . Con este nuevo valor, las prolongaciones estarán trabajando con un factor de seguridad apropiado.

No se comentó anteriormente, pero es importante aclarar que, debido a la carga aplicada por los patines inferiores de la segunda prolongación, fue necesario la incorporación de un refuerzo en esta zona como se pueden apreciar en todas las imágenes que se muestran de la simulación.

Hay que destacar también que todos estos valores se obtuvieron considerando el peso propio de ambas prolongaciones y que las cargas de la viga, que son producto de los apoyos de la pluma en el interior de la prolongación en análisis, fueron adoptadas según el análisis analítico, resultados algo superiores a los obtenidos con la simulación al calcular las reacciones de los patines. Esto nos pone en un lugar de mayor seguridad.

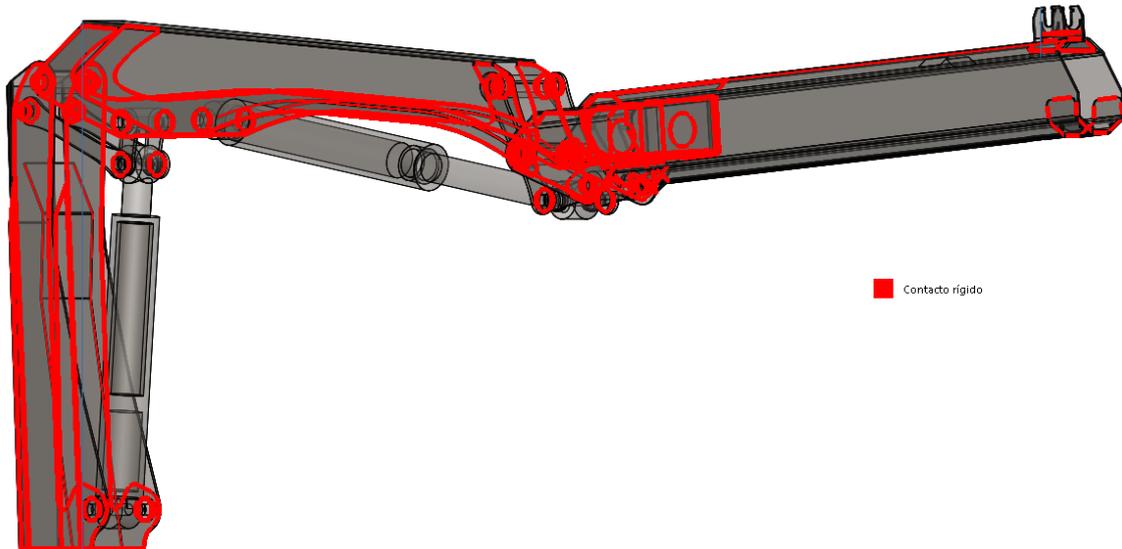
Otro aspecto a tener en cuenta, como se comentó anteriormente, la distribución de tensiones es más pareja, ampliándose la zona con factores de seguridad intermedios. Por esta razón, la aplicación de cortes para disminuir el peso del perfil está más limitado.

#### 8.1.8 Segundo brazo, primer brazo y columna

Para estos tres elementos, como la vinculación se realiza mediante los ejes, cilindros hidráulicos y bielas; la simulación se realizó utilizando todas las piezas actuando en conjunto.

Para el caso de las uniones mediante ejes, se utilizó la herramienta de pasadores, que permite el movimiento de rotación de los elementos en estos puntos. Por otro lado, para incorporar los cilindros hidráulicos utilizamos piezas equivalentes a los cilindros en cuanto a peso, tamaño y rigidez.

Como en las piezas analizadas anteriormente, las uniones de cada elemento soldado se realizaron mediante uniones rígidas entre las aristas y el elemento base como lo haría el cordón de soldadura. Esto se puede observar en la siguiente imagen, donde se muestran los elementos estudiados y con líneas rojas se observan las uniones rígidas entre cada elemento.



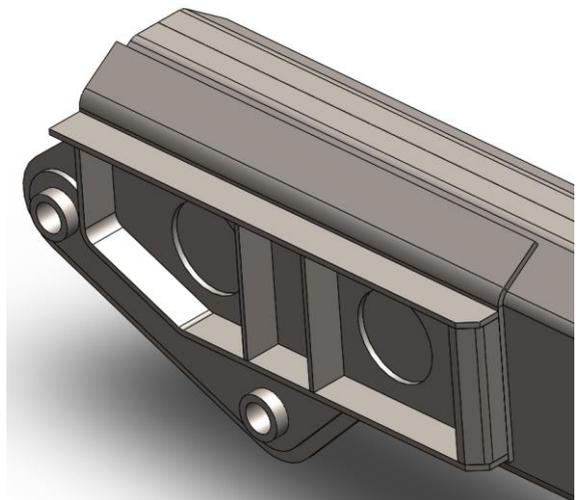
La sujeción de la grúa se encuentra en la base de la columna vertical y las cargas están aplicadas en las secciones que representan la geometría de los patines donde se apoya la primera prolongación telescópica.

A continuación, se analiza cada uno de los componentes.

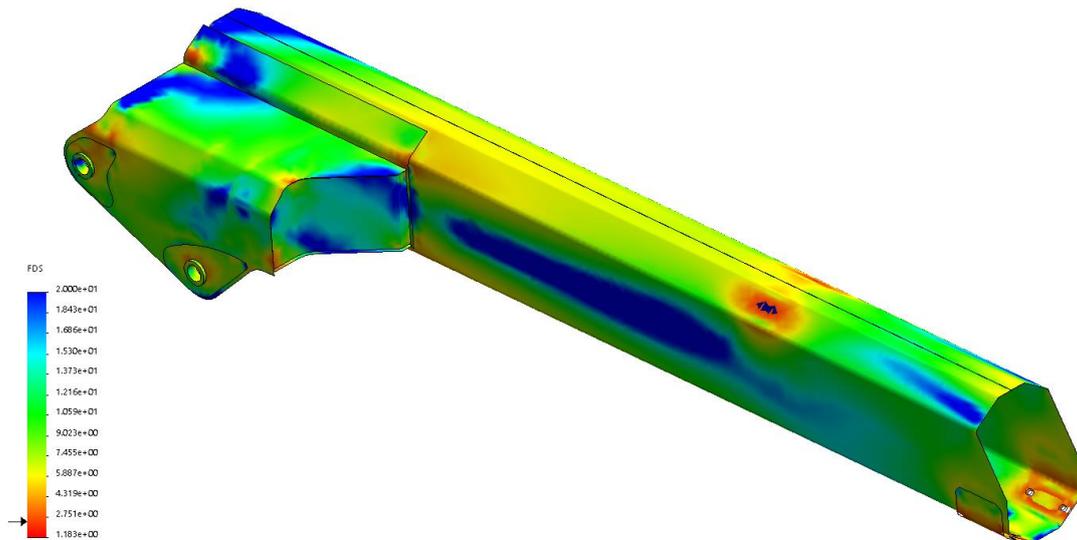
#### 8.1.9 Segundo brazo

Este brazo está compuesto por la viga por donde se deslizarán las prolongaciones telescópicas y un componente que sobresale de la misma que es la que vinculará el segundo brazo con el brazo principal. Es necesaria esta disposición para que, al momento de retraer la grúa, tanto el segundo brazo como sus prolongaciones tengan una separación con respecto a la columna vertical evitando un posible contacto.

Con una primera simulación, utilizando sólo las cargas en los patines de apoyo de la prolongación telescópica vemos el comportamiento de estos componentes. Se observó que, en la unión de ambos, como se realiza mediante una chapa de gran tamaño en comparación a las longitudes de los cordones de soldadura, se produce una gran deformación la cual no es admisible. Es por ello que se adoptó la solución mostrada en la imagen, que consiste en aumentar la cantidad de cordones de soldadura en la parte media de este chapón. Con estos cortes de forma circular, aplicando soldadura en ellos uniendo esta pieza con la viga del segundo brazo se evita la deformación de la chapa en cuestión.



Esta simulación previa permitió también dimensionar los refuerzos necesarios tanto en el interior del cajón, como en los apoyos de los ejes y patines inferiores de la viga. También se determinaron las zonas en las que es conveniente colocar los soportes para el cilindro hidráulico de accionamiento de la prolongación telescópica. Esto se hizo analizando la imagen dada por la simulación. En la misma se observa la zona de bajas tensiones (en azul) en la cara superior del extremo derecho del brazo, donde será conveniente instalar el soporte.



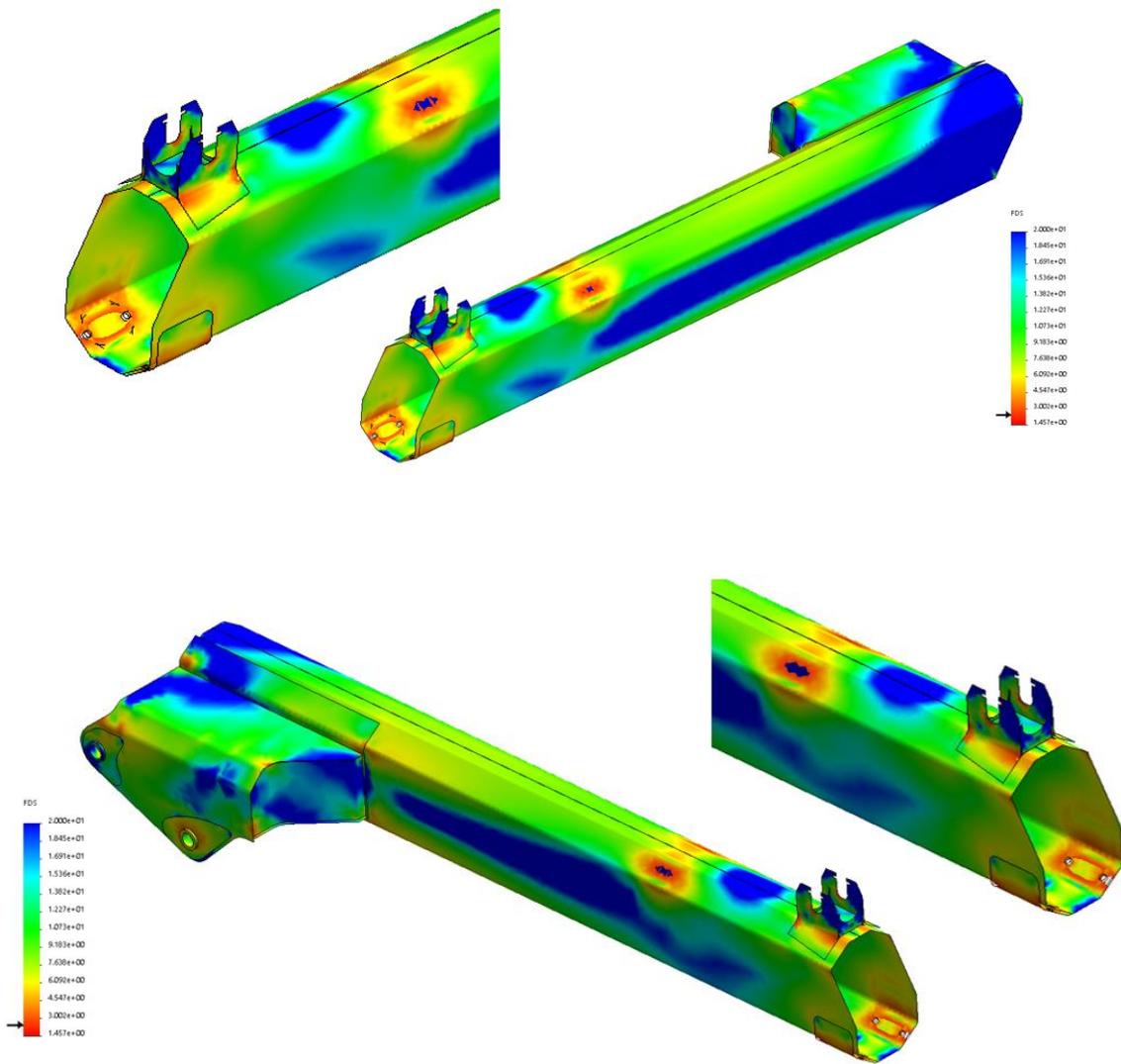
Para la primera prolongación telescópica hemos concluido que la carga máxima de  $1400 \text{ [kg]}$  no es resistida por la grúa. Verificamos que para el segundo brazo se da la misma situación, la carga máxima que se planteó en un principio da zonas muy grandes en las que se consiguen tensiones elevadas. Principalmente se producen en los apoyos de los patines de la prolongación telescópica. Realizando este cálculo con la actual carga de  $1300 \text{ [kg]}$  se comprueba que las zonas en cuestión presentan una considerable disminución tanto de tensiones elevadas como en el tamaño de la superficie en la que se producen estos valores.

En la siguiente tabla se exponen los valores calculados de forma analítica para las reacciones de los patines de la prolongación y la fuerza necesaria que deberá aplicar el cilindro para moverla.

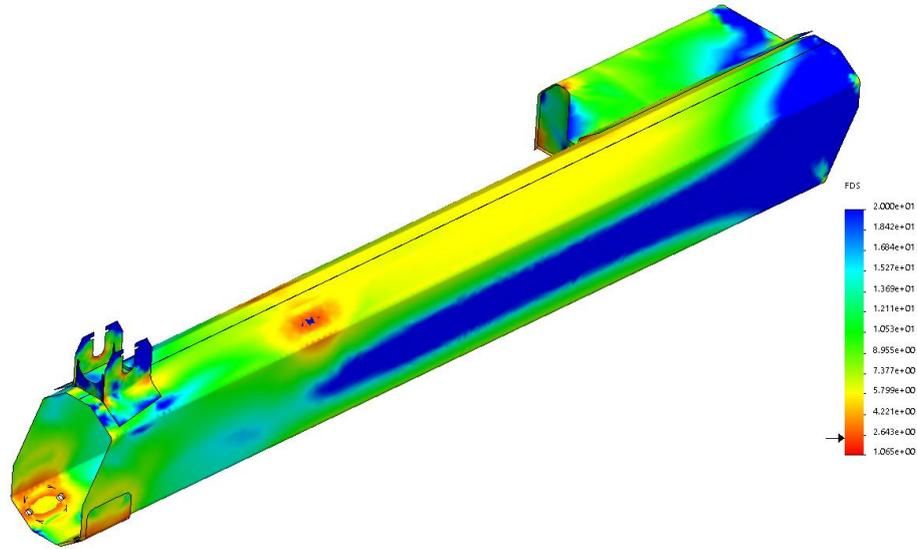
	Carga de $1400 \text{ [kg]}$	Carga de $1300 \text{ [kg]}$
Cargas en patines superiores	$R_{A-1_2} = R_{A-2_2} = 4744 \text{ [kg]}$	$R_{A-1_2} = R_{A-2_2} = 4568 \text{ [kg]}$
Cargas en patines inferiores	$R_{B-1_2} = R_{B-2_2} = 5700 \text{ [kg]}$	$R_{B-1_2} = R_{B-2_2} = 5519 \text{ [kg]}$
Fuerza del cilindro	$F_{cilindro} = 4318 \text{ [kg]}$	$F_{cilindro} = 3903 \text{ [kg]}$

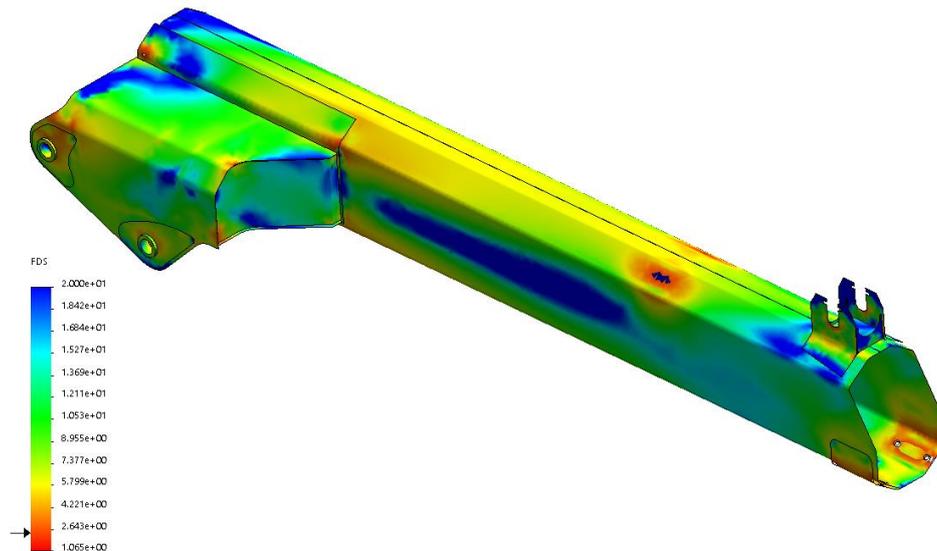
En las siguientes imágenes se puede ver una comparativa de las dos situaciones. Las imágenes reducidas son para la carga de  $1400 \text{ [kg]}$  mientras que las completas son para carga de  $1300 \text{ [kg]}$ . Todos los casos con la aplicación de la fuerza del cilindro.

Extendiendo la prolongación:



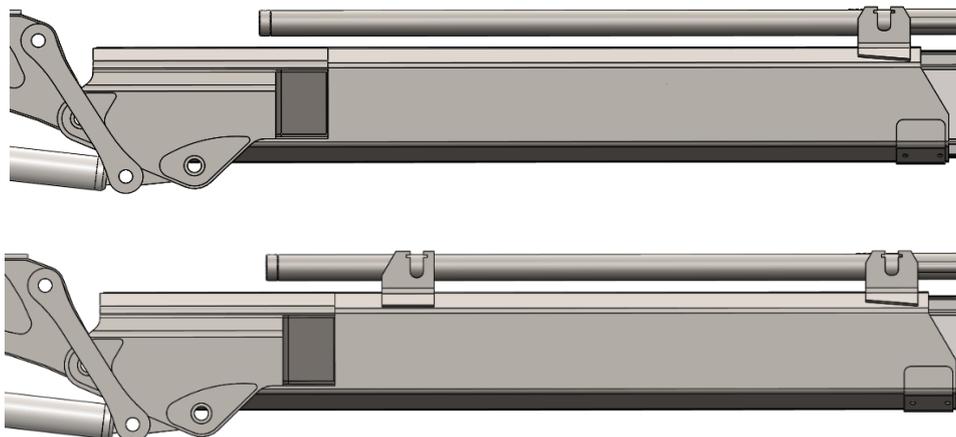
Retrayendo la prolongación:





La situación más exigente para el brazo es cuando el cilindro actúa retrayendo la prolongación, lo que aumenta la flexión de la viga. Esto podemos contrarrestarlo agregando un apoyo para el cilindro hidráulico en la parte trasera del brazo, de esta forma, las cargas se reparten produciendo una menor flexión. Si hacemos que se repartan equitativamente las cargas en los dos apoyos no se obtiene un resultado que marque una diferencia considerable. Por el contrario, si colocamos el apoyo de manera tal que cuando retraiga la prolongación se apoye sólo en la parte trasera y en el caso de extender la prolongación, se apoye en el anclaje delantero; vemos que el beneficio de usar un segundo apoyo se justifica, haciendo que las zonas críticas disminuyan su tamaño de manera apreciable.

Considerando las tensiones producidas en la cara superior y teniendo en cuenta la longitud del cilindro, la mejor ubicación será aquella que, sumando los esfuerzos ya existentes, no produzca nuevas zonas críticas.



Si bien este segundo soporte para el cilindro hidráulico es beneficioso, no hace el mismo aporte para disminuir las tensiones en las caras inferiores de la viga, más precisamente en la zona donde se apoyan los patines inferiores. Para ello, fue necesaria la adopción de refuerzos en forma de nervios que no fueron descriptos para no extender demasiado el informe. Las decisiones tomadas para el diseño e implementación de los refuerzos se verán con más detalle en las piezas siguientes, donde se podrán observar y comprender mejor.

Finalmente concluimos que el segundo brazo podrá conformarse con chapa de 7,94 mm, pudiendo soportar la carga máxima establecida ahora de 1300  $[\vec{kg}]$ .

### 8.1.10 Primer brazo

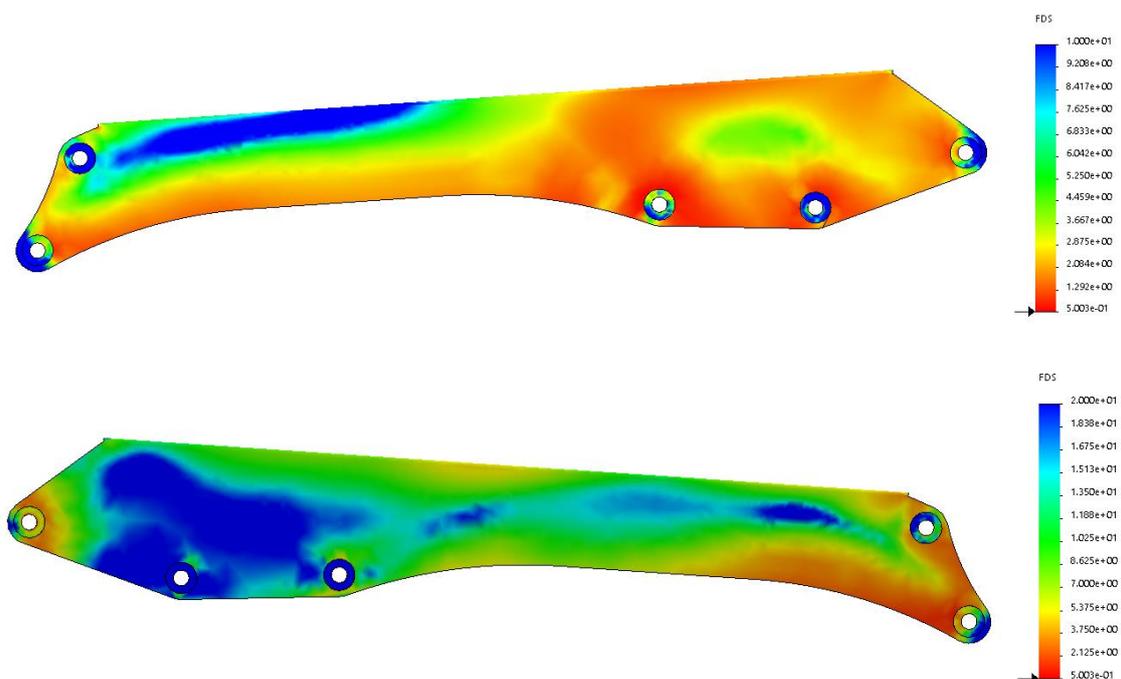
Para no ser reiterativos, explicaremos el procedimiento adoptado para el diseño de los refuerzos para este componente, el cual fue el utilizado en cada una de las piezas. Este tipo de refuerzos son los que se agregan paralelamente a la chapa base para de esta forma aumentar el grosor resistente sólo en las zonas cuyas tensiones alcanzan valores elevados. De esta forma se obtiene una pieza de menor peso al optimizar la distribución del material en las zonas que más lo requieren.

Con la simulación anterior, en la que actúan tanto la columna, como el brazo principal y el segundo brazo, podemos obtener una primera imagen, en la que no se tienen aún los refuerzos. En la misma se puede observar, mediante la escala cromática, que serán necesarios placas que rodeen los alojamientos de los ejes.

Como la carga se encuentra excéntrica al eje longitudinal de esta pieza, los esfuerzos no son simétricos; por esta razón se puede ver que, de un lado, los esfuerzos en los alojamientos de los ejes se dan principalmente en la parte que se vincula con el segundo brazo, mientras que en la cara opuesta se dan en los cuatro alojamientos inferiores.

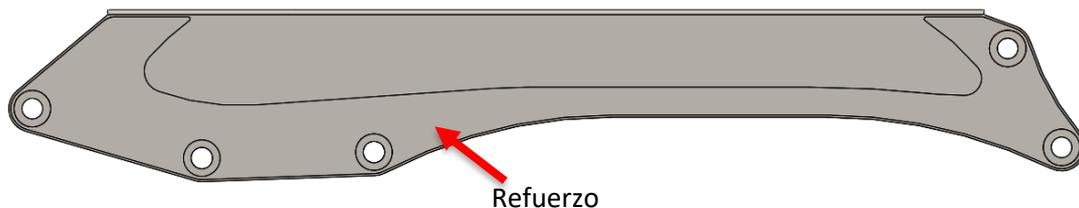
La imagen superior, que muestra un área de colores cercanos al rojo de mayor tamaño, se debe a que es el lado más cercano al segundo brazo, por lo que son los alojamientos de este lado los que presentan una carga mayor que los del lado opuesto. Las cargas o tensiones que afectan a la cara opuesta están representadas en la imagen inferior. En ambos casos, la representación de las cargas se hace a través de los factores de seguridad.

Comprobamos también que será necesaria una unión interna para evitar la deformación de las caras del perfil, producto de la esbeltez del componente.



Por otro lado, se puede apreciar que la resistencia general del componente no es aceptable, siendo amplia la zona con factores de seguridad inferiores al deseado.

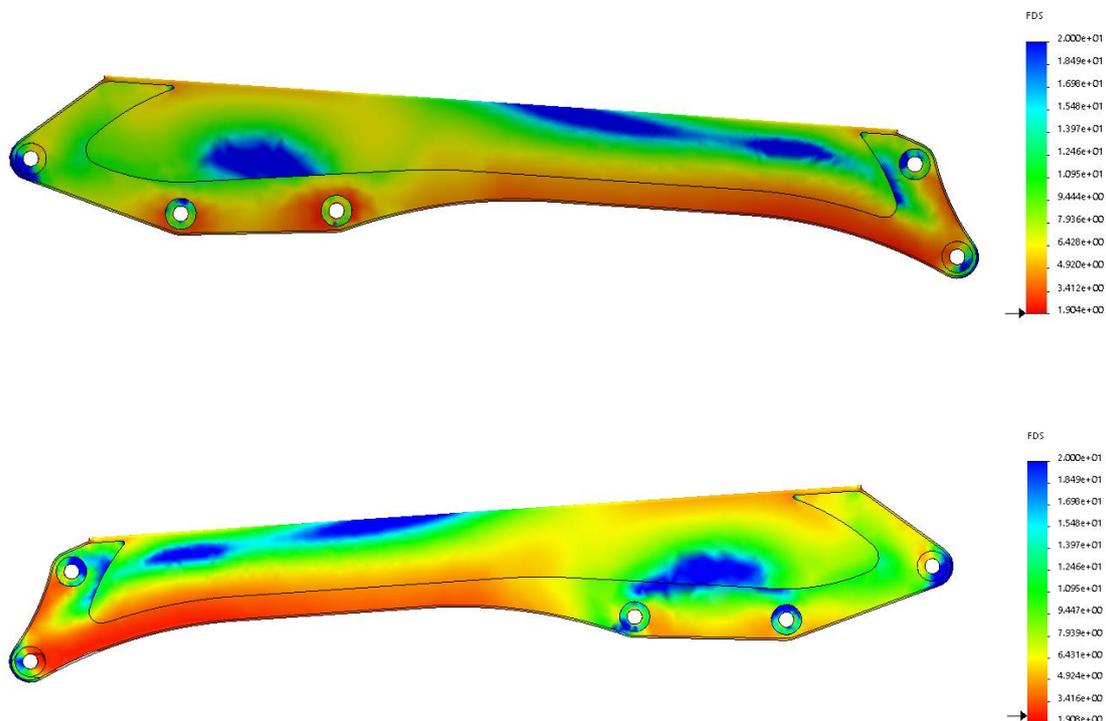
Es en este punto en el que se comienza a determinar la forma que deberá presentar cada uno de los refuerzos. De acuerdo a la imagen y observando principalmente las áreas con factores de seguridad reducidos, (inferiores a 2,5 aproximadamente) dibujamos una forma preliminar de la chapa que se soldará en todo su contorno con la chapa usada de base. Así, logramos un diseño como el que se muestra a continuación.



Hay que destacar que este diseño fue logrado luego de varias pruebas con las que se evalúa el desempeño de cada solución, para adoptar la que mejor cumple con los requerimientos.

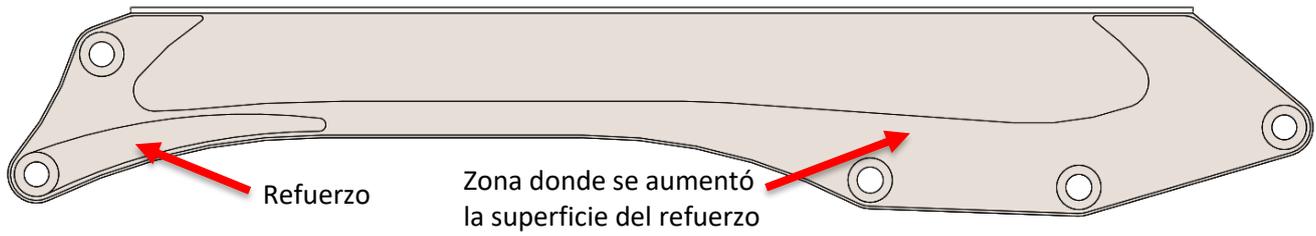
#### Refuerzos asimétricos

Debido a la asimetría de esfuerzos entre las caras de un lado y del otro del perfil, estamos obligados a implementar refuerzos distintos. Como base inicial y con el concepto de simplificar su fabricación, se aplica primero el mismo refuerzo en los dos laterales. Con la simulación obtenemos los siguientes resultados.

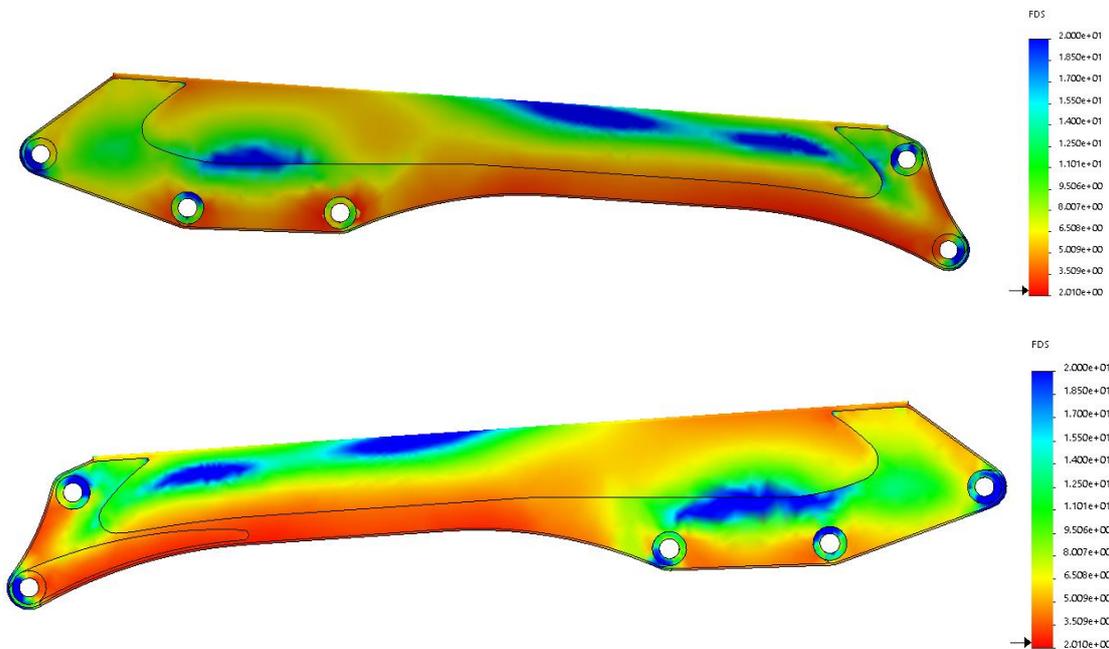


Es en la imagen inferior donde tendremos valores más elevados de tensión en la zona cercana al segundo brazo. Allí colocamos un segundo refuerzo con el fin de llegar a valores aceptables de coeficientes de seguridad. También, para aumentar la resistencia en los apoyos de los ejes para el cilindro y bielas del lado más cercano a la columna vertical, en los cuáles pudimos observar una leve concentración de tensiones, se podrá apreciar en las imágenes que la forma del refuerzo es distinta, ampliando su superficie en esta zona.

Así logramos el siguiente diseño.

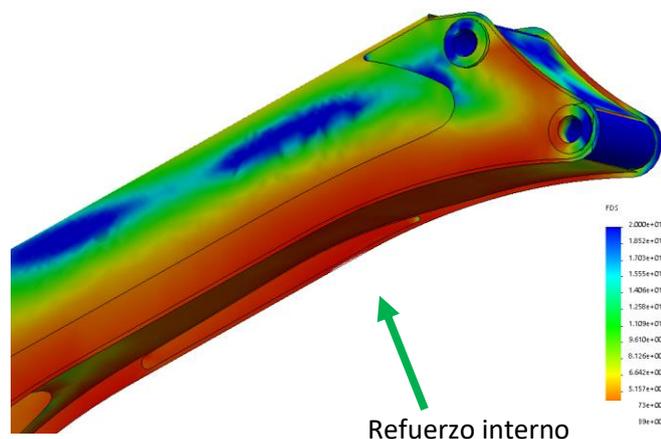


Considerando este nuevo refuerzo podemos apreciar que la resistencia aumenta significativamente, reduciendo las zonas con tensiones superiores a las requeridas. Esto es lo que se observa en las escalas a la derecha de cada imagen, donde la flecha indica el valor límite. Por un lado, los valores que se encuentran por debajo de este límite, presentan una menor diferencia en comparación con la simulación anterior y, además, si se hace un análisis del tamaño de estas zonas podremos comprobar que en el último caso son de tamaño muy reducido y ubicadas en zonas que, de ser necesario, pueden reforzarse con tabiques internos sin comprometer el funcionamiento de la grúa.



Un claro ejemplo de refuerzos internos que no comprometen el funcionamiento de la grúa al no interponerse en los movimientos que puede realizar son los que podrían agregarse en la cara interna del perfil, como se muestran en la imagen de la derecha.

En la zona donde se colocan estos refuerzos se producen tensiones elevadas al estar alejado el tabique que une las dos caras laterales para dar lugar al cilindro hidráulico cuando la grúa se coloca en la posición



totalmente retraída. Por esta razón, se incrementan las tensiones en estas caras descubiertas o desprovistas de una unión que aumente su resistencia. Al colocar un refuerzo en esta zona, que por un lado aumente el espesor de las caras laterales y que por otro las vincule al tabique interno, se elimina de esta parte cualquier superficie que se encuentre fuera de los límites requeridos.

