



Universidad
Zaragoza



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

REDISEÑO DE CABALLETES MECÁNICOS PARA MOTOS OFF-ROAD

MEMORIA

Autor: Peña Carro, David

Directora: Canalís Martínez, Paula María

Especialidad: Mecánica

Convocatoria: Septiembre 2012

ÍNDICE

1. ENUNCIADO DEL PROYECTO	5
1.1 TEMA OBJETO DEL PROYECTO.....	5
1.2 PETICIONARIO.....	6
1.3 DESTINATARIO	6
1.4 FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO	6
2. TIPOLOGÍA DE MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO DEL CABALLETE	7
2.1 CABALLETES CON UN ÚNICO PILAR.....	9
2.1.1 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS PERIFÉRICOS.....	9
2.1.2 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS CENTRALES.....	10
2.1.3 CABALLETE MONOPILAR CON AMORTIGUADOR	11
2.1.4 CABALLETE METÁLICO MONOPILAR.....	12
2.1.5 CABALLETE MONOPILAR CON PEDAL RETRÁCTIL	13
2.1 CABALLETES DE DOBLE PILAR.....	14
2.2.1 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON TABLERO SUPERIOR.....	14
2.2.2 CABALLETE METÁLICO DE DOBLE PILAR	15
2.2.3 CABALLETE DE ALUMINIO DE DOBLE PILAR.....	16
2.2.4 CABALLETE DE DOBLE PILAR DE SECCIÓN CUADRADA.....	17
2.2.5 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON APOYO REFORZADO	18
2.3 TABLA RESUMEN DE TODOS LOS MODELOS.....	19
3. DEFINICIÓN DE LOS TRES MODELOS DE CABALLETES.....	20
3.1 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS PERIFÉRICOS (2.1.1).....	20
3.1.1 CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES.....	20
3.1.2 COMPONENTES PRINCIPALES.....	21
3.2 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON TABLERO SUPERIOR (2.2.1).....	23
3.2.1 CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES.....	23

3.2.2 COMPONENTES PRINCIPALES.....	24
4. HIPÓTESIS DE TRABAJO Y CÁLCULOS ANALÍTICOS	26
4.1 HIPÓTESIS GENERALES DE TRABAJO.....	26
4.1.1 TEORÍA UTILIZADA EN LOS CÁLCULOS DE RESISTENCIA.....	26
4.1.2 COEFICIENTE DE SEGURIDAD	26
4.1.3 CARGA MÁXIMA DE TRABAJO	26
4.1.4 MATERIAL EMPLEADO Y CARACTERÍSTICAS.....	27
4.1.5 DIMENSIONES DE PARTIDA DE LOS ELEMENTOS	27
4.1.6 PUNTO DE APLICACIÓN DE LA CARGA.....	28
4.1.7 FUERZA EJERCIDA POR EL USUARIO.....	28
4.1.8 CÁLCULO DE LAS POSICIONES MÁS DESFAVORABLES	28
4.1.9 SIMPLIFICACIÓN A DOS DIMENSIONES.....	28
4.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS DE TRABAJO.....	29
4.2.1 CABALLETE MODELO A	29
4.2.2 CABALLETE MODELO B.....	29
4.3 CÁLCULOS ANALÍTICOS.....	30
4.3.1 CABALLETE MODELO A	30
4.3.2 CABALLETE MODELO B.....	71
5. MODELADO 3D.....	117
5.1 CABALLETE MODELO A	117
5.1.1 BARRAS BASE	117
5.1.2 BARRA TRANSVERSAL	118
5.1.3 PILAR INTERIOR	118
5.1.4 PILAR EXTERIOR	119
5.1.5 APOYO MÉNSULAS	119
5.1.6 PEDAL.....	120
5.1.7 MÉNSULAS PEDAL	121
5.1.8 BARRAS APOYO TABLERO	121

5.1.9 TABLERO	122
5.1.10 ENSAMBLAJE.....	122
5.2 CABALLETE MODELO B.....	123
5.2.1 BARRAS BASE	123
5.2.2 BARRA TRANSVERSAL	123
5.2.3 PILARES INTERIORES	124
5.2.4 PILARES EXTERIORES	124
5.2.5 BARRA APOYO PEDAL	125
5.2.6 BARRA UNIÓN PILARES EXTERIORES	126
5.2.7 RODILLO	126
5.2.8 PEDAL.....	127
5.2.9 CARRIL.....	128
5.2.10 BARRAS APOYO TABLERO	128
5.2.11 TABLERO	129
5.2.12 ENSAMBLAJE.....	129
6. SIMULACIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	130
6.1.PROCESO DE ANÁLISIS	132
6.1.1. SUJECCIONES/CONDICIONES DE CONTORNO.....	132
6.1.2. CARGAS EXTERNAS.....	133
6.1.3. MALLADO.....	134
6.1.4. MATERIAL.....	134
6.1.5. RESULTADOS.....	135
6.2 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS COMPONENTES.....	136
6.2.1 ANÁLISIS MODELO A	136
6.2.2 ANÁLISIS MODELO B.....	195
7. CONCLUSIONES	264
8. BIBLIOGRAFÍA	265

1. ENUNCIADO DEL PROYECTO

1.1 TEMA OBJETO DEL PROYECTO

En este proyecto se va a realizar el rediseño de dos tipos diferentes de caballetes mecánicos, cuyo uso está destinado a elevar una moto de tipo off-road, es decir, una moto dentro de las modalidades de enduro o motocross, para que una vez esté levantada, se le realice su mantenimiento o reparaciones necesarias.

Entre estos dos tipos las variantes que existen son en sus pilares y su mecanismo de pedal.

En cuanto a los pilares, hay un modelo que sólo tienen uno, mientras que el otro modelo tiene dos pilares que sustenten la plataforma donde apoya la moto.

El mecanismo en el de doble pilar es pedal con un rodillo que avanza sobre un carril elevando la parte superior. El otro tiene un pedal apoyado en unas ménsulas y unido al pilar central, actuando sobre éste y haciéndole subir.

Los dos modelos son autoblocantes en sus posiciones finales, evitando así que el caballete se baje sin que el usuario lo desee.

Para poder realizar satisfactoriamente esta tarea, se realizará un estudio de diseño, para poder dimensionar todos los componentes correctamente, para que así cada modelo soporte los esfuerzos a los que se verá sometido.

Para corroborar lo anterior y evitar fallos en el cálculo, se realizará la modelización en tres dimensiones mediante el programa SolidWorks, comprobando así el análisis de rigidez, resistencia y funcionamiento, interpretando a continuación las soluciones y realizando las correcciones de dimensionamiento oportunas, consiguiendo así una optimización del modelo calculado previamente.

1.2 PETICIONARIO

Este proyecto ha sido realizado a petición de la EUITIZ (Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza) como trabajo fin de carrera, correspondiente al título de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.

1.3 DESTINATARIO

Los destinatarios de este tipo de máquinas son básicamente todos los usuarios de moto de campo, quienes no quieren gastarse una gran cantidad de dinero al adquirirlo, y que realizan el mantenimiento y las reparaciones de su propia moto sin tener que realizar ningún movimiento complicado para levantarla.

Otros posibles destinatarios, aunque en menor medida, debido entre otras cosas a que existen otros productos en el mercado más eficientes, pero más caros, son los talleres mecánicos de motocicletas.

1.4 FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO

Firmado por el proyectista:

DAVID PEÑA CARRO

2. TIPOLOGÍA DE MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO DEL CABALLETE

Los diferentes tipos de mecanismos que se van a tratar tienen cosas en común como lo son su posicionamiento de trabajo, la actuación humana para su funcionamiento, su versatilidad y su fácil manejo.

La posición en la que se debe situar al caballete previamente a su actuación es muy importante. Esto es así porque para que el mecanismo actúe correctamente la carga debe estar centrada, también de esta manera evitamos riesgos de vuelco o descompensación de pesos a la hora de trabajar sobre la moto. El sitio correcto para posicionarlo es justo debajo del chasis de la moto, en medio de la zona inferior a dónde se encuentran las dos estriberas. La siguiente imagen nos ilustra como debe ser.



Figura 1: Posición caballete

La versatilidad de este tipo de aparatos para ser usados en las diferentes marcas y sus correspondientes modelos, más que por ellos, viene dada por las motos. La variedad de alturas desde la parte central más baja (la zona de colocación del caballete) es muy amplia, estando entre los 30 cm y los 37 cm por lo general.

Las partes principales de todo caballete son la base, el pedal accionador, el pilar o pilares y el tablero donde se apoya la moto.

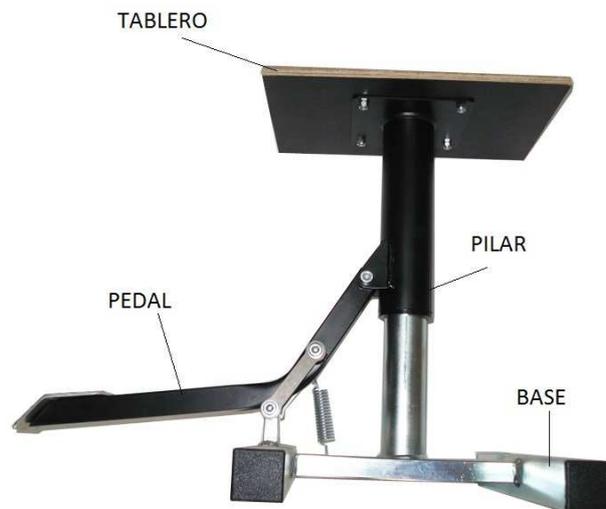


Figura 2: Partes caballete

Su facilidad de manejo se consigue pidiéndole al usuario que simplemente sitúe correctamente el caballete y a continuación ejerza fuerza con la pierna sobre el pedal, sin tener que hacer ninguna cosa más. Una vez se realice esta fuerza, el mecanismo eleva la moto hasta una posición final que es autoblocante para que la moto no se baje sola.



Figura 1: Funcionamiento

Las diferencias que los clasifican son varias, el material utilizado, mecanismos complementarios, tipos de barras, tipos de estructuras... La siguiente clasificación se realiza teniendo en cuenta especialmente sus estructuras y mecanismos utilizados, siguiendo con sus detalles.

2.1 CABALLETES CON UN ÚNICO PILAR

2.1.1 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS PERIFÉRICOS



Figura 2: Caballete monopilar con muelle y tornillos periféricos

El caballete está fabricado mayoritariamente, la estructura y el mecanismo, en acero. Las partes no metálicas son el tablero superior, fabricado con madera fenólica (tablero compuesto por chapas de madera superpuestas, adheridas mediante unas colas fenólicas), y el recubrimiento de éste con goma estriada antideslizante, para no rayar ni erosionar las partes que entren en contacto con la moto, sino que esas acciones las reciba la goma.

Su estructura está formada por una base unida a un pilar cilíndrico situado en el centro de ésta. Al pilar también se le une en la parte superior unas barras que sirven de sustento del tablero sobre el que se apoya la moto. La unión entre estos elementos se realiza mediante unos tornillos de cabeza redonda en las esquinas del tablero.

La manera de actuar de este modelo se basa en el accionamiento del pedal de perfil rectangular, el que hace deslizar el pilar hacia arriba. Incorpora además un muelle, para evitar que la parte superior se mueva mientras transportamos el caballete aportando un extra de seguridad.

2.1.2 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS CENTRALES



Figura 3: Caballete monopilar con muelle y tornillos centrales

Este modelo es prácticamente igual al anterior, la única variación que tiene se puede observar en la parte superior.

Estas diferencias son que no tiene unas barras para unir el tablero con la estructura, sino que se ha optado por poner una chapa soldada al pilar. La chapa no es muy grande, ya que no se quiere incrementar el peso del conjunto innecesariamente. El tablero se une a esta chapa en su parte central mediante cuatro tornillos de cabeza redonda para no dañar la moto.

2.1.3 CABALLETE MONOPILAR CON AMORTIGUADOR



Figura 4: Caballete monopilar con amortiguador

Caballete fabricado en acero a excepción de la parte en contacto con la moto, la cual está hecha de una lámina de goma de un grosor considerable, a modo de los tableros anteriores.

Está compuesto por una base con barras rectangulares para dar más estabilidad a la estructura. A la base se unen el apoyo del pedal, el pilar central, de sección cuadrada en este modelo, y el apoyo inferior del actuador neumático. Este actuador tiene el otro apoyo en la parte alta del pilar que entra en acción cuando se baja la moto.

El uso de este caballete consiste en accionar el pedal para poder subir la moto, hasta ahí es todo igual que en los demás tipos. La diferencia se da en el movimiento contrario, el de bajada, en el que entra en acción el amortiguador para que se realice suavemente y sin impactos, con lo que se logra alargar la vida del caballete a la vez que se evitan vuelcos indeseados.

2.1.4 CABALLETE METÁLICO MONOPILAR

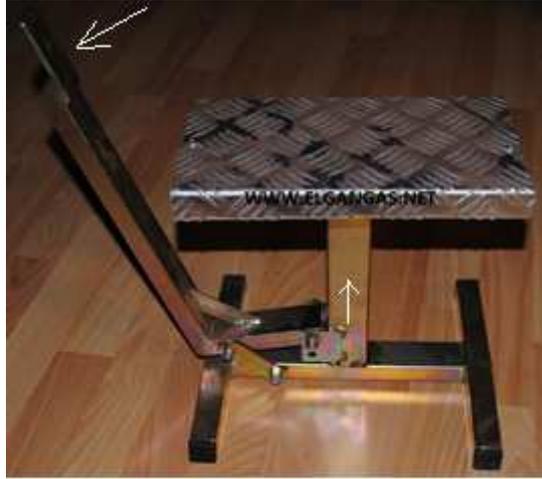


Figura 5: Caballete metálico monopilar

Este caballete está fabricado en su totalidad por componentes metálicos, de acero y aluminio. El elemento de aluminio es una chapa acanalada, para evitar deslizamientos, colocada en la parte superior, entrando en contacto con la moto, lo que puede ocasionar erosiones en ésta.

Su estructura la componen un pedal, reforzado con un nervio en el centro, que está apoyado sobre dos ménsulas y unido al pilar central de sección cuadrada. En la base se han utilizado barras de sección cuadrada unidas entre sí por otra barra de sección rectangular. En la parte superior la chapa de aluminio se ha unido con unos remaches en sus extremos.

Como se puede comprobar en la foto, la fuerza que debemos ejercer al pedal debe ser hacia nosotros con un ángulo muy poco ergonómico por la configuración de éste. Una vez aplicada esta fuerza el pedal eleva el pilar y la plataforma, haciendo girar las ménsulas en las que se apoya.

2.1.5 CABALLETE MONOPILAR CON PEDAL RETRÁCTIL



Figura 6: Caballete monopilar con pedal retráctil

Modelo de caballete que cuenta con una estructura y mecanismo fabricados en acero, con una capa de pintura para evitar la corrosión y el deterioro prematuro y darle un toque de diseño. La parte en contacto con el vehículo es de otro material metálico, de aluminio, concretamente en forma de chapa corrugada.

La estructura de esta máquina no varía prácticamente nada con la comentada anteriormente, tienen la misma base, el mismo pilar, la misma chapa, la misma unión del pedal al cuerpo...La única variación es el diseño del pedal, que se puede recoger.

Este accionamiento tiene la peculiaridad que es retráctil. Una vez está en su posición final de trabajo, se puede girar y ponerlo justo debajo de la plataforma que sujeta la moto, evitando molestias y accidentes. Esto se puede comprobar en la foto superior, la imagen grande en la posición final con el pedal sin recoger y en la imagen pequeña con el pedal recogido también en la posición final.

2.1 CABALLETES DE DOBLE PILAR

2.2.1 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON TABLERO SUPERIOR



Figura 7: Caballete de doble pilar con tablero superior

Caballete fabricado en acero con piso de tablero fenólico recubierto de goma antideslizante. Las partes hechas de acero son: toda la estructura, formada por la base, los pilares, las barras de apoyo del tablero y el apoyo del pedal; y el tubo que hace de palanca. El resto de elementos que son el tablero, la rueda y la lámina que recubre el tablero son de madera, de polímero y de goma respectivamente.

Su estructura está formada por una base de dos barras rectangulares unidas con los pilares respectivos y entre lado y lado por un travesaño. En este travesaño se apoya una barra que hace de soporte al pedal para poder hacer la palanca necesaria a la hora de subir el mecanismo. Los dos pilares entre sí están unidos por una barra para darles mayor robustez. En la parte superior el tablero se une por unos tornillos a unas barras soldadas a los pilares.

El accionamiento consta de una rueda que desliza sobre una guía debajo del tablero desde un lado a otro, posicionándose al final de todo su recorrido a la derecha del eje longitudinal de la barra que hace de apoyo para realizar la palanca, lo que tiene una función de autobloqueo.

2.2.2 CABALLETE METÁLICO DE DOBLE PILAR



Figura 8: Caballete metálico de doble pilar

Esta variante está fabricada de dos materiales, uno metálico, el acero, y otro no metálico, la goma. Los elementos hechos de goma son una funda del pedal para que el pie al hacer fuerza no se resbale, y una lámina situada en la parte superior del caballete.

Se diferencia del modelo anterior en que no tiene un tablero en la parte superior, sino que esa función la hacen unos perfiles de acero colocados formando el rectángulo donde apoya la moto.

Su funcionamiento no difiere nada de los ya antes comentados, simplemente el detalle de que se hará algo más de fuerza al llevar la goma antideslizante en el pedal.

2.2.3 CABALLETE DE ALUMINIO DE DOBLE PILAR



Figura 9: Caballete de aluminio

La característica especial de este caballete es el material en el que se ha fabricado. Este material es el aluminio, para darle menor peso y por lo tanto una mayor comodidad a la hora de transportarlo.

Aquí también se pueden ver los dos pilares de la estructura, la diferencia se aprecia en los perfiles que sujetan el tablero superior, que son en forma de U. La unión entre los dos se hace por medio de tornillos de cabeza redonda. El componente que no se monta es el recubrimiento del tablero con goma o algo similar, aquí se deja libre, resultando más fácil dañarlo.

El mecanismo que utiliza es el de pedal con una rueda en la parte interior, para que deslice sobre la guía del caballete y suba la moto.

2.2.4 CABALLETE DE DOBLE PILAR DE SECCIÓN CUADRADA



Figura 10: Caballete de doble pilar de sección cuadrada

Caballete fabricado en su totalidad por materiales metálicos, siendo la chapa corrugada superior de aluminio y los demás elementos de acero.

Todos sus perfiles son rectangulares o cuadrados, eliminando los circulares. El pedal en este caso tiene su apoyo justo en la barra central, estando éste reforzado para asegurarnos que se transmiten las fuerzas con seguridad. La unión entre la chapa y los perfiles superiores se realiza mediante unos remaches en los lados donde no existe ningún impedimento para unirlos perfectamente como podría ocurrir si estuvieran en la cara que da al pedal.

El mecanismo que utiliza se apoya sobre la viga inferior, girando y elevando la plataforma por medio de una barra articulada en sus extremos. Para que esto se pueda dar, el pedal también eleva su parte interior, que es la que obliga a la barra biarticulada a subir.

2.2.5 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON APOYO REFORZADO



Figura 11: Caballete de doble pilar con apoyo reforzado

Modelo totalmente metálico, con chapa superior en aluminio y el resto de componentes fabricados en acero. Todos los elementos en acero están recubiertos de una capa de pintura para evitar su corrosión, desgaste y darle un toque de color.

Su característica especial es que el pilar que hace de apoyo para la palanca, esta asegurado con una barra diagonal soldada a la viga inferior, para que la estructura sea más robusta.

El comportamiento de este mecanismo es como el de todos los anteriores que usan pedal con una rueda guiada en la parte central de la plataforma que apoya en la moto.

2.3 TABLA RESUMEN DE TODOS LOS MODELOS

<i>MODELO</i>	2.1.1	2.1.2	2.1.3
<i>PRECIO (€)</i>	43	39,95	79,95
<i>MATERIAL</i>	acero	acero	acero
<i>MECANISMO</i>	pedal con muelle	pedal con muelle	pedal y amortiguador
<i>APOYO MECANISMO</i>	doble placa atornillada	doble placa atornillada	pasador
<i>Nº PILARES</i>	1	1	1
<i>MATERIAL APOYO MOTO</i>	contrachapado	contrachapado	goma
<i>SEGURIDAD</i>	muelle	muelle	amortiguador
<i>RECUBRIMIENTO APOYO</i>	goma estriada	goma estriada	-
<i>UNIÓN APOYO-CHASIS</i>	4 tornillos periféricos	4 tornillos centrales	adhesivo

<i>MODELO</i>	2.1.4	2.1.5	2.2.1
<i>PRECIO (€)</i>	35	46	36,9
<i>MATERIAL</i>	acero	acero	acero
<i>MECANISMO</i>	pedal	pedal plegable	pedal rodillo
<i>APOYO MECANISMO</i>	doble placa atornillada	doble placa atornillada	pilar rectangular
<i>Nº PILARES</i>	1	1	2
<i>MATERIAL APOYO MOTO</i>	chapa acanalada	chapa acanalada	contrachapado
<i>SEGURIDAD</i>	-	-	-
<i>RECUBRIMIENTO APOYO</i>	-	-	goma estriada
<i>UNIÓN APOYO-CHASIS</i>	2 remaches	5 remaches periféricos	4 tornillos periféricos

<i>MODELO</i>	2.2.2	2.2.3	2.2.4
<i>PRECIO (€)</i>	29.00	42	37
<i>MATERIAL</i>	acero	aluminio	acero
<i>MECANISMO</i>	pedal rodillo	palanca rodillo	pedal
<i>APOYO MECANISMO</i>	pilar rectangular	pilar rectangular	pasador
<i>Nº PILARES</i>	2	2	2
<i>MATERIAL APOYO MOTO</i>	acero	contrachapado	chapa acanalada
<i>SEGURIDAD</i>	-	-	-
<i>RECUBRIMIENTO APOYO</i>	goma estriada	-	-
<i>UNIÓN APOYO-CHASIS</i>	adhesivo	4 tornillos periféricos	4 remaches en laterales

<i>MODELO</i>	2.2.5
<i>PRECIO (€)</i>	32
<i>MATERIAL</i>	acero
<i>MECANISMO</i>	pedal rodillo
<i>APOYO MECANISMO</i>	pilar con refuerzo
<i>Nº PILARES</i>	2
<i>MATERIAL APOYO MOTO</i>	chapa acanalada
<i>SEGURIDAD</i>	-
<i>RECUBRIMIENTO APOYO</i>	-
<i>UNIÓN APOYO-CHASIS</i>	4 remaches periféricos

3. DEFINICIÓN DE LOS TRES MODELOS DE CABALLETES

3.1 CABALLETE MONOPILAR CON MUELLE Y TORNILLOS PERIFÉRICOS (2.1.1)

3.1.1 CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES



Figura 14: Modelo A

De ahora en adelante para simplificar y aclarar las nomenclaturas, a esta variante de caballete se le llamará modelo “A”.

Este modelo se trata de un caballete elevador de motos con la particularidad diferenciadora de que cuenta con un único pilar en su estructura. Este pilar, que está formado por dos piezas, conecta el mecanismo elevador con la parte que entra en contacto con el vehículo. Como ya se ha descrito anteriormente.

Para la sujeción del tablero de madera con las barras que lo sustentan y unen a la estructura, se opta por cuatro tornillos situados uno en cada esquina de los dos elementos. En esta unión también hay que tener en cuenta la capa de goma que se le añade al tablero para mejorar el agarre con la moto.

Para el funcionamiento de la máquina se requiere que una persona accione el mecanismo elevador desde la posición inicial, donde el tablero que entrará en contacto con la moto está en la posición más baja, hasta la posición final, la cual tiene la característica de mantenerse sin ayuda de ningún mecanismo auxiliar o de la acción humana, es decir, es autoblocante, para que la moto se mantenga en alto y poder realizar las operaciones necesarias sin ningún problema.

El agarre con el suelo se limita a la fricción que tenga con este, ya que no se ancla, porque de lo contrario dejaría de ser portátil y de fácil manejo.

3.1.2 COMPONENTES PRINCIPALES

El mecanismo que forma este caballete se trata de un accionamiento relativamente sencillo, compuesto por cinco piezas principales. En este punto se describen las características básicas y funcionalidad de cada una de ellas.

3.1.2.1 PEDAL

Es la pieza fundamental del mecanismo elevador. Su función es la de hacer la palanca para subir la moto. Todo el movimiento empieza con la acción de la persona que empuja el pedal hacia abajo, y éste, apoyado en unas ménsulas, hace palanca y eleva el pilar que a su vez eleva la parte en contacto con la moto.

Este elemento está construido mediante la unión soldada en ángulo de dos perfiles rectangulares. A estos perfiles se les ha taladrado dos agujeros pasantes para poder unirlos con las piezas que entra en contacto, las ménsulas y las orejetas. También se le ha soldado en el extremo que ejerce la fuerza el usuario una chapa para facilitar dicha acción, evitando resbalones y las posteriores consecuencias. Esta chapa, cuando el caballete se encuentra en la posición inicial, nos permite ejercer la fuerza con un determinado ángulo que varía progresivamente la posición vertical de 90°.

3.1.2.2 MÉNSULAS

La forman dos piezas idénticas que trabajan de forma conjunta y simétrica, es decir tienen el mismo movimiento, lo realizan a la vez, y están situadas una a cada lado del pedal y del apoyo fijo al que se unen.

Son las piezas encargadas del apoyo del pedal para poder hacer correctamente el movimiento de palanca. Están unidas al pedal en uno de los agujeros que tiene. A su vez, estas ménsulas están unidas a un apoyo fijo que permite su movimiento, teniendo limitado este, al giro sobre el eje en el que se unen. Estas juntas, se realizan por medio de pasadores permitiendo únicamente el giro.

La fabricación de las ménsulas se realiza troquelando su geometría en una chapa del espesor necesario, que posteriormente se calculará.

3.1.2.3 APOYO MÉNSULAS

Pieza fija soldada a una de las barras de la base, que ejerce de eje de giro a las ménsulas en su movimiento de apoyo del pedal. Se conecta a las ménsulas mediante un pasador.

Es un elemento macizo, al que se le ha redondeado su parte superior y justo en el centro de este redondeo se le ha realizado un agujero pasante.

3.1.2.4 OREJETAS

Encargadas de transmitir el movimiento ascendente del pedal al pilar, y consecuentemente a la moto. Son dos piezas iguales que están soldadas simétricamente al pilar exterior y situadas una a cada lado del pedal. Su unión con el pedal se hace mediante un pasador. Se hacen a partir de una chapa y una vez definido el contorno se le practica un agujero para poder unir las con el pedal.

3.1.2.5 PILARES

Son tanto el pilar interior como el pilar exterior. El primero, tiene la función de guiar el movimiento del segundo a lo largo de sus ejes longitudinales, que son coincidentes. A la hora de realizar los cálculos analíticos, se supondrán como un solo elemento. Para su dimensionamiento sí que se hará la diferenciación entre uno y otro.

Estos dos elementos son perfiles circulares huecos de un espesor determinado y cortados a las dimensiones oportunas.

3.2 CABALLETE DE DOBLE PILAR CON TABLERO SUPERIOR (2.2.1)

3.2.1 CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES



Figura 15: Modelo B

De ahora en adelante para simplificar y aclarar las nomenclaturas, a esta variante de caballete se le llamará modelo “B”.

Este caballete tiene la característica de tener dos pilares, situados uno a cada lado, repartiéndose los esfuerzos. Entre estos dos pilares se sitúa una barra que hace de apoyo del pedal para hacer palanca y subir la moto, a su vez este apoyo se une a otra barra horizontal que está soldada a los dos pilares para dar más estabilidad al mecanismo. El tablero que hay en este modelo también se une al resto de la estructura por cuatro tornillos, uno en cada una de sus cuatro esquinas.

El accionamiento del mecanismo elevador de este caballete tiene el mismo fundamento que los demás, empujar hacia abajo el pedal, y éste, al estar conectado a una serie de elementos eleva una plataforma en la que se apoya el vehículo. En este caso, esa serie de elementos se trata de un pedal, un apoyo para el pedal y un rodillo que va girando sobre un carril a la vez que lo eleva.

No cuenta con sujeción al suelo, su estabilidad se limita a la fricción que tenga con este y al buen posicionamiento previo a su uso, ya que no se ancla, porque si no dejaría de ser un aparato móvil, que es una de las características que lo definen.

3.2.2 COMPONENTES PRINCIPALES

El mecanismo que forma este caballete es un accionamiento formado por cinco piezas principales que hacen que funcione correctamente. En este punto se describen las características básicas y funcionalidad de cada una de ellas.

3.2.2.1 PEDAL

Es la pieza más importante del mecanismo de elevación de este modelo. Tiene la función de hacer la palanca que hace girar y subir al rodillo a lo largo de su recorrido. El punto en el que se apoya que hace posible realizar la fuerza necesaria es un pasador que está unido a una barra solidaria a la parte inferior de la estructura. El ciclo del movimiento comienza cuando el usuario ejerce una fuerza sobre él, a continuación las partes móviles comienzan a elevarse hasta llegar a la posición más alta, que no es la posición final. Una vez ahí el mecanismo comienza a bajar hasta la posición final de autobloqueo para evitar riesgos.

Este componente está fabricado a partir de un perfil circular, al que se ha sometido a una serie de plegados hasta llegar a la geometría final. Para poder estar solidario al rodillo se le ha soldado un pasador en su extremo, previamente aplastado para facilitar dicha operación.

3.2.2.2 RODILLO

Elemento bastante especial dentro de este modelo. Su función consiste en ir girando a lo largo de una barra que hace de carril, mientras se eleva y consecuentemente eleva también las partes móviles del caballete. Está unido al mecanismo por un pasador que lleva soldado el pedal, y como se acaba de explicar, también está en continuo contacto con la barra guía.

Su fabricación resulta algo compleja por su geometría a la hora de hacer su molde ya que está formado por nervios. Se trata de una pieza polimérica.

3.2.2.3 CARRIL RODILLO

Pieza fundamental del mecanismo de elevación, ya que junto con los pilares interiores, guían el movimiento del mecanismo. En este caso, la pieza a la que guía es el rodillo, asegurándose que este no se desvíe del eje longitudinal de la propia barra. Está soldada a los pilares exteriores y entra en contacto con el tablero superior.

Esta pieza es simplemente una barra de perfil en U de un espesor determinado y cortada a la medida necesaria.

3.2.2.4 APOYO PEDAL

Barra cuya función es la de dar apoyo al pedal para que pueda ejercer la palanca necesaria a la hora de subir la moto. Precisamente el pedal se une a ella por un pasador para que permita el giro. Esta pieza también está soldada a la barra transversal para darle rigidez.

Este elemento es una barra de perfil rectangular hueco, con unas dimensiones de sección que luego se calcularán y una longitud determinada.

3.2.2.5 PILARES

En este modelo, son dos pilares interiores y otros dos pilares exteriores. La función que tienen es la misma que en el modelo anterior, son los encargados de guiar el movimiento. Los pilares interiores que se sitúan dentro de los exteriores son los que realmente hacen de guía. A su vez éstas guías están soldadas a las correspondientes barras de la base. Por su parte los pilares exteriores tienen unidos a ellos el carril y las barras de apoyo del tablero. Aquí también se considerarán como un pilar en los cálculos analíticos, aunque dimensionando cada uno por su lado.

Tanto unos pilares como los otros, son todos perfiles circulares huecos con una longitud determinada y un espesor dependiente de los esfuerzos de cada uno.

4. HIPÓTESIS DE TRABAJO Y CÁLCULOS ANALÍTICOS

4.1 HIPÓTESIS GENERALES DE TRABAJO

Todas las hipótesis que se enumeran a continuación, van a ser aplicadas en todos los cálculos analíticos de los tres modelos diferentes de caballete.

4.1.1 TEORÍA UTILIZADA EN LOS CÁLCULOS DE RESISTENCIA

En todos los cálculos que se van a realizar se utilizará la teoría de Cortante Máximo. Además en algún caso particular se utilizará la teoría de Fallo a Pandeo.

4.1.2 COEFICIENTE DE SEGURIDAD

A la hora de realizar todos los cálculos con sus dimensionamientos, se exigirá como mínimo un coeficiente de seguridad de 3 en todos los elementos. Esto quiere decir que se diseñará para que resista tres veces más de lo que en un uso correcto se le exigirá.

4.1.3 CARGA MÁXIMA DE TRABAJO

La carga máxima de trabajo se establece por un poco más del peso de la moto más pesada. Para calcular este peso se tiene en cuenta la situación más desfavorable, que es el conjunto de esta moto con un depósito de combustible sobredimensionado hasta un volumen de 13 L (litros), viniendo de serie normalmente con una capacidad de unos 9 L.

Para realizar los cálculos tomaremos como densidad de la gasolina 680 g/L.

$$\text{- Peso depósito lleno: } Pd = 13 [L] \cdot 680 \left[\frac{g}{L} \right] \cdot 10^{-3} \left[\frac{Kg}{g} \right] = 8.84 Kg$$

$$\text{- Peso moto: } Pm = 133 Kg$$

$$\text{- Peso total moto: } Ptot = 133 [Kg] + 8.84 [Kg] = 141.84 Kg$$

Una vez calculado el peso total en Kg, se pasa a unidades de Fuerza que es como se va a usar para los cálculos posteriores.

$$Ftot = Ptot \cdot 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 1390.032 N$$

Para asegurarse que puede levantar cualquier tipo de moto, por si hubiera algún modelo que no se ha tenido en cuenta, esta fuerza la tomaremos un poco mayor:

$$F_{tot} = 1400 N$$

4.1.4 MATERIAL EMPLEADO Y CARACTERÍSTICAS

El material que se va a utilizar para casi todos los elementos se trata de un acero laminado en frío cuya designación es AISI 1020, cuyas características son las siguientes:

- Módulo elástico: $E = 2.05 \cdot 10^7 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$
- Densidad: $\rho = 7.87 \cdot 10^{-3} \left[\frac{Kg}{cm^3} \right]$
- Límite elástico: $\sigma = 350 \cdot 10^2 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$

Uno de los elementos que no está fabricado en acero es el rodillo en el caballete 2.2.1, que está fabricado en un material plástico, con características:

- Módulo elástico: $E = 2 \cdot 10^7 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$
- Densidad: $\rho = 1.02 \cdot 10^{-3} \left[\frac{Kg}{cm^3} \right]$
- Límite elástico: $\sigma = 450 \cdot 10^2 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$

El otro componente que no es metálico, es el tablero que entra en contacto con la moto, que es de madera, cuyas características son:

- Densidad: $\rho = 3.4 \cdot 10^{-4} \left[\frac{Kg}{cm^3} \right]$

4.1.5 DIMENSIONES DE PARTIDA DE LOS ELEMENTOS

Todas las dimensiones tomadas como datos de partida para realizar los cálculos necesarios se han tomado como de referencia de modelos similares, a partir de los cuales se ha ido dimensionando cada elemento.

4.1.6 PUNTO DE APLICACIÓN DE LA CARGA

La zona de aplicación de la carga es la parte superior del caballete, el tablero. Se considera una carga distribuida uniformemente por toda su superficie porque la zona del chasis de los modelos de moto que está en contacto con el caballete varía de uno a otro. Para que realmente sirva para todos los modelos, tomaremos que la carga esta aplicada desde la posición inicial, ya que si tomáramos el valor real de cuando entra en contacto con la moto tendríamos que calcular uno para cada moto.

4.1.7 FUERZA EJERCIDA POR EL USUARIO

La máxima fuerza que tiene que ejercer la persona que utilice uno de estos caballetes será de 785 N, aproximadamente unos 80 kg. Una persona de complejión media, es capaz de ejercer esta fuerza con la pierna ayudada de su propio peso, por lo que se acepta este esfuerzo máximo que debe hacer.

4.1.8 CÁLCULO DE LAS POSICIONES MÁS DESFAVORABLES

Para conocer cuál es la posición o posiciones en las que el caballete va a verse sometido a mayores esfuerzos, se realizarán los cálculos en tres posiciones diferentes. En primer lugar, cuando el mecanismo se encuentre en la posición inicial, justo al entrar en contacto con la moto, para no calcular en vacío de carga. En segundo lugar, la posición será una intermedia, cuando el mecanismo haya subido hasta la mitad de su recorrido. Y por último, cuando el caballete se encuentre en la posición final.

4.1.9 SIMPLIFICACIÓN A DOS DIMENSIONES

Se hará una simplificación a dos dimensiones de los caballetes para calcularlos. Se hace porque facilita mucho los cálculos y porque se acerca bastante a la realidad, ya que toda la acción se concentra en un plano. Si no fuera así en algún caso concreto, bastaría con pasar las fuerzas correspondientes con su signo al punto que lo requiera.

4.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS DE TRABAJO

4.2.1 CABALLETE MODELO A

4.2.1.1 ACCIONAMIENTO DEL PEDAL

La manera de actuar a la hora de accionar este tipo de pedal es un poco específica debido a la chapa de apoyo que lleva. Al inicio del movimiento el pedal nos pide que le hagamos fuerza con una inclinación determinada, que conforme va avanzado el ciclo del movimiento, esta inclinación, se va reduciendo hasta ser nula, es decir, la fuerza que tenemos que hacer es totalmente vertical.

4.2.2 CABALLETE MODELO B

4.2.2.1 ACCIONAMIENTO DEL PEDAL

El accionamiento en este caballete tiene la peculiaridad de que se ejerce sobre una cara cilíndrica, por lo que el ángulo que se formará entre la fuerza aplicada y la vertical irá variando a la par que se va elevando la moto y el pedal va bajando. Esto se debe a que según empujamos el pedal la posición para ejercer la fuerza se vuelve más cómoda cuanto más vertical empujemos.

4.3 CÁLCULOS ANALÍTICOS

4.3.1 CABALLETE MODELO A

Se van a calcular las reacciones y fuerzas sobre los componentes principales del caballete. Para ello se hará el equilibrio de la estructura obviando algunos componentes para poder realizarlos para que se ajusten lo máximo posible a la realidad. Éstos se harán en tres posiciones diferentes, la primera, en la posición inicial, justo en el instante en el que se empieza el movimiento, la segunda posición se calcula cuando la parte del pedal por la que está unido al mecanismo se encuentra paralela al plano horizontal y por último en la posición final del movimiento, cuando se deja de actuar sobre el pedal y el mecanismo se autobloquea.

4.3.1.1 POSICIÓN INICIAL

Estructura global

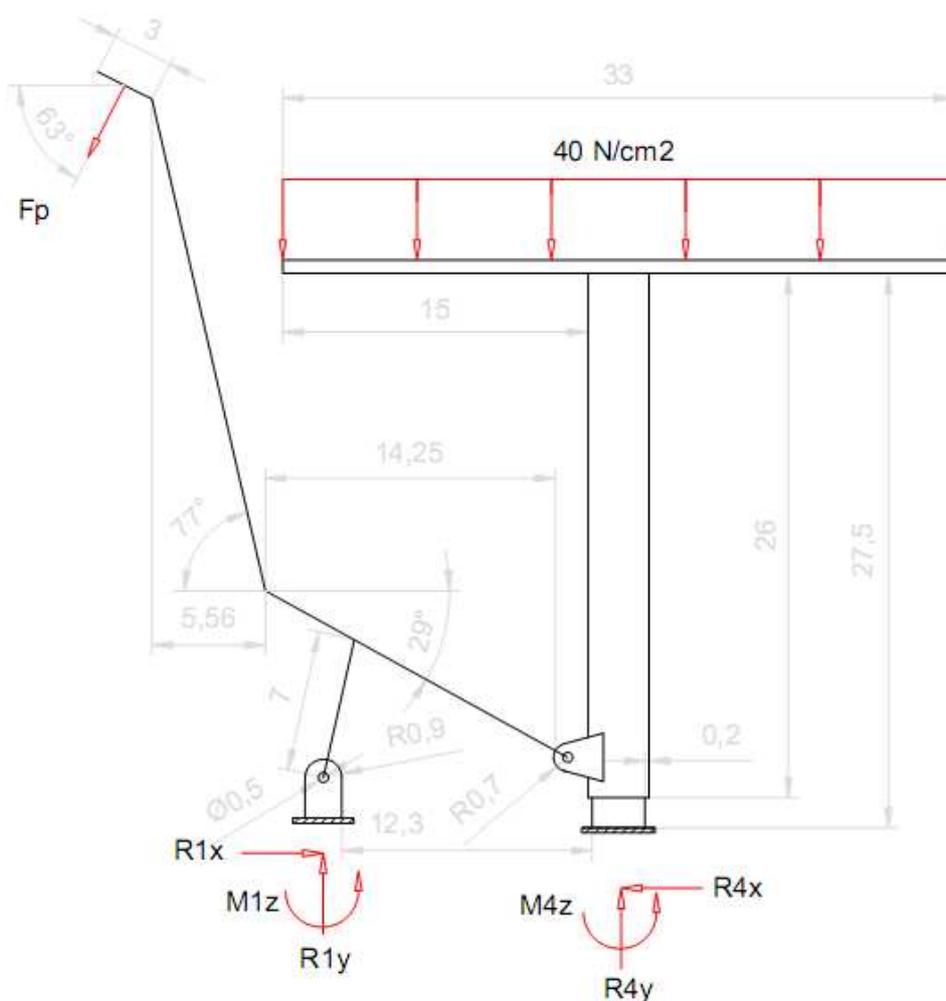


Figura 17: DSL Estructura global posición inicial

Como se ha especificado en las hipótesis anteriores, se ha simplificado el modelo a dos dimensiones, teniendo que modificar únicamente el peso de la moto distribuyéndolo sobre la horizontal que representa al tablero. Para simplificar algo más también se han sustituido las barras de apoyo y la barra transversal que las une por sus respectivas condiciones de contorno que afectan a los elementos en contacto con ellas. Estas condiciones de apoyo son empotramientos, al encontrarse soldadas. Una vez matizado este detalle, se procede a aplicar las fórmulas:

$$(1) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{1X} - R_{4X} - F_P \cdot \cos 63^\circ = 0$$

$$(2) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_{1Y} + R_{4Y} - F_P \cdot \sin 63^\circ - 42,42 \cdot 33 = 0$$

El sumatorio de momentos lo hacemos sobre el punto nº 1.

$$(3) \sum M_Z = 0; \rightarrow 36,32 \cdot F_P \cdot \cos 63^\circ + 9,77 \cdot F_P \cdot \sin 63^\circ - 14,5 \cdot 42,42 \cdot 33 + 14,5 \cdot R_{4Y} - 0,5 \cdot R_{4X} + M_{4Z} + M_{1Z} = 0$$

Como se puede comprobar, se tienen 7 incógnitas y tan solo 3 ecuaciones para poder resolverlas, cosa que es imposible. Por lo que se tendrán que utilizar los diagramas de sólidos libres de cada elemento para tener ecuaciones auxiliares que nos permitan resolver todas las incógnitas.

Pilares

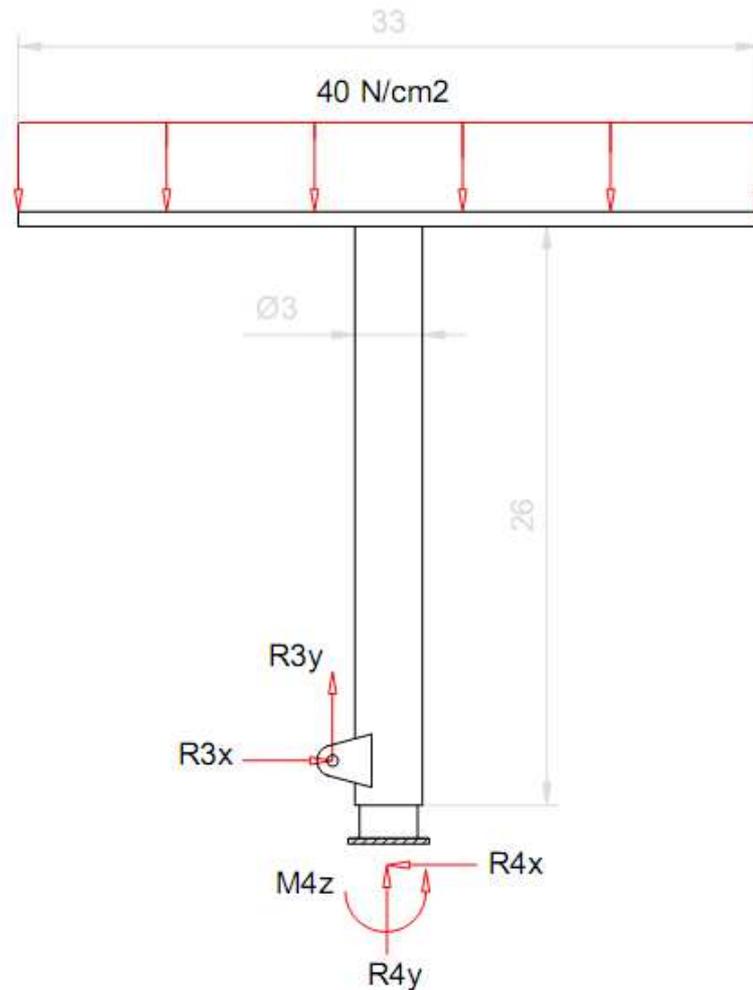


Figura 18: DSL Pilares posición inicial

Para realizar el DSL del conjunto de los pilares y la parte superior, se han trasladado las reacciones que se producen en el pasador nº 3, que es el punto en el que se transmite la acción del pedal para poder elevar la moto. De aquí se deduce que todo el peso de la moto se irá a la reacción vertical de dicho pasador para que se eleve la moto, por lo que la reacción R4y tendrá valor nulo. Haciendo el sumatorio de fuerzas quedan las siguientes ecuaciones:

$$(4) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{3x} = R_{4x}$$

$$(5) \sum F_y = 0; \begin{cases} R_{4y} = 0 \\ R_{3y} = 42,42 \cdot 33 = 1400 \text{ N} \end{cases}$$

$$(6) \sum M_{3z} = 0; \rightarrow M_{4z} - 3,5 \cdot R_{4x} - 2,5 \cdot 42,42 \cdot 33 = 0$$

Como no se pueden calcular todas las incógnitas, a continuación se irán solucionando otros elementos para posteriormente volver a éste y terminar de definir todos los esfuerzos no conocidos y sus correspondientes diagramas.

Pedal

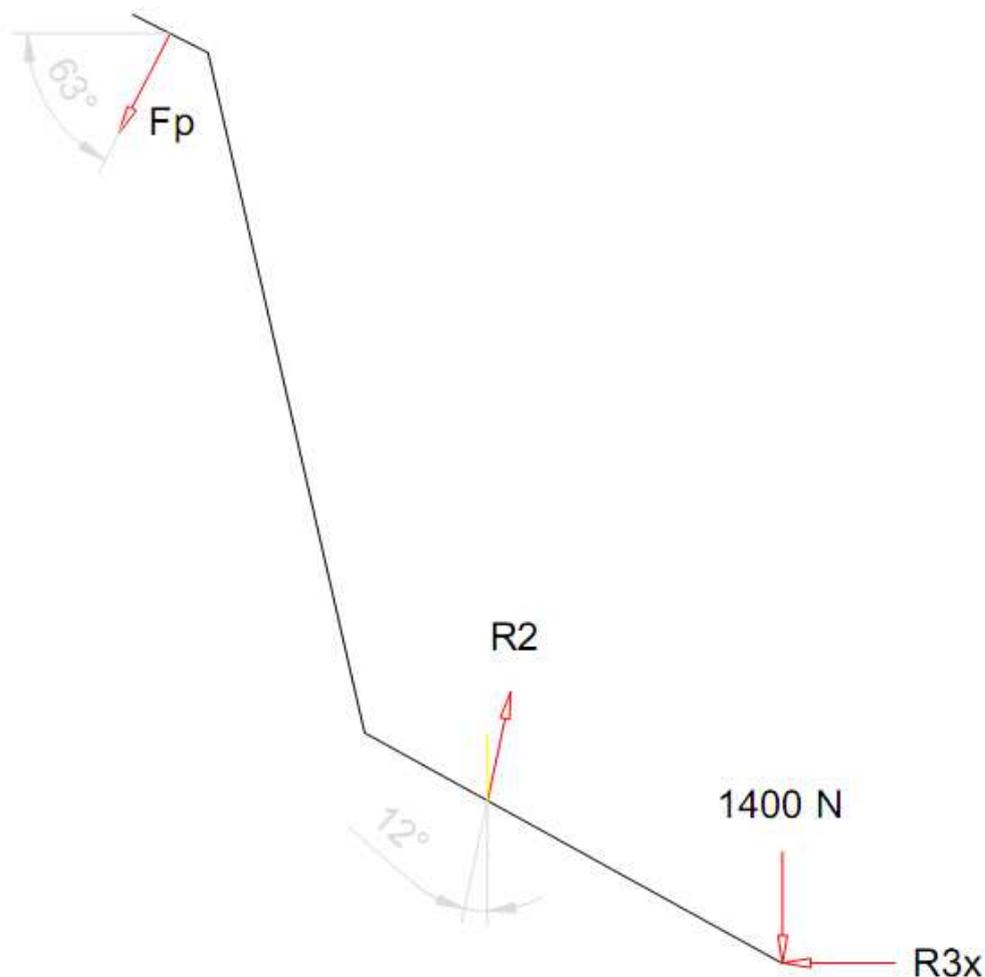


Figura 19: DSL Pedal posición inicial

En el DSL (Diagrama de Sólido Libre) del pedal, tenemos que definir las reacciones que se producen en el nudo 2 y 3. El nudo 2 es la unión con las ménsulas, la fuerza que obtengamos aquí será la mitad para cada una. Otra cosa a tener en cuenta es que la resultante de estas fuerzas irá siempre en la dirección longitudinal de la barra, esto es así porque dicha barra está biarticulada y sólo puede trabajar a esfuerzo axial. Del nudo 3 sabemos de las ecuaciones anteriores que la reacción vertical tiene un valor de 1400 N.

$$(7) \sum F_X = 0; \rightarrow R_2 \cdot \sin 12^\circ - R_{3X} - F_P \cdot \cos 63^\circ = 0$$

$$(8) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_2 \cdot \cos 12^\circ - 1400 - F_P \cdot \sin 63^\circ = 0$$

$$(9) \sum M_{2Z} = 0; \rightarrow F_P \cdot (27,48 \cdot \cos 63^\circ + 11,27 \cdot \sin 63^\circ) - 10,49 \cdot 1400 - 5,82 \cdot R_{3X} = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{3X} = 117 \text{ N} \\ R_2 = 2052.97 \text{ N} \\ F_P = 682.5 \text{ N} \end{array} \right.$$

- Diagrama de esfuerzos pedal

AXIL

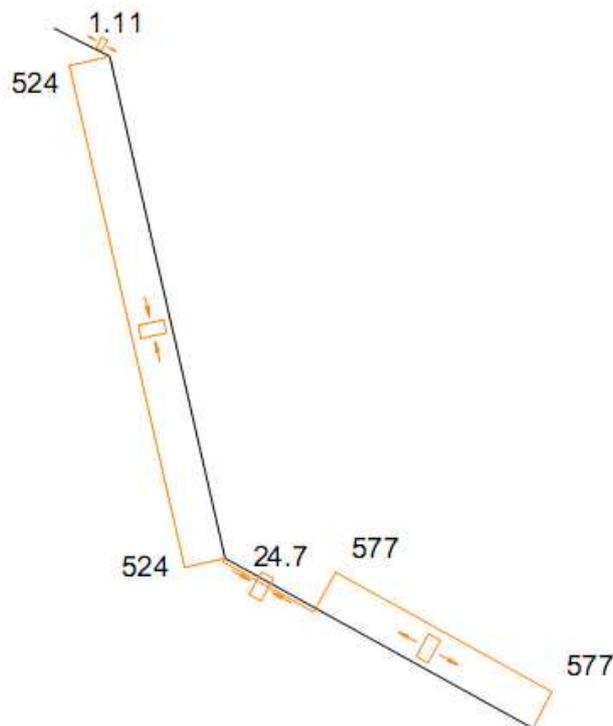


Figura 20: Diagrama Esfuerzos axiales pedal (N)

CORTANTE

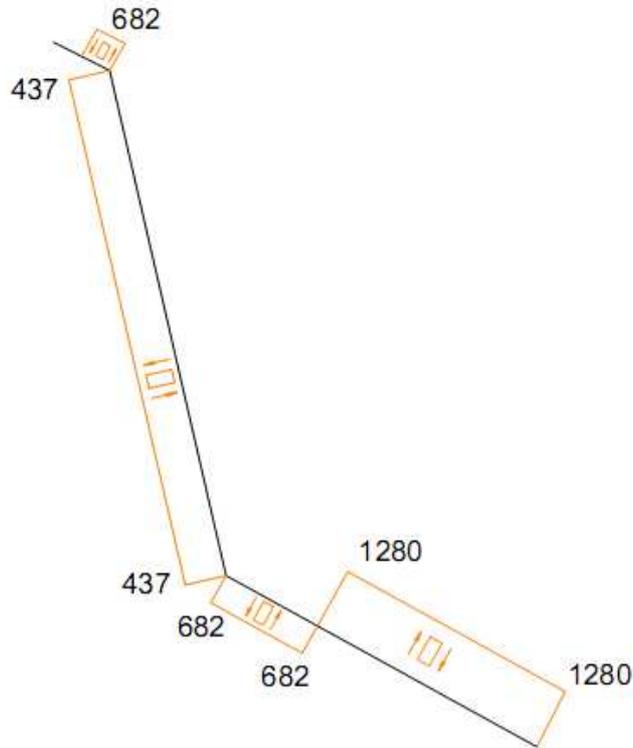


Figura 21: Diagrama Esfuerzos cortantes pedal (N)

FLECTOR

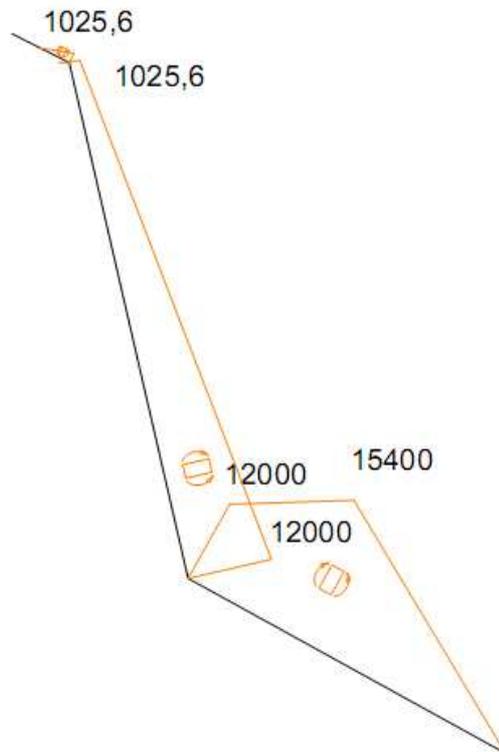


Figura 22: Diagrama Momentos flectores pedal (Ncm)

Como se puede comprobar la sección más solicitada se encuentra en el apoyo de las ménsulas, en el nudo 2. Los esfuerzos a los que están sometidos son los siguientes:

$$N = 577 \text{ N}; \quad V_Y = 1280 \text{ N}; \quad M_Z = -15400 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Ménsulas apoyo pedal

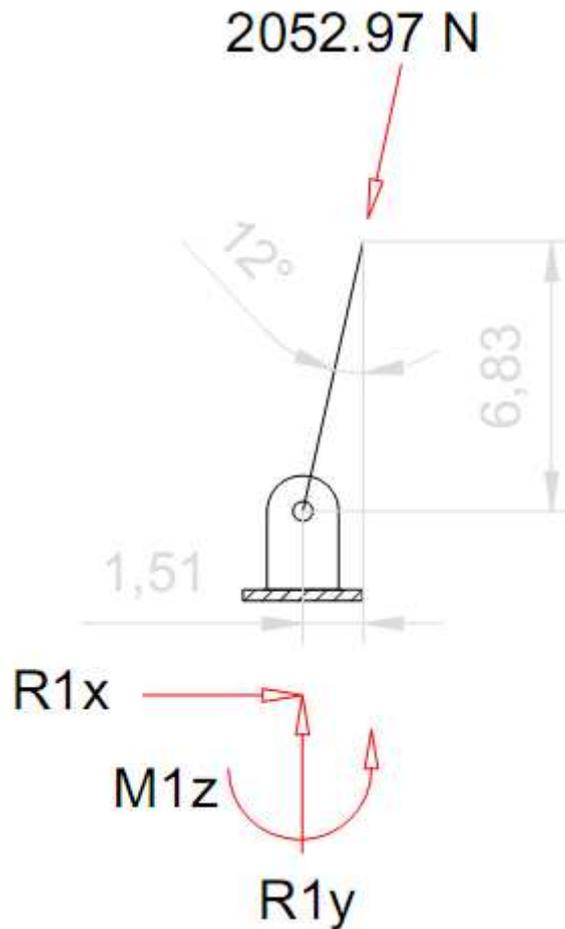


Figura 23: DSL Ménsulas y apoyo posición inicial

En el diagrama de las ménsulas y su unión con las barras de la base, la única incógnita que nos queda por calcular es el momento, porque las reacciones horizontales y verticales son equivalentes pero de sentido contrario a las que vienen desde las ménsulas.

$$(10) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{1X} = 2052,97 \cdot \sin 12^\circ = 426,83 \text{ N}$$

$$(11) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_{1Y} = 2052,97 \cdot \cos 12^\circ = 2008,1 \text{ N}$$

$$(12) \sum M_Z = 0; \rightarrow M_{1Z} = 1,51 \cdot 2052,97 \cdot \cos 12^\circ - 6,83 \cdot 2052,97 \cdot \sin 12^\circ = 116,95 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Pilares

Una vez se han calculado todas estas incógnitas, hay que volver a las ecuaciones del DSL de los pilares para terminar de despejar el resto, puesto que carecíamos de los datos necesarios para su resolución.

Las ecuaciones son las siguientes:

$$(4) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{3X} = R_{4X} = 117 \text{ N}$$

$$(6) \sum M_{3Z} = 0; \rightarrow M_{4Z} = 3,5 \cdot R_{4X} + 2,5 \cdot 42,42 \cdot 33 = 3909.15 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

- Diagrama de esfuerzos pilares

Con todos los esfuerzos conocidos se procede a dibujar los diagramas de esfuerzos correspondientes:

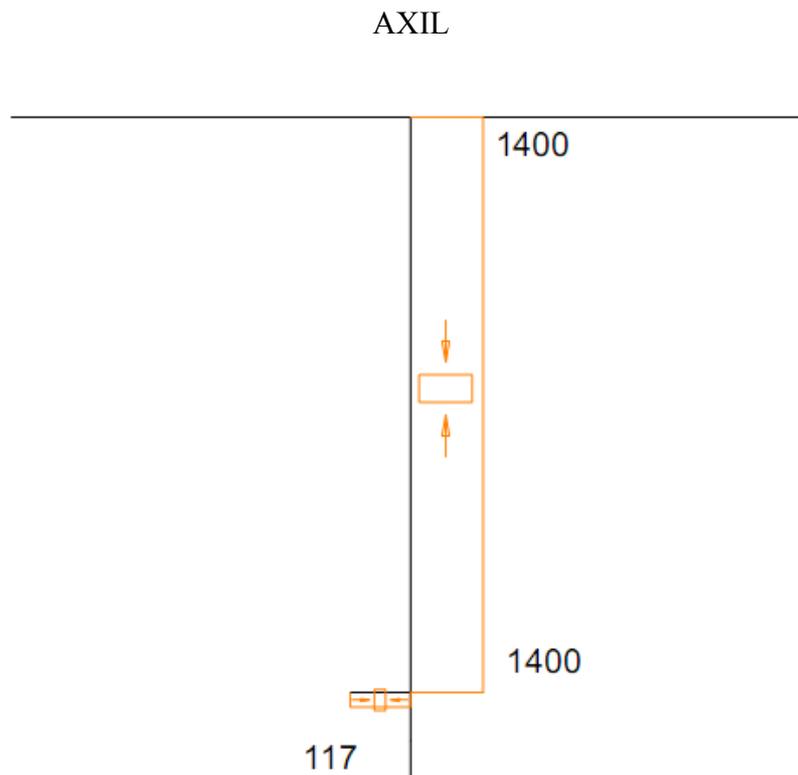


Figura 24: Diagrama Esfuerzos axiales pilares (N)

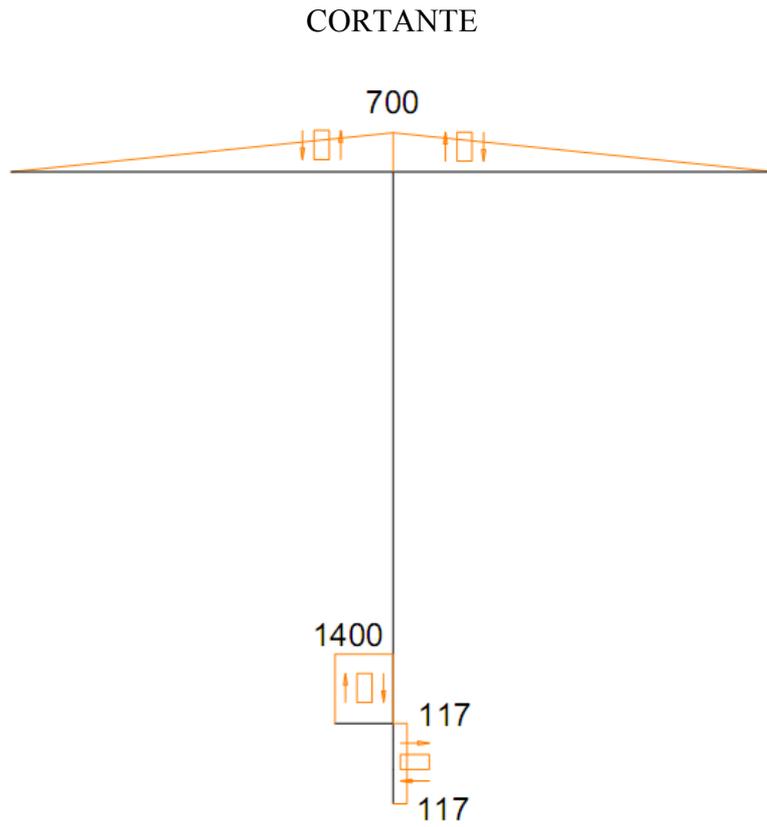


Figura 25: Diagrama Esfuerzos cortantes pilares (N)

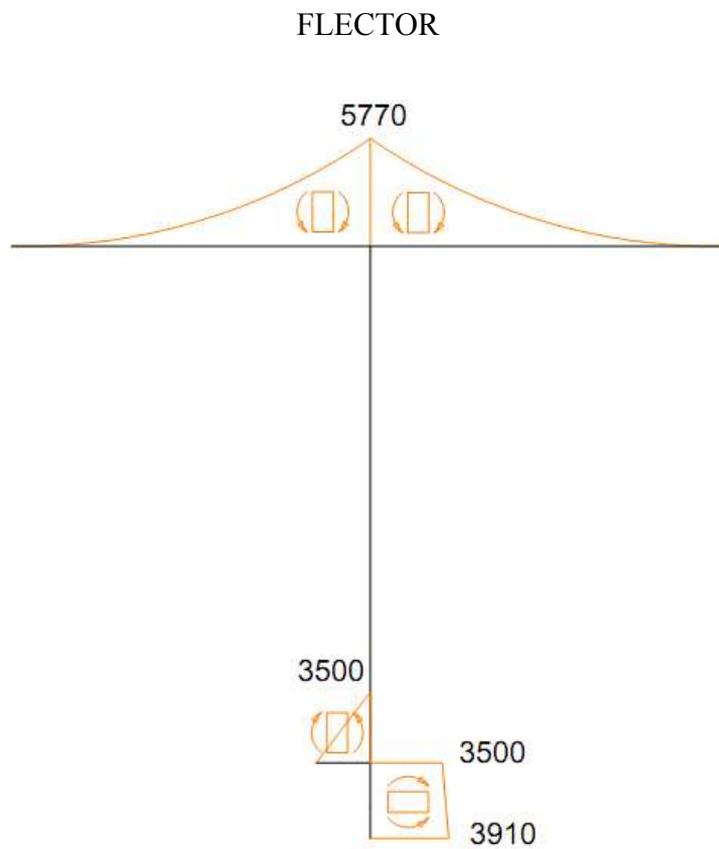


Figura 26: Diagrama Momentos flectores pilares (Ncm)

4.3.1.2 POSICIÓN INTERMEDIA

Estructura global

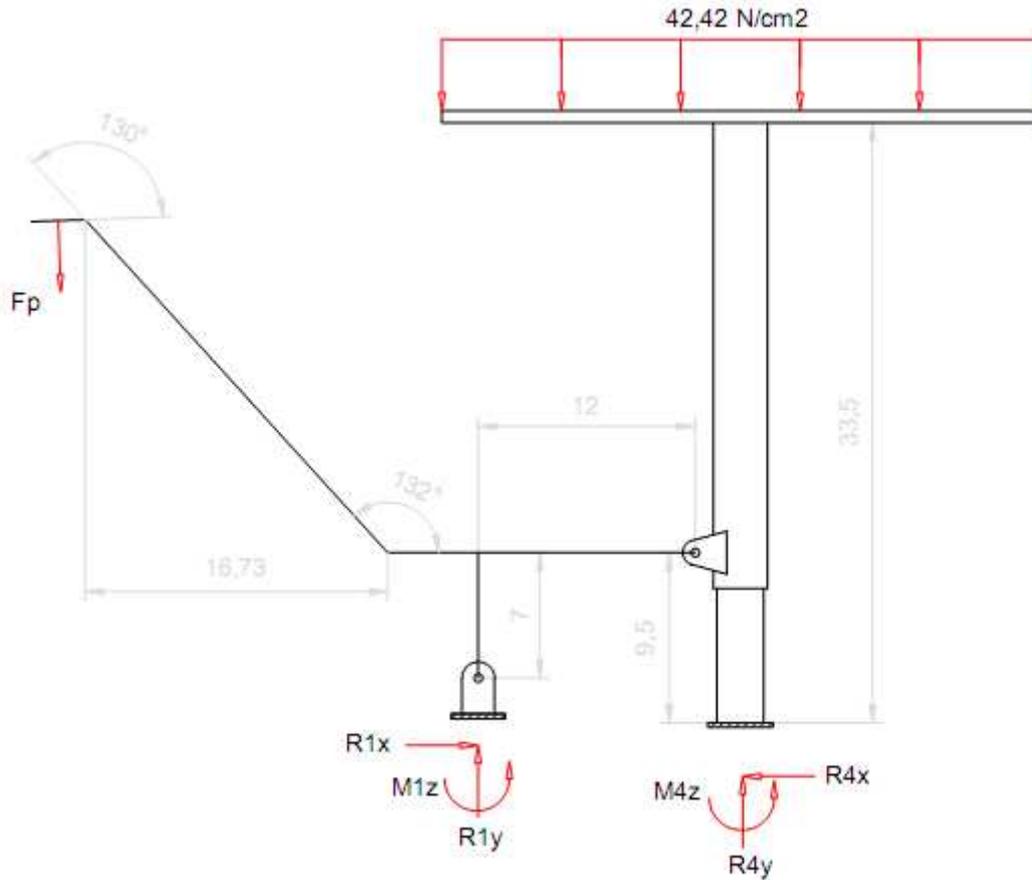


Figura 27: DSL Estructura global posición intermedia

En esta posición intermedia, se puede ver que el pedal tiene una parte en posición totalmente horizontal y que las ménsulas están en una posición vertical. Por la propia configuración del problema, esta es la posición en que las ménsulas más se desplazan hacia la izquierda, ya que a continuación se desplazarán hacia la derecha hasta terminar el movimiento alineándose con el pedal.

