

Trabajo Fin de Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de mecanismo para apertura y cierre de arquetas de red de suministro eléctrico

Autor: Juan Amador Ocio

Tutor: Daniel García Vallejo

**Dep. Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado de
Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de mecanismo para apertura y cierre de arquetas de red de suministro eléctrico

Autor:
Juan Amador Ocio

Tutor:
Daniel García Vallejo
Profesor titular

Dep. de Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2017

Trabajo Fin de Grado: Diseño de mecanismo para apertura y cierre de arquetas de red de suministro eléctrico

Autor: Juan Amador Ocio

Tutor: Daniel García Vallejo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2013

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Índice

Índice

- 1 **Introducción**
- 2 **Motivaciones para el diseño**
- 3 **Especificaciones del diseño**
- 4 **Alternativas**
- 5 **Selección de alternativa: PDS**
- 6 **Cálculos previos**
- 7 **Selección del material**
- 8 **Predimensionado**
- 9 **Ideas previas**
- 10 **Diseño**
- 11 **Análisis dinámico**
- 12 **Elementos aparte del diseño**
- 13 **Conclusión**

1 INTRODUCCIÓN

El objeto de este documento es el diseño de un sistema mecánico que permita la apertura y el cierre de arquetas de suministro eléctrico de una manera sencilla, rápida y efectiva.

El Gobierno, a través del Ministerio de Fomento, para garantizar una buena calidad y estado de sus redes de transporte y suministro eléctrico, realiza inspecciones de las líneas de manera periódica. En la teoría, no existe tramo de línea eléctrica que no se haya revisado a lo largo de cuatro años; es decir, cada cuatro años se suponen revisados todos los kilómetros y kilómetros de tendido eléctrico del territorio español. En la práctica, estos trabajos son contratados a empresas suministradoras eléctricas, que en el caso de Endesa o Iberdrola lo subcontratan a su vez. Es decir, existen empresas que se dedican a la revisión reglamentaria de redes eléctricas. La revisión realizada por este tipo de compañías (entre las que se puede mencionar a *Gabitel Ingenieros*, que es la que se encarga de la zona de Sevilla, Cádiz, Huelva y Badajoz) consiste en la detección de todos los defectos reglamentarios para su posterior reparado o corrección. Estos defectos abarcan todo tipo de temas, desde distancias de seguridad entre elementos en tensión o entre elementos en tensión y viviendas, hasta medidas de potencial o de resistencia inadecuadas. Por ello se hace necesaria la inspección visual, entre otras muchas comprobaciones.

Existen dos principales tipos de redes eléctricas, las aéreas y las subterráneas. Las que van por debajo del terreno son más comunes en zonas urbanas, por estética y seguridad. Las aéreas, que son más normales en zonas menos transitadas por las personas, ofrecen menos seguridad a cambio de un rápido y económico montaje. Además, la revisión es más sencilla si se realiza a líneas aéreas que a líneas subterráneas; en las primeras existe (o debería existir) en todo momento contacto visual con cualquier punto del trazado, sin embargo, en las subterráneas la revisión se convierte en una difícil tarea.

Con el fin de posibilitar las tareas de inspección técnica y las de reparación en caso de avería, la ley obliga a colocar arquetas cada 40 metros de línea subterránea como máximo y en todas las derivaciones. Éstas son unas estructuras cúbicas y huecas en hormigón que tienen el objetivo de aislar y dar consistencia al terreno; cuentan con una tapa en grafito esférico. El operario tiene que valorar el estado de la instalación mediante el visionado de las partes visibles del circuito; esto es, mediante la apertura de arquetas.

Para poder tener revisadas todas las líneas del territorio nacional cada 4 años hace falta un buen número de técnicos (revisores) y una gran capacidad de trabajo; además de una buena organización. Para conseguirlo, los trabajadores en ocasiones tienen que recorrerse 2 o más kilómetros de línea en un mismo día. Con suerte se tratará de una línea aérea, por lo que podrán desplazarse en coche hasta la ubicación y desde allí comenzar el camino a pie por debajo del tendido observando y midiendo en caso de considerarlo necesario. Si la suerte no está de su lado y se trata de una subterránea, tendrá que hacer el mismo camino pero además levantando tapas de un peso medio de 35 kilogramos cada menos de

40 metros. En una revisión de dos kilómetros tendrían que izar un mínimo de 50 tapas de arqueta.

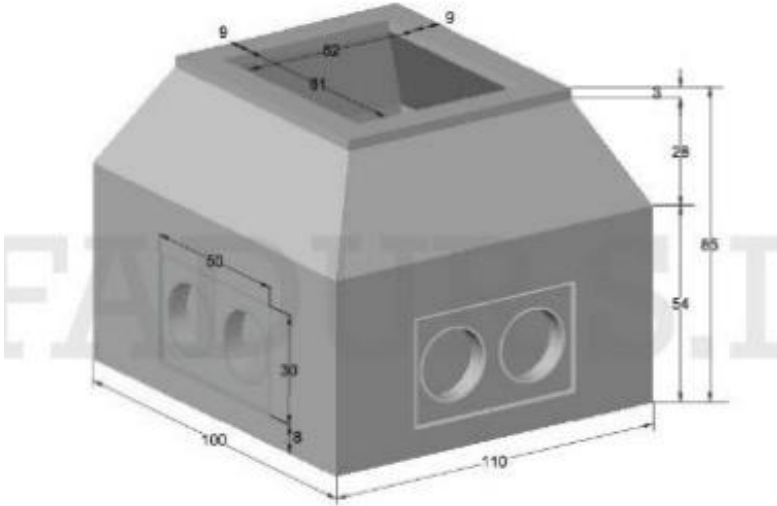


Ilustración 1 Arqueta eléctrica tipo A1



Ilustración 2 Tapa de arqueta y marco (A1)

2 MOTIVACIONES PARA EL DISEÑO

Comprobando in situ, en cualquier calle o camino de las ciudades antes enumeradas, que efectivamente nuestros suelos están llenos de estas piezas metálicas; sabiendo también que la energía eléctrica es la más aceptada y que las redes tanto de transporte como de suministro se presume van a seguir extendiéndose, no será difícil convencer a nadie de la existencia de la necesidad de crear un aparato que cumpla el objetivo objeto de este documento. Menos aún si a todo esto le sumamos el hecho de que el artilugio que se utiliza en la actualidad (en la Ilustración número 3) no es específico sino que consiste en una simple barra de acero acabada en un gancho, que únicamente facilita el agarre pero que no disminuye el esfuerzo a realizar por parte del operario. Nos encontramos en un panorama perfecto para el diseño de un sistema mecánico que cumpla mejor con las necesidades de la aplicación: hay millones de tapas repartidas por el suelo y no existe nada concreto para su levantamiento.


Existen muchos tipos de tapas de arquetas, según el terreno en que se vayan a disponer, la seguridad que se busque, es decir, la tensión del circuito que alberga; la carga (el peso) que se prevea que va a soportar, etc. Incluso el proveedor tiene libertad para poder cambiar ligeramente el diseño.

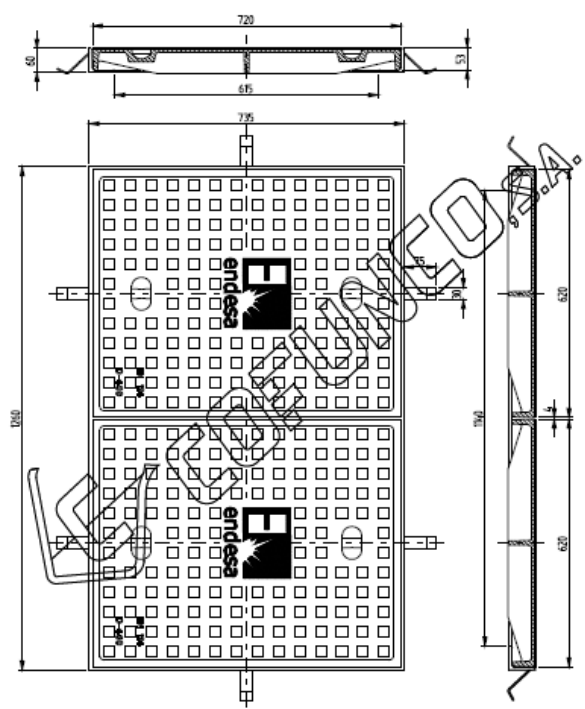
Sin embargo, tienen un factor común: la forma geométrica. Todas las que he encontrado tanto por internet como por la calle no sólo son rectangulares, sino que además presentan los mismos detalles.

Además, puesto que los cables y dispositivos son más grandes para el caso de MT que para el de BT, por ejemplo, existen evidentemente varios tamaños, que se ordenan numéricamente desde A1 (la de la imagen) hasta A4 (utilizadas en AT); cada uno de ellos presenta un área de apertura al exterior que es proporcional al número que acompaña a la letra A. Así, si una arqueta A1 es la de la imagen, una arqueta A2 tendrá una apertura al exterior del doble de área, la A3 del triple... La ventaja de todo esto es que no existe una tapa para cada modelo de arqueta, sino que se utilizan tantas tapas del modelo A1 como se requieran.



Ilustración 3 Artilugio utilizado en la actualidad

 endesa distribución Dirección de Explotación	ESPECIFICACIÓN TÉCNICA Distribución MT/BT Líneas subterráneas de MT y BT	Referencia: 6704523 GE NNH002
	Descripción del Material: TAPA DE FUNDICIÓN MODELO A-2 Y MARCO DE PERFLERIA METÁLICA	
	Denominación codificada: TAPA FUNDICIÓN MODELO A-2 (1300X750 mm) Y MARCO Unidad de medida: US	
Características Técnicas: TIPO DE FUNDICIÓN TAPA: GRAFITO ESFEROIDAL CLASE: D 400 según UNE EN 124 RESTO DE CARACTERÍSTICAS: Según norma GE NNH002 DIMENSIONES Y PESOS: Ver hojas siguientes El suministro incluye dos tapas modelo A1. Ver norma GE NNH002 y la especificación técnica 6704522. El marco es de perflería metálica y está incluido en el suministro.		
Ensayos de calidad según norma: GE NNH002, UNE EN 124		
Usos a que va destinado: TAPAS PARA ARQUETAS EN CANALIZACIONES SUBTERRÁNEAS DE MT Y BT		
Materiales aceptados: COFUNCO (3192T) FUNDICIONES FERNANDEZ (CSED12726D) BENITO (Tapa T1370XE – Marco T1371E) ALTACORA (ENA2)		
Archivo: 6704523.doc		
REVISIÓN: H	Hoja 1 de 8	Fecha: 28/07/10




		TAPA DOBLE SEVILLANA Y MARCO ANGULAR			
DIBUJADO: MODIFICADO: MODIFICADO	FECHA: 14-10-97 08-11-04	NOMBRE: TORIELLO J.Sánchez	ESC.: -/- ←	MAT.: Fund. DUCTIL CLASIFIC.: D-400 <small>ENLIG REALIZADO POR OPERADOR NO REEMPLAZAR MANUALMENTE</small>	PESO PIEZA: Kg CLIENTE:
			N°: 3191-D N°: A-2		

Ilustración 4 Plano de la Tapa de Arqueta

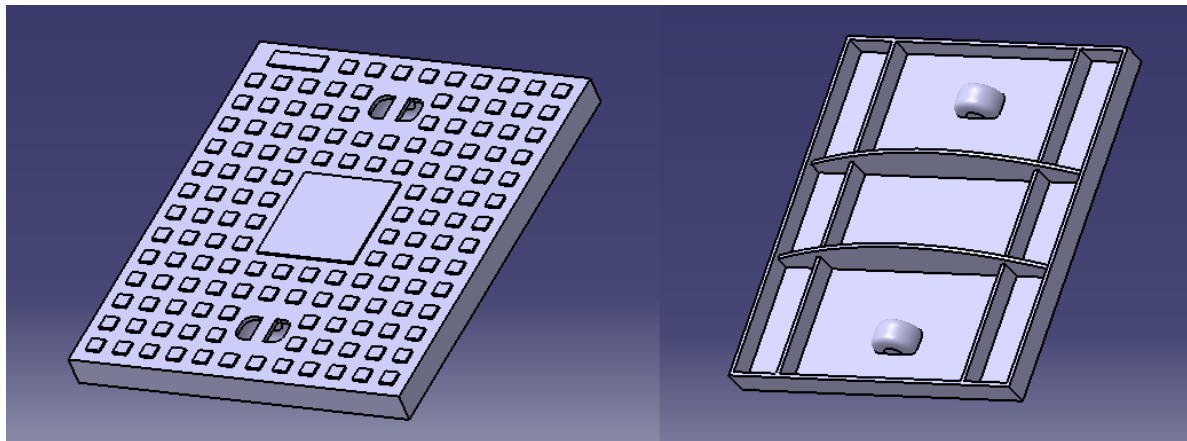


Ilustración 5 Modelado 3D de la tapa

3 ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO

Una vez se han abordado los alicientes para el diseño de un sistema que cumpla la función comentada y se ha comprobado que no existe nada parecido en el mercado, se puede pasar a la búsqueda de las características del diseño.

Es importante realizar una buena selección de necesidades del diseño; hay que saber que la inclusión de éstas trae consigo un aumento de la dificultad y, sobretodo y más importante, del coste. Es decir, no existen unas especificaciones técnicas mejores ni peores, sino que dependiendo de la aplicación, el diseñador optará por unas u otras. Por ejemplo, no se puede decir que la ligereza sea siempre una virtud puesto que para el diseño de contrapesos podría no ser así. Tampoco sería correcto entender como mejora la sustitución del material utilizado para la producción de una grapadora por otro con mejor comportamiento ante la abrasión o ante el ataque químico, puesto que serían características desaprovechadas.

Por ello es decisión del diseñador el dotar a su creación de unas u otras características y de ponderar esos atributos de manera que se puedan ir tomando decisiones hacia uno u otro puerto. Por ejemplo, la estética o el bajo coste son propiedades que el diseñador intenta siempre atribuir a sus diseños, pero son las colisiones de estas propiedades entre ellas o con otras las que le aportan una importancia relativa concreta. El diseñador tiene que tener muy claro en todo momento qué valora más, si el bajo coste de su producto o la durabilidad, por ejemplo.

Para poder dar un número que valore el grado de necesidad de una especificación técnica o funcionalidad es muy importante conocer el entorno de las personas que se van a ver ayudadas por el nuevo producto. Es imprescindible informarse, observar y preguntar. En mi caso un revisor profesional me ha ayudado con esta tarea.

He decidido ordenar las características en necesarias y en secundarias antes de proceder según las recomendaciones de Peter Child (se detallará más adelante). En el primer grupo se han tomado como únicas propiedades imprescindibles la comodidad de uso y la universalidad del producto. Además, aunque suene evidente, cabe destacar que en todo momento se ha tenido en mente que el diseño debía de poder cumplir la función para la que había sido creado, es decir, debía de poder levantar la tapa de arqueta. Como se ha comentado, existen numerosas tapas de arqueta distintas con características muy dispares; la universalidad comentada se refiere a que debía valer para todas, es decir, entre otras cosas tenía que poder levantar hasta la más pesada de ellas (52.5 kg). En principio y como se ha comentado, la idea era la apertura de arquetas de suministro eléctrico, sin embargo, se ha valorado positivamente el hecho de que pudieran ser susceptibles de abrir otro tipo de arquetas, de telecomunicaciones o sanitaria, por ejemplo. La comodidad de uso no es un patrón cuantificable pero sí que se ha intentado que la acción del operario necesaria para el izado de la tapa fuera lo más ergonómica posible, lo cual no ha supuesto un estudio demasiado exhaustivo: que fuera un movimiento normal; más cómodo que el actual y no se ha entrado en comparar las ventajas y desventajas biomecánicas de una actividad con respecto a la otra.

Las características secundarias las forman en primer lugar la ligereza y manejabilidad: se ha intentado a toda costa minimizar peso del aparato. No sería atractivo un artilugio que pesara más de lo que pesa la propia arqueta. En cuanto a la manejabilidad, se ha tratado como prioridad el hecho de que fuera plegable, de manera que pudiera transportarse con facilidad tanto a mano por el operario como por la furgoneta (limitaciones dimensionales).

También se ha tenido muy en cuenta la seguridad de la operación, dándole importancia al aislamiento eléctrico (cobertura de material adecuado en zonas en contacto) y a la robustez. Un sistema mecánico compacto aporta sensación de seguridad al usuario.

La durabilidad es un factor que no se ha pasado por alto; se han evitado diseños demasiado sofisticados por la facilidad que tienen para averiarse y la búsqueda del material se ha visto limitada de partida por la necesidad de elegir uno con una aceptable resistencia a la corrosión por ambiente y humedad.

Por último se ha tratado de que fuera lo más barato posible: Ninguna empresa dedicada a estas funciones va a invertir grandes cantidades económicas en mejorar ligeramente las condiciones de sus trabajadores, sin una repercusión directa a corto plazo.

Además, se ha pensado en la unión de varios aparatos en uno solo. Actualmente el revisor tiene que cargar con el gancho, un cuenta-distancias y todos sus EPI's. Sería interesante que un solo bártulo pudiera agrupar todo lo citado. Al aglomerar varias funciones que actualmente tienen su artilugio propio, podría compararse con el peso del conjunto y no sólo del gancho.

4 ALTERNATIVAS

El diseño es una de las tareas más difíciles a las que puede enfrentarse un ingeniero. Acostumbramos a resolver problemas que además de tener un número finito de soluciones, sabemos de antemano si éstas existen o no (o por lo menos tenemos herramientas matemáticas que nos sirven de ayuda para poder conocer esta información). El problema del diseño se extiende más allá de esos límites: No siempre sabemos si vamos a ser capaces de aportar una solución, y si se pudiera, existen siempre infinitas de ellas.

Llegado a este punto en el que conocemos las necesidades que tiene que poder cubrir nuestro invento, tenemos que lograr poder traspasar toda esa palabrería a un formato físico sobre el que poder ir trabajando. No existe ninguna ciencia exacta con respecto a estos temas, pero si multitud de métodos que ofrecen asistencia al diseñador con el fin de que organice sus ideas y las vaya abordando en el orden más lógico (sin olvidar que el diseño siempre es un proceso iterativo).

En mi caso, el método que he seguido ha sido, como adelantábamos algunos párrafos atrás, el expuesto por Peter Childs en su libro *Mechanical Design - Second Edition*. Éste nos propone que obviando las características que en el apartado anterior solicitábamos al prototipo, busquemos tantos mecanismos como sea posible que cumplan la función para la que han sido ideados. Es decir, trasladado a mi asunto, debía de plantear varios diseños que cumplieran la única imposición de poder levantar la tapa de la arqueta.

Como primera opción se barajaba un aparato con tres ruedas y dos movimientos de rotación, uno del mango alrededor del eje de las ruedas y otro del mango junto con el cuerpo (excluyendo el eje de las ruedas, que se mantendría fijo durante los procesos de elevación y bajada de la tapa) alrededor de la vertical. La idea de este mecanismo era que el operario llegara a la arqueta a revisar, activara los frenos en la posición adecuada, enganchara automáticamente la arqueta a los ganchos, así como el mango al cuerpo (a través del enganche "1") y posteriormente aplicara la fuerza para el levantamiento de la tapa. Al llegar al máximo giro de la rotación B (en la Ilustración 6) se habilitaría la rotación A (bloqueada hasta ese momento), a la vez que se impide la B. Al final del recorrido de A (90°), se volverá a capacitar el giro B para así poder dejarla en el suelo mientras se hacen las labores pertinentes en la arqueta. Una vez terminadas, se reharán los pasos comentados en orden inverso, quedando la tapa exactamente en el lugar que estaba.

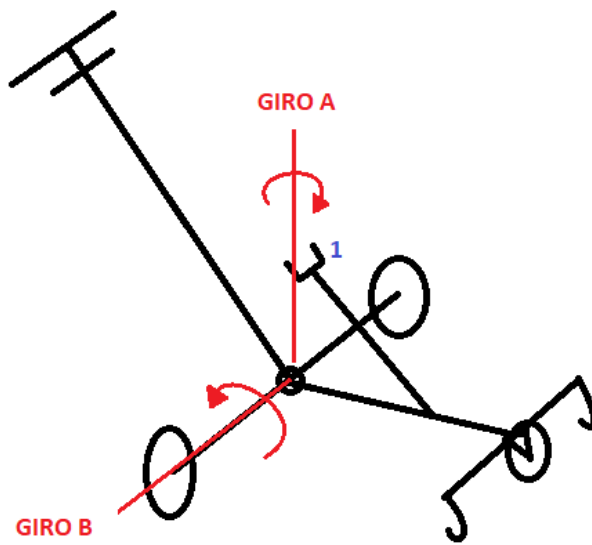


Ilustración 6 Posibilidad 1

En segundo lugar, se pensó en una versión más cómoda y sencilla que la anterior; sólo disponía de un posible giro, el de la estructura completa alrededor del eje de las ruedas. Ahora, en vez de depositar la tapa a 90 grados, una vez levantada se llevará hacia atrás para depositarla en el suelo. Es más fácilmente plegable que el anterior y también se intentaría incluir un accionamiento automático de los ganchos.

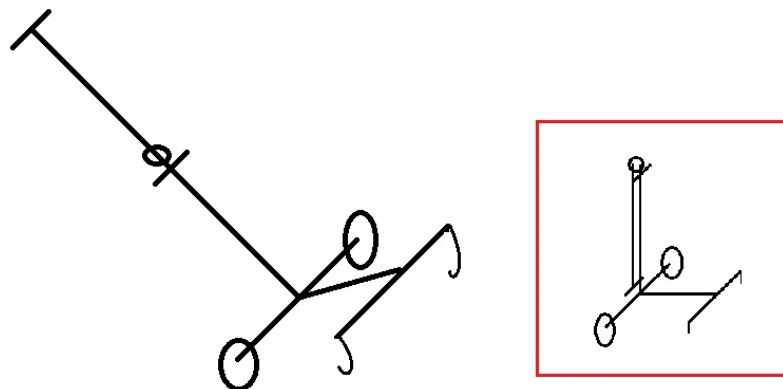


Ilustración 7 Posibilidad 2

El tercer mecanismo consta de 3 barras y una sola rueda. Las que en la imagen llamamos asa, suelo y cuerpo. Inicialmente, se introduce manualmente el gancho por el agujero de la tapa de arqueta pensado para tal; al tener los movimientos restringidos sería una única pieza robusta y manejable que permitirá al operario engancharla sin agacharse. Una vez ensartado el gancho, activando la maneta se permite el movimiento relativo entre asa y suelo, quedando el suelo pegado al terreno; se acciona el pedal y con ello se eleva el cuerpo (giro respecto del asa) y por tanto un lado de la arqueta. Sólo quedará el desplazamiento de la arqueta hacia detrás ayudado por una rueda.

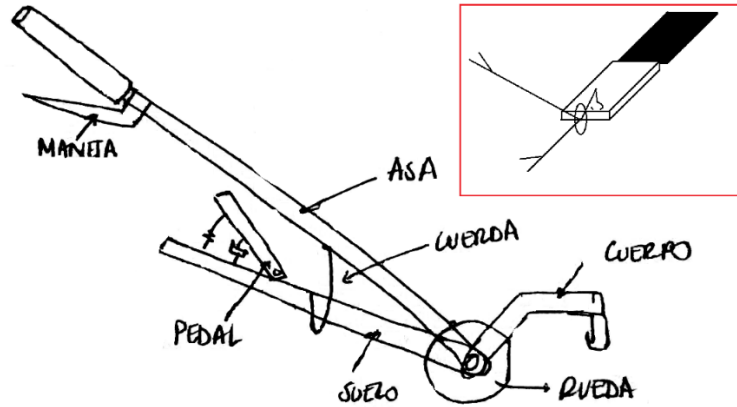


Ilustración 8 Posibilidad 3

La cuarta posibilidad en la que se pensó se trata de un triciclo como el de la imagen, en el que una vez posicionado el gancho en la vertical del agarre de la tapa, se deja caer el garfio mediante un movimiento de apriete de tornillo, se engancha manualmente y se eleva mediante la torsión del mango en sentido opuesto al anterior. Una vez tenemos uno de los lados elevado por encima del marco ya se puede hacer desplazar el aparato junto con la tapa hacia detrás, quedando esta apartada tal y como aparece en la imagen.

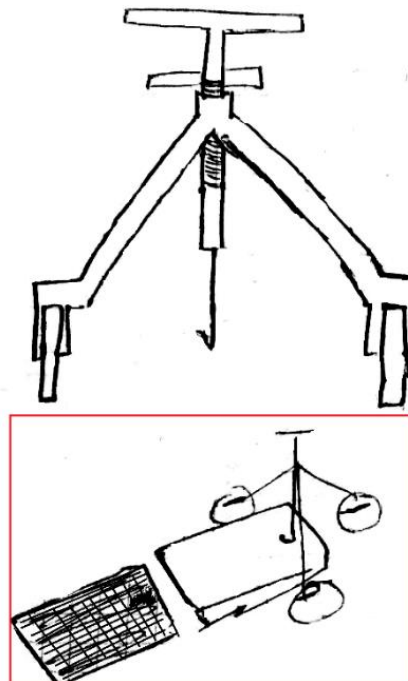


Ilustración 9 Posibilidad 4

5 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA: PDS

Alcanzada esta meta, el método de Peter Childs invita a decantarse por uno u otro haciendo uso del PDS (Product design Specifications), que no es más que una ponderación según importancia de los atributos que se han entendido relevantes para nuestra creación y una nota a cada diseño de cómo cree que satisface esas mismas propiedades. El resultado será que cada uno de los sistemas pensados tendrá adjudicado un número que expresará cuanto cumple las expectativas imaginadas en un principio. Como era de esperar, el método sugiere coger el mejor puntuado. Aplicando lo expuesto a mi cuestión, el PDS quedará como se expone en la Ilustración 10.

	PONDERACIÓN SOBRE 5	DISEÑO 1	DISEÑO 2	DISEÑO 3	DISEÑO 4
COMODIDAD DE USO	5	8	7	6	8
UNIVERSALIDAD	5	8	8	9	9
LIGEREZA	3,5	5	7	8	6
MANEJABILIDAD - PLEGABLE	3,5	2	7	3	5
SEGURIDAD DEL PROCESO	3,5	9	6	5	7
DURABILIDAD	3	5	7	8	6
SÍNTESIS	3	9	9	9	9
COSTE	2	5	6	8	6
MANTENIMIENTO	2	6	8	7	7
TOTAL SOBRE 305		200	221	212	219

Ilustración 10 Cuadro PDS - Product Design Specifications

Se va a proceder a la explicación de cada uno de los ítems de la primera columna del cuadro, a pesar de que ya se han tocado ligeramente algunos de ellos, con el fin de que el lector pueda entender el cuadro sin necesidad de tener que entender todo el método:

- Comodidad de uso: Es una de las más ponderadas puesto que la incomodidad que supone la utilización del actual artilugio es lo que más ha motivado el diseño. Se valora la comodidad de postura y esfuerzo requerido en un uso.
- Universalidad: Se ha dado un pequeño valor añadido a la posibilidad de que puedan abrir cualquier arqueta. Podría haber sido interesante la creación de un artilugio capaz de abrir todo tipo de arquetas, pero desconozco la frecuencia con que se revisan arquetas de la red de telecomunicaciones, por ejemplo. Además, esa síntesis no tendría ningún atractivo para el potencial cliente; el revisor de línea de suministro eléctrico sólo está interesado en elevar tapas que resguarden instalaciones eléctricas y no tiene necesidad de abrir arquetas en cuyo interior haya tuberías. No obstante, me parece interesante dejar planteada la posible futura línea de mercado: crear el mismo artilugio pero adaptado a distintos tipos de arqueta

(posibilidad de venta a otras empresas además de las suministradoras eléctricas) y si es posible, unificar todos en un mismo producto.

- Ligereza: Se ha valorado aquí en realidad el volumen de material. Se ha comparado cualitativamente cuál de los diseños podría ser más ligero teniendo en cuenta que todos estaban hechos en el mismo material.
- Manejabilidad-Posibilidad de ser plegado: El mecanismo nº3 presenta el problema que la comodidad de uso choca en exceso con la posibilidad de ser plegado que le quiero incluir: la rigidez del conjunto es la que consigue que sea cómodo; al hacerlo plegable reduzco esa robustez lo suficiente como para que no necesariamente sea tan cómodo como en un comienzo se imaginó.
- Seguridad del proceso: En todas las alternativas se ha buscado la seguridad del trabajador durante la utilización del aparato. Contando con que los operarios cumplen con la ley y hacen correcto uso de los Equipos de Protección Individual (EPI's) no debería de haber problemas de electrocución; no obstante, como ya se ha dicho se van a proteger las partes que vayan a estar en contacto con la tapa o el marco con una banda aislante. Esto no diferencia a ningún diseño del otro, puesto que se hará lo mismo para todos. La diferencia real y lo que se está tratando de valorar en este apartado es el requerimiento de habilidad por parte del usuario. Uno de los grandes peligros (si no el único, si se cumplen las medidas de seguridad correctas) es la posibilidad de que la tapa caiga, por el hueco, al interior de la arqueta, lo que podría causar cortes en alguno de los cables y sus consiguientes cortocircuitos. El mecanismo 1 no requiere de ningún tipo de destreza por parte del operario, mientras que para la utilización del 2 o el 3 se necesita cierta experiencia o maña.
- Durabilidad: En realidad se ha valorado aquí la sencillez del diseño, pues se ha entendido que cuanto más sofisticado fuera el diseño más averías podía tener.
- Síntesis: Como ya se ha explicado, se ha introducido el cuenta-metros en todos los diseños gracias a la existencia de alguna rueda en todos ellos.
- Coste y mantenimiento: Estos ítem se han valorado a la inversa. Evidentemente una buena nota (un número alto) refleja unas características apropiadas (como ya hemos dicho). Por ello, en realidad se ha atribuido un valor numérico elevado al bajo coste y a la baja necesidad de labores de mantenimiento.

Concluimos que según el método explicado, que coincide con mi criterio, el mecanismo más apto para desarrollar las funciones descritas es el presentado en segundo lugar. Es importante saber que la decisión tomada en esta incógnita es sólo válida a nivel general y que por la naturaleza iterativa del proceso el diseño va a estar abierto a modificaciones, así como lo estará hasta el final del procedimiento. Se ha querido reflejar esto en el cuadro de PDS; no existe la nota "10", lo que muestra que de entre lo pensado no hay nada inmejorable y que debemos estar abiertos a cualquier innovación que se nos plantee.

6 CÁLCULOS PREVIOS

Se ha optado por un mecanismo simple que va a utilizar el equilibrio de momentos en nuestro beneficio. Forzaremos que la carga caiga sobre un brazo lo más corto posible, de manera que podamos igualar el momento generado mediante la aplicación manual de una carga mucho más baja a una distancia lo más larga posible.

