



Universidad
Zaragoza



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

PROYECTO FINAL DE CARRERA

Título: DISEÑO Y CÁLCULO DE PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL DE PERSONAL



AUTOR: RAÚL GINOVÉS POLO

DIRECTORA: PAULA MARÍA CANALÍS MARTINEZ

ESPECIALIDAD: MECÁNICA

CONVOCATORIA: DICIEMBRE 2013

1-OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO	4
1.1. OBJETO DEL PROYECTO.....	4
1.2. ALCANCE DEL PROYECTO.....	4
2- INTRODUCCIÓN A LAS PLATAFORMAS ELEVADORAS.....	5
2.1- DEFINICIÓN, CLASIFICACIÓN, PARTES Y CARACTERÍSTICAS DE UNA PEMP.....	5
2.1.1- DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN	5
2.1.2- PARTES DE LA PLATAFORMA.....	6
2.1.3- CARACTERÍSTICAS.....	8
2.2- RIESGOS Y FACTORES DE RIESGO	9
2.2.1- CAÍDAS A DISTINTO NIVEL.....	9
2.2.2- VUELCO DEL EQUIPO	9
2.2.3- CAÍDA DE MATERIALES SOBRE PERSONAS Y/O BIENES	9
2.2.4- GOLPES, CHOQUES O ATRAPAMIENTOS DEL OPERARIO O DE LA MAQUINA CONTRA OBJETOS FIJOS O MÓVILES	10
2.2.5- CONTACTOS ELÉCTRICOS DIRECTOS O INDIRECTOS.....	11
2.2.6- CAÍDAS AL MISMO NIVEL	11
2.3- MEDIDAS DE PREVENCIÓN Y PROTECCIÓN	12
2.3.1- CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE SEGURIDAD	12
2.3.2- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO DE LAS ESTRUCTURAS EXTENSIBLES	13
2.3.3- PLATAFORMA DE TRABAJO	15
2.3.4- ESTABILIZADORES, SALIENTES Y EJES EXTENSIBLES	17
2.3.5- SISTEMAS DE ELEVACIÓN	17
2.3.6- DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD	18
2.3.7- OTRAS MEDIDAS DE PROTECCIÓN FRENTE A RIESGOS ESPECÍFICOS	19
2.3.8- NORMAS DE SEGURIDAD EN LA UTILIZACIÓN DEL EQUIPO	20
2.4- MANUAL DE INSTRUCCIONES. VERIFICACIÓN Y SEÑALIZACIÓN.....	23
2.4.1- MANUAL DE INSTRUCCIONES.....	23
2.4.2- VERIFICACIÓN Y SEÑALIZACIÓN	23
2.4.3- MANTENIMIENTO.....	24
2.5- OPERADOR DE LAS PEMP	24
2.6- NORMATIVA LEGAL.....	24
2.6.1- DISEÑO Y FABRICACIÓN	24
2.6.2- DISPOSICIONES GENERALES	25
3-PLATAFORMA OBJETO DE ANALISIS:.....	26
3.1- APLICACIONES	27

3.2- CARACTERÍSTICAS DE LA PEMP OBJETO DE ESTUDIO	29
3.3- HIPÓTESIS DE CARGA	31
3.4- NOMBRE DE LOS ESLABONES DE LA PARTE SUPERIOR	34
4-CALCULO DE ACCIONES	35
4.1- DESCRIPCIÓN DE WORKING MODEL	35
4.2- DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE WORKING MODEL.....	36
4.3- ANÁLISIS DE LA PEMP SEGÚN EL MOVIMIENTO.....	38
4.3.1- GRAFICOS FUERZA – INCLINACION.....	39
4.3.2- FUERZAS MÁXIMAS	54
4.3.3- FUERZAS SOBRE COMPONENTES	64
5-MODELO EN 3D EN SOLIDWORKS	79
5.1- DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA SOLIDWORKS	79
5.2- DESCRIPCIÓN Y RESULTADO DEL MODELO DE SOLIDWORKS	80
6- DIMENSIONADO Y COMPROBACION DE COMPONENTES.....	91
6.1 – HIPOTESIS DE TRABAJO	91
6.2 - ELEMENTOS PRINCIPALES.....	91
6.2.1- CALCULO DEL BRAZO SUPERIOR.....	92
6.2.2 - CALCULO DEL BRAZO INFERIOR.....	109
6.2.3- CALCULO DEL TIRANTE SUPERIOR.....	131
6.2.4 - CALCULO DEL TIRANTE INFERIOR.....	139
6.2.5 - CALCULO DEL ANCLAJE INTERMEDIO	147
6.2.6 - CALCULO DEL MÁSTIL.....	157
6.3 - CALCULO DE LAS ARTICULACIONES ENTRE COMPONENTES.....	172
6.3.1- CALCULO DEL EJE DEL PERNO:	174
6.3.2- CASQUILLO ANTIFRICCIÓN:	185
7 - ESTUDIO DE VUELCO EN ESPACIOS CERRADOS	190
7.1 - AREA DE ESTABILIDAD Y LINEAS MAS DESFAVORABLES PARA VUELCO	190
7.2 - PEMP EN POSICIÓN DE MÁXIMA ALTURA.....	191
7.3 - PEMP CON BRAZO SUPERIOR EN HORIZONTAL E INFERIOR TOTALMENTE ELEVADO.....	194
7.4 - PEMP CON BRAZO SUPERIOR TOTALMENTE ELEVADO E INFERIOR EN HORIZONTAL.....	197
7.5 - CONCLUSIONES.....	200
8 - ANALISIS DEL CAMPO DE TRABAJO	201

8.1 – HIPÓTESIS Y CONDICIONES DE CÁLCULO PARA EL CAMPO DE TRABAJO	201
8.1.1 – PUNTO DE REFERENCIA DEL CAMPO DE TRABAJO	201
8.1.2 – DETERMINACIÓN DEL ESPACIO DE TRABAJO	201
8.2 - CONCLUSIONES.....	202
9 - CONCLUSIONES GENERALES	203
10 - BIBLIOGRAFÍA	204
11 - ANEXOS	204
11.1 – ANEXO 1 – PERFILES BRAZO.....	205
11.2–ANEXO 2–TABLAS CÁLCULO PANDEO	207
11.3 – ANEXO 3 – TIRANTES	210
11.4 – ANEXO 4 – EJE MASTIL	212
11.5–ANEXO 5–CASQUILLO ANTIFRICCION 1.....	214
11.6–ANEXO 6–CASQUILLO ANTIFRICCION 2.....	217
11.7–ANEXO 7–CASQUILLO ANTIFRICCION 3.....	220
11.8–ANEXO 8–CASQUILLO ANTIFRICCION 4.....	223
11.9–ANEXO 9–CASQUILLO ANTIFRICCION 6.....	226
11.10 - ANEXO 10 – CASQ. ANTIFRICCION 8	229
11.11 - ANEXO 11 – CASQ. ANTIFRICCION 12	232
11.12 - ANEXO 12 – CASQ. ANTIFRICCION 13	235

1-OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO

1.1. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo principal del presente proyecto es el de realizar un cálculo de acciones en los diferentes componentes de la plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) con la ayuda de un programa llamado WORKING MODEL, para posteriormente realizar un análisis de resultados y sacar la relación existente entre la fuerza y la inclinación, de este modo se podrá obtener la posición en la que se obtienen las fuerzas máximas y por consiguiente poder sacar los esfuerzos máximos sobre los diferentes componentes de la PEMP. Además se ha realizado un modelo 3D de la PEMP con el programa SOLIDWORKS, del cual se ha podido extraer cierta información útil para todo el proceso de cálculo de acciones y de los diferentes componentes de la PEMP.

1.2. ALCANCE DEL PROYECTO

El presente proyecto contempla todas las circunstancias desfavorables y condiciones necesarias según las normas AENOR e INRS para la correcta ejecución de los cálculos, describiendo la mejor y la peor condición posible para cada posición diferente de trabajo. Las circunstancias desfavorables y condiciones necesarias para el cálculo que se describen son principalmente:

- **Carga nominal** es la debida al peso de las dos personas más el equipo de herramientas del que vaya previsto.
- **Cargas debidas a la estructura** se toman como cargas estáticas que ejercen los elementos que componen la PEMP debido a su propio peso.
- **Cargas debidas al viento** estas cargas se suponen que actúan horizontalmente en el centro de la superficie de los elementos de la PEMP, de las personas y del equipo situados sobre la plataforma de trabajo y se toman como fuerzas dinámicas. Se van a considerar dos condiciones de cargas, con viento hacia la izquierda y con viento hacia la derecha.
- **Fuerzas manuales** es la debida a la fuerza manual que pueden ejercer dos personas sobre la plataforma de trabajo y actuando en dirección horizontal.

Todas estas cargas se han colocado en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables (la que mayores esfuerzos produzca).

2- INTRODUCCIÓN A LAS PLATAFORMAS

ELEVADORAS

2.1- DEFINICIÓN, CLASIFICACIÓN, PARTES Y CARACTERÍSTICAS DE UNA PEMP.

2.1.1- DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN

La plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) es una máquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, con una única y definida posición de entrada y salida de la plataforma; está constituida como mínimo por una plataforma de trabajo con órganos de servicio, una estructura extensible y un chasis. Existen plataformas sobre camión articuladas y telescópicas, autopropulsadas de tijera, autopropulsadas articuladas o telescópicas y plataformas especiales remolcables entre otras.

Las PEMP se dividen en dos grupos principales:

- Grupo A: Son las que la proyección vertical del centro de gravedad (c.d.g.) de la carga está siempre en el interior de las líneas de vuelco.
- Grupo B: Son las que la proyección vertical del c.d.g. de la carga puede estar en el exterior de las líneas de vuelco.

En función de sus posibilidades de traslación, se dividen en tres tipos:

- Tipo 1: La traslación solo es posible si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada solo puede ser mandada por un órgano situado en el chasis.
- Tipo 3: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada puede ser mandada por un órgano situado en la plataforma de trabajo.

2.1.2- PARTES DE LA PLATAFORMA

Las distintas partes que componen una plataforma elevadora móvil de personal se pueden ver en la figura 1 y se describen a continuación.

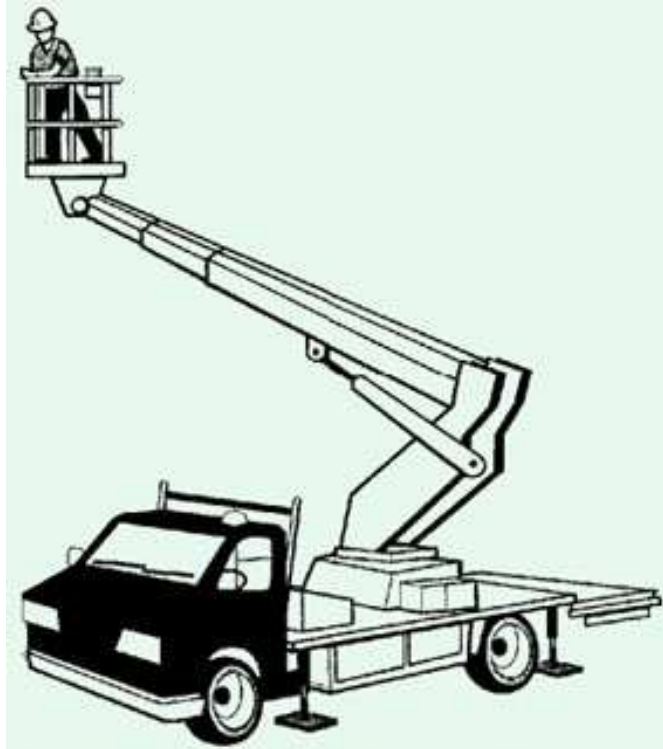


Figura 1

Partes de una plataforma elevadora móvil de personal

2.1.2.1- PLATAFORMA DE TRABAJO

Está formada por una bandeja rodeada por una barandilla, o por una cesta.

2.1.2.2- ESTRUCTURA EXTENSIBLE

Estructura unida al chasis sobre la que está instalada la plataforma de trabajo, permitiendo moverla hasta la situación deseada. Puede constar de uno o varios tramos, plumas o brazos, simples, telescópicos o articulados, estructura de tijera o cualquier combinación entre todos ellos, con o sin posibilidad de orientación con relación a la base.

La proyección vertical del c.d.g. de la carga, durante la extensión de la estructura puede estar en el interior del polígono de sustentación, o, según la constitución de la máquina, en el exterior de dicho polígono.

2.1.2.3- CHASIS

Es la base de la PEMP. Puede ser autopulsado, empujado o remolcado; puede estar situado sobre el suelo, ruedas, cadenas, orugas o bases especiales; montado sobre remolque, semi-remolque, camión o furgón; y fijado con estabilizadores, ejes exteriores, gatos u otros sistemas que aseguren su estabilidad.

2.1.2.4- ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

- Estabilizadores: Son todos los dispositivos o sistemas concebidos para asegurar la estabilidad de las PEMP como pueden ser gatos, bloqueo de suspensión, ejes extensibles, etc.
- Sistemas de accionamiento: Son los sistemas que sirven para accionar todos los movimientos de las estructuras extensibles. Pueden ser accionadas por cables, cadenas, tornillo o por piñón y cremallera.
- Órganos de servicio: Incluye los paneles de mando normales, de seguridad y de emergencia.

2.1.3- CARACTERÍSTICAS

2.1.3.1- PLATAFORMAS SOBRE CAMIÓN ARTICULADAS O TELESCÓPICAS

Este tipo de plataformas se utiliza para trabajos al aire libre situados a gran altura, como pueden ser reparaciones, mantenimiento, tendidos eléctricos, etc.

Consta de un brazo articulado capaz de elevarse a alturas de hasta 62 m. y de girar 360°.

La plataforma puede ser utilizada por tres personas como máximo según los casos.

2.1.3.2- PLATAFORMAS AUTOPROPULSADAS DE TIJERA

Este tipo de plataformas se utiliza para trabajos de instalaciones eléctricas, mantenimientos, montajes industriales, etc.

La plataforma es de elevación vertical con alcances máximos de 25 m. y con gran capacidad de personas y equipos auxiliares de trabajo.

Pueden estar alimentadas por baterías, motor de explosión y tracción a las cuatro ruedas.

2.1.3.3- PLATAFORMAS AUTOPROPULSADAS ARTICULADAS O

TELESCÓPICAS

Se utilizan para trabajos en zonas de difícil acceso. Pueden ser de brazo articulado y sección telescópica o sólo telescópicas con un alcance de hasta 40 m.

Pueden estar alimentadas por baterías, con motor diesel y tracción integral o una combinación de ambos sistemas.

2.2- RIESGOS Y FACTORES DE RIESGO

2.2.1- CAÍDAS A DISTINTO NIVEL

Pueden ser debidas a:

- Basculamiento del conjunto del equipo al estar situado sobre una superficie inclinada o en mal estado, falta de estabilizadores, etc. Ver fig. 2.
- Ausencia de barandillas de seguridad en parte o todo el perímetro de la plataforma. Ver fig. 3.
- Efectuar trabajos utilizando elementos auxiliares tipo escalera, banquetas, etc. para ganar altura.
- Trabajar sobre la plataforma sin los equipos de protección individual debidamente anclados.
- Rotura de la plataforma de trabajo por sobrecarga, deterioro o mal uso de la misma.

2.2.2- VUELCO DEL EQUIPO

Puede originarse por:

- Trabajos con el chasis situado sobre una superficie inclinada. Ver fig. 2.
- Hundimiento o reblandecimiento de toda o parte de la superficie de apoyo del chasis.
- No utilizar estabilizadores, hacerlo de forma incorrecta, apoyarlos total o parcialmente sobre superficies poco resistentes.
- Sobrecarga de las plataformas de trabajo respecto a su resistencia máxima permitida.

2.2.3- CAÍDA DE MATERIALES SOBRE PERSONAS Y/O BIENES

Pueden deberse a:

- Vuelco del equipo.
- Plataforma de trabajo desprotegida.
- Rotura de una plataforma de trabajo.
- Herramientas sueltas o materiales dejados sobre la superficie.
- Personas situadas en las proximidades de la zona de trabajo o bajo la vertical de la plataforma.



Figura 2

Vuelco del equipo por falta de estabilidad

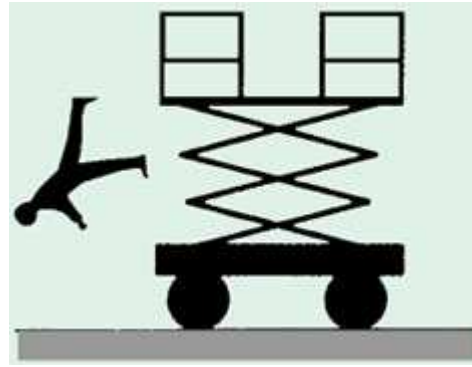


Figura 3

Plataforma de trabajo protegida parcialmente

2.2.4- GOLPES, CHOQUES O ATRAPAMIENTOS DEL OPERARIO O DE LA MAQUINA CONTRA OBJETOS FIJOS O MÓVILES

Normalmente se producen por movimientos de elevación o pequeños desplazamientos del equipo en proximidades de obstáculos fijos o móviles sin las correspondientes precauciones. Ver fig. 4.

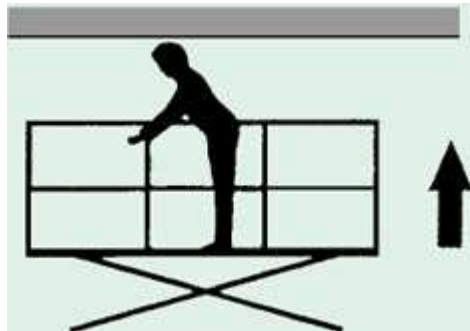


Figura 4

Choques contra objetos fijos en la fase de elevación de la plataforma

2.2.5- CONTACTOS ELÉCTRICOS DIRECTOS O INDIRECTOS

La causa más habitual es la proximidad a líneas eléctricas de AT y/o BT ya sean aéreas o en fachada. Ver fig. 5.

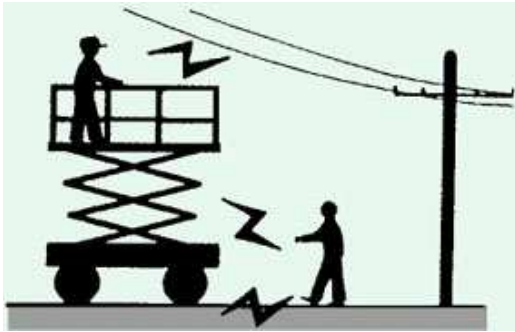


Figura 5.
Contacto eléctrico directo con líneas eléctricas aéreas de AT.

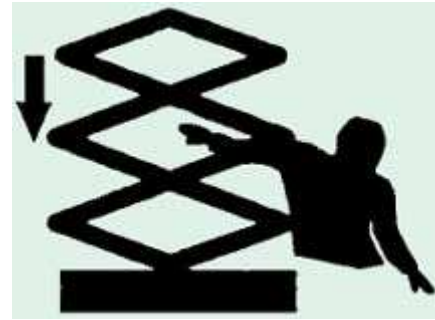


Figura 6.
Atrapamiento de extremidades superiores en la estructura extensible.

2.2.6- CAÍDAS AL MISMO NIVEL

Suelen tener su origen en la falta de orden y limpieza en la superficie de la plataforma de trabajo.

Atrapamiento entre alguna de las partes móviles de la estructura y entre ésta y el chasis

Se producen por:

- Efectuar algún tipo de actuación en la estructura durante la operación de bajada de la misma.
- Situarse entre el chasis y la plataforma durante la operación de bajada de la plataforma de trabajo. Fig. 6.

2.3- MEDIDAS DE PREVENCIÓN Y PROTECCIÓN

2.3.1- CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE SEGURIDAD

Fundamentalmente están relacionadas con las características de estructura y estabilidad, la presencia de estabilizadores y las estructuras extensibles.

2.3.1.1- CÁLCULOS DE ESTRUCTURA Y ESTABILIDAD. GENERALIDADES.

El fabricante es responsable del cálculo de resistencia de estructuras, determinación de su valor, puntos de aplicación, direcciones y combinaciones de cargas y fuerzas específicas que originan las condiciones más desfavorables. Asimismo es responsable de los cálculos de estabilidad, identificación de las diversas posiciones de las PEMP y de las combinaciones de cargas y fuerzas que, conjuntamente, originan las condiciones de estabilidad mínimas.

2.3.1.2- CHASIS Y ESTABILIZADORES

La plataforma de trabajo debe estar provista de los siguientes dispositivos de seguridad:

Dispositivo que impida su traslación cuando no esté en posición de transporte. (PEMP con conductor acompañante y las autopropulsadas del Tipo 1).

Dispositivo (por ej. un nivel de burbuja) que indique si la inclinación o pendiente del chasis está dentro de los límites establecidos por el fabricante. Para las PEMP con estabilizadores accionados mecánicamente este dispositivo deberá ser visible desde cada puesto de mando de los estabilizadores.

Las PEMP del tipo 3 deben disponer de una señal sonora audible que advierta cuando se alcanzan los límites máximos de inclinación.

Las bases de apoyo de los estabilizadores deben estar construidas de forma que puedan adaptarse a suelos que presenten una pendiente o desnivel de al menos 10°.

2.3.1.3- ESTRUCTURAS EXTENSIBLES

Las PEMP deben estar equipadas con dispositivos de control que reduzcan el riesgo de vuelco o de sobrepasar las tensiones admisibles. Distinguimos entre las PEMP del grupo A y las del grupo B para indicar los métodos aconsejables en cada caso:

- Grupo A:
 - Sistema de control de carga y registrador de posición
 - Control de posición con criterios de estabilidad y de sobrecarga reforzada
- Grupo B:
 - Sistema de control de carga y registrador de posición
 - Sistemas de control de la carga y del momento
 - Sistemas de control del momento con criterio de sobrecarga reforzado
 - Control de posición con criterios de estabilidad y de sobrecarga reforzada

Conviene destacar que los controles de carga y de momento no pueden proteger contra una sobrecarga que sobrepase largamente la capacidad de carga máxima.

2.3.2- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO DE LAS ESTRUCTURAS EXTENSIBLES

Los sistemas de accionamiento deben estar concebidos y contruidos de forma que impidan todo movimiento intempestivo de la estructura extensible.

2.3.2.1- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO POR CABLES

Los sistemas de accionamiento por cables deben comprender un dispositivo o sistema que en caso de un fallo limiten a 0,2 m. el movimiento vertical de la plataforma de trabajo con la carga máxima de utilización.

Los cables de carga deben ser de acero galvanizado sin empalmes excepto en sus extremos no siendo aconsejables los de acero inoxidable. Las características técnicas que deben reunir son:

- Diámetro mínimo 8 mm.
- N° mínimo de hilos 114.
- Clase de resistencia de los hilos comprendida entre 1.570 N/mm² y 1.960 N/ mm².

La unión entre el cable y su terminal debe ser capaz de resistir al menos el 80 % de la carga mínima de rotura del cable.

2.3.2.2- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO POR CADENA

Los sistemas de accionamiento por cadena deben comprender un dispositivo o sistema que en caso de un fallo limiten a 0,2 m. el movimiento vertical de la plataforma de trabajo con la carga máxima de utilización. No deben utilizarse cadenas con eslabones redondos.

La unión entre las cadenas y su terminal debe ser capaz de resistir al menos el 100 % de la carga mínima de rotura de la cadena.

2.3.2.3- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO POR TORNILLO

La tensión de utilización en los tornillos y en las tuercas debe ser al menos igual a 1/6 de la tensión de rotura del material utilizado. El material utilizado para los tornillos debe tener una resistencia al desgaste más elevada que la utilizada para las tuercas que soporten la carga.

Cada tornillo debe tener una tuerca que soporte la carga y una tuerca de seguridad no cargada. La tuerca de seguridad no debe quedar cargada más que en caso de rotura de la tuerca que soporta la carga. La plataforma de trabajo no podrá elevarse desde su posición de acceso si la tuerca de seguridad está cargada.

Los tornillos deben estar equipados, en cada una de sus extremidades, de dispositivos que impidan a las tuercas de carga y de seguridad que se salga el tornillo (por ej., topes mecánicos).

2.3.2.4- SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO POR PIÑÓN Y CREMALLERA

La tensión de utilización de piñones y cremalleras debe ser al menos igual a 1/6 de la tensión de rotura del material utilizado.

Deben estar provistos de un dispositivo de seguridad accionado por un limitador de sobrevelocidad que pare progresivamente la plataforma de trabajo con la carga máxima de utilización y mantenerla parada en caso de fallo del mecanismo de elevación. Si el dispositivo de seguridad está accionado, la alimentación de la energía debe ser detenida automáticamente.

2.3.3- PLATAFORMA DE TRABAJO

2.3.3.1- EQUIPAMIENTO

La plataforma estará equipada con barandillas o cualquier otra estructura en todo su perímetro a una altura mínima de 0,90 m. y dispondrá de una protección que impida el paso o deslizamiento por debajo de las mismas o la caída de objetos sobre personas de acuerdo con el RD 486/1997 sobre lugares de trabajo: Anexo I.A.3.3 y el RD 1215/1997 sobre equipos de trabajo: Anexo 1.1.6. (La norma UNE-EN 280 especifica que la plataforma debe tener un pretil superior a 1,10 m. de altura mínima, un zócalo de 0,15 m. de altura y una barra intermedia a menos de 0,55 m. del zócalo o del pretil superior; en los accesos de la plataforma, la altura del zócalo puede reducirse a 0,1 m. La barandilla debe tener una resistencia a fuerzas específicas de 500 N por persona aplicadas en los puntos y en la dirección más desfavorable, sin producir una deformación permanente).

Tendrá una puerta de acceso o en su defecto elementos móviles que no deben abrirse hacia el exterior. Deben estar concebidos para cerrarse y bloquearse automáticamente o que impidan todo movimiento de la plataforma mientras no estén en posición cerrada y bloqueada. Los distintos elementos de las barandillas de seguridad no deben ser extraíbles salvo por una acción directa intencionada.

El suelo, comprendida toda trampilla, debe ser antideslizante y permitir la salida del agua (por ej. enrejado o metal perforado). Las aberturas deben estar dimensionadas para impedir el paso de una esfera de 15 mm. de diámetro.

Las trampillas deben estar fijadas de forma segura con el fin de evitar toda apertura intempestiva. No deben poder abrirse hacia abajo o lateralmente.

El suelo de la plataforma debe poder soportar la carga máxima de utilización m calculada según la siguiente expresión:

$$m = n \times m_p + m_e$$

- $m_p = 80$ Kg (masa de una persona)
- $m_e \geq 40$ Kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales)
- $n = n^\circ$ autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo

Deberá disponer de puntos de enganche para poder anclar los cinturones de seguridad o arneses para cada persona que ocupe la plataforma.

Las PEMP del tipo 3 deben estar equipadas con un avisador sonoro accionado desde la propia plataforma, mientras que las del tipo 2 deben estar equipadas con medios de comunicación entre el personal situado sobre la plataforma y el conductor del vehículo portador.

Las PEMP autopulsadas deben disponer de limitador automático de velocidad de traslado.

2.3.3.2- SISTEMAS DE MANDO

La plataforma debe tener dos sistemas de mando, un primario y un secundario. El primario debe estar sobre la plataforma y accesible para el operador. Los mandos secundarios deben estar diseñados para sustituir los primarios y deben estar situados para ser accesibles desde el suelo.

Los sistemas de mando deben estar perfectamente marcados de forma indeleble de fácil comprensión según códigos normalizados.

Todos los mandos direccionales deben activarse en la dirección de la función volviendo a la posición de paro o neutra automáticamente cuando se deje de actuar sobre ellos. Los mandos deben estar diseñados de forma que no puedan ser accionados de forma inadvertida o por personal no autorizado (por ej. un interruptor bloqueable).

2.3.3.3- SISTEMAS DE SEGURIDAD DE INCLINACIÓN MÁXIMA

La inclinación de la plataforma de trabajo no debe variar más de 5° respecto a la horizontal o al plano del chasis durante los movimientos de la estructura extensible o bajo el efecto de las cargas y fuerzas de servicio. En caso de fallo del sistema de mantenimiento de la horizontalidad, debe existir un dispositivo de seguridad que mantenga el nivel de la plataforma con una tolerancia suplementaria de 5°.

2.3.3.4- SISTEMA DE BAJADA AUXILIAR

Todas las plataformas de trabajo deben estar equipadas con sistemas auxiliares de descenso, sistema retráctil o de rotación en caso de fallo del sistema primario.

2.3.3.5- SISTEMA DE PARO DE EMERGENCIA

La plataforma de trabajo debe estar equipada con un sistema de paro de emergencia fácilmente accesible que desactive todos los sistemas de accionamiento de una forma efectiva, conforme a la norma UNE-EN 418 Seguridad de las máquinas. Equipo de parada de emergencia, aspectos funcionales.

2.3.3.6- SISTEMAS DE ADVERTENCIA

La plataforma de trabajo debe estar equipada con una alarma u otro sistema de advertencia que se active automáticamente cuando la base de la plataforma se inclina más de 5° de la inclinación máxima permitida en cualquier dirección.

2.3.4- ESTABILIZADORES, SALIENTES Y EJES EXTENSIBLES

Deben estar equipados con dispositivos de seguridad para asegurar de modo positivo que la plataforma no se moverá mientras los estabilizadores no estén situados en posición. Los circuitos de control deben asegurar que los motores de movimiento no se podrán activar mientras los estabilizadores no se hayan desactivado y la plataforma no esté bajada a la altura mínima de transporte.

2.3.5- SISTEMAS DE ELEVACIÓN

2.3.5.1- SISTEMAS DE SEGURIDAD

Cuando la carga nominal de trabajo de la plataforma esté soportada por un sistema de cables metálicos o cadenas de elevación o ambos, el factor de seguridad del cable o cadena debe ser de 8 como mínimo, basado en la carga unitaria de rotura a la tracción referida a la sección primitiva.

Todos los sistemas de conducción hidráulicos y neumáticos así como los componentes peligrosos deben tener una resistencia a la rotura por presión cuatro veces la presión de trabajo para la que han sido diseñados. Para los componentes no peligrosos esta resistencia será dos veces la presión de trabajo. Se consideran componentes peligrosos aquellos que, en caso de fallo o mal funcionamiento, implicaría un descenso libre de la plataforma.

2.3.5.2- SISTEMAS DE PROTECCIÓN

Cuando la elevación de la plataforma se realice mediante un sistema electromecánico, éste estará diseñado para impedir el descenso libre en caso de fallo en el generador o del suministro de energía.

Cuando la elevación de la plataforma se realice mediante un sistema hidráulico o neumático, el sistema debe estar equipado para prevenir una caída libre en caso de rotura de alguna conducción hidráulica o neumática.

Los sistemas hidráulicos o neumáticos de los estabilizadores o cualquier otro sistema deben estar diseñados para prevenir su cierre en caso de rotura de alguna conducción hidráulica o neumática.

2.3.5.3- OTRAS PROTECCIONES

Los motores o partes calientes de las PEMP deben estar protegidos convenientemente. Su apertura sólo se podrá realizar con llaves especiales y por personal autorizado.

Los escapes de los motores de combustión interna deben estar dirigidos lejos de los puestos de mando.

2.3.6- DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

2.3.6.1- ELÉCTRICOS

Los interruptores de seguridad que actúen como componentes que dan información deben satisfacer la norma EN 60947-5:1997 (Anexo K: prescripciones especiales para los auxiliares de mando con maniobra positiva de apertura).

2.3.6.2- HIDRÁULICOS Y NEUMÁTICOS

Deben estar concebidos e instalados de forma que ofrezcan niveles de seguridad equivalentes a los dispositivos de seguridad eléctricos.

Los componentes hidráulicos y neumáticos de estos dispositivos y sistemas que actúen directamente sobre los circuitos de potencia de los sistemas hidráulicos y neumáticos deben estar duplicados si el fallo de un componente puede engendrar una situación peligrosa. Los distribuidores pilotados de estos componentes deben estar

concebidos e instalados de forma que mantengan la seguridad en caso de fallo de energía, es decir parar el movimiento correspondiente.

2.3.6.3- MECÁNICOS

Deben estar concebidos e instalados de forma que ofrezcan niveles de seguridad equivalentes a los dispositivos de seguridad eléctricos. Esta exigencia se satisface por las varillas, palancas, cables, cadenas, etc., si resisten al menos dos veces la carga a la que son sometidos.

2.3.7- OTRAS MEDIDAS DE PROTECCIÓN FRENTE A RIESGOS ESPECÍFICOS

2.3.7.1- RIESGO DE ELECTROCUCIÓN

Este riesgo se manifiesta en tanto en cuanto las plataformas puedan alcanzar líneas eléctricas aéreas, sean de alta o de baja tensión. Según el Reglamento Técnico de Líneas Eléctricas Aéreas de Alta Tensión (Decreto 3151/ 1968), se entiende como tales las de corriente alterna trifásica a 50 Hz de frecuencia, cuya tensión nominal eficaz entre fases sea igual o superior a 1 kV.

Para prevenir el riesgo de electrocución se deberán aplicar los criterios establecidos en el RD 614/2001 sobre disposiciones mínimas para la protección de la salud y seguridad de los trabajadores frente al riesgo eléctrico; en concreto según indica el Art. 4.2, todo trabajo en una instalación eléctrica, o en su proximidad, que conlleve riesgo eléctrico se debe efectuar sin tensión.

Cuando no se pueda dejar sin tensión la instalación se deben seguir las medidas preventivas indicadas en el Anexo V.A Trabajos en proximidad. Disposiciones generales y lo indicado en el Anexo V.B Trabajos en proximidad. Disposiciones particulares del citado RD 614/2001. Se recomienda, a fin de facilitar la correcta interpretación y aplicación del citado R.D. consultar la correspondiente Guía Técnica elaborada por el INSHT.

Complementariamente, se recomienda consultar la NTP-72: Trabajos con elementos de altura en presencia de líneas eléctricas aéreas.

2.3.8-NORMAS DE SEGURIDAD EN LA UTILIZACIÓN DEL EQUIPO

Hay cuatro grupos de normas importantes: las normas previas a la puesta en marcha de la plataforma, las normas previas a la elevación de la plataforma, las normas de movimiento del equipo con la plataforma elevada y las normas después del uso de la plataforma.

2.3.8.1- NORMAS PREVIAS A LA PUESTA EN MARCHA DE LA PLATAFORMA

Antes de utilizar la plataforma se debe inspeccionar para detectar posibles defectos o fallos que puedan afectar a su seguridad. La inspección debe consistir en lo siguiente:

- Inspección visual de soldaduras deterioradas u otros defectos estructurales, escapes de circuitos hidráulicos, daños en cables diversos, estado de conexiones eléctricas, estado de neumáticos, frenos y baterías, etc.
- Comprobar el funcionamiento de los controles de operación para asegurarse que funcionan correctamente.

Cualquier defecto debe ser evaluado por personal cualificado y determinar si constituye un riesgo para la seguridad del equipo. Todos los defectos detectados que puedan afectar a la seguridad deben ser corregidos antes de utilizar el equipo.

2.3.8.2- NORMAS PREVIAS A LA ELEVACIÓN DE LA PLATAFORMA

- Comprobar la posible existencia de conducciones eléctricas de A.T. en la vertical del equipo. Hay que mantener una distancia mínima de seguridad, aislarlos o proceder al corte de la corriente mientras duren los trabajos en sus proximidades.
- Comprobar el estado y nivelación de la superficie de apoyo del equipo.
- Comprobar que el peso total situado sobre la plataforma no supera la carga máxima de utilización.
- Si se utilizan estabilizadores, se debe comprobar que se han desplegado de acuerdo con las normas dictadas por el fabricante y que no se puede actuar sobre ellos mientras la plataforma de trabajo no esté en posición de transporte o en los límites de posición.
- Comprobar estado de las protecciones de la plataforma y de la puerta de acceso.
- Comprobar que los cinturones de seguridad de los ocupantes de la plataforma están anclados adecuadamente.

- Delimitar la zona de trabajo para evitar que personas ajenas a los trabajos permanezcan o circulen por las proximidades.

2.3.8.3- NORMAS DE MOVIMIENTO DEL EQUIPO CON LA PLATAFORMA

ELEVADA

- Comprobar que no hay ningún obstáculo en la dirección de movimiento y que la superficie de apoyo es resistente y sin desniveles.
- Mantener la distancia de seguridad con obstáculos, escombros, desniveles, agujeros, rampas, etc., que comprometan la seguridad. Lo mismo se debe hacer con obstáculos situados por encima de la plataforma de trabajo.
- La velocidad máxima de traslación con la plataforma ocupada no sobrepasará los siguientes valores:
 - 1,5 m/s para las PEMP sobre vehículo portador cuando el movimiento de traslación se mande desde la cabina del portador.
 - 3,0 m/s para las PEMP sobre raíles.
 - 0,7 m/s para todas las demás PEMP de los tipos 2 y 3.
- No se debe elevar o conducir la plataforma con viento o condiciones meteorológicas adversas.

2.3.8.4- OTRAS NORMAS

- No sobrecargar la plataforma de trabajo.
- No utilizar la plataforma como grúa.
- No sujetar la plataforma o el operario de la misma a estructuras fijas.
- Está prohibido añadir elementos que pudieran aumentar la carga debida al viento sobre la PEMP, por ejemplo paneles de anuncios, ya que podrían quedar modificadas la carga máxima de utilización, carga estructural, carga debida al viento o fuerza manual, según el caso.
- Cuando se esté trabajando sobre la plataforma el o los operarios deberán mantener siempre los dos pies sobre la misma. Además deberán utilizar los cinturones de seguridad o arnés debidamente anclados.

- No se deben utilizar elementos auxiliares situados sobre la plataforma para ganar altura.
- Cualquier anomalía detectada por el operario que afecte a su seguridad o la del equipo debe ser comunicada inmediatamente y subsanada antes de continuar los trabajos.
- Está prohibido alterar, modificar o desconectar los sistemas de seguridad del equipo.
- No subir o bajar de la plataforma si está elevada utilizando los dispositivos de elevación o cualquier otro sistema de acceso.
- No utilizar plataformas en el interior de recintos cerrados, salvo que estén bien ventilados.

2.3.8.5- NORMAS DESPUÉS DEL USO DE LA PLATAFORMA

Al finalizar el trabajo, se debe aparcar la máquina convenientemente.

Cerrar todos los contactos y verificar la inmovilización, falcando las ruedas si es necesario.

Limpiar la plataforma de grasa, aceites, etc., depositados sobre la misma durante el trabajo. Tener precaución con el agua para que no afecten a cables o partes eléctricas del equipo.

Dejar un indicador de fuera de servicio y retirar las llaves de contacto depositándolas en el lugar habilitado para ello. Fig. 7.

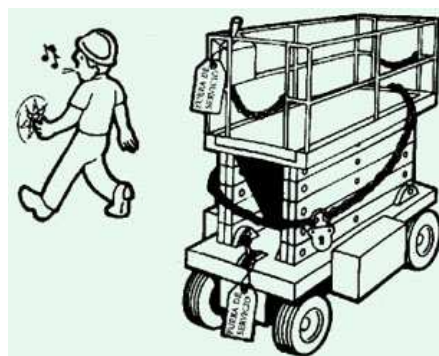


Figura 7.

Plataforma de trabajo después de ser utilizada

2.3.8.6- OTRAS RECOMENDACIONES

No se deben rellenar los depósitos de combustible (PEMP con motor de combustión) con el motor en marcha.

Las baterías deben cargarse en zonas abiertas, bien ventiladas y lejos de posibles llamas, chispas, fuegos y con prohibición de fumar.

No se debe hacer modificaciones de cualquier tipo en todo el conjunto de las PEMP.

2.4- MANUAL DE INSTRUCCIONES. VERIFICACIÓN Y SEÑALIZACIÓN.

2.4.1- MANUAL DE INSTRUCCIONES

Toda PEMP debe llevar un manual de instrucciones de funcionamiento que incluya de forma separada las instrucciones para las operaciones de mantenimiento que únicamente las podrán realizar personal de mantenimiento especializado.

El manual deberá contener la siguiente información principal:

- Descripción, especificaciones y características de la plataforma de trabajo así como las instrucciones de uso.
- Presión hidráulica máxima de trabajo y voltaje máximo de los sistemas eléctricos de la plataforma.
- Instrucciones relativas al funcionamiento, normas de seguridad, mantenimiento y reparación.

2.4.2- VERIFICACIÓN Y SEÑALIZACIÓN

Las PEMP deben ir provistas de la siguiente documentación y elementos de señalización.

- Placas de identificación y de características.
- Diagramas de cargas y alcances.
- Señalización de peligros y advertencias de seguridad.

2.4.3- MANTENIMIENTO

Las PEMP deben ser mantenidas de acuerdo con las instrucciones de cada fabricante y que deben estar contenidas en un manual que se entrega con cada plataforma. Tanto las revisiones como los plazos para ser realizadas deben ser hechas por personal especializado. La norma UNE-58921 IN incluye una Hoja de Revisiones Periódicas de las PEMP que puede servir de guía a la hora de realizar estas revisiones.

2.5- OPERADOR DE LAS PEMP

Solo las personas preparadas y autorizadas, mayores de 18 años, estarán autorizadas para operar las plataformas elevadoras móviles de personal.

Para ello y antes de estar autorizado para utilizar la plataforma, el operador debe:

- Ser formado por una persona cualificada sobre los símbolos y funciones de cada uno de los instrumentos de control.
- Leer y comprender las instrucciones y normas de seguridad recogidas en los manuales de funcionamiento entregados por el fabricante.
- Leer y comprender los símbolos situados sobre la plataforma de trabajo con la ayuda de personal cualificado.

2.6- NORMATIVA LEGAL

2.6.1- DISEÑO Y FABRICACIÓN

RD 1435/1992, de 27 de noviembre. Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas.

RD 56/1995, de 20 de enero, por el que se modifica el RD 1435/1992, ampliando el campo de aplicación a las máquinas con función de elevación o desplazamiento de personas.

2.6.2- DISPOSICIONES GENERALES

RD 486/1997, de 14 de abril, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo.

RD 773/1997, de 30 de mayo, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas a la utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.

El RD 1215/1997, de 18 de julio, (B.O.E. de 7 de agosto de 1997), por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización de los trabajadores de los equipos de trabajo, traspuso al derecho español las Directivas 89/655/CEE y 95/63/CEE relativas, respectivamente, a utilización de Equipos de Trabajo y su primera modificación.

3-PLATAFORMA OBJETO DE ANALISIS:

La plataforma elevadora móvil de personas (PEMP), que va a ser objeto de análisis en éste proyecto, según la clasificación vista anteriormente correspondería al *Grupo B* y *Tipo 2* o *Tipo 3*, debido a que la plataforma puede trabajar en posiciones no alineadas con el centro de gravedad (c.d.g), y los movimientos de traslación de la plataforma se pueden llevar a cabo desde la propia plataforma o desde el chasis de la máquina.

La plataforma objeto de análisis es la siguiente:

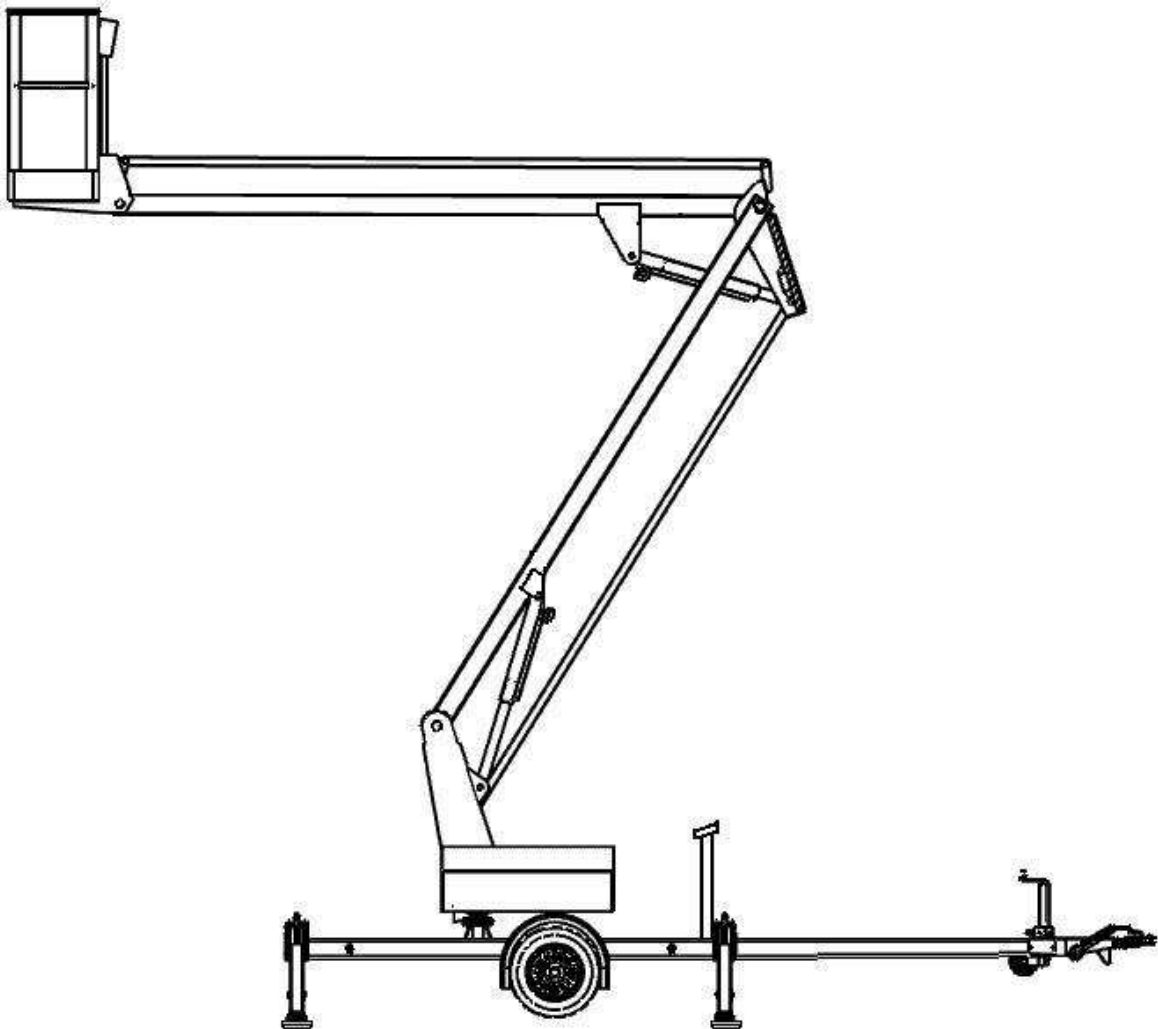


Figura 8.
PEMP de perfil.

3.1- APLICACIONES

Las aplicaciones posibles que presentan este tipo de maquinas son muy diversas y principalmente están orientadas para trabajos de altura en el que gracias a sus dimensiones y campo de trabajo se convierten en las maquinas más apropiadas para realizar diversos tipos de trabajos, sustituyendo a las escaleras y a otro tipo de maquinas elevadoras como las PEMP de elevación vertical incapaces de desplazarse horizontalmente cuando sea necesario.

Las aplicaciones más comunes suelen ser poda de árboles, construcciones o reparaciones diversas en tejados de difícil acceso, reparaciones o montajes en interiores con techos altos como pueden ser naves industriales y centros comerciales, también se utiliza para pintar fachadas, reparar iluminaria exterior como farolas, semáforos, etc...

A continuación se representaran algunos de estos trabajos:



Figura 9.
PEMP centro comercial.



Figura 10.
PEMP en fachada.



Figura 11.
PEMP poda de árboles.



Figura 12.
PEMP en nave industrial.

A continuación se muestran las diferentes plataformas existentes para la PEMP de la cual se ha realizado este proyecto. En la figura de la izquierda se muestra una plataforma con cuatro patas con estabilizadores hidráulicos y la derecha una plataforma con estabilizadores de tornillo.



Figura 13.
PEMP estabilizadores hidráulicos.



Figura 14.
PEMP estabilizadores de tornillo.

3.2- CARACTERÍSTICAS DE LA PEMP OBJETO DE ESTUDIO

- Peso máximo: 1500 kg.
- Patas Hidráulicas, alcance horizontal 4.2 m., rotación 360°.
- Peso máximo admitido en plataforma: 220 Kg.
- Número de personas: 2 y carga: 60 Kg.
- Potencia motor 2.1 Kw
- Fuerza manual máxima: 400N
- Velocidad del viento Max: 12.5 m/s
- Inclinación máxima 2.5°
- Peso considerado en el cajón 100 Kg.
- Matriculable como Máquina Agrícola Remolcada o Máquina de Servicios Remolcada.
- Remolcable.
- Altura de trabajo: 12 metros.
- Tamaño plataforma: 0.61m x 0.92m
- Anchura máxima de transporte (A): 1.73 m
- Longitud máxima de transporte (C): 6,10 m.
- Altura plegado (B): 2.20 m.
- Mandos eléctricos manuales en la cesta y en el chasis.

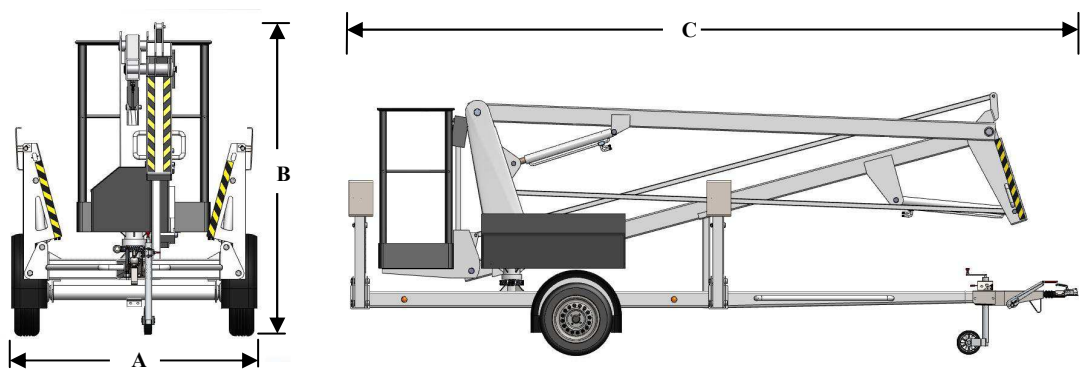


Figura 15.

PEMP dimensiones máximas.

Dimensiones de la PEMP en milímetros:

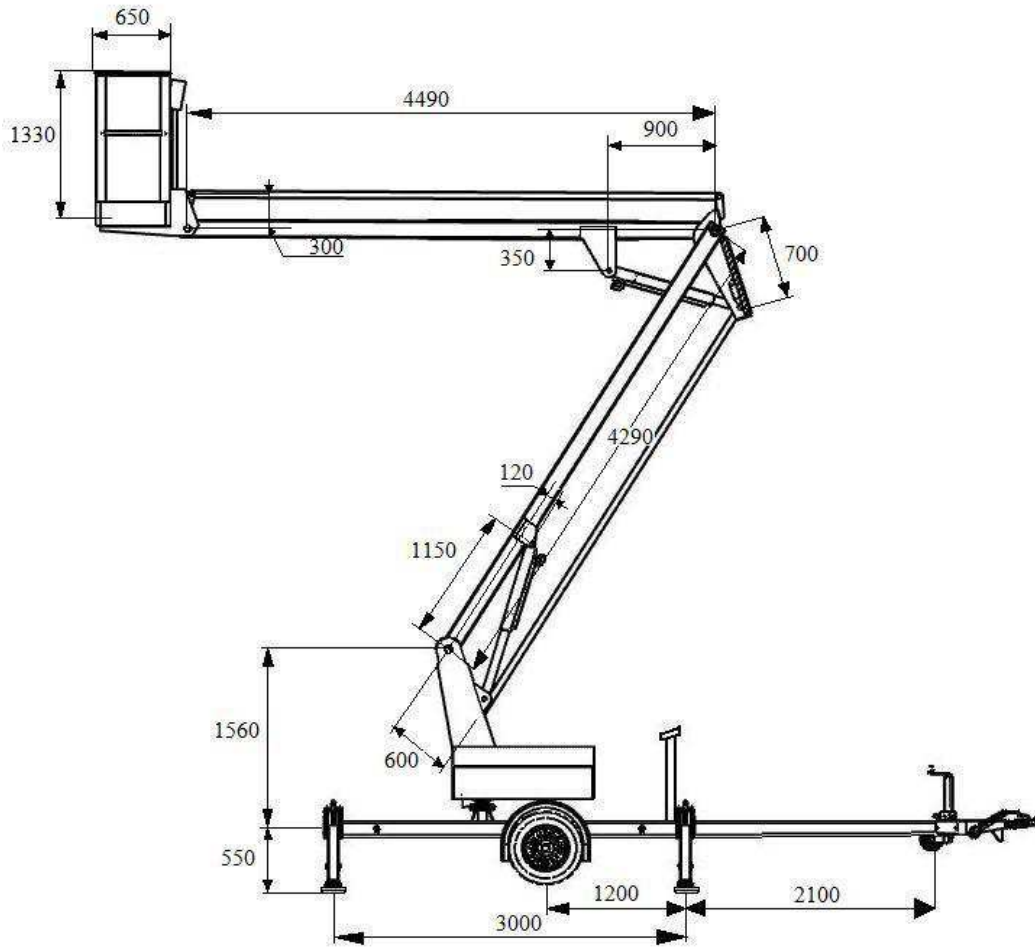


Figura 16.

Dimensiones de la PEMP

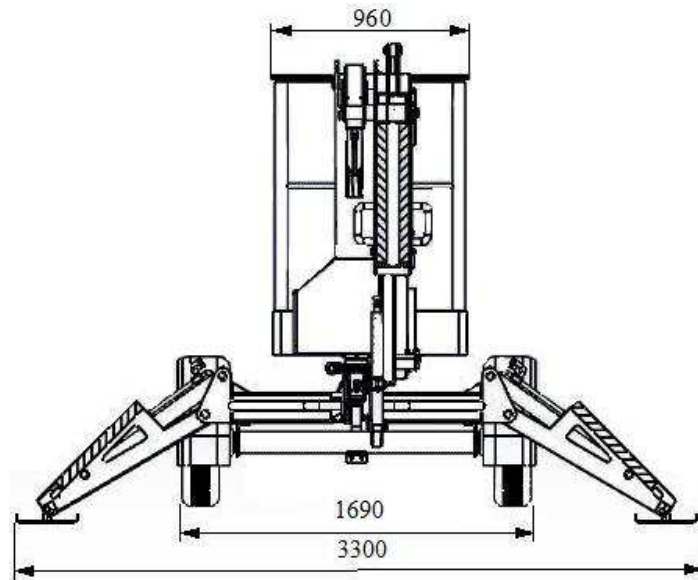


Figura 17.

Dimensiones de la PEMP

3.3- HIPÓTESIS DE CARGA

Las cargas a las que se encuentra sometida la PEMP son las que se indican en la NORMA ESPAÑOLA UNE-EN 280, principalmente son: carga nominal, cargas debidas a la estructura, cargas debidas al viento y fuerzas manuales.

- La carga nominal es la debida al peso de las dos personas más el equipo de herramientas del que vaya previsto. La masa de cada persona se estima de 80 Kg. y se asimila a una carga específica aplicada a la plataforma de trabajo en un punto situado a una distancia horizontal de 0,1 m del borde interior de la parte superior de la barandilla. Por lo que la fuerza es de 1570 N aproximadamente con dirección vertical. La masa del equipo será la diferencia entre la carga máxima admisible sobre la cesta y el peso de los operarios, dicha carga se supone como una carga uniforme repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo, en este proyecto como la presión resultante sobrepasa 3KN/m^2 el valor del 25% se ha aumentado hasta un valor que permita obtener una presión menor o igual a 3KN/m^2 . Por lo que la fuerza es de 590 N aproximadamente con dirección vertical.
- Las cargas debidas a la estructura se toman como cargas estáticas que ejercen los elementos que componen la PEMP debido a su propio peso.
- Cargas debidas al viento: se considera que todas las PEMP utilizadas en el exterior están sometidas a una presión debida al viento igual a 100N/m^2 , que representa una velocidad del viento de 12,5 m/s (Escala Beaufort 6). Estas cargas se suponen que actúan horizontalmente en el centro de la superficie de los elementos de la PEMP, de las personas y del equipo situados sobre la plataforma de trabajo y se toman como fuerzas dinámicas.
 - Persona: la superficie expuesta de una persona sobre una plataforma de trabajo es de $0,7\text{ m}^2$ (anchura media de 0,4 m x altura de 1,75 m), quedando el centro de la superficie a 1,0 m sobre el piso de la plataforma. Para el cálculo de la fuerza que ejerce el viento sobre las personas se han tenido en cuenta los apartados (5.2.3.3.2), (5.2.3.3.3) y (5.2.3.3.4) de la norma española UNE-EN 280 la cual establece el coeficiente de forma a tener en cuenta para el cálculo de la fuerza del viento ejercida sobre las personas expuestas

directamente al viento. Por lo que la fuerza es de 112 N a 1,0 m del piso de la plataforma con dirección horizontal.

- Estructura: la carga del viento generada sobre la estructura estará en función de la proyección vertical del área y multiplicada por un coeficiente de forma que dependerá del tipo de perfil sobre el que se aplique, bien siendo este un perfil en U o bien secciones cuadradas o rectangulares.
- Equipo y materiales: las fuerzas debidas al viento sobre el equipo y los materiales situados sobre la plataforma de trabajo se calculan como el 3% de su masa, actuando horizontalmente a una altura de 0,5 m sobre el piso de la plataforma de trabajo.
- Fuerza manual: Para PEMP diseñadas para dos personas la fuerza manual se considera de 400 N aplicados a 1.1 m sobre el suelo de la plataforma de trabajo y actuando en dirección horizontal.

Todas estas cargas se han colocado en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables, (la que mayores esfuerzos produzca).

En este proyecto se van a considerar dos condiciones de cargas, por un lado las que se generan cuando la dirección del viento es hacia la izquierda y por otro lado las que se generan cuando el viento lleva dirección hacia la derecha.

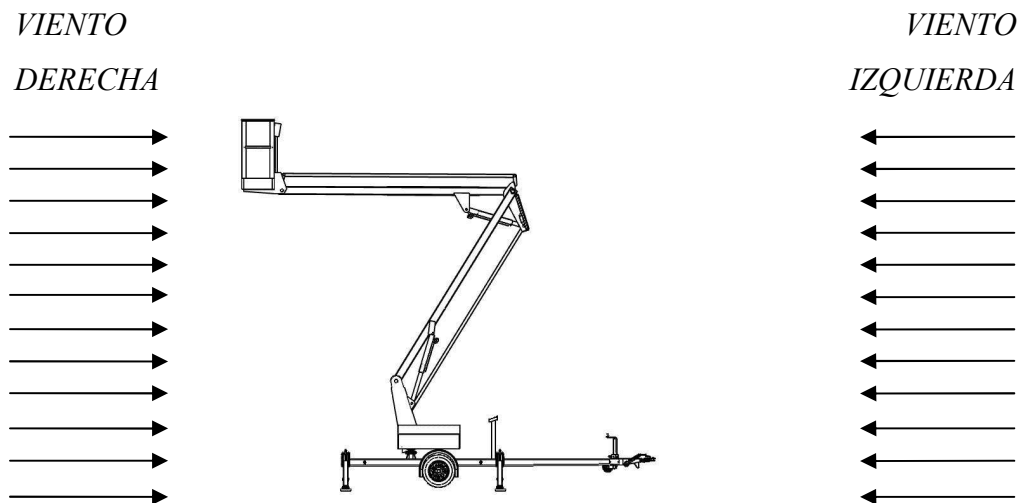


Figura 18.

Direcciones del viento.

Cada una de estas condiciones de carga va a ser analizadas para tres casos de movimiento diferentes, según se mueva el brazo superior, el inferior o ambos se muevan simultáneamente:

- CASO 1: Brazo superior se encuentra en movimiento desde -14,813 grados respecto a la horizontal hasta que alcanza su valor máximo de 60,68 grados, durante este movimiento el brazo inferior permanece en posición horizontal.
- CASO 2: El brazo inferior realiza un movimiento desde -2,348 grados respecto a la horizontal hasta un valor máximo de 57,913 grados, en este caso el brazo superior no realiza ningún movimiento.
- CASO 3: En este caso ambos brazos realizan el movimiento simultáneamente desde su posición de descanso hasta alcanzar su valor máximo.

Las dos condiciones de viento, junto con los tres casos de movimiento, hacen un total de seis combinaciones distintas, las cuales serán analizadas con detenimiento en el siguiente apartado de este proyecto.

3.4- NOMBRE DE LOS ESLABONES DE LA PARTE SUPERIOR

A continuación se van a detallar los nombres que se van a asignar a cada parte de la estructura superior de la máquina, a los cuales se hará referencia a lo largo del proyecto.

Esta parte superior está compuesta principalmente de dos cuadriláteros articulados, debido a las longitudes que componen cada cuadrilátero se puede garantizar que la plataforma sube sin que se produzcan inclinaciones de la cesta a lo largo de todo el ciclo.

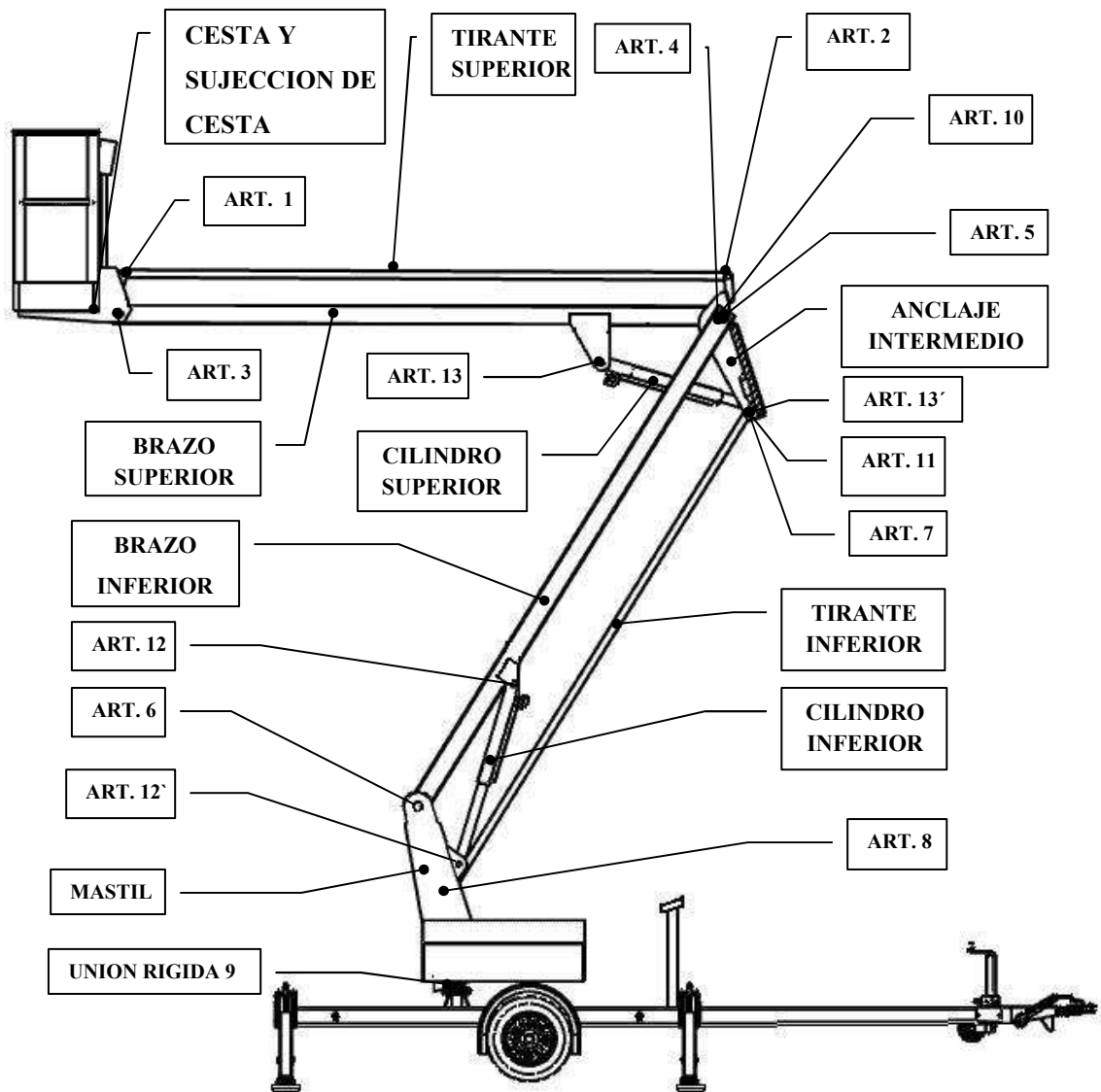


Figura 19.