Como se ha podido comprobar en el caso anterior, realizando el sumatorio de fuerzas global no se saca nada en claro, ya que hay muchas más incógnitas que ecuaciones y se tiene que recurrir a los sumatorios de fuerzas elementales.

Pedal

Se comienza directamente por el pedal, ya que la suposición de que la reacción “ R_{3y} ” es igual al peso se cumple siempre. Por lo que de esta manera se calcularán las incógnitas conforme se

vayan planteando, no como en el caso anterior que se tuvo que volver a un elemento previamente esbozado, dejando el planteamiento mucho más claro y fácil de seguir.

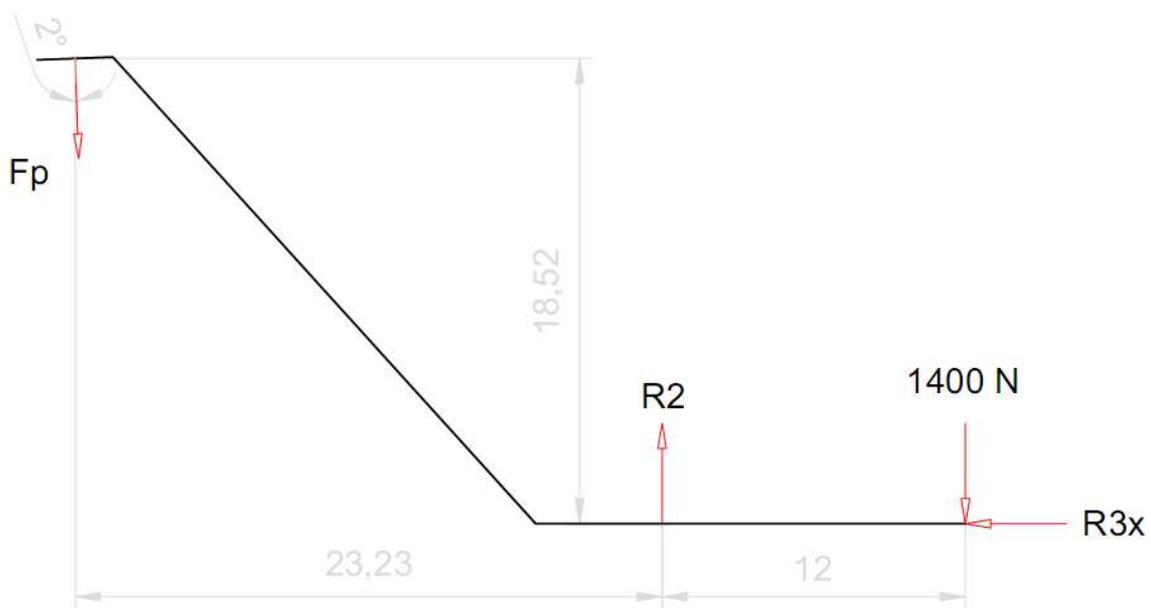


Figura 28: DSL Pedal posición intermedia

En este planteamiento se tienen 3 incógnitas con 3 ecuaciones, por lo que se podrán calcular todas, y así tener solucionado casi todo el problema, debido a que el pedal interactúa con los DSL de los demás elementos.

El equilibrio de fuerzas en el pedal es el siguiente:

$$(1) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{3X} = F_p \cdot \sin 2^\circ$$

$$(2) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_2 = 1400 + F_p \cdot \cos 2^\circ$$

$$(3) \sum M_{2Z} = 0; \rightarrow F_p \cdot (23,23 \cdot \cos 2^\circ - 18,52 \cdot \sin 2^\circ) - 12 \cdot 1400 = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_p = 744,36 \text{ N} \\ R_2 = 2143,546 \text{ N} \\ R_{3X} = 26 \text{ N} \end{array} \right.$$

- Diagrama de esfuerzos pedal

Una vez calculadas las incógnitas se procede al dibujo de los diagramas de axil, cortante y flector del pedal.

AXIL

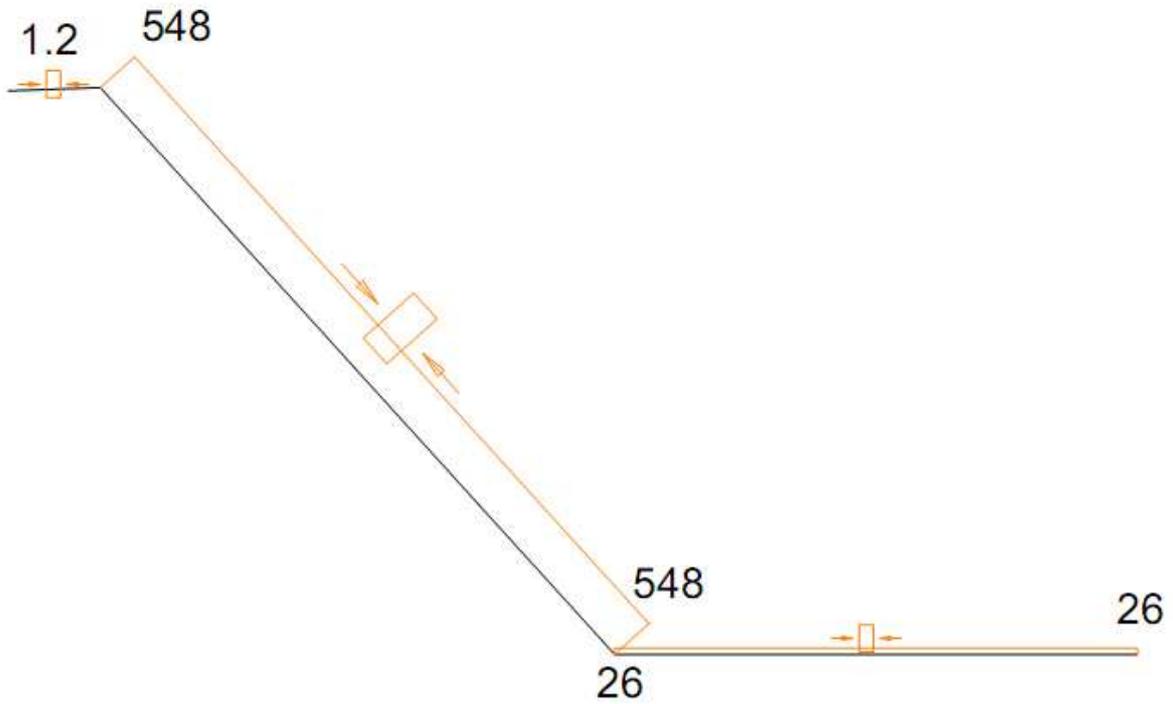


Figura 29: Diagrama Esfuerzos axiales pedal (N)

CORTANTE

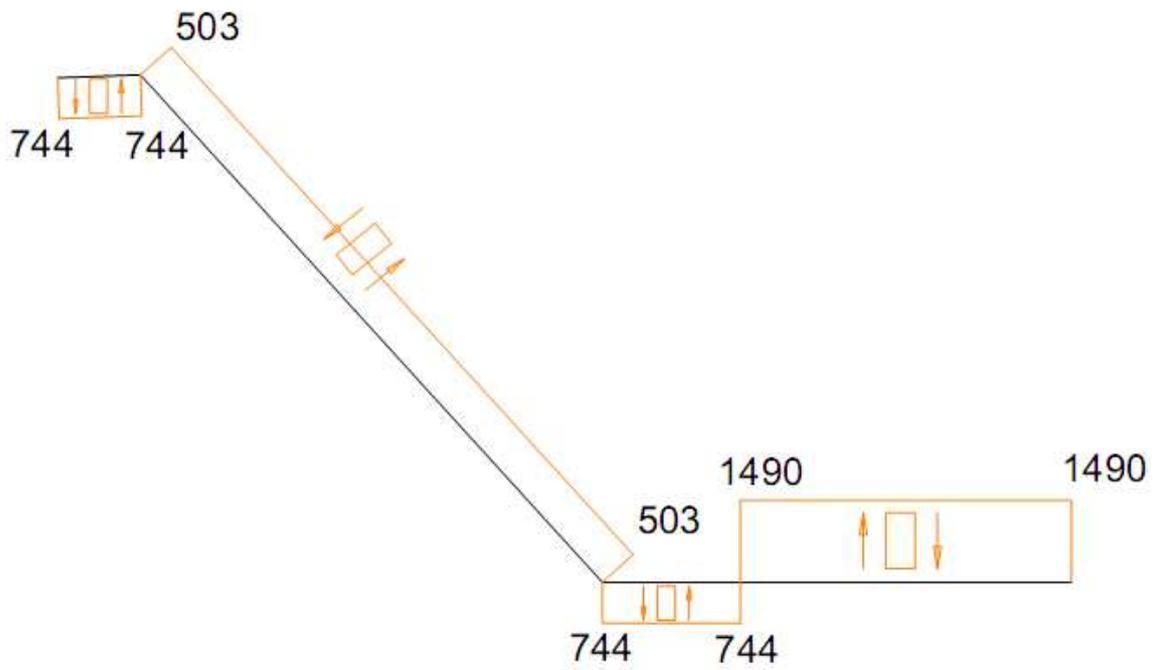


Figura 30: Diagrama Esfuerzos cortantes pedal (N)

FLECTOR

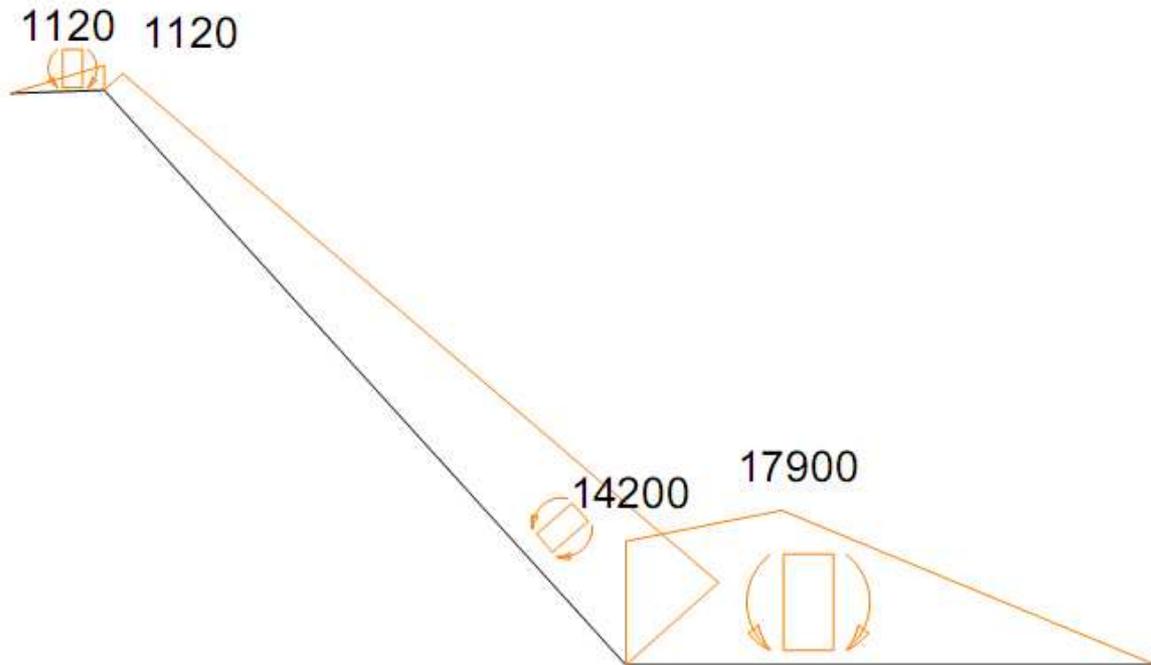


Figura 31: Diagrama Momentos flectores pedal (Ncm)

El punto más desfavorable del pedal se encuentra en la unión entre éste y las ménsulas con unos esfuerzos de:

$$N = -26\text{N}; \quad V_y = -744\text{N}; \quad M_z = 17900\text{N} \cdot \text{cm}$$

Una vez dibujados los diagramas de esfuerzos se puede observar que en esta posición los esfuerzos son mayores que en la anterior, la posición inicial, y se puede prever que también serán mayores que en la configuración final, al no existir la fuerza ejercida por el usuario. Otra consideración a tener en cuenta sería que en las posiciones intermedias entre esta y la final, existiera algún momento en el que hubiera mayores esfuerzos, pero como a partir de la posición que ahora tenemos en cuenta hay que ir realizando menos fuerza progresivamente sobre el pedal no se producen momentos flectores tan grandes.

Por lo que se dimensionarán a partir de estos esfuerzos los elementos del caballete. Comenzaremos con los que entra en “juego” el pedal.

- Dimensionado de la sección del pedal

El punto más desfavorable del pedal es el que antes hemos detectado en los diagramas de esfuerzos. Los esfuerzos que se dan son: $N = -26\text{N}$; $V_Y = -744\text{N}$; $M_Z = 17900\text{N} \cdot \text{cm}$

Estas fuerzas generan en la sección una distribución de tensiones, que son las siguientes:

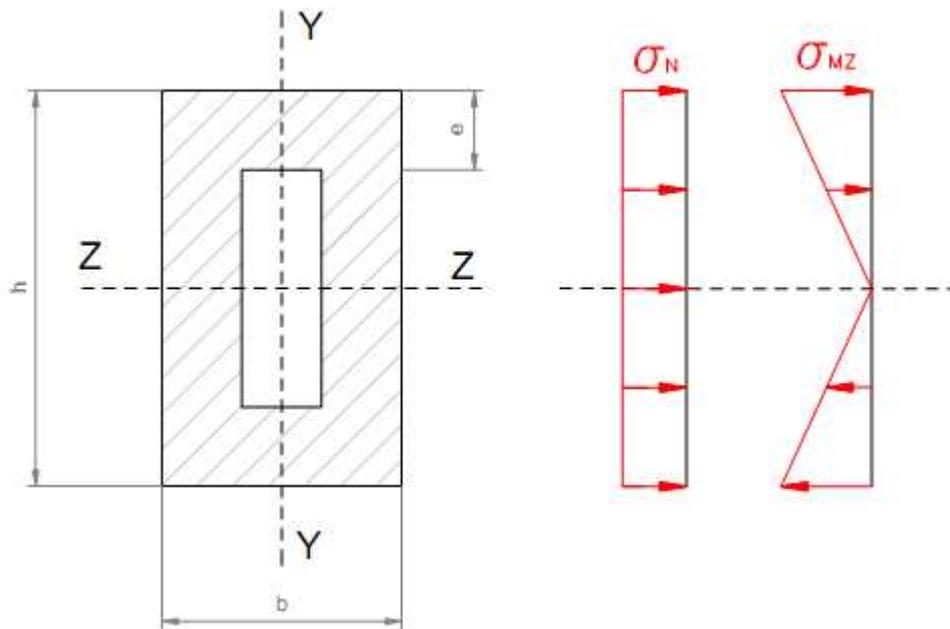


Figura 32: Distribución tensiones sección pedal

Las tensiones cortantes no se han puesto en el esquema, ya que las zonas más desfavorables de la sección son los extremos, ahora se verá en cual, y las cortantes en esos puntos son nulas, teniendo su valor máximo, despreciable respecto a las tensiones normales, en el eje Z-Z.

La zona más desfavorable de la sección se encuentra en su arista superior porque la acción de la tensión normal debida al esfuerzo axil y la tensión normal debido al momento flector se suman al ir en el mismo sentido. La resultante de tensiones que usaremos en los cálculos se determina mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{\text{Área}} - \frac{M_Z}{\text{Inercia}_Z} \cdot y_{m\acute{a}x}$$

Las dimensiones y el material del elemento de las que se parten son:

$$b = 1,5\text{cm}; \quad h = 2,5\text{cm}; \quad e = \text{por definir}; \quad y_{m\acute{a}x} = 1,25\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,5cm$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = b \cdot h - (b - 2 \cdot e)(h - 2 \cdot e) = 3cm^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{(b - 2 \cdot e)(h - 2 \cdot e)^3}{12} = 1.8125cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-26}{3} - \frac{17900}{1.8125} \cdot 1.25 = 12353.5 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{12353.5}{2}\right)^2 + 0} = 6176.75 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{12353.5} = 2.833$$

Como el coeficiente de seguridad es menor del que se exige, se deberá subir el valor del espesor para poder satisfacer la restricción.

Tomaremos el valor de $e = 0,65cm$

$$\text{Área} = 3,51cm^2$$

$$\text{Inercia} = 1.9243cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-26}{3.51} - \frac{17900}{1.9243} \cdot 1.25 = -11634.86 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-11634.86}{2}\right)^2 + 0} = 5817.43 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{11634.86} = 3.01$$

Este valor sí que cumple los requisitos exigidos, por lo que ya se tiene definido el perfil por unas dimensiones de **2.5 x 1.5 x 0.65 cm**

- Dimensionado del pasador y de las ménsulas de apoyo del pedal

Para realizar los cálculos se trabaja con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las ménsulas. Conocidas las reacciones:

$$R_{2X} = 0; \quad R_{2Y} = 2143.546 \text{ N}$$

Por lo que la resultante será:

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = 2143.546 \text{ N}$$

Los criterios que vamos a establecer para dimensionar estas piezas van a ser por cortadura para definir sus diámetros y por aplastamiento para definir sus espesores.

Diámetro pasador

La hipótesis que aquí se plantea recalca la comentada en apartados anteriores y es que al tener dos ménsulas la acción del punto 2 en el pedal se reparte equitativamente entre dos, es decir, va a pasar la mitad de la fuerza a cada una.

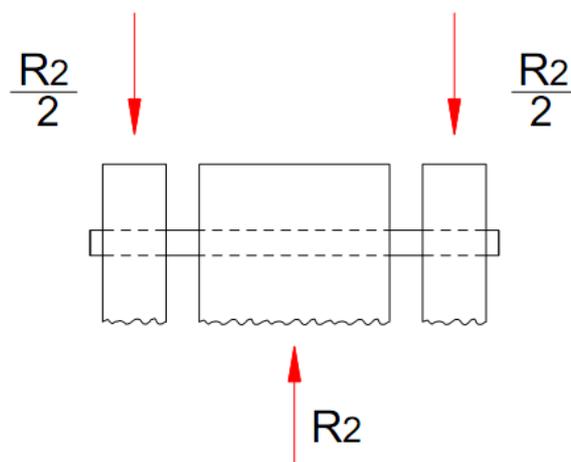


Figura 33: Esquema pasador unión pedal con ménsulas

En este caso se utiliza el criterio de la cortadura, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_2}{2 \cdot A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{2143.546}{2 \cdot A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{2143.546}{2 \cdot A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.1837 cm^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.483 cm \rightarrow \mathbf{0.5 cm}$$

Espesor ménsulas

Este espesor afecta tanto a las ménsulas como al espesor del pedal, por lo que si el espesor que ahora se calculará fuera mayor que el previamente calculado del pedal, se tendría que incrementar el del pedal a este nuevo calculado para cumplir con el coeficiente de seguridad pedido.

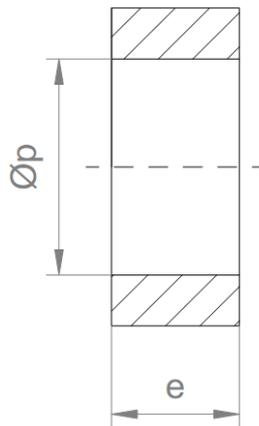


Figura 34: Espesor ménsulas

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{\frac{R_2}{2}}{A_{aplastamiento}}; \quad A_{aplastamiento} = \phi_P \cdot e = 0.5 \cdot e; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1071.782}{e} = 5833.33 \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.1837 cm^2 \rightarrow \mathbf{e = 0.2 cm}$$

- Dimensionado del pasador y de las orejetas del pilar exterior

Para determinar las dimensiones de estos elementos se va a trabajar con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las orejetas del pilar exterior. Conocidas las reacciones:

$$R_{2X} = -26 \text{ N}; \quad R_{2Y} = -1400 \text{ N}$$

Por lo que la resultante será:

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Y}^2} = 1400.24 \text{ N}$$

Los criterios que vamos a establecer para dimensionar estas piezas van a ser por cortadura para definir sus diámetros y por aplastamiento para definir sus espesores.

Diámetro pasador

La hipótesis que se plantea en este caso es similar a lo que ocurre con las ménsulas, es que al tener dos orejetas, la acción del punto 3 en el pedal se reparte equitativamente entre las dos, es decir, va la mitad de la fuerza a cada orejeta.

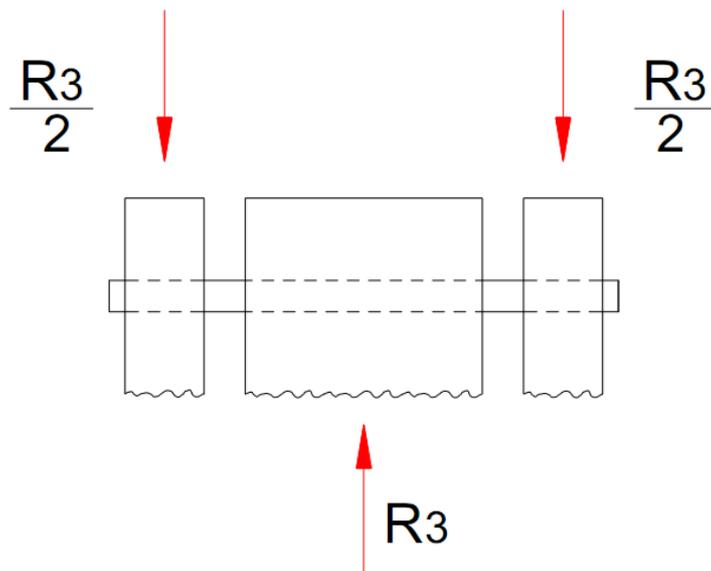


Figura 35: Esquema pasador unión pedal con orejetas

En este caso se utiliza el criterio de la cortadura, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_3}{2 \cdot A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{1400.24}{2 \cdot A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1400.24}{2 \cdot A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.12 \text{ cm}^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.3909 \text{ cm} \rightarrow \mathbf{0.4 \text{ cm}}$$

Espesor orejetas

De la misma manera que ocurre con las ménsulas, el espesor que se obtenga de estos cálculos, se deberá comparar con el que ya se tiene del pedal y ver si también cumple este requisito.

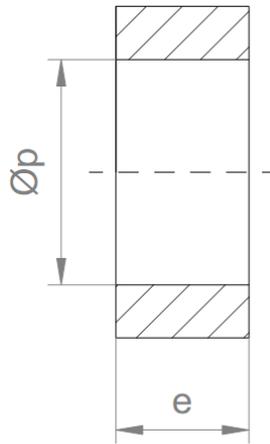


Figura 36: Espesor orejetas

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{R_3}{A_{aplastamiento}}; \quad A_{aplastamiento} = \phi_P \cdot e = 0.4 \cdot e; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{875.15}{e} = 5833.33 \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.15002 \text{ cm}^2 \rightarrow \mathbf{e = 0.2 \text{ cm}}$$

Pilares

Con la solución de las incógnitas del pedal calculadas, se puede proceder a resolver el sistemas de ecuaciones que nos proporciona el sumatorio de fuerzas y momentos de los pilares, y así poder dibujar los diagramas de esfuerzos para definir los puntos más desfavorables y dimensionar las piezas que sea necesario.

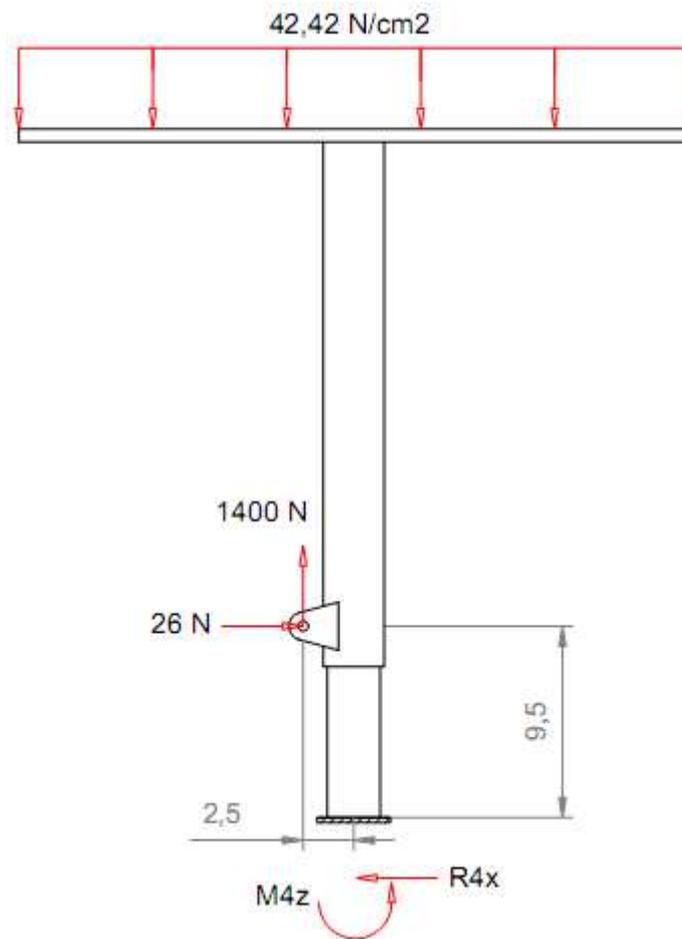


Figura 37: DSL Pilares posición intermedia

$$(4) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{4x} = 26 \text{ N}$$

$$(6) \sum M_{3z} = 0; \rightarrow M_{4z} = 9,5 \cdot R_{4x} + 2,5 \cdot 42,42 \cdot 33 = 3746.65 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

- Diagrama de esfuerzos pilares

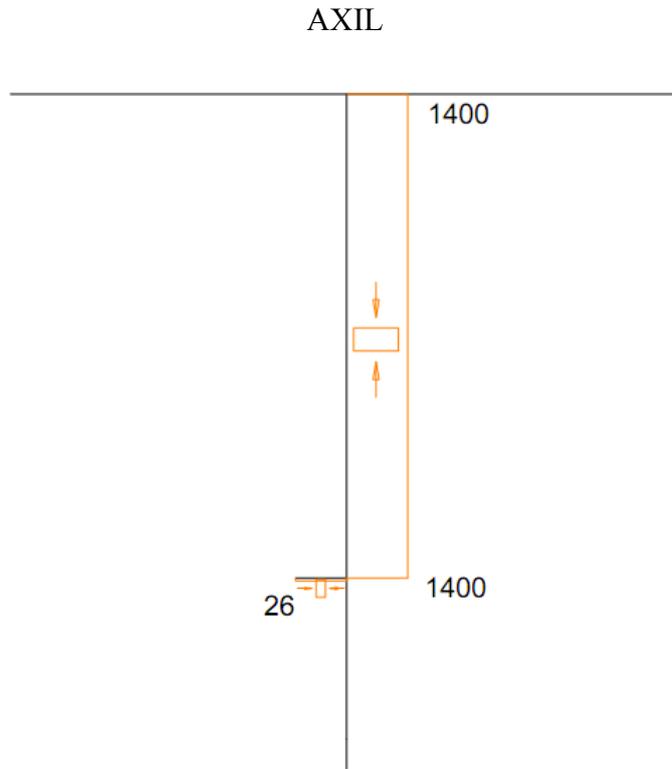


Figura 38: Diagrama esfuerzos Axiales pilares (N)

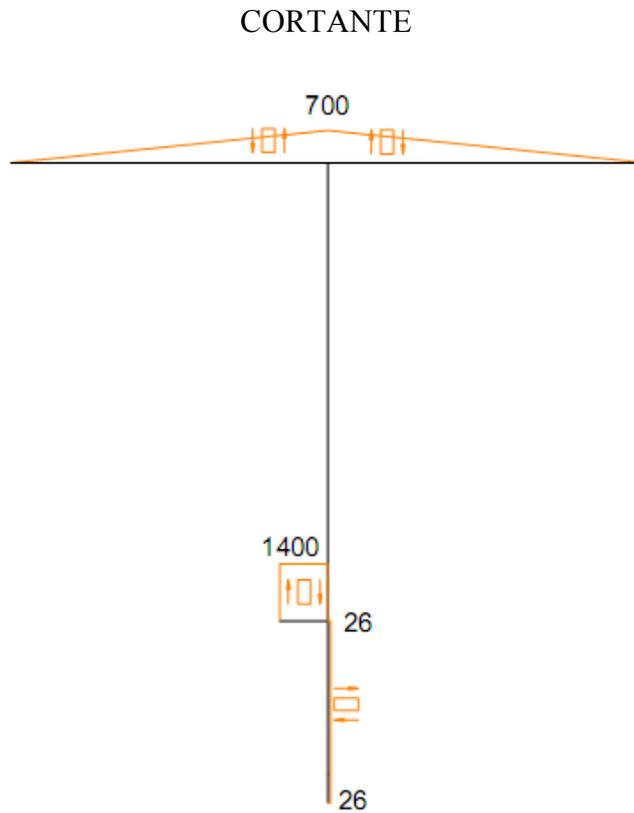


Figura 39: Diagrama esfuerzos Cortantes pilares (N)

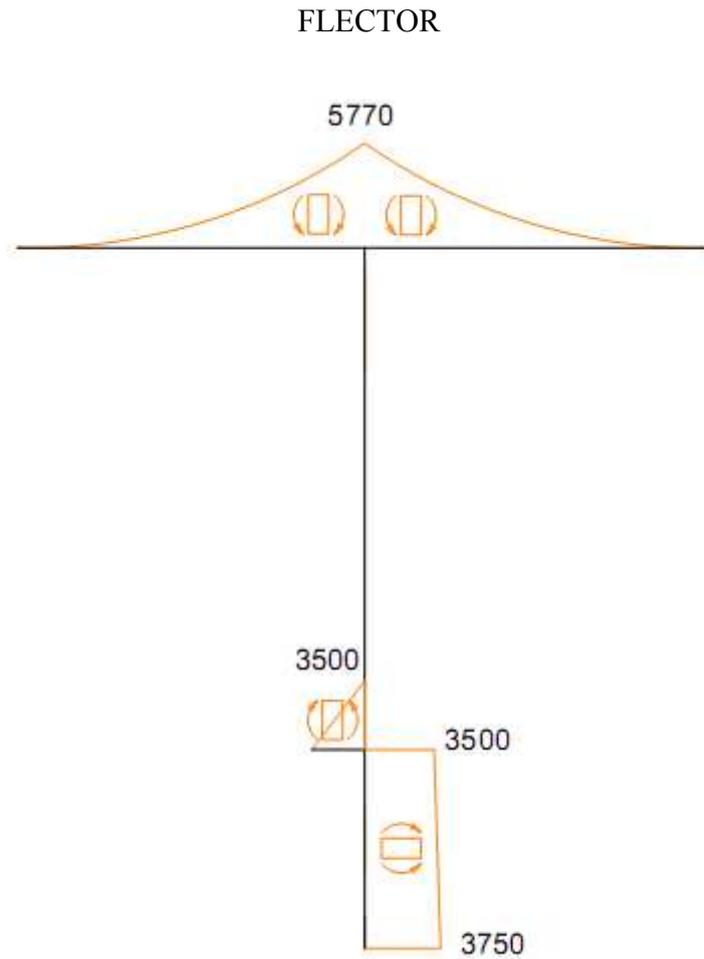


Figura 40: Diagrama momentos Flectores pilares (Ncm)

La zona más desfavorable de los pilares se encuentra en la unión de éstos con la barra transversal en la que apoyan, por lo que el pilar que dimensionamos primero es el interior, ya que es éste el que sufre los mayores esfuerzos, que son: $N = 0\text{N}$; $V_Y = -26\text{N}$; $M_Z = 3750\text{N} \cdot \text{cm}$

Pilar interior

Estas fuerzas generan en la sección una distribución de tensiones, que son las siguientes:

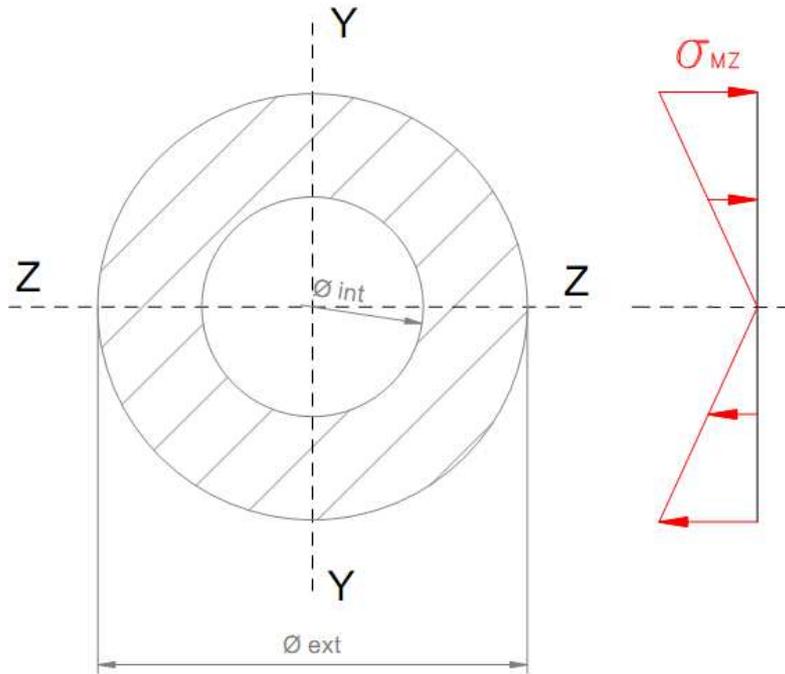


Figura 41: Distribución tensiones sección pilar interior

Las tensiones cortantes no se han puesto en el esquema, porque las zonas más desfavorables de la sección son los extremos, y las cortantes en esos puntos son nulas, teniendo su valor máximo, despreciable respecto a las tensiones normales, en el eje Z-Z.

Las zonas más desfavorables de la sección se encuentran en la parte superior e inferior del diámetro exterior. La resultante de tensiones que usaremos en los cálculos se determina mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{\text{Área}} - \frac{M_Z}{\text{Inercia}_Z} \cdot y_{m\acute{a}x}$$

Las dimensiones y el material del elemento de las que se parten son:

$$\phi_{ext} = 2,6cm; \quad \phi_{int} = \phi_{ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,3cm; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,2cm$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^2}{4} = 1.508 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^4}{64} = 1.9327 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0}{1.508} - \frac{3750}{1.9327} \cdot 1.3 = -4459.08 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-4459.08}{2}\right)^2 + 0} = 2229.54 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{4459.08} = 7.85$$

Como se puede ver, este valor sí que cumple los requisitos exigidos, por lo que ya se tiene definido el perfil por unas dimensiones de ϕ **2.6 x 0.2 cm**

Pilar exterior

Al tener definida ya la sección del pilar interior, se procede a definir la del pilar exterior partiendo de las dimensiones del pilar ahora calculado.

En este caso, no se coge el punto más desfavorable, porque la diferencia que existe entre este, $3552.63 \text{ N} \cdot \text{cm}$, y el punto en el que empieza a existir, $3500 \text{ N} \cdot \text{cm}$, es mínima, y la actuación del axil ofrece mayor tensión. Por lo que los esfuerzos con los que se va a trabajar son:

$$N = -1400 \text{ N}; \quad V_Y = -26 \text{ N}; \quad M_Z = -3500 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Las dimensiones y el material del elemento de las que se parten son:

$$\phi_{ext} = 2 \cdot e + \phi_{int}; \quad \phi_{int} = 2.6 \text{ cm}; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{\phi_{ext}}{2} \text{ cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero le damos el valor con el que hemos trabajado en el pilar exterior, $e = 0,2cm$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^2}{4} = 1.7593cm^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^4}{64} = 1.733cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-1400}{1.7593} - \frac{-3500}{1.733} \cdot 1.5 = 3825.37 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{3825.37}{2}\right)^2 + 0} = 1912.68 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{3825.37} = 9.14$$

Como se puede ver, este valor sí que cumple los requisitos exigidos, por lo que ya se tiene definido el perfil por unas dimensiones de ϕ **3 x 0.2 cm**

Barras apoyo tablero

Este elemento, no se va a dimensionar en los cálculos analíticos, sino que directamente se diseñará en el programa que se va a utilizar para comprobar todos los resultados, y una vez allí, se llegará a la geometría definitiva que cumpla todas las hipótesis.

4.3.1.3 POSICIÓN FINAL

Estructura global

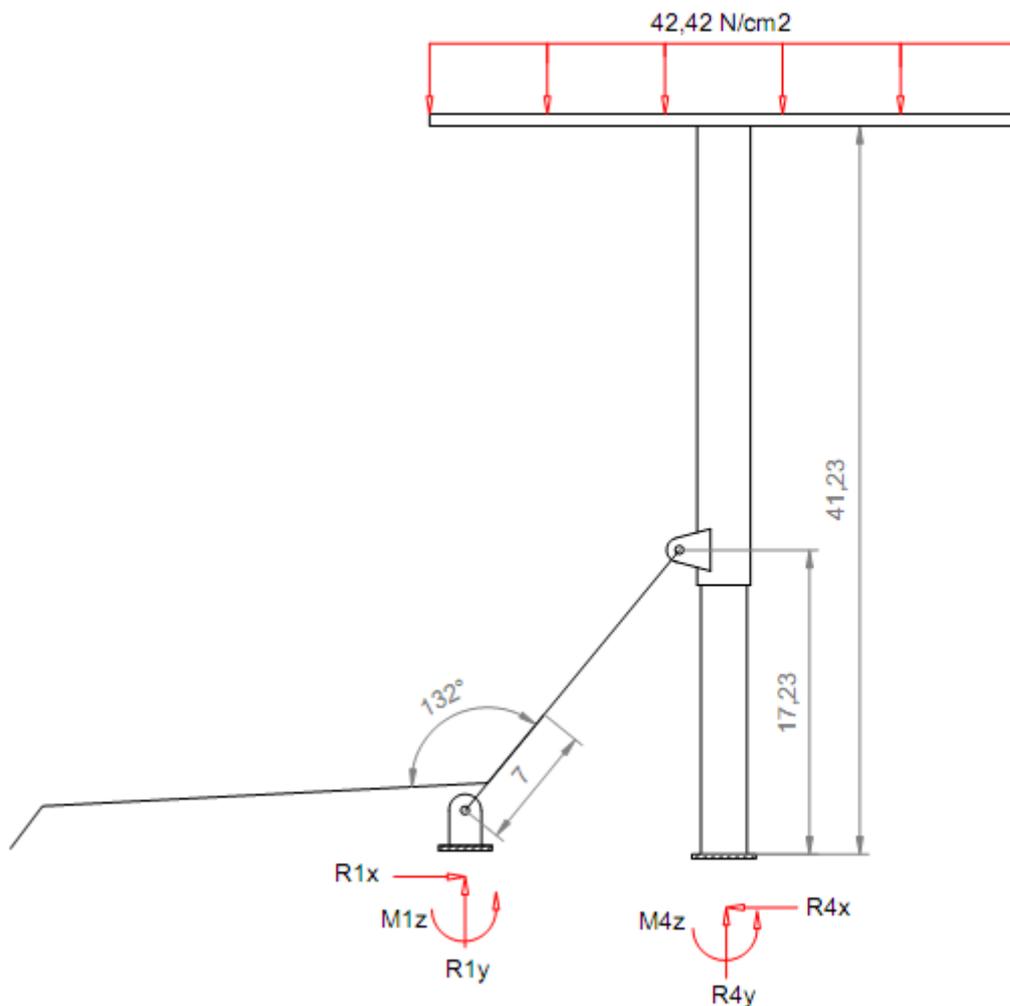


Figura 42: DSL Estructura global posición final

En la posición final, se puede ver que el pedal y las ménsulas en las que se hace palanca se encuentran alineados, por lo que en este caso, solamente pueden transmitir esfuerzos axiales, lo que hace que la posición se mantenga fija, sin girar.

Para calcular los esfuerzos internos y externos de la estructura se van a realizar los estudios pieza a pieza, para poder determinarlos.

Pedal

Se comienza por el pedal, con la suposición de que la reacción “ R_{3y} ” sigue siendo igual al peso. En este caso no tenemos ninguna acción externa en el pedal, ya que al ser la última posición el usuario no podría estar sujetando el pedal y realizando las labores de mantenimiento de la moto.

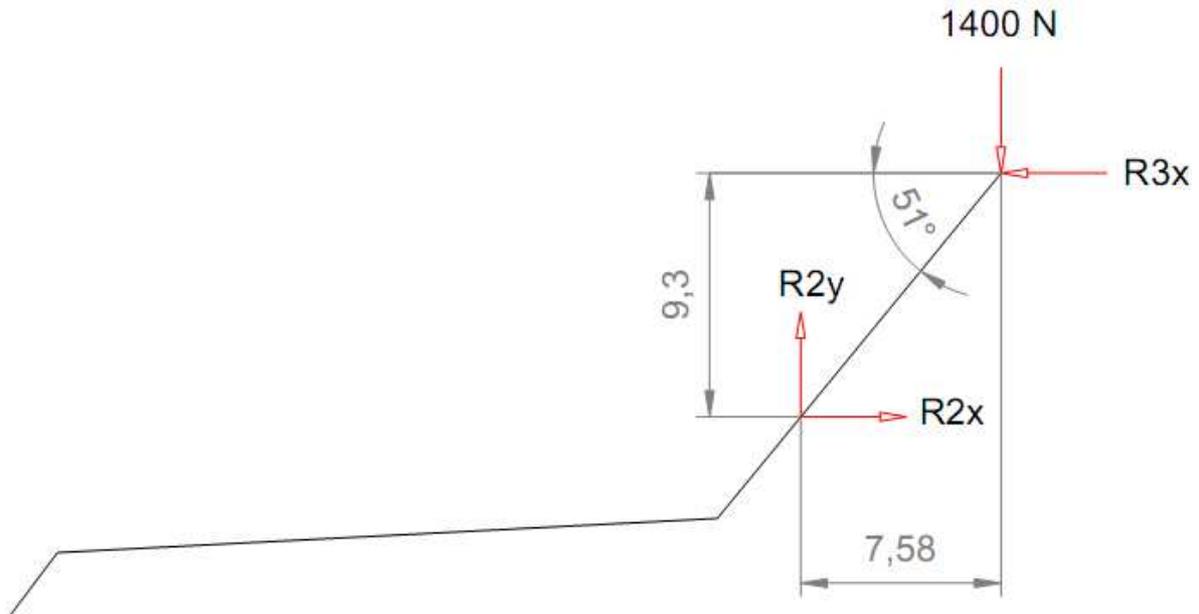


Figura 43: DSL Pedal posición final

En este planteamiento se tienen 3 incógnitas con 3 ecuaciones, por lo que se podrán calcular todas.

El equilibrio de fuerzas en el pedal es el siguiente:

$$(1) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{3X} = R_{2x}$$

$$(2) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_{2y} = 1400 \text{ N}$$

$$(3) R_{2y} = R_2 \cdot \text{sen } 51^\circ; \rightarrow R_2 = 1801.46 \text{ N}; \rightarrow R_{2x} = R_2 \cdot \text{cos } 51^\circ = 1133.69 \text{ N}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_2 = 1801.46 \text{ N} \\ R_{3X} = 1133.69 \text{ N} \end{array} \right.$$

- Diagrama de esfuerzos pedal

Una vez calculadas las incógnitas se procede al dibujo de los diagramas de axil únicamente, porque tanto cortante como flector no tiene.

AXIL

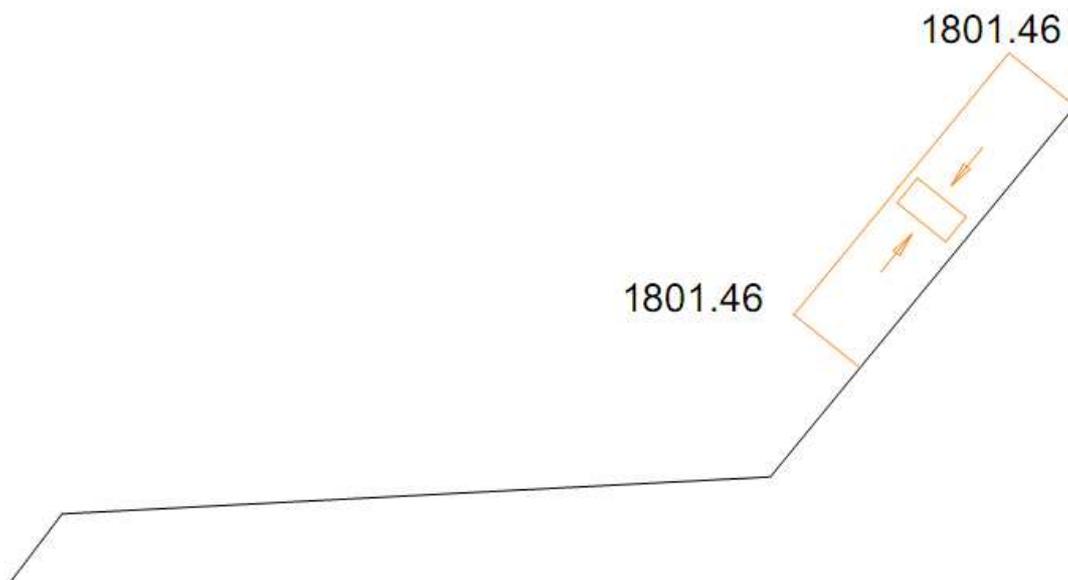


Figura 44: Diagrama esfuerzos Axiales pedal (N)

La zona más desfavorable del pedal se encuentra entre la unión de éste con las ménsulas y las orejetas con unos esfuerzos de:

$$N = -1801.46 \text{ N}; \quad V_Y = 0 \text{ N}; \quad M_Z = 0 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Una vez dibujados los diagramas de esfuerzos se puede observar que en esta posición los esfuerzos son menores que en las anteriores, debido a que no existe momento flector, por lo que en esta configuración cumplirá los requisitos de resistencia según las dimensiones que hemos calculado anteriormente.

La parte que si se tiene que volver a calcular es la de los pasadores, ya que la resultante en este caso es mayor que la resultante con la que se calculó antes.

- Dimensionado del pasador y de las ménsulas de apoyo del pedal

Para realizar los cálculos se trabaja con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las ménsulas. Su valor es de:

$$R_2 = 1801.46 \text{ N}$$

Los criterios que vamos a establecer para dimensionar estas piezas van a ser por cortadura para definir sus diámetros y por aplastamiento para definir sus espesores.

Diámetro pasador

La hipótesis que aquí se plantea recalca la comentada en apartados anteriores y es que al tener dos ménsulas la acción del punto 2 en el pedal se reparte equitativamente entre dos, es decir, va a parar la mitad de la fuerza a cada una.

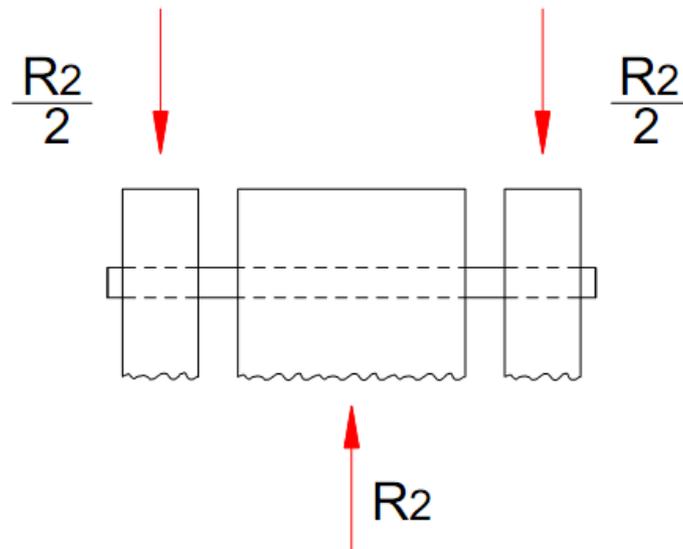


Figura 45: Esquema pasador unión pedal con ménsulas

En este caso se utiliza el criterio de la cortadura, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_2}{2 \cdot A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{1801.46}{2 \cdot A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1801.46}{2 \cdot A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.1544 cm^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.4434 cm \rightarrow \mathbf{0.5 cm}$$

Al ser el esfuerzo en este caso un poco mayor, el diámetro a utilizar es el mismo que en el caso anterior.

Espesor ménsulas

Como acaba de suceder en el dimensionamiento del diámetro, en éste cálculo se supone que pueda pasar lo mismo, por lo que no habría que variar ninguna cosa.

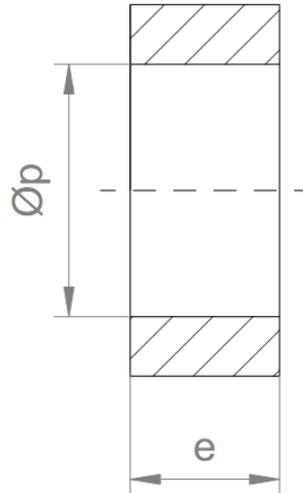


Figura 46: Espesor ménsulas

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{\frac{R_2}{2}}{A_{\text{aplastamiento}}} \quad ; \quad A_{\text{aplastamiento}} = \varnothing_p \cdot e = 0.5 \cdot e \quad ; \quad \tau_{\text{máx,adm}} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} \quad ; \quad \tau = \tau_{\text{máx,adm}} \quad \rightarrow \quad \frac{900.73}{e} = 5833.33 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.1544 \text{cm}^2 \quad \rightarrow \quad e = \mathbf{0.2 \text{cm}}$$

- Dimensionado del pasador y de las orejetas del pilar exterior

Para determinar las dimensiones de estos elementos se va a trabajar con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las orejetas del pilar exterior. Conocida la reacción:

$$R_3 = 1801.46 \text{ N}$$

Las medidas que se van a calcular de estas piezas se obtendrán teniendo en cuenta los criterios de cortadura y aplastamiento.

Diámetro pasador

La hipótesis que se plantea en este caso es similar a lo que ocurre con las ménsulas, es que al tener dos orejetas, la acción del punto 3 en el pedal se reparte equitativamente entre las dos, es decir, va la mitad de la fuerza a cada orejeta.

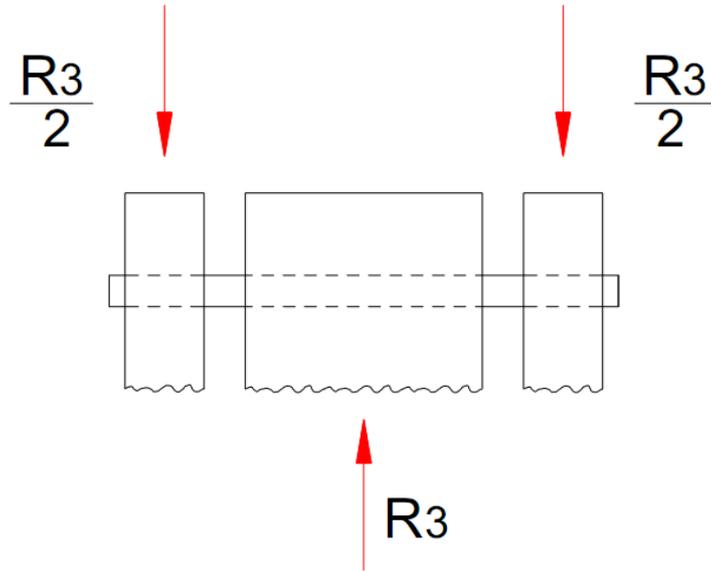


Figura 47: Esquema pasador unión pedal con orejetas

En este caso se utiliza el criterio de la cortadura, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_3}{2 \cdot A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{1801.46}{2 \cdot A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1801.46}{2 \cdot A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.1544 \text{ cm}^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.4434 \text{ cm} \rightarrow \mathbf{0.5 \text{ cm}}$$

Aquí se ha tenido que incrementar el diámetro en 0.1 cm respecto al caso calculado antes.

Espesor orejetas

Se va a calcular el espesor de las orejetas, también a raíz de lo ocurrido con el diámetro, tendremos que aumentar su espesor para que puedan cumplir las restricciones.

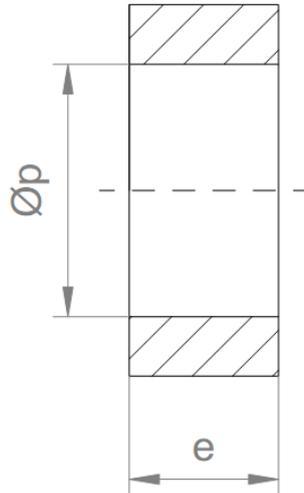


Figura 48: Espesor orejetas

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{\frac{R_3}{2}}{A_{\text{aplastamiento}}} \quad ; \quad A_{\text{aplastamiento}} = \varnothing_p \cdot e = 0.4 \cdot e \quad ; \quad \tau_{\text{m}á\text{x},\text{adm}} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} \quad ; \quad \tau = \tau_{\text{m}á\text{x},\text{adm}} \quad \rightarrow \quad \frac{900.73}{e} = 5833.33 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.1544 \text{ cm}^2 \quad \rightarrow \quad e = \mathbf{0.2 \text{ cm}}$$

A diferencia de lo que se pensaba, no se ha tenido que modificar el espesor de las orejetas.

Pilares

Con la solución de las incógnitas del pedal calculadas, se puede proceder a resolver el sistemas de ecuaciones que nos proporciona el sumatorio de fuerzas y momentos de los pilares, y así poder dibujar los diagramas de esfuerzos para definir los puntos más desfavorables y ver si se tienen que volver a dimensionar los pilares o con los cálculos anteriores es suficiente.

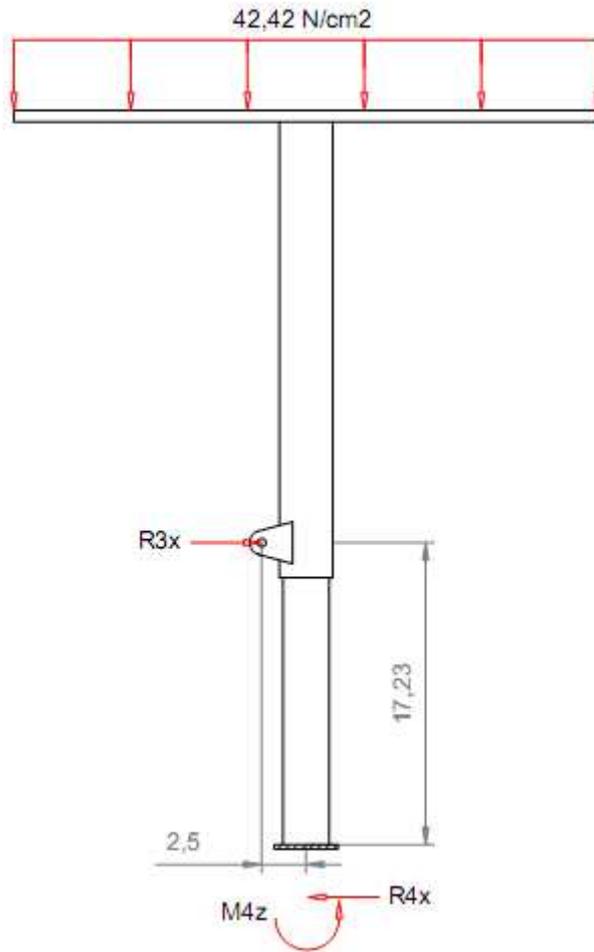


Figura 49: DSL Pilares posición final

$$(4) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{3x} = R_{4x} = 1133.69 \text{ N}$$

$$(6) \sum M_{3z} = 0; \rightarrow M_{4z} = 17,23 \cdot R_{4x} + 2,5 \cdot 42,42 \cdot 33 = 23033.22 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

- Diagrama de esfuerzos pilares

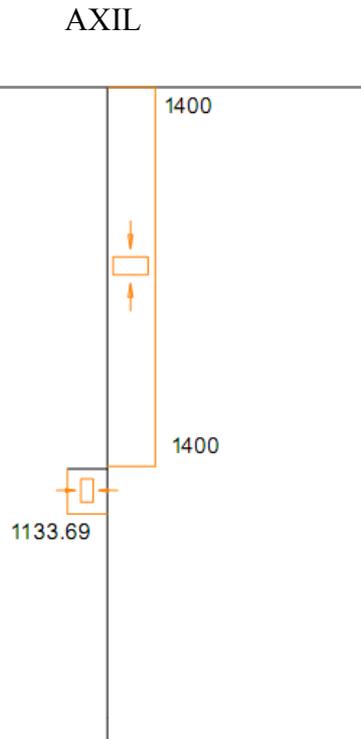


Figura 50: Diagrama esfuerzos Axiales pilares (N)

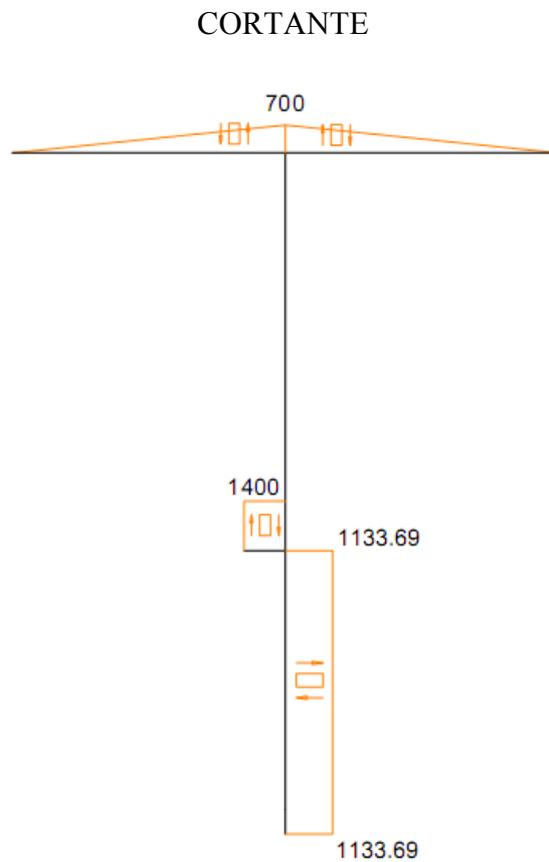


Figura 51: Diagrama esfuerzos Cortantes pilares (N)

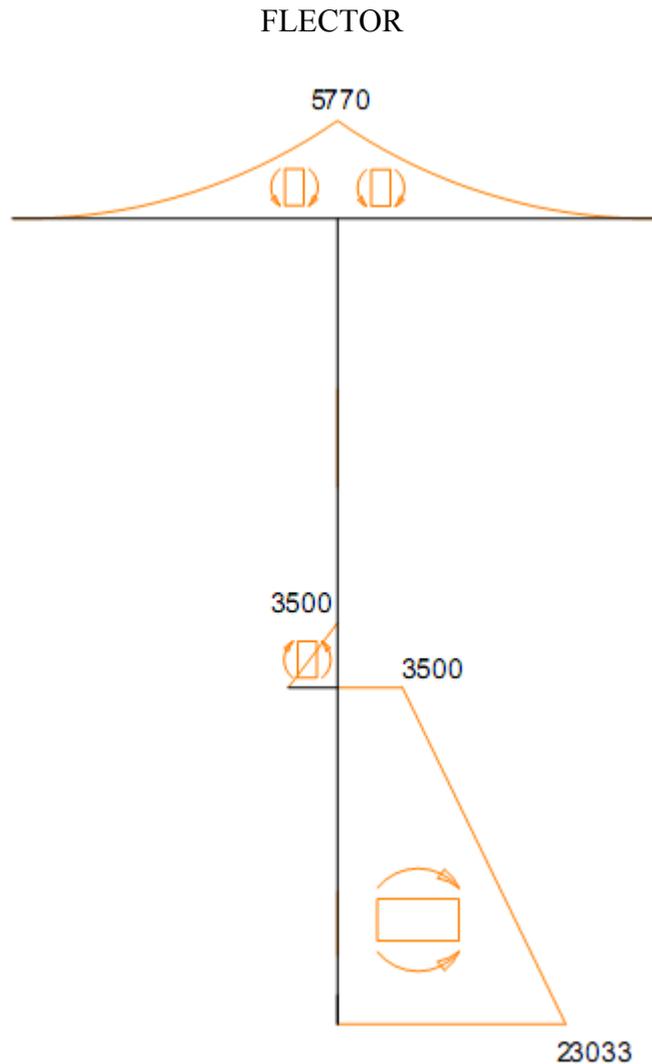


Figura 52: Diagrama momentos Flectores pilares (Ncm)

La zona más desfavorable de los pilares se vuelve a encontrar en la unión de éstos con la barra transversal en la que apoyan. El momento flector que aparece ahora es mucho más grande que los anteriores, por lo que hay que volver a dimensionar con estas nuevas acciones, que son:

$$N = 0\text{N}; \quad V_Y = -1133.69\text{N}; \quad M_Z = 23033\text{N} \cdot \text{cm}$$

Pilar interior

Estas fuerzas generan en la sección una distribución de tensiones, que es la siguiente:

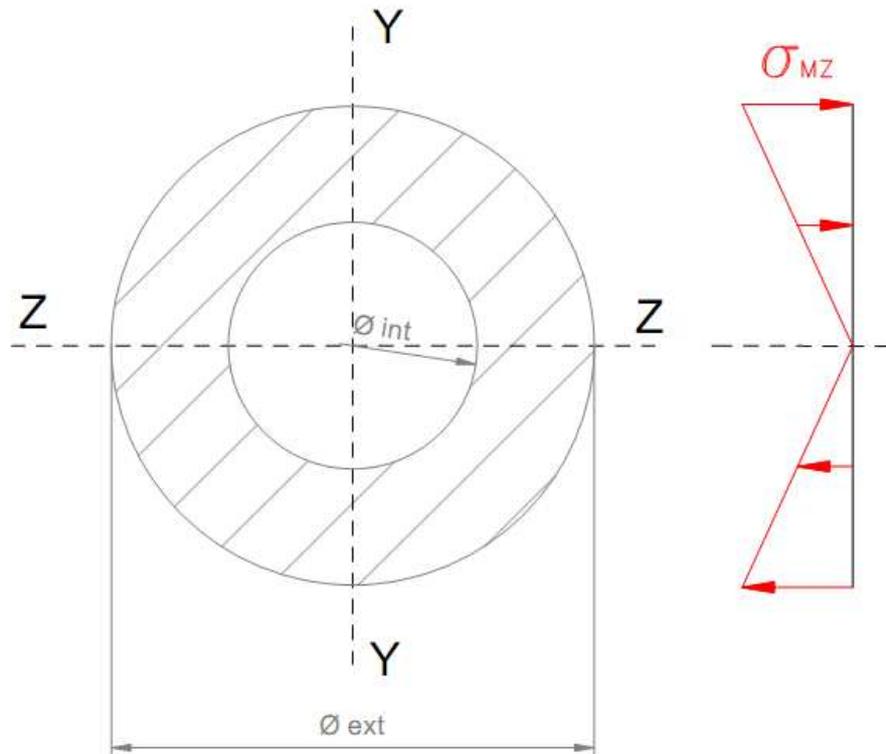


Figura 53: Esquema distribución tensiones sección pilar interior

Al igual que ocasiones anteriores, las tensiones cortantes se han despreciado.