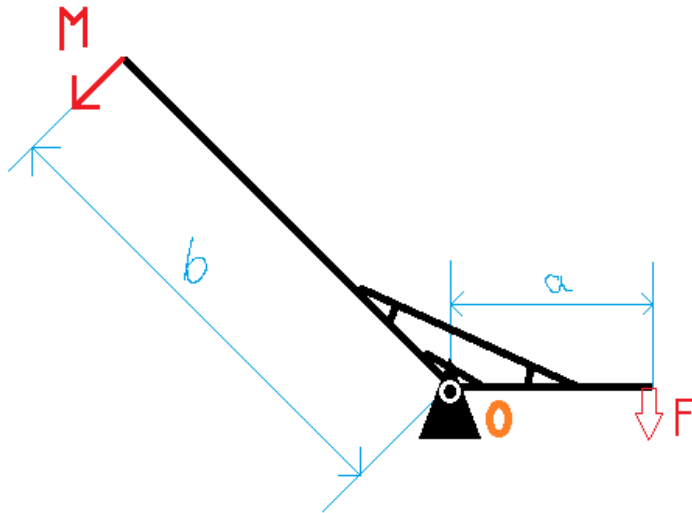


Ilustración 11 Diagrama de barras del mecanismo pensado

El equilibrio de momentos sobre el punto 0, impone que:

$$F \cdot a = M \cdot b$$

Tenemos F como parámetro de diseño y queremos lógicamente minimizar M todo lo posible, pues representa la fuerza a aplicar por parte del operario en el extremo del mango. Para ello despejamos M :

$$M = F \cdot \frac{a}{b}$$

Expresión que nos permite asegurar que para conseguir disminuir M es necesario disminuir la longitud a y/o aumentar al máximo la b . Es una relación proporcional simple: para disminuir hasta la mitad de su valor la fuerza a aplicar ha de cumplirse: $b = 2 \cdot a$; y para disminuirla a una tercera parte: $b = 3 \cdot a$.

Más claramente expresado:

$b = i \cdot a$; donde i es el número por el que se va a querer dividir la carga.

Así, si la arqueta más pesada es de 50 kilogramos aproximadamente y se le aplica un coeficiente de mayoración de 1.4, la carga de cálculo resulta: 70 kg (o 700 N, mejor dicho). Para conseguir que la fuerza de aplicación por parte del operario sea razonablemente baja, es decir, pueda ser aplicada por cualquiera sin atender a su forma física, se va a decidir que i tenga un valor cercano a 3. De esta forma, un peso de 70 kg quedaría transformado en uno de 23,33 Kg en el que además se ha cambiado la dirección de aplicación de la fuerza. Siempre es más fácil aplicar una fuerza hacia abajo, además de por ergonomía, porque el peso de la propia barra y el del trabajador pueden ser utilizados fácilmente para compensar el peso a izar.

Se ha dejado claro que interesa que la barra de longitud “a” sea lo más corta posible, pero por la geometría del problema, esta tendrá un valor mínimo. Éste corresponderá a la distancia desde agarre hasta el borde de la tapa junto con la dimensión del radio de la rueda empleada. No conozco aún con exactitud el radio de la rueda, pero en una primera pequeña investigación me informo de que las ruedas capaces de soportar las fuerzas de nuestro diseño tendrán un radio mínimo de 60 mm. El mínimo valor para “a” será:

$$a > (310 + 60) \rightarrow a > 370 \text{ mm}$$

El hecho de utilizar un valor muy bajo para la dimensión “a” provocaría que existiera la posibilidad de que la tapa chocara con el cuerpo. De ser muy cercano a 370 mm podría incluso imposibilitar la apertura de la arqueta.

Para evitar los choques comentados decido elegir una dimensión “a” que se aleje lo suficiente del valor límite recién citado, esto es 600 mm. Para poder aminorar la carga a aplicar hasta el valor de 250 kg, el cual me ha parecido un valor razonable y cuyo levantamiento es asequible para cualquier persona, la longitud “b” tendría que valer aproximadamente 1600 mm.

Otra relación también relevante entre las longitudes a y b es la de los ángulos. El operario va a realizar un movimiento definido. Si vamos aumentando la longitud de la barra “b” cada vez el ángulo barrido por el usuario será menor; y este ángulo coincidirá con el girado por la barra “a” y que junto a las longitudes determinará lo que se termina elevando la tapa. Este valor de izado no puede ser menor a 101 mm para que se conserve la universalidad de la que hablábamos con anterioridad.

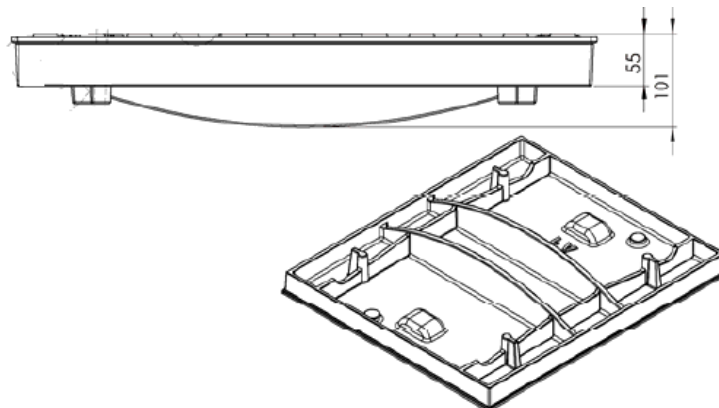


Ilustración 12 Tapa de arqueta con mayor altura

Una persona estándar será capaz de desplazar el mango desde una altura de 1500 mm hasta una altura de 900 mm (realizando el giro pertinente). Para una barra de 1600 mm esto supondrá un giro cuyo valor se calcula:

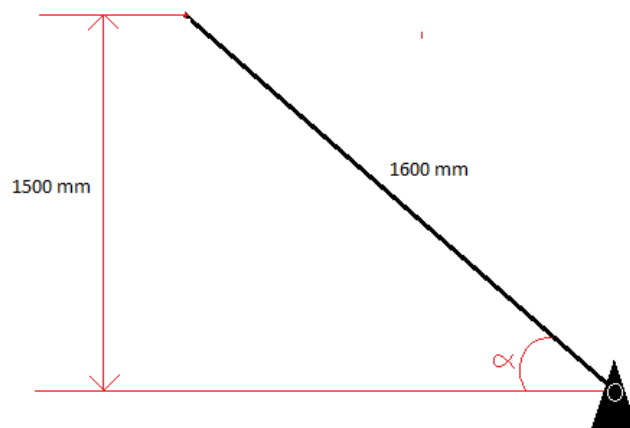


Ilustración 13 Movimiento del operario, ángulo de inicio

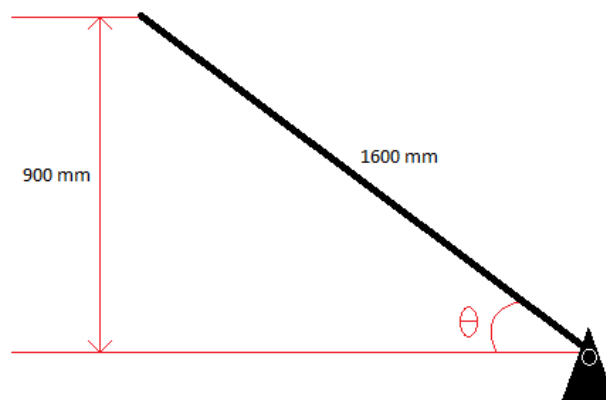


Ilustración 14 Movimiento del operario, ángulo final

Se va a resolver la situación de inicio del movimiento (Ilustración 13). Se tiene una barra de 1600 mm que se quiere que esté 1500 mm de altura. El ángulo α será, por tanto, de:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{1500}{1600}\right); \quad \rightarrow \quad \alpha = 69.64^\circ$$

Para calcular el ángulo que formaría la barra con el plano del suelo al final del movimiento (Θ) se va a repetir la operación pero ahora haciendo uso de la ilustración 14.

$$\Theta = \arcsen\left(\frac{900}{1600}\right); \quad \rightarrow \quad \Theta = 34.23^\circ$$

Se tiene ya, por tanto, una primera aproximación al ángulo total de giro a aplicar durante el movimiento, que será la diferencia de los anteriores. Me refiero a primera aproximación porque hemos calculado los valores según ergonomía del usuario sin atender a las otras limitaciones.

El operario tendrá que girar el mango un ángulo de $35,5^\circ$ aproximadamente para completar el movimiento desde la posición inicial hasta la final. Al estar las dos barras solidariamente unidas (como se puede entender de la representación de la ilustración 11), la barra de longitud “a” se verá obligada a girar el mismo ángulo. Ese giro traerá consigo un desplazamiento del punto sobre el que descansa la tapa de arqueta. La componente vertical de este desplazamiento debe de ser mayor que la altura de la tapa más alta (101 mm), lo comprobamos:

$$600 \cdot \sin(35.5^\circ) = 348,42 \text{ mm}$$

Observamos que nos sobra altura de elevación, lo cual no sería un problema de ser independiente del resto de conceptos, pero que nos invita a suponer que o no estamos teniendo algo en cuenta o que se puede apurar más. Pasamos a calcular la posibilidad de choque entre barra y tapa. Comprobamos que no es posible realizar el movimiento que teníamos pensado hasta ahora, pues a partir de un cierto ángulo, la barra empezará a empujar la tapa, generando un momento sobre ella que acabaría desembocando en un giro y su consiguiente posible caída.

Para el cálculo de este ángulo a partir del cual se produciría el contacto se va a emplear un caso como el mostrado en la Ilustración 15.

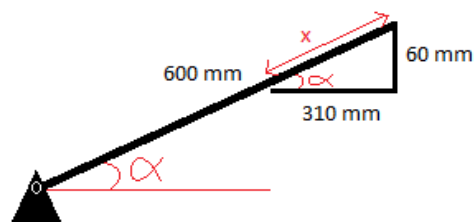


Ilustración 15 Diagrama para el cálculo del ángulo

Se trata del caso límite pues la dimensión a la que se le ha atribuido un valor de 310 mm es el más bajo posible; por ello, se calculará el ángulo máximo de giro. Mediante el teorema del seno, despejamos tanto el valor x ($x = 315.75 \text{ mm}$) como el de α , que es el verdaderamente interesante.

$$x \cdot \cos(\alpha) = 310 \rightarrow \alpha = 11^\circ \approx 10^\circ$$

Recalculando al ser 10° lo que tendrá que girar la barra, ésto se traducirá en un desplazamiento del extremo en contacto con el operario de aproximadamente 300 mm.

Al quedar el mango de una longitud tan elevada, el sistema de plegado que se había planteado (el representado en el interior del cuadro rojo de la ilustración 7), no sería tan útil, pues habría que disponer de una furgoneta con capacidad para una carga tan aparatosa, perdiendo gran cantidad de puntos en la valoración de manejabilidad. Habrá que intentar recuperar esa puntuación de alguna forma:

Se opta por eliminar la unión solidaria entre mango y cuerpo (barras de dimensiones b y a respectivamente en la ilustración 11) y convertirlo en un tope, es decir, ahora existirá un ángulo máximo entre las dos barras, pero no existirá uno mínimo, de manera que pueda llegar incluso a 0° , permitiendo el plegado. Además, para poder llevar ese ángulo al valor nulo se tomará la medida de dividir el cuerpo en dos barras, con un hueco intermedio suficientemente grande como para que entre el mango, que se plegará hasta en tres ocasiones para caber en el nuevo espacio creado. Por último se dota a las uniones de pata-cuerpo y brazo-cuerpo de un rodamiento que permita también plegar las citadas partes.

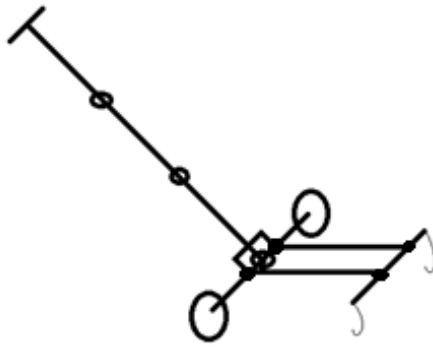
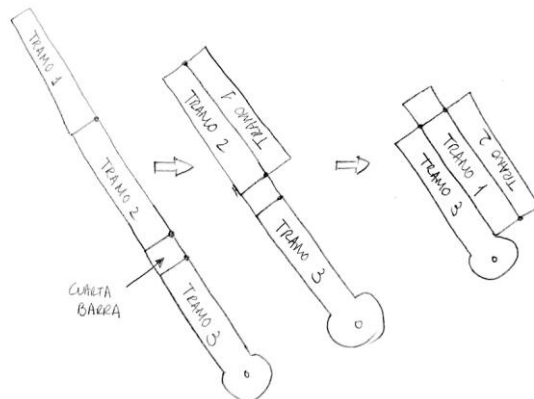


Ilustración 16 Diseño modificado

Para hacer posible el plegado del mango se va a realizar un estudio algo más profundo. En primer lugar se va a decidir ya a estas alturas la forma de las barras; éstas serán cuadradas o rectangulares, es decir, con lados planos. De esta manera, el artificio puede conservar su robustez incluso en posición de plegado.

Se hace necesaria la inclusión de una cuarta barra que permita el giro de los tres tramos largos. A cada tramo con más tamaño se le va a dar una largura de manera que uniendo los 3 tendremos un mango de 1600 mm de longitud total. Este pequeño tramo aportará también longitud al conjunto, pero insignificante por el momento. Lo que sí es interesante ir analizando ya es si va a caber el mango en el hueco habilitado para tal fin. Aún no tenemos todos los datos para poder demostrar esta posibilidad, no obstante, vamos a resolver el caso genérico con el fin de facilitarnos el trabajo más adelante (cuando conozcamos perfectamente los datos del problema):



Lo primero que sacamos en claro del croquis es que la cuarta barra ha de tener una longitud igual al ancho de las largas y que el denominado tramo 1 deberá ser algo más corto que el resto, por quedar totalmente rodeado. Sabemos también que el espacio creado para la introducción del mango plegado tiene una longitud de 600 mm a lo que habría que restarle la mitad del ancho de la barra que sujeta los ganchos.

Como aún no tenemos conocimiento ninguno del ancho de las barras, se va a sacar una fórmula genérica que va a permitir comprobar en todo momento si la combinación de longitudes en que se está pensando cumple o no con la condición geométrica de poder caber en el hueco.

Lo primero es conocer el espacio del que disponemos; éste es de 600 mm menos la mitad del ancho de la barra que sujeta los ganchos (de ahora en adelante brazo).

$$\text{Espacio disponible} = 600 - (W_b/2); \quad \text{donde } W_b \text{ es el ancho del brazo.}$$

Ahora pasamos a calcular el espacio ocupado para compararlo con el anterior. Cabe destacar que se trata del cálculo en la posición en que más espacio invada, pues ha de poder girar. Esta posición no se ve clara por lo que procedemos a la realización de algunos cálculos.

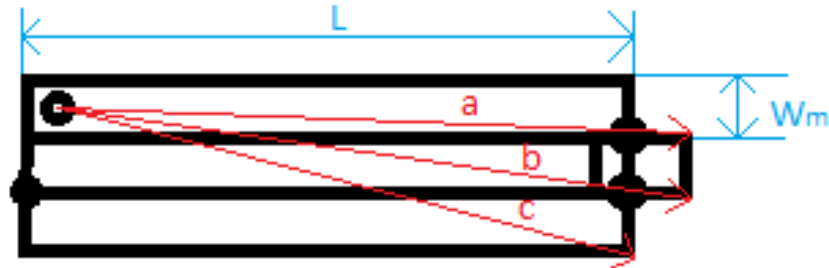
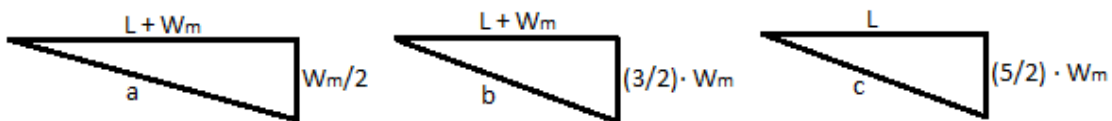


Ilustración 17 Distancias en mango plegado

La distancia más amplia de las señaladas en la Ilustración 17 será la que marque el valor de comparación:



$$a = \sqrt{\frac{5}{4}W_m^2 + L^2 + 2LW_m}; \quad b = \sqrt{\frac{13}{4}W_m^2 + L^2 + 2LW_m}; \quad c = \sqrt{\frac{25}{4}W_m^2 + L^2};$$

Al ser $L \gg W_m$, se deduce que la longitud c es la más corta de todas, por lo que queda descartada. Entre a y b la única diferencia es que en el cálculo de b el factor que multiplica a uno de los sumandos es mayor ($(13/4) > (5/4)$). Estos cálculos nos permiten determinar que la distancia conflictiva es la b; quedando la condición de no choque en el plegado de la siguiente manera:

$$600 - (W_b/2) > \sqrt{\frac{13}{4}W_m^2 + L^2 + 2LW_m};$$

El cumplimiento de esta desigualdad garantiza que no existe choque por longitud excesiva. Una vez conocidos los datos de longitudes y anchos de las barras, volveremos a este punto y sustituyendo en esta expresión podremos determinar si el conjunto de medidas cumple la condición de posibilidad de plegado tal y como ya se ha pensado que debe de ser.

Por último, se va a tratar el tema de los ganchos y su accionamiento: hasta ahora se ha dicho que el enganche se va a producir de manera automática, pero no se ha entrado en detalle en esta idea. No me refiero a que se quiera que se activen solos, sino a que el operario pueda accionar un sistema mecánico, sin necesidad de agacharse, por medio del cual el garfio quede introducido en el hueco de enganche de la tapa. Con el fin de que el movimiento fuera lo más simple posible se pensó en una simple rotación del garfio. Para que un gancho pueda quedar en la posición deseada y rodee al cuerpo deseado a través

de un giro, este debe estar diseñado concretamente para esta aplicación, pues no hay forma de saber si los de catálogo cumplen las concretas limitaciones geométricas a las que está sujeto.

Los datos de partida son los mostrados en las ilustraciones 18 y 19.

El gancho deberá de poder describir la trayectoria señalada en la ilustración 19 sin rozar con ningún punto de la tapa de la arqueta. Su diseño dependerá fundamentalmente de la altura de giro que se le quiera dar. A mayor altura existe mayor seguridad de agarre pero es una pieza más grande y, por lo tanto, más aparatosa (sobre todo si se tiene en cuenta que en principio es la única con forma irregular); a menor altura ocurre justamente lo opuesto.

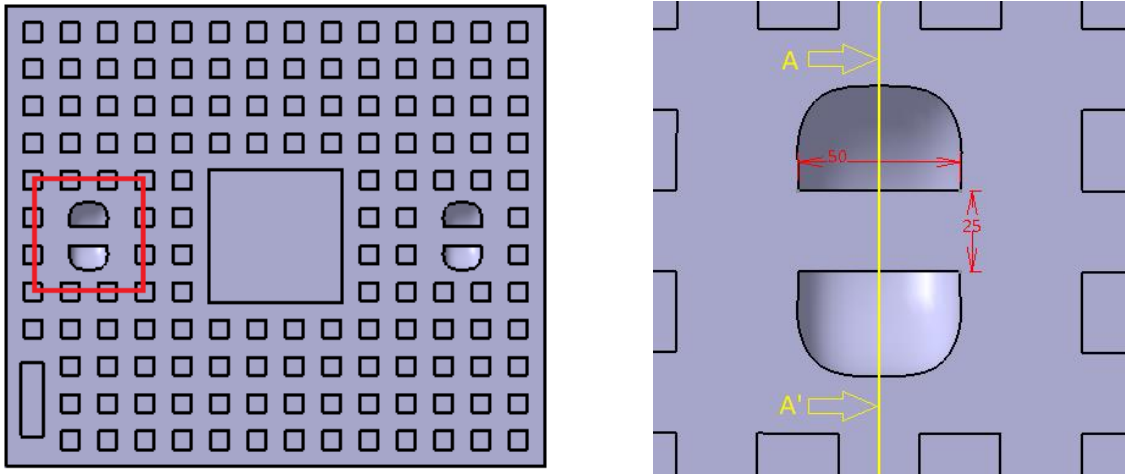


Ilustración 18 Tapa de arqueta y detalle del enganche

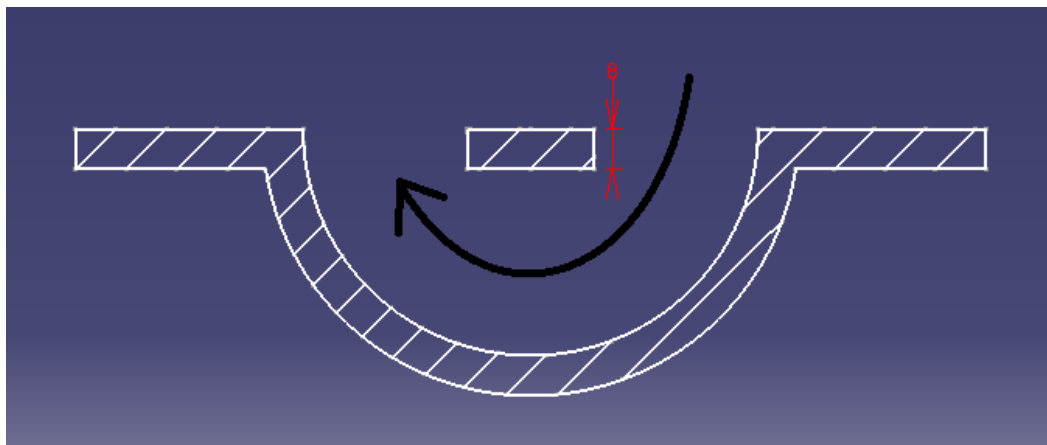


Ilustración 19 Sección AA' de la tapa de la arqueta

Como se observa en una de las pruebas hecha con una altura de giro de 30 mm (Ilustración 20). El gancho quedaría grueso (espesor mínimo de 14.08 mm), pero con una distancia de “seguridad de agarre” bastante baja (3.538 mm). El “límite” existe puesto que se va a tratar de que el gancho gire 90°, y representaría el suelo al comienzo del movimiento.

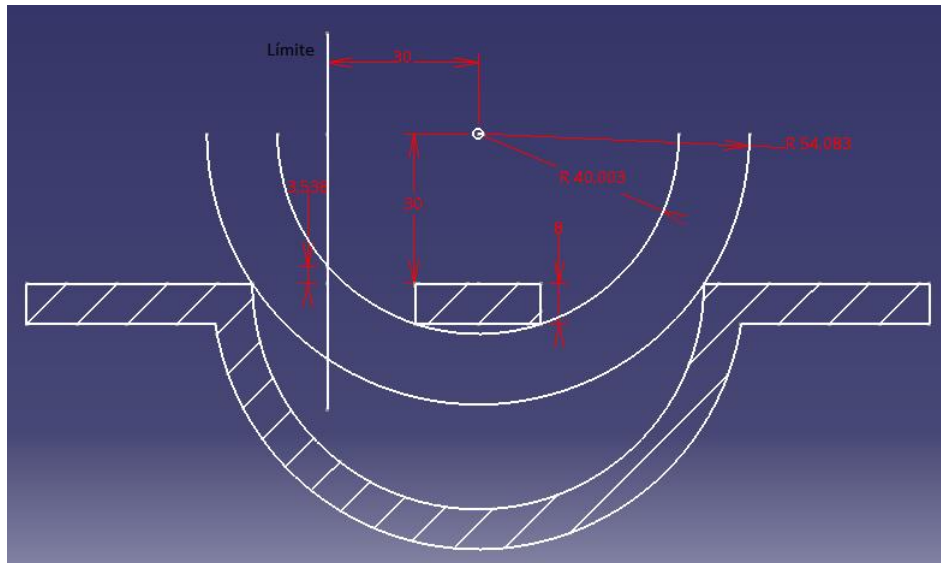


Ilustración 20 Prueba con giro a 30 mm de altura

Se opta por una altura de 60 mm que coincide con la primera aproximación de radio de rueda (como veremos más adelante); pues se piensa que es el primer “tamaño” que aporta la suficiente fiabilidad a la operación sin convertirse en un “trasto”.

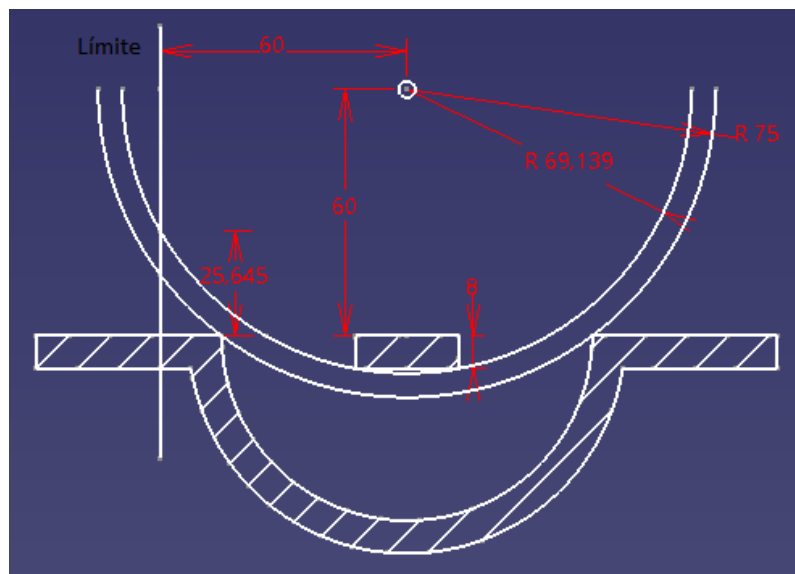


Ilustración 21 Prueba con giro a 60 mm de altura

Se tiene entonces un gancho de un espesor máximo de 5.861 mm, que presenta una distancia de seguridad de agarre de 25.645 mm (6 veces mayor que para el caso de altura de 30 mm). El espesor tan pequeño no va a ser un problema, pues la dimensión que no se tiene en cuenta en las ilustraciones 20 y 21, la profundidad; es bastante elevada (50 mm). Además, aún no se ha seleccionado el material, por lo que no se pueden realizar comprobaciones para determinar la posibilidad o imposibilidad de la correcta realización de su función, a pesar de conocer la carga que tiene que poder soportar. Más adelante, se realizarán estos cálculos junto con los del resto de partes del mecanismo.

7 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Existen siempre infinitas posibilidades para la selección del material. Conociendo exactamente las prestaciones que se le piden a éste, se puede limitar la búsqueda a un grupo más reducido, pero también enorme. Ha supuesto una tarea realmente compleja, pues son muchos los factores que tienen su influencia directa en la decisión. Habría sido interesante la realización de un cuadro de PDS (como el de la ilustración 10) para la elección entre unos y otros; no obstante, se va a comprobar, sin la necesidad de dicho cuadro, cuál de ellos se adapta más a nuestras necesidades.

En cuanto a los parámetros de búsqueda habría que decir que se trata de localizar un material que fuera barato, resistente ante la corrosión por ambiente y humedad, ligero (baja densidad), que tuviera una fácil maquinabilidad y que fuera fácilmente accesible, es decir, sencillo de conseguir.

Limitado por la última especificación de búsqueda enumerada y por la del coste -y orientado por un experto en el tema-, se ha valorado tanto la fabricación en aluminio como en acero inoxidable. Es realmente complicado comparar grupos de materiales por la variedad que los materiales en sí presentan dentro de su propio grupo, pero vamos a presentar las características que poseen tanto las aleaciones de aluminio en general como el conjunto de aceros inoxidables.

Las resistencias mecánicas que ofrecen las distintas aleaciones de aluminio son muy variadas, pero es sencillo percatarse de que tienen en conjunto valores más bajos para el límite de fractura y tensión de fluencia de lo que aporta el acero inoxidable.

El coste que supone la adquisición de algún material está, en cierta medida, relacionado con la dificultad para conseguirlo. Por la Ley de Oferta y Demanda, cuantos menos productores de ese material (en la forma en que se va a necesitar) existan, más caro será el producto; y viceversa. Ambos son fáciles de conseguir (dependiendo aquí sustancialmente del tipo de acero o de aleación de aluminio), y por norma general, el acero es algo más caro que el aluminio.

Según se ha investigado, ambos ofrecen una buena resistencia ante la corrosión por ambiente. Ante otros ataques responde mejor el acero inoxidable que el aluminio (sobre todo a altas temperaturas, que no es el caso). El aluminio, al contacto con el aire, crea una microcapa de óxido que tiene el mismo aspecto que el propio metal y que sirve de escudo ante la corrosión.

Evidentemente, el aluminio es más ligero que el acero. El primero presenta una densidad casi 3 veces menor. Lo cual estará relacionado con el peso del diseño pero no significará que el diseño en aluminio vaya a pesar un tercio de lo que pesará en acero.

En cuanto a la maquinabilidad, el acero presenta mejores características para ser soldado pero peores para el resto de mecanizado. El aluminio es difícilmente soldable pero más fácil de fresar, taladrar o pulir, por ejemplo.

Por último, se ha tenido en cuenta también la comparación entre conductividades eléctricas. El acero inoxidable presenta un valor medio de dicha magnitud de: 1.4 MS/m y las aleaciones de aluminio de

38 MS/m.

Presentadas las características de los dos grupos de materiales examinados, se tiene más información para poder hacer una selección con cierto criterio. Se toma la determinación de seguir orientando la búsqueda hacia los aceros inoxidable, descartando el grupo de aleaciones de aluminio porque sólo un exclusivo grupo de éstos tiene las condiciones idóneas. Se entiende que al existir menos aleaciones de aluminio con un apropiado límite de fluencia y de fractura, estos probablemente se salgan de las características generales citadas de bajo precio y de fácil accesibilidad. Los aceros inoxidable ofrecen una más amplia gama de materiales aptos para mi prototipo y dotan de mayor seguridad a la operación por su más baja conductividad eléctrica.

Dentro del grupo de aceros inoxidable volvemos a enfrentarnos al mismo problema, pero incluso con dificultades añadidas; ahora aunque la solución esté más acotada también los valores de comparación son más cercanos. Se va a optar en este punto por preseleccionar valorando altamente la facilidad de acceso. Según se ha podido investigar, los más comunes son el 201, el 304 y el 316 (designación AISI). El primero de ellos es el más resistente y económico, por la baja proporción de Níquel que lo forma; en detrimento es menos resistente a la corrosión. El 316 presenta las características opuestas; y el 304 quedaría en medio.

Dado que el diseño no va a estar en contacto con agentes altamente corrosivos, sino que únicamente se va a ver expuesto a la acción del ambiente y de la humedad, se va a optar por el 201 como el acero que va a dar forma al prototipo.

El acero AISI 201 tiene las siguientes características:

- Composición química:

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	N
≤ 0,120	≤ 0,75	5,50 - 7,50	≤ 0,045	≤ 0,015	16,00 - 18,00	3,50 - 5,50	0,05 - 0,15

- Densidad: 7800 kg/m^3
- Límite elástico: $\geq 350 \text{ MPa}$
- Límite de fractura: $750 - 950 \text{ Mpa}$
- Resistividad eléctrica: $0.7 \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$
- Soldabilidad: aceptable (puede emplearse cualquier método de soldeo).

8 PREDIMENSIONADO

Llegados a este punto en que se conoce el material que se va a utilizar, estamos preparados para comenzar a comprobar si es efectivamente apto para el desarrollo e ir acercándonos al dimensionado final. Esta primera aproximación a las dimensiones del prototipo se va a realizar con modelos simplificados que se resolverán a mano atendiendo a la Resistencia de Materiales.

En primer lugar se va a predimensionar el cuerpo y el mango; las dos barras que aparentemente van a ser de un mayor tamaño y por lo tanto más problemáticas. El modelo simplificado que se usa es el de la Ilustración 22. Posteriormente se abordarán también el predimensionado del resto de piezas.

Aunque ya se comentó con anterioridad en este documento, se van a volver a repasar los valores con los que se empieza el análisis. Se impuso que la carga de diseño tuviera un valor de 700 N, fruto de una mayoración de la carga real máxima (525 N). Se seleccionó la longitud de 600 mm para el “cuerpo” en cierta manera arbitrariamente, evidentemente no podía ser menor del valor en el que la máquina o parte de la máquina quedara encima de la tapa; ni podía ser demasiado grande pues obligaría al mango a ser más largo (para satisfacer la relación de transformación de fuerza impuesta), quedando el conjunto demasiado aparatoso. Se había determinado que el mango iba a poder plegarse entre las dos barras que formarían el “cuerpo” y de qué manera (Ilustración 17). Por todo ello se determinó que la barra “mango” midiera 1600 mm. Finalmente con el único objetivo de que el asa quedara a una altura cómoda (que se ha tomado como 1500 mm), se fijó el ángulo máximo formado entre las dos barras en estudio en 110° .