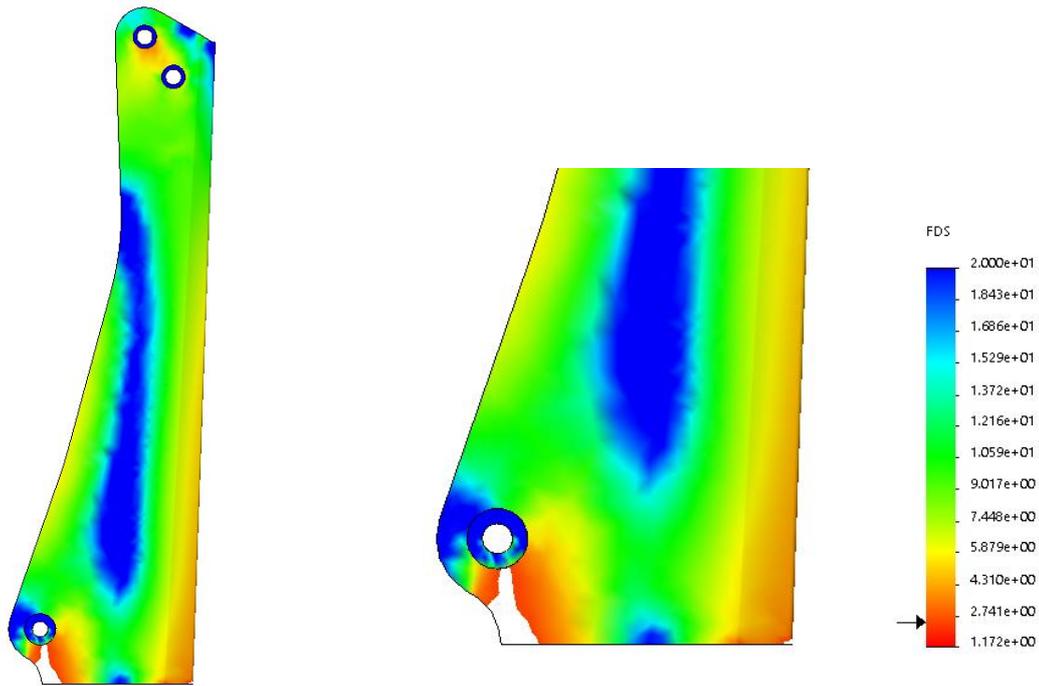
#### 8.1.11 *Columna vertical*

La columna es una de las partes más complejas de la Hidrogrúa, debe ser capaz de soportar los esfuerzos combinados de flexión, compresión y torsión generados por las partes móviles y transmitirlos a la base de la grúa. Para este elemento, se utilizó el mismo método y simulación que se mostró anteriormente para el primer y segundo brazo. En este caso, tenemos que el cilindro hidráulico será el componente que soporte la mayor carga, mientras que en la estructura de la columna vertical no encontraremos demasiados esfuerzos, o al menos de cierta complejidad como se presentaban en los casos anteriores.

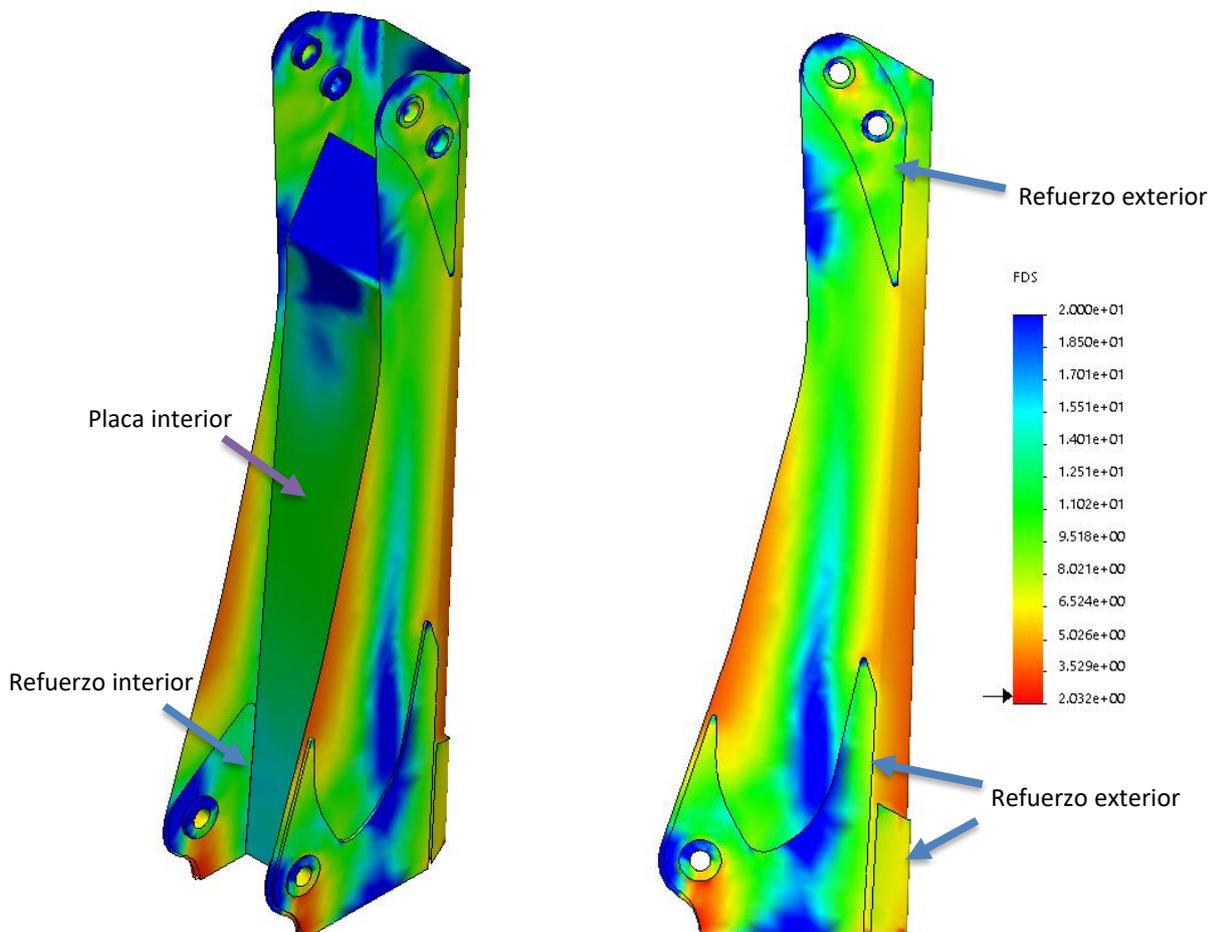
Por el gran esfuerzo normal de compresión que soporta el cilindro hidráulico, veremos que la zona más comprometida es el anclaje inferior del cilindro; como así también la sección de la columna unida mediante soldadura con el piñón que hace de base giratoria de la grúa. Este último elemento será el que tendrá que soportar la carga a elevar, el peso de toda la estructura móvil de la grúa, los momentos producidos por estas cargas y el esfuerzo que le provocarán las cremalleras para imponerle el movimiento giratorio; con esto tendremos también las cargas producidas por el rozamiento de los cojinetes.

En la misma simulación con la que analizamos al primer y segundo brazo obtenemos las primeras imágenes en las que se observa la gran carga que ejerce el cilindro en la parte inferior de la columna. Si bien podría adoptarse una base de mayor tamaño, evitando de esta forma estos grandes esfuerzos, no es posible considerar esta opción porque consecuentemente se tendría un mayor volumen en la pieza que forma el piñón, principalmente para generar la transición entre la forma de la base de la columna vertical y el piñón, cilíndrico y de menor tamaño. Esta transición, no es más que una masa de fundición que no aporta función alguna, por lo que sólo agrega peso innecesariamente. Es por esta razón que la forma de la base de la columna vertical tiene una saliente para alojar el anclaje inferior del cilindro, para que cumpla las funciones geométricas requeridas para el movimiento de la grúa utilizando el mismo cilindro que se emplea entre el primer y segundo brazo separándose de la estructura de la columna para de esta forma no aumentar su tamaño en la parte inferior.

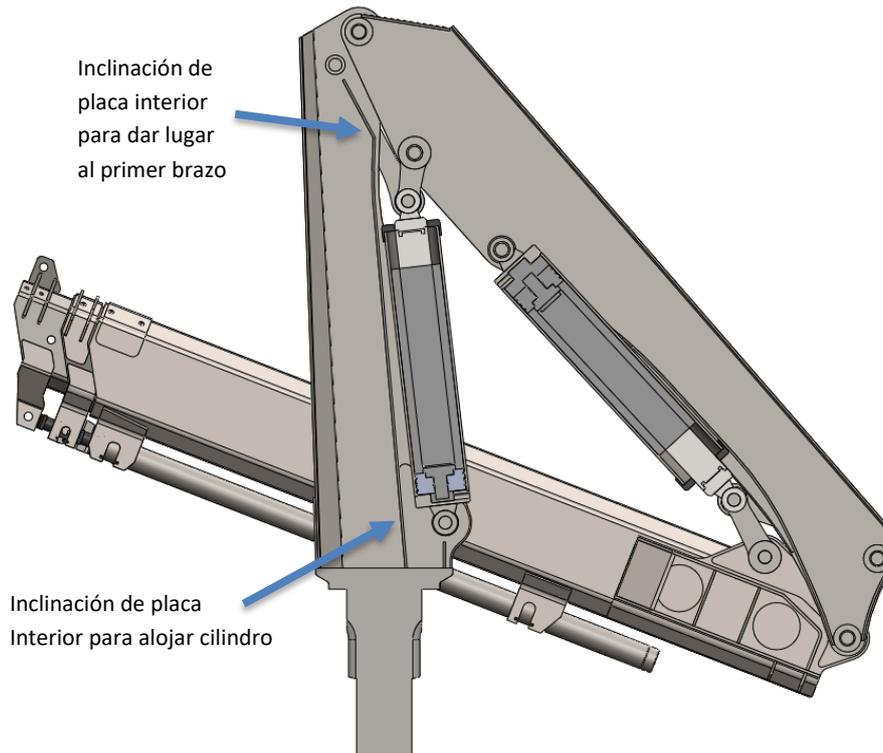
Las imágenes de esta primera simulación son las siguientes. A la derecha se puede observar un detalle de la parte inferior. La zona sin color o transparente es la que supera las tensiones preestablecidas como límite, dependiendo de los factores de seguridad dados por norma.



Finalmente, aplicando el mismo método utilizado en las piezas anteriormente vistas, los refuerzos fueron diseñados a partir de la escala de colores. En este caso fue necesario colocar una placa interior la cuál une las caras laterales del perfil como así también refuerzos interiores y exteriores que señalamos en las imágenes.



La forma de la placa interna debe tener una leve inclinación de manera tal que, al retraer la grúa, el cilindro hidráulico quede alojado en el espacio formado entre las caras laterales y la placa interior. Además, en la parte superior de esta placa también será necesario un pliegue hacia el interior dejando el espacio libre para el movimiento de la parte trasera del primer brazo al momento de retraerse. En la siguiente imagen de la vista lateral en corte de la grúa, se observa la posición de la placa interior de la columna vertical como así también la placa interior del segundo brazo, con respecto a la posición de los cilindros hidráulicos en la configuración de la grúa totalmente retraída.



#### 8.1.12 Sistema de giro: Conjunto Piñón – Cremallera - Base o bastidor

Tomando como referencia los diseños más comunes, las columnas están compuestas por 2 partes. La primera es de carácter estructural; soporta la carga, los brazos, y el cilindro hidráulico de columna. Para esto es fabricada con chapa plegada A36, refuerzos soldados, y bujes mecanizados.

La segunda es de carácter mecánico; está compuesta por un eje vertical con 2 puntos de apoyo, y un engranaje intermedio que engrana con una cremallera, la cual es accionada hidráulicamente y se desplaza axialmente en un eje horizontal, para girar la columna (ver Ilustración 9). Para su fabricación se parte de una pieza maciza, se mecaniza el eje vertical y el engranaje y, en algunos casos, se realiza un tratamiento térmico para endurecer las superficies de contacto del eje con los bujes, y del engranaje con la cremallera. Hasta pieza, en adelante, la llamaremos "piñón".

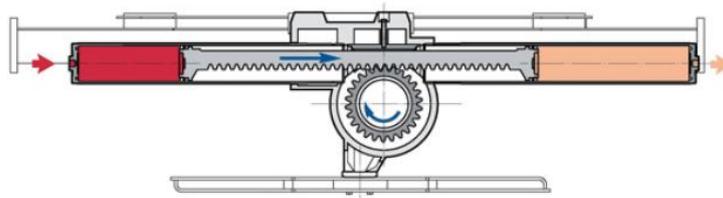


Ilustración 9 - Cremallera y piñón en vista superior

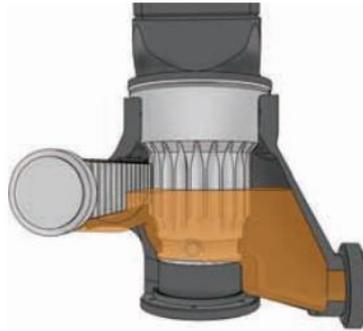


Ilustración 10 - Representación de una base de fundición



Ilustración 11 - Fotografía tomada de una hidrogrúa con base compuesta (fundición y chapa soldada)

Las características de los materiales y métodos de fabricación, utilizados regularmente para estas funciones, son muy diferentes. Además, como requerimiento adicional, la columna y el piñón deben ser unidas por medio de soldadura, para formar una sola pieza. Una unión del tipo brida sería más costosa, y más voluminosa, lo cual no sería práctico para Hidrogrúas de esta capacidad.

Desconocemos el material con el que está compuesto el piñón, pero la superficie no mecanizada, muestra la rugosidad característica de un material fundido. Por esta falta de información, fue necesario realizar una corta investigación acerca de las propiedades de los aceros fundidos.

El material buscado debe tener características mecánicas similares a las del material de la columna, debe ser soldable, mecanizable, y apto para realizar tratamiento térmico. La información recabada sobre estos materiales se agrega en el ANEXO C.

En las ilustraciones 10 y 11 se pueden ver los dos tipos de fabricación evaluados. En ambos casos se tiene un piñón unido mediante soldadura a la columna vertical. La diferencia radica en el tipo de construcción de la base. En la primera se observa una base completamente fundida, mientras que en la segunda algunas partes se realizan en fundición (como los alojamientos de los bujes) y se ensamblan a toda la estructura de chapa que es de chapa.

### 8.1.13 Piñón

El piñón es el elemento que, como se explicó anteriormente, es unido a la parte inferior de la columna vertical y se vincula mediante bujes a la estructura de la base de la grúa. Esto permite que la grúa pueda rotar teniendo como centro de giro el eje geométrico del piñón.

#### Esfuerzo necesario para lograr el movimiento

El momento necesario para vencer la inercia de la grúa más la carga al iniciar o finalizar el giro de la grúa está determinada por:

$$M_{giro} = I_{total} \cdot \alpha$$

Para la inercia total consideramos todas las partes móviles en la posición con mayor longitud horizontal, y la capacidad de carga nominal de la grúa; teniendo en cuenta sus masas y distancias de los centros de gravedad al eje de rotación, así obtenemos el siguiente valor verificado con las inercias dadas por el programa de diseño utilizado.

$$I_{total} = I_{brazo} + I_{carga} = \frac{1}{3} m_{brazo} L_{brazo}^2 + m_{carga} L_{carga}^2 = 18370 [kgm^2] + 84050 [kgm^2] = 102420 [kgm^2]$$

Las velocidades de giro de las grúas no deben ser elevadas, como tampoco deberán serlo las aceleraciones tanto para el inicio como en el final de esta rotación dado que, valores elevados, pueden atentar contra la propia integridad estructural. Es por esta razón que establecemos como velocidad angular máxima  $\omega = 0,5 \text{ rpm}$ . Si consideramos que el frenado por completo de la rotación requiere de  $10^\circ$ , la aceleración angular será:

$$\alpha = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2 \cdot \varphi} = 0,007854 [rad/s^2]$$

Siendo  $\varphi$  el ángulo de aceleración de  $10^\circ$  en radianes.

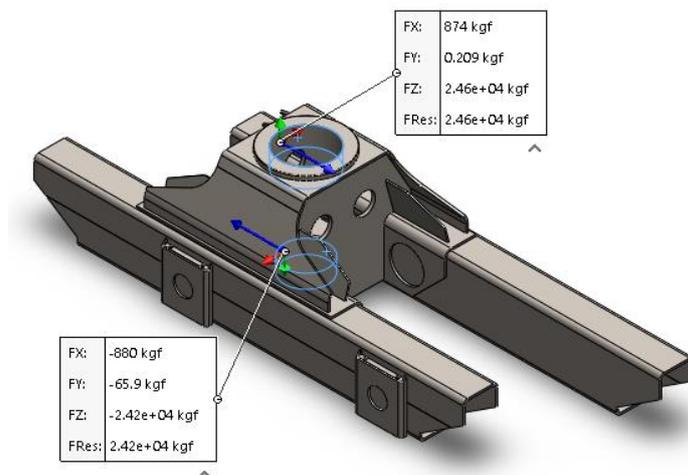
Calculamos con estos valores el momento necesario para la rotación:

$$M_{giro} = I_{total} \cdot \alpha = 804,4 [Nm]$$

### Rozamiento

Los rozamientos estarán dados por los apoyos del piñón en los bujes del bastidor o base de la grúa. Tendremos dos tipos de rozamiento que al final sumaremos sus efectos. Por un lado, el que proviene del peso propio de las partes móviles más la carga y otro producto del momento generado por las mismas partes.

Para determinar estos rozamientos, consideramos que los contactos se encuentran lubricados y las reacciones las tomamos de los resultados arrojados por el programa de diseño. Estos resultados se representan en la siguiente imagen, donde se puede observar que la reacción en el buje superior es de  $24.600 [\vec{k}g]$  mientras que en el inferior  $24.200 [\vec{k}g]$ .



Con estos valores calculamos el rozamiento que se deberá vencer para comenzar el giro de la grúa.

$$F_{r \text{ buje superior}} = \mu_e F_{\text{bujes superior}} = 0,2 \cdot 24600 [\overrightarrow{kg}] = 4920 [\overrightarrow{kg}]$$

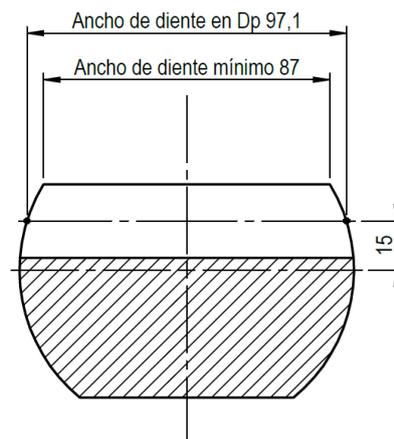
$$F_{r \text{ buje inferior}} = \mu_e F_{\text{bujes inferior}} = 0,2 \cdot 24200 [\overrightarrow{kg}] = 4840 [\overrightarrow{kg}]$$

$$F_{r \text{ peso movil+carga}} = \mu_e F_{\text{peso movil+carga}} = 0,2 \cdot (1235 [\overrightarrow{kg}] + 1250 [\overrightarrow{kg}]) = 497 [\overrightarrow{kg}]$$

### Dentados

Para calcular la resistencia tanto de los dientes como la fuerza necesaria que se deberá aplicar en la cremallera, será necesario dimensionar primero geoméricamente el piñón. A continuación, nos ocuparemos de establecer las formas tanto del piñón como de la cremallera, suponiendo una camisa de 4" para el cilindro que accione a la cremallera y módulo para los dientes de  $M = 10$ .

Considerando que la cremallera se construirá con una barra cuyo diámetro sea acorde al diámetro interior de la camisa del cilindro, y optimizando el uso de ese espacio para la construcción de un dentado lo más ancho posible, sin perder resistencia en la parte maciza de la cremallera. Con estas consideraciones, la dimensión de la cremallera, la cual será necesario conocer de antemano para los cálculos subsiguientes nos queda:



### Dentado del piñón

Como se expresó anteriormente, las velocidades de rotación deberán ser bajas. Es por esta razón que en los dentados no tendremos efectos dinámicos, por lo que adoptamos el cálculo según la ecuación de Lewis para ruedas dentadas.

Adoptamos un módulo  $M = 10$  y un ángulo de presión de  $20^\circ$ . En base a la sección que se tiene en la base de la columna vertical, podemos tener una dimensión aproximada del eje donde se construirá el dentado. Adoptamos así un diámetro exterior del dentado de  $D_e = 220 \text{ mm}$ .

El diámetro exterior estará dado por la expresión  $D_e = D_p + 2 \cdot h$  siendo  $h = M = 10 \text{ mm}$  la altura del diente. Obtenemos así el diámetro primitivo del dentado del piñón:

$$D_p = D_e - 2 \cdot h = 220 \text{ mm} - 20 \text{ mm} = 200 \text{ mm}$$

El número de dientes será entonces:  $Z = \frac{D_p}{M} = \frac{200}{10} = 20$

El material elegido, por la complejidad de su forma en la zona que se une con la columna vertical, es una fundición hierro. La unión del piñón con la columna vertical se hará mediante soldadura, lo que exige que el material sea apto para tal fin. Finalmente, adoptamos fundición de hierro maleable cuyo  $\sigma = 2460 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$ .

El factor de forma  $Y$  se obtiene por tabla dependiendo del número de dientes, si carga se da en la punta o cerca del centro del flanco del diente y el ángulo de presión. La tabla utilizada es la AT 24 de Faires, donde utilizamos el valor de  $Y = 0,32$  para carga en la punta, altura completa y 20 dientes. Con estos datos, nos colocamos del lado de la seguridad en el cálculo de la resistencia del diente, sin tener que aplicar con ello coeficientes de seguridad.

De esta manera, aplicando la ecuación de Lewis con estos datos obtenemos:

$$F_s = \frac{\sigma \cdot b \cdot Y \cdot M}{10} = \frac{2460 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right] \cdot 8,716 [cm] \cdot 0,32 \cdot 10 [mm]}{10} = 6861,6 [\vec{kg}]$$

Esta es la carga máxima que podrá soportar el dentado. El ancho  $b$  útil empleado en el cálculo se deduce del ancho mínimo del diente de la cremallera, situado en la punta del diente. El mismo se obtiene como resultado de la posición del diámetro primitivo con respecto al eje geométrico de la cremallera.

Considerando un factor de servicio  $N_{fs} = 1,25$  utilizado para máquinas de elevación, según Faires página 490, obtenemos finalmente una fuerza resistente.

Fuerza resistente del dentado del piñón:

$$F_{sf} = 5489,3 [\vec{kg}]$$

Ahora que conocemos tanto las dimensiones del piñón y de la cremallera como así también los esfuerzos que deberán vencer para lograr la rotación de la grúa, estamos en condiciones de hacer la verificación estructural de cada elemento.

### Fuerza de accionamiento en cremallera

*Fuerza producto de la inercia de las partes móviles*

Siendo el diámetro primitivo del piñón  $D_p = 200 \text{ mm}$  y el momento  $M_{giro} = 804,4 [Nm]$  podemos calcular la fuerza en la cremallera:

$$F_{r \text{ partes móviles}} = \frac{M_{giro}}{D_p/2} = \frac{804,4 [Nm]}{0,1 [m]} = 8044 [N] = 820 [\vec{kg}]$$

*Fuerza del rozamiento de bujes*

Para simplificar la denominación de cada esfuerzo, llamaremos  $F_{r-1}$  a la fuerza en dirección de la cremallera que provoca el rozamiento del buje superior, mientras que  $F_{r-2}$  será la producida por el buje inferior y  $F_{r-3}$  a la que produce el rozamiento con el buje considerando las fuerzas verticales. También tenemos, los radios donde se producen los contactos entre los apoyos del piñón y los bujes respectivamente  $r_{bujes 1}$ ,  $r_{bujes 2}$  y  $r_{bujes 3}$ .

Calculamos los momentos producidos por cada buje debido al rozamiento:

$$M_{r-1} = F_{r \text{ buje superior}} \cdot r_{bujes 1} = 4920 [\vec{kg}] \cdot 0,111 [m] = 546,12 [kgm]$$

$$M_{r-2} = F_{r \text{ buje inferior}} \cdot r_{\text{bujes}} = 4840 [\overrightarrow{kg}] \cdot 0,085[m] = 411,4 [kgm]$$

$$M_{r-3} = F_{r \text{ peso movil+carga}} \cdot r_{\text{bujes}} = 497 [\overrightarrow{kg}] \cdot 0,113[m] = 56,16 [kgm]$$

De acuerdo con el diámetro primitivo del piñón, las fuerzas en dirección a la cremallera están determinada por las siguientes expresiones.

$$F_{r-1} = \frac{M_{r-1}}{D_p/2} = \frac{546,12 [kgm]}{0,1 [m]} = 5461,2 [\overrightarrow{kg}]$$

$$F_{r-2} = \frac{M_{r-2}}{D_p/2} = \frac{411,4 [kgm]}{0,1 [m]} = 4114 [\overrightarrow{kg}]$$

$$F_{r-3} = \frac{M_{r-3}}{D_p/2} = \frac{56,16 [kgm]}{0,1 [m]} = 561,6 [\overrightarrow{kg}]$$

Finalmente calculamos la fuerza total que ejerce la cremallera:

$$F_{\text{total cremallera}} = F_{r-1} + F_{r-2} + F_{r-3} + F_{r \text{ partes móviles}}$$

$$F_{\text{total cremallera}} = 5461,2 [\overrightarrow{kg}] + 4114 [\overrightarrow{kg}] + 561,6 [\overrightarrow{kg}] + 820 [\overrightarrow{kg}] = 10.956,8 [\overrightarrow{kg}]$$

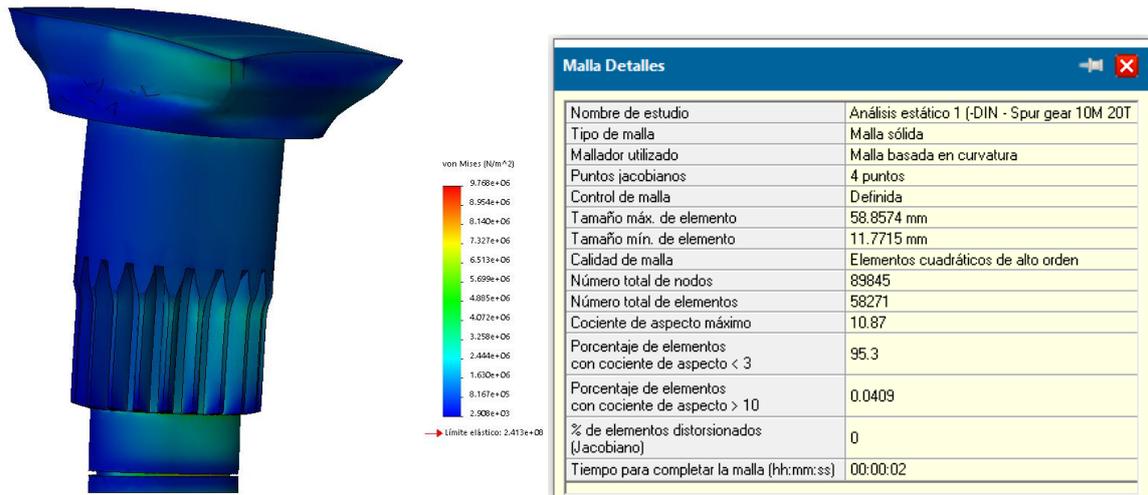
### Conclusión

Siendo la fuerza que admite el dentado del piñón  $F_{sf} = 5489,3 [\overrightarrow{kg}]$  (teniendo en cuenta, un factor de servicio  $N_{fs} = 1,25$ ) muy inferior a los  $10.956,8 [\overrightarrow{kg}]$  demandados por la grúa para lograr su rotación (operando a la carga máxima y al máximo alcance), nos vemos obligados a utilizar dos cremalleras que actúen a la vez. De esta manera, cada cremallera deberá producir una fuerza  $F_{\text{cremallera}} = 5478,4 [\overrightarrow{kg}]$ . Esta misma fuerza es la que estará aplicada en cada diente del piñón, la cual es inferior a la fuerza admisible del diente.

De esta forma, concluimos que serán necesarias dos cremalleras actuando en lados opuestos del piñón para no comprometer la resistencia del mismo.

### Resultados de simulación

Conociendo la fuerza necesaria para generar el movimiento de rotación de la grúa y fuerza máxima que soporta el dentado podemos determinar la cremallera necesaria para generar el movimiento.



Con el análisis se obtuvo elevados valores de coeficientes de seguridad, es decir, estructuralmente el elemento soporta los esfuerzos holgadamente, siendo la única limitante el esfuerzo producido en el dentado al momento de girar la grúa.

#### 8.1.14 Cremallera

No hay pandeo por el uso de dos cremalleras que hacen que los esfuerzos se reduzcan a la mitad. El desplazamiento máximo obtenido es de 0,2 mm en la carga máxima. Mediante el software se hizo un análisis de fatiga con el que se concluye de que es capaz de soportar más de 100.000 ciclos sin fallar.

Como se puede observar en las imágenes de la simulación, las máximas concentraciones de tensión se producen en el contacto con el diente del piñón. No consideramos a estos valores representativos de lo que sucedería en la realidad dado que para la simulación toda la carga recae sobre un único diente. Además, no se está considerando el posterior tratamiento térmico que se le realizará al diente para soportar tensiones de contacto.

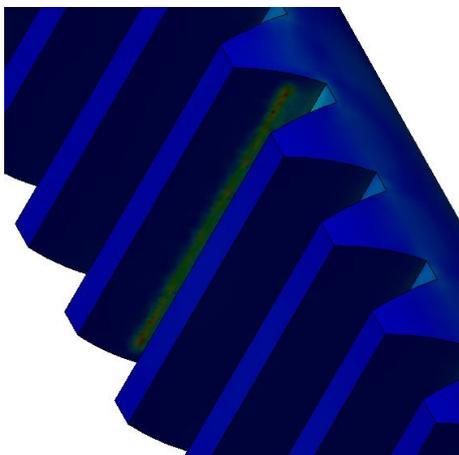


Ilustración 13 – Acercamiento del diente cargado

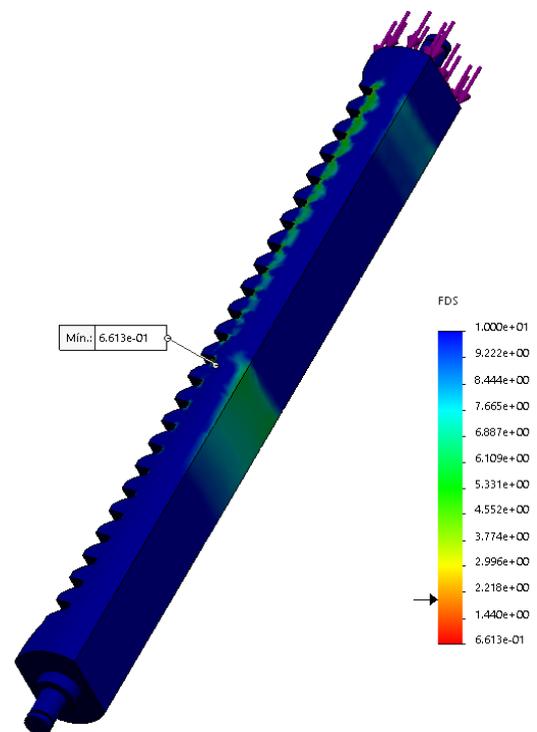


Ilustración 12 - Máximas tensiones producidas por la flexión en la cara traccionada

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-DIN - Rack-spur - rectangular)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	16 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	14.5561 mm
Tamaño mín. de elemento	14.5561 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	95758
Número total de elementos	61715
Cociente de aspecto máximo	9.5886
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	95.4
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02

Ilustración 14 - Resultados del mallado

Se agregan las tablas de mallado correspondientes al piñón y a la cremallera para mostrar que los resultados obtenidos presentan un porcentaje de elementos con cociente de aspecto menor a 3 mayor al 95% en ambos casos, por lo que los resultados tienen pocas distorsiones, lo que también fue comprobado al evaluar el trazado de error de norma en cada caso.

### 8.1.15 Bastidor o base

La base de la hidrogrúa es la estructura fijada al chasis del camión mediante grampas en forma de U.

Al estar sometida a los esfuerzos producidos por la carga, se generará en el chasis del camión una torsión elevada, la cual, en parte, puede ser disminuida por la implementación de los estabilizadores que transmitirán la mayor cantidad de esfuerzos directamente al suelo. Se obtendrá la mayor torsión del chasis cuando la carga se encuentra más alejada en los laterales del camión, es decir, cuando la grúa se encuentra en posición perpendicular al eje longitudinal del camión.

De acuerdo a su forma de actuar, podemos encontrar dos tipos diferentes de bastidores. El primero es del tipo rígido, más sencillo en su construcción, pero de mayor peso para garantizar la rigidez de su estructura, y el segundo, es del tipo pivotante con la que se logra una estructura que le brinda mayor libertad al chasis para poder torsionar.

Nos proponemos en este trabajo elaborar un análisis sólo del bastidor rígido, debido a las complicaciones numéricas que presenta un bastidor pivotante.

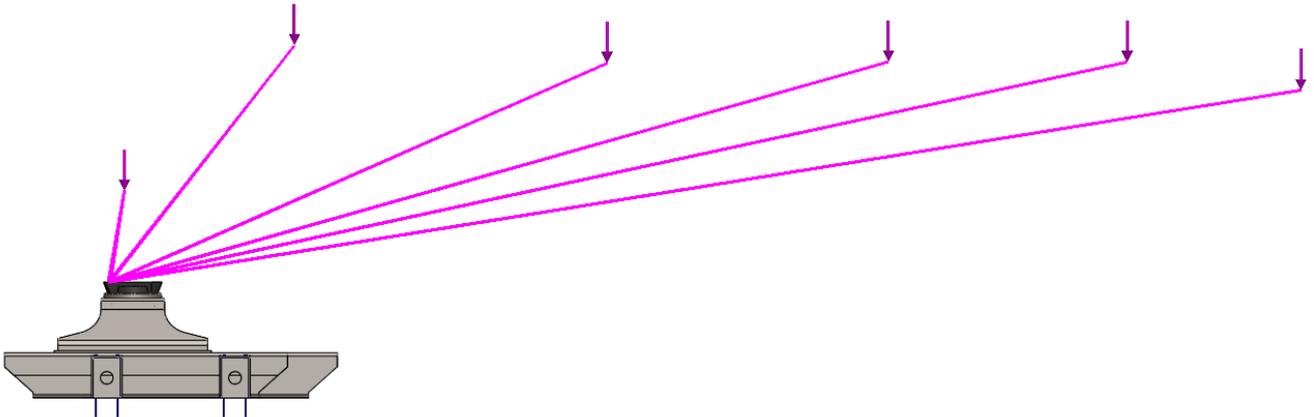
### Condiciones de análisis

Para el estudio se tomaron dos piezas; la base en estudio y el piñón que es el que va a recibir todas las cargas que se encuentran por encima, es decir, las piezas que componen a la grúa propiamente dicha, más la carga en su extremo. Para simplificar la simulación, el piñón es introducido en una versión simplificada, sin detalles como los dientes del piñón que no interfieren en el estudio de la estructura de la base.