Las zonas más desfavorables de la sección se encuentran en la parte superior e inferior del diámetro exterior. La resultante de tensiones que usaremos en los cálculos se determina mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{\text{Área}} - \frac{M_z}{\text{Inercia}_z} \cdot y_{m\acute{a}x}$$

Teniendo en cuenta que en los cálculos anteriores, el coeficiente de seguridad que nos daba el pilar exterior con un espesor de 0,2cm era muy superior al de 3, al tener en este caso un momento flector tan grande, aumentaremos el diámetro exterior del pilar interior, para darle mayor resistencia.

Las dimensiones y el material del elemento de las que se parten son:

$$\phi_{ext} = 2,7cm; \quad \phi_{int} = \phi_{ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,35cm; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,6cm$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^2}{4} = 3.9584cm^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^4}{64} = 2.3602cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0}{3.9584} - \frac{23033}{2.3602} \cdot 1.35 = -13174.54 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} = \sqrt{\left(\frac{-13174.54}{2}\right)^2 + 0} = 6587.27 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{4459.08} = 2.65$$

Como el coeficiente de seguridad es menor del que se exige, se deberá subir el valor del espesor para poder satisfacer la restricción.

Tomaremos el pilar interior como un elemento macizo:

$$\text{Área} = 5.725cm^2$$

$$\text{Inercia} = 2.6087cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = -\frac{23033}{2.6087} \cdot 1.35 = -11919.55 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-11919.55}{2}\right)^2 + 0} = 5959.77 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{11919.55} = 2.93$$

Este valor de coeficiente de seguridad tampoco entra dentro de los límites que se han impuesto, lo que nos lleva a tener que cambiar de material en este elemento, ya que con un límite elástico de 350 MPa y la geometría que tenemos no se llega a cumplir.

Por lo tanto elegiremos un material de límite elástico mayor. Se va a elegir un acero de límite elástico 530 MPa.

Con el nuevo material, las dimensiones que utilizaremos serán:

$$\phi_{ext} = 2,7cm; \quad \phi_{int} = 2 cm; \quad e = 0,35 cm;$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,35cm; \quad \sigma_F = 530 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Los valores del área e inercia son los siguientes:

$$\acute{A}rea = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^2}{4} = 2.584cm^2$$

$$Inercia = \frac{\pi \cdot \phi_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \phi_{int}^4}{64} = 1.8233cm^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = -\frac{23033}{1.8233} \cdot 1.35 = -17053.93 \frac{N}{cm^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-17053.93}{2}\right)^2 + 0} = 8526.965 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{53000}{17053.93} = 3.1$$

Una vez realizados todos los cálculos, se comprueba que con estas dimensiones se cumplen las hipótesis pedidas. Por lo tanto las medidas finales son: **Ø 2.7 x 0.35 cm**

Pilar exterior

Teniendo definida la sección del pilar interior, se procede a definir la del pilar exterior partiendo de las dimensiones del pilar ahora calculado.

Los mayores esfuerzos que afectan a esta pieza son:

$$N = 0N; \quad V_Y = -1133.69N; \quad M_Z = -5767.32N \cdot cm$$

Las dimensiones y el material del elemento de las que se parten son:

$$\varnothing_{ext} = 3 \text{ cm}; \quad \varnothing_{int} = 2.7 \text{ cm}; \quad e = 1,5 \text{ cm};$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{\varnothing_{ext}}{2} \text{ cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Para estos cálculos, se han tomado las dimensiones que han condicionadas por el pilar interior. Con estos valores, el área y la inercia nos quedan:

$$\acute{A}rea = \frac{\pi \cdot \varnothing_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \varnothing_{int}^2}{4} = 1.343 \text{ cm}^2$$

$$Inercia = \frac{\pi \cdot \varnothing_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \varnothing_{int}^4}{64} = 1.3673 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = -\frac{-5767.32}{1.3673} \cdot 1.5 = 6326.71 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{6326.71}{2}\right)^2 + 0} = 3163.35 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{6326.71} = 5.53$$

Como se puede ver, este valor sí que cumple los requisitos exigidos.

Por último nos queda comprobar el pilar exterior a pandeo, ya que es el único de los dos que está afectado por esta acción.

Primero se calcula el valor de lambda límite, que marca el límite entre calcularlo como columna corta o columna larga. Los factores que influyen en su valor son:

$$\text{Módulo de Young, } E = 2,05 \cdot 10^7 \frac{N}{cm^2}; \quad \text{Límite elástico, } \sigma_F = 35000 \frac{N}{cm^2};$$

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_F}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 2,05 \cdot 10^7}{35000}} = 107,524$$

Ahora se tiene que calcular la lambda propia de la geometría y las condiciones de contorno. Su valor se define por la fórmula siguiente:

$$\lambda = \frac{Le}{i}$$

$$\text{Longitud efectiva: } Le = \beta \cdot L = 2 \cdot 41.89 = 83.78 \text{ cm}$$

L → longitud del pilar

β → condiciones de contorno sacada de tablas. Columna empotrada-libre

$$\text{Radio de giro: } i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{1.3673 cm^4}{1.343 cm^2}} = 1.009 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{83.78}{1.009} = 83.032$$

Ahora se tiene que comprobar si es columna corta o larga. Como se indica a continuación, se tendrá que trabajar con columna corta, pues el valor de λ es menor que el de λ_{lim}.

$$\lambda = 83.032 < \lambda_{lim} = 107,524$$

Para realizar los cálculos se tiene que recurrir a la formulación de Johnson. Con este método se calcula una fuerza máxima que podría soportar la columna, a partir de la cual se calcula un coeficiente de seguridad introduciendo la fuerza real que soporta. En la fórmula intervienen factores ya conocidos, por lo que se calcula directamente.

$$F_{cr} = A \cdot \sigma_F \left[1 - \frac{\sigma_F \cdot \lambda^2}{4\pi^2 E} \right] = 1,343 \cdot 35000 \left[1 - \frac{35000 \cdot 83.032^2}{4\pi^2 2,05 \cdot 10^7} \right] = 32990.11 \text{ N}$$

$$CS = \frac{F_{critica}}{F_{compresión}} = \frac{32990.11}{1400} = 23.56$$

El coeficiente de seguridad que se obtiene es muy elevado por lo que a pandeo también se comporta satisfactoriamente.

De esta manera el perfil queda definido, sus dimensiones son: **Ø 3 x 0.15 cm**

4.3.2 CABALLETE MODELO B

Se van a calcular las reacciones y fuerzas sobre los componentes principales del caballete. Para ello se hará el equilibrio de la estructura obviando algunos componentes para poder realizarlos para que se ajusten lo máximo posible a la realidad. Éstos se harán en tres posiciones diferentes, la primera, en la posición inicial, justo en el instante en el que se empieza el movimiento, la segunda posición se calcula cuando el rodillo se ha elevado una distancia de 8cm, y por último en la posición final del movimiento, cuando se deja de actuar sobre el pedal y el mecanismo se autobloquea.

En la posición inicial se puede ver que se considera la fuerza ejercida sobre el pedal desviada de la vertical, esto es porque así el usuario necesita realizar menos fuerza para elevar la moto. Aunque según se vaya avanzando en el movimiento se irá acercando este ángulo de inclinación a ser totalmente vertical, siguiendo la posición más cómoda del movimiento de la pierna.

4.3.2.1 POSICIÓN INICIAL

Estructura global

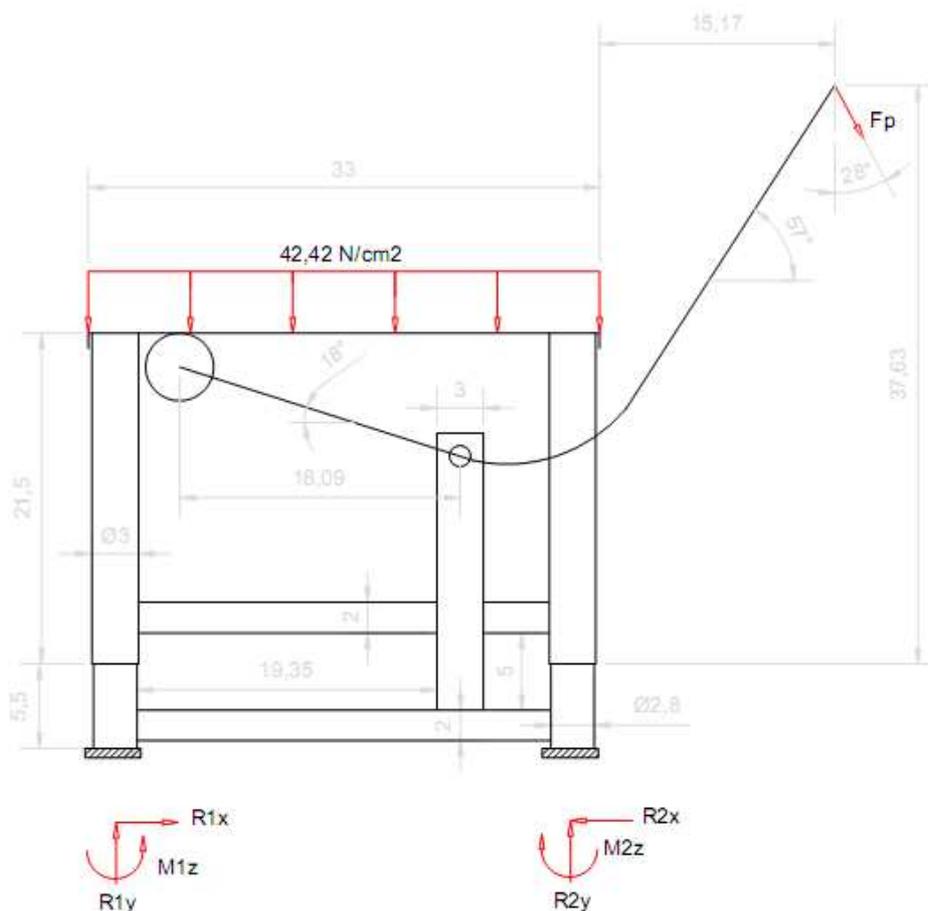


Figura 54: DSL Estructura global posición inicial

Al igual que se ha realizado con el modelo anterior y respetando las hipótesis de inicio, se ha simplificado el modelo a dos dimensiones, teniendo que distribuir el peso de la moto sobre la horizontal que representa al tablero. También se han sustituido las barras de la por sus respectivas condiciones de contorno, siendo empotramientos que afectan a los extremos inferiores de los pilares interiores. Otra consideración que se debe tener en cuenta es que nada más empezar el movimiento, todo el peso de la moto recae sobre el rodillo, que es el elemento que se encuentra en contacto con el carril y el encargado de transmitir la fuerza del pedal para subir la moto. Una vez hechas estas consideraciones, se procede a aplicar las fórmulas:

$$(1) \sum F_X = 0; \rightarrow R_{1X} = R_{2X}$$

$$(2) \sum F_Y = 0; \rightarrow R_{1Y} + R_{2Y} - F_p - 42,42 \cdot 33 = 0$$

El sumatorio de momentos lo hacemos sobre el punto nº 1.

$$(3) \sum M_Z = 0; \rightarrow M_{1Z} - 46,42 \cdot F_p \cdot \cos 28 - 43,13 \cdot F_p \cdot \sin 28 - 14,75 \cdot 42,42 \cdot 33 + 29,5 \cdot R_{2Y} - M_{2Z} = 0$$

El balance que se obtiene de estas tres ecuaciones es que por sí solas no se pueden resolver. Se deben hacer estudios aislados de componentes para poder obtener ecuaciones alternativas y así resolver estas incógnitas.

Pedal

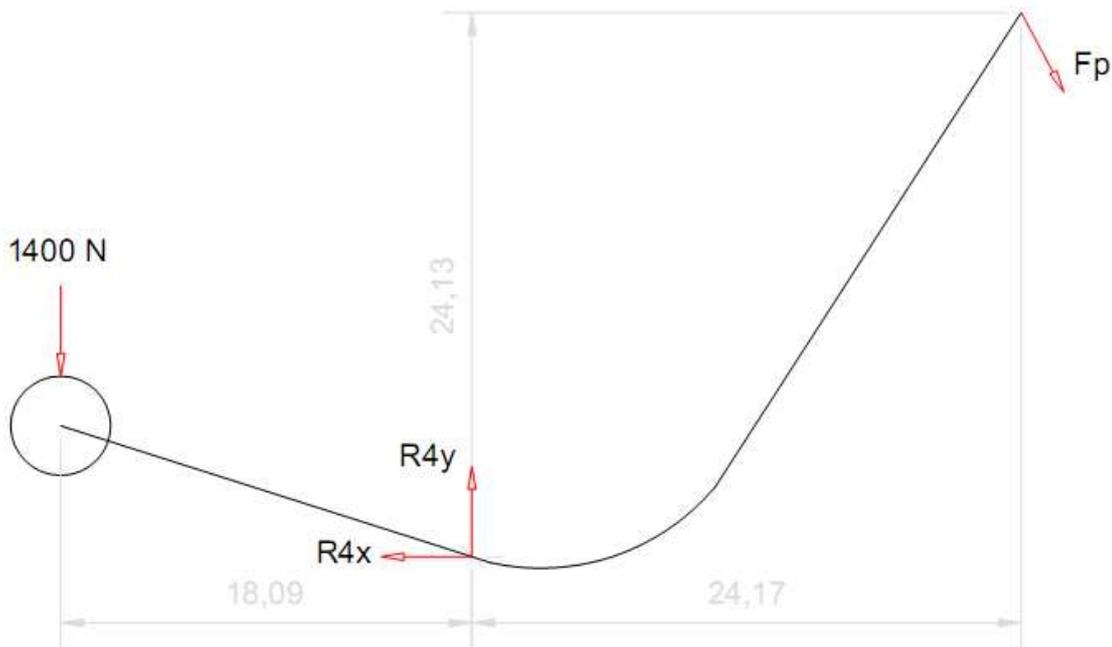


Figura 55: DSL Pedal posición inicial

En el DSL del pedal tenemos únicamente 4 esfuerzos, de los que conocemos uno, y desconocemos los otros 3. La acción conocida es la correspondiente a la transmisión del peso de la moto al rodillo, ya que recae todo sobre éste, para poder elevarla. Como en el suministro de fuerzas tenemos 3 incógnitas y 3 ecuaciones, podemos resolverlo.

$$(4) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{4x} = F_p \cdot \sin 28$$

$$(5) \sum F_y = 0; \rightarrow R_{4y} = 1400 + F_p \cdot \cos 28$$

El sumatorio de momentos lo realizamos en el punto C, el punto de unión entre el pedal y la barra en la que apoya.

$$(6) \sum M_z = 0; \rightarrow 1400 \cdot 18,09 = 24,17 \cdot F_p \cdot \cos 28 + 24,13 \cdot F_p \cdot \sin 28 \rightarrow$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_p = 775,22 \text{ N} \\ R_{4y} = 2084,48 \text{ N} \\ R_{4x} = 363,94 \text{ N} \end{array} \right.$$

- Diagrama de esfuerzos pedal

Una vez calculadas las incógnitas se procede al dibujo de los diagramas de axil, cortante y flector del pedal.

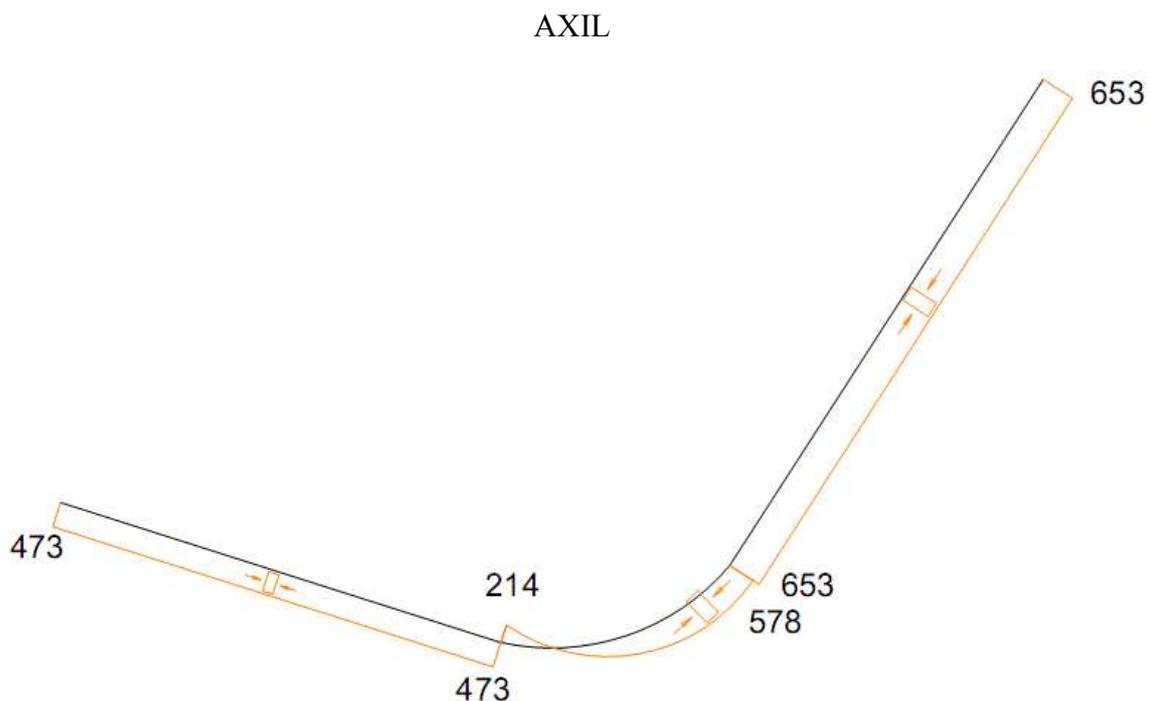


Figura 56: Diagrama esfuerzos Axiales pedal (N)

CORTANTE



Figura 57: Diagrama esfuerzos Cortantes pedal (N)

FLECTOR

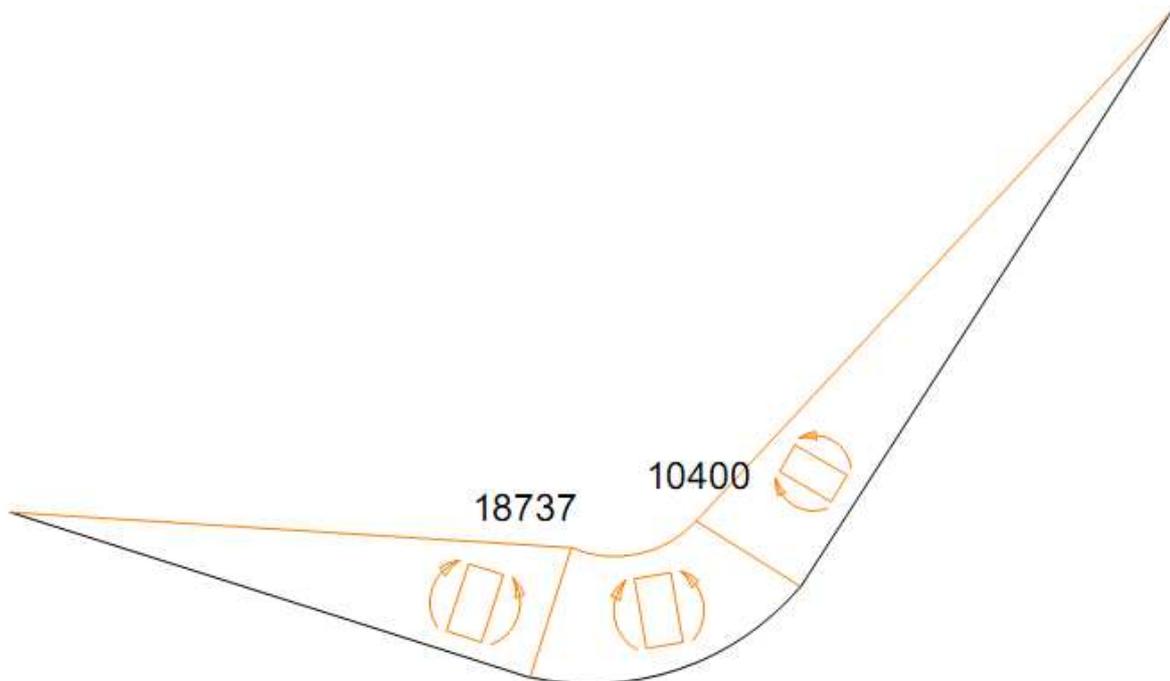


Figura 58: Diagrama momentos Flectores pedal (Ncm)

El punto más desfavorable del pedal se encuentra en la unión entre éste y las ménsulas con unos esfuerzos de:

$$N = -473\text{N}; \quad V_Y = -938\text{N}; \quad M_Z = 18737\text{N} \cdot \text{cm}$$

En esta posición los esfuerzos que soporta el pedal son considerables, y seguramente los mayores que deba aguantar, en parte porque es el momento en el que el usuario debe realizar la mayor fuerza de todo el ciclo del movimiento. Por lo que dimensionaremos en principio los elementos en esta posición, comprobando en las siguientes posiciones si son válidas estas hipótesis y por consiguiente las medidas que se calculen a continuación.

- Dimensionado de la sección del pedal

El punto más desfavorable del pedal es el que antes hemos detectado en los diagramas de esfuerzos. Los esfuerzos que se dan son: $N = -473\text{N}$; $V_Y = -938\text{N}$; $M_Z = 18737\text{N} \cdot \text{cm}$

Estas fuerzas generan en la sección una distribución de tensiones, que son las siguientes:

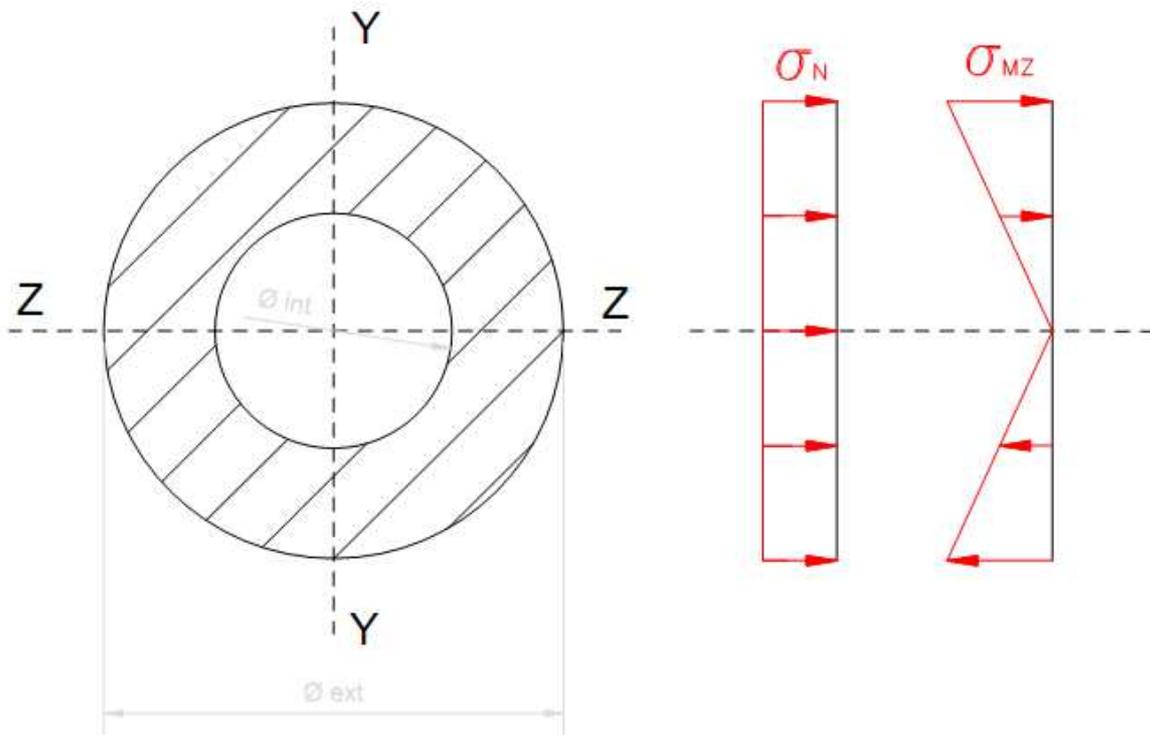


Figura 59: Distribución tensiones sección pedal

Se puede ver que las tensiones cortantes no se han añadido. Esto es porque no tienen apenas efecto comparadas con las tensiones normales, además de que en las zonas donde las tensiones normales son mayores, las cortantes son mínimas o nulas.

La zona más desfavorable de la sección se encuentra en la parte superior del diámetro exterior, porque se suman las acciones del axil y el flector. La resultante de tensiones que usaremos en los cálculos se determina mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{\text{Área}} - \frac{M_Z}{\text{Inercia}_Z} \cdot y_{m\acute{a}x}$$

Las medidas de las que se parte para el cálculo son:

$$\emptyset \text{ ext} = 3\text{cm}; \quad \emptyset \text{ int} = \emptyset \text{ ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,5\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,4\text{cm}$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \emptyset \text{ ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \emptyset \text{ int}^2}{4} = 3.267\text{cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \emptyset \text{ ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \emptyset \text{ int}^4}{64} = 2.826\text{cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-4730}{3.267} - \frac{18737}{2.826} \cdot 1.5 = -11392.518 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-11392.518}{2}\right)^2 + 0} = 5696.26 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{11392.518} = 3.07$$

Al salirnos un resultado mayor a 3, se aceptan las dimensiones según las restricciones iniciales, las cuales nos quedan: **$\emptyset 3 \times 0.4 \text{ cm}$**

- Dimensionado del pasador y de la barra de apoyo del pedal

Para realizar los cálculos se trabaja con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las ménsulas. Conocidas las reacciones:

$$R_{4X} = -363,94 \text{ N}; \quad R_{4Y} = 2084,48 \text{ N}$$

Por lo que la resultante será:

$$R_4 = \sqrt{R_{4X}^2 + R_{4Y}^2} = 2116,012 \text{ N}$$

Los criterios que se van a establecer para dimensionar estas piezas van a ser por cortadura para definir sus diámetros y por aplastamiento para definir sus espesores.

Diámetro pasador

El caso que nos encontramos en el cálculo de este pasador es que únicamente tenemos el pedal y la barra donde hace la palanca para que apoye el pasador, por lo que solamente tenemos un plano de corte, como se puede ver en el siguiente esquema.

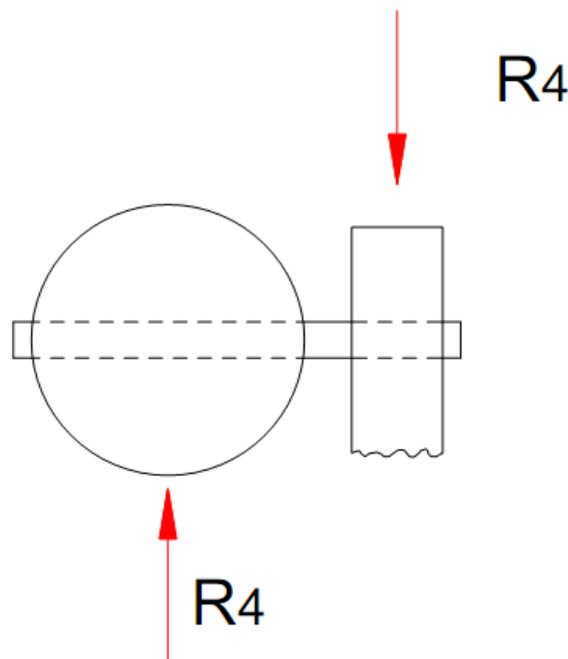


Figura 60: Esquema pasador unión pedal y barra apoyo

En este caso se utiliza el criterio de la cortadura simple, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_4}{A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833,33 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{2116.012}{A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{2116.012}{A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.3627 \text{ cm}^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.6796 \text{ cm} \rightarrow \mathbf{0.7 \text{ cm}}$$

Espesor barra apoyo y pedal

Este espesor afecta tanto a barra de apoyo como al espesor de la sección del pedal, de ahí que si el espesor que ahora se calculará, fuera mayor que el previamente calculado del pedal, se tendría que incrementar el del pedal a este nuevo calculado para cumplir con el coeficiente de seguridad pedido. Así mismo, si posteriormente se calcula un espesor necesario mayor para la barra de apoyo, este quedará subordinado.

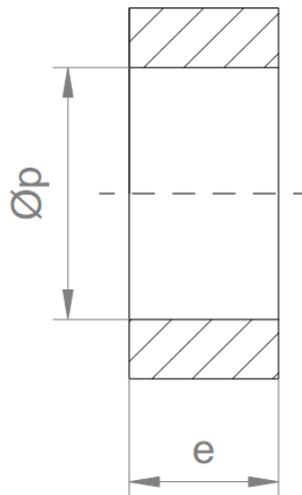


Figura 61: Esquema espesor pasador

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{R_4}{A_{\text{aplastamiento}}}; \quad A_{\text{aplastamiento}} = \phi_P \cdot e = 0.7 \cdot e; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1511.437}{e} = 5833.33 \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.259 \text{ cm}^2 \rightarrow \mathbf{e = 0.3 \text{ cm}}$$

- Dimensionado del pasador y del rodillo

Para determinar las dimensiones de estos elementos se va a trabajar con la resultante que actúa sobre el punto de conexión entre el pedal y las orejetas del pilar exterior. Conocidas las reacciones:

$$R_{3X} = 0 \text{ N}; \quad R_{3Y} = -1400 \text{ N}$$

Por lo que la resultante será:

$$R_3 = \sqrt{R_{3X}^2 + R_{3Y}^2} = 1400 \text{ N}$$

Los criterios que vamos a establecer para dimensionar estas piezas van a ser por cortadura para definir sus diámetros y por aplastamiento para definir sus espesores.

Diámetro pasador

La hipótesis que se plantea en este caso es igual a la que ocurre en el caso anterior.

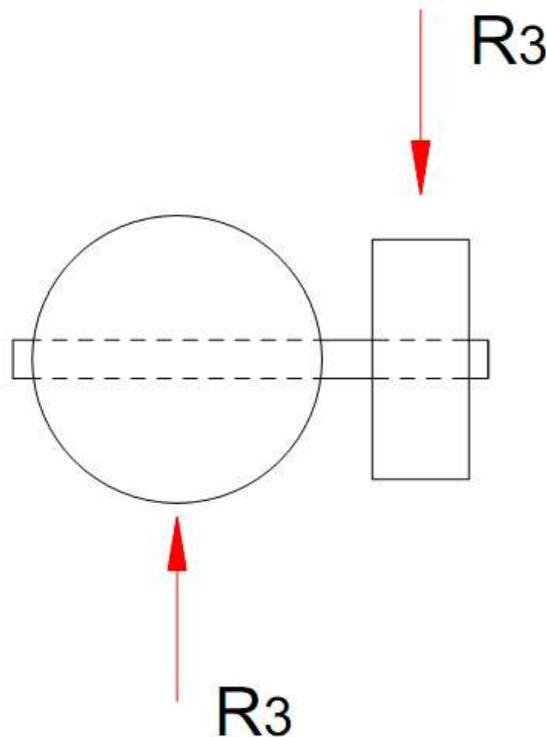


Figura 62: Esquema pasador unión pedal y rodillo

Se utiliza el criterio de la cortadura simple de nuevo, cuyas fórmulas son:

$$\tau = \frac{R_3}{A_C}; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} = \frac{35000}{2 \cdot 3} = 5833.33 \frac{N}{cm^2}$$

Siendo:

$$A_C = \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_P^2}{4}$$

$$\tau = \frac{1400}{A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1400}{A_C} = 5833.33 \rightarrow A_C = 0.24 \text{ cm}^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0.552 \text{ cm} \rightarrow \mathbf{0.6 \text{ cm}}$$

Espesor rodillo

Este espesor afecta principalmente al rodillo, ya que la unión del pasador de este punto con el pedal es un poco especial al ir soldado.

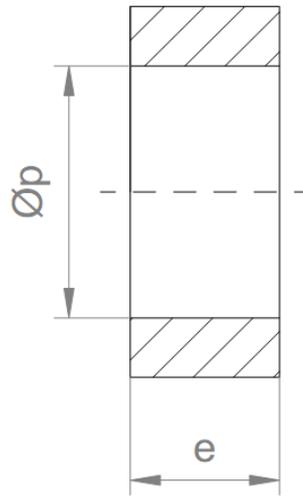


Figura 63: Esquema espesor pasador

El criterio que utilizamos para este cálculo va a ser el de aplastamiento.

$$\sigma = \frac{R_3}{A_{aplastamiento}}; \quad A_{aplastamiento} = \phi_P \cdot e = 0.6 \cdot e; \quad \tau_{m\acute{a}x,adm} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1166.667}{e} = 5833.33 \rightarrow$$

$$\rightarrow \mathbf{e = 0.2 \text{ cm}}$$

Estructura

Una vez calculados tanto el valor de la fuerza que se tiene que ejercer en el pedal para elevar la moto (F_p), como las reacciones internas en la unión entre el pedal y su barra de apoyo, para dimensionar los pasadores, se trasladan estos esfuerzos al resto de la estructura.

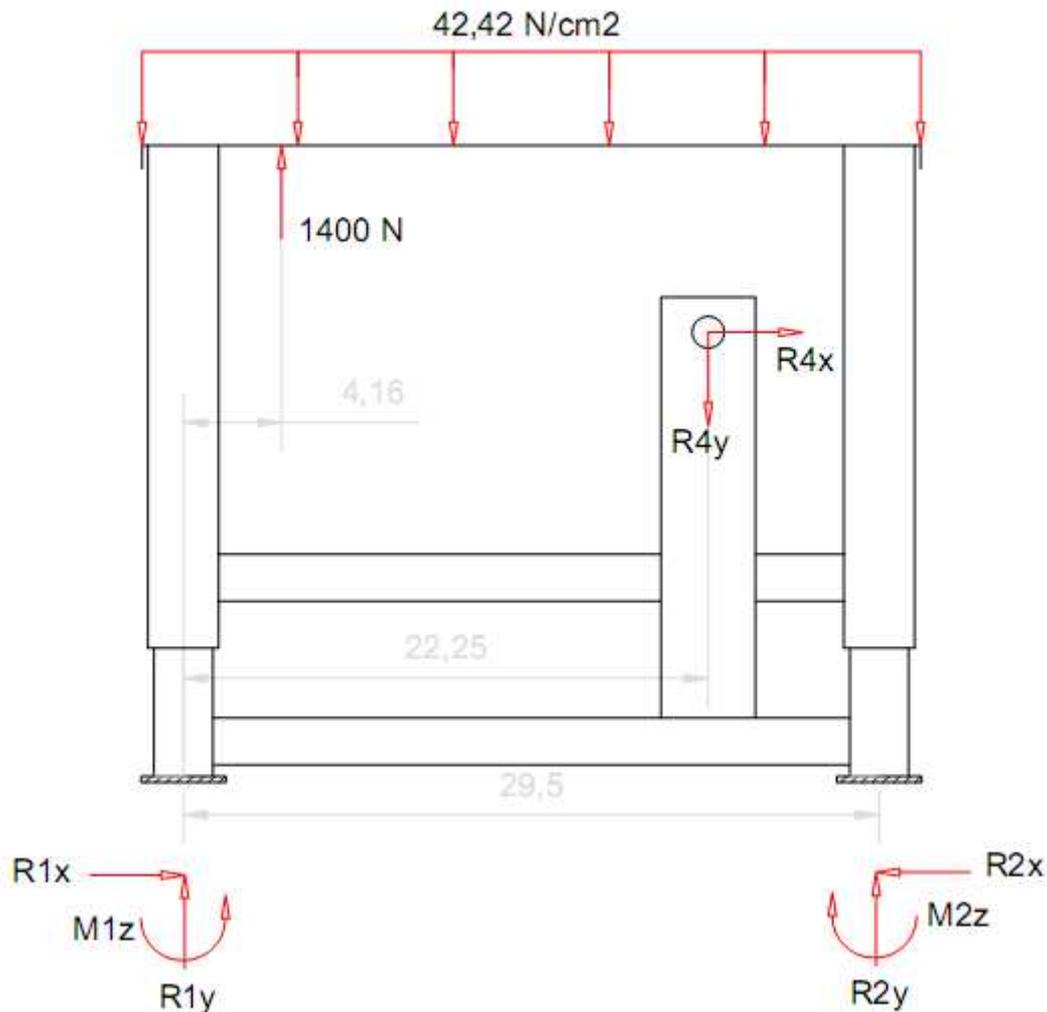


Figura 64: DSL Estructura posición inicial

$$\sum F_x = 0; \rightarrow R_{1x} + R_{4x} = R_{2x}$$

$$\sum F_y = 0; \rightarrow R_{1y} + R_{2y} = 1400 - 1400 + R_{4y}$$

$$\sum M_z = 0; \rightarrow M_{1z} + M_{2z} + R_{2y} \cdot 29,5 + 1400 \cdot 4,16 - 1400 \cdot 14,75 - R_{4y} \cdot 22,25 = 0$$

Se puede comprobar que las ecuaciones que obtenemos son redundantes a las de la estructura completa, y se sigue sin poder resolver por este método de hacer sumatorio de fuerzas. De ahí que se recurra a la ayuda de un programa informático de resolución de estructuras, AMEB,

del cual se obtendrán las reacciones en los empotramientos y los diagramas de esfuerzos en cada uno de los elementos.

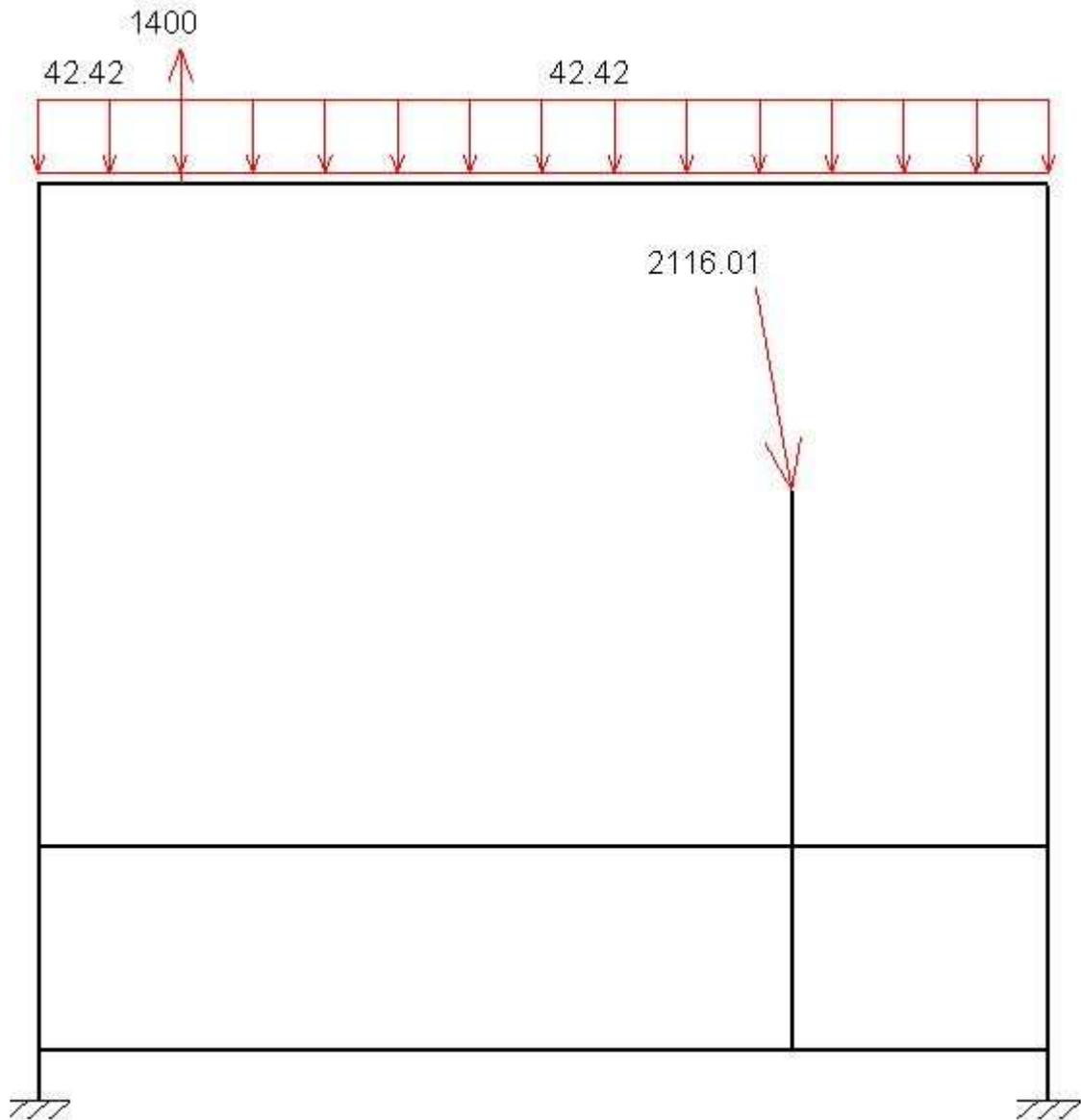


Figura 65: Esquema estructura posición inicial en AMEB

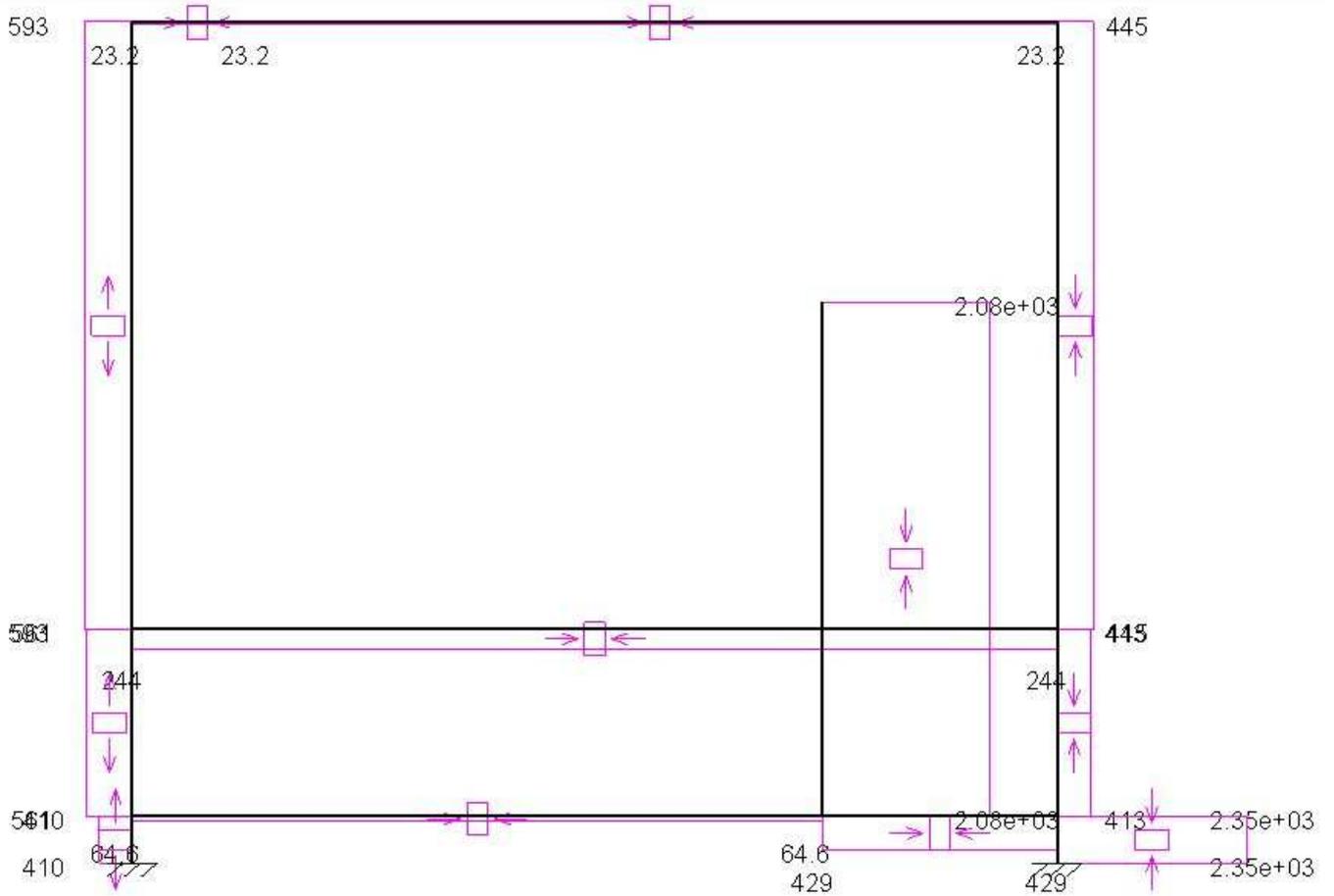


Figura 66: Diagrama esfuerzos Axiales AMEB estructura (N)

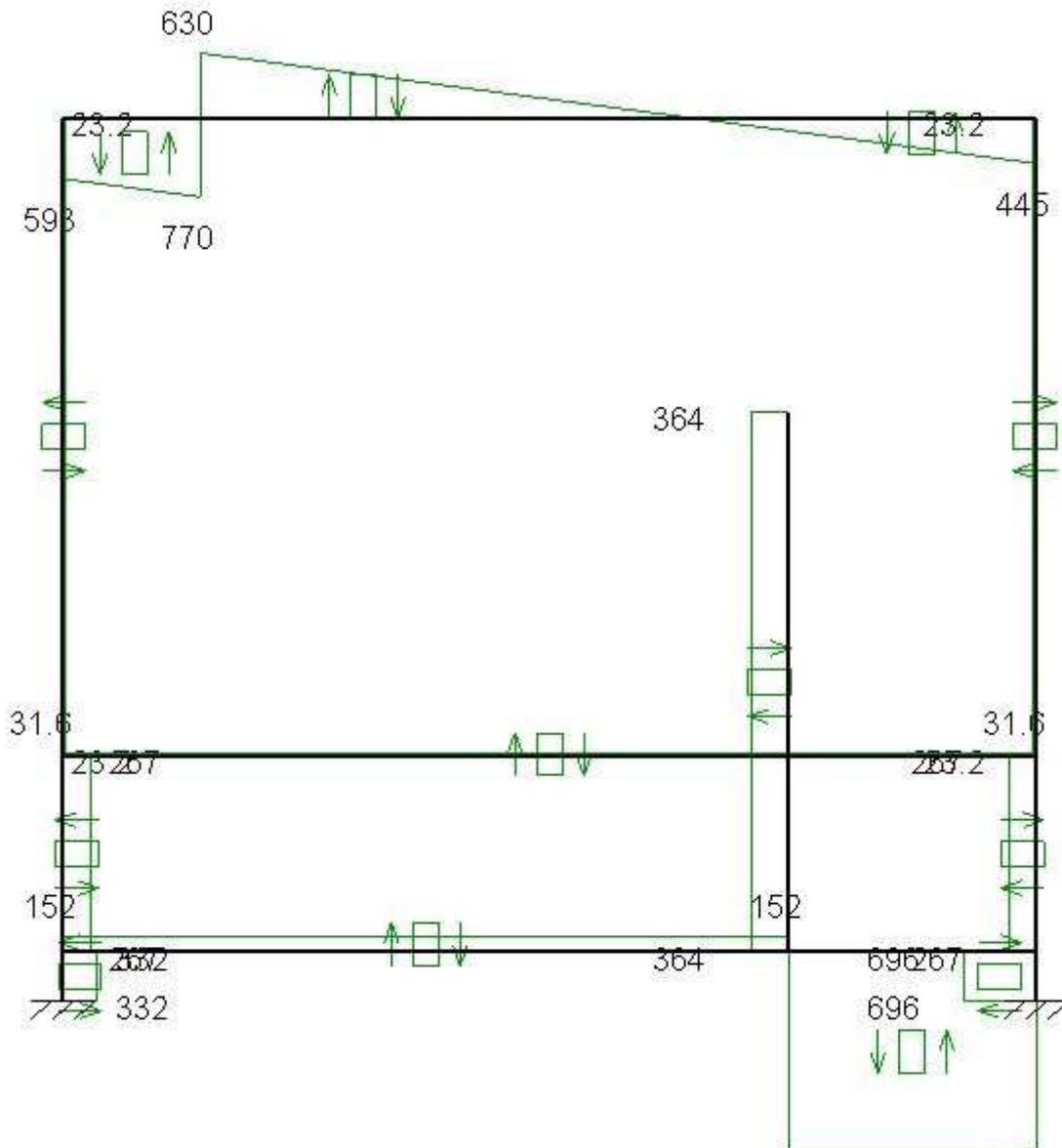


Figura 67: Diagrama esfuerzos Cortantes AMEB estructura (N)

Barra transversal

Los esfuerzos y la distribución de tensiones a los que se somete este elemento son:

$$N = -428,3 \text{ N}; \quad T_y = -1932,7 \text{ N}; \quad M_z = 7789 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

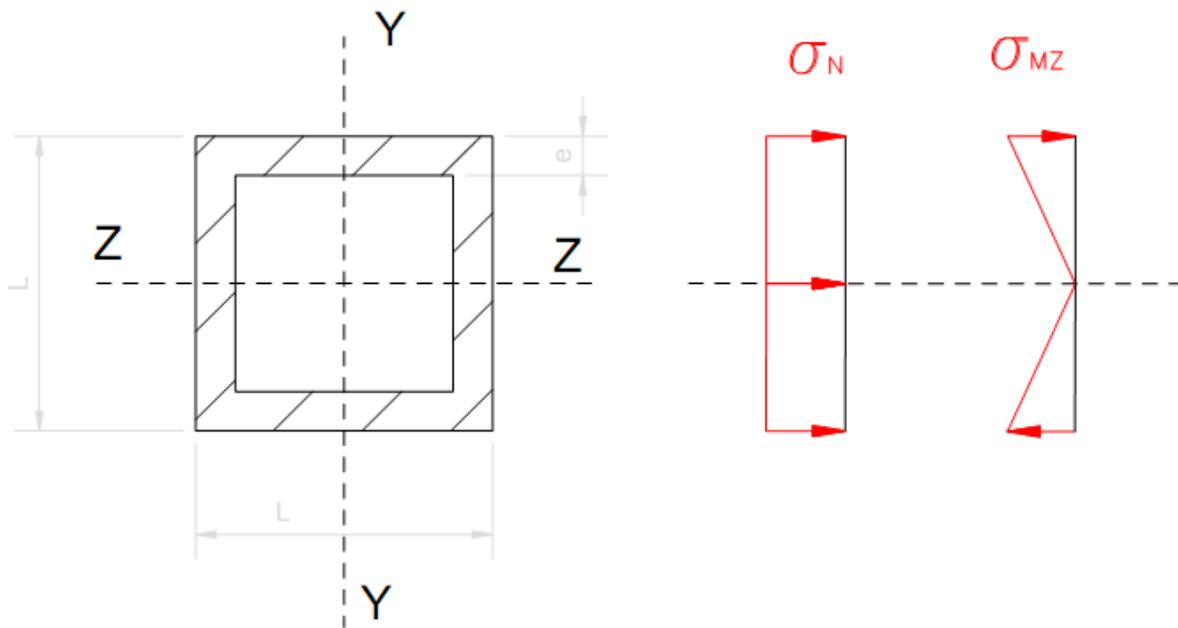


Figura 69: Distribución tensiones sección barra transversal

El cálculo para este dimensionamiento es el siguiente, y se parte de una sección predeterminada:

$$\text{lado} = 2\text{cm}; \quad e = 0,2 \text{ cm}; \quad y_{\text{máx}} = 1\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = l^2 - (l - 2e)^2 = 1,44\text{cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{l \cdot l^3}{64} - \frac{(l - 2e) \cdot (l - 2e)^3}{64} = 0,7872\text{cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{-428,3}{1,44} - \frac{7789}{0,7872} \cdot 1 = -10192 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba si este valor entra dentro de las restricciones de resistencia.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-10192}{2}\right)^2 + 0} = 5096 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{10192} = 3.43$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad superior a 3, por lo que las dimensiones de esta pieza quedan: **2 x 2 x 0,2 cm**

Barra unión pilares exteriores

En esta pieza los esfuerzos a los que se encuentra afectado y su correspondiente distribución de tensiones son:

$$N = -258,54 N; \quad T_y = 31,63 N; \quad M_z = -543,98 N \cdot cm$$

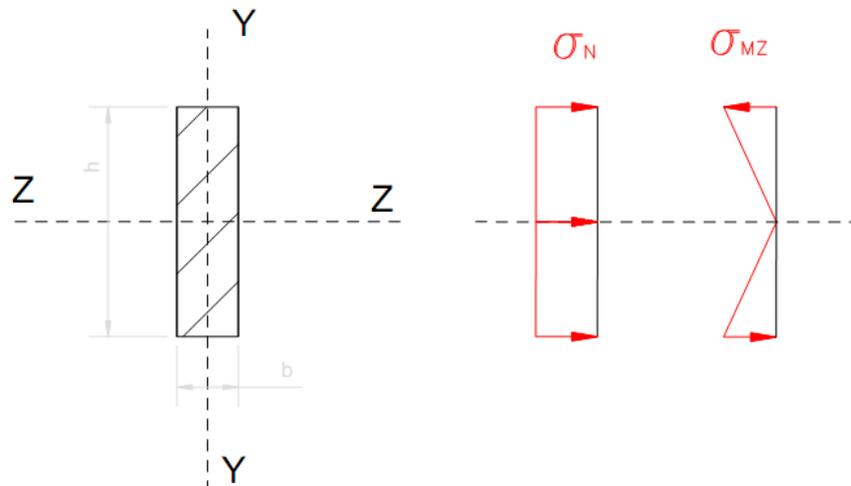


Figura 70: Distribución tensiones sección barra unión pilares exteriores

Para el cálculo se parte de unas dimensiones que se comprobarán a continuación, y son las siguientes:

$$h = 2cm; \quad b = 0,2 cm; \quad y_{m\acute{a}x} = 1cm; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia de la sección nos quedan:

$$\text{Área} = b \cdot h = 0.2 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{b \cdot h^3}{12} = 0.0666 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo estos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-258,54}{0.2} - \frac{-543,98}{0.0666} \cdot -1 = -9452.4 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-9452.4}{2}\right)^2 + 0} = 4726.2 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{9452.4} = 3.7$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad límite que se fijó, por lo que las dimensiones de la sección de esta pieza quedan: **2 x 0,1 cm**

Barra apoyo pedal

En esta pieza los esfuerzos a los que se encuentra afectado y su correspondiente distribución de tensiones son:

$$N = -2084,5 \text{ N}; \quad T_y = 364 \text{ N}; \quad M_z = -6006 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

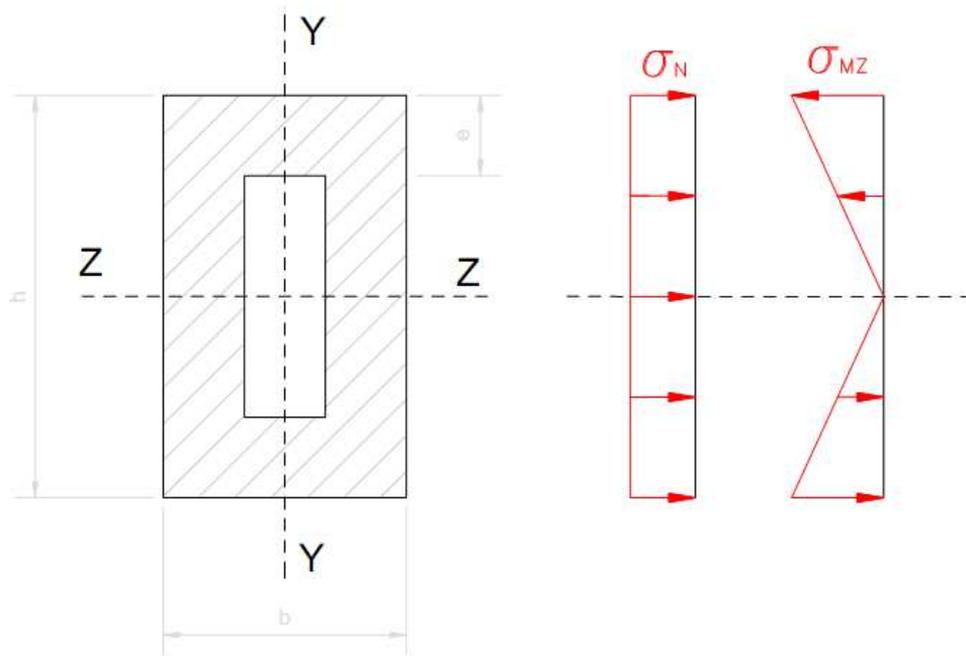


Figura 71: Distribución tensiones sección barra apoyo pedal

Para el cálculo se parte de unas dimensiones que se comprobarán a continuación, teniendo en cuenta también el espesor calculado previamente en el pasador correspondiente, y son las siguientes:

$$h = 3 \text{ cm}; \quad b = 1,5 \text{ cm}; \quad e = 0,2 \text{ cm};$$

$$y_{\text{máx}} = 1,75 \text{ cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia de la sección nos quedan:

$$\text{Área} = b \cdot h - (b - e) \cdot (h - e) = 1.64 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{(b - e) \cdot (h - e)^3}{12} = 1.039 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo estos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-2084,5}{1.64} - \frac{-6006}{1.039} \cdot -1,5 = -9941,874 \frac{N}{cm^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-9941,874}{2}\right)^2 + 0} = 4970,937 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{9941,874} = 3.52$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad límite que se fijó, por lo que las dimensiones de la sección de esta pieza quedan: **3 x 1,5 x 0,2 cm**

Pilar exterior

Las cargas que se dan en este elemento y las distribuciones de tensiones que producen se muestran a continuación:

$$N = -408,82 \text{ N}; \quad T_y = 14,39 \text{ N}; \quad M_z = 524,86 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

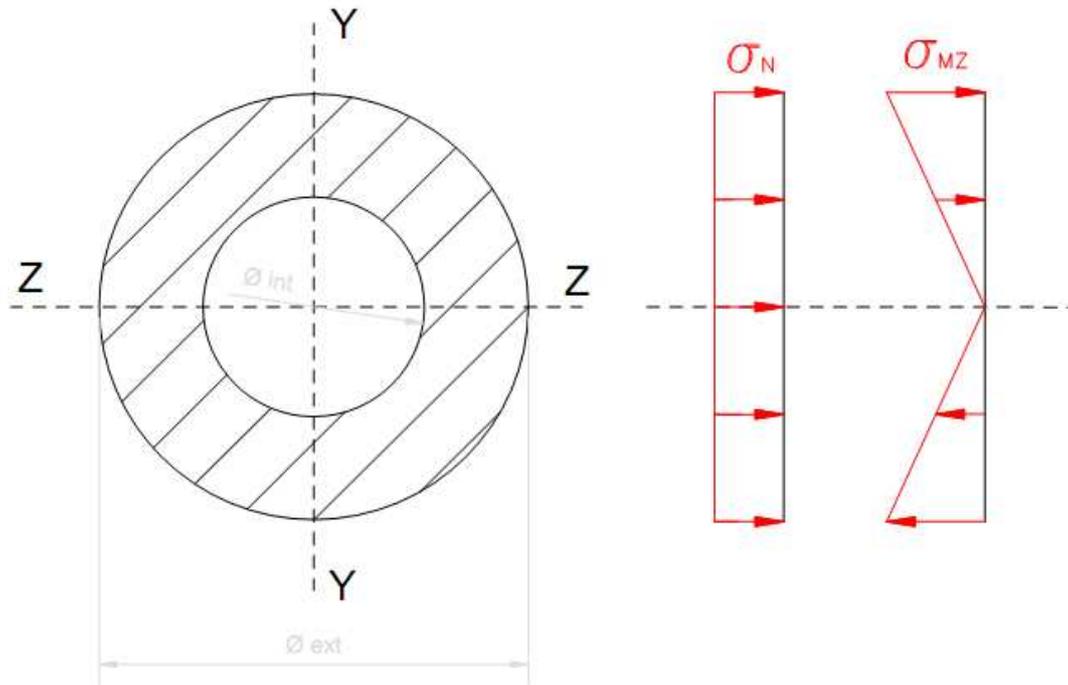


Figura 72: Distribución tensiones sección pilar exterior

Las medidas de las que se parte para el cálculo son:

$$\varnothing \text{ ext} = 3\text{cm}; \quad \varnothing \text{ int} = \varnothing \text{ ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{\text{máx}} = 1,5\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,1\text{cm}$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^2}{4} = 0,911 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^4}{64} = 0,9589 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-408.82}{0.911} - \frac{524,86}{0.9589} \cdot 1.5 = -1269,8 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-1269,8}{2}\right)^2 + 0} = 634,9 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{1269,8} = 27.56$$

Al salirnos un resultado mayor a 3, se aceptan las dimensiones según las restricciones iniciales, las cuales nos quedan: $\varnothing 3 \times 0.1 \text{ cm}$

Pilar interior

Las cargas que se dan en este elemento y las distribuciones de tensiones que producen se muestran a continuación:

$$N = -2310 \text{ N}; \quad T_y = 701,23 \text{ N}; \quad M_z = 4923,9 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

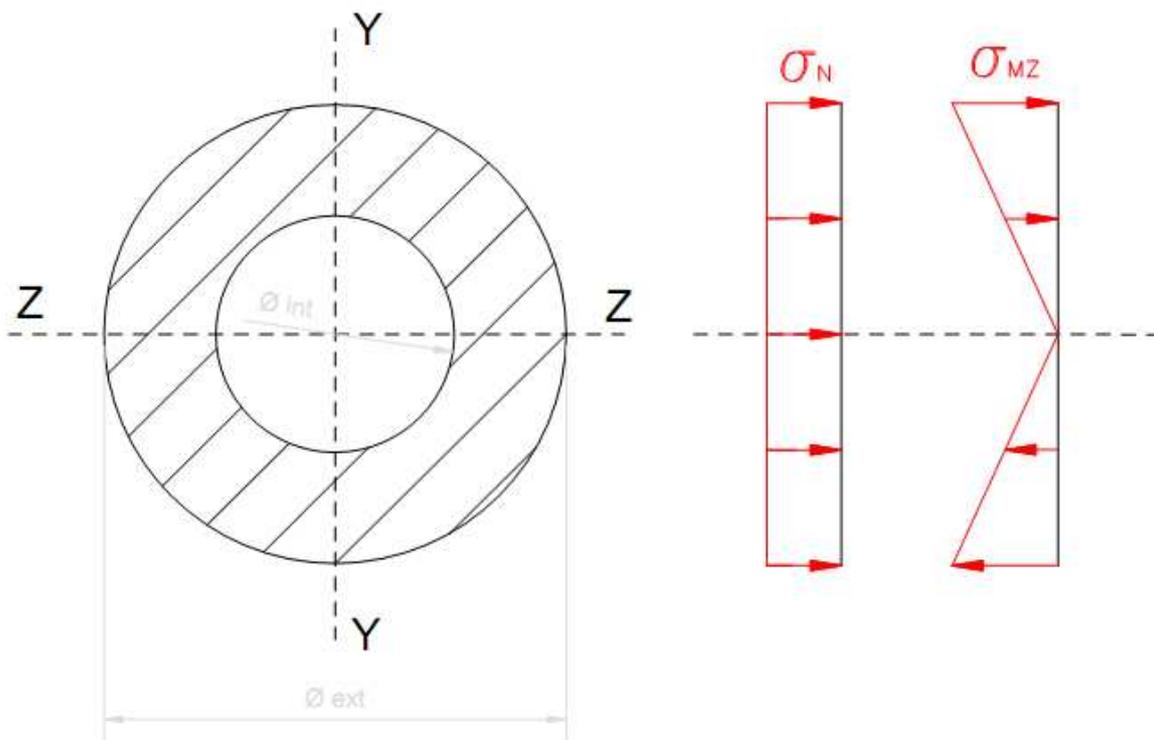


Figura 73: Distribución tensiones sección pilar interior

Las medidas de las que se parte para el cálculo son:

$$\varnothing_{ext} = 2,8cm; \quad \varnothing_{int} = \varnothing_{ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,4cm; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Para el cálculo del espesor, se le da un valor orientativo de $e = 0,1cm$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\acute{A}rea = \frac{\pi \cdot \varnothing_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \varnothing_{int}^2}{4} = 0.8482 \text{ cm}^2$$

$$Inercia = \frac{\pi \cdot \varnothing_{ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \varnothing_{int}^4}{64} = 0.774 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-2310}{0.8482} - \frac{4923.9}{0.774} \cdot 1.4 = -11629.69 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-11629.69}{2}\right)^2 + 0} = 5814.845 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{11629.69} = 3.01$$

Al salirnos un resultado mayor a 3, se aceptan las dimensiones según las restricciones iniciales, las cuales nos quedan: $\varnothing 2,8 \times 0.1 \text{ cm}$

4.3.2.2 POSICIÓN INTERMEDIA

Estructura global

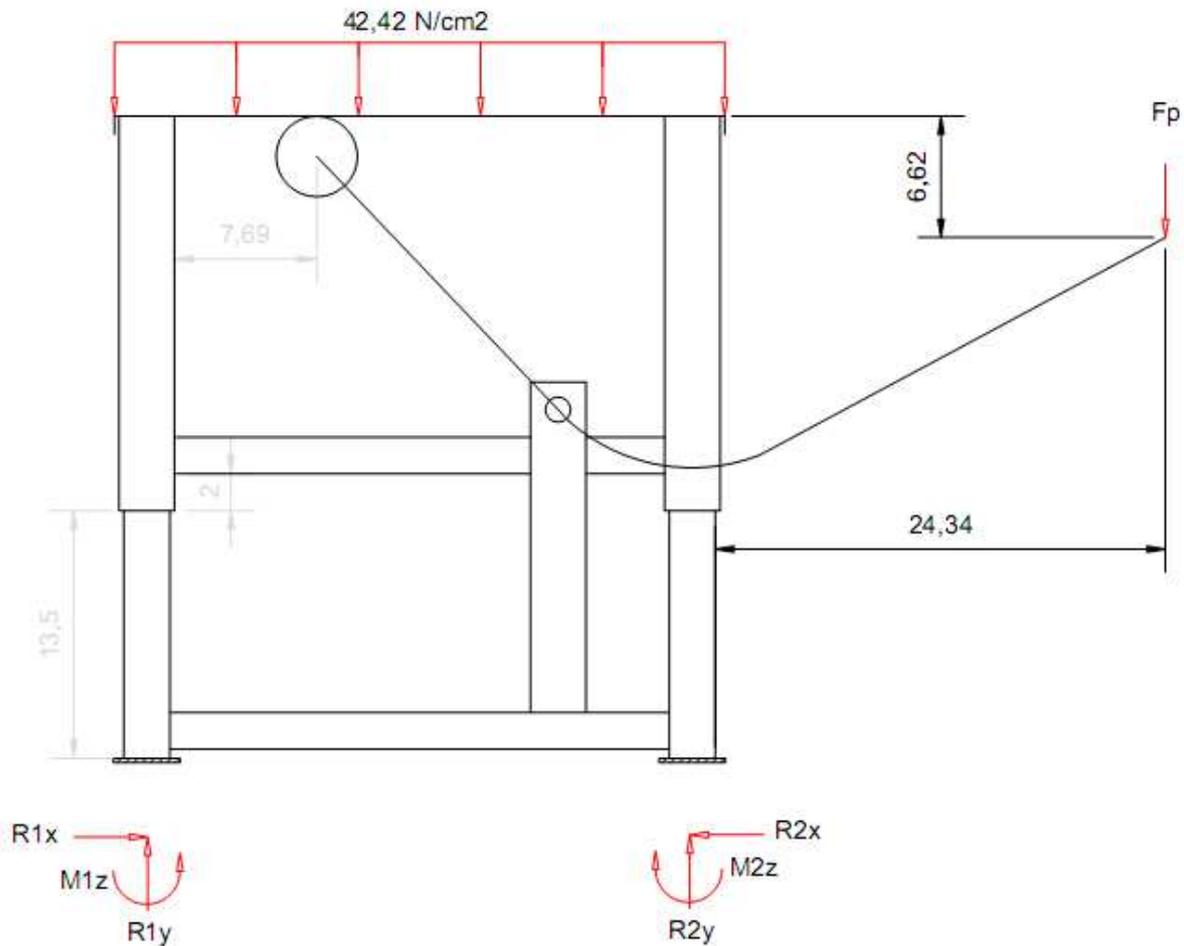


Figura 74: DSL Estructura global posición intermedia

La posición que se va a estudiar, es en la primera que se supone la fuerza ejercida en el pedal totalmente vertical, esto se da porque a la altura que se encuentra en ese momento el pedal es una posición cómoda para la pierna.