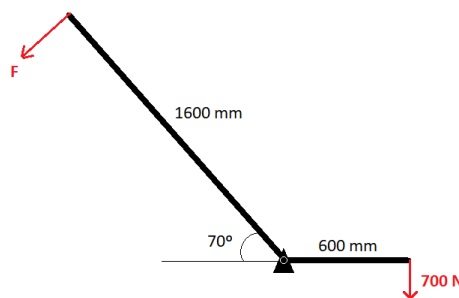


Ilustración 22 Modelo simplificado para predimensionado de mango y cuerpo

Como era de imaginar existen tres distintas posiciones que se van a tener en consideración, éstas son la posición de plegado, la de desplazamiento y la de izado o trabajo. La posición de plegado no va a ser sometida a análisis dinámico de ningún tipo; la única limitación que nos va a aportar es la geométrica. Las otras dos posiciones van a ser analizadas de forma conjunta inventando un estado que combine los datos más desfavorables de ambas posiciones.

Grosso modo, la posición comentada en primer lugar, la de desplazamiento, refleja la posición relativa de las barras cuando el operario se está moviendo de arqueta a arqueta y de cuando ya con los ganchos accionados, se va a iniciar el izado; la segunda hace referencia a la posición que se alcanza una vez se ha terminado el movimiento y la tapa de arqueta se encuentra en su punto más alto; la tercera representa la posición en que se va a guardar.

Así, la posición de desplazamiento va a ser la que se ha representado en la Ilustración 22 y la de izado va a ser la de la Ilustración 23, pues como se determinó anteriormente no se podía girar el conjunto más de 10° por limitación de colisión entre tapa y “cuerpo”.

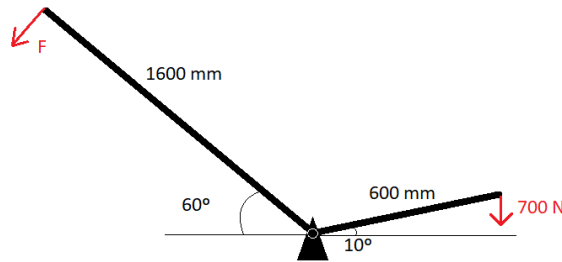


Ilustración 23 Diagrama de barras. Posición de izado

Como se acaba de mencionar, se van a obtener los diagramas de esfuerzos de ambas posiciones para luego combinarlos de la forma más desfavorable posible y entonces realizar los cálculos. Hacemos esto porque en realidad el diseño no pasará desde la posición de desplazamiento a la de izado en un único instante, sino que irá recorriendo todas y cada una de las posiciones intermedias. Podría ser que se produjera el caso de que las barras no colapsaran en ninguna de las dos posiciones estudiadas pero si en alguna intermedia. Para poder evitar el análisis y estudio de todas las posiciones que va ocupando se introducen en el modelo los efectos más negativos de todo el conjunto de posiciones. De esta manera, podremos únicamente resolviendo un problema poder hacer una aproximación sobredimensionada.

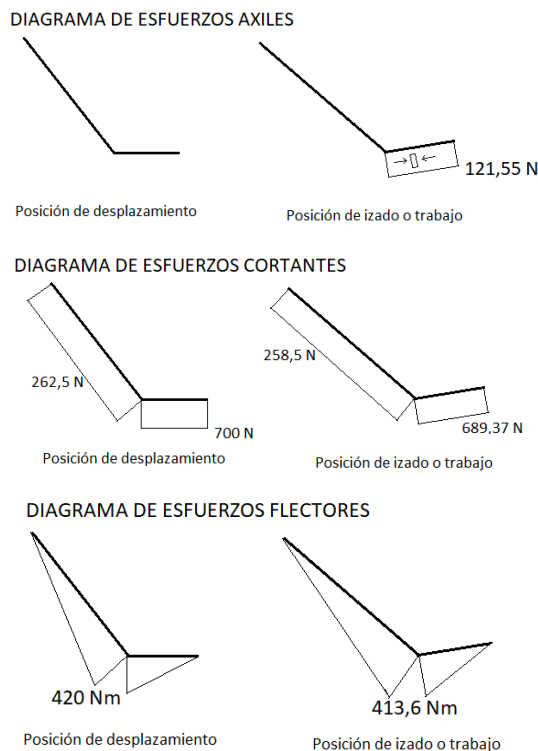


Ilustración 24 Diagramas de esfuerzos para las posiciones de estudio

Se ha tomado la decisión de que las barras sean de sección hueca, por tener estas un buen comportamiento a torsión (lo que va a eliminar la necesidad de realizar las comprobaciones pertinentes frente a este tipo de cargas) y por la necesidad de que pueda ser atravesado por cableado, que puede ser de frenos, de transmisión de potencia o eléctrico; se va a evitar en la medida de lo posible que los cables queden por fuera. Evidentemente también se ha optado por esta alternativa porque sabemos de otros usos o aplicaciones en las que funcionan bien ahorrando una gran cantidad de material y coste.

Para transformar estos diagramas de esfuerzos en valores de tensión se van a utilizar las siguientes fórmulas que relacionan los esfuerzos con las tensiones normales y tangenciales en barras esbeltas de sección hueca:

$$\sigma_x(x, s) = \frac{N(x)}{A} - \frac{I_{yy} \cdot M_z(x) + I_{yz} \cdot M_y(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot y(s) + \frac{I_{zz} \cdot M_y(x) + I_{yz} \cdot M_z(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot z(s)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{xs}(x, s) = \frac{q_c(s)}{e(s)}; \quad q_c(s) = q_{ca}(s) + q_{c0}; \\ q_{ca}(s) = - \frac{(I_{yy} \cdot V_y(x) - I_{yz} \cdot V_z(x)) \cdot m_z(s) + (I_{zz} \cdot V_z(x) - I_{yz} \cdot V_y(x)) \cdot m_y(s)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \end{array} \right\}$$

Los valores de las tensiones obtenidos se tendrán que comparar en un principio con el valor de la tensión de fluencia. Posteriormente y para tener en cuenta posibles daños por fatiga se va a comparar con la mitad del valor de la tensión de rotura. No se trata de un valor aleatorio, sino que la mitad de la tensión de fractura es la que se acepta en primera aproximación en los estudios de fatiga como capaz de provocar la rotura de la barra cuando se le ha sometido a más de 10^6 ciclos. Esto se muestra claramente en las curvas S-N, muy famosas en el ámbito de la fatiga. En realidad no es exactamente la mitad, pues a ese valor se le incluyen algunos coeficientes según superficie, dimensión y tipo de carga; además de los posibles concentradores efectivos de tensiones. Con la intención de que nuestra creación tenga vida infinita a fatiga, se va a definir la tensión de comparación como la mitad de la tensión de fractura (multiplicado por un coeficiente de 0,85). Recapitulando, las tensiones obtenidas van a tener que ser inferiores a 300 Mpa:

$$\sigma_{comparación} = 0,85 \cdot \frac{1}{2} \cdot \sigma_{fractura} = 0,85 \cdot 0,5 \cdot 350 = 297,5 \text{ MPa} \approx 300 \text{ MPa}$$

Por último, aunque conocido por todos, cabe destacar que en las ecuaciones de las tensiones normales no aparecen los esfuerzos cortantes ($V_y(x), V_z(x)$); ni los momentos flectores ($M_y(x), M_z(x)$) o el axil ($N(x)$) tienen relevancia en el cálculo de los esfuerzos tangenciales.

• MANGO

Se va a comenzar a dimensionar la barra “mango”, cuya situación más desfavorable es la de la posición de desplazamiento. Se va a tratar de una barra de 1600 mm de longitud, y unos diagramas de esfuerzos como los mostrados en la Ilustración 25.

Para el cálculo de las tensiones normales se particularizarán las ecuaciones anteriores para el caso en estudio, es decir, teniendo en cuenta:

$$\left\{ \begin{array}{l} N(x) = 0 \\ I_{yz} = I_{zy} = 0 \\ M_z(x) = 0 \\ M_y(x) = M_y)_{max} = M_y(x = 1600) = 420 \text{ Nm} \end{array} \right\},$$

la ecuación de tensiones normales queda:

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 \text{ Nm}}{I_{yy}} \cdot z(s)_{m\acute{a}x}$$

La variable $z(s)$ hace referencia al valor de z de la línea media, es decir, su valor máximo será el de la mitad del lado paralelo al eje z al que habría que restarle la mitad del espesor.

DIAGRAMA DE AXILES



DIAGRAMA DE CORTANTES



DIAGRAMA DE FLECTORES

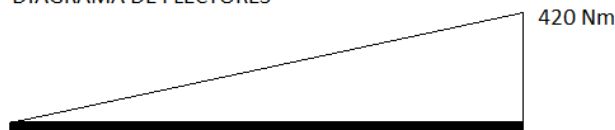
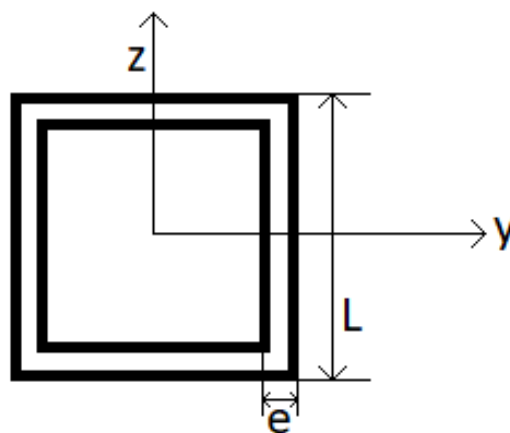


Ilustración 25 Diagrama de esfuerzos del mango

Se evalúa la ecuación anterior en distintos tipos de barras. Se toman perfiles cuadrados por simplicidad de los cálculos. Éstos van a estar caracterizados por dos valores (L y e).



De esta manera se va a poder definir el valor $z(s)_{m\acute{a}x}$ como $z(s)_{m\acute{a}x} = \frac{L-e}{2}$.

Además, un valor importante que caracteriza al perfil será el área; a igualdad de densidad y de longitud es la variable de la que va a depender el peso.

$$A = 4 \cdot L \cdot e - 4 \cdot e^2 = 4 \cdot (L \cdot e - e^2)$$

- Si probamos con una barra con L=50 mm y e=2 mm:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 1,41 \cdot 10^{-7} m^4 \\ z(s)_{m\acute{a}x} = 24 mm \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 Nm}{1,41 \cdot 10^{-7} m^4} \cdot 0,024 m = 71,48 Mpa < \sigma_{comparaci\acute{o}n}$$

Se cumple la inecuaci3n que garantiza el no colapso de la barra. Sin embargo, este valor se aleja demasiado del de comparaci3n, lo cual pone de manifiesto que se podr3a ahorrar material, pues no est3 trabajando al l3mite de sus posibilidades. Por ello, se van a realizar los c3lculos con una barra que tenga menos cantidad de material; para ello existen 2 opciones: se podr3a disminuir cualquiera de las variables: L 3 e. Se opta por disminuir L, pues mientras que reducir el espesor no aporta ninguna variaci3n importante; disminuir el lado (L) deja el dise1o menos aparatoso, pues se recuerda que esta variable adem3s de ser importante en s3, ten3a su influencia directa en la longitud de la barra en estudio y de otras dimensiones importantes del prototipo, tal y como se demostr3 apartados arriba.

- Si realizamos los c3lculos para una barra con L=40 mm y e=2 mm:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 6,94 \cdot 10^{-8} m^4 \\ z(s)_{m\acute{a}x} = 19 mm \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 Nm}{6,94 \cdot 10^{-8} m^4} \cdot 0,019 m = 114,98 Mpa < \sigma_{comparaci\acute{o}n}$$

Ocurre lo mismo, sigue pudi3ndose ahorrar m3s material. Se vuelve a optar por disminuir la dimensi3n L.

- Si L=30 mm y e=2 mm:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 2,72 \cdot 10^{-8} m^4 \\ z(s)_{m\acute{a}x} = 14 mm \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 Nm}{2,72 \cdot 10^{-8} m^4} \cdot 0,014 m = 216,18 Mpa < \sigma_{comparaci\acute{o}n}$$

- Si L=25 mm y e=2 mm:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 1,48 \cdot 10^{-8} m^4 \\ z(s)_{m\acute{a}x} = 11,5 mm \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 Nm}{1,48 \cdot 10^{-8} m^4} \cdot 0,0115 m = 326,35 Mpa > \sigma_{comparaci\acute{o}n}$$

Primer caso en el que se excede el valor de tensión permitido ($326,35 > 300$). Se puede asegurar que las barras de dimensiones analizadas en este punto no son aptas para el diseño. Por ello, se va a intentar aumentando el espesor. Este aumento va a ser de 0,5 mm

- Si $L=25$ mm y $e=2,5$ mm:

$$\left. \begin{array}{l} I_{yy} = 1,69 \cdot 10^{-8} m^4 \\ (z(s)_{m\acute{a}x} = 11,75 \text{ mm}) \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) = \frac{420 \text{ Nm}}{1,69 \cdot 10^{-8} m^4} \cdot 0,01175 \text{ m} = 292 \text{ Mpa} < \sigma_{\text{comparación}}$$

Se comprueba que sería apto para el diseño. Sin embargo, teniendo dos opciones posibles de dimensiones que funcionan, habrá que incluir aquí el otro criterio de selección comentado. Se elegirá el perfil que tenga menos área:

$$\text{Peso} = A \cdot \text{Longitud} \cdot \rho$$

$$\left. \begin{array}{l} L = 30 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow A = 4 \cdot 2 \cdot (30 - 2) = 224 \text{ mm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} L = 25 \text{ mm} \\ e = 2,5 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow A = 4 \cdot 2,5 \cdot (25 - 2,5) = 225 \text{ mm}^2$$

Se elegirá el perfil de dimensiones $\left\{ \begin{array}{l} L = 30 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{array} \right\}$ (por tener menor área), para continuar con el análisis y realizar las comprobaciones de tensiones tangenciales. El procedimiento para abordar este problema requiere la realización de un corte en el perfil, de forma que quede un perfil abierto. La sección se realizará como se señala en la Ilustración 26 en color rojo.

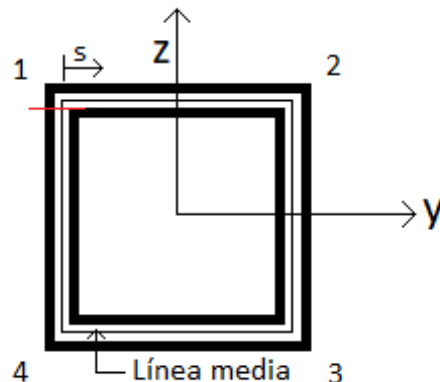


Ilustración 26 Conversión del perfil en abierto

De esta manera, se puede comenzar con el problema mediante el procedimiento simple de secciones abiertas, al que al final se le realizará una pequeña modificación.

Antes de comenzar con el cálculo se van a realizar las particularizaciones del caso en estudio, que van

a facilitar el procedimiento simplificando las ecuaciones. Así, si

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yz} = I_{zy} = 0 \\ V_y(x) = 0 \\ V_z(x) = -262,5 \text{ N} \end{array} \right\}, \text{ entonces,}$$

$$q_{ca}(s) = -\frac{(V_z(x)) \cdot m_y(s)}{I_{yy}}; \text{ donde, } m_y(s) = \int_0^s z(s) \cdot e(s) \cdot ds$$

Con las ecuaciones simplificadas se procede al cálculo tramo a tramo:

- Tramo 1→2:

$$z^{1 \rightarrow 2}(s) = 14 \text{ mm}$$

$$m_y^{1 \rightarrow 2}(s) = \int_0^s z^{1 \rightarrow 2}(s) \cdot e^{1 \rightarrow 2}(s) \cdot ds = \int_0^s 14 \cdot 2 \cdot ds = (28 \cdot s) \text{ mm}^3$$

$$q_{ca}^{1 \rightarrow 2}(s) = \frac{262,5 \text{ N} \cdot (28 \cdot s) \text{ mm}^3}{2,72 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = (0,27 \cdot s) \text{ N/mm}$$

$$q_{ca}^{1 \rightarrow 2}(s = 28 \text{ mm}) = 7,56 \text{ N/mm}$$

- Tramo 2→3:

$$z^{2 \rightarrow 3}(s) = (14 - s) \text{ mm}$$

$$m_y^{2 \rightarrow 3}(s) = \int_0^s z^{2 \rightarrow 3}(s) \cdot e^{2 \rightarrow 3}(s) \cdot ds = 2 \cdot \int_0^s (14 - s) \cdot ds = (28 \cdot s - s^2) \text{ mm}^3$$

$$q_{ca}^{2 \rightarrow 3}(s) = q_{ca}^{1 \rightarrow 2}(s = 28 \text{ mm}) + \frac{262,5 \text{ N} \cdot (28 \cdot s - s^2) \text{ mm}^3}{2,72 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} =$$

$$= (7,56 + 0,27 \cdot s - 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \text{ N/mm}$$

$$q_{ca}^{2 \rightarrow 3}(s = 28) = 7,56 \text{ N/mm}$$

- Tramo 3→4:

$$z^{3 \rightarrow 4}(s) = -14 \text{ mm}$$

$$m_y^{3 \rightarrow 4}(s) = \int_0^s z^{3 \rightarrow 4}(s) \cdot e^{3 \rightarrow 4}(s) \cdot ds = \int_0^s (-14) \cdot 2 \cdot ds = (-28 \cdot s) \text{ mm}^3$$

$$q_{ca}^{3 \rightarrow 4}(s) = q_{ca}^{2 \rightarrow 3}(s = 28) + \frac{262,5 \text{ N} \cdot (-28 \cdot s) \text{ mm}^3}{2,72 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = (7,56 - 0,27 \cdot s) \text{ N/mm}$$

$$q_{ca}^{3 \rightarrow 4}(s = 28) = 0 \text{ N/mm}$$

- Tramo 4→1:

$$z^{4 \rightarrow 1}(s) = (s - 14) \text{ mm}$$

$$m_y^{4 \rightarrow 1}(s) = \int_0^s z^{4 \rightarrow 1}(s) \cdot e^{4 \rightarrow 1}(s) \cdot ds = \int_0^s (s - 14) \cdot 2 \cdot ds = (s^2 - 28 \cdot s) \text{ mm}^3$$

$$q_{ca}^{4 \rightarrow 1}(s) = q_{ca}^{3 \rightarrow 4}(s = 28 \text{ mm}) + \frac{262,5 \text{ N} \cdot (-28 \cdot s + s^2) \text{ mm}^3}{2,72 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} =$$

$$= (0 - 0,27 \cdot s + 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \text{ N/mm}$$

Sabemos por las ecuaciones de Resistencia de materiales expuestas líneas arriba que:

$$q_c(s) = q_{ca}(s) + q_{c0};$$

$$S \cdot q_{c0} =$$

$$= - \int_0^{28} q_{ca}^{1 \rightarrow 2}(s) \cdot ds - \int_0^{28} q_{ca}^{2 \rightarrow 3}(s) \cdot ds - \int_0^{28} q_{ca}^{3 \rightarrow 4}(s) \cdot ds - \int_0^{28} q_{ca}^{4 \rightarrow 1}(s) \cdot ds$$

Donde S es la longitud total de la línea media: $S = 28 \cdot 4 = 112 \text{ mm}$

$$\int_0^{28} q_{ca}^{1 \rightarrow 2}(s) \cdot ds = \int_0^{28} 0,27 \cdot s \cdot ds = 105,84 \text{ N}$$

$$\int_0^{28} q_{ca}^{2 \rightarrow 3}(s) \cdot ds = \int_0^{28} (7,56 + 0,27 \cdot s - 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \cdot ds = 247,07 \text{ N}$$

$$\int_0^{28} q_{ca}^{3 \rightarrow 4}(s) \cdot ds = \int_0^{28} (7,56 - 0,27 \cdot s) \cdot ds = 106 \text{ N}$$

$$\int_0^{28} q_{ca}^{4 \rightarrow 1}(s) \cdot ds = \int_0^{28} (-0,27 \cdot s + 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \cdot ds = -35,23 \text{ N}$$

$$112 \cdot q_{c0} = 423,36 \rightarrow q_{c0} = -3,78 \text{ N/mm}$$

Conociendo el valor de q_{c0} podemos dar ya la expresión de q_c y posteriormente la de las tensiones tangenciales, dividiendo esta última por el espesor.

$$q_c^{1 \rightarrow 2}(s) = (-3,78 + 0,27 \cdot s) \text{ N/mm}$$

$$q_c^{2 \rightarrow 3}(s) = (3,78 + 0,27 \cdot s - 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \text{ N/mm}$$

$$q_c^{3 \rightarrow 4}(s) = (3,78 - 0,27 \cdot s) \text{ N/mm}$$

$$q_c^{4 \rightarrow 1}(s) = (-3,78 - 0,27 \cdot s + 9,65 \cdot 10^{-3} \cdot s^2) \text{ N/mm}$$

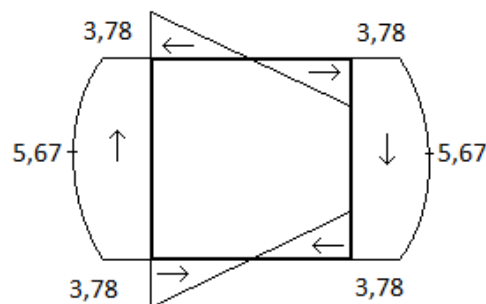


Ilustración 27 Representación gráfica del flujo de tensiones tangenciales

Se observa de la Ilustración 27 que el valor máximo será de 5,67 N/mm, por tanto se puede concluir que el punto de tensión tangencial máxima se encontrará en el punto medio de los lados verticales

(paralelos a la fuerza) y ésta tendrá un valor de:

$$\sigma_{xs})_{m\acute{a}x} = 5,67/2 = 2,835 \text{ MPa}$$

Observamos que el valor 2,835 es mucho menor que el de comparación (300), no parece que ningún cortante (dentro de unos valores razonables) vaya a ser capaz de producir daños en el perfil seleccionado. Lo mismo ocurrirá para el resto de barras del diseño. Por ello, no se realizará este análisis para ninguna barra más en el predimensionado.

Estamos, por tanto, en condiciones de determinar que las dimensiones $\begin{cases} L = 30 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{cases}$ son idóneas para el predimensionado del mango.

• CUERPO

Para el estudio del cuerpo se va a seleccionar el diagrama de esfuerzo axial de la posición de trabajo y los de cortantes y flectores de la posición de desplazamiento, quedando el diagrama completo de esfuerzos como se observa en la Ilustración 28.

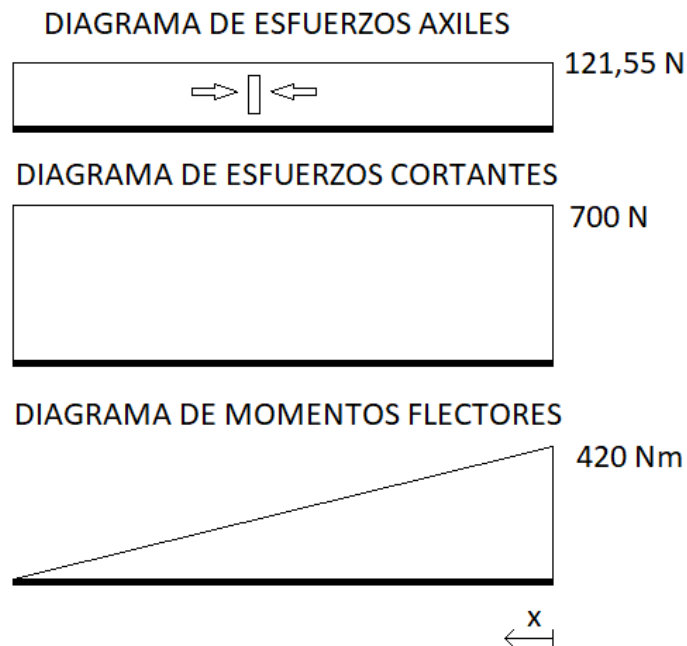


Ilustración 28 Diagrama de esfuerzos en cuerpo

Es decir, existirá la sección ($x=0$, punto de unión entre mango y cuerpo) en la que los esfuerzos internos sean:

$$\begin{cases} N(x) = 121,55 \text{ N} \\ V_z(x) = 700 \text{ N} \\ M_y(x) = 420 \text{ N} \cdot \text{m} \end{cases}$$

De nuevo,

$$\sigma_x(x, s) = \frac{N(x)}{A} - \frac{I_{yy} \cdot M_z(x) + I_{yz} \cdot M_y(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot y(s) + \frac{I_{zz} \cdot M_y(x) + I_{yz} \cdot M_z(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot z(s);$$

Habrá que recordar llegado a este punto, que tal y como se había pensado en un principio, la barra objeto de estudio se quería que estuviera formada por 2 barras iguales que dejaran un hueco en medio donde poder introducir el mango plegado.

Esto se va a tener en cuenta de una forma muy sencilla: dividiendo los esfuerzos a la mitad. Así, el caso que vamos a someter a estudio va a ser el que presenta las siguientes características:

$$\left\{ \begin{array}{l} N(x) = 60,775 \text{ N} \\ V_z(x) = 350 \text{ N} \\ M_y(x) = 210 \text{ N} \cdot \text{m} \\ V_y(x) = 0 \text{ N} \\ M_z(x) = 0 \text{ N} \\ I_{yz} = I_{zy} = 0 \\ I_{yy} = I_{zz} \end{array} \right\},$$

donde ya se est a teniendo en cuenta la forma cuadrada de la sección.

Por lo que en nuestro caso quedaría:

$$\sigma_x(x, s))_{\text{máx}} = \frac{121,55 \text{ N}}{A} + \frac{420}{I_{yy}} \cdot z(s)_{\text{máx}};$$

- o Se comienza a probar con una barra de dimensiones $L=20 \text{ mm}$ y $e=1,5 \text{ mm}$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 5830 \text{ mm}^4 \\ z(s)_{\text{máx}} = 9,25 \text{ mm} \\ A = 111 \text{ mm}^2 \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s))_{\text{máx}} = \frac{60,755 \text{ N}}{111 \text{ mm}^2} + \frac{2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5830 \text{ mm}^4} \cdot 9,25 \text{ mm} = 333,74 \text{ MPa} > \sigma_{\text{comparación}};$$

Se puede entender de los cálculos realizados que dos barras de las dimensiones planteadas no serían suficientes para evitar el colapso de la máquina. De nuevo se va a tratar de aumentar la dimensión que más favorezca la característica de pequeño tamaño que tanto se busca en este diseño desde el principio. Esta dimensión será el espesor; se va a preferir que crezca hacia dentro antes de que lo haga hacia fuera.

- o Se va a calcular el caso de $L=20 \text{ mm}$ y $e=2 \text{ mm}$.

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = 6920 \text{ mm}^4 \\ z(s)_{\text{máx}} = 9 \text{ mm} \\ A = 144 \text{ mm}^2 \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s))_{\text{máx}} = \frac{60,755 \text{ N}}{144 \text{ mm}^2} + \frac{2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}}{6920 \text{ mm}^4} \cdot 9 \text{ mm} = 273,54 \text{ MPa} < \sigma_{\text{comparación}};$$

Se comprueba que se cumple la condición de no colapso, por lo que podemos fijar el valor del ancho de la barra en el calculado para la primera aproximación.

- **BRAZOS**

Los brazos serán las barras que se extiendan desde los ganchos hasta el cuerpo. La longitud de la barra vendrá impuesta por la separación entre enganches de la tapa de la arqueta. Según plano, los puntos medios de los enganches estarán separados por una distancia de 500 mm.

De nuevo, se procederá al cálculo de los diagramas de esfuerzos en las posiciones de desplazamiento e izado, para el estudio del caso “virtual” más desfavorable.

El modelo simplificado que se va a utilizar para el cálculo de los diagramas de esfuerzos para la posición de desplazamiento será el de la Ilustración 29.

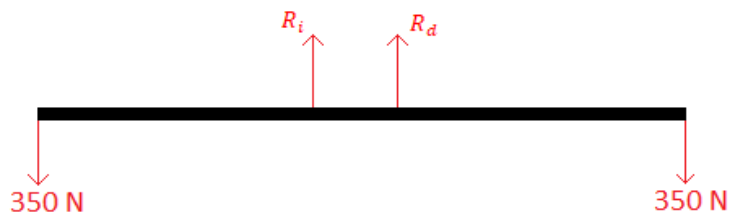


Ilustración 29 Modelo de análisis dinámico de brazos

Donde las fuerzas de reacción R_i y R_d representarán el efecto de las dos barras que componen el cuerpo y que están solidariamente unidas a los brazos. Su separación será del ancho de la barra a la que se denomina mango, esto es 30 mm. Con estos datos se está en condiciones de dibujar el diagrama de esfuerzos, no sin antes calcular el valor de las reacciones mediante equilibrios de fuerzas y momentos. Para el caso considerado $R_i = R_d = 350 N$.

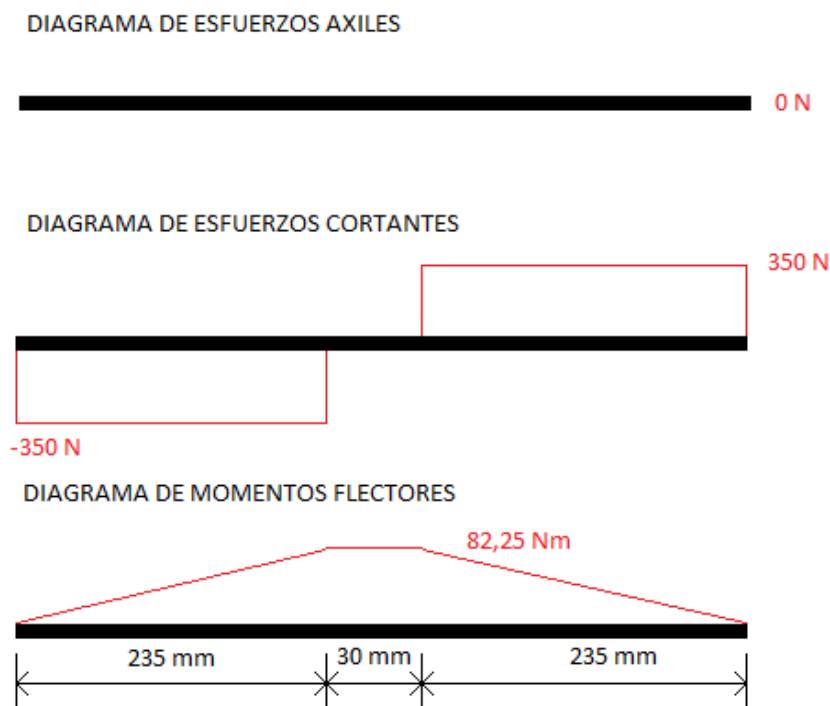


Ilustración 30 Diagrama de esfuerzos en posición de desplazamiento

Donde el último diagrama representa el diagrama de momentos flectores entorno al eje y, es decir, $M_y(x)$.

La posición de izado traerá consigo una descomposición de la fuerza aplicada por la tapa de la arqueta. Ésta se muestra en la Ilustración 31.