Los contactos entre el piñón y la base son todos del tipo deslizante, considerando un rozamiento similar al que existe entre el buje (lubricado) y los apoyos del piñón. De manera similar, el contacto entre la base y el chasis del camión se considera como un contacto deslizante entre un plano paralelo al piso y las secciones de las caras inferiores de la base que se deducen de las proyecciones del chasis en estas caras.

### Cargas

Consideramos como cargas a todos aquellos elementos que de alguna u otra manera aportan algún tipo de esfuerzo en la cara superior del piñón. Una vez que se tienen definidos a todos los elementos superiores que componen a la grúa en cuanto a sus dimensiones y pesos, podemos adoptarlos en el estudio como cargas remotas que actúan en el centro de gravedad del elemento, vinculadas remotamente a la cara superior del piñón. Esto se puede observar en la imagen siguiente, siendo cada uno de los vectores una carga que representa una parte de la grúa. La más alejada es la que representa la carga máxima a elevar.



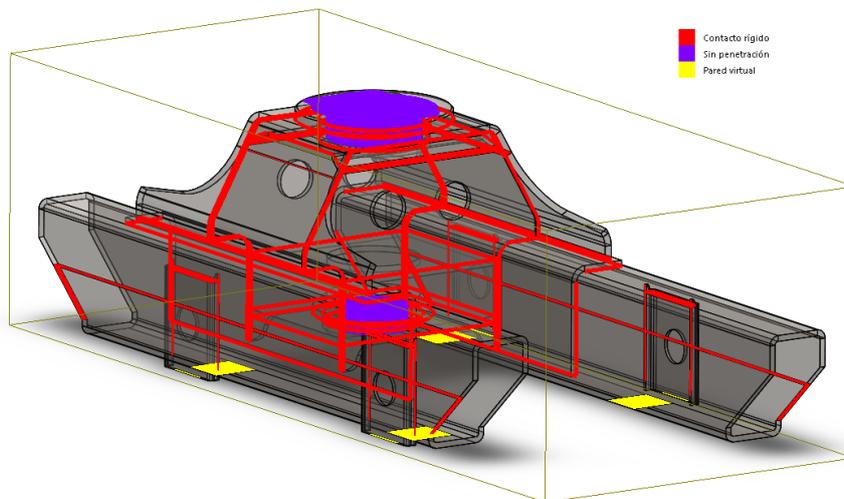
En la siguiente tabla se encuentran los datos utilizados para localizar los puntos donde actúa cada uno de los vectores. Se indica la posición de las tres coordenadas, siendo el punto de origen el centro de la cara superior del piñón, coincidiendo con el eje de giro de la grúa.

Elemento	Detalle	Magnitud	Unidad
Carga suspendida	Peso	1250	$\vec{kg}$
	Distancia CG - X	258,7	mm
	Distancia CG - Y	1386,5	mm
	Distancia CG - Z	8200	mm
Prolongación 2 PLUMA	Peso	101,81	$\vec{kg}$
	Distancia CG - X	261,21	mm
	Distancia CG - Y	1585,38	mm
	Distancia CG - Z	6980,8	mm
Prolongación 1	Peso	141,75	$\vec{kg}$
	Distancia CG - X	261,1	mm
	Distancia CG - Y	1586,85	mm
	Distancia CG - Z	5305	mm
Segundo brazo	Peso	212,31	$\vec{kg}$
	Distancia CG - X	190,86	mm
	Distancia CG - Y	1577	mm
	Distancia CG - Z	3328,66	mm
Primer brazo	Peso	168,93	$\vec{kg}$
	Distancia CG - X	0	mm

	Distancia CG - Y	1702,67 mm
	Distancia CG - Z	1134,92 mm
Columna vertical	Peso	111,23 $\vec{kg}$
	Distancia CG - X	0 mm
	Distancia CG - Y	676,52 mm
	Distancia CG - Z	-58,49 mm

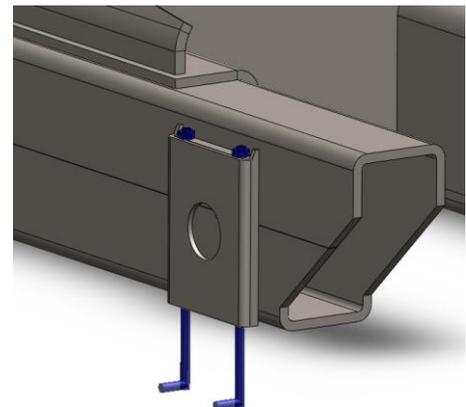
### Sujeciones y contactos

Para simular las sujeciones de la base al chasis del camión se emplearon por un lado los apoyos deslizantes en las caras inferiores del bastidor. Esto se puede observar en la imagen que sigue, siendo las superficies de color amarillo las que estarían en contacto con la cara superior de los largueros del chasis.

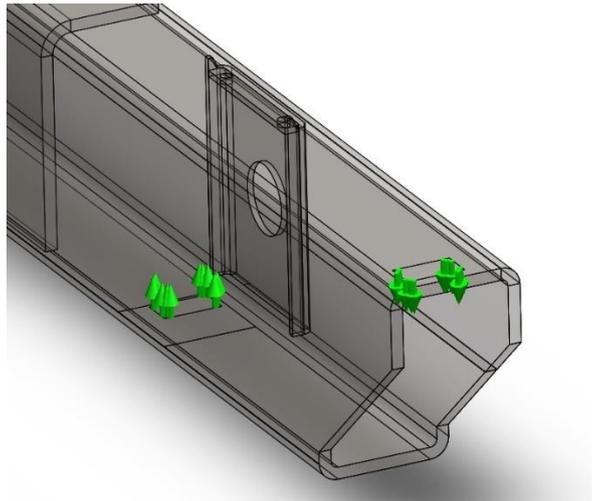


Además, vemos en la misma imagen los contactos rígidos entre los elementos que componen a la base, siendo elegidas para esto las aristas de las chapas donde se encontrarían las soldaduras. Finalmente, de color violeta se observan los contactos deslizantes en los apoyos de los bujes del piñón.

Con los contactos mencionados anteriormente sólo se logra el apoyo en el chasis, no así su sujeción que le impedirá separarse del chasis cuando la carga provoque la inclinación de la grúa. Para ello es necesario agregar las grampas en forma de U en los puntos de anclajes. En la imagen de la derecha se observa la disposición de los mismos, utilizando la herramienta que aplica pernos de fundación que sujetan a la base mediante un plano fijo, el cual se coloca por debajo de la grúa, con una separación lo suficientemente grande de la cara inferior de la base para de esta forma simular el alto del perfil del larguero del chasis.



Finalmente, otro punto que vincula a la base con el suelo, serán los estabilizadores. Los mismos no se agregan en la simulación, pero se toman vínculos de primer grado para eliminar el desplazamiento vertical. Esta vinculación se lleva a cabo en las secciones proyectadas de los patines del estabilizador que estará soportando la rotación de la grúa. En la imagen se puede ver de color verde lo explicado anteriormente.

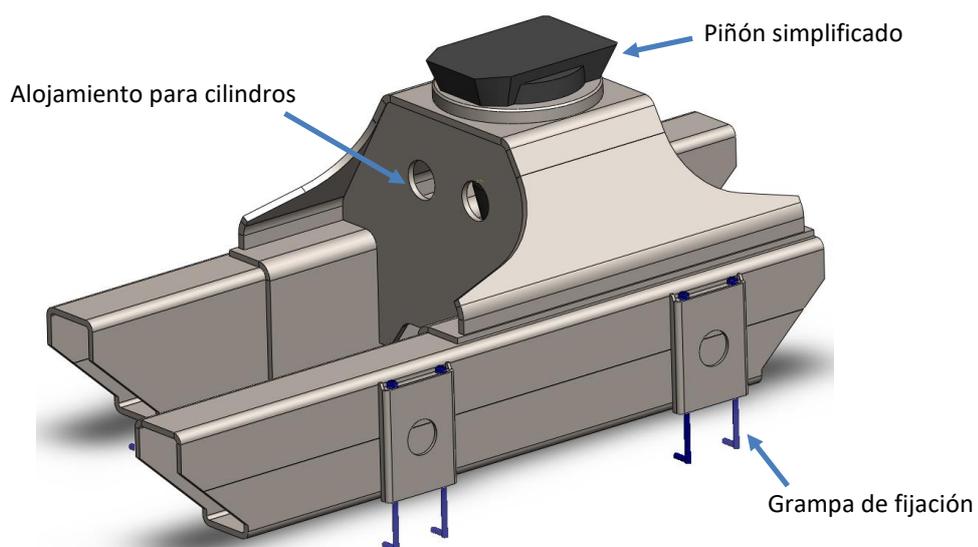


### Base rígida

La base rígida consiste básicamente en dos vigas en la parte inferior que obran de soporte de toda la estructura que contiene tanto los apoyos de los bujes del piñón como los alojamientos de los cilindros de la cremallera. A su vez, estas vigas son las que se apoyan sobre el chasis del camión y que poseen, además, la estructura en donde se instalan las grampas que envuelven al chasis.

En las vigas mencionadas es en donde se ubicarán, en su interior, los estabilizadores. Cuanto mayor sea la altura de estas vigas, mayor será la rigidez de las mismas como así también la capacidad de soportar los esfuerzos producidos en los elementos superiores. También estaríamos aumentando la masa que nos ayuda a equilibrar la carga, pero como contrapartida de esto, podemos decir que un aumento excesivo de la rigidez es contraproducente, porque estaríamos aumentando el peso de la grúa innecesariamente, disminuyendo la capacidad de carga del camión.

A continuación, se muestra un esquema en donde se puede ver la forma de la base y los elementos que se incluyeron en el análisis. Hay que destacar que la gran mayoría de estos elementos fueron simplificados para



disminuir los tiempos de cálculos, por lo que no se encuentran muchos detalles que no aportan a la

resistencia de la estructura, como ser, por ejemplo, los soportes para las cajas de válvulas, cilindros hidráulicos de cremalleras, etc.

Los resultados obtenidos en la simulación demuestran la capacidad de la estructura para soportar los esfuerzos máximos. En toda la estructura analizada se tienen factores de seguridad elevados, superiores al permitido por norma. Es en la unión entre el apoyo del buje superior y la estructura de la base donde se obtiene un factor bajo, pero que, al analizar el ERR observamos que en esa arista y en la zona comprimida por el piñón se tienen valores elevados, que distorsionan los valores calculados. Por esta razón, y al ser una zona muy pequeña concluimos que no es un valor representativo del coeficiente real que se estaría produciendo en este punto, por lo tanto, toda la pieza se encuentra en valores de tensiones seguras.

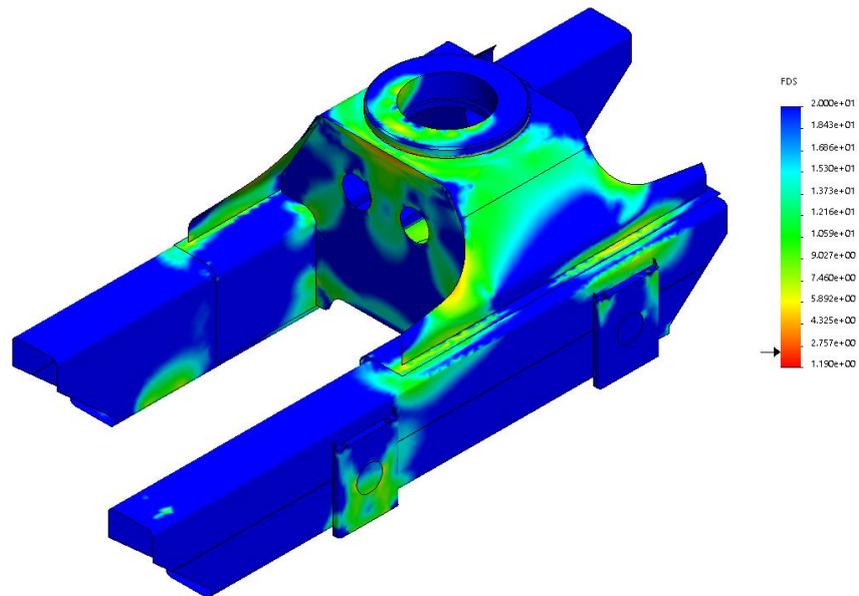


Ilustración 15 - FDS para la base rígida en perspectiva isométrica

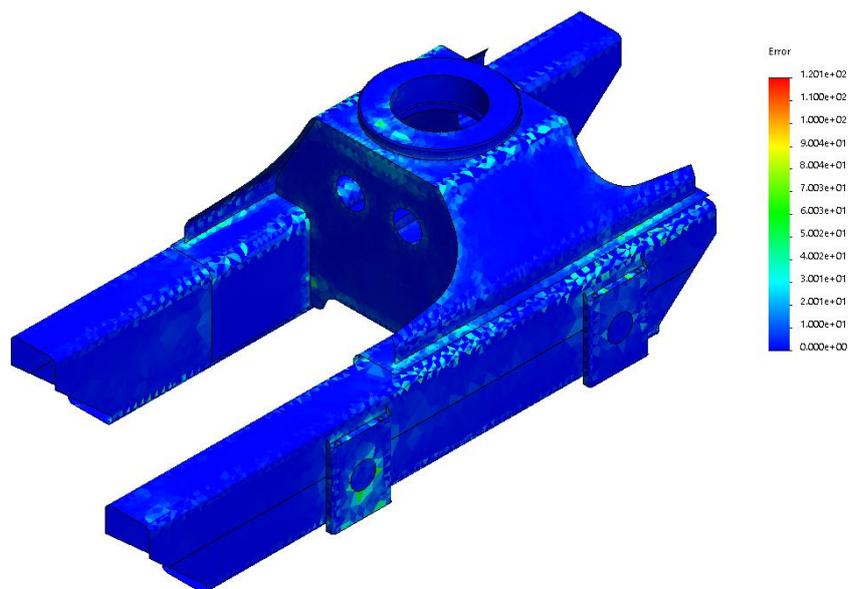
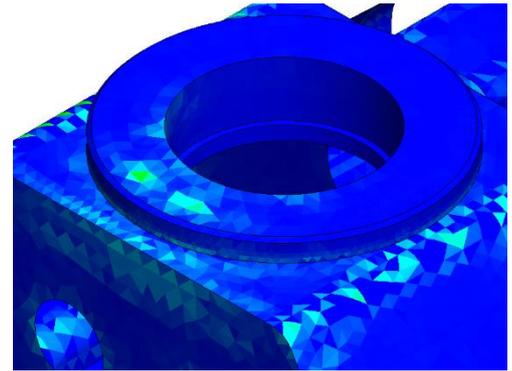


Ilustración 16 - Trazado de error de norma de energía (ERR) en perspectiva isométrica

Con un acercamiento en la parte superior, se puede observar que en la zona que resultó de menor factor de seguridad obtenemos una distorsión elevada de los resultados de tensiones. Esto puede deberse a que los elementos de la malla son demasiado grandes. Es posible refinar aún más la malla, pero con la consiguiente dilatación de los tiempos de cálculo. Observando la tendencia de los resultados con el afinamiento de malla realizado hasta llegar a los resultados mostrados, se pudo comprobar que en los puntos analizados el factor de seguridad tiende a aumentar, por lo que consideramos que los resultados son satisfactorios.



### 8.1.16 Estabilizadores

Como su nombre lo indica, es un elemento que busca estabilizar al camión cuando se están manipulando cargas. Cada vez que se mueve la grúa se produce un balanceo en el camión. Mayor es su efecto cuando la grúa se mueve con carga utilizando las extensiones máximas. Es en estas situaciones cuando los estabilizadores cumplen su función de darle un punto de apoyo más que buscará que el balanceo sea menor.

Consta de una viga que se desliza en el interior del alojamiento que presenta el bastidor y se tiene uno en cada lateral del camión. Pueden ser de deslizamiento manual cuando el tamaño lo permite o hidráulicos cuando es preferible, para mayor seguridad del operario, incorporar un cilindro hidráulico que deslice al estabilizador.



En el extremo, posee un cilindro hidráulico vertical, que extendido, deberá llegar al piso. Generalmente se vinculan los dos elementos (viga y cilindro) mediante bulones para facilitar su intercambio o reparación. A continuación, describimos cada uno de los elementos que componen al estabilizador.

#### Selección de cilindro hidráulico

Se adopta un cilindro de diámetro interior de camisa de  $d_i = 101,6 [mm] = 4 \text{ pulgadas}$

Según el catálogo, posee 8 alojamientos para bulones de medida  $3/4" UNF - 16$  o en medidas métricas bulones  $M18 x 1,5$  cuyos datos se vuelcan en la siguiente tabla.

	$3/4" UNF - 16$	$M18 x 1,5$
Diámetro nominal	19,05 mm	18 mm
Diámetro menor	17,1 mm	16,37 mm
Hilos por pulgada/paso	16	1,5
Llave a utilizar	28,57 mm	27 mm

Utilizamos en nuestro caso bulones métricos.

La fuerza que deberán ejercer los bulones será tal que el rozamiento producido entre las placas sea lo suficientemente grande como para soportar la carga que está ejerciendo el cilindro sin que en los pernos se produzcan esfuerzos cortantes.

Siendo la presión del sistema hidráulico de  $210 \text{ kg/cm}^2$  y utilizando el diámetro interior del cilindro del estabilizador obtenemos:

$$P = \frac{F_{\text{estabilizador}}}{A_{\text{int.cilindro}}} \rightarrow F_{\text{est.}} = P \cdot A_{\text{int.cilindro}} = 210 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{\pi \cdot (10,16 \text{ cm})^2}{4} = 17025 \overrightarrow{\text{kg}}$$

Siendo ésta la fuerza que debe brindar el rozamiento entre las placas, la fuerza normal total que deben ejercer los pernos es la calculada a continuación, considerando un rozamiento entre placas de  $\mu = 0,35$ .

$$F_{\text{rozamiento}} = \mu_e \cdot F_{\text{normal}} \rightarrow F_{\text{normal}} = \frac{F_{\text{rozamiento}}}{\mu_e} = \frac{12971,7 \overrightarrow{\text{kg}}}{0,35} = 48644 \overrightarrow{\text{kg}}$$

Lo que representa por cada cilindro una fuerza equivalente a

$$F_{\text{perno}} = \frac{F_{\text{normal}}}{\text{Cant. pernos}} = \frac{48644 \overrightarrow{\text{kg}}}{8} = 6080,5 \overrightarrow{\text{kg}}$$

El torque de apriete necesario en cada tornillo es

$$T = C \cdot D \cdot F_i = 0,2 \cdot 0,018 \text{ m} \cdot 6080,5 \overrightarrow{\text{kg}} = 21,89 \text{ kgm} = 214,7 \text{ Nm}$$

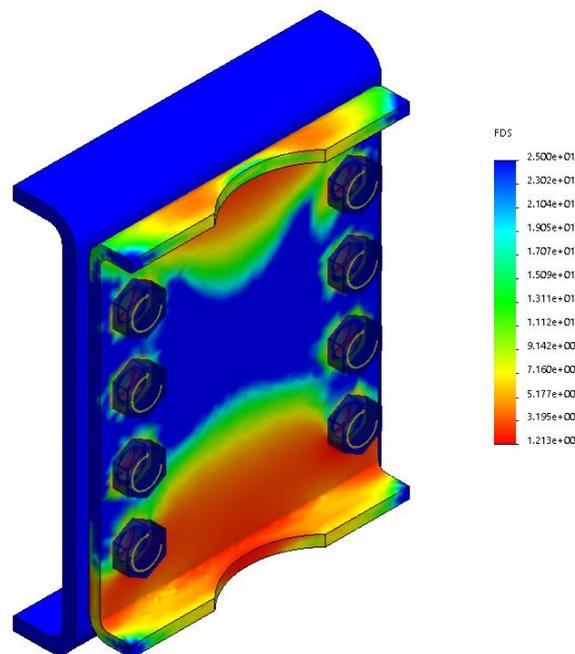


Ilustración 17 - Simulación de ajustes de pernos con accionamiento de cilindro

### Viga del estabilizador

La viga del estabilizador se construye mediante dos perfiles plegados en forma de C unidos para formar una viga de sección rectangular. Una vez armada la viga, las zonas que soportarán la mayor carga serán las que

apoyan en el interior del alojamiento del estabilizador en la base. Tendremos así un apoyo en la cara superior y otro en la cara inferior, ambos en la parte trasera.

Para determinar la carga con la que trabaja el estabilizador hay que encontrar la peor situación la cual se producirá con la extensión máxima de la grúa en posición horizontal elevando la carga máxima y con el estabilizador soportando un peso tal que alcance a levantarse las ruedas del eje delantero.

Bajo esta condición, el estabilizador estará soportando el peso de la carga, el de la grúa y el porcentaje correspondiente del eje delantero del peso total del camión más la carga que pueda estar en la caja de carga. Con este escenario, la carga del estabilizador será:

$$\vec{F}_{Estab.} = \vec{F}_{Carga} + \vec{F}_{Grúa} + \vec{F}_{Base} + \vec{F}_{Eje\ delantero}$$

Considerando las distribuciones de peso por eje del camión y conociendo los pesos de cada parte de la grúa podemos hacer un cálculo sencillo para determinar una carga máxima en el estabilizador, quedando de la siguiente manera.

$$\vec{F}_{Estab.} = 1250 \vec{kg} + 1240 \vec{kg} + 426 \vec{kg} + (2 \times 126 \vec{kg}) + (2 \times 73 \vec{kg}) + 0,34 \times (5371 \vec{kg} + 8900 \vec{kg})$$

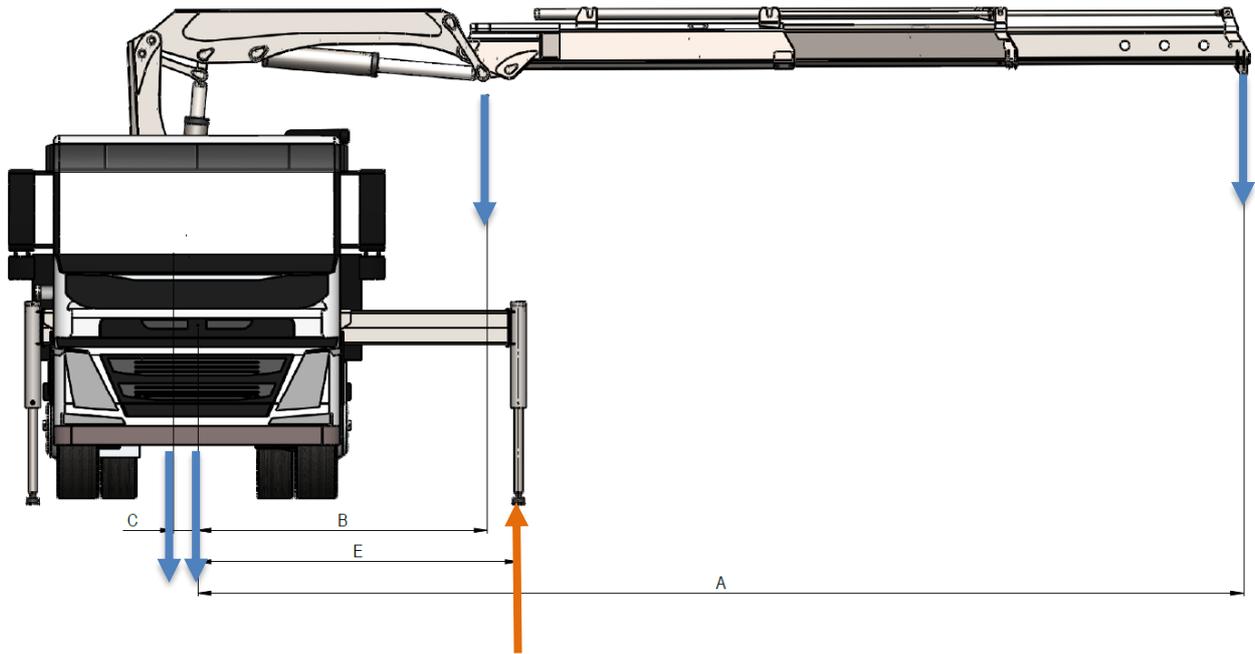
$$\vec{F}_{Estab.} = 8.146,6 \vec{kg}$$

En el último término se calcula la proporción del peso del camión más la capacidad de carga y la caja de carga que se encuentra repartida sólo sobre el eje delantero. Considerando un 10% más de esta carga para que no trabaje en el límite, el estabilizador debería soportar una carga de:

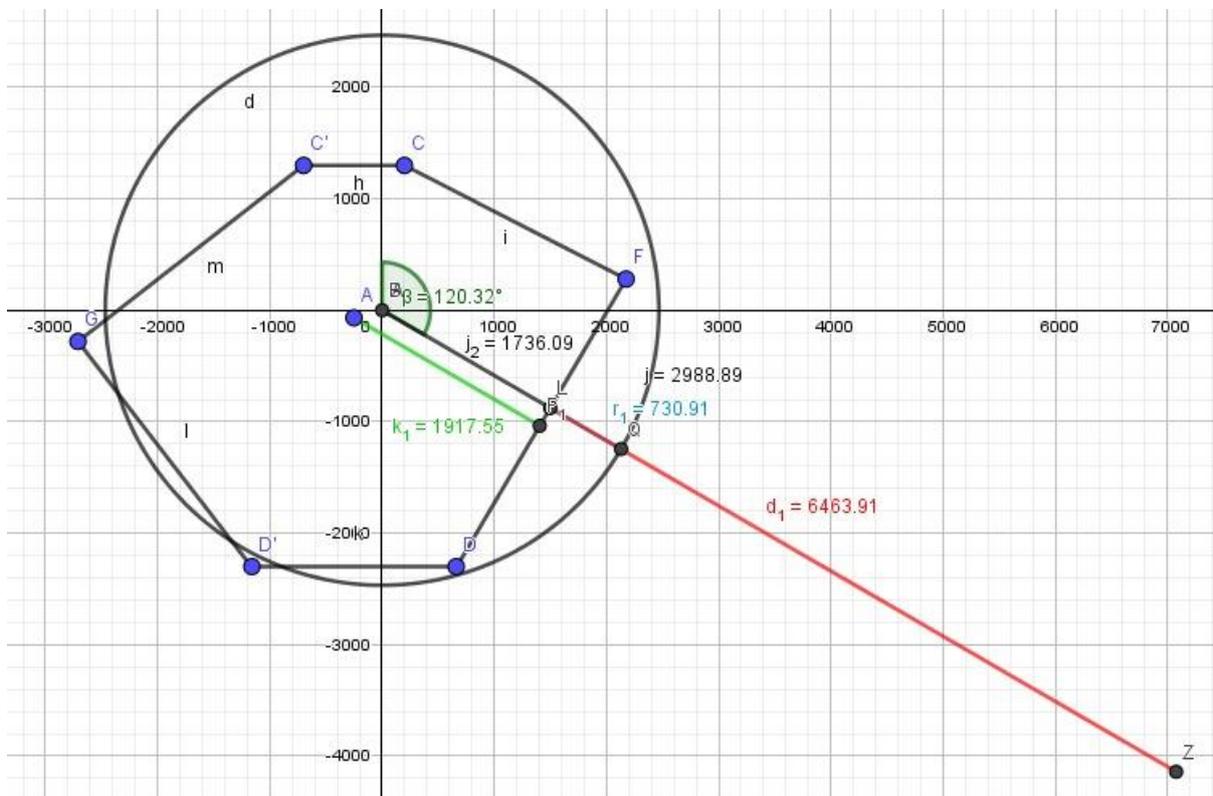
$$\vec{F}_{Estab.} = 8.961,3 \vec{kg}$$

Sin embargo, haciendo un cálculo más exhaustivo para encontrar la fuerza que ejerce realmente el estabilizador, donde se incluyan las posiciones de los vectores del peso de cada parte, podremos calcular la influencia que tiene la palanca de cada una.

En el caso siguiente, considerando las cargas anteriores representadas por vectores azules ubicados según los centros de masa de cada una de las partes y el vector verde que representa a la fuerza ejercida por el estabilizador, se puede observar que la situación antes calculada, al menos en esta posición no se cumple. Esto es así porque del lado izquierdo tenemos tres cargas que en conjunto generan un mayor momento que la producida por la carga en la punta de la grúa. En esta posición, ninguna rueda del eje delantero del camión puede elevarse.



Para encontrar una situación que comprometa aún más al estabilizador debemos analizar otras posiciones, considerando todos los puntos de apoyo del camión. En el siguiente diagrama obtenido con Geogebra se representa, en vista superior, la posición en la que se encuentra la grúa cuando los esfuerzos en el estabilizador son máximos.



Para comprender la imagen, debemos conocer primero los puntos que representan a los ejes del camión; así tenemos la recta C'-C que determina la posición de las rótulas del eje delantero, mientras que la recta D'D establece los puntos de contacto de las ruedas del eje trasero con el piso.

Los puntos F y G son los puntos centrales del apoyo de los estabilizadores en el piso cuando están totalmente extendidos. La circunferencia tiene centro en el eje de rotación de la grúa y su radio representa la posición del centro de masa de las partes móviles cuando están en su máxima extensión horizontal.

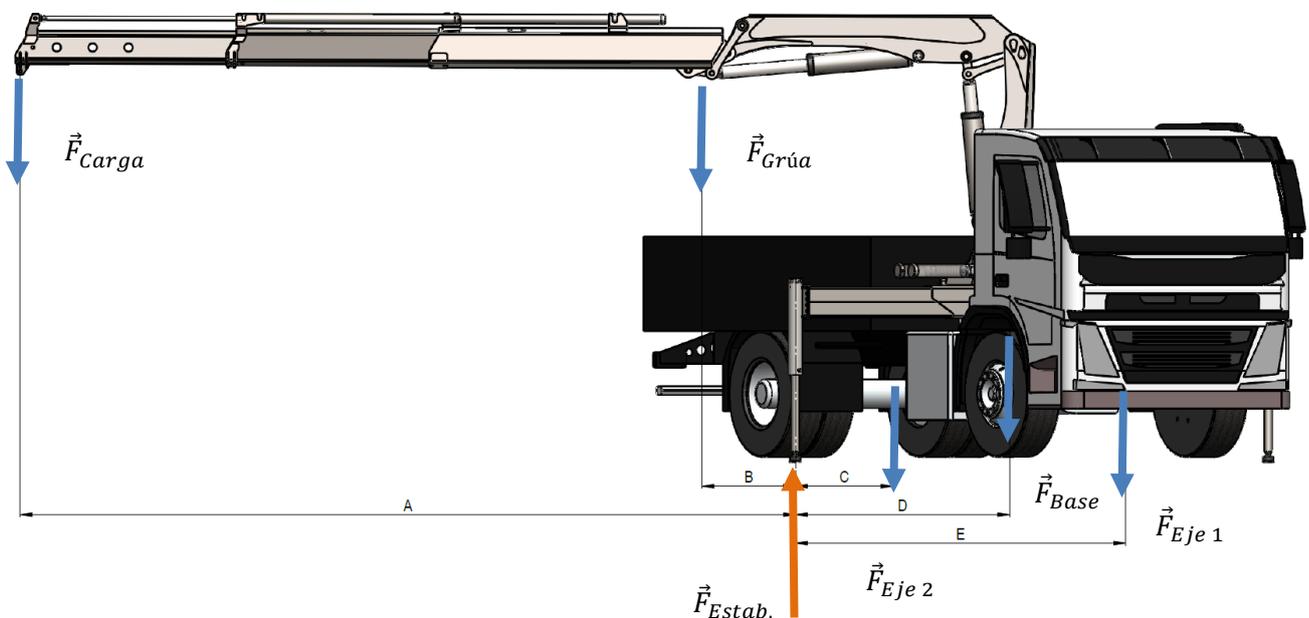
Para evaluar la peor situación, tendremos que determinar las diferentes líneas de vuelco. Definimos a las líneas de vuelco a aquellas líneas imaginarias formadas por los elementos que, apoyados en el suelo, forman un eje en donde nuestro sistema en análisis (camión, grúa y cargas) podría rotar. Si esa rotación es lo suficientemente grande o violenta, podría generar el vuelco del camión.

Tenemos así cuatro líneas de vuelco; la formada por las rótulas delanteras y los estabilizadores, es decir G-C y C-F; y las formadas por las ruedas traseras y los estabilizadores, la recta D'-G y D-F.

Las posiciones más factibles a producir un vuelco serán aquellas que tengan una menor distancia desde la línea de vuelco al centro de gravedad del camión a la que llamaremos "brazo". Estas posiciones se producen cuando la grúa se encuentra perpendicularmente a la línea de vuelco y en total tendremos cuatro situaciones. Las que tienen menor brazo son las que se obtienen con la grúa en la parte delantera del camión, sin embargo, no analizamos éstas porque en esas posiciones no debería elevarse la carga máxima porque estaría sobre la cabina del camión. Por lo tanto, la única posición a analizar será la representada en la imagen, con la grúa formando un ángulo de  $120^\circ$  con respecto al eje longitudinal del camión.

Entonces, la línea de vuelco que utilizaremos para nuestro estudio estará formada por la recta que une los puntos D y F.

Para los cálculos de equilibrio y para simplificar el problema utilizamos la siguiente imagen, en la posición mostrada en el diagrama anterior.



Calculamos el momento en el punto E de apoyo del estabilizador para determinar si bajo estas condiciones el camión vuelca o no.

$$\sum M_E = (\vec{F}_{Carga} \cdot A) + (\vec{F}_{Grua} \cdot B) - (\vec{F}_{Eje 2} \cdot C) - (\vec{F}_{Base} \cdot D) - (\vec{F}_{Eje 1} \cdot E)$$

$$\sum M_E = (1250 \overrightarrow{kg} \cdot 6,464 \text{ m}) + (1240 \overrightarrow{kg} \cdot 0,731 \text{ m}) - (9438,4 \overrightarrow{kg} \cdot 0,785 \text{ m}) - (824 \overrightarrow{kg} \cdot 1,736 \text{ m}) - (4832,6 \overrightarrow{kg} \cdot 2,608 \text{ m})$$

$$\sum M_E = -12.456,77 \text{ kgm}$$

Este valor nos indica que aún en la peor posición, no sería posible el vuelco del camión porque el momento que generan las cargas dentro de la línea de vuelco son mayores que las producidas por la carga y la grúa, que son las que producen el momento que tienden a volcar el camión.