Así como ha ocurrido en la posición inicial, si se realizara el sumatorio de fuerzas, no se podría resolver, por lo que directamente se pasa al pedal, y una vez calculado éste, se trasladarán los esfuerzos a la estructura restante para poder introducir estos datos en el programa y calcular las reacciones y los diagramas de esfuerzos de las barras.

En este caso los cálculos los comenzaremos con las dimensiones obtenidas en el apartado anterior, modificando en el caso necesario alguna medida o material de los elementos del caballete.

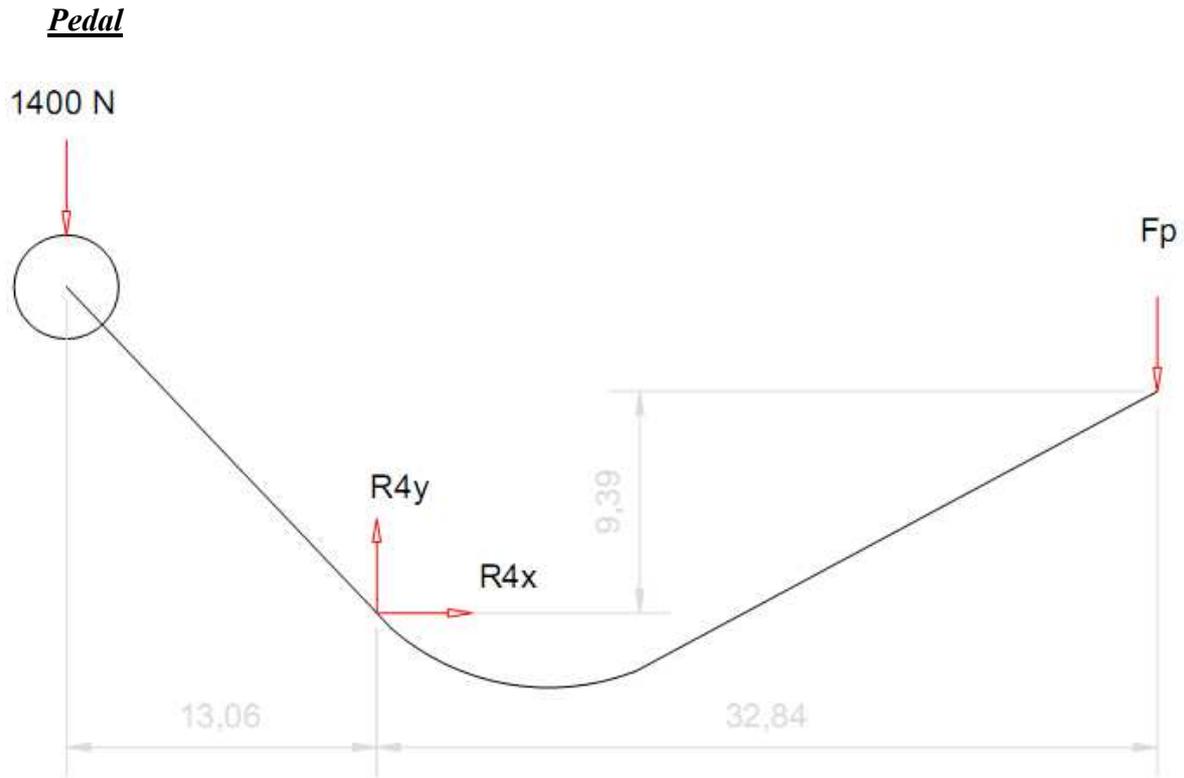


Figura 75: DSL Pedal posición intermedia

Se realiza el sumatorio de fuerzas en las direcciones horizontal y vertical y el sumatorio de momentos en el punto 4, donde se encuentra el pasador.

$$(1) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{4x} = 0$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow R_{4y} = 1400 + F_p$$

$$(3) \sum M_z = 0; \rightarrow 1400 \cdot 13,06 = 32,84 \cdot F_p \rightarrow$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{4x} = 0 \text{ N} \\ R_{4y} = 1956,76 \text{ N} \\ F_p = 556,76 \text{ N} \end{array} \right.$$

Con todas las incógnitas despejadas, se puede proceder a dibujar los diagramas de esfuerzos del pedal, y por lo tanto conocer su punto más desfavorable.

AXIL (N)

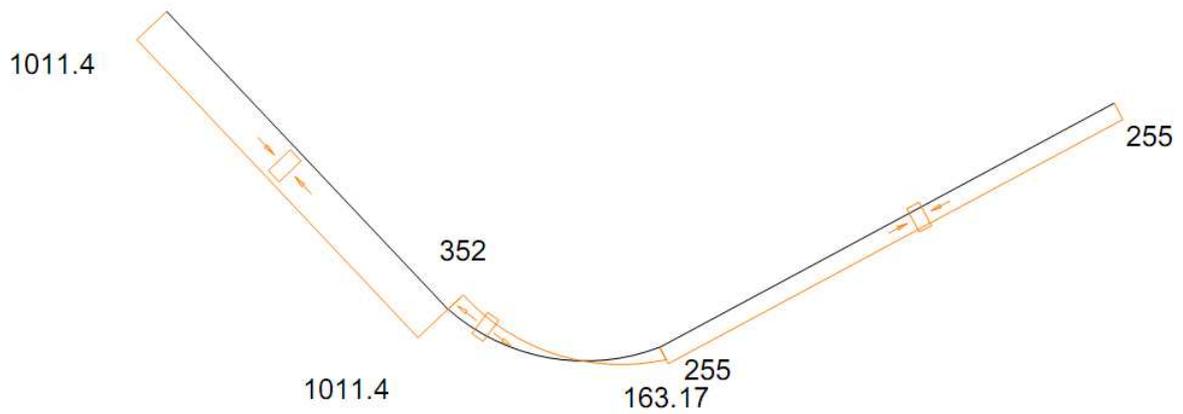


Figura 76: Diagrama esfuerzos Axiales pedal (N)

CORTANTE (N)

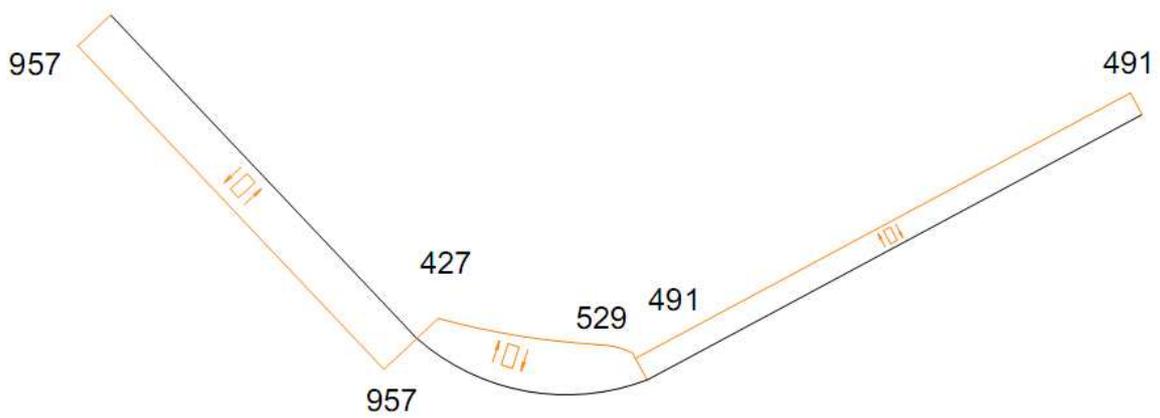


Figura 77: Diagrama esfuerzos Cortantes pedal (N)

FLECTOR (Ncm)

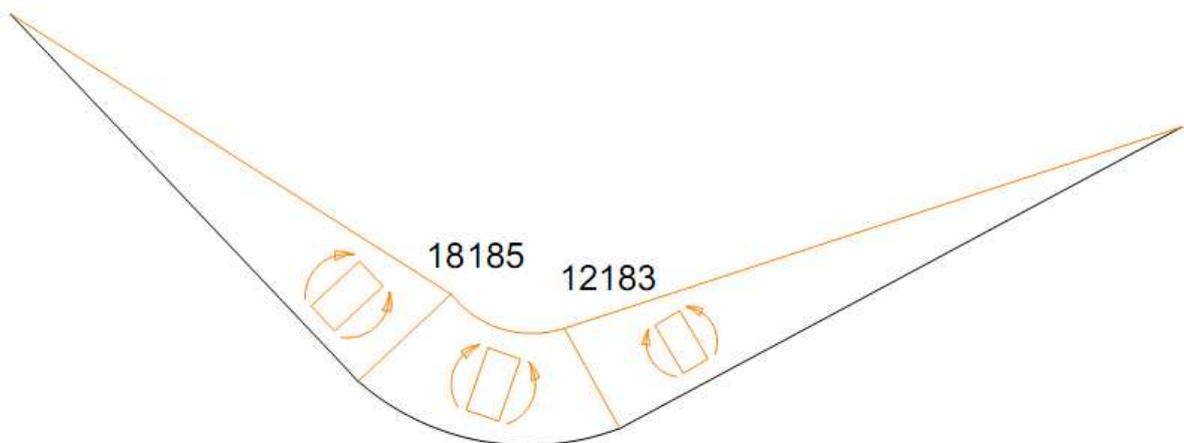


Figura 78: Diagrama momentos flectores pedal (Ncm)

Comparando estos diagramas de esfuerzos con los del caso anterior, se ve que los momentos flectores en este caso son menores, ya que el mayor efecto recae sobre los momentos flectores, teniendo poca influencia los esfuerzos y aún menor los esfuerzos cortantes, suponemos que la sección calculada previamente sigue siendo válida.

Las resultantes en los pasadores también son menores que en el primer estudio, de ahí que el dimensionado anterior también siga siendo aceptable.

Estructura

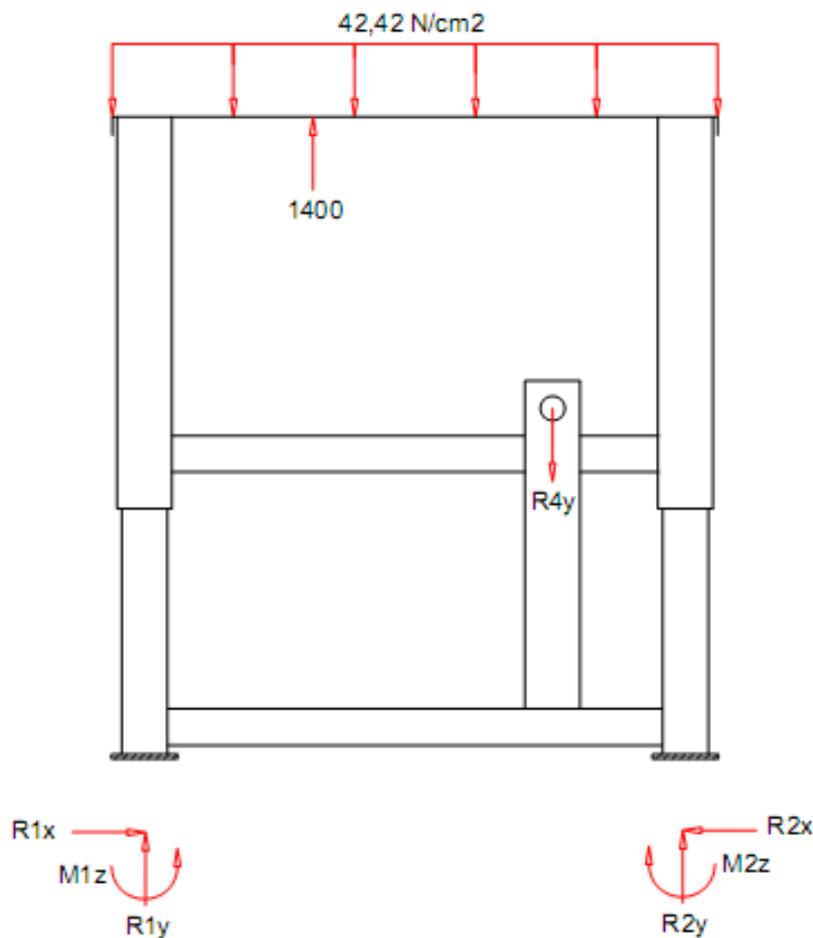


Figura 79: DSL Estructura posición intermedia

Esta simplificación de la estructura sigue siendo imposible de resolver mediante sumatorios directos de esfuerzos y momentos en las dos direcciones, vertical y horizontal. Así que se tendrá que recurrir al programa para resolverla y poder conocer todos los esfuerzos a los que se encuentra sometida.

A continuación se muestran la figura con las restricciones y carga para el estudio y los diagramas correspondientes una vez calculados.

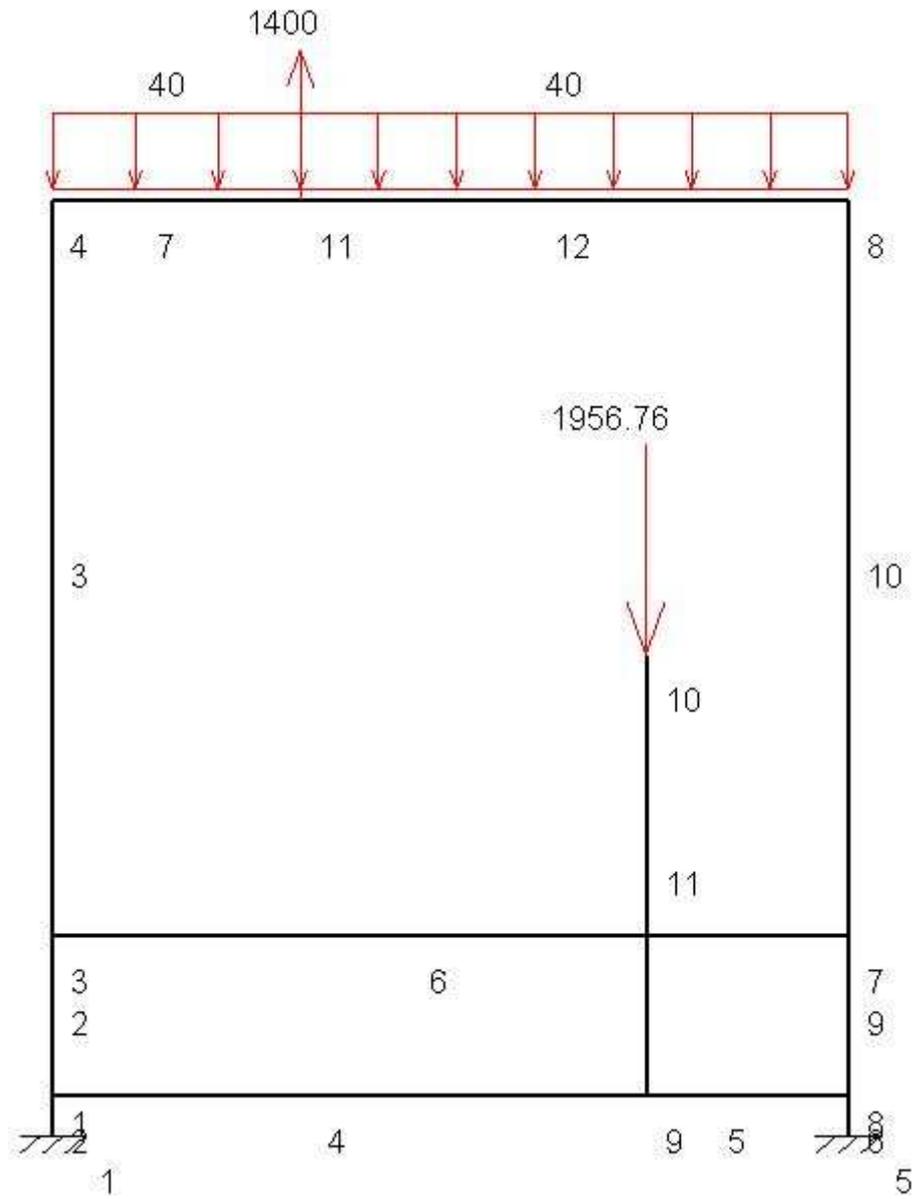


Figura 80: Esquema estructura posición intermedia en AMEB

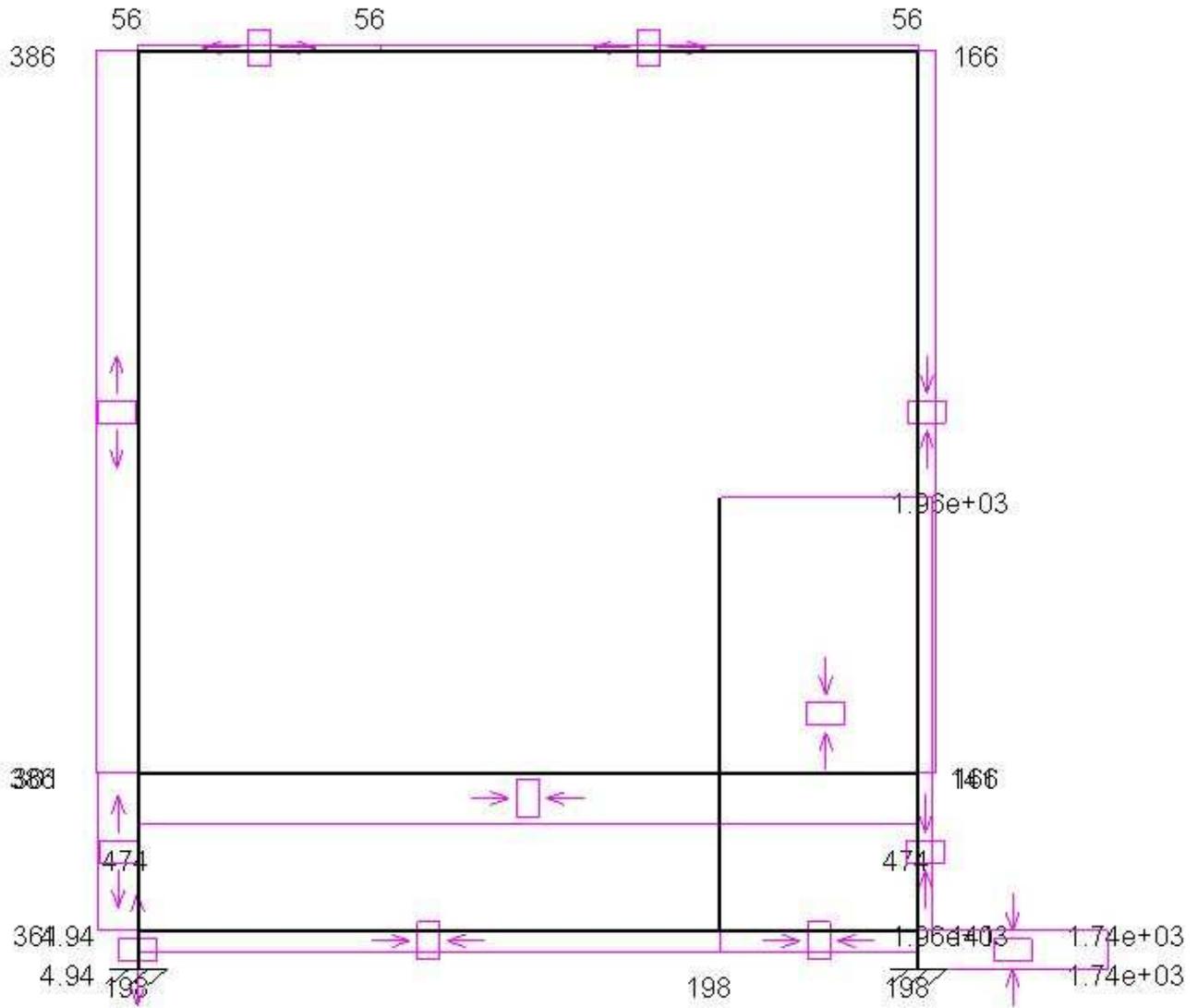


Figura 81: Diagrama esfuerzos Axiales AMEB estructura (N)

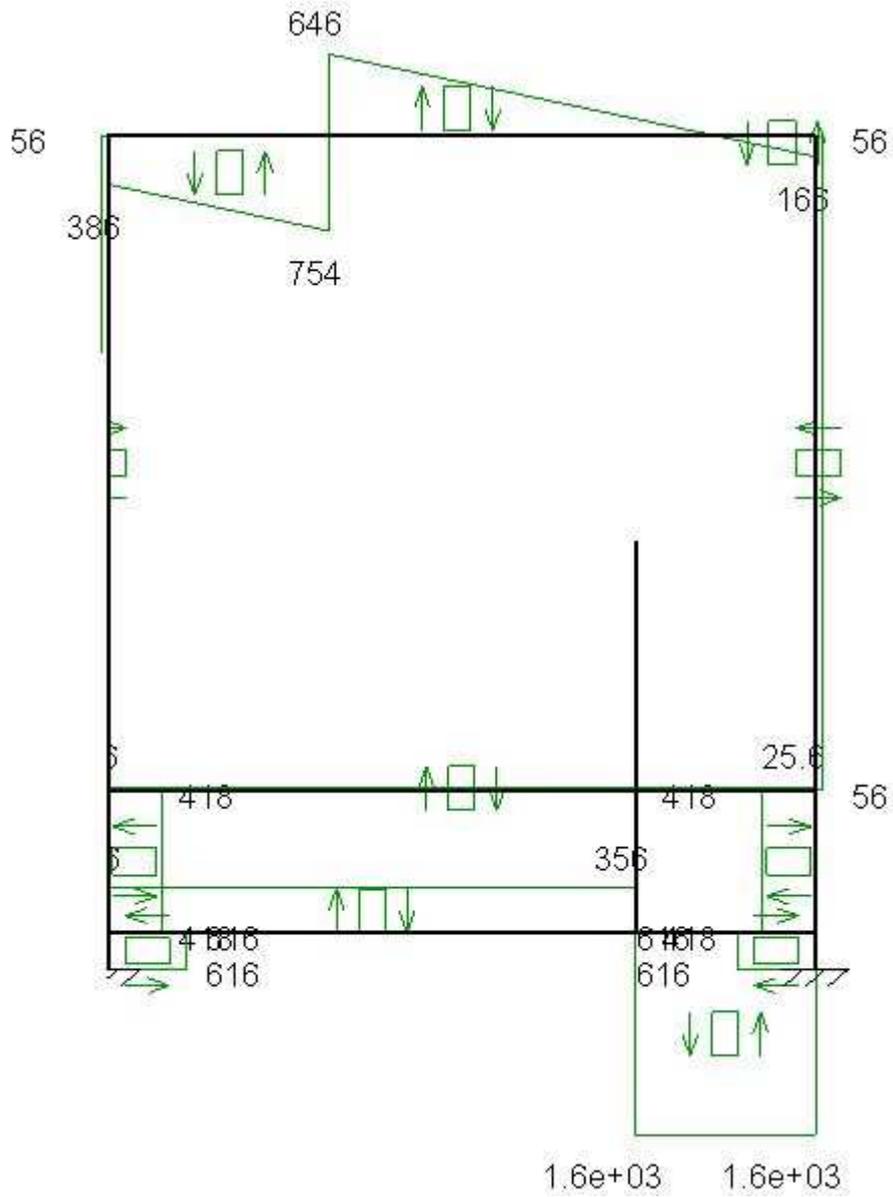


Figura 82: Diagrama esfuerzos Cortantes AMEB estructura (N)

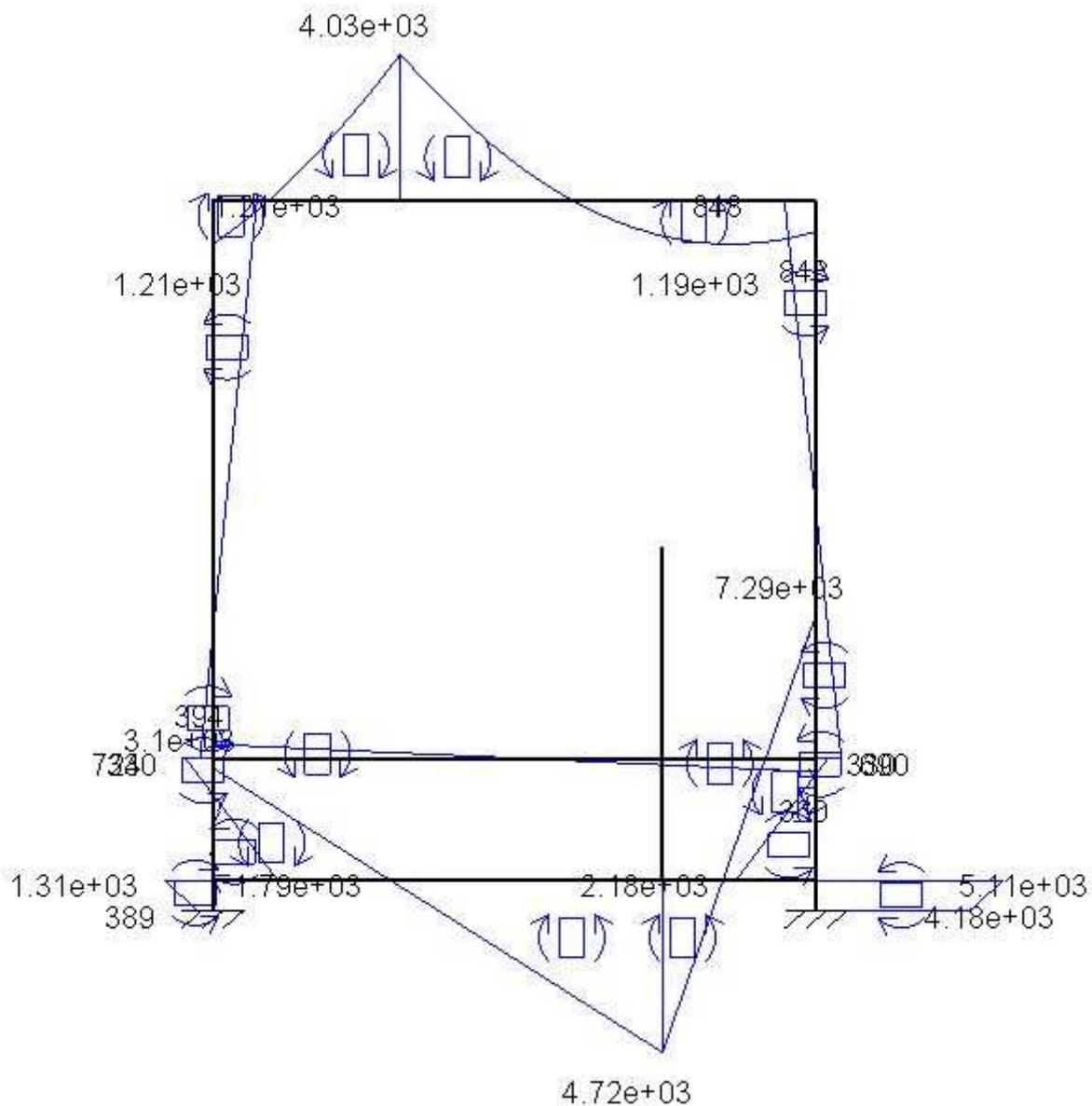


Figura 83: Diagrama momentos Flectores AMEB estructura (N)

Con los diagramas ya resueltos, se procede a dimensionar los elementos más importantes.

Barra transversal

Los esfuerzos y la distribución de tensiones a los que se somete este elemento son:

$$N = -197,77 \text{ N}; \quad T_y = -1601,2 \text{ N}; \quad M_z = -7286,1 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

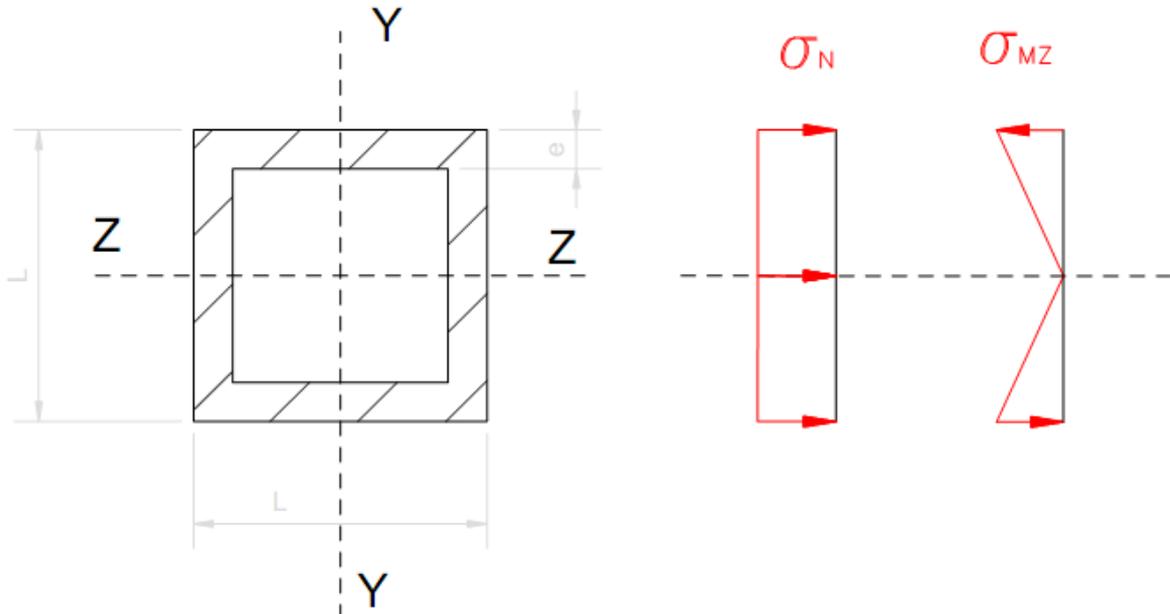


Figura 84: Distribución tensiones sección barra transversal

El cálculo para este dimensionamiento es el siguiente, y se parte de una sección predeterminada:

$$\text{lado} = 2\text{cm}; \quad e = 0,2 \text{ cm}; \quad y_{\text{máx}} = 1\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = l^2 - (l - 2e)^2 = 1,44\text{cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{l \cdot l^3}{64} - \frac{(l - 2e) \cdot (l - 2e)^3}{64} = 0,7872\text{cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{-197,77}{1,44} - \frac{-7286,1}{0,7872} \cdot -1 = -9393,056 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba si este valor entra dentro de las restricciones de resistencia.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-9393,056}{2}\right)^2 + 0} = 4696,528 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{9393,056} = 3.726$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad superior a 3, por lo que las dimensiones de esta pieza quedan: **2 x 2 x 0,2 cm**

Barra unión pilares exteriores

En esta pieza los esfuerzos a los que se encuentra afectado y su correspondiente distribución de tensiones son:

$$N = -474,45 N; \quad T_y = 25,56 N; \quad M_z = -393,94 N \cdot cm$$

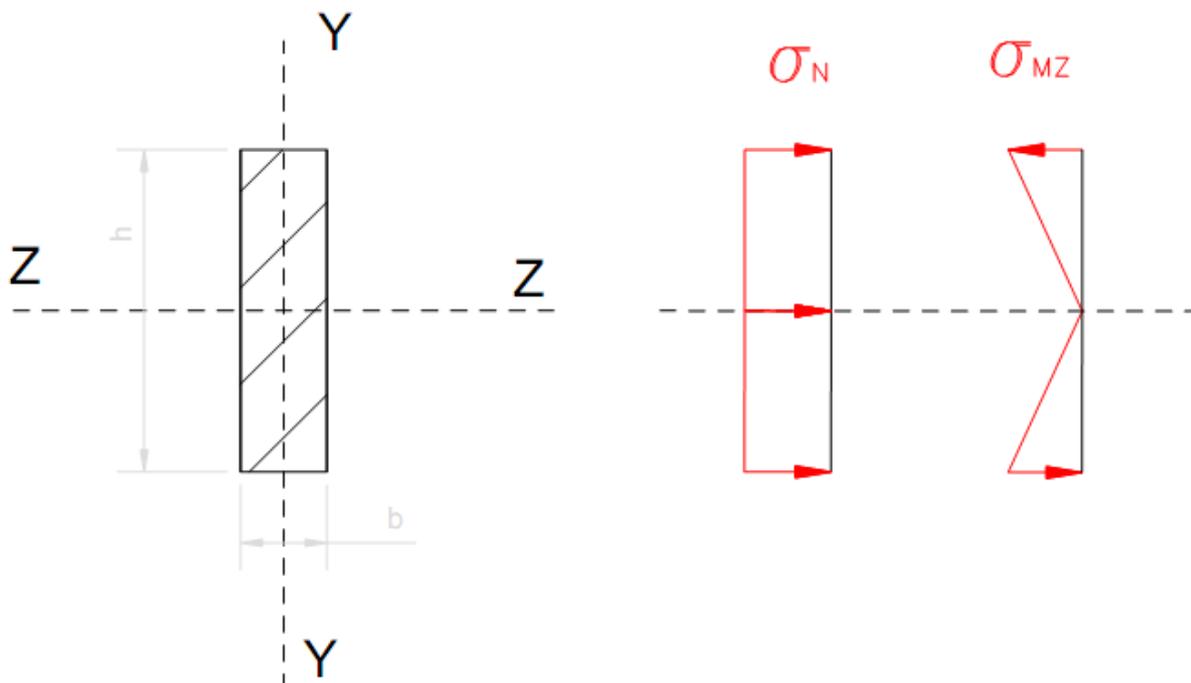


Figura 85: Distribución tensiones sección barra unión pilares exteriores

Para el cálculo se parte de unas dimensiones que se comprobarán a continuación, y son las siguientes:

$$h = 2cm; \quad b = 0,2 cm; \quad y_{m\acute{a}x} = 1cm; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{cm^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia de la sección nos quedan:

$$\text{Área} = b \cdot h = 0.2 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{b \cdot h^3}{12} = 0.0666 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo estos valores:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{-474,45}{0.2} - \frac{-393,94}{0.0666} \cdot -1 = -8281,35 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{máx}}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-8281,35}{2}\right)^2 + 0} = 4140,675 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{\text{máx},adm}} = \frac{35000}{8281,35} = 4.22$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad límite que se fijó, por lo que las dimensiones de la sección de esta pieza quedan: **2 x 0,1 cm**

Barra apoyo pedal

En esta pieza los esfuerzos a los que se encuentra afectado y su correspondiente distribución de tensiones son:

$$N = -1956,8 \text{ N}$$

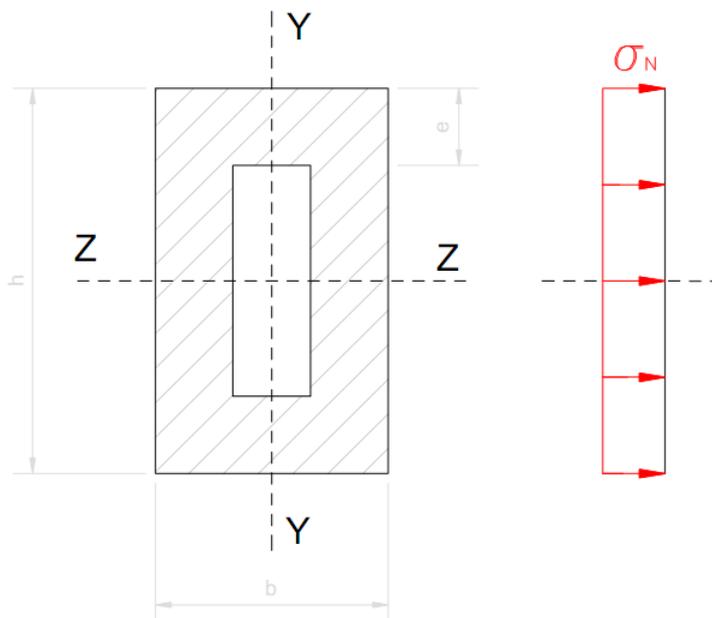


Figura 86: Distribución tensiones sección barra apoyo pedal

Para el cálculo se parte de unas dimensiones que se comprobarán a continuación, teniendo en cuenta también el espesor calculado previamente en el pasador correspondiente, y son las siguientes:

$$h = 3\text{ cm}; \quad b = 1,5\text{ cm}; \quad e = 0,2\text{ cm};$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1,75\text{ cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Con estos valores, el área y la inercia de la sección nos quedan:

$$\text{Área} = b \cdot h - (b - e) \cdot (h - e) = 1.64\text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{(b - e) \cdot (h - e)^3}{12} = 1.039\text{ cm}^4$$

Sustituyendo estos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-1956,8}{1.64} = -1193,17 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-1193,17}{2}\right)^2 + 0} = 596.585 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{1193,17} = 29.33$$

Cumple el valor de coeficiente de seguridad límite que se fijó, por lo que las dimensiones de la sección de esta pieza quedan: **3 x 1,5 x 0,2 cm**

Pilar exterior

Las cargas que se dan en este elemento y las distribuciones de tensiones que producen se muestran a continuación:

$$N = 386,08 \text{ N}; \quad T_y = 55,95 \text{ N}; \quad M_z = 1208,5 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

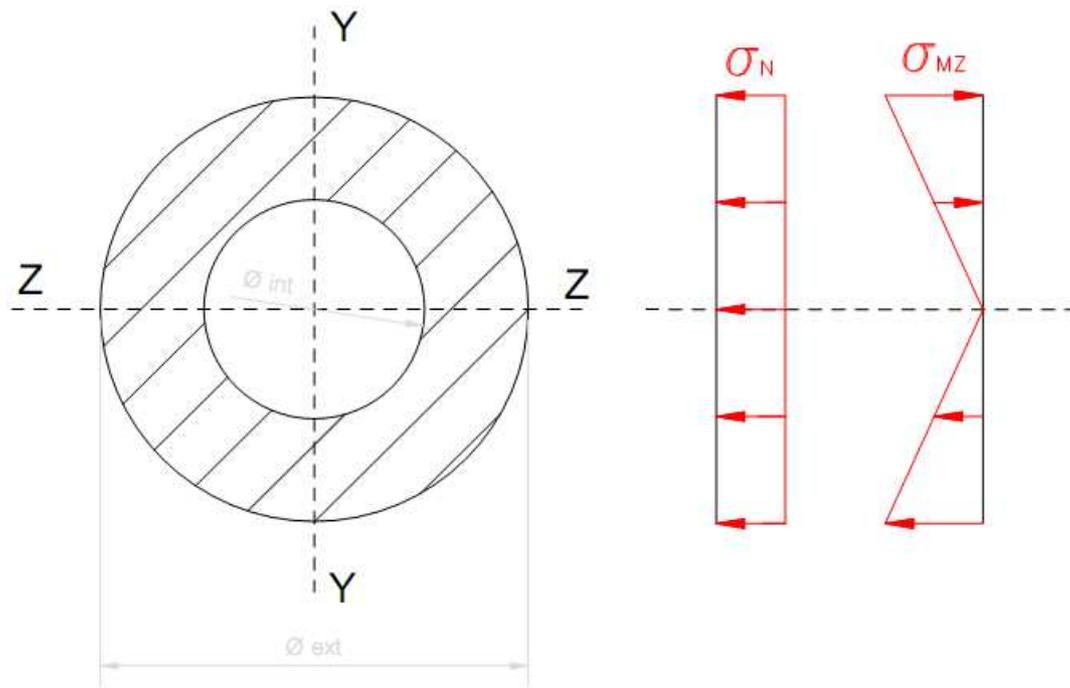


Figura 87: Distribución tensiones sección pilar exterior

Las medidas de las que se parte para el cálculo son:

$$\varnothing \text{ ext} = 3\text{cm}; \quad \varnothing \text{ int} = \varnothing \text{ ext} - 2 \cdot e; \quad e = \text{por definir};$$

$$y_{\text{máx}} = 1,5\text{cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del espesor, primero se le da un valor orientativo que nos guiará para su definición exacta. Primero realizaremos los cálculos con un valor del espesor de $e = 0,1\text{cm}$. Con este valor de espesor, el área y la inercia nos quedan:

$$\text{Área} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^2}{4} = 0,911 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^4}{64} = 0,9589 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{386,08}{0,911} - \frac{1208,5}{0,9589} \cdot -1,5 = 2314,24 \frac{N}{cm^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{2314,24}{2}\right)^2 + 0} = 1157,12 \frac{N}{cm^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{m\acute{a}x,adm}} = \frac{35000}{2314,24} = 15,12$$

Al salirnos un resultado mayor a 3, se aceptan las dimensiones según las restricciones iniciales, las cuales nos quedan: $\varnothing 3 \times 0,1 \text{ cm}$

Pilar interior

Las cargas que se dan en este elemento y las distribuciones de tensiones que producen se muestran a continuación:

$$N = -1741,7 \text{ N}; \quad T_y = 616,26 \text{ N}; \quad M_z = 5105,5 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

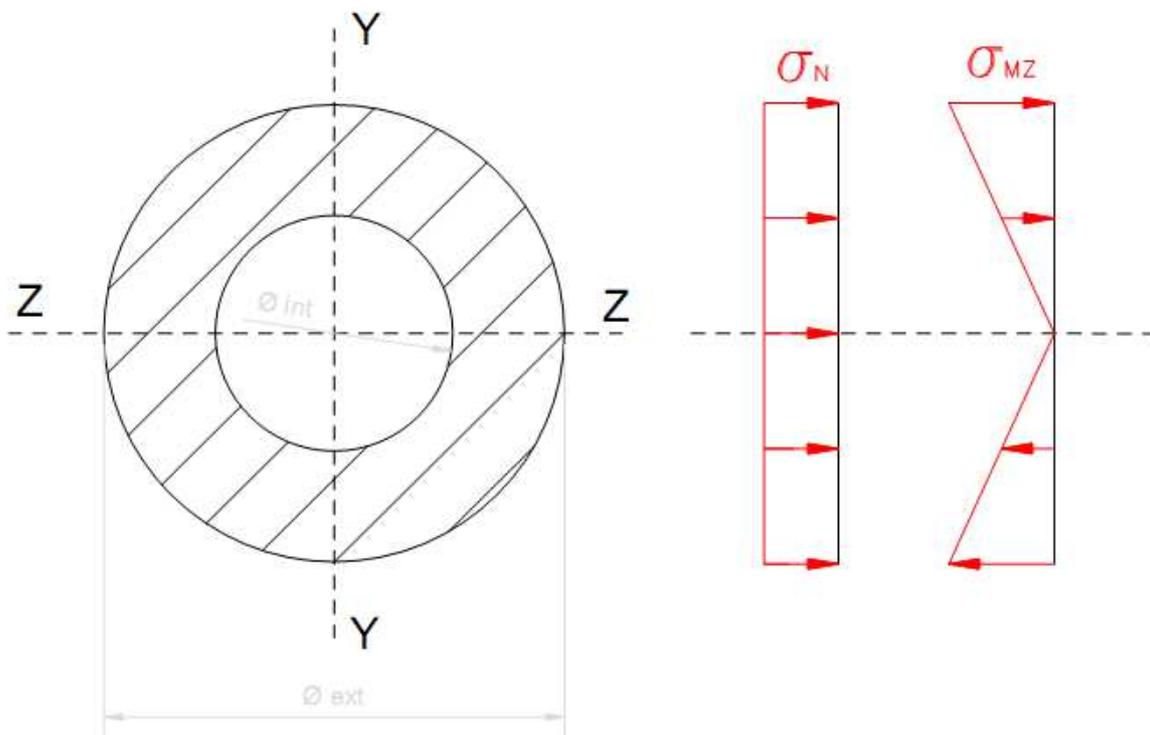


Figura 88: Distribución tensiones sección pilar interior

Las medidas de las que se parte para el cálculo son:

$$\varnothing \text{ ext} = 2,8 \text{ cm}; \quad \varnothing \text{ int} = 2,6 \text{ cm}; \quad e = 0,1 \text{ cm};$$

$$y_{\text{máx}} = 1,4 \text{ cm}; \quad \sigma_F = 350 \cdot 10^2 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

El área y la inercia nos quedan:

$$\hat{\text{Área}} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^2}{4} = 0.8482 \text{ cm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ ext}^4}{64} - \frac{\pi \cdot \varnothing \text{ int}^4}{64} = 0.774 \text{ cm}^4$$

Sustituyendo los respectivos valores:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{-1741,7}{0.8482} - \frac{5105,5}{0.774} \cdot 1.4 = -11288,16 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba si este valor es aceptable según la teoría de cortante máximo para un coeficiente de seguridad mínimo de 3.

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{máx}}}{2}\right)^2 + (\tau_{XY})^2} = \sqrt{\left(\frac{-11288,16}{2}\right)^2 + 0} = 5644,08 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{\text{máx,adm}}} = \frac{35000}{11288,16} = 3.01$$

Al salirnos un resultado mayor a 3, se aceptan las dimensiones según las restricciones iniciales, las cuales nos quedan: \varnothing **2,8 x 0.1 cm**

4.3.2.3 POSICIÓN FINAL

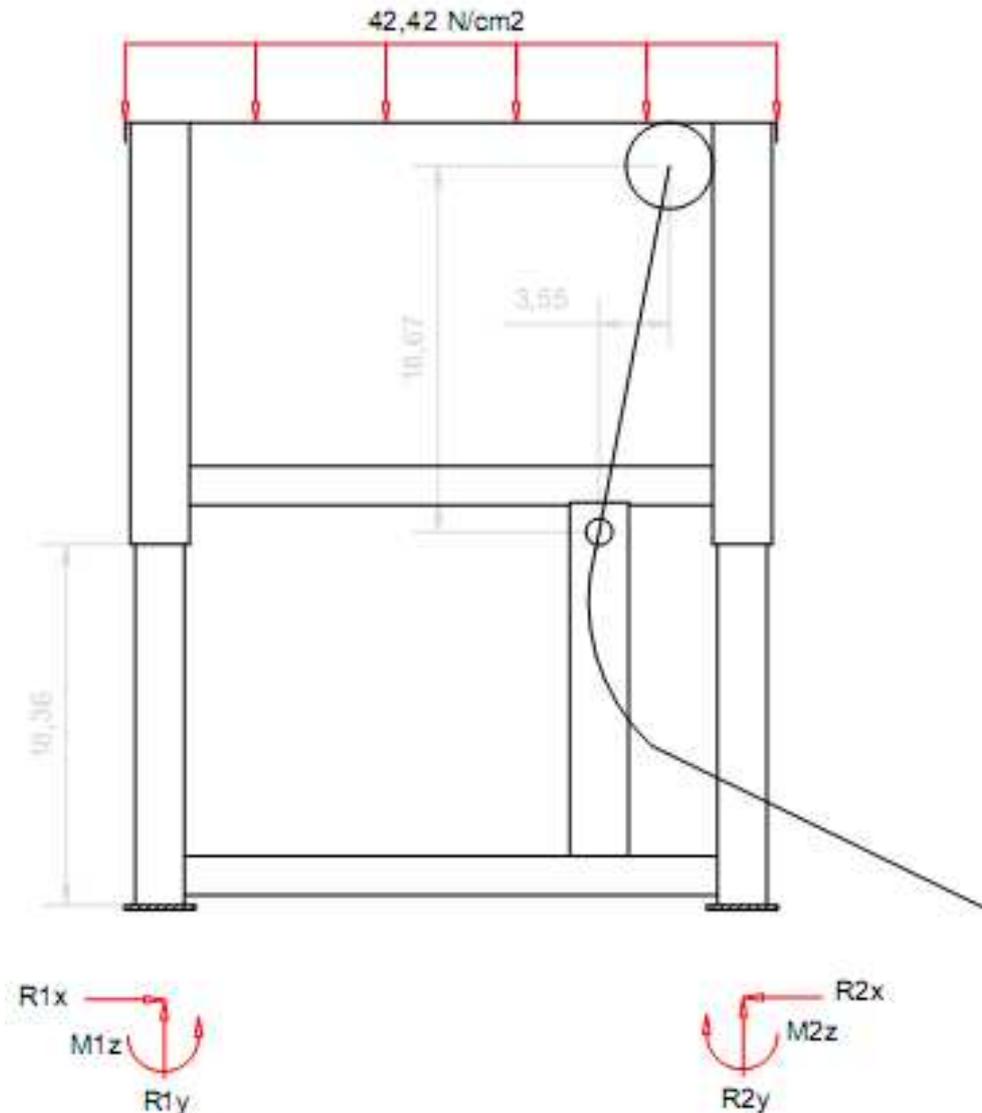
Estructura global

Figura 89: DSL Estructura global posición final

Se va a proceder al análisis de la posición final del ciclo del movimiento del caballete modelo B. Esta situación tiene como característica principal, que no se ejerce ninguna fuerza sobre el pedal y aun así, el caballete se mantiene en esa posición. Esto se debe a que en el instante en el que el rodillo pasa a la derecha del eje longitudinal de la barra de apoyo del tablero, el propio de la moto es el que la mantiene en esa posición.

Al no realizar ninguna acción sobre el pedal, a priori, los esfuerzos en éste deberían ser menores, al igual que en el resto de la estructura; factores que se comprobarán a continuación.

Se sigue el mismo guion que en los anteriores cálculos.

Pedal

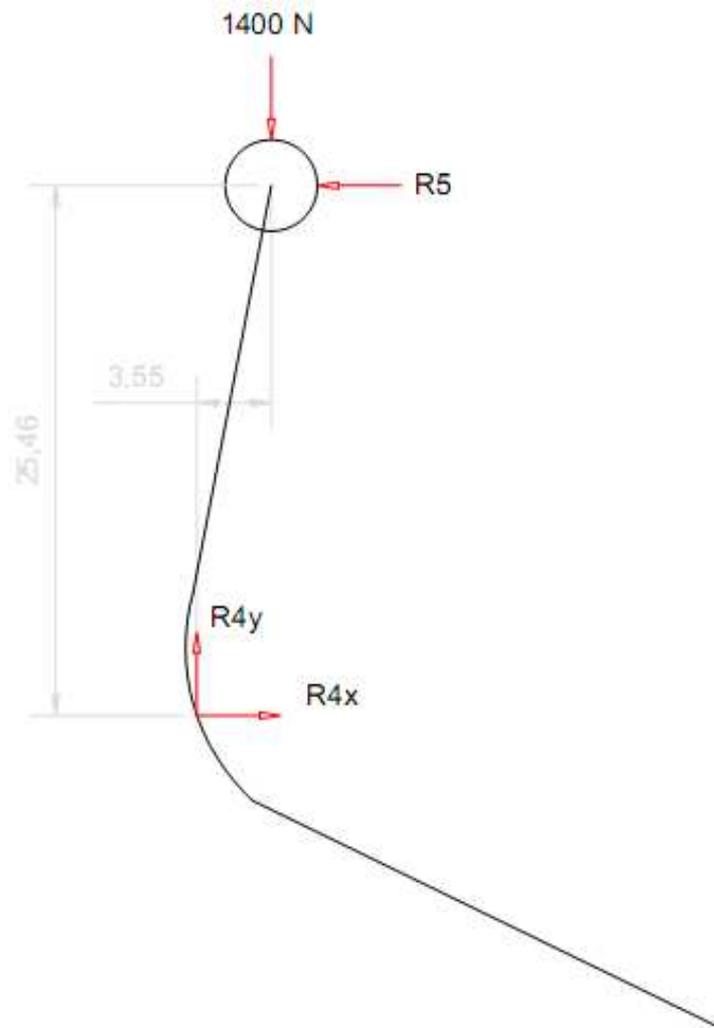


Figura 90: DSL Pedal posición final

Al no realizar fuerza sobre el pedal, solamente actúa sobre él el peso que le transmite el rodillo. Para que se pueda dar el equilibrio, aparece una reacción sobre el rodillo al hacer éste tope en el pilar de la derecha. Los sumatorios de fuerzas y de momento en el punto 4 quedan así:

$$(1) \sum F_x = 0; \rightarrow R_{4x} = R_5$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow R_{4y} = 1400$$

$$(2) \sum M_z = 0; \rightarrow R_5 \cdot 25,46 = 1400 \cdot 3,55$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_5 = 195.2 \text{ N} \\ R_{4x} = 195.2 \text{ N} \\ R_{4y} = 1400 \text{ N} \end{array} \right.$$

Conocidos los esfuerzos los diagramas son los siguientes:

AXIL

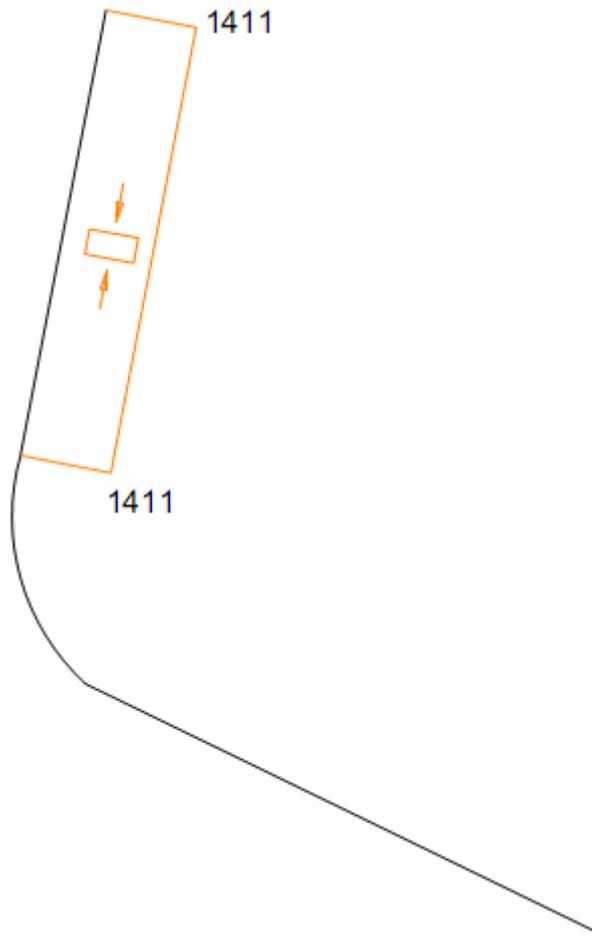


Figura 91: Diagrama esfuerzos Axiales pedal (N)

A la vista de este resultado, lo único que se tendría que revisar sería los cálculos del pasador del rodillo, ya que la resultante en este caso, que coincide con el valor del axil, sale algo mayor a la usada en el anterior estudio. Como únicamente es cambiar el valor de la resultante anterior por esta, se hará directamente tanto en el diseño por cortadura como por aplastamiento.

Diámetro pasador

$$R_5 = 1411,52 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{1411,52}{A_C}; \quad \tau = \tau_{m\acute{a}x,adm} \rightarrow \frac{1411,52}{A_C} = 5833,33 \rightarrow A_C = 0,2419 \text{ cm}^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow \phi_P = 0,555 \text{ cm} \rightarrow \mathbf{0,6 \text{ cm}}$$

Espesor rodillo

$$\sigma = \frac{R_5}{A_{\text{aplastamiento}}} ; A_{\text{aplastamiento}} = \phi_p \cdot e = 0.6 \cdot e ; \tau_{\text{m}\acute{a}\text{x},\text{adm}} = 5833.33 \frac{N}{\text{cm}^2}$$

$$\tau = \frac{\sigma}{2} ; \tau = \tau_{\text{m}\acute{a}\text{x},\text{adm}} \rightarrow \frac{705.76}{e} = 5833.33 \rightarrow$$

$$\rightarrow e = 0.121\text{cm}^2 \rightarrow e = \mathbf{0.2\text{cm}}$$

Según los valores de los resultados, no tenemos que modificar nada respecto a lo anterior, ya que sale la misma dimensión, tanto en el diámetro como en el espesor.