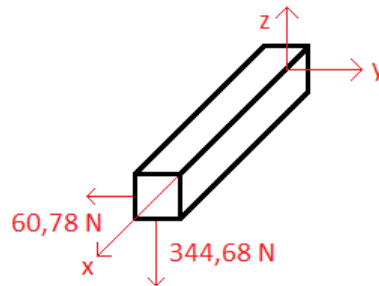


Ilustración 31 Descomposición de la fuerza aplicada por la tapa en posición de izado

Esta descomposición de fuerzas traerá consigo la aparición de nuevos esfuerzos, como se puede observar en la Ilustración 32. Estos nuevos efectos serán los únicos que se incluyan en el problema a resolver, pues el resto son mayores para la posición expuesta anteriormente. Se estudiarán, como siempre, las tensiones en el punto crítico del modelo, que es el de unión entre brazo y cuerpo. Aquí, en $x=235 \text{ mm}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} N(x) = 0 \\ V_y(x = 235) = -60,78 \text{ N} \\ V_z(x = 235 \text{ mm}) = -350 \text{ N} \\ M_y(x = 235 \text{ mm}) = 82,25 \text{ N} \cdot \text{m} \\ M_z(x = 235 \text{ mm}) = -14,28 \text{ N} \cdot \text{m} \end{array} \right\}$$

También, conocemos el dato de que el perfil debe de ser cuadrado y de sección hueca, lo que matemáticamente se traduce en:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yz} = I_{zy} = 0 \\ I_{yy} = I_{zz} \end{array} \right\}$$

Que permite simplificar la expresión presentada en el predimensionado del mango para el cálculo de tensiones normales en secciones huecas, quedando:

$$\sigma_x(x, s) = -\frac{M_z(x)}{I_{zz}} \cdot y(s) + \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s);$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{14280 \text{ N} \cdot \text{mm}}{I_{zz}} \cdot y(s) + \frac{82250 \text{ N} \cdot \text{mm}}{I_{yy}} \cdot z(s);$$

Se va a comenzar a probar con la barra de sección más pequeña del catálogo de ventas del “Grupo Condesa”, del que se han seleccionado todos los valores de área y momentos de inercia para el predimensionado de todas las barras.

DIAGRAMA DE ESFUERZOS AXILES



DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES $V_y(x)$



DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES $V_z(x)$



DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES $M_y(x)$



DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES $M_z(x)$

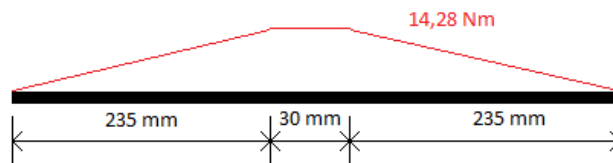


Ilustración 32 Diagrama de esfuerzos de los brazos para la posición de izado

- Se prueba, pues, con una barra cuadrada con $L=20$ mm y $e=1,5$ mm

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = I_{zz} = 5830 \text{ mm}^4 \\ z(s)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 9,25 \text{ mm} \\ y(s)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 9,25 \text{ mm} \\ A = 111 \text{ mm}^2 \end{array} \right\}$$

Los valores $y(s)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$ y $z(s)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$ se alcanzarán conjuntamente en los vértices, por lo que se analizarán únicamente estos puntos; ya que se podría asegurar que ningún punto de la sección va a superar el valor permitido si los vértices no lo hacen.

$$\sigma_x(x, s)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{14280 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5830 \text{ mm}^4} \cdot 9,25 + \frac{82250 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5830 \text{ mm}^4} \cdot 9,25 =$$

$$= 153,16 \text{ MPa} < \sigma_{\text{comparación}}$$

Una barra como la analizada soportaría perfectamente los esfuerzos a los que la acción de la gravedad sobre la tapa de la arqueta sometería al mecanismo que se está tratando de dimensionar.

En condiciones normales sería el momento de reducir algunos de los valores que definen la sección seleccionada para comprobar si la misma tarea podría ser llevada a cabo con menos cantidad de material. Sin embargo, el seleccionado es, como se ha comentado, el de menores dimensiones del catálogo utilizado. Definir las dimensiones del perfil de la barra con valores más pequeños no es una buena idea teniendo en cuenta que no aparecen en ninguno de los catálogos a los que se ha tenido acceso, es decir, no son perfiles industriales. La consecuencia es que para conseguirlos habría que pedirlos por encargo con lo que perdería accesibilidad; y más teniendo en cuenta que quizás el método convencional utilizado para su fabricación no sea válido, lo que llevaría a un aumento de los costes.

Con el fin de evitar esta posible problemática, se decide fijar las dimensiones de la sección de los brazos en:

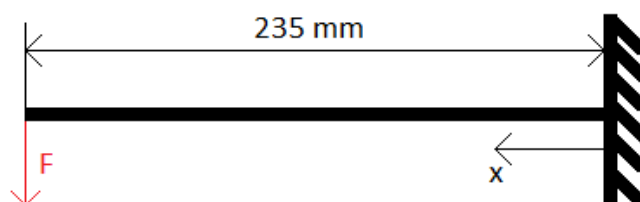
$$\begin{cases} L = 20 \text{ mm} \\ e = 1,5 \text{ mm} \end{cases}$$

Existen perfiles comerciales con menor área de sección, pero dejan de ser huecas. Este tipo fue descartado del diseño por la necesidad de poder ser atravesados por cableado. Si fueran llenas el cableado tendría que ir por el exterior, lo que entorpecería en exceso el funcionamiento del mecanismo.

• PATAS

Para completar el predimensionado de lo que podría ser denominado el esqueleto del diseño, sólo queda fijar el tamaño de la sección de la barra sobre la que descansa el mecanismo en todo momento, las patas. Éstas serán las encargadas de unir las ruedas con el cuerpo. Existirán dos y ambas se comportarán de la misma manera, por lo que el estudio va a quedar reducido al análisis de una de ellas exclusivamente. La longitud de estas piezas se va a definir de manera arbitraria en cierto modo; un valor grande aportaría estabilidad al mecanismo a cambio de un aumento del momento flector en esta barra. Para valores más bajos ocurriría lo contrario. Con esta sencilla evidencia se ha fijado la longitud en el mismo valor que se ha dado a los brazos, es decir, la longitud seleccionada será de 235 mm. Además, y aunque no se ha comentado todavía, se va a pretender que tanto la pata como el brazo puedan plegarse contra el cuerpo, por lo que un valor muy grande imposibilitaría dicho movimiento.

Se ha seleccionado el siguiente modelo simplificado para el análisis:



Donde el empotramiento representa la unión con la rueda; y la acción F (en rojo) coincide con las fuerzas verticales de reacción existentes en las Ilustraciones 22 y 23. De nuevo, se ha seleccionado la situación más desfavorable de entre las dos posiciones definidas al inicio de este documento; esto es, en posición de izado y dando un valor a F de 414,8 N, referente a los 700 N de la carga a izar y 129,6 N de la componente vertical de la fuerza a aplicar por el operario dividido por dos (no hay que olvidar que son 2 barras iguales las que se van a encargar de soportar toda esta carga).

DIAGRAMA DE ESFUERZOS AXILES



DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES



DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

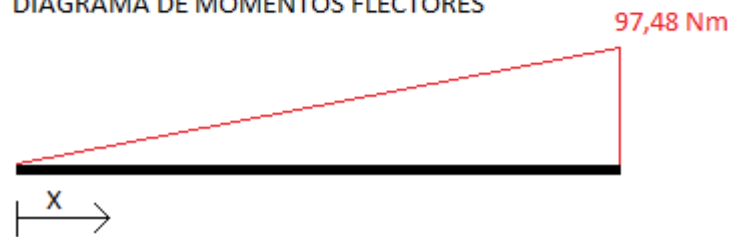


Ilustración 33 Diagrama de esfuerzos de cada uno de los patas

Repitiendo el procedimiento seguido para el resto de componentes de la máquina, se obtienen los diagramas de esfuerzos para cada uno de las patas (que quedan como figuran en la Ilustración 33) y se calcula la tensión normal máxima:

$$\sigma_x(x, s) = \frac{N(x)}{A} - \frac{I_{yy} \cdot M_z(x) + I_{yz} \cdot M_y(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot y(s) + \frac{I_{zz} \cdot M_y(x) + I_{yz} \cdot M_z(x)}{I_{yy}I_{zz} - I_{yz}^2} \cdot z(s);$$

La expresión se puede simplificar sabiendo que se quiere que el perfil sea cuadrado y haciendo uso de los diagramas de esfuerzos ya obtenidos. Matemáticamente,

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yz} = I_{zy} = 0 \\ I_{yy} = I_{zz} \\ N(x) = 0 \\ M_z(x) = 0 \end{array} \right.$$

$$\sigma_x(x, s) = \frac{M_y(x)}{I_{yy}} \cdot z(s) \rightarrow \sigma_x(x, s)_{\max} = \frac{97480 \text{ N}\cdot\text{mm}}{I_{yy}} \cdot z(s)_{\max}$$

Se va a intentar introducir una barra como la de los brazos para un primer acercamiento por similitud de las condiciones del problema.

- Introducimos la barra de sección caracterizada por $L=20$ mm y $e=1,5$ mm, que va a presentar las siguientes características:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{yy} = I_{zz} = 5830 \text{ mm}^4 \\ z(s)_{\text{m}á\text{x}} = 9,25 \text{ mm} \\ A = 111 \text{ mm}^2 \end{array} \right\}$$

$$\sigma_x(x, s)_{\text{m}á\text{x}} = \frac{97480 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5830 \text{ mm}^4} \cdot 9,25 \text{ mm} = 154,66 \text{ MPa} < \sigma_{\text{comparación}}$$

Es válida la barra analizada y va a ser la seleccionada para dar forma a las patas en la primera aproximación, por la misma razón que se decidió el perfil de los brazos.

Recapitulando, se han predimensionado los principales elementos del mecanismo. Aunque la solución más óptima esté aún lejos de nuestros cálculos, es de mucha utilidad tener ya una cierta idea de las longitudes y anchuras en que se va a mover el prototipo.

Antes de dar por concluida la primera aproximación se van a realizar las comprobaciones que en el apartado de cálculos previos se presentaban. En primer lugar, se recuerda que la longitud total del mango estaba relacionada con la largura de cada tramo (e incluso del ancho) mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Longitud}_{\text{total}} = 3 \cdot \text{Longitud}_{\text{tramo}} + W_m$$

Hasta ahora, entre imposiciones y cálculos respectivamente, se tiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Longitud}_{\text{total}} = 1600 \text{ mm} \\ W_m = 30 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow \text{Longitud}_{\text{tramo}} = 523,33 \text{ mm}$$

De la misma manera, y como se ha determinado ya el ancho del brazo, $W_b = 20$ mm, se puede comprobar también el cumplimiento de la inecuación que garantiza la existencia de la posibilidad de plegado:

$$600 - (W_b/2) > \sqrt{\frac{13}{4} W_m^2 + L^2 + 2LW_m};$$

$$600 - 10 > \sqrt{\frac{13}{4} \cdot 30^2 + 523,33^2 + 2 \cdot 523,33 \cdot 30};$$

$$590 > 555,157$$

Se observa en la comprobación del cumplimiento de la inecuación que sobra mucho espacio, el cual era el auténtico limitante de la longitud del mango, que se querrá que sea lo más largo posible para así actuar como un verdadero multiplicador de la fuerza. Además, los 3 tramos tienen una largura muy inexacta de 523,33 mm, por lo tanto, se decide modificar esta dimensión. Se calcula el valor límite que

podría adquirir la variable $Longitud_{tramo}$ sin modificar las demás. Este valor será de 558,28 mm. Se elige, por proximidad, que cada uno de los tramos mida 550 mm, lo cual modificaría $Longitud_{total}$ y puede que impidiera el cumplimiento de algunas de las condiciones impuestas en el apartado de estudios previos.

Se asume que $Longitud_{tramo} = 550 \text{ mm}$ y $W_m = 30 \text{ mm}$ no vayan a tener problemas de plegado simplemente por ser $550 < 558,28$, ya que para los brazos evidentemente no cambiaría nada.

Se comprueba también que la relación de transformación (i) sigue siendo cercana a 3:

$$Longitud_{total} = 3 \cdot Longitud_{tramo} + W_m = 3 \cdot 550 + 30 = 1680 \text{ mm}$$
$$i = \frac{Longitud_{mango}}{Longitud_{cuerpo}} = \frac{1680}{600} = 2,8 \sim 3$$

Cabe destacar que tras haber comprobado que no existe ningún problema con la decisión tomada, se va a tomar la determinación de modificar las posiciones de desplazamiento e izado mediante la alteración del ángulo máximo permitido entre mango y cuerpo. La explicación reside en el hecho de que el mango quedaría tras el cambio demasiado arriba (a 1,58 m de altura) como para garantizar la ergonomía de todos los usuarios sin atender a sus condiciones físicas, o mejor dicho para justificar la no gradualidad del mango, lo que supondría un problema para mi diseño.

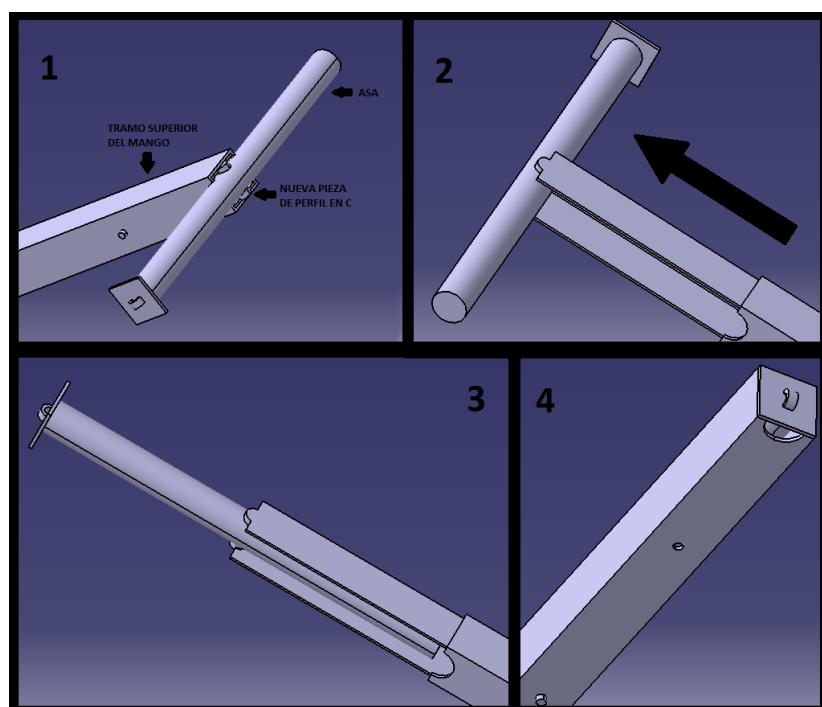
Con una ligera modificación del ángulo citado, que además fue fijado atendiendo concretamente a esta misma premisa, se puede conseguir este descenso de altura. Antes tenía un valor de 110° y quedaba a 1,58 m sobre el suelo. Un aumento de 10° provocaría un descenso de 13 cm, quedando el mango a 1,45 m y fijando el ángulo máximo de giro entre cuerpo y mango en 120° .

9 IDEAS PREVIAS

Llegado este punto, en que se ha podido dar forma y material a lo que se ha denominado “esqueleto” del mecanismo, es momento de profundizar ligeramente en las partes del diseño que aún no hemos abordado.

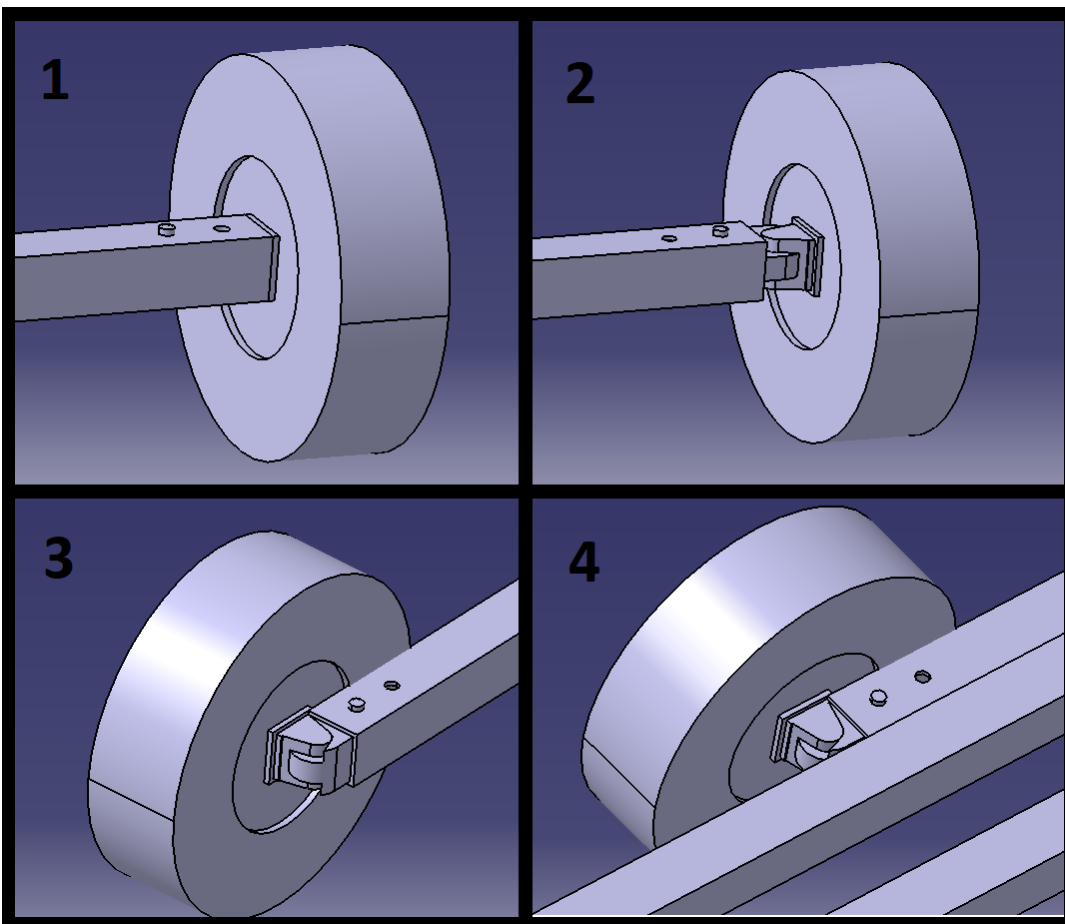
Hasta ahora se ha hecho referencia a la plegabilidad del proyecto y se ha determinado una posición de plegado, pero no se ha explicado en realidad en que va a consistir. La idea es que quede reducido lo máximo posible, de manera que pueda ser transportado con facilidad, tanto en furgoneta como a mano. Así, además del triple plegado del mango, se va a pretender que los brazos y las patas puedan abatirse sobre el cuerpo; todo esto trae consigo una serie de dificultades que en adelante se estudian.

En primer lugar, la idea es que al final del mango exista una pieza transversal al mismo (en adelante, “asa”), que permita al usuario realizar la fuerza con dos brazos. Esta posición choca con la imposición de que el conjunto plegado del mango pueda introducirse por la ranura existente entre las dos barras que componen el cuerpo. Para solventar este asunto se ha pensado en aprovechar que las barras son huecas, introduciendo un giro entre asa y mango de manera que puedan girar hasta quedar en paralelo o en perpendicular. Se va a conseguir mediante la inclusión de algunas piezas más. A el ya mencionado “asa” se le va a sumar una nueva pieza de perfil en C. Esta característica le va a permitir desplazarse prismáticamente por el interior del mango y a su vez posibilitar el giro entre mango y asa. Se va a explicar mejor con imágenes.



En la primera viñeta aparecen las piezas en su posición de desplazamiento e izado, es decir, con el asa y el mango formando 90° . Para que adquieran la posición de plegado habrá que tirar del asa en la dirección del mango, como aparece en la viñeta número 2. Para que este movimiento relativo se pueda realizar habrá que apretar previamente el bulón, que será el elemento que fije el conjunto en sus dos posiciones. Una vez se ha sacado el asa lo suficiente como para permitir el giro, se realiza éste dejando el asa y el mango coaxiales (viñeta número 3) y permitiendo que se introduzca en su interior (viñeta número 4).

Por otro lado, al ser las ruedas perpendiculares a las patas, ocurre algo parecido: al abatir la pata sobre el cuerpo, la rueda choca con éste, no permitiendo el giro total de 90° . Para dar una solución al problema se opta por incluir una posibilidad de giro a la rueda, que le permita posicionarse paralela a la pata. De nuevo se aprovechará la condición de perfil hueco, para poder esconder en su interior las piezas que permitan dicho giro. En la ilustración observamos mejor lo comentado:



En la viñeta número 1 observamos pata y rueda en su posición de trabajo, esto es, formando un ángulo recto. En la viñeta 2 aparece la nueva pieza que permite el giro (en adelante “sistema de giro de rueda”) en su segunda posición fija, es decir, después de haber apretado el bulón, se ha tirado de la rueda hasta que el bulón ha fijado la nueva posición. En la viñeta 3 se aprecia como al quedar fuera del interior de la pata el “sistema de giro de rueda”, se permite el giro de rueda. En la cuarta imagen se muestra la pata ya abatida contra el cuerpo, dejando claro que se ha eliminado la problemática en el plegado.

En cuanto al plegado de los brazos contra el cuerpo habrá que tener cuidado con el mismo efecto, pero en este caso por los ganchos. Se va a querer que giren únicamente 90° , por lo que existirá una posición única: la de los ganchos “hacia afuera”, es decir, la manera en que no estorba en el plegado.

Además, aunque fácil de comprobar mediante un modelo 3D como los que se están comenzando a mostrar, sería interesante imponer otra condición matemática que tendrá que cumplirse para evitar colisiones entre brazo y pata en el plegado. Esta es,

$$Longitud_{cuerpo} > Longitud_{pata} + Longitud_{brazo} + \frac{1}{2} \cdot radio_{rueda}$$

También se ha comentado que existirá un ángulo máximo de giro entre cuerpo y mango, pero no se ha explicado de qué manera se va a conseguir. Se va a incluir un simple tope en la posición deseada que sea solidario al cuerpo, consiguiendo así que el mango realice la fuerza sobre él. Se observa bien en la Ilustración 34.

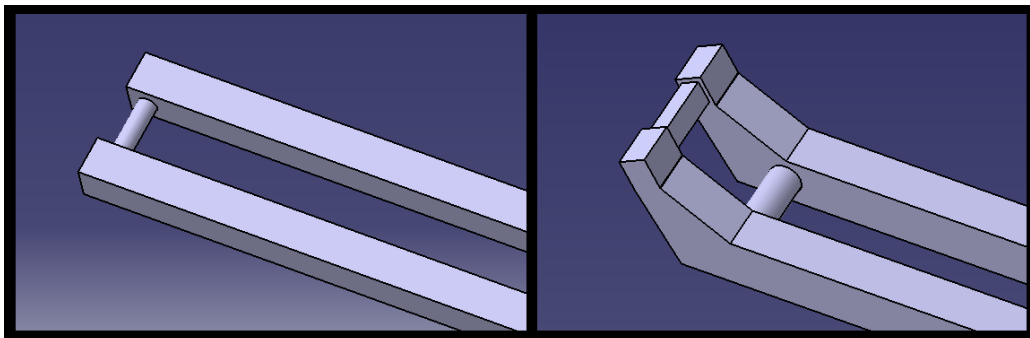


Ilustración 34 Evolución del cuerpo: inclusión del tope

Por último, se requiere idear, o al menos fijar, una forma en la que todos estos giros mencionados puedan ser llevados a cabo. La forma de posibilitar estos giros va a ser mediante la inclusión de rodamientos, que para el análisis dinámico se modelarán de la siguiente manera:

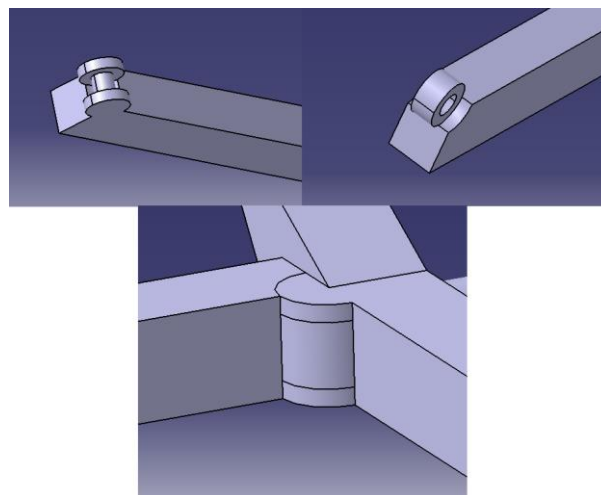


Ilustración 35 Ejemplos de modelos de rodamientos

No hay que olvidar que se pretendía que el diseño fuera robusto en todo momento, incluyendo la posición de plegado. Habrá, por tanto, que idear sistemas de fijación de posición tanto para las posiciones de trabajo o desplazamiento, como para la de plegado. Se examinará en puntos más adelante.

Introduciendo estas nuevas piezas y las modificaciones comentadas en las piezas que lo requieran, tendríamos un total de 17 piezas en el diseño, a falta de incluir las piezas necesarias para los sistemas de antidespliegado y antiplegado que se quieren implementar. Las piezas hasta ahora predimensionadas serían:

- 1 Cuerpo:

Compuesto por 2 barras de 600 mm de longitud y perfil cuadrado hueco de dimensiones $\left\{ \begin{array}{l} L = 20 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{array} \right\}$ con una separación entre ellas de 30 mm. Se le ha introducido un tope y ejes de plegado de dimensiones arbitrarias, según lo pensado.

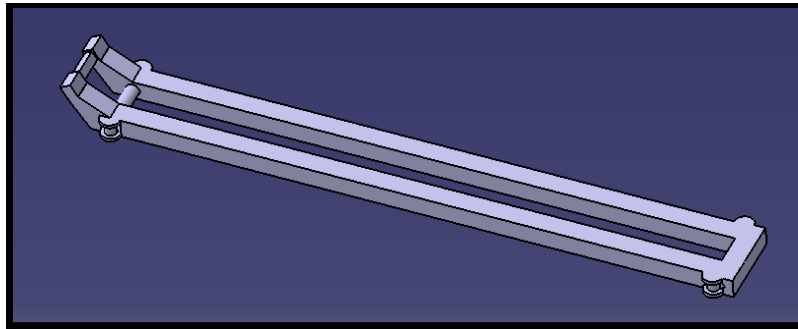


Ilustración 36 Prediseño del cuerpo

- 1 Mango:

Formado por 3 tramos como el de la Ilustración 37 y uno de iguales características pero de mucha menor largura. Cada uno tendrá sus ligeras modificaciones que los adapten para poder ser colocados en su lugar correspondiente. Por ejemplo, el de unión con el cuerpo tendrá uno de los extremos redondeados y el más alejado del cuerpo tendrá una hendidura para el posicionamiento del asa, además de una ligera disminución de la largura acordada (550 mm). Todas las barras que lo componen tendrán las siguientes dimensiones características en su sección:

$$\left\{ \begin{array}{l} L = 30 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

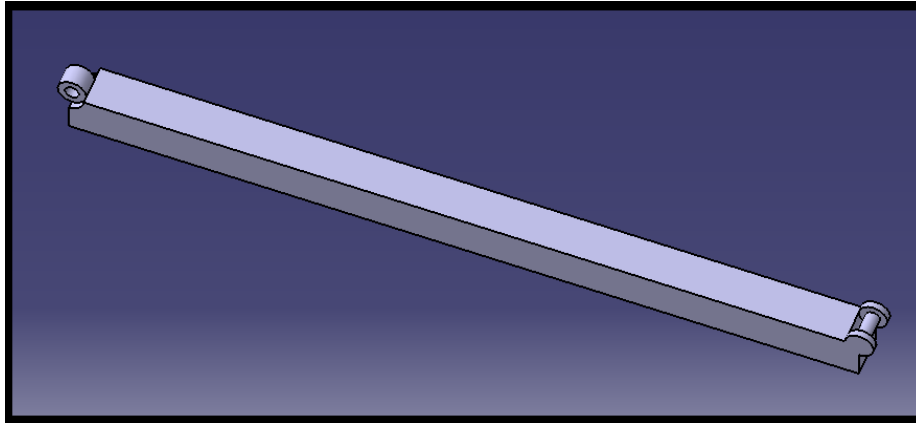


Ilustración 37 Prediseño de cada tramo de mango

- 2 Patas:

Se han modelado según lo fijado: cada una será una barra de 200 mm (a la que habría que añadirle los 35 mm que se le han intuido a las ruedas) y con un perfil de características:

$$\left\{ \begin{array}{l} L = 20 \text{ mm} \\ e = 2 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

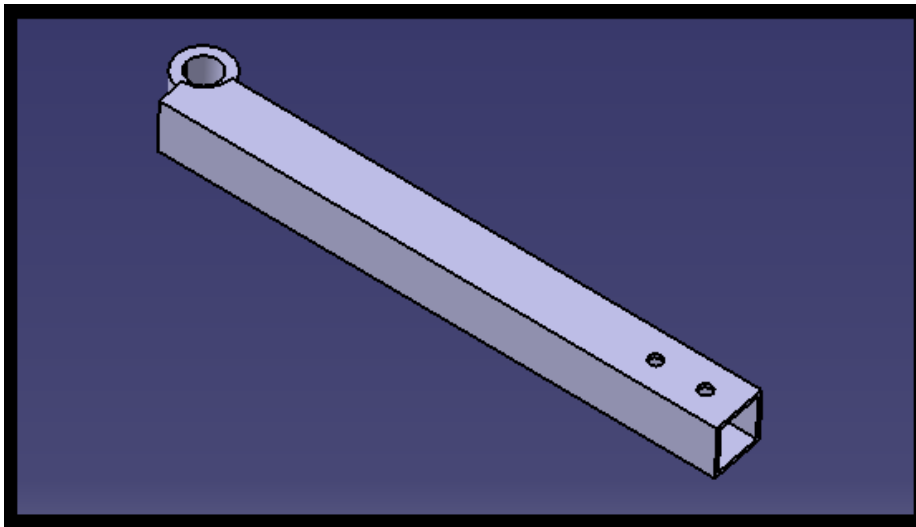


Ilustración 38 Prediseño de cada pata

- 2 Ganchos y un taco de goma:

Se requieren también dos ganchos cuyo prediseño ya se ha realizado siguiendo el esquema de la Ilustración 21, y su diseño concreto se explicará más adelante; y un taco de goma que esté solidariamente unido al cuerpo y que limite la separación entre brazos y suelo hasta el valor mínimo de 60 mm. En este proyecto no se ahondará demasiado en el diseño del taco de goma. Sólo se comentará que va a tener también funciones de asa en posición de plegado, y que por ello ha sido modelado como tal.

- 2 brazos:

En ellos se ha incluido ya el eje sobre el que va a girar el gancho en su movimiento de agarre. El radio de éste ha sido modelado arbitrariamente, mientras que la longitud se ha fijado en 40 mm. El máximo valor que podía adquirir era de 50 mm (por geometría del agarre de la tapa de la arqueta) y se ha pretendido dejar cierta holgura (5 mm a cada lado).