Nombres eslabones parte superior.

4-CALCULO DE ACCIONES

Los datos para realizar el análisis y cálculos de los elementos que componen la máquina se han obtenido a través de un simulador de movimiento en dos dimensiones llamado WORKING MODEL

4.1- DESCRIPCIÓN DE WORKING MODEL

Working Model es una herramienta de CAE que permite crear simulaciones de sistemas mecánicos reales que permiten reducir el tiempo de creación de un producto, mejorando la calidad final y optimizando los cálculos.

Es una herramienta adoptada por miles de ingenieros profesionales para crear y analizar los sistemas mecánicos reales.

MSC Software Corp. es el fabricante de Working Model, es una empresa americana especializada en productos de simulación. Cuenta con motores de simulación propios que se pueden aplicar a casi todo tipo de problemas de simulación industriales. Esta empresa cuenta con más de 1.200 empleados en 22 países que se encargan de realizar proyectos de simulación a medida, ingeniería a través de la Web, etc. Sus productos se destinan a la industria aeronáutica, automoción, informática, electrónica y educación.

Sus aplicaciones y características principales son:

- Educación: simulación de todo tipo de problemas mecánicos.
- Ingeniería mecánica y eléctrica.
- CAD: diseño de sólidos en movimiento.
- Comprueba múltiples características de cualquier sistema mecánico.
- Realizar un refinado rápido de las simulaciones en base a las constantes predefinidas.
- Analiza el último diseño midiendo fuerza, par, aceleración, etc. E interaccionando con cualquier objeto.
- Importa los dibujos CAD en 2D en formato DXF.
- Permite la entrada de valores desde: ecuaciones, barras deslizantes o conectores DDE a Matlab y Excel.
- Realiza simulaciones no lineales.

- Permite la creación de cuerpos y puede definir propiedades, velocidad inicial, cargas electrostáticas, etc.
- Simula contactos, colisiones y fricción.
- Analiza estructuras con haces flexibles.
- Ejecuta o edita 'scripts' para optimizar la simulación o documentar modelos.
- Graba los datos de la simulación y crea gráficos de barra o vídeos en formato AVI.

4.2- DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE WORKING MODEL

Para la obtención de los datos a través de esta herramienta informática en primer lugar ha sido preciso crear un modelo que simule la geometría de la máquina que se está analizando y todas las cargas a las que se le está sometiendo.

En este proyecto se han realizado seis modelos en WORKIN MODEL de la parte superior de la máquina, uno para combinación posible, ya que es la única que puede variar su posición mientras el o los operarios están trabajando, e interesa obtener las curvas características de variación de la fuerza en función de la inclinación de cada brazo, dichas curvas se verán en los gráficos del apartado 3.1.1 de este proyecto.

Para poder simular las cargas del viento sobre los elementos que varían su inclinación a lo largo del movimiento, se ha introducido en el centro de cada superficie el módulo de dichas fuerzas relacionado con la proyección vertical de la superficie expuesta a la fuerza del viento, consiguiendo de esta manera que el modulo varíe a lo largo del ciclo.

El movimiento de los brazos se obtiene imponiendo una velocidad constante a los cilindros, dicha velocidad se puede cambiar en cualquier momento a través de un cuadro de texto creado en el modelo con esta finalidad y de esta manera poder simular cada uno de los tres casos citados con anterioridad.

Los modelos realizados se encuentran en el CD que acompaña al proyecto en la carpeta de “DESARROLLOS”.

Con objetivo de obtener un modelo lo más semejante al caso real, se han repartido todos los elementos de la parte superior de la máquina en bloques numerados de la “A” a la “G” y se les ha introducido una fuerza vertical en su centro de gravedad de masas del mismo valor que su peso, el peso y el centro de gravedad se han calculado con el programa SOLIDWORKS, en el cual se ha fijado un material y densidad determinada para cada uno de los componentes de la máquina.

En el modelo obtenemos en cada instante los valores de las fuerzas en Newton a las que se encuentran sometidos los elementos, estos valores posteriormente los exportamos a un documento EXCEL, a través de esta hoja de cálculo se realizan los gráficos e interpretación de los datos que se han extraído.

Para cada caso se han obtenido más de 5000 datos, con los que se han realizado los diagramas que se verán en el siguiente apartado de este proyecto. Las tablas Excel donde se recogen todos los datos se encuentran en el CD que acompaña al proyecto dentro de la carpeta “DESARROLLOS->Modelos WORKING MODEL y tablas Excel->EJES GLOBALES(o LOCALES) -> Excel con datos exportados”.

A continuación se muestra una imagen del modelo:

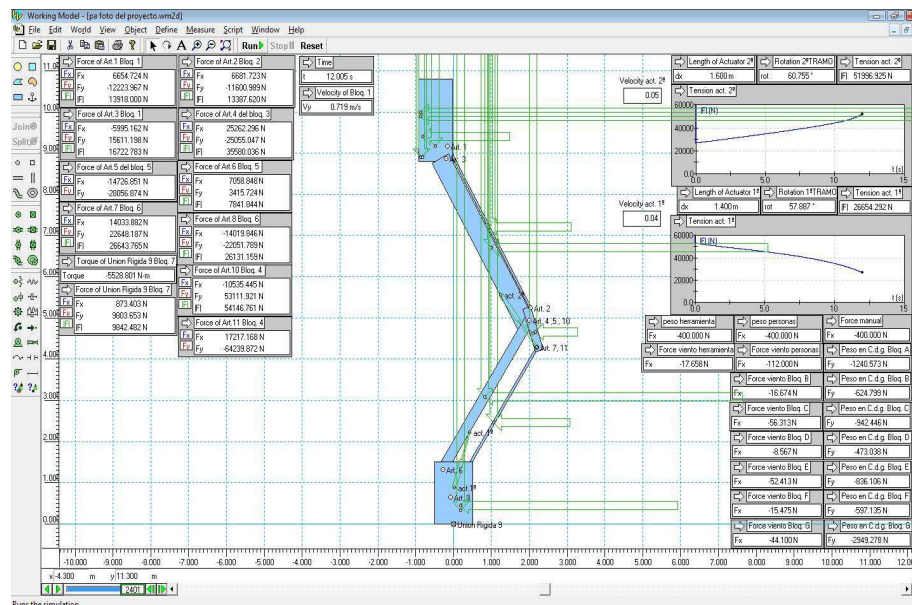


Figura 20.

Modelo en WORKING MODEL parte superior de la PEMP.

4.3- ANÁLISIS DE LA PEMP SEGÚN EL MOVIMIENTO

En esta parte del proyecto se va a estudiar cómo influyen los esfuerzos sobre los componentes en función del giro de cada tramo (superior o inferior) a lo largo de todo el movimiento. (Las posiciones y componentes a analizar se detallan en los apartados 3.3 y 3.4 de este proyecto). Este proyecto se ha limitado al estudio de la parte superior de la PEMP, quedando la parte inferior modelada en SOLIDWORKS pero no calculada.

El procedimiento a seguir para el estudio de los componentes es el siguiente:

- En primer lugar se van a representar en unos gráficos de curvas las fuerzas de cada articulación en función de la inclinación de cada barra según el caso y combinación de cargas correspondiente, con la finalidad de obtener los puntos más críticos para cada articulación durante el ciclo de movimiento.
- En segundo lugar se van a representar en una serie de diagramas de barras todos los máximos de cada articulación agrupados para cada articulación por separado, estos máximos serán los obtenidos en el primer apartado. La finalidad de este apartado es la de averiguar cuál de las seis combinaciones de estudio será la más desfavorable para cada articulación y así poder coger esa resultante máxima de entre todos los máximos para el posterior cálculo de los pernos y casquillos antifricción de cada articulación por separado.
- En tercer lugar se van a representar en unos diagramas de barras las resultantes máximas obtenidas en el segundo apartado descompuestas en esfuerzos axiales y cortantes para cada uno de los componentes principales que serán objeto de estudio. La finalidad de estos diagramas es la de poder encontrar el esfuerzo que más solicite a cada componente (el esfuerzo más desfavorable, es decir, en el que se dé el mínimo coeficiente de seguridad en todo el elemento), una vez encontrado ese esfuerzo se cogerán todos los esfuerzos generados en las articulaciones de ese componente para ese momento dado en el que se de ese esfuerzo más desfavorable, y de esta manera se realizara el estudio de cada componente de la maquina por separado con dichos esfuerzos. El estudio se realizará en los apartados posteriores de este proyecto.

4.3.1- GRAFICOS FUERZA – INCLINACION

En esta primera parte se va a analizar cómo influye el giro que van realizando ambos brazos a lo largo de todo el ciclo. En cada gráfico se mostrará la influencia de cada una de las seis combinaciones para cada componente en estudio como ya se ha explicado antes.

Se representan en diagramas de dispersión donde en el eje de ordenadas tendremos el valor de la fuerza en Newton, en el de abscisas tenemos el ángulo que forma el brazo con la horizontal y según la leyenda veremos esta influencia para combinación de cargas y elevación.

Se van a analizar estas seis combinaciones descritas en apartados anteriores en las graficas siguientes:

- Caso_1: Solo se mueve el brazo superior:
 - Viento derecha.
 - Viento izquierda.

- Caso_2: Solo se mueve el brazo inferior:
 - Viento derecha.
 - Viento izquierda.

- Caso_3: Los dos brazos se mueven simultáneamente:
 - Viento derecha.
 - Viento izquierda.

4.3.1.1- CASO 1

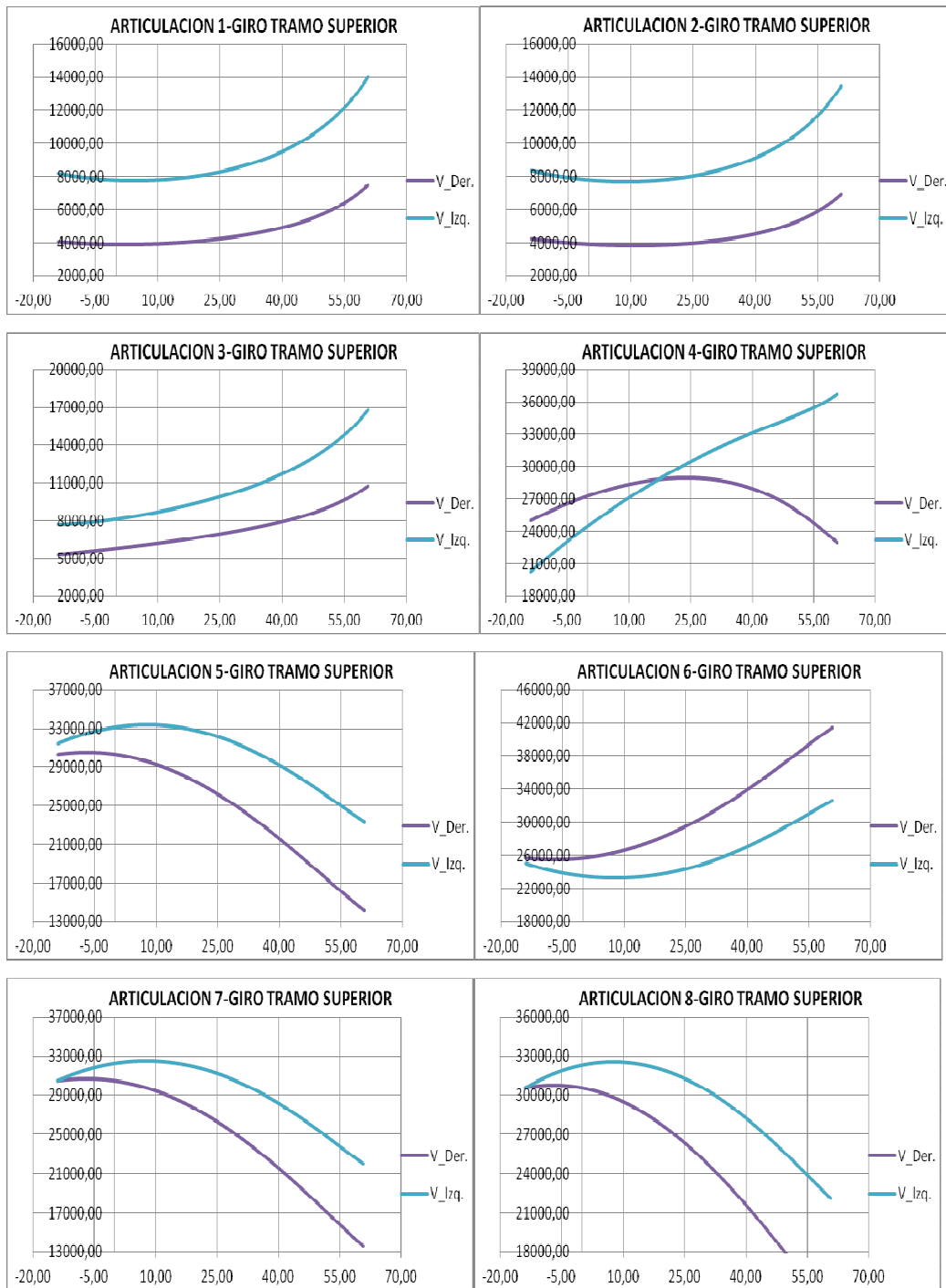


Figura 21.

Gráficos de variación de fuerzas resultantes en las articulaciones 1,2,3,4,5,6,7,8 en función del ángulo girado por el tramo superior.

Los gráficos que se muestran de las articulaciones 1,2,3,4,5,6,7,8, en la figura 21 corresponden cada fila a un componente de la PEMP, es decir, en la primera fila se muestran los de la articulación 1 y 2 que son los correspondientes al tirante superior, en la segunda fila se muestran los de la articulación 3 y 4 que son los del brazo superior, en la tercera fila se muestran los de la articulación 5 y 6 que son los del brazo inferior, y por último en la cuarta fila se muestran los de la articulación 7 y 8 que son los correspondientes al tirante inferior.

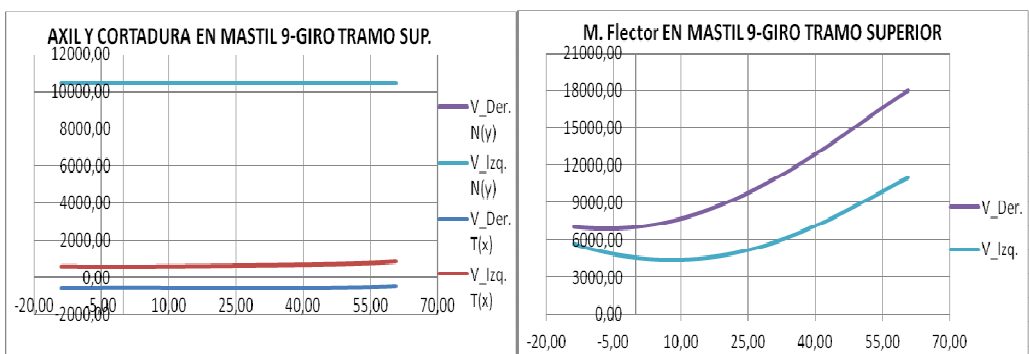


Figura 22.

Gráficos de variación de los esfuerzos de la unión 9 del mástil en función del giro del tramo superior.

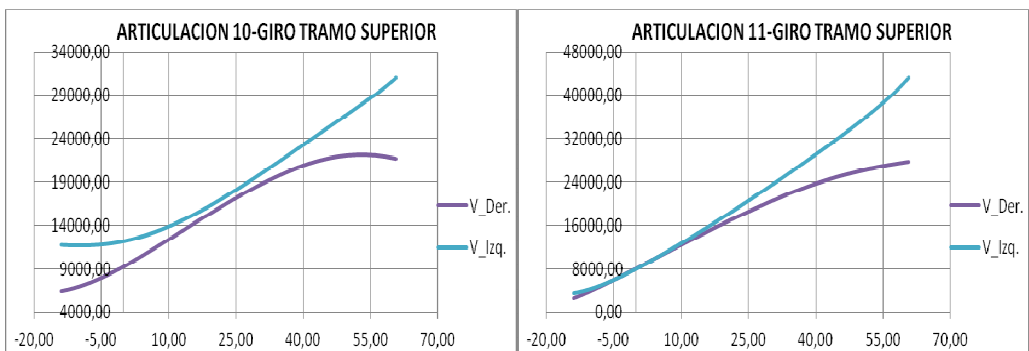


Figura 23.

Gráficos de variación de la fuerza de la articulación 10 y 11 en función del giro del tramo superior.

La articulación 10 tiene lugar como la suma entre la articulación 4 y 5 y forma parte del anclaje intermedio. La articulación 11 tiene lugar como la suma entre la articulación 7 y 13' y forma parte del anclaje intermedio. El anclaje intermedio está compuesto por tres articulaciones la 2 la 10 y la 11.

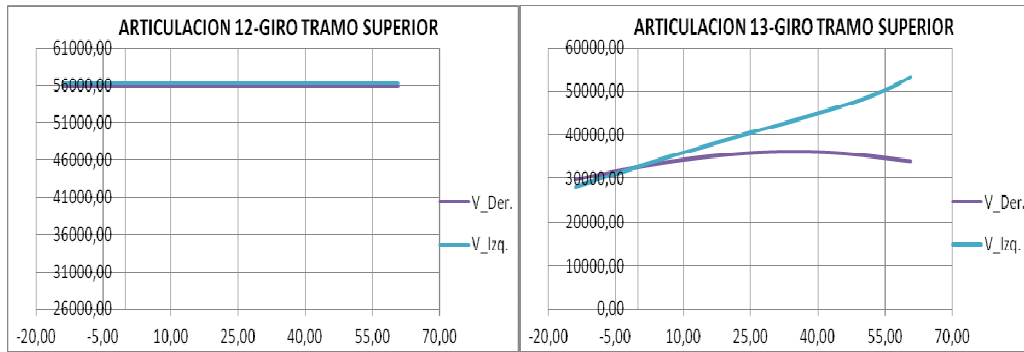


Figura 24.

Gráficos de variación de la fuerza de cada actuador hidráulico en función del giro del tramo superior.

El actuador hidráulico superior ejerce su fuerza sobre dos articulaciones la 13 y la 13', la 13 forma parte junto con la articulación 3 y 4 del brazo superior y la 13' se encuentra en el anclaje intermedio que junto con la articulación 7 pasan a llamarse articulación 11. El actuador hidráulico inferior ejerce su fuerza sobre la articulación 12 y 12', la 12 forma parte junto con la articulación 5 y 6 del brazo superior y la 12' forma parte del mástil junto con la articulación 6 y 8 y la unión 9.

4.3.1.2- CASO 2

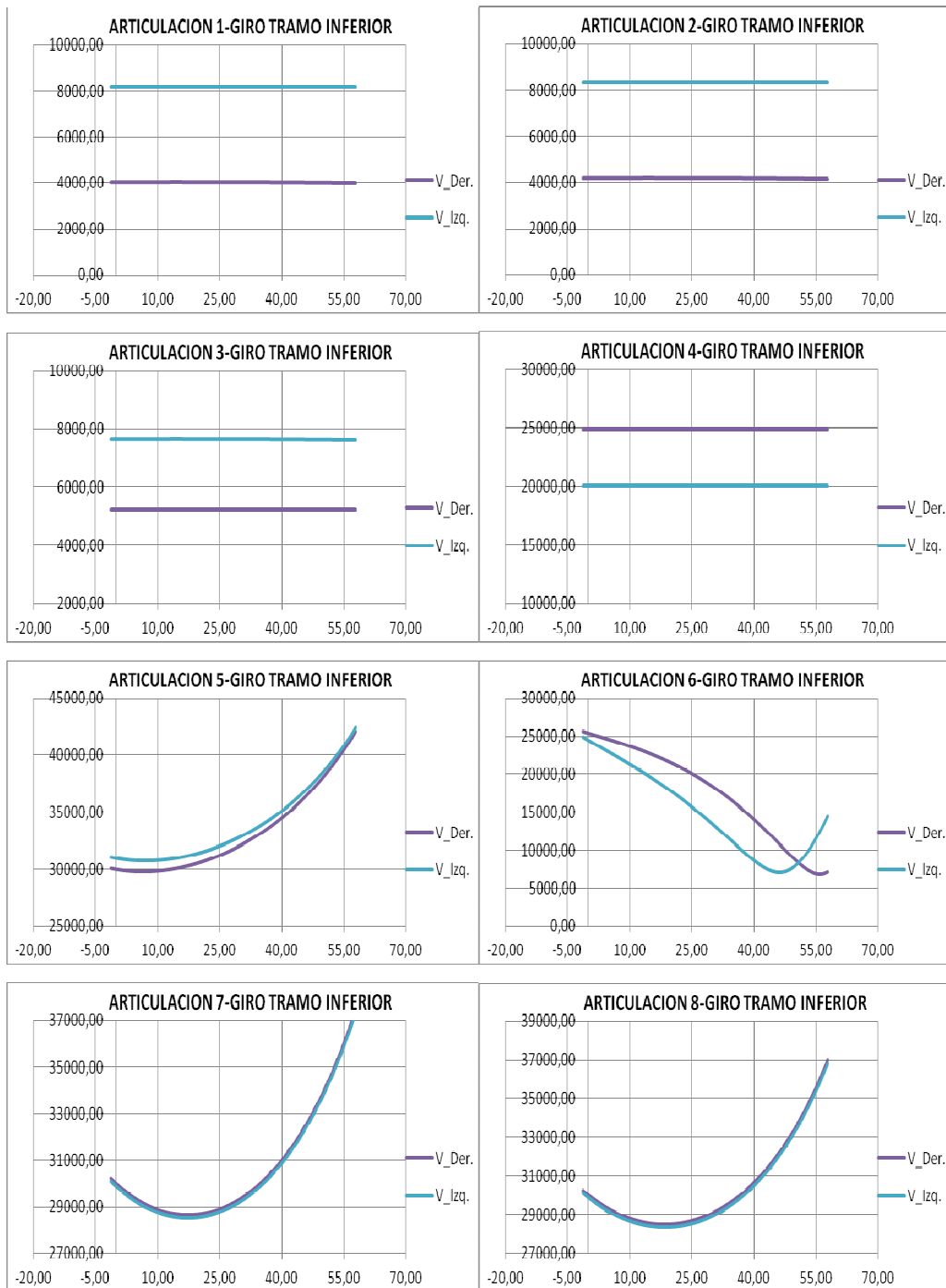


Figura 25.

Gráficos de variación de fuerzas resultantes en las articulaciones 1,2,3,4,5,6,7,8 en función del ángulo girado por el tramo inferior.

Los gráficos que se muestran de las articulaciones 1,2,3,4,5,6,7,8, en la figura 25 corresponden cada fila a un componente de la PEMP, es decir, en la primera fila se muestran los de la articulación 1 y 2 que son los correspondientes al tirante superior, en la segunda fila se muestran los de la articulación 3 y 4 que son los del brazo superior, en la tercera fila se muestran los de la articulación 5 y 6 que son los del brazo inferior, y por último en la cuarta fila se muestran los de la articulación 7 y 8 que son los correspondientes al tirante inferior.

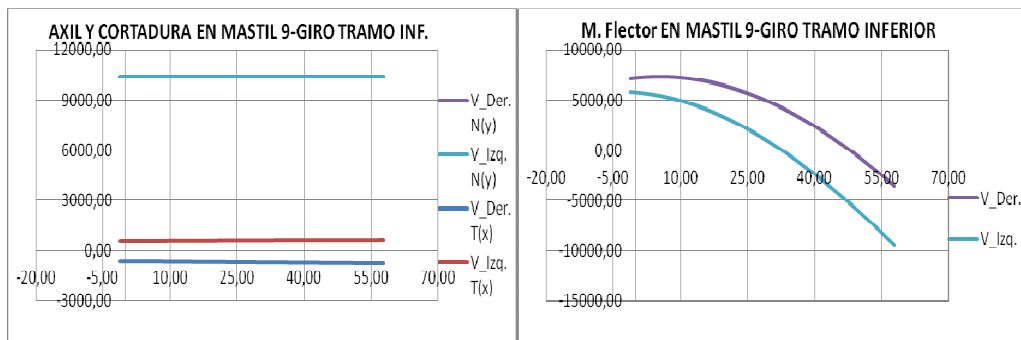


Figura 26.

Gráficos de variación de los esfuerzos de la unión 9 del mástil en función del giro del tramo inferior

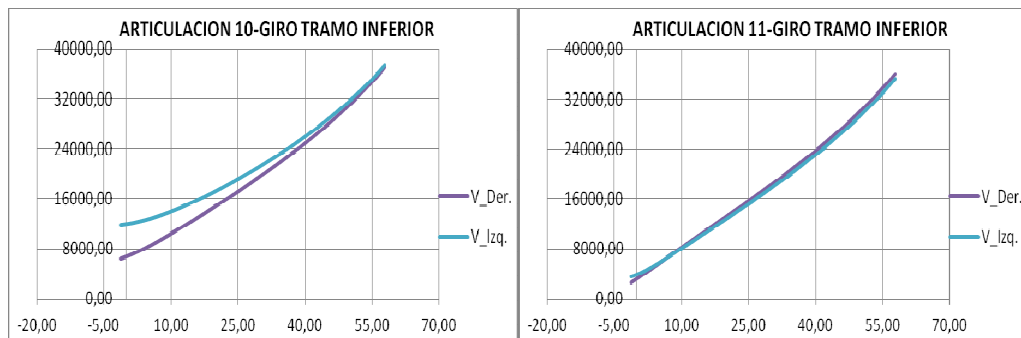


Figura 27.

Gráficos de variación de la fuerza de la articulación 10 y 11 en función del giro del tramo inferior.

La articulación 10 tiene lugar como la suma entre la articulación 4 y 5 y forma parte del anclaje intermedio. La articulación 11 tiene lugar como la suma entre la articulación 7 y 13' y forma parte del anclaje intermedio. El anclaje intermedio está compuesto por tres articulaciones la 2 la 10 y la 11.

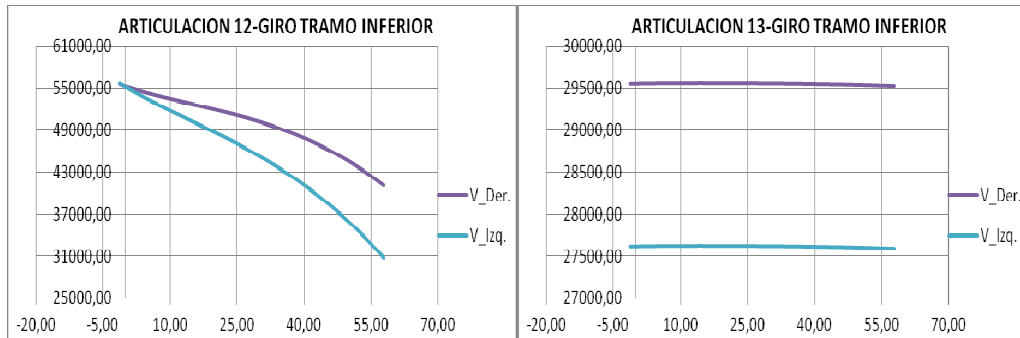


Figura 28.

Gráficos de variación de la fuerza de cada actuador hidráulico en función del giro del tramo inferior.

El actuador hidráulico superior ejerce su fuerza sobre dos articulaciones la 13 y la 13', la 13 forma parte junto con la articulación 3 y 4 del brazo superior y la 13' se encuentra en el anclaje intermedio que junto con la articulación 7 pasan a llamarse articulación 11. El actuador hidráulico inferior ejerce su fuerza sobre la articulación 12 y 12', la 12 forma parte junto con la articulación 5 y 6 del brazo superior y la 12' forma parte del mástil junto con la articulación 6 y 8 y la unión 9.

4.3.1.3- CASO 3

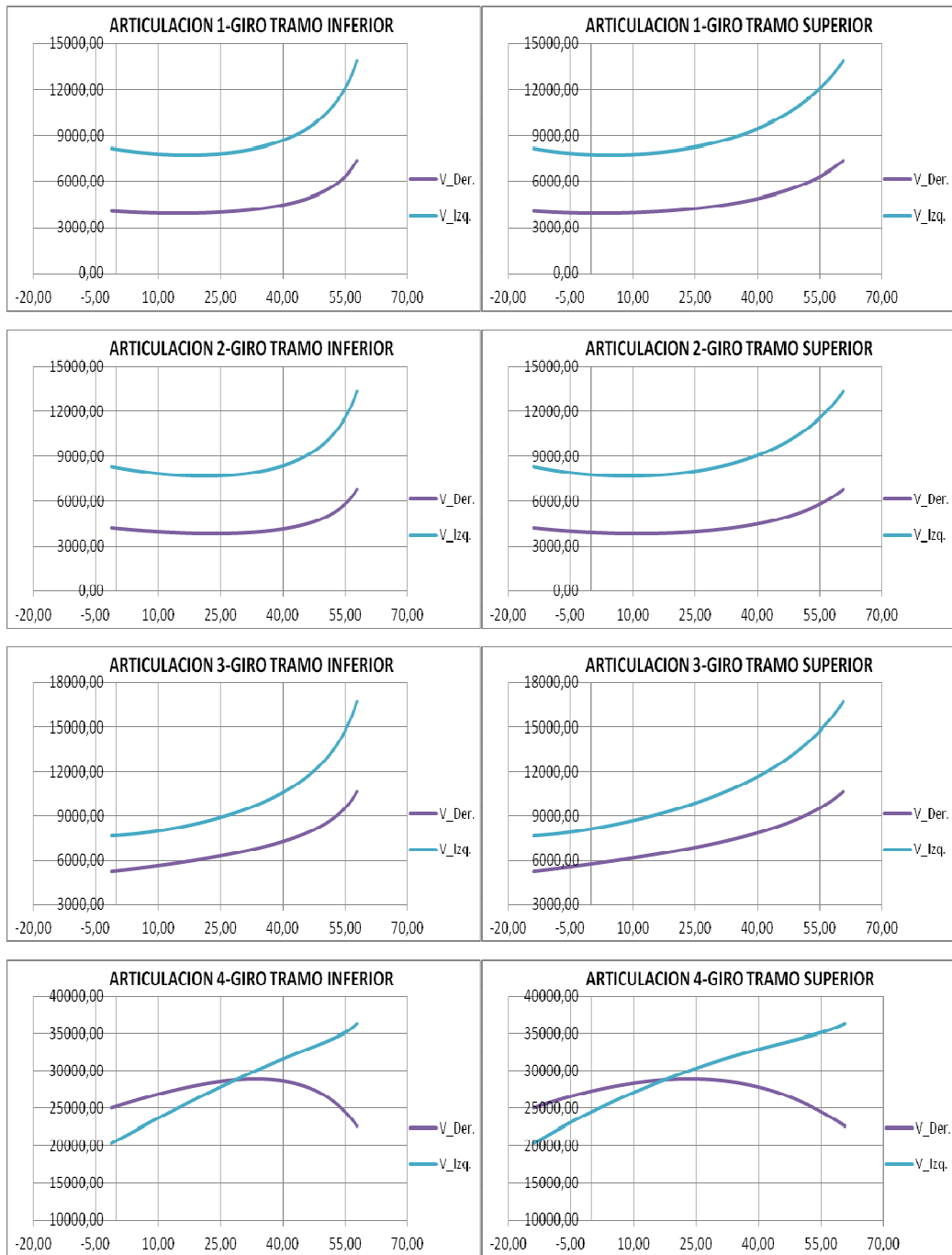


Figura 29.

Gráficos de variación de fuerzas resultantes en las articulaciones 1,2,3,4 en función del ángulo girado por el tramo inferior en las gráficas de la izquierda y en función del ángulo girado por el tramo superior en las gráficas de la derecha.

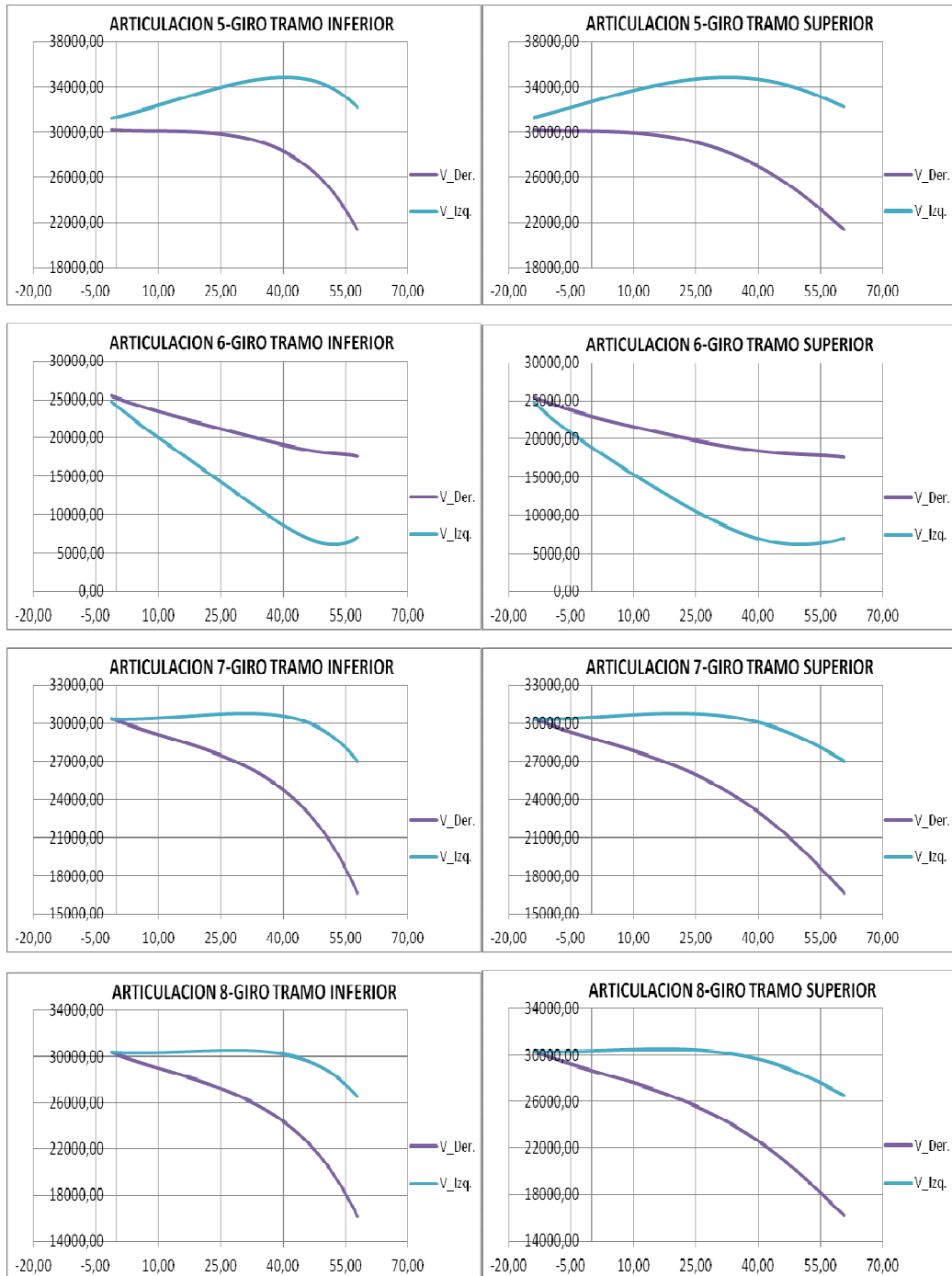


Figura 30.

Gráficos de variación de fuerzas resultantes en las articulaciones 5,6,7,8 en función del ángulo girado por el tramo inferior en las gráficas de la izquierda y en función del ángulo girado por el tramo superior en las gráficas de la derecha.

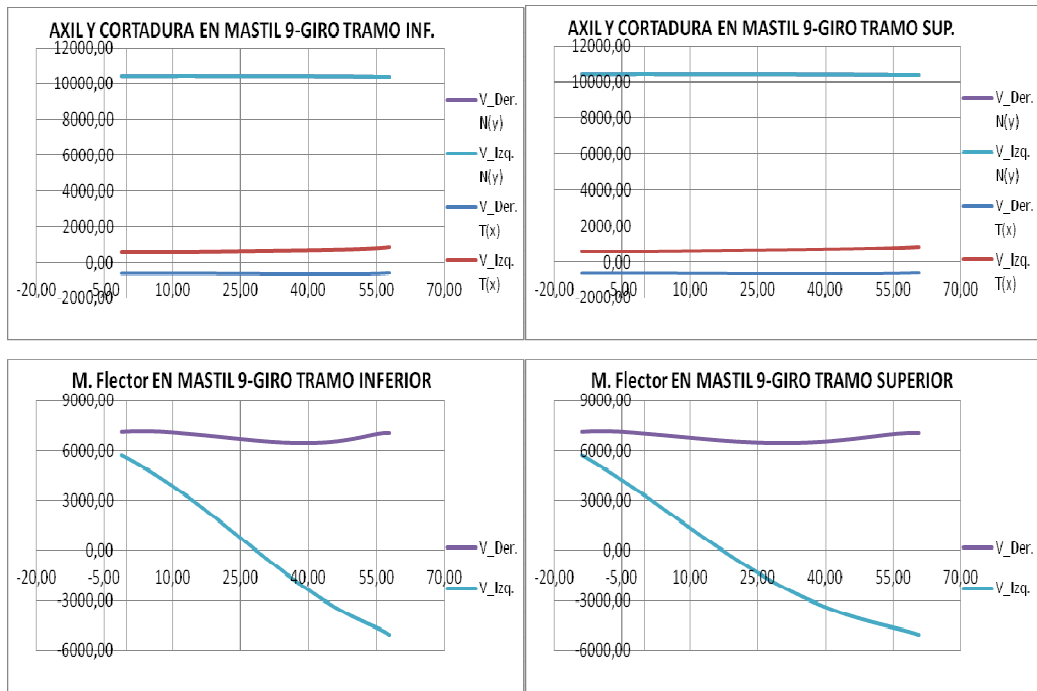


Figura 31.

Gráficos de variación de los esfuerzos de la unión 9 del mástil en función del giro del tramo inferior en la lado izquierdo y en funcion del giro del tramo superior en el lado derecho.

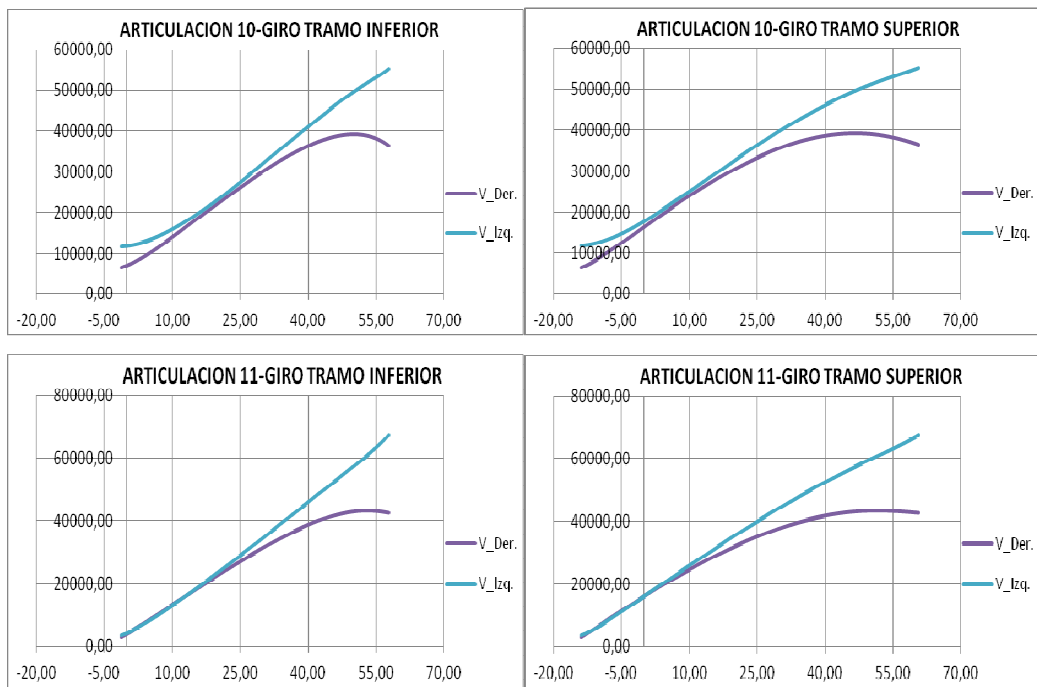


Figura 32.

Gráficos de variación de la fuerza de la articulación 10 y 11 en función del giro del tramo inferior en la lado izquierdo y en funcion del giro del tramo superior en el lado derecho.

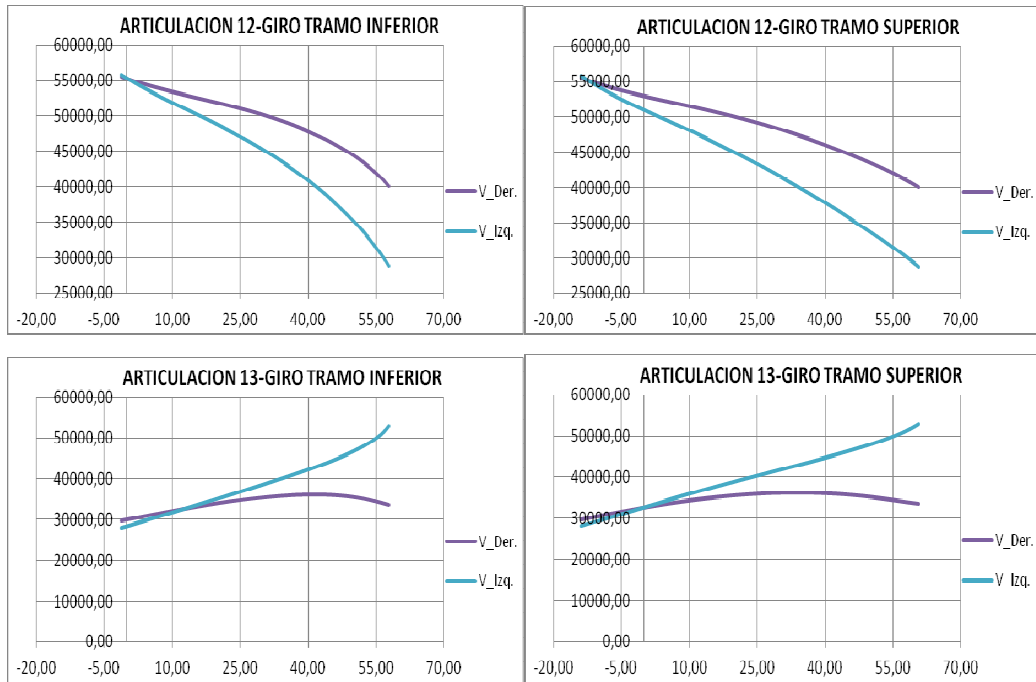


Figura 33.

Gráficos de variación de la fuerza de cada actuador hidráulico en función del giro del tramo inferior en la lado izquierdo y en función del giro del tramo superior en el lado derecho.

4.3.1.4- CONCLUSIONES

- Como se puede apreciar en todas la gráficas, existe una fuerte dependencia entre el valor de la resultante de cada articulación y el ángulo de inclinación del correspondiente tramo con la horizontal.
- En cuanto a los actuadores hidráulicos, para el caso del actuador inferior la fuerza que deberá realizar para poder extenderse será mayor cuando el viento sople hacia la derecha que si sopla para la izquierda. Esta resultante irá disminuyendo según vaya aumentando la inclinación de cada brazo, excepto para el caso 1 que permanecerá a efectos prácticos constante en función del giro y del viento, en cuanto al actuador superior, se puede observar que para el caso 1 y caso 3 su comportamiento es muy similar, incrementando su fuerza a razón del aumento del giro, y apreciándose más la diferencia entre las fuerzas para cada dirección del viento conforme va ganando inclinación, siendo el viento hacia la izquierda el que más sollicitación crea. Para el caso 2 hay una notable diferencia entre las fuerzas del actuador superior cuando hay viento a izquierda y viento a derecha, siendo este último el más desfavorable, las fuerzas se mantendrán constantes a lo largo del giro del tramo inferior para este caso.

A continuación se va a realizar una evaluación para cada articulación en concreto:

- En la articulación 1 la dirección del viento más desfavorable para cualquier combinación de cargas posibles será cuando sopla hacia la izquierda, el comportamiento en función del ángulo es el mismo independientemente del la dirección del viento. Para el caso 1 y 3 desde su posición inicial hasta que el brazo superior forma un ángulo entre 3° y 5° grados el valor de la fuerza disminuye hasta su valor mínimo, posteriormente el valor de la fuerza aumenta conforme aumenta la inclinación del brazo superior. En el caso 2 los valores permanecerán prácticamente constantes a lo largo del ciclo.

- El comportamiento en la articulación 2 como se puede apreciar en todos los gráficos es similar al de la articulación 1, obteniéndose los valores máximos y mínimos de similar magnitud a los de la articulación 1 y prácticamente a la misma inclinación.
- En la articulación 3 la dirección del viento únicamente influye en la magnitud de la fuerza que debe soportar, siendo en todas las combinación más desfavorable hacia la izquierda. El módulo de la fuerza que debe soportar crece a razón que lo hace la inclinación del brazo superior, al cual pertenece. En el caso 2 la magnitud de la fuerza permanecerá constante debido a que en este caso el brazo superior permanece inmóvil.
- En la articulación 4 la resultante máxima en el inicio del movimiento se da cuando el viento sopla hacia la derecha, y al final del movimiento se da cuando el viento sopla hacia la izquierda. Se observa en la gráfica una intersección entre las distintas curvas de fuerzas resultantes debidas a ambas direcciones del viento, esta situación se presenta cuando el brazo superior forma un ángulo de 17° grados respecto de la horizontal. En el caso 2 la magnitud de esta fuerza permanecerá constante debido a que en este caso el brazo superior permanece inmóvil.
- En la articulación 6 se observa que cuando solo se eleva el tramo superior la magnitud de su resultante aumenta a razón de cómo se eleva este tramo, sin embargo cuando se eleva el tramo inferior o bien para el caso 2 o el caso 3, el comportamiento de esta resultante es bien distinto, presentándose en líneas generales una disminución de la resultante a razón de cómo aumenta el ángulo girado por el tramo inferior. Para el caso 2 y 3 se observa al final del recorrido máximo de inclinación un cambio de tendencia ascendente, llegando incluso a ser más desfavorable el viento hacia la izquierda para el caso 2 siendo que en un principio para todos los casos lo eran las curvas de resultantes para la combinación de cargas con viento hacia la derecha.

- La Articulación 5, 7 y 8 se comportan de un modo similar entre ellas, en las articulaciones 7 y 8 al igual que ocurría entre la articulación 1 y 2 se comportan de un modo casi idéntico. Se observa que la magnitud de la fuerza disminuye según va elevándose el tramo superior, esto en parte es así porque se va aplicando mas carga en el actuador superior y por consiguiente se va aligerando la carga en el tirante inferior, sin embargo para el caso 2 cuando el tramo inferior se eleva y el superior permanece inmóvil la magnitud de la fuerza en estas articulaciones aumenta a razón de cómo aumenta el ángulo de inclinación del brazo inferior. Para el caso 1 y 3 donde se eleva el brazo superior la resultante máxima se dará a lo largo de toda la curva cuando el viento sopla hacia la izquierda presentándose un máximo algo más pronunciado en el caso 3 para la articulación 5, en el caso 2 la diferencia entre las fuerzas debidas a las diferentes direcciones del viento se mantiene inapreciable a lo largo del movimiento.
- En la unión 9 el esfuerzo axial (vertical) es prácticamente el mismo para cada una de las combinaciones de cargas, ya que se debe al peso propio de la maquina que permanece constante durante el movimiento, este axial variara muy levemente debido únicamente a la carga del aire; Para el caso de cortadura esta también presentara valores muy similares para cada combinación de cargas, el sentido del cortante dependerá únicamente de la dirección del viento; En cuanto al momento flector en todos los casos será más desfavorable cuando el viento sopla hacia la derecha y esto es así porque el centro de gravedad de la parte superior de la PEMP se encuentra situado en la parte de la derecha del eje del mástil y contribuye junto con la fuerza del viento a generar un mayor momento flector. Dependiendo de la dirección del viento cuando el centro de gravedad se desplaza hacia la izquierda del eje del mástil el sentido del momento flector puede variar de signo.

- Las articulaciones 10 y 11 son resultado de la suma de otras articulaciones que confluyen en el mismo punto de unión (anclaje intermedio), se han querido representar estas curvas para saber la influencia que representan este conjunto de fuerzas aplicadas sobre el anclaje intermedio, como se puede observar ambas resultantes en cada articulación aumentan en magnitud a medida que aumenta la inclinación de los diversos tramos, siendo notablemente más desfavorable para el caso 3 cuando la PEMP se encuentra en su posición más elevada, la influencia del viento no es muy notable para el caso 2, sin embargo para los casos 1 y 3 se empieza a notar cada vez mas según aumenta la inclinación.
- Las articulaciones 12, 12',13 y 13 se comportan igual que los cilindros a las que se hayan unidas debido a que sobre estas articulaciones ejercen su fuerza.

A continuación se va a realizar una evaluación en líneas generales para el tramo superior y el tramo inferior:

- En el tramo superior se observa que cuando el viento ejerce su empuje hacia la izquierda esta parte se encuentra más solicitada que cuando lo ejerce hacia la derecha, también se observa que la magnitud de las fuerzas en cada articulación aumenta a razón que aumenta el ángulo de inclinación del tramo superior, excepto para la curva de la articulación 4 cuando el viento sopla hacia la derecha, que presenta ciertos cambios.
- En el tramo inferior en líneas generales se observa que para el caso 1 y 2 la tendencia de las curvas es a disminuir a razón del aumento de inclinación de cada tramo y también se observa que es más desfavorable el viento hacia la izquierda, excepto para la articulación 6 que se comporta de manera inversa, es decir, aumenta en vez de disminuir y presenta mayor sollicitación con viento hacia la derecha. El caso 3 en el tramo inferior es muy similar a los casos 1 y 2 excepto por una ligera diferencia que es que en la articulación 6 tiene para este caso la misma tendencia a disminuir de resultante en función de la inclinación al igual que el resto de las articulaciones del tramo inferior (articulaciones 5,7 y 8).

4.3.2- FUERZAS MÁXIMAS

En esta parte de análisis se van a analizar los valores máximos a los que pueden estar solicitados las diferentes articulaciones de la maquina dependiendo de cada caso de elevación posible. El documento Excel sobre el que se basa este análisis se encuentra en el CD que acompaña al proyecto en la carpeta de “Desarrollos” con el nombre de “Fuerzas máximas-combinación de carga.xls”.

Gracias a este análisis posteriormente en este proyecto se podrá estudiar la resistencia de los pernos, de los alojamientos de los pernos y de los casquillos antifricción.

Se muestran diagramas de barras agrupados según cada caso de elevación, en el eje de ordenadas se encuentra el valor de la fuerza en Newton, en el eje de abscisas están los nombres para cada caso de elevación, las barras se representan de dos colores diferentes, azul cuando el viento sopla hacia la derecha y rojo cuando el viento sopla hacia la izquierda.

En el diagrama de los cilindros se muestra la fuerza máxima que deben vencer para poder realizar el movimiento, y en los diagramas de las articulaciones lo que se muestra es el módulo de la fuerza máxima a la que se hallan sometidos para cada uno de los tres casos.

Diagramas:

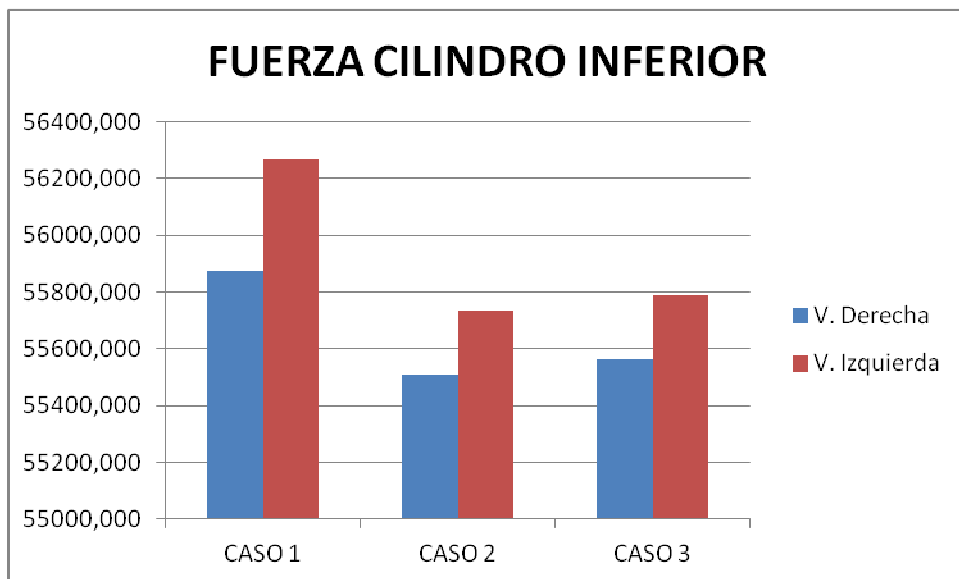


Figura 34.

Fuerzas máximas en cilindro superior.

El valor máximo que obtenemos tiene lugar cuando el viento ejerce una fuerza hacia la izquierda, este valor máximo se da para el caso 1 cuando el cilindro inferior se encuentra replegado y el brazo superior forma un ángulo de 42.766 grados con la horizontal.

Este diagrama es el mismo que el del pasador 12 ya que es ahí donde se une el cilindro inferior con el brazo inferior, así que el diagrama debido a la articulación 12 se omitirá para que no sea redundante.

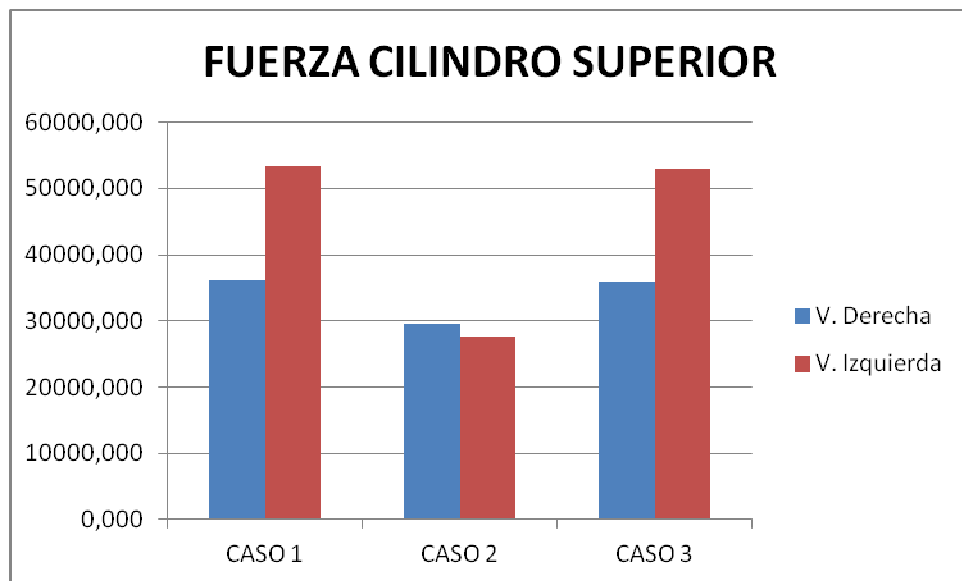


Figura 35.

Fuerzas maximas en cilindro infeior.

El valor máximo que obtenemos tiene lugar cuando el viento ejerce una fuerza hacia la izquierda, este valor máximo se da para el caso 1 cuando el cilindro inferior se encuentra replegado y el cilindro superior se encuentra totalmente extendido formando un ángulo con la horizontal de 60,68° grados.

Al igual que ocurre en el diagrama anterior ,este diagrama es el mismo que el de la articulación 13 ya que es el lugar donde se une el cilindro superior con el brazo superior, así que el diagrama debido al pasador 13 se omitirá para que no sea redundante.

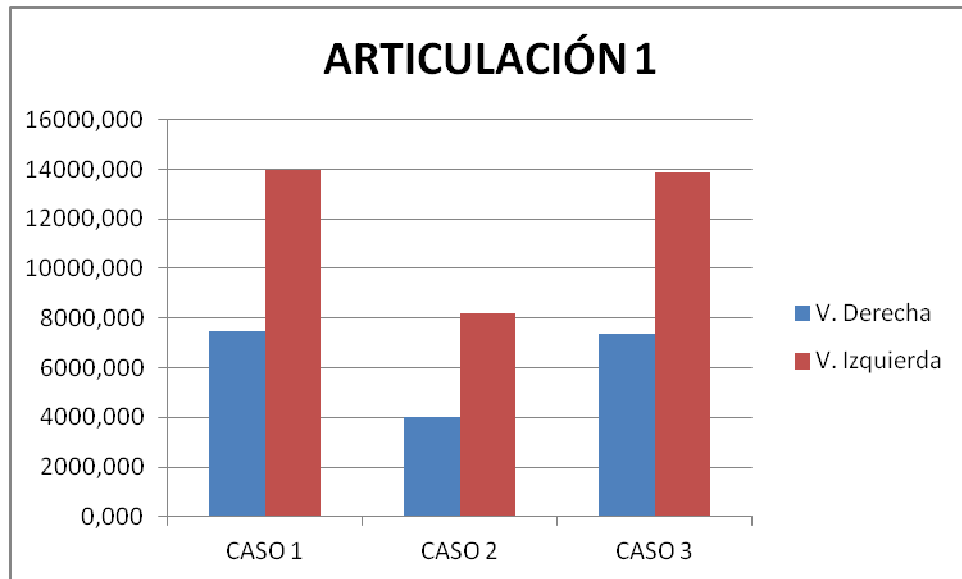


Figura 36.

Fuerzas maximas en articulacion 1.

En la articulación 1, los valores del caso 1 y del caso 3 son muy similares, siendo la combinación de cargas del caso 1 la del valor máximo que tiene lugar cuando el viento sopla hacia la izquierda y exactamente cuando el brazo superior forma un ángulo de 60,68 grados y el inferior un ángulo de -2,348 grados, es decir cuando el cilindro superior se encuentra en su punto máxima extensión.

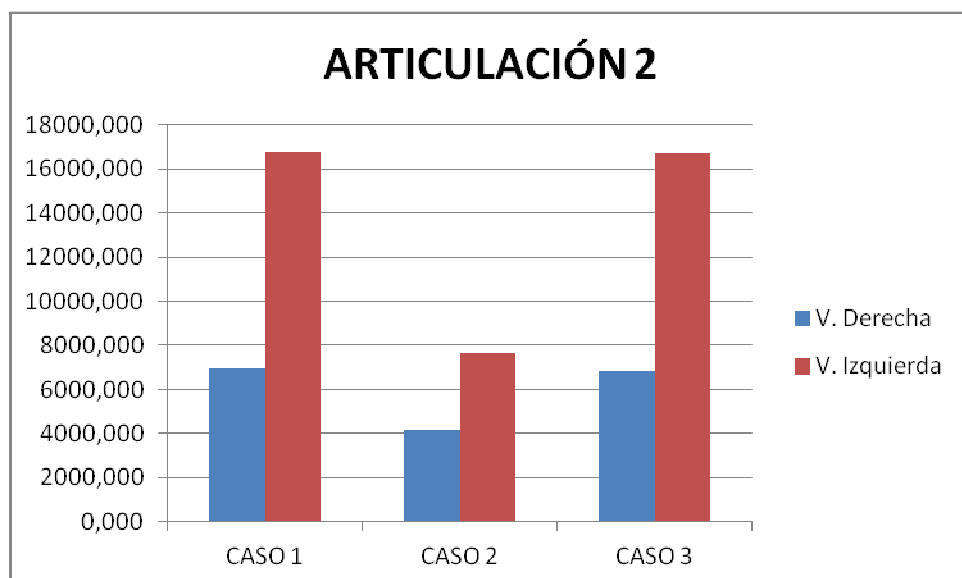


Figura 37.

Fuerzas maximas en articulacion 2.

En la articulación 2, los esfuerzos de esta articulación son muy similares a la articulación descrita anteriormente (articulación 1), esto es debido a que la barra que lo une (tirante superior) prácticamente solo trabaja a tracción, por lo que el esfuerzo de una articulación pasa hasta el otro a través de la barra, los esfuerzos debidos a su propio peso y a la fuerza de empuje del aire son casi despreciables en comparación del esfuerzo debido a la tracción. La combinación de cargas y posición más desfavorable por consiguiente será la misma al de la articulación 1.

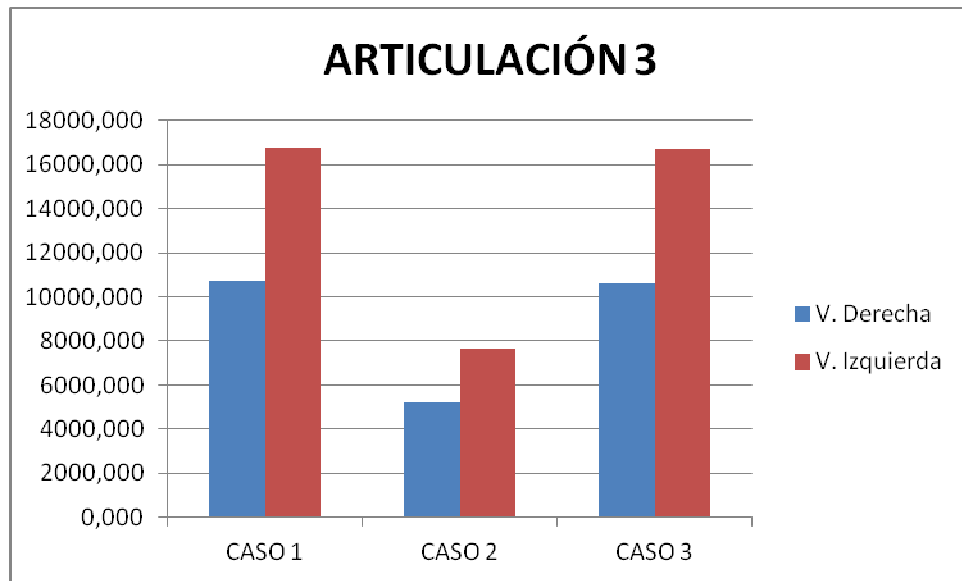


Figura 38.

Fuerzas maximas en articulacion 3.

En la articulación 3, el comportamiento de esta articulación es similar a los comentados anteriormente, obteniéndose también los valores máximos en el caso 1 con la combinación de cargas que genera el viento hacia la izquierda, cuando el brazo superior está en su máxima inclinación y el brazo inferior se encuentra totalmente recogido.