Planteando el equilibrio en cualquier otro punto podemos calcular la reacción en el estabilizador. Tomando momento en el punto A, donde se encuentra la carga nos queda:

$$\sum M_A = (\vec{F}_{L \text{ vuelco}} \cdot A) - (\vec{F}_{Grúa} \cdot (A - B)) - (\vec{F}_{Eje 2} \cdot (A + C)) - (\vec{F}_{Base} \cdot (A + D)) - (\vec{F}_{Eje 1} \cdot (A + E)) = 0$$

$$\sum M_A = (\vec{F}_{L \text{ vuelco}} \cdot 6,464 \text{ m}) - (1240 \overrightarrow{kg} \cdot (5,733 \text{ m})) - (9438,4 \overrightarrow{kg} \cdot (7,25 \text{ m})) - (824 \overrightarrow{kg} \cdot (8,2 \text{ m})) - (4832,6 \overrightarrow{kg} \cdot (9,07 \text{ m})) = 0$$

$$\vec{F}_{L \text{ vuelco}} = 9.756 \overrightarrow{kg}$$

La fuerza calculada corresponde a las reacciones sobre la línea de vuelco. Cómo esta recta estaba compuesta por el apoyo del estabilizador y de la rueda trasera, tendríamos que calcular lo que le corresponde a cada uno de estos apoyos.

Una buena aproximación es la de considerar un reparto equitativo de esta fuerza entre la rueda y el estabilizador. De esta manera estaríamos de un lado más seguro, ya que, si observamos la imagen dada por Geogebra, y teniendo en cuenta que para el cálculo se consideró al camión cargado, las fuerzas provocan una distribución tal que la rueda trasera soporta mayor carga que el estabilizador.

Así adoptamos que en el estabilizador se produce un máximo de

$$\vec{F}_{Estabilizador} = 9.756,05 \overrightarrow{kg}$$

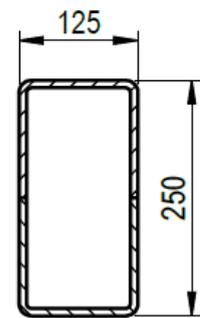
Considerando un 10% más por posibles inconvenientes

$$\vec{F}_{Estabilizador+10\%} = 10.731,65 \overrightarrow{kg}$$

Con estos resultados, podemos concluir que el planteo anteriormente realizado, donde se considera que todas las cargas son soportadas por el estabilizador, da un resultado inferior con una diferencia considerable. La diferencia se debe a que en el primer supuesto consideramos que todas las cargas que soporta el eje delantero del camión estaban actuando sobre el estabilizador, no así las del eje trasero que consideramos que apoyaba por completo. En el segundo caso, consideramos que todas las cargas están siendo soportadas por los elementos que se encuentren sobre la línea de vuelco, en este caso, el estabilizador y una de las ruedas del eje trasero (en realidad las dos ruedas de un lado al ser ruedas duales). Por esta razón utilizaremos el valor dado en el segundo análisis para dar una mayor seguridad a nuestros cálculos.

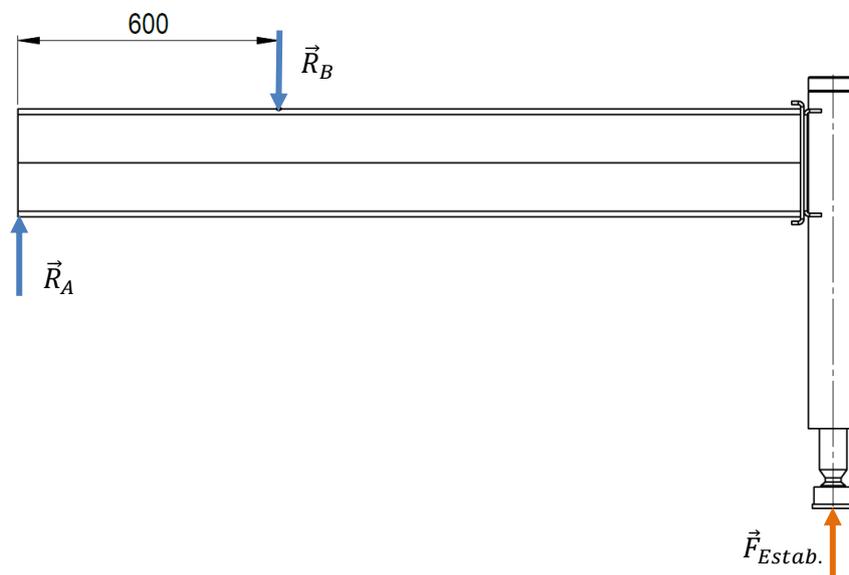
### Cálculo de sección de viga

La sección de la viga que compone al estabilizador estará limitada por el espacio interior que la base puede permitir en el alojamiento del estabilizador. Ese espacio es el que se representa en la imagen de la derecha, donde se muestra que su sección es rectangular, además de las medidas de alto y ancho máximas que puede tener.



Si debemos aumentar la resistencia del perfil, sólo tendremos posibilidades de aumentar el espesor, agregar refuerzos en la cara superior e inferior para aumentar la inercia de la sección o en última instancia, mejorar el material.

La forma general del estabilizador la podemos observar en la siguiente imagen. En ella se muestran las reacciones  $\vec{R}_A$  y  $\vec{R}_B$  que serán los puntos en donde apoya en el interior del alojamiento del estabilizador en la base o bastidor de la grúa. También vemos la fuerza  $\vec{F}_{Estab}$  que es la calculada anteriormente.



Considerando una distancia desde el apoyo A al eje del estabilizador de 1850 milímetros, las reacciones quedan:

$$\sum \vec{F}_y = 0 \rightarrow \vec{R}_A + \vec{F}_{Estab} - \vec{R}_B = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow (\vec{R}_B \cdot a) - (\vec{F}_{Estab} \cdot L) = 0$$

Siendo  $\vec{F}_{Estab} = 10.731,65 \vec{k}g$ ,  $a = 600 [mm]$  y  $L = 1850 [mm]$  las reacciones quedan:

$$\vec{R}_A = 22.357,6 \vec{k}g$$

$$\vec{R}_B = 33.089,3 \vec{k}g$$

La tensión máxima producida por la flexión provocada en la viga se dará en la fibra más alejada de la sección, en la cara inferior del estabilizador. Para calcular el valor de esta tensión primero calculamos la inercia del perfil, subdividiéndolo en cuatro rectángulos para simplificar el problema.

Así tenemos que la inercia del perfil, aplicando la inercia de secciones rectangulares  $I_{0x} = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12}$  y el teorema de Steiner  $I_x = I_{0x} + A_1 \cdot y_1^2$  para las secciones rectangulares superior e inferior desplazadas, la inercia total será:

$$I_{TOTAL} = 2 \cdot I_{x1} + 2 \cdot I_{x2} = 5387,73 \text{ cm}^4$$

Donde  $I_{x1}$  es la inercia de las secciones superior e inferior mientras que  $I_{x2}$  la de las secciones laterales.

El momento flector máximo se produce en el apoyo B y es  $M_{max} = 1.341.456,78 \text{ [kg.cm]}$ . La fibra más alejada de la sección de la viga se encontrará a una distancia igual a la mitad de la altura del perfil, es decir  $c = 12,5 \text{ [cm]}$ . Con estos valores podemos calcular la tensión máxima que se produce en la cara inferior:

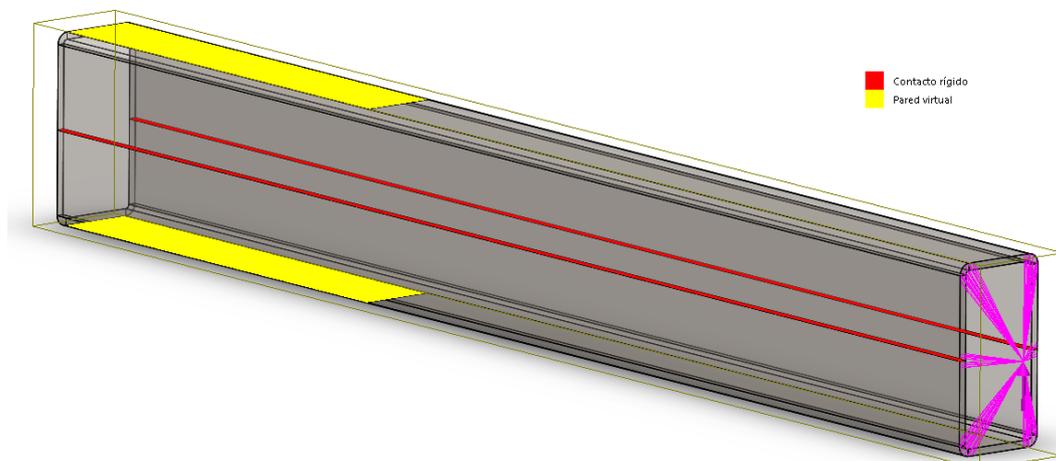
$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{1.341.456,78 \text{ [kgcm]} \cdot 12,5 \text{ [cm]}}{5387,73 \text{ cm}^4} = 3.112,3 \text{ kg/cm}^2$$

Si queremos disminuir los costos en materiales, una opción sería la de utilizar chapa ASTM A36 para la fabricación de la viga. Este material tiene una tensión de fluencia de  $\sigma_{fl} = 2550 \text{ kg/cm}^2$  muy por debajo de la tensión máxima obtenida de forma analítica. Esto hace que se dificulte el uso de este material, porque para lograr un factor de seguridad satisfactorio, deberíamos aumentar más del doble el espesor de las secciones de las caras superiores e inferiores con la implementación de refuerzos, lo que lo hace inviable.

Concluimos con este análisis que la mejor opción para la construcción de los estabilizadores es la de utilizar chapa Domex 700 con tensión de fluencia  $\sigma_{fl} = 7138 \text{ kg/cm}^2$ . Con este material, con las dimensiones ya establecidas y espesor de 9,5 [mm] el estabilizador estaría trabajando en la peor condición con un factor de seguridad  $N = 2,29 \cong 2,3$

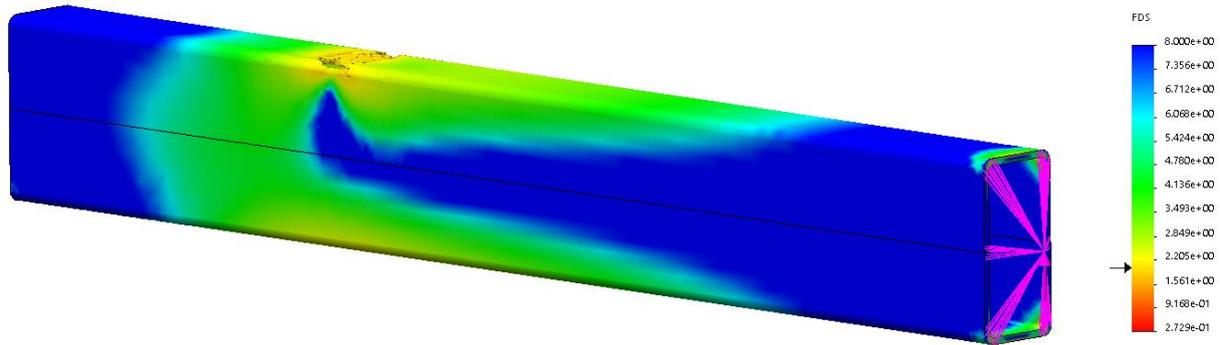
### Verificación de la sección de viga

Para la simulación se consideraron los apoyos de los patines en la posición totalmente extendida del estabilizador, lo que da una separación de patines de 600 [mm]. El contacto se realiza mediante paredes virtuales con rozamiento y la carga utilizada es la máxima producida en el cilindro hidráulico cuando se encuentra en la peor condición sin producir el vuelco desarrollada anteriormente. Esta fuerza será aplicada con una carga remota como se muestra en la imagen siguiente. En amarillo se representan los contactos de las paredes superior e inferior de la viga con la pared virtual. También se tiene en rojo la unión entre los dos perfiles que componen la viga del estabilizador.



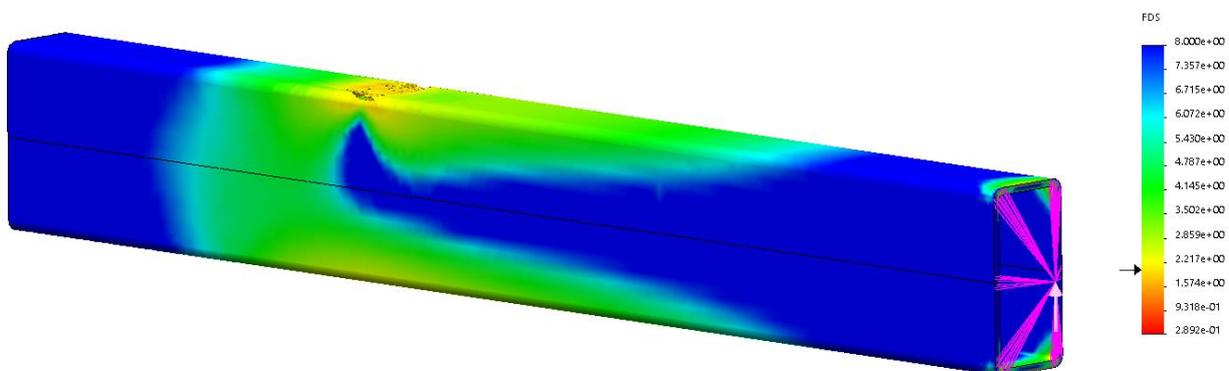
## Resultados de la simulación

Con  $10.731,65 \overrightarrow{kg}$  de carga en el cilindro y un espesor de chapa de 9,5 mm, utilizando acero aleado obtuvimos la imagen que sigue.

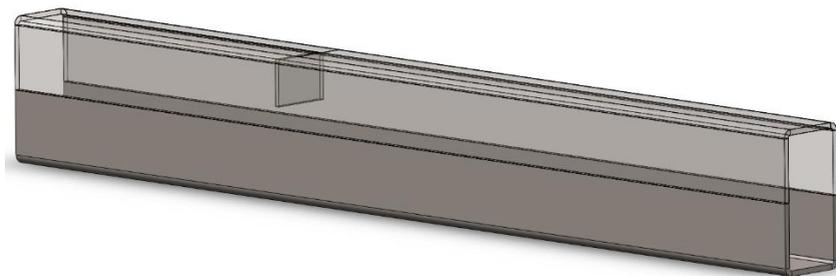


Con la simulación realizada verificamos que la viga soporta el esfuerzo producido por la flexión como lo demostramos de forma analítica. De forma manual obtuvimos un coeficiente de seguridad  $N = 2,3$  mientras que, en la simulación, en la fibra traccionada obtenemos valores cercanos a  $N = 2$ . Considerando esto, el perfil verifica. Sin embargo, nos encontramos que en donde apoya la cara superior se tiene una elevada concentración de tensiones, producto del contacto con el borde del alojamiento que se encuentra en el bastidor.

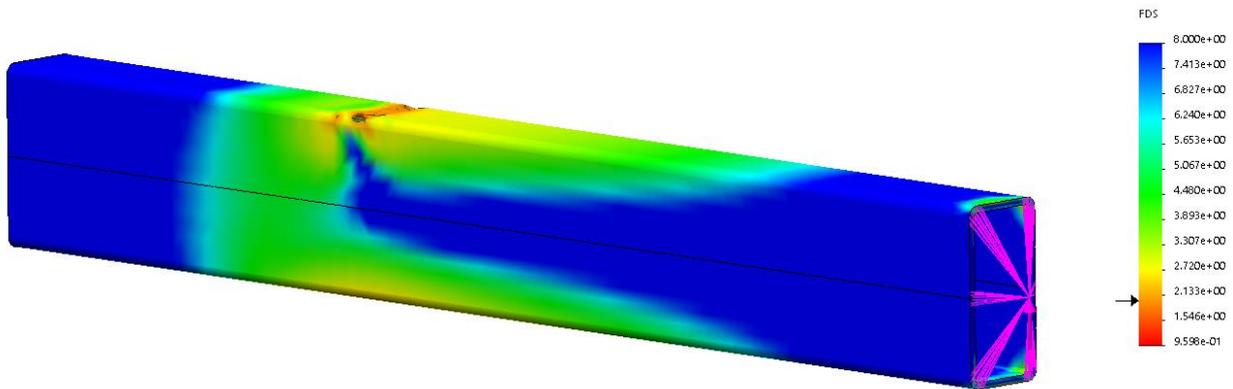
Una de las alternativas es la de aumentar el largo de la superficie de apoyo. Originalmente tiene una longitud de 600 [mm] por lo que podría aumentarse a 650 [mm]. Con esta modificación tenemos una mejora al reducir la superficie con concentraciones de tensiones, pero no es suficiente.



Otra alternativa es la de agregar un tabique o nervio interno, el cual puede soldarse antes de armar la viga, como se muestra en la siguiente imagen con una transparencia de la sección superior del perfil.



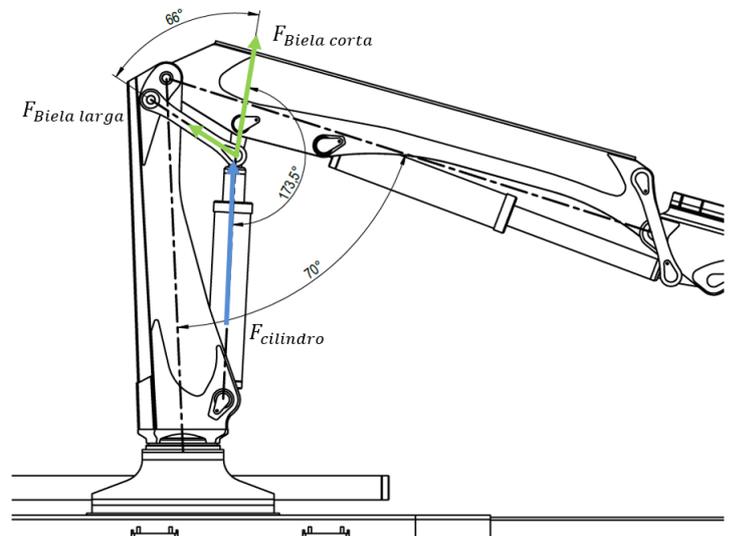
Con esta última modificación los resultados son satisfactorios.



### 8.1.17 Pernos

En el análisis realizado en la sección 6.1.4 se concluye que, para un eslabonamiento de 4 barras, en el cilindro del primer brazo obtenemos una fuerza de  $38.000 \overline{kg}$  en la posición que se muestra en la imagen. Para este caso, la posición de las bielas determina que la que está soportando el mayor esfuerzo es la biela corta. Evaluando el equilibrio de fuerzas en el perno en análisis tenemos que la fuerza en la biela corta es  $F_{Biela\ corta} = 35.834 \overline{kg}$  mientras que en la biela larga es  $F_{Biela\ larga} = 4.708 \overline{kg}$

Los esfuerzos máximos en el plano que contiene a los vectores fuerza del cilindro y de la biela corta se sintetizan en el diagrama siguiente.



Siendo la fuerza total de las bielas cortas en la dirección del cilindro  $F_{BC\ Total} = 35.834 \overline{kg} \cdot \cos 6,5^\circ$

$$F_{BC\ Total} = 35.603 \overline{kg}$$

Y al estar repartidas en dos equitativamente, cada biela deberá soportar:

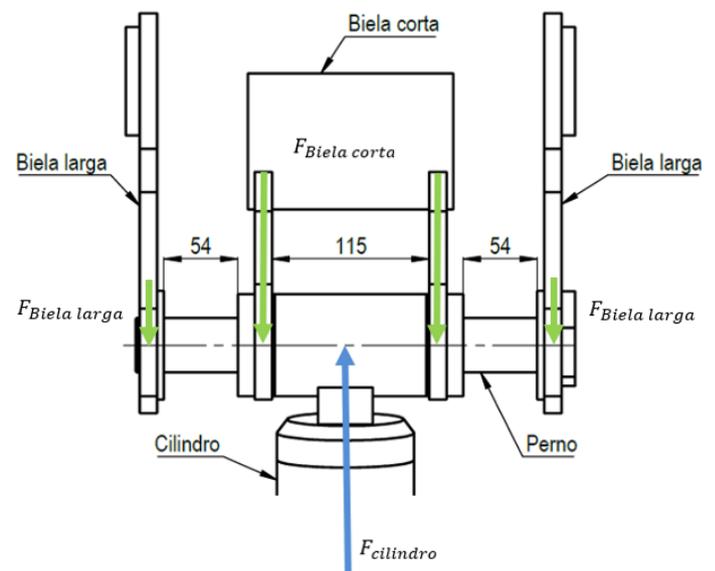
$$F_{Biela\ corta} = 17.801,5 \overline{kg}$$

Lo mismo sucede con las bielas largas, dando un resultado final en cada biela de:

$$F_{Biela\ larga} = 1.195 \overline{kg}$$

El momento flector máximo será:

$$\sum M_{fl\ max} = F_{Biela\ larga} \times 151,5[mm] + F_{Biela\ corta} \times 57,5[mm]$$



$$\sum M_{fl\ max} = 1.195 \vec{kg} \times 15,15[cm] + 17.801,5 \vec{kg} \times 5,75[cm] = 120.463 \ kgcm$$

Calculamos con estos valores el diámetro mínimo que deberá tener el eje, siendo el material elegido AISI 4130 cuyas máximas resistencias según Faired AT 7 son, para esfuerzos normales  $\sigma_R = 8577 \ kg/cm^2$  y para esfuerzos cortantes  $\tau_R = 6398 \ kg/cm^2$

Siendo la tensión máxima producida en el eje por la flexión

$$\sigma_{max} = \frac{c \cdot M_{fl\ max}}{I} = \frac{\frac{d}{2} \cdot M_{fl\ max}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{M_{fl\ max}}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

Despejamos el diámetro y utilizando como tensión máxima de cálculo la admisible  $\sigma_{adm} = 0,5 \cdot \sigma_{max}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{fl\ max}}{\frac{\pi \cdot \sigma_{adm}}{32}}} = \sqrt[3]{\frac{120.463 \ kgcm}{\frac{\pi \cdot 4288,5 \ kg/cm^2}{32}}} = 6,6 \ cm$$

En la verificación por esfuerzos cortantes vemos que el diámetro obtenido es satisfactorio, ya que la tensión cortante producida es muy inferior a la máxima soportada por el material.

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{38.000 \ \vec{kg}}{\pi(3,3cm)^2} = 1.110,7 \ kg/cm^2$$

Para verificar el aplastamiento, buscamos la sección con mayor relación carga/sección. Ésta la encontramos en la biela corta. Utilizando la sección determinada por el diámetro calculado anteriormente y la carga que se produce en una de esas bielas tenemos:

$$\sigma_{aplast.} = \frac{F}{A} = \frac{17.801,5 \ \vec{kg}}{6,6 \ cm \times 4 \ cm} = 674,3 \ kg/cm^2$$

Con estos cálculos concluimos que para el eje con mayores esfuerzos y en la situación más comprometida alcanza con un diámetro de 6,6 cm. Cabe destacar que este diámetro se obtiene considerando la carga máxima en el cilindro que no es la máxima que se producirá al elevar la carga máxima, por lo que el perno se encontrará sobredimensionado para las condiciones de trabajo. Este mismo diámetro de eje podrá ser adoptado en los pernos restantes, consiguiendo que todos se encuentren trabajando con un coeficiente de seguridad elevado.

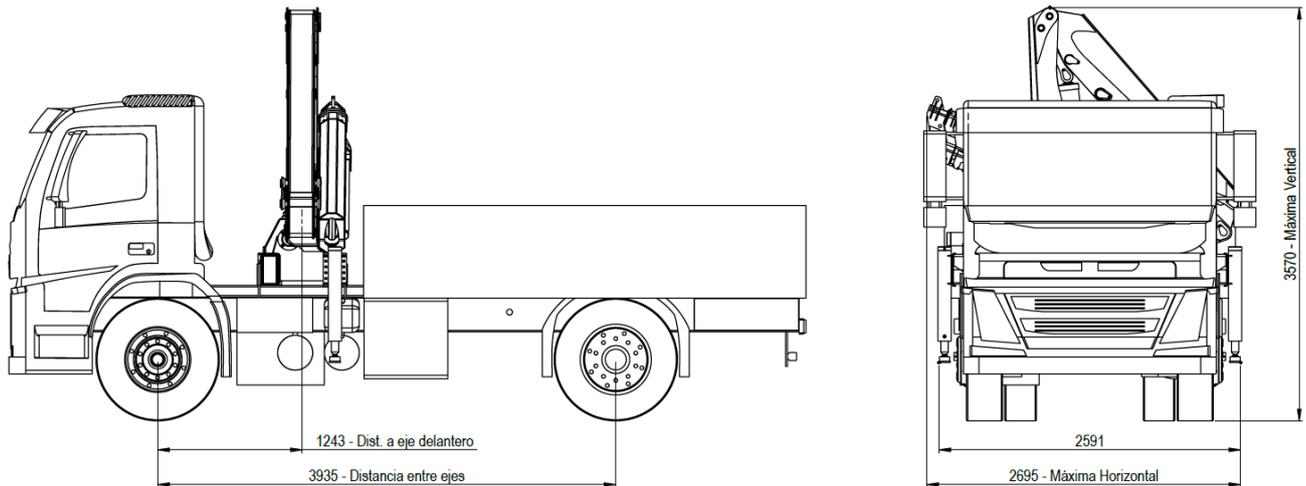
## 8.2 Resultados obtenidos

El estudio de todos los componentes de la grúa nos lleva a definir un producto factible de ser producido, con posibilidades de competir en el mercado.

Para cualquier usuario es de interés conocer las características generales que se exponen en esta sección.

### 8.2.1 Dimensiones generales

Las dimensiones generales son necesarias para verificar que, instalada en un camión, cumple con la normativa vial vigente.



### 8.2.2 Capacidades y diferentes posiciones

Mostramos en esta sección algunas posiciones importantes que determinan la flexibilidad de la grúa. En la ilustración 18 se muestra la posición más cercana al borde delantero de la caja de carga conservando a las prolongaciones y el segundo brazo en posición vertical. Esto es de gran utilidad para poder aprovechar los movimientos de la grúa en la superficie total de la caja de carga para no depender de otro mecanismo o elemento que permita mover las cargas en el interior para poder acercarlas al punto de anclaje de la grúa.

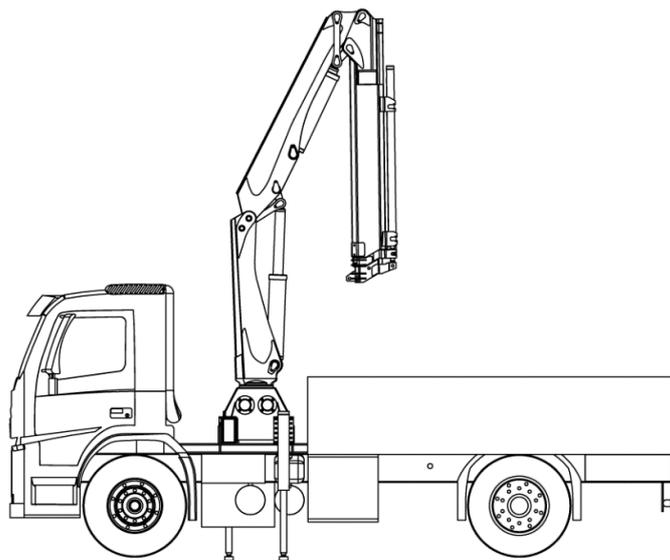
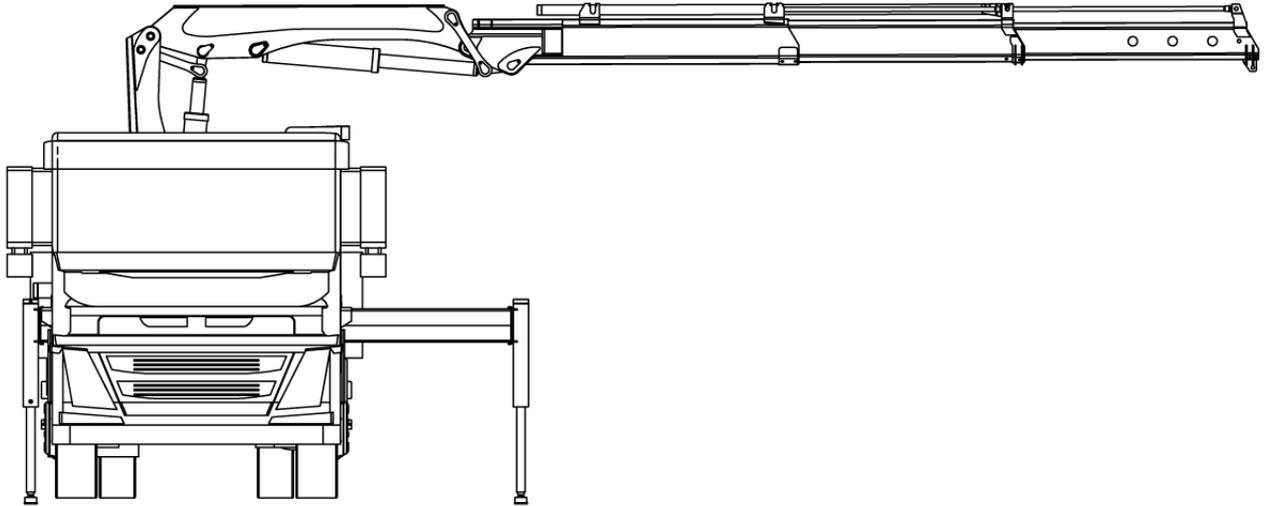
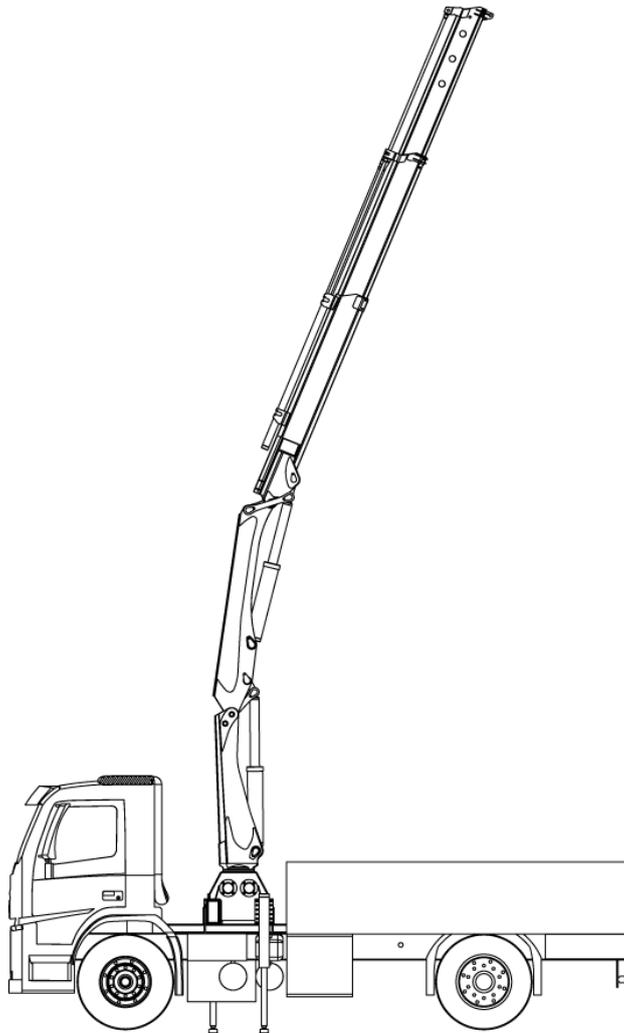


Ilustración 18 - Posición más cercana al borde delantero de la caja de carga

También se muestran las posiciones que revelan los alcances máximos tanto verticales como horizontales.



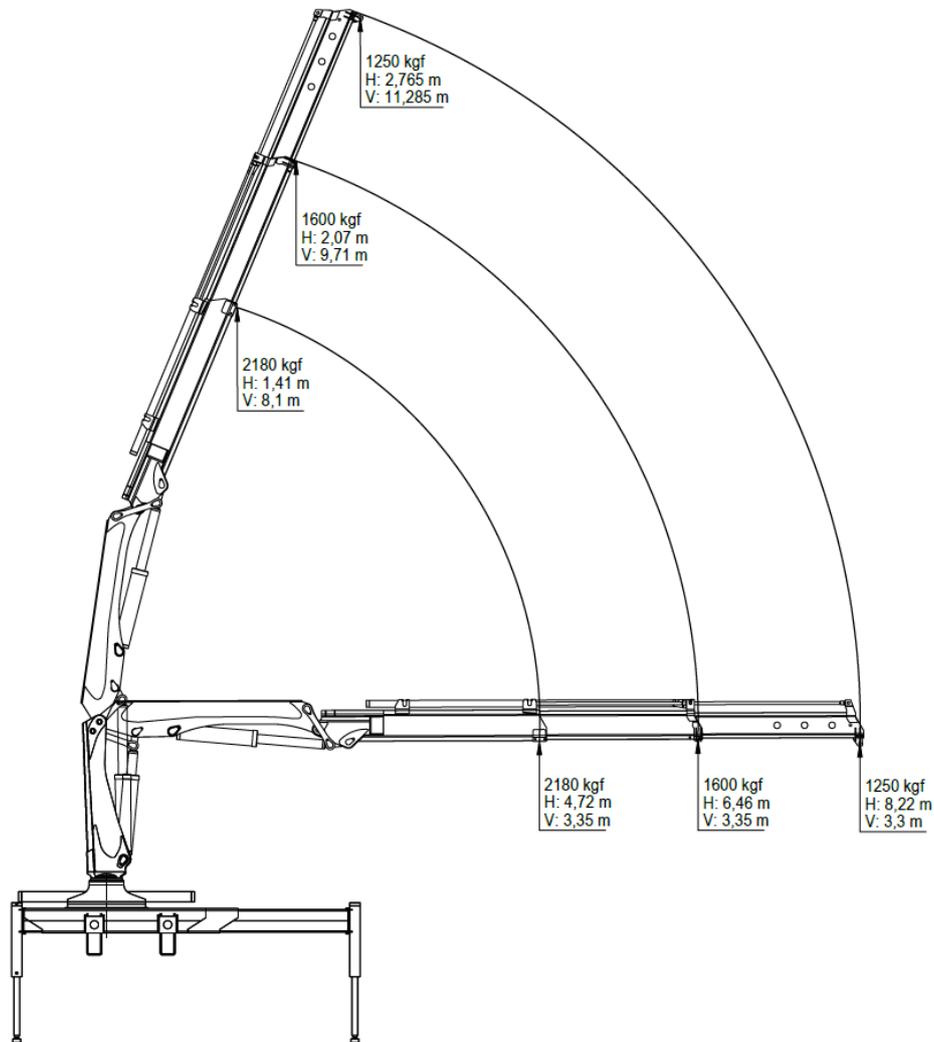
*Ilustración 19 - Posición máxima horizontal con estabilizador extendido (lado conductor)*



*Ilustración 20 - Vista lateral con máxima extensión vertical*

### 8.2.3 Diagrama de Carga

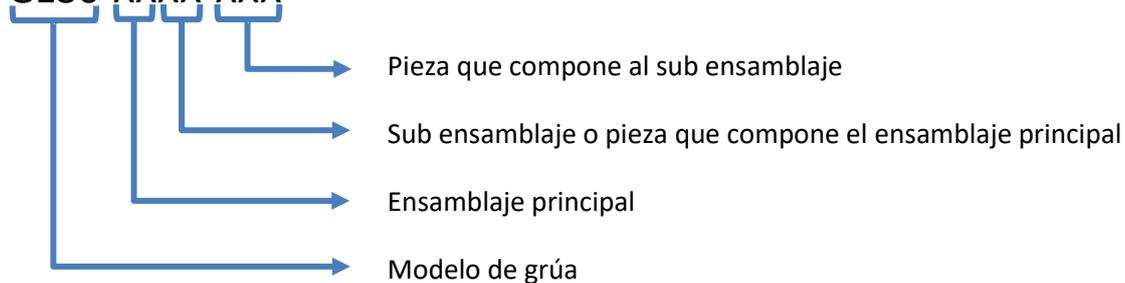
El diagrama de cargas es el que le permite al usuario identificar las cargas máximas que podrá elevar en cada punto de amarre. Depende de la extensión que utilice, tendrá una carga y longitudes horizontales y verticales máximas. Las longitudes se miden desde el punto donde se sostiene la carga, y tendremos la longitud horizontal alcanzada con respecto al eje de rotación de la grúa, a la que denominamos "H" y la distancia vertical medida desde el piso la cual se detalla como "V".