Cada uno de los brazos será de 235 mm de longitud y de sección de dimensiones

$$\left\{ \begin{array}{l} L = 20 \text{ mm} \\ e = 1,5 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

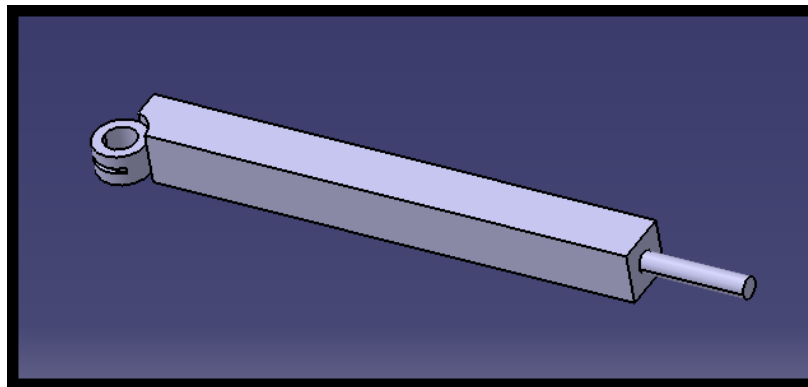


Ilustración 39 Prediseño de cada brazo

- Además, es conocido que el diseño va a requerir de la inclusión de alguna pieza más que permita fijar las posiciones de plegado y de trabajo respectivamente. Todas se van a tratar conjuntamente en este apartado.

Con el fin de reducir al máximo el número de piezas que componen el proyecto, se va a intentar siempre que una misma pieza sea capaz de asegurar ambas posiciones. Se ha conseguido en los brazos, donde la pieza que se muestra en la Ilustración 40, podría fijar los brazos en su posición paralela al cuerpo (posición de plegado) y en su posición transversal al mismo (posición de desplazamiento e izado).

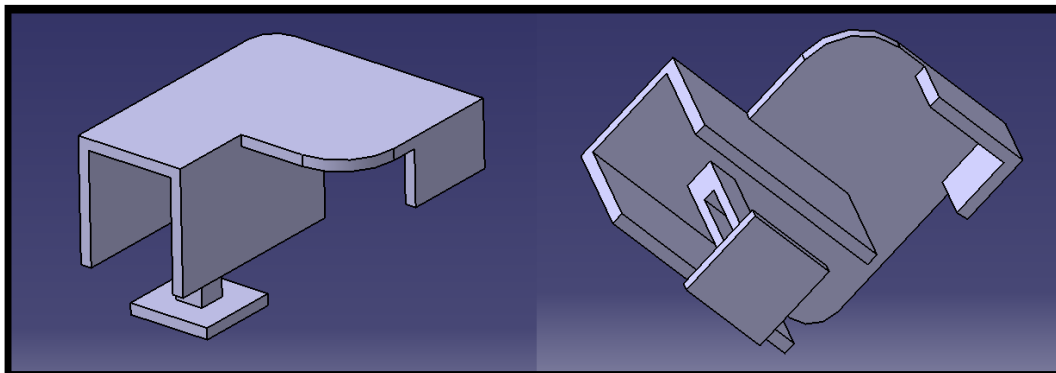


Ilustración 40 Pieza para antiplegado y antidespliegado del brazo derecho del mecanismo

Las dimensiones de las 2 nuevas piezas (una para cada brazo) se han determinado de manera arbitraria, y su dimensionado se realizará más adelante. Sin embargo, se le ha realizado con detalle el modelo inicial con el fin de que el lector pueda comprender el funcionamiento ideado; que consistirá en la imposición de topes que impidan su movimiento en las posiciones deseadas. Así, cuando se encuentre desplegado, como se muestra en la Ilustración 41, la parte señalada en rojo actuará de tope en una dirección, y cuando se encuentre plegado, esa misma parte hará de tope en la dirección contraria (Ilustración 42). El tránsito entre posición y posición se producirá separando la nueva pieza del cuerpo, lo que desplazaría los topes fuera del recorrido de los brazos en su giro (se puede observar fácilmente en la Ilustración 43).

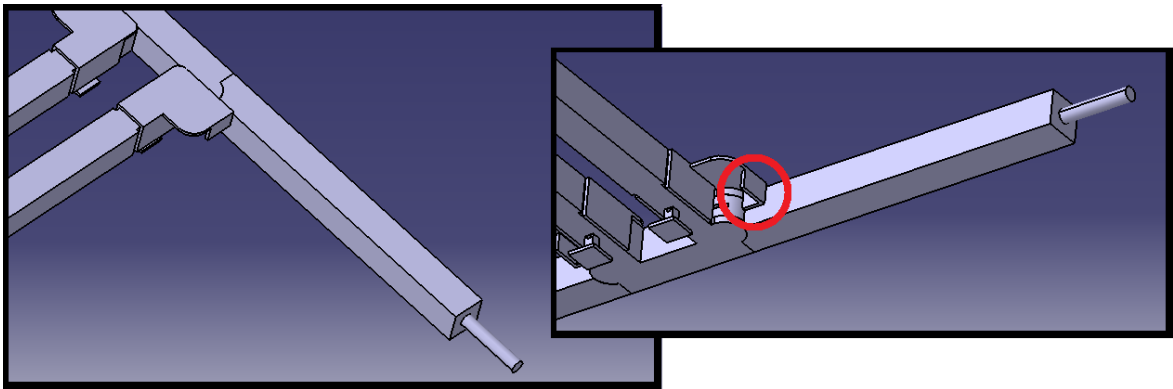


Ilustración 41 Brazos. Posición de desplegado

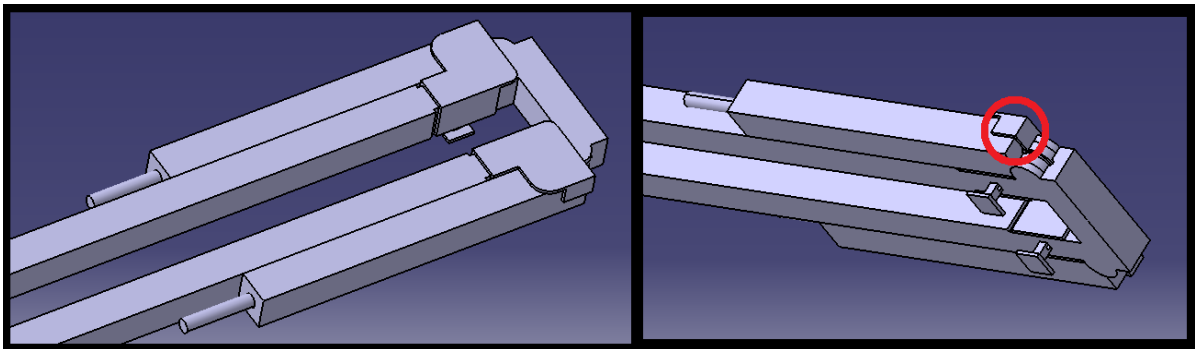


Ilustración 42 Brazos. Posición de plegado

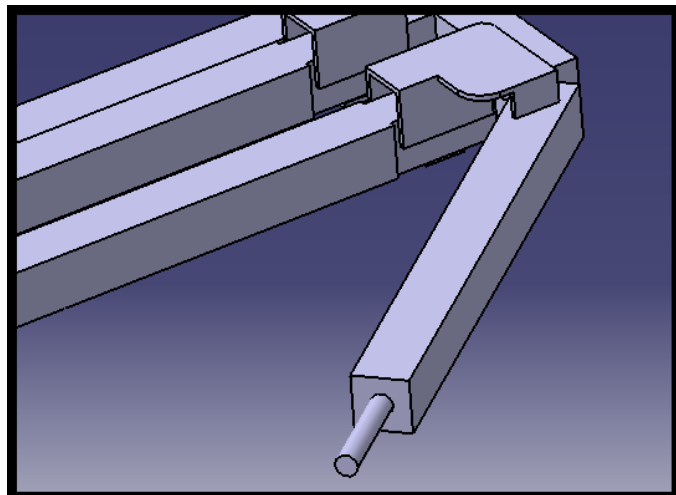


Ilustración 43 Tránsito entre posiciones

Se puede observar en las últimas ilustraciones que se le ha incluido a la pieza un eje cuadrado transversal al cuerpo y ranurado en su tramo medio. El eje tendrá como propósito evitar el deslizamiento axial entre la pieza en estudio y el cuerpo; y la ranura se ha hecho para dejar pasar el cableado pertinente.

Cabe destacar, también, que se ha incluido una hendidura en el cuerpo, con el fin de que permita a la pieza recientemente diseñada que lo rodee. Esta reducción de sección se espera que no genere problemas de tensiones demasiado elevadas por ser de las secciones más cercanas a la carga y, por tanto, de menor momento flector.

Para la fijación del mango en posición de desplegado se ha pensado que, aprovechando que tiene el ancho de mayor valor del diseño, si se reduce el tamaño de la bisagra, se abre la posibilidad para que una nueva barra atravesase los extremos de ambas, fijándolas en su posición paralela. Se puede entender mejor atendiendo a la Ilustración 44, donde se puede apreciar la disminución de la longitud de la bisagra y el espacio generado, donde poder introducir la nueva barra. El diseño va alternando la posición de la bisagra de izquierda a derecha con la intención de no sobrecargar un lado con respecto del otro.

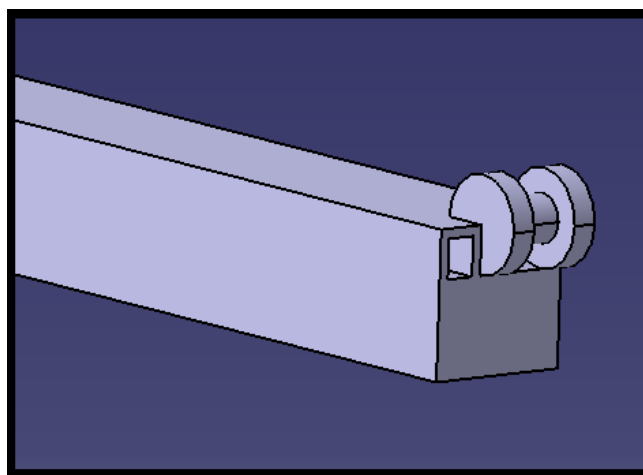


Ilustración 44 Modificación en el mango

El contacto del tramo bajo del mango con el tope introducido en el cuerpo se asegurará mediante una especie de pestillo, que se ha modelado como aparece en la Ilustración 45.

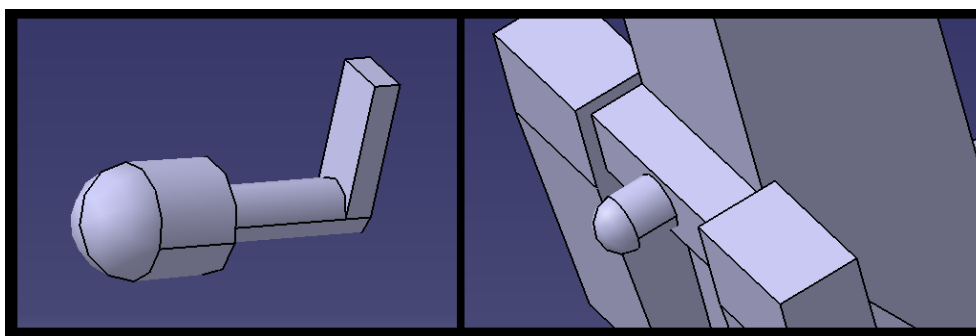


Ilustración 45 Pestillo antiplegado del mango bajo

Para la posición de plegado, se quiere que una simple pieza fije el conjunto de mangos. Se podrá hacer mediante una nueva barra, como la incluida en la Ilustración 46, que pueda aparecer o desaparecer para imposibilitar o posibilitar el desplegado.

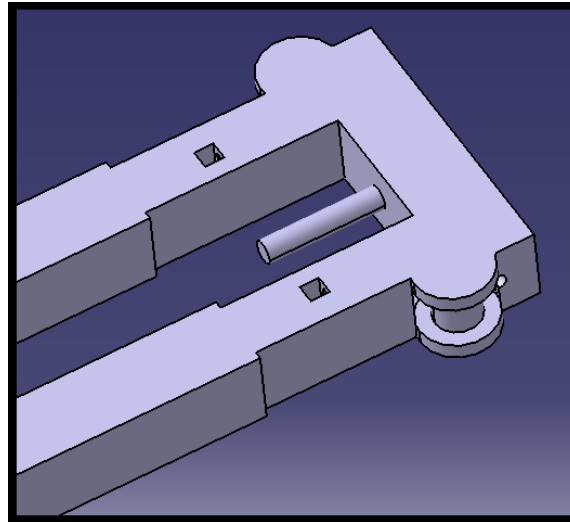


Ilustración 46 Sistema de antidespliegado de mango

Sólo quedaría ya la explicación del sistema elegido para regular el plegado y desplegado de las patas. Para fijar el posicionamiento de plegado se diseñará, en el futuro cuando se conozca exactamente la geometría de las ruedas, una pieza de plástico (o algún otro material ligero) que solidariamente unida al cuerpo en la posición señalada en la Ilustración 47 con una flecha, encaje con la rueda y fije la distancia entre rueda y cuerpo.

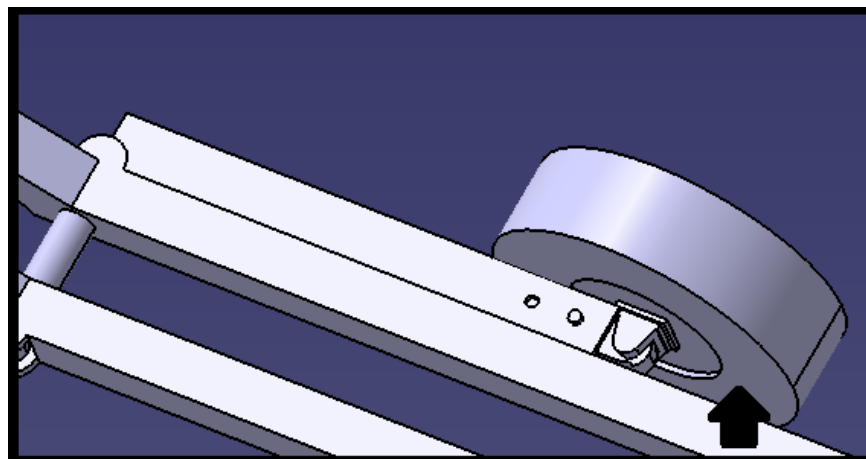


Ilustración 47 Indicación de la posición en que debe colocarse la pieza de antidespliegado

Para asegurar que la pata no se va a doblar cuando no se desee, se va a incluir un sistema similar al del antiplegado del mango: se incluirá una barra que pueda permanecer dentro de la pata en posición de plegado y entrar por el hueco existente en la Ilustración 48, para permanecer desplegado.

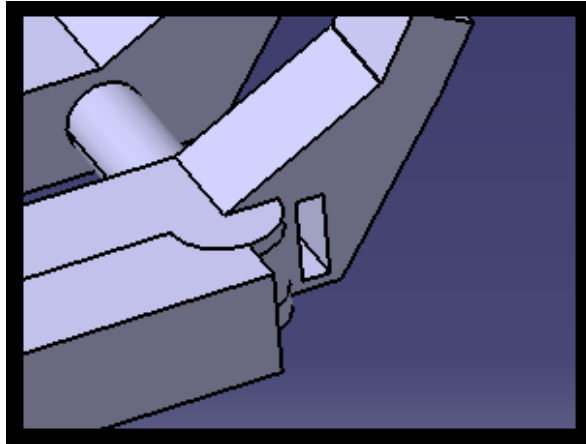


Ilustración 48 Hendidura diseñada para el sistema antiplegado

Tenemos, hasta el momento, un prediseño de todas las piezas que se ha decidido que van a formar parte del proyecto. Algunas de dimensiones arbitrarias y otras totalmente definidas. Para convertir el prediseño en diseño se va a realizar un análisis dinámico de cada una de las barras con ayuda del programa informático Catia. Mediante la interpretación de los resultados aportados por dicha aplicación se va a tratar de optimizar cada pieza.

11 ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis dinámico se va a realizar en la posición de desplazamiento, pues se ha podido observar del predimensionado, que es la que más problemas va a generar. Dado que tarda en exceso en resolver el problema si simulamos el conjunto completo, se va a comenzar con la simulación de los elementos simples en solitario y posteriormente se va a pasar a simular conjuntos completos de piezas.

Se comienza probando con el cuerpo y se obtienen los resultados gráficos que vemos en la Ilustración 49.

La imagen superior corresponde a una exageración de la deformada. La aplicación permite al usuario amplificar o reducir la representación de las deformaciones, por lo que la información que se va a obtener de ella no va a ser cuantitativa sino cualitativa; y va a ser utilizada para determinar si se han modelado correctamente el efecto de las cargas y las condiciones de contorno. Si la deformada aportada por el programa es similar a la que la lógica sugiere, podemos confiar en el correcto modelado del sistema.

En la intermedia, nos presenta la tensión de Von Mises, que es un valor relacionado con las tensiones principales, mediante la expresión:

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

Ese valor no va a poder superar nunca los 300 MPa. En este caso alcanza un valor de 280 MPa.

La Imagen más abajo muestra los desplazamientos. En ella podemos comprobar si son demasiado elevados de manera que perjudiquen al correcto funcionamiento del mecanismo. En este caso el desplazamiento máximo será de 19,3 mm, con el que entendemos que, por el momento, no habrá ningún problema.

Si se simulan los brazos, se obtienen los gráficos de la Ilustración número 50. En ellos se puede comprobar cómo, tal y como se adelantaba en el predimensionado, el valor de las tensiones se aleja mucho del de comparación (300 MPa).

Se recuerda que ya se sabía que la barra “brazo” estaba sobredimensionada, pero se seleccionaba este perfil por mayor accesibilidad. Además, este exceso de material tiene su utilidad: se reduce el desplazamiento máximo (hasta un valor de 1,15 mm); que había sido demasiado elevado en el cálculo del cuerpo. De ser muy grande en todas las simulaciones podría ir acumulándose y, en la situación real, perder una altura necesaria para el correcto funcionamiento del mecanismo.

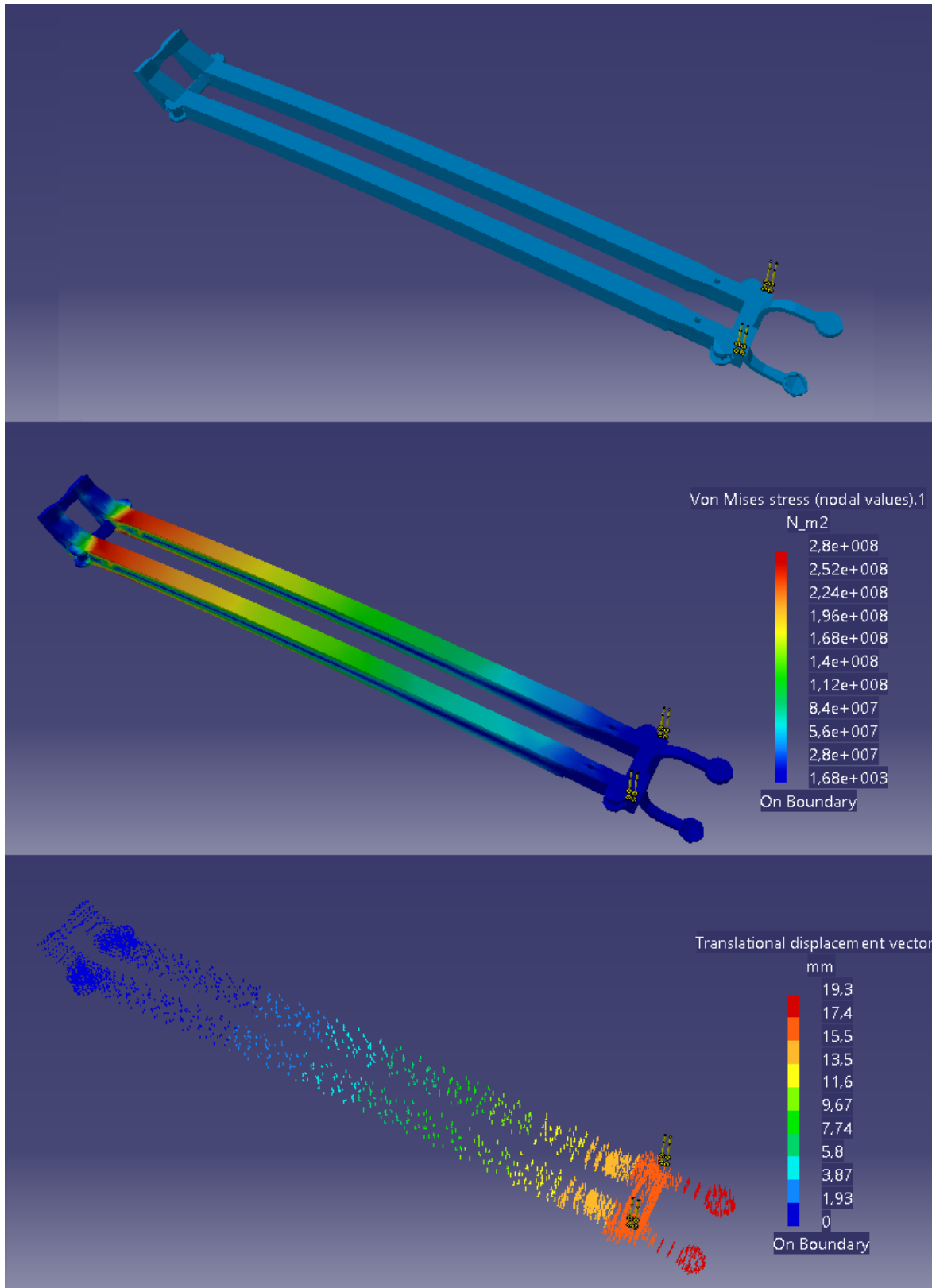


Ilustración 49 Imagen de la deformada y resultados del problema de tensiones y desplazamientos en la simulación del cuerpo

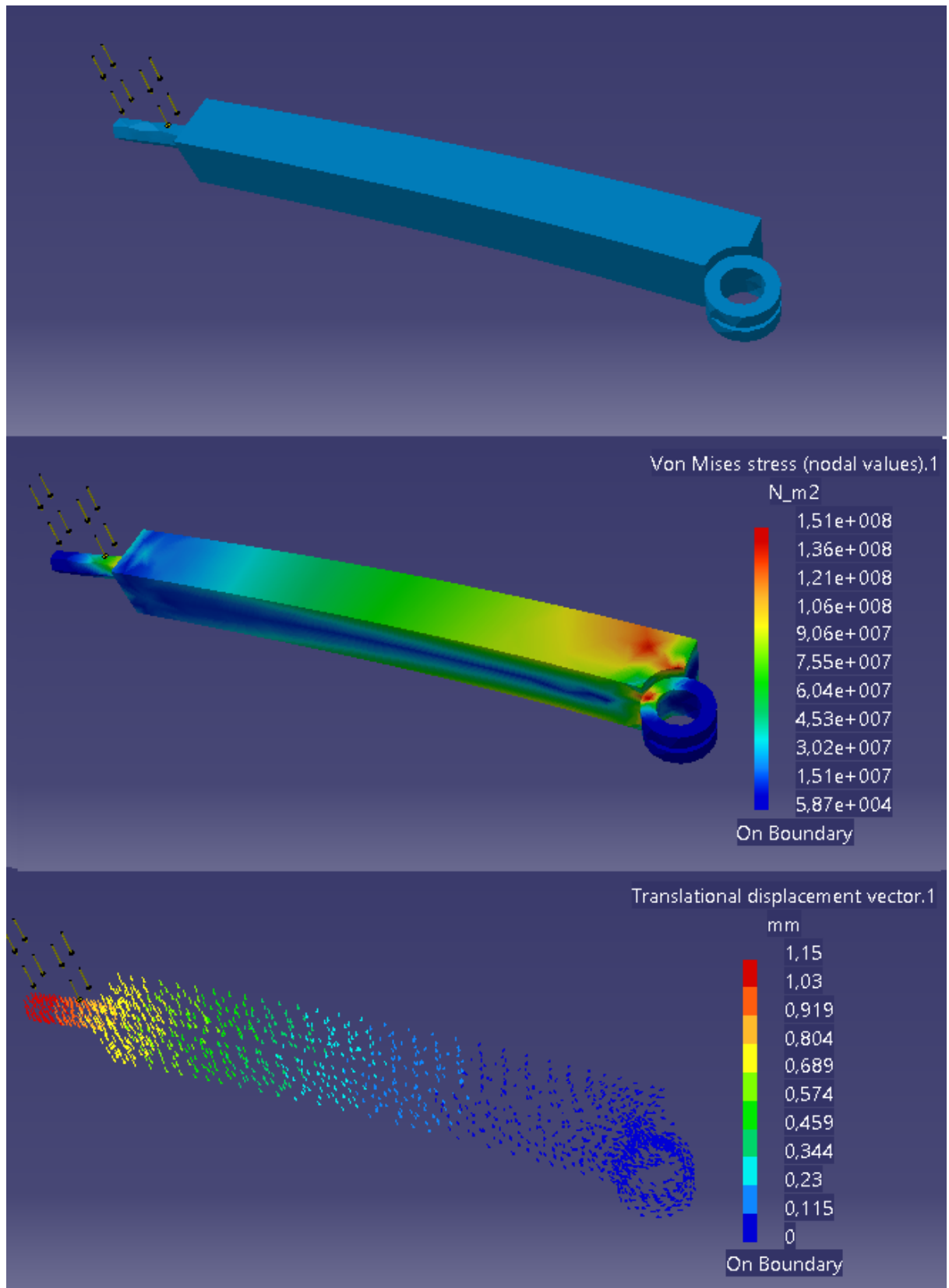


Ilustración 50 Imagen de la deformada y resultados del problema de tensiones y desplazamientos en la simulación del brazo

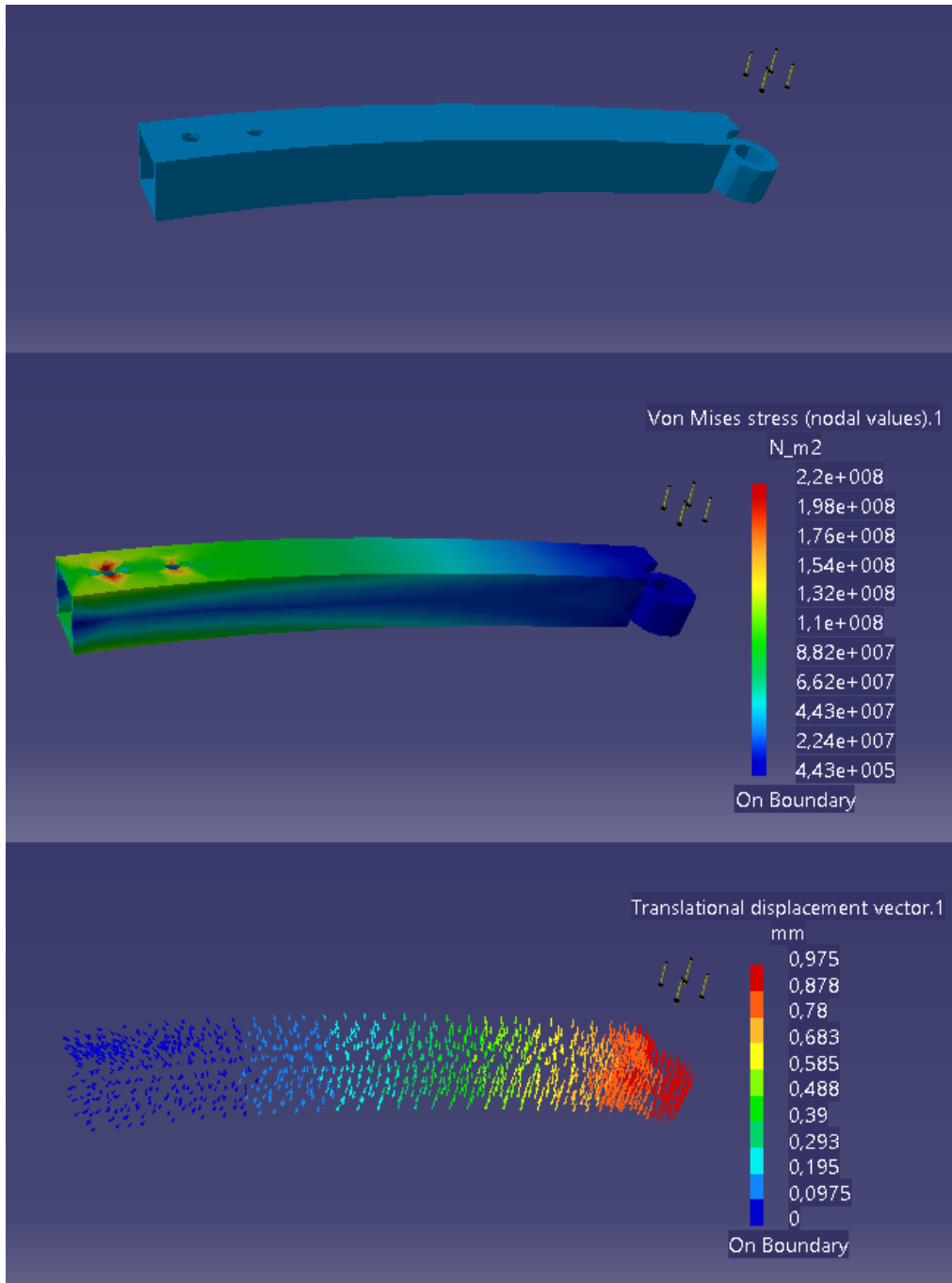


Ilustración 51 Imagen de la deformada y resultados del problema de tensiones y desplazamientos en la simulación de la pata

La simulación correspondiente a la pata genera las figuras de la Ilustración 51. Se puede identificar que, a pesar de ser el valor cercano al de comparación, esto se produce únicamente en el entorno de las perforaciones, que actúan como concentradores de tensión. Sin embargo, en el resto de la barra, las tensiones se alejan mucho del valor de comparación. No obstante, se va a tomar como válido en primera instancia, por la importancia de unos bajos desplazamientos en esta pieza, por ser la base sobre la que se sustenta el mecanismo.

La simulación para dar validez al mango se realizará del tramo más bajo, por ser el de mayor momento flector. La Ilustración 52 muestra los resultados obtenidos.