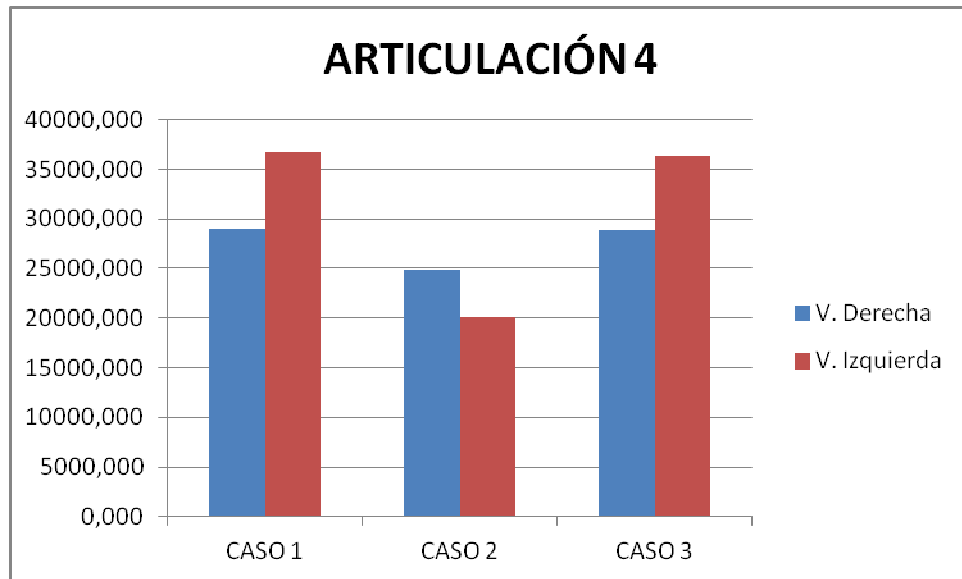


Figura 39.

Fuerzas maximas en articulacion 4.

En la articulación 4, al igual que ocurre con las otras tres articulaciones anteriores en esta articulación los esfuerzos encontrados en el caso 1 y el caso 3 son muy similares, observándose en estas cuatro articulaciones una mínima dependencia con la extensión del cilindro inferior y una considerable afectación por la dirección que lleva el viento. Su valor máximo también será para el caso 1, cuando la inclinación del brazo superior es máxima y la del brazo inferior es mínima con un valor de -2.348 grados (mínima extensión del cilindro inferior).

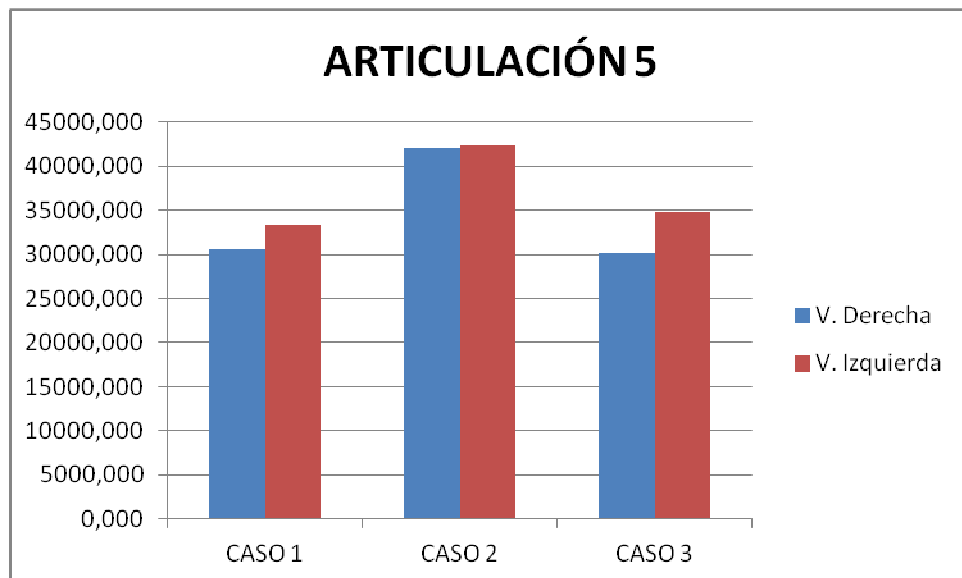


Figura 40.

Fuerzas maximas en articulacion 5.

La articulación 5 forma parte del brazo inferior, así que es lógico que sea en el caso 2 cuando este se eleva por completo cuando se encuentre su mayor esfuerzo. El valor máximo que obtenemos tiene lugar para el caso 2 con viento hacia la izquierda, y cuando el brazo inferior llega a su inclinación máxima formando un ángulo con la horizontal de 57,857 grados.

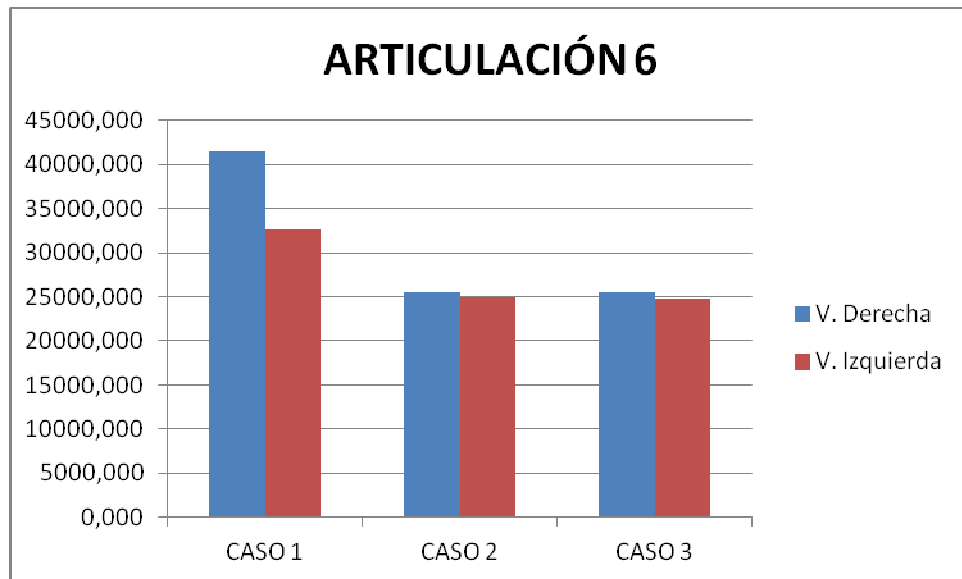


Figura 41.

Fuerzas maximas en articulacion 6.

La articulación 5 en el caso 2 y caso 3 se ve poco influenciado por la y la dirección del viento. El máximo esfuerzo tiene lugar en el caso 1 cuando el brazo superior se encuentra en su posición más inclinada y el viento sopla hacia la derecha, esto es debido a que con esa combinación de cargas se ejerce una palanca superior en el pasador 6 que deriva en un aumento notable de la compresión, esta compresión junto con las demás del brazo inferior serán objeto de estudio posteriormente en este proyecto en un análisis a pandeo.

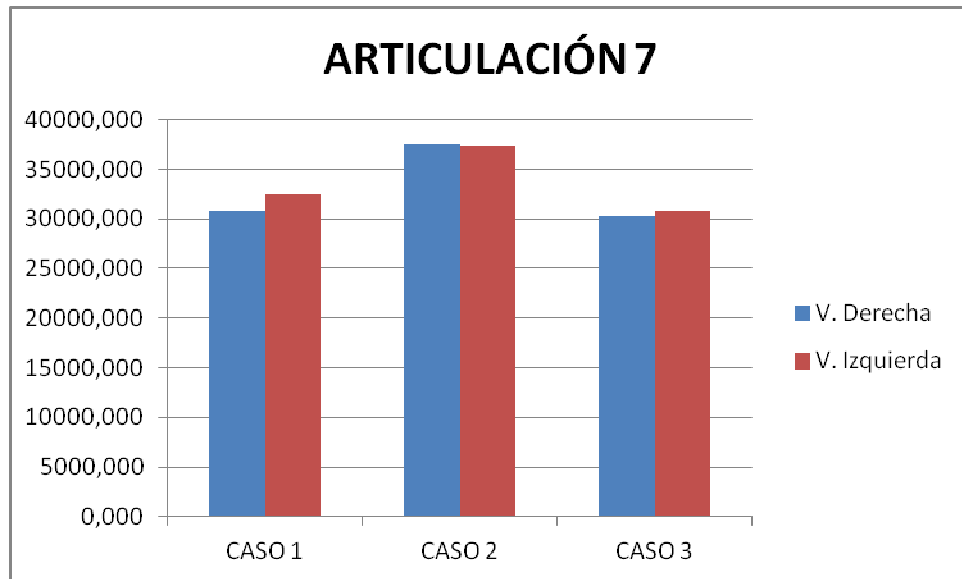


Figura 42.

Fuerzas maximas en articulacion 7.

En la articulaci3n 5 la dependencia del esfuerzo con la direcci3n del viento es peque1a, dando la direcci3n del viento a derecha valores ligeramente inferiores para el caso 1 y el caso 3, y ligeramente superior para el caso 2, en el cual se encontrar1 su m1ximo esfuerzo cuando el brazo inferior est1 en su posici3n de m1xima inclinaci3n.

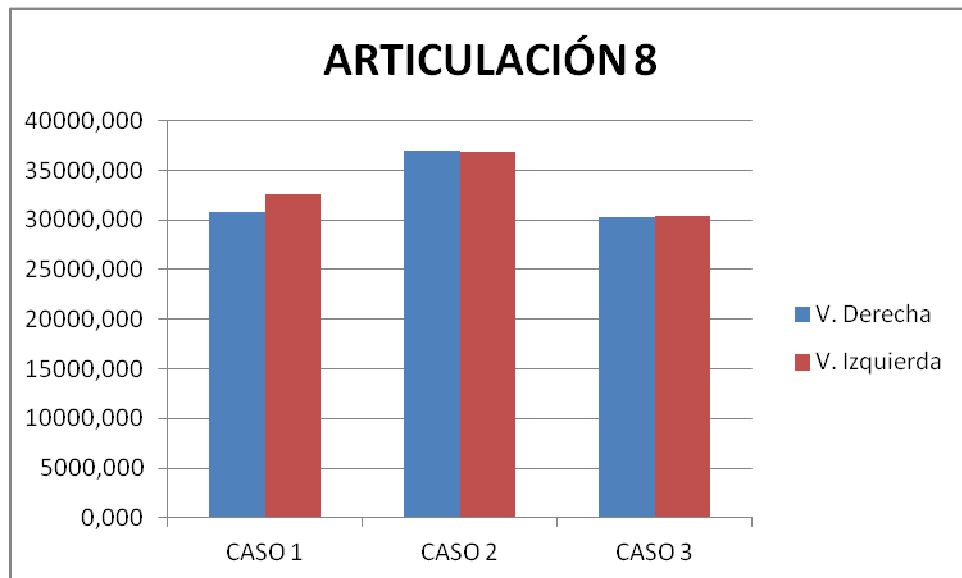


Figura 43.

Fuerzas maximas en articulacion 8.

En la articulación 8 el comportamiento es idéntico al pasador 7, por las mismas razones que ocurría entre el pasador 1 y 2, pero en este caso tratándose del tirante inferior. En este caso el tirante inferior que une estas dos articulaciones también trabaja a tracción.

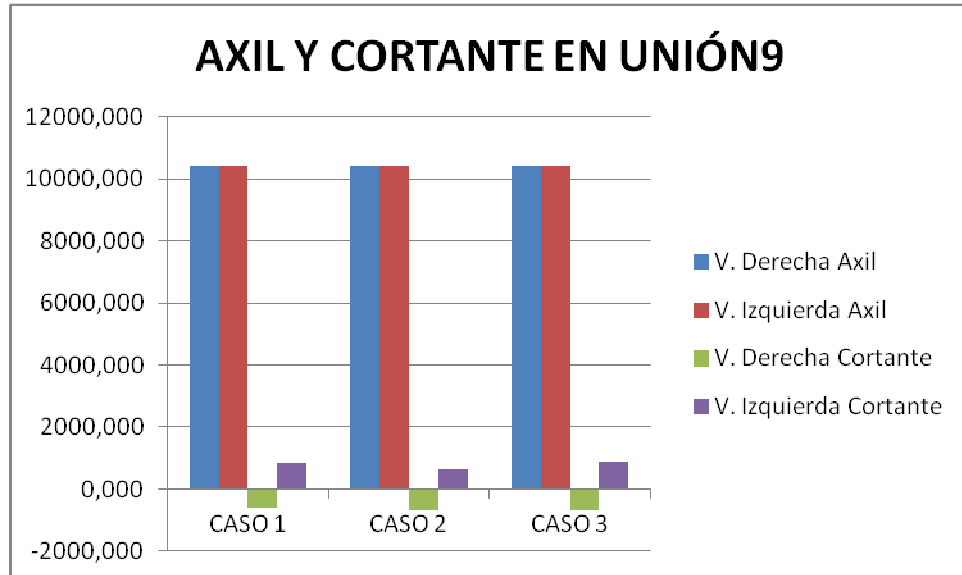


Figura 45.

Axiles y cortantes maximos en unión 9.

En este diagrama se detallan las fuerzas de reacción que debe ejercer esta unión rígida perteneciente al mástil, estas fuerzas máximas son axiles y cortantes. En este caso se observa practicamente un axil igual para cada uno de los tres casos y se debe a que el peso propio de la PEMP no varia en cada caso, este tiene una dirección vertical y de sentido negativo. En el cortante se observa un claro cambio del sentido de la fuerza que se debe al cambio de sentido del viento, siendo valores negativos cuando este solpla a derecha y viceversa. El valor máximo será en el caso 3 con viento a izquierda cuando la PEMP esta en su máxima altura de trabajo (máxima extensión de los cilindros).

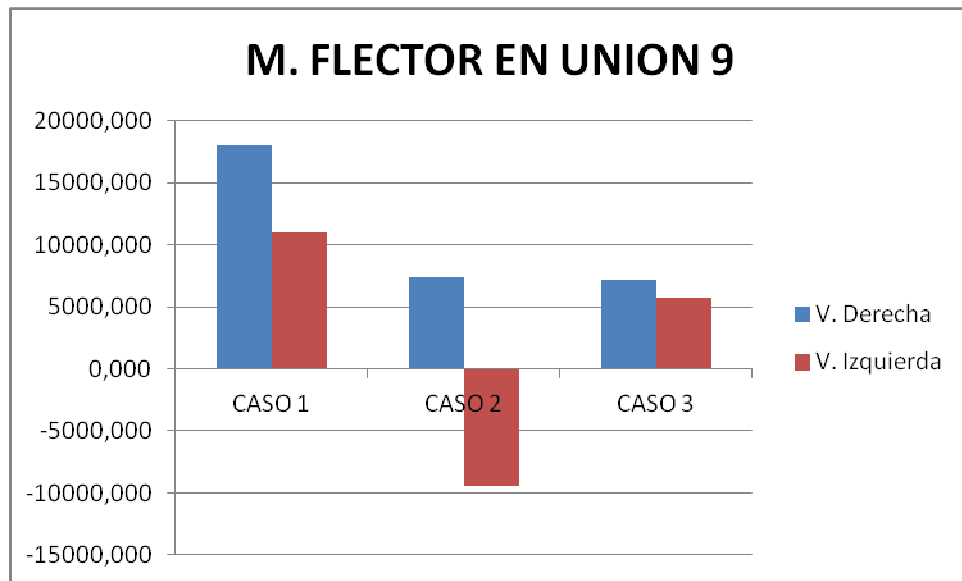


Figura 45.

Momentos flectores maximos en unión 9.

Para el momento flector en 9 la posición mas desfavorable será cuando el brazo superior está totalmente extendido en el caso 1, ya que es en este instante cuando mas desplazado queda hacia la derecha el centro de gravedad del conjunto. A esto se le sumara el momento flector generado cuando el viento sopla hacia la creando asi el momento flector máximo.

Se observa para el caso 2 una diferencia de sentido del momento flector máximo, esto se debe al desplazamiento del centro de gravedad de la derecha a la izquierda del eje de rotación que se encuentra en el mástil, que en el caso 2 con viento hacia la izquierda consigue convertirse en la combinacion de cargas mas desfavorable para este caso.

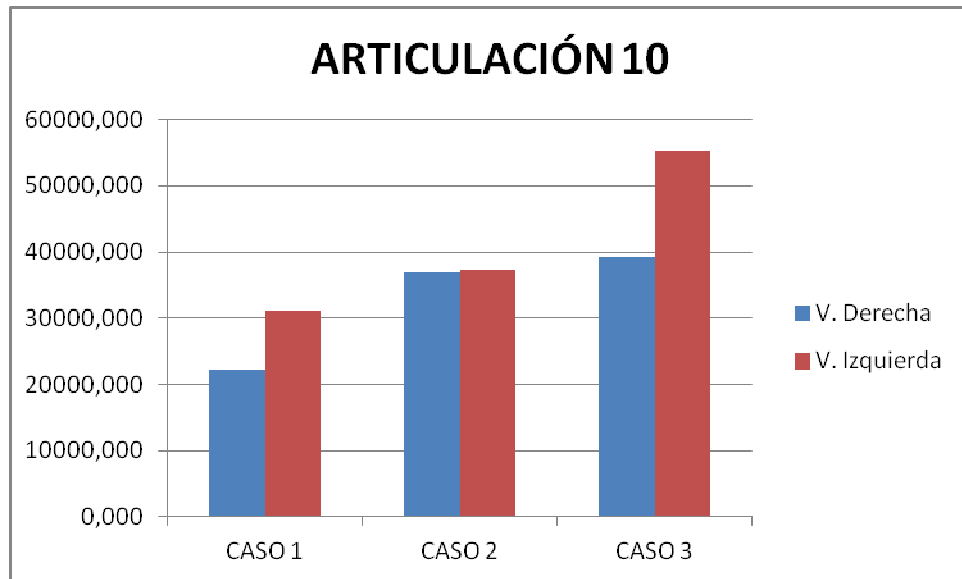


Figura 46.

Fuerzas maximas en articulacion 10.

Este diagrama de la articulación 10 es la suma de la articulación 4 perteneciente al brazo superior y de la articulación 5 perteneciente al brazo inferior, que determinarán los esfuerzos que deberá soportar el anclaje intermedio que es el que une el entramado de barras superior con el inferior. Su máximo se presenta en el caso 3 con viento hacia la izquierda en su posición más elevada.

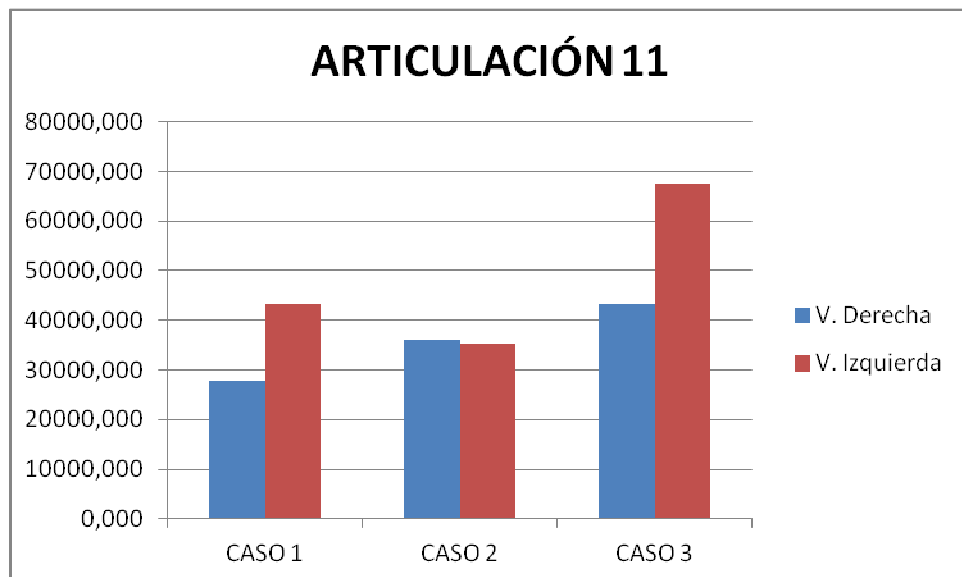


Figura 47.

Fuerzas maximas en articulacion 11.

Al igual que con el diagrama anterior, este diagrama de la articulación 11 sera la suma de la articulación 7 perteneciente al tirante inferior y el cilindro superior. La cual determinará los esfuerzos máximos a los que estará sometido el anclaje intermedio en dicha unión. Su máximo se presenta en el caso 3 con viento hacia la derecha en su posición más elevada.

4.3.3- FUERZAS SOBRE COMPONENTES

Los brazos de la plataforma elevadora son los que se ven sometidos a las fuerzas de los cilindros, debido a ello requerirán mayor sección que el resto del entramado.

En esta parte del proyecto se van a estudiar con más detenimiento las fuerzas que son aplicadas sobre el brazo superior, el brazo inferior, el tirante superior, el tirante inferior, el anclaje intermedio y por último el mástil, y se hará descomponiendo estas fuerzas en la dirección de la barra (esfuerzo axial (N)), y la dirección perpendicular a la barra (esfuerzo cortante (T)), los resultados obtenidos en esta parte serán empleados para realizar el cálculo de estos elementos (el cálculo se llevará a cabo posteriormente en este proyecto).

La forma de detallar los esfuerzos es similar a la llevada a cabo en el apartado anterior, mediante diagramas de barras.

4.3.3.1- ESFUERZOS SOBRE BRAZO SUPERIOR

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estas articulaciones:

- Brazo superior
 - ART. 3
 - ART. 13
 - ART. 4

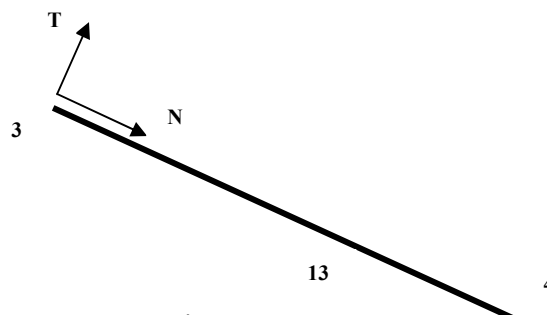


Figura 48.

Esfuerzos sobre el brazo superior.

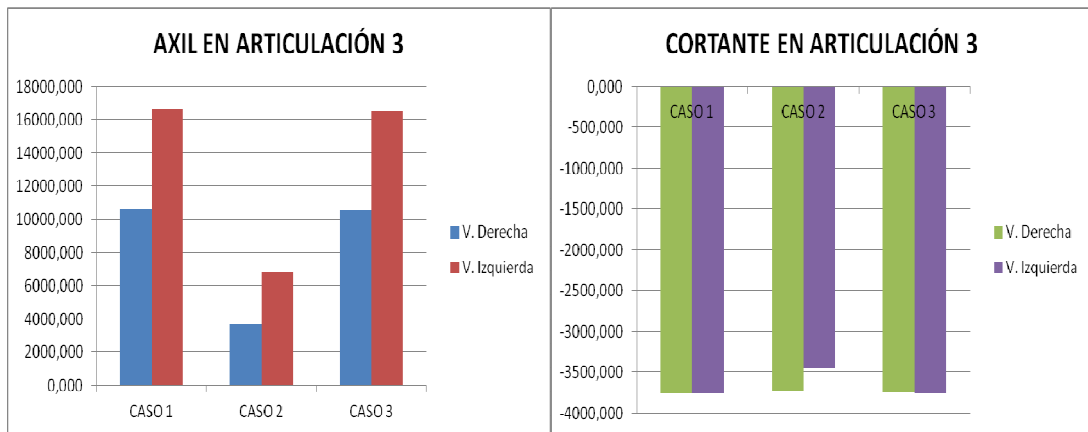


Figura 49.

Axiles y cortantes maximos en la articulaci3n 3.

Axil 3: Como se puede apreciar en el gr3fico el esfuerzo axil que se ejerce sobre el brazo superior en la articulaci3n 3 es pr3cticamente igual de para el caso 1 que para el caso 3, siendo notablemente m3s desfavorable con viento hacia la izquierda, en el caso 1 ser3 ligeramente superior el axil. Su posici3n m3s desfavorable ser3 la de m3xima inclinaci3n ya que el esfuerzo axil depende principalmente del 3ngulo de inclinaci3n del brazo superior con la horizontal.

Cortante 3: Los valores m3ximos del caso 1 y caso 3 son pr3cticamente independientes de la direcci3n del viento, esto es debido a que el valor m3ximo se obtiene para el instante en el que el brazo superior est3 en posici3n horizontal. Sin embargo para el caso 2 se observa una dependencia con el viento que se debe a que el brazo superior no se eleva y queda formando un 3ngulo con la horizontal el cual permite que el viento ejerza un empuje sobre su proyecci3n vertical, rest3ndole o sum3ndole esfuerzo en la articulaci3n en funci3n de la direcci3n en la que sopla el viento. La fuerza m3xima se debe al peso de los operarios, herramienta y conjunto de la cesta.

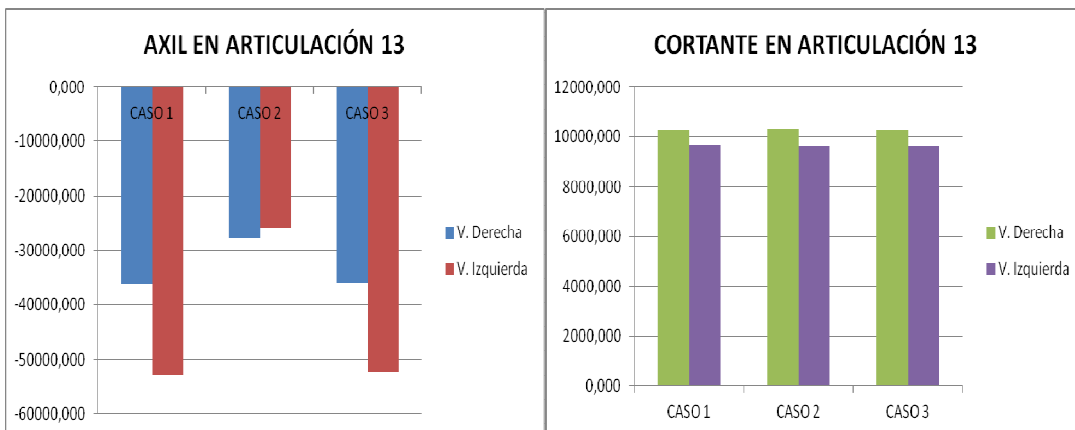


Figura 50.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 13.

Axil 13: Sobre este pasador se ejerce la fuerza del cilindro superior, los valores máximos se obtienen cuando el cilindro se encuentra extendido al máximo (1,6 m). El axil máximo será mayor cuando el viento ejerza su empuje hacia la izquierda en los casos 1 y 3, siendo algo más desfavorable para el caso 1.

Cortante 13: Los valores máximos se dan en el instante inicial de elevación del tramo 2º con viento hacia la derecha, siendo muy similar en cada uno de los diferentes casos de movimiento. Los valores mínimos que en este grafico no se detallan se obtienen cuando el cilindro superior se sitúa paralelo al brazo superior convirtiéndose toda la fuerza del cilindro en esfuerzo axil. Esto ocurre cuando forma un ángulo de 40,12º respecto la horizontal.

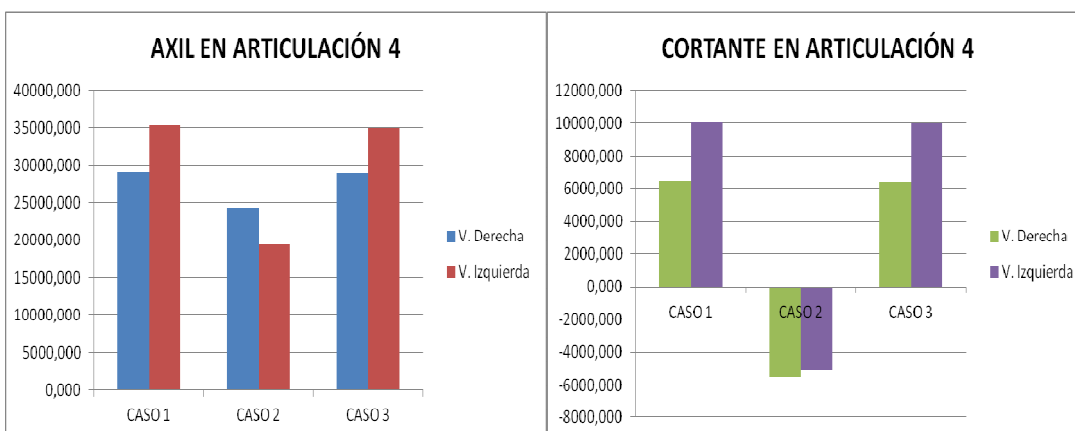


Figura 51.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 4.

Otra vez más como ocurría en los cuatro gráficos anteriores, se observa que el caso 1 y el caso 3 son prácticamente iguales, esto se debe a que sus esfuerzos máximos se dan con el movimiento del tramo 2º (en caso 2 el tramo 2º no cambia de inclinación).

Axil 4: el esfuerzo máximo se da en el caso 1 con viento hacia la izquierda cuando el tramo 2º muestra su máxima inclinación respecto la horizontal. Para el caso 2 el esfuerzo máximo axil se ve más favorecido cuando el viento sopla hacia la derecha.

Cortante 4: el esfuerzo máximo se da también para el caso 1 con viento hacia la izquierda cuando el tramo 2º muestra su máxima inclinación respecto la horizontal. En el caso 2 se dan valores máximos negativos, estos valores se presentan en cada uno de los casos en su instante inicial de elevación del tramo 2º. En el caso 2 al no elevar el tramo 2º estos valores se mantienen negativos en todo momento sin variar mientras el tramo 1º se mueve.

4.3.3.2- FUERZAS SOBRE BRAZO INFERIOR

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estos pasadores:

- Brazo inferior
 - ART. 6
 - ART. 12
 - ART. 5

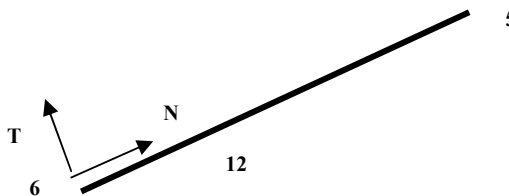


Figura 52.

Esfuerzos sobre el brazo inferior.

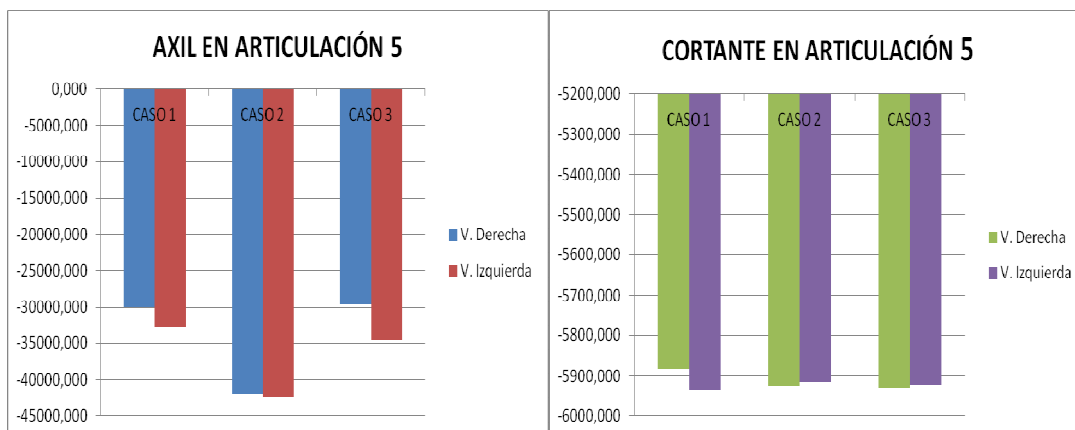


Figura 53.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 5.

Axil 5: El máximo se obtiene para el caso 2 cuando el brazo inferior se encuentra en su posición más inclinada, este gráfico es curioso porque en un principio lo que parecía más lógico es que el máximo axil lo encontráramos para el caso 3 cuando la PEMP se encontrara en su máxima elevación ya que crearía un mayor esfuerzo axil, pero no es así. La dependencia con el viento es leve.

Cortante 5: El valor del cortante máximo se ve mínimamente influenciado por la dirección del viento y es prácticamente igual para los 3 casos. El valor máximo se da para el caso 1 en el instante inicial de elevación con viento a la izquierda.

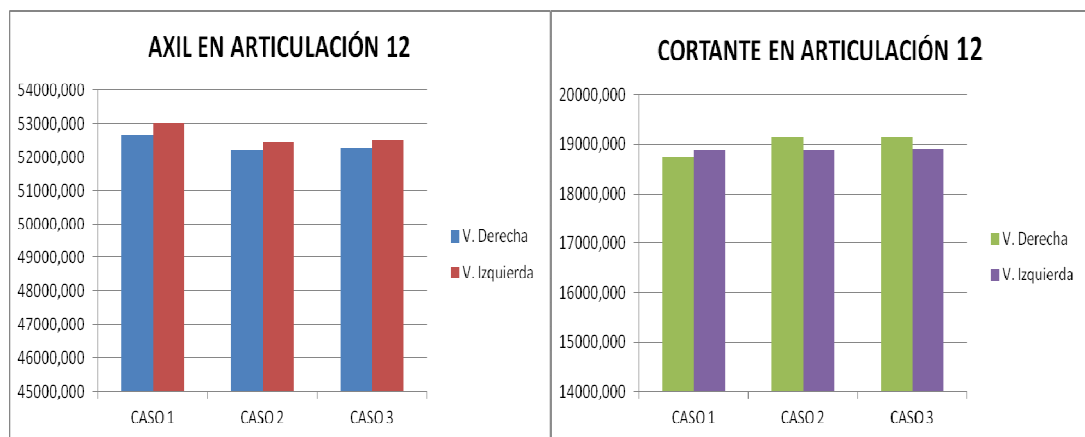


Figura 54.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 12.

Axil 12: El esfuerzo axil en este pasador es debido a la fuerza que ejerce el cilindro inferior y se ve influenciado por la dirección que lleve el viento ya que influye en la magnitud de la fuerza necesaria para realizar el movimiento. El máximo se da para el caso 1, siendo este valor prácticamente constante a lo largo del movimiento. Curiosamente el máximo se da cuando el brazo superior y el cilindro superior se encuentran paralelos, contrario a lo que se podría esperar, es decir, que el máximo axil sucediera en su máxima inclinación del brazo inferior y superior (para el caso 3).

Cortante 12: El valor máximo es prácticamente el mismo para el caso 2 y el caso 3, lo cual quiere decir que no depende de la inclinación del brazo superior, el máximo tiene lugar cuando el brazo inferior presenta un ángulo de 8,295° grados respecto la horizontal. En cuanto al viento el cortante mayor en este caso se da con viento a la derecha, ya que con el viento en esta dirección crea una mayor palanca sobre el cilindro inferior.

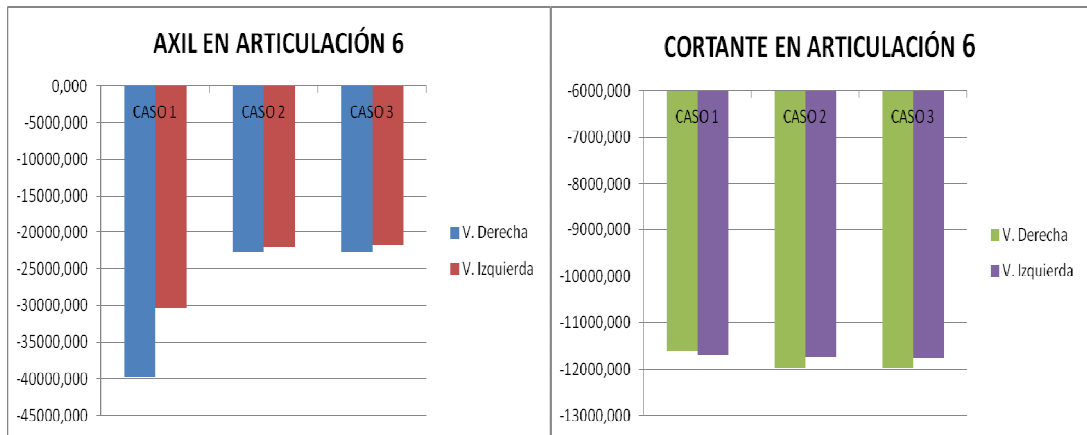


Figura 55.

Axiles y cortantes maximos en la articulaci3n 6.

Axil 6: Se obtiene el m3ximo valor cuando el brazo superior se encuentra en su posici3n de m3xima inclinaci3n y el viento sopla hacia la derecha para el caso 1. La direcci3n del viento ejerce bastante influencia sobre la magnitud del axil.

Cortante 6: El valor m3ximo es pr3cticamente el mismo para el caso 2 y el caso 3, por lo que no depende de la inclinaci3n del brazo superior, el m3ximo tiene lugar cuando el brazo inferior forma un 3ngulo de 8,29° respecto la horizontal. El cortante mayor en este caso se da con viento a la derecha, ya que crea una mayor palanca sobre la articulaci3n.

4.3.3.3- FUERZAS SOBRE TIRANTE SUPERIOR

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estos pasadores:

- Tirante superior
 - ART. 1
 - ART. 2

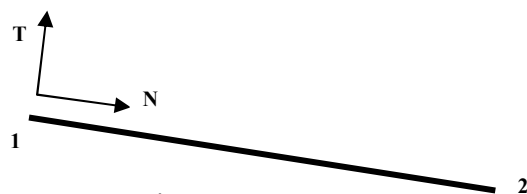


Figura 56.

Esfuerzos sobre el tirante superior.

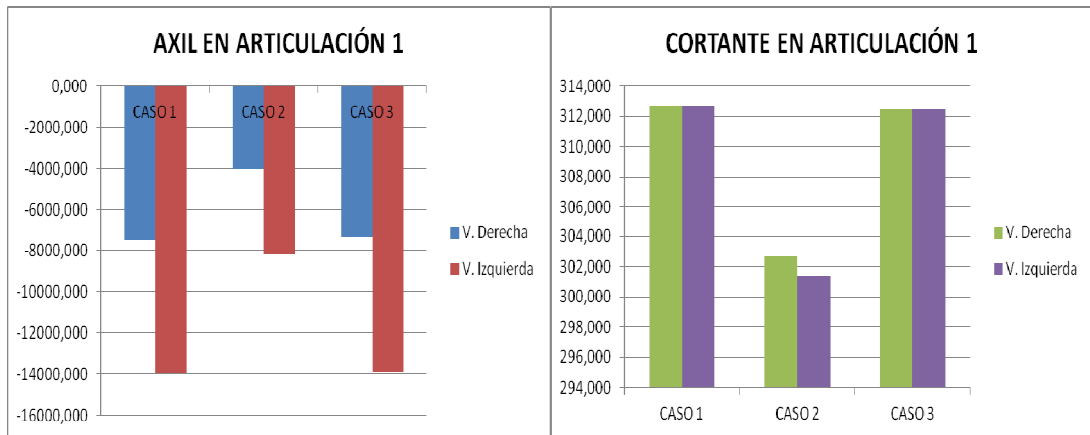


Figura 57.

Axiles y cortantes maximos en la articulaci3n 1.

Axil 1: El m1ximo se da cuando el brazo superior se encuentra en su m1xima inclinaci3n para el caso 1, siendo muy similar a esta en el caso 3. El viento tiene una gran importancia en los valores m1ximos, observ1ndose una gran diferencia entre viento hacia la izquierda y viento hacia la derecha, y adem1s se aprecia una ligera diferencia en el m1ximo del caso 1 con el caso 3 que se debe a el empuje que el viento ejerce sobre el tramo inferior de la PEMP cuando esta est1 elevada al m1ximo.

Cortante 1: el m1ximo se da para el caso 1 y caso 3 con el mismo valor cuando el brazo superior se encuentra en posici3n horizontal y 1nicamente se debe al peso propio del tirante, debido a su posici3n horizontal el viento no ejerce ning1n empuje sobre este componente.

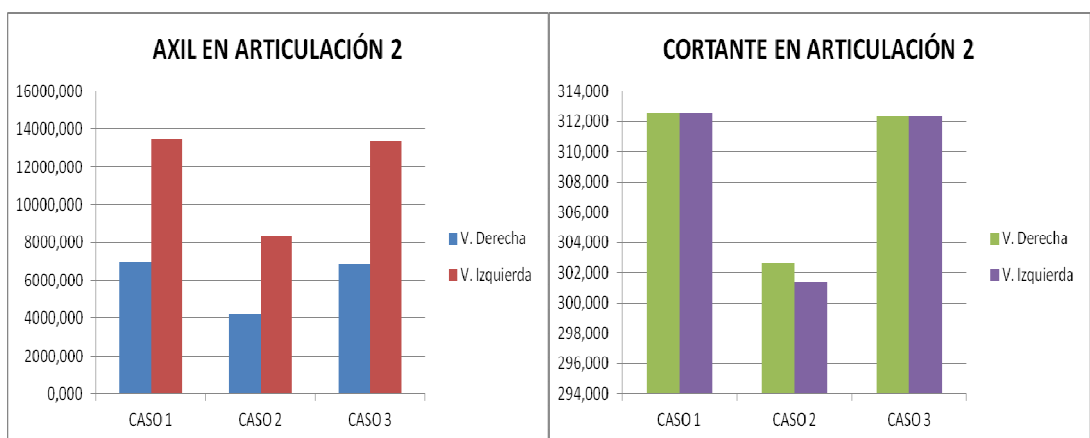


Figura 58.

Axiles y cortantes maximos en la articulaci3n 2.

En la articulación 2 ocurre prácticamente lo mismo que en la articulación 1, esto es porque el tirante únicamente se encuentra sometido a la fuerza del viento a lo largo del tirante, y prácticamente los esfuerzos de una articulación pasa a la otra con el mismo valor.

Axil 2: El máximo se da cuando el brazo superior se encuentra en su máxima inclinación para el caso 1 y el caso 3. Se observa una gran diferencia con la dirección del viento, y además una ligera diferencia entre el caso 1 y el caso 3 debida al viento que ejerce empuje sobre el tramo inferior de la PEMP cuando esta está elevada al máximo.

Cortante 2: El máximo se da para el caso 1 y caso 3 con el mismo valor cuando el brazo superior se encuentra en posición horizontal y únicamente se debe al peso propio del tirante, debido a su posición horizontal el viento no ejerce ningún empuje sobre este componente.

4.3.3.4- FUERZAS SOBRE TIRANTE INFERIOR

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estos pasadores:

- Tirante inferior
 - ART. 8
 - ART. 7



Figura 59.

Esfuerzos sobre el tirante inferior.

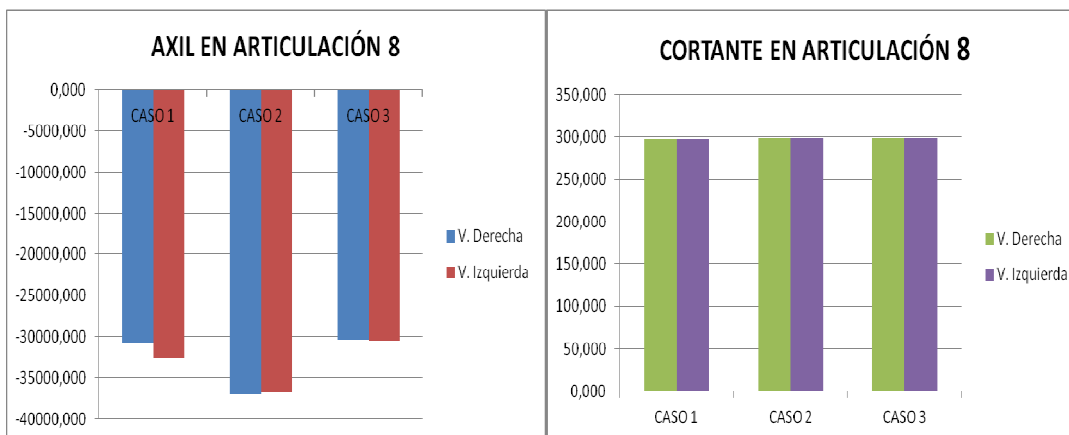


Figura 60.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 8.

Axil 8: El valor máximo se da para el caso 2 cuando el tramo inferior se encuentra en su máxima inclinación y con viento hacia la derecha. La dependencia con el viento en esta posición es prácticamente inapreciable.

Cortante 8: Los valores máximos son muy similares por que el máximo se da casi en el instante inicial de movimiento cuando el tramo inferior se posiciona horizontalmente (su ángulo inicial es de $-2,348^\circ$ grados), los máximos se dan en los casos 2 y 3 ya que son los únicos casos en los que el tramo inferior se puede posicionar horizontalmente. El valor máximo se debe únicamente al peso propio del tirante.

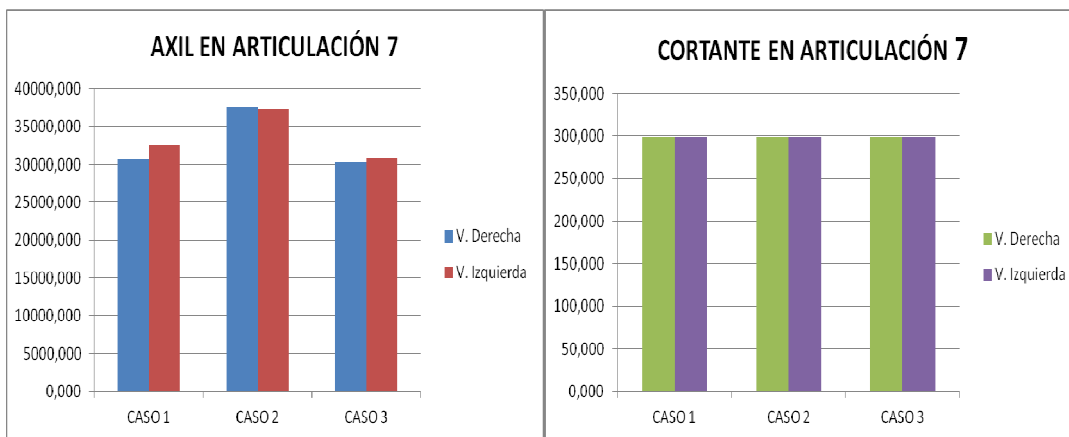


Figura 61.

Axiles y cortantes maximos en la articulaci3n 7.

En la articulaci3n 7 ocurre pr3cticamente lo mismo que en la articulaci3n 8, esto es porque el tirante 3nicamente se encuentra sometido a la fuerza del viento a lo largo del tirante, y pr3cticamente los esfuerzos de una articulaci3n pasa a la otra con el mismo valor.

Axil 7: El valor m3ximo se da para el caso 2 cuando el tramo inferior se encuentra en su m3xima inclinaci3n y con viento hacia la derecha. La dependencia con el viento en esta posici3n es pr3cticamente inapreciable.

Cortante 7: Los valores m3ximos son muy similares por que el m3ximo se da casi en el instante inicial de movimiento cuando el tramo inferior se posiciona horizontalmente (su 3ngulo inicial es de $-2,348^\circ$ grados), los m3ximos se dan en los casos 2 y 3 ya que son los 3nicos casos en los que el tramo inferior se puede posicionar horizontalmente. El valor m3ximo se debe 3nicamente al peso propio del tirante.

4.3.3.5- FUERZAS SOBRE ANCLAJE INTERMEDIO

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estos pasadores:

- Anclaje intermedio
 - ART. 2
 - ART. 10
 - ART. 11

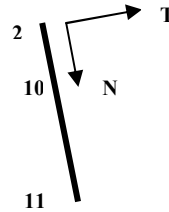


Figura 62.

Esfuerzos sobre el anclaje intermedio.

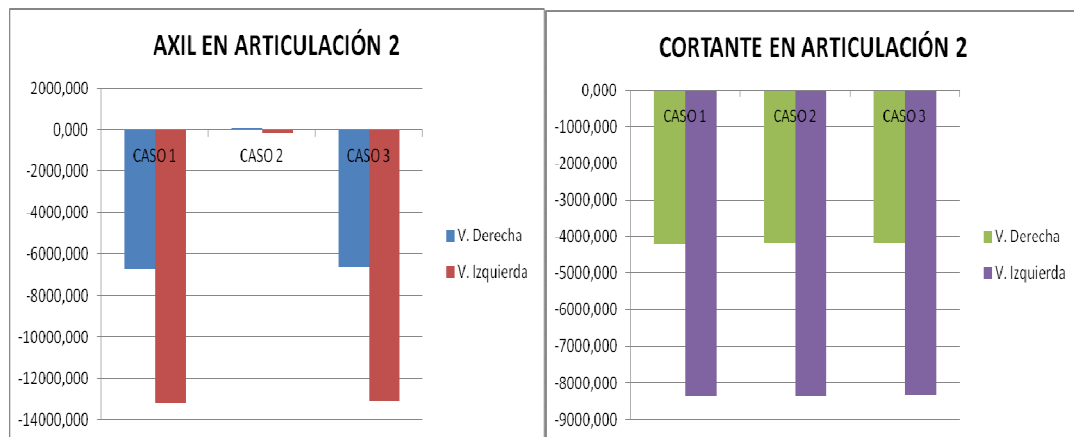


Figura 63.

Axiles y cortantes máximos en la articulación 2.

Axil 2: el axil máximo se da para la combinación de cargas del caso 1 con viento hacia la izquierda para su máxima inclinación, el caso 3 es prácticamente igual. Para el caso 2 se observan unos valores muy bajos que se dan cuando el brazo inferior presenta un ángulo de 13,974° grados con la horizontal y se deben a que en este caso el tramo superior no gana inclinación a diferencia de los otros casos y los esfuerzos que llegan son prácticamente a cortadura para el anclaje intermedio.

Cortante 2: los valores máximos son prácticamente iguales en los tres casos, habiendo una gran influencia con la dirección del viento, presentándose los valores máximos con viento hacia la izquierda. Los valores máximos para el caso 1 y caso 3 se dan en el instante inicial de elevación, y en el caso 2 se da cuando el brazo inferior presenta un ángulo de 13,974° grados con la horizontal.

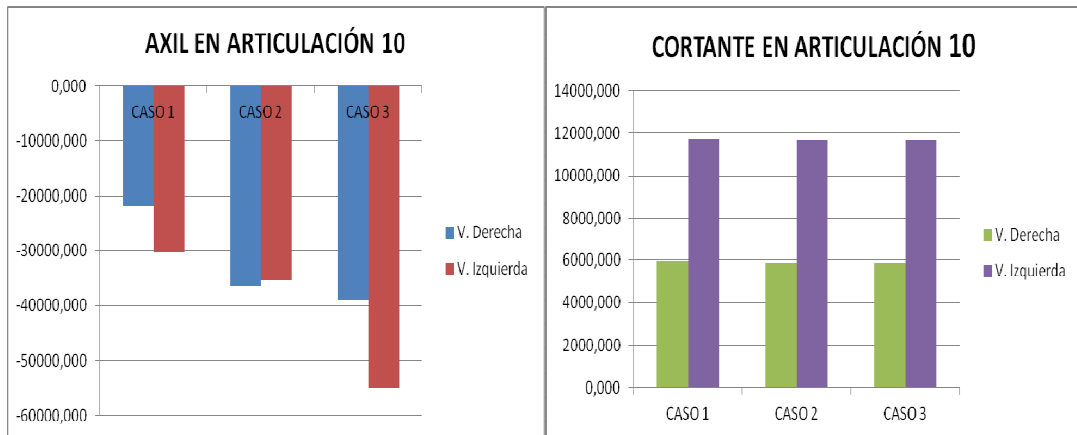


Figura 64.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 10.

Axil 10: El axil máximo tiene lugar para la combinación de cargas del caso 3 con viento izquierda cuando la PEMP se encuentra en su máxima altura de trabajo.

Cortante 10: Los tres casos son prácticamente iguales, pero ligeramente el caso 1 con viento izquierda es el más desfavorable para este caso. Existe una gran dependencia con la dirección del viento en esta articulación. La posición en la que se encuentra este máximo valor a cortadura es en el instante inicial de elevación del brazo superior.

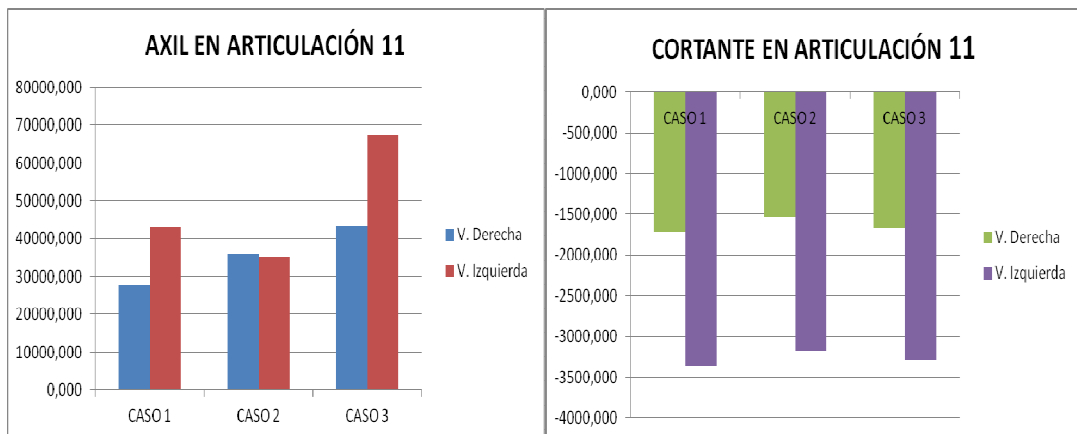


Figura 65.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 11.

Axil 11: El axil máximo tiene lugar para la combinación de cargas del caso 3 con viento izquierda cuando la PEMP se encuentra en su máxima altura de trabajo, como ocurría en la anterior gráfica de la articulación 10.

Cortante 11: Los tres casos son muy parecidos. Se observa que el caso 1 con viento izquierda es el más desfavorable para este caso. Existe una gran dependencia con la dirección del viento en esta articulación. La posición en la que se encuentra este máximo valor es la misma que en la que se encuentra el máximo axil, y es cuando el brazo superior presenta su máxima inclinación.

4.3.3.6- FUERZAS SOBRE MÁSTIL

Las fuerzas generadas en el elemento son las debidas a estos pasadores:

- Mástil
 - ART. 6
 - ART. 12
 - ART. 8
 - UNION RIGIDA 9

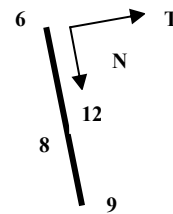


Figura 66.

Esfuerzos sobre el mástil.

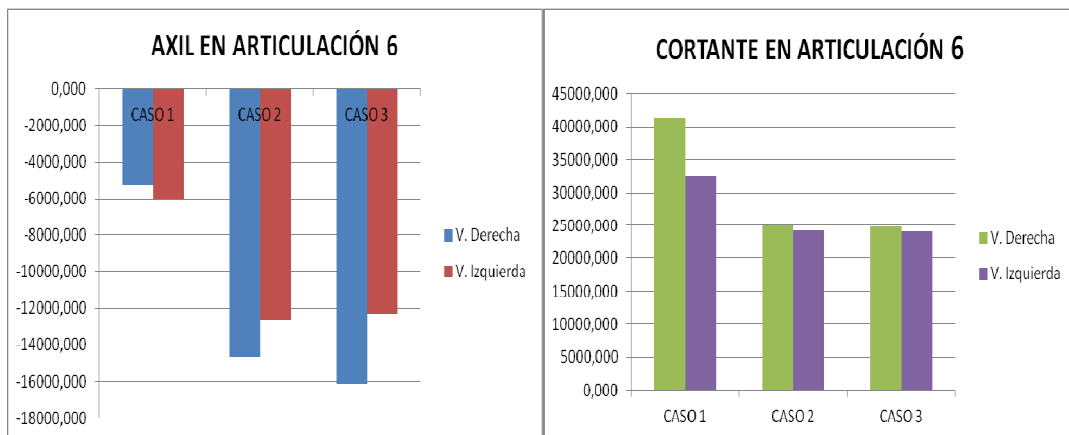


Figura 67.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 6.

Axil 6: El máximo se da para el caso 3 con viento hacia la derecha cuando la PEMP tiene sus dos tramos formando aproximadamente 56° grados respecto la horizontal.

Cortante 6: El cortante máximo se obtiene en el caso 1 con viento hacia la derecha, cuando el tramo superior presenta su máxima inclinación. En el caso 1 hay una notable diferencia de magnitud según sople el viento en una dirección o en otra, ya que con viento hacia la derecha contribuye a crear mayor palanca sobre este punto.

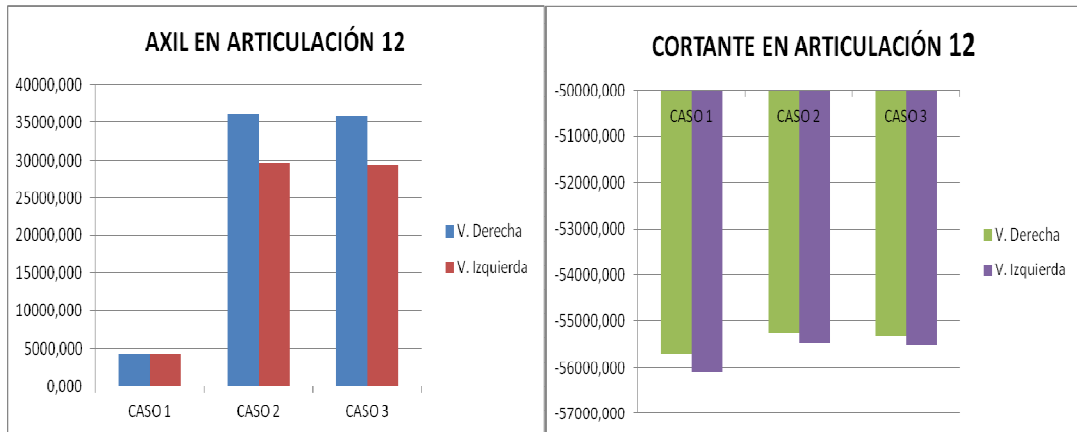


Figura 68.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 12.

Axil 12: El axil máximo en el caso 2 y 3 son muy similares, siendo ligeramente superior para el caso 2. El momento desfavorable es cuando el brazo inferior tiene un ángulo de $52,062^\circ$ respecto la horizontal. El viento ejerce una significativa dependencia en el esfuerzo axil. El viento a derechas el más desfavorable. El caso 1 es inferior a los otros porque el máximo va ligado a la elevación del tramo inferior, que para este caso no se mueve, y de esta manera este valor permanece prácticamente constante a lo largo de este caso.

Cortante 12: En los tres casos el máximo siempre será más desfavorable con viento hacia la izquierda, el caso 2 y 3 son a efectos prácticos iguales. El caso 1 será el más desfavorable cuando el brazo superior esta a $42,766^\circ$ grados respecto a el plano horizontal.

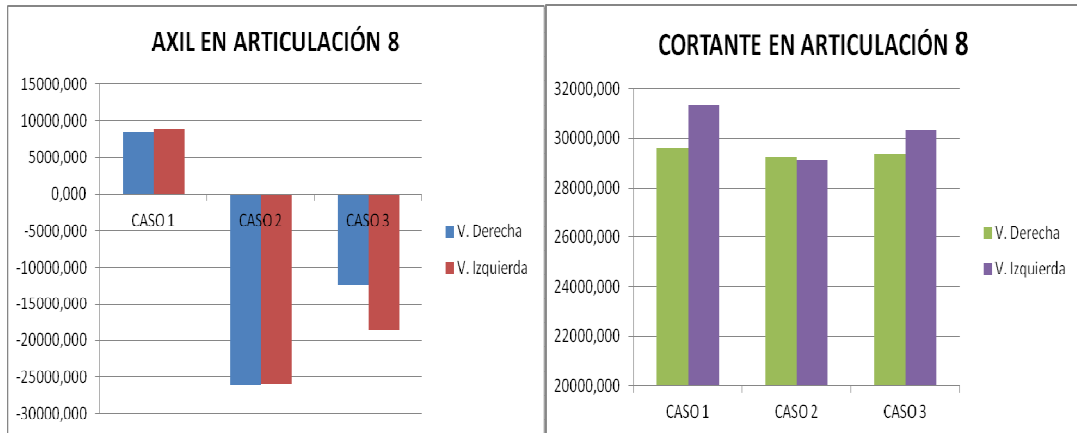


Figura 69.

Axiles y cortantes maximos en la articulación 8.

Axil 8: El máximo se da para el caso 2, la influencia del viento es mínima, la posición en la que se da el máximo axil es cuando el brazo inferior está totalmente elevado. Para el caso 1 se dan valores positivos del axil porque el tirante inferior que trabaja siempre a tracción presenta un ángulo negativo respecto a la horizontal (en el caso 1 el tirante inferior no varía de inclinación).

Cortante 8: Como se puede observar los máximos en este gráfico los veremos para el caso 1 y caso 3 que es cuando el brazo superior varia de inclinación (en el caso 2 permanece constante). La combinación de cargas más desfavorable para el cortante es para el caso 1 con viento izquierda cuando el ángulo del brazo superior respecto la horizontal es de 7,22° grados.

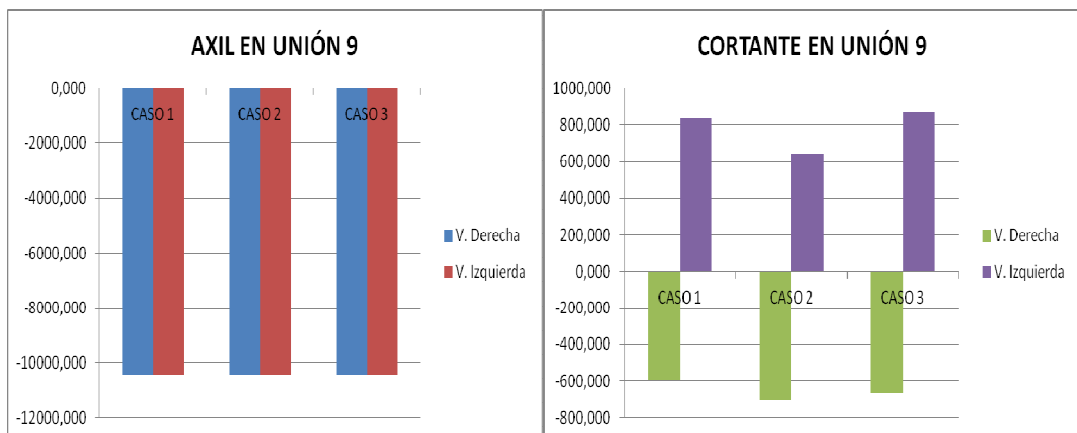


Figura 70.

Axiles y cortantes maximos en la unión 9.

Axil 9: el axil en esta unión, que es la que une la estructura superior con la inferior, se debe su propio peso principalmente, y no varía prácticamente nada según las diferentes combinaciones de cargas.

Cortante 9: el esfuerzo cortante en este punto de la PEMP únicamente se debe a la acción de las cargas dinámicas del viento, las cuales irán variando el sentido del esfuerzo de positivo a negativo de igual modo que varia el sentido de la dirección del viento. El valor máximo irá en función de la inclinación de los componentes y dirección del viento.

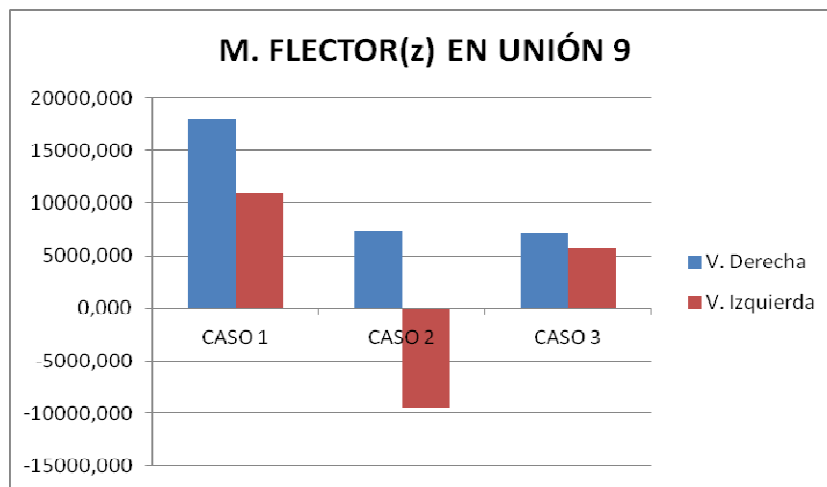


Figura 71.