## 9 Listado de Planos

Los planos de los componentes de la grúa se anexan al final con la siguiente codificación.

G130-XXXX-XXX



Nombre	Nivel superior	Ensamblaje	Sub Ens. o pieza	Pieza
1 Hidrogrúa G130	G130-0000-000			
2 Grúa		G130-1000-000		
3 Prolongación 1 (ensamble)			G130-1001-000	
4 Prolongación 1 - Viga				G130-1001-001
5 Prolongación 1 Soporte para cilindro				G130-1001-002
6 Refuerzo Prolongación 1				G130-1001-003
7 Prolongación 2 (ensamble)			G130-1002-000	
8 Prolongación 2 - Viga				G130-1002-001
9 Prolongación 2 Soporte para cilindro				G130-1002-002
10 Segundo Brazo (ensamble)			G130-1003-000	
11 Segundo Brazo - viga				G130-1003-001
12 Segundo Brazo - cajón				G130-1003-002
13 Segundo Brazo - patín				G130-1003-003
14 Primer Brazo			G130-1004-000	
15 Columna			G130-1005-000	
16 Piñón			G130-1006-000	
17 Biela Larga 1				G130-1007-001
18 Biela Larga 2				G130-1007-002
19 Biela corta 1				G130-1008-001
20 Biela corta 2				G130-1008-002
21 Cilindro Prolongaciones			G130-1009-000	
22 Cilindro grande			G130-1010-000	
23 Eje 1				G130-1011-001
24 Eje 2				G130-1011-002
25 Eje 3				G130-1011-003
26 Eje 4				G130-1011-004
27 Bastidor		G130-2000-000		
28 Base			G130-2001-000	
29 Soporte superior de buje				G130-2001-001
30 Soporte inferior de buje				G130-2001-002
31 Bujes superior				G130-2001-003
32 Bujes inferior				G130-2001-004
33 Bujes intermedio				G130-2001-005
34 Cremallera - ensamble			G130-2002-000	
35 Cremallera				G130-2002-001
36 Brida				G130-2002-002
37 Estabilizador ensamble		G130-3000-000		
38 Estabilizador - viga			G130-3001-000	
39 Estabilizador - cilindro			G130-3002-000	
40 Bulones de anclaje		G130-4000-000		
41 Conjunto hidráulico		G130-5000-000		

## 10 Conclusión

Podemos asegurar que la grúa cumple con las condiciones de seguridad determinadas por la normativa vigente. Obtuvimos prestaciones que se asemejan a las de la competencia, alcanzando capacidades de carga similares, pero con un peso total del equipo superior. Considerando que la competencia acumula años de experiencia y desarrollo, durante los cuales han logrado optimizar sus diseños a fin de mejorar sus prestaciones; creemos que el resultado obtenido es satisfactorio, considerando puntos a mejorar como es el caso de la base.

Durante el desarrollo del proyecto se trabajó con diversas temáticas, entre ellas, la aplicación de normativas relacionadas al diseño, el cálculo de sistemas hidráulicos, estructuras metálicas, elementos de máquinas, aplicación del método de elementos finitos, etc. Queremos resaltar el uso y la aplicación de los distintos conocimientos adquiridos en la carrera, han sido de gran ayuda para enfrentar cada uno de los desafíos de diseño que fueron surgiendo.

Este trabajo nos permitió también relacionarnos con diversos actores de la industria metalmecánica que nos brindaron la información necesaria para completar el proyecto, aportando también a nuestra propia formación.

## 11 ANEXOS

### ANEXO A - TABLA DE CILINDROS

TABLA PARA DETERMINAR LA FUERZA EJERCIDA POR UN CILINDRO HIDRAULICO														
Según su diámetro interior y su presión de trabajo:														
<b>Fuerza (kg) = Presión (kg/cm<sup>2</sup>) x Superficie (cm<sup>2</sup>)</b>														
FUERZA EN kg	DIAMETRO DEL CILINDRO													
	pulg mm	1,5	2,0	2,5	3,0	3,3	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
PRESION kg/cm <sup>2</sup>	10	114	203	317	456	535	621	811	1026	1267	1824	2483	3243	5067
	20	228	405	633	912	1070	1241	1621	2052	2534	3648	4966	6486	10134
	30	342	608	950	1368	1606	1862	2432	3078	3800	5472	7449	9729	15201
	40	456	811	1267	1824	2141	2483	3243	4104	5067	7297	9931	12972	20268
	50	570	1013	1583	2280	2676	3104	4054	5130	6334	9121	12414	16215	25335
	60	684	1216	1900	2736	3211	3724	4864	6156	7601	10945	14897	19458	30402
	70	798	1419	2217	3192	3746	4345	5675	7183	8867	12769	17380	22700	35470
	80	912	1621	2534	3648	4282	4966	6486	8209	10134	14593	19863	25943	40537
	90	1026	1824	2850	4104	4817	5586	7297	9235	11401	16417	22346	29186	45604
	100	1140	2027	3167	4560	5352	6207	8107	10261	12668	18241	24829	32429	50671
	110	1254	2230	3484	5016	5887	6828	8918	11287	13934	20066	27312	35672	55738
	120	1368	2432	3800	5472	6423	7449	9729	12313	15201	21890	29794	38915	60805
	130	1482	2635	4117	5928	6958	8069	10540	13339	16468	23714	32277	42158	65872
	140	1596	2838	4434	6385	7493	8690	11350	14365	17735	25538	34760	45401	70939
	150	1710	3040	4750	6841	8028	9311	12161	15391	19002	27362	37243	48644	76006
	160	1824	3243	5067	7297	8563	9931	12972	16417	20268	29186	39726	51887	81073
	170	1938	3446	5384	7753	9099	10552	13782	17443	21535	31010	42209	55130	86140
	180	2052	3648	5700	8209	9634	11173	14593	18469	22802	32835	44692	58373	91207
	190	2166	3851	6017	8665	10169	11794	15404	19496	24069	34659	47174	61616	96274
	200	2280	4054	6334	9121	10704	12414	16215	20522	25335	36483	49657	64859	101341
210	2394	4256	6651	9577	11239	13035	17025	21548	26602	38307	52140	68101	106409	
220	2508	4459	6967	10033	11775	13656	17836	22574	27869	40131	54623	71344	111476	
230	2622	4662	7284	10489	12310	14276	18647	23600	29136	41955	57106	74587	116543	
240	2736	4864	7601	10945	12845	14897	19458	24626	30402	43780	59589	77830	121610	
250	2850	5067	7917	11401	13380	15518	20268	25652	31669	45604	62072	81073	126677	

ANEXO B – Nomograma: Caudal-Sección de línea-Velocidad del fluido

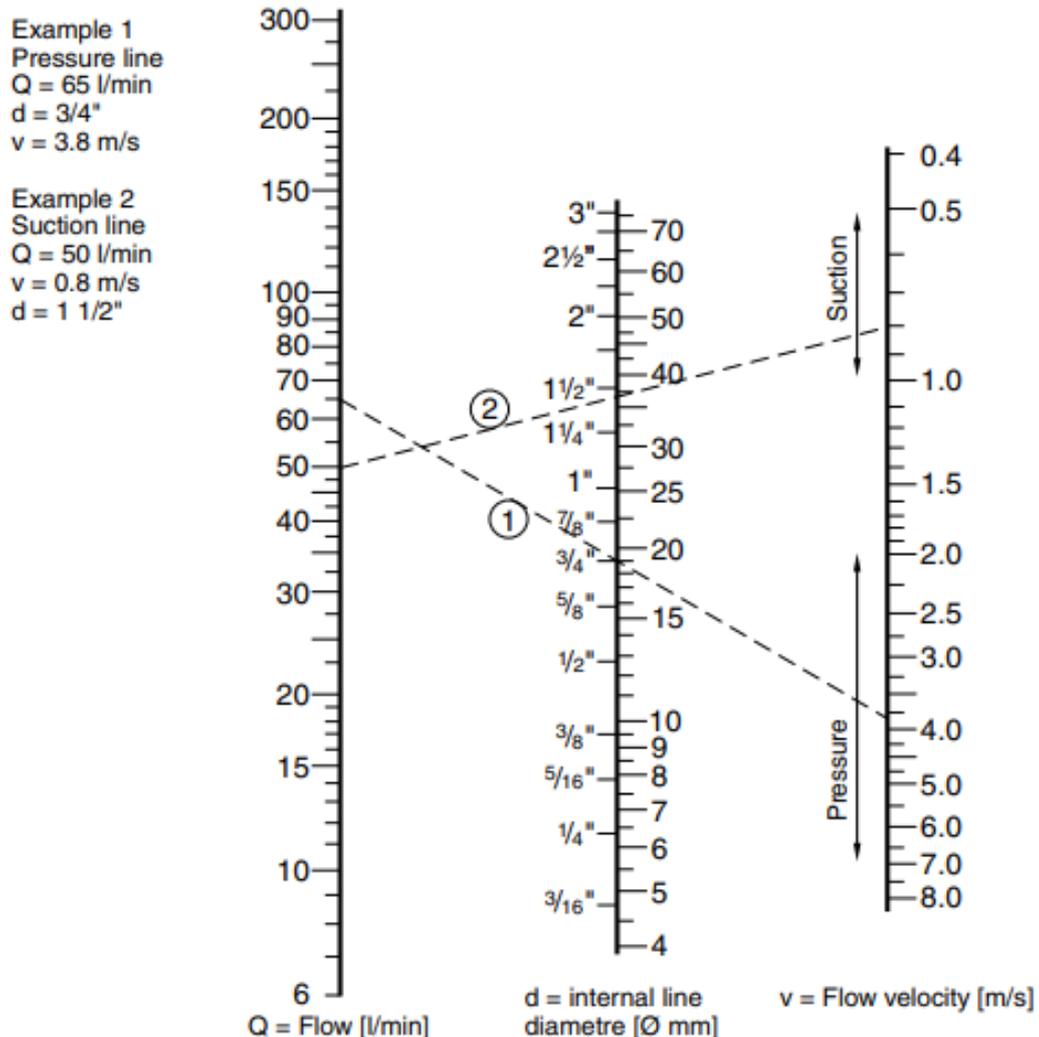
Para obtener suficiente presión de entrada (succión) a la bomba, bajo nivel de ruido y baja generación de calor, no se deben exceder las siguientes velocidades de flujo.

- Líneas de succión: 1 m/s.
- Líneas de presión: 5 m/s.

Seleccione la dimensión de línea más pequeña que cumpla con la recomendación de velocidad de flujo; ejemplo:

- A 100 l/min se necesita una línea de succión de 50 mm y una línea de presión de 25 mm.

NOTA: Las líneas de entrada (succión) largas, la presión de entrada baja (causada, por ejemplo, por un depósito colocado debajo de la bomba) y/o las bajas temperaturas pueden requerir dimensiones de línea más grandes.



## ANEXO C – Aceros y Fundiciones

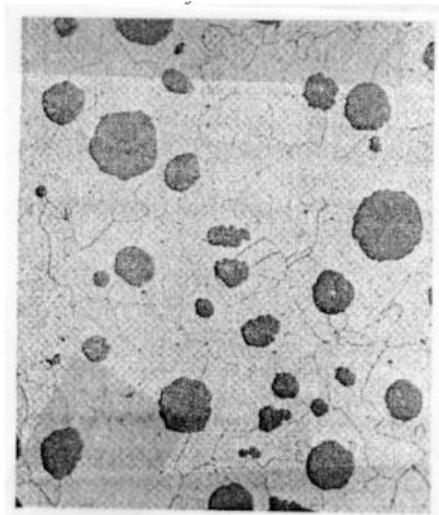
Los aceros son aleaciones hierro-carbono con concentraciones apreciables de otros elementos aleantes. Existen miles de aceros de diferentes composiciones y/o tratamientos térmicos. Los aceros se clasifican según su contenido en carbono en: bajo, medio y alto contenido en carbono. Los aceros al carbono solo contienen concentraciones residuales de impurezas mientras que los aceros aleados contienen elementos que se añaden intencionadamente en concentraciones específicas.

La fundición dúctil o esferoidal se consigue añadiendo pequeñas cantidades de magnesio y cerio a la fundición gris en estado líquido. En este caso, el grafito no se segrega como escamas, sino que forma esferoides (figura 4.11) lo que confiere a la fundición propiedades mecánicas diferentes. No es frágil y tiene propiedades mecánicas similares a las de los aceros. Presenta una mayor resistencia a la tracción que la fundición gris. Se suele utilizar para la fabricación de válvulas y engranajes de alta resistencia, cuerpos de bomba, cigüeñales y pistones.

Table 1 Typical composition ranges for unalloyed cast irons

Type	Composition, %										
	TC(a)	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	Cu	P	S	Ce	Mg
Gray iron	3.25-3.50	0.50-0.90	1.80-2.30	0.05-0.45	0.05-0.20	0.05-0.10	0.15-0.40	0.12 max	0.15 max	---	---
Malleable iron	2.45-2.55	0.35-0.55	1.40-1.50	0.04-0.07	0.05-0.30	0.03-0.10	0.03-0.40	0.03 max	0.05-0.07	---	---
Ductile iron	3.60-3.80	0.15-1.00	1.80-2.80	0.05-0.07	0.05-0.20	0.01-0.10	0.15-1.00	0.03 max	0.002 max	0.005-0.20(b)	0.03-0.06

(a) TC, total carbon. (b) Optional



**Figura 4.11.** Fotomicrografía de una fundición dúctil (esferoidal) con esferoides de grafito embebidas en una matriz de ferrita- $\alpha$

Table 2 Compositions and general uses for standard grades of ductile iron

Specification No.	Grade or class	UNS	TC(a)	Typical composition, %				Description	General uses
				Si	Min	P	S		
ASTMA395; ASME SA395	60-40-18	F32800	3.00 min	2.50 max(b)	...	0.08 max	...	Ferritic; annealed	Pressure-containing parts for use at elevated temperatures
ASTMA 476; SAE AMS 5316C	80-60-03	F34100	3.00 min(c)	3.0 max	...	0.08 max	0.05 max	As-cast	Paper mill dryer rolls, at temperatures up to 230 °C (450 °F)
ASTMA 536	60-40-18(d)	F32800						Ferritic; may be annealed	Shock-resistant parts; low-temperature service
	65-45-12(d)	F33100						Mostly ferritic; as-cast or annealed	General service
	80-55-06(d)	F33800						Ferritic/pearlitic; as-cast	General service
	100-70-03(d)	F34800						Mostly pearlitic; may be normalized	Best combination of strength and wear resistance and best response to surface hardening
ASTMA 716	120-90-02(d)	F36200						Martensitic; oil quenched and tempered	Highest strength and wear resistance
	60-42-10	F32900						Centrifugally cast	Culvert pipe
	60-42-10	...						Centrifugally cast	Gravity sewer pipe
ASTMA 746	60-42-10	...							Low-temperature service
ASTMA 874(e)	45-30-12	...	3.0-3.7	1.2-2.3	0.25 max	0.03 max	...	Ferritic	Moderately stressed parts requiring good ductility and machinability
SAE J434	D4018(f)	F32800	3.20-4.10	1.80-3.00	0.10-1.00	0.015-0.10	0.005-0.035	Ferritic	Moderately stressed parts requiring moderate machinability
	D4512(f)	F33100						Ferritic/pearlitic	Moderately stressed parts requiring moderate machinability
	D5506(f)	F33800						Ferritic/pearlitic	Highly stressed parts requiring good toughness
	D7003(f)	F34800						Pearlitic	Highly stressed parts requiring very good wear resistance and good response to selective hardening
	DQ&T(f)	F30000						Martensitic	Highly stressed parts requiring uniformity of microstructure and close control of properties
SAEAMS 5315C	Class A	F33101	3.0 min	2.50 max(g)	...	0.08 max	...	Ferritic; annealed	General shipboard service

Note: For mechanical properties and typical applications, see Table 3. (a) TC, total carbon. (b) The silicon limit may be increased by 0.08%, up to 2.75 Si, for each 0.01% reduction in phosphorus content. (c) Carbon equivalent (CE), 3.8-4.5; CE = TC + 0.3 (Si + P). (d) Composition subordinate to mechanical properties; composition range for any element may be specified by agreement between supplier and purchaser. (e) Also contains 0.07% Mg (max), 0.1% Cu (max), 1.0% Ni (max), and 0.07% Cr (max). (f) General composition given under grade D4018 for reference only. Typically, foundries will produce to narrower ranges than those shown and will establish different median compositions for different grades. (g) For castings with sections 13 mm (1/2 in.) and smaller, may have 2.75 Si max with 0.08 P max, or 3.00 Si max with 0.05 P max; for castings with section 50 mm (2 in.) and greater, CE must not exceed 4.3.

Table 3 Mechanical properties and typical applications for standard grades of ductile iron

Specification No.	Grade or class	Hardness, HB(a)	Tensile strength, min(b)		Yield strength, min(b)		Elongation in 50 mm (2 in.) (min), % (b)	Typical applications
			MPa	ksi	MPa	ksi		
ASTMA395; ASME SA395	60-40-18	143-187	414	60	276	40	18	Valves and fittings for steam and chemical plant equipment
ASTMA 476(c); SAE AMS 5316	80-60-03	201 min	552	80	414	60	3	Paper mill dryer rolls
ASTMA 536	60-40-18	...	414	60	276	40	18	Pressure-containing parts such as valve and pump bodies
	65-45-12	...	448	65	310	45	12	Machine components subject to shock and fatigue loads
	80-55-06	...	552	80	379	55	6	Crankshafts, gears, and rollers
	100-70-03	...	689	100	483	70	3	High-strength gears and machine components
SAE J434	120-90-02	...	827	120	621	90	2	Pistons, gears, rollers, and slides
	D4018	170 max	414	60	276	40	18	Steering knuckles
	D4512	156-217	448	65	310	45	12	Disk brake calipers
	D5506	187-255	552	80	379	55	6	Crankshafts
	D7003	241-302	689	100	483	70	3	Gears
	DQ&T	(c)	(d)	(d)	(d)	(d)	(d)	(d)
SAEAMS 5315C	Class A	190 max	414	60	310	45	15	Electric equipment, engine blocks, pumps, housings, gears, valve bodies, clamps, and cylinders

Note: For compositions, descriptions, and uses, see Table 2. (a) Measured at a predetermined location on the casting. (b) Determined using a standard specimen taken from a separately cast test block, as set forth in the applicable specification. (c) Range specified by mutual agreement between producer and purchaser. (d) Value must be compatible with minimum hardness specified for production castings.

Table 4 Ductile iron property requirements of various national and international standards

Grade	Tensile strength		8.2% offset yield strength		Elongation (min, %)	Impact energy				Hardness, HB	Structure
	MPa	ksi	MPa	ksi		Mean(a)		Individual			
						J	ft-lbf	J	ft-lbf		
ISO Standard 1083 (International)											
800-2	800	116	480	70	2	...	...	...	...	248-352	Pearlite or tempered
700-2	705	102	420	61	2	...	...	...	...	229-302	Pearlite
600-3	600	87	370	54	3	...	...	...	...	192-269	Pearlite + ferrite
500-7	500	73	320	46	7	...	...	...	...	170-241	Ferrite + pearlite
400-12	400	58	250	36	12	...	...	...	...	<201	Ferrite
370-17	370	54	230	33	17	13	9.5	11	8.1	<179	Ferrite
ASTM A 536 (United States)											
60-40-18	414	60	276	40	18	...	...	...	...	...	...
60-42-10	414	60	290	42	10	...	...	...	...	...	...
65-45-12	448	65	310	45	12	...	...	...	...	...	...
70-50-05	485	70	345	50	5	...	...	...	...	...	...
80-55-06	552	80	379	55	6	...	...	...	...	...	...
80-60-03	552	80	414	60	3	...	...	...	...	...	...
100-70-03	690	100	483	70	3	...	...	...	...	...	...
120-90-02	827	120	621	90	2	...	...	...	...	...	...
SAE J434 (United States)(b)											
D4018	414	60	276	40	18	...	...	...	...	170 max	Ferrite
D4512	448	65	310	45	12	...	...	...	...	156-217	Ferrite + pearlite
D5506	552	80	379	55	6	...	...	...	...	187-255	Ferrite + pearlite
D7003	690	100	483	70	3	...	...	...	...	241-302	Pearlite
DQ&T(c)	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	Martensite

(a) Mean value from three tests. (b) Specifications for these irons are primarily based on hardness and structure. Mechanical properties are given for information only. (c) Quenched and tempered grade; hardness subject to agreement between supplier and purchaser

## Soldabilidad

El hierro dúctil se puede soldar con una aleación con alto contenido de níquel mediante el proceso de soldadura por arco con núcleo de fundente (FCAW). En FCAW, un alambre hueco con la composición 50 Ni - 44 Fe - 4,25 Mn - 1,0 C - 0,6 Si y que contiene un fundente especial, se usa como electrodo en el equipo FCAW estándar. Este método se utiliza para unir hierro dúctil consigo mismo, con acero u otro tipo de hierro fundido, con más frecuencia que para la reparación cosmética de piezas fundidas. Las propiedades mecánicas del metal de soldadura, con alto contenido de níquel, y de la zona adyacente afectada por el calor suelen ser equivalentes a las propiedades del hierro dúctil de grado **ASTM A 536 65-45-12** (Tabla 18). Una de las principales desventajas de la soldadura con la aleación con alto contenido de níquel es que no responde al tratamiento térmico, y por lo tanto, las soldaduras realizadas con esta aleación no pueden tratarse térmicamente para obtener niveles de resistencia uniformemente altos.

**Table 18 Mechanical properties of weld joints in ASTM A 536, grade 60/45/12, ductile iron**

Welds were made using high-nickel (55% Ni) flux-cored wire.

Specimen	Type of shielding	Tensile strength		0.2% offset yield strength		Elongation, %	Reduction in area, %	Hardness, HRB
		MPa	ksi	MPa	ksi			
All weld metal	None	476	69	310	45	15.5	14.5	81
All weld metal	CO <sub>2</sub>	496	72	314	45.5	21.0	18.8	80
All weld metal	Sub-arc flux	510	74	338	49	18.5	20.6	86
Transverse	None	455	70	300	43.5	...	...	...
Transverse	CO <sub>2</sub>	455	70	303	44	...	...	...
Transverse	Sub-arc flux	441	64	310	45	...	...	...
All weld metal(a)	CO <sub>2</sub>	468	68	303	44	15.0	16.2	80
Transverse(a)	CO <sub>2</sub>	467	68	300	43.5	...	...	...

(a) Pulsing arc power source. Source: Ref 25

## Endurecimiento de la superficie

El hierro dúctil puede endurecerse en la superficie hasta 60 HRC y en realidad puede tener una microdureza de 62 HRC, porque el indentador de cono promedia los nódulos de grafito blando con la dureza de la matriz, lo que da como resultado una lectura más baja que los componentes metálicos reales de la matriz. La zona endurecida produce una capa superficial altamente resistente al desgaste respaldada por un núcleo de metal más resistente. Se pueden usar métodos de llama o inducción para calentar la capa de la superficie a aproximadamente 900 ° C (1650 ° F) durante unos segundos, después de lo cual la superficie calentada se enfría en un rocío de agua.

**Table 7 Average mechanical properties of ductile irons heat treated to various strength levels**

Determined for a single heat of ductile iron, heat treated to approximate standard grades. Properties were obtained using test bars machined from 25 mm (1 in.) keel blocks.

Nearest standard grade	Hardness, HB	Ultimate strength		Yield strength		Elongation in 50 mm (2 in.), %	Modulus		Poisson's ratio
		MPa	ksi	MPa	ksi		GPa	10 <sup>6</sup> psi	
<b>Tension</b>									
60-40-18	167	461	66.9	329(a)	47.7(a)	15.0	169	24.5	0.29
65-45-12	167	464	67.3	332(a)	48.2(a)	15.0	168	24.4	0.29
80-55-06	192	559	81.1	362(a)	52.5(a)	11.2	168	24.4	0.31
120-90-02	331	974	141.3	864(a)	125.3(a)	1.5	164	23.8	0.28
<b>Compression</b>									
60-40-18	167	...	...	359(a)	52.0(a)	...	164	23.8	0.26
65-45-12	167	...	...	362(a)	52.5(a)	...	163	23.6	0.31
80-55-06	192	...	...	386(a)	56.0(a)	...	165	23.9	0.31
120-90-02	331	...	...	920(a)	133.5(a)	...	164	23.8	0.27
<b>Torsion</b>									
60-40-18	167	472	68.5	195(b)	28.3(b)	...	63	9.1	...
65-45-12	167	475	68.9	207(b)	30.0(b)	...	<b>63.5(c)</b>	<b>9.5(c)</b>	...
							<b>64</b>	<b>9.3</b>	
80-55-06	192	504	73.1	193(b)	28.0(b)	...	65(c)	9.4(c)	...
							62	9.0	
120-90-02	331	875	126.9	492(b)	71.3(b)	...	<b>64(e)</b>	<b>9.3(e)</b>	...
							63.4	9.2	
							64(c)	9.3(c)	r

(a) 0.2% offset. (b) 0.0375% offset. (c) Calculated from tensile modulus and Poisson's ratio in tension

Bibliografía:

ASM Specialty Handbook Cast Irons

Fundamentos de Manufactura Moderna

# Domex 700 MC

## Hot rolled, extra high strength, cold forming steel

### PRODUCT

Domex cold forming steels are thermo-mechanically rolled in modern plants where the heating, rolling and cooling processes are carefully controlled.

The chemical analysis, consisting of low levels of carbon and manganese has precise addition of grain refiners such as niobium, titanium or vanadium. This together with a clean structure, makes Domex Steels the most competitive alternative for cold formed and welded products.

Domex 700 MC with designation D and E meet and exceed the demands for steel S700MC in EN-10149-2.

### APPLICATION

The extra high strength steel grades are used in applications such as truck chassis, cranes and earthmoving machines. In these applications, the high strength of the steels is used to save weight and/or to increase the payload.

As a result of this and the good formability of the steels, the total costs can be reduced.



### DIMENSION RANGE

Domex 700 MC is available in the range of sizes tabulated below in as rolled or pickled condition with mill edge.

For material with trimmed edges, the width is reduced by 35 mm.

Some exceptions may occur.

Thickness (mm)	Width (mm)	Length (mm)
2.00 - (3.00)	1000 - 1035	1500 - 13000
3.00 - (4.00)	885 - 1300	1500 - 13000
4.00 - (5.00)	885 - 1400	1500 - 13000
5.00 - (6.00)	885 - 1600	1500 - 13000
6.00 - (7.00)	885 - 1550	1500 - 13000
7.00 - 10,00	885 - 1300	1500 - 13000

### MECHANICAL PROPERTIES

Yield strength $R_{eH}$ N/mm <sup>2</sup> min	Tensile strength $R_m$ N/mm <sup>2</sup> min - max	Elongation on failure	
		< 3 mm $A_{80}$ % min	≥ 3 mm $A_5$ % min
700*)	750 - 950	10	12

\*) For thicknesses > 8 mm, the minimum yield strength may be 20 N/mm<sup>2</sup> lower.

### BENDABILITY

	Nominal sheet thickness, t		
	≤3 mm	3 mm < t ≤6 mm	>6 mm
Min. recommended bending radius (≤90°)	0.8 xt	1.2 xt	1.6 xt

### CHEMICAL COMPOSITION

C % max	Si % max	Mn % max	P % max	S % max	Al % min	Nb % max	V % max	Ti % max
0.12	0.10 <sup>1)</sup>	2.10	0.025	0.010	0.015	0.09 <sup>2)</sup>	0.20 <sup>2)</sup>	0.15 <sup>2)</sup>

1) If the material is to be hot-dip galvanized, this must be specified in the order.

2) Sum of Nb, V and Ti = 0,22% max.

# Domex 700 MC

## Hot rolled, extra high strength, cold forming steel

### IMPACT STRENGTH

The Charpy V-notch test is carried out according to EN 10045-1.

Designation	Test temperature	Energy level
B	Not impact tested	
D	- 20° C	40J
E	- 40° C	27J

1) Other test temperatures and impact strengths are available subject to special agreement.

### WELDING

The low contents of carbon, phosphorus and sulphur enable all conventional welding methods to be readily used for Domex 700 MC. No preheating is necessary. A narrow heat affected zone with a somewhat lower hardness is formed immediately adjacent to the weld. However, if normal welding parameters and methods are used, the heat affected zone is of no practical significance.

Tensile test pieces taken across the weld can meet the same minimum tensile strength requirements as the base metal.

There are a large number of matching or over matching filler metals that can be used for welding of Domex 700 MC, which gives a weld that can meet the same minimum tensile strength requirements as the base metal. Some examples of different filler metals that can be used are tabulated below.

### HEAT TREATMENT

Stress relief annealing should be carried out within the temperature range of 530 - 580°C. Heat treatment above this range, e.g. normalizing and hot forming, reduces the strength and should be avoided.

### TECHNICAL SERVICE AND INFORMATION

Knowledge Service Center will be pleased to assist with additional information concerning this product and other products from SSAB Tunnplåt.