Estructura

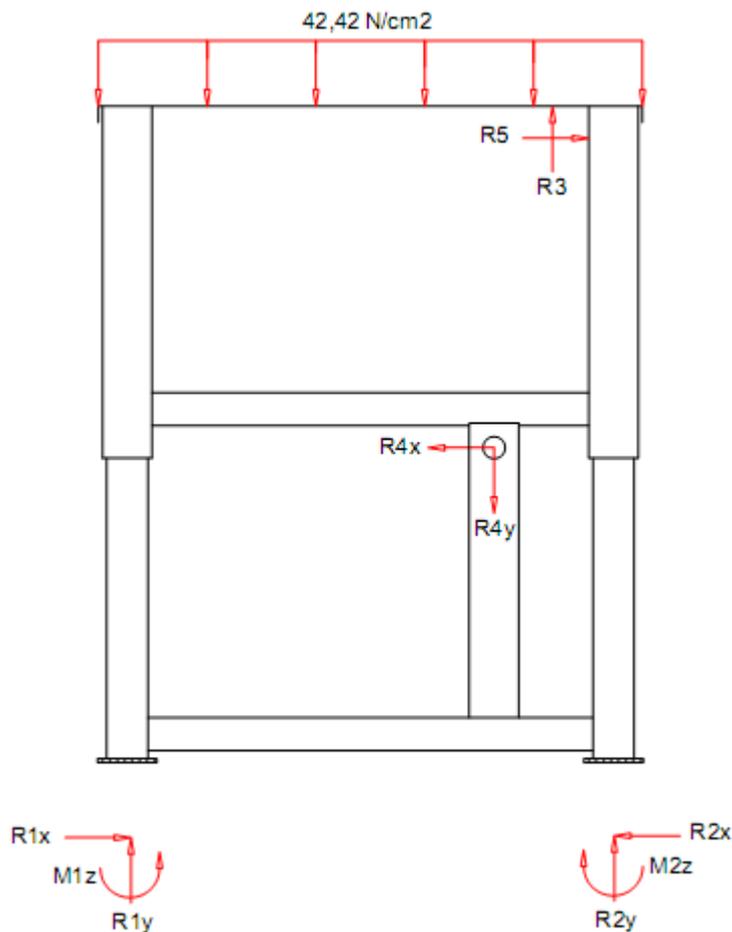


Figura 92: DSL Estructura posición final

Se analiza la estructura de esta posición en AMEB, y se muestran sus resultados.

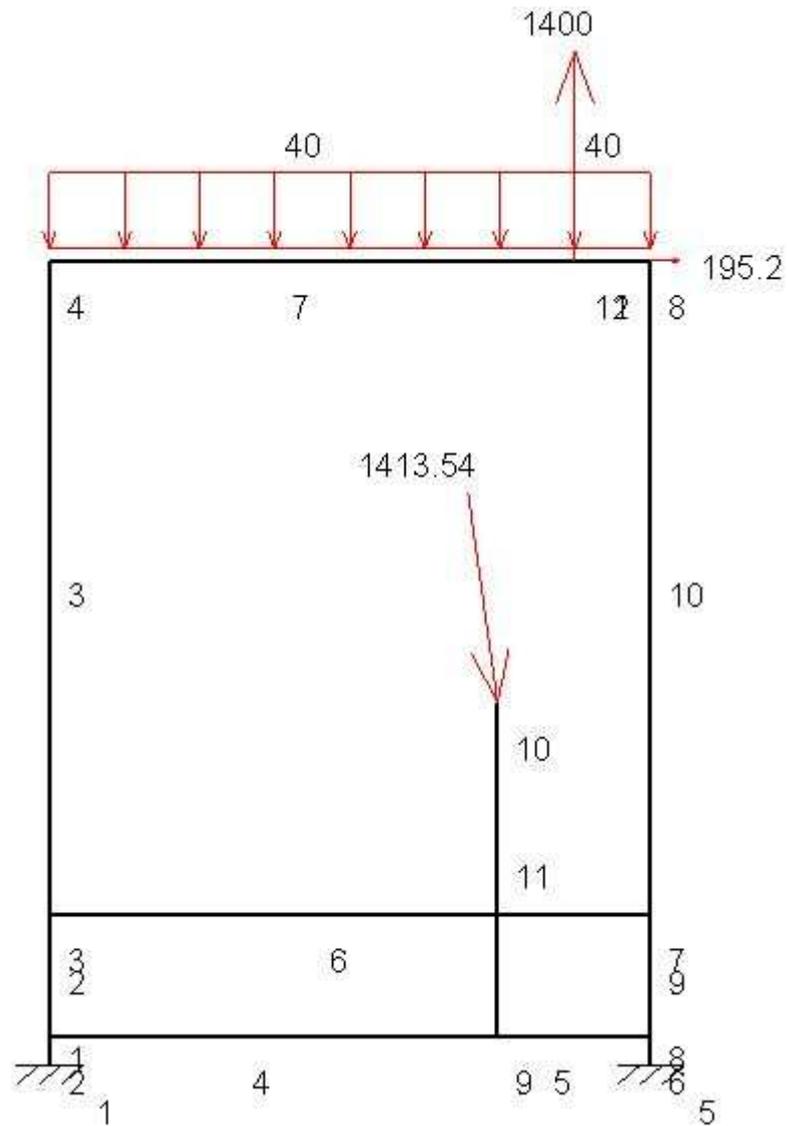


Figura 93: Esquema estructura posición final en AMEB

AXILES

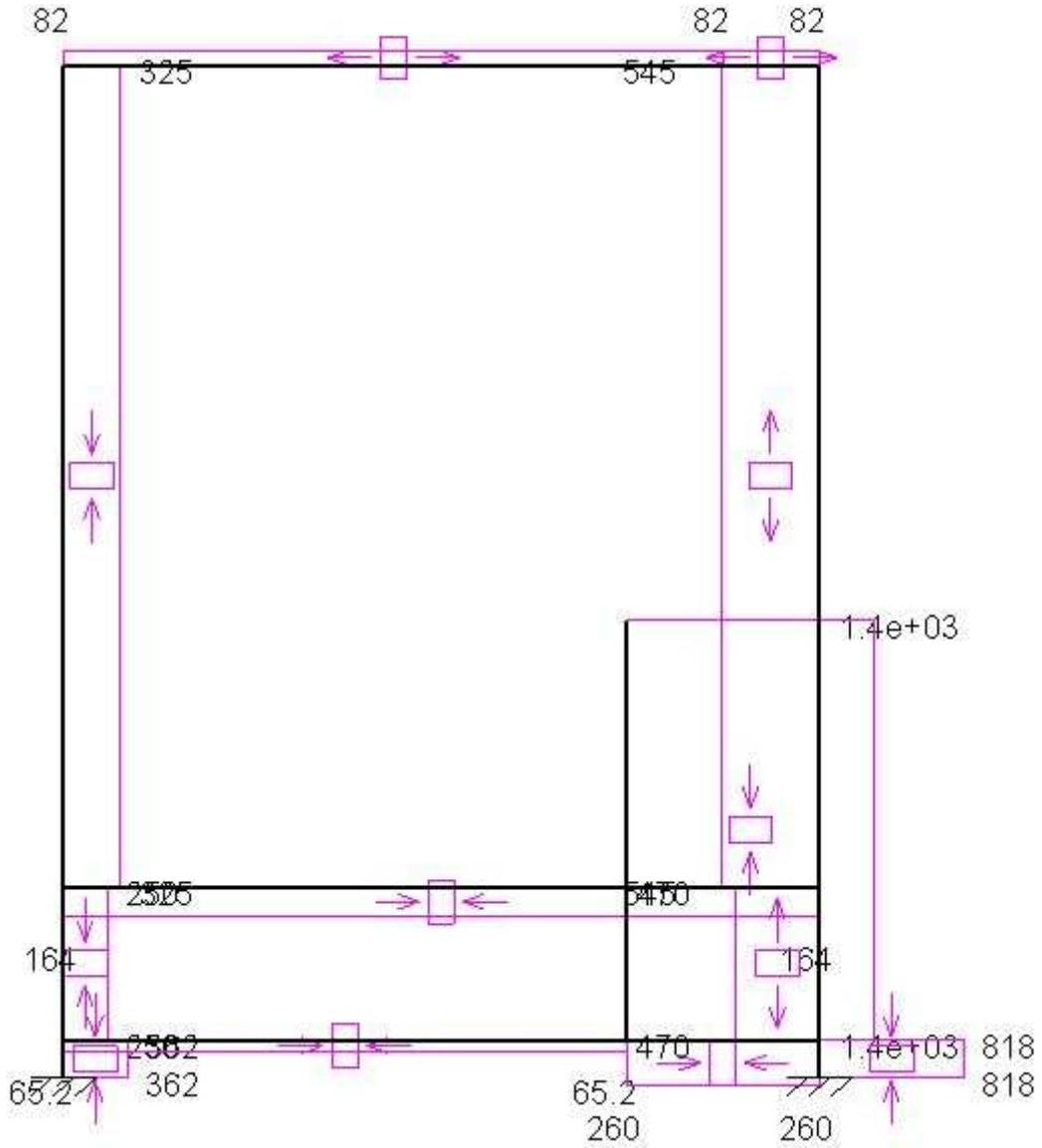


Figura 94: Diagrama esfuerzos Axiales AMEB estructura (N)

CORTANTE

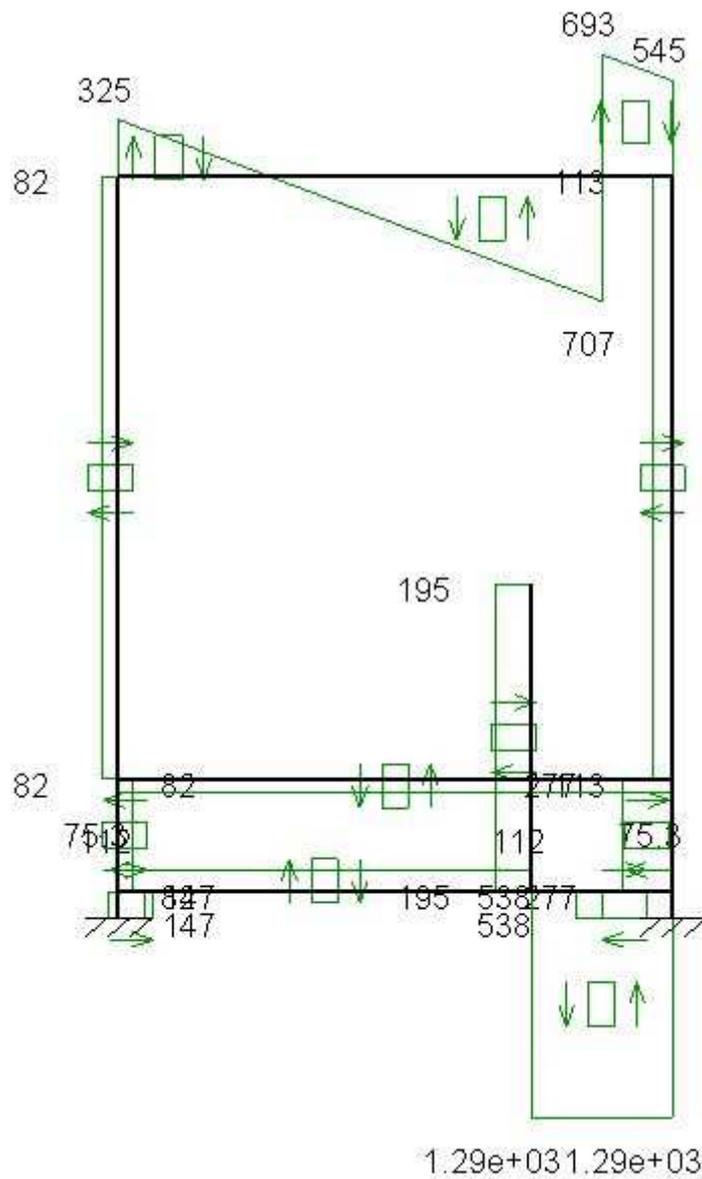


Figura 95: Diagrama esfuerzos Cortantes AMEB estructura (N)

FLECTOR

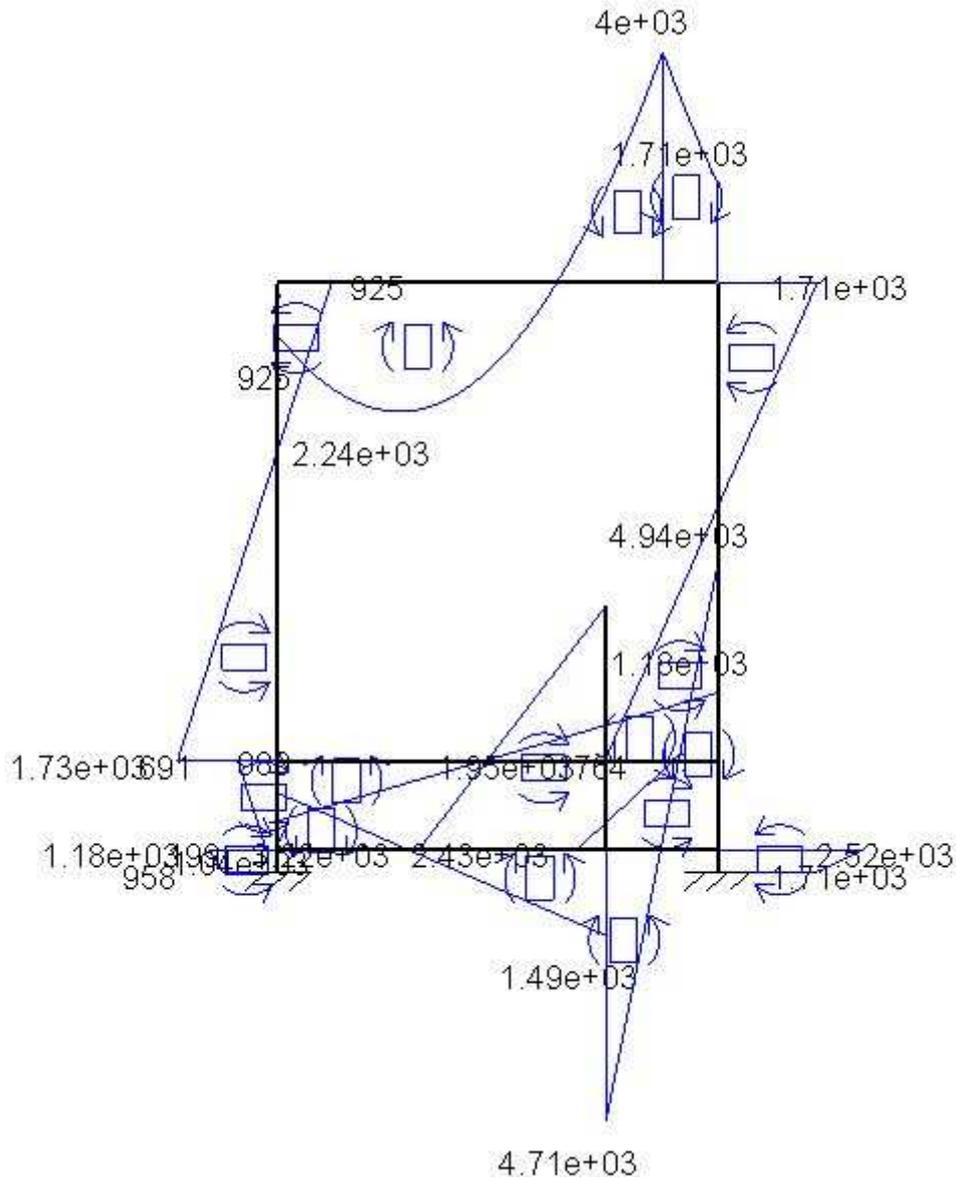


Figura 96: Diagrama momentos Flectores AMEB estructura (N)

La zona más desfavorable de este estudio se encuentra en la barra transversal con un valor de $M_z = -4943,9 \text{ N} \cdot \text{cm}$. De esta manera, siguen en pie los cálculos y dimensionados iniciales, ya que en ningún momento se han rebasado los esfuerzos máximos de la primera posición estudiada.

5. MODELADO 3D

El proceso de modelado se ha realizado mediante un programa de diseño en 3D denominado SolidWorks. Este programa permite, una vez conocidas todas las dimensiones necesarias, representar de manera muy similar a la real el aspecto de las piezas que componen los caballetes. Además, mediante la herramienta que incorpora de elementos finitos, permite realizar los cálculos de resistencia de nuestros sistemas, de manera que se puede conocer de manera aproximada cómo sería el comportamiento de estas máquinas en el momento de uso por el usuario, previendo los inconvenientes o ventajas del diseño.

Para realizar el modelado, se ha partido de las dimensiones de los elementos que anteriormente se han calculado. Las piezas se han creado una a una para posteriormente unirlos, formando un ensamblaje que da lugar al montaje completo de los caballetes. A continuación se muestran las piezas del conjunto.

5.1 CABALLETE MODELO A

5.1.1 BARRAS BASE

Son las primeras piezas a modelar. Son unos elementos muy sencillos, ya que solamente son unos perfiles huecos de sección rectangular. Estos perfiles se modelan ejecutando la operación de extrusión a partir de la sección hueca.

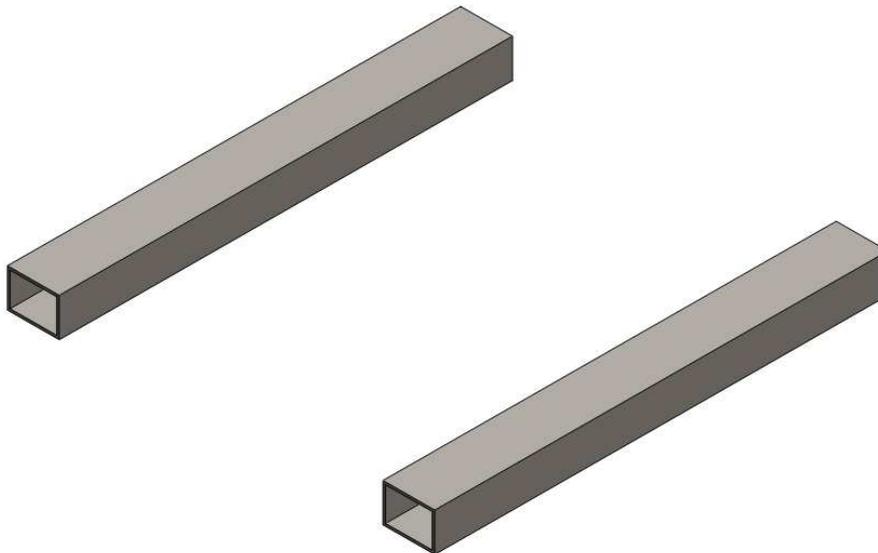


Figura 106: Modelado barras base

5.1.2 BARRA TRANSVERSAL

Este elemento también es muy sencillo de modelar. Simplemente es un perfil rectangular al que se le ha definido el espesor y su perímetro. Con estas acciones se está en disposición de extruir esta sección hasta la longitud necesaria. Esta pieza está unida a las barras de la base en sus extremos.

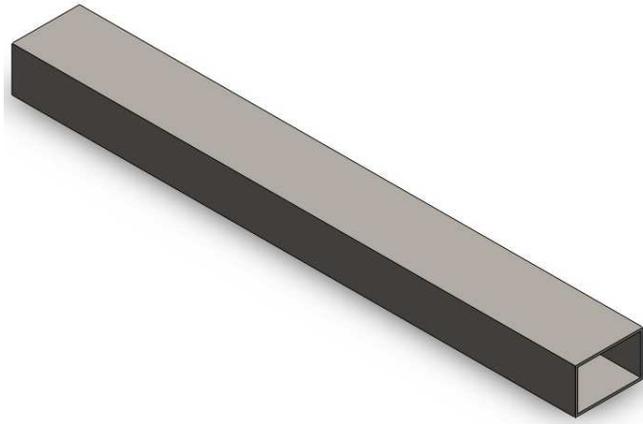


Figura 107: Modelado barra transversal

5.1.3 PILAR INTERIOR

Es la pieza que guía el movimiento para elevar la moto. Es una extrusión de un perfil circular hueco, apoyado en la barra transversal y situado en el interior del pilar exterior, al que guía.



Figura 108: Modelado pilar interior

5.1.4 PILAR EXTERIOR

Así como el pilar interior, éste es también un perfil circular hueco hecho mediante extrusión. También se le han unido las orejetas en el diseño para facilitar su posterior optimización. Esta pieza está unida a la barra superior que hace de apoyo al tablero y al pedal.



Figura 108: Modelado pilar exterior

5.1.5 APOYO MÉNSULAS

Es la pieza que permite que el pedal, unido a dos ménsulas, gire y haga la palanca para subir la moto. Como se aprecia en la figura, tiene un agujero pasante por el que se une esta pieza con las ménsulas. Se modela por extrusión de la sección a la que, a continuación, se le taladra.

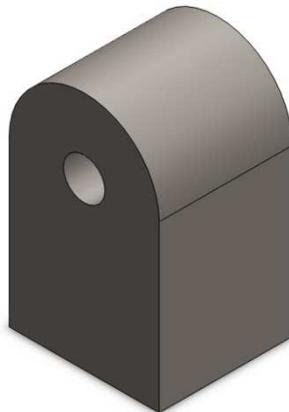


Figura 110: Modelado apoyo ménsulas

5.1.6 PEDAL

Está realizado mediante un barrido de la sección rectangular con su correspondiente espesor según la geometría requerida. En realidad, el punto donde cambia de dirección es una soldadura de dos perfiles idénticos cortados en bisel, esto se debe a la facilidad en su fabricación. A la hora de modelar, esto se ha despreciado y se ha considerado todo una barra. En la parte inferior lleva dos taladros que permiten unirlo a las ménsulas y orejetas correspondientes para poder ejercer su función. También se le ha añadido una chapa para que el usuario pueda aplicar la fuerza con mayor comodidad y seguridad.

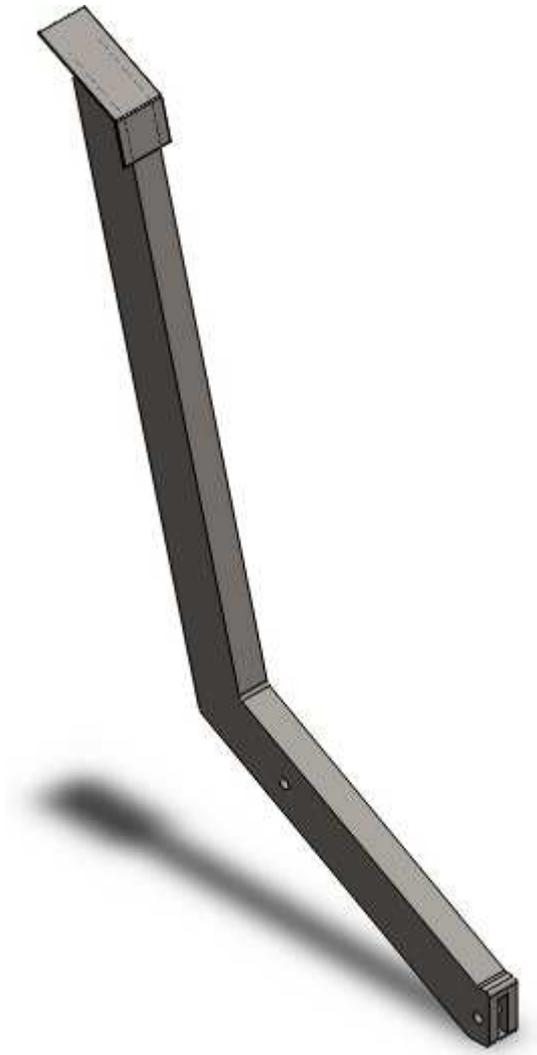


Figura 112: Modelado pedal

5.1.7 MÉNSULAS PEDAL

A la hora de modelizar estos componentes se ha optado por hacer una y, luego, duplicarla en el ensamblaje total, para ahorrar operaciones y tiempo. Es una chapa con unos taladros en sus extremos para poder unirlos al pedal y al apoyo de la base.

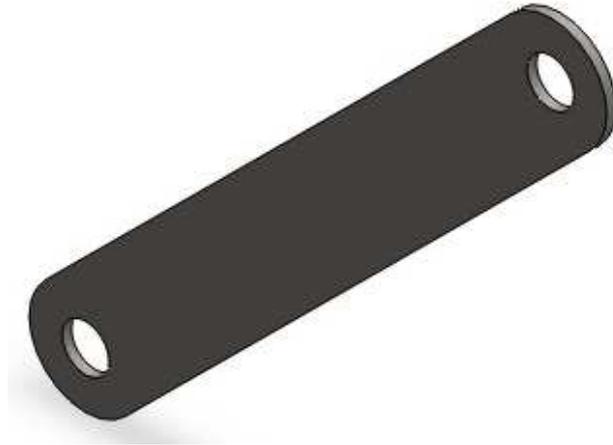


Figura 111: Modelado ménsulas

5.1.8 BARRAS APOYO TABLERO

Geometría modelada por extrusión de perfiles y posteriormente taladrada en el correspondiente sitio, aunque en realidad esto se fabricaría con una chapa cortando la superficie innecesaria, doblando los extremos y taladrando los agujeros. A este elemento se le unirá el tablero mediante tornillos.

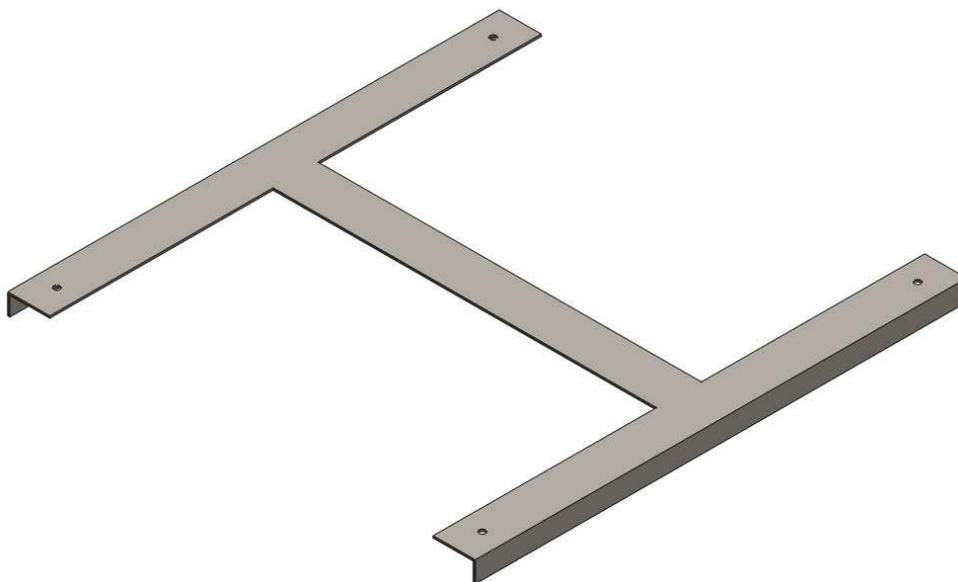


Figura 113: Modelado barras apoyo tablero

5.1.9 TABLERO

Pieza de madera de pino para no erosionar la moto al estar en contacto con ella. Se ha construido extruyendo la sección rectangular del canto hasta la profundidad requerida. Una vez hecho esto, se le han añadido unos taladros para poder unirlo a las barras en las que apoya.



Figura 114: Modelado tablero

5.1.10 ENSAMBLAJE

Una vez realizado el modelado de todos los componentes, se lleva a cabo la unión entre todos ellos para llegar al montaje final de toda la máquina, que es el ensamblaje. Este ensamblaje al estar formado por piezas no muy complejas, una vez estaban todas modeladas, se han unido, no teniendo que modificar apenas cosas para que encajaran correctamente. A continuación se definen las posiciones que llevan cada una para que queden en su posición exacta.



Figura 115: Modelado Ensamblaje Modelo A

5.2 CABALLETE MODELO B

5.2.1 BARRAS BASE

Estos elementos se han modelado por extrusión de una sección rectangular como perfiles que son. Para terminar de ejecutar el comando se le define la longitud necesaria que previamente se sabe.

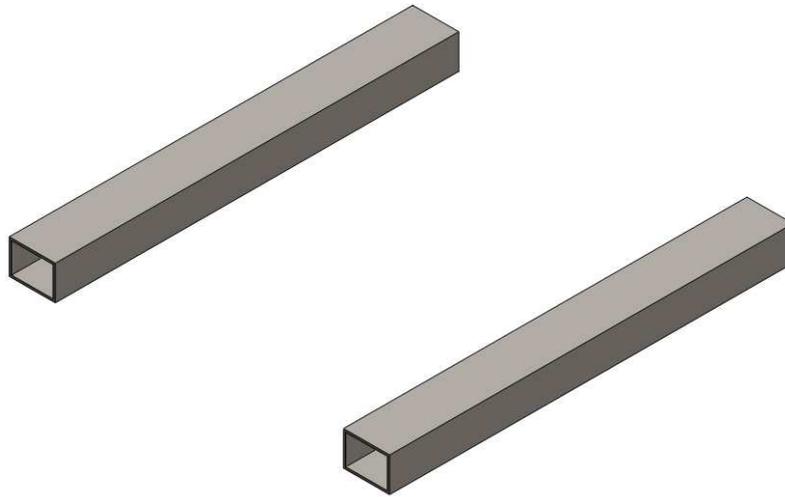


Figura 116: Modelado barras base

5.2.2 BARRA TRANSVERSAL

Pieza que une los dos pilares en sus partes inferiores. Por ello se ha tenido realizar un corte a la extrusión del perfil. Para realizar el modelo primero se ha hecho el perfil hasta la longitud necesaria. A continuación se ha practicado una operación de corte en sus extremos de acuerdo al diámetro de los pilares interiores a los que se une, para que encaje perfectamente en el montaje y no nos dé ningún error.

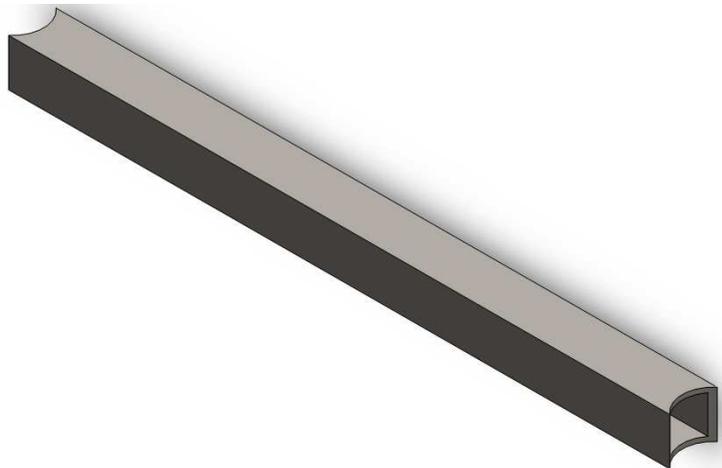


Figura 117: Modelado barras transversal

5.2.3 PILARES INTERIORES

Piezas de perfil de sección circular hueca. Al tener esta geometría la operación con la que se han definido es mediante extrusión de dicha sección. La otra consideración que se ha tenido en cuenta es la distancia que tiene que existir entre uno y otro.



Figura 118: Modelado pilares interiores

5.2.4 PILARES EXTERIORES

Para estos se han utilizado los mismos comandos que para los anteriores, puesto que son similares, variando únicamente el diámetro de la sección.

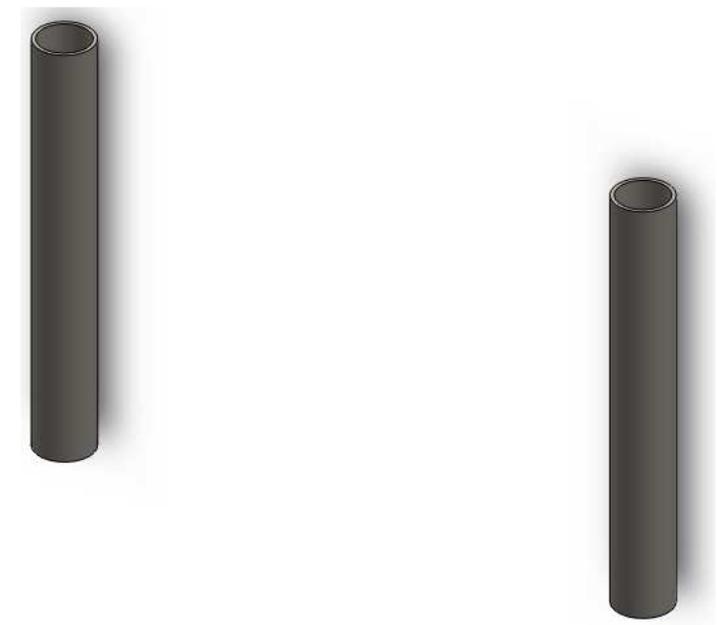


Figura 119: Modelado pilares exteriores

5.2.5 BARRA APOYO PEDAL

Pieza sencilla que en primer lugar se ha modelado como perfil hueco, se ha extruido la sección rectangular con sus correspondientes dimensiones. Para finalizar su modelado se le ha taladrado un agujero pasante por el que irá el pasador.

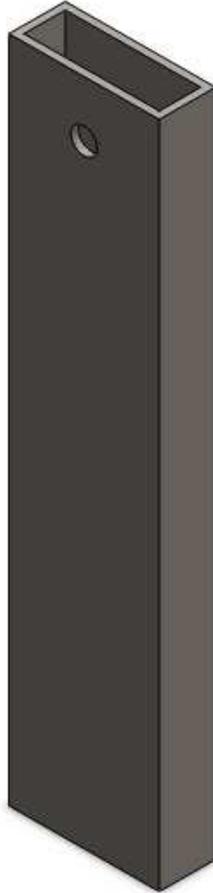


Figura 120: Modelado barra apoyo pedal

5.2.6 BARRA UNIÓN PILARES EXTERIORES

Este componente se ha modelado por barrido a lo largo de toda su longitud, incluyendo las partes curvas que tiene, de la sección rectangular de dimensiones determinadas anteriormente. A continuación, en sus extremos, se ha realizado la operación de corte según el diámetro del pilar exterior al que va unido, para que no haya ningún problema a la hora del ensamblaje.



Figura 121: Modelado barra unión pilares exteriores

5.2.7 RODILLO

Es una pieza sencilla a la hora de modelarla. Primero se ha definido la sección del cilindro, para extruirla a continuación hasta la distancia requerida y, finalmente, los perfiles se han redondeado.

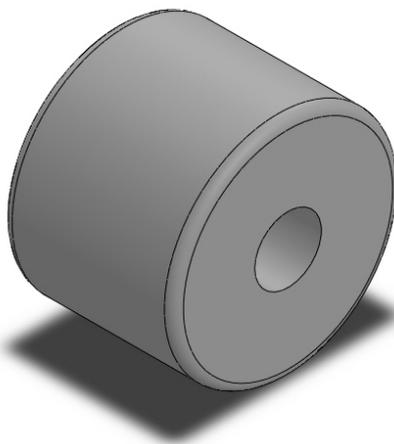


Figura 122: Modelado rodillo

5.2.8 PEDAL

Es una pieza compleja a la hora de modelar. Para empezar se realiza un barrido de la sección circular hueca a lo largo de su geometría. Una vez tenemos esto, para terminar de darle la longitud necesaria, se ejecuta un rellenado en la parte que entrara en contacto con el rodillo, quedando como si se hubiera aplastado el perfil. Precisamente en este extremo se añade el pasador que posteriormente encajará en el rodillo. Este pasador se ha realizado extruyéndolo.



Figura 123: Modelado pedal

5.2.9 CARRIL

Pieza, que a priori no tendría ningún tipo de complicación, se le han tenido que realizar algunas operaciones que sí las han tenido, como las de cortar el perfil extruido inicialmente para que cuadre a la hora de ensamblarlo con los pilares exteriores, así como las barras de apoyo del tablero.

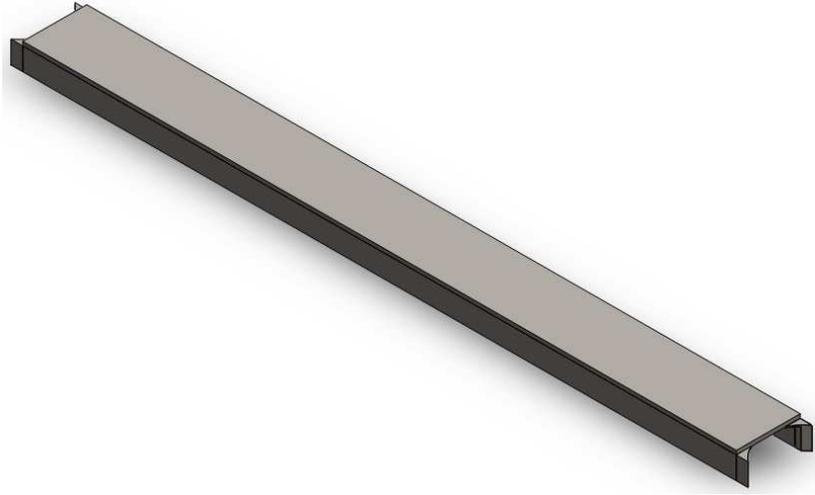


Figura 123: Modelado carril

5.2.10 BARRAS APOYO TABLERO

Estos elementos se han modelado empezando por definir la distancia entre ellos. Después se han extruido las correspondientes secciones para, a continuación, hacerles unos taladros en sus esquinas que las unan al tablero.



Figura 124: Modelado barras apoyo tablero

5.2.11 TABLERO

Su construcción se basa en extruir la sección del tablero y taladrarle cuatro agujeros coincidentes con los agujeros de las barras en las que se apoya y une.



Figura 125: Modelado tablero

5.2.12 ENSAMBLAJE

Una vez realizado el modelado de todos los componentes, se lleva a cabo la unión entre todos ellos para llegar al montaje final de toda la máquina, que es el ensamblaje.

Este ensamblaje al estar formado por piezas no muy complejas, una vez estaban todas modeladas, se han unido. A continuación se definen las posiciones que llevan cada una para que quedaran en su posición exacta.



Figura 126: Modelado Ensamblaje Modelo B

6. SIMULACIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

En este apartado vamos a llevar la simulación de cada uno de los caballetes, y dentro de estos, de cada una de sus piezas independientemente. Para ello haremos uso de la herramienta de análisis mediante el MEF (Método de los Elementos Finitos) que lleva incorporado el programa SolidWorks.

El MEF es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o cálculo de desplazamientos. El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a estudiar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados “Elementos”. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.



Figura 137: Ejemplo modelo MEF

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los Elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos. Las ecuaciones matemáticas empleadas definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones Y, X y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado. El desplazamiento

de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones y las tensiones resultantes. Finalmente, post-proceso representa el modelo tridimensional con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones definidas: desplazamientos, cargas y material.

Para realizar los cálculos se suponen las siguientes hipótesis de trabajo:

Suposición de linealidad

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. El incremento de la carga incrementa los desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones de forma proporcional. Cuando las tensiones aplicadas son bajas las deformaciones son proporcionales a dicha tensión según el Módulo de elasticidad o Módulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo.

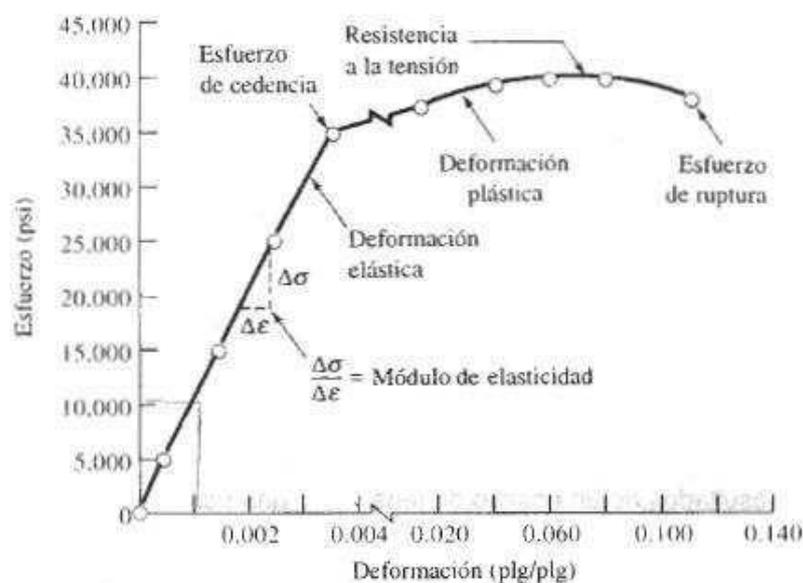


Figura 138: Relación Esfuerzo-Deformación

Sin embargo, el empleo de tensiones superiores a la del Límite elástico requiere el uso de aplicaciones no lineales que tenga en cuenta las posibles deformaciones plásticas del material.

Suposición de elasticidad

Las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad de material empleado y que la eliminación o el cese de tensiones provocan la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. La suposición de elasticidad excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes. En el caso de que su modelo vaya a estar sometido a

tensiones superiores a la del Límite elástico y prevea que va a sufrir deformaciones plásticas permanentes deberá utilizar aplicaciones de Análisis no lineal.

Suposición estática

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud máxima definida. En los casos en que el modelo deba soportar las cargas de forma repentina las deformaciones unitarias y las tensiones sufridas serán mayores y deberá usar aplicaciones de Análisis dinámico o impacto.

6.1.PROCESO DE ANÁLISIS

Para llevar a cabo el análisis de los tres modelos, utilizamos como se ha explicado anteriormente el Método de los Elementos Finitos (SolidWorks Simulation), con el fin de calcular tensiones, deformaciones, desplazamientos y distribuciones del coeficiente de seguridad de las diferentes piezas que forman los caballetes.

La manera de analizar cada caballete será mediante el ensamblaje de las piezas entre sí, esto es unir los elementos para formar el conjunto del caballete, y así tener el caballete “montado”.

Para ello han de seguirse los siguientes pasos de manera ordenada y consecutiva a la hora de realizar el análisis.

6.1.1. SUJECCIONES/CONDICIONES DE CONTORNO

Es completamente necesario restringir el movimiento de cada una de las piezas, según las condiciones de contorno tomadas hipotéticamente para realizar los cálculos analíticos. Además es necesario definir las uniones entre piezas, bien sean uniones rígidas o de contacto, o bien uniones mediante pasador o tornillo.

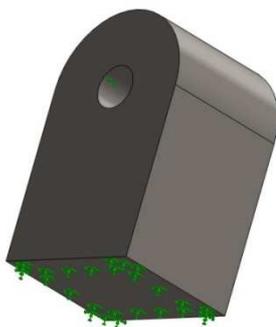


Figura 139: Ejemplo condiciones de contorno

6.1.2. CARGAS EXTERNAS

A la hora de definir las cargas en los ensamblajes de cada modelo, se tomarán las fuerzas que se definieron en el apartado de cálculos analíticos, y se aplicarán en el lugar correcto de cada componente donde se ejercen. En el supuesto caso de tener que aislar algunas piezas o subensamblajes se definirán las fuerzas transmitidas en los puntos de conexión con otros elementos para poder realizar los cálculos correctamente.

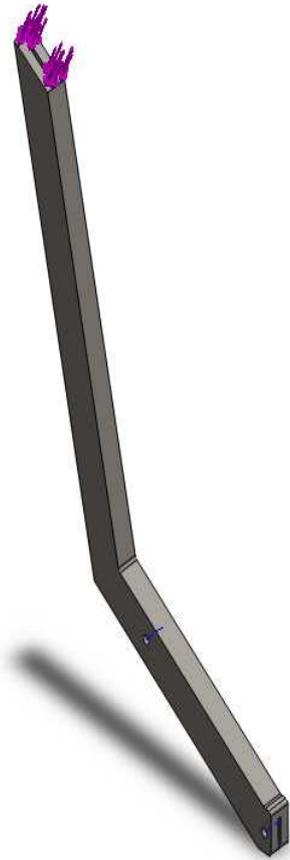


Figura 140: Ejemplo cargas

6.1.3. MALLADO

Realizados los pasos anteriores se realizará el mallado del ensamblaje. Se realizará un control de mallado en aquellas zonas que a priori conocemos que existirán tensiones mayores que en el resto de la pieza. A la hora de definir la calidad de la malla, optaremos por una malla fina, lo que nos permitirá obtener resultados más exactos y fiables, a pesar de que se demorará más tiempo en realizar la simulación.



Figura 141: Ejemplo mallado

6.1.4. MATERIAL

A continuación se debe definir el material de cada una de las piezas a analizar. SolidWorks posee una amplia biblioteca de materiales de la cual se elegirá el material. Existe la posibilidad de definir un material personalizado con las propiedades que se deseen. Los materiales empleados en los componentes de los diferentes caballetes serán en su mayoría metálicos, de Acero, con un límite elástico de 350 MPa; exceptuando algunos elementos que serán tanto de materiales plásticos como de madera.

6.1.5. RESULTADOS

Finalizado el proceso de cálculo, la herramienta del programa nos mostrará, mediante una gama de colores, las zonas de la pieza con mayores tensiones, conocer donde se producen los máximos desplazamientos y saber que zonas o áreas de nuestra pieza se encuentran por debajo de un coeficiente de seguridad mínimo establecido.

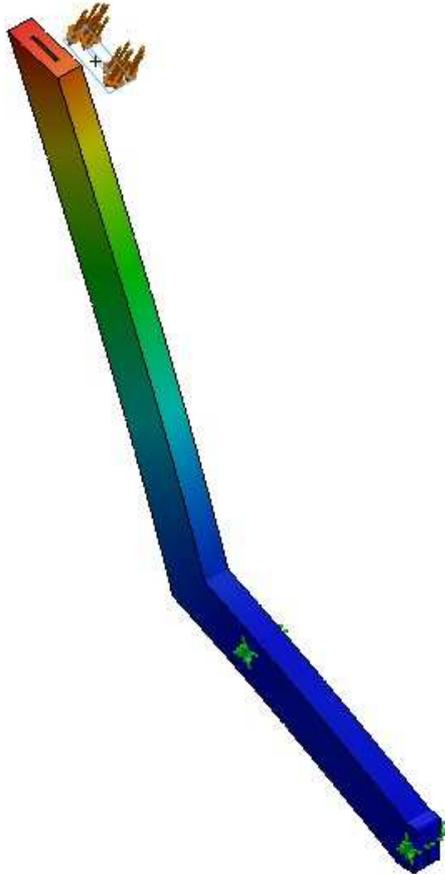


Figura 142: Ejemplo resultados

Puesto que partimos de un modelado a priori, en el cual únicamente han sido dimensionadas las partes relevantes de las piezas, deberemos en la mayoría de los casos, una vez obtenidos los resultados del primer análisis, realizar un segundo modelado para optimizar las piezas y mejorar aquellas partes de las mismas que lo requieran. Así pues aquellas partes de las piezas que se encuentren por debajo del coeficiente de seguridad mínimo establecido, soporten tensiones superiores al límite elástico o sufran desplazamientos excesivos, deberán ser optimizadas para que cumplan los requisitos de resistencia mínimos establecidos. Dado el caso, se modificarán dimensiones, se añadirán refuerzos, etc.

6.2 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS COMPONENTES

6.2.1 ANÁLISIS MODELO A

El análisis del mecanismo se realizará en dos posiciones diferentes. Estas posiciones van a ser cuando la parte interior del pedal se encuentra en posición totalmente horizontal, y en la posición más alta del ciclo del movimiento. Se eligen estas dos porque previamente para los cálculos analíticos se ha determinado que la posición inicial es menos desfavorable que estas dos, por lo que si se cumplen los criterios de diseño en las que se van a analizar lo cumplirá también en la primera.

Una vez realizado el análisis para la posición intermedia, en caso necesario, optimizaremos las piezas de manera que todos los componentes del mecanismo posean las restricciones de diseño necesarias. Si procede una optimización para que se cumplan los requisitos de resistencia establecidos, modificaremos las piezas, indicando cuales han sido los cambios realizados. No existe una posición en la que todas las piezas que forman el caballete se encuentren en su situación más desfavorable simultáneamente, por lo tanto se realizará el análisis según el criterio que se menciona a continuación;

Se analizará en la tercera posición pero teniendo en cuenta las modificaciones realizadas en las piezas del caso intermedio. De este modo, al realizar el último análisis, el mecanismo cumplirá los requisitos de resistencia en cualquiera de las posiciones de su recorrido.

6.2.1.1 SIMULACIÓN 1. POSICIÓN INTERMEDIA

- DATOS DE ENTRADA

A continuación se muestra la posición del caballete en la que se va a realizar la simulación. En las operaciones siguientes se van a separar en el análisis el tablero y las barras en las que se apoya, de todos los demás componentes, porque debido al programa no se han podido realizar los cálculos con toda la estructura completa de manera satisfactoria. Para que ésta sea correcta, se trasladarán las fuerzas y las condiciones de contacto entre componentes correspondientes.



Figura 143: Ensamblaje completo Modelo A posición intermedia

- Sujecciones y cargas

En las siguientes figuras se pueden apreciar cuales son las cargas a las que se va a ver sometido el caballete, en color morado. Los puntos en color azul nos indican donde se van a encontrar los pasadores y los tornillos del problema.

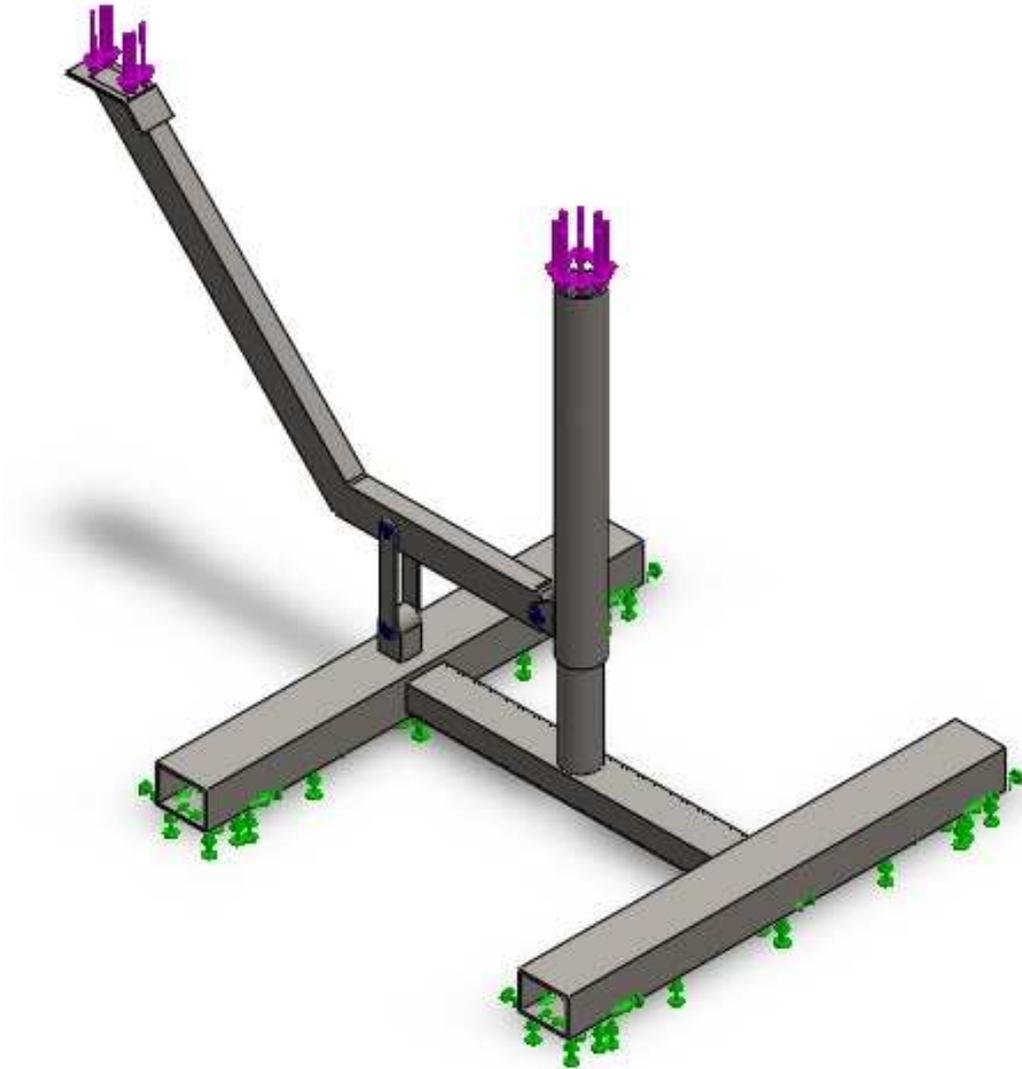


Figura 144: Datos entrada Ensamblaje posición intermedia

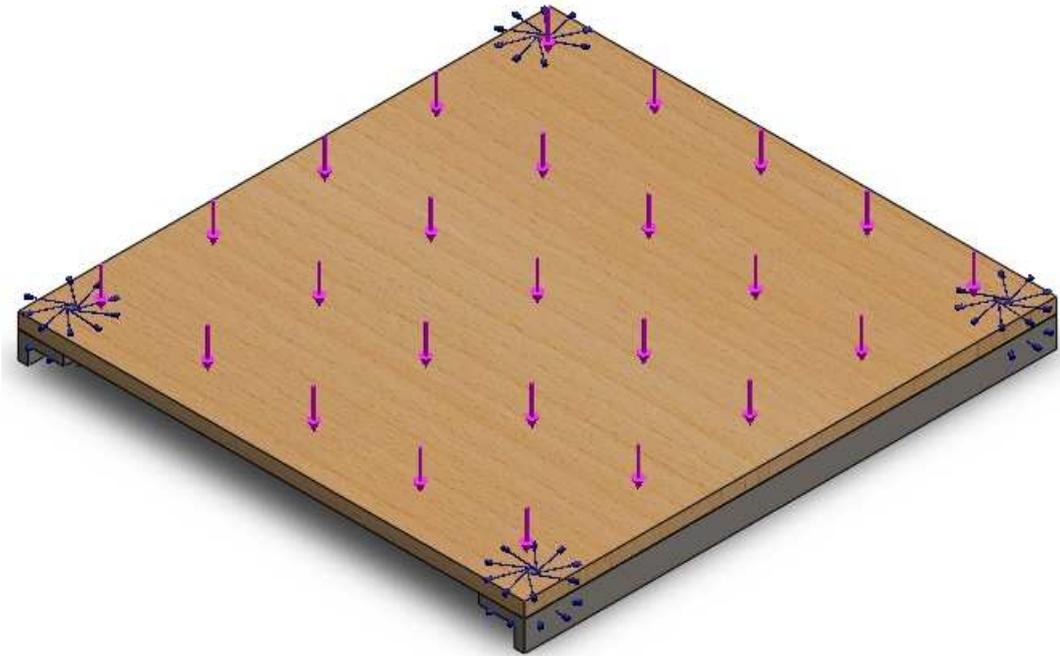


Figura 145: Datos entrada Parte superior posición intermedia

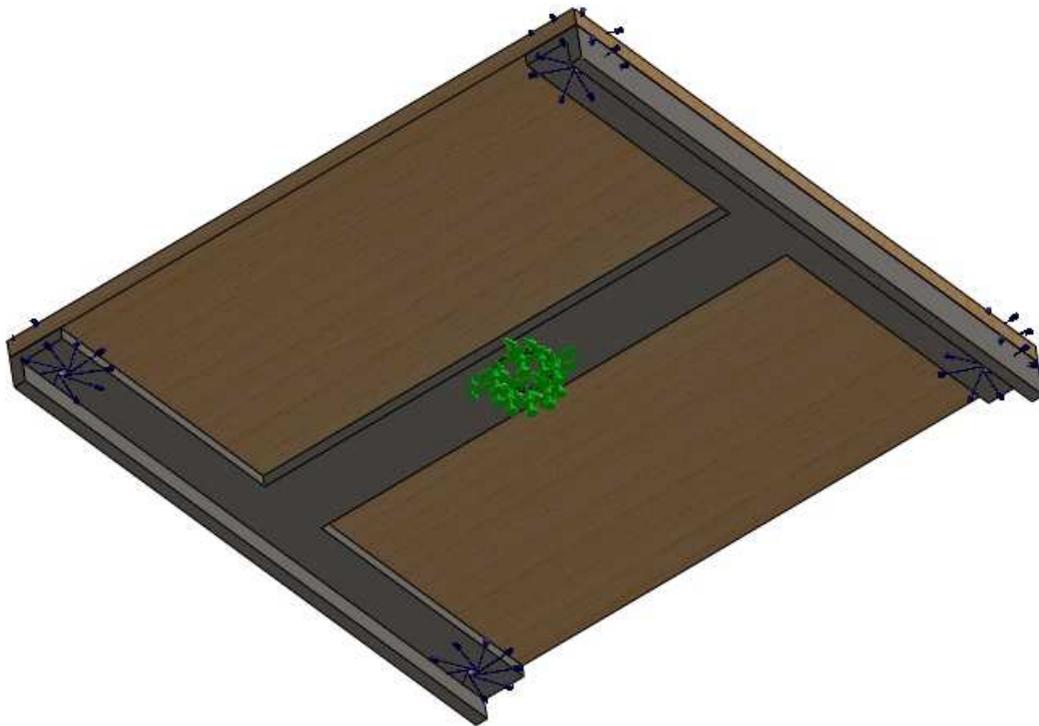


Figura 146: Datos entrada Parte superior vista inferior posición intermedia

En los siguientes apartados se indicará de manera detallada las características de las sujeciones y cargas en función de la pieza sobre la cual recaen.

- Uniones

Para realizar las uniones entre las diferentes partes que componen este ensamblaje del caballete, se tienen que definir 4 pasadores, 4 tornillos y 5 uniones rígidas. A continuación se detalla entre qué piezas o componentes se aplican los pasadores, tornillos y uniones rígidas.

Las uniones por pasadores que se deben definir son:

- Pasadores 1 y 2: unión entre el pedal y las ménsulas
- Pasadores 3 y 4: unión entre el pedal y las orejetas del pilar exterior
- Pasadores 5 y 6: unión entre las ménsulas y su apoyo

Los tornillos que se aplican son:

- Tornillos 1 a 4: unión entre el tablero y las barras de su apoyo.

Las uniones rígidas del problema son:

- Unión 1: entre apoyo ménsulas y una barra base
- Unión 2: entre pilar interior y barra transversal
- Unión 3: entre barras base y barra transversal
- Unión 4: entre pilar exterior y barras apoyo tablero
- Unión 5: entre orejetas y pilar exterior
- Unión 6: entre barras apoyo tablero y el tablero

Una vez establecidas las cargas y condiciones de contorno, se realiza el mallado del ensamblaje, haciendo un refinamiento del mismo, lo que permitirá obtener resultados más fiables y precisos.

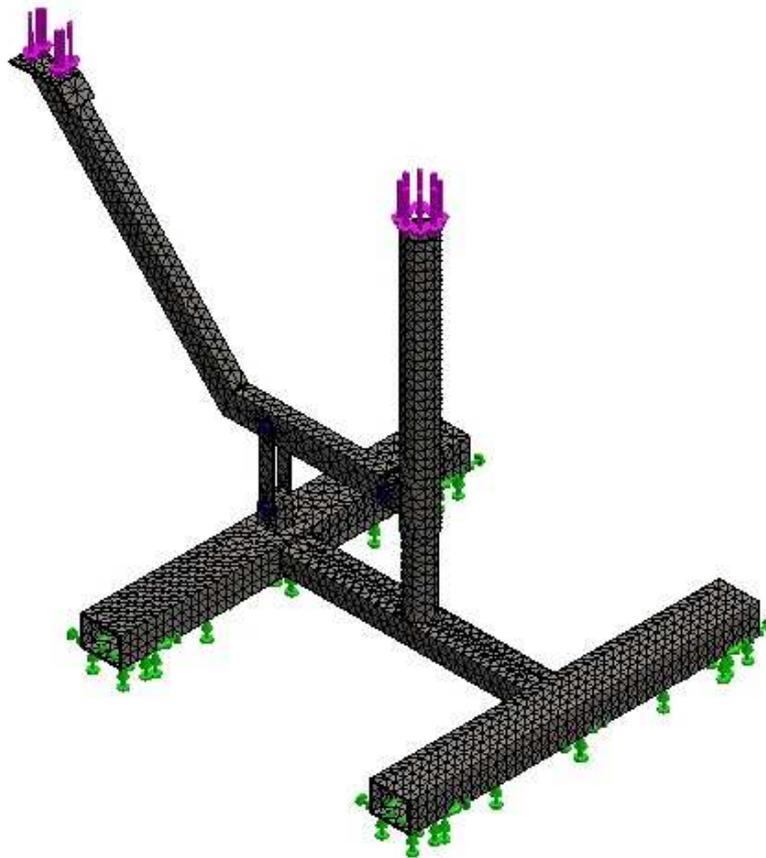


Figura 147: Mallado Ensamblaje Modelo A posición intermedia

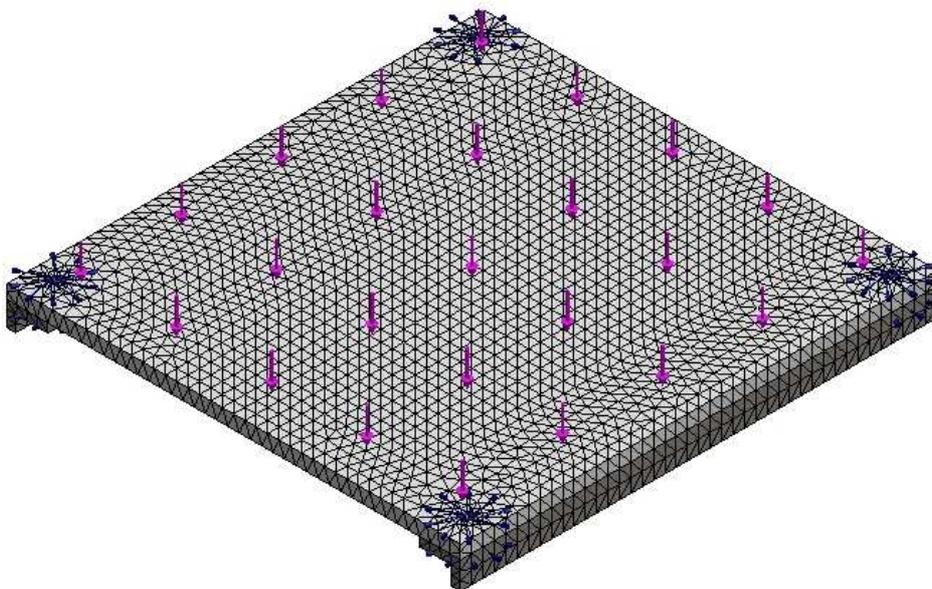


Figura 148: Mallado Parte superior Modelo A posición intermedia

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

A continuación ejecutamos el proceso de cálculo y obtenemos los resultados. Para mostrar los mismos se darán en un primer lugar los resultados obtenidos en los ensamblajes de manera general. Además se mostrarán los resultados de manera detallada de aquellas piezas que requieran de algún tipo de optimización o modificación por no cumplir con los requisitos mínimos de resistencia. Así se analizarán detalladamente cada uno de estos componentes para observar cuales son los puntos y los motivos de su fallo a resistencia.