Momentos flectores máximos en la unión 9.

Momento 9: como se puede observar en este gráfico el caso más desfavorable se obtiene en el caso 1 cuando el tramo superior está inclinado al máximo, ya que en esta posición el centro de gravedad queda desplazado hacia la derecha ejerciendo un mayor momento flector en esta unión, el viento hacia la derecha favorece este momento flector. para el caso 2 se presenta un cambio de sentido de máximos para las diferentes combinaciones de carga del viento, y esto se debe a que cuando el tramo inferior se eleva al máximo el centro de gravedad pasa a la izquierda del eje del mástil, cambiando de esta manera el sentido del flector. cuando el viento sopla hacia la izquierda el momento máximo se da en su posición más elevada sin embargo cuando el viento sopla hacia la derecha el momento máximo no se da en esta posición, se da cuando el centro de gravedad está a la derecha del eje del mástil, de ahí que en la grafica una combinación sea positiva y la otra negativa.

5-MODELO EN 3D EN SOLIDWORKS

5.1- DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA SOLIDWORKS

SolidWorks es un programa de diseño asistido por ordenador para modelado mecánico. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasladar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos técnicos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

SolidWorks es un programa de modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una subsidiaria de Dassault Systèmes (Suresnes, Francia), para sistema operativo Microsoft Windows. Es un modelador de sólidos paramétrico. Fue introducido en el mercado en 1995 para competir con otros programas CAD como Pro/ENGINEER, NX, Solid Edge, CATIA, y Autodesk Mechanical Desktop. La empresa SolidWorks Corp. fue fundada en 1993 por Jon Hirschtick con su sede en Concord, Massachusetts y lanzó su primer producto, SolidWorks 95, en 1995. En 1997 Dassault Systèmes, mejor conocida por su software CAD CATIA, adquirió la compañía. Actualmente posee el 100% de sus acciones y es liderada por Jeff Ray.

Sus aplicaciones principales son:

- Modelado de sólidos en 3D.
- Diseño de ensamblajes grandes.
- Diseño de chapa metálica.
- Piezas soldadas.
- Diseño de piezas de plástico y de fundición.
- Diseño de moldes.
- Diseño de conductos y mazos de cables eléctricos.
- Diseño de tuberías y tubos.
- Importación y exportación de CAD.
- Gestión de datos de productos.
- Simulación de productos antes de la fabricación.
- Comunicación técnica.
- Diseño sostenible.

5.2- DESCRIPCIÓN Y RESULTADO DEL MODELO DE SOLIDWORKS

El modelo consta principalmente de dos partes, la parte superior y la parte inferior de la PEMP, cada una de ellas esta modelizada al detalle en este programa y de las cuales únicamente serán objeto de estudio las de parte superior para no hacer demasiado extenso este proyecto. A continuación se mostraran una serie de imágenes en las que se podrán apreciar cada una de las partes de la PEMP en detalle tanto de la parte superior como de la parte inferior, de esta manera servirá para tener una visión más detallada del conjunto y comprender mejor los posteriores cálculos y las características individuales de cada componente.

En primer lugar se mostrara una imagen de la PEMP al completo, en segundo lugar se mostrará una imagen de todo lo que se considera la parte inferior de la PEMP con otras imágenes de sus subconjuntos y en tercer y último lugar se mostrará una imagen de todo lo que se considera la parte superior de la PEMP con otras imágenes de sus subconjuntos.

Algunas de ellas se mostrarán con más detalle porque se consideran de especial interés, o bien para entender las dimensiones sobre las que se realiza el cálculo o bien para observar su diseño. En la parte superior se mostrarán las imágenes haciendo un mayor hincapié en los pequeños detalles ya que es en esta parte donde se realizaran los cálculos pertinentes.

Imágenes de la PEMP al completo:



Figura 72.
Imagen de la PEMP en posición de transporte.



Figura 73.
Imagen de la PEMP en posición de trabajo.

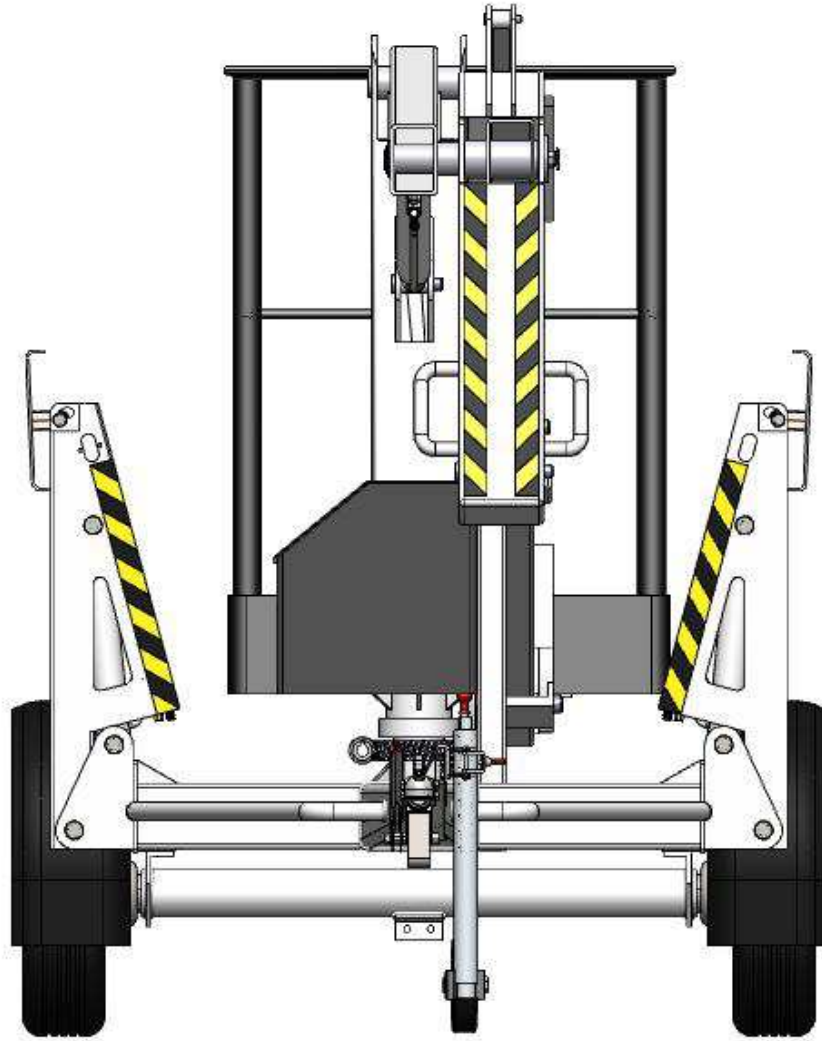


Figura 74.
Imagen de la PEMP vista frontal.

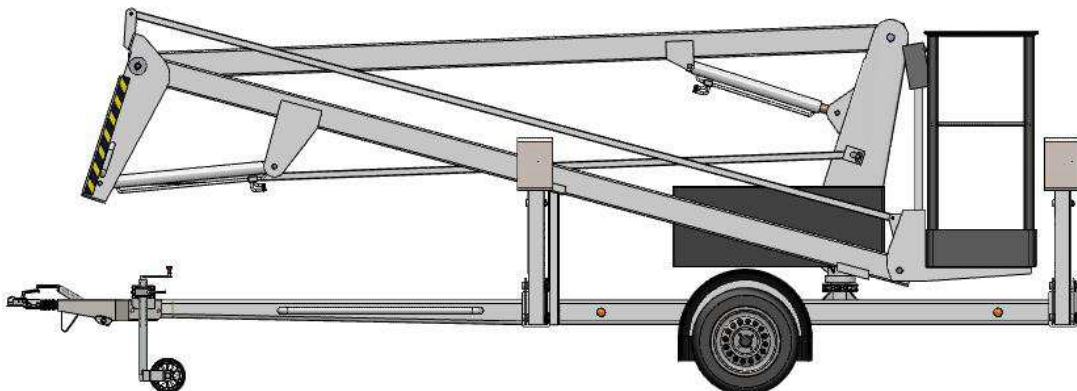


Figura 75.
Imagen de la PEMP vista lateral izquierdo.

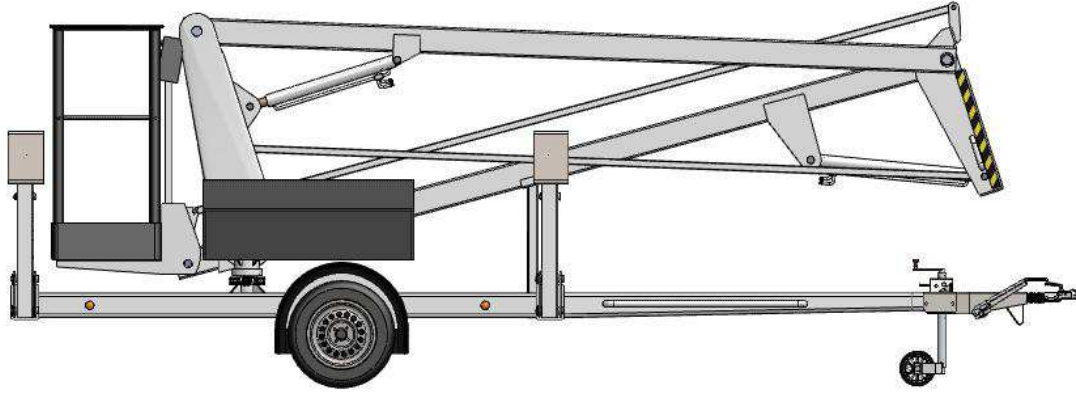


Figura 76.
Imagen de la PEMP vista lateral derecho.

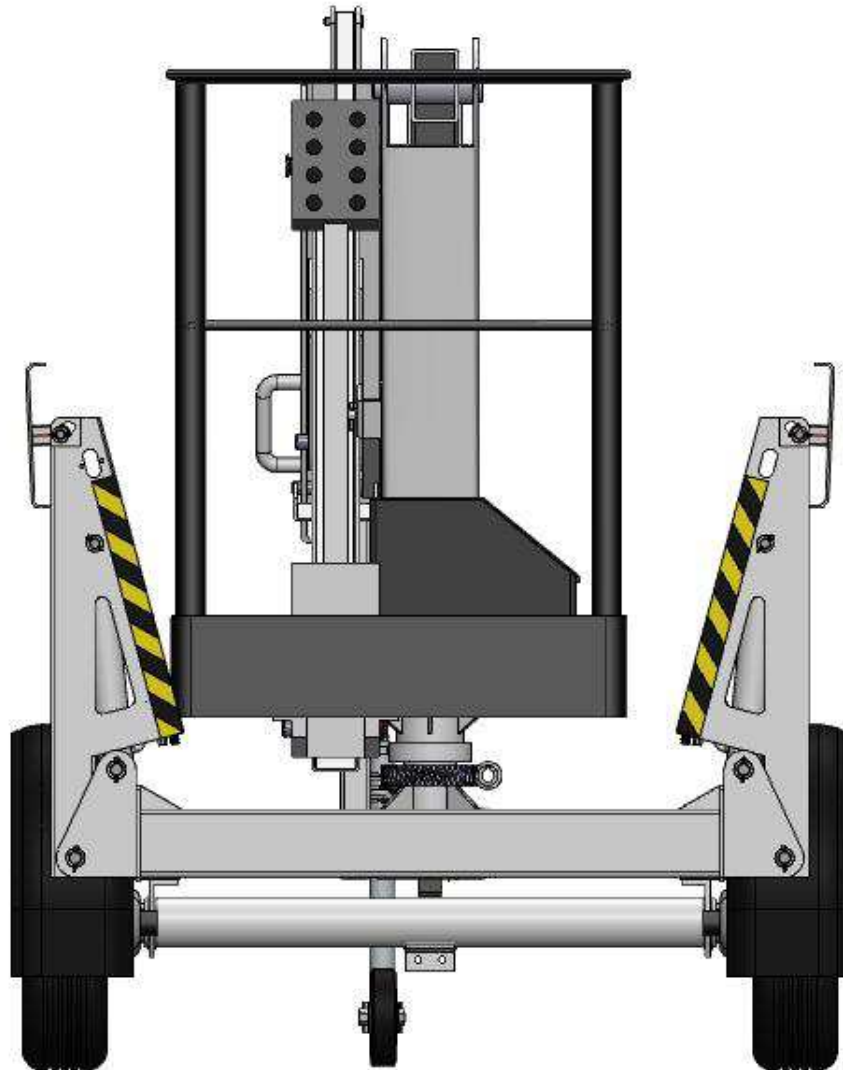


Figura 77.
Imagen de la PEMP vista posterior.

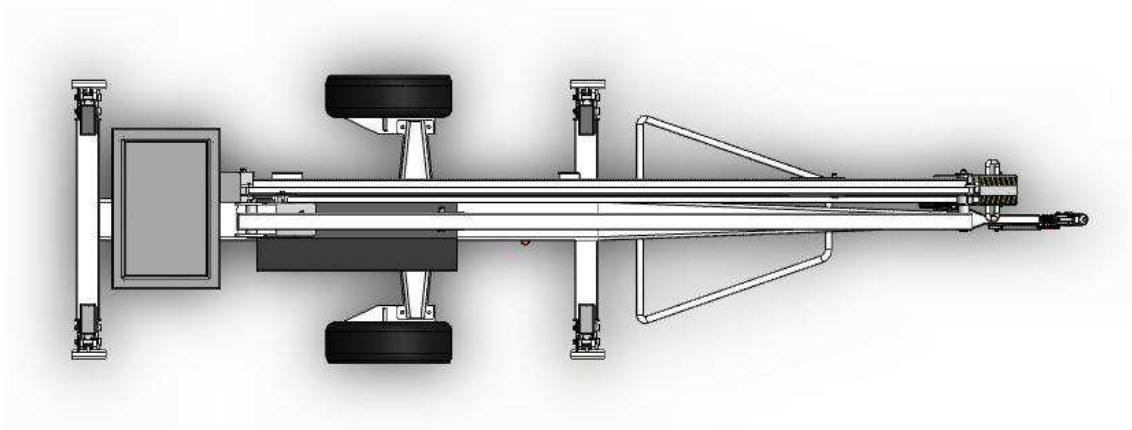


Figura 78.
Imagen de la PEMP vista superior.

Imágenes de la parte inferior de la PEMP:

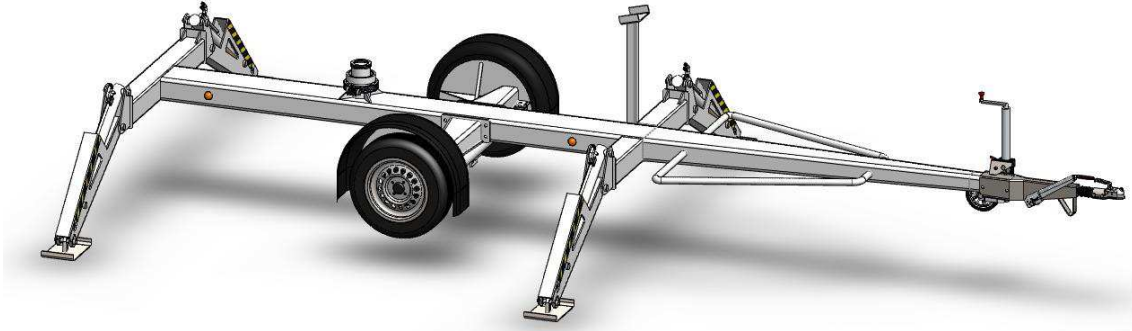


Figura 79.
Imagen de toda la parte inferior de la PEMP.



Figura 80.
Imagen del brazo hidráulico.

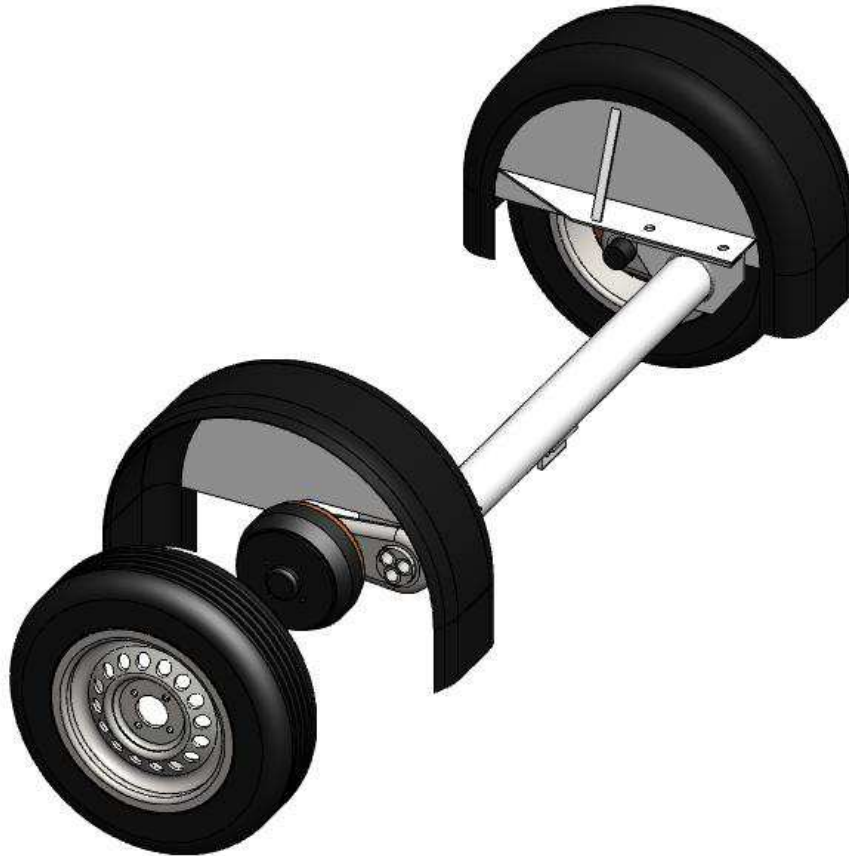


Figura 81.
Imagen del tren de transporte.

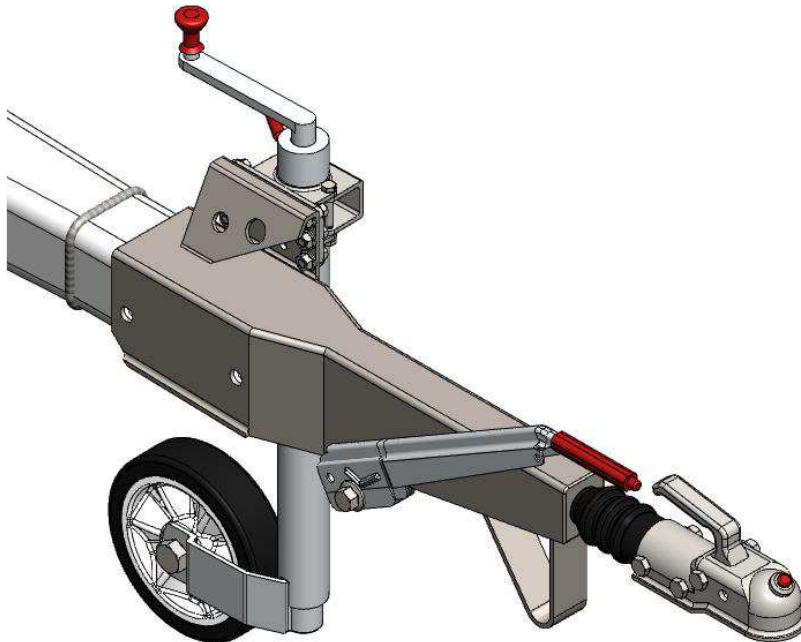


Figura 82.
Imagen del enganche y freno de inercia.

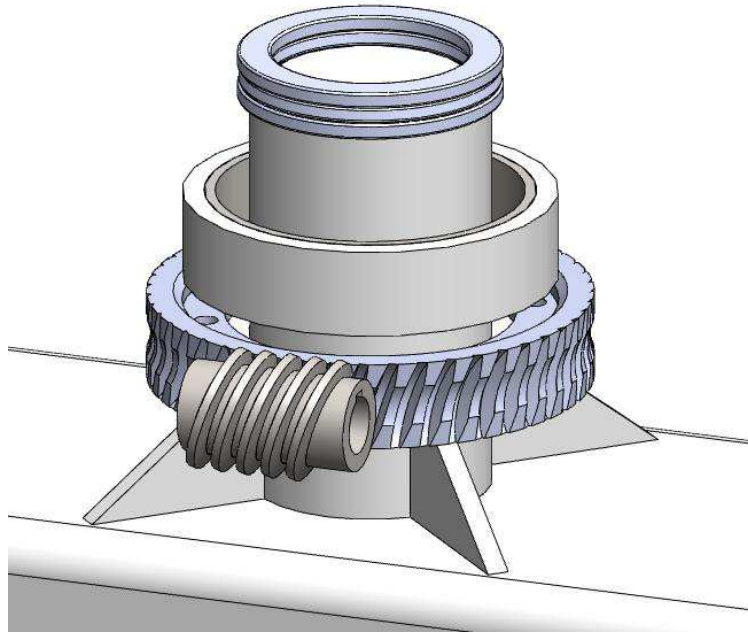


Figura 83.
Imagen de la unión con la parte superior.

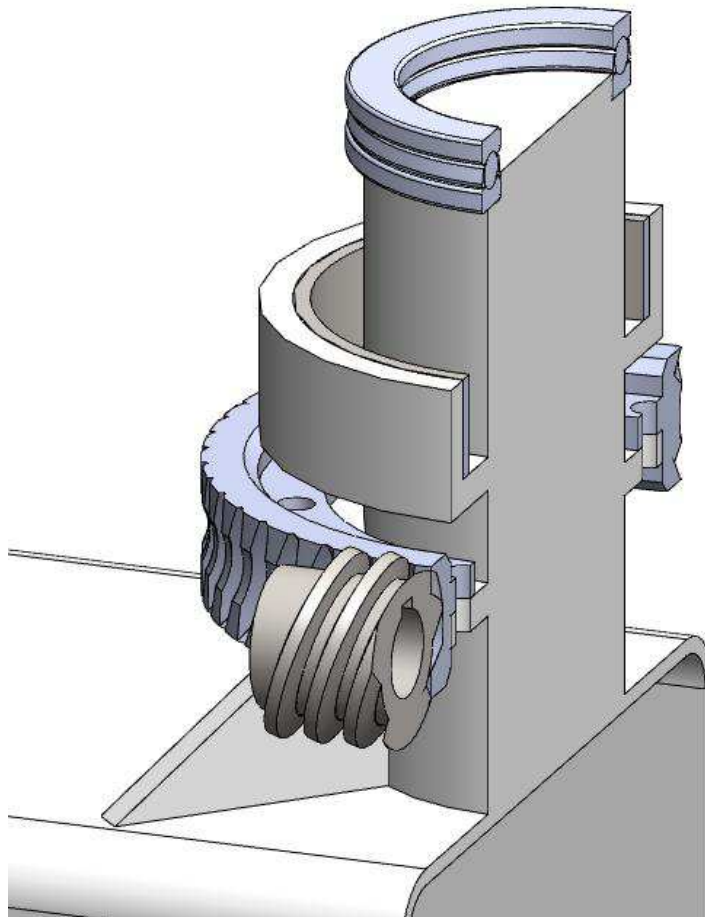


Figura 84.
Imagen de la sección de la unión con la parte superior.

Imágenes de la parte superior de la PEMP:

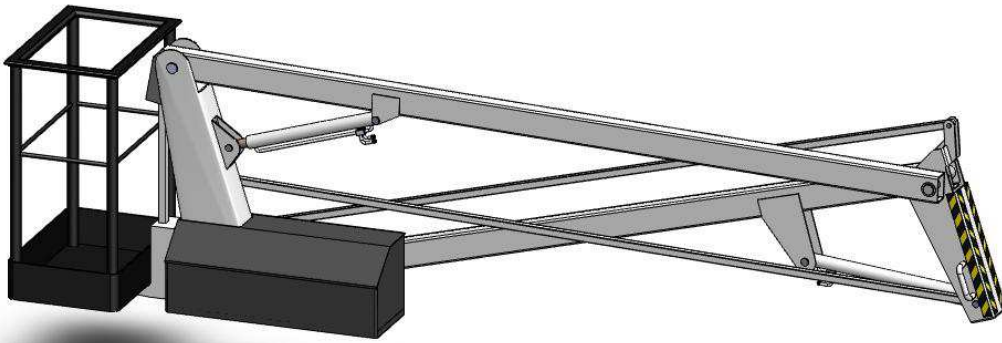


Figura 85.

Imagen de toda la parte superior de la PEMP.

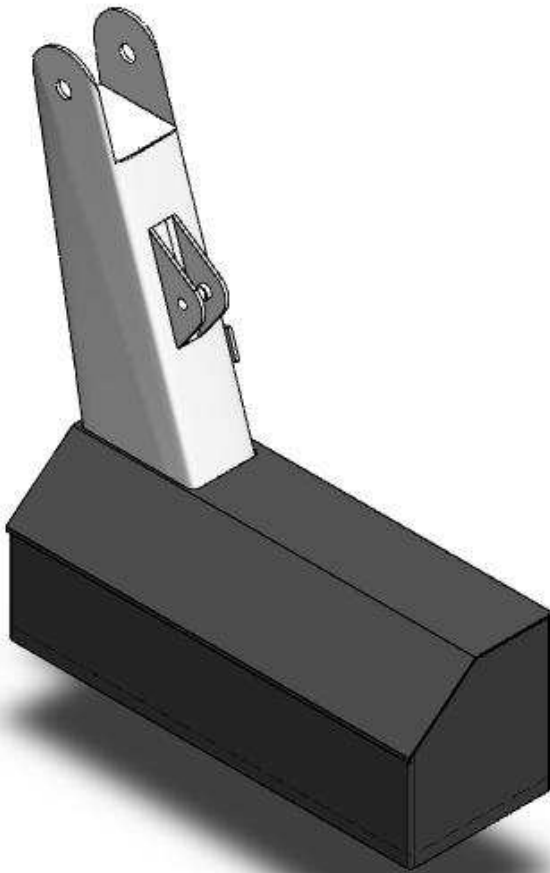


Figura 86.

Imagen del mástil.

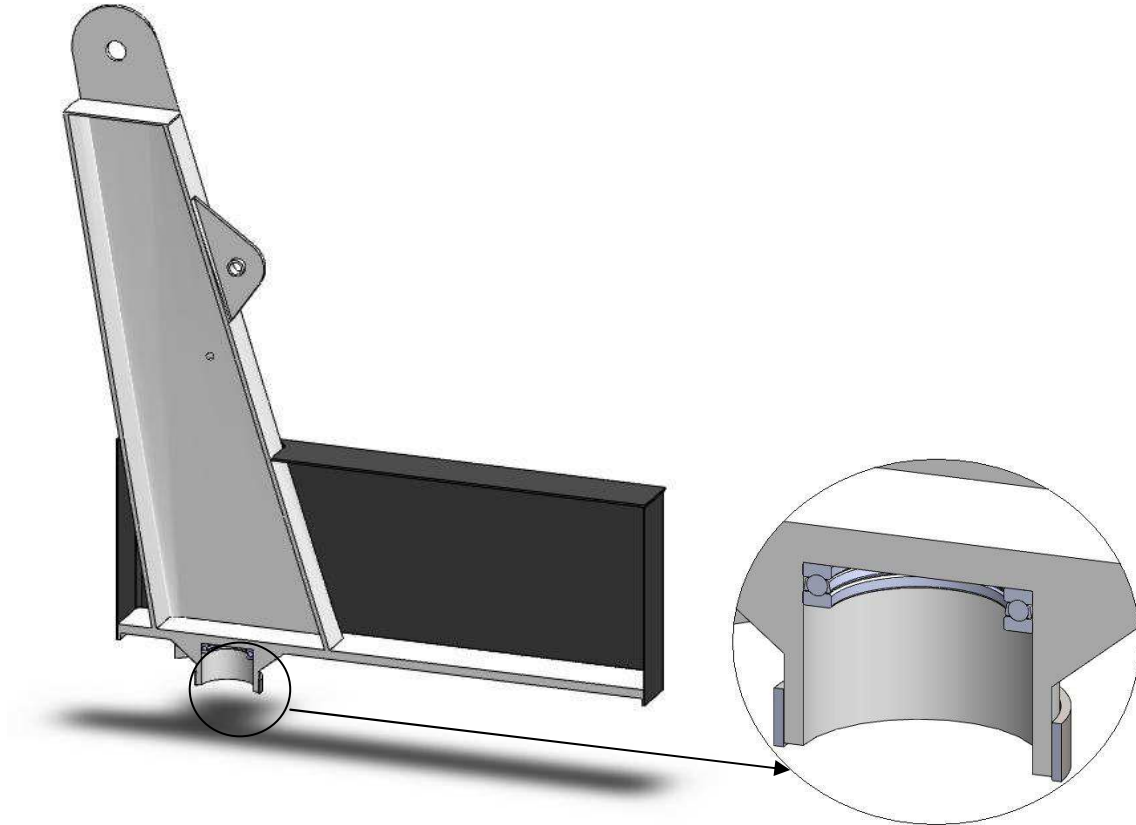


Figura 87.
Imagen de la sección del mástil.

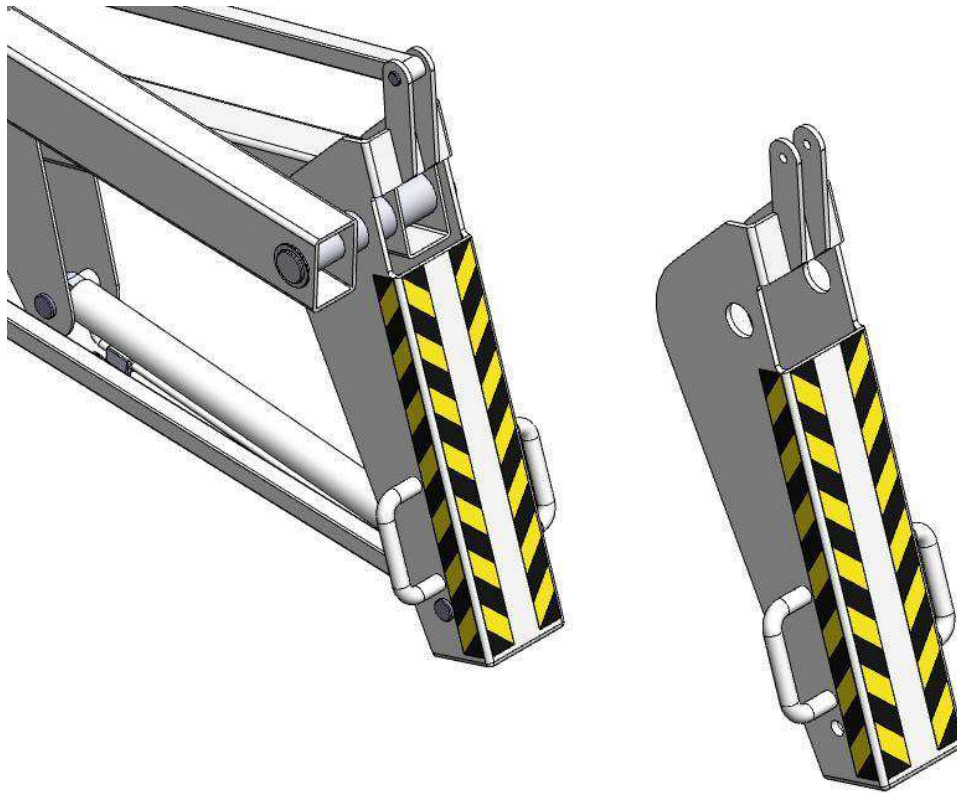


Figura 88.
Imagen del anclaje intermedio.

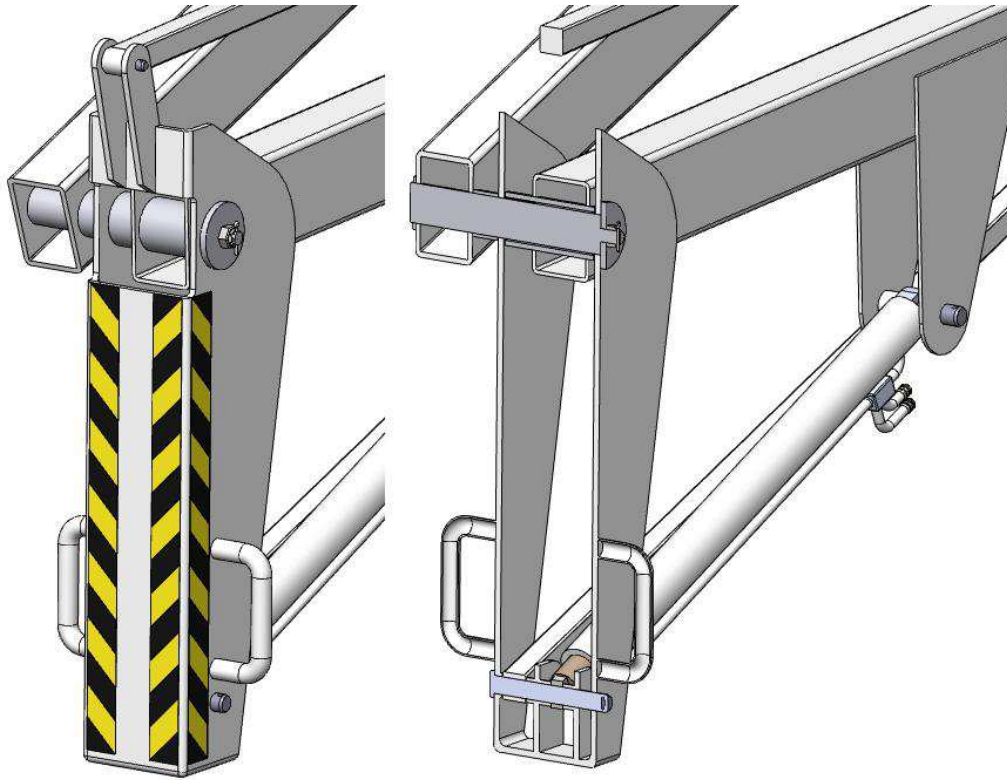


Figura 89.
Imagen de la sección del anclaje intermedio.

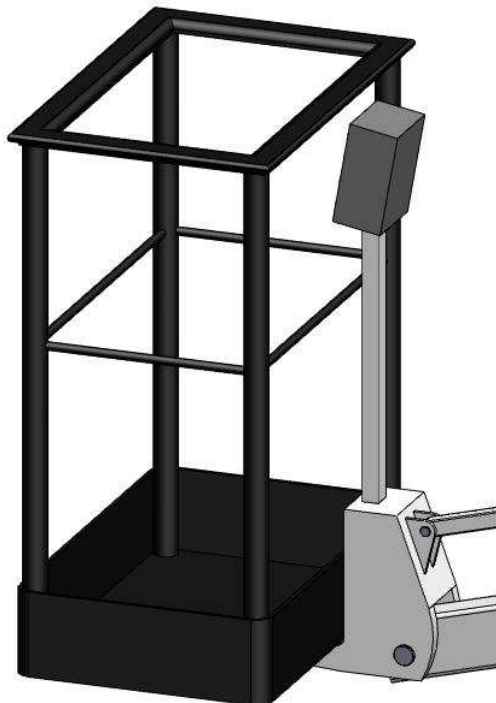


Figura 90.
Imagen de la plataforma.

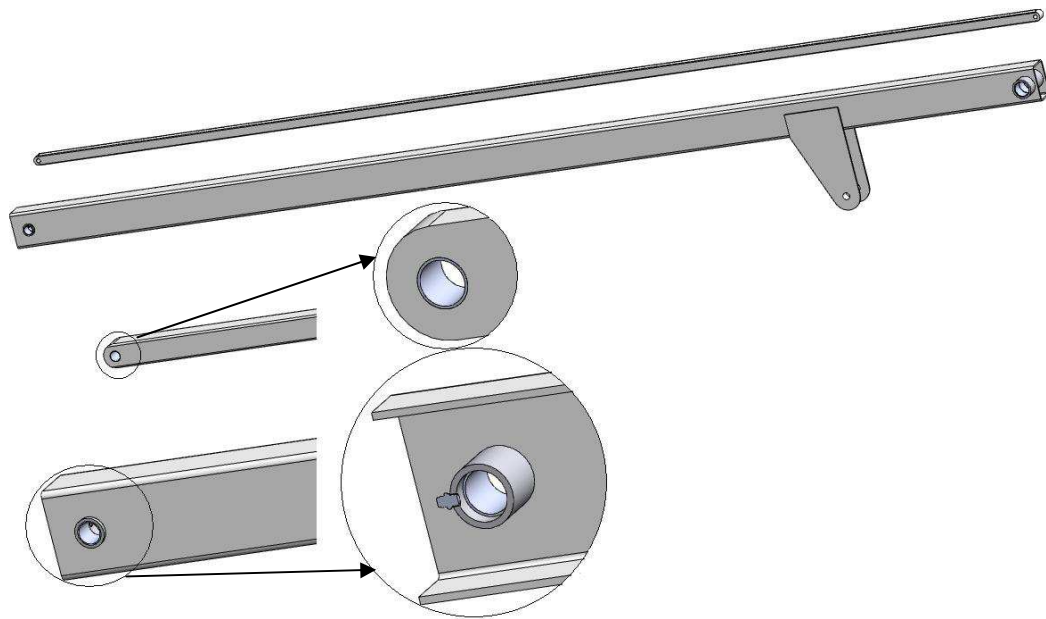


Figura 91.

Imagen general de brazo y tirante con vistas de sección.

6- DIMENSIONADO Y COMPROBACION DE COMPONENTES

En este apartado del proyecto se llevará a cabo el cálculo del modelo realizado con el programa SOLIDWORKS. Se calcularán los principales elementos/componentes que componen la plataforma elevadora. El cálculo de los elementos deberá dar un coeficiente de seguridad mínimo de dos, los cálculos se efectuarán con las combinaciones de cargas que soliciten a mayores esfuerzos los elementos que son objeto de estudio.

Los catálogos utilizados para los componentes principales están sacados de HIERROS LEITZA, S.L., INCAFE2000 y CONSTRUCTALIA.

6.1 – HIPOTESIS DE TRABAJO

Se ha estimado que con un coeficiente de seguridad igual a 2 para el dimensionamiento de los elementos principales de la plataforma elevadora es más que suficiente para garantizar la seguridad del operario.

A lo largo de este proyecto en los diferentes cálculos que alberga este proyecto se han tomado ciertas teorías y criterios para el cálculo de resistencia de los materiales, como pueden ser la teoría del cortante máximo y la teoría de VON MISES principalmente, y alguna que otra más definida en el código técnico al que se hace referencia en el apartado 10 de bibliografía.

En todos los cálculos se ha tenido en cuenta el peso propio de los materiales al igual que las condiciones de carga definidas por las diferentes normativas existentes dentro del código INSR y AENOR.

6.2 - ELEMENTOS PRINCIPALES

A continuación se calcularán los elementos principales de la parte superior de la PEMP para saber si el predimensionamiento establecido cumple con los requisitos mínimos de seguridad. En los brazos de la PEMP además de calcular las dimensiones necesarias de perfil en la sección más desfavorable como en la mayoría de elementos también se calcularán las placas de unión de sujeción de los cilindros hidráulicos al brazo y la soldadura de estos.

6.2.1- CALCULO DEL BRAZO SUPERIOR

El brazo superior se encuentra sometido a las fuerzas que le generan las tres articulaciones y a un momento flector aplicado en uno de ellas debido a la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza del cilindro y el brazo. Estas fuerzas generan sobre el brazo: axil, cortadura y flexión, que a continuación se evaluarán con más detalle.

Este perfil será normalizado conformado en frío de acero no aleado y seguirá la norma **UNE-EN 10219-1**, la designación de acero (según **EN 10027-1**) es **S 275 JOH** y tiene un límite elástico de **275 MPa**. sus dimensiones exteriores son de **150x100x6 mm**. (Ver ANEXO 1-PERFILES BRAZOS).

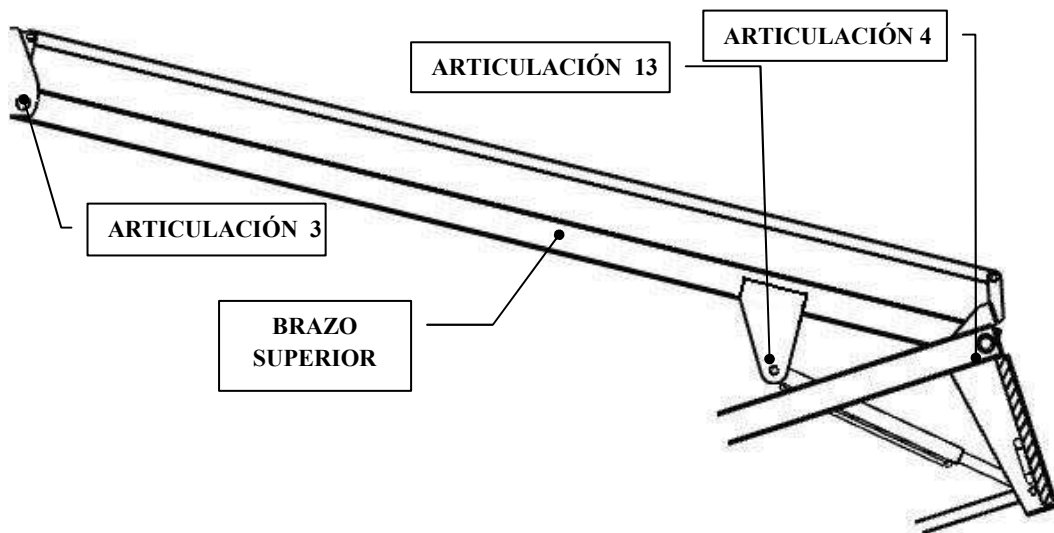


Figura 92.
Perfil brazo superior visto en SOLIDWORKS.

Esquemáticamente se puede representar el brazo superior como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)). El peso del brazo se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda la viga:

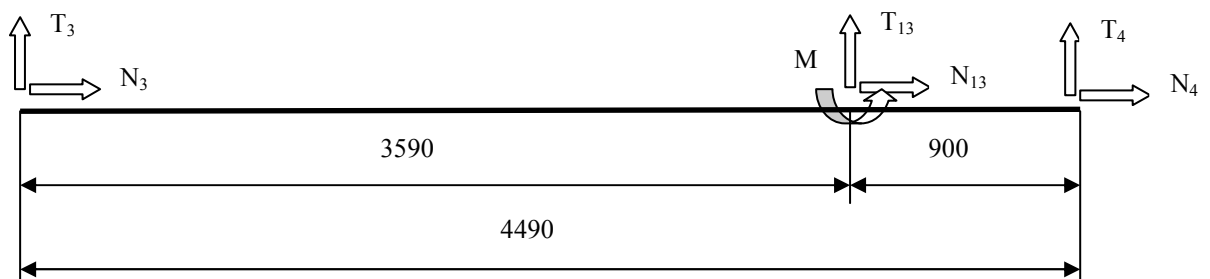


Figura 93.
Esfuerzos brazo superior con cotas para cálculo.

El perfil que compone el brazo es un perfil rectangular con una sección constante a lo largo de su longitud.

Características geométricas:

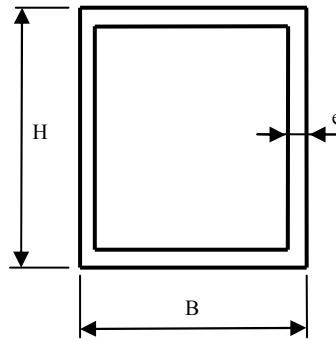


Figura 94.

Sección brazo superior.

Para analizar lo que ocurre sobre el estructural se va a estudiar lo que ocurre en los puntos más desfavorables y significantes a lo largo de este:

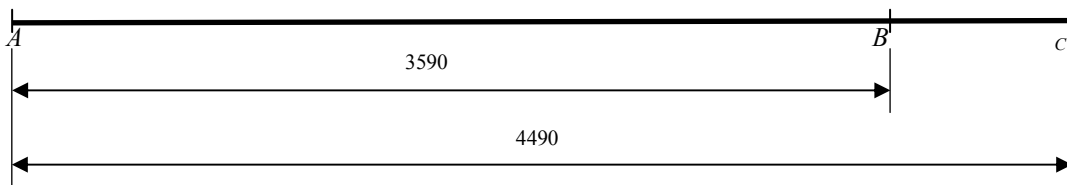


Figura 95.

Brazo superior con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el perfil son los siguientes:

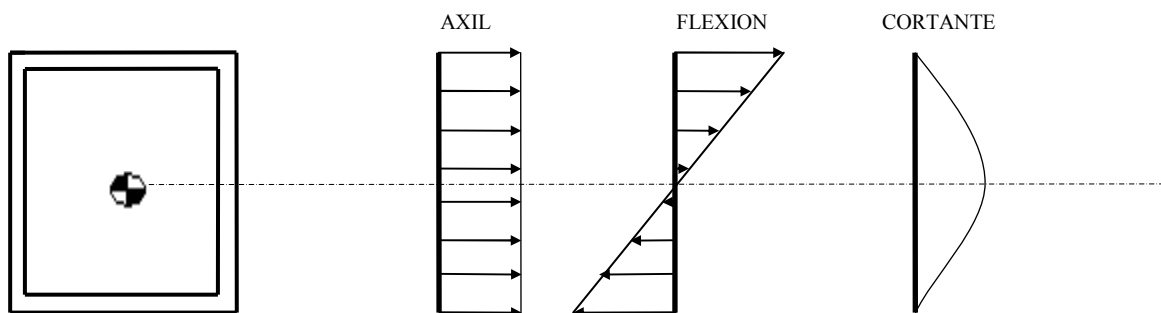


Figura 96.

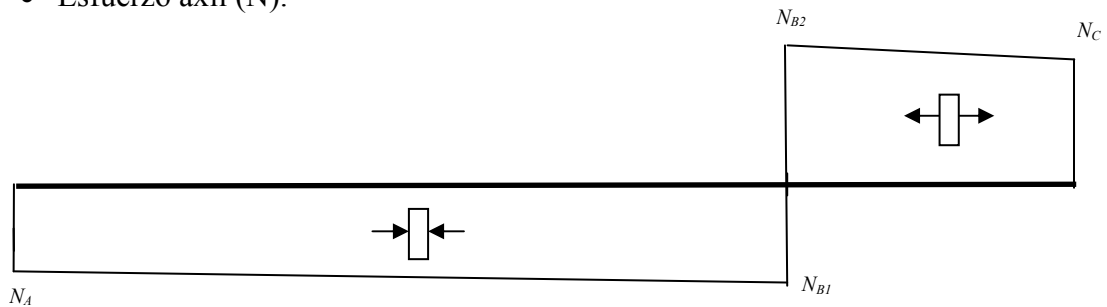
Distribución de esfuerzos en sección brazo superior (Máximo Flector).

El cálculo de este brazo se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo cortante en la articulación 3 que será el que determine el momento flector máximo y por consiguiente la situación más desfavorable. Esta posición se da en el caso 1 con el viento ejerciendo fuerza hacia la izquierda, cuando el brazo superior esta a 8.276° grados respecto la horizontal.

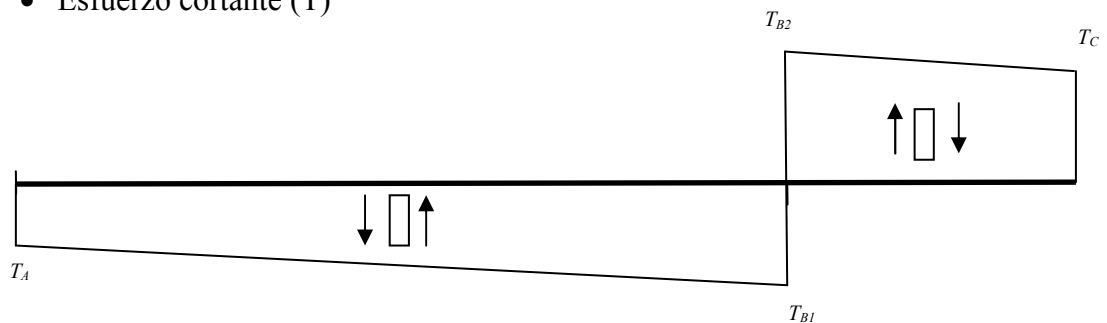
- Articulación 3:
 - Axil, $N_3 = 7.736,756\text{N}$
 - Cortante, $T_3 = -3.756,172\text{N}$
- Articulación 13:
 - Axil, $N_{13} = -34416,655\text{N}$
 - Cortante, $T_{13} = 7.930,003\text{N}$
 - Momento flector, $M = -34.416,655\text{N} * 0,35 \text{ m} = -12.045,829 \text{ Nm}$
- Articulación 4:
 - Axil, $N_4 = 26.532,396\text{N}$
 - Cortante, $T_4 = -3.082,406\text{N}$

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del brazo:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (M_z)

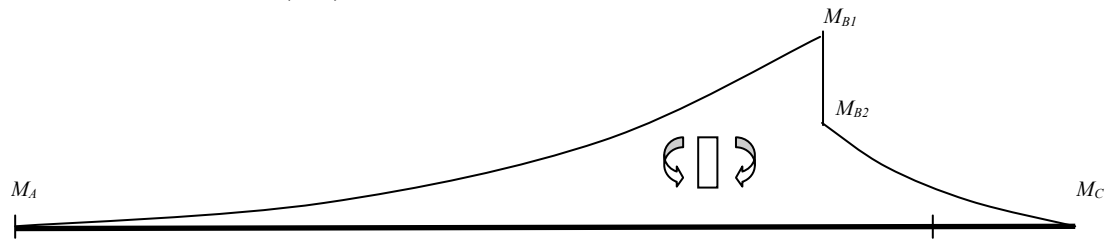


Figura 97.

Diagramas de esfuerzo brazo superior (Máximo Flector).

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 1.

Esfuerzos brazo superior (Máximo Flector).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	-7.736,756	-3.756,172	0,00
B₁	-7.855,069	-4.628,052	15.049,683
B₂	26.561,585	3.301,950	2.872,525
C	26.532,396	3.082,406	0,00

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad en la sección más desfavorable que para este caso se dará en el punto B1. Para se llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

- El material es acero S-275JOH con un límite elástico a la fluencia de 275 MPa
- Área (A) = 0,00278389m²
- Inercia (I) = 0,00000846136415m⁴
- Espesor (e) = 6 mm
- Anchura (B) = 100 mm
- Altura (H) = 150mm

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la sección la máxima tensión a tracción y en la parte inferior la máxima compresión, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

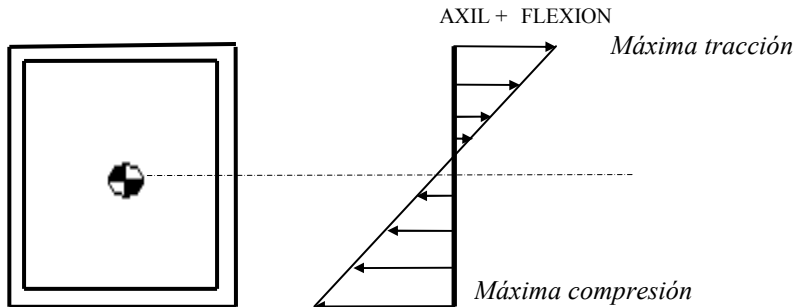


Figura 98.

Superposición de esfuerzos en sección brazo superior (Máximo Flector).

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 130,576 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresion} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = -136,219 \text{ MPa.}$$

Para calcular el coeficiente de seguridad mínimo que se obtiene según estos esfuerzos se tiene que tener en cuenta el $\sigma_{elastico}$ del material, que en este caso será de 275 MPa. y el $\sigma_{\max_compresion}$ que en este caso será el más desfavorable.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{\max_compresion}} = 2.018$$

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2.

Ajustando al máximo el coeficiente de seguridad en las secciones más desfavorables se puede reducir el peso considerablemente por consiguiente esto hace posible que se reduzcan las magnitudes de las sollicitaciones del resto de elementos de la PEMP.

Comprobación en posición de máximo esfuerzo axil:

Con las dimensiones del perfil del brazo y la posición en la que el esfuerzo cortante era máximo se ha calculado en el apartado anterior el coeficiente de seguridad. Ahora se va a comprobar que en la situación en la que el esfuerzo axil es máximo, también se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2 en la sección más desfavorable. La posición en la que se da el máximo axil es cuando el brazo superior está inclinado al máximo.

Las fuerzas generadas por las articulaciones en esta posición son las siguientes:

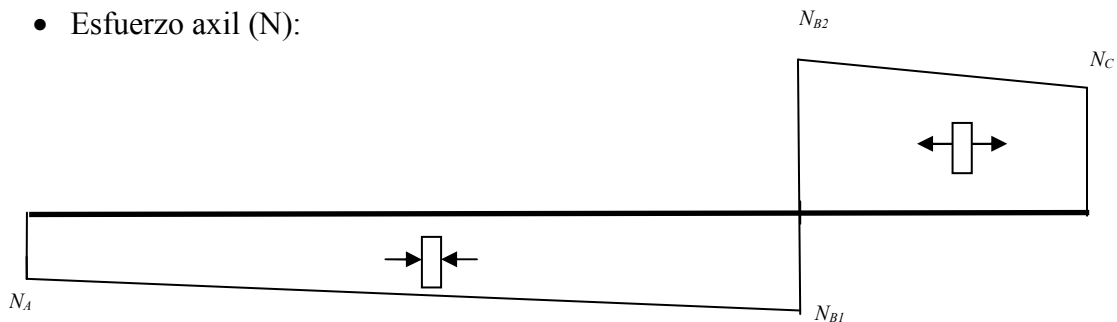
- Articulación 3:
 - Axil, $N_3 = 16.608,544\text{N}$
 - Cortante, $T_3 = -2.417,647\text{N}$
- Articulación 13:
 - Axil, $N_{13} = -52.857,611\text{N}$
 - Cortante, $T_{13} = -7.033,548\text{N}$
 - Momento flector, $M = -52.857,611\text{N} * 0,35 \text{ m} = -18.500,163\text{Nm}$
- Articulación 4:
 - Axil, $N_4 = 35.326,617 \text{ N}$
 - Cortante, $T_4 = 10054,128\text{N}$

El método de cálculo es como el anterior, a continuación se muestran los valores obtenidos en los diagramas de esfuerzos para esta posición y el coeficiente de seguridad mínimo obtenido.

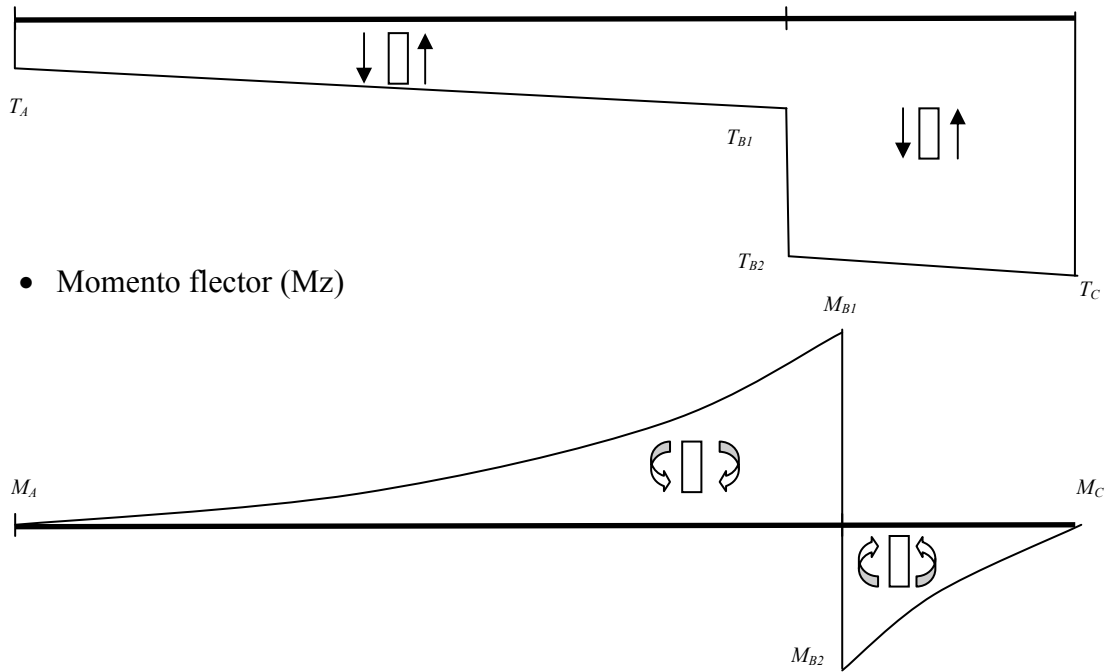
En esta posición el perfil se encuentra bastante más inclinado que en la posición de máximo cortante, por consiguiente el peso propio del brazo influirá en mayor medida en el esfuerzo axil para este caso que para el citado con anterioridad.

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzo del brazo:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

Figura 99.

Diagramas de esfuerzo brazo superior (Máximo Axil).

Los valores que muestran los diagramas son los siguientes:

Tabla 2.

Esfuerzos brazo superior (Máximo Axil).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	-16.608,544	-2.417,647	0,00
B₁	-17.353,776	-2.887,762	9.523,210
B₂	35.503,834	-9.921,310	-8.995,679
C	35.326,617	10054,128	0,00

El punto más desfavorable para el estudio con el máximo axil será el B2.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 92,489 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\text{max_compresión}} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = -66,982 \text{ MPa.}$$

El coeficiente de seguridad obtenido cuando la barra está sometida a su máximo esfuerzo axial, para la posición de 60.682° grados es el siguiente.

$$CS = \frac{\sigma_{\text{elastico}}}{\sigma_{\text{max_tracción}}} = 2.973$$

Como se puede observar en los resultados el brazo sigue teniendo un coeficiente de seguridad superior a 2 cuando el brazo se encuentra en su posición máxima, en la cual se aplica sobre él el mayor esfuerzo axial.

6.2.1.1- PLACA UNION CILINDRO SUPERIOR-BRAZO SUPERIOR

Las placas transmiten la fuerza del cilindro a través del perno hasta el brazo superior, se encuentran una a cada lado del brazo superior, ambas tienen las mismas dimensiones y se encuentran sometidas a las mismas sollicitaciones.

Se realizarán los cálculos para el caso más desfavorable teniendo en cuenta para los cálculos la distancia desde el punto donde ejerce su fuerza el cilindro hasta la parte superior de la placa de unión, que será de 375mm, para esta placa se van a realizar 2 cálculos, por un lado se determinará el mínimo espesor (e) necesario para que no se produzca aplastamiento con la fuerza que le transmite el pasador, una vez establecido el mínimo espesor se calculará la anchura (b), para que la placa soporte la flexión ejercida sobre ella. La altura del brazo es de 150mm y la distancia que contacta la placa en el brazo (H) es de 100mm, con la finalidad de dejar espacio para el cordón de soldadura superior.

Esquemáticamente se puede representar de esta manera:

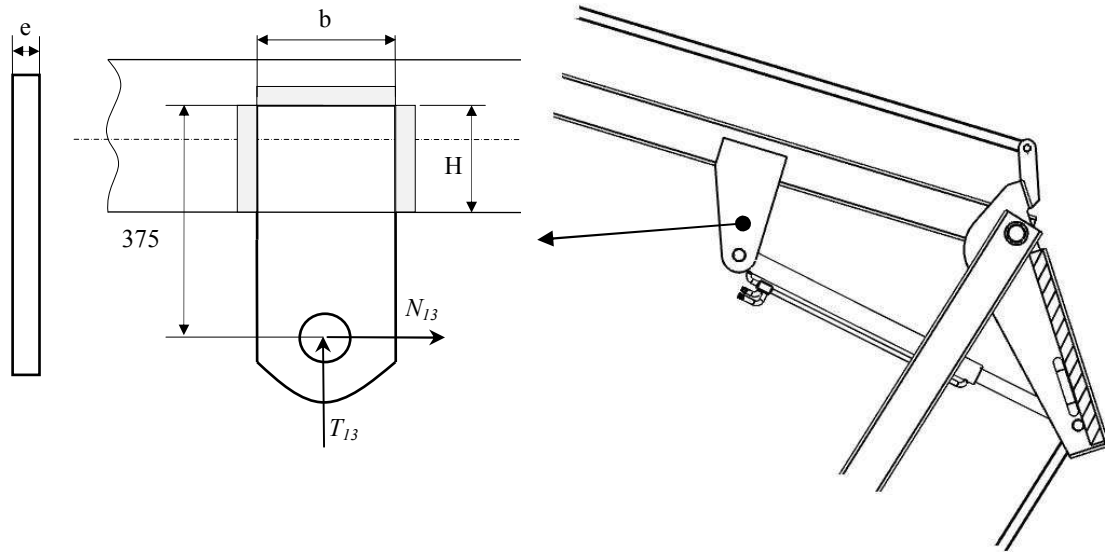


Figura 100.

Perfil chapas de unión brazo superior visto en SOLIDWORKS.

El material de la placa es S-355 con una resistencia a la fluencia de 355MPa, el coeficiente de seguridad mínimo para esta pieza es de 2.

Espesor (e):

La fuerza máxima (en módulo) que puede hacer el cilindro superior es de 53.323,52N, cuando el viento ejerce fuerza hacia la izquierda y el brazo se encuentra en su posición de máxima inclinación. Como hemos señalado anteriormente hay dos placas, una a cada lado, la fuerza se reparte por igual entre ellas, así obtenemos que la máxima fuerza que se puede hacer sobre una placa es de: 26.661,76 N.

La tensión que se genera sobre la placa mediante el perno es la equivalente a repartir la fuerza entre el área proyectada del eje del perno. Siendo el área proyectada el diámetro exterior del eje por el espesor de la placa. De esta manera obtenemos la compresión:

$$\sigma_{compresión} = \frac{Fuerza}{Área_{proyectada}}$$

Para el caso del perno 13 el diámetro del eje calculado anteriormente es de 30mm. Por lo que la tensión de compresión será en este caso de:

$$\sigma_{compresión} = \frac{26.661,76N}{30mm \cdot e} = 888,72 / e [MPa]$$

Si se compara esta tensión de compresión con la máxima que soporta el material, ponderada por un coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{material}}{Cs} = \frac{355MPa}{2} = 177,5MPa$$

Y despejando, se puede obtener directamente el espesor mínimo necesario.

$$\sigma_{compresion} = \sigma_{adm} \longrightarrow e = \frac{888,72}{177,5} = 5,007mm$$

El espesor que será elegido para esta placa es de **6mm**, obteniendo en este caso un factor de seguridad ligeramente superior a 2, exactamente obtenemos un $Cs=2.39$.

$$Cs = \frac{\sigma_{material}}{F/A} = \frac{355MPa}{26.661,76N / 30 \cdot 6mm^2} = 2.39$$

Anchura (b):

Para calcular la anchura necesaria para soportar la flexión, utilizaremos la posición en la que la fuerza N_{13} sea máxima, ya que esta componente es la que crea momento flector sobre la placa. En esta posición el valor máximo de N_{13} es de -26.428,8N para una placa, y el valor de T_{13} es de 3516,774 N también para una placa, esta situación se da cuando el viento ejerce fuerza hacia la izquierda y el brazo se encuentra inclinado al máximo.