### EXAMPLES OF DIFFERENT MATCHING AND OVER MATCHING FILLER METALS

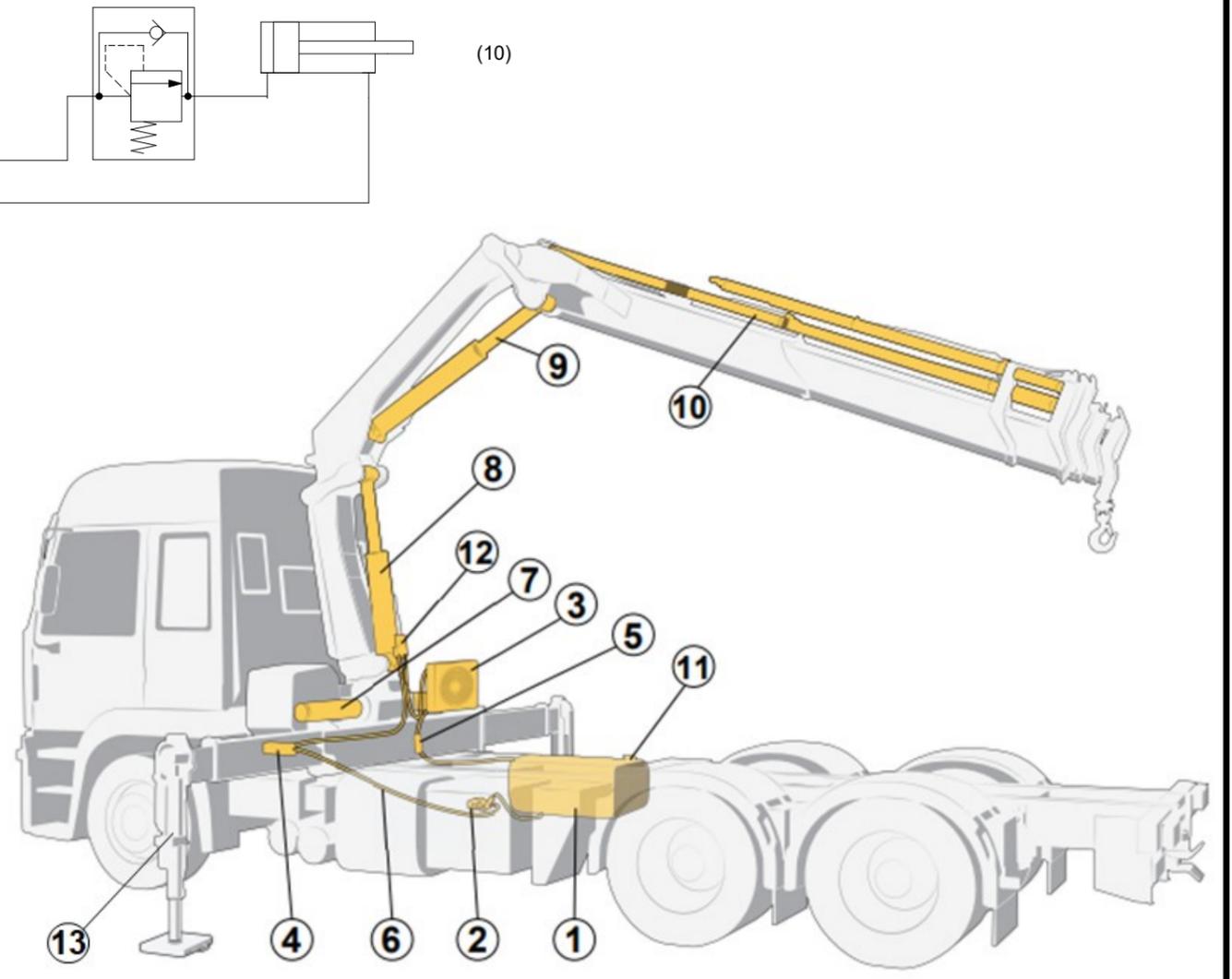
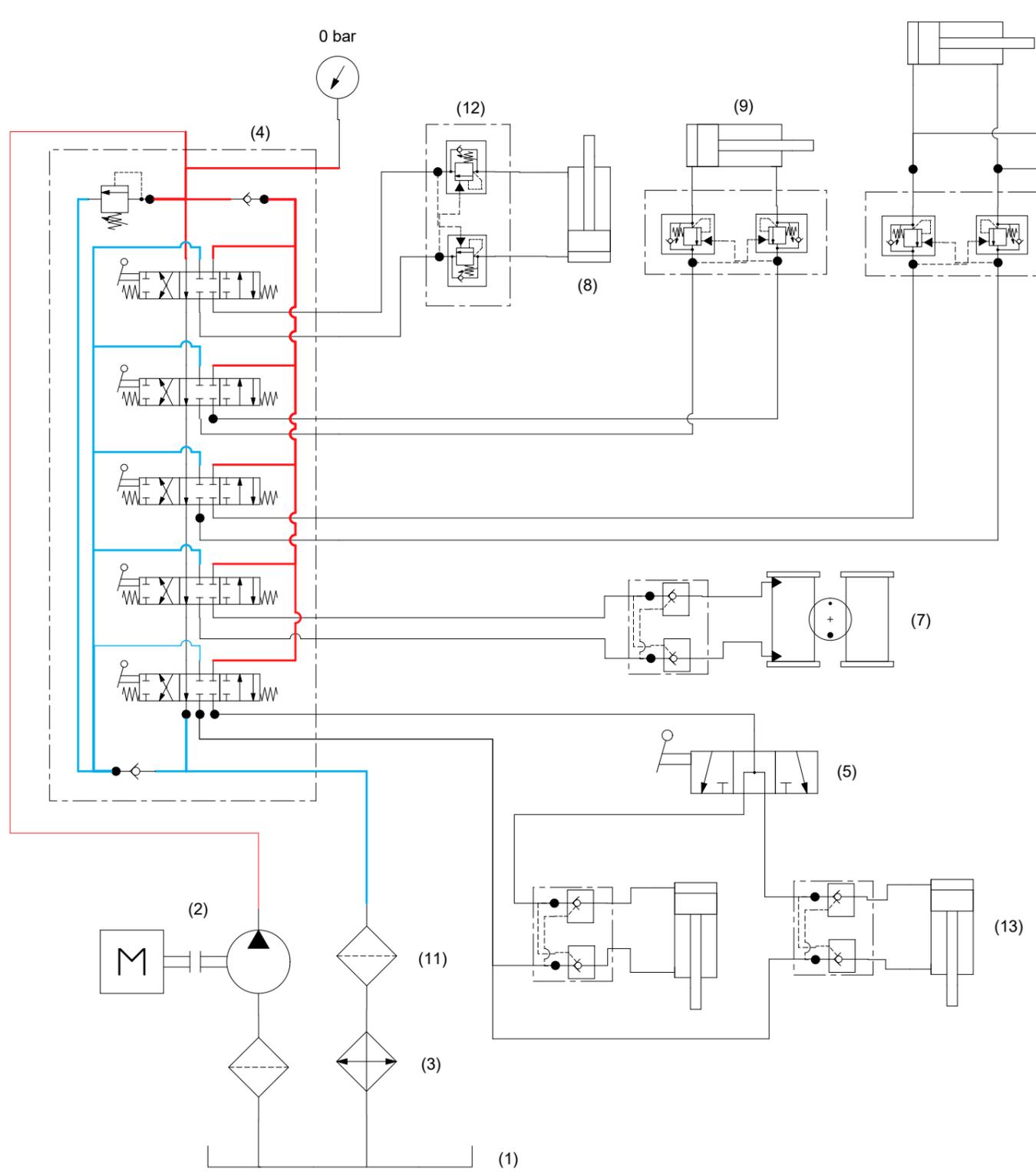
Manual metal arc welding coated electrode	Gas shielded metal arc welding		Manufacturer
	Cored electrode	Wire electrode	
OK 75.75	OK Tubrod 15.27	OK AristoRod 13.13	ESAB
-	-	OK AristoRod 13.29	ESAB
-	-	OK AristoRod 13.31	ESAB
Filarc 118	PZ6148; PZ6149	-	Filarc
P 110 MR Maxeta 110	-	-	ELGA
Tenacito 75	Fluxofil 42	Carbofil NiMoCr	Oerlikon
Tenacito 80	SAF Dual 270	Spoolcord TD-T90	-

The particulars in this data sheet are correct at the time of going to print and are intended to give general guidance for the use of the product. Subject to changes arising from continual product development. The information and data must not be regarded as guaranteed values, unless specially confirmed in writing.

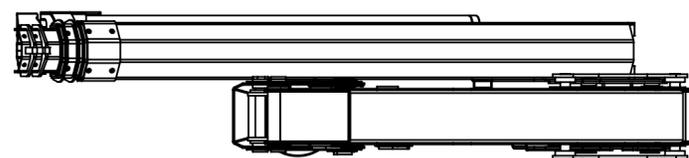
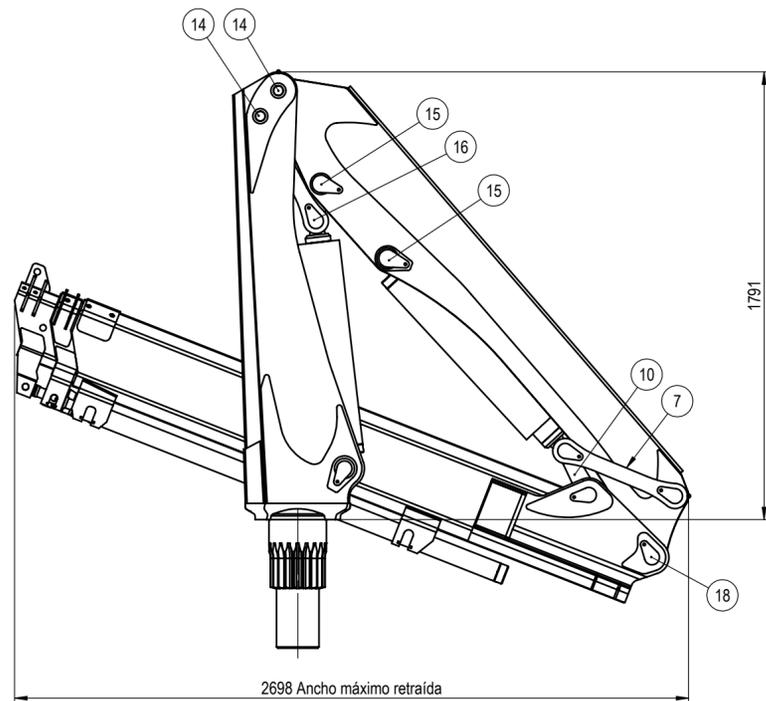
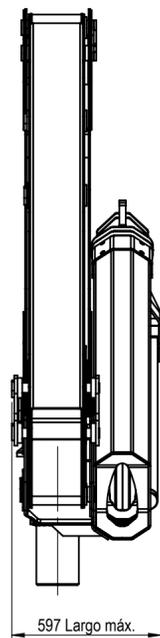
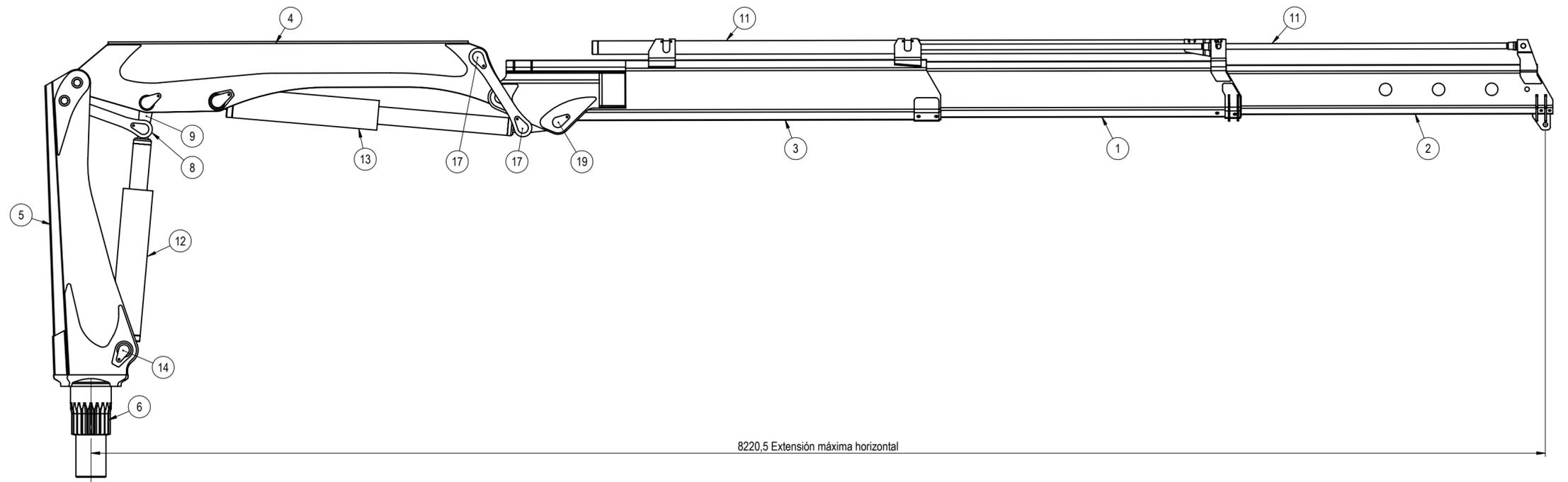
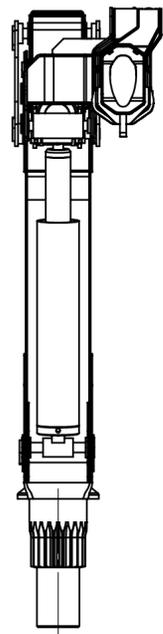
SSAB Tunnplåt AB  
SE-781 84 Borlänge  
Sweden

Tel +46 243 700 00  
Fax +46 243 720 00

strip@ssab.com



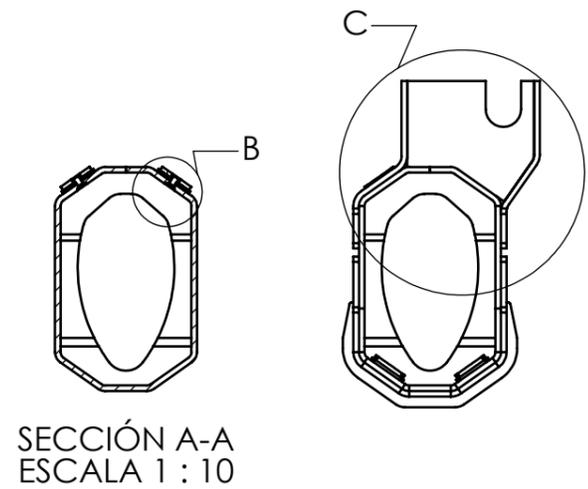
Circuito Hidráulico	
1) Tanque de fluido hidráulico	8) Cilindro del primer brazo
2) Bomba hidráulica	9) Cilindro del segundo brazo
3) Enfriador (opcional)	10) Cilindros de extensiones
4) Comando	11) Filtro de retorno
5) Válvula de control de estabilizadores	12) Válvulas de contrabalanceo
6) Conductos y mangueras hidráulicas	13) Cilindros del sistema de giro
7) Cilindros del sistema de giro	



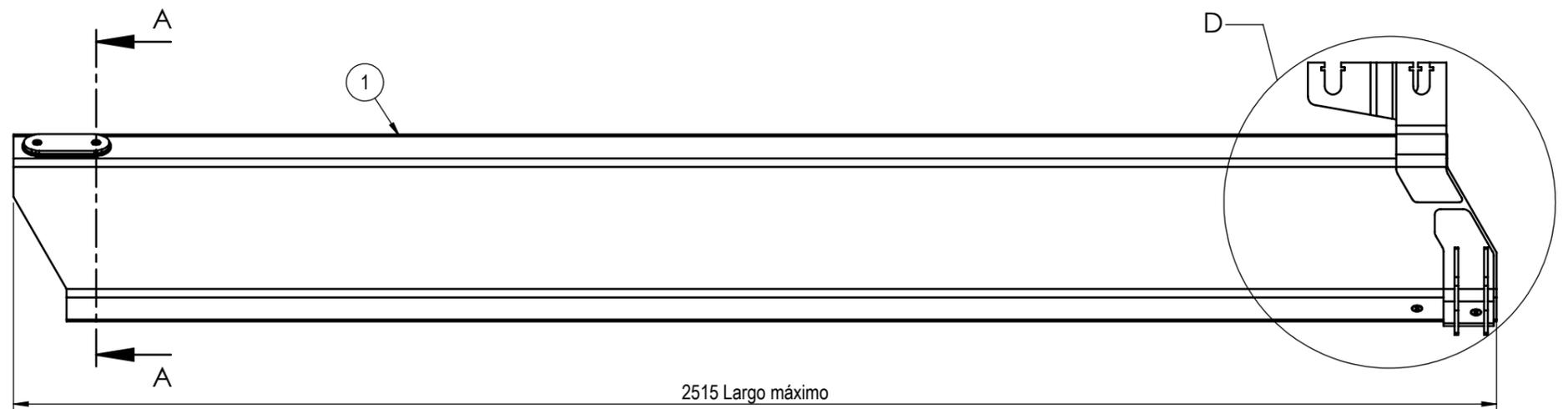
N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	G130-1001-000	Prolongación Telescópica 1	1
2	G130-1002-000	Prolongación Telescópica 2	1
3	G130-1003-000	Segundo Brazo	1
4	G130-1004-000	Primer Brazo	1
5	G130-1005-000	Columna	1
6	G130-1006-000	Piñón	1
7	G130-1007-001	Biela Larga - Columna	2
8	G130-1007-002	Biela Larga - Segundo Brazo	2
9	G130-1008-000	Bielas cortas - Columna/Primer Brazo	1
10	G130-1008-000	Bielas cortas - Primer Brazo/Segundo Brazo	1
11	G130-1009-000	Cilindro hidráulico - Prolongaciones telescópicas	2
12	G130-1010-000	Cilindro Hidráulico 6"	1
13	G130-1010-000	Cilindro Hidráulico 6"	1
14	G130-1011-001	Perno 1	3
15	G130-1011-002	Perno 2	2
16	G130-1011-003	Perno 3	1
17	G130-1011-004	Perno 4	2
18	G130-1011-005	Perno 5	1
19	G130-1011-006	Perno 6	1

Observaciones:	Dibujó	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	<b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA
	Revisó	11/10/2022			
	Aprobó	11/10/2022			
	Escala:	1:100			
	Tol. generat: +/- 0,5 mm			ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO	
					Pieza: Grúa
					Plano N°: G130-1000-000

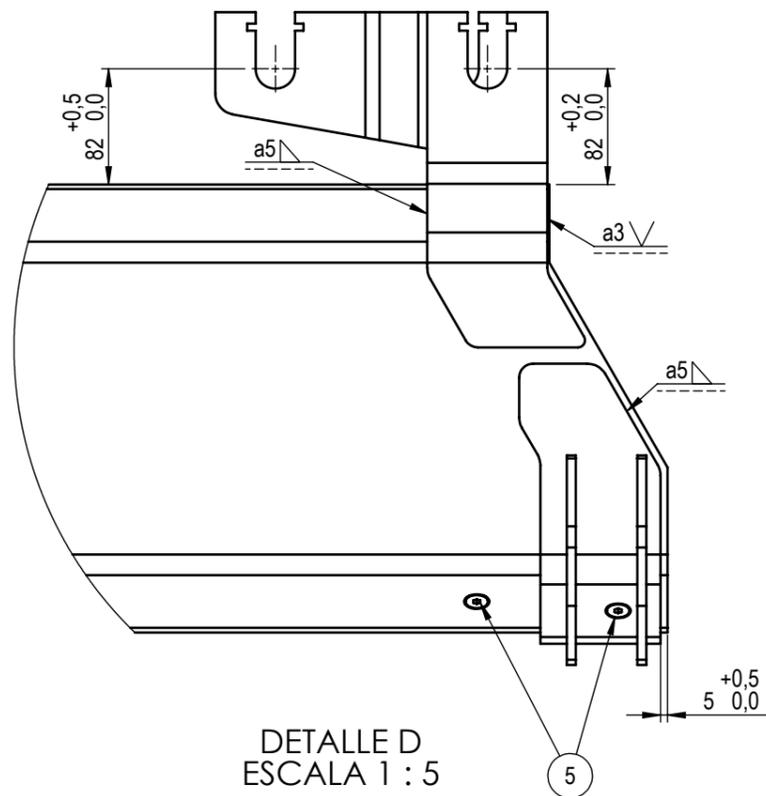
Peso: 1234.83 [kg]



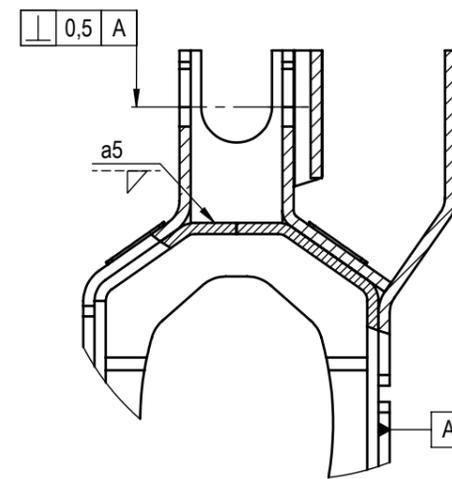
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10



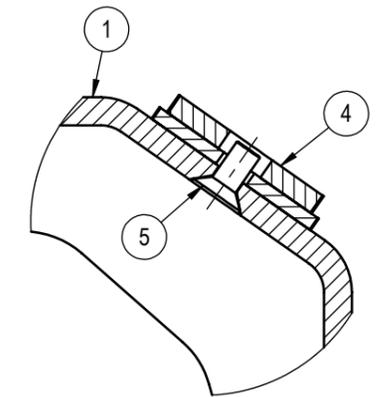
2515 Largo máximo



DETALLE D  
ESCALA 1 : 5



DETALLE C - Con corte parcial  
ESCALA 1 : 5

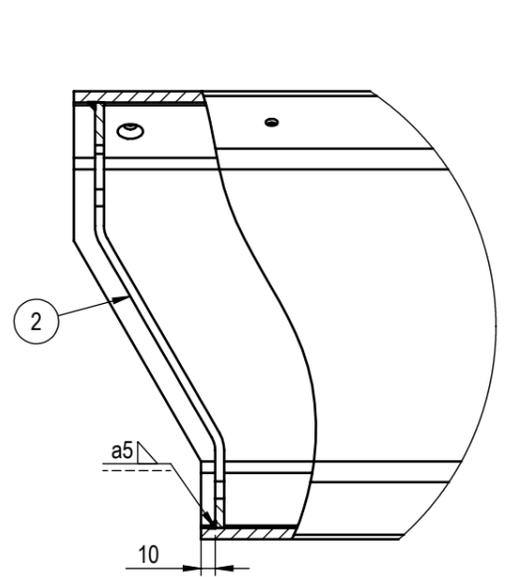
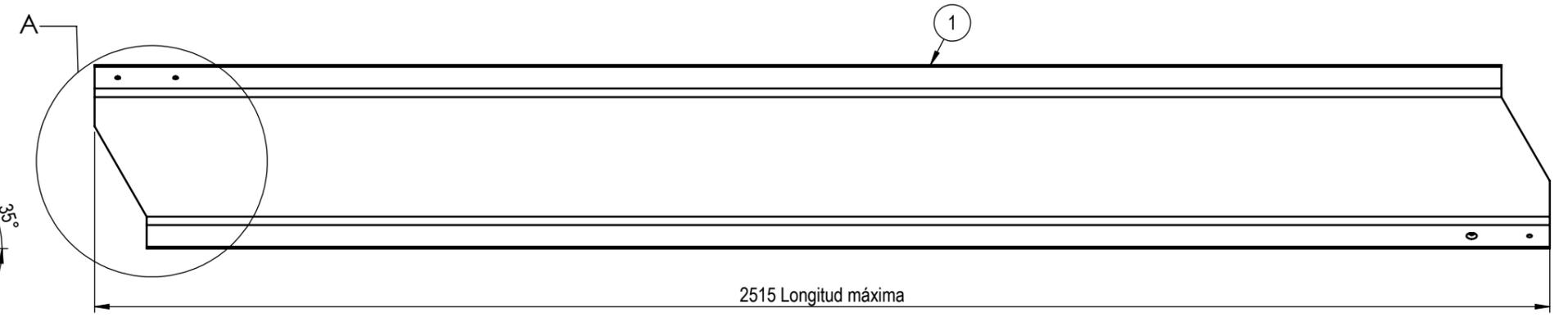
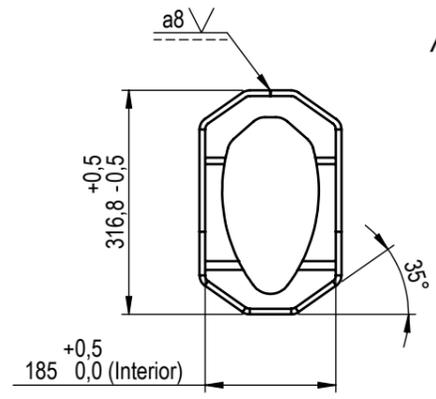


DETALLE B  
ESCALA 1 : 2

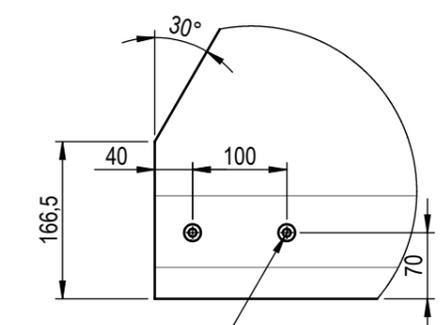
N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	G130-1001-001	Prolongación Telescópica 1 - Viga	1
2	G130-1001-002	Soporte para cilindros Prolongación Telescópica 1	1
3	G130-1001-003	Refuerzo inferior - Prolongación Telescópica 1	1
4	G130-1001-004	Patín - Prolongación Telescópica 1	4
5	M8 x 12	Tornillo Allen - cabeza fresada	8

Observaciones:	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA		
	Dibujó	01/10/2022			
	Revisó	01/10/2022			
	Aprobó				
	Escala:	1:10			<b>Ensamble - Prolongación Telescópica 1</b>
Tol. general:	+/- 0,5 mm				
				ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO	
				Pieza: Prolongación Telescópica 1	
				Plano N.º: G130-1001-000	

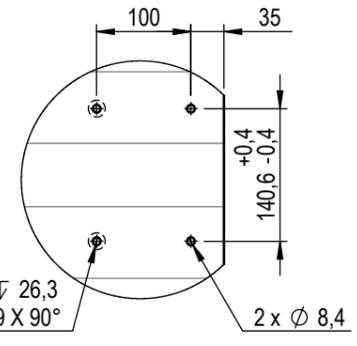
Peso: 144.75 [kg]



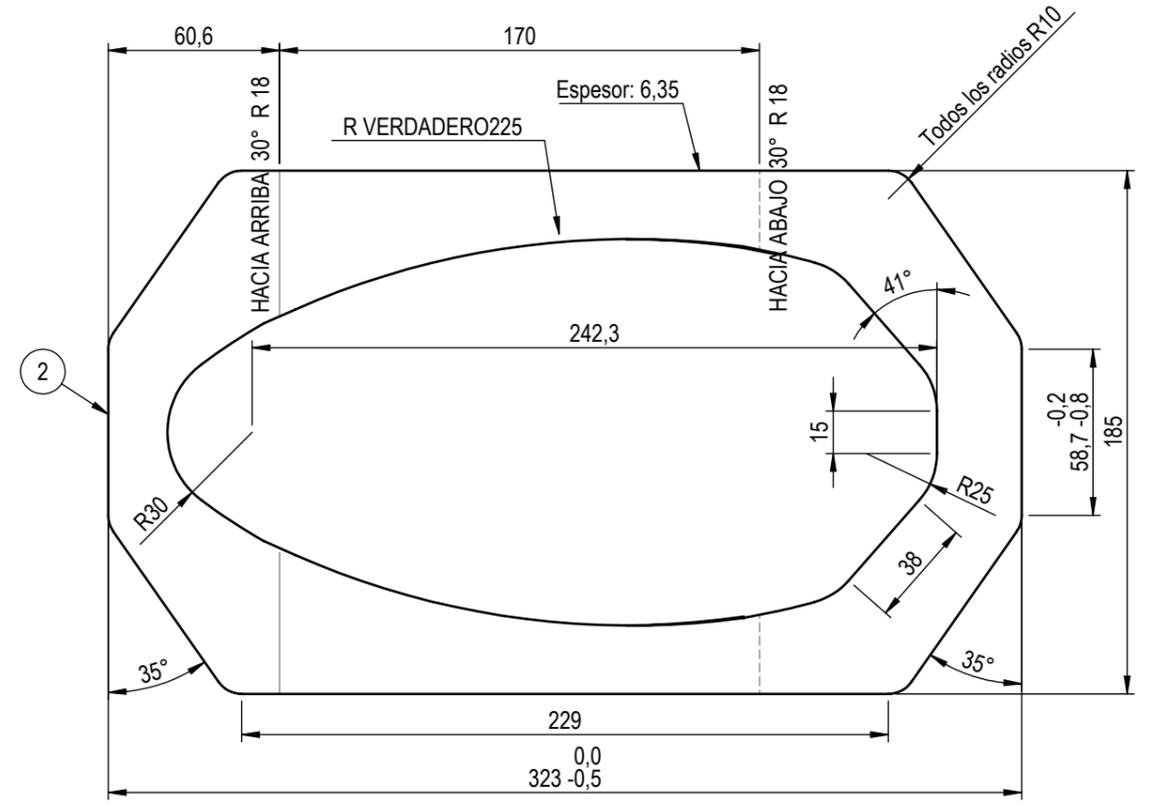
DETALLE A  
ESCALA 1 : 5



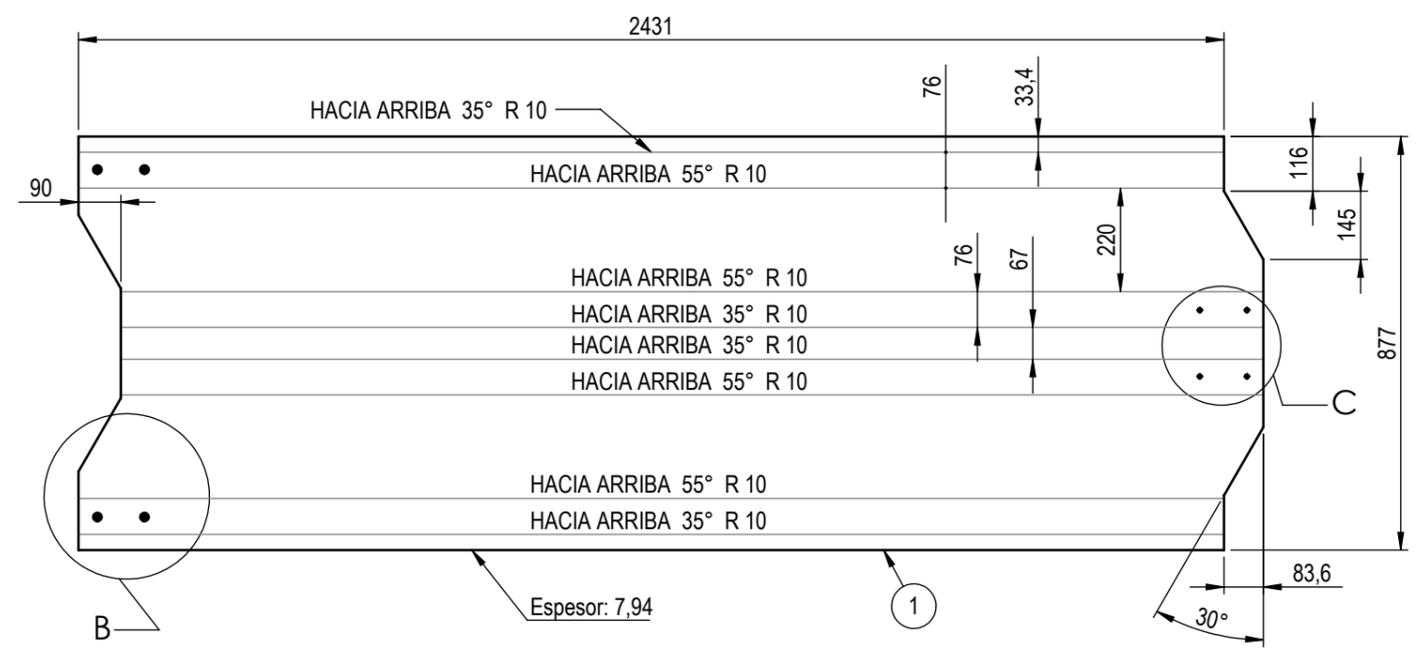
DETALLE B  
ESCALA 2 : 15



DETALLE C  
ESCALA 2 : 15



REFUERZO TRASERO DESPLEGADO - ESCALA 1:2,5

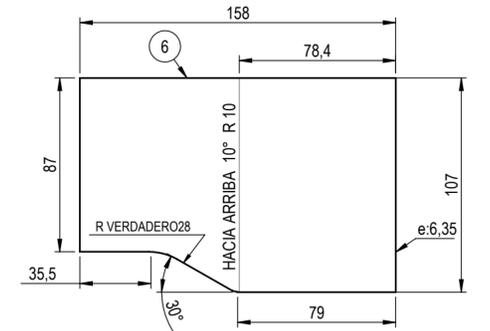
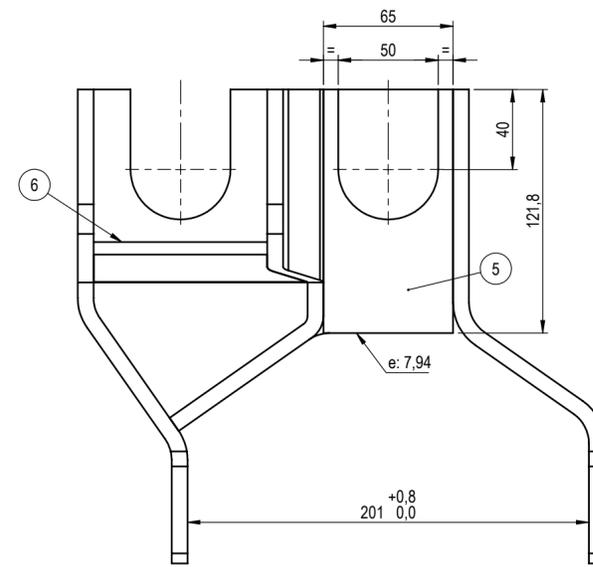
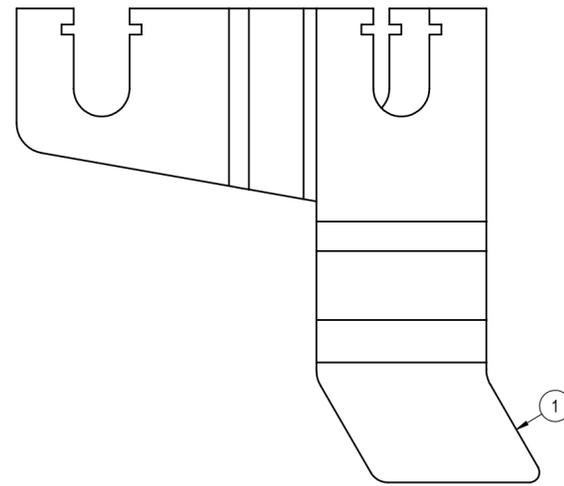
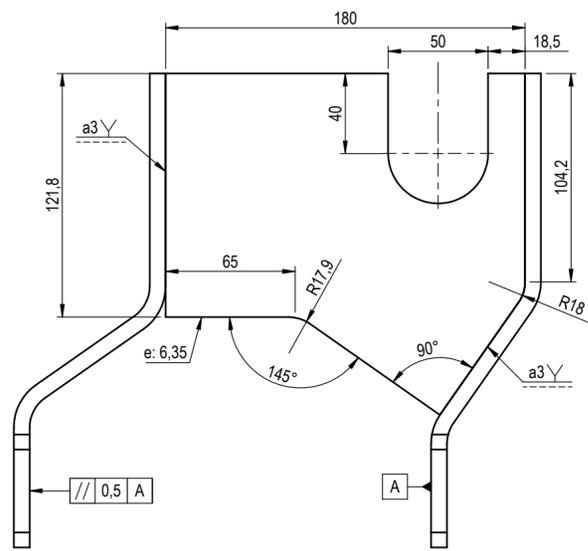


DESARROLLO DE CHAPA PARA VIGA - ESCALA 1:15

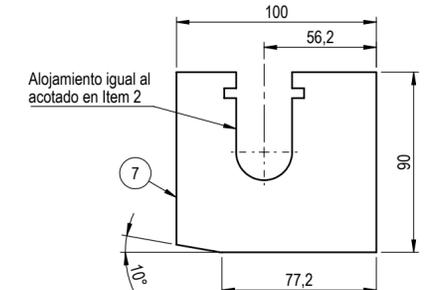
Peso: 132.02 [kg]

N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Viga	Acero aleado (SS)	1
2	Refuerzo trasero	Acero aleado (SS)	1