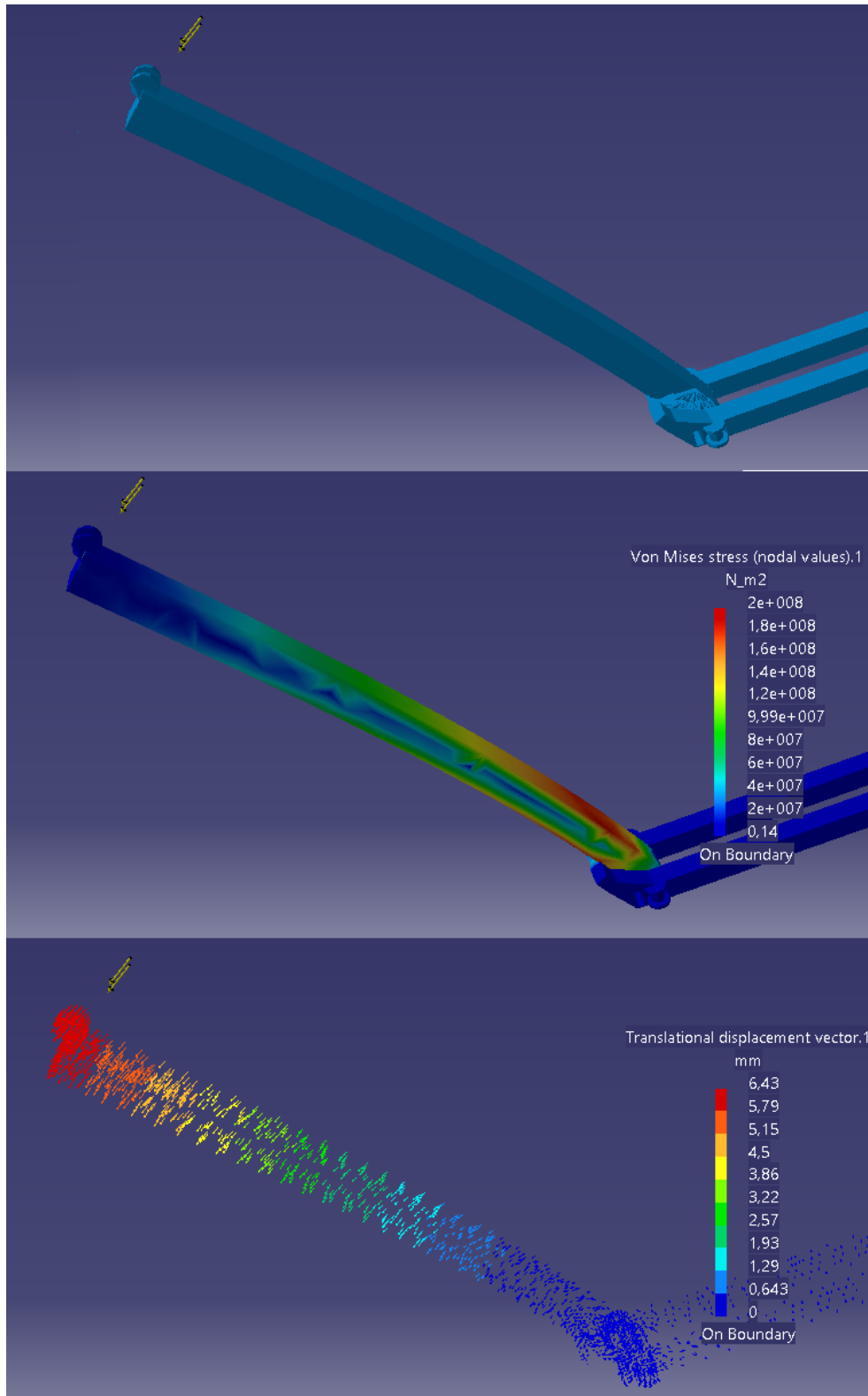


Ilustración 52 Imagen de la deformada y resultados del problema de tensiones y desplazamientos en la simulación del tramo bajo del mango

El valor de la tensión máxima en este caso sí que está más próximo al de comparación. Su tamaño de sección parece estar bastante ajustado, a falta de incluir el efecto de las pequeñas piezas y del resto del mango, que no debería ser importante. En cuanto a sus desplazamientos máximos, son muy reducidos; no parece que vaya a suponer un problema ni considerando la totalidad del mango.

Se ha dejado clara la forma de cada barra que compone la estructura del diseño. Ahora se va a pasar a la optimización de éstas en simulaciones conjuntas por partes y al diseño de piezas menos relevantes como son las de antiplegado o antidesplegado. También se profundizará en el diseño del gancho. EL texto se organizará en cuatro secciones, que serán: “parte baja”, compuesta por cuerpo, brazos y patas; “parte alta”, compuesta por todos los elementos del mango, incluido el asa; “gancho”, donde se va a estudiar exhaustivamente la influencia de la forma; y “piezas de segunda”, donde se analizarán las partes más pequeñas y cuya existencia ha sido fruto de alguna necesidad secundaria.

- **PARTE BAJA:**

La “parte baja” es el nombre que se le ha dado al conjunto de piezas estructurales que componen el diseño, salvo por el mango en su totalidad, que será analizado por separado y más adelante. Por tanto, esta prueba se realizará sobre cuerpo, patas y brazos.

Cuando se realiza sobre las piezas previamente diseñadas se obtienen los resultados gráficos que se muestran en la Ilustración 53. Éstos no son los esperados; existen puntos en los que el valor de la tensión supera y casi duplica el valor máximo. Los puntos donde se concentran más tensiones son las uniones entre cuerpo y brazos (imagen inferior); y en la de cuerpo y patas. Los desplazamientos son también muy elevados: perder algo más de 6 cm de altura podría provocar que no se pudiera retirar la tapa de la arqueta.

Para corregir este comportamiento, se van a tomar medidas entre las que destaca, reforzar el tramo más próximo al cuerpo, (tanto de brazo como de pata) mediante la inclusión de una parte final maciza. Se puede ver bien la Ilustración 54. En el segundo intento se ha corregido sólo uno de los lados, dejando el otro tal cual estaba, para apreciar mejor las mejoras que esta última modificación va a aportar a nuestro diseño. Se puede ver como las tensiones se han reducido a la mitad a pesar de contar con uno de los lados exactamente igual que en el anterior intento (como se puede ver en la tercera imagen). Siguen siendo altas, al igual que los desplazamientos.

Se simula, por tanto, con la modificación en ambos lados, obteniendo las figuras de la Ilustración 55. En ellas es fácil comprobar que el valor máximo de las tensiones, aunque en el mismo punto, ha bajado lo suficiente con estos simples cambios. Los desplazamientos también se han reducido hasta un valor que es una décima parte de lo que en el primer intento se obtenía. También se ha recuperado la simetría.

Con todo lo expuesto, no parece una mala idea dar como válida la nueva geometría de pata y brazo a falta de poder ser modificados para otros análisis.

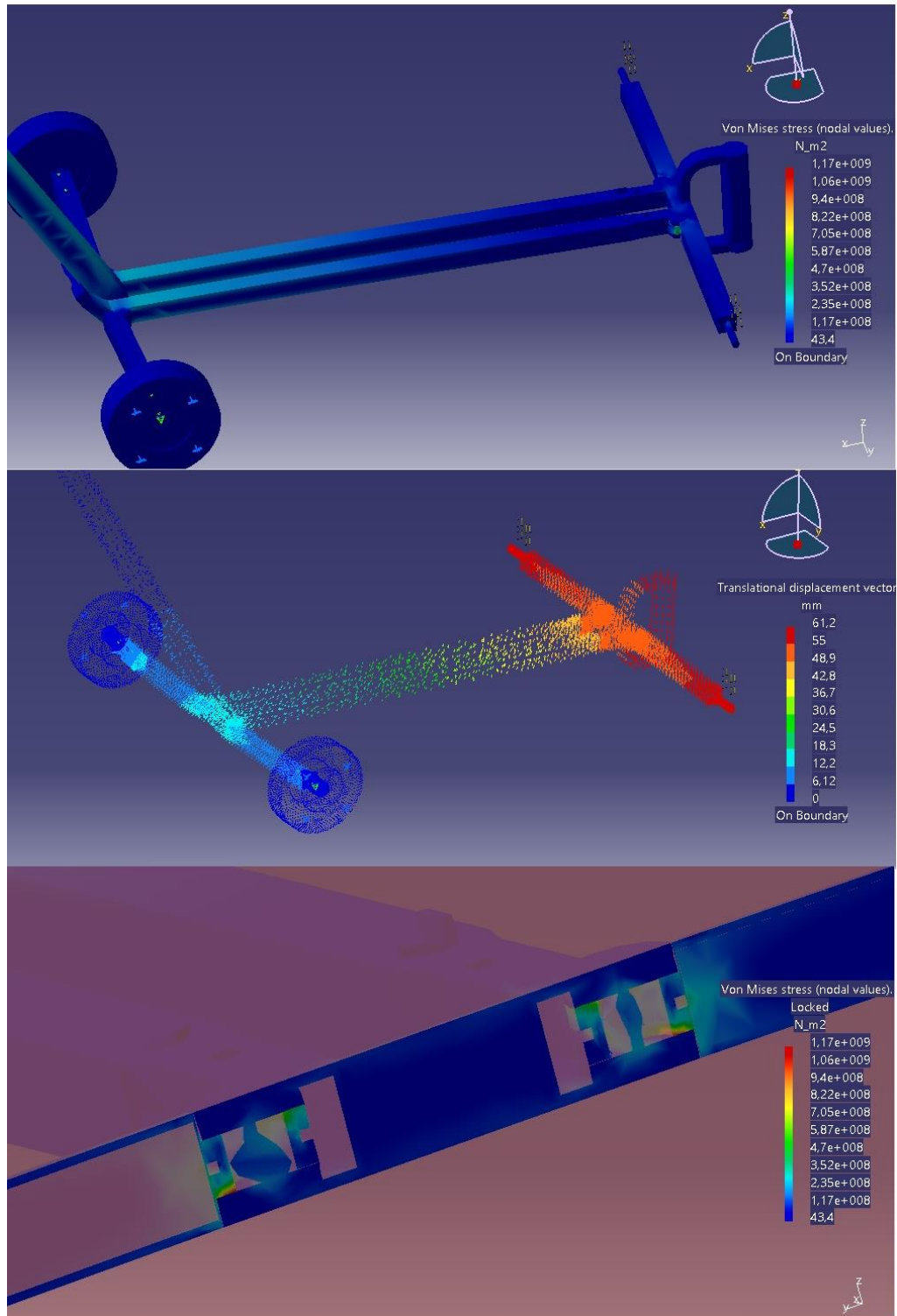


Ilustración 53 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en la parte baja (Intento 1)

El modelo utilizado ha consistido en la aplicación de una carga de 350 N en los extremos de cada uno de los brazos y en la sujeción tipo empotramiento de las ruedas y parte superior del mango bajo.

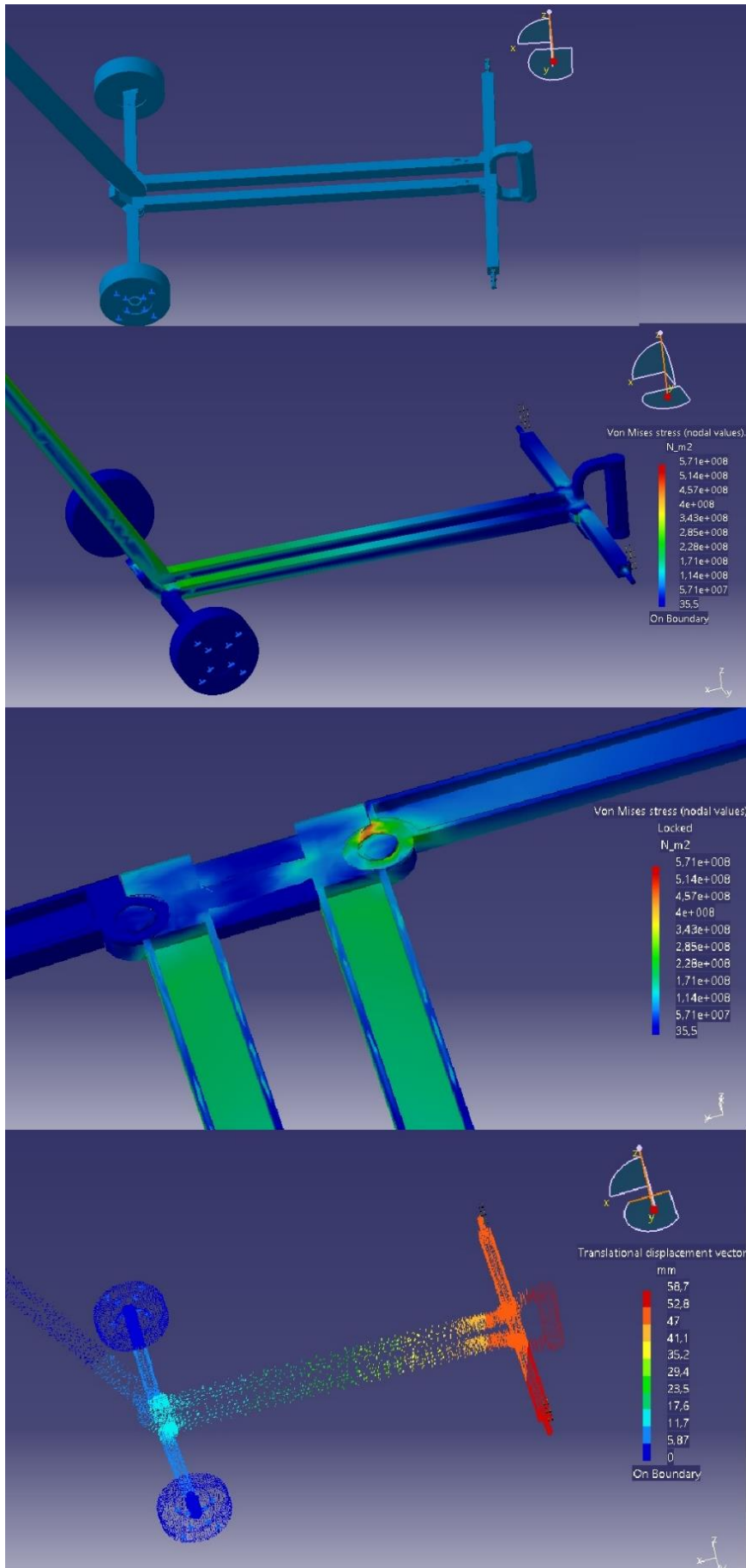


Ilustración 54 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en la parte baja (Intento 2)

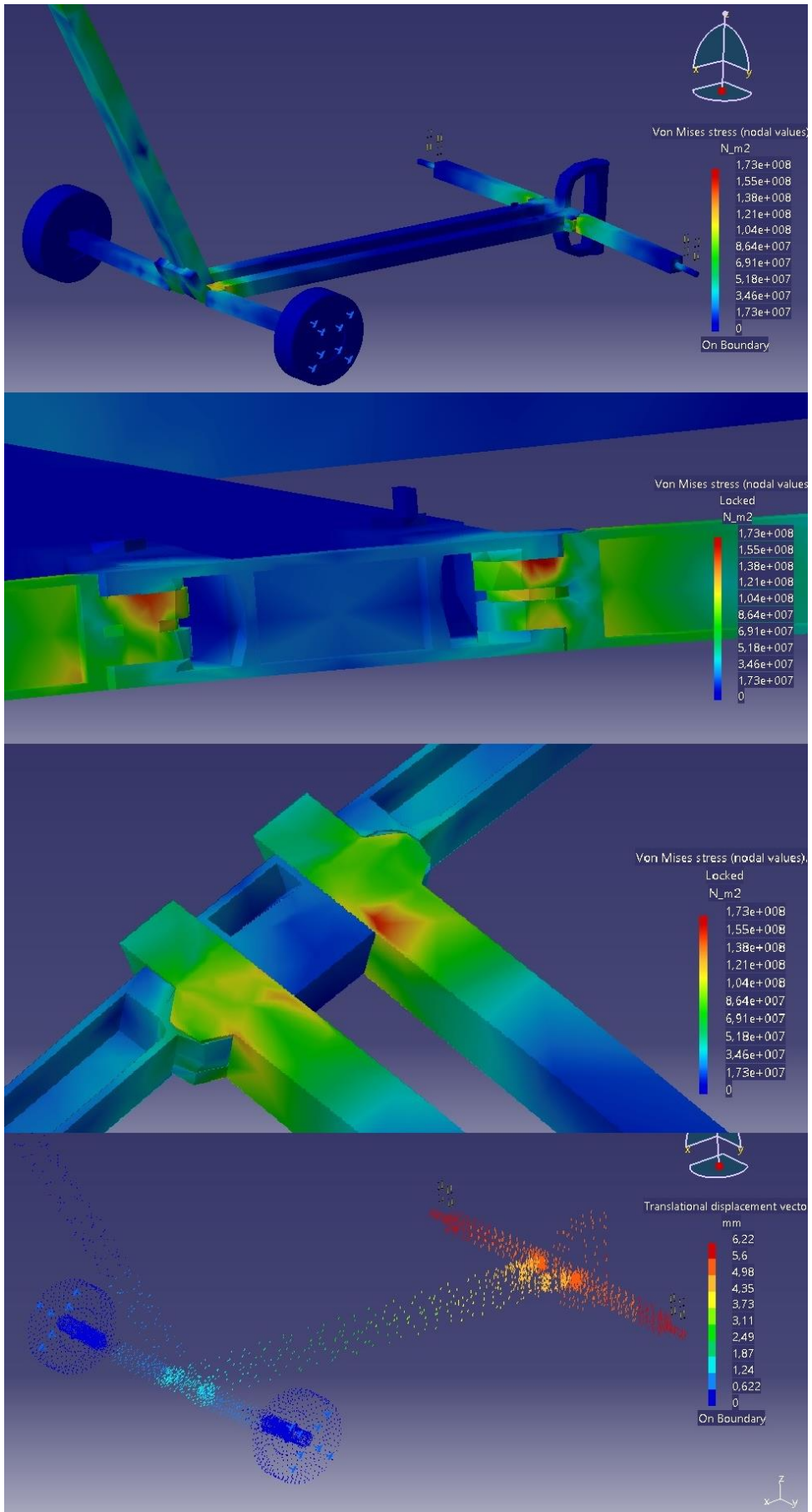


Ilustración 55 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en la parte baja (Intento 3)

- **PARTE ALTA**

“Parte alta” es como se ha llamado al conjunto de mango completo. Se simulan dichas piezas ensambladas en su posición de trabajo y se obtienen los gráficos que se observan (Ilustración 56), en los que se ha ampliado y seccionado la zona con mayores tensiones, que va a ser el pequeño tramo del mango. Los valores de tensiones son aptos, así como los de desplazamientos.

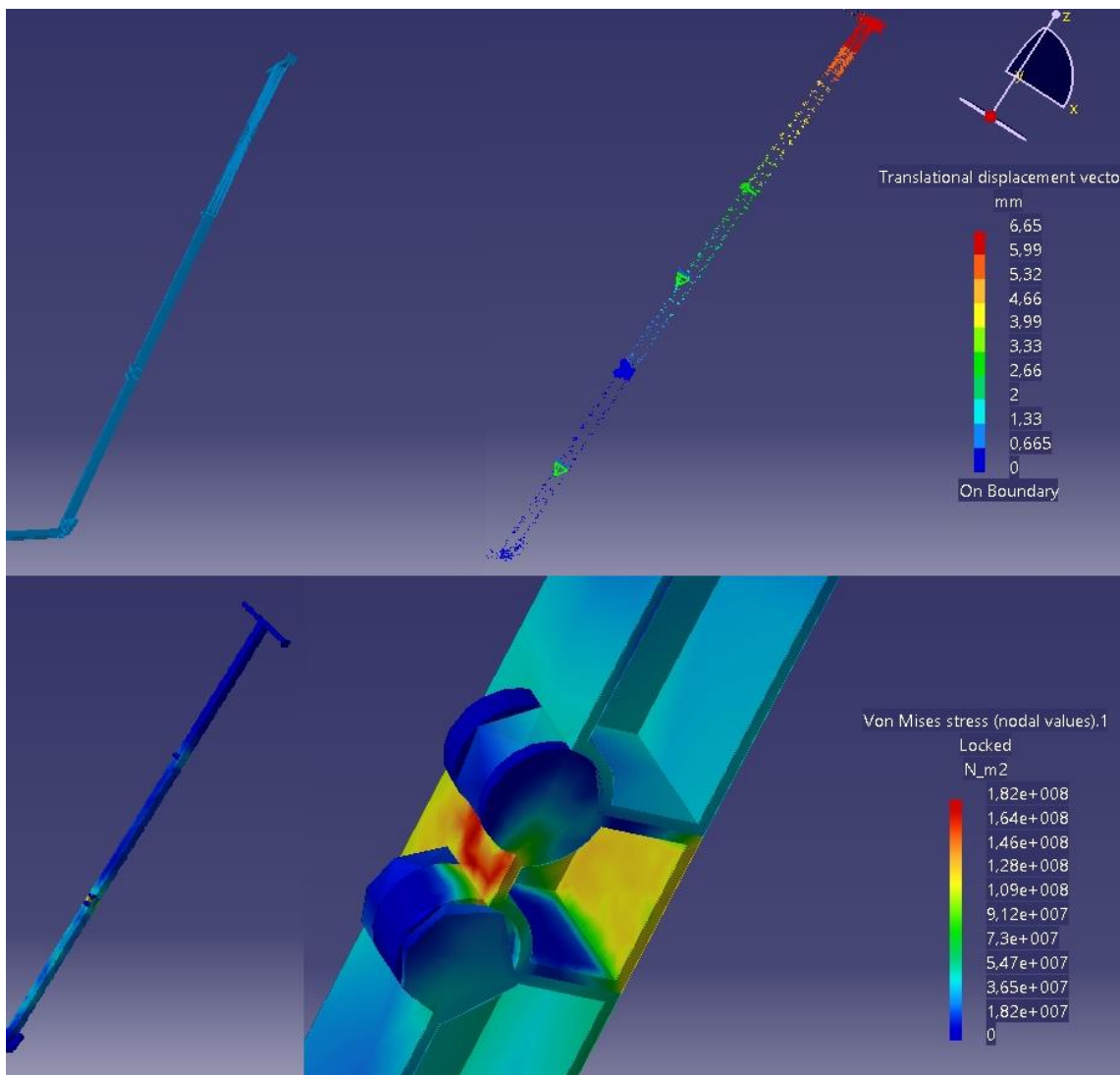


Ilustración 56 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en la parte alta

En base a las figuras que representan gráficamente la solución, se determina como válida la geometría de barra seleccionada. Se volverá a estudiar su aptitud más adelante en este documento cuando se analice el antiplegado. Es decir, puede estar sujeto a alguna modificación más.

- **GANCHO**

Para el gancho se ha comenzado con una geometría arbitraria dentro de las imposiciones que la geometría de la tapa de la arqueta permite. En primer lugar, se ha simulado un garfio como el de la Ilustración 57. Se han obtenido valores de tensiones demasiado bajos (como se muestra en la Ilustración 57), por lo que se ha eliminado material hasta que ha quedado suficientemente cerca del valor de comparación (300 MPa).

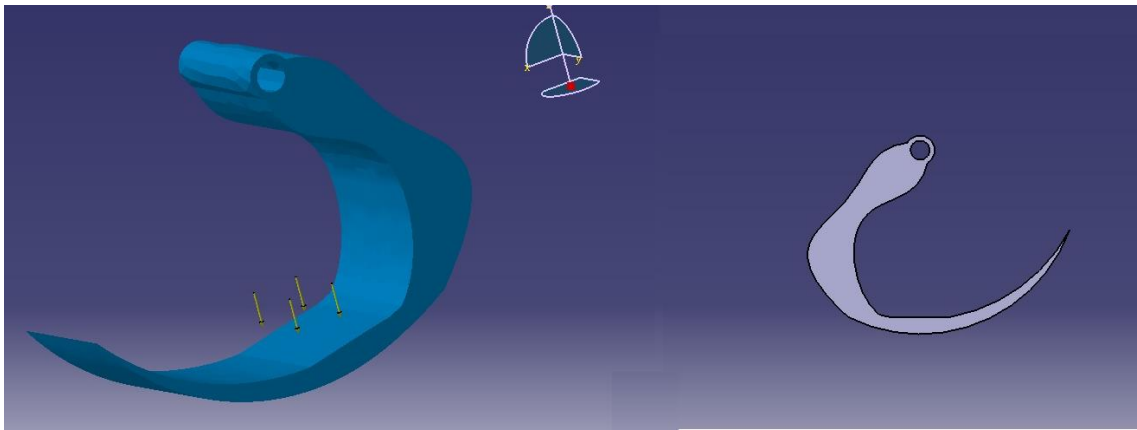


Ilustración 57 Geometría del gancho (Intento 1)

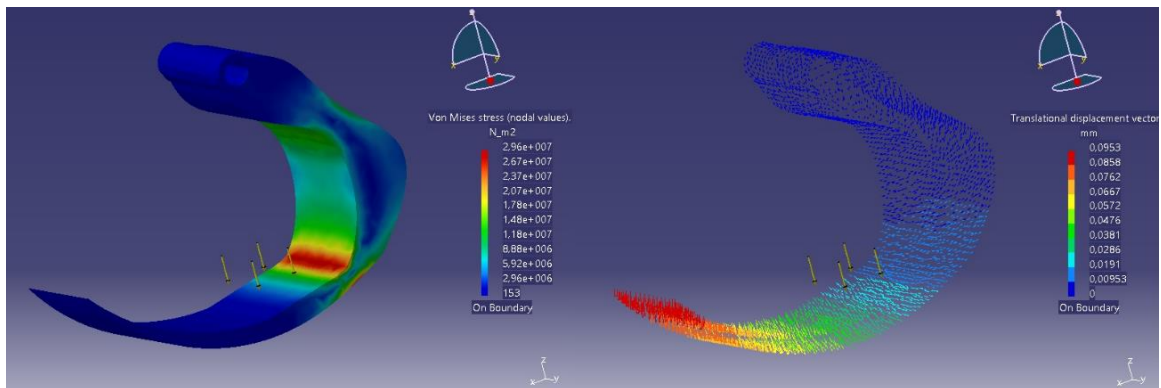


Ilustración 58 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el gancho (Intento 1)

En las ilustraciones 57-62 se puede observar la evolución seguida. El gancho que finalmente se va a seleccionar va a ser, evidentemente, el último: es el que menos volumen de material tiene de todos. Incluso presenta dos ranuras, que se le han incluido en las partes con los valores más bajos de tensión de Von Mises.

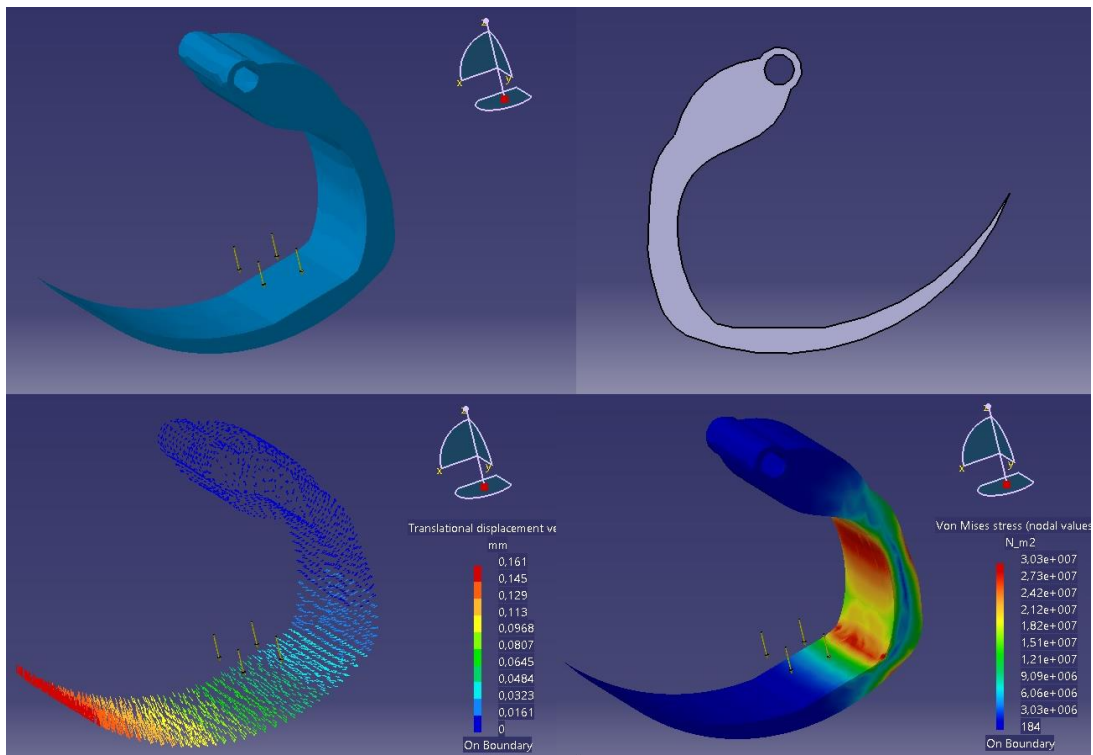


Ilustración 59 Geometría y resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el gancho (Intento 2)

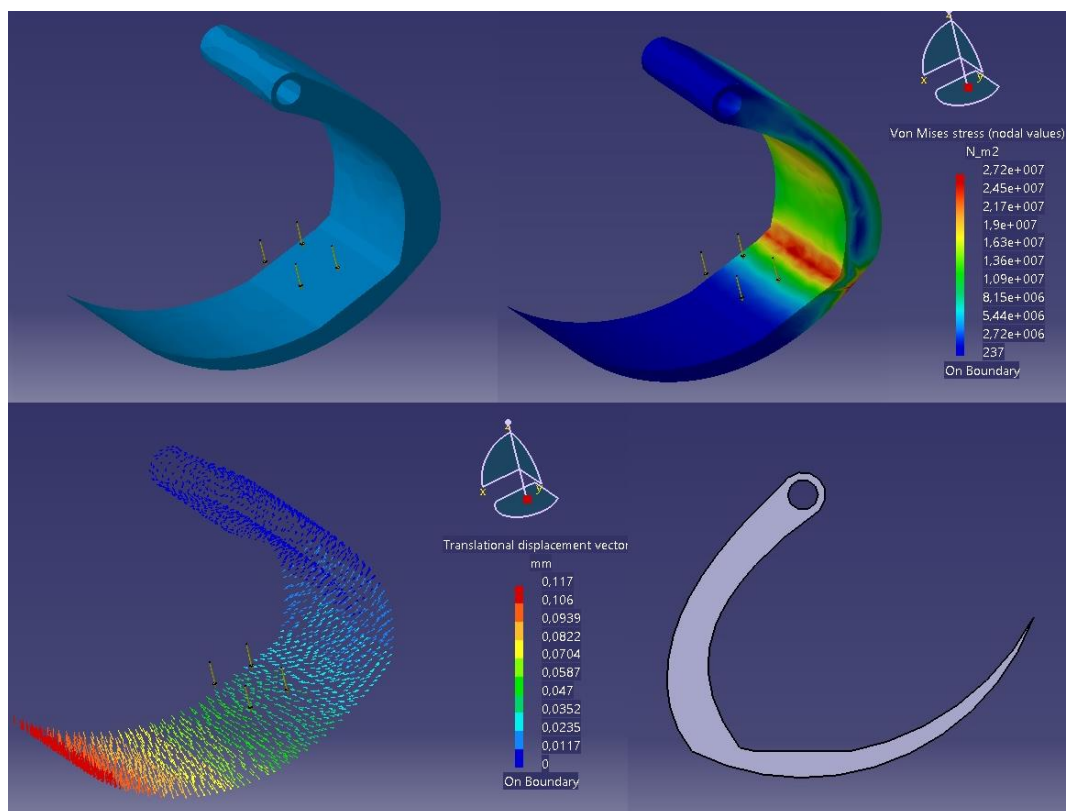


Ilustración 60 Geometría y resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el gancho (Intento 3)

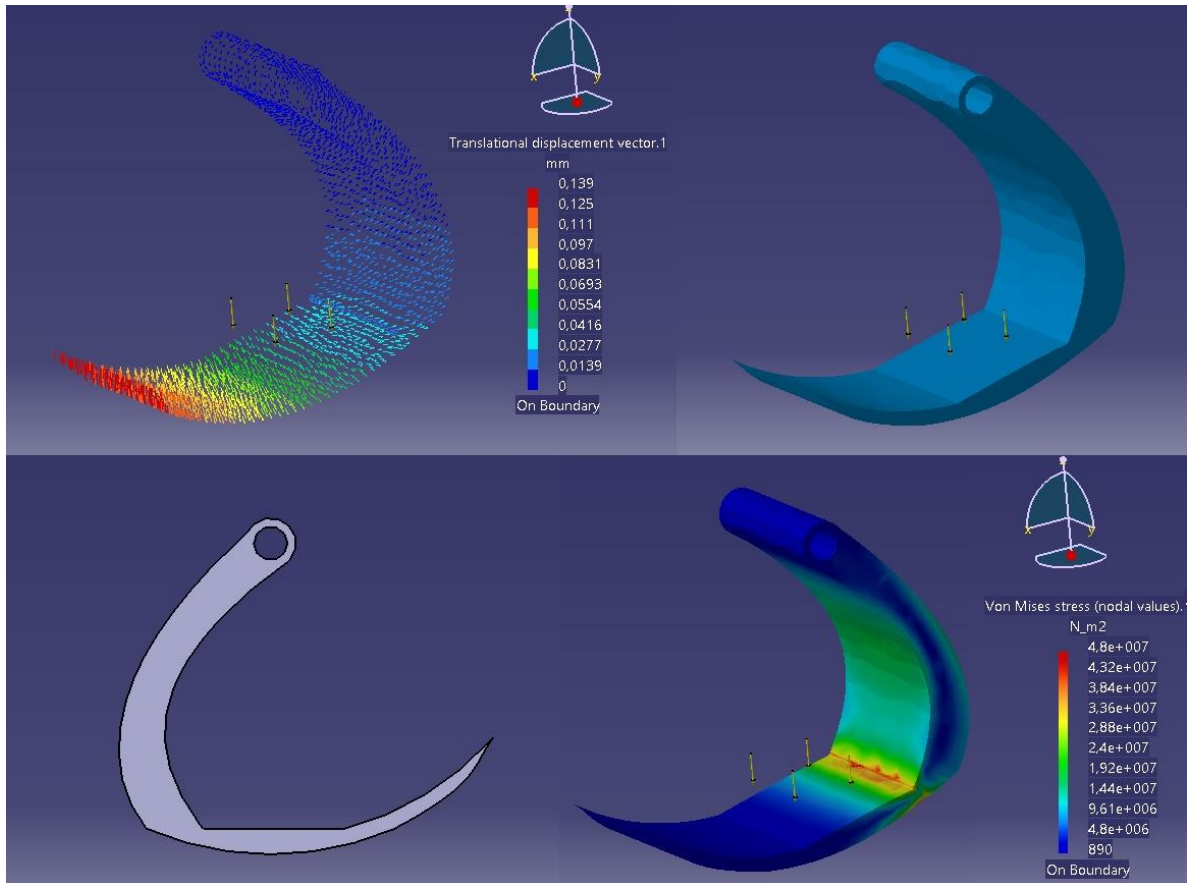


Ilustración 61 Geometría y resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el gancho (Intento 4)

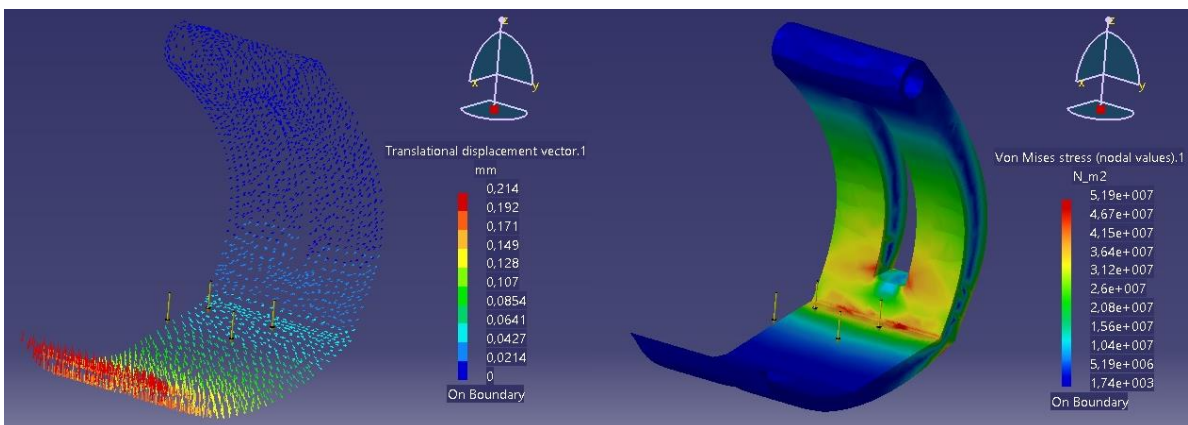


Ilustración 62 Geometría y resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el gancho (Intento 5)

• SISTEMA DE GIRO DE RUEDA

Se van a dimensionar en este apartado las piezas que reciben el nombre de “sistema de giro de rueda”, partiendo de la pieza de dimensiones arbitrarias. Ésta se irá modificando hacia geometrías de menor volumen, basando las decisiones en las figuras aportadas por Catia. Las dimensiones arbitrarias y las que se van a modificar son la longitud de la pieza (L) y el espesor del perfil (e), representadas en la Ilustración 63.