En análisis de la placa es similar al de una viga en voladizo, a la que se le aplica una carga puntual en el extremo, situado en este caso a 350mm. El momento máximo que se obtiene es de: $M_{\max} = N \cdot d = 26.428,8N \cdot 0,375m = 9910,8Nm$ y el esfuerzo axil en ese instante es de: $N = 3516,774N$.

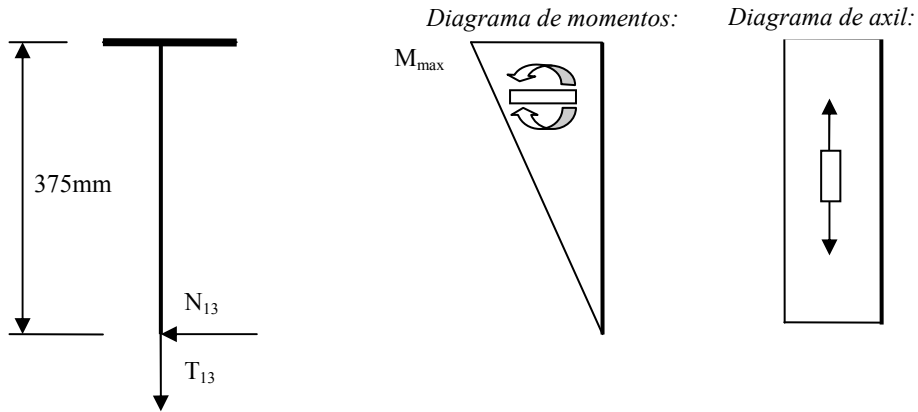


Figura 101.

Diagramas de esfuerzo placa de unión brazo superior.

La distribución de tensiones generada por el momento es la siguiente:

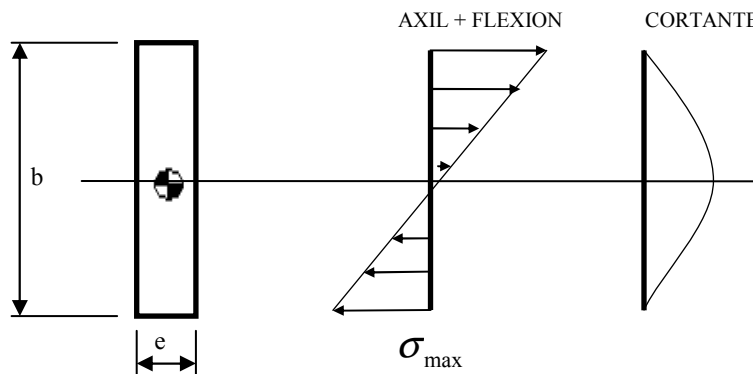


Figura 102.

Distribución de esfuerzos en sección placa de unión brazo superior.

El esfuerzo cortante no lo tendremos en cuenta porque donde obtenemos el valor máximo de la tensión normal producida por la flexión, el esfuerzo cortante es nulo.

La tensión máxima es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}$$

Donde W es módulo resistente que en este caso es:

$$W = \frac{1}{6} \cdot e \cdot b^2$$

, y A es el área que en este caso es:

$$A = e \cdot b$$

Con estas dos relaciones, sabiendo que la máxima tensión que podemos obtener es la del material dividido por el coeficiente de seguridad mínimo de 2, y teniendo en cuenta que el espesor es de 6mm (calculado anteriormente), podemos obtener la anchura mínima necesaria en la placa:

$$b = \left(\frac{-N \pm \sqrt{N^2 + 4 * 6 * M_{\max} * \sigma_{\max} / Cs * e}}{(2 * \sigma_{\max} / Cs * e)} \right) =$$

$$= \left(\frac{-3516,774 \text{ N} \pm \sqrt{3516,774 \text{ N}^2 + 4 * 6 * 9910800 \text{ Nmm} * 355 \text{ Nmm}^2 / 2 * 6}}{(2 * -355 \text{ Nmm}^2 / 2 * 6)} \right) = 237,95 \text{ mm}$$

La anchura se establecerá en **240mm** para facilitar su fabricación, por lo que el coeficiente de seguridad aumentará ligeramente.

6.2.1.2- SOLDADURA PLACA DE UNION DEL BRAZO SUPERIOR

La soldadura sirve de unión entre la placa sobre la que ejerce su fuerza el cilindro superior y el brazo superior. La soldadura está compuesta por tres cordones dispuestos como se indican en la siguiente figura, estando estos sometidos a torsión.

El espesor del cordón será 0,7 veces el menor de los espesores de las piezas a unir, en este caso el brazo y la placa, siendo ambos del mismo espesor, con un espesor de 6mm, por lo que el espesor de la soldadura será de 4,2mm. En el lugar donde se une la placa con el brazo este tiene una altura de 150mm, por lo que la altura de la soldadura se considerará de: H=100mm.

La longitud eficaz del cordón horizontal se considerara igual a la anchura de la placa ($b=240$) a unir y la longitud eficaz del cordón vertical se considerara igual a la altura de la placa (H) a unir, con lo cual:

$$L_H=240\text{mm.}$$

$$L_V=100\text{mm.}$$

En este apartado del proyecto se estudiará la seguridad que nos ofrece esta soldadura, el material de la soldadura se considera de las mismas características de las chapas a unir, en este caso S-355, con una resistencia a la fluencia de 355MPa.

Las fuerzas máximas T y V que se transmiten a la soldadura son las mismas fuerzas que se han tenido en cuenta para cada chapa de unión en el apartado 6.2.1.1. de este proyecto.

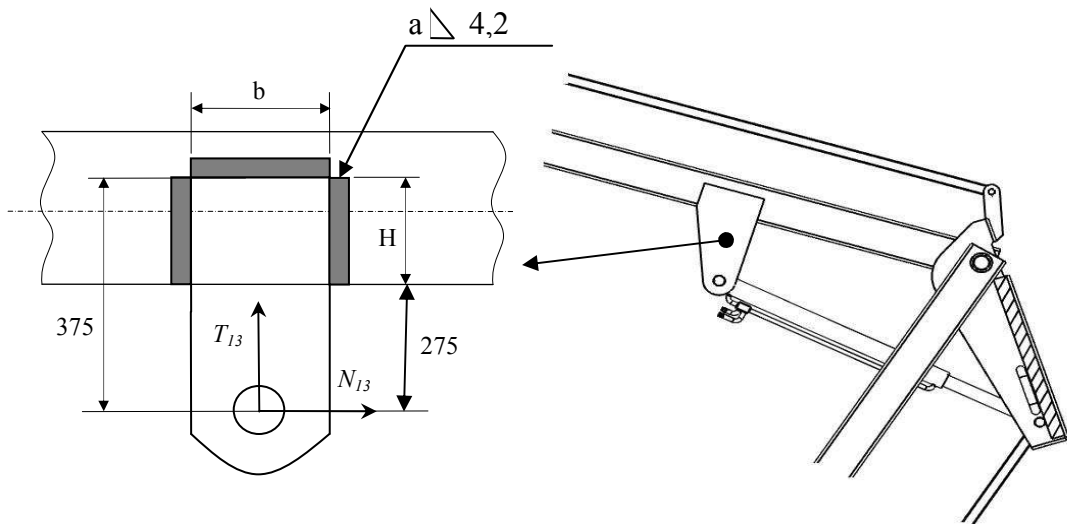


Figura 103.

Perfil soldadura chapas de unión brazo superior visto en SOLIDWORKS.

Los esfuerzos que estas fuerzas generan sobre la soldadura son los siguientes:

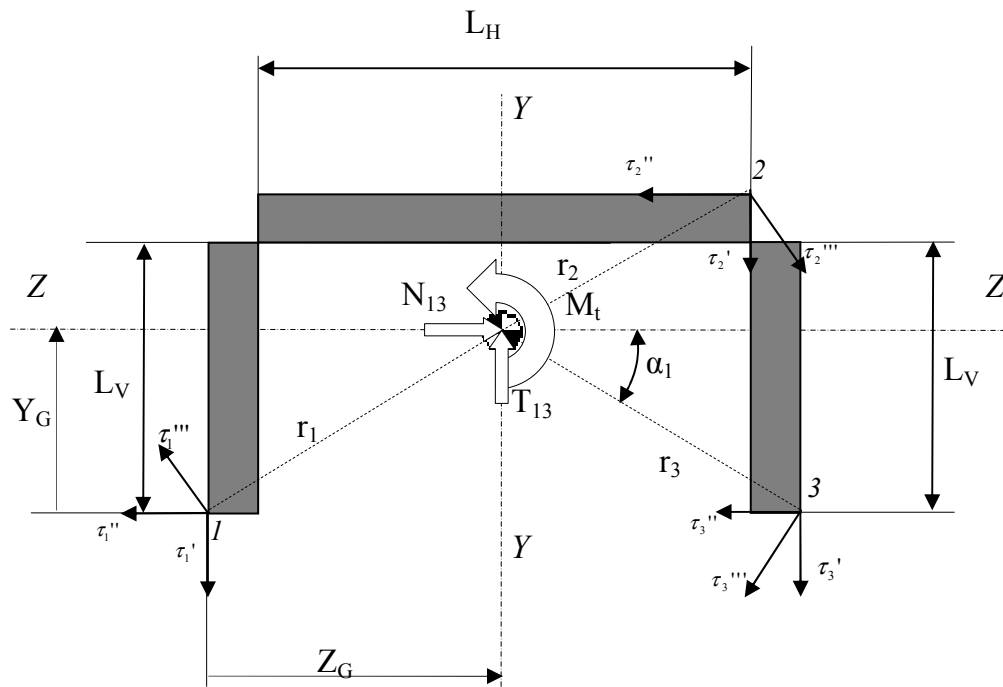


Figura 104.

Vista en detalle de soldadura chapas de unión brazo superior.

Dado que los tres cordones de soldadura tienen la misma garganta se consideraran $a_1 = a_2 = a_3 = a$

- Posteriormente se procederá al calcular la ubicación del c.d.g. de los cordones de soldadura, el área de la soldadura, los esfuerzos que se tendrán en cuenta en dicho punto y la inercia polar I_0 :

1. Tomando el punto 1 como origen se va a calcular la distancia en Y y en Z hasta el centro de gravedad de la soldadura:

$$\circ Y_G = \frac{a \cdot L_H \cdot \left(L_V + \frac{a}{2} \right) + 2 \cdot \left(a \cdot L_V \cdot \left(\frac{L_V}{2} \right) \right)}{2 \cdot (a \cdot L_V) + a \cdot L_H} = 78,42 \text{ mm}$$

2. El área de la soldadura será la obtenida de multiplicar la garganta del cordón por su longitud eficaz total:

$$\circ A = a \cdot L = 1848 \text{ mm}^2$$

3. Las fuerzas serán:

- $T_{13} = -3.516,774N$
- $N_{13} = -26.428,805N$

4. El momento torsor que se genera es:

- $M_t = N \cdot (0,275 + Y_G) = N \cdot (0,275 + 0,07842) = 9.340.420Nmm$

5. La inercia polar I_0 de toda la soldadura respecto del c.d.g. será:

$$I_0 = I_Y + I_Z = 17.362.699,2 + 1.945.175 = 19.307.874,28mm^4$$

- $I_Y = \frac{1}{12} \cdot a \cdot L_H^3 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot L_V \cdot a^3 + L_V \cdot a \cdot \left(\frac{L_H}{2} + \frac{a}{2} \right)^2 \right) = 17.362.699,2mm^4$
- $I_Z = \left(\frac{1}{12} \cdot L_H \cdot a^3 + L_H \cdot a \cdot \left(L_V - Y_G + \frac{a}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot a \cdot L_V^3 + L_V \cdot a \cdot \left(Y_G - \frac{L_V}{2} \right)^2 \right)$
 $= 1.945.175mm^4$

- De los tres puntos posibles para analizar, se va a analizar el punto 3 debido a que en este punto la suma vectorial de las tres tensiones da lugar a una tensión de mayor módulo que la que se obtendría en los demás puntos.

Punto 3:

- Calculo de las tensiones de la sección abatida:

1. Cortantes primarios

$$\tau_3' = \frac{T}{Area_{soldadura}} = 1,903MPa.$$

$$\tau_3'' = \frac{N}{Area_{soldadura}} = 14,301MPa.$$

2. Cortante secundario

$$\tau_3''' = \frac{M_t}{I_0} \cdot r_3 = \frac{9.340.420Nmm}{19.307.874,28mm^4} \cdot 146,88mm = 71,055MPa.$$

- La distancia r_3 desde el punto 3 al c.d.g. y el ángulo α que forma respecto a la horizontal serán:

$$r_3 = \sqrt{(Y_G)^2 + \left(\frac{L_H}{2} + a\right)^2} = 146,88mm$$

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{(Y_G)}{\left(\frac{L_H}{2} + a\right)}\right) = 32,26^\circ$$

- A continuación se van a sumar las 3 tensiones en la sección abatida de la garganta del cordón de soldadura.

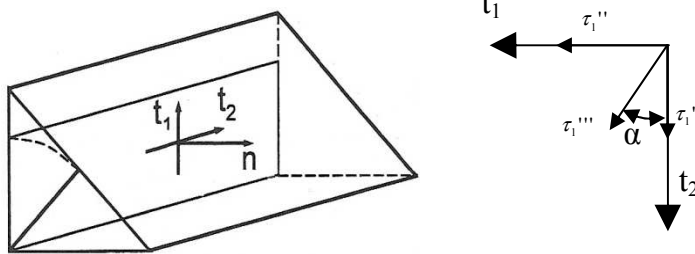


Figura 105.

Vista en detalle cordón de soldadura.

Los valores de tensiones sobre la sección abatida son los siguientes:

- $t_1 = \tau_3'' + \tau_3''' \cdot \operatorname{sen}(\alpha) = 14,301MPa + 71,055MPa \cdot \operatorname{sen}(32,26^\circ) = 52,227MPa$
- $t_2 = \tau_3' + \tau_3''' \cdot \operatorname{cos}(\alpha) = 1,903MPa + 71,055MPa \cdot \operatorname{cos}(32,26^\circ) = 61,989MPa$

Ahora se pasaran las tensiones de la sección abatida a la sección de la garganta y obtenemos las tensiones de la soldadura:

- $\sigma = \frac{t_1}{\sqrt{2}} = \frac{52,227}{\sqrt{2}} = 36,930MPa$
- $\tau_1 = \frac{t_1}{\sqrt{2}} = \frac{52,227}{\sqrt{2}} = 36,930MPa$
- $\tau_2 = t_2 = 61,989MPa$

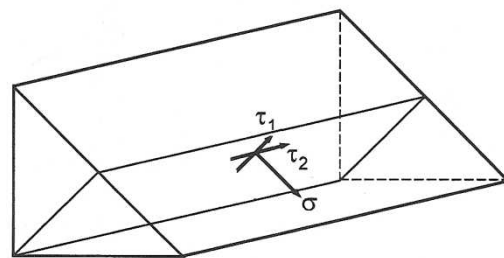


Figura 106.

Vista en detalle sección garganta cordón de soldadura.

Según la teoría de Von Misses, la tensión equivalente es:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\tau_1^2 + \tau_2^2)}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{36,930^2 + 3 \cdot (36,930^2 + 61,989^2)} = 130,319 MPa$$

Finalmente podemos calcular el coeficiente de seguridad de la soldadura, comparando la tensión equivalente obtenida con la tensión del material:

$$\text{Coeficiente de seguridad: } C_s = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{355 MPa}{152,83 MPa} = 2,724$$

A la vista de los resultados se puede afirmar que la soldadura cumple con las exigencias mínimas de diseño establecidas en el proyecto.

6.2.2 - CALCULO DEL BRAZO INFERIOR

Como ocurre con el brazo superior el brazo inferior también está sometido a la acción de tres fuerzas generadas en las articulaciones, y también a un momento flector aplicado en uno de ellos, al igual que para el caso anterior los esfuerzos generados en el brazo serán de axil, cortadura y flexión,.

Este brazo tendrá un espesor ligeramente mayor que el brazo superior, debido a que sobre él recaen esfuerzos mayores. El aumento de espesor supondrá según el fabricante de este perfil (ver ANEXO 1-PERFILES BRAZOS) un notable cambio en el límite elástico. Este perfil será normalizado conformado en frío de acero no aleado y seguirá la norma **UNE-EN 10219-1**, la designación de acero (según **EN 10027-1**) es **S 355J2H** y tiene un límite elástico de **355 MPa**. sus dimensiones exteriores son de **150x100x8 mm**.

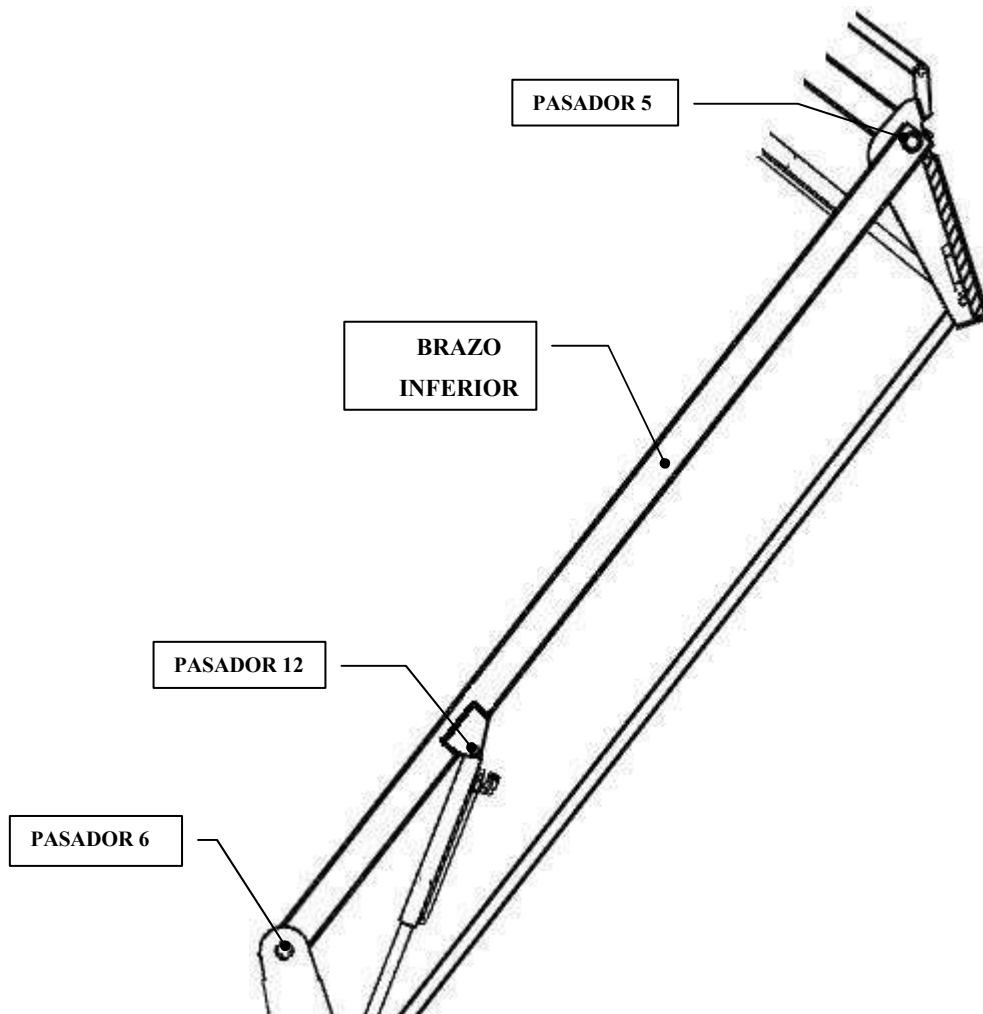


Figura 107.

Perfil brazo inferior visto en SOLIDWORKS.

Esquemáticamente se puede representar el brazo inferior como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)). El peso del brazo se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda la viga:

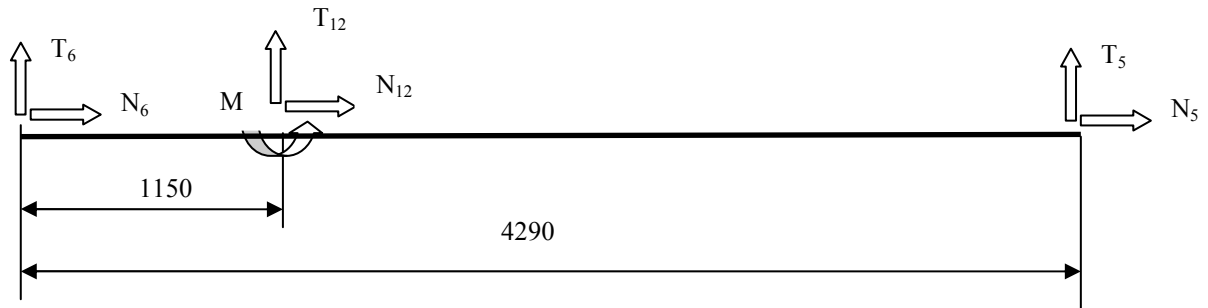


Figura 108.

Esfuerzos brazo inferior con cotas para cálculo.

El perfil que compone el brazo es un perfil rectangular con una sección constante a lo largo de su longitud.

Características geométricas:

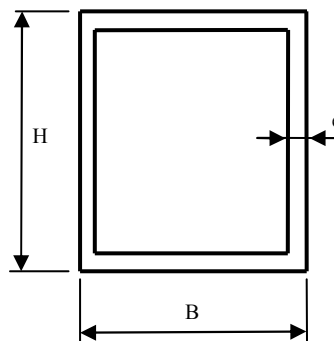


Figura 109.

Sección brazo inferior.

Para analizar lo que ocurre sobre el estructural se va a estudiar lo que ocurre en los puntos más desfavorables y significantes a lo largo del este:

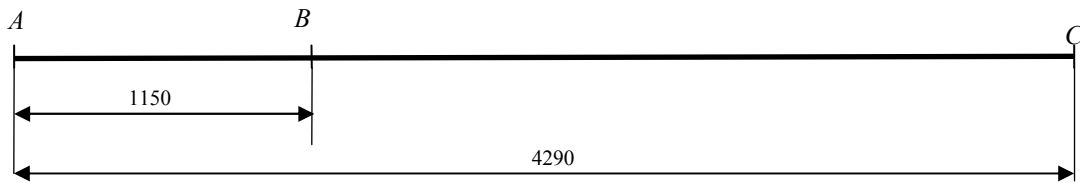


Figura 110.

Brazo inferior con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el perfil son los siguientes:

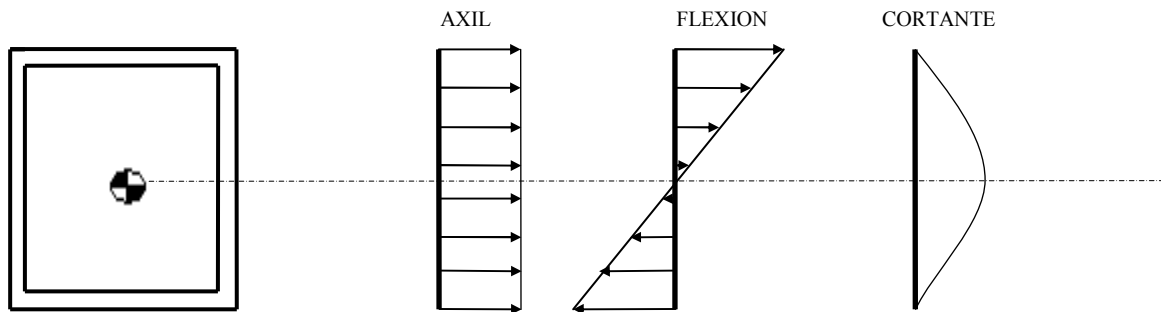


Figura 111.

Distribución de esfuerzos en sección brazo inferior (Máximo Flector).

El cálculo de este brazo se va a realizar para la posición inicial del caso 1 con el viento hacia la izquierda, debido a que esta combinación de cargas es la que más esfuerzos genera sobre el brazo.

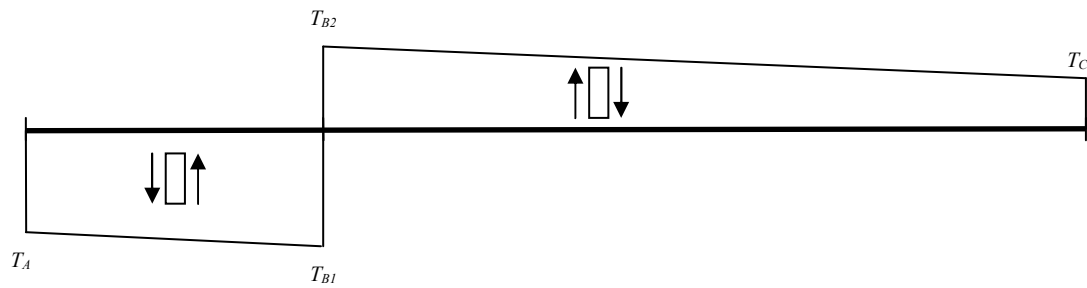
- Articulación 5:
 - Axil, $N_5 = -30.842,111\text{N}$
 - Cortante, $T_5 = -5.934,834\text{ N}$
- Articulación 12:
 - Axil, $N_{12} = 52.996,668\text{ N}$
 - Cortante, $T_{12} = 18.885,534\text{ N}$
 - Momento flector, $M = 52.996,668\text{N} * 0,12\text{ m} = 6.359,600\text{ Nm}$
- Articulación 6:
 - Axil, $N_6 = -22.192,462\text{ N}$
 - Cortante, $T_6 = -11.695,543\text{ N}$

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzo:

- Esfuerzo axial (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

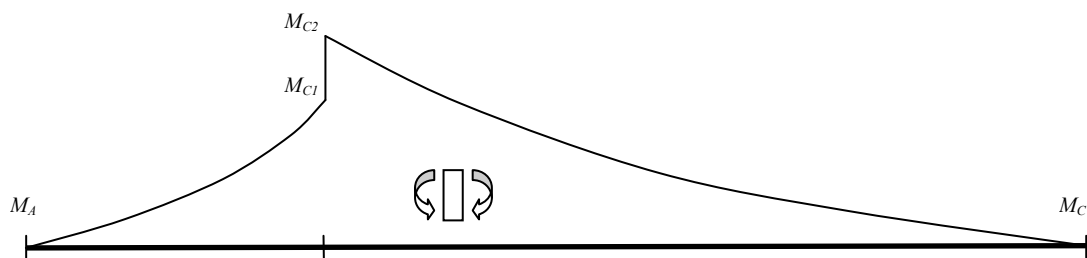


Figura 112.

Diagramas de esfuerzo brazo inferior (Máximo Flector).

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 3.

Esfuerzos brazo inferior (Máximo Flector).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	22.192,462	-11.695,543	0,00
B₁	22.206,567	-12.039,547	13.647,677
B₂	-30.790,100	6.845,985	20.007,277
C	-30.842,111	5.934,834	0,00

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad en la sección más desfavorable que para este caso se dará en el punto B2. Para llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

- El material es acero S-355J2H con un límite elástico a la fluencia de 355 MPa
- Área (A) = 0,00366159m²
- Inercia (I) = 0,00001084265806m⁴
- Espesor (e) = 8 mm
- Anchura (B) = 100 mm
- Altura (H) = 150mm

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la sección la máxima tensión a tracción y en la parte inferior la máxima compresión, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

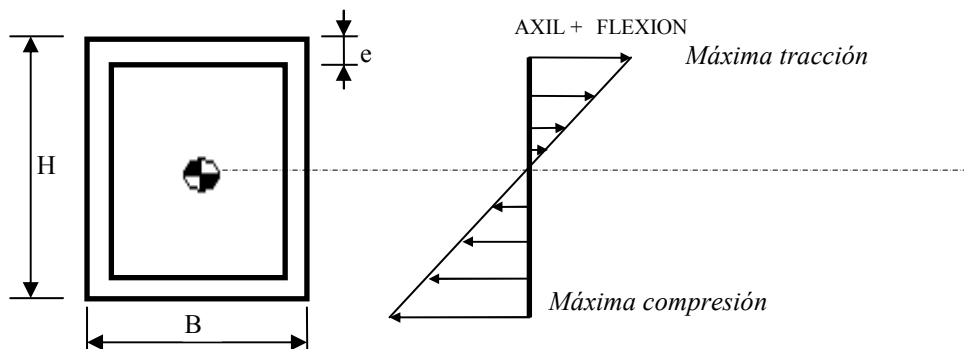


Figura 113.

Superposición de esfuerzos en sección brazo inferior (Máximo Flector).

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 129,983 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresion} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = -146,801 \text{ MPa.}$$

Para calcular el coeficiente de seguridad mínimo que se obtiene según estos esfuerzos se tiene que tener en cuenta el $\sigma_{elastico}$ del material, que en este caso será de 355 MPa. y el $\sigma_{\max_compresion}$ que en este caso será el más desfavorable.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{\max_compresion}} = 2,418$$

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2.

Comprobación en posición de máximo esfuerzo axil:

Con las dimensiones del perfil del brazo y la posición en la que el esfuerzo cortante era máximo se ha calculado en el apartado anterior el coeficiente de seguridad.

Ahora se va a comprobar que en la situación en la que el esfuerzo axil es máximo también se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2 en la sección más desfavorable. Para el caso 2 con viento izquierda se da el máximo axil cuando el brazo inferior está inclinado al máximo (formando un ángulo de 57,857° grados con la horizontal).

Las fuerzas generadas por las articulaciones en esta posición son las siguientes:

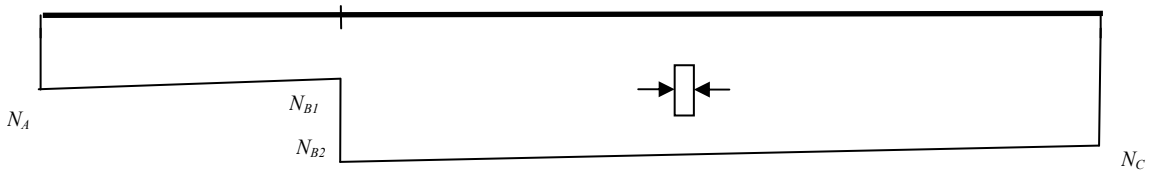
- Articulación 5:
 - Axil, $N_5 = -42.297,726 \text{ N}$
 - Cortante, $T_5 = -2.714,804 \text{ N}$
- Articulación 12:
 - Axil, $N_{12} = 29.731,875 \text{ N}$
 - Cortante, $T_{12} = 8.033,127 \text{ N}$
 - Momento flector, $M = 29.731,875 \text{ N} * 0,12 \text{ m} = 3.567,825 \text{ Nm}$
- Articulación 6:
 - Axil, $N_6 = 13.706,808 \text{ N}$
 - Cortante, $T_6 = -4.724,429 \text{ N}$

El método de cálculo es como el anterior, a continuación se muestran los diagramas de esfuerzos y sus valores obtenidos para esta posición y el coeficiente de seguridad mínimo obtenido.

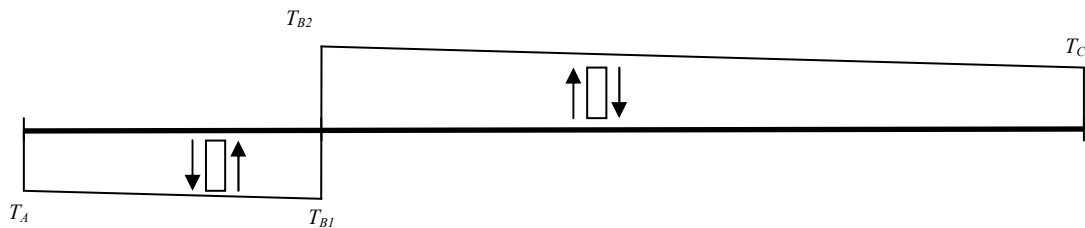
En esta posición el perfil se encuentra bastante más inclinado que en la posición de máximo cortante, por consiguiente el peso propio del brazo influirá en mayor medida en el esfuerzo axil para este caso que para el citado con anterioridad.

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzo del brazo:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

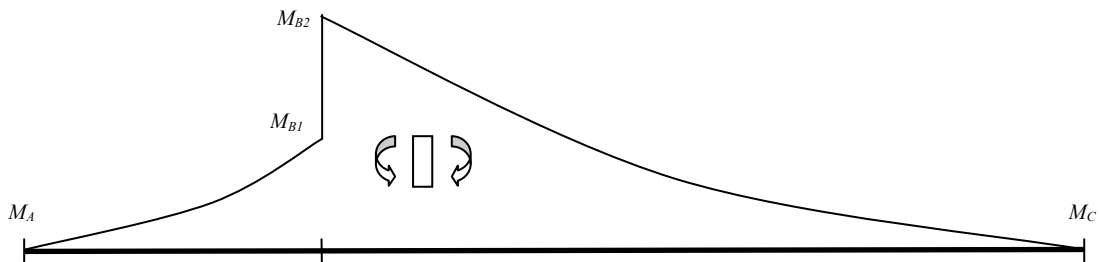


Figura 114.

Diagramas de esfuerzo brazo inferior (Máximo Axil).

Los valores que muestran los diagramas son los siguientes:

Tabla 4.

Esfuerzos brazo inferior (Máximo Axil).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	-13.706,808	-4.724,429	0,00
B₁	-13.407,814	-4.895,712	5.690,914
B₂	-43.139,689	3.137,414	9.258,739
C	-42.297,726	2.714,804	0,00

El punto más desfavorable para el estudio con el máximo axil será el B2.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 52,262 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresion} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = -75,825 \text{ MPa.}$$

El coeficiente de seguridad obtenido cuando la barra está sometida a su máximo esfuerzo axil, para la posición de 57,857° grados es el siguiente.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{\max_compresion}} = 4,681$$

Como se puede observar en los resultados el brazo sigue teniendo un coeficiente de seguridad superior a 2 cuando el brazo se encuentra en su posición máxima de 57,857°, en la cual se aplica sobre él el mayor esfuerzo axil.

Comprobación a pandeo para la posición de máxima compresión:

Debido a la gran compresión sumada a la flexión que tiene que soportar este brazo se va a comprobar a pandeo para la situación más desfavorable, que en este caso es la misma que en el apartado anterior, ya que es donde se obtiene la máxima compresión.

En general será necesario comprobar la resistencia a pandeo en cada posible plano en que pueda flexionar la pieza, para este apartado del proyecto se hará primero una comprobación utilizando un plano de pandeo para la Inercia del eje Y teniendo en cuenta únicamente el eje a compresión y después se hará una segunda comprobación para el otro plano posible a pandeo con la inercia del eje Z pero en este caso lo comprobaremos a compresión y con el momento flector conjuntamente.

La mayoría de normas usan un coeficiente de reducción de la resistencia cuando el esfuerzo sobre el elemento lineal es de compresión y no de tracción.

Existen varias maneras todas ellas esencialmente equivalentes de tratar esta reducción de la resistencia por efecto del pandeo, por ejemplo el eurocódigo y el CTE definen la esbeltez mecánica reducida $\bar{\lambda}$, como:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A\sigma_F}{F_{CR}}}$$

Donde:

- A , es el área efectiva de la sección transversal.
- σ_F es el límite elástico del material.
- F_{CR} es la carga crítica de pandeo de la barra.

La carga crítica se aproxima mucho a la llamada carga crítica de Euler:

$$F_{CR} = F_{EULER} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2}$$

Donde:

- E , es el módulo de Young del material, que para los aceros es de 210 GPa.
- I , momento de inercia del área de la sección para flexión en el plano considerado.

- L_K , longitud efectiva a pandeo de la pieza, equivalente a la distancia entre puntos de inflexión de la deformación de pandeo. Se define en la tabla 6.1 del “ANEXO 2 - Tablas de cálculo a pandeo” en función de la longitud de la pieza.

$$L_K = \beta \cdot L = 2 \cdot 3,14 = 6,28m$$

- β , coeficiente función de los apoyos en los extremos.
- L , longitud real entre extremos, en nuestro caso la longitud coincide con la longitud de la barra sometida a compresión. $L=3,14m$

En piezas de sección constante puede definirse además la longitud de pandeo L_K de esta forma.

$$L_K = \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{F_{cr}}} = \pi \cdot i \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_F}}$$

- i , radio de giro:

$$i = \sqrt{\frac{\text{Inercia}}{\text{Area}}}$$

El coeficiente de reducción de la resistencia χ se puede usar para estimar por exceso la tensión y determinar si un elemento es seguro. Así cuando un elemento está sometido a flexión y compresión compuestas la tensión de referencia para calcular si el elemento es seguro o no se toma aproximadamente como:

$$\sigma = \frac{|N_x|}{\chi \cdot A} \text{ Para la primera comprobación,}$$

$$\sigma = \frac{|N_x|}{\chi \cdot A} \pm \frac{|M_z|}{W_z} \text{ Para la segunda comprobación.}$$

Donde:

- N_x , es el esfuerzo axial de compresión al que está sometido el elemento.
- $\chi \geq 1$, es el coeficiente de reducción de la resistencia por pandeo. Los valores del coeficiente χ se pueden obtener directamente de la figura 6.3 o de la tabla 6.3 del “ANEXO 2 - Tablas de cálculo a pandeo”. en función de la esbeltez reducida y del coeficiente de imperfección, respectivamente.
- A , es el área efectiva de la sección transversal.
- M_z , es el momento flector medido según la dirección principal de inercia.
- W_z , es el momento resistente asociado al momento principal de inercia de la sección transversal.

Hecha esta leve introducción de formulas para el cálculo a resistencia para pandeo se procederá a los cálculos:

Primera comprobación: solo teniendo en cuenta la compresión para el plano XY (dado que no hay momento flector en el eje y)

Radio de giro:

$$i_y = \sqrt{\frac{\text{Inercia}_y}{\text{Area}}} = \sqrt{\frac{569,124338 \text{ cm}^4}{36,616 \text{ cm}^2}} = 3,942 \text{ cm}$$

Conocidas la inercia en y, el modulo de Joung y la longitud efectiva obtenida en la tabla 6.1 se puede despejar de la siguiente formula F_{CR}

$$L_K = \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{F_{cr}}} \Rightarrow F_{CR} = 299.093,455 \text{ N}$$

Introduciendo estos valores en la siguiente formula se obtiene λ .

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \sigma_F}{F_{CR}}} = 2,08$$

Como ya se ha mencionado antes entrando en la tabla con $\lambda = 2,08$ se obtiene el valor del coeficiente χ que será $\chi = 0,18$.

Luego la tensión resultante de la combinación de esfuerzos para el estudio de pandeo para la sección más desfavorable, donde el valor del axil de compresión es: $N=-43.139,689$ N y el momento flector: $M=9.258,739$ Nm. queda así:

$$\sigma = \frac{|N_x|}{\chi \cdot A} = \frac{43.139,689 N}{0,18 \cdot 0,0036616 m^2} = 65,453 MPa$$

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos y las características del material el coeficiente de seguridad queda de esta manera:

$$CS = \frac{\sigma_F}{\sigma} = 5,423$$

Segunda comprobación: compresión más momento flector en el eje z

Radio de giro:

$$i_z = \sqrt{\frac{Inercia_z}{Area}} = \sqrt{\frac{1.084,265806 cm^4}{36,616 cm^2}} = 5,441 cm$$

Conocidas la inercia en z, el modulo de Joung y la longitud efectiva obtenida en la tabla 6.1 del “ANEXO 2 - Tablas de cálculo a pandeo” se puede despejar de la siguiente formula F_{CR}

$$L_K = \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{F_{cr}}} \Rightarrow F_{CR} = 569.817,147 N$$

Introduciendo estos valores en la siguiente formula se obtiene λ .

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \sigma_F}{F_{CR}}} = 1,51$$

Como ya se ha mencionado antes entrando en la tabla con $\lambda = 1,51$ se obtiene el valor del coeficiente χ que será $\chi = 0,37$.

Luego la tensión resultante de la combinación de esfuerzos para el estudio de pandeo para la sección más desfavorable, donde:

- $N = -43.139,689 \text{ N}$
- $M = 9.258,739 \text{ Nm}$.
- $A = 0,0036616 \text{ m}^2$
- $I = 0,00001084265806 \text{ m}^4$
- $H = 0,15 \text{ m}$

- Máxima tracción: $\sigma_{MAX_TRACCIÓN} = \frac{|N_X|}{\chi \cdot A} + \frac{|M_Z|}{W_Z} = 95,886, \text{ MPa}$

- Máxima compresión: $\sigma_{MAX_COMPRESIÓN} = \frac{|N_X|}{\chi \cdot A} - \frac{|M_Z|}{W_Z} = -32,201 \text{ MPa}$

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos y las características del material el coeficiente de seguridad queda de esta manera:

$$CS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{MAX_TRACCIÓN}} = 3,702$$

Como se puede apreciar la tensión que obtenemos en la situación más desfavorable en ambas comprobaciones es inferior a la máxima tensión admisible del material, por lo que no se produce el pandeo.

Para el brazo superior no se han querido hacer comprobaciones a pandeo por que el axil máximo a compresión no era lo suficientemente elevado.

6.2.2.1 - PLACA UNIÓN CILINDRO INFERIOR-BRAZO INFERIOR

La misión de esta placa es similar a la del brazo superior, transmitir la fuerza del cilindro hasta el brazo, en este caso a el brazo inferior, al igual que para el caso anterior, ambas tienen las mismas dimensiones y se encuentran sometidas a las mismas sollicitaciones.

Se realizaran los cálculos para el caso más desfavorable teniendo en cuenta para los cálculos la distancia desde el punto donde ejerce su fuerza el cilindro hasta la parte superior de la placa de unión, que será de de 145mm, para esta placa se van a realizar 2 cálculos, por un lado se determinará el mínimo espesor (e) necesario para que no se produzca aplastamiento con la fuerza que le trasmite el pasador, una vez establecido el mínimo espesor se calculará la anchura (b), para que la placa soporte la flexión ejercida sobre ella. La altura del brazo es de 150mm y la distancia que contacta la placa en el brazo (H) es de 100mm, con la finalidad de dejar espacio para el cordón de soldadura superior.

Esquemáticamente se puede representar de esta manera:

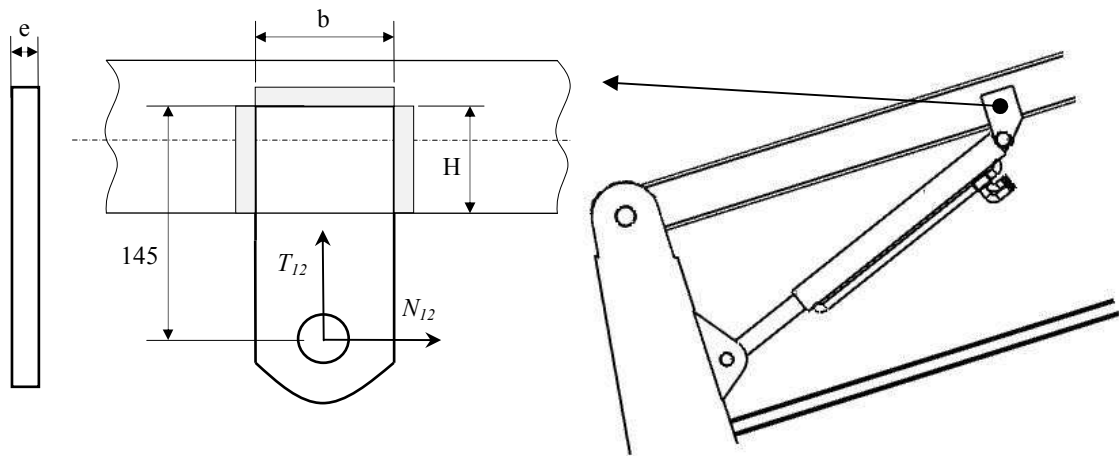


Figura 115.

Perfil chapas de unión brazo inferior visto en SOLIDWORKS.

El material de la placa es S-355 con una resistencia a la fluencia de 355MPa, el coeficiente de seguridad mínimo para esta pieza es de 2.

Espesor (e):

La fuerza máxima (en módulo) que puede hacer el cilindro superior es de 56.269,11N, cuando el viento ejerce fuerza hacia la izquierda y el brazo superior forma un ángulo de 42.766 grados con la horizontal para el caso 1. Como hemos señalado anteriormente hay dos placas, una a cada lado, la fuerza se reparte por igual entre ellas, así obtenemos que la máxima fuerza que se puede hacer sobre una placa es de: 28.134,55 N.

La tensión que se genera sobre la placa mediante el perno es la equivalente a repartir la fuerza entre el área proyectada del eje del perno. Siendo el área proyectada el diámetro exterior del eje por el espesor de la placa. De esta manera obtenemos la compresión:

$$\sigma_{compresión} = \frac{Fuerza}{Area_{proyectada}}$$

Para el caso del perno 12 el diámetro del eje calculado anteriormente es de 30mm. Por lo que la tensión de compresión será en este caso de:

$$\sigma_{compresión} = \frac{28.134,55N}{30mm \cdot e} = 937,81/e [MPa]$$

Si se compara esta tensión de compresión con la máxima que soporta el material, ponderada por un coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{material}}{Cs} = \frac{355MPa}{2} = 177,5MPa$$

Y despejando, se puede obtener directamente el espesor mínimo necesario.

$$\sigma_{compresion} = \sigma_{adm} \longrightarrow e = \frac{937,81}{177,5} = 5,28mm$$

El espesor que será elegido para esta placa es de **6mm**, obteniendo en este caso un factor de seguridad ligeramente superior a 2, exactamente obtenemos un $Cs=2.27$.

$$Cs = \frac{\sigma_{material}}{F/A} = \frac{355MPa}{28.134,55N / 30 \cdot 6mm^2} = 2.27$$

Anchura (b):

Para calcular la anchura necesaria para soportar la flexión, utilizaremos la posición en la que la fuerza N_{12} sea máxima, ya que esta componente es la que crea momento flector sobre la placa. En esta posición el valor máximo de N_{12} es de 26.502,1 N para una placa, y el valor de T_{12} es de 9.444,113N también para una placa, esta situación se da cuando el viento ejerce fuerza hacia la izquierda para el caso 1 curiosamente, cuando el brazo superior y el cilindro superior se encuentran paralelos (a 42,76° grados).

En análisis de la placa es similar al de una viga en voladizo, a la que se le aplica una carga puntual en el extremo, situado en este caso a 120mm. El momento máximo que se obtiene es de: $M_{\max} = N \cdot d = 26.502,1N \cdot 0,145m = 3.842,8Nm$ y el esfuerzo axil en ese instante es de: $N = 9444,113N$.

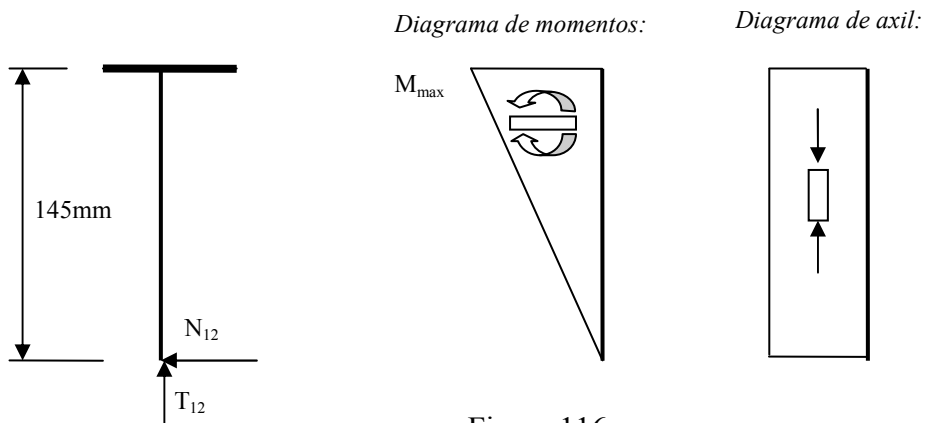


Figura 116.

Diagramas de esfuerzo placa de unión brazo inferior.

La distribución de tensiones generada por el momento es la siguiente:

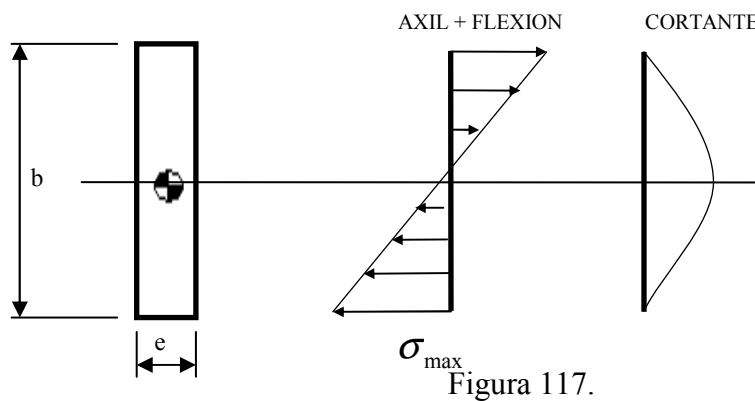


Figura 117.

Distribución de esfuerzos en sección placa de unión brazo inferior.

El esfuerzo cortante no lo tendremos en cuenta porque donde obtenemos el valor máximo de la tensión normal producida por la flexión, el esfuerzo cortante es nulo.

La tensión máxima es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}$$

Donde W es módulo resistente que en este caso es:

$$W = \frac{1}{6} \cdot e \cdot b^2$$

, y A es el área que en este caso es:

$$A = e \cdot b$$

Con estas dos relaciones, sabiendo que la máxima tensión que podemos obtener es la del material dividido por el coeficiente de seguridad mínimo de 2, y teniendo en cuenta que el espesor es de 6mm (calculado anteriormente), podemos obtener la anchura mínima necesaria en la placa:

$$\begin{aligned} b &= \left(\frac{N \pm \sqrt{N^2 + 4 * 6 * M_{\max} * \sigma_{\max} / Cs * e}}{(2 * \sigma_{\max} / Cs * e)} \right) = \\ &= \left(\frac{-9444,113 \text{ N} \pm \sqrt{9444,113 \text{ N}^2 + 4 * 6 * 3842800 \text{ Nmm} * 355 \text{ Nmm}^2 / 2 * 6}}{(2 * -355 \text{ Nmm}^2 / 2 * 6)} \right) = \\ &= 151,638 \text{ mm} \end{aligned}$$

La anchura se establecerá en **155mm** para facilitar su fabricación, por lo que el coeficiente de seguridad aumentará ligeramente.

6.2.2.2 - SOLDADURA PLACA DE UNION DEL BRAZO INFERIOR

La soldadura sirve de unión entre la placa sobre la que ejerce su fuerza el cilindro inferior y el brazo inferior. La soldadura está compuesta por tres cordones dispuestos como se indican en la siguiente figura, estando estos sometidos a torsión.

El espesor del cordón será 0,7 veces el menor de los espesores de las piezas a unir, en este caso el brazo y la placa, siendo la placa la de menor espesor, con un espesor de 6mm, por lo que el espesor de la soldadura será de 4,2mm. En el lugar donde se une la placa con el brazo este tiene una altura de 150mm, por lo que la altura de la soldadura se considerará de: $H=100\text{mm}$.

La longitud eficaz del cordón horizontal se considerara igual a la anchura de la placa ($b=155$) a unir y la longitud eficaz del cordón vertical se considerara igual a la altura de la placa (H) a unir, con lo cual:

$$L_H=155\text{mm.}$$

$$L_V=100\text{mm.}$$

En este apartado del proyecto se estudiará la seguridad que nos ofrece esta soldadura, el material de la soldadura se considera de las mismas características de las chapas a unir, en este caso S-355, con una resistencia a la fluencia de 355MPa.

Las fuerzas máximas T y V que se trasmiten a la soldadura son las mismas fuerzas que se han tenido en cuenta para cada chapa de unión en el apartado 6.2.2.1 de este proyecto.

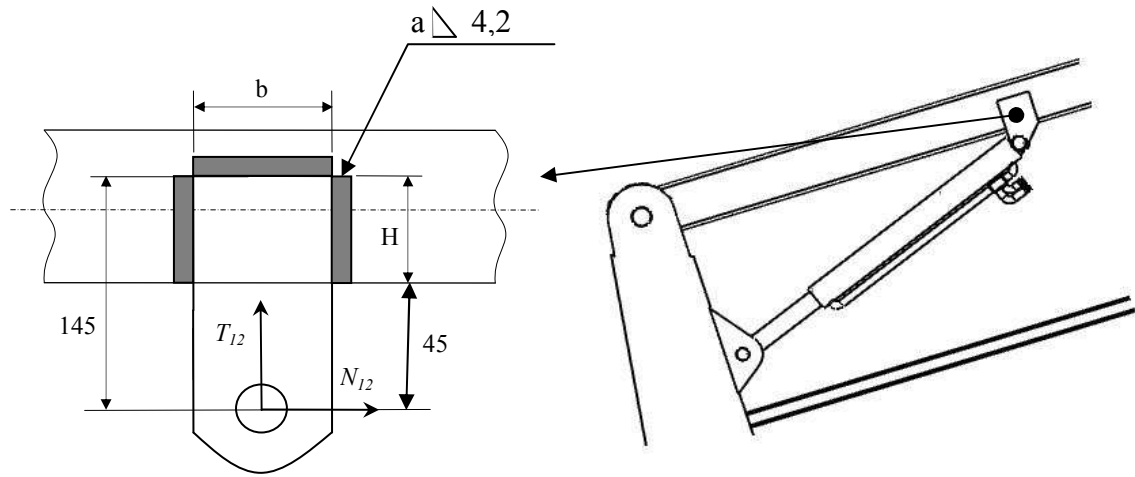


Figura 118.

Perfil soldadura chapas de unión brazo inferior visto en SOLIDWORKS.

Los esfuerzos que estas fuerzas generan sobre la soldadura son los siguientes:

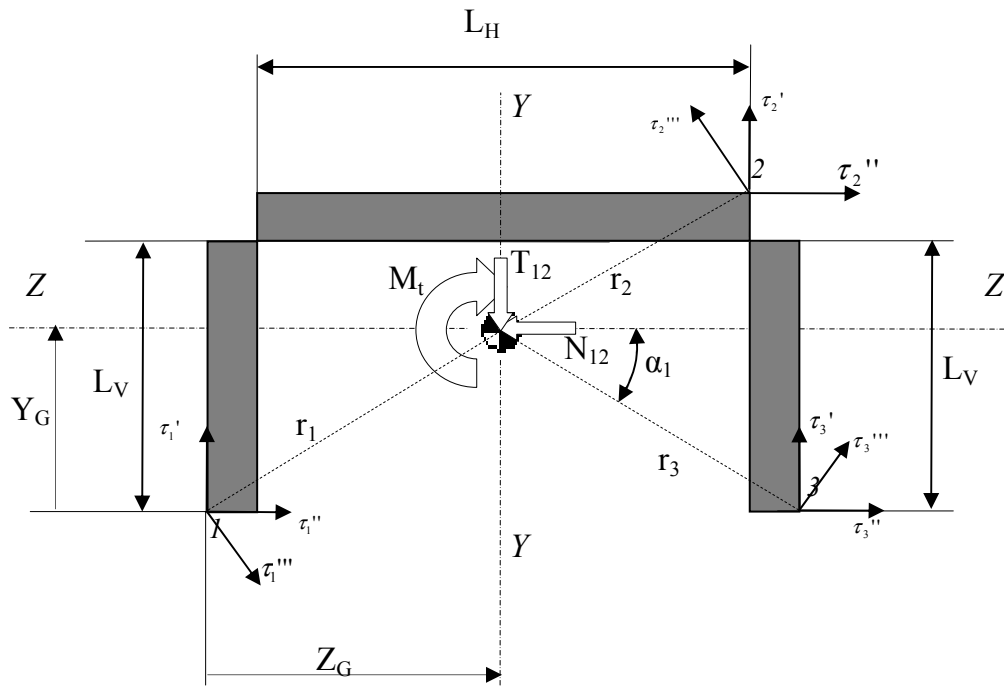


Figura 119.

Vista en detalle de soldadura chapas de unión brazo inferior.

Dado que los tres cordones de soldadura tienen la misma garganta se consideraran

$$a_1 = a_2 = a_3 = a$$

- Posteriormente se procederá al calcular la ubicación del c.d.g. de los cordones de soldadura, el área de la soldadura, los esfuerzos que se tendrán en cuenta en dicho punto y la inercia polar I_0 :

6. Tomando el punto 1 como origen se va a calcular la distancia en Y y en Z hasta el centro de gravedad de la soldadura:

$$\circ Y_G = \frac{a \cdot L_H \cdot \left(L_V + \frac{a}{2} \right) + 2 \cdot \left(a \cdot L_V \cdot \left(\frac{L_V}{2} \right) \right)}{2 \cdot (a \cdot L_V) + a \cdot L_H} = 72,747 \text{ mm}$$

7. El área de la soldadura será la obtenida de multiplicar la garganta del cordón por su longitud eficaz total:

$$\circ A = a \cdot L = 1491 \text{ mm}^2$$

8. Las fuerzas serán:

$$\circ T_{12} = 9.444,113 \text{ N}$$

$$\circ N_{12} = 26.502,1 \text{ N}$$

9. El momento torsor que se genera es:

$$\circ M_t = N \cdot (0,45 + Y_G) = N \cdot (0,045 + 0,072747) = 3.120.540 \text{ Nmm}$$

10. La inercia polar I_0 de toda la soldadura respecto del c.d.g. será:

$$I_0 = I_Y + I_Z = 6.626.965,45 + 1.696.495,51 = 8.323.460,96 \text{ mm}^4$$

$$\circ I_Y = \frac{1}{12} \cdot a \cdot L_H^3 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot L_V \cdot a^3 + L_V \cdot a \cdot \left(\frac{L_H}{2} + \frac{a}{2} \right)^2 \right) = 6.626.965,45 \text{ mm}^4$$

$$\circ I_Z = \left(\frac{1}{12} \cdot L_H \cdot a^3 + L_H \cdot a \cdot \left(L_V - Y_G + \frac{a}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot a \cdot L_V^3 + L_V \cdot a \cdot \left(Y_G - \frac{L_V}{2} \right)^2 \right) = 1.696.495,51 \text{ mm}^4$$

- De los tres puntos posibles para analizar, se va a analizar el punto 3 debido a que en este punto la suma vectorial de las tres tensiones da lugar a una tensión de mayor módulo que la que se obtendría en los demás puntos.

Punto 3:

- Calculo de las tensiones de la sección abatida:

3. Cortantes primarios

$$\tau_3' = \frac{T}{Area_{soldadura}} = 6,334MPa.$$

$$\tau_3'' = \frac{N}{Area_{soldadura}} = 17,774MPa.$$

4. Cortante secundario

$$\tau_3''' = \frac{M_t}{I_o} \cdot r_3 = \frac{3.120.540Nmm}{8.323.460,96mm^4} \cdot 109,393mm = 41,012MPa.$$

- La distancia r_3 desde el punto 3 al c.d.g. y el ángulo α que forma respecto a la horizontal serán:

$$r_3 = \sqrt{(Y_G)^2 + \left(\frac{L_H}{2} + a\right)^2} = 109,393mm$$

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \left(\frac{(Y_G)}{\left(\frac{L_H}{2} + a\right)} \right) = 41,68^\circ$$

- A continuación se van a sumar las 3 tensiones en la sección abatida de la garganta del cordón de soldadura.

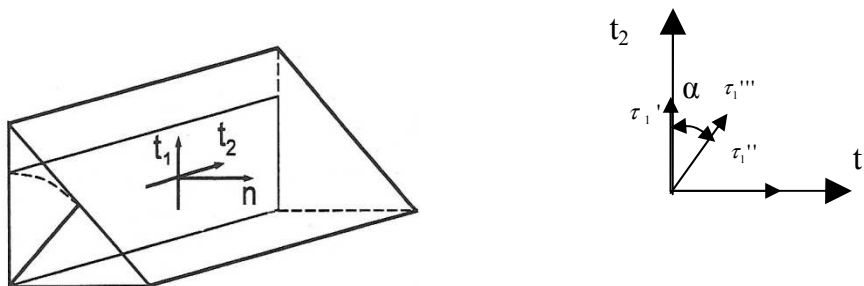


Figura 120.

Vista en detalle cordón de soldadura.

Los valores de tensiones sobre la sección abatida son los siguientes:

- $t_1 = \tau_3'' + \tau_3''' \cdot \text{sen}(\alpha) = 17,774 \text{MPa} + 41,012 \text{MPa} \cdot \text{sen}(41,68^\circ) = 45,045 \text{MPa}$
- $t_2 = \tau_3' + \tau_3''' \cdot \text{cos}(\alpha) = 6,334 \text{MPa} + 41,012 \text{MPa} \cdot \text{cos}(41,68^\circ) = 36,964 \text{MPa}$

Ahora se pasaran las tensiones de la sección abatida a la sección de la garganta y obtenemos las tensiones de la soldadura:

- $\sigma = \frac{t_1}{\sqrt{2}} = \frac{45,045}{\sqrt{2}} = 31,851 \text{MPa}$
- $\tau_1 = \frac{t_1}{\sqrt{2}} = \frac{45,045}{\sqrt{2}} = 31,851 \text{MPa}$
- $\tau_2 = t_2 = 36,964 \text{MPa}$

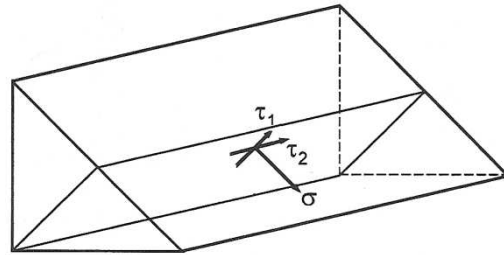


Figura 121.

Vista en detalle sección garganta cordón de soldadura.

Según la teoría de Von Misses, la tensión equivalente es:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\tau_1^2 + \tau_2^2)}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{31,851^2 + 3 \cdot (31,851^2 + 36,964^2)} = 90,315 \text{MPa}$$

Finalmente podemos calcular el coeficiente de seguridad de la soldadura, comparando la tensión equivalente obtenida con la tensión del material:

$$\text{Coeficiente de seguridad: } C_s = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{355 \text{MPa}}{90,315 \text{MPa}} = 3,93$$

A la vista de los resultados se puede afirmar que la soldadura cumple con las exigencias mínimas de diseño establecidas en el proyecto.

6.2.3- CALCULO DEL TIRANTE SUPERIOR

El tirante superior se encuentra principalmente sometido a tracción ya que su propio peso casi no le repercute en los esfuerzos internos que ha de soportar. Esta tracción va dirigida de un pasador al otro, al tratarse de un elemento sometido principalmente a dos fuerzas. Estas fuerzas tendrán el mismo modulo y dirección pero sentidos opuestos.

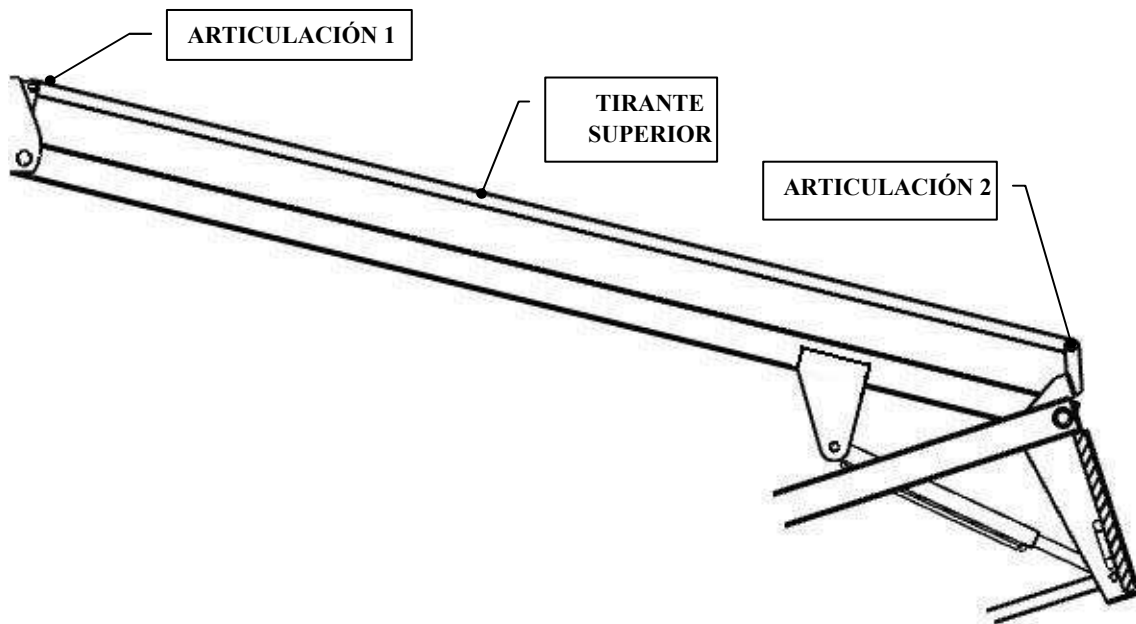


Figura 122.