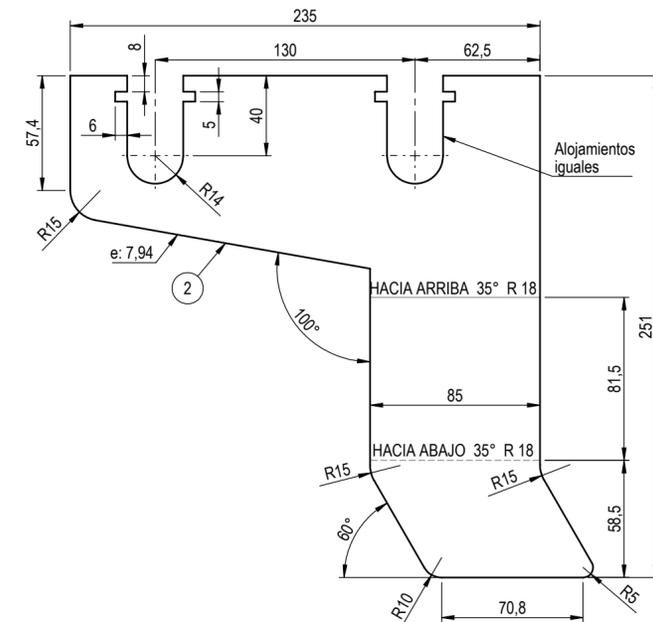
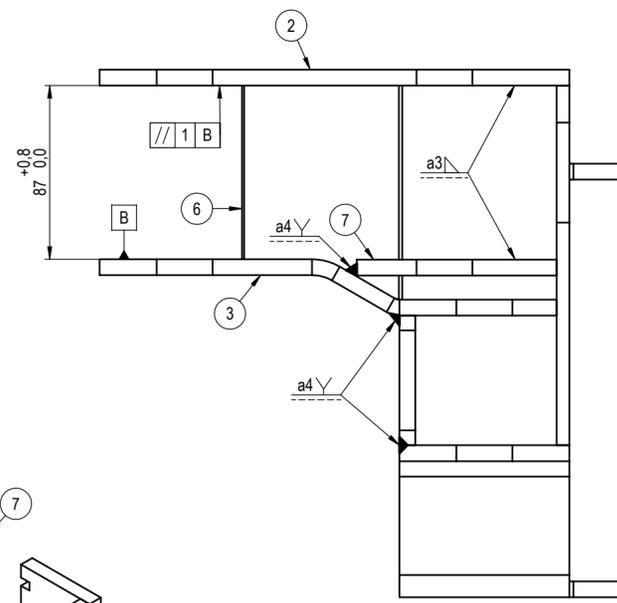
Observaciones:	Dibujó	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 <b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA
	Revisó	26/09/2022			
	Aprobó				
	Escala:				
 Tol. general: +/- 0,5 mm				<b>Prolongación Telescópica 1</b> Viga	ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO
					Pieza: Prolongación Telescópica 1
					Plano N°: G130-1001-001



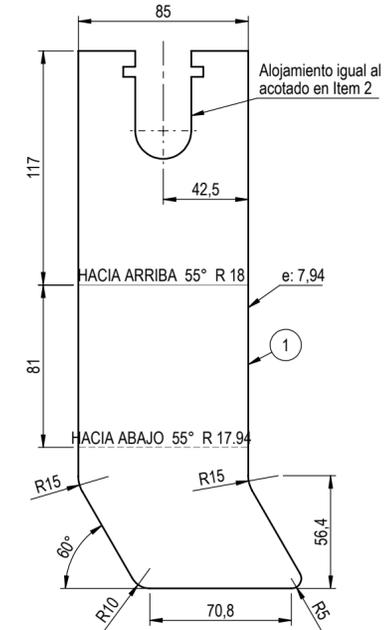
DESARROLLO DE CHAPA - ITEM 6 - ESCALA 1:2,5



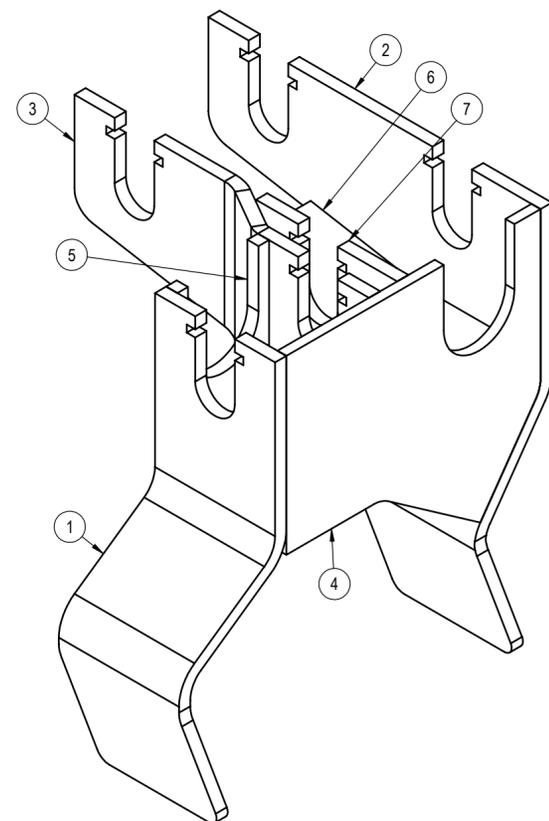
DESARROLLO DE CHAPA - ITEM 7 - ESCALA 1:2,5



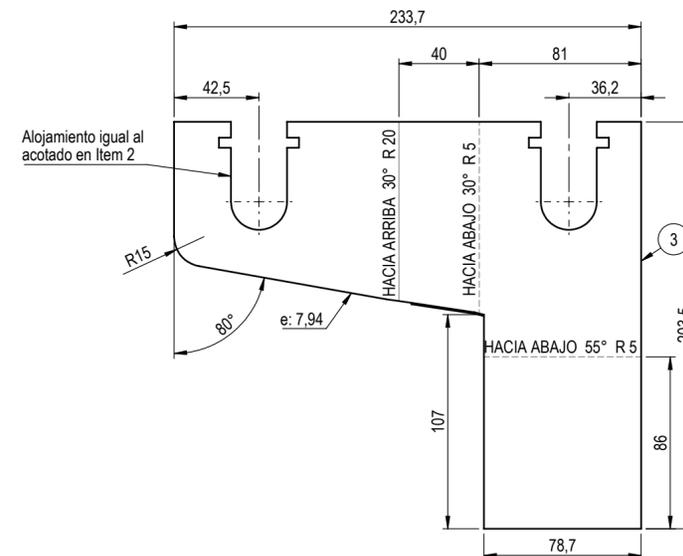
DESARROLLO DE CHAPA - ITEM 2 - ESCALA 1:2,5



DESARROLLO DE CHAPA - ITEM 1 - ESCALA 1:2,5



PERSPECTIVA ISOMÉTRICA - ESCALA 1:2,5

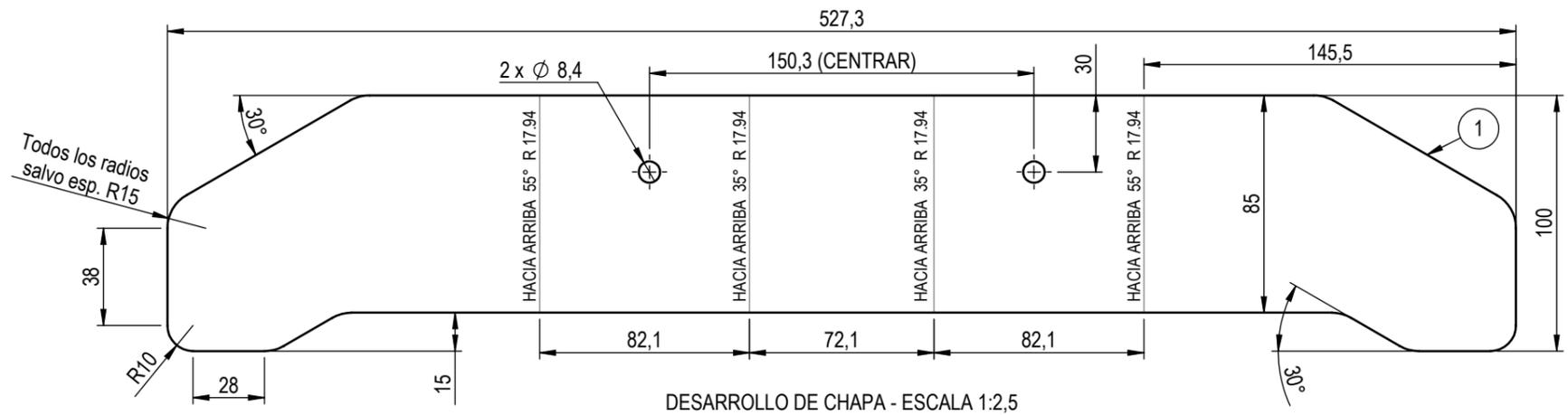
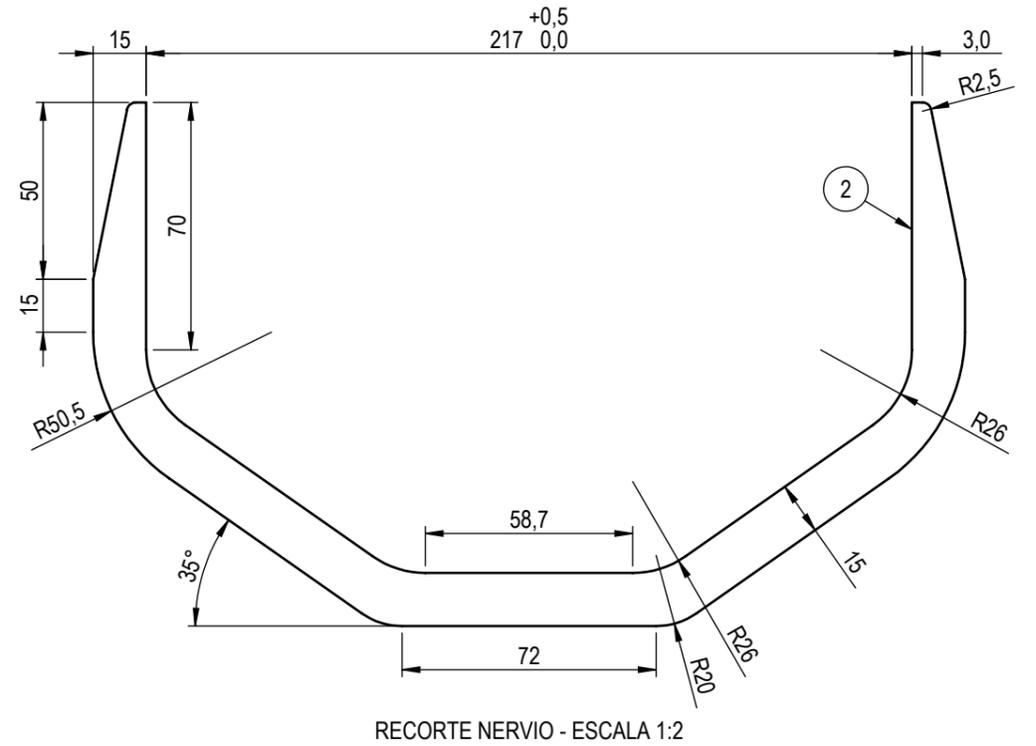
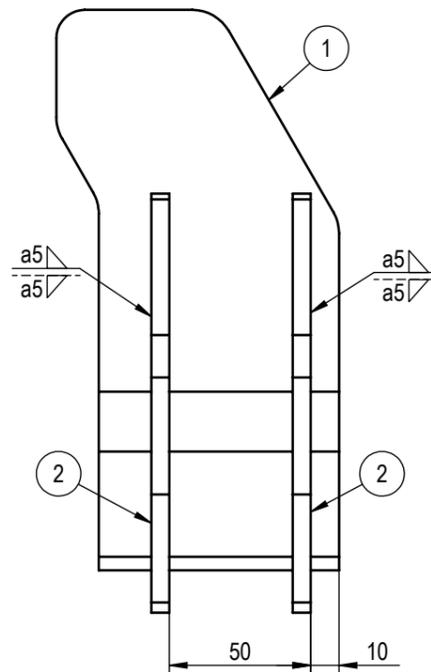
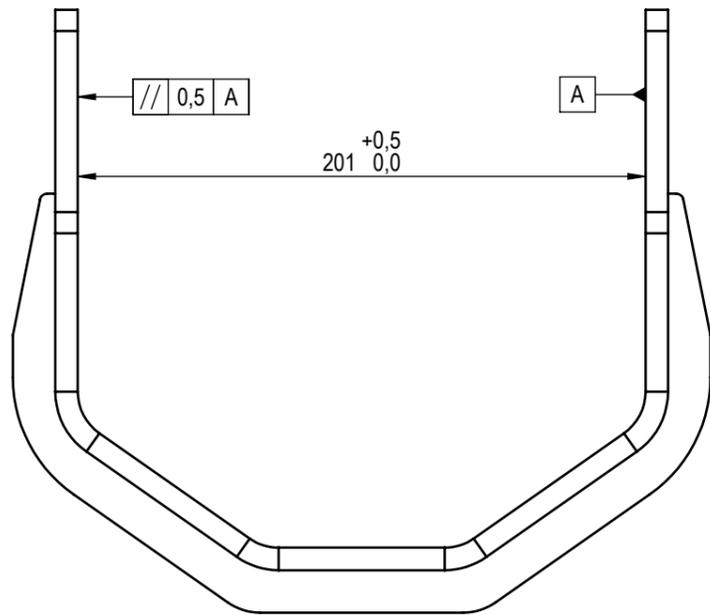


DESARROLLO DE CHAPA - ITEM 3 - ESCALA 1:2,5

Peso: 7.35 [kg]

N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Lateral interno	Acero aleado	1
2	Lateral externo	Acero aleado	1
3	Apoyos centrales para cilindro interior y exterior	Acero aleado	1
4	Frente	Acero aleado	1
5	Cierre trasero	Acero aleado	1
6	Unión inferior	Acero aleado	1
7	Apoyo central de cilindro exterior	Acero aleado	1

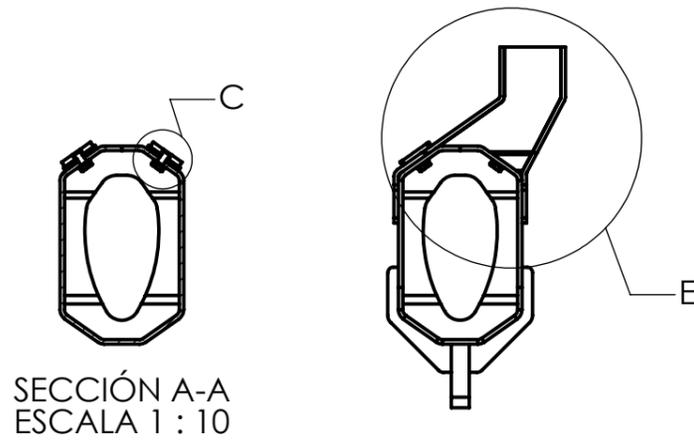
Observaciones:	Dibujó	01/10/2022	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 <b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO Pieza: Soporte para cilindros Plano N°: G130-1001-002
	Revisó	01/10/2022		
	Aprobó			
	Escala:	1:2,5		
Tol. generat:		+/- 0,5 mm		



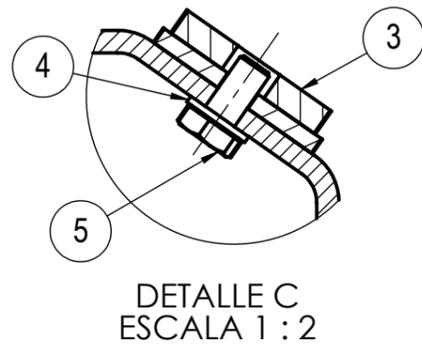
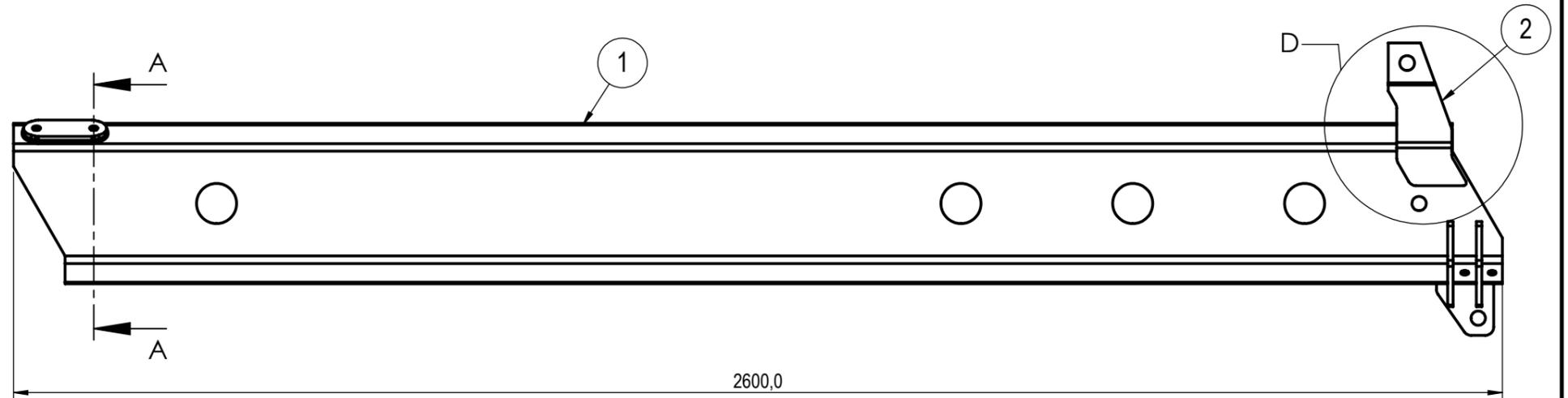
Peso: 3.21 [kg]

N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Refuerzo inferior	Acero aleado	1
2	Nervios	Acero aleado	2

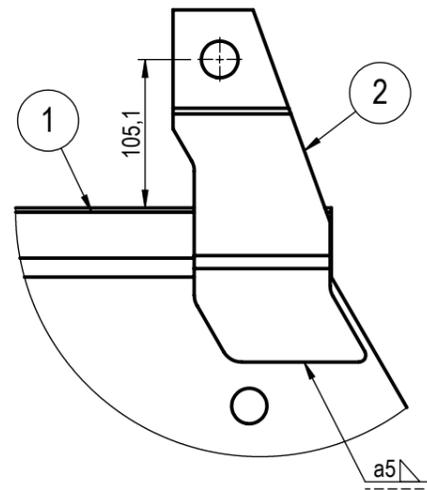
Observaciones:	Dibujó	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 <b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA
	Revisó	29/09/2022			
	Aprobó				
	Escala:				
		<b>Refuerzo inferior Prolongación Telescópica 1</b>			ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO
Tol. general:	+/- 0,5 mm				Pieza: Refuerzo inferior
					Plano N.º: G130-1001-003



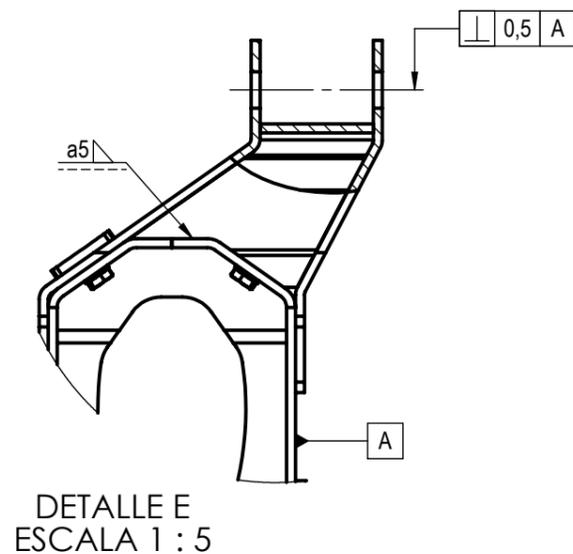
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10



DETALLE C  
ESCALA 1 : 2



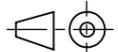
DETALLE D  
ESCALA 1 : 5

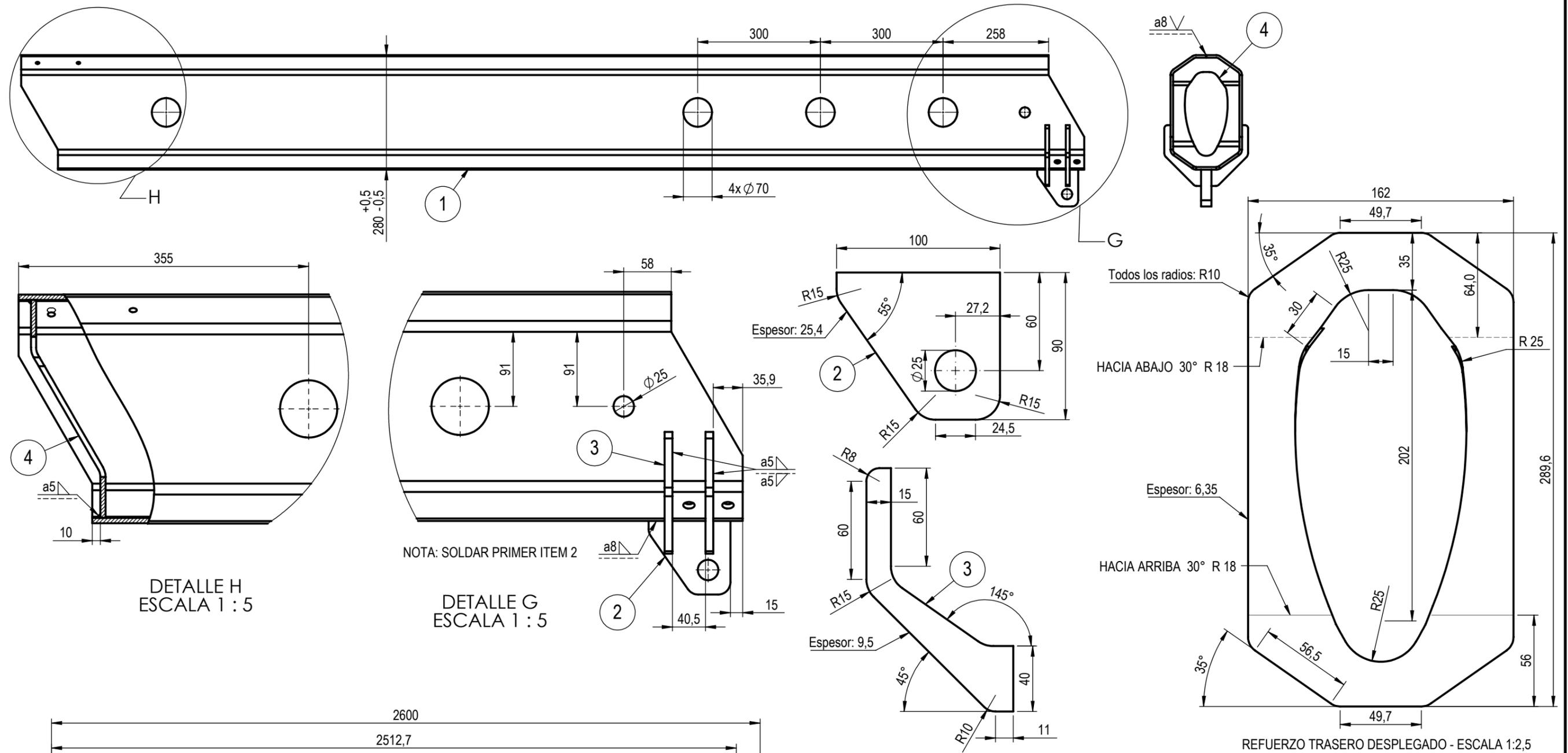


DETALLE E  
ESCALA 1 : 5

Peso: 102.34 [kg]

N°	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	G130-1002-001	Prolongación Telescópica 2 - Viga	1
2	G130-1002-002	Soporte p/cilindro hidráulico - Prolongación Telescópica 2	1
3	G130-1002-003	Patín superior - Prolongación Telescópica 2	2
4	Washer DIN 125 - A 10.5 - 300HV	Arandela plana	4
5	DIN EN 24017 - M10 x 20-N	Bulón hexagonal	4

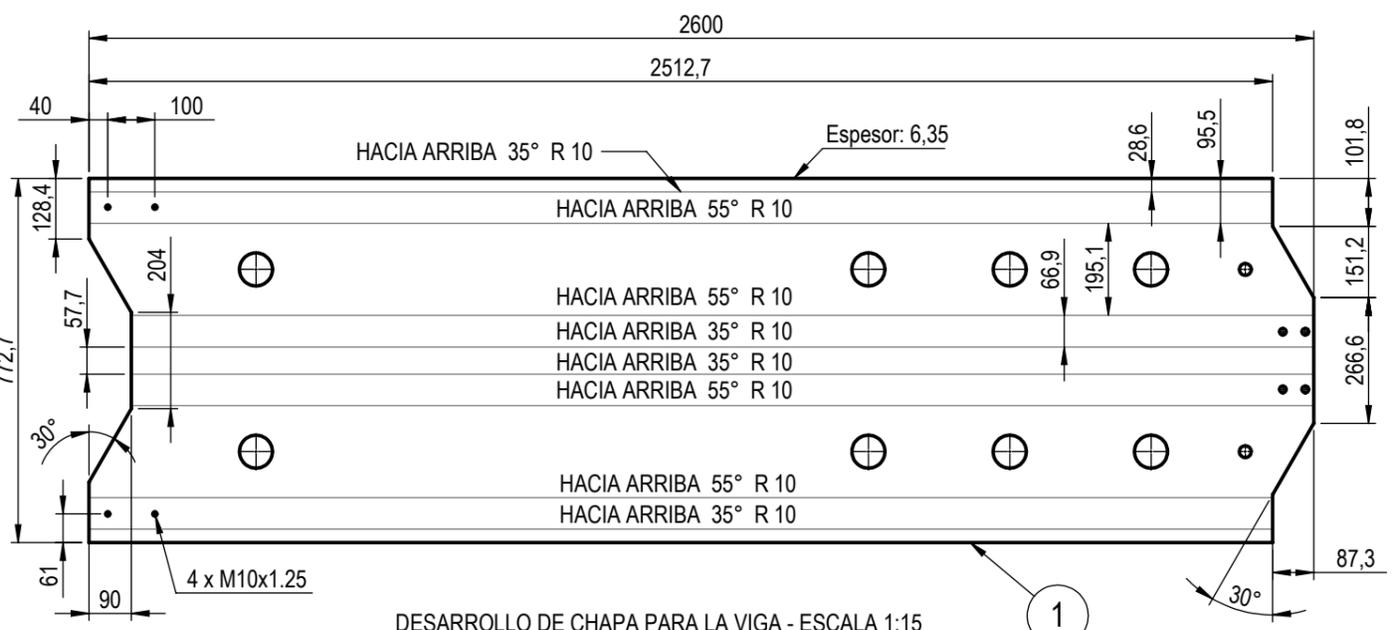
Observaciones:	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 <b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA	
	Dibujó	29/09/2022			
	Revisó	29/09/2022			
	Aprobó				
	Escala:				
			<b>Ensamble - Prolongación Telescópica 2</b>	ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO	
Tol. general: +/- 0,5 mm				Pieza: Prolongación Telescópica 2	
				Plano N°: G130-1002-000	



DETALLE H  
ESCALA 1 : 5

DETALLE G  
ESCALA 1 : 5

REFUERZO TRASERO DESPLEGADO - ESCALA 1:2,5



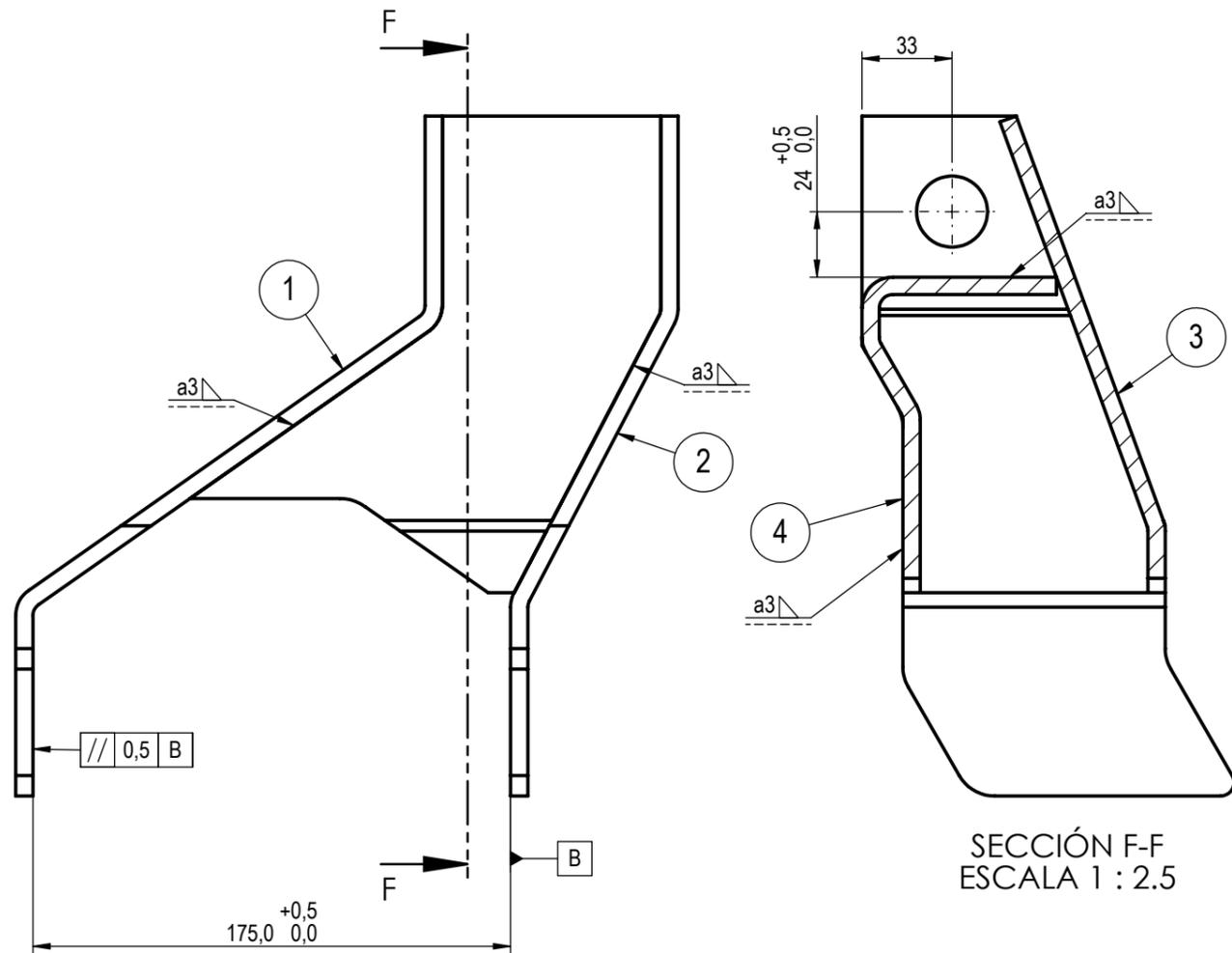
DESARROLLO DE CHAPA PARA LA VIGA - ESCALA 1:15

Peso: 97.03 [kg]

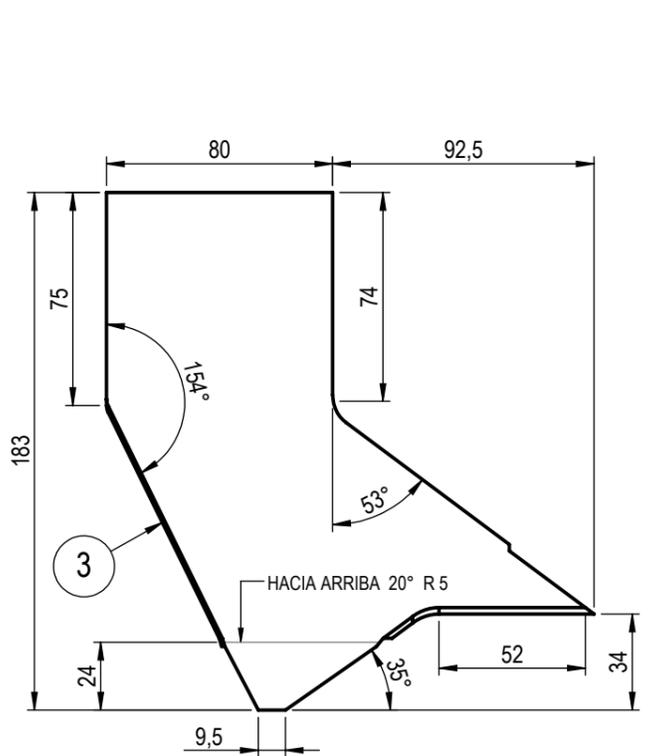
N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Viga	Acero aleado (SS)	1
2	Ojal para carga	Acero aleado (SS)	1
3	Nervios delanteros	Acero aleado (SS)	4
4	Refuerzo trasero	Acero aleado (SS)	1

Observaciones:	Fecha	Nombre	<b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA  ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO  Pieza: Prolongación Telescópica 2  Plano N°: G130-1002-001
	Dibujó	19/09/2022	
	Revisó	19/09/2022	
	Aprobó		
Escala:		PROYECTO FINAL DE CARRERA  <b>Prolongación Telescópica 2</b> Viga	
Tol. general:			
+/- 0,5 mm			