- Tensión de Von Mises

En primer lugar se muestra la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentran sometidos los ensamblajes, siendo las áreas de color rojizo aquellas que soportan mayores tensiones, en cada figura con una escala propia. De lo contrario las partes con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones.

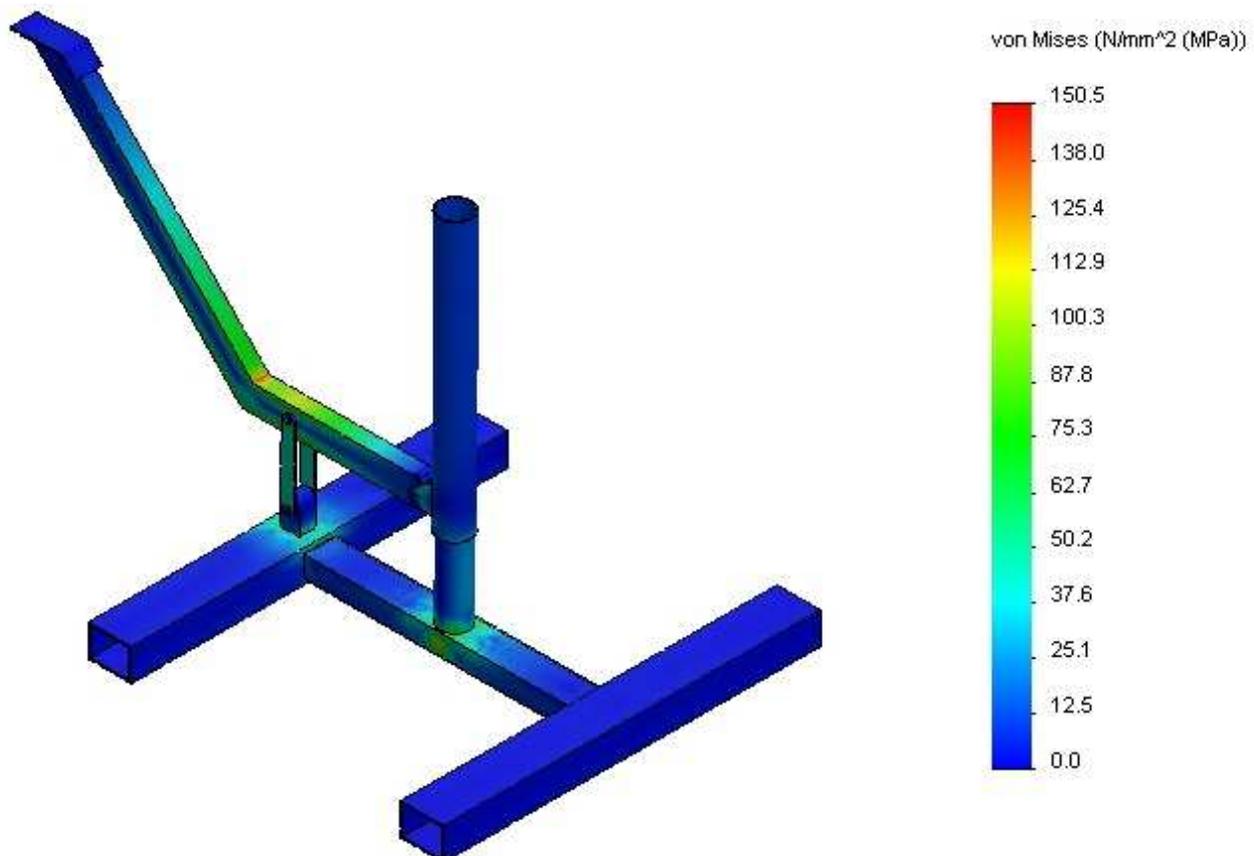


Figura 149: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje posición intermedia

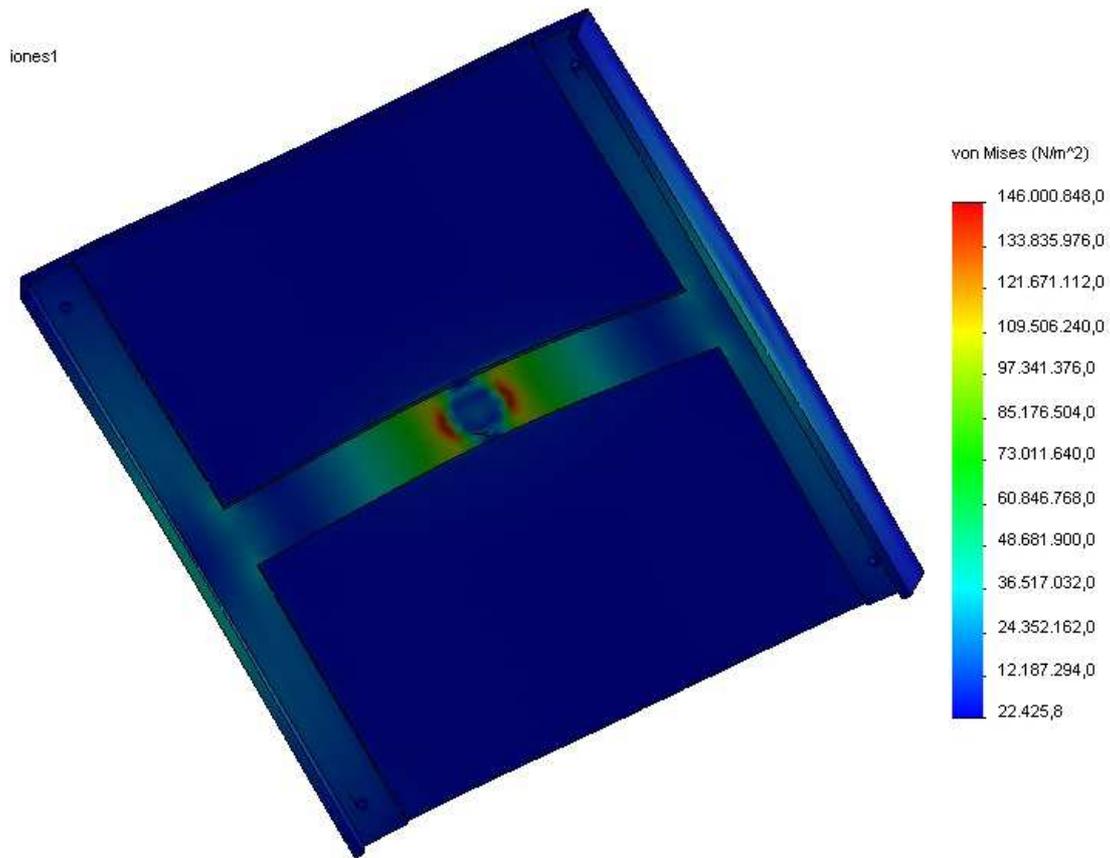


Figura 150: Distribución tensiones Von Mises Parte superior posición intermedia

Como se puede observar, las partes que más carga soportan son la base del pilar interior, el pilar exterior, el cambio de dirección del pedal, la unión entre el pilar exterior y las barras del apoyo del tablero, y el apoyo de las ménsulas, por lo que analizaremos dichas zonas más detalladamente.

En los próximos apartados se analizarán las piezas detenidamente para conocer cuáles son los puntos exactos de mayor tensión, así como la magnitud de la misma, con objeto de optimizar dichos puntos y reducir los esfuerzos en los mismos.

- Desplazamientos

Como podemos observar, las zonas de color rojizo representan los puntos de máximo desplazamiento. De lo contrario, las zonas de tono azulado, representan aquellos puntos de pequeños desplazamientos o desplazamientos prácticamente nulos.

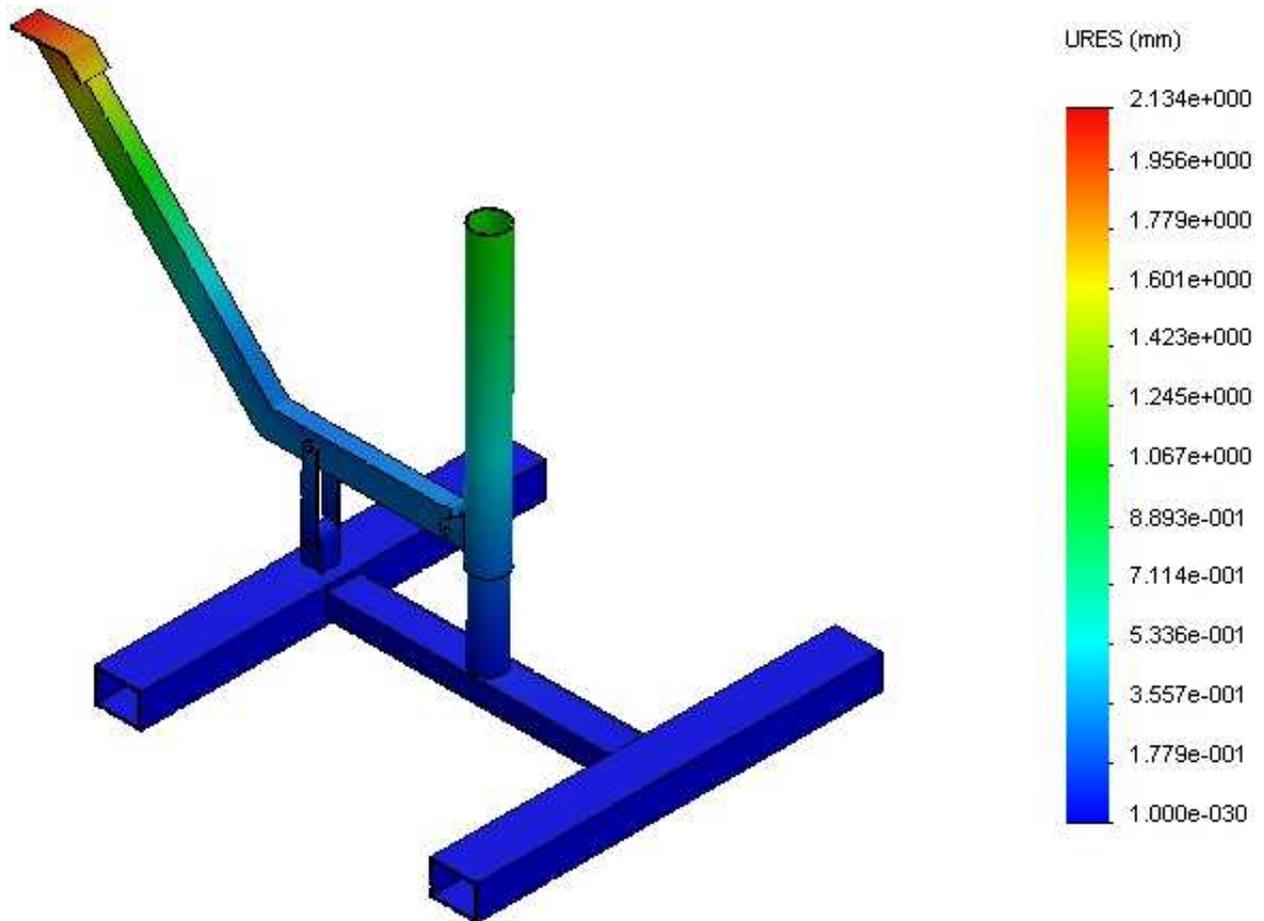


Figura 151: Distribución desplazamientos Ensamblaje posición intermedia

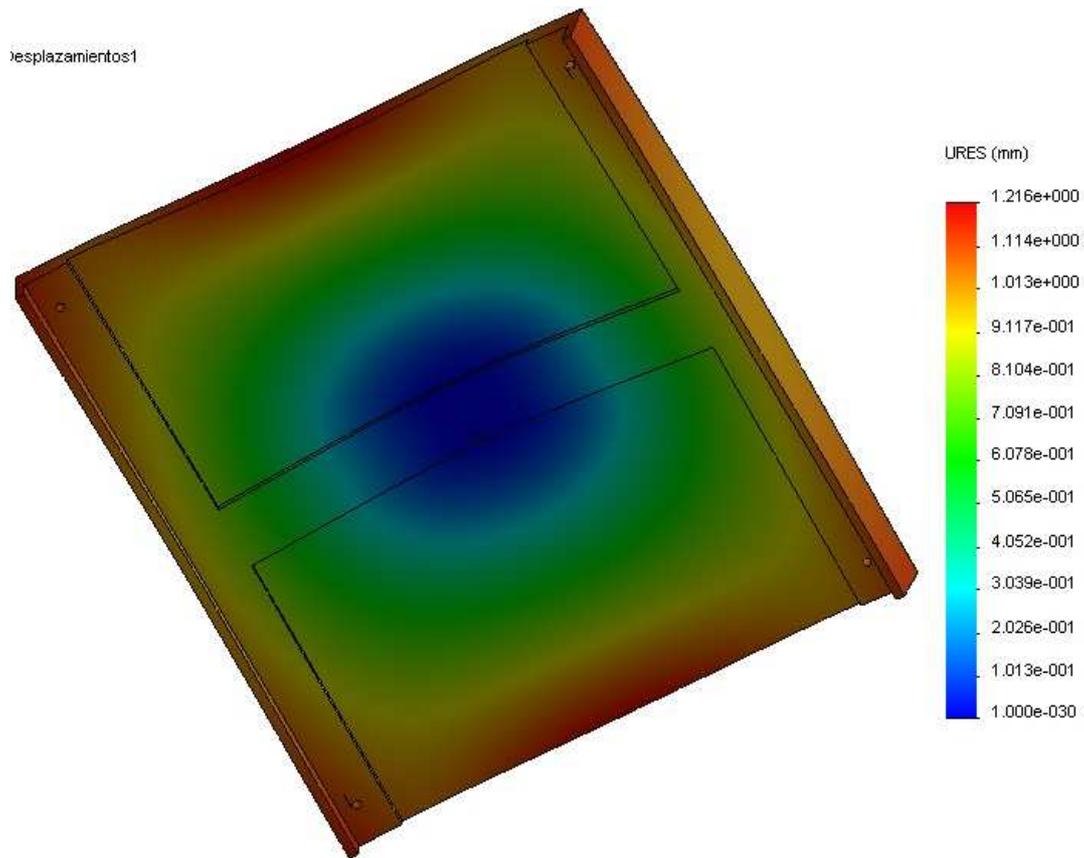


Figura 152: Distribución desplazamientos Parte superior posición intermedia

En los próximos apartados se detallará cuales son los puntos exactos de mayores desplazamientos, así como la magnitud de los mismos.

- Factor de seguridad

La siguiente figura nos muestra el factor de seguridad del mecanismo mediante una gama de colores. Así pues la mayoría del mecanismo posee un FDS igual o superior a 3. Pero existen puntos coloreados de color verde, amarillo y azul, según la escala, en los cuales el FDS es inferior a 3. Según lo mencionado en el párrafo anterior, tendremos que analizar y conocer cuáles son estos puntos. En los apartados siguientes se mostrarán de manera detallada cuales son y sobre que piezas del mecanismo recaen.

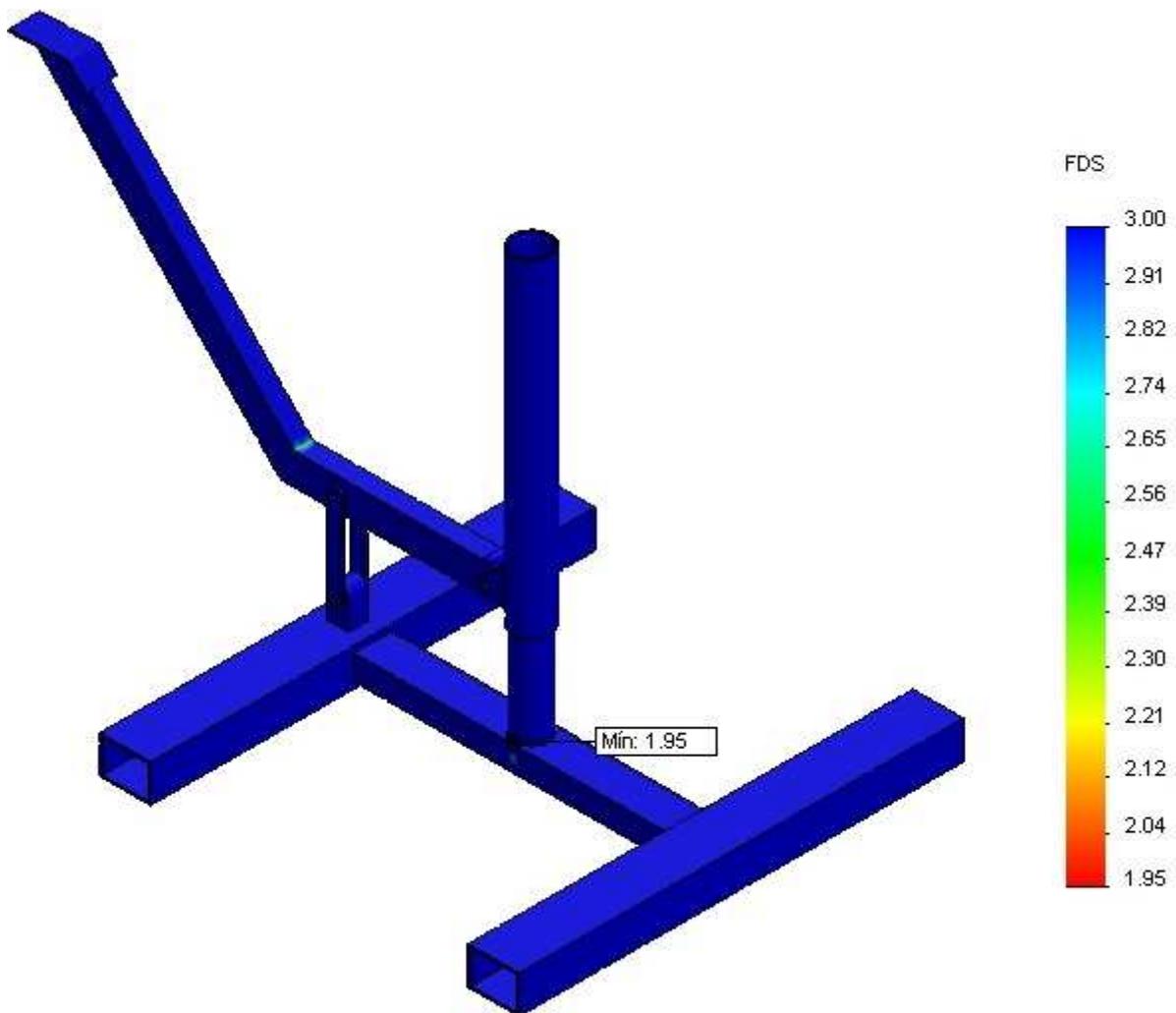


Figura 153: Distribución FDS Ensamblaje posición intermedia

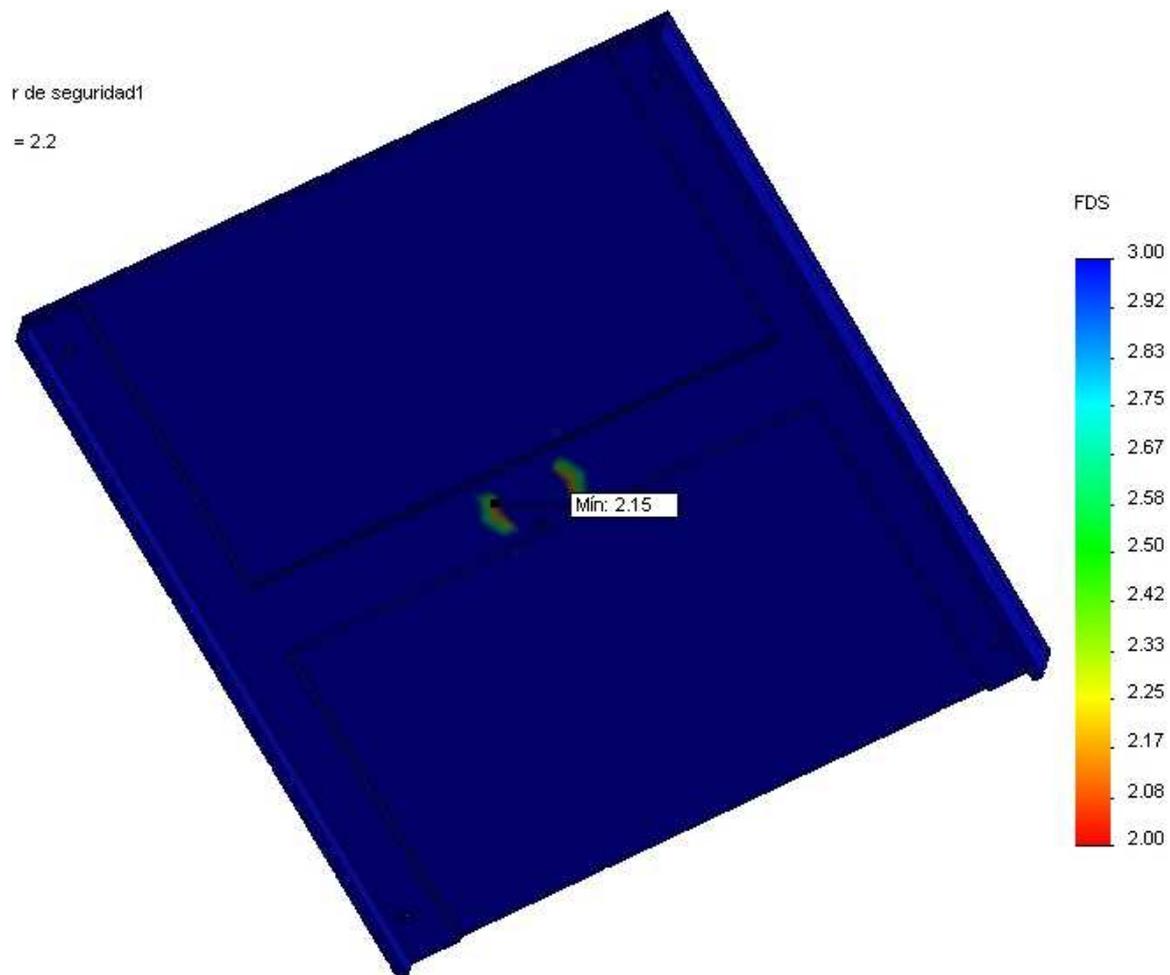


Figura 154: Distribución FDS Parte superior posición intermedia

- Pasadores y tornillos

El programa SolidWorks dispone de una herramienta de cálculo de pasadores y tornillos, la cual permite saber si resisten los conectores de las uniones con un coeficiente de seguridad determinado. Se han realizado los cálculos con un coeficiente de seguridad de 3. El programa muestra una tabla con los valores de los diferentes esfuerzos a los que se encuentra sometido cada pasador (esfuerzo cortante, axial, momento flector y torsor) y cada tornillo (esfuerzo cortante, axial, momento flector), mostrando los mismos en color verde si el pasador soporta dichos esfuerzos o de color rojo si no es capaz de soportarlos.

Se puede observar en las siguientes tablas que de todos los pasadores y tornillos definidos soportan los esfuerzos a los que se encuentran sometidos.

La tabla que se muestra a continuación corresponde a los pasadores 1 y 2, que unen las ménsulas y su apoyo; 3 y 4, que unen el pedal y las ménsulas; 5 y 6, que conectan el pedal y las orejetas.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	0.17069	-1041.3	1.8874e-015	1041.3	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-3.0604e-015	0	0.27852	0.27852	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	0.0051411	-0.00015853	5.649e-017	0.0051435	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	4.5758e-025	-0	-4.1644e-011	-4.1644e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	0.17223	-1050.7	-3.3307e-016	1050.7	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	-1.1142e-015	0	-0.51698	0.51698	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N-m)	-0.013882	-0.0002311	2.9918e-017	0.013884	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N-m)	-8.9769e-026	0	-4.1652e-011	4.1652e-011	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	-0.17069	1041.3	0	1041.3	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	-0	-0	-0.27852	-0.27852	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N-m)	0.014355	0.00016172	0	0.014356	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N-m)	-0	-0	-4.1655e-011	-4.1655e-011	Conector tipo Pasador-3
Fuerza cortante (N)	-0.17223	1050.7	0	1050.7	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	-0	-0	0.51698	-0.51698	Conector tipo Pasador-4
Momento flector (N-m)	-0.022307	0.00022517	0	0.022308	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N-m)	0	0	-4.1664e-011	4.1664e-011	Conector tipo Pasador-4
Fuerza cortante (N)	-15.056	-673.45	0	673.62	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	5.886	5.886	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	-0.067723	-0.017602	0	0.069973	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-3.8201e-011	-3.8201e-011	Conector tipo Pasador-5
Fuerza cortante (N)	-11.393	-675.09	0	675.19	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	0	0	-6.1245	6.1245	Conector tipo Pasador-6
Momento flector (N-m)	0.047713	0.024878	0	0.05381	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N-m)	0	0	-3.8187e-011	3.8187e-011	Conector tipo Pasador-6

Figura 155: Comprobación pasadores

La siguiente tabla corresponde a los tornillos de unión entre el tablero y sus barras de apoyo.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	2.3709	0	0.45455	2.4141	Refrentado con tuerca-1
Fuerza axial (N)	0	0	0	0	Refrentado con tuerca-1
Momento flector (N-m)	-0.001961	0	0.011144	0.011316	Refrentado con tuerca-1
Fuerza cortante (N)	-2.56	-2.6768e-005	0.61278	2.6323	Refrentado con tuerca-2
Fuerza axial (N)	-0	0	-0	0	Refrentado con tuerca-2
Momento flector (N-m)	-0.0025367	-9.5645e-007	-0.012216	0.012477	Refrentado con tuerca-2
Fuerza cortante (N)	-2.6673	0	-0.60009	2.734	Refrentado con tuerca-3
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-3
Momento flector (N-m)	0.0021167	0	-0.012973	0.013144	Refrentado con tuerca-3
Fuerza cortante (N)	2.4516	0	-0.49034	2.5002	Refrentado con tuerca-4
Fuerza axial (N)	0	0	0	0	Refrentado con tuerca-4
Momento flector (N-m)	0.0015896	0	0.011962	0.012067	Refrentado con tuerca-4

Figura 156: Comprobación tornillos

- RESULTADOS OBTENIDOS EN LOS COMPONENTES DEL ENSAMBLAJE

A continuación se muestran de forma detallada los resultados obtenidos en cada uno de los componentes que forman el ensamblaje.

1. Pedal

- Tensión de Von Mises

En primer lugar se muestra en la figura la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometido el “Pedal”, siendo las áreas de color rojo aquellas que soportan mayores tensiones.

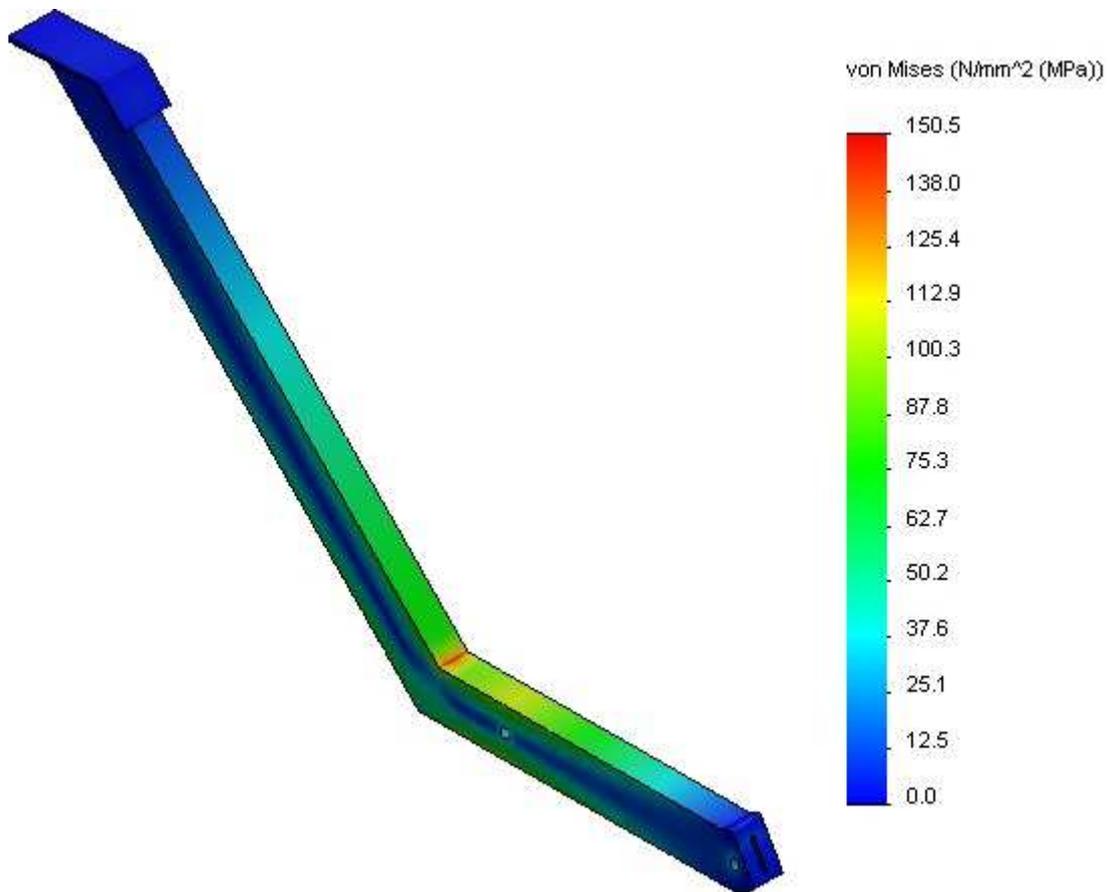


Figura 157: Distribución tensiones Von Mises Pedal

De lo contrario las zonas con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones. Podemos observar que en el cambio de dirección de las barras existen tensiones elevadas, sobrepasando la tensión máxima admisible en nuestras restricciones. En este punto la tensión es de 150.5 Mpa, superior al límite establecido, por lo que habrá que rediseñar la parte en concreto o en su caso modificar también la sección del pedal.

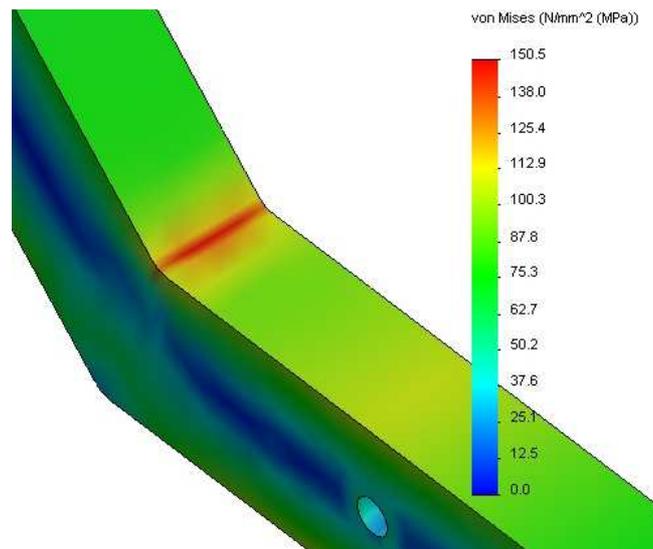


Figura 158: Ampliación distribución tensiones Von Mises Pedal

- Factor de seguridad

De las figuras anteriores se puede deducir que, como las tensiones en el pedal son mayores que las requeridas, el factor de seguridad en dichos puntos será menor que el necesario. En este caso el valor del FDS de la zona más desfavorable es de 2.31, estando por debajo del valor pedido. Viendo la leyenda del gráfico se comprueba que el resto de la pieza sí que cumple la hipótesis de trabajo, al estar en color azul, indicando que cumple con un factor de 3 o superior.

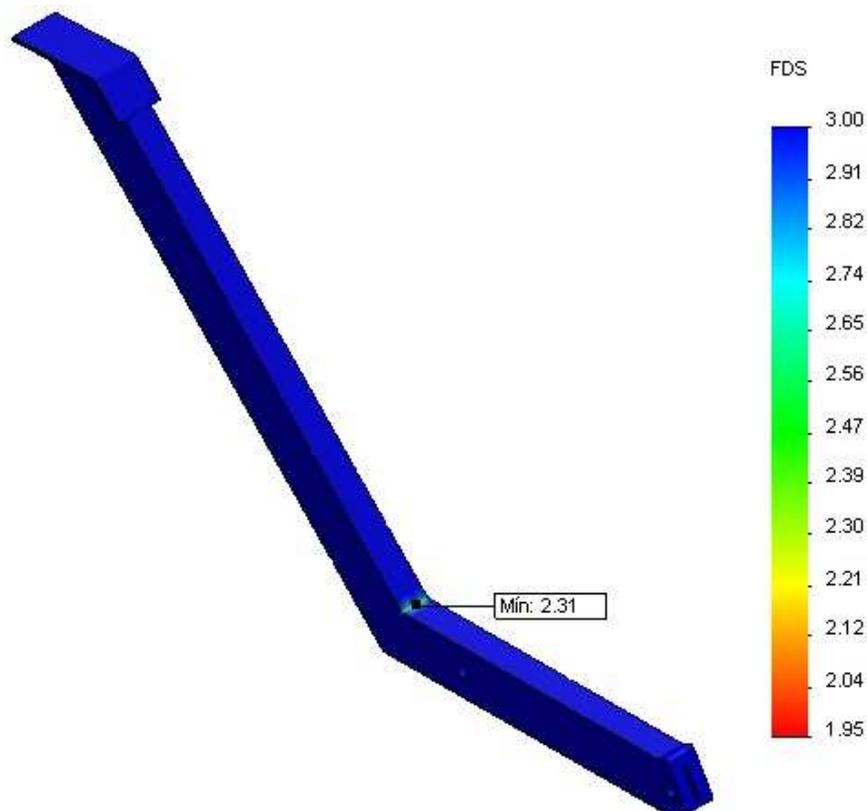


Figura 159: Distribución FDS Pedal

- Desplazamientos

En la figura siguiente se muestran los desplazamientos que sufre el pedal, siendo el máximo un valor de 2.134 mm en la parte donde se ejerce la fuerza por parte del usuario, por lo que no representan ningún problema a la hora del diseño de la pieza, ya que no necesitamos una precisión exacta, únicamente se debe llegar a una altura determinada.

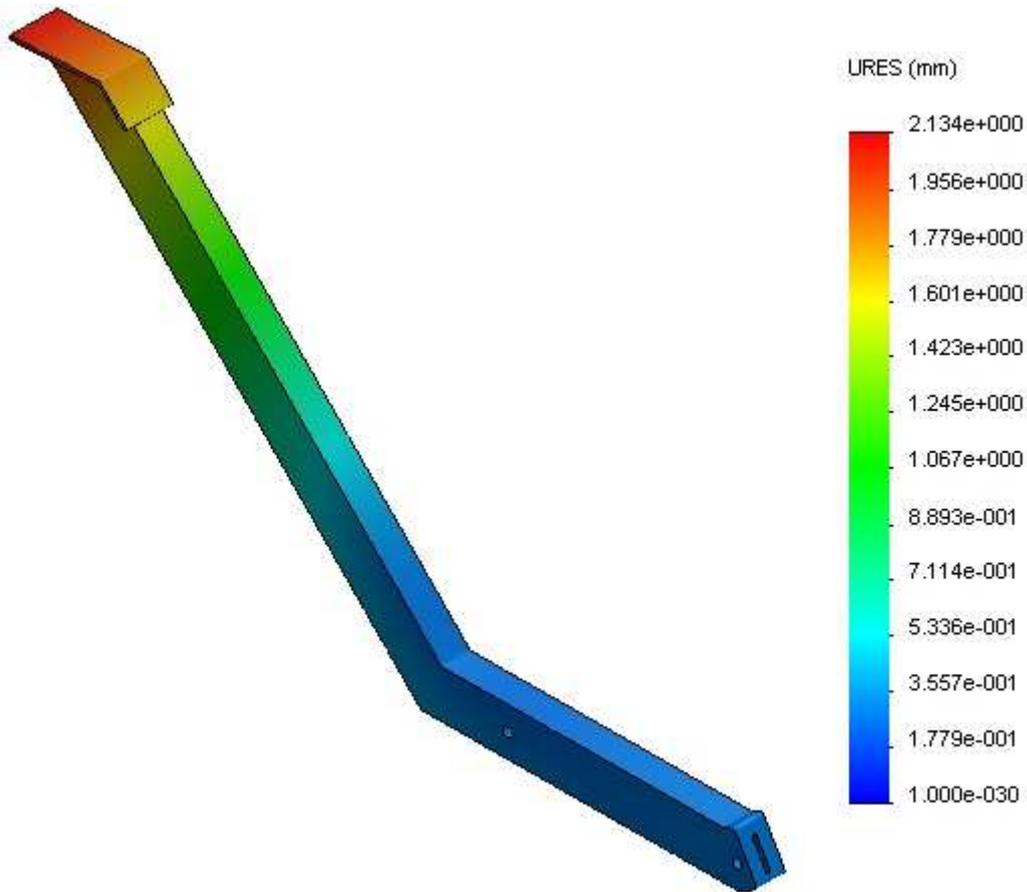


Figura 160: Distribución desplazamientos Pedal

2. Ménsulas

- Tensión de Von Mises

En la figura se muestra la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentran sometidas las ménsulas. En este caso las tensiones que se tienen están dentro de los límites, por lo que se ha variado la escala de la leyenda para definir las zonas más desfavorables, aunque cumplan las restricciones. Los puntos con mayores tensiones se encuentran en los orificios que entran en contacto con el pasador, con un valor de 66.6 MPa.

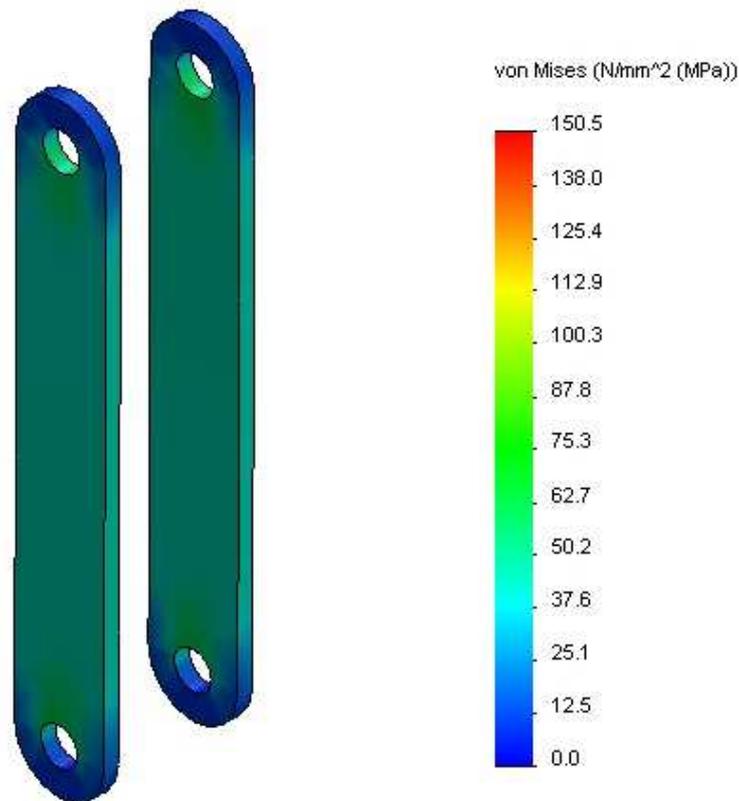


Figura 161: Distribución tensiones Von Mises Ménsulas

- Factor de seguridad

Acorde a los resultados de tensiones anteriores, se puede comprobar que el coeficiente de seguridad de estas piezas es superior al necesario, contando con un valor mínimo en la pieza de 5.06, por lo que se podrían reducir sus dimensiones si no tuviéramos en cuenta la resistencia de los pasadores, que necesitan del espesor de estos elementos para realizar su trabajo con la resistencia necesaria.

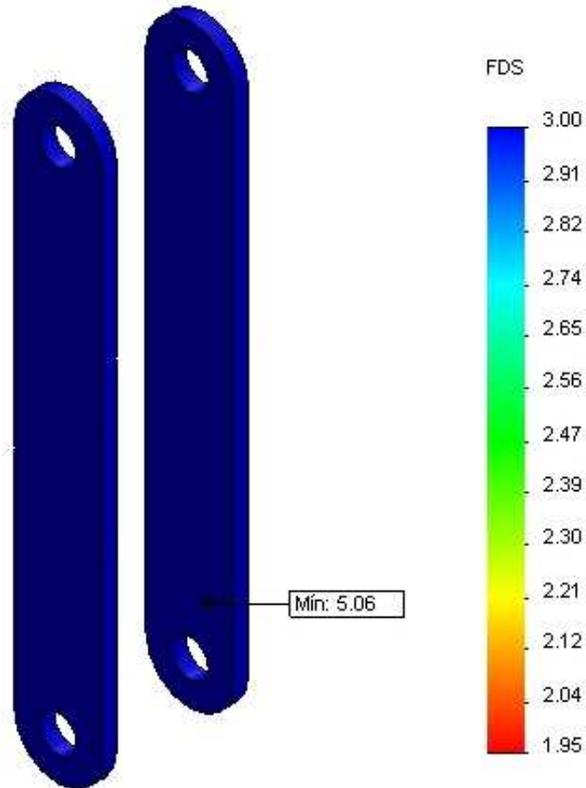


Figura 162: Distribución FDS Ménsulas

- Desplazamientos

Los desplazamientos en las ménsulas según se indica en la gráfica son de magnitudes en torno a 3.166×10^{-1} mm, por lo que prácticamente se pueden considerar nulos.

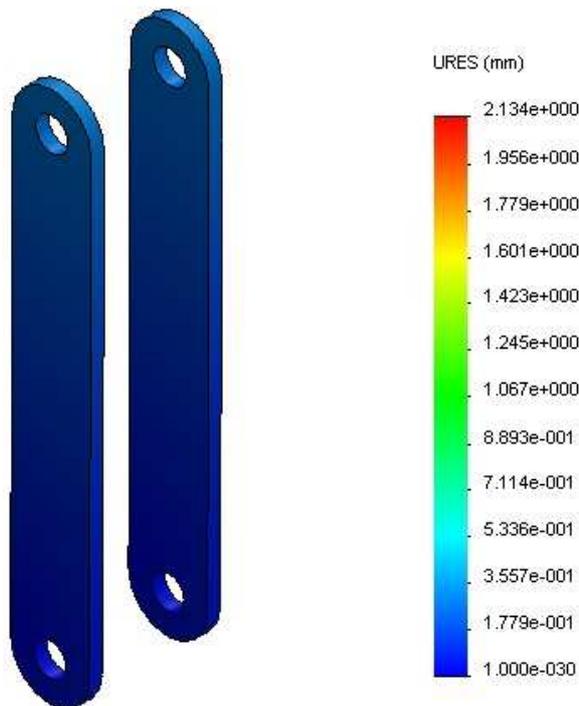


Figura 163: Distribución desplazamientos Ménsulas

3. Apoyo Ménsulas

- Tensión de Von Mises

En este caso, las tensiones a las que está sometido el apoyo de las ménsulas, 83.2 MPa, sobrepasan en la zona de las esquinas por muy poco el valor fijado en las condiciones. Por lo que habrá que mejorar, y por lo tanto optimizar, el diseño de la pieza para que se ajuste a los requisitos.

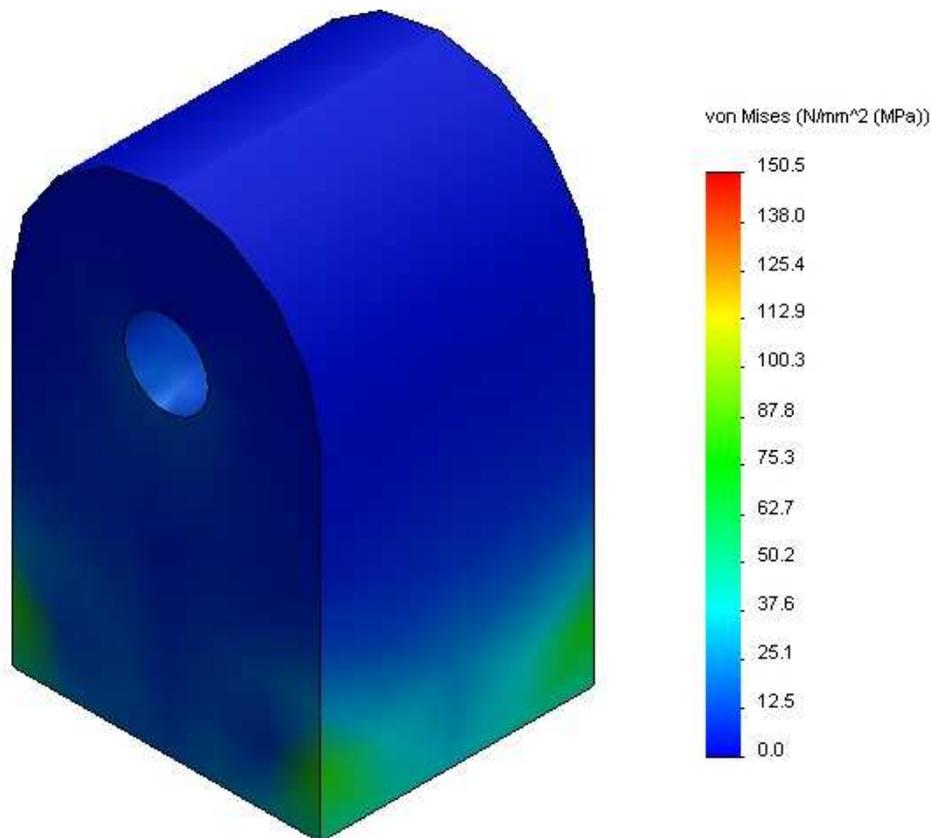


Figura 164: Distribución tensiones Von Mises Apoyo ménsulas

- Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo de esta pieza es de 2.61, encontrándose en las esquinas que se muestra en la figura. El resto de la pieza no tiene ningún problema, ya que tiene un valor de 3 o superior.

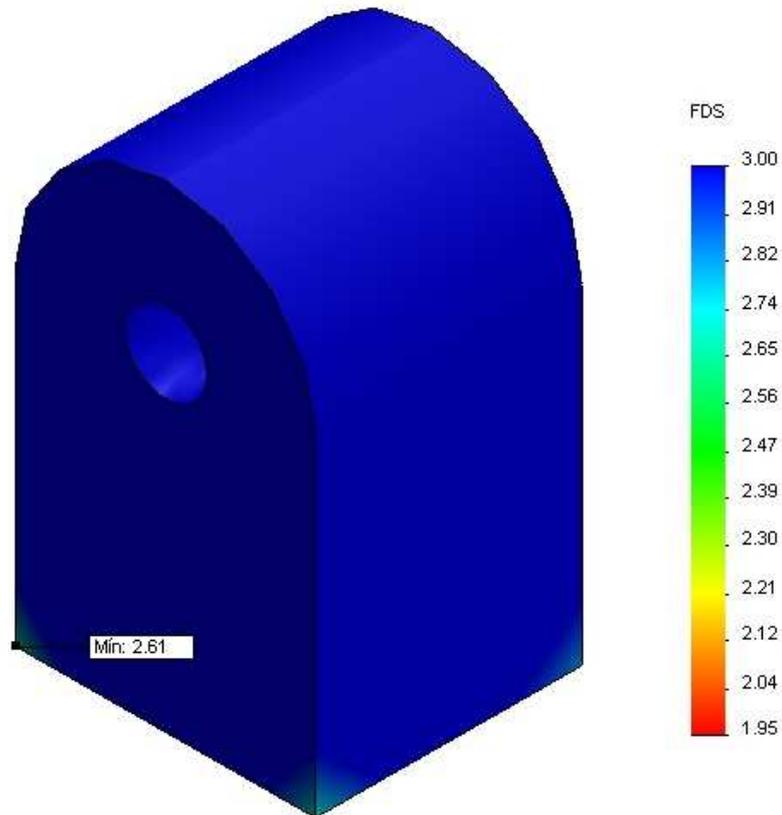


Figura 165: Distribución FDS Apoyo ménsulas

- Desplazamientos

Esta pieza por su configuración de estar soldada a una de las barras de la base y por su geometría, ancha y baja, tiene unos desplazamientos casi nulos como se puede ver en la siguiente figura.

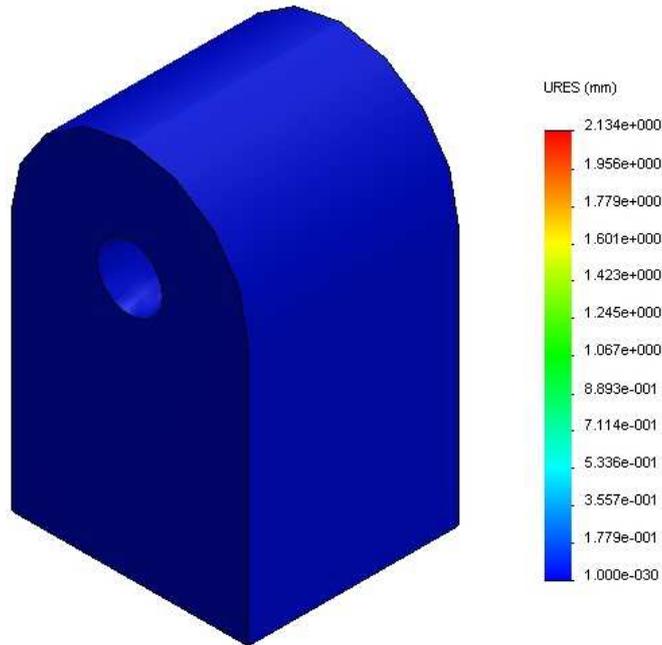


Figura 166: Distribución desplazamientos Apoyo ménsulas

4. Pilar exterior

- Tensión de Von Mises

La máxima tensión que soporta el pilar exterior es de 58.5 MPa, estando este punto, el más desfavorable del elemento, en el orificio de una de las orejetas. Esta zona es la que entra en contacto con el pedal. Como en un principio se podía presuponer, las orejetas han sido la zona más desfavorable.

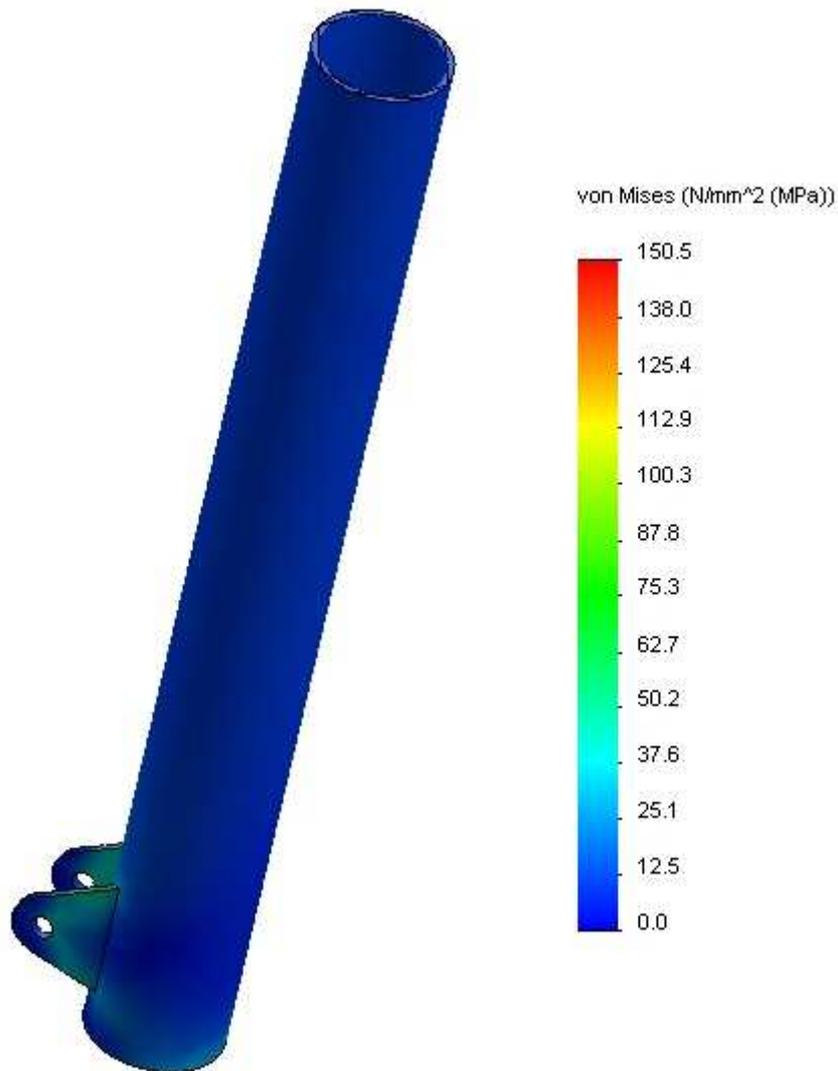


Figura 167: Distribución tensiones Von Mises Pilar exterior

- Factor de seguridad

En el punto de máxima tensión anterior, encontraremos el punto de menor coeficiente de seguridad con un valor de 5.71, por lo que no se tiene que modificar la pieza.

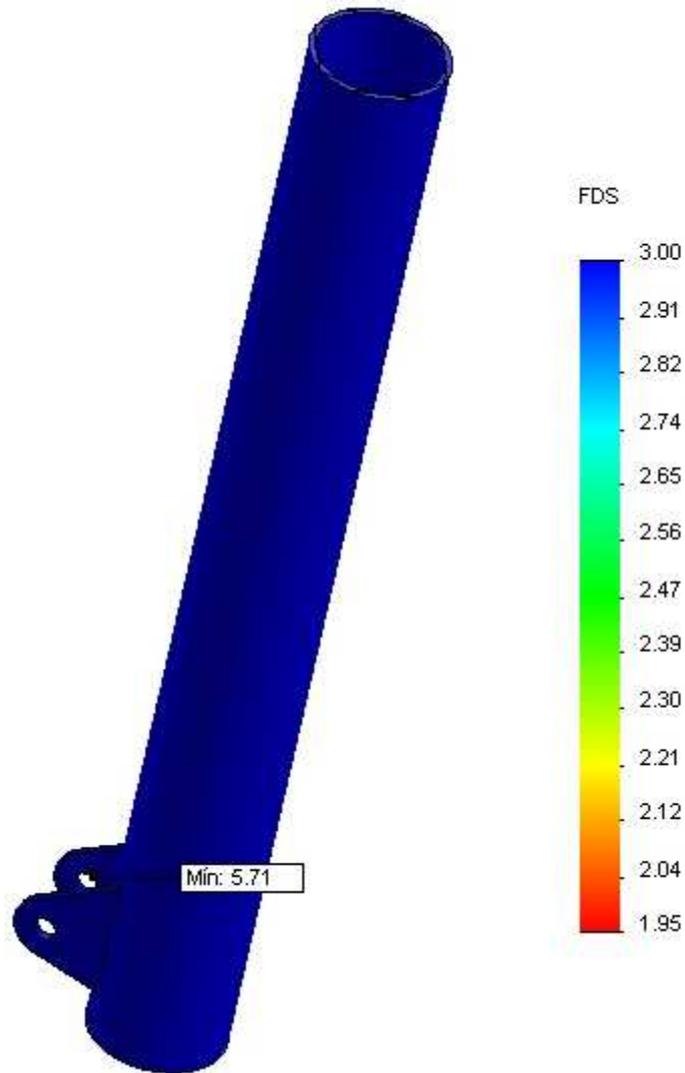


Figura 168: Distribución FDS Pilar exterior

- Desplazamientos

Los desplazamientos que sufre el pilar son alrededor de 1 mm en prácticamente todo su dominio, siendo el valor más alto de 1.121 mm, mientras que el valor mínimo es de 0.2 mm.

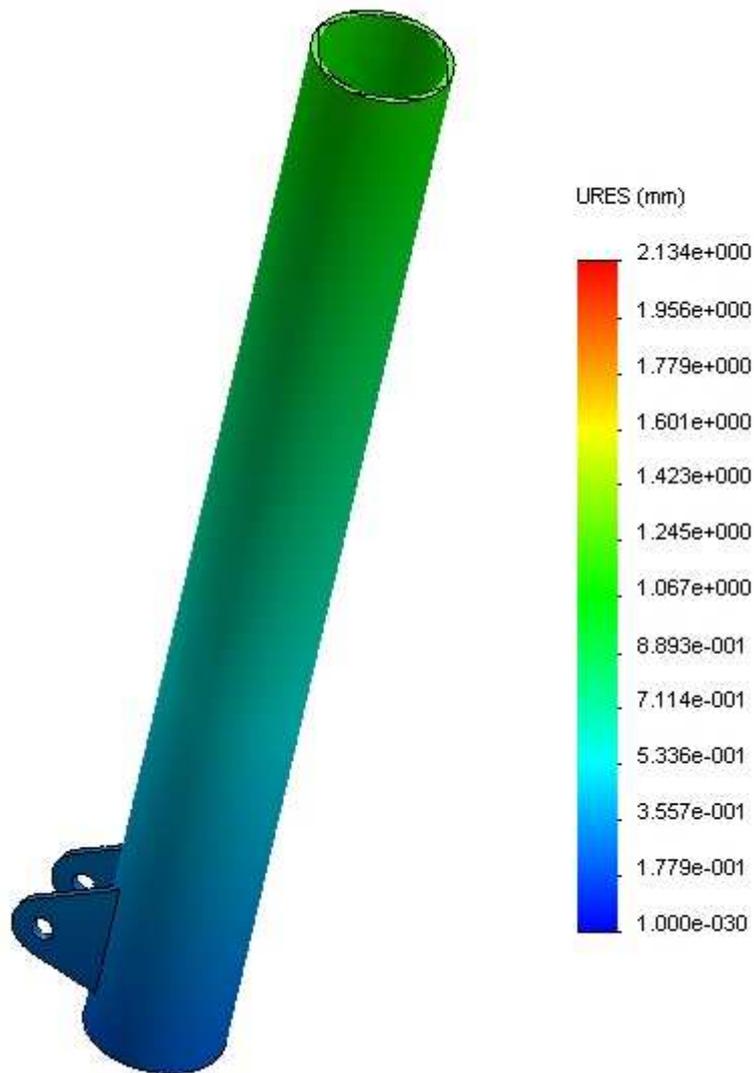


Figura 169: Distribución desplazamientos Pilar exterior

5. Pilar interior

- Tensión de Von Mises

Las zonas en la que la tensión de Von Mises es mayor en este elemento coinciden con sus extremos, tanto en la parte superior como en la inferior. Dentro de esta diferenciación, la parte más tensionada es la inferior, la que está soldada a la barra transversal. El punto en el que más tensión hay en esa zona tiene 117.3 MPa.

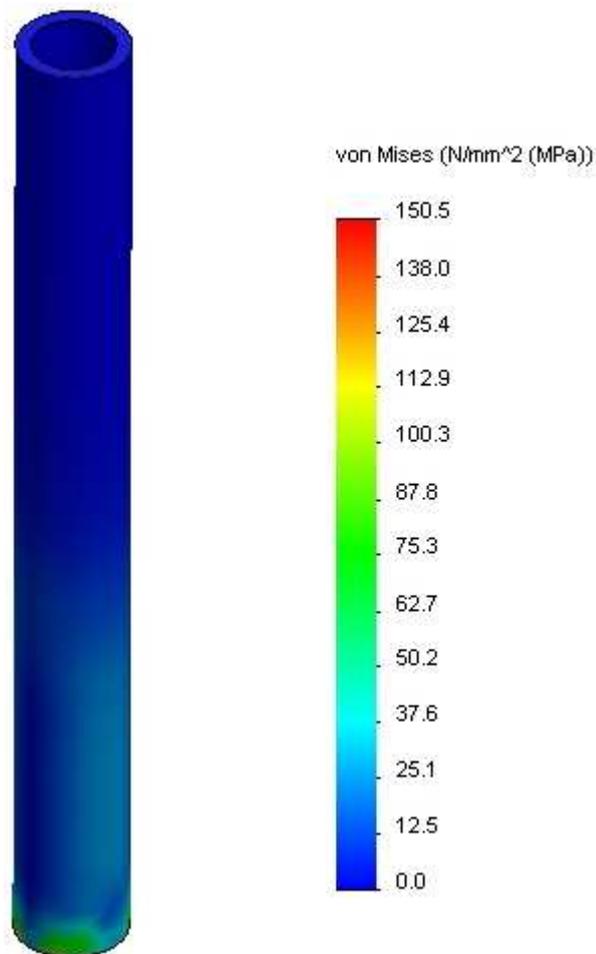


Figura 170: Distribución tensiones Von Mises Pilar interior

- Factor de seguridad

Correspondiendo a la zona que más tensión soporta, se encuentra la zona con menor FDS con un valor de 3.19. Al tener este coeficiente de seguridad, la pieza no tiene que ser optimizada para que cumpla los requisitos de diseño.

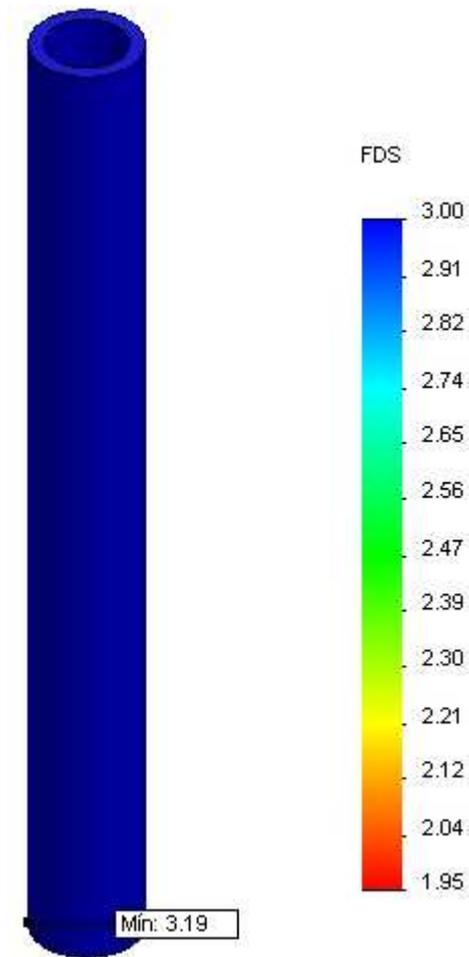


Figura 171: Distribución FDS Pilar interior

- Desplazamientos

Esta pieza al encontrarse fija en su parte inferior, la zona con mayor posibilidad de experimentar desplazamientos es su parte superior, pero como se puede ver en la figura, los desplazamientos son prácticamente inexistentes, de tal manera que no van a influir en el comportamiento de la pieza y por lo tanto en su diseño y cálculo.