Perfil tirante superior visto en SOLIDWORKS.

El tirante se ha diseñado con una sección cuadrada y maciza de **40x40mm**. Este perfil será normalizado la designación de acero es **S275JR**. Se puede ver en el ANEXO 3 – TIRANTES extraído de la pagina web www.incafe2000.com.

El tirante se encuentra en su situación de máxima axil cuando el brazo superior se encuentra formando $60,682^\circ$ respecto con la horizontal. La combinación de cargas que da lugar al valor máximo es la generada cuando el viento ejerce fuerza hacia la izquierda para el caso 1.

Esquemáticamente se puede representar el tirante superior como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)).

A efectos de cálculo el peso del brazo se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda la viga:

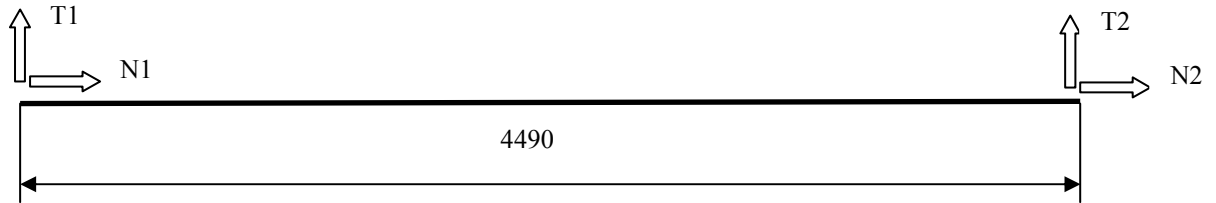


Figura 123.

Esfuerzos tirante superior con cotas para cálculo.

La sección del tirante superior será constante a lo largo de su longitud, para analizar lo que ocurre sobre el tirante se va a estudiar lo que ocurre en los puntos más desfavorables y significantes a lo largo de este, que serán los extremos donde se alojan las articulaciones 1 y 2 y el centro de la barra:

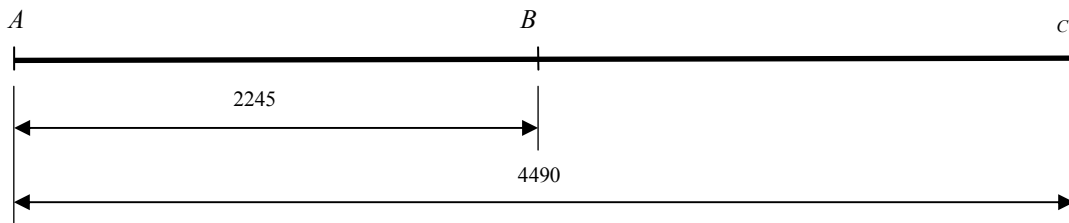


Figura 124.

Tirante superior con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el tirante son los siguientes:

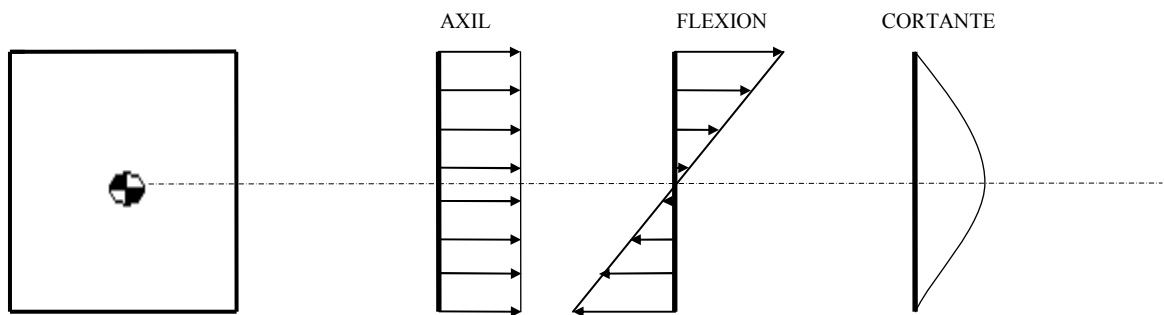


Figura 125.

Distribución de esfuerzos en sección tirante superior (Máximo Axil).

El cálculo de este tirante se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo axil, ya que es entonces cuando se espera obtener la situación más desfavorable, aunque posteriormente se hará un comprobación para el cortante máximo, ya que aunque sea pequeño y genere un momento flector pequeño debe de tenerse en cuenta debido al momento de inercia tan bajo del tirante.

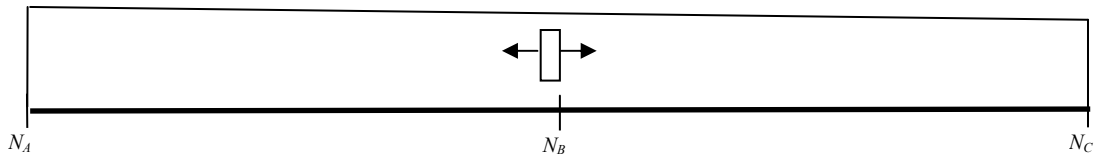
En los apartados anteriores para los brazos superior e inferior se ha empezado calculando en la posición donde se obtenía el máximo esfuerzo cortante. Pero para esta barra se tendrá en cuenta el máximo axil en primera instancia.

Esta posición de máximo axil se da en el caso 1 con el viento ejerciendo fuerza hacia la izquierda, cuando el brazo superior esta a $60,682^\circ$ grados respecto la horizontal.

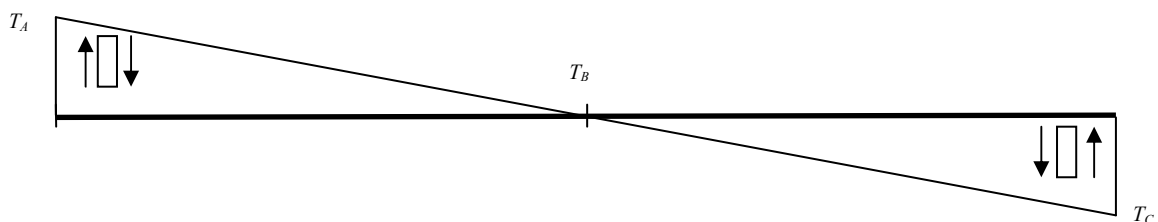
- Articulación 1:
 - Axil, $N_1 = -13978,359 \text{ N}$
 - Cortante, $T_1 = 167,814 \text{ N}$
- Articulación 2:
 - Axil, $N_2 = 13448,48 \text{ N}$
 - Cortante, $T_2 = 163,949 \text{ N}$

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del tirante:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

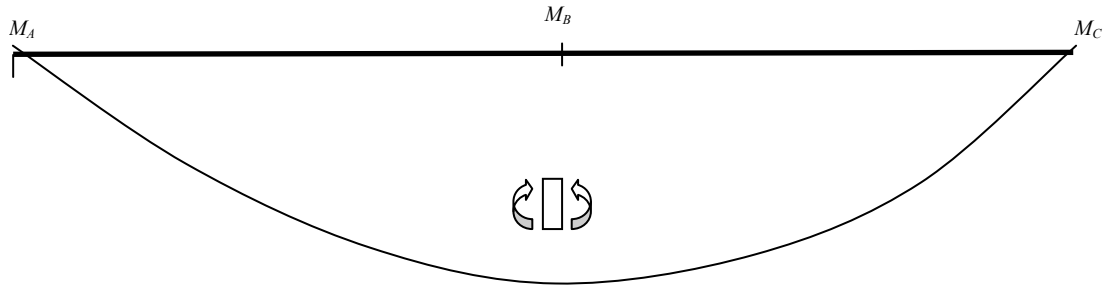


Figura 126.

Diagramas de esfuerzo tirante superior (Máximo Axil).

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 5.

Esfuerzos tirante superior (Máximo axil).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	13.978,359	167,814	0,00
B	13.710,052	22,109	-213,189
C	13.448,480	-163,949	0,00

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad en la sección más desfavorable que para este caso se dará en el punto B. Para llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

- El material es acero S-275JR con un límite elástico a la fluencia de 275 MPa
- Área (A) = 0,0016m²
- Inercia (I) = 0,000000533m⁴
- Anchura (B) = 40 mm
- Altura (H) = 40mm

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la mínima tensión a tracción y en la parte inferior la máxima tensión a tracción en dicha sección, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

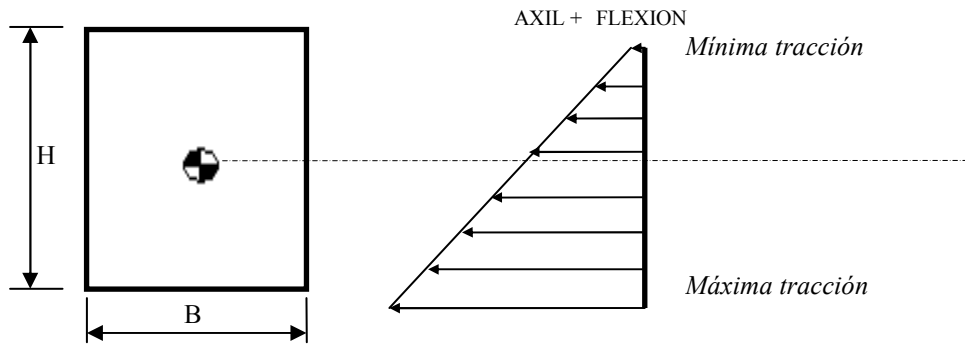


Figura 127.

Superposición de esfuerzos en sección tirante superior (Máximo Axil).

$$\text{Máxima tracción: } \sigma = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 16,568 \text{ MPa.}$$

$$\text{Mínima tracción: } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 0,569 \text{ MPa.}$$

Para calcular el coeficiente de seguridad mínimo que se obtiene según estos esfuerzos se tiene que tener en cuenta el $\sigma_{elastico}$ del material, que en este caso será de 275 MPa. y el $\sigma_{MAX_TRACCIÓN}$ que en este caso será el más desfavorable.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{MAX_TRACCIÓN}} = 16,598$$

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2.

Comprobación en posición de máximo esfuerzo cortante:

Con las dimensiones del tirante superior y la posición en la que el esfuerzo axil era máximo se ha calculado en el apartado anterior el coeficiente de seguridad.

Ahora se va a comprobar que en la situación en la que el esfuerzo cortante es máximo, también se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2 en la sección más desfavorable.

La posición en la que se da el máximo cortante es cuando el brazo superior está horizontalmente.

Las fuerzas generadas por las articulaciones en esta posición son las siguientes:

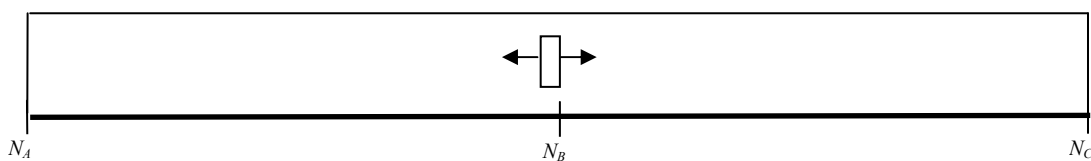
- Articulación 1:
 - Axil, $N_1 = -7789,531\text{N}$
 - Cortante, $T_1 = 312,707\text{N}$
- Articulación 2:
 - Axil, $N_2 = 7789,531\text{ N}$
 - Cortante, $T_2 = 312,707\text{ N}$

El método de cálculo es como el anterior, a continuación se muestran los valores obtenidos en los diagramas de esfuerzos para esta posición y el coeficiente de seguridad mínimo obtenido.

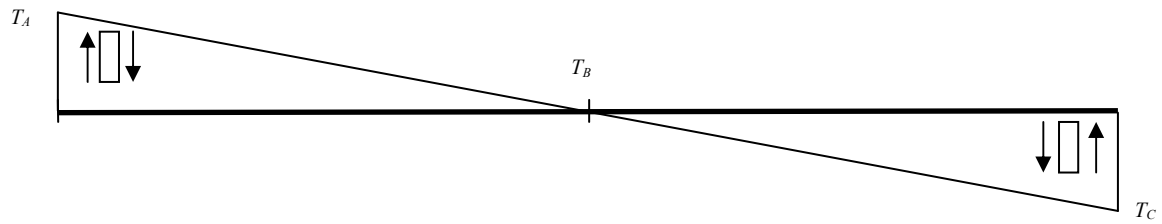
En esta posición el tirante se encuentra menos inclinado que en la posición de máximo axil, por consiguiente el peso propio del brazo influirá en mayor medida en el esfuerzo cortante para este caso que para el citado con anterioridad.

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del tirante:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

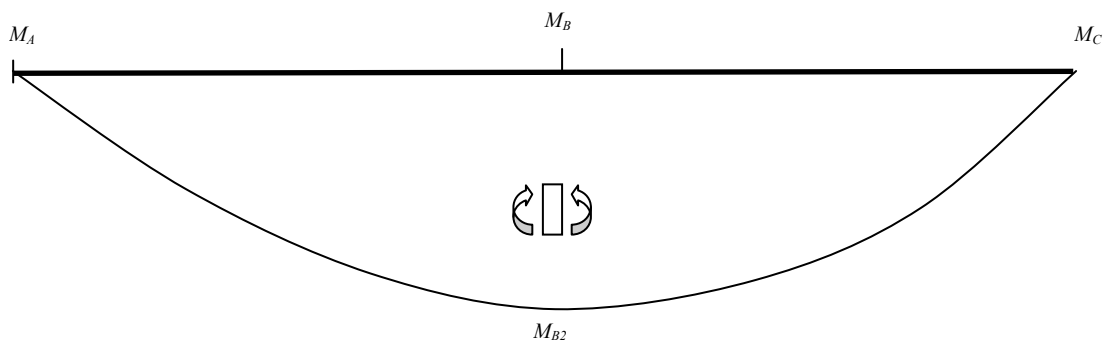


Figura 128.

Diagramas de esfuerzo tirante superior (Máximo Flector).

Los valores que muestran los diagramas son los siguientes:

Tabla 6.

Esfuerzos brazo superior (Máximo Flector).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	7789,531	312.707	0,00
B	7789,531	0	-389,628
C	7789,531	-312.707	0,00

El punto más desfavorable para el estudio con el máximo axil será el B.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 19,488 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = -9,751 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad obtenido cuando la barra está sometida a su máximo esfuerzo cortante, para la posición de 0° grados es el siguiente.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{MAX_TRACCIÓN}} = 14,111$$

Como se puede observar en los resultados el tirante sigue teniendo un coeficiente de seguridad superior a 2 cuando este se encuentra en su posición horizontal, en la cual se aplica sobre él el mayor esfuerzo cortante. A diferencia de lo que en un principio cabría esperar, el caso más desfavorable para el tirante es cuando se presenta su máximo cortante.

6.2.4 - CALCULO DEL TIRANTE INFERIOR

El tirante inferior tiene las mismas dimensiones que el tirante superior, solo varia la magnitud del esfuerzo que se le aplica.

Por lo tanto será de sección cuadrada y maciza de **40x40mm**, y será normalizado, la designación del acero es **S275JR**. Se puede ver en el ANEXO 3 – TIRANTES extraído de la pagina web www.incafe2000.com.

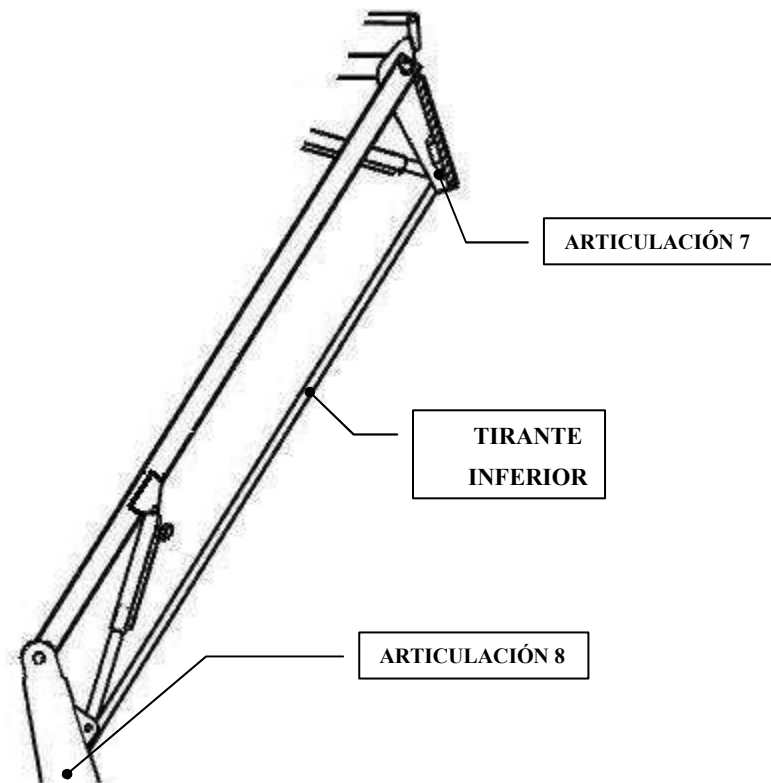


Figura 129.

Perfil tirante inferior visto en SOLIDWORKS.

El cálculo que se va a realizar en este tirante es comprobar el grado de seguridad mínimo que se obtiene para la posición en la que la tracción ejercida sobre él es máxima, y posteriormente como en el tirante superior para la posición en la que el momento flector es máximo.

El tirante se encuentra en su situación de máxima axil cuando el brazo inferior se encuentra formando un ángulo de $57,857^\circ$ grados respecto con la horizontal. La combinación de cargas que da lugar al valor máximo es la generada cuando el viento ejerce fuerza hacia la derecha para el caso 2.

Esquemáticamente se puede representar el tirante inferior como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)).

A efectos de cálculo el peso del brazo se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda la viga:

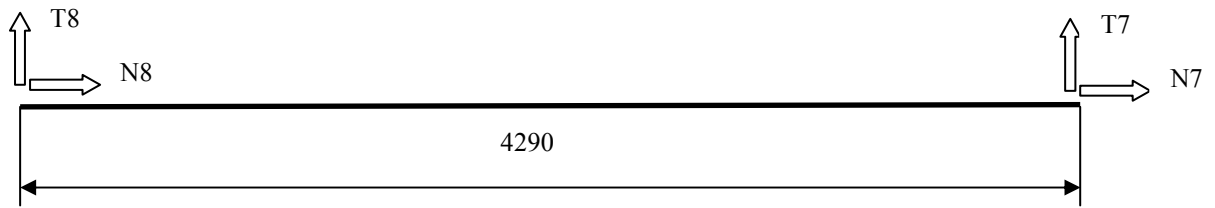


Figura 130.

Esfuerzos tirante inferior con cotas para cálculo.

La sección del tirante inferior será constante a lo largo de su longitud, para analizar lo que ocurre sobre el tirante se va a estudiar lo que ocurre en los puntos más desfavorables y significantes a lo largo de este, que serán los extremos donde se alojan las articulaciones 8 y 7 y el centro de la barra:

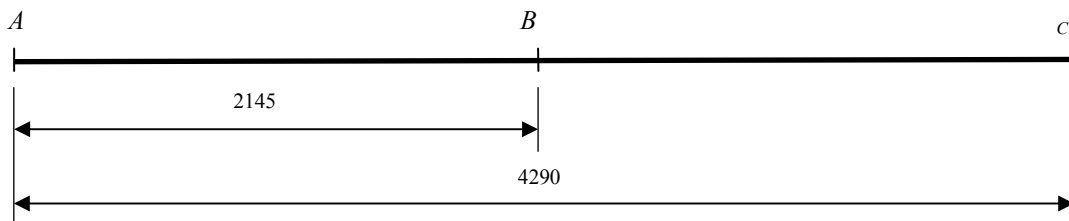


Figura 131.

Tirante inferior con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el tirante son los siguientes:

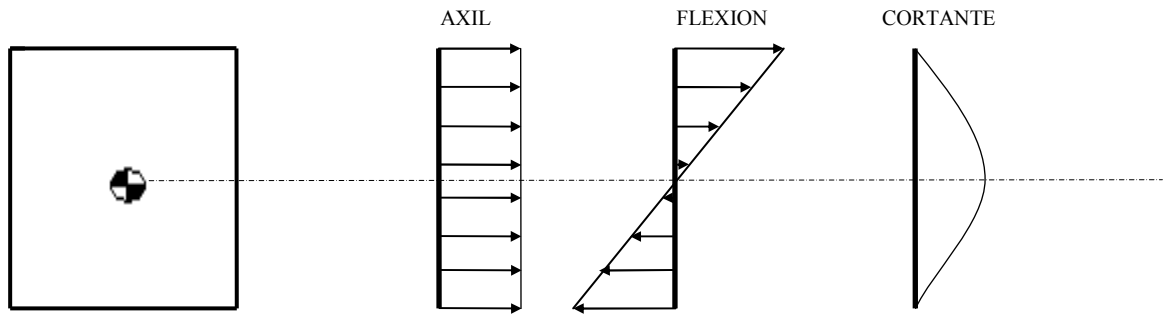


Figura 132.

Distribución de esfuerzos en sección tirante inferior (Máximo Axil).

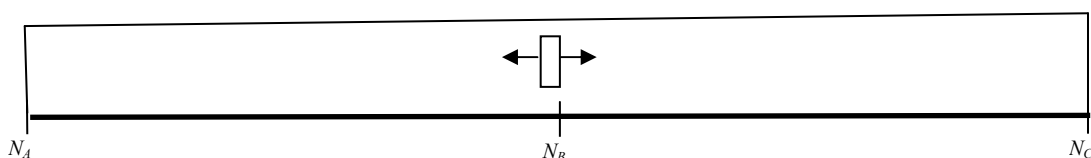
El cálculo de este tirante se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo axil, ya que es entonces cuando se espera obtener la situación más desfavorable, aunque posteriormente se hará un comprobación para el cortante máximo, ya que aunque sea pequeño y genere un momento flector pequeño debe de tenerse en cuenta debido al momento de inercia tan bajo del tirante.

Posteriormente se detallan los esfuerzos en cada articulación para la posición de máximo axil, la cual como hemos dicho se da en el caso 2 con el viento ejerciendo fuerza hacia la derecha, cuando el brazo inferior esta a $57,857^\circ$ grados respecto la horizontal.

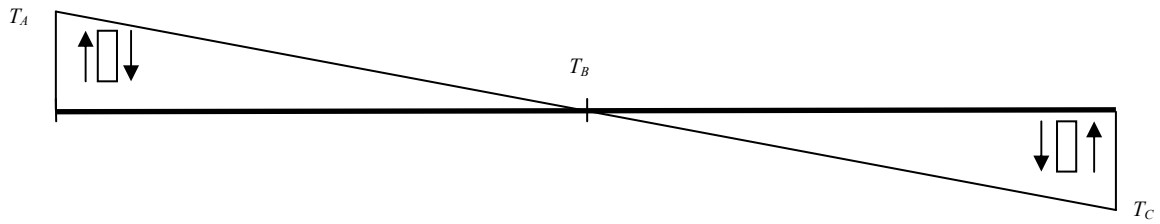
- Articulación 8:
 - Axil, $N_8 = -36.993,254$ N
 - Cortante, $T_8 = 165,448$ N
- Articulación 7:
 - Axil, $N_7 = 37.489,244$ N
 - Cortante, $T_7 = 166,168$ N

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del tirante:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

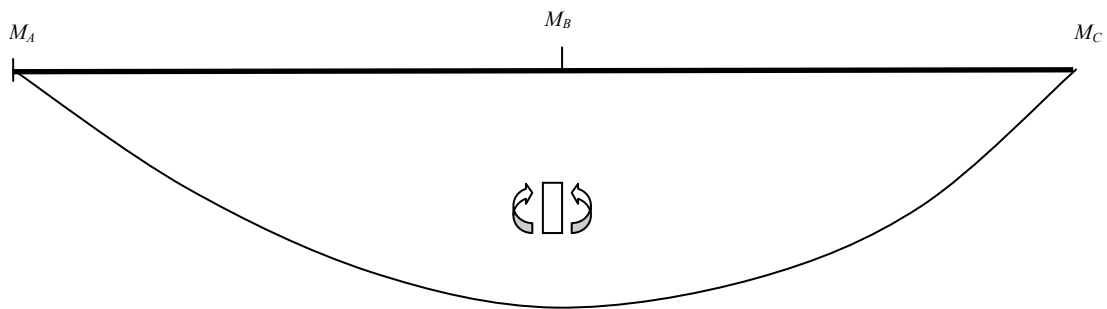


Figura 133.

Diagramas de esfuerzo tirante inferior (Máximo Axil).

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 7.

Esfuerzos tirante inferior (Máximo Axil).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	36.993,254	165,448	0,000
B	37.246,441	5,935	-184,029
C	37.489,244	-166,168	0,000

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad en la sección más desfavorable que para este caso se dará en el punto B. Para llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

- El material es acero S-275JR con un límite elástico a la fluencia de 275 MPa
- Área (A) = 0,0016m²
- Inercia (I) = 0,000000533m⁴
- Anchura (B) = 40 mm
- Altura (H) = 40mm

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la máxima tensión a compresión y en la parte inferior la máxima tensión a tracción en dicha sección, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

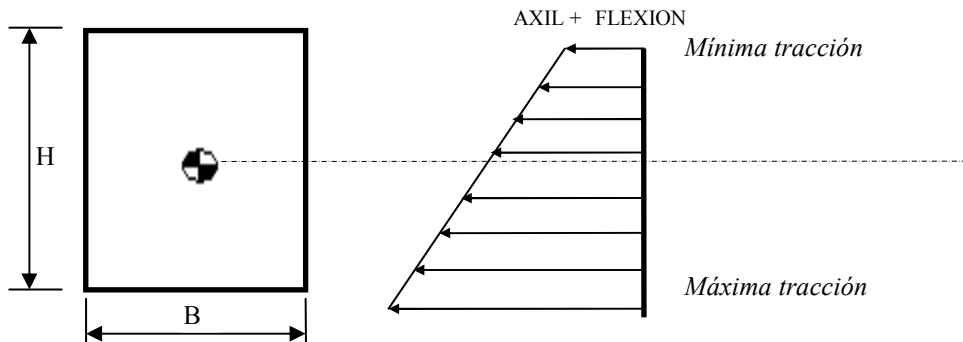


Figura 134.

Superposición de esfuerzos en sección tirante inferior (Máximo Axil).

$$\text{Máxima tracción: } \sigma = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 30,184 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 16,373 \text{ MPa.}$$

Para calcular el coeficiente de seguridad mínimo que se obtiene según estos esfuerzos se tiene que tener en cuenta el $\sigma_{elastico}$ del material, que en este caso será de 275 MPa. y el $\sigma_{MAX_TRACCIÓN}$ que en este caso será el más desfavorable.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{MAX_TRACCIÓN}} = 9,110$$

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2.

Comprobación en posición de máximo esfuerzo cortante:

Con las dimensiones del tirante inferior y la posición en la que el esfuerzo axial era máximo se ha calculado en el apartado anterior el coeficiente de seguridad.

Ahora se va a comprobar que en la situación en la que el esfuerzo cortante es máximo, también se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2 en la sección más desfavorable.

La posición en la que se da el máximo cortante es cuando el brazo inferior está horizontalmente.

Las fuerzas generadas por las articulaciones en esta posición son las siguientes:

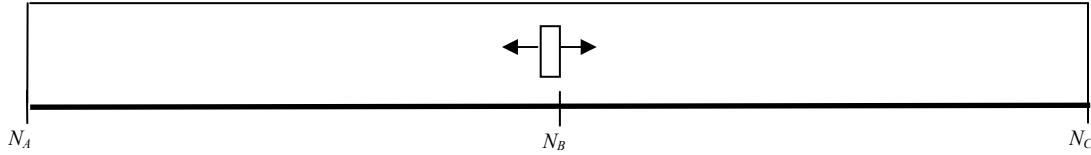
- Articulación 8:
 - Axil, $N_8 = -29.900,832 \text{ N}$
 - Cortante, $T_8 = 298,542 \text{ N}$
- Articulación 7:
 - Axil, $N_7 = 29.900,832 \text{ N}$
 - Cortante, $T_7 = 298,542 \text{ N}$

El método de cálculo es como el anterior, a continuación se muestran los valores obtenidos en los diagramas de esfuerzos para esta posición y el coeficiente de seguridad mínimo obtenido.

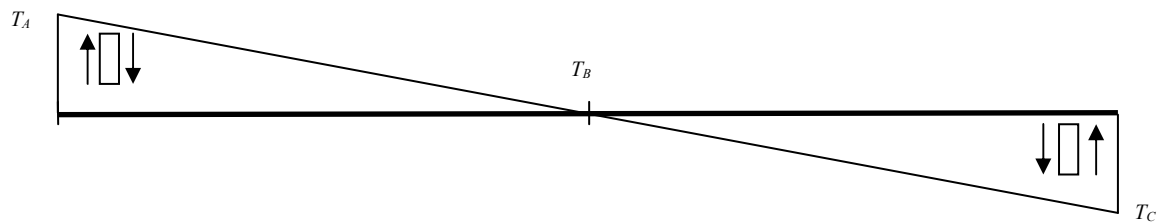
En esta posición el tirante se encuentra menos inclinado que en la posición de máximo axial, por consiguiente el peso propio del brazo influirá en mayor medida en el esfuerzo cortante para este caso que para el citado con anterioridad.

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del tirante:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T)



- Momento flector (Mz)

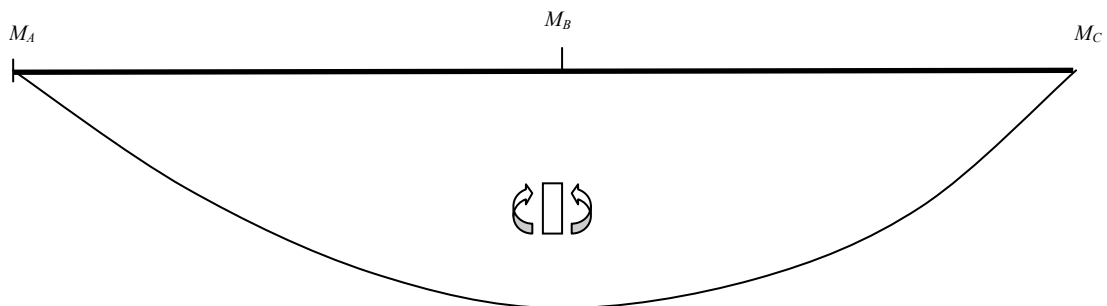


Figura 135.

Diagramas de esfuerzo tirante inferior (Máximo Flector).

Los valores que muestran los diagramas son los siguientes:

Tabla 8.

Esfuerzos tirante inferior (Máximo Flector).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	29900,832	298,542	0,000
B	29900,832	0,000	-322,459
C	29900,832	-298,542	0,000

El punto más desfavorable para el estudio con el máximo axil será el B.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 30,787 \text{ MPa.}$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \left(\frac{H}{2} \right) = 6,588 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad obtenido cuando la barra está sometida a su máximo esfuerzo cortante, para la posición de 0° grados es el siguiente.

$$CS = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{MAX_TRACCIÓN}} = 8,932$$

Como se puede observar en los resultados el tirante sigue teniendo un coeficiente de seguridad superior a 2 cuando este se encuentra en su posición horizontal, en la cual se aplica sobre él el mayor esfuerzo cortante. A diferencia de lo que en un principio cabría esperar, el caso más desfavorable para el tirante es cuando se presenta su máximo cortante.

6.2.5 - CALCULO DEL ANCLAJE INTERMEDIO

El anclaje intermedio se encuentra sometido a las fuerzas que le generan las tres articulaciones. Estas fuerzas generan sobre el brazo: axil, cortadura y flexión, que a continuación se evaluarán con más detalle.

Este componente no será fabricado con ningún perfil normalizado, sino que estará fabricado con chapas de espesor 10 mm de espesor y soldadas entre sí. La designación del acero es **S 355** y tiene un límite elástico de **355 MPa**.

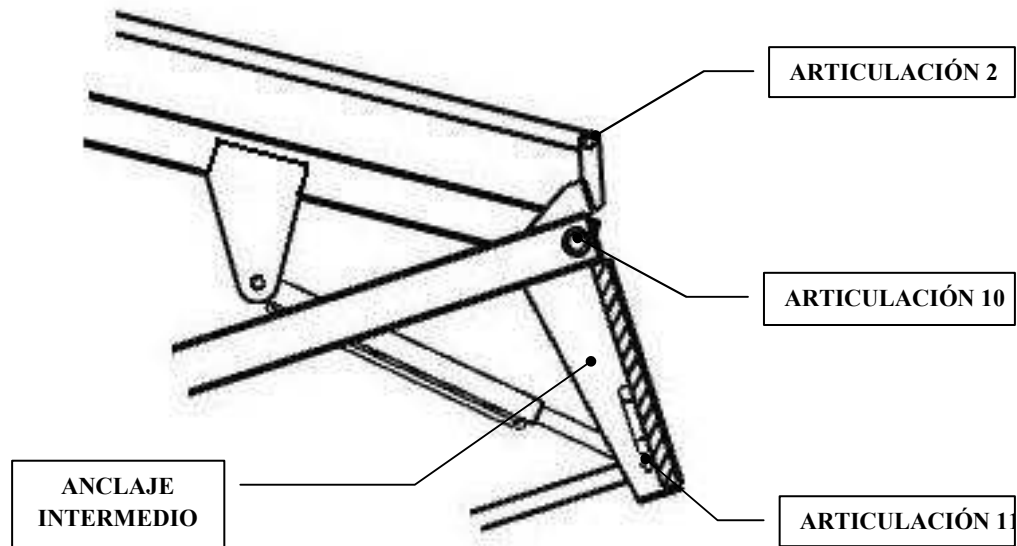


Figura 136.

Perfil anclaje intermedio visto en SOLIDWORKS.

Esquemáticamente se puede representar este componente como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)). El peso de este componente se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda su longitud:

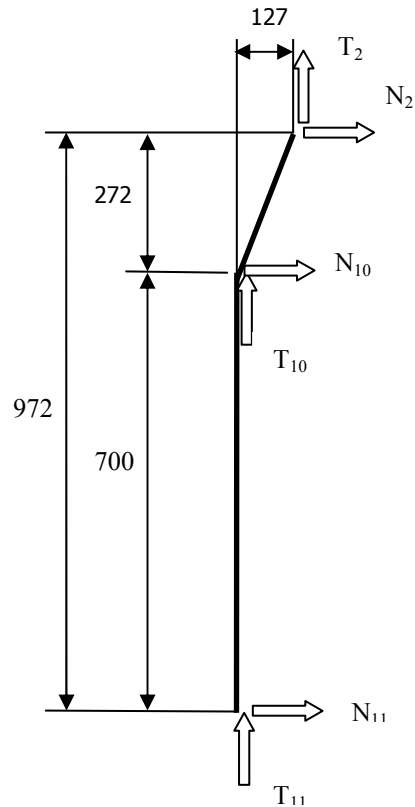


Figura 137.

Esfuerzos anclaje intermedio con cotas para cálculo.

El perfil que compone el anclaje intermedio tiene una sección variable en forma de U en casi todo lo largo de su longitud.

Perfil en U, características geométricas:

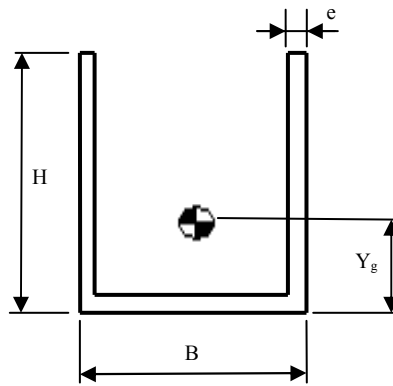


Figura 138.

Sección anclaje intermedio.

Para analizar lo que ocurre sobre él se va a estudiar lo que ocurre en 8 puntos a lo largo de este:

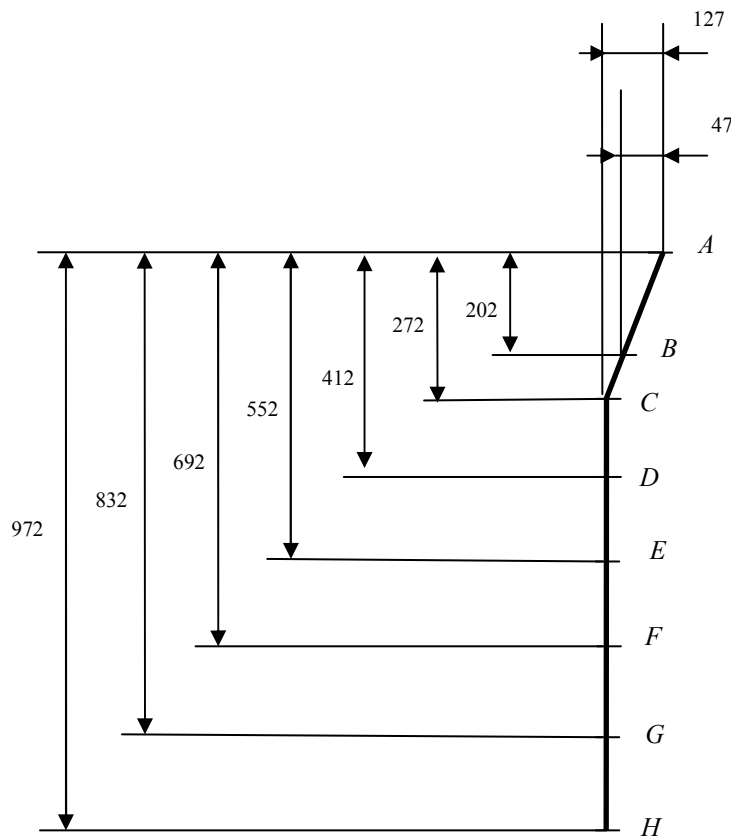
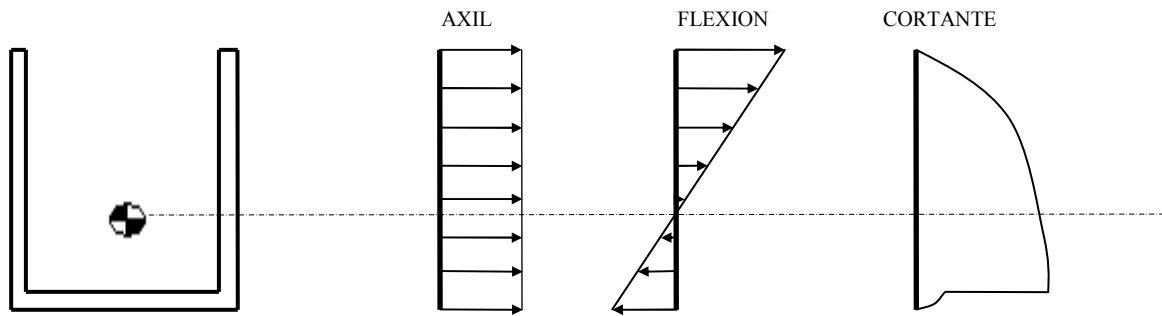


Figura 139.

Anclaje intermedio con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el anclaje intermedio son los siguientes:



NOTA: la sección dibujada se da desde el punto C al punto H.

Figura 140.

Distribución de esfuerzos en sección anclaje intermedio.

El cálculo se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo cortante en la articulación 11 que será el que determine el momento flector máximo y por consiguiente la situación más desfavorable.

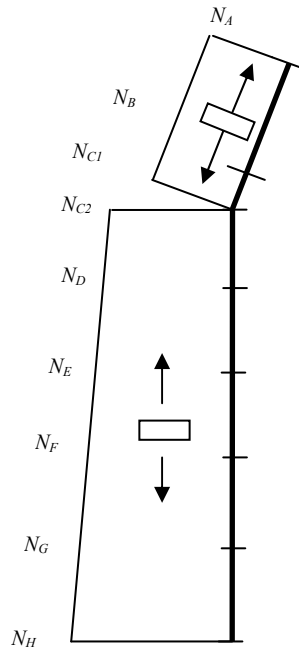
En este elemento da la casualidad de que la posición de máximo esfuerzo cortante coincide con la de máximo esfuerzo axil, con lo cual posteriormente no se realizara la comprobación con el máximo esfuerzo axil ya que sería redundante.

Esta posición se da en el caso 1 con el viento ejerciendo fuerza hacia la izquierda, cuando el brazo superior está en su posición más elevada, es decir cuando forma un ángulo de 60,682° grados con respecto la horizontal.

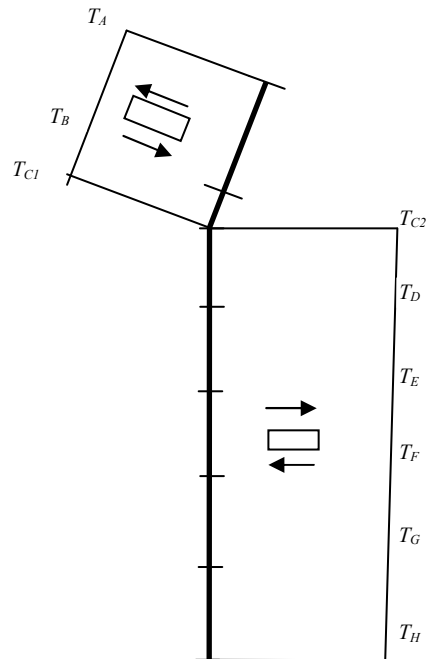
- Articulación 2:
 - Axil, $N_2 = -13.147,751$ N
 - Cortante, $T_2 = -2.832,867$ N
- Articulación 10:
 - Axil, $N_{10} = -30.380,768$ N
 - Cortante, $T_{10} = 6.345,652$ N
- Articulación 11:
 - Axil, $N_{11} = 43.080,9$ N
 - Cortante, $T_{11} = -3.359,569$ N

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del anclaje:

- Esfuerzo axial (N):



- Esfuerzo cortante (T):



- Momento flector (M_z)

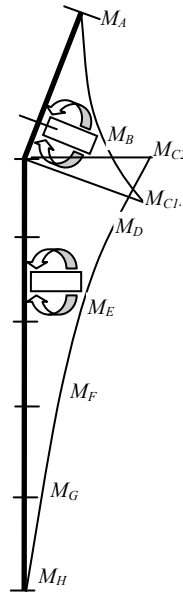


Figura 141.

Diagramas de esfuerzo anclaje intermedio.

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 9.

Esfuerzos anclaje intermedio.

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	10718	-8123	0
B	10639	-8130	-903
C1	10553	-8143	-2426
C2	43388	3458	-2426
D	43326	3438	-1903
E	43265	3418	-1423
F	43204	3399	-946
G	43142	3379	-471
H	43081	3359	0

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad para cada sección. Para llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la sección la máxima tensión a tracción y en la parte inferior la máxima compresión, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

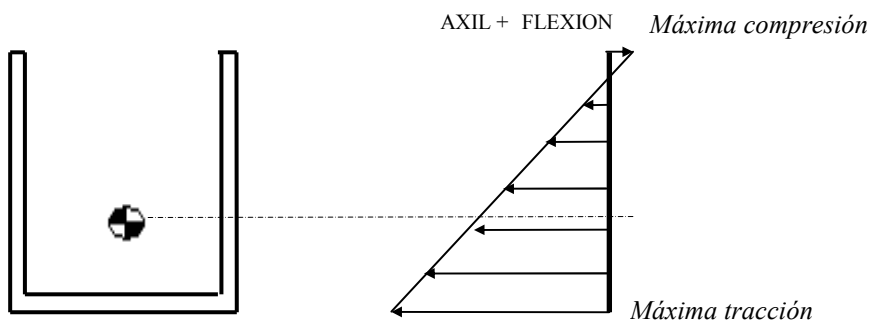


Figura 142.

Superposición de esfuerzos en sección anclaje intermedio.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \cdot Y_g$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresión} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} (H - Y_g)$$

Tal y como se ha indicado anteriormente este perfil es de sección variable a lo largo de su longitud, por lo que en cada punto tendrá un valor de área y de inercia, en el perfil mantendrá constante el espesor (e) y la anchura (B) (excepto en el punto A), por lo que la altura (H) será variable, variando desde 275 mm hasta 60 mm.

Espesor (e) = 10 mm

Anchura (del punto B al H) (B) = 180 mm

Anchura en el punto A (B) = 62 mm

Altura (H) variable:

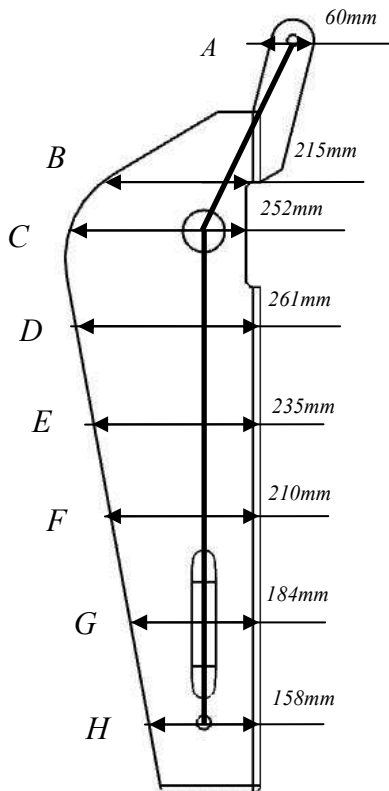
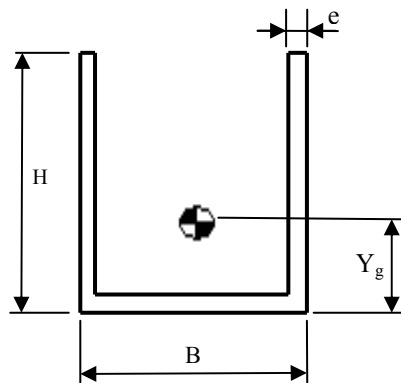


Figura 143.

Anclaje intermedio con cotas de altura en secciones de estudio.

Pasa poder calcular las tensiones máximas de tracción y compresión en cada sección es necesario calcular previamente la inercia (I), el área (A_T) y la distancia hasta el c.d.g (Y_g) en cada sección. Aquí debajo se muestran las formulas genéricas para un perfil en forma de U, para secciones irregulares se empleara esta misma fórmula pero teniendo en cuenta otros factores como taladros, piezas soldadas, etc. Para agilizar los cálculos se obtendrá con la herramienta “*propiedades de sección*” del programa *SOLIDWORKS*.



$$Y_g = \frac{B \cdot e \cdot \frac{e}{2} + 2 \cdot (H - e) \cdot e \cdot \left(\frac{e}{2} + \frac{H}{2} \right)}{2 \cdot (H - e) \cdot e + B \cdot e}$$

$$A_T = 2 \cdot (H - e) \cdot e + B \cdot e$$

Figura 144.

Dimensiones perfil anclaje intermedio.

$$I = \left(\frac{1}{12} \cdot (B - 2e) \cdot e^3 + (B - 2e) \cdot e \cdot \left(Y_g - \frac{e}{2} \right)^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot e \cdot H^3 + H \cdot e \cdot \left(Y_g - \frac{H}{2} \right)^2 \right)$$

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad de cada sección, teniendo en cuenta el área y la inercia correspondiente a cada sección. El material es acero S-355 con un límite elástico a la fluencia de 355 MPa.

Tabla 10.

Coefficientes de seguridad secciones anclaje intermedio.

	<i>H(mm)</i>	<i>Yg(mm)</i>	<i>At (cm²)</i>	<i>I(cm⁴)</i>	$\sigma_{\max_traccion}$ (MPa)	$\sigma_{\max_compresión}$ (MPa)	<i>Cs</i>
<i>A</i>	60	30	8,99	37,04	11,922	11,92	<u>29,77</u>
<i>B</i>	215	116,2	43,32	1.691,38	8,65	-2,81	<u>40,99</u>
<i>C1</i>	252	171,14	36,31	1.726,45	26,95	-8,45	<u>13,17</u>
<i>C2</i>	252	171,14	36,31	1.726,45	35,99	0,58	<u>9,86</u>
<i>D</i>	261	101,16	68,21	4.889,69	10,28	0,13	<u>34,50</u>
<i>E</i>	235	89,18	63,07	3.684,90	10,30	1,22	<u>34,45</u>
<i>F</i>	210	77,35	57,94	2.687,14	10,18	2,78	<u>34,87</u>
<i>G</i>	184	65,73	52,80	1.879,12	9,81	5,20	<u>36,15</u>
<i>H</i>	158	61,54	72,03	1.700,87	5,98	5,98	<u>59,35</u>

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2 en cada una de las secciones estudiadas.

6.2.6 - CALCULO DEL MÁSTIL

El mástil se encuentra sometido a las fuerzas que le generan las tres articulaciones y la unión a la parte inferior de la PEMP. Estas fuerzas generan sobre el brazo: axil, cortadura y flexión, que a continuación se evaluarán con más detalle.

Este componente no será fabricado con ningún perfil normalizado, sino que estará fabricado con chapas de espesor 10 mm de espesor y soldadas entre sí. La designación del acero es **S 355** y tiene un límite elástico de **355 MPa**.

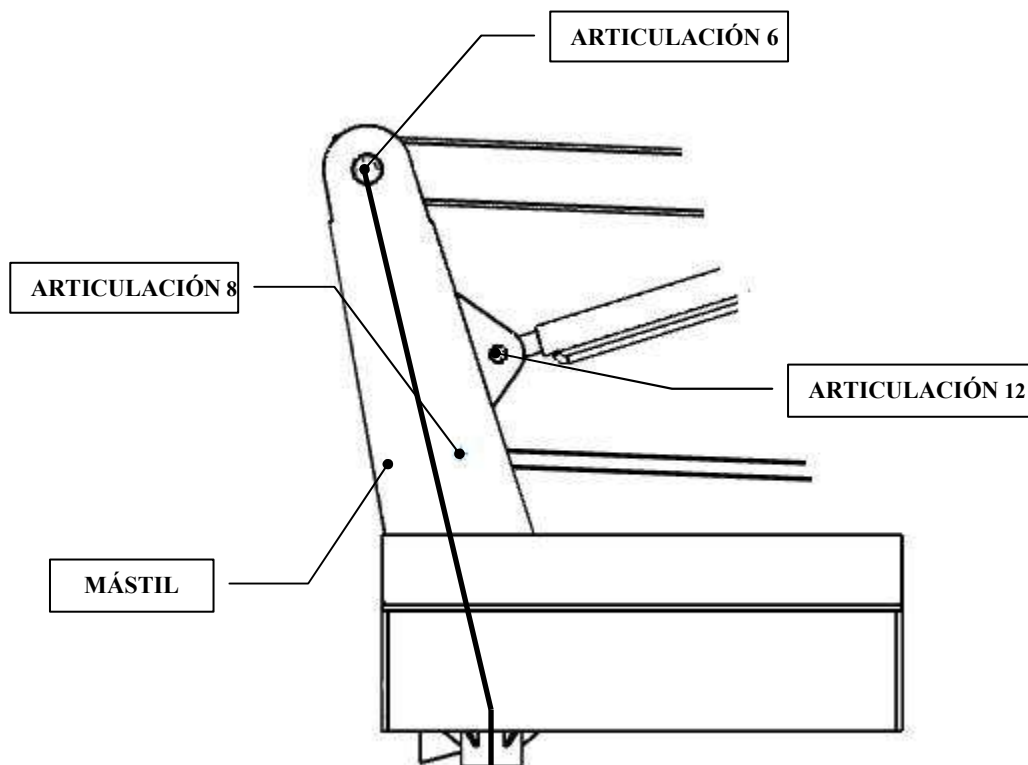


Figura 145.

Perfil mástil visto en SOLIDWORKS.

Esquemáticamente se puede representar este componente como una viga sometida a varias fuerzas que resultan de descomponer las fuerzas de cada articulación en la dirección perpendicular a la barra (cortante (T)) y en la dirección de la barra (axil (N)). El peso de este componente se tiene en cuenta como una carga distribuida a lo largo de toda su longitud:

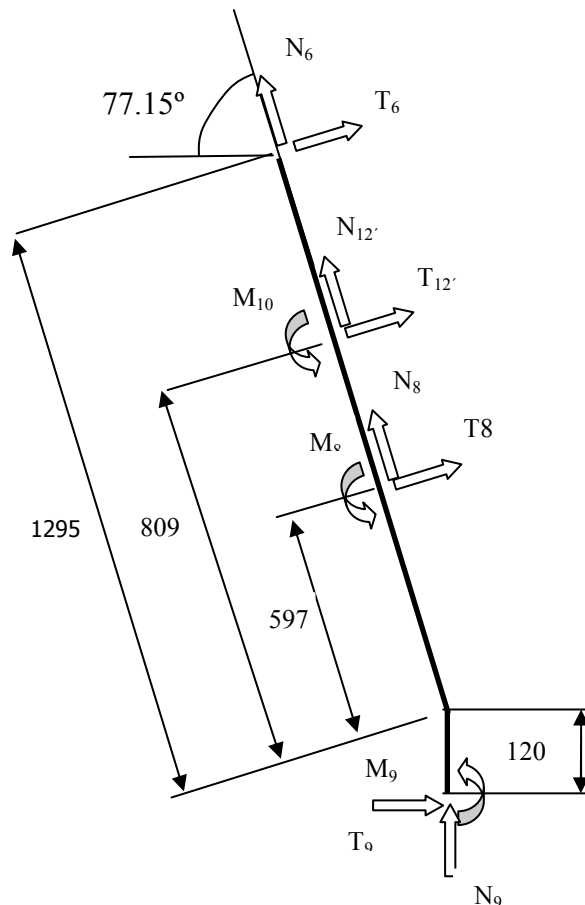


Figura 146.

Esfuerzos mástil con cotas para cálculo.

El perfil que compone el mástil tiene una sección variable con una sección transversal rectangular en casi todo lo largo de su longitud.

Perfil rectangular, características geométricas:

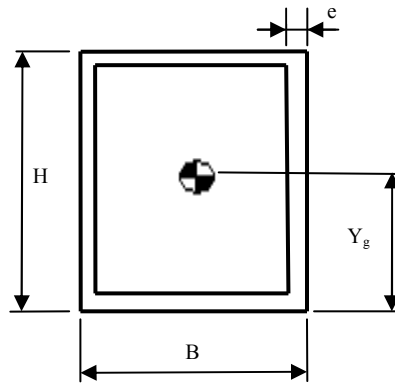


Figura 147.
Sección mástil.

Para analizar lo que ocurre sobre él se va a estudiar lo que ocurre en 6 puntos a lo largo de este:

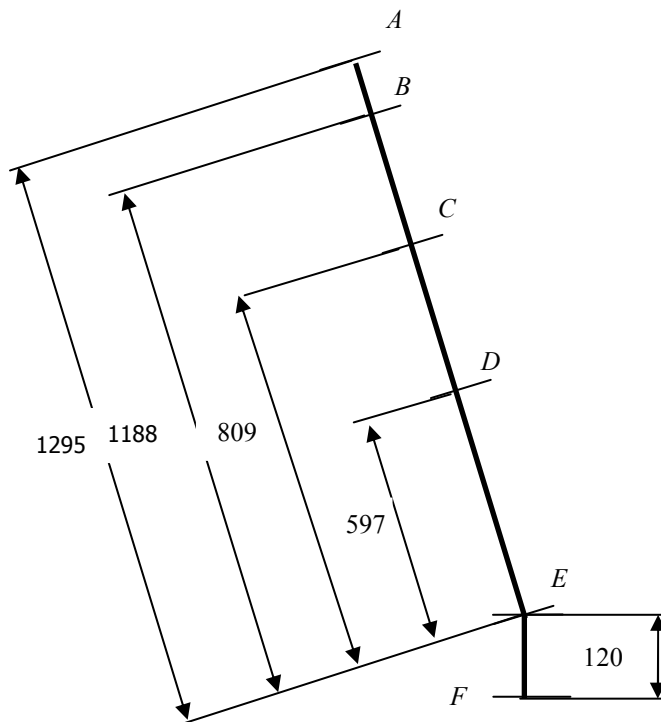


Figura 148.
Mástil con cotas de secciones de estudio.

Los esfuerzos sobre el mástil son los siguientes:

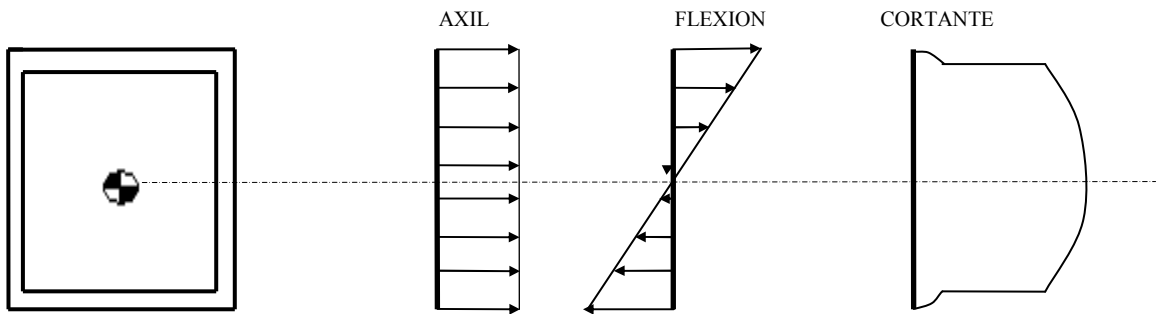


Figura 149.

Distribución de esfuerzos en sección mástil (Máximo Flector).

NOTA: la sección dibujada se da desde el punto B al punto E, del punto A al punto B serán dos chapas paralelas, y del punto E al punto F será un redondo hueco de sección normalizada.

El cálculo se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo cortante en la articulación 6 que será el que determine el momento flector máximo en la unión de la base del mástil y por consiguiente la situación más desfavorable.

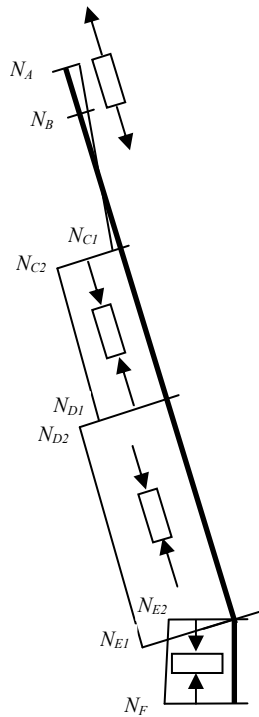
Esta posición se da en el caso 1 con el viento ejerciendo fuerza hacia la derecha, cuando el brazo superior está en su posición más elevada, es decir cuando forma un ángulo de $60,682^\circ$ grados con respecto a la horizontal (en el caso 1 el brazo inferior permanece inmóvil).

- Articulación 6:
 - Axil, $N_6 = -778,024 \text{ N}$
 - Cortante, $T_6 = 41.393,460 \text{ N}$
- Articulación 12':
 - Axil, $N_{12'} = 4.301,417 \text{ N}$
 - Cortante, $T_{12'} = -55.657,034 \text{ N}$
 - M. flector, $M_{12'} = -864,584 \text{ Nm}$
- Articulación 8:
 - Axil, $N_8 = 3.846,890 \text{ N}$
 - Cortante, $T_8 = 13.026,534 \text{ N}$
 - M. flector, $M_8 = -235,314 \text{ Nm}$

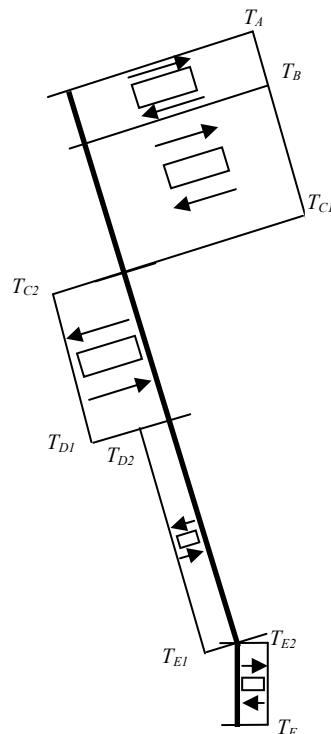
- Unión 9:
 - Axil, $N_9 = -10.424,490 \text{ N}$
 - Cortante, $T_9 = -481,186 \text{ N}$
 - M. flector, $M_9 = 18.020,140 \text{ Nm}$

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del mástil:

- Esfuerzo axil (N):



- Esfuerzo cortante (T):



- Momento flector (M_z):

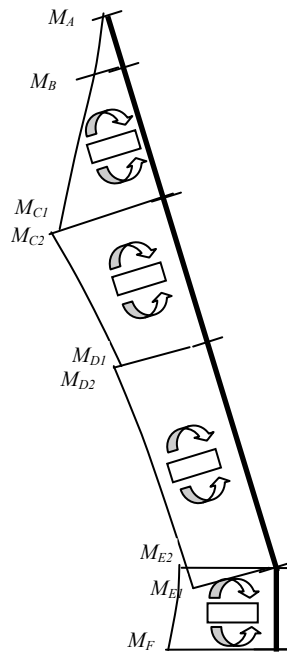


Figura 150.

Diagramas de esfuerzo mástil (Máximo Flector).

Nota: para obtener el momento flector en el punto F se ha tenido en cuenta para los cálculos el peso total del mástil y el C.d.g. propio, de este modo se puede aproximar todavía más a la situación real. Este método de cálculo dará el mayor momento flector (situación más desfavorable), en resto de puntos se ha tenido en cuenta el peso propio como una carga distribuida a lo largo de su longitud.

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 11.

Esfuerzos mástil (Máximo Flector).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	778,024	41.393,460	0,000
B	541,577	41.339,539	-4.813,406
C1	-208,036	41.168,592	-20.032,031
C2	-4.509,453	-14.488,442	-20.896,616
D1	-4.940,363	-14.586,710	-17.813,777
D2	-8.787,254	-1.560,176	-18.049,092
E1	-10.001,214	-1.836,994	-17.034,816
E2	-10.159,226	481,186	-17.034,816
F	-10.424,490	481,186	-18.020,140

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad para cada sección. Para llevar a cabo los cálculos se tendrá en cuenta los datos facilitados por el fabricante para este material.

Si se aplica el principio de superposición se puede sumar las tensiones axiales con las de la flexión, obteniéndose en la parte superior de la sección la máxima tensión a tracción y en la parte inferior la máxima compresión, en ambas partes la tensión de cortadura es nula, con lo cual solo habrá tensiones normales en esos puntos.