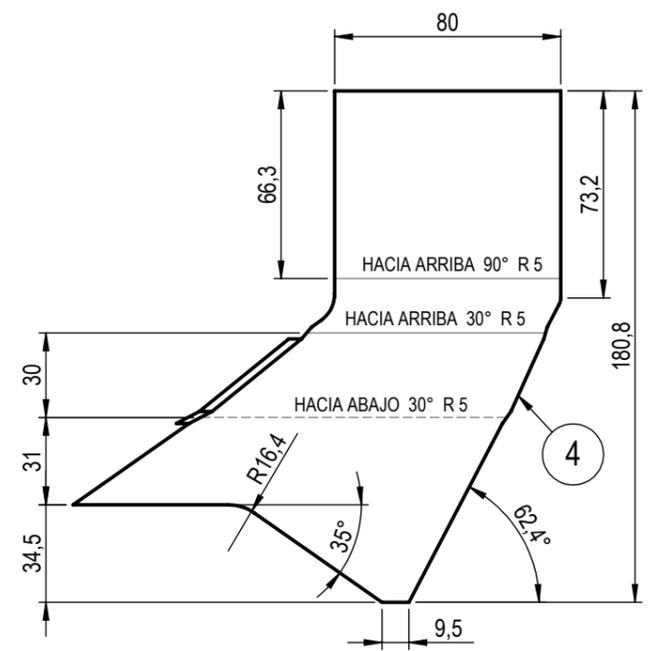
DESARROLLOS DE CHAPAS EN ESCALA 1:2,5



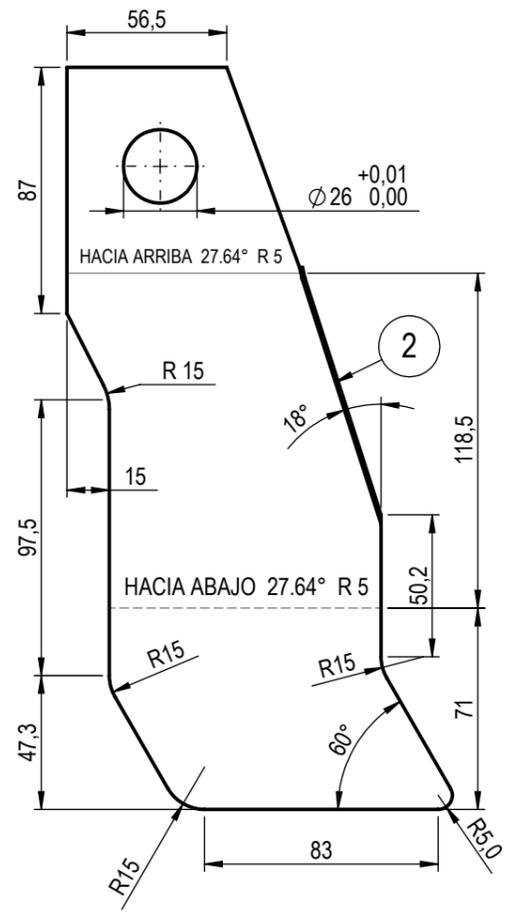
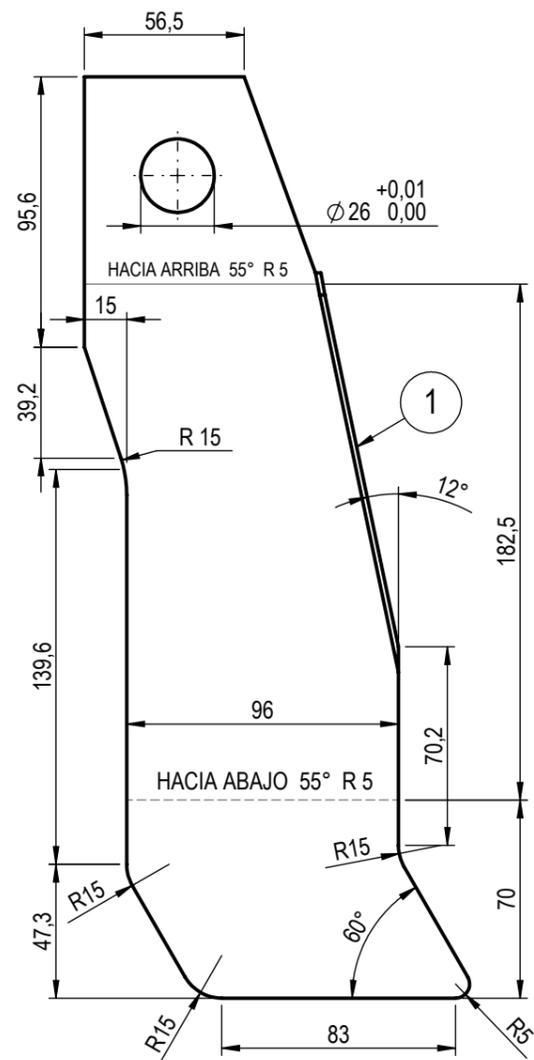
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 2.5



DESARROLLOS DE CHAPAS EN ESCALA 1:2,5

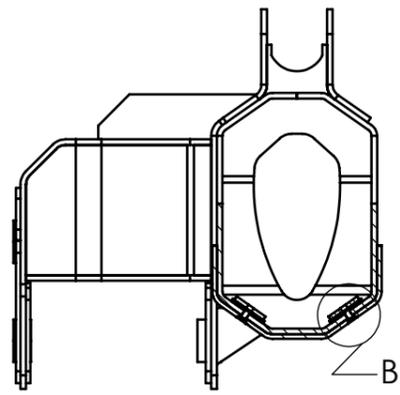


Peso: 3.92 [kg]

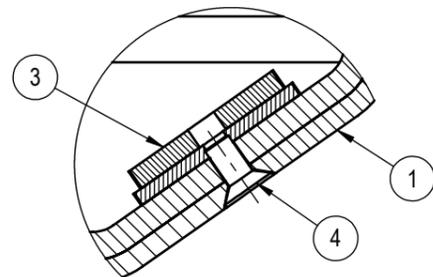
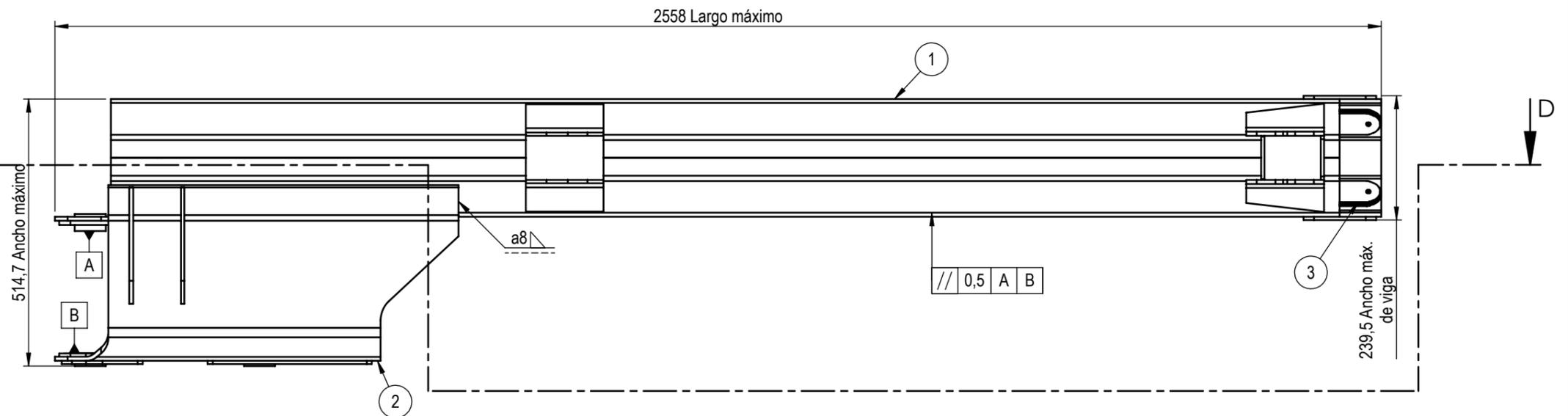
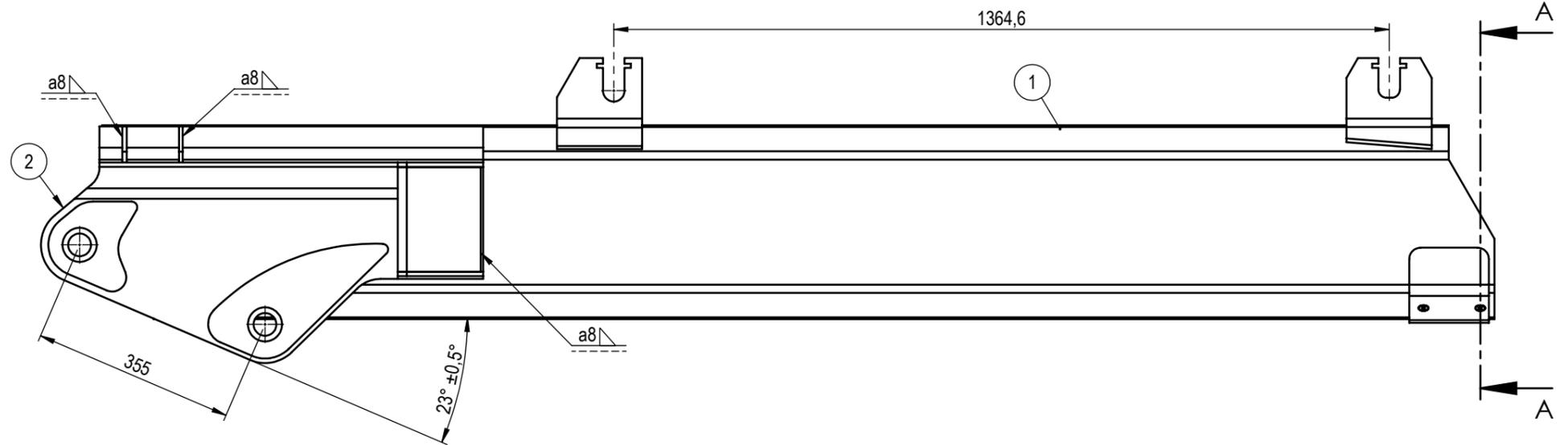


N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Lateral interior	Acero aleado	1
2	Lateral exterior	Acero aleado	1
3	Frente	Acero aleado	1
4	Chapa trasera	Acero aleado	1

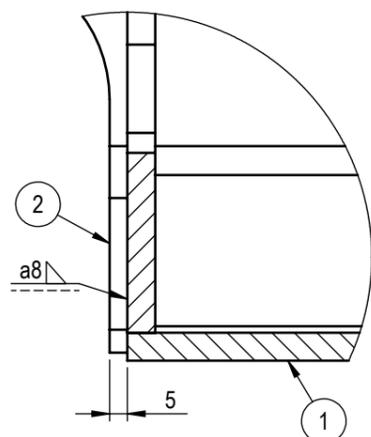
Observaciones:	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 INGENIERÍA MECÁNICA ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO Pieza: Soporte p/cilindro hidráulico Plano N°: G130-1002-002	
	Dibujó	29/09/2022			
	Revisó	29/09/2022			
	Aprobó				
	Escala:				
	 Soporte p/cilindro hidráulico Prolongación 2				
	Tol. general:				
	+/- 0,5 mm				



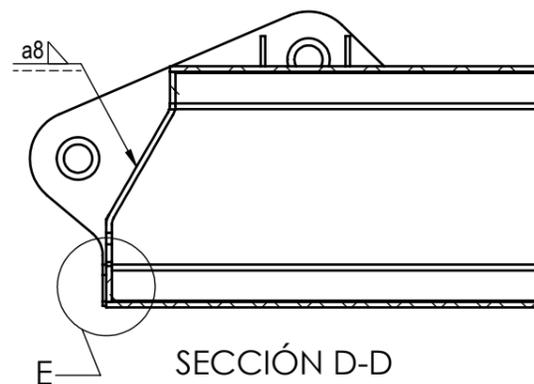
SECCIÓN A-A



DETALLE B  
ESCALA 1 : 2



DETALLE E  
ESCALA 1 : 2

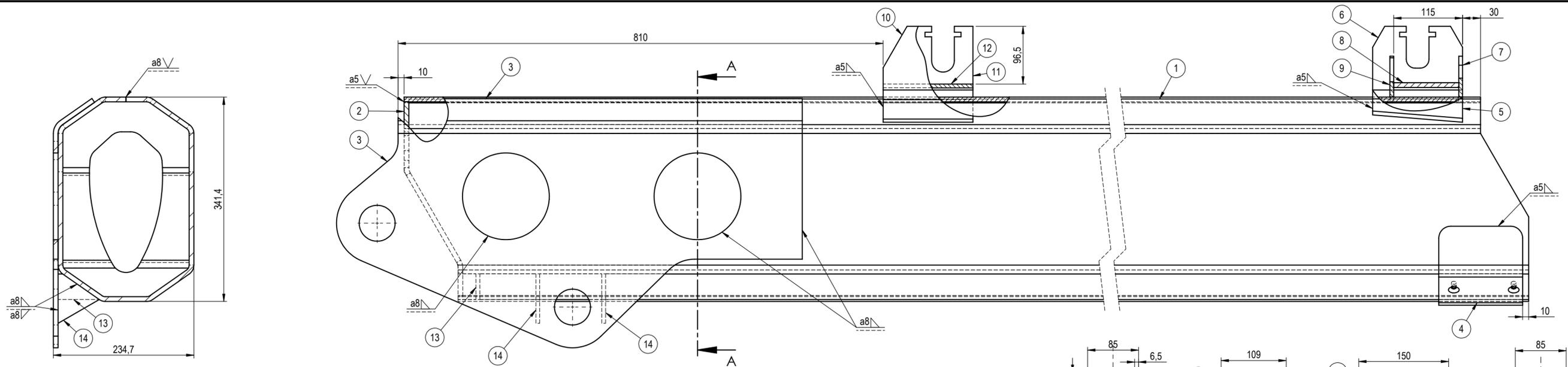


SECCIÓN D-D

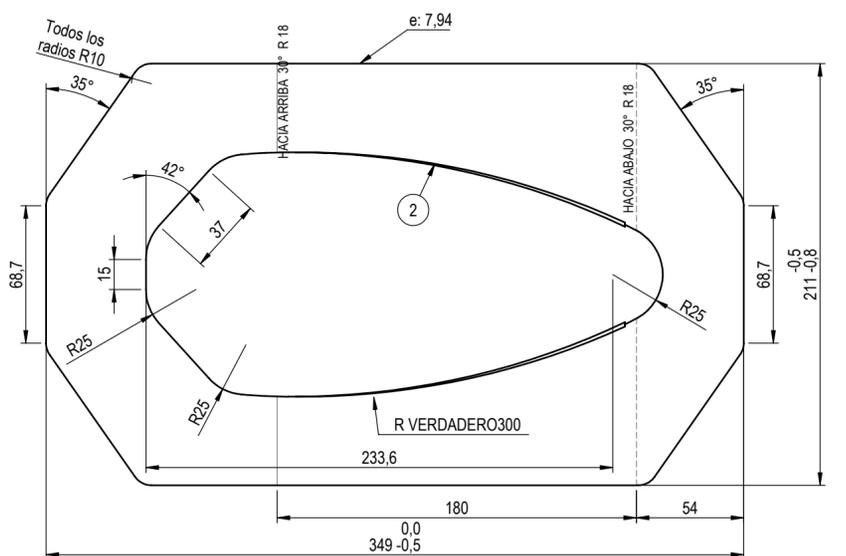
Peso: 365.35 [kg]

N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	G130-1003-001	Viga - Segundo brazo	1
2	G130-1003-002	Cajón - Segundo brazo	1
3	G130-1003-003	Patín inferior - Segundo brazo	2
4	M8 x 12	Tornillo Allen - cabeza fresada	4

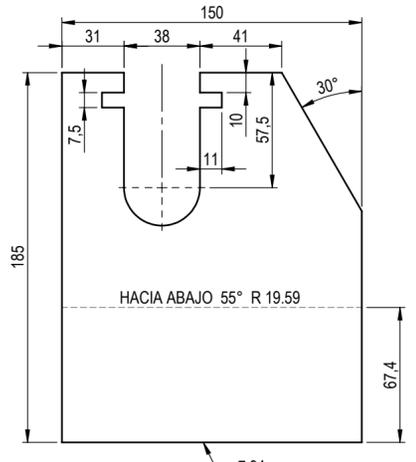
Observaciones:	Dibujó	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 <b>UTN - FRSF</b> INGENIERÍA MECÁNICA ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO
	Revisó	01/10/2022			
	Aprobó				
	Escala:	1:10		<b>Segundo brazo - Ensamble</b>	
	Tol. general:	+/- 0,5 mm			
Pieza: Segundo brazo					
Plano N.º: G130-1003-000					



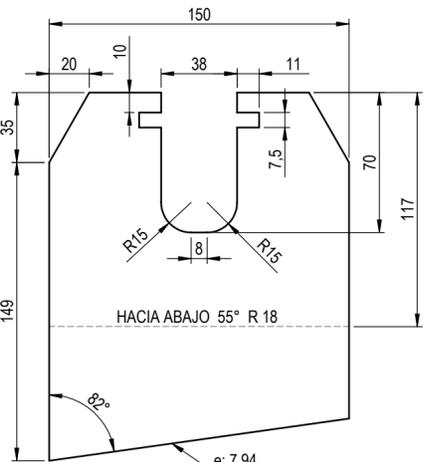
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5



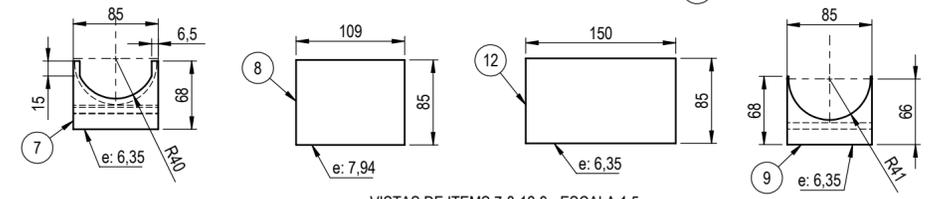
DESARROLLO DE CHAPA ITEM 2 - ESCALA 1:2,5



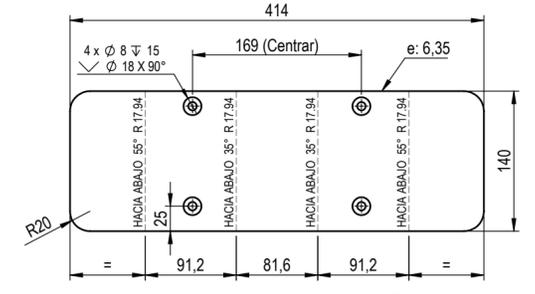
DESARROLLO DE CHAPA ITEM 10 Y 11 - ESCALA 1:2,5



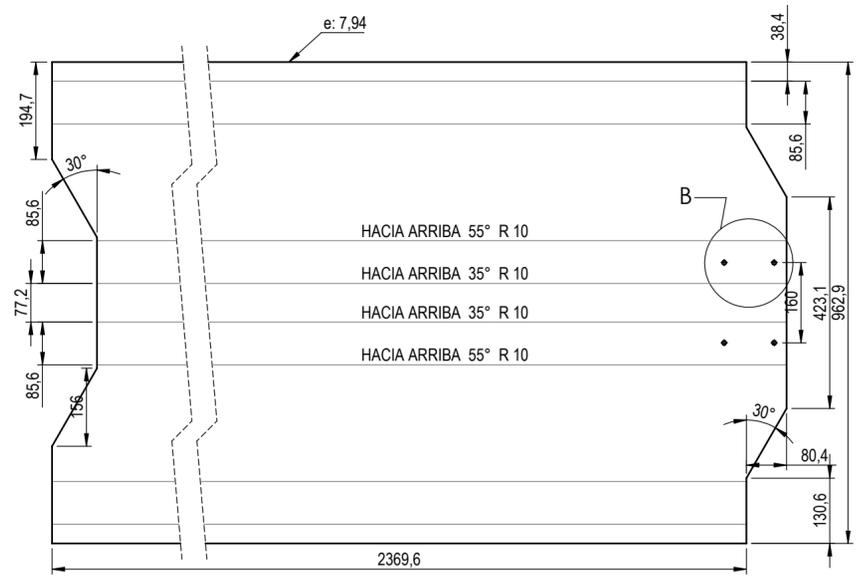
DESARROLLO DE CHAPA ITEM 5 Y 6 - ESCALA 1:2,5



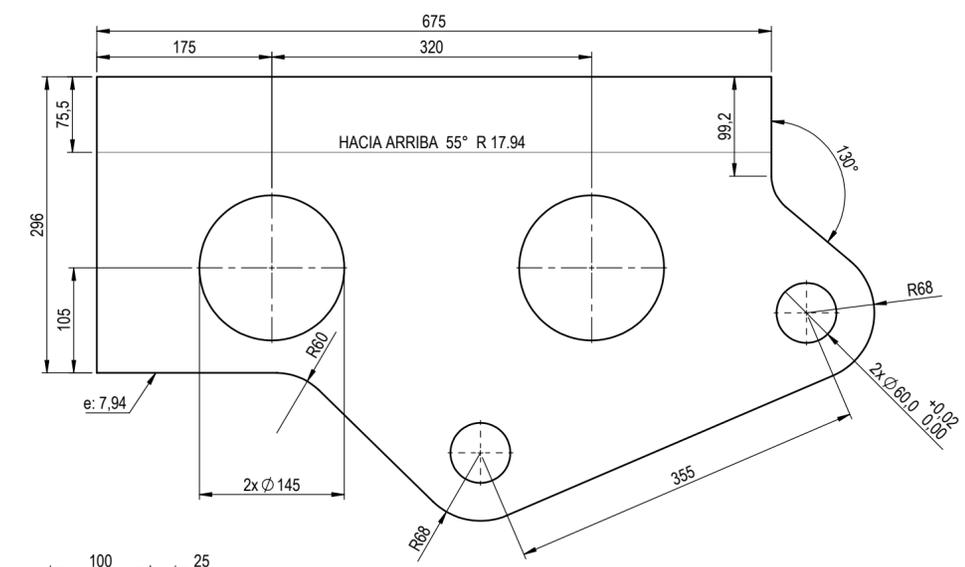
VISTAS DE ITEMS 7-8-12-9 - ESCALA 1:5



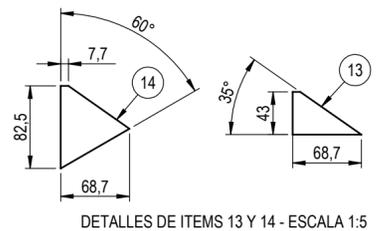
DESARROLLO ITEM 4 - ESCALA 1:5  
NOTA: HACER AGUJEROS LUEGO DE SOLDAR EN LA VIGA



DESARROLLO DE CHAPA ITEM 1 - ESCALA 1:5



DETALLE B  
ESCALA 1 : 5

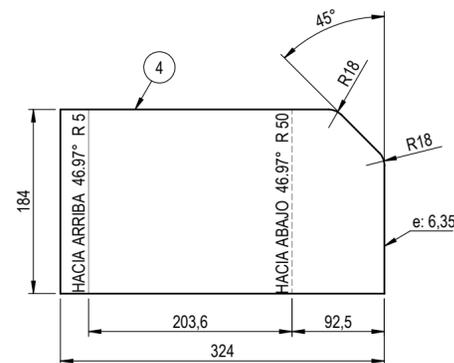
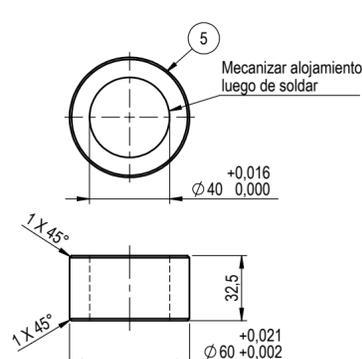
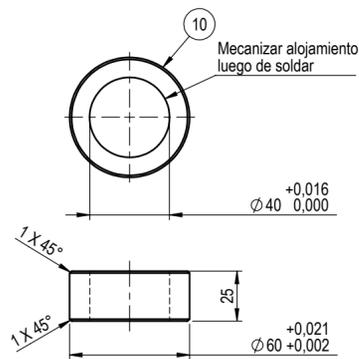
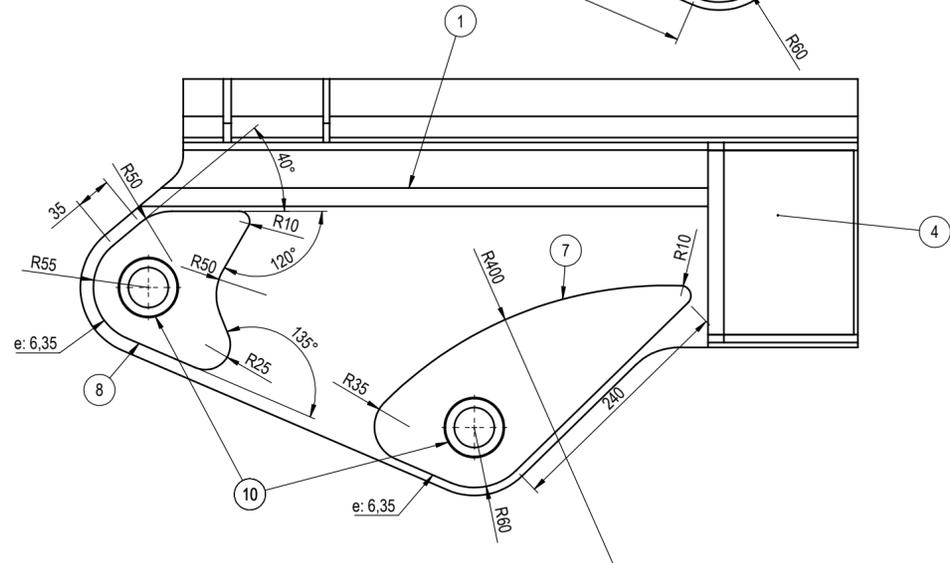
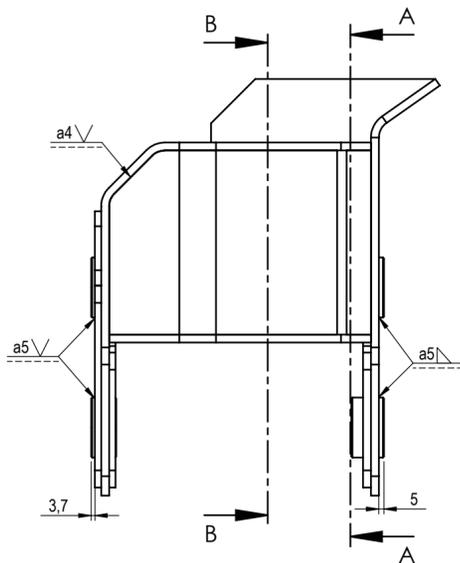
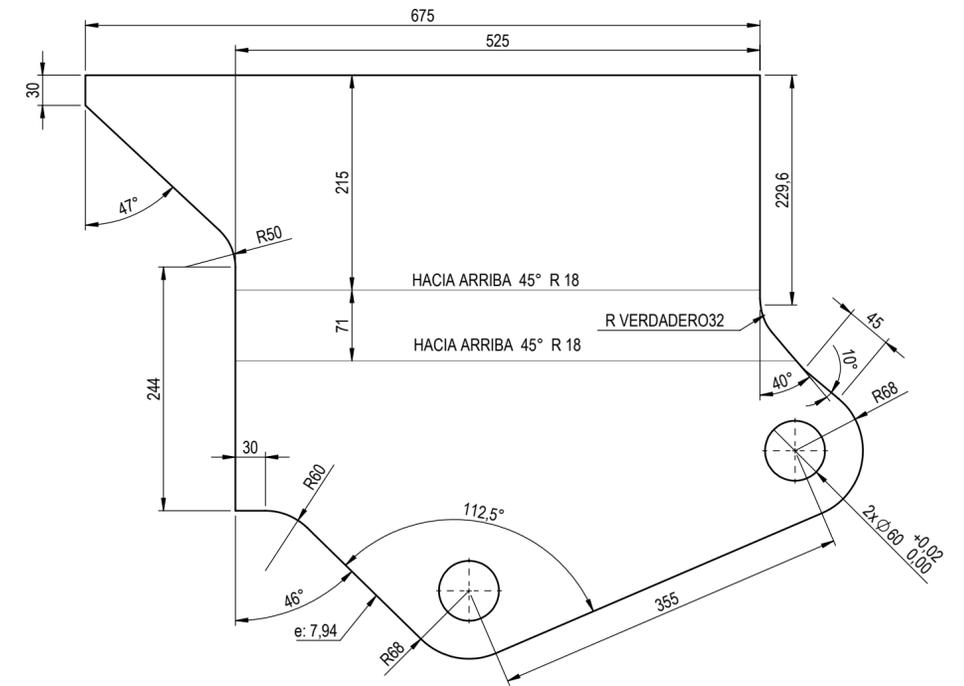
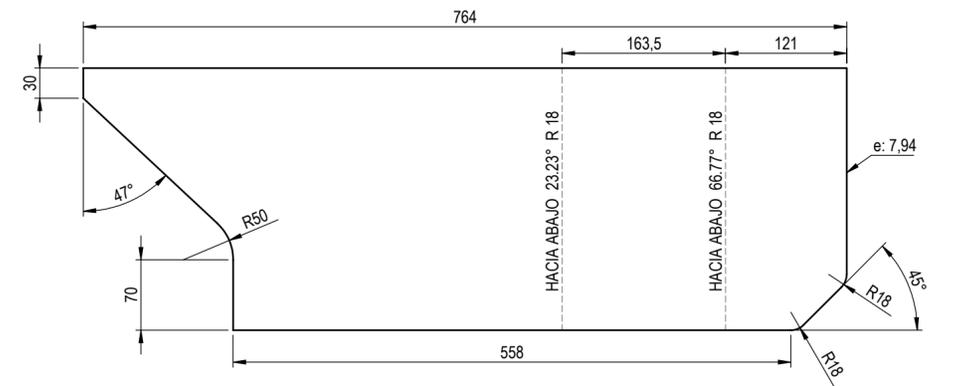
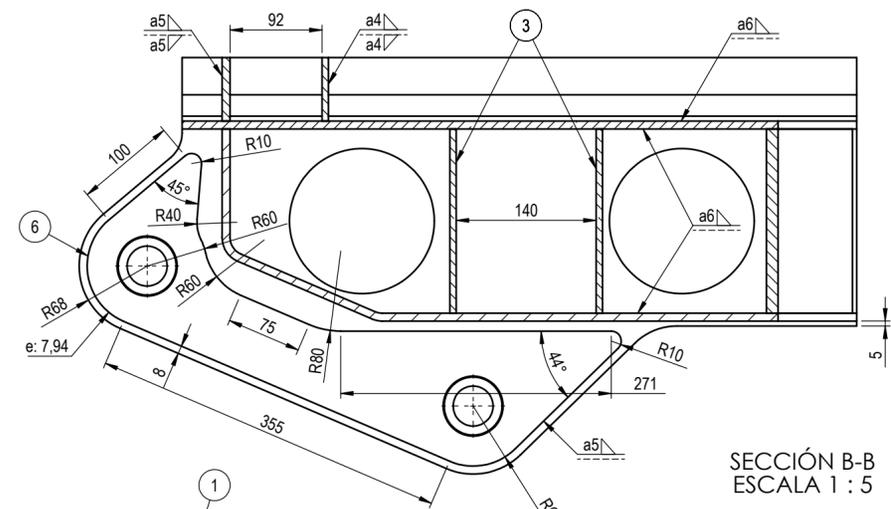
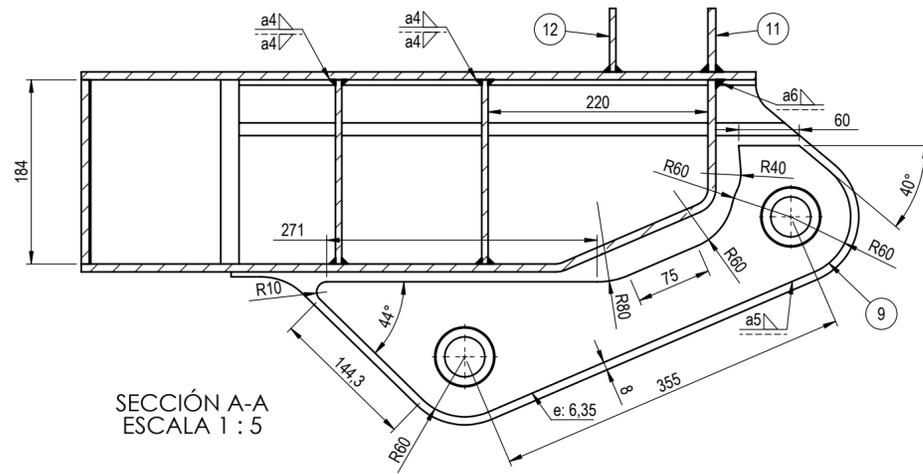
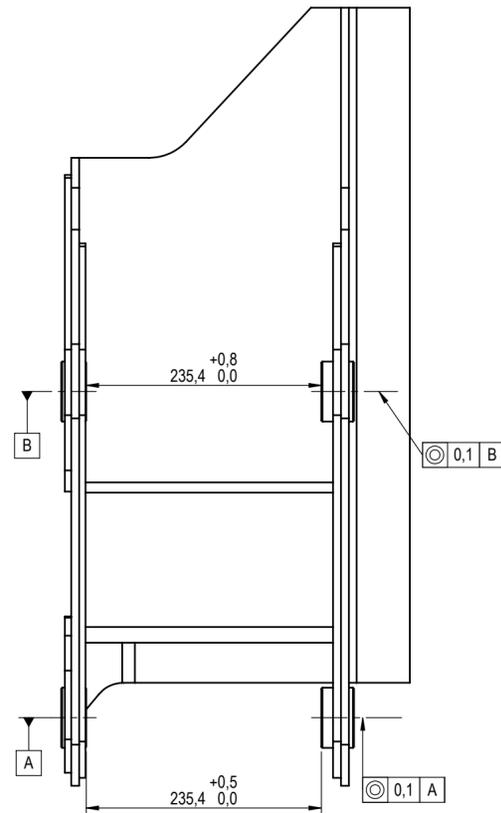


DETALLES DE ITEMS 13 Y 14 - ESCALA 1:5

Peso: 186.65 [kg]

N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Viga	Acero aleado	1
2	Refuerzo trasero	Acero aleado	1
3	Placa lateral para unir cajón	Acero aleado	1
4	Refuerzo inferior	Acero aleado	1
5	Soporte p/cilindro delantero - der.	Acero aleado	1
6	Soporte p/cilindro delantero - izq.	Acero aleado	1
7	Placa unión delantera - Soporte p/cilindro delantero	Acero aleado	1
8	Placa unión horizontal - Soporte p/cilindro delantero	Acero aleado	1
9	Placa unión trasera - Soporte p/cilindro delantero	Acero aleado	1
10	Soporte p/cilindro trasero - der.	Acero aleado	1
11	Soporte p/cilindro trasero - izq.	Acero aleado	1
12	Placa unión horizontal - Soporte p/cilindro trasero	Acero aleado	1
13	Nervio chico	Acero aleado	1
14	Nervio grande	Acero aleado	2

Observaciones:	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA	 INGENIERÍA MECÁNICA ALUMNOS: GALIANO, HERMAN GONTERO, ALEJANDRO Pieza: Segundo brazo Plano N°: G130-1003-001	
	Dibujó	06/10/2022			
	Revisó	06/10/2022			
	Aprobó				
Escala:	1:5		Segundo brazo - viga		
Tol. generat:	+/- 0,5 mm				



N.º	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Chapa envolvente exterior	Acero aleado	1
2	Chapa de cierre inferior	Acero aleado	1
3	Nervios internos	Acero aleado	2
4	Cierre frontal	Acero aleado	1
5	Alojamiento para perno lado viga	Acero aleado	2
6	Refuerzo interior - lado viga	Acero aleado	1
7	Refuerzo exterior delantero	Acero aleado	1
8	Refuerzo exterior trasero	Acero aleado	1
9	Refuerzo interior lado contrario a la viga	Acero aleado	1
10	Alojamiento para pernos lado contrario a la viga	Acero aleado	2
11	Nervio superior	Acero aleado	1
12	Nervio superior	Acero aleado	1

Observaciones:	Fecha	Nombre	PROYECTO FINAL DE CARRERA		
	Dibujó	07/10/2022			
	Revisó	07/10/2022			
	Aprobó				
Escala:	1:20		Cajón - Segundo brazo	ALUMNOS:	
Tol. generat:	+/- 0,5 mm			GALIANO, HERMAN	
				GONTERO, ALEJANDRO	
				Pieza: Cajón	
				Plano N°: G130-1003-002	

NOTA: La chapa que se soldará a la viga se encuentra en este plano para identificar su posición respecto al cajón. Es parte sólo de la pieza G130-1003-001

Peso: 43.30 [kg]