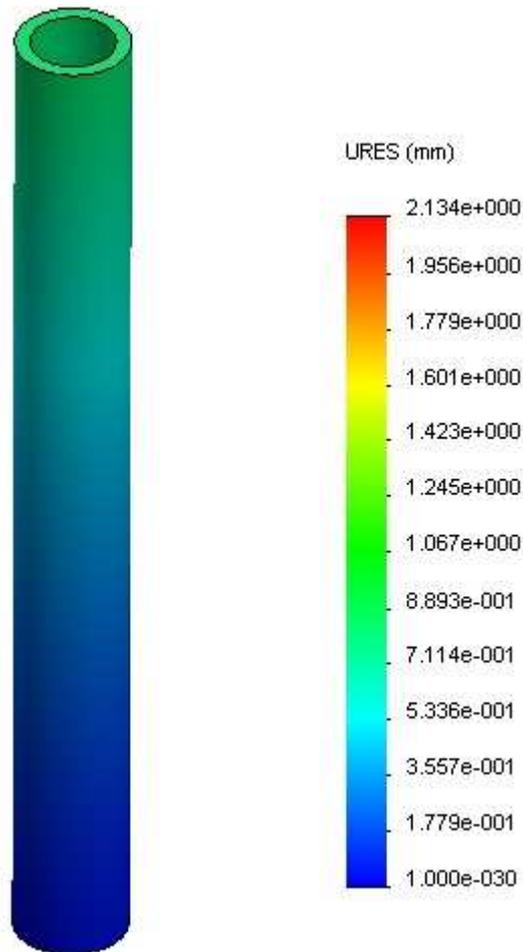


Figura 172: Distribución desplazamientos Pilar interior

6. Barra transversal

- Tensión de Von Mises

Una de las zonas más afectada por las tensiones se puede ver que es el contorno del pilar interior que está soldado a esta pieza. A raíz de esta unión se transmiten fuerzas que crean una zona más tensionada que las demás, con un valor de 163.9 MPa. En las figuras siguientes se puede observar exactamente dónde se encuentra dicha zona.

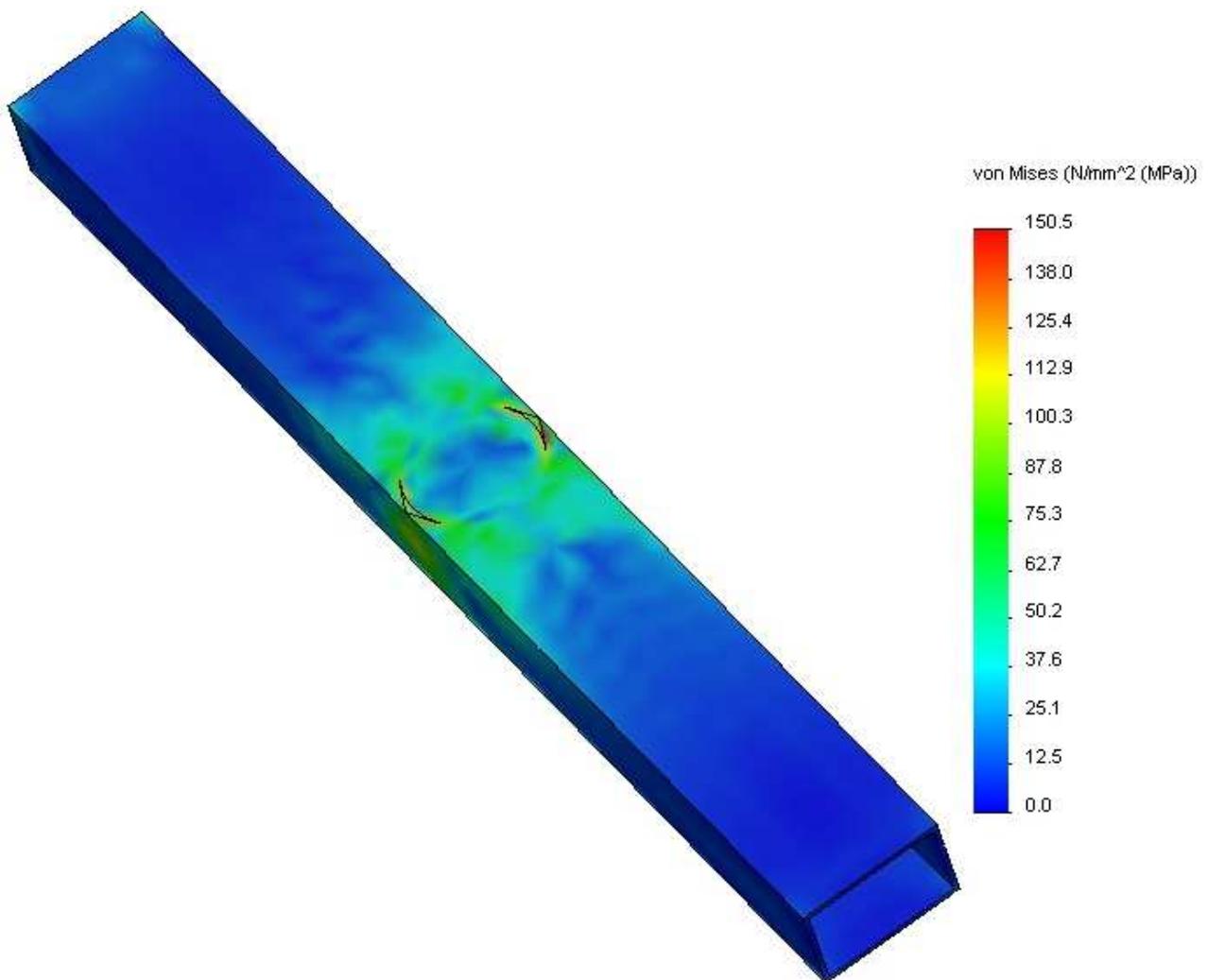


Figura 173: Distribución tensiones Von Mises Barra transversal

- Factor de seguridad

El valor mínimo del factor de seguridad de la pieza también se encuentra en el interior de la pieza con un valor de 1.95, por lo que este elemento no cumple el valor de 3 pedido como mínimo, y tendrá que ser modificada.

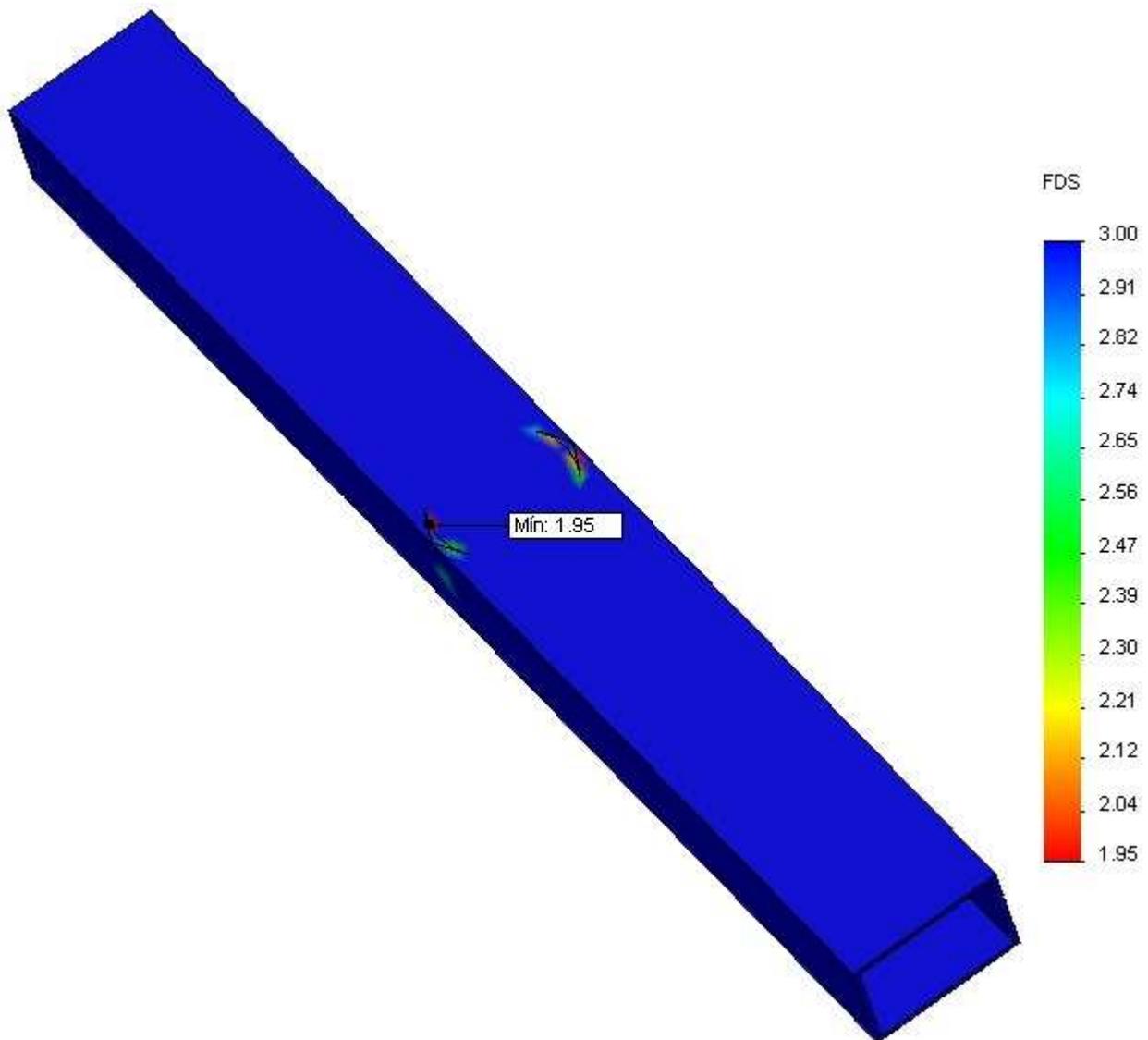


Figura 174: Distribución FDS Barra transversal

- Desplazamientos

Los desplazamientos que se dan en este elemento, se pueden considerar de valor 0, ya que si se mira la pieza, está totalmente de color azul, y si se ve la leyenda se comprueba que es así.

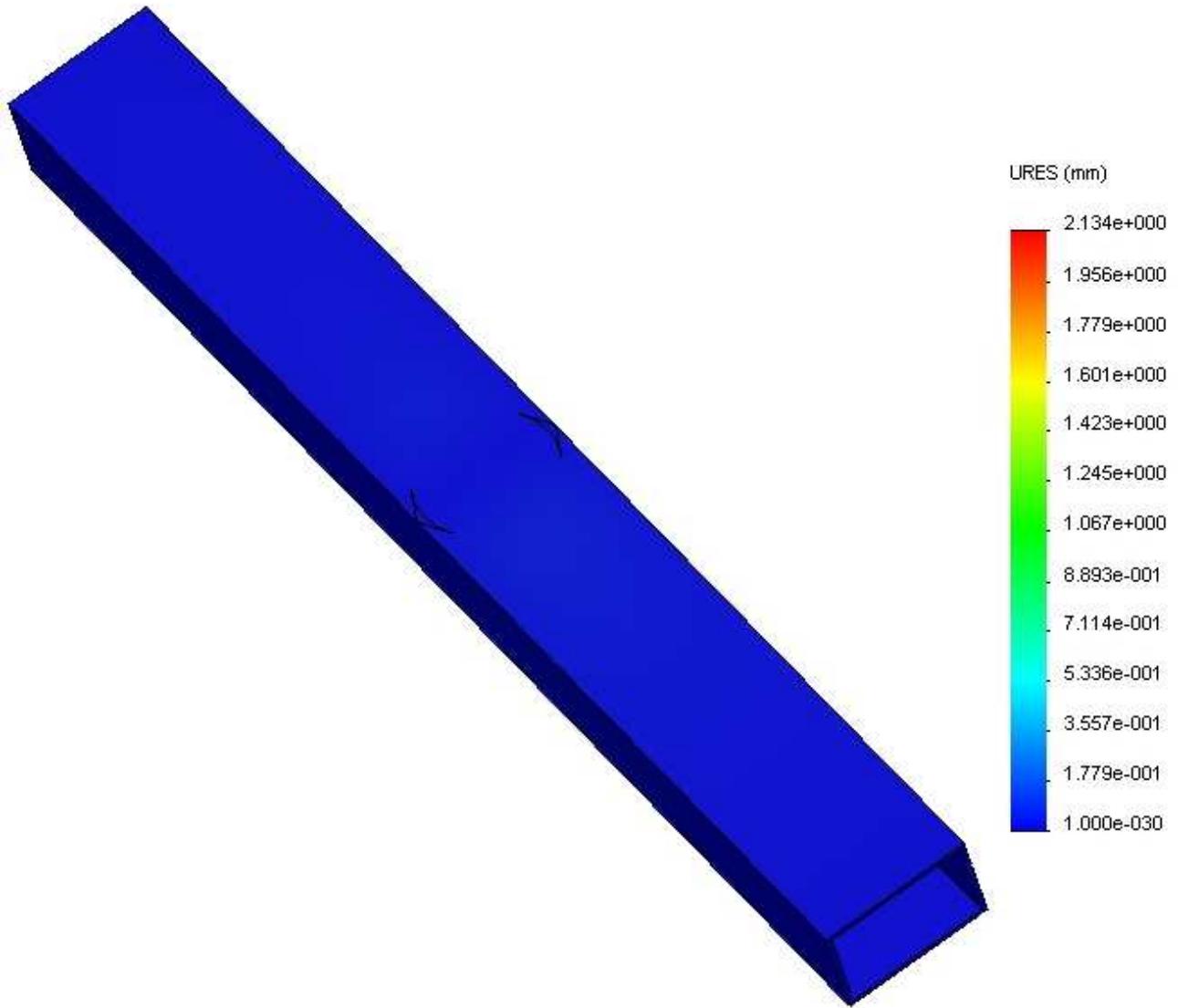


Figura 175: Distribución desplazamientos Barra transversal

7. Barras apoyo tablero

- Tensión de Von Mises

Como área más desfavorable, y por lo tanto zona de interés del estudio, se puede ver que se encuentra en el contorno de la unión de esta pieza con el pilar exterior, al estar con colores rojos que indican que ahí se da la máxima tensión. El máximo valor es de 146 MPa.

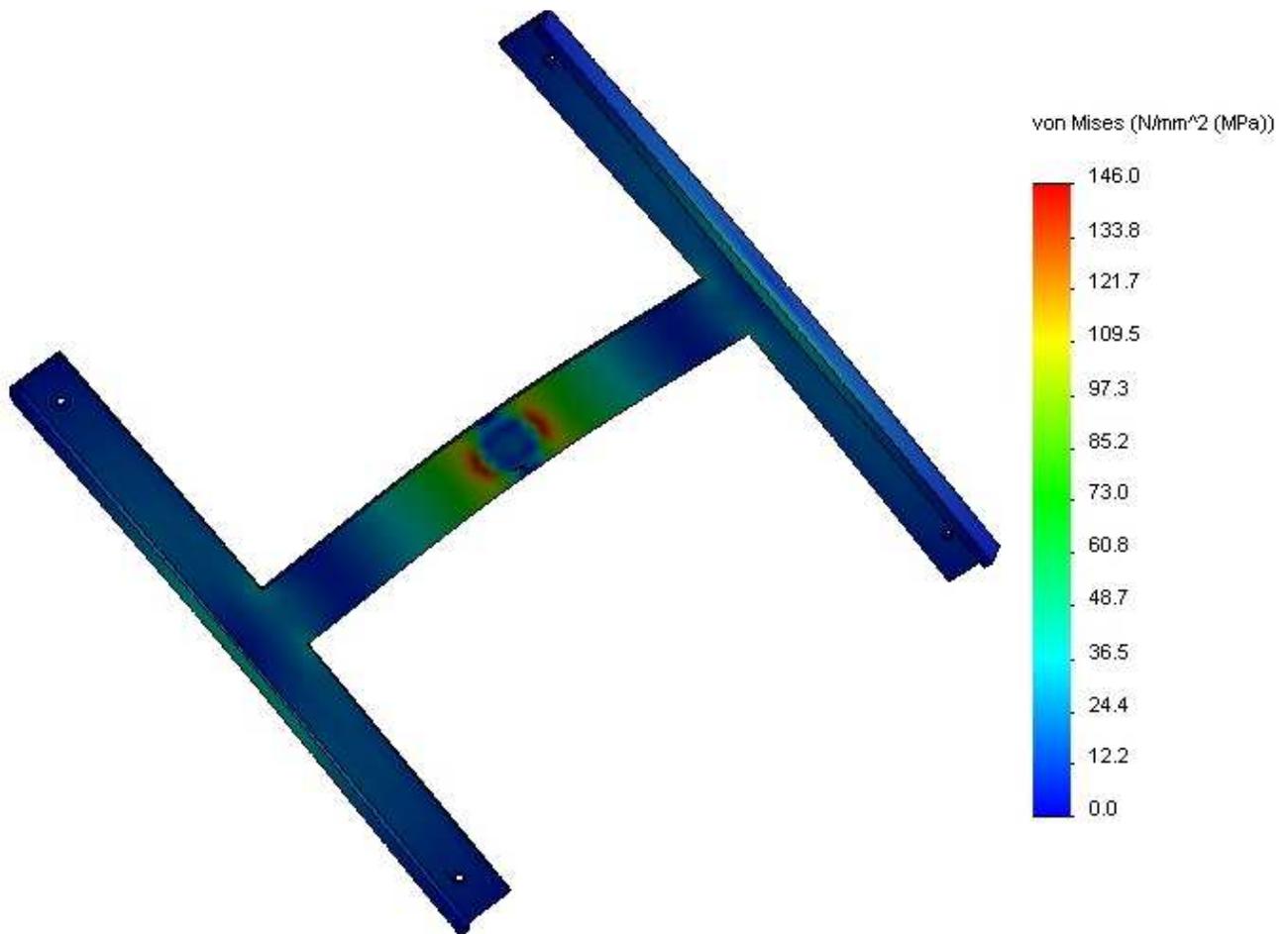


Figura 176: Distribución tensiones Von Mises Barras apoyo tablero

- Factor de seguridad

Ampliando la zona más desfavorable se puede apreciar que el coeficiente de seguridad en simétrico, como la pieza y sus correspondientes cargas y condiciones de apoyo. El color rojo informa de la zona con menos FDS, un valor de 2.15, mientras que el color azul se encuentra en las zonas con un FDS igual o superior a 3.

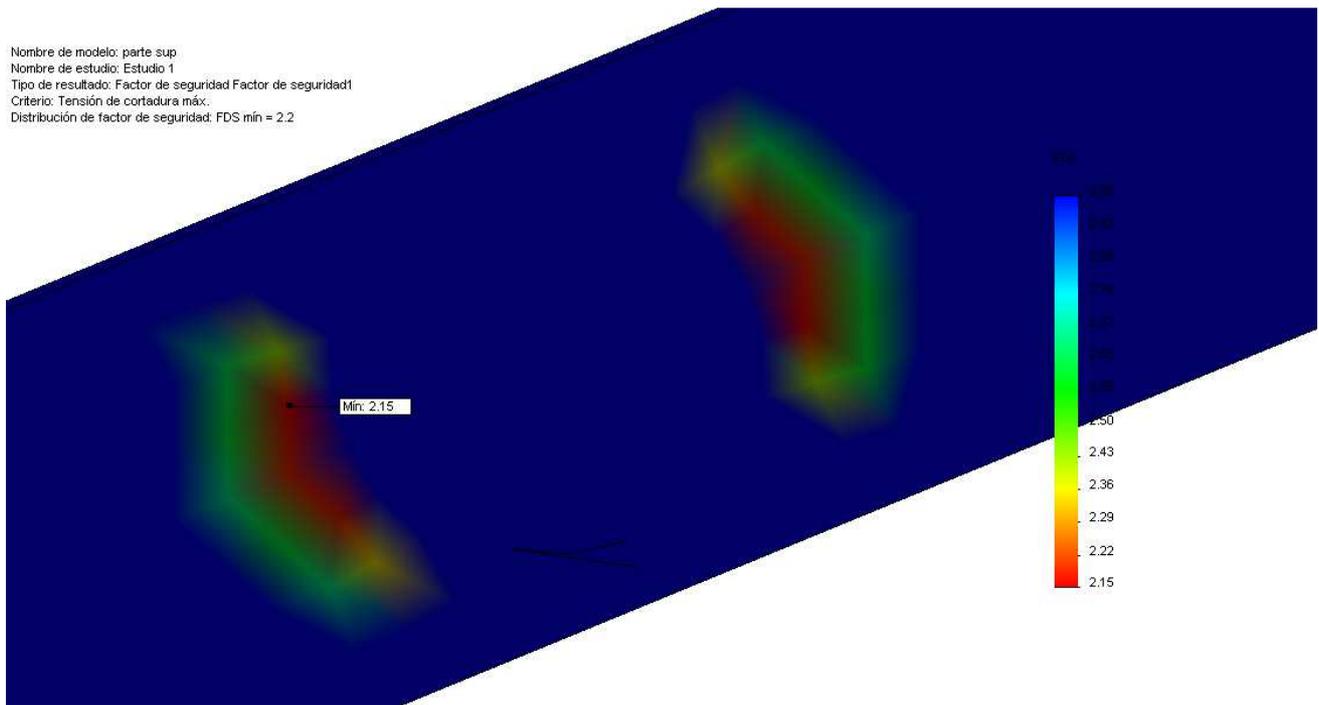


Figura 177: Ampliación FDS Barras apoyo tablero

- Desplazamientos

Las partes de la pieza que más flecha experimentan son las que tienen el color rojo y anaranjado, que corresponden a las cuatro esquinas. Esto se debe a que están en voladizo y se encuentran a la mayor distancia del centro de la pieza. Aún así, su valor de 1.216 mm no es elevado. Según se van analizando las zonas más cercanas a la unión soldada del centro, su color va cambiando hacia el azul, lo que indica que no tienen apenas desplazamientos.

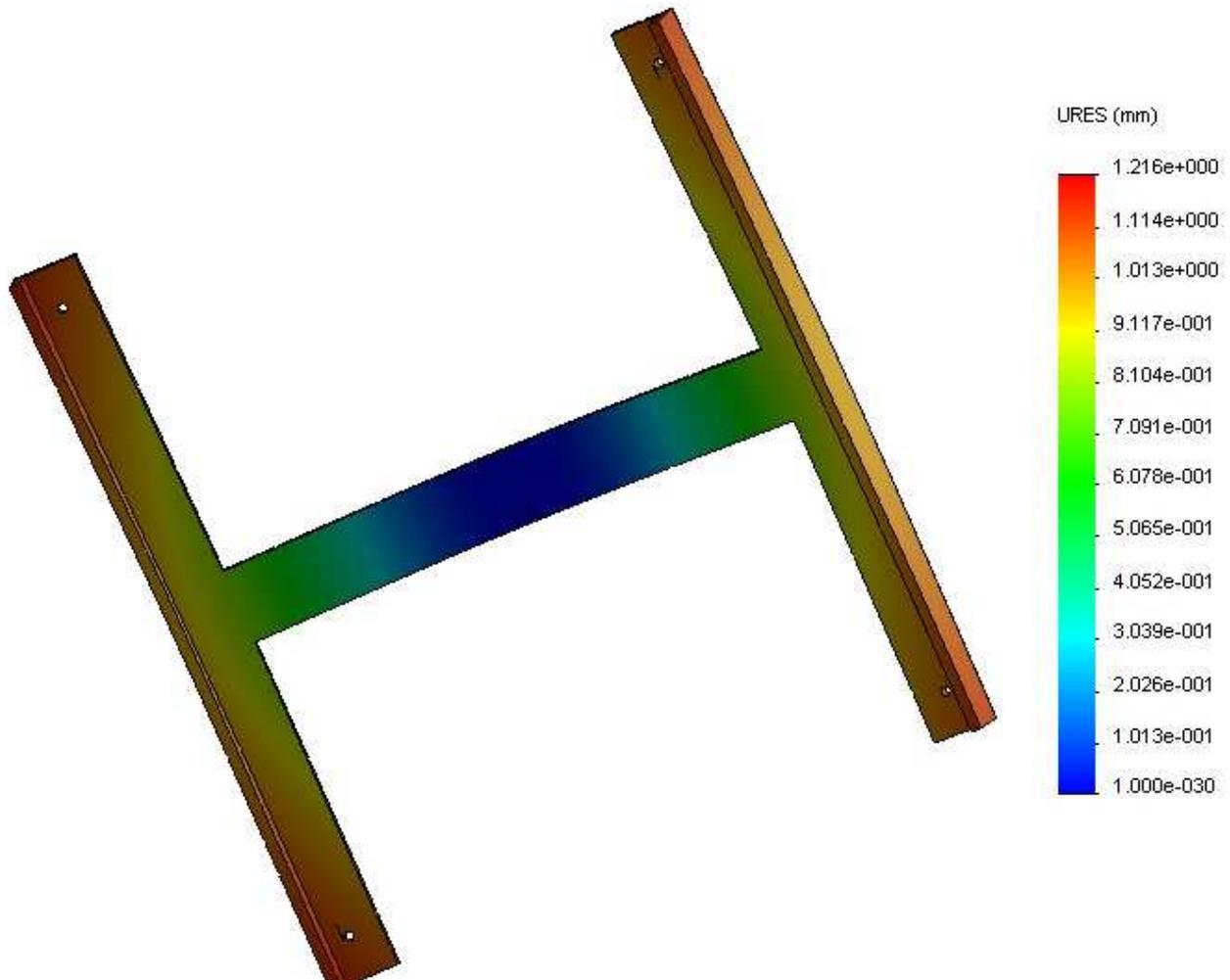


Figura 178: Distribución desplazamientos Barras apoyo tablero

8. Tablero

- Tensión de Von Mises

Esta pieza, al estar solidaria a las barras en las que se apoya y al tener un límite elástico muy bajo, se tiene que hacer una consideración especial, porque su comportamiento estará en función de éstas. Viendo la figura se aprecia que las tensiones a las que está sometido “dibujan” las barras donde se sujeta, por lo que la hipótesis anterior se corrobora. El máximo valor de la tensión es 53.856 MPa.

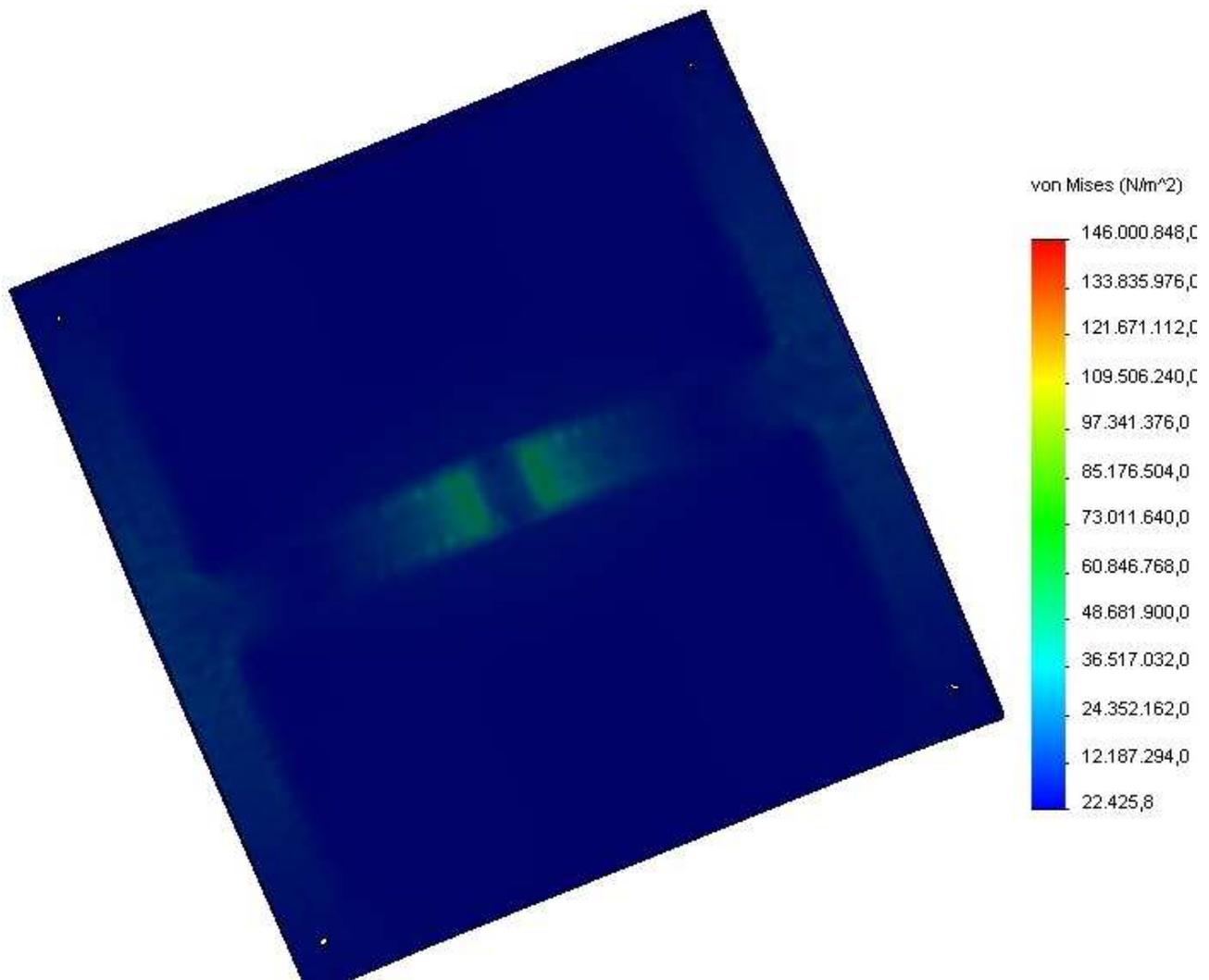


Figura 179: Distribución tensiones Von Mises Tablero

- Factor de seguridad

Según se muestra en la figura, el valor mínimo del factor de seguridad del tablero corresponde al valor de 2.94, encontrándose cerca de cumplir las restricciones. Aunque de momento no las cumple, no modificaremos sus dimensiones, cambiando únicamente las de las barras de apoyo.

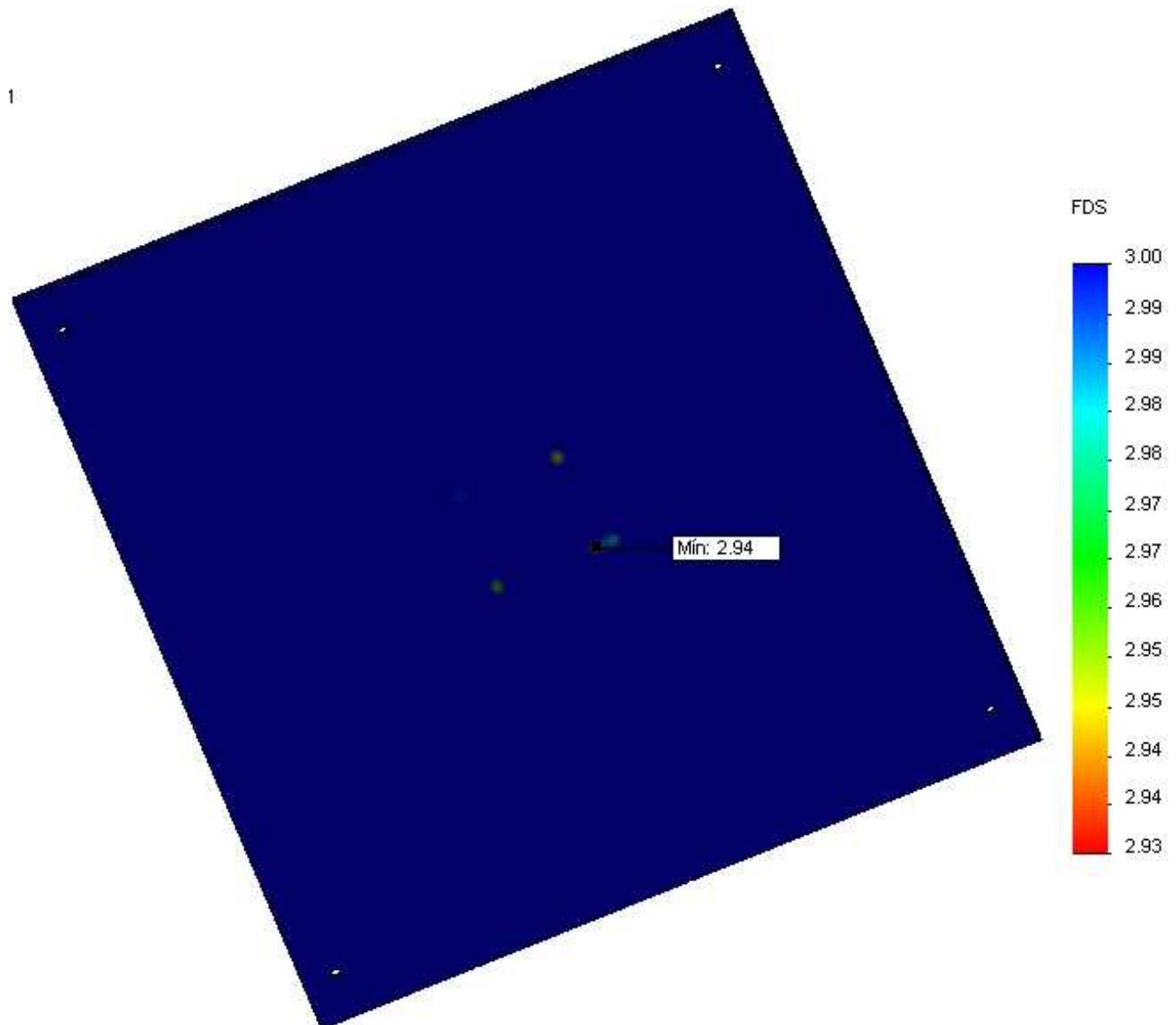


Figura 180: Distribución FDS Tablero

- Desplazamientos

En el campo de los desplazamientos, su valor se puede despreciar, ya que la flecha máxima que se da es de 1.216 mm, magnitud intrascendente en este caso. También se aprecia que el centro del tablero no sufre variación alguna, como el color azul lo indica.

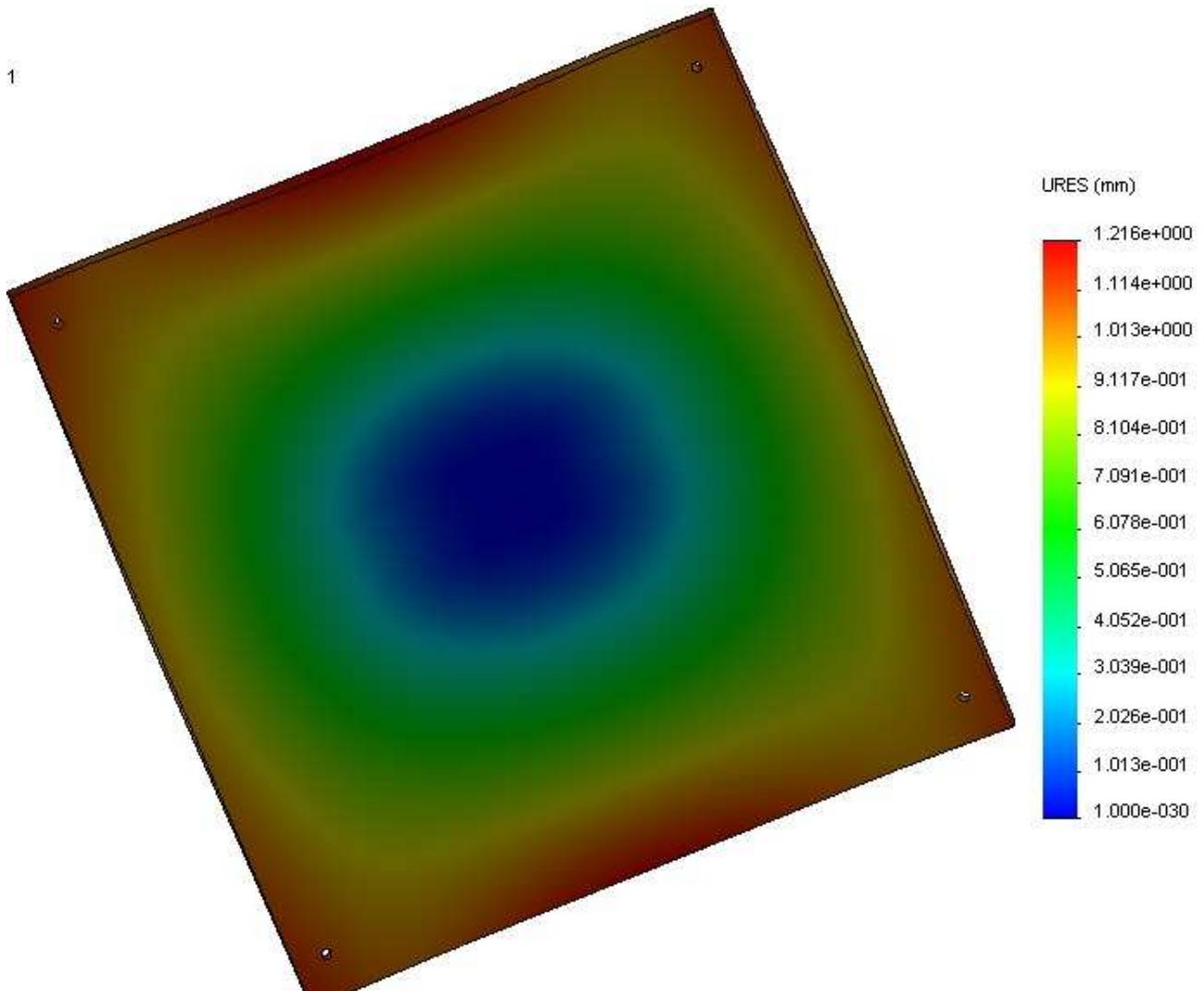


Figura 181: Distribución desplazamientos Tablero

6.2.1.2 OPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS ESTÁTICO

Analizando los resultados, concluimos que es necesario realizar modificaciones en las dimensiones o geometría del modelo para que cumpla los requisitos mínimos establecidos, es decir, que ningún punto de la pieza posea un CFS inferior a 3 y por lo tanto que ningún punto de la pieza sufra una tensión superior a 3 veces la del límite elástico.

Para evitar los puntos de elevada tensión mostrados anteriormente y que la pieza cumpla en todos sus puntos con el CFS mínimo, se han realizado diferentes modificaciones en las piezas del ensamblaje:

Pedal

- Aumento de la anchura de la sección del perfil rectangular: de 15 a 17 mm
- Aumento del radio de redondeo del punto de unión: de 3 a 10 mm
- Aumento del espesor de la sección de 6.5 a 6.6 mm

Barras apoyo tablero

- Aumento de la anchura de la sección de la barra central: de 35 a 43 mm
- Aumento del espesor de la sección: de 5 a 6.5 mm

Apoyo ménsulas

- Aumento de la longitud del perfil: de 16 a 18 mm
- Aumento de la anchura de la base de la sección: de 18 a 25 mm

Barra transversal

- Aumento del espesor de la sección: de 1 a 2 mm

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS TRAS LAS MODIFICACIONES

A continuación se muestran los resultados obtenidos una vez realizadas las modificaciones anteriormente citadas. Las condiciones de contorno, las cargas aplicadas y el tipo de mallado son idénticas a las empleadas para el primer estudio.

- Tensión de Von Mises

Tras realizar las modificaciones se puede observar como las concentraciones de tensiones que se formaban en el pedal, en la unión entre el pilar interior y la barra transversal, en la unión entre el apoyo de las ménsulas y una de las barras de la base, y en la unión entre el pilar exterior y las barras de apoyo del tablero, se han reducido hasta entrar dentro de los márgenes establecidos, abandonando el color rojo dentro de la misma escala que antes. También en el pilar exterior la zona crítica que tenía ha desaparecido. Además se ha conseguido reducir la tensión en las áreas de alrededor.

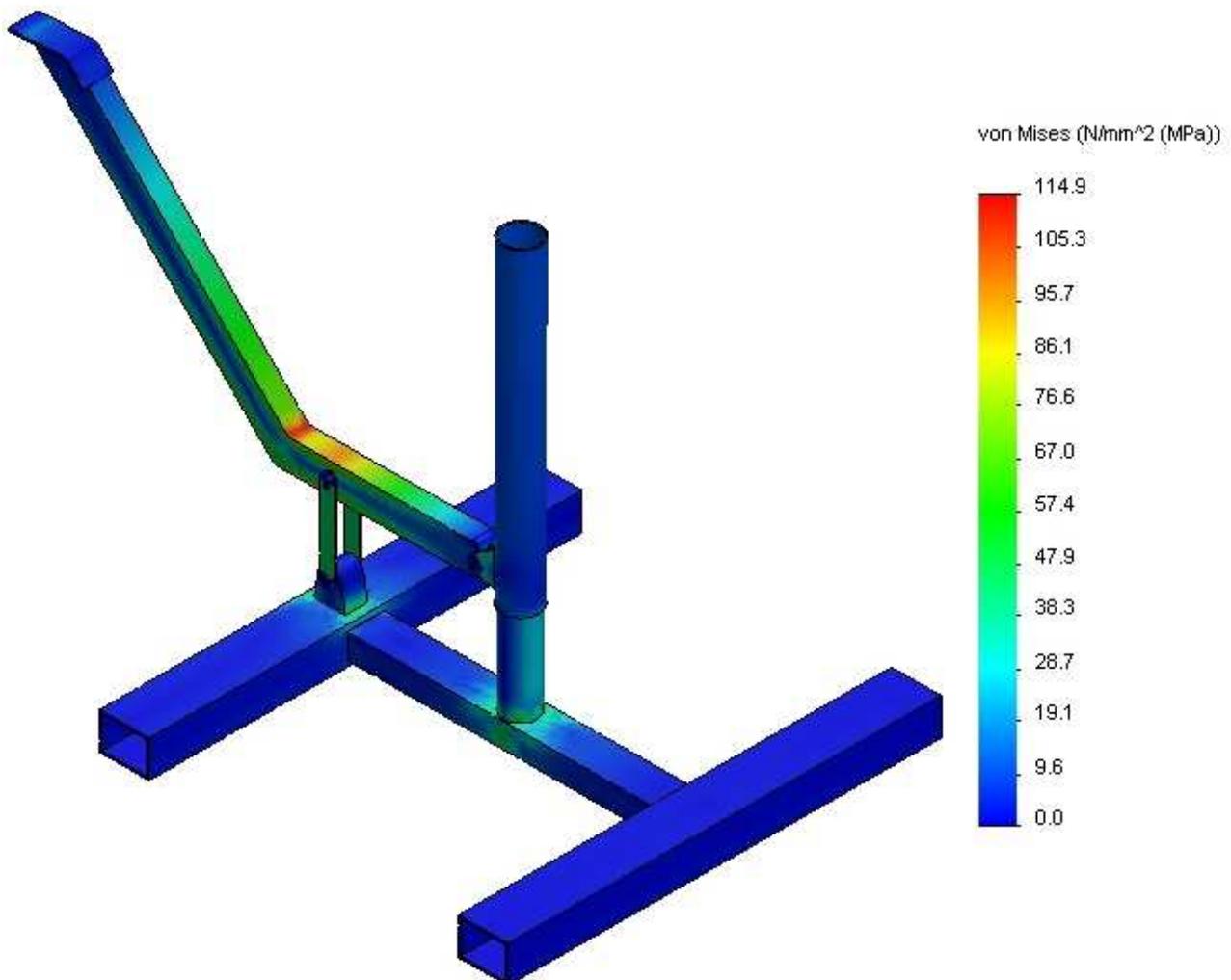


Figura 182: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje optimizado

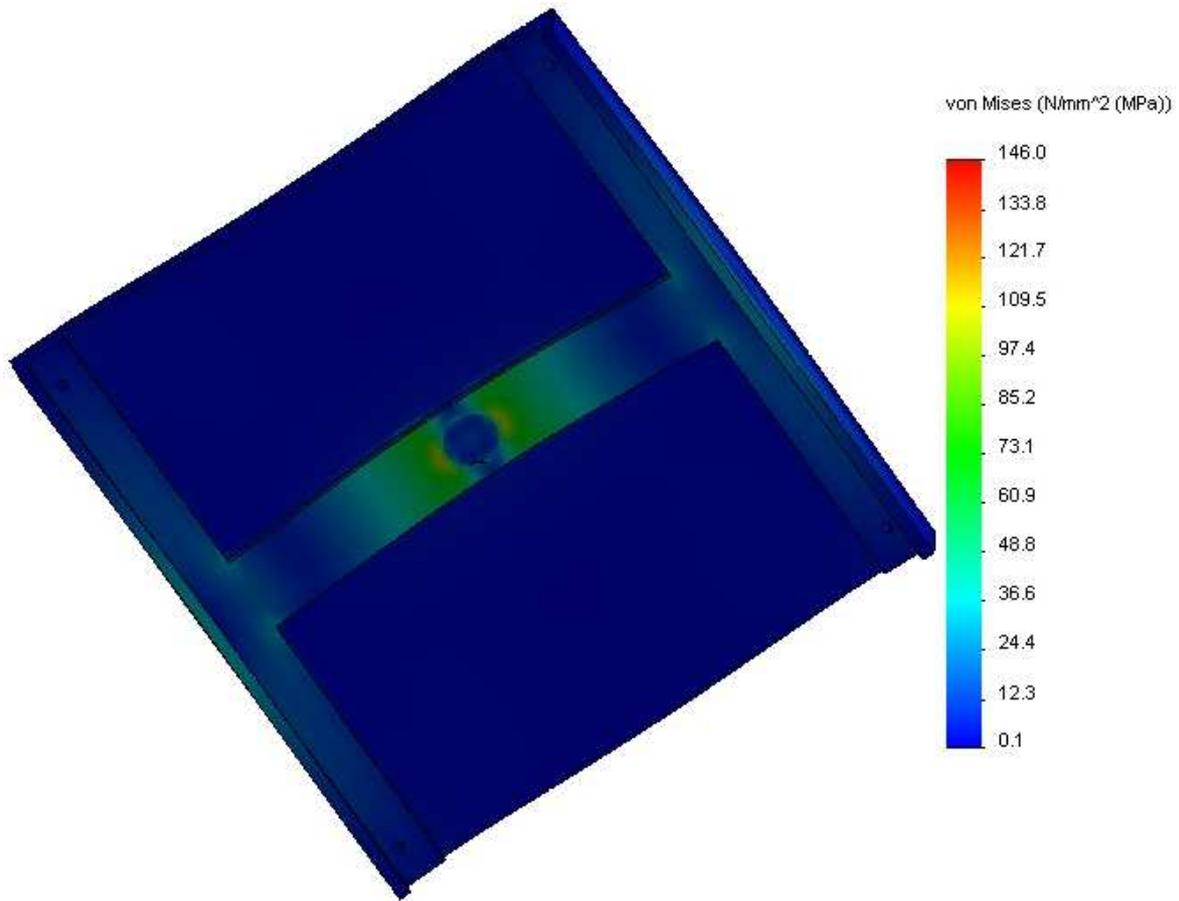


Figura 183: Distribución tensiones Von Mises Parte superior optimizada

La zona más tensionada tiene un valor máximo es de 114.5 MPa.

- Desplazamientos

Los mayores desplazamientos, una vez realizados todos los cambios necesarios, siguen estando en las mismas piezas y zonas, pero en este caso con menor valor.

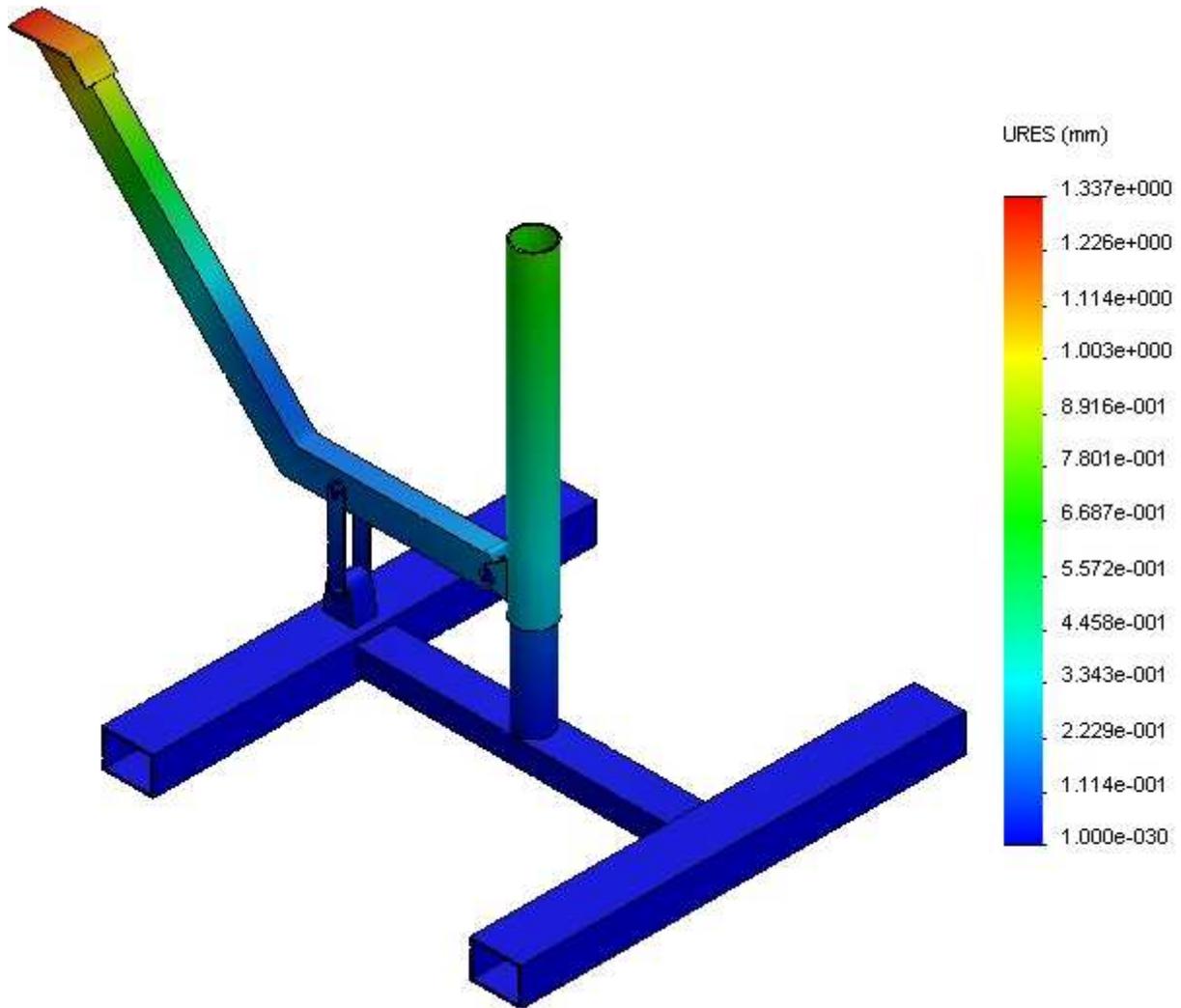


Figura 184: Distribución desplazamientos Ensamblaje optimizado

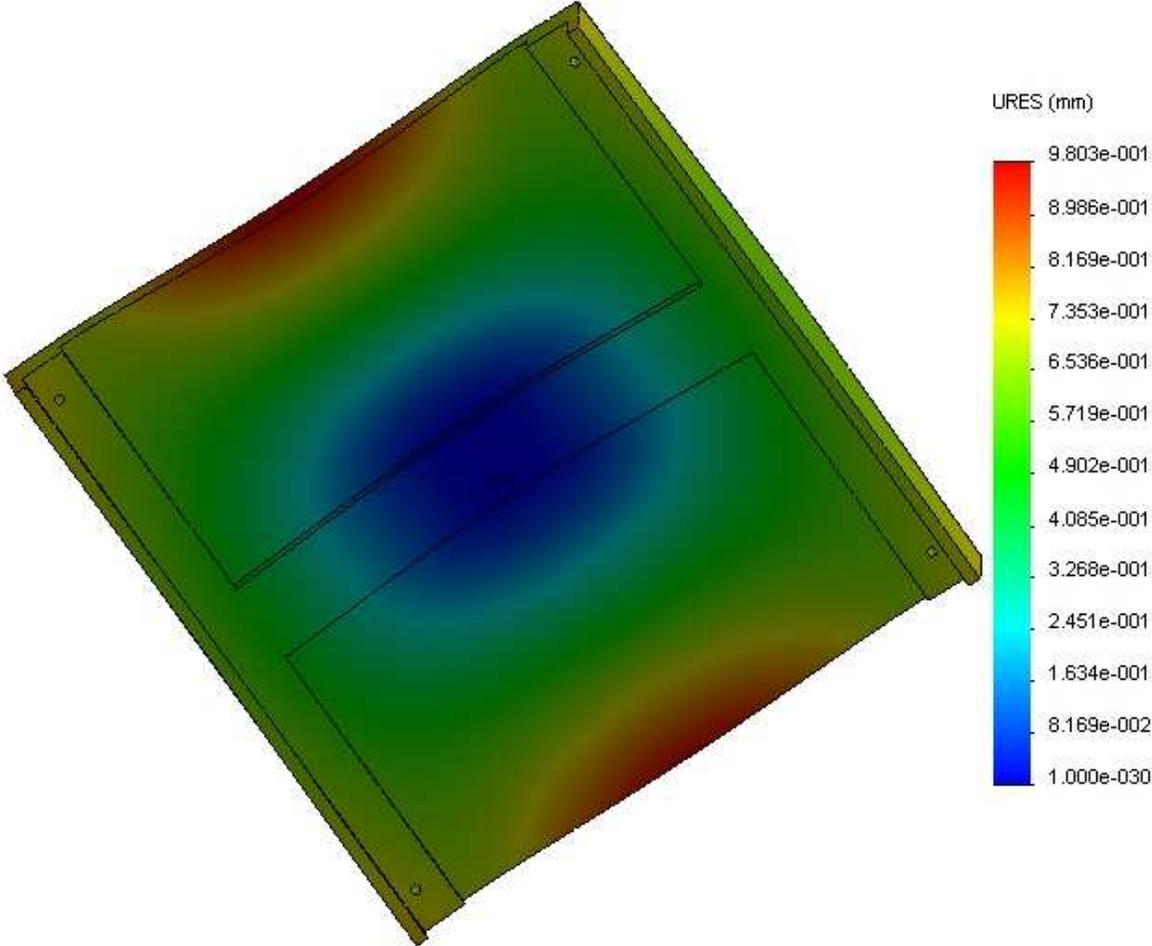


Figura 185: Distribución desplazamientos Parte superior optimizada

- Factor de seguridad

Gracias a las optimizaciones que se han realizado en las piezas que no cumplían los requisitos de diseño en el primer análisis, se ha conseguido tener un coeficiente de seguridad mínimo en el caballete de 3.01. El punto en el que se encuentra, está situado en la parte central de las barras de apoyo del tablero. El resto del conjunto se encuentra por encima de este valor, cumpliendo las restricciones del problema inicial.

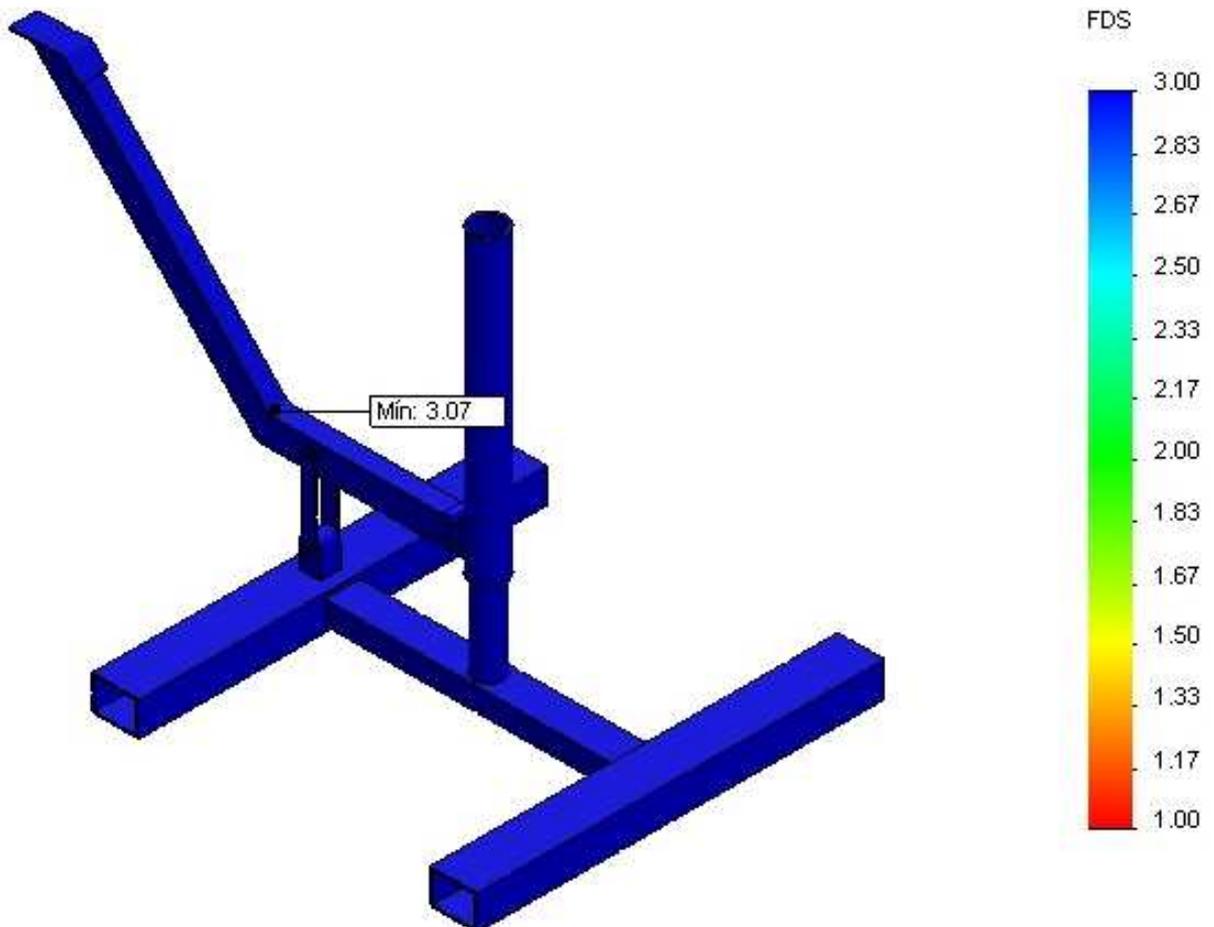


Figura 186: Distribución FDS Ensamblaje optimizado

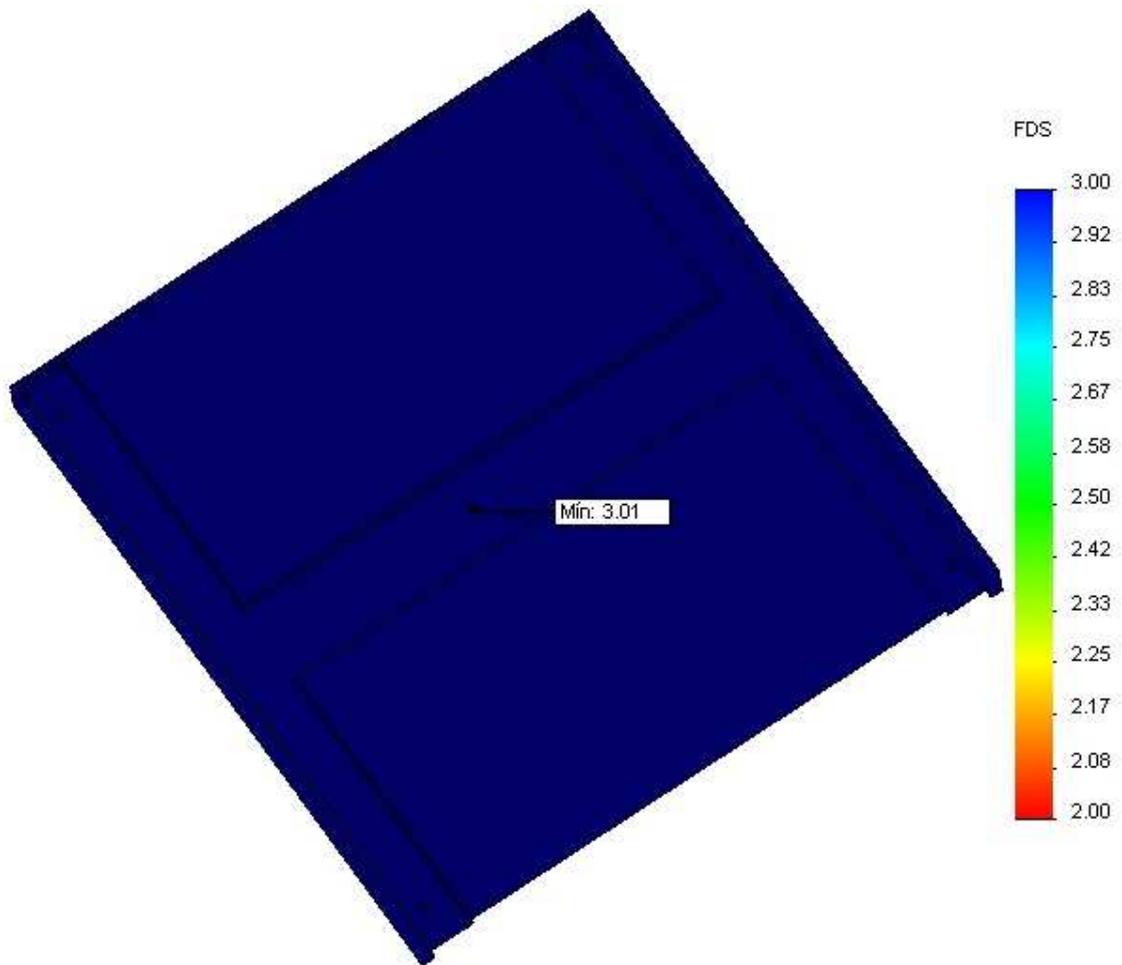


Figura 187: Distribución FDS Parte superior optimizada

- Pasadores y tornillos

Tras las modificaciones el programa muestra que todos los pasadores y tornillos cumplen las exigencias de resistencia, soportando sin problema todos los esfuerzos a los que se les someten.

Esta tabla corresponde a los tornillos de unión entre el tablero y sus barras de apoyo.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	2.9067	1.6406e-007	0.11036	2.9088	Refrentado con tuerca-1
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-1
Momento flector (N-m)	-0.0004871	-2.7494e-011	0.014515	0.014523	Refrentado con tuerca-1
Fuerza cortante (N)	-3.0792	0	0.14957	3.0828	Refrentado con tuerca-2
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-2
Momento flector (N-m)	-0.00077015	0	-0.015974	0.015992	Refrentado con tuerca-2
Fuerza cortante (N)	-3.0825	0	-0.18995	3.0883	Refrentado con tuerca-3
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-3
Momento flector (N-m)	0.00084144	0	-0.016094	0.016116	Refrentado con tuerca-3
Fuerza cortante (N)	2.9436	1.6615e-007	-0.094212	2.9452	Refrentado con tuerca-4
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-4
Momento flector (N-m)	0.0002242	1.2655e-011	0.014878	0.01488	Refrentado con tuerca-4

Figura 188: Comprobación tornillos posición intermedia optimizada

La siguiente tabla corresponde a los pasadores del cuerpo del caballete, siendo los pasadores 1 y 2 los conectores entre las ménsulas y su apoyo, los pasadores 3 y 4 la unión entre las ménsulas y el pedal, y los pasadores 5 y 6 los conectores entre el pedal y las orejetas.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-0.18238	-1085.3	-2.2926e-014	1085.3	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-4.8238e-014	0	0.38355	0.38355	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	0.0093506	-0.00070019	1.176e-015	0.0093768	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	3.0771e-024	-0	-2.4467e-011	-2.4467e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-0.079787	-1025.7	9.992e-016	1025.7	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	-6.1453e-015	0	-0.48616	0.48616	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N-m)	-0.010105	-0.00049029	1.2773e-016	0.010117	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N-m)	-3.0937e-025	0	-2.4474e-011	2.4474e-011	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	0.16219	1085.4	0	1085.4	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	-0	-0	-0.62072	-0.62072	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N-m)	0.020551	7.1507e-005	0	0.020552	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N-m)	-0	-0	-2.4471e-011	-2.4471e-011	Conector tipo Pasador-3
Fuerza cortante (N)	0.016524	1025.7	0	1025.7	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	-0	-0	0.18467	-0.18467	Conector tipo Pasador-4
Momento flector (N-m)	-0.018986	0.00020665	0	0.018987	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N-m)	0	0	-2.4477e-011	2.4477e-011	Conector tipo Pasador-4
Fuerza cortante (N)	-12.18	-678.21	0	678.32	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	69.948	69.948	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	-0.23631	0.012417	0	0.23664	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-2.473e-011	-2.473e-011	Conector tipo Pasador-5
Fuerza cortante (N)	-18.562	-695.48	0	695.73	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	0	0	-48.3	48.3	Conector tipo Pasador-6
Momento flector (N-m)	0.29881	-0.029504	0	0.30026	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N-m)	0	0	-2.4778e-011	2.4778e-011	Conector tipo Pasador-6

Figura 189: Comprobación pasadores posición intermedia optimizada

6.2.1.3 SIMULACIÓN 2. POSICIÓN MAYOR ALTURA

Se realiza el segundo análisis para comprobar si con las modificaciones anteriormente realizadas, el ensamblaje cumple los criterios de resistencia en esta nueva posición. En este caso, se obviara la parte superior del caballete, es decir, el tablero y sus barras de apoyo, al estar sometida a las mismas cargas y condiciones de contorno que en la simulación 1.