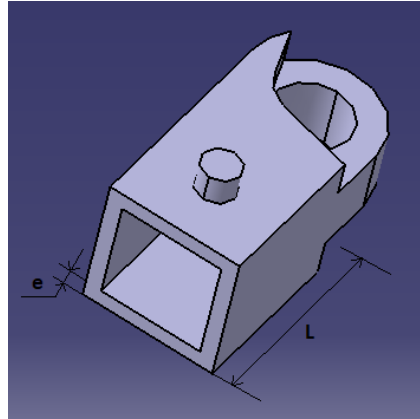


Ilustración 63 Representación de las dimensiones características del sistema de giro de rueda

Los valores que arbitrariamente se escogieron, y desde donde se va a empezar la optimización, fueron $L=40$ mm y $e=2$ mm. Es conocido que para todos los casos que se planteen, el ancho externo de la pieza siempre deberá valer 16 mm, ya que el ancho interno de la pata es de estas dimensiones y se quiere que quepa en su interior.

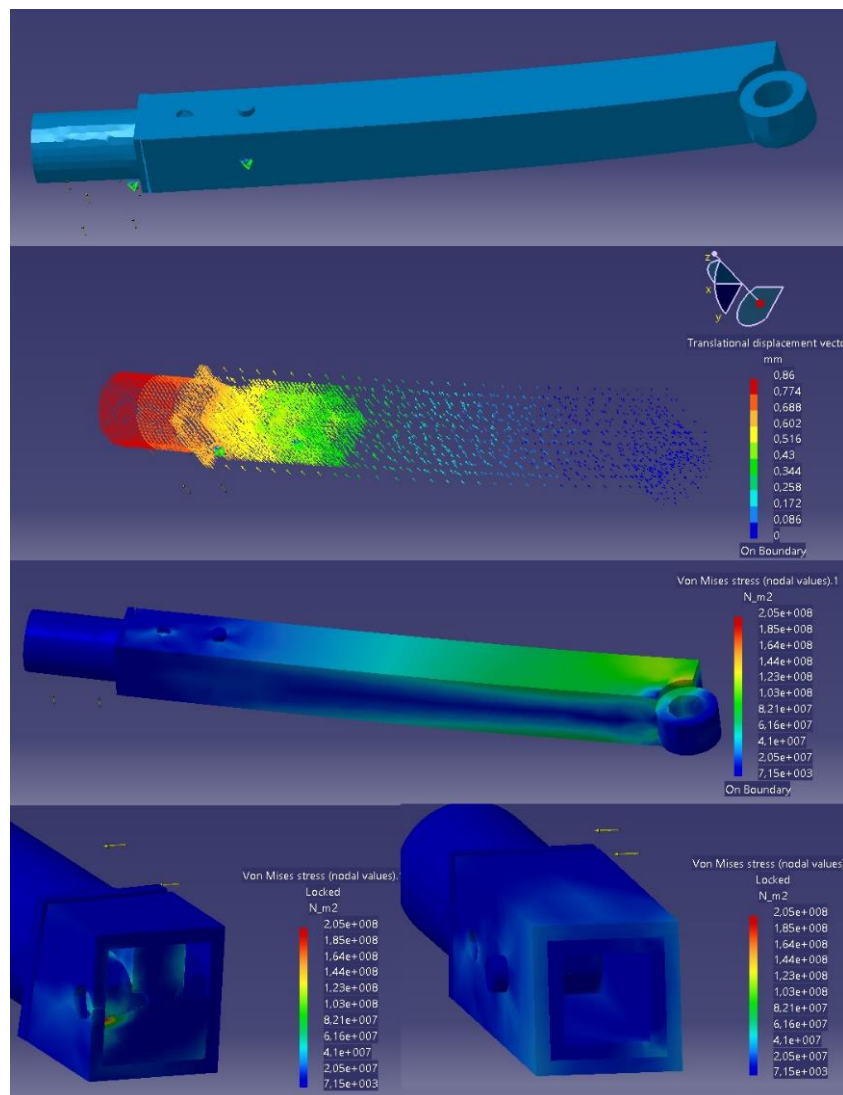


Ilustración 64 Geometría y resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el sistema de giro de rueda (Intento 1)

Se interpreta de los resultados de la simulación que el espesor está sobredimensionado. Pues las tensiones máximas aparecen en el tramo macizo de la pieza y no existen tensiones elevadas en la parte hueca.

Se toma la determinación de reducir el espesor en 0,5 mm, quedando, así, el segundo diseño de la pieza con una longitud de $L=40$ mm y un espesor de $e=1,5$ mm. Simulando la nueva pieza, se obtienen los resultados de la ilustración 65. Observando ésta, se puede fácilmente deducir que sigue estando sobredimensionado; el valor de tensión máxima se ha elevado hasta 224 MPa (aún menor que los 300 MPa que supondrían el colapso), pero el resto de la pieza sigue presentando valores muy bajos.

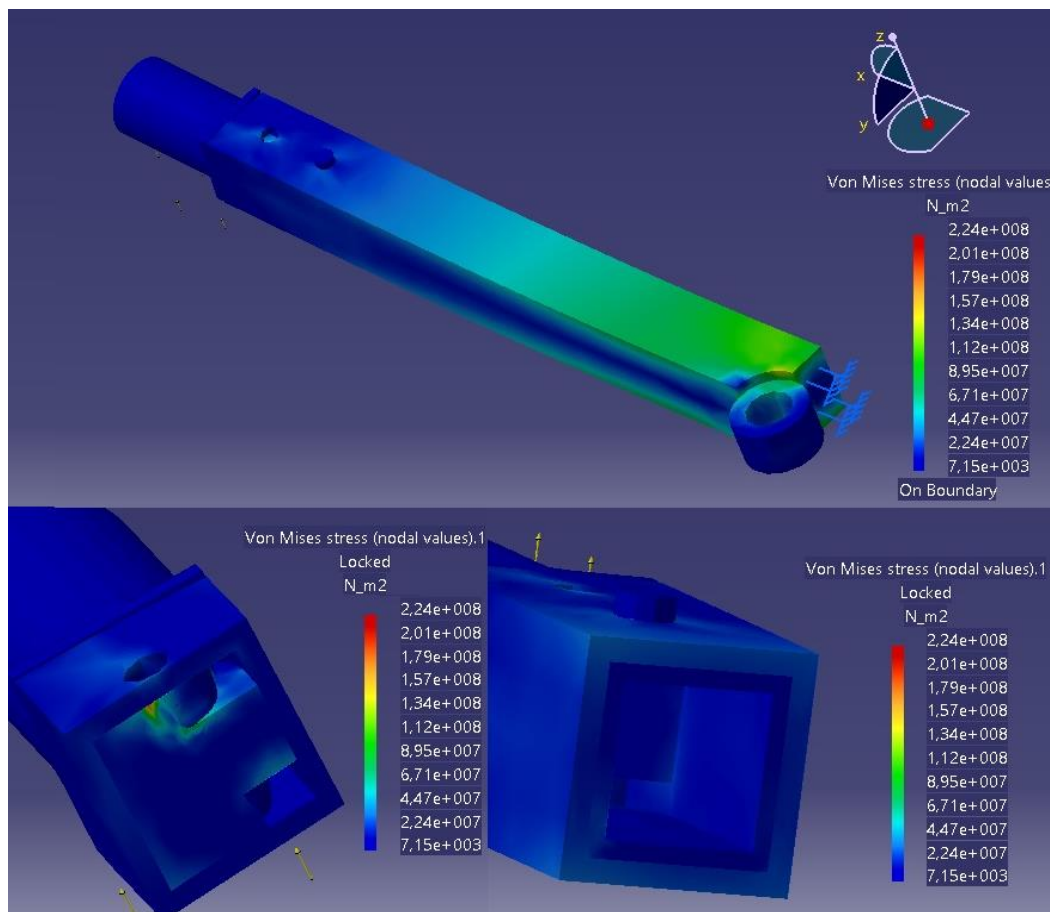


Ilustración 65 Resultado del problema de tensiones en el sistema de giro de rueda (Intento 2)

Se toma ahora la decisión de, sobre la modificación ya realizada, cambiar la longitud. Al hacer esto, y teniendo en cuenta que en su posición de plegado la pieza no queda completamente en el interior de la pata, se enfatiza la necesidad de realizar las comprobaciones también en posición de plegado.

El tercer diseño o intento va a ser el de dimensiones: $L=30$ mm y $e=1,5$ mm, que va a ser el definitivo atendiendo a las figuras de la Ilustración 66. En ellas se aprecian disminuciones de la tensión máxima y a la vez valores más próximos al de comparación en el resto de la barra. De la Ilustración 67 se puede deducir que la posición de plegado no supone un problema.

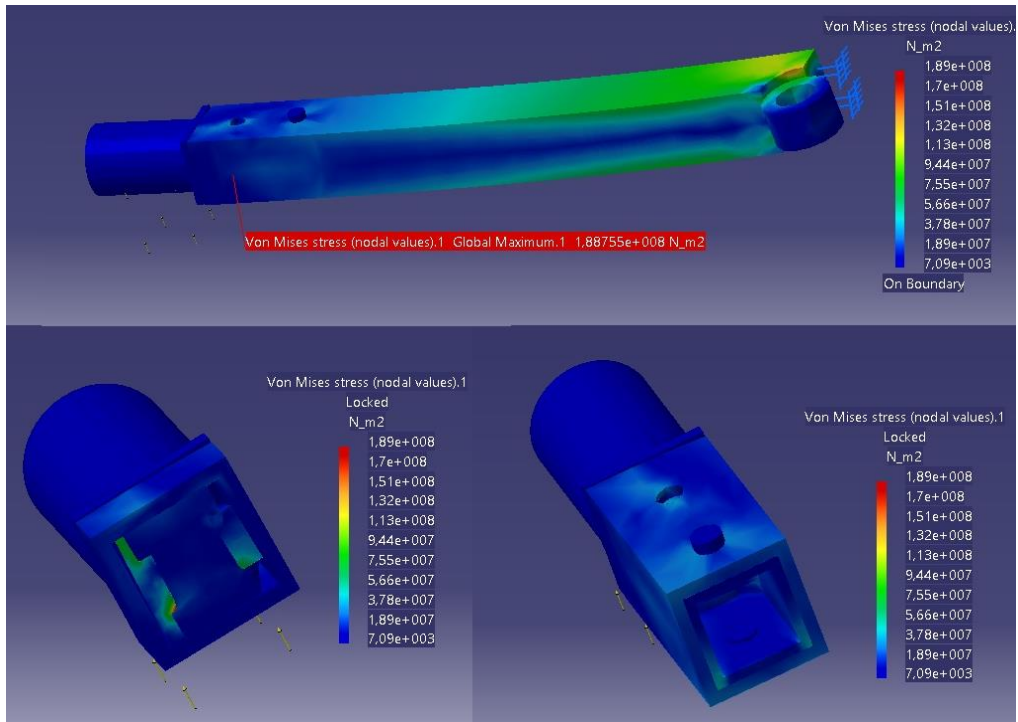


Ilustración 66 Resultado del problema de tensiones en el sistema de giro de rueda en posición desplegada (Intento 3)

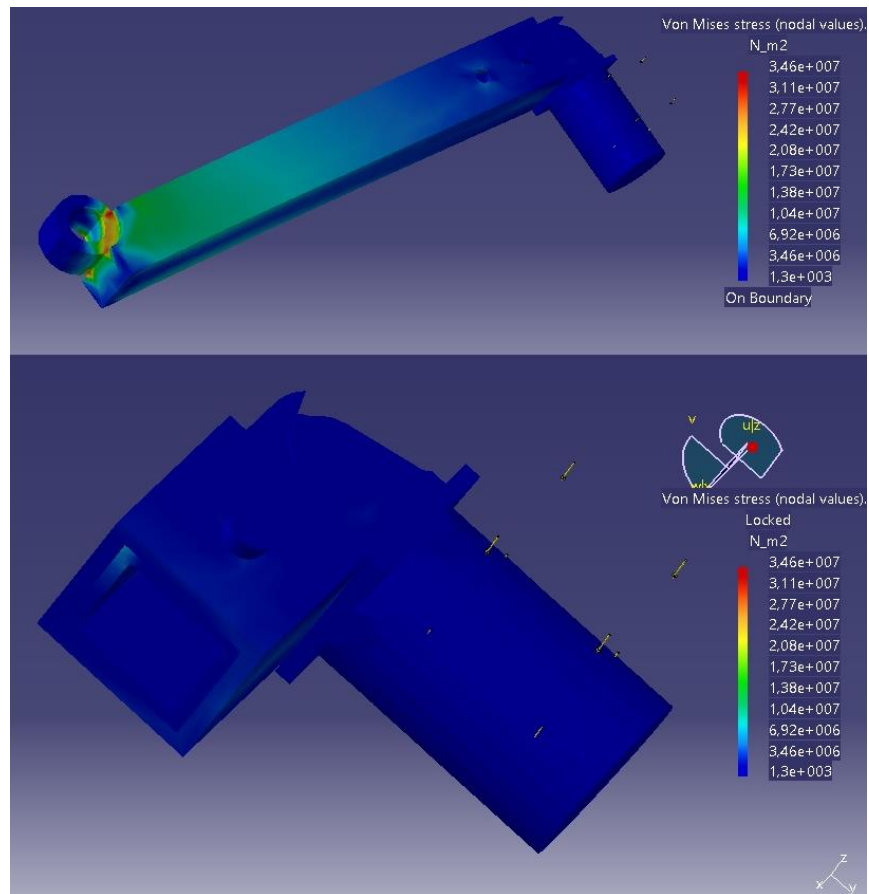


Ilustración 67 Resultado del problema de tensiones en el sistema de giro de rueda en posición plegada (Intento 3)

- **SISTEMA DE GIRO DE ASA**

Se van a abordar en este apartado las dimensiones del sistema de giro de asa, cuyo funcionamiento y geometría se había ya planteado. Como se ha hecho con todas las barras del diseño, se va a simular la pieza definida arbitrariamente y, a partir de los resultados obtenidos, se modificarán las dimensiones características de la misma.

Antes de continuar es necesario aclarar un asunto en cuanto a la arbitrariedad de las dimensiones a la que se ha hecho referencia en los últimos apartados. En todos los casos, la selección de una medida se ha realizado quizás injustificadamente (o no lo suficientemente bien justificada), pero nunca aleatoriamente. Las que se han llamado en este documento “decisiones arbitrarias” están en realidad justificadas de algún modo u otro.

En el caso del asa, por ejemplo, casi la totalidad de las dimensiones han sido impuestas sin la realización de un solo cálculo, pero difícilmente van a poder ser modificadas, al menos bruscamente. Se ha fijado el tipo de sección, que va a ser circular; el radio de este círculo exterior de sección, que va a medir 10 mm; y la longitud de la barra (250 mm). Estas decisiones perfectamente podrían ser catalogadas de arbitrarias, pero están tomadas basadas en la comodidad de agarre del usuario.

El asa se halla ya casi totalmente definido a falta de precisar un espesor que, minimizando el volumen de material empleado, sea capaz de soportar la carga sin que se alcance la plastificación. Orientado por los cálculos realizados hasta el momento, se selecciona un espesor de partida de 1,5 mm, valor aleatorio dentro del rango de espesores en el que se cree se va a encontrar el óptimo.

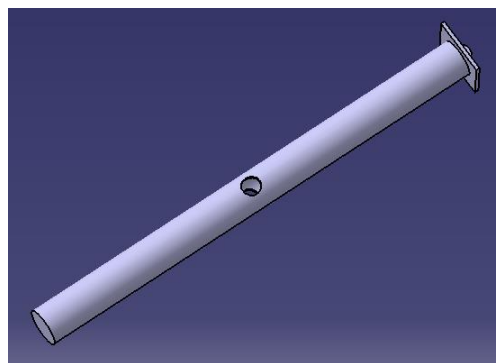


Ilustración 68 Geometría del asa (Intento 1)

La pieza sobre la que girará el asa y que la atravesará por el agujero pasante, tendrá, como ya se adelantó, un perfil en C, donde sólo queda determinar el espesor y longitud óptimos. Tendrá una geometría general como la de la Ilustración 69. La longitud de la pieza se va a querer que sea del valor más bajo posible, pero no podrá ser nunca menor que 160 mm. Esta limitación emana de la necesidad de la pieza denominada “sistema de giro de asa” de poder extraerse del mango un total de 125,4 mm para permitir el giro de despliegue. La distancia sobrante hasta llegar a la longitud mínima será la longitud del solape en el caso más crítico, esto es, cuando se quiere plegar o desplegar el asa. Se

determina que el solape no puede ser menor de 3,5 cm y se analiza este caso. La solución que se va a aportar para cualquier problemática que surja, va a ser aumentar tanto la longitud como el espesor; y nunca reducirlos.

El cilindro macizo de unión entre las dos nuevas piezas presentadas va a tener un radio, ahora sí, aleatorio, de 5 mm.

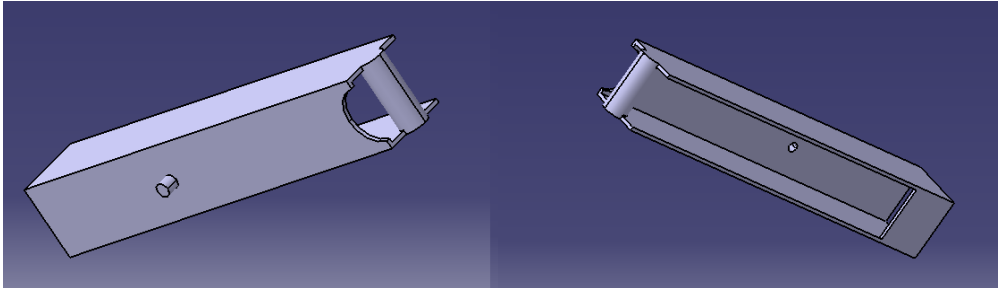


Ilustración 69 Geometría del sistema de giro de mango (General)

Para el modelado del sistema, se va a fijar la posición del mango (empotrando todas sus caras) y se va a aplicar la fuerza sobre el asa. Con las dimensiones arriba definidas se obtendrán unas figuras como las mostradas en la Ilustración 70.

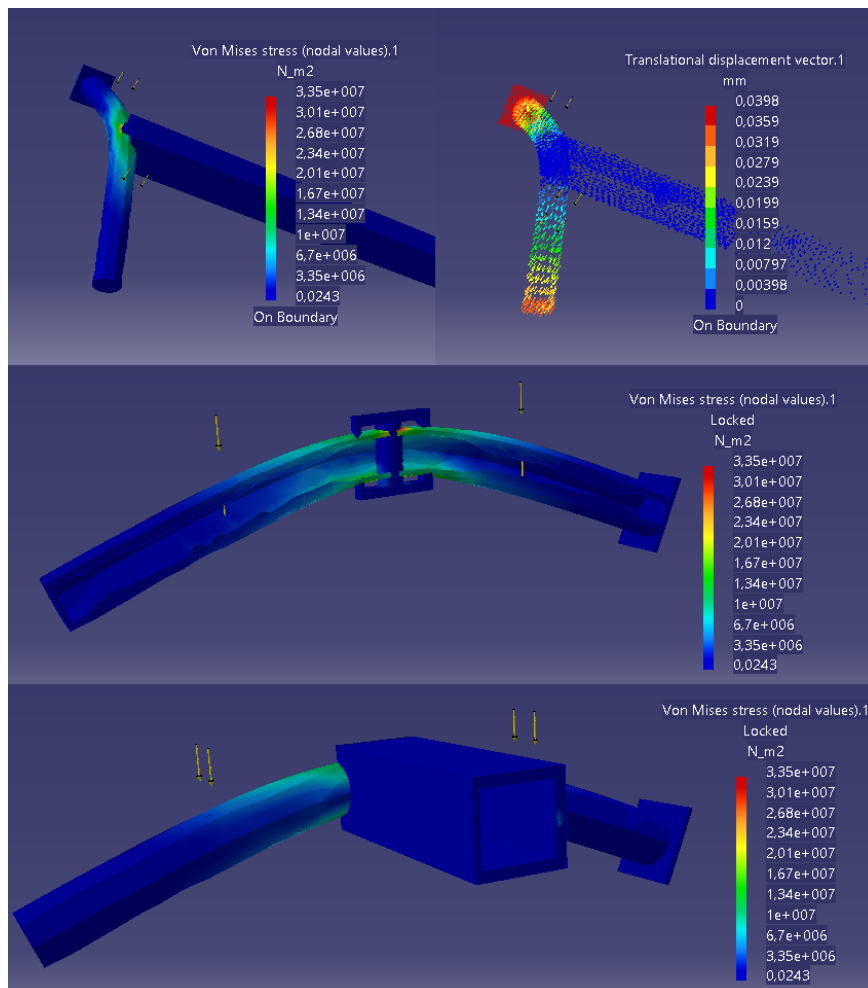


Ilustración 70 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el sistema de giro del asa (Intento 1)

Se aprecia de las imágenes cómo las dimensiones con las que se ha ensayado la pieza son aptas en cuanto a tensiones máximas. El radio del cilindro de unión va a tratar de optimizarse; sin embargo, el resto de dimensiones se van a fijar en los valores mencionados: son los que, dentro de las limitaciones del diseño, generan el volumen más reducido posible y soportan las cargas.

El mencionado cilindro va a ver reducido su radio 1 mm; pasando a tener un diámetro de 8 mm (Ilustración 71; izquierda) y posteriormente se va a fijar en 6 mm (Ilustración 71; derecha).

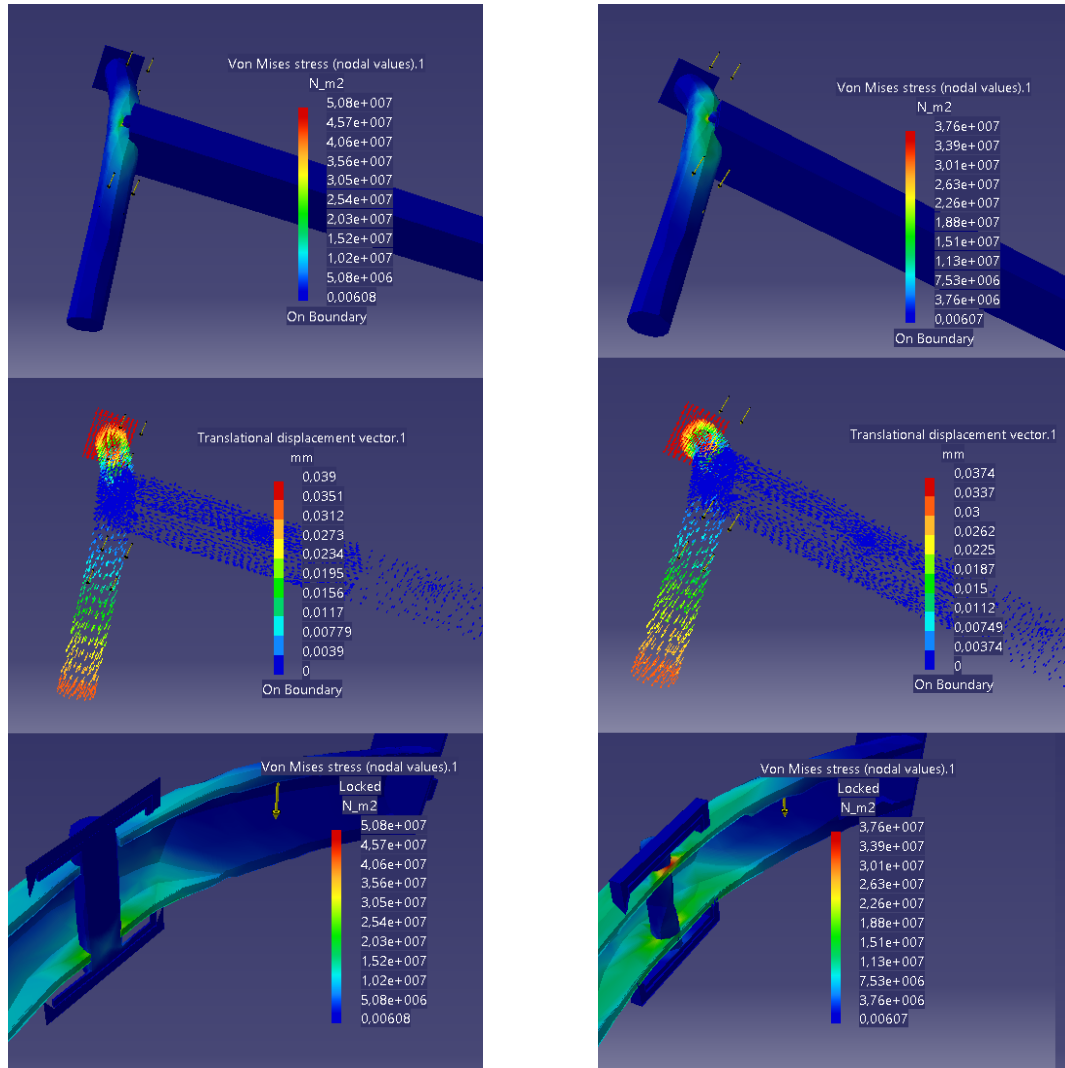


Ilustración 71 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el sistema de giro del asa (Intento 2, a la izquierda e Intento 3, a la derecha)

Se observa como, fruto de reducir la dimensión en estudio, en vez de crecer las tensiones máximas, éstas decrecen. El motivo por el que ocurre esto es porque en realidad las tensiones máximas se producirán en el asa, por lo que al disminuir el radio del eje, se está disminuyendo indirectamente el del agujero pasante del asa, que actúa como concentrador de tensiones. Reduciendo 1 mm más el radio, obtenemos las figuras de la Ilustración 72. Se aprecia como la tensión máxima vuelve a aumentar hasta un valor de 47,5 MPa. Éste va a estar lejos aún del de comparación (300), pero no se van a reducir más las dimensiones, por evitar la posible inaccesibilidad de la barra (sería un perfil no estandarizado en la industria).