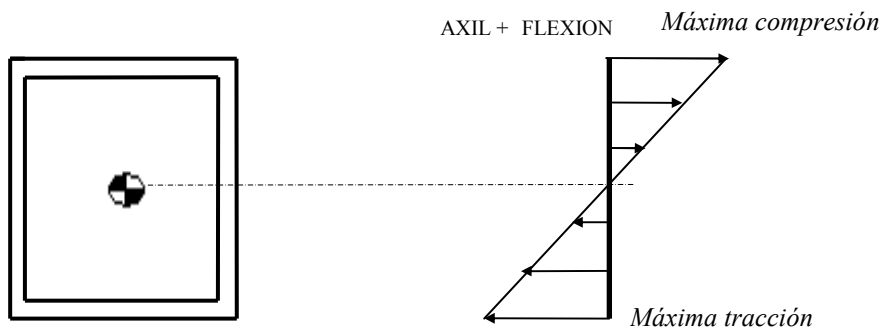


Figura 151.

Superposición de esfuerzos en sección brazo superior (Máximo Flector).

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \cdot Y_g$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresión} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} (H - Y_g)$$

Tal y como se ha indicado anteriormente este perfil es de sección variable a lo largo de su longitud, por lo que en cada punto tendrá un valor de área y de inercia, en el perfil mantendrá constante el espesor (e) y la anchura (B), por lo que la altura (H) será variable, (desde el punto E al punto F la sección será cilíndrica hueca).

- Espesor (e) = 10 mm
- Espesor del cilindro inferior (e) = 10 mm
- Diámetro del tubo interior (D) = 139,7 mm (Ver el ANEXO 4 – EJE MASTIL)
- Anchura (B) = 200 mm
- Altura (H) variable:

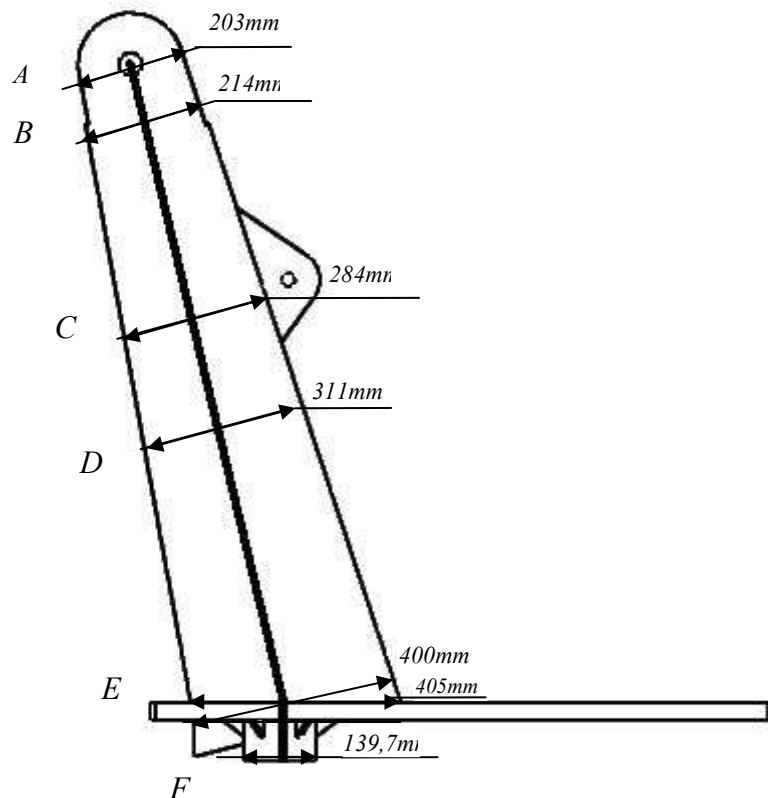


Figura 152.

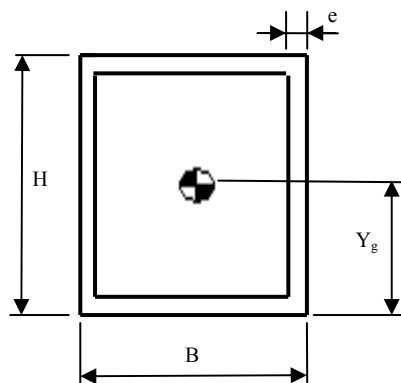
Anclaje intermedio con cotas de altura en secciones de estudio.

En esta figura anterior, el mástil se representa sin el cajón para poder ver con más claridad sus dimensiones.

Para poder calcular las tensiones máximas de tracción y compresión en cada sección es necesario calcular previamente la inercia (I), el área (A_T) y la distancia hasta el c.d.g (Y_g) en cada sección.

Aquí debajo se muestran las formulas genéricas para un perfil de sección rectangular, para secciones irregulares se empleara esta misma fórmula pero teniendo en cuenta otros factores como taladros, piezas soldadas, etc. de tal manera que se le sumaria o restaria diversas operaciones realizadas en dicha sección.

Para agilizar los cálculos estos datos se obtendrán con la herramienta “*propiedades de sección*” del programa *SOLIDWORKS*.



$$A_T = (B \cdot H) - ((B - 2 \cdot e) \cdot (H - 2 \cdot e))$$

$$Y_g = H/2$$

$$I = \left(\frac{1}{12} \cdot B \cdot H^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot (B - 2 \cdot e) \cdot (H - 2 \cdot e)^3 \right)$$

Figura 153.

Dimensiones perfil mástil.

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad de cada sección, teniendo en cuenta el área y la inercia correspondiente a cada sección. El material es acero S-355 con un límite elástico a la fluencia de 355 MPa.

Tabla 12.

Coeficientes de seguridad secciones mástil.

	$H(mm)$	$Yg(mm)$	$At (cm^2)$	$I(cm^4)$	$\sigma_{max_traccion}$ (MPa)	$\sigma_{max_compresión}$ (MPa)	Cs
A	203	101,50	31,60	1379,0503	0,246	0,246	<u>1441,86</u>
B	214	107,00	42,80	1633,3907	31,658	-31,405	<u>11,21</u>
C1	284	142,00	92,80	10577,5573	26,869	-26,914	<u>13,19</u>
C2	284	142,00	92,80	10577,5573	27,567	-28,538	<u>12,44</u>
D1	311	155,50	98,20	13170,4618	20,529	-21,535	<u>16,48</u>
D2	311	155,50	98,20	13170,4618	20,415	-22,204	<u>15,99</u>
E1	400	200,00	116,00	24358,6667	13,124	-14,848	<u>23,91</u>
E2	405	202,50	117,00	25116,9376	12,865	-14,602	<u>24,31</u>
F	139,7	69,85	40,75	861,8940	143,481	-148,598	<u>2,39</u>

Tal y como se observa el dimensionamiento es correcto porque obtenemos un coeficiente de seguridad superior a 2 en cada una de las secciones estudiadas.

Comprobación en posición de máximo axil:

Se ha calculado en el apartado anterior el coeficiente de seguridad con las dimensiones del mástil y la posición en la que el esfuerzo cortante era máximo, ahora se va a comprobar que en la posición en la que se da el esfuerzo axil máximo también se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2 en la sección más desfavorable.

El cálculo se va a realizar para la posición en la que se dé el máximo esfuerzo axil que será en la articulación 12'.

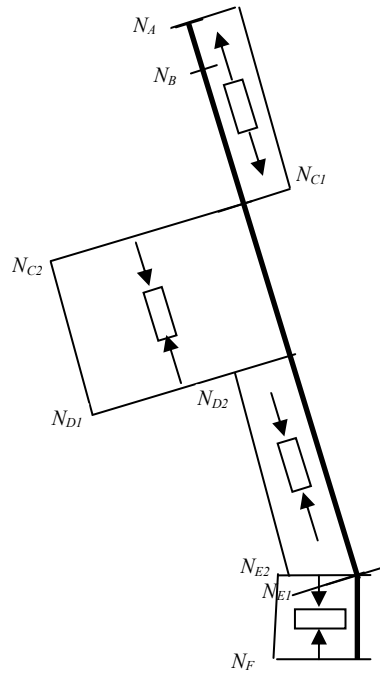
Esta posición se da en el caso 2 con el viento ejerciendo fuerza hacia la derecha, cuando el brazo inferior forma un ángulo de $52,062^\circ$ grados con respecto la horizontal (en el caso 2 el brazo superior permanece inmóvil en su posición de reposo).

- Articulación 6:
 - Axil, $N_6 = -7.192,587 \text{ N}$
 - Cortante, $T_6 = -2.976,400 \text{ N}$
- Articulación 12':
 - Axil, $N_{12'} = 36.139,097 \text{ N}$
 - Cortante, $T_{12'} = -24.733,178 \text{ N}$
 - M. flector, $M_{12'} = -7.263,958 \text{ Nm}$
- Articulación 8:
 - Axil, $N_8 = -21525,595 \text{ N}$
 - Cortante, $T_8 = 26677,853 \text{ N}$
 - M. flector, $M_8 = 1316,720 \text{ Nm}$
- Unión 9:
 - Axil, $N_9 = -10415,804 \text{ N}$
 - Cortante, $T_9 = -693,136 \text{ N}$
 - M. flector, $M_9 = -1380,391 \text{ Nm}$

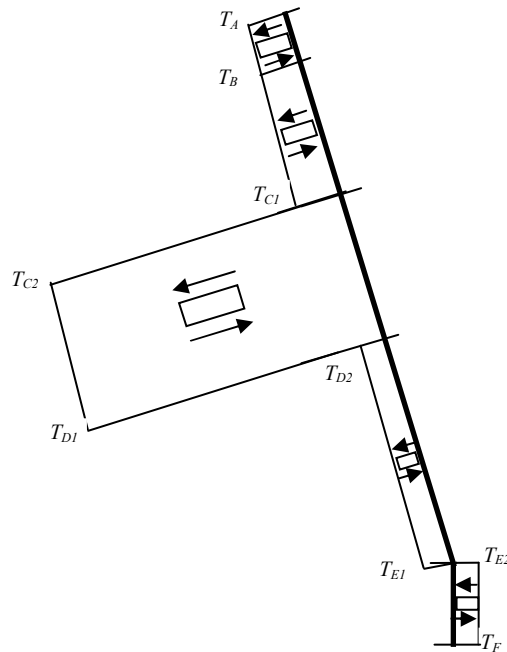
El método de cálculo es como el anterior, a continuación se muestran los valores obtenidos en los diagramas de esfuerzos para esta posición y el coeficiente de seguridad mínimo obtenido.

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos del mástil:

- Esfuerzo axial (N):



- Esfuerzo cortante (T):



- Momento flector (M_z):

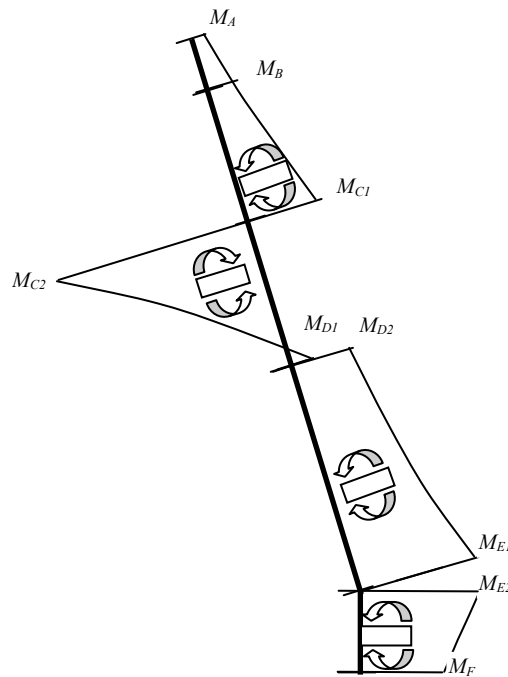


Figura 154.

Diagramas de esfuerzo mástil (Máximo Axil).

Nota: para obtener el momento flector en el punto F se ha tenido en cuenta para los cálculos el peso total del mástil y el C.d.g. propio, de este modo se puede aproximar todavía más a la situación real. En el resto de puntos se ha tenido en cuenta el peso propio como una carga distribuida a lo largo de su longitud.

Los esfuerzos obtenidos en cada punto para esta posición determinada son los siguientes:

Tabla 13.

Esfuerzos mástil (Máximo Axil).

	Axil (N) [N]	Cortante (T) [N]	Momento (Mz) [N.m]
A	7192,587	-2.976,40	0,000
B	6956,141	-3.030,32	349,471
C1	6206,527	-3.201,27	1498,887
C2	-29932,570	-27.934,44	-5765,071
D1	-30363,481	-28.032,71	169,127
D2	-8837,886	-1.354,86	1485,847
E1	-10051,756	-1.631,68	2377,917
E2	-10162,941	693,136	2377,917
F	-10.415,80	693,136	1.380,39

A continuación se va a estudiar el coeficiente de seguridad de cada sección, teniendo en cuenta el área y la inercia correspondiente a cada sección. El material es acero S-355 con un límite elástico a la fluencia de 355 MPa.

$$\text{Máxima tracción: } \sigma_{\max_traccion} = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \cdot Y_g$$

$$\text{Máxima compresión: } \sigma_{\max_compresión} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{I} (H - Y_g)$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } CS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{MÁX}}$$

Tabla 14.

Coefficientes de seguridad secciones mástil.

	<i>H(mm)</i>	<i>Yg(mm)</i>	<i>At (cm²)</i>	<i>I(cm⁴)</i>	$\sigma_{\max_traccion}$ (MPa)	$\sigma_{\max_compresión}$ (MPa)	<i>Cs</i>
<i>A</i>	203	101,50	31,60	1379,0503	2,276	2,2761	<u>155,97</u>
<i>B</i>	214	107,00	42,80	1633,3907	-0,664	3,914	<u>534,60</u>
<i>C1</i>	284	142,00	92,80	10577,5573	-1,343	2,681	<u>132,41</u>
<i>C2</i>	284	142,00	92,80	10577,5573	4,513	-10,964	<u>32,38</u>
<i>D1</i>	311	155,50	98,20	13170,4618	-3,291	-2,892	<u>122,74</u>
<i>D2</i>	311	155,50	98,20	13170,4618	-2,654	0,854	<u>415,54</u>
<i>E1</i>	400	200,00	116,00	24358,6667	-2,818	1,085	<u>326,92</u>
<i>E2</i>	405	202,50	117,00	25116,9376	-2,785	1,048	<u>338,57</u>
<i>F</i>	139,7	69,85	40,75	861,8940	-13,743	8,630	<u>41,13</u>

Como se puede observar en los resultados para el máximo esfuerzo axil, el mástil sigue teniendo un coeficiente de seguridad superior a 2.

6.3 - CALCULO DE LAS ARTICULACIONES ENTRE COMPONENTES

La mayoría de las uniones entre los componentes de la máquina están compuestas de unos pernos con un orificio pasante transversalmente en uno de sus extremos, y de unos cojinetes de deslizamiento antifricción (en la mayoría de ellos), con la finalidad de obtener un mejor comportamiento frente al rozamiento, para este tipo de uniones se calculará un único caso detalladamente, el resto se resumirán y anotaran en una tabla, se ha decidido así para no hacer varios apartados de cálculos similares.

Existen tres articulaciones que no presentan el mismo tipo de unión entre los diferentes componentes de la PEMP por lo que no se pueden calcular de igual manera que la mayoría así que se calcularan al final de este apartado de manera individual.

El perno será comercial, su designación es la siguiente:

Pernos con cabeza DIN EN 22341 / ISO 2341 de acero inoxidable 1.4305 (X8CrNiS18-9) (F-3508), con una resistencia a la fluencia de 500MPa.

El casquillo comercial será de un material compuesto antifricción, cuya presión máxima admisible dependerá de cada casquillo en cuestión. Las propiedades de cada casquillo se pueden ver en los anexos comprendidos entre el ANEXO 5 y ANEXO 12, ambos inclusive.

Los detalles de una articulación en general se pueden resumir de la siguiente manera según se puede ver en detalle en la figura 155.

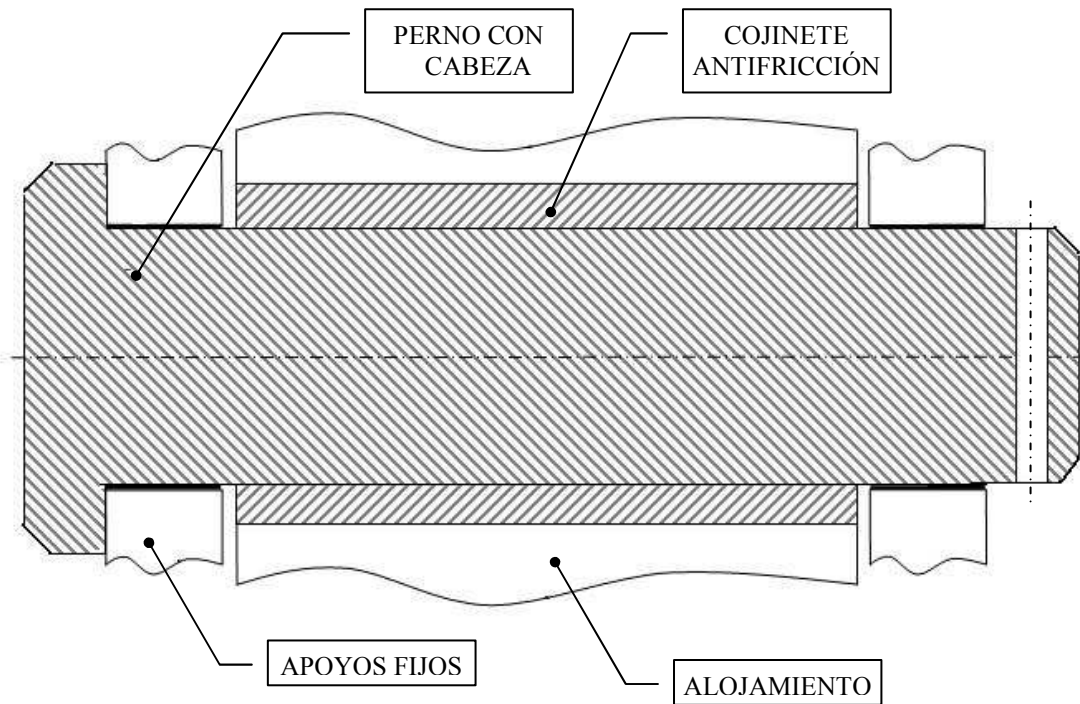


Figura 155.

Sección de una articulación (general).

Criterios de diseño y montaje para las articulaciones con perno con cabeza:

En las uniones en las que existan pernos con cabeza este permanecerá fijo en sus extremos mientras el cojinete gira alrededor de él, por lo que la fricción se produce entre el perno y el casquillo.

El casquillo se encuentra entre el perno y el alojamiento sobre el que ejerce su fuerza el componente de la máquina, a pesar de ser material antifricción el casquillo sufrirá un desgaste por lo que se comprobará su vida útil.

Entre el apoyo fijo del perno y el comienzo del casquillo existe una pequeña holgura para evitar agarrotamientos. Esta holgura que oscila entre 1-2mm, es la que produce una flexión sobre el perno

La tabla Excel en la que se han realizado los cálculos de pernos y casquillos y en la que aparecen las resultantes máximas sobre cada articulación para la realización de estos cálculos está en el CD que acompaña a este proyecto en la carpeta de desarrollos con el nombre de "Cálculo de articulaciones.xls".

6.3.1- CALCULO DEL EJE DEL PERNO:

Como se ha indicado anteriormente el perno será comercial de acero, y estará solicitado principalmente a un esfuerzo cortante, y también a un momento flector a consecuencia de la holgura existente.

En primer lugar se va a calcular si el diámetro del perno elegido en el diseño realizado en SOLIDWORKS es adecuado en función de la cortadura a la que se halla sometido, posteriormente comprobaremos si también es capaz de soportar el momento flector.

Si el diámetro no fuera el apropiado el método de selección se llevaría a cabo mediante un proceso iterativo ayudado de una hoja de cálculo hasta superar un coeficiente de seguridad mayor de 2. Los diámetros posibles para los pernos dependerán del fabricante y variaran entre: 16, 18, 24, 27, 30, 36,45 mm.

Como ya se ha mencionado antes, debido a que el procedimiento de cálculo es similar en todos los pernos, se va a realizar detalladamente el cálculo de uno de ellos y posteriormente se mostrará una tabla resumen del comportamiento de todos ellos (excepto aquellos tres casos citados anteriormente que se calcularan posteriormente).

PERNO 1:

La fuerza máxima generada sobre este pasador es de 13.979,367 N. La anchura entre apoyos del eje será de 42mm.

Sección del perno y esfuerzo sobre él:

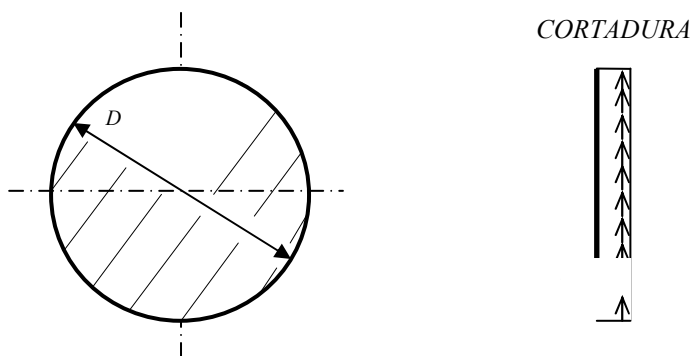


Figura 156.

Distribución de esfuerzos de la sección del perno.

El cálculo en los pernos debido a las resultantes máximas de las articulaciones 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 12, 12', 13, 13' se realiza de modo que el número de planos del perno sometidos a cortadura es igual a 2. Las resultantes máximas se obtendrán del apartado 4.3.2

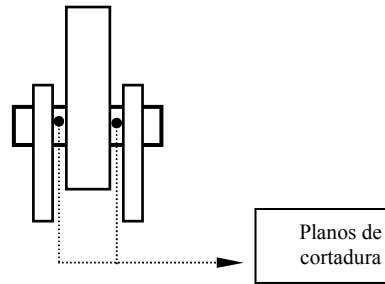


Figura 157.

Vista genérica de una articulación.

La tensión cortante generada en la sección del perno es:

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{N^{\circ}_{\text{planos}} \cdot A}$$

Aplicando la teoría del cortante máximo (T.C.M) la tensión de cortadura máxima que puede soportar el pasador es la mitad de la tensión normal máxima admisible.

$$\tau_{\text{material}} = \frac{\sigma_{\text{material}}}{2} = \frac{500\text{MPa}}{2} = 250\text{MPa}$$

Área de la sección circular:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Se realizaran los cálculos en detalle del perno número 1 como ejemplo.

La sección elegida para el perno 1 en el modelo realizado en SOLIDWORKS presenta un diámetro exterior de 16mm.

Área de la sección del perno 1:

$$A = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 201,061\text{mm}^2$$

Tensión cortante en el eje 1:

$$\tau_{\text{trabajo}} = \frac{13979,367\text{N}}{2 \cdot 201,061\text{mm}^2} = 34,763\text{MPa}$$

Una vez obtenida la tensión de cortadura a la que se encuentra sometido el perno se podrá relacionar con la tensión de cortadura máxima que admite el material que lo compone, de esta manera se obtendrá el coeficiente de seguridad,

$$C_s = \frac{\tau_{material}}{\tau_{trabajo}} = \frac{250MPa}{34,763MPa} = 7,191$$

A la vista del resultado obtenido la elección del perno en el diseño es correcta, a falta de comprobar si esta sección es capaz de soportar el momento flector que sobre ella se genera.

Comprobación a flexión:

Como se ha indicado anteriormente la flexión que se produce es debido a la holgura existente entre los apoyos del perno y el cojinete, para este cálculo del perno_1 se establecerá una holgura de 1mm , el perno se va a calcular como una viga bi-apoyada con dos cargas puntuales separadas 1mm de los respectivos apoyos.

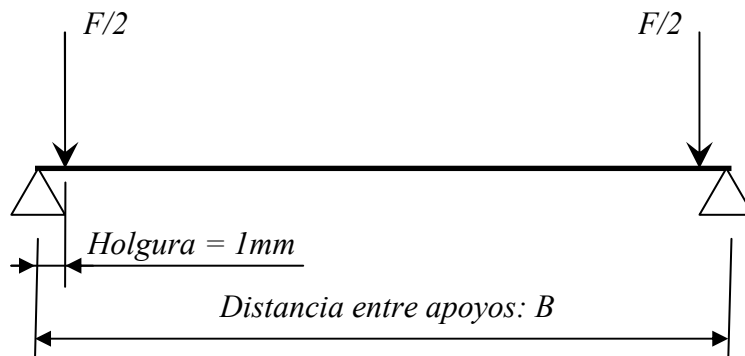


Figura 158.

Holgura en articulación.

Diagrama de momentos:



Figura 159.

Diagrama de momentos en perno.

Para el perno 1 el valor de la distancia entre ejes: $B = 42\text{mm}$. El momento máximo que se obtiene es $M = F/2 \cdot 1\text{mm} = 6.989,684 \text{ N}\cdot\text{mm}$

La tensión máxima generada por la flexión es:

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{M}{\text{Inercia}} \cdot \frac{D}{2}$$

La inercia es:

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Substituyendo los valores para las dimensiones de la sección del perno 1 obtenemos su inercia:

$$\text{Inercia}_{\text{pasador}_1} = \frac{\pi \cdot 16^4}{64} = 3216,99\text{mm}^4$$

Por lo que la tensión generada por la flexión en la sección del perno 1 es:

$$\sigma_{\text{trabajo}_{\text{pasador}_1}} = \frac{6.989,684\text{Nmm}}{3216,99\text{mm}^4} \cdot \frac{16\text{mm}}{2} = 17,381\text{MPa}$$

El coeficiente de seguridad obtenido en el perno 1 respecto a la flexión es de:

$$C_s = \frac{\sigma_{\text{material}}}{\sigma_{\text{trabajo}}} = \frac{500\text{MPa}}{17,381\text{MPa}} = 28,765$$

Tal y como se puede apreciar con el resultado obtenido, el perno se encuentra más solicitado por la cortadura pura, que por la flexión generada en el.

A continuación se muestra una tabla resumen del comportamiento del resto de los diversos pernos (los que no aparecen se calcularán aparte posteriormente), los cuales se recuerda están numerados en el apartado 2.4 de este proyecto.

En la tabla se indica:

- Numero del perno: **1, 2 ,3...**
- Resultante máxima ejercida sobre el perno: **F** (Newton)
- Momento máximo según la holgura existente: **M** (N.mm)
- Diámetro: **D** (mm)
- Holgura entre apoyos fijos y casquillo: **H** (mm)
- Distancia entre ejes: **B** (mm)
- Área: **A** (mm²)
- Inercia: **I** (mm⁴)
- Tensión de cortadura a la que se ve solicitada la sección del perno: $\tau_{trabajo}$ (MPa)
- Coeficiente de seguridad frente a la cortadura: Cs_{τ}
- Tensión de tracción/compresión ejercida en la sección del perno: $\sigma_{trabajo}$ (MPa)
- Coeficiente de seguridad frente a la flexión: Cs_{σ}
- Designación del perno según el fabricante

Tabla 15.

Coeficientes de seguridad en pernos.

PERNO	F	M	D	H	B	A	I	$\tau_{trabajo}$	Cs_{τ}	$\sigma_{trabajo}$	Cs_{σ}	Designación
1	13979,36	6989,68	16	1	42	201,06	3216,99	34,76	7,19	17,38	28,77	mbo 44 16 75
2	13449,48	6724,74	16	1	42	201,06	3216,99	33,45	7,47	16,72	29,90	mbo 44 16 75
3	16783,58	16783,58	36	2	120	1017,87	82447,95	8,24	30,32	3,66	136,46	mbo 44 36 200
4*	36729,48	36729,48	60	2	160	2827,43	636172,51	6,50	38,49	1,73	288,67	Redondo macizo 60mm
6	41400,77	41400,77	45	2	180	1590,4	201288,95	13,02	19,21	4,63	108,04	mbo 44 45 220
7	37489,61	18744,80	27	1	42	572,55	26087,04	32,74	7,64	9,70	51,54	mbo 44 27 200
8	36993,62	28300,12	18	1,5	42	254,46	5152,99	72,69	3,44	49,43	10,12	mbo 18 65(mod)
12	56269,10	28134,55	30	1	32	706,85	39760,78	39,80	6,28	10,61	47,11	mbo 44 30 140
12'	56269,10	28134,55	27	1	32	572,56	26087,05	49,14	5,09	14,56	34,34	mbo 44 27 100
13	53323,52	26661,76	30	1	32	706,858	39760,782	37,72	6,63	10,06	49,71	mbo 44 30 140
13'	53323,52	26661,76	27	1	22	572,55	26087,04	46,57	5,37	13,80	36,24	mbo 44 27 200

4* en realidad es un redondo macizo de 60mm de diámetro.

Como se puede observar en la tabla, para todas las secciones de los pernos se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 2, obteniéndose valores del coeficiente de seguridad más bajos en los calculados a cortadura pura.

El diámetro exterior (D) y la anchura (B), serán los parámetros que definirán las medidas del casquillo antifricción que se deberán de elegir.

A continuación se detallan las articulaciones que se estudiaran de un modo diferente y el modo de cálculo:

- La unión entre el brazo superior y el brazo inferior (articulación 10 debida al anclaje intermedio) se realizara mediante un eje macizo mecanizado y se calculará de diferente modo, como si todo lo demás estuviese fijo (apoyo fijo) y el anclaje intermedio fuese la parte móvil. Con lo cual se estudiará únicamente a aplastamiento.
- La articulación 5 que tiene un diseño diferente a todas las uniones anteriores ya que en ella se encuentra soldado el eje macizo nombrado anteriormente. Se calculará considerando como si fuera una viga empotrada y en el centro de la sección del perfil del brazo se considerará la aplicación de la carga.
- La articulación 11 consta de un perno que une tres componentes, el tirante inferior con el anclaje intermedio (articulación 7) y el actuador hidráulico superior con el anclaje intermedio (pasador 13'). La distribución de esfuerzos debido a las resultantes de cada articulación darán lugar a unas reacciones en los apoyos del anclaje intermedio, y con estas reacciones se podrá determinar mediante el cálculo de aplastamiento el coeficiente de seguridad en la articulación 11. El cálculo a cortadura debido a la articulación 7 y 13' para la articulación 11 ya se le ha realizado antes en este apartado.

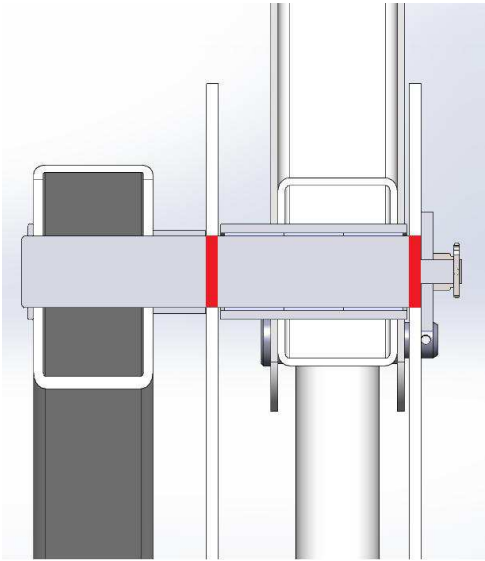
Calculo de la articulación 10 correspondiente a la parte superior del anclaje intermedio:

Figura 160.

Vista de sección articulación 10.

La presión que se ejerce sobre el anclaje intermedio se calcula dividiendo la fuerza máxima resultante de la articulación por el área proyectada del eje.

$$P_{resión} = \frac{F_{articulación}}{Area} = \frac{F_{articulación}}{D_{eje} \cdot B \cdot 2}$$

Donde la B se refiere al espesor del anclaje intermedio.

Como podemos ver en el Apartado 4.3.2 de fuerzas máximas la resultante máxima se da para el caso 3 con viento hacia la izquierda en su posición más elevada y la fuerza máxima ejercida sobre esta articulación es de 55245,617N. El diámetro del eje es de 60mm, con lo cual d_{eje} será 60mm, el espesor del anclaje es de 10mm, con lo cual B será 10mm.

Presión máxima ejercida sobre el anclaje intermedio:

$$P_{ARTICULACION10} = \frac{55245,617N}{60mm \cdot 10mm \cdot 2} = 46,038MPa$$

Por lo que el coeficiente de seguridad que se obtiene respecto a la presión máxima admisible de 355 MPa es de:

$$C_s = \frac{355MPa}{46,038MPa} = 7,71$$

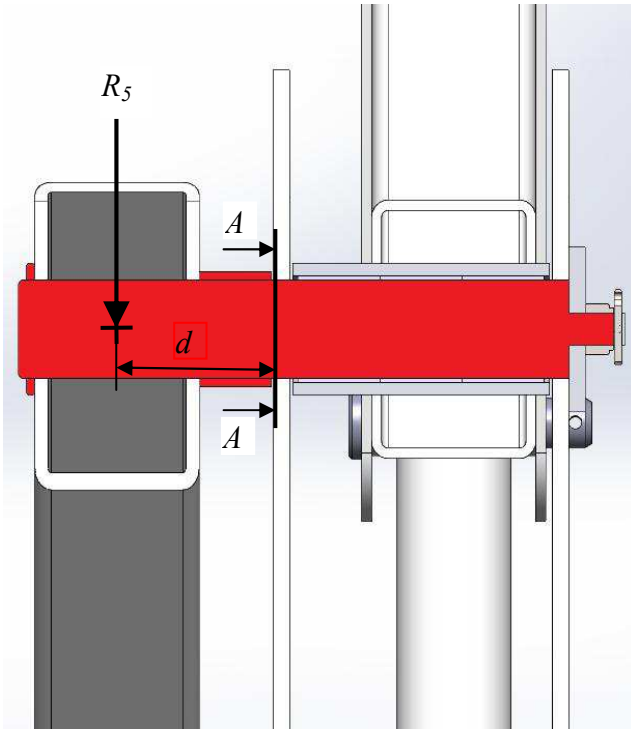
Calculo de la articulación 5 correspondiente al brazo inferior:

Figura 161.

Vista de sección articulación 5.

Como ya se ha mencionado con anterioridad la carga R_5 se aplicará en el centro del perfil del brazo superior y se calcula como si fuese una viga en empotrada tomando la sección A como la sección más desfavorable.

Como podemos ver en el Apartado 4.3.2 de fuerzas máximas la resultante máxima se da para el caso 2 con viento hacia la izquierda en su posición más elevada y la fuerza máxima ejercida sobre esta articulación es de 42386,41N. El diámetro del eje es de 60mm, con lo cual d_{eje} será 60mm.

El momento que se produce debido a esa resultante se calculara mediante la siguiente expresión:

$$R_5 \cdot d = M_5$$

$$42386,41N \cdot 85mm = 3.602.844,85N \cdot mm$$

La tensión máxima generada por la flexión es:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_s}{Inercia} \cdot \frac{d}{2}$$

La inercia es:

$$Inercia = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Substituyendo los valores para las dimensiones del eje obtenemos su inercia:

$$Inercia = \frac{\pi \cdot 60^4}{64} = 636.172,51mm^4$$

Por lo que la tensión generada por la flexión en la sección del eje es:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{3.602.844,85Nmm}{636.172,51mm^4} \cdot \frac{60mm}{2} = 169,899MPa$$

El coeficiente de seguridad obtenido en eje respecto a la flexión es de:

$$C_s = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{355MPa}{169,899MPa} = 2,089$$

En este caso el coeficiente de seguridad está ajustado al mínimo determinado, y esto se debe a que se ha elegido la sección más pequeña en la que se cumplía el Cs de 2 contribuyendo de este modo a aligerar el peso de la PEMP.

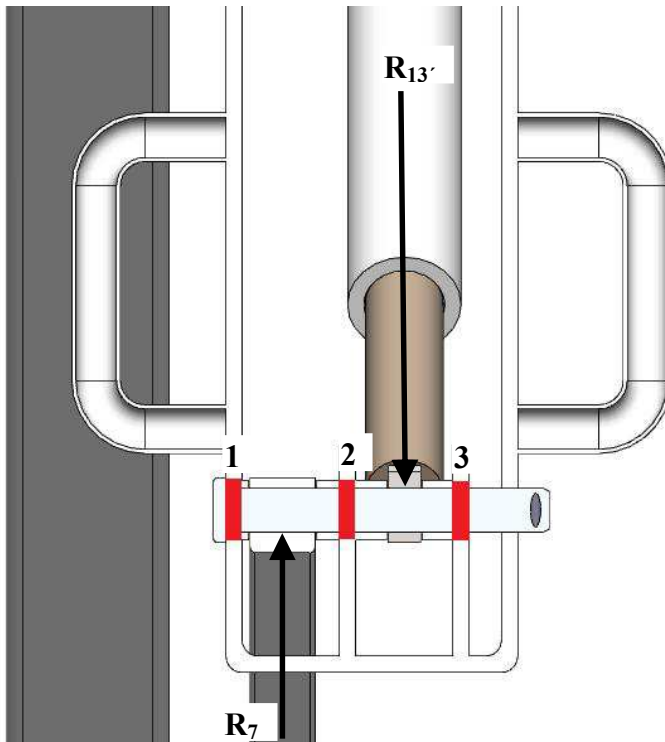
Calculo de la articulación 11:

Figura 162.

Vista de sección articulación 11.

Antes de proceder con el cálculo de resistencia del material, es necesario determinar cuál va a ser el reparto de las resultantes procedentes del tirante y el actuador sobre los apoyos.

Teniendo en cuenta que $R_7 + R_{13'} = R_{11}$ se define el reparto de esta manera:

En el apoyo 1 recaerá $R_7/2$

En el apoyo 2 recaerá $R_7/2 + R_{13'}/2 = R_{11}/2$

En el apoyo 3 recaerá $R_{13'}/2$

Una vez conocido el reparto de fuerzas en los apoyos marcados en color rojo de la figura 162. se obtiene en el apartado 4.3.2 de este proyecto la resultante máxima de la articulación 11 que será la que determine el coeficiente de seguridad más desfavorable en esta articulación. Se tomarán las resultantes máximas del tirante R_7 y en actuador $R_{13'}$ cuando la resultante de la articulación 11 sea máxima, de esto modo se habrá cogido el caso más desfavorable para realizar los cálculos del apoyo intermedio.

El reparto queda de la siguiente manera:

Aplastamiento apoyo 1: $R_7 / 2 = 27045,614 \text{ N} / 2 = 13.522,80 \text{ N}$

Aplastamiento apoyo 2: $R_{11} / 2 = 67576,729 \text{ N} / 2 = 33.788,36 \text{ N}$

Aplastamiento apoyo 3: $R_{13} / 2 = 52879,514 \text{ N} / 2 = 26.439,75 \text{ N}$

Tomaremos el caso más desfavorable de los tres para realizar los cálculos a aplastamiento, ya que la superficie de aplastamiento es igual en cada uno de los tres apoyos, de no ser así se haría el cálculo para cada uno por separado.

La presión que se ejerce sobre el anclaje intermedio se calcula dividiendo la fuerza máxima resultante de la articulación 11 por el área proyectada del eje del perno de la articulación 11.

$$P_{resión} = \frac{F_{apoyo2}}{Area} = \frac{F_{apoyo2}}{D_{eje} \cdot B}$$

Donde la B se refiere al espesor del anclaje intermedio.

El diámetro del eje es de 27mm, con lo cual d_{eje} será 27mm, el espesor del anclaje es de 10mm, con lo cual B será 10mm.

Presión máxima ejercida sobre el anclaje intermedio:

$$P_{ARTICULACION11-apoyo2} = \frac{33.788,36N}{27mm \cdot 10mm} = 125,142MPa$$

Por lo que el coeficiente de seguridad que se obtiene respecto a la presión máxima admisible de 355 MPa es de:

$$C_s = \frac{355MPa}{125,142MPa} = 2,836$$

6.3.2- CASQUILLO ANTIFRICCIÓN:

Los casquillos antifricción se encuentran ubicados entre el alojamiento sobre el que se ejerce la fuerza y el perno sobre el que se realiza el giro, su material tiene la cualidad de disminuir la fricción durante el giro pero se deteriora con el paso del tiempo, por eso se hará un cálculo para ver la duración aproximada de la vida útil de estos casquillos.

Los casquillos se seleccionarán de un catálogo proporcionado por ‘IGUS’, la primera comprobación que se hará antes de colocar estos casquillos será comprobar que la presión máxima que se aplica sobre ellos no sea superior al valor que indica el fabricante, en nuestro caso para el casquillo_1 es de 80 MPa.

Al igual que ocurría con los pernos, el cálculo de los casquillos es similar para cada articulación, por lo que se harán los cálculos con detalle para el casquillo_1 del perno 1 y posteriormente se detallarán el resto de casquillos en una tabla resumen para observar su comportamiento.

La presión que se ejerce sobre el casquillo se calcula dividiendo la fuerza resultante de la articulación por el área proyectada del eje del perno.

$$Pr esión = \frac{F_{art iculación}}{Area} = \frac{F_{art iculación}}{D_{eje} \cdot b1}$$

Donde la b1 se refiere a la longitud efectiva que tiene el casquillo, la cual será en algunos casos igual a la distancia entre apoyos fijos del eje menos la holgura existente entre apoyos fijos y alojamiento, y en otros será igual a la distancia entre los apoyos fijos menos la holgura y el espacio intermedio.

Dimensiones geométricas del casquillo:

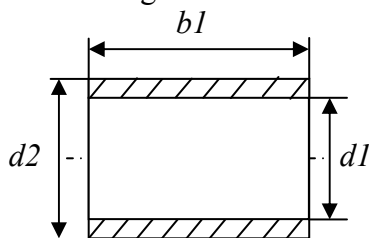


Figura 163.

Vista de sección de casquillo antifricción.

Casquillo antifricción 1:

La fuerza máxima ejercida sobre este es de 13979,367N, el diámetro del eje seleccionado para el perno en el apartado anterior es de 16mm, con lo cual d_1 será 16mm y d_2 será 18mm, luego el espesor del casquillo_1 será de 1mm.

La anchura de este casquillo que no lleva engrasador será $b_1=40$ mm. La designación de este casquillo es: GSM-1618-50 (recortado a 40mm).

Presión máxima ejercida sobre el casquillo:

$$P_{\text{casquillo}_1} = \frac{13979,367N}{16mm \cdot 40mm} = 21,842MPa$$

Por lo que el coeficiente de seguridad que se obtiene respecto a la presión máxima admisible de 80MPa es de:

$$C_s = \frac{80MPa}{21,842MPa} = 3,66$$

Como se puede observar este casquillo se puede utilizar sin peligro a superar su máxima presión, posteriormente se va a comprobar la vida útil de este casquillo.

Comprobación de la vida útil:

Para poder hacer una estimación de la vida útil del casquillo primero se tienen que hacer unas consideraciones del rango de funcionamiento:

- Los movimientos son oscilantes, pudiendo variar entre -14° y 61° dependiendo de donde se encuentre colocado.
- Se toma como estimación que la máquina se encuentra en movimiento 20 minutos cada hora de trabajo, y el resto del tiempo se considera que se utiliza sin realizar movimientos.
- Se toma como estimación que la frecuencia de oscilación máxima es de 4 oscilaciones completas en un minuto.
- Se considerará que el casquillo está desgastado cuando el espesor mínimo es inferior a 0,5mm

El desgaste lo facilita el fabricante según las solicitudes introducidas en su página web, dichas solicitudes se incluyen en los anexos comprendidos entre el ANEXO 5 y el ANEXO 12 ambos incluidos, en el cual se indica el tipo de carga (rotación, oscilante...) y la magnitud de la carga en MPa y las dimensiones. En el cual aparece el desgaste de la superficie del casquillo en $\mu\text{m}/\text{Km}$.

Ejemplo para el casquillo antifricción de la articulación 1:

La presión máxima ejercida en el casquillo_1 es de 21,842 MPa, la oscilación máxima que puede recorrer es de $75,5^\circ$ en un máximo de 4 veces por minuto, trabajando 20 minutos por cada hora de trabajo.

En primer lugar se calcula la distancia superficial máxima que recorre dicho casquillo en una oscilación de 75° :

$$d_{oscilacion} = \theta \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{75,5^\circ \cdot 2\pi}{360} \cdot \frac{16}{2} = 10,541\text{mm} / \text{oscilacion}$$

En segundo lugar se calculara la distancia superficial máxima que recorre por hora de trabajo, sabiendo que en 1 minuto realiza un máximo de 4 oscilaciones completas y que durante 1 hora se encuentra en movimiento un máximo de 20 minutos.

$$d_{hora} = 10,47\text{mm} / \text{oscilacion} \cdot \frac{4\text{oscilaciones}}{1\text{min}} \cdot \frac{20\text{min}}{1\text{hora}} = 843,3\text{mm} / \text{hora}$$

En tercer lugar se obtiene por “IGUS” en su sección de resistencia al desgaste un desgaste de $49,9 \mu\text{m}/\text{Km}$ para una temperatura ambiente de 20°C y una presión de 21,842 MPa.

Se considera que el casquillo se ha gastado cuando el espesor ha disminuido 0,5mm.

Para el casquillo_1 que tiene un espesor inicial de 1mm se va a calcular los kilómetros que tiene que recorrer para que se gaste su espesor hasta el espesor mínimo.

$$d_{km} = \frac{0,5\text{mm}}{0,0499\text{mm} / \text{Km}} = 10,02\text{Km}$$

Y en último lugar se puede obtener la duración en horas aproximadamente según la expresión siguiente:

$$VIDA_{HORAS} = \frac{10.020m}{0,8433m / hora} = 11.881,33horas$$

Se debe de tener en cuenta que el cálculo realizado es una estimación ya que se ha tenido en cuenta que en todas las oscilaciones se trabaja con la carga máxima, y como ya se ha mencionado a lo largo de este proyecto la fuerza va variando en función del ángulo girado y además de la carga debida a la herramienta, operarios y viento.

Por otro lado el valor del desgaste obtenido en la gráfica se ha considerado para una temperatura ambiente de 20°C, estos factores y otros no señalados podrían afectar la duración estimada, no obstante esta puede servir de referencia.

Aunque la vida de los casquillos es limitada ya que tiene una vida útil, se puede afirmar que la duración de la unión oscilante es superior a la que se obtendría si el contacto hubiese sido directamente entre metales.

A continuación se muestra una tabla resumen de cada uno de los casquillos:

- Nombre del casquillo: **1,2,3...**
- Fuerza máxima ejercida sobre el casquillo: **F** (Newton)
- Diámetro interior: **d₁** (mm)
- Diámetro exterior: **d₂** (mm)
- Espesor: **e** (mm)
- Longitud: **b₁** (mm)
- Angulo de barrido superficial máximo: **Oscilación** (grados °)
- Distancia de barrido por oscilación: **dist.osc** (mm)
- Distancia de barrido por hora: **dist.h** (mm)
- Área del eje proyectada sobre el casquillo: **A** (mm²)
- Presión máxima a la que trabaja el casquillo: **P** (MPa)
- Coeficiente de seguridad frente a la presión: **Cs_P**
- Desgaste de la superficie del casquillo: **D_sc** (µm/Km.)
- Duración en horas (estimado): **Dh** (horas)
- Designación del fabricante (igus): **designación**
- Unidades de casquillos para esa ubicación: **Un.**

Tabla 16.

Coefficientes de seguridad en casquillos antifricción.

CAS	F	d ₁	d ₂	e	b _{1(TOTAL)}	oscilación	dist.osc	dist.h	A	P	Cs P	D sc	Dh	designación	Un.
1	13979,37	16	18	1	40	75,50	10,542	0,843	640	21,84	3,66	49,9	11881,33	GSM-1618-50	1
2	13449,48	16	18	1	40	75,50	10,542	0,843	640	21,01	3,81	48,56	12209,20	GSM-1618-50	1
3	16783,59	36	40	2	90	75,50	23,719	1,898	3240	5,18	6,76	1,6	164688,48	JSM-3640-45	2
4	36729,49	60	65	2,5	150	75,50	39,532	3,163	9000	4,08	19,60	14,8	10682,50	GSM-6065-50	3
6	41400,77	45	50	2,5	160	60,26	23,664	1,893	7200	5,75	13,91	20,45	12915,10	GSM-4550-40	4
8	36993,62	18	20	1	40	60,26	9,466	0,757	720	51,38	1,56	125,05	5280,16	GSM-1820-45md	1
12	56269,11	30	34	2	30	4,52	1,183	0,095	900	62,52	1,28	173,23	30489,47	GSM-3034-30	1
12'	56269,11	27	30	1,5	30	55,75	13,136	1,051	810	69,47	1,15	260,4	1827,19	GSM-2730-05	6
13	53323,52	30	34	2	30	28,00	7,330	0,586	900	59,25	1,35	165,35	5156,43	GSM-3034-30	1

NOTA: véase que en todas las articulaciones no hay casquillos.

La duración en horas según el fabricante es exactamente la mitad que la calculada en este apartado, esto se debe a que habrán puesto un coeficiente de ponderación o coeficiente de seguridad de valor 2.

7 - ESTUDIO DE VUELCO EN ESPACIOS CERRADOS

En este apartado se mostrarán unas imágenes en las que se muestra el c.d.g. de la PEMP para tres tipos de elevación diferentes y para los diferentes ángulos de rotación más favorables para que se dé el vuelco. Con estas imágenes se pretende observar si hay alguna combinación de movimientos en la que la PEMP pueda volcar, o dicho de otro modo, alguna combinación de movimientos en la que el centro de gravedad del conjunto se encuentre fuera de las líneas de no vuelco para el caso en el que la plataforma se encuentre a inclinación 0° Grados.

7.1 - AREA DE ESTABILIDAD Y LINEAS MAS DESFAVORABLES

PARA VUELCO

A continuación se muestra la figura 164 en la se definen las líneas que conforman el área de estabilidad o área antivuelco de la PEMP, en las que se determina que si el c.d.g. esta comprendido entre estas líneas quiere decir que la PEMP no vuelca y si por el contrario el c.d.g. estuviese fuera de este área querría decir que si que podría volcar

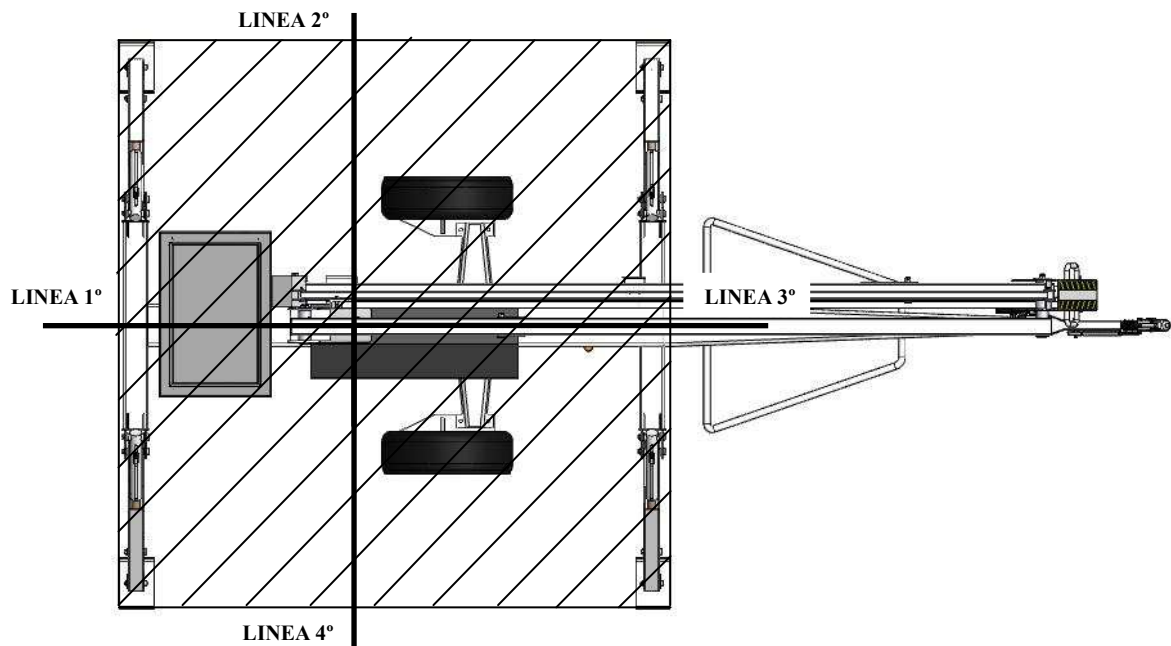


Figura 164.
Área de no vuelco

7.2 - PEMP EN POSICIÓN DE MÁXIMA ALTURA

A continuación se muestra la elevación de la PEMP para la cual se observara el c.d.g. en las cuatro líneas de vuelco. Y en la figura siguiente las diferentes ubicaciones del c.d.g. para las diferentes líneas de vuelco.

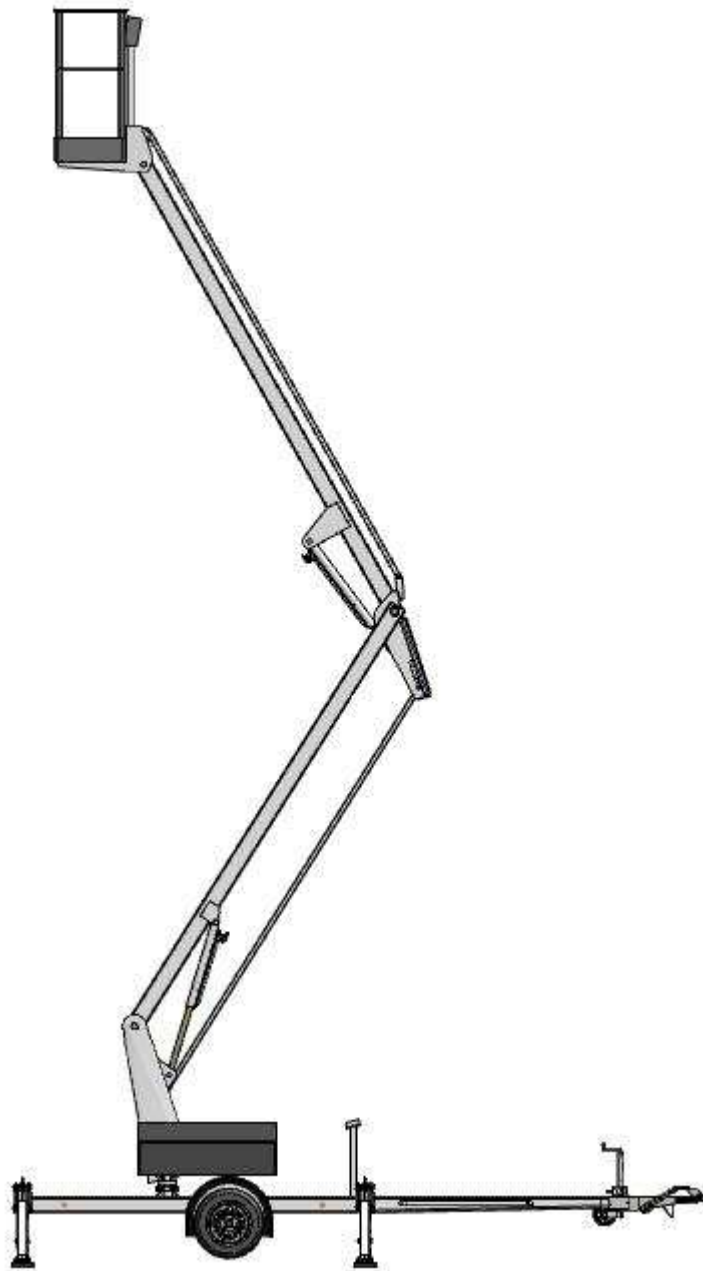


Figura 165.

Vista PEMP en su máxima altura de trabajo.

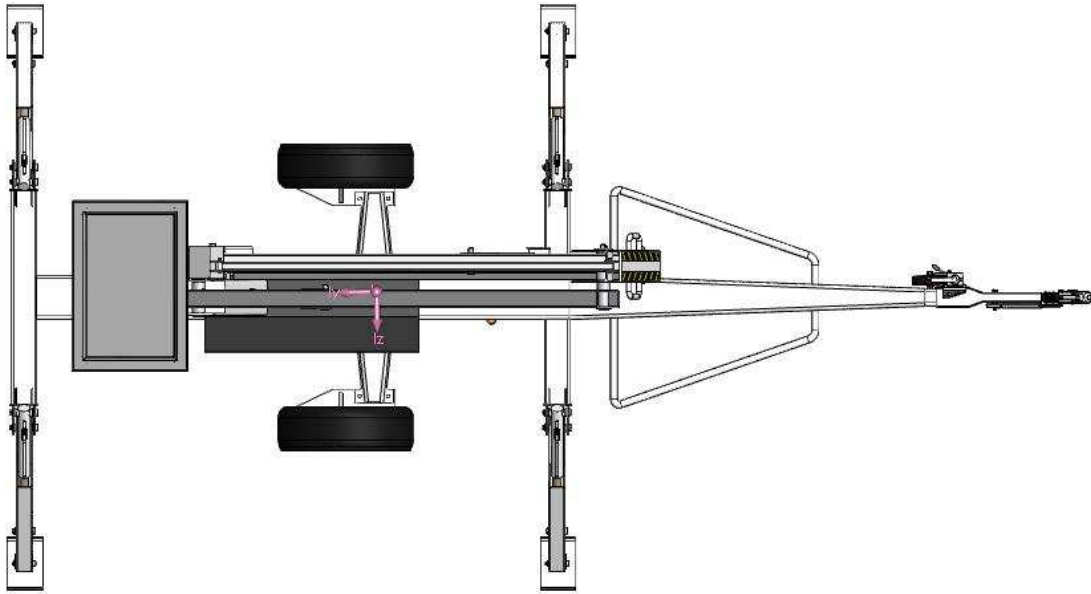


Figura 166.

C.d.g. PEMP en su máxima altura de trabajo LINEA 1°.

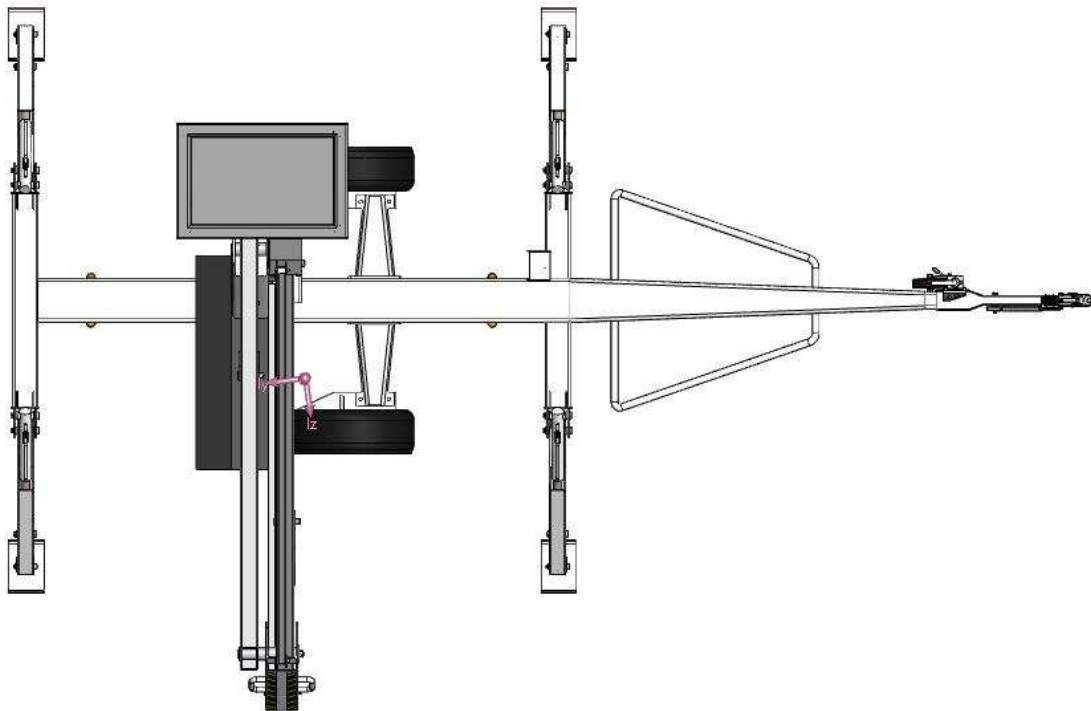


Figura 167.

C.d.g. PEMP en su máxima altura de trabajo LINEA 2°.

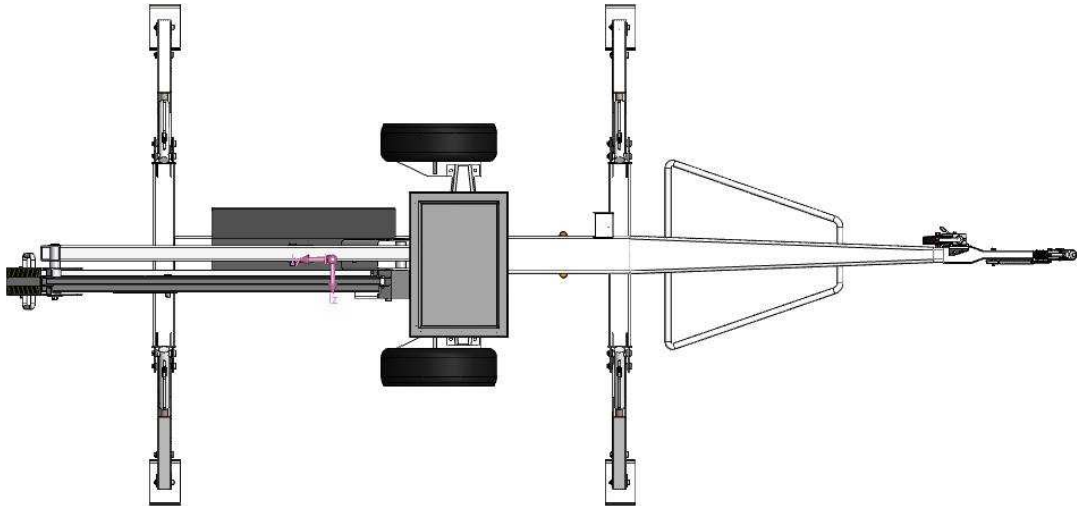


Figura 168.

C.d.g. PEMP en su máxima altura de trabajo LINEA 3°.

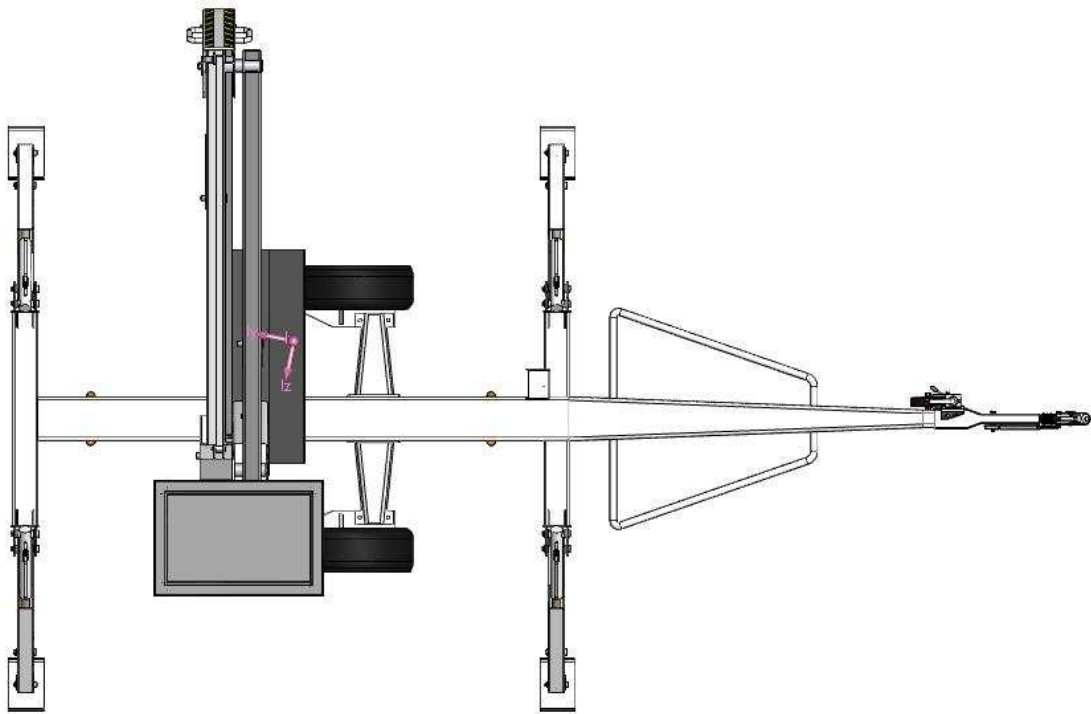


Figura 169.