Los resultados del análisis se muestran a continuación:

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

- Tensión de Von Mises

Las tensiones en esta configuración se dispara hasta un cifra de 493.1 MPa, valor máximo mucho mayor que en el caso anterior, por lo que se tendrá que volver a modificar las dimensiones de algunas piezas.

El gráfico muestra que la zona más afectada es la unión entre el pilar interior y la barra transversal, como anteriormente, en los cálculos analíticos se detectó. Así se tendrán que rediseñar estas dos piezas. El resto de la estructura soporta perfectamente las nuevas tensiones.

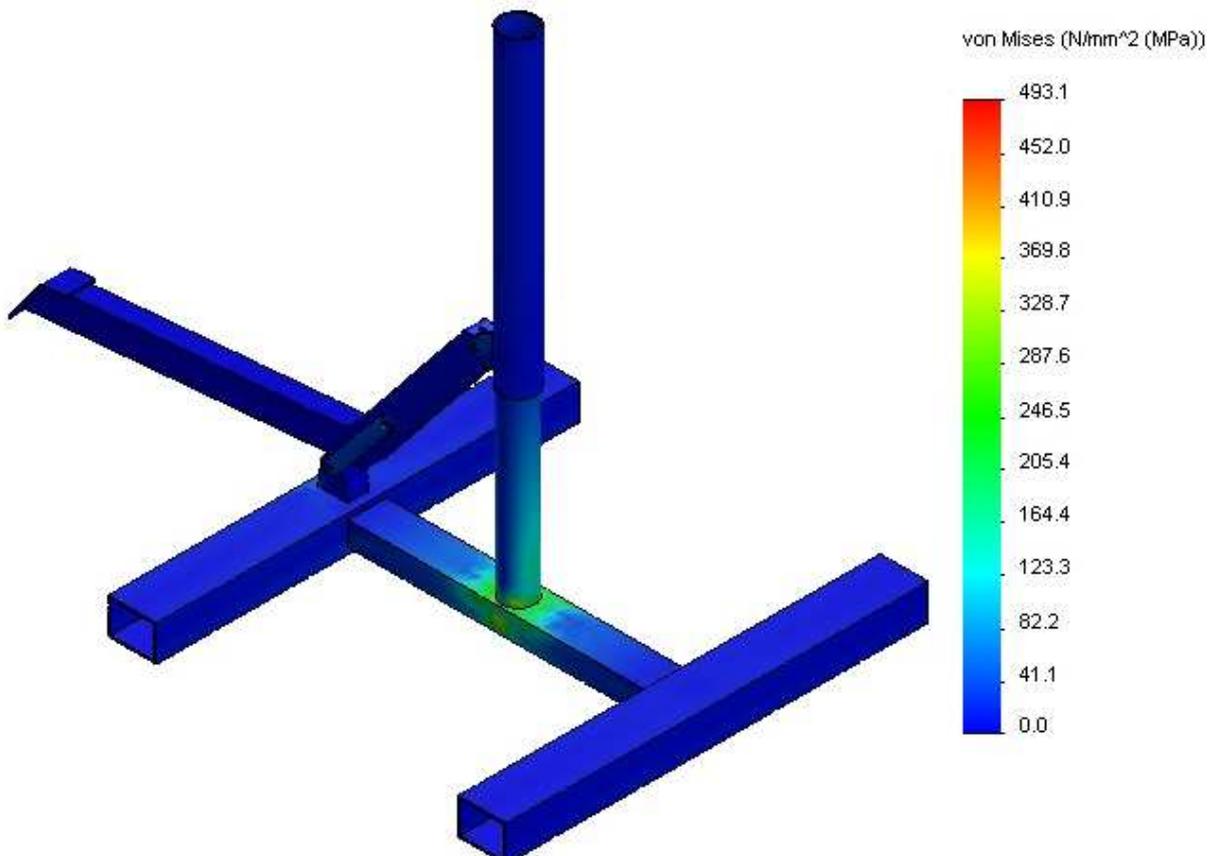


Figura 190: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje posición alta

- Desplazamientos

Según se muestra en la siguiente figura, los desplazamientos que se dan son bastantes mayores también, del orden de 6 veces más, llegando a un máximo de 6.365 mm. Esta magnitud no es muy grande tomando como referencia las dimensiones del caballete, y al no tener ninguna restricción en este aspecto no se tomarán en cuenta a la hora de dimensionar.

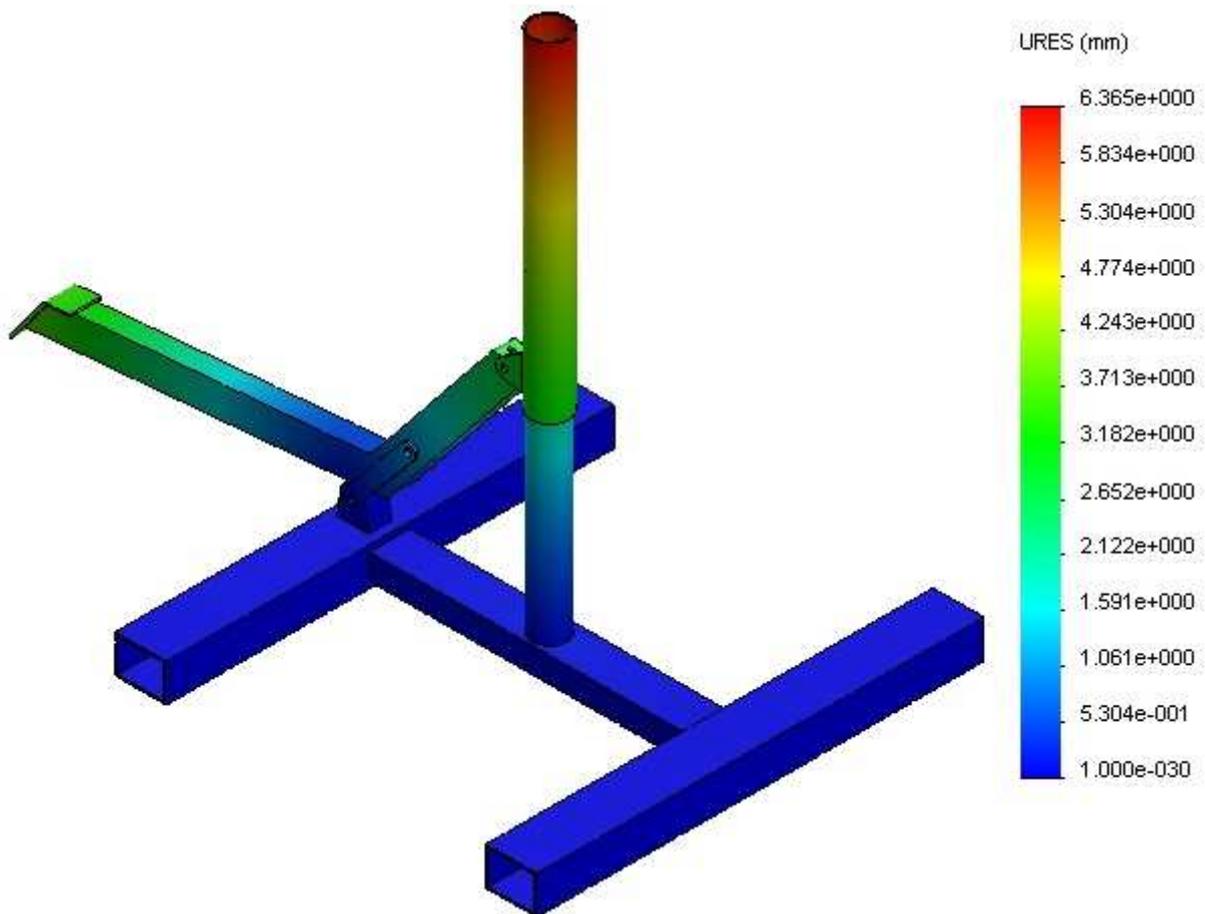


Figura 191: Distribución desplazamientos Ensamblaje posición alta

- Factor de seguridad

Al tener unas tensiones tan altas, el factor de seguridad baja mucho, hasta un punto que está muy cercano a cero. Su valor mínimo es de 0.62 y se encuentra en la unión entre las piezas anteriormente citadas.

El resto de piezas cumplen la restricción, como se puede ver en la figura, al estar coloreadas de azul.

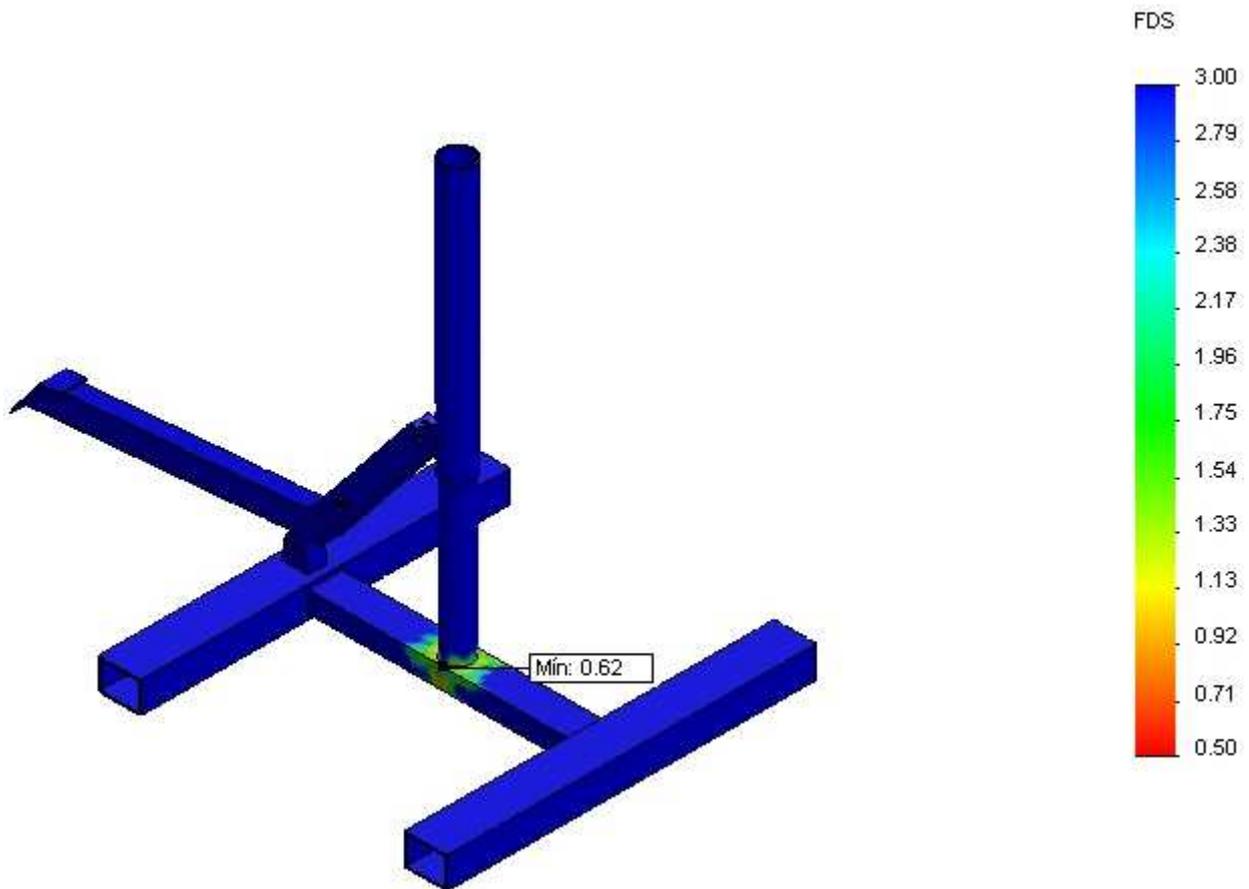


Figura 192: Distribución FDS Ensamblaje posición alta

- Pasadores

La solución que nos devuelve el programa respecto a los pasadores es favorable, al estar toda la tabla en color verde, por lo que no se ha de modificar nada en ninguno de ellos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-566.8	-696.11	-1.1406e-009	897.68	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-2.6096e-013	0	0.12968	0.12968	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	0.00076507	-0.0014986	1.5395e-015	0.0016826	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	3.1814e-022	-0	-1.581e-010	-1.581e-010	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-573.15	-703.88	1.1533e-010	907.72	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	-8.4811e-014	0	-0.42147	0.42147	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N-m)	-0.0091982	0.007215	1.8509e-015	0.01169	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N-m)	-3.1826e-023	0	-1.5816e-010	1.5816e-010	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	566.8	696.11	0	897.68	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	-0	-0	-0.13749	-0.13749	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N-m)	0.0066288	-0.0046942	0	0.0081226	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N-m)	-0	-0	-0.83855	-0.83855	Conector tipo Pasador-3
Fuerza cortante (N)	573.15	703.88	0	907.72	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	-0	-0	0.42036	-0.42036	Conector tipo Pasador-4
Momento flector (N-m)	-0.013377	0.011672	0	0.017753	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N-m)	0	0	-0.84658	0.84658	Conector tipo Pasador-4
Fuerza cortante (N)	-568.4	-698.03	0	900.18	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	-0	-0	-20.77	-20.77	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	-0.0834	0.17288	0	0.19195	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-1.5389e-010	-1.5389e-010	Conector tipo Pasador-5
Fuerza cortante (N)	-571.57	-701.93	0	905.21	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	-0	-0	20.52	-20.52	Conector tipo Pasador-6
Momento flector (N-m)	0.076615	-0.16884	0	0.18541	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N-m)	0	0	-1.5389e-010	1.5389e-010	Conector tipo Pasador-6

Figura 193: Comprobación pasadores posición alta

- RESULTADOS OBTENIDOS EN LOS COMPONENTES DEL ENSAMBLAJE

A continuación se muestran de forma detallada los resultados obtenidos en los dos componentes que no cumplen con el factor de seguridad mínimo.

1. Pilar interior

- Tensión de Von Mises

En la figura a continuación se muestra la zona más afectada ampliada. Es la parte inferior del pilar. Como se puede apreciar, la máxima tensión, con 407.2 MPa, está en la parte exterior de la sección. A priori el cambio que se tendrá que hacer será aumentar el espesor.

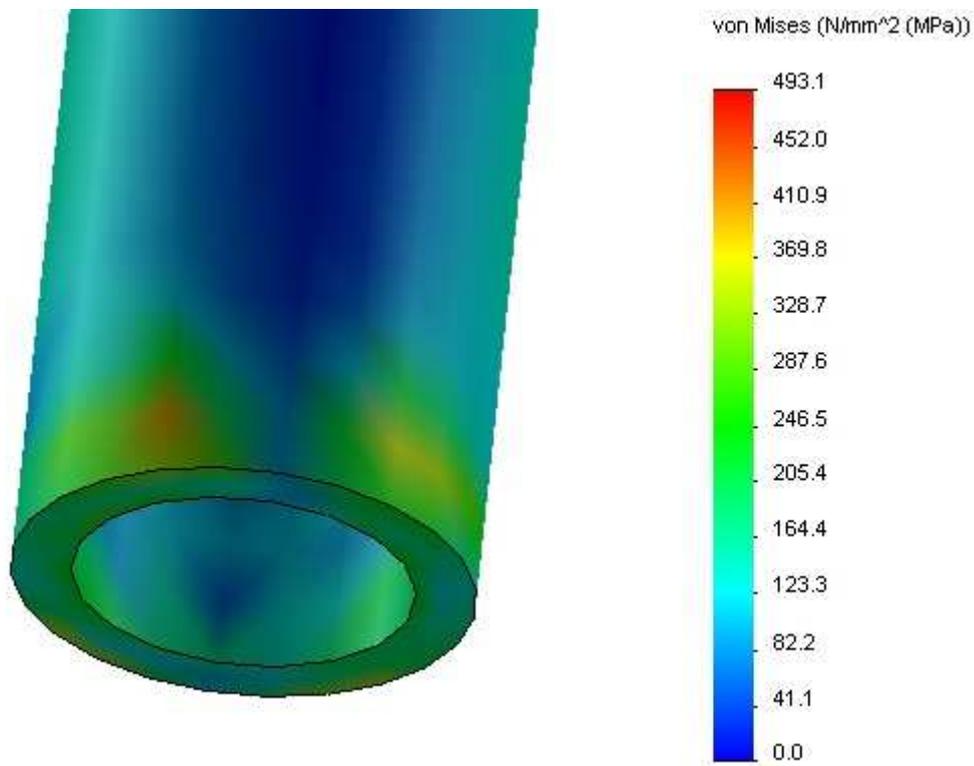


Figura 194: Ampliación distribución tensiones Von Mises Pila interior

- Factor de seguridad

El mínimo valor del coeficiente de esta pieza es de 0.75, muy por debajo del valor de 3 necesario. De ahí que el cambio de dimensiones del elemento tendrá que ser importante, para poder llegar al valor que se quiere.

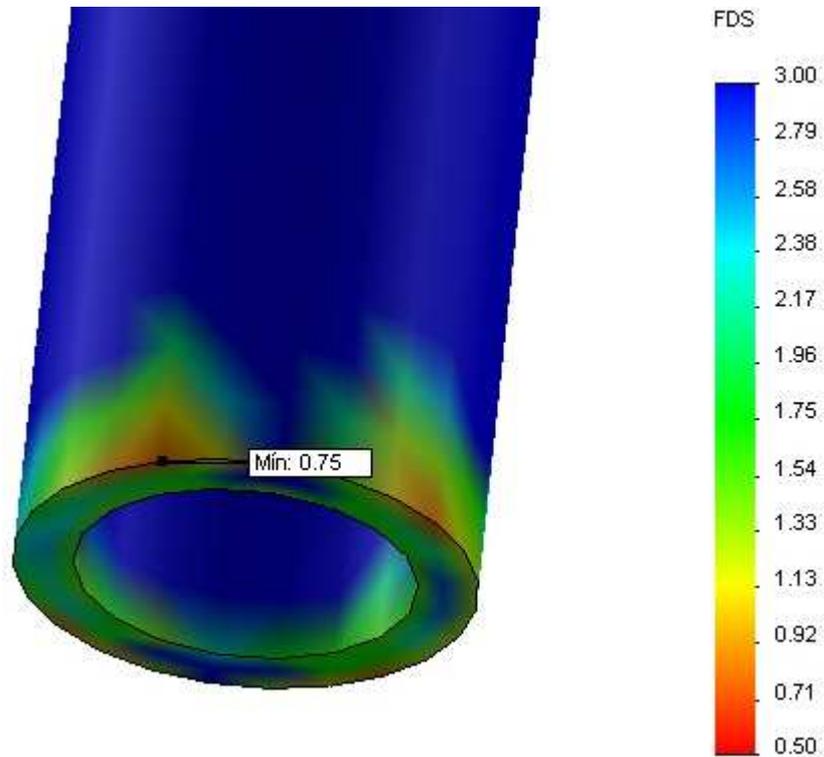


Figura 195: Ampliación distribución FDS Pilar interior

- Desplazamientos

Según muestra la siguiente figura se ve esta parte de la pieza en azul, lo que quiere decir que los desplazamientos son nulos o casi nulos.

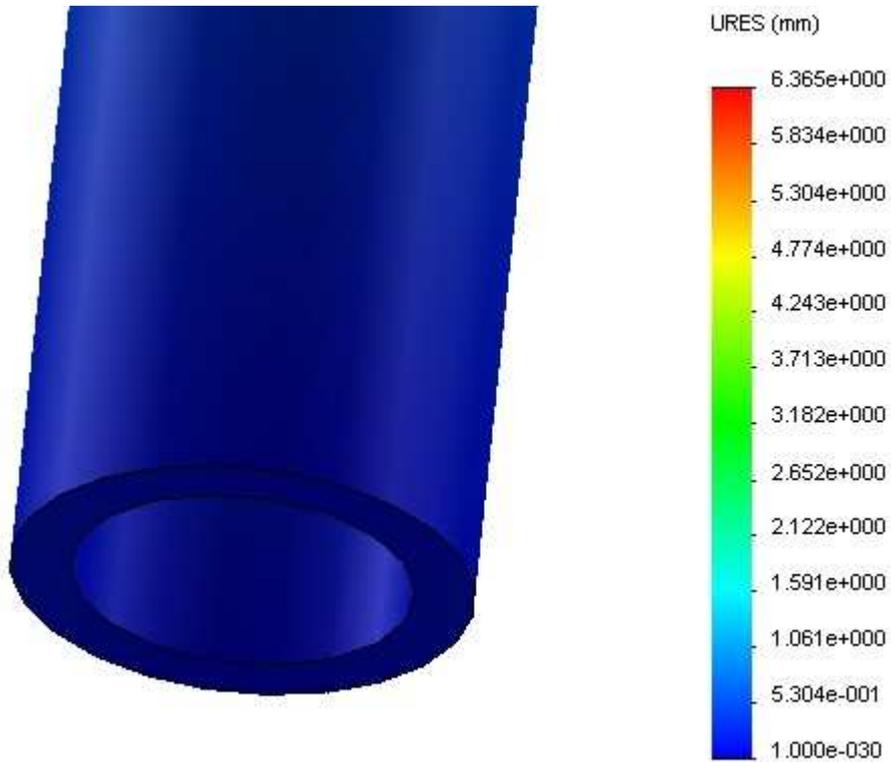


Figura 196: Ampliación distribución desplazamientos Pilar interior

2. Barra transversal

- Tensión de Von Mises

En este elemento, toda la zona que está en contacto con el pilar interior se encuentra bastante tensionada, llegando a un valor máximo de 493.1 MPa, siendo la pieza más exigida de todo el conjunto del caballete. Por el contrario sus extremos apenas soportan tensión en comparación con el centro de la pieza, apreciándose que según se aleja del centro de reducen estas tensiones.

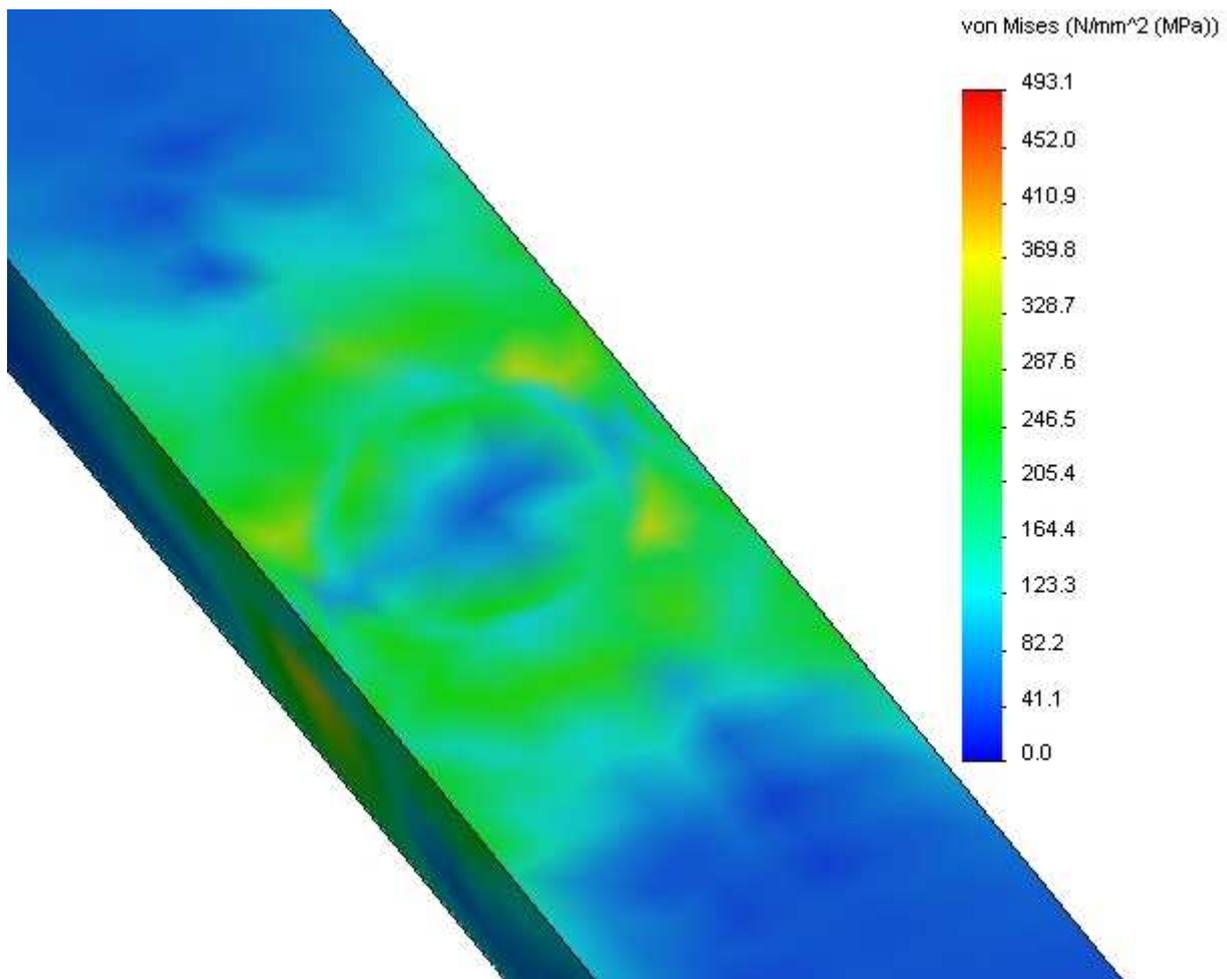


Figura 197: Ampliación distribución tensiones Von Mises Barra transversal

- Factor de seguridad

El factor de seguridad, al igual que en la pieza anterior, es de un valor muy bajo, 0.62, encontrándose este punto en la parte exterior de la sección, cercano a una de las aristas del perfil.

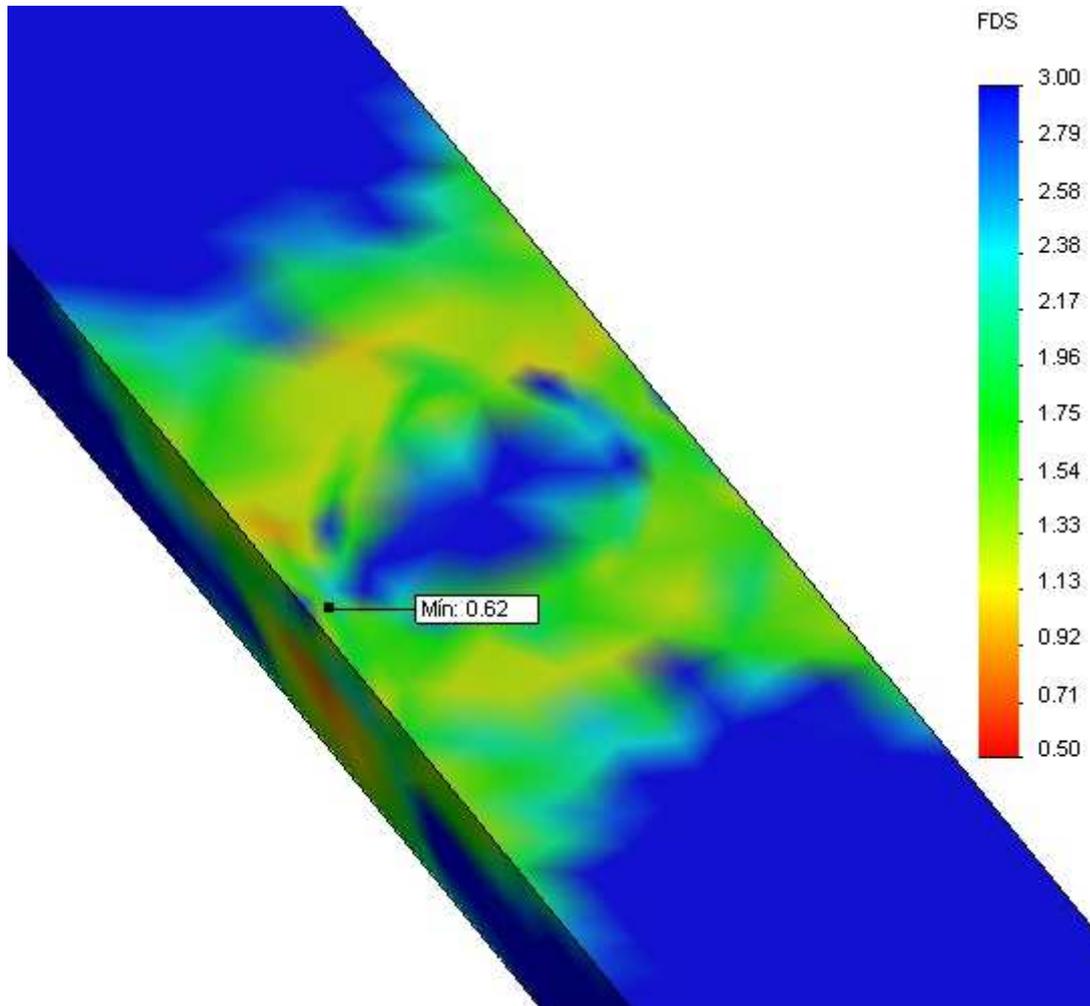


Figura 198: Ampliación distribución FDS Barra transversal

- Desplazamientos

Los desplazamientos que sufre esta pieza son nulos, no influyendo en este caso la gran subida de la tensión.

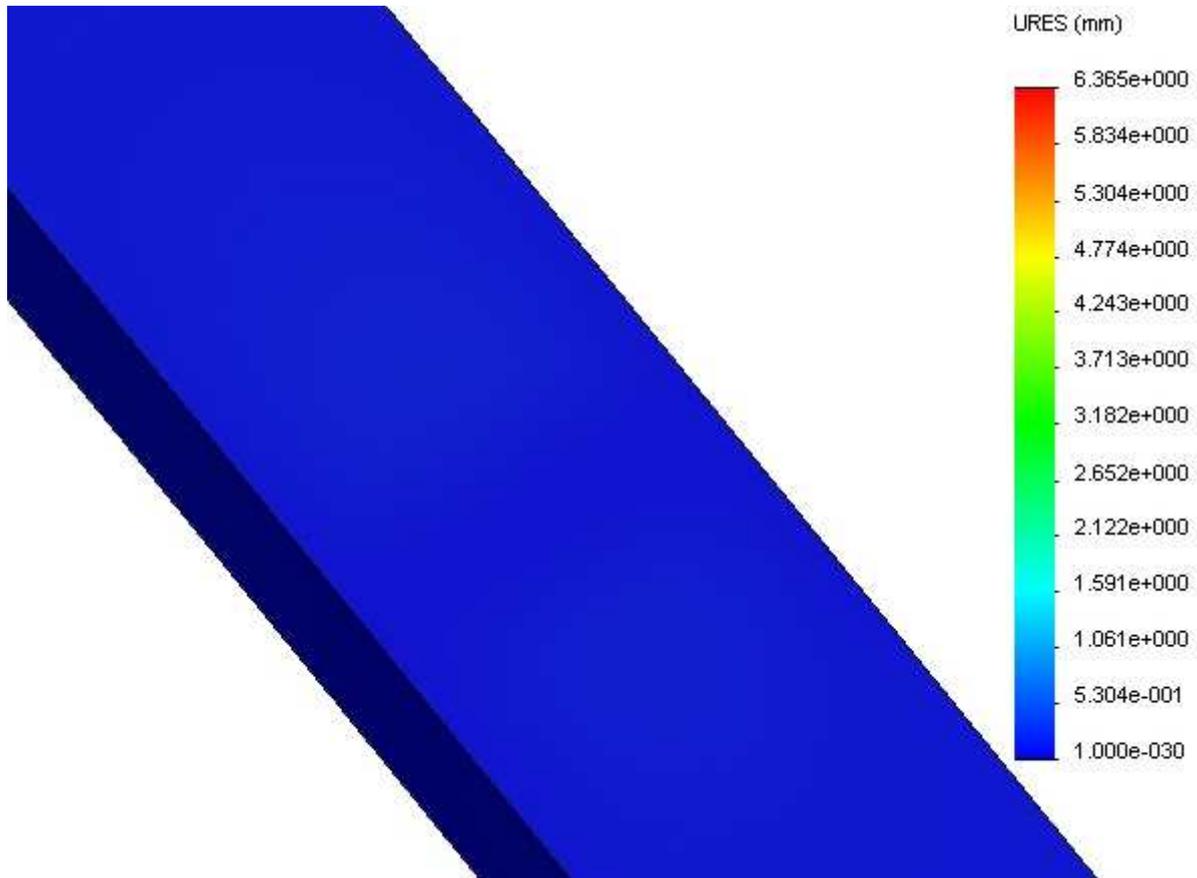


Figura 199: Ampliación distribución desplazamientos Barra transversal

6.2.1.4 REOPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS ESTÁTICO

Analizando los resultados, se llega a la conclusión de que es necesario realizar modificaciones, principalmente en los espesores de las secciones de estas dos piezas, para que cumplan los requisitos pedidos, que superen o igualen un CFS de 3.

Para evitar los puntos de elevada tensión mostrados anteriormente y que la pieza cumpla en todos sus puntos con el CFS mínimo, se han realizado diferentes modificaciones en las piezas del ensamblaje:

Pilar interior

- Aumento del espesor de la sección: de 3.5 a 6.25 mm
- Aumento de la anchura de la base de la sección: de 18 a 25 mm
- Cambio a un acero de módulo elásticos de: 350 a 530 MPa

Barra transversal

- Aumento del espesor de la sección: de 2 a 5.5 mm

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS TRAS LAS MODIFICACIONES

A continuación se muestran los resultados obtenidos una vez realizadas las modificaciones citadas. Las condiciones de contorno, las cargas aplicadas y el tipo de mallado son idénticas a las empleadas para el estudio anterior.

- Tensión de Von Mises

Una vez realizadas las modificaciones, se puede ver que la zona de unión entre las dos piezas modificadas sigue siendo la más tensionada, pero esta vez con unas magnitudes mucho más pequeñas, del orden de unas 9 veces menores, se ha pasado de 493.1 MPa a 53.3 MPa. por lo que se espera que cumpla los límites establecidos.

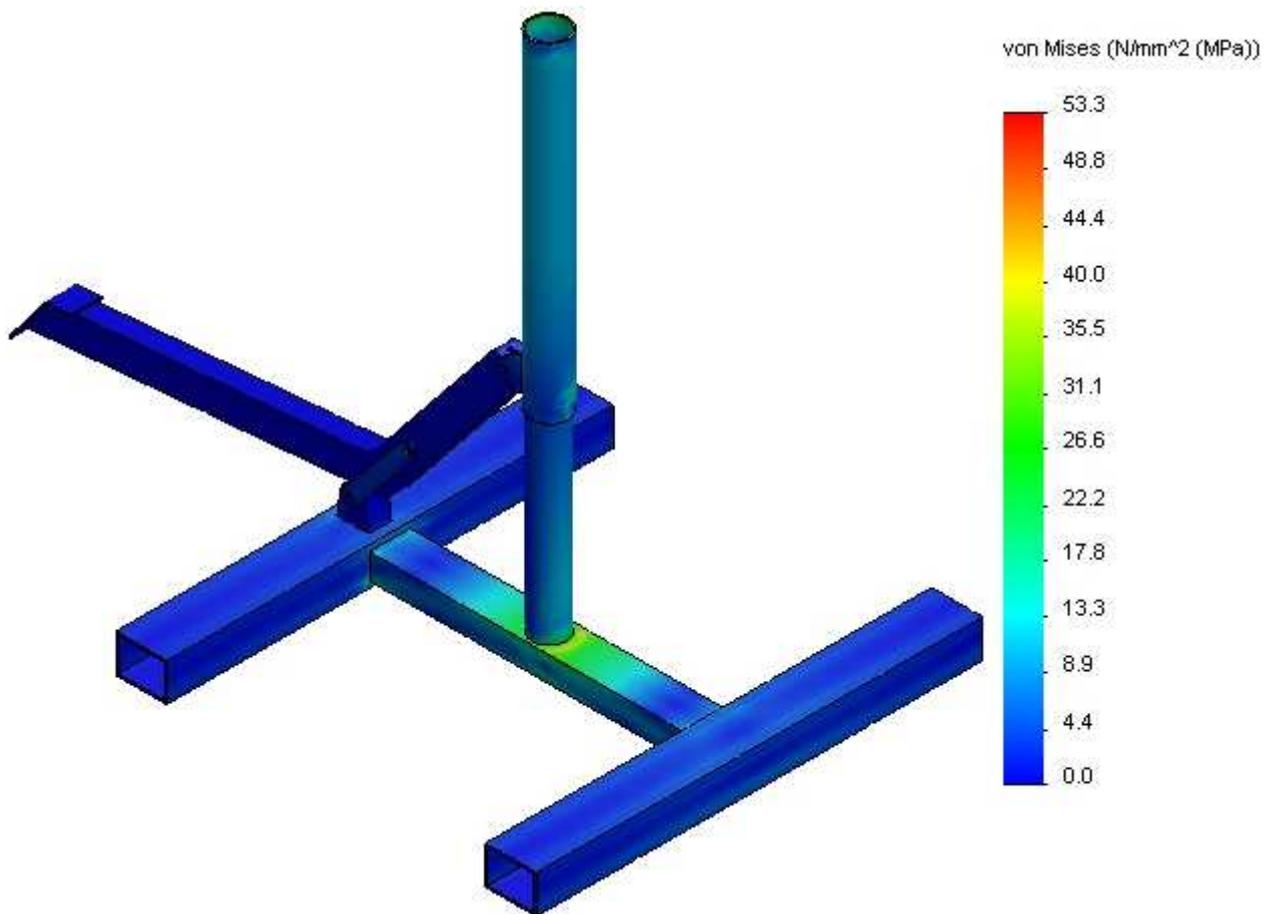


Figura 200: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje posición alta optimizada

- Desplazamientos

Los desplazamientos experimentados con las nuevas dimensiones, se reducen considerablemente hasta el punto de que el valor máximo es de 0.2176 mm, magnitud totalmente despreciable en este caso.

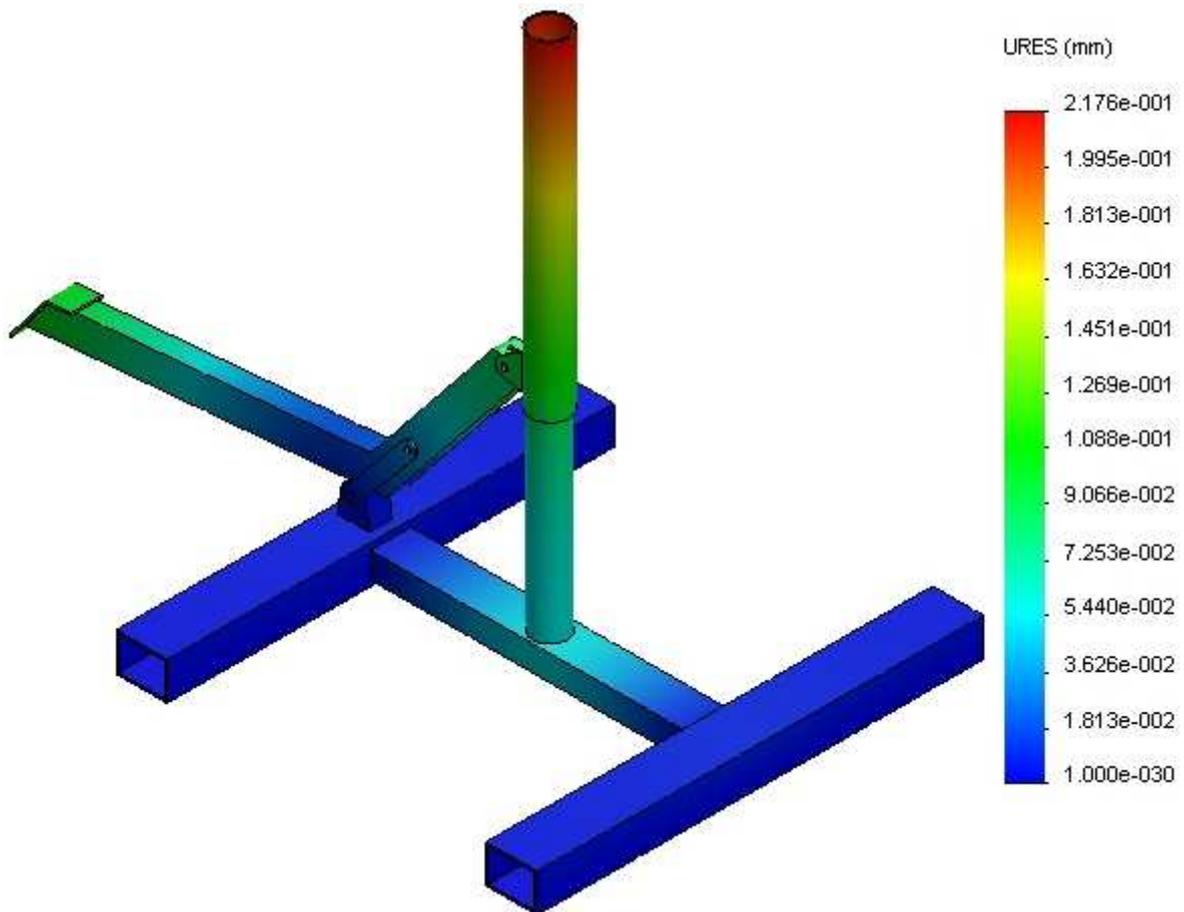


Figura 201: Distribución desplazamientos Ensamblaje posición alta optimizada

- Factor de seguridad

Según se observa en la figura, todo el ensamblaje está coloreado de azul, lo que quiere decir que todas las piezas se encuentran por encima del valor de 3. El mínimo valor es de 4.24, en la barra base de la derecha.

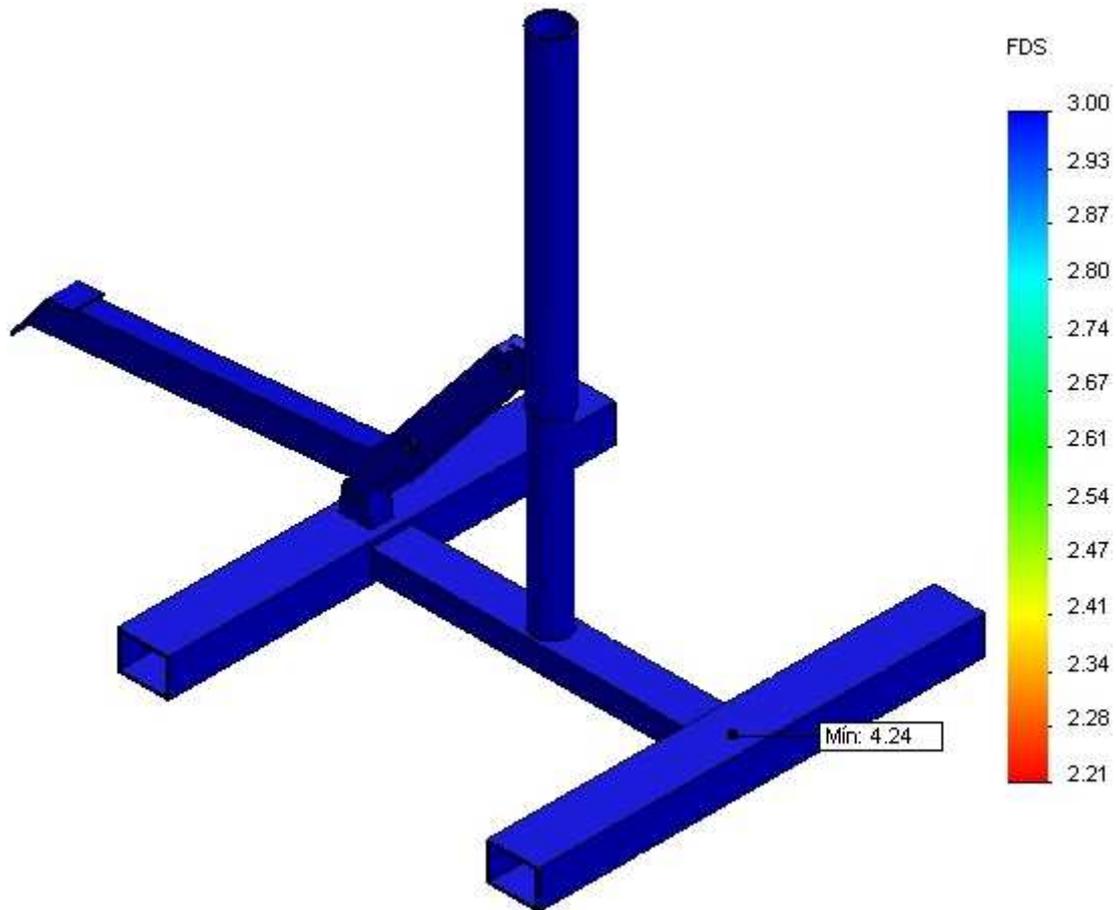


Figura 202: Distribución FDS Ensamblaje posición alta optimizada

- Pasadores

Se han vuelto a comprobar los pasadores, aunque anteriormente ya cumplían con lo establecido, de ahí que ahora siga siendo de esta manera.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-46.114	-56.711	-9.2793e-011	73.093	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	3.2865e-014	-0	-0.016332	-0.016332	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	6.3969e-005	0.0012144	1.2872e-016	0.0012161	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	9.821e-024	-0	-4.8805e-012	-4.8805e-012	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-44.293	-54.289	8.9131e-012	70.066	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	-1.2032e-014	0	-0.059793	0.059793	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N-m)	-0.00073067	0.0018187	1.4703e-016	0.00196	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N-m)	-9.6943e-025	0	-4.8176e-012	4.8176e-012	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	46.114	56.711	0	73.093	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	0	0	0.016348	0.016348	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N-m)	-0.00094064	-0.00048083	0	0.0010564	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N-m)	-0	-0	-0.071678	-0.071678	Conector tipo Pasador-3
Fuerza cortante (N)	44.293	54.289	0	70.066	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	-0	-0	0.059925	-0.059925	Conector tipo Pasador-4
Momento flector (N-m)	-0.0024793	0.00086714	0	0.0026266	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N-m)	0	0	-0.060613	0.060613	Conector tipo Pasador-4
Fuerza cortante (N)	-48.543	-58.371	0	75.918	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	-0	-0	-0.52626	-0.52626	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	-0.010883	0.047593	0	0.048821	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-5.497e-012	-5.497e-012	Conector tipo Pasador-5
Fuerza cortante (N)	-41.864	-52.629	0	67.249	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	-0	-0	0.45023	-0.45023	Conector tipo Pasador-6
Momento flector (N-m)	-0.0087957	-0.008424	0	0.012179	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N-m)	0	0	-5.4787e-012	5.4787e-012	Conector tipo Pasador-6

Figura 203: Comprobación pasadores posición alta optimizada

Con esta última simulación se ha definido completamente todo el caballete MODELO A, para que soporte todos los esfuerzos a los que será sometido durante su ciclo de movimiento.

6.2.2 ANÁLISIS MODELO B

El análisis de este modelo se realizará en 3 posiciones diferentes. Estas posiciones van a ser en el momento inicial, cuando el caballete entra en contacto con la moto; en una posición intermedia; y la posición final, en la que el caballete se encuentra en la posición de trabajo.

Como ya se ha realizado anteriormente, las pautas para el análisis van a ser analizar la primera posición con las medidas que se han calculado “ a mano”, para ver si cumple. Si no es así, se modificarán las piezas necesarias y se volverá a comprobar, para pasar a la siguiente posición con esas dimensiones, siempre que hayan cumplido. Y así se seguirá sucesivamente hasta completar las tres posiciones diferentes elegidas.

6.2.2.1 SIMULACIÓN 1. POSICIÓN INICIAL

- DATOS DE ENTRADA

A continuación se muestra la posición del caballete en la que se va a realizar la simulación. En este modelo también se va a realizar el estudio de la partes superior separada de la inferior, con sus correspondientes contactos y relaciones.



Figura 204: Ensamblaje completo Modelo B posición inicial

- Sujecciones y cargas

En las siguientes figuras se pueden apreciar cuales son las cargas a las que se va a ver sometido el caballete, en color morado. Los puntos en color azul nos indican donde se van a encontrar los pasadores y los tornillos del problema.

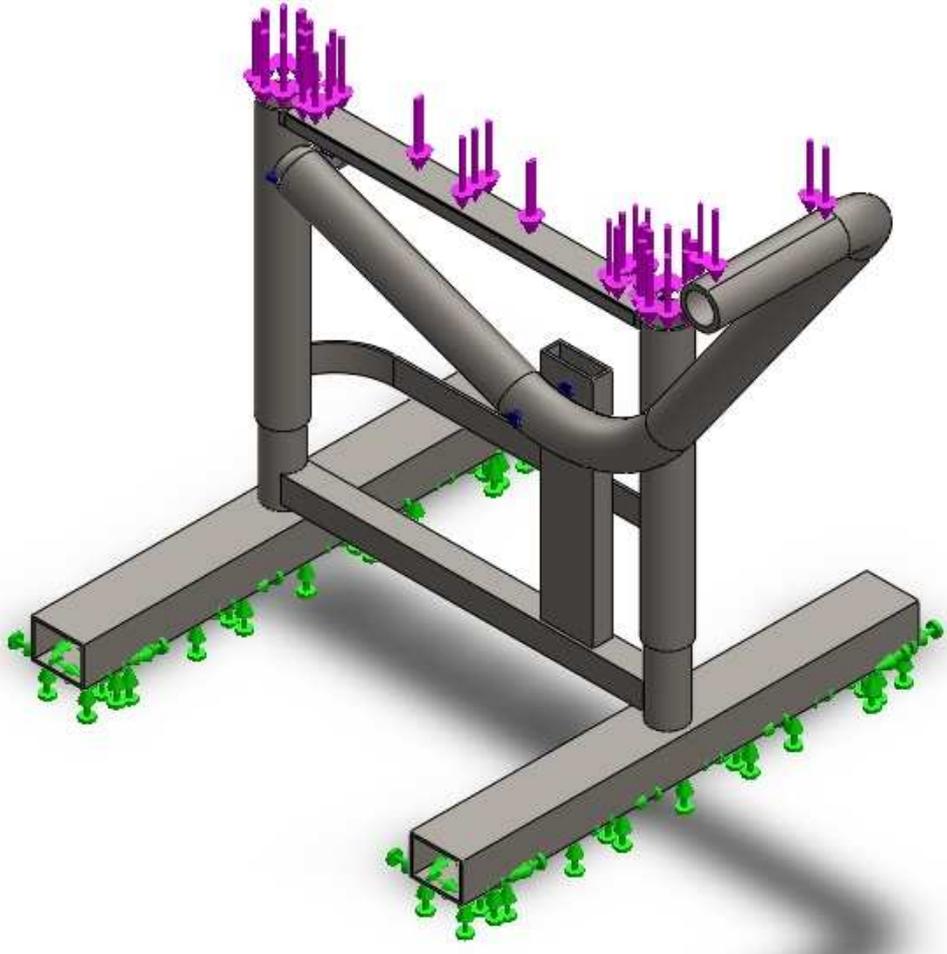


Figura 205: Datos entrada Ensamblaje completo Modelo B posición inicial

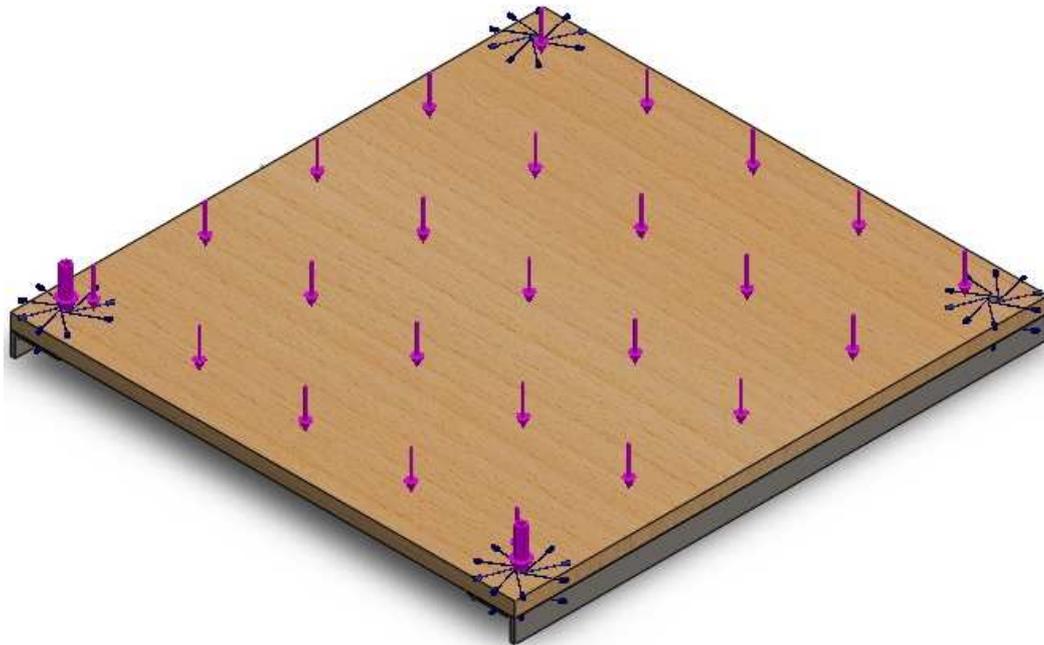


Figura 206: Datos entrada Parte superior Modelo B posición inicial

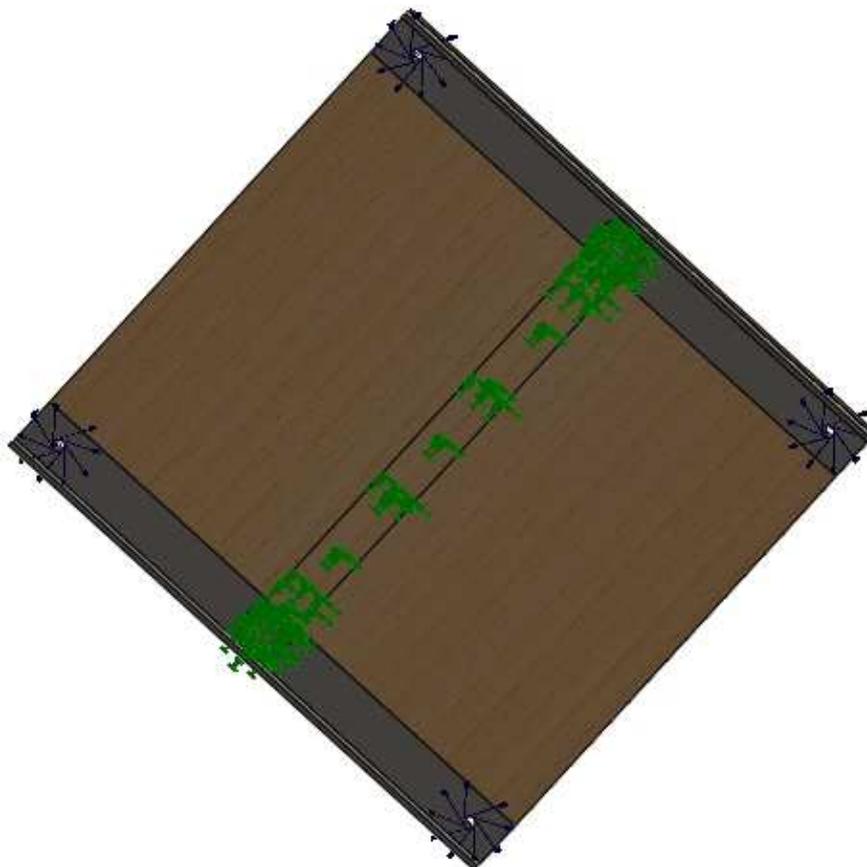


Figura 207: Datos entrada Parte superior Modelo B posición inicial - vista inferior

En los siguientes apartados se indicará de manera detallada las características de las sujeciones y cargas en función de la pieza sobre la cual recaen.

- Uniones

Para realizar las uniones entre las diferentes partes que componen este ensamblaje del caballete, se tienen que definir 5 pasadores, 4 tornillos y 5 uniones rígidas. A continuación se detalla entre que piezas o componentes se aplican los pasadores, tornillos y uniones rígidas.

Las uniones por pasadores que se deben definir son:

- Pasadores 1 y 2: unión entre pedal y rodillo
- Pasadores 3,4 y 5: unión entre pedal y barra apoyo

Los tornillos que se aplican son:

- Tornillos 1 a 4: unión entre el tablero y las barras de su apoyo.

Las uniones rígidas del problema son:

- Unión 1: entre pilares interiores y barras base
- Unión 2: entre pilares interiores y barra transversal
- Unión 3: entre barra apoyo pedal y barra transversal
- Unión 4: entre pilares exteriores y carril
- Unión 5: entre pilares exteriores y su barra de unión

Al estar ya establecidas las cargas y condiciones de contorno, se procede a mallar el ensamblaje. Se realiza con una malla fina para acercarse lo más posible a la solución real.

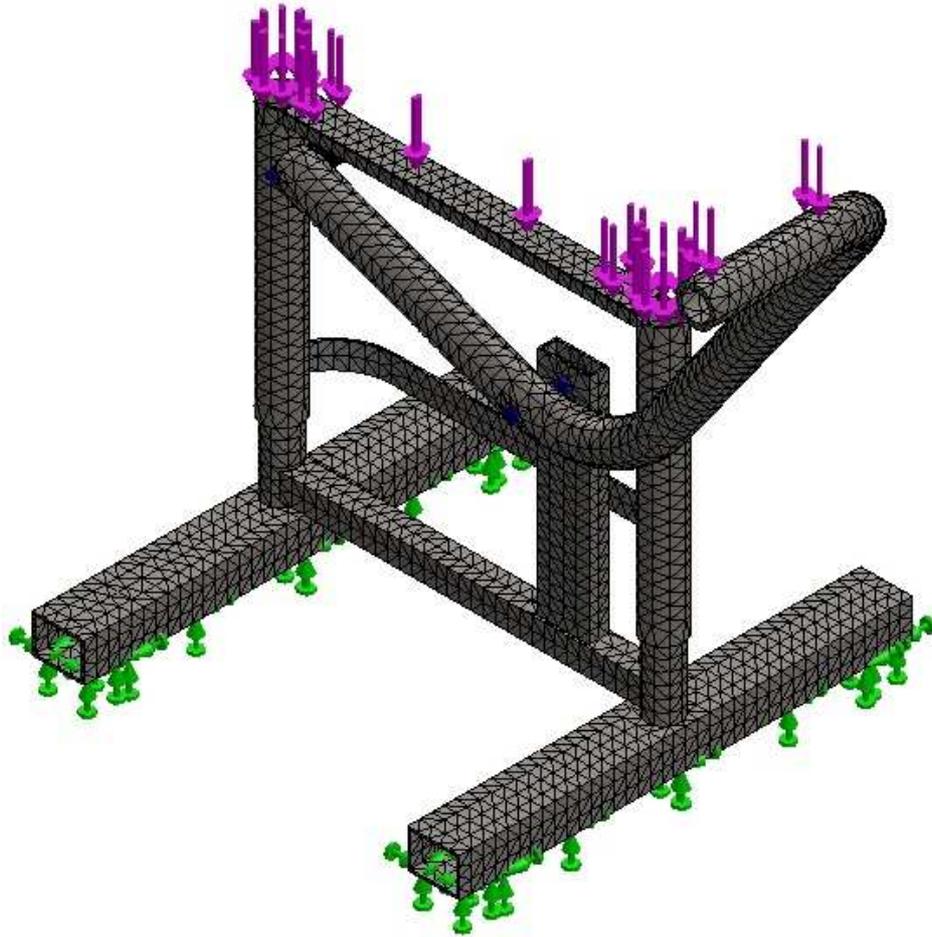


Figura 208: Mallado Ensamblaje Modelo B posición inicial

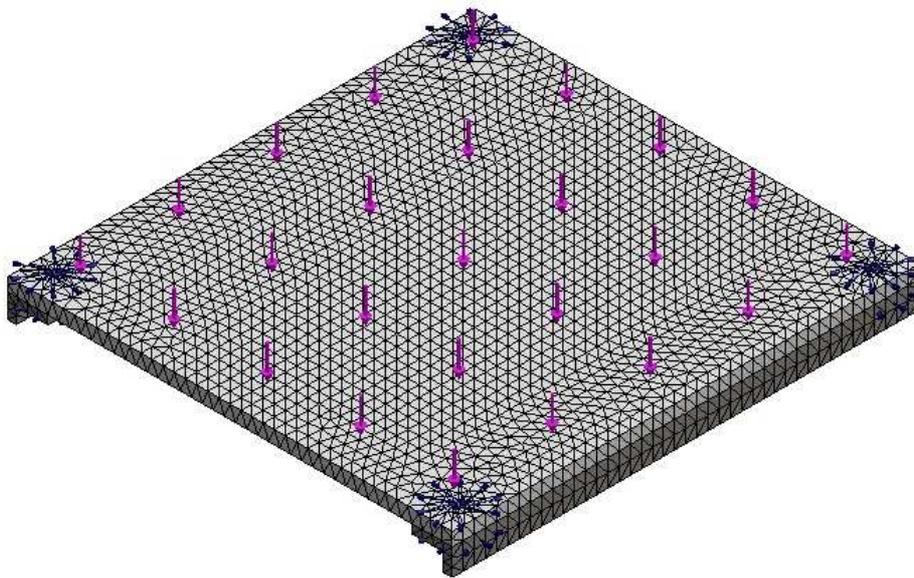


Figura 209: Mallado parte superior Modelo B posición inicial

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Una vez se ha realizado el mallado, se ejecuta el cálculo y, una vez resuelto, se obtienen los resultados. Para mostrar los mismos se darán en un primer lugar los resultados obtenidos en los ensamblajes de manera general. Además se mostrarán los resultados de manera detallada de aquellas piezas que requieran de algún tipo de optimización o modificación por no cumplir con los requisitos mínimos de resistencia. Así se analizarán detalladamente cada uno de estos componentes para observar cuales son los puntos y los motivos de su fallo a resistencia.

- Tensión de Von Mises

Las figuras que se encuentran a continuación nos ofrecen las distribuciones de tensiones, variando de un color azulado hasta un color rojo, de valores 0 a 3697.1 MPa, respectivamente. Este valor máximo, se encuentra en el rodillo y es bastante mayor a lo que se le exige.