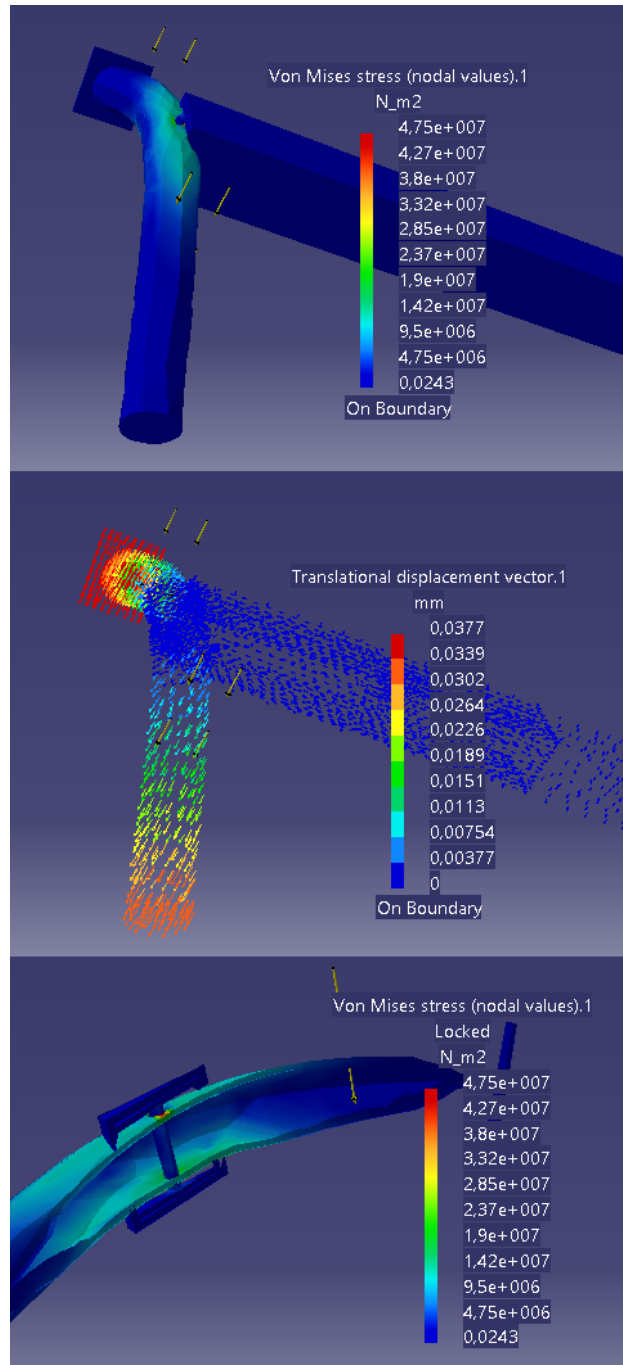


Ilustración 72 Resultado del problema de tensiones y desplazamientos en el sistema de giro del asa (Intento 4 y definitivo)

- **SISTEMA DE ANTIPLEGADO DE MANGO**

Para que el mango no se pliegue cuando se empuje para que se desplace por el terreno, se mencionó que se iban a incluir en el diseño unas barras macizas de sección cuadrada que iban a tener la mitad de su longitud atravesando uno de los tramos y la otra mitad atravesando el otro tramo, garantizando la posición en paralelo entre ambos.

Van a existir dos piezas de este tipo en el diseño, una para fijar el segundo tramo en su posición paralela al primero (“antiplegado de mango alto”) y la otra para lo mismo pero entre los tramos más alejados del cuerpo (“antiplegado de mango bajo”). Se van a dimensionar en este apartado esas piezas que actuarán como tope.

Se comienza ensayando una de 60 mm de longitud con una sección cuadrada de 6 mm de lado para el tope alto y una de 90 mm de longitud y con igual perfil para el tope bajo. Los ensayos se realizarán para la situación de carga conjunta con desplazamiento.

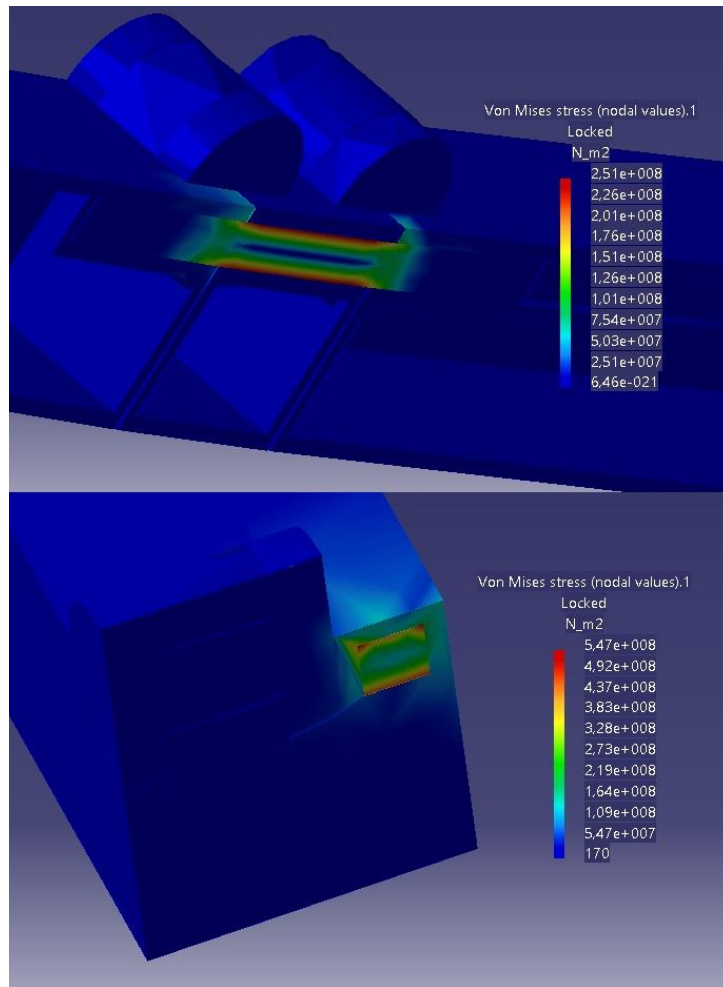


Ilustración 73 Resultado del problema de tensiones en el sistema de antiplegado de mango (Intento 1. Arriba el “tope de mango bajo” y abajo el “tope de mango alto”)

El tope bajo parece correctamente dimensionado, pues su valor de las tensiones máximas (251 MPa) es menor y próximo a 300. Sin embargo, el tope alto casi duplica los valores permitidos. Se aumenta en 2 mm uno de los lados del perfil, convirtiéndolo en rectangular (6x8) y se ensaya; obteniendo los resultados representados en la Ilustración número 74. De donde podemos asegurar que se ha solventado el problema y que la barra en estudio es difícil que colapse.

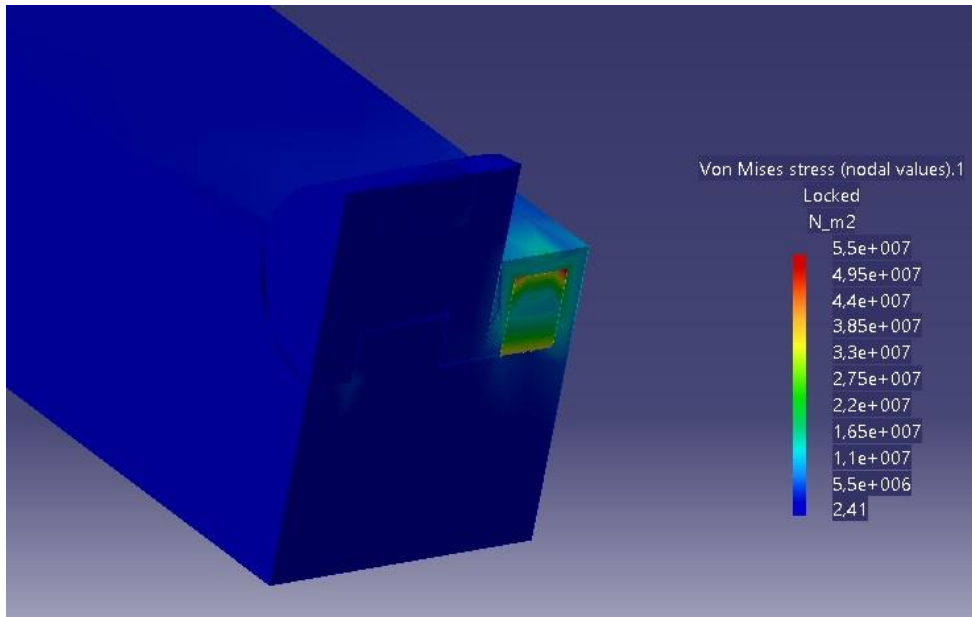


Ilustración 74 Resultado del problema de tensiones en el sistema de antiplegado de mango bajo (Intento 2 y definitivo)

• SISTEMA DE ANTIPLEGADO DE PATAS

Para el diseño del sistema que va a impedir el pliegue de la pata, se va a analizar su respuesta en la situación más desfavorable, esto es, en su desplazamiento hacia atrás con carga y teniendo en cuenta que la rueda no va a ser capaz de rodar. Para el caso de rodadura perfecta, habría que impulsar el mecanismo con una fuerza:

$$F = C_{rr} \cdot N$$

Donde C_{rr} es el coeficiente de rodadura y para el caso estudiado tiene un valor de 0,055. El análisis realizado considerando rodadura perfecta sería el equivalente a implementar una fuerza de $F = 0.055 \cdot M_{TOTAL} \cdot 9,81 = 11 \text{ N}$ sobre el extremo de la pata. Se puede saber a simple vista, por las cargas con las que se ha venido trabando, que 11 N no merece estudio concreto. El caso totalmente opuesto al de rodadura perfecta será el de deslizamiento completo. Se modela mediante la acción de una fuerza en el mismo sitio y sentido que para el caso de rodadura, pero de valor 300 N.

$$F = (M_{TOTAL} \cdot 9,81 + 825 \text{ N}) \cdot \mu_R = 512,5 \text{ N}$$

Que si se tiene en cuenta que son 2 patas y se mayor ligeramente la carga, se alcanzan a los 300 N mencionados.

Para los cálculos de ambas situaciones se ha utilizado una masa total del mecanismo $M_{TOTAL} = 20 \text{ kg}$. Dato aún por comprobar. El valor usado de μ_R es $\mu_R = 0,5$.

El sistema de fijación en posición desplegada va a consistir en una simple barra que

atraviere dos cuerpos y los fije transversalmente. Será muy parecido a los sistemas incluidos en el mango, pero esta vez con una modificación. Es fácil percatarse de que existen en el diseño ya muchos elementos de fijación de posición y en realidad sólo 2 posiciones, la plegada y la desplegada. Para evitar la existencia de tantos “accionadores” se van a agrupar movimientos. Si se hace memoria, para plegar la rueda había que tirar de ella en la dirección de la pata; y para desplegarla había que empujarla. Estos movimientos, con los que ya se contaba para el montaje y desmontaje, se aprovecharán para fijar la posición de la pata también. De esta manera, el sistema de giro de la rueda y el sistema de antiplegado de pata lo compondrá una única pieza como la de la Ilustración 75.

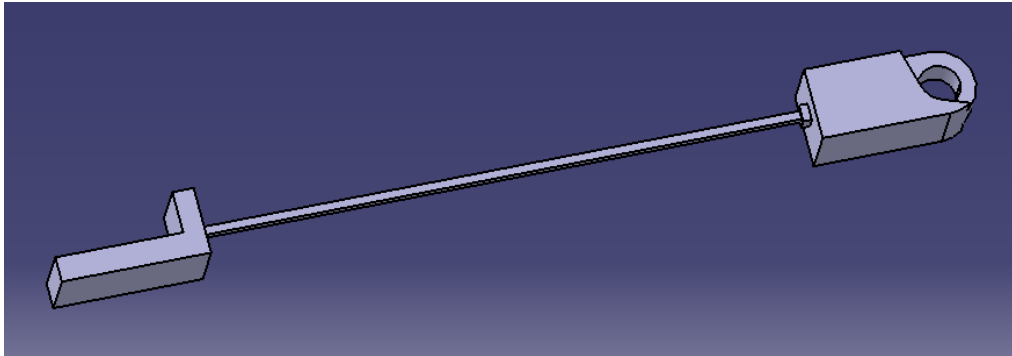


Ilustración 75 Nueva pieza que sustituye al sistema de giro de rueda y al sistema de antiplegado de pata

En primer lugar, se ensayó un antiplegado de pata de 6 x 8 mm y se obtuvieron los resultados de la Ilustración 76.

Al ver los resultados obtenidos, se duplica uno de los lados del tope, quedando ahora de 16 x 6 mm y se somete a ensayo (Ilustración 77).

Según el programa informático, las tensiones máximas aparecerán ahora en la barra que une las dos piezas diseñadas. Los valores serán inadmisibles. Se decide después de la observación de estas figuras que el diseño será más eficiente si en lugar de una barra maciza, se transmitiera el movimiento a través de una barra de sección hueca. Así, la nueva pieza conjunta se parecerá a la de la Ilustración 78, cuya simulación se representa en la Ilustración 79.

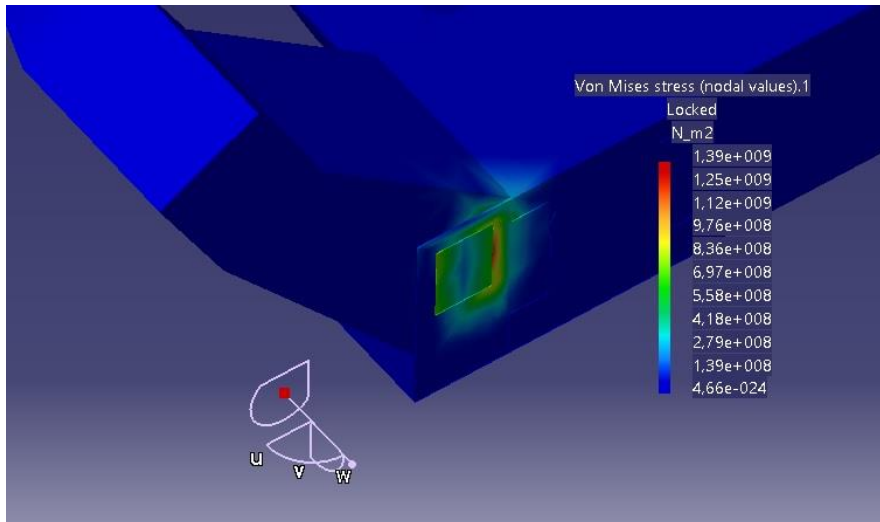


Ilustración 76 Resultado del problema de tensiones en el antiplegado de pata (Intento 1)

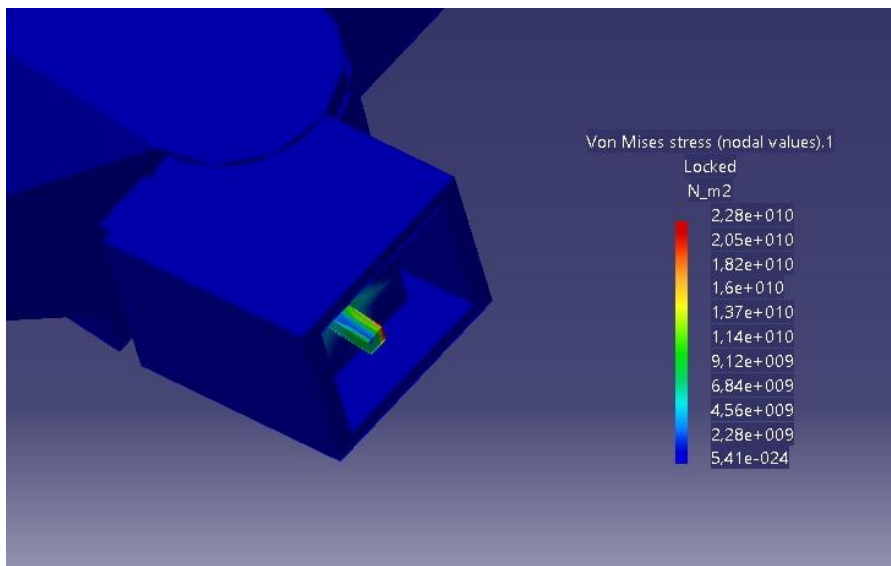


Ilustración 77 Resultado del problema de tensiones del sistema de antiplegado de la pata (Intento 2)

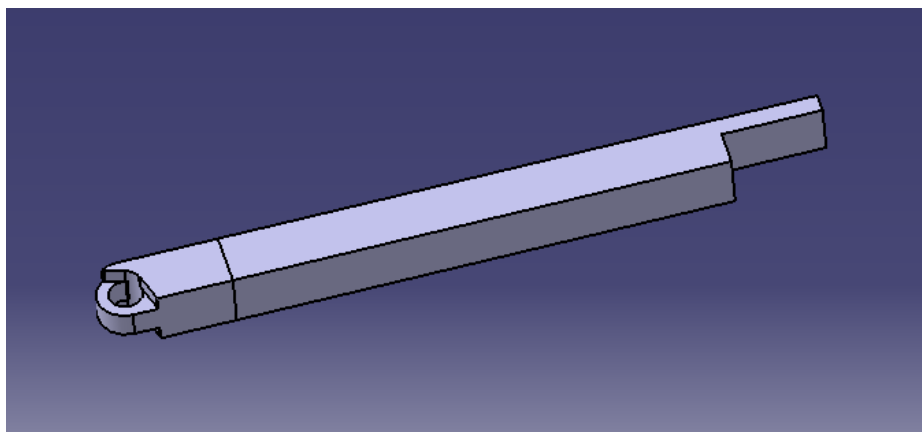


Ilustración 78 Nueva pieza, unión de dos anteriores

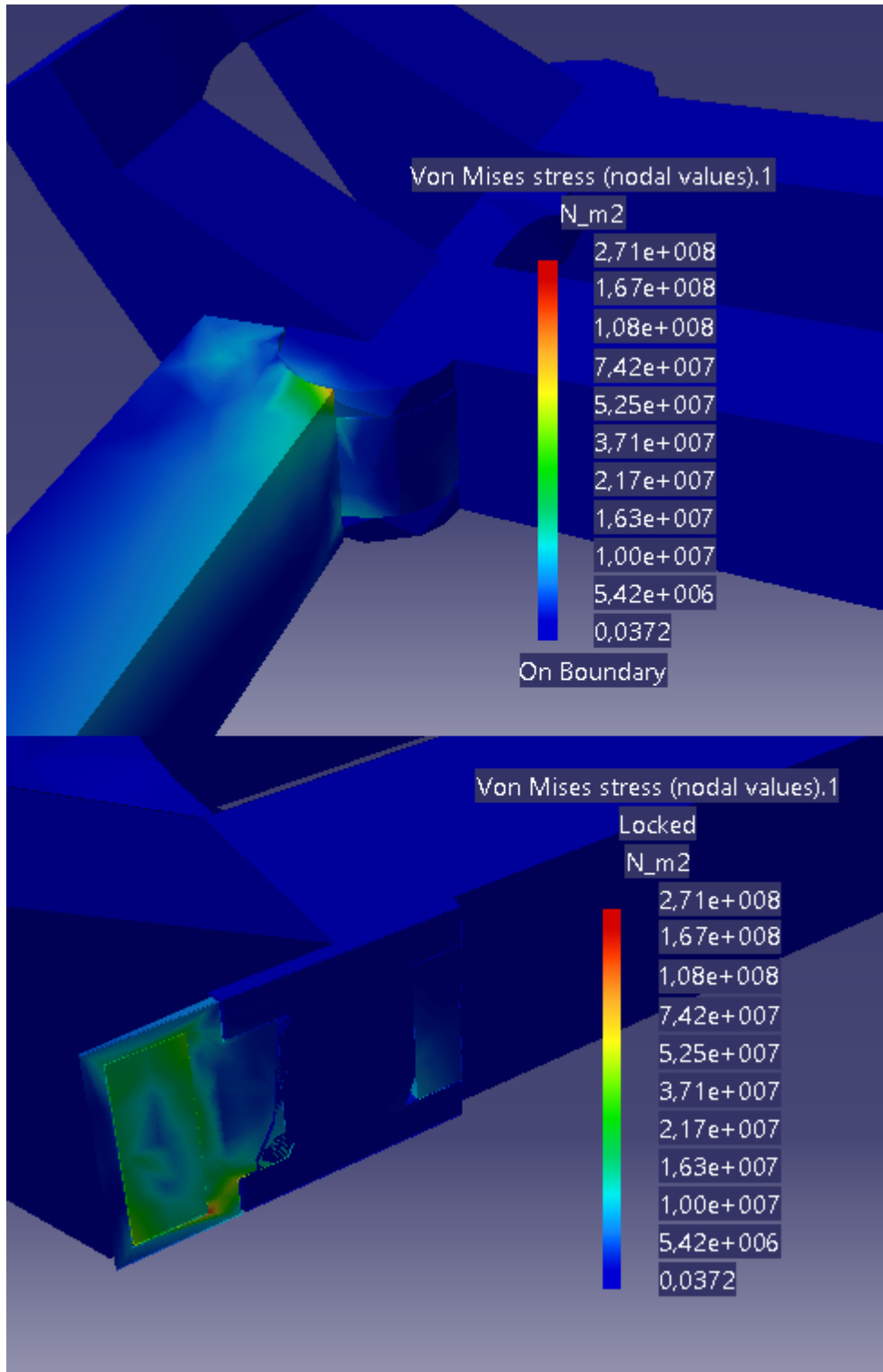


Ilustración 79 Resultado del problema de tensiones del sistema de antiplegado de la pata (Intento 3)

La nueva simulación va a permitir fijar las dimensiones de la pieza “sistema de antiplegado de pata”; pues con esta geometría y medidas, no se alcanzará el límite en ningún punto.

- **MANGO DE TRANSPORTE**

Como idea final se va a dimensionar también el llamado “mango de transporte”. Se explicó epígrafes atrás, la necesidad de incluir un taco de goma que marcara la posición vertical de los brazos con respecto al suelo. Se mencionó también que éste se iba a aprovechar para la inclusión de un asa para transporte en posición de plegado. Se diseñó el mango de transporte de la forma en la que interesa y se ensaya. Se va a modelar únicamente su uso como mango y no como apoyo. Esto es:

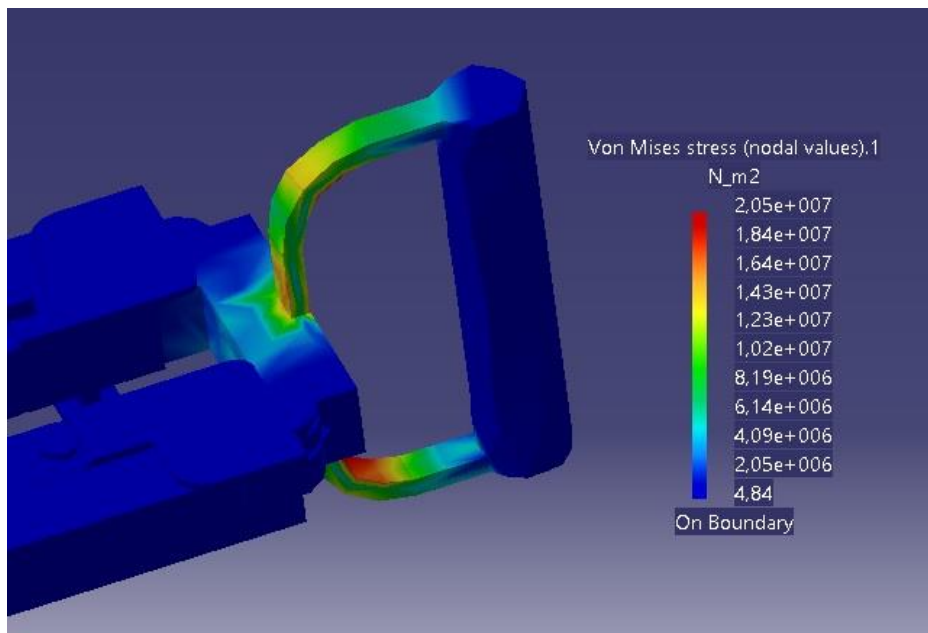


Ilustración 80 Resultado al problema de tensiones en el "mango de transporte"

De la imagen se interpreta que la carga que recibe de su uso como asa, genera unas tensiones máximas muy por debajo del valor límite, por lo que las dimensiones elegidas van a ser consideradas aptas.

12 ELEMENTOS APARTE DEL DISEÑO

Para definir completamente el proyecto habrá que seleccionar algunos elementos mecánicos en cuyo diseño no se ha querido entrar. Existen muchas empresas dedicando todos sus recursos a la creación y optimización de este tipo de elementos concretos. No sería inteligente tratar de realizar el diseño de éstos, pues no se van a mejorar los ofertados por los fabricantes. En realidad, ni siquiera se van a acercar en términos de eficiencia.

- En primer lugar, en todas las posibilidades de giro que se han tenido en cuenta, se había pensado incluir un rodamiento que facilitara el giro. Cada giro tendrá sus características concretas, pero se ha decidido utilizar un mismo modelo para todo el diseño únicamente. Se van a seleccionar unos rodamientos básicos de bolas de simple efecto con la designación BA 6 (del fabricante SKF). Éstos tienen dimensiones similares a las modeladas (mismo diámetro interior) y pueden llegar a soportar 1,78 KN. Este valor de la carga supera con creces a cualquier fuerza que vaya a poder ser aplicada sobre el diseño: la máxima que se va a recibir va a ser de 0.85 KN. Otra de las limitaciones podría ser la velocidad máxima de giro que el rodamiento permite para garantizar un correcto funcionamiento del mismo. Estos rodamientos están preparados para otros tipos de aplicaciones, por lo que las velocidades angulares a las que se vería expuesto en el diseño no supondrían un problema. Así, se deciden incluir uno por cada giro existente, es decir, un total de 11.



Ilustración 81 Rodamiento seleccionado

- En cuanto a las ruedas, se van a incluir dos ruedas fijas. Esta característica implicará que no será posible cambiar la dirección del movimiento del conjunto salvo que se levante y se vuelva a depositar. Para seleccionar un modelo de rueda de entre todos los que tenemos, se han seguido las recomendaciones de la empresa *Blickle*. El fabricante ofrece una amplia gama de ruedas agrupadas en tres sencillos grupos: Ruedas domésticas, Ruedas para aparatos de transporte y Ruedas para cargas pesadas.

La descripción de las segundas parece estar hecha para el diseño: bajas velocidades, cargas de hasta 900 Kg y no requieren de mantenimiento ni se ven afectadas por las condiciones ambientales. Dentro de este grupo se van a escoger de “goma maciza”, pues son las más universalmente utilizadas, resistentes a los golpes y amortiguan los golpes y las vibraciones, por lo que no generan ruido y son más duraderas.

Con la decisión más acotada, se puede escoger la rueda a incluir en el proyecto, que será la de serie VPA. Con capacidad de carga de hasta 130 kg y diámetros entre 50 y 150 mm. En el caso de estudio, se seleccionarán las de 60 mm.



Ilustración 82 Ruedas a incluir (Serie VPA de Blickle)

- Quedaría aún incluir un elemento de transmisión de potencia. Se ha mencionado en el documento que mediante el accionamiento del algún dispositivo cercano al asa se conseguirá el movimiento deseado de los ganchos. Para ello se necesitará un transmisor de potencia. Se ha probado con cables metálicos e incluso con barras y engranajes; sin embargo, escuchando consejos de especialistas, finalmente se optó por los “Cables Bowden” (Ilustración 82). Estos son los transmisores de potencia existentes en las bicicletas y consisten en un cable flexible rodeado de una camisa también flexible. Aplicando fuerza de tracción en el cable interior con respecto a la camisa, se transmite la tracción hasta el final del cable.

De entre todos los modelos existentes, la decisión de cual se adapta mejor a las necesidades del proyecto se hará atendiendo a el radio de doblado, el cual no podrá ser inferior a un valor dado y, sobre todo, a la fuerza que se quiera transmitir.

Se va a seleccionar un “cable Bowden” del catálogo de Ringspann de la serie 275, pues será este el que menor carga sea capaz de transmitir y además podrá ser doblado hasta con un radio de 51 mm, el más pequeño encontrado. Habrá que tener cuidado en el montaje de manera que se garantice que no se va a sobrepasar el límite en algún plegado o desplegado. Aportando cable en exceso y colocándolo meticulosamente podrá conseguirse.



Ilustración 83 Imagen de un cable Bowden

13 CONCLUSIÓN

Se tienen definidas todas las piezas, por lo que el ensamblaje de ellas quedaría como se muestra en la Ilustración 83, para la posición de trabajo; y como se muestra en la 84, para la posición de plegado. En esta última, la longitud del conjunto será de 65 cm, el alto de 13 cm y el ancho de 16 cm; por lo que se podría decir que se ha cumplido una de las imposiciones más básicas del proyecto, que era la plegabilidad. Se partió de un modelo en el que únicamente se plegaba el mango y se ha conseguido que pueda compactarse en una sola pieza.

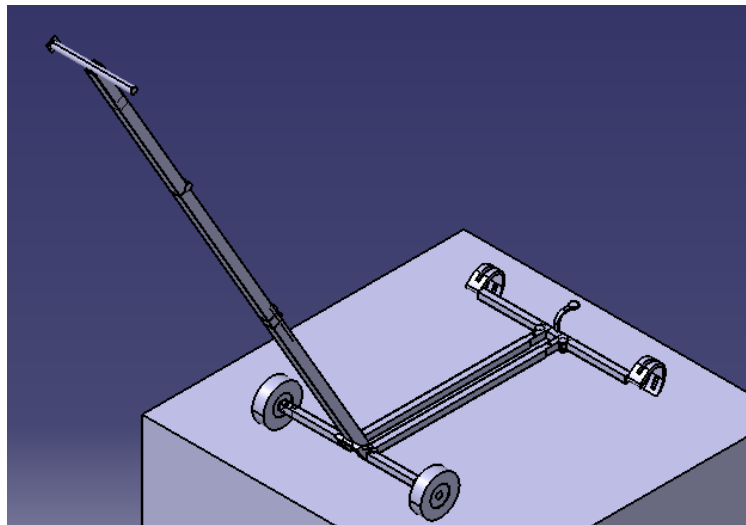


Ilustración 84 Ensamble en posición de trabajo

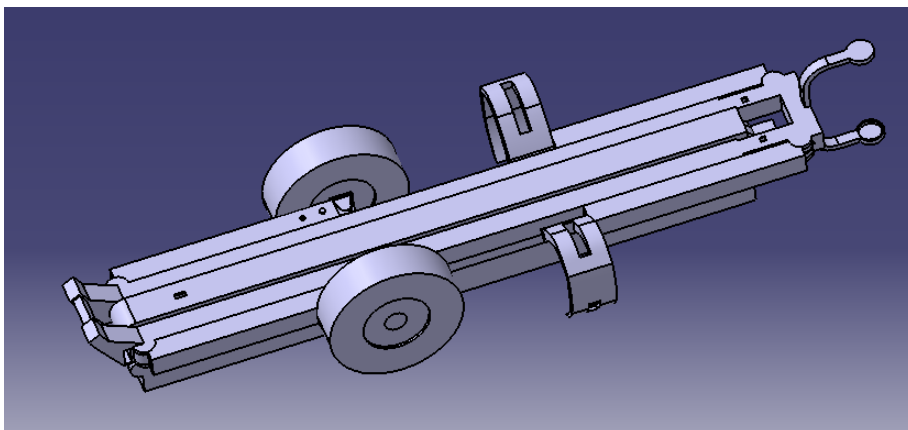


Ilustración 85 Ensamble en posición de plegado

Characteristics	
Volume	9,187e-004m ³
Area	0,766m ²
Mass	7,221kg
Density	7860kg_m ³

El volumen del conjunto será cercano a los 0,001 m^3 , lo que provocará un peso de 7,8 Kg. Bastante menos del que podíamos haber imaginado (de hecho en el último apartado tuvimos que aproximar el peso y lo hicimos en 20 kg).

Parecen haberse cumplido todas las imposiciones del diseño. Es ligero, robusto y plegable. Sólo faltaría comprobar si es útil, es decir, si es capaz de realizar la aplicación para la que ha sido concebido. En principio, los análisis estructurales realizados en Catia nos dan a entender que sí. Sin embargo, es probable que existan algunos problemas en la realidad. Para ello, las empresas suelen realizar un modelo (a veces a escala) en madera o plástico donde poder comprobar si tienen lugar algunos efectos que no se hubieran tenido en cuenta en el diseño del prototipo.

En este caso, evidentemente no se ha podido fabricar el prototipo por motivos económicos. Sin embargo, alguna empresa de las que se dediquen a la revisión de líneas eléctricas o simplemente a las que el diseño realizado en este documento pueda serles útil; se les podría ofrecer la posibilidad de que financien el prototipado a cambio de que se lo queden en propiedad, lo cual podría ser interesante además por el hecho de recibir un feed-back de usuario antes incluso de sacarlo a la venta.