C.d.g. PEMP en su máxima altura de trabajo LINEA 4°.

7.3 - PEMP CON BRAZO SUPERIOR EN HORIZONTAL E INFERIOR

TOTALMENTE ELEVADO

A continuación se muestra la elevación de la PEMP para la cual se observara el c.d.g. en las cuatro líneas de vuelco. Y en la figura siguiente las diferentes ubicaciones del c.d.g. para las diferentes líneas de vuelco.

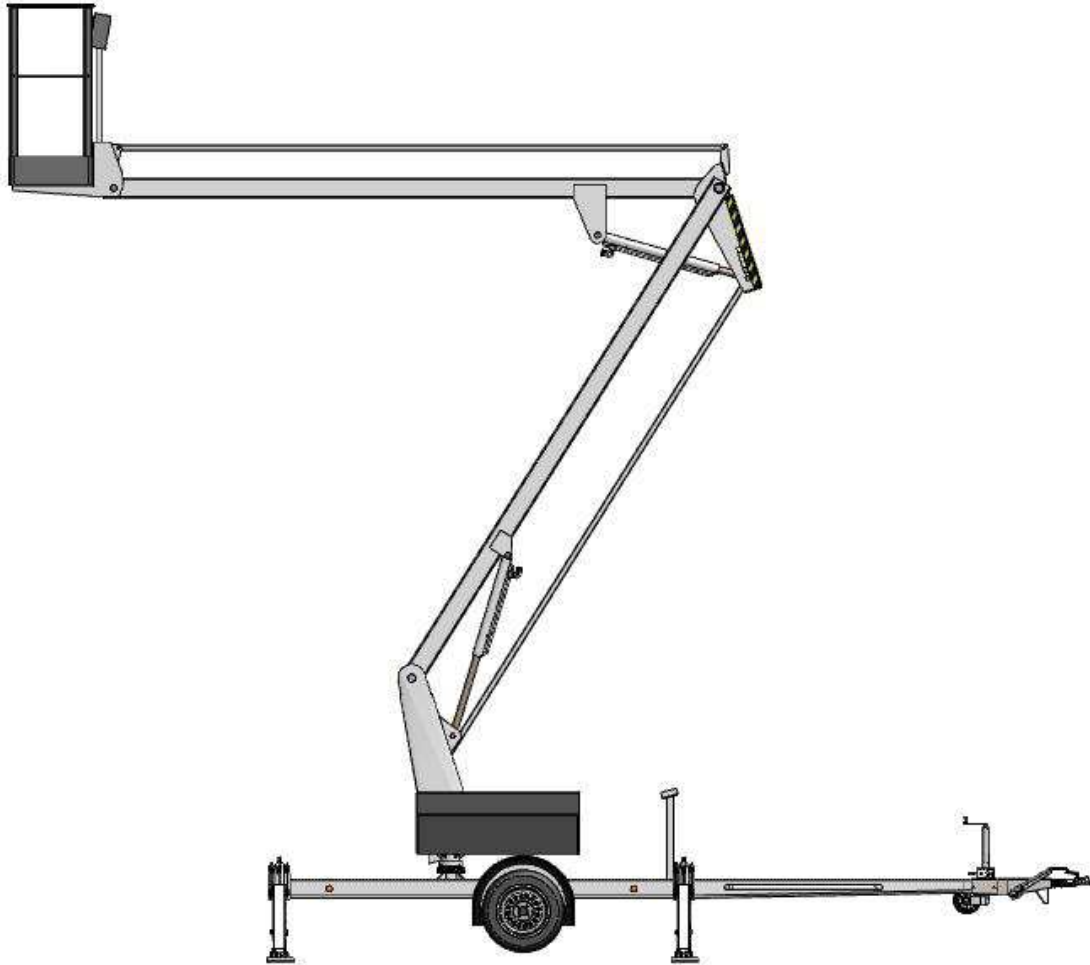


Figura 170.

Vista PEMP con brazo superior en horizontal e inferior totalmente elevado.

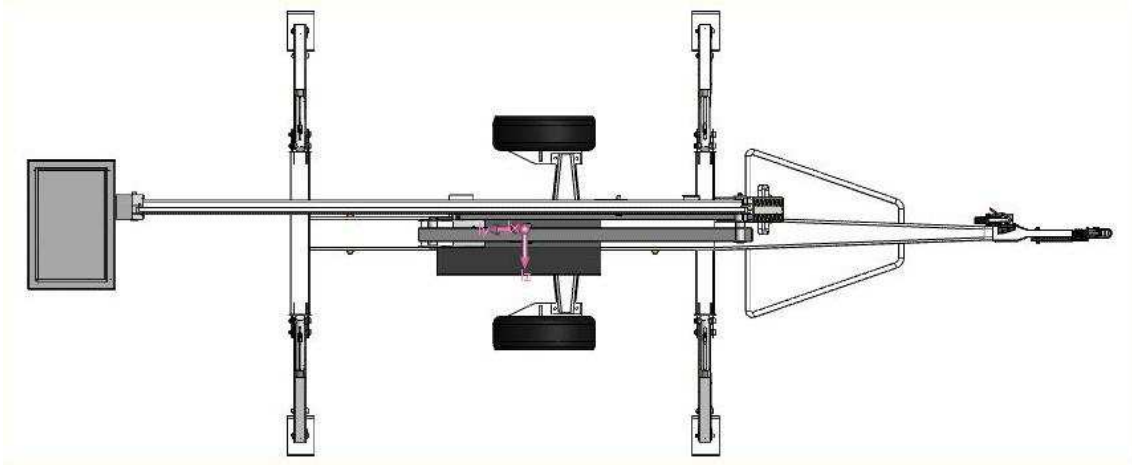


Figura 171.

C.d.g. PEMP brazo superior en horizontal e inferior totalmente elevado LINEA 1°.

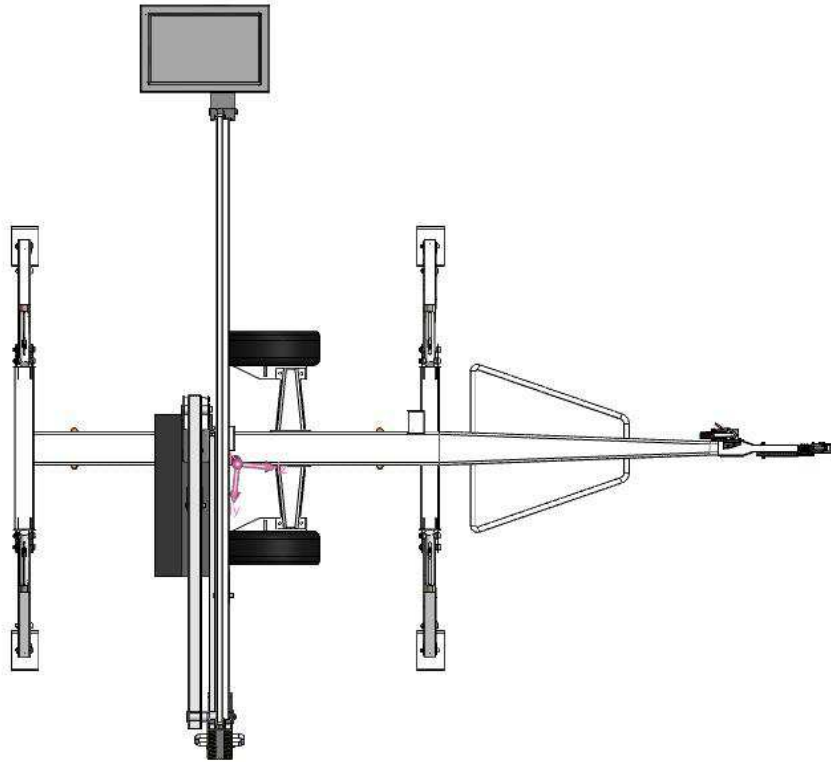


Figura 172.

C.d.g. PEMP brazo superior en horizontal e inferior totalmente elevado LINEA 2°.

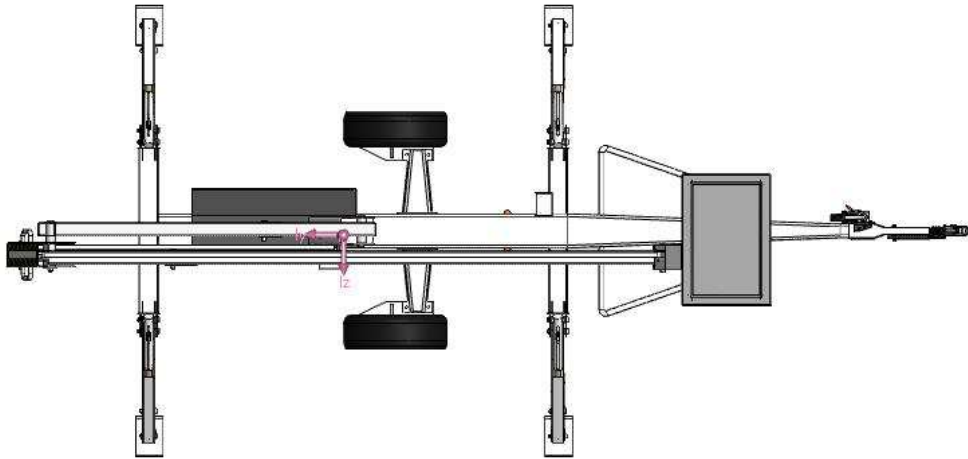


Figura 173.

C.d.g. PEMP brazo superior en horizontal e inferior totalmente elevado LINEA 3°.

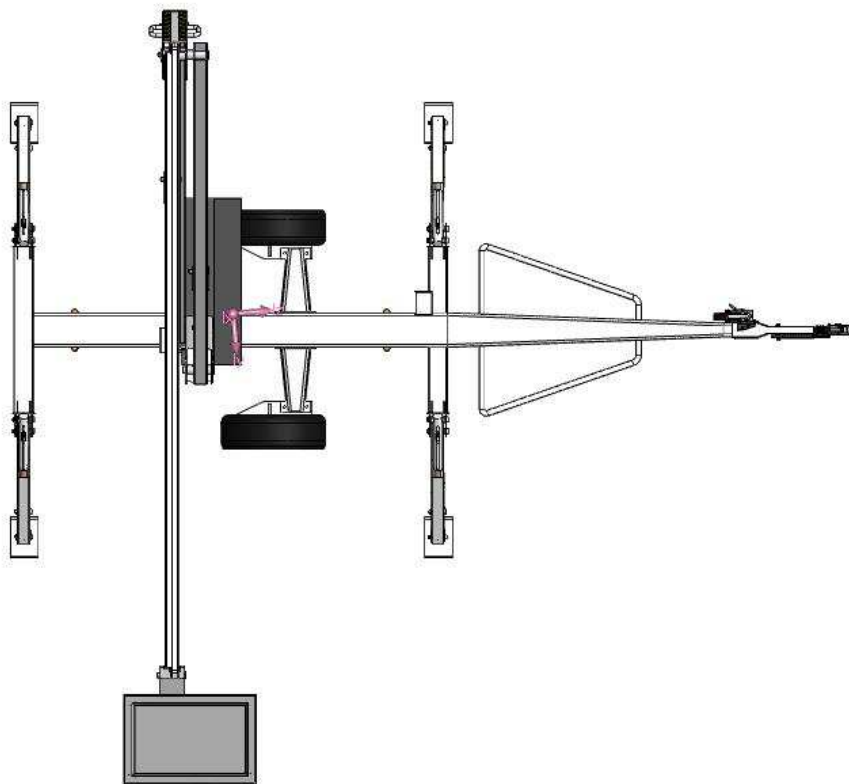


Figura 174.

C.d.g. PEMP brazo superior en horizontal e inferior totalmente elevado LINEA 4°.

7.4 - PEMP CON BRAZO SUPERIOR TOTALMENTE ELEVADO E INFERIOR EN HORIZONTAL

A continuación se muestra la elevación de la PEMP para la cual se observara el c.d.g. en las cuatro líneas de vuelco. Y en la figura siguiente las diferentes ubicaciones del c.d.g. para las diferentes líneas de vuelco.

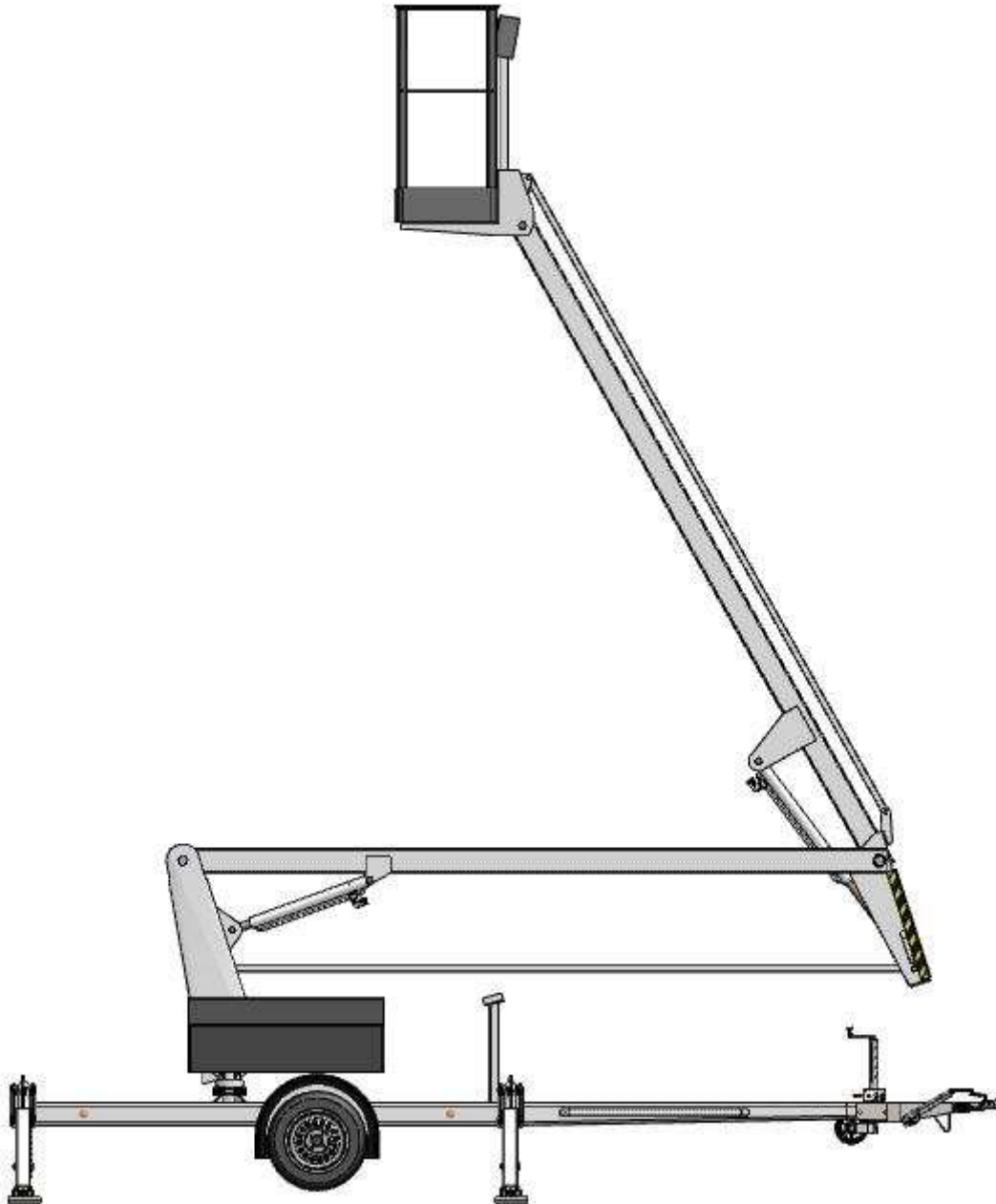


Figura 175.

Vista PEMP con brazo superior extendido al máximo e inferior horizontal.

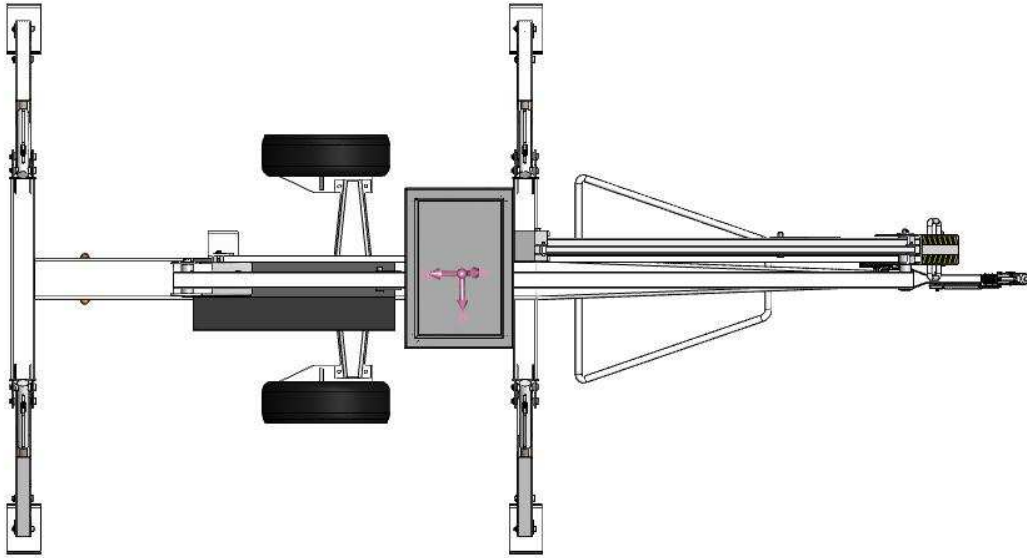


Figura 176.
C.d.g. PEMP brazo superior extendido al máximo e inferior horizontal LINEA 1°.

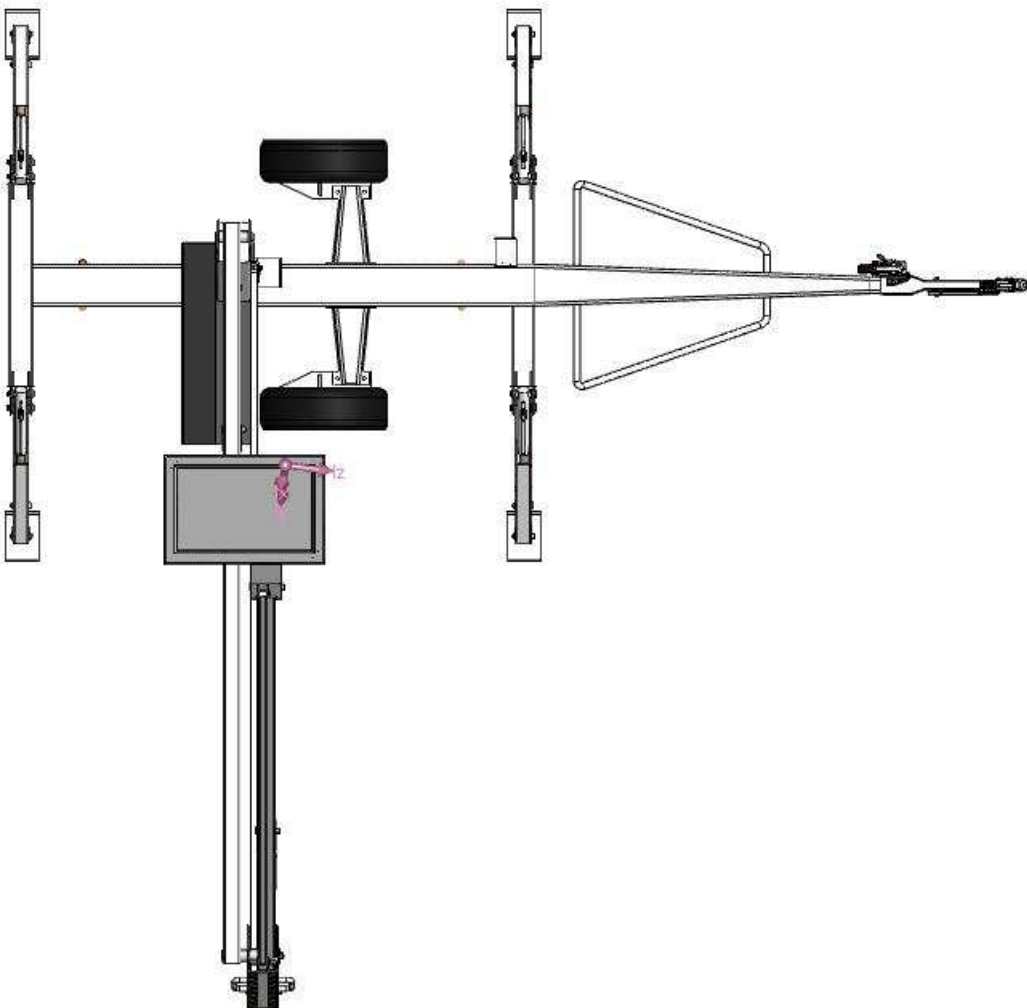


Figura 177.
C.d.g. PEMP brazo superior extendido al máximo e inferior horizontal LINEA 2°.

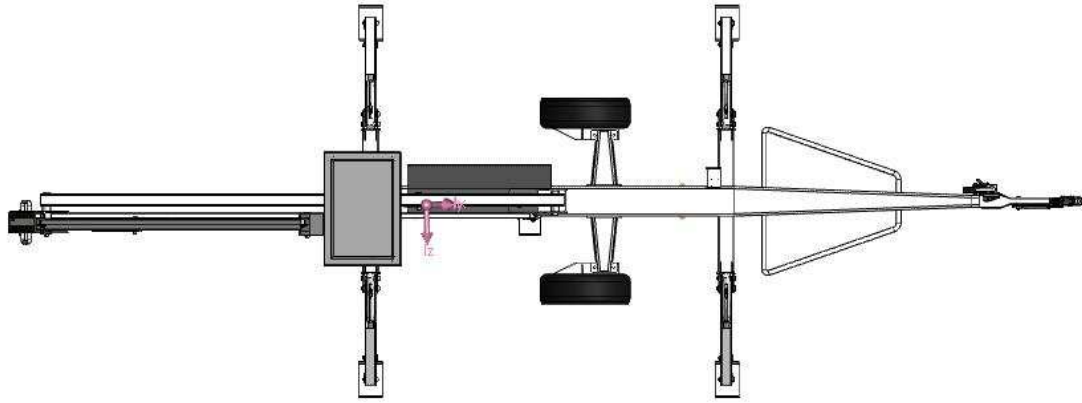


Figura 178.

C.d.g. PEMP brazo superior extendido al máximo e inferior horizontal LINEA 3°.

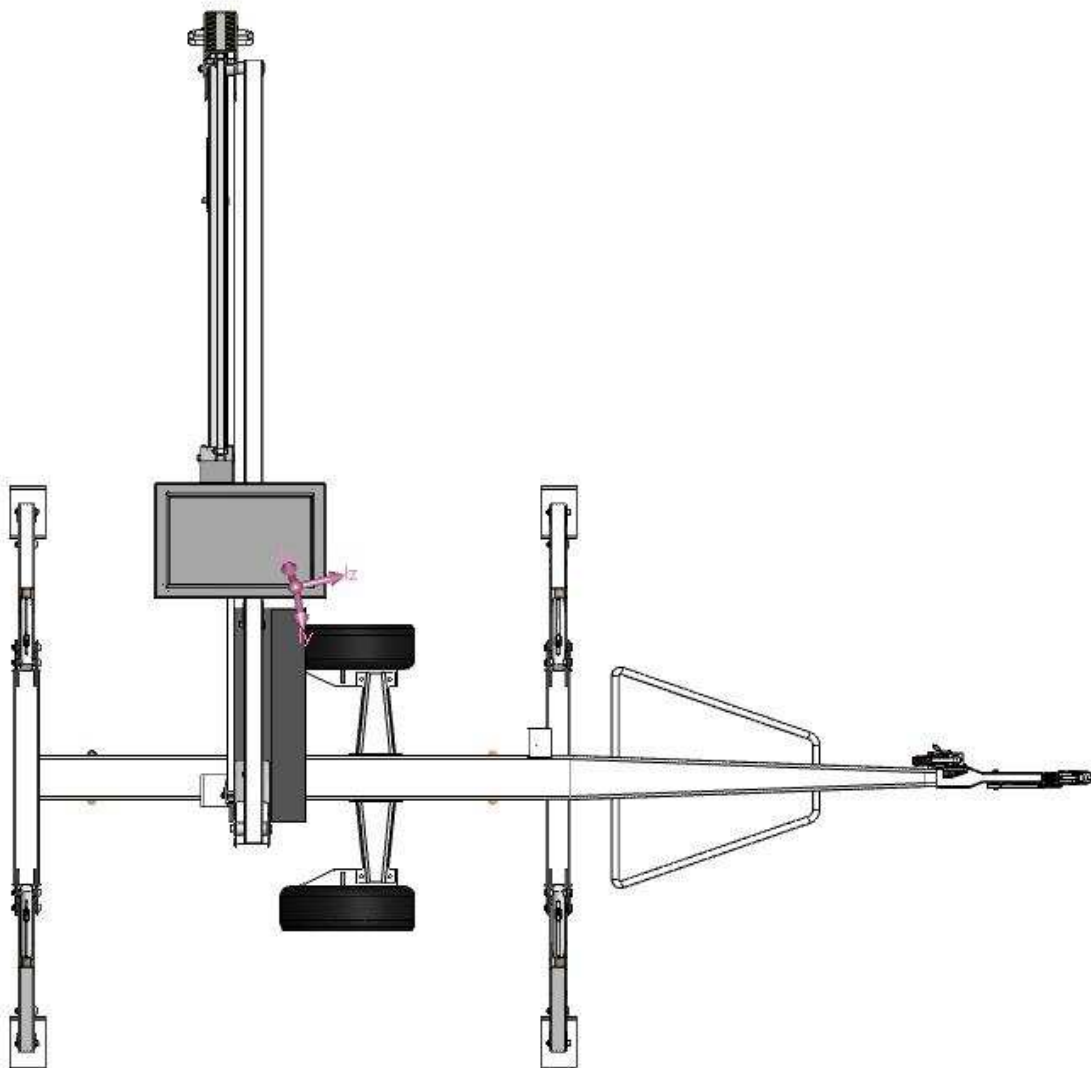


Figura 179.

C.d.g. PEMP brazo superior extendido al máximo e inferior horizontal LINEA 4°.

7.5 - CONCLUSIONES

De los tres tipos de elevación diferentes observados en este apartado el que más se aproxima a la línea de vuelco es el último caso, en el que la PEMP tiene el brazo superior en su máxima extensión y el brazo inferior formando 0° grados con la horizontal, y el tipo de elevación más estable, o dicho de otro modo el tipo de elevación en el que el c.d.g. permanece más centrado en el área de estabilidad es el tipo de elevación en el que la PEMP tiene el brazo superior a 0° grados respecto la horizontal y el brazo inferior en su máxima extensión.

En ninguno de los tres tipos de elevación observados se producirá vuelco en circunstancias en las que el viento tenga velocidad nula, ya que la proyección vertical del centro de gravedad permanece dentro del área de estabilidad. Se prohíbe la utilización de la PEMP en el tipo de elevación en el que el c.d.g. se aproxima más a la línea de vuelco inminente cuando el viento sople con una velocidad igual o superior a 12,5 m/s y/o para inclinaciones del terreno superiores a $2,5^\circ$ grados.

8 - ANALISIS DEL CAMPO DE TRABAJO

8.1 – HIPÓTESIS Y CONDICIONES DE CÁLCULO PARA EL CAMPO DE TRABAJO

El documento Excel en el que se ha elaborado la figura 180 del campo de trabajo está en el CD que acompaña a este proyecto en la carpeta de desarrollos con el nombre de “Cálculo de campo de trabajo.xls”.

8.1.1 – PUNTO DE REFERENCIA DEL CAMPO DE TRABAJO

Se tomará como punto de referencia para el eje Y el plano/suelo sobre el que se estabiliza la PEMP y para el eje X se tomara como referencia la proyección vertical del eje de giro del mástil sobre el travesañ central.

8.1.2 – DETERMINACIÓN DEL ESPACIO DE TRABAJO

La línea de contorno del área/campo de trabajo quedará definida teniendo en cuenta la movilidad del operario dentro de la cesta de trabajo, esto es +/- 0,9 metros en el eje “X”, y de 0 a +1 metro en el eje “Y”, todas estas medidas serán consideradas sobre la baranda superior de la cesta, y en el lado más alejado del eje de rotación del mástil.

El espacio de trabajo será un espacio tridimensional, es decir que la PEMP podrá rotar +/- 180° grados respecto la posición de transporte, abarcando de este modo los 360° grados de un giro completo.

Los casos estudiados para representar el área de trabajo serán estos dos:

- Con el tramo superior a 0° grados respecto la horizontal y variando el ángulo del tramo inferior desde su mínimo ángulo hasta su máximo ángulo.
- Con el cilindro del tramo inferior en su máxima extensión y variando después el ángulo del tramo superior desde su mínimo ángulo hasta su máximo ángulo.

Ambos casos se superpondrán para definir entre ambos el espacio de trabajo.

El campo de trabajo que aparece en la figura 180 se dará cuando la PEMP este en un suelo de inclinación 0° grados respecto la horizontal.

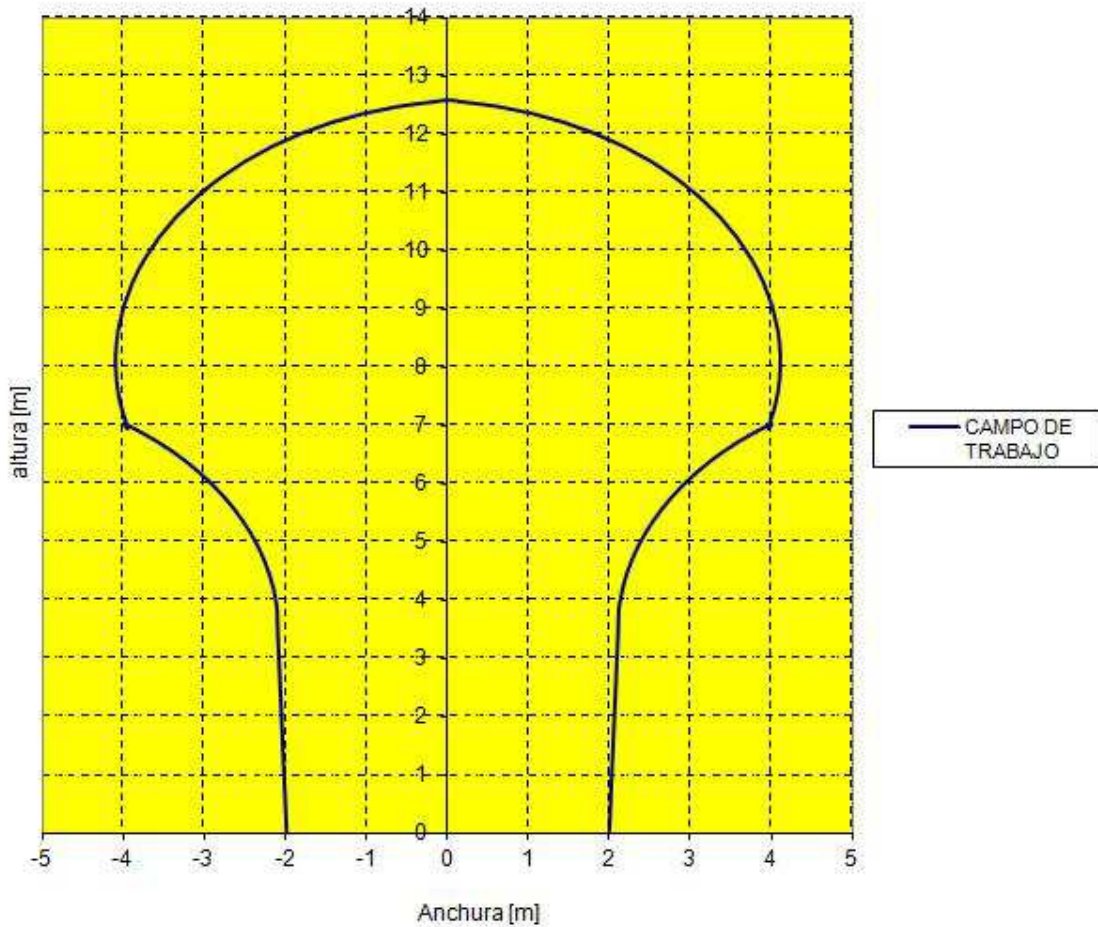


Figura 180.
Campo de trabajo de la PEMP

8.2 - CONCLUSIONES

Como se observa en la figura 180 el campo de trabajo no tiene una forma regular si no que es diferente según vamos ganando altura, siendo más reducido en la zona inferior y más amplia en la zona superior haciéndola más apropiada para trabajos de mayor altura que para trabajos de menor altura. El campo de trabajo es prácticamente constante hasta los 4 metros de altura, a partir de esta altura va ganando anchura de trabajo hasta que alcanza su máxima anchura de 4 m. aprox. a los 8 metros de altura. La altura máxima está entre 12-13 metros y se da cuando los actuadores hidráulicos de los brazos se encuentran en su máxima extensión permitida.

9 - CONCLUSIONES GENERALES

El objetivo de este proyecto es el de realizar un estudio de una plataforma elevadora móvil de personal, y para ello se realizó una búsqueda de PEMP en el mercado para ver cual resultaría la más interesante para estudiar.

Se partió de un diseño de MATILSA, el cual fue modelado en 3D tomando sus dimensiones exteriores más generales, una vez realizado el modelado 3D en SOLIDWORKS se realizó un modelo 2D en WORKING MODEL, en el cual se introdujeron las diferentes cargas que actúan sobre la PEMP, la carga debida al propio peso de cada componente principal que quedaba definida con el modelo en 3D y gracias al cual se sabía dónde estaba su centro de masas, las cargas dinámicas del viento, las debidas al operario y herramientas, todas ellas y alguna más se introdujeron en el modelo 2D, generando 6 modelos diferentes dependiendo de tipo de movimiento y dirección del viento.

Gracias a estos modelos 2D realizados se siguió un proceso iterativo de cálculo de acciones y coeficiente de seguridad a groso modo con el que se pudo predimensionar ciertos perfiles y algunas distancias más críticas para que el coeficiente de seguridad no fuera inferior al mínimo. Una vez hecho esto, se extrajeron los últimos datos obtenidos en el WORKING MODEL y se tomaron como válidos para realizar los cálculos, ya con esto se pudo realizar un estudio más exhaustivo de toda la PEMP, componentes principales, soldaduras, casquillos antifricción, placas de unión, pernos, etc.,

Con todo esto se llegó a realizar una comprobación final del coeficiente de seguridad en toda la parte estudiada de la PEMP, pudiendo así observar que zonas tenían un coeficiente de seguridad más alto y cuales tenían un coeficiente de seguridad más bajo para los diferentes tipos de movimientos. También se observó la cinemática de la PEMP en el modelo de SOLIDWORKS y se obtuvo un campo de trabajo en el espacio para el operario.

10 - BIBLIOGRAFÍA

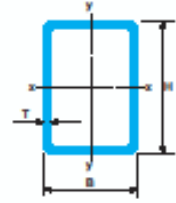
1. AENOR
UNE-EN 280. Plataformas elevadoras móviles de personal
AENOR. -2002
2. AENOR
UNE 58921 IN. Instrucciones para la instalación, manejo, mantenimiento, revisiones e inspecciones de las plataformas elevadoras móviles de personal
(PEMP)
AENOR. -2002
3. INRS
ND 2079-171-98. Nacelles élévatrices de personnel. Etude des schémas de commande
Cahiers de notes documentaires- Hygiène et sécurité du travail- N° 171, 2° trimestre 1998
4. AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE
For boom-supported elevating work platforms
ANSI A92.5-1980
5. HIERROS LEITZA, S.L. Tubo estructural comercialización y corte a medida.
<http://hierrosleitza.com/>
6. INCAFE2000 empresa del sector del metal de la cual se ha extraído información sobre los macizos cuadrados de los tirantes.
<http://www.incafe2000.com>
7. CONSTRUCTALIA The steel construction website, de la cual se ha extraído información sobre el eje macizo del mástil.
<http://www.constructalia.com>
8. Código técnico **CTE: DB SE: Seguridad Estructural** para el acero.
9. **IGUS, S.L.** Cojinetes de deslizamiento iglidur® igus polymer innovations S.L.
<http://www.igus.es>

11 - ANEXOS

11.1 – ANEXO 1 – PERFILES BRAZO

conformado en frío

DIMENSIONES NOMINALES Y CARACTERÍSTICAS



TUBO RECTANGULAR

TAMANO	ESPESOR	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		CONSTANTES DE TORSIÓN		ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR	FACTOR DE FORMA
HxB mm	T mm	M Kg/m	A cm ²	I _{xx} cm ⁴	I _{yy} cm ⁴	i _{xx} cm	i _{yy} cm	W _{elxx} cm ³	W _{elyy} cm ³	W _{plxx} cm ³	W _{plyy} cm ³	I _t cm ⁴	C _t cm ³	A _s m ² /m	A _s /v m ⁻¹
140x80	3	9,90	12,81	334,40	141	5,15	3,35	47,8	35,3	58,2	39,8	317	59,7	0,430	340,8
	4	12,99	16,55	429,80	180	5,10	3,30	61,4	45,1	75,5	51,3	412	76,5	0,426	257,6
	5	15,98	20,36	517,06	216	5,04	3,26	73,9	54,0	91,8	62,2	500	91,8	0,423	207,7
	6	18,87	24,03	597,00	248	4,98	3,21	85,3	62,0	107,1	72,4	584	105,8	0,419	174,5
	8	23,90	30,44	708,09	293	4,82	3,10	101,2	73,3	130,8	88,4	731	126,8	0,406	133,3
	10	28,70	36,57	803,87	330	4,69	3,01	114,8	82,8	152,4	102,7	881	147,0	0,397	108,6
12	32,07	40,86	886,78	355	4,44	2,86	115,3	83,8	160,7	108,7	907	154,8	0,378	92,8	
140x100	3	10,84	13,81	390,71	234	5,32	4,11	55,8	46,7	66,4	52,8	480	75,8	0,470	340,2
	4	14,25	18,15	503,81	300	5,27	4,07	71,9	60,0	88,4	68,7	589	97,8	0,466	256,9
	5	17,55	22,36	608,23	361	5,22	4,02	86,9	72,3	105,3	83,8	732	117,8	0,463	207,0
	6	20,75	26,43	704,81	418	5,16	3,97	100,7	83,5	123,2	97,7	888	136,5	0,459	173,8
	8	26,41	33,64	847,85	502	5,02	3,86	121,1	100,3	151,9	120,5	1089	168,3	0,446	132,5
	10	31,84	40,57	973,01	574	4,90	3,76	139,0	114,7	178,4	141,2	1285	194,8	0,437	107,7
12	35,84	45,86	1073,96	595	4,69	3,61	143,4	119,0	191,4	152,0	1411	210,1	0,418	91,8	
150x80	3	8,96	11,41	298,55	53	5,12	2,15	39,8	21,1	51,4	23,5	150	38,3	0,390	341,6
	4	11,73	14,95	381,29	66	5,05	2,10	50,9	26,5	66,5	30,1	192	48,3	0,386	258,4
	5	14,41	18,36	456,29	78	4,99	2,06	60,8	31,1	80,5	36,2	230	57,1	0,383	208,6
	6	16,98	21,63	523,47	88	4,92	2,02	69,8	35,2	93,5	41,7	264	64,8	0,379	175,4
	8	21,39	27,24	604,42	100	4,71	1,92	80,8	40,0	112,4	48,7	318	75,7	0,366	134,2
	10	25,96	32,57	670,86	108	4,54	1,82	89,4	43,3	129,2	56,3	380	82,8	0,357	108,8
150x100	3	11,31	14,41	460,84	248	5,65	4,15	61,4	49,5	73,5	55,8	507	81,4	0,490	339,9
	4	14,87	18,95	594,80	319	5,60	4,10	79,3	63,7	98,7	72,5	682	104,9	0,486	256,6
	5	18,33	23,36	719,20	384	5,55	4,05	95,9	78,8	116,7	88,3	809	126,8	0,483	208,7
	6	21,69	27,63	834,89	444	5,50	4,01	111,3	88,8	136,7	103,3	946	147,1	0,479	173,5
	8	27,67	35,24	1008,13	536	5,35	3,90	134,4	107,1	169,2	127,9	1206	181,8	0,466	132,1
	10	33,41	42,57	1161,70	614	5,22	3,80	154,9	122,9	199,2	150,2	1426	211,0	0,457	107,4
	12	37,73	48,06	1297,01	642	5,01	3,65	160,9	128,4	214,9	162,5	1573	226,7	0,436	91,2
	12,5	38,89	49,54	1324,99	651	4,97	3,63	163,3	130,3	219,6	166,1	1607	233,0	0,436	87,9
14,2	42,61	54,28	1268,99	675	4,84	3,53	169,2	135,0	233,5	176,5	1698	244,3	0,427	76,8	
160x80	3	10,84	13,81	463,81	159	5,80	3,39	58,0	39,8	71,4	44,3	380	68,8	0,470	340,2
	4	14,25	18,15	597,71	204	5,74	3,35	74,7	50,9	92,9	57,4	494	88,0	0,466	256,9
	5	17,55	22,36	721,89	244	5,68	3,30	90,2	61,0	113,2	69,7	601	105,9	0,463	207,0
	6	20,75	26,43	836,01	281	5,62	3,26	104,5	70,2	132,3	81,3	702	122,3	0,459	173,8
	8	26,41	33,64	1001,22	335	5,46	3,16	126,2	83,7	162,9	100,0	882	149,5	0,446	132,5
	10	31,84	40,57	1148,34	380	5,32	3,06	143,3	95,0	190,9	116,7	1031	171,8	0,437	107,7
	12	35,84	45,86	1170,86	391	5,06	2,93	148,3	97,8	204,0	126,0	1112	182,7	0,418	91,8
	12,5	36,93	47,04	1184,62	396	5,02	2,90	148,1	98,9	206,2	127,5	1130	185,3	0,416	88,3
	14,2	42,61	54,28	1268,99	418	4,84	2,79	154,1	103,1	219,6	132,5	1199	194,3	0,407	76,8
160x90	3	11,31	14,41	500,79	207	5,90	3,79	62,8	46,0	76,1	51,3	465	77,8	0,490	339,9
	4	14,87	18,95	646,39	266	5,84	3,74	80,8	59,0	98,1	66,7	606	100,2	0,486	256,6
	5	18,33	23,36	781,77	320	5,79	3,70	97,7	71,0	120,9	81,2	740	120,9	0,483	208,7
	6	21,69	27,63	907,19	369	5,73	3,65	113,4	82,0	141,8	94,8	888	140,0	0,479	173,5
	8	27,67	35,24	1093,73	443	5,57	3,55	136,7	98,5	175,0	117,2	1097	172,4	0,466	132,1
	10	33,41	42,57	1259,00	507	5,44	3,45	157,4	112,8	205,9	137,5	1291	199,3	0,457	107,4
	12	37,73	48,06	1392,36	528	5,21	3,31	162,8	117,3	221,7	148,4	1414	215,0	0,436	91,2
12,5	38,89	49,54	1320,93	535	5,16	3,29	165,1	118,9	226,6	151,6	1442	218,7	0,436	87,9	

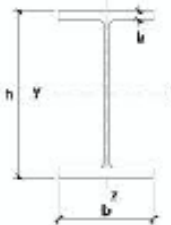
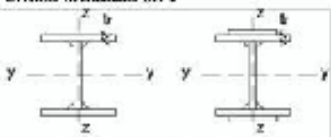


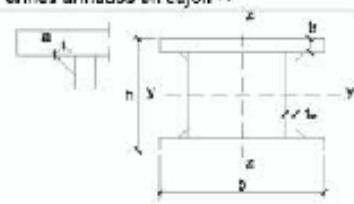
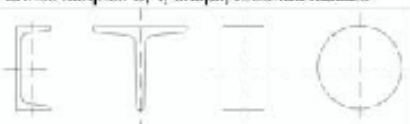

tubo rectangular: 140x80 > 160x90

11.2–ANEXO 2-TABLAS CÁLCULO PANDEO

Tabla 6.1 Longitud de pandeo de barras canónicas

Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	biempotrada desplazable	en ménsula
Longitud L_k	1,0 L	0,5 L	0,7 L	1,0 L	2,0 L

Tabla 6.2 Curva de pandeo en función de la sección transversal

Tipo de sección	Tipo de acero			
	S235 a S355		S450	
Eje de pandeo ⁽¹⁾	y	z	y	z
Perfiles laminados en I				
	$h/b > 1,2$	$t < 40 \text{ mm}$	a	b
	$10 \text{ mm} < t \leq 100 \text{ mm}$		b	c
	$h/b \leq 1,2$	$t \leq 100 \text{ mm}$	b	c
	$t > 100 \text{ mm}$		d	d
Perfiles armados en I				
	$t < 40 \text{ mm}$		b	c
	$t > 40 \text{ mm}$		c	d
Agrupación de perfiles laminados soldados				
			c	c
			d	d
Tubo de chapa simples o agrupados				
	laminados en caliente		a	a
	transformados en frío		c	c
Perfiles armados en cajón ⁽²⁾				
	soldadura gruesa: $a/t > 0,5$ $b/t < 3,0$ $h/t_w < 3,0$		c	c
	en otro caso		b	b
Perfiles simples U, T, chapa, redondo macizo				
			c	c
Perfiles L				
			b	b

⁽¹⁾ Para el significado del eje de pandeo, y los términos a, b, c, d, véase anexo B.

⁽²⁾ La variable a se refiere al ancho de carga de la soldadura.

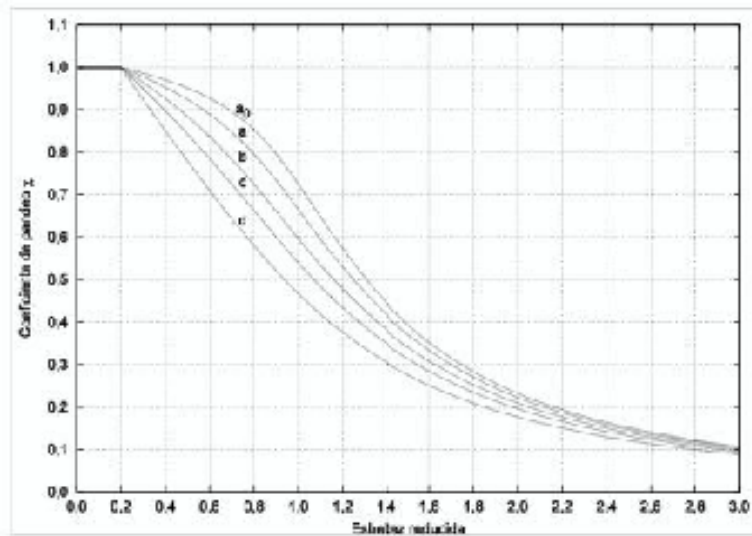


Figura 6.3 Curvas de pandeo

Tabla 6.3 Valores del coeficiente de pandeo (χ)

Esbeltez reducida	Curvas de pandeo				
	a _e	a	b	c	d
Coeficiente (α) de imperfección	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
< 0,20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,51	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,36	0,32	0,31	0,28	0,26
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,16
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

⁽¹⁾ esbeltez intolerable en los elementos principales

⁽²⁾ esbeltez intolerable incluso en elementos de anclamiento

11.3 – ANEXO 3 – TIRANTES

macizos cuadrados 40x40 mm.

Referencia: MQ40

12,14€ Un.

Con IVA
14,69

PREU PER METRE LINEAL

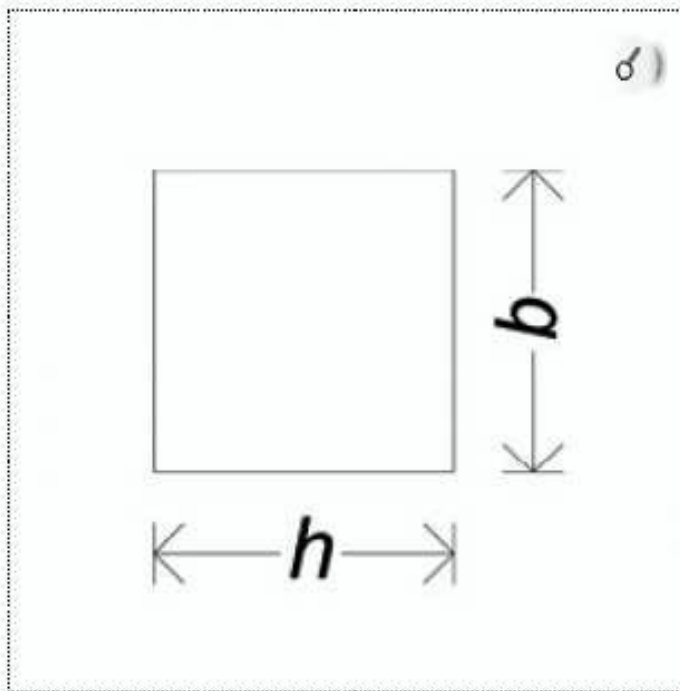
Kilos: 1298 kg/m

Longitud: 6000 mm.

Sección en mm. 'h' Altura: 40 mm

Sección en mm. 'b' Ancho: 40 mm

Acer: S275JR



11.4 – ANEXO 4 – EJE MASTIL

Díámetro exterior	Espesor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal	Momento de inercia de flexión	Radio de giro	Módulo de flexión elástico	Módulo de flexión plástico	Momento de inercia de torsión	Módulo de torsión	Área superficial por metro lineal	Longitud nominal por tonelada
D	T	M	A	I	i	W _e	W _p	I _t	C _t	A _s	m
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m
139.7	3.0	10.1	12.9	301	4.83	43.1	56.1	602	60.2	0.430	98.9
	4.0	13.4	17.1	393	4.80	56.2	73.7	786	112		74.7
	5.0	16.6	21.2	451	4.77	68.8	90.3	961	138		60.2
	5.0	19.8	25.2	554	4.73	80.8	107	1129	162		60.5
	5.3	20.7	26.4	589	4.72	84.3	112	1177	169		48.2
	5.0	26.0	33.1	720	4.65	103	139	1441	206		38.5
10.0	32.0	40.7	852	4.60	123	169	1724	247	31.3		
165.3	3.0	12.2	15.8	332	5.85	53.3	62.0	1065	127	0.525	81.8
	4.0	16.2	20.8	407	5.81	62.8	108	1394	166		61.7
	5.0	20.1	25.7	455	5.75	102	133	1712	203		49.7
	5.0	24.0	30.6	1009	5.74	120	158	2017	240		41.6
	5.3	25.2	32.1	1059	5.73	125	165	2107	250		39.7
	5.0	31.6	40.3	1297	5.67	154	208	2595	308		31.8
10.0	39.0	49.7	1584	5.61	186	251	3128	372	25.8		
177.8	4.0	17.1	21.8	325	6.15	62.8	121	1650	186	0.569	68.3
	5.0	21.3	27.1	1014	6.11	114	149	2028	228		46.9
	5.0	25.4	32.4	1196	6.05	135	177	2392	269		39.3
	5.3	26.6	33.9	1250	6.07	141	185	2499	281		37.5
	5.0	33.5	42.7	1511	6.01	173	231	3083	347		29.9
	10.0	41.4	52.7	1852	5.94	209	282	3724	419		24.2
	12.0	49.1	62.5	2159	5.85	243	330	4318	486		20.4
12.5	51.0	64.9	2230	5.85	251	342	4460	502	19.6		
193.7	4.0	19.7	23.8	1079	6.71	111	144	2146	222	0.609	59.4
	5.0	23.3	29.6	1320	6.67	135	178	2640	273		43.0
	5.0	27.8	35.4	1550	6.61	161	211	3119	322		36.0
	5.3	29.1	37.1	1630	6.63	165	221	3260	337		34.3
	5.0	36.6	45.7	2016	6.57	205	276	4031	416		27.3
	10.0	45.3	57.7	2442	6.50	252	338	4893	504		22.1
	12.0	53.8	68.5	2839	6.44	293	397	5678	586		18.3
12.5	55.9	71.2	2934	6.42	303	411	5869	606	17.9		
219.1	4.0	21.2	27.0	1554	7.61	143	185	3128	288	0.685	47.1
	5.0	26.4	33.6	1928	7.52	176	229	3856	352		37.9
	5.0	31.5	40.2	2282	7.54	205	273	4504	417		31.7
	5.3	33.1	42.1	2356	7.53	216	285	4772	436		30.2
	5.0	41.6	53.1	2950	7.47	270	357	5919	540		24.0
	10.0	51.6	65.7	3598	7.40	325	438	7197	657		19.4
	12.0	61.3	78.1	4200	7.33	383	515	8400	767		16.3
12.5	63.7	81.1	4345	7.32	397	534	8689	793	15.7		
244.5	5.0	29.5	37.6	2699	8.47	221	287	5397	441	0.765	33.9
	5.0	35.3	45.0	3199	8.43	262	341	6397	523		28.3
	5.3	37.0	47.1	3346	8.42	274	358	6692	547		27.0
	5.0	48.7	59.4	4150	8.37	340	448	8321	681		21.4
	10.0	57.8	73.7	5073	8.30	415	550	10146	830		17.3
	12.0	68.8	87.7	5938	8.23	485	649	11877	972		14.5
12.5	71.5	91.1	6147	8.21	503	673	12295	1006	14.0		
273.0	5.0	33.0	42.1	3751	9.45	277	359	7562	554	0.855	30.3
	5.0	39.5	50.3	4457	9.44	329	428	8974	657		25.3
	5.3	41.4	52.5	4656	9.43	344	448	9392	688		24.1
	5.0	52.3	66.6	5852	9.37	429	562	11703	857		19.1
	10.0	64.9	82.9	7154	9.31	524	692	14308	1048		15.4
	12.0	77.2	95.4	8096	9.24	615	818	16792	1230		12.9
12.5	80.3	102	8697	9.22	637	849	17395	1274	12.5		
323.9	5.0	39.3	50.1	6359	11.3	393	509	12739	767	1.02	25.4
	5.0	47.0	59.9	7572	11.2	468	606	15145	935		21.3
	5.3	49.3	62.9	7929	11.2	490	636	15858	979		20.3
	5.0	62.3	79.4	9910	11.2	612	799	19820	1224		16.0
	10.0	77.4	95.8	12158	11.1	751	986	24317	1501		12.9
	12.0	92.3	118	14320	11.0	884	1168	28639	1768		10.8
12.5	96.0	122	14847	11.0	917	1213	29693	1833	10.4		

Calidades: S 275 J0H y S 355 J2H

11.5–ANEXO 5–CASQUILLO ANTIFRICCION 1



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	16 mm
Bearing width (b1)	50 mm
Outside diameter (d2)	18 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	17473.6 N
Medium surface pressure P	21.84 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	37.75 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G		GSM-1618-50	5,940 h

RESULT

Material G S

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-1618-50.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 10.02 km.
 The determined specific wear is 49.9 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 21.84 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The $p \cdot v$ value of the described application is 0.03 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible $p \cdot v$ value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The $p \cdot v$ value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum temperature for the application is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum application temperature is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 $^{\circ}\text{C}$.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 $^{\circ}\text{C}$ without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

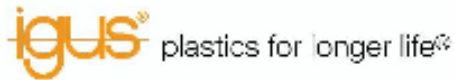
The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.6–ANEXO 6–CASQUILLO ANTIFRICCION 2



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	16 mm
Bearing width (b1)	50 mm
Outside diameter (d2)	18 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	16811.2 N
Medium surface pressure P	21.01 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	37.75 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G		GSM-1618-50	6,105 h

RESULT

Material G S

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-1618-50.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 10.3 km.
 The determined specific wear is 48.56 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 21.01 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The $p \cdot v$ value of the described application is 0.03 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible $p \cdot v$ value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The $p \cdot v$ value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 °C.
 The minimum temperature for the application is 20 °C.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 °C.
 The maximum application temperature is 20 °C.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 °C.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 °C without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

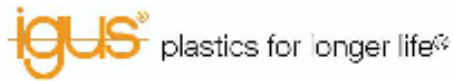
The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.7–ANEXO 7–CASQUILLO ANTIFRICCION 3



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	36 mm
Bearing width (b1)	45 mm
Outside diameter (d2)	40 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	8391.6 N
Medium surface pressure P	5.18 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	37.75 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
J	Ⓢ	JSM-3640-45	82,399 h

RESULT

Material J S

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. JSM-3640-45.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 312.71 km.
 The determined specific wear is 1.6 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 5.18 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 35 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 1.1 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The $p \cdot v$ value of the described application is 0.02 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible $p \cdot v$ value is 0.34 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The $p \cdot v$ value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 °C.
 The minimum temperature for the application is 20 °C.
 The minimum permitted temperature for this material is -50 °C.
 The maximum application temperature is 20 °C.
 The maximum permissible temperature for this material is 90 °C.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 120 °C without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.8–ANEXO 8–CASQUILLO ANTIFRICCION 4



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	60 mm
Bearing width (b1)	50 mm
Outside diameter (d2)	65 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	12243 N
Medium surface pressure P	4.08 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	37.75 °
Pivoting speed	0.01 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G	Ⓢ	GSM-6065-50	5,341 h

RESULT

Material G

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-6065-50.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 33.78 km.
 The determined specific wear is 14.8 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 4.08 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0.01 m/s .
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s .
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0.01 m/s .
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The $p \cdot v$ value of the described application is 0.02 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible $p \cdot v$ value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The $p \cdot v$ value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum temperature for the application is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum application temperature is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 $^{\circ}\text{C}$.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 $^{\circ}\text{C}$ without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.9–ANEXO 9–CASQUILLO ANTIFRICCION 6



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	45 mm
Bearing width (b1)	40 mm
Outside diameter (d2)	50 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	10350 N
Medium surface pressure P	5.75 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	30.13 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G		GSM-4550-40	6,459 h

RESULT

Material G

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-4550-40.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 24.45 km.
 The determined specific wear is 20.45 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 5.75 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The p*v value of the described application is 0.02 $\text{N}/\text{mm}^2 * \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible p*v value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 * \text{m}/\text{s}$.
 The p*v value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 °C.
 The minimum temperature for the application is 20 °C.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 °C.
 The maximum application temperature is 20 °C.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 °C.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 °C without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

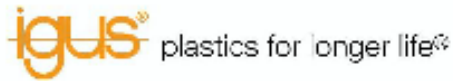
The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.10 - ANEXO 10 – CASQ. ANTIFRICCIÓN 8



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	18 mm
Bearing width (b1)	45 mm
Outside diameter (d2)	20 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	41617.8 N
Medium surface pressure P	51.38 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	30.13 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G		GSM-1820-45	2,640 h

RESULT

Material G

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-1820-45.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 4 km.
 The determined specific wear is 125.05 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 51.38 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The p*v value of the described application is 0.06 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible p*v value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The p*v value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 °C.
 The minimum temperature for the application is 20 °C.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 °C.
 The maximum application temperature is 20 °C.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 °C.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 °C without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

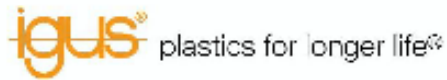
The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.11 - ANEXO 11 – CASO. ANTIFRICCIÓN 12



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	30 mm
Bearing width (b1)	30 mm
Outside diameter (d2)	34 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	56268 N
Medium surface pressure P	62.52 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	2.26 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G		GSM-3034-30	15,244 h

RESULT

Material G

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-3034-30.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 2.89 km.
 The determined specific wear is 173.23 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 62.52 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s .
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s .
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s .
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The $p \cdot v$ value of the described application is 0.01 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible $p \cdot v$ value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The $p \cdot v$ value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum temperature for the application is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum application temperature is 20 $^{\circ}\text{C}$.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 $^{\circ}\text{C}$.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 $^{\circ}\text{C}$ without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

11.12 - ANEXO 12 – CASO. ANTIFRICCIÓN 13



CONFIGURATION

Dimensions

Design	Shape S
Shaft diameter (d1)	30 mm
Bearing width (b1)	30 mm
Outside diameter (d2)	34 mm
Flange thickness (b2)	mm

Dynamic load

Maximum bearing load F	53323.2 N
Medium surface pressure P	59.25 N/mm ²
Shock load	no
Edge load	no

Radial static load at rest

Maximum bearing load F	N
Medium surface pressure P	N/mm ²

Motion

Motion type	Pivoting
Pure motion time per hour	20 min
Pivot angle	14 °
Pivoting speed	0 m/s
Pivoting frequency	4 /min
Intermittent operation	no

Counter partner & housing

Shaft material	304 Stainless Steel
Shaft material thermal conductivity	16 W/m*K
Housing material	Steel
Wear limit: Maximum radial clearance	0.5 mm

Environmental conditions

Maximum ambient temperature	20 °C
Brief maximum temperature	20 °C
Minimum temperature	20 °C
Dirt exposure	no
For underwater uses	no
Regular contact with moisture	no
Electrical conductivity	Not req.
Food application: FDA specification must be met	no
Chemicals	

SERVICE-LIFE COMPARISON

Description	Type	Article number	Calculated application service-life
G	§	GSM-3034-30	2,578 h

RESULT

Material G S

Overall result

For this material, the expert recommends the product with the article no. GSM-3034-30.
 The material is suited for use under the indicated conditions.
 The determined running performance is 3.02 km.
 The determined specific wear is 165.35 $\mu\text{m}/\text{km}$.
 100 (of 100) points were awarded for the cost evaluation per plain bearing.

Maximum permissible surface pressure check

The applicable surface pressure at dynamic bearing loads is 59.25 N/mm^2 .
 The permissible surface pressure for this material is 80 N/mm^2 at the indicated temperature.
 This material is suited for use at the applicable surface pressure.

Applicable speed check

The applicable motion type is Pivoting.
 The pivot speed for the application is 0 m/s.
 The maximum rated pivot speed for continuous operation is 0.7 m/s.
 The combination of speeds generates the resulting speed of 0 m/s.
 This material is suited for the applicable surface speeds.

Maximum permissible pv and specific wear check

The p*v value of the described application is 0.06 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The maximum permissible p*v value is 0.42 $\text{N}/\text{mm}^2 \cdot \text{m}/\text{s}$.
 The p*v value for this configuration is within the permissible threshold values.

Application temperature check

The ambient temperature in use is 20 °C.
 The minimum temperature for the application is 20 °C.
 The minimum permitted temperature for this material is -40 °C.
 The maximum application temperature is 20 °C.
 The maximum permissible temperature for this material is 130 °C.
 The material can be briefly exposed to a temperature of 220 °C without sustaining damage.
 This material is suited for use in the applicable temperatures

Environmental conditions / climate

The application has no requirements with respect to the electrical conductivity of the material.
 The material is suited for use under the indicated conditions.

Chemicals

The application does not expose the material to chemicals

The details in this software and particularly the data provided by the iglidur® expert are based on our present knowledge about the described products. A legally binding assurance of certain properties or fitness for a certain use cannot be derived. igus® assumes no liability of any kind for losses resulting from the use of the products. We recommend that you always check the suitability of the bearings for a particular use in a field trial. Please take advantage of our consulting services. Due to on-going technical improvements, we reserve the right to make technical changes and improvements to the products at any time.

PROYECTO REALIZADO POR:
RAÚL GINOVÉS POLO

Zaragoza a 18 de Noviembre de 2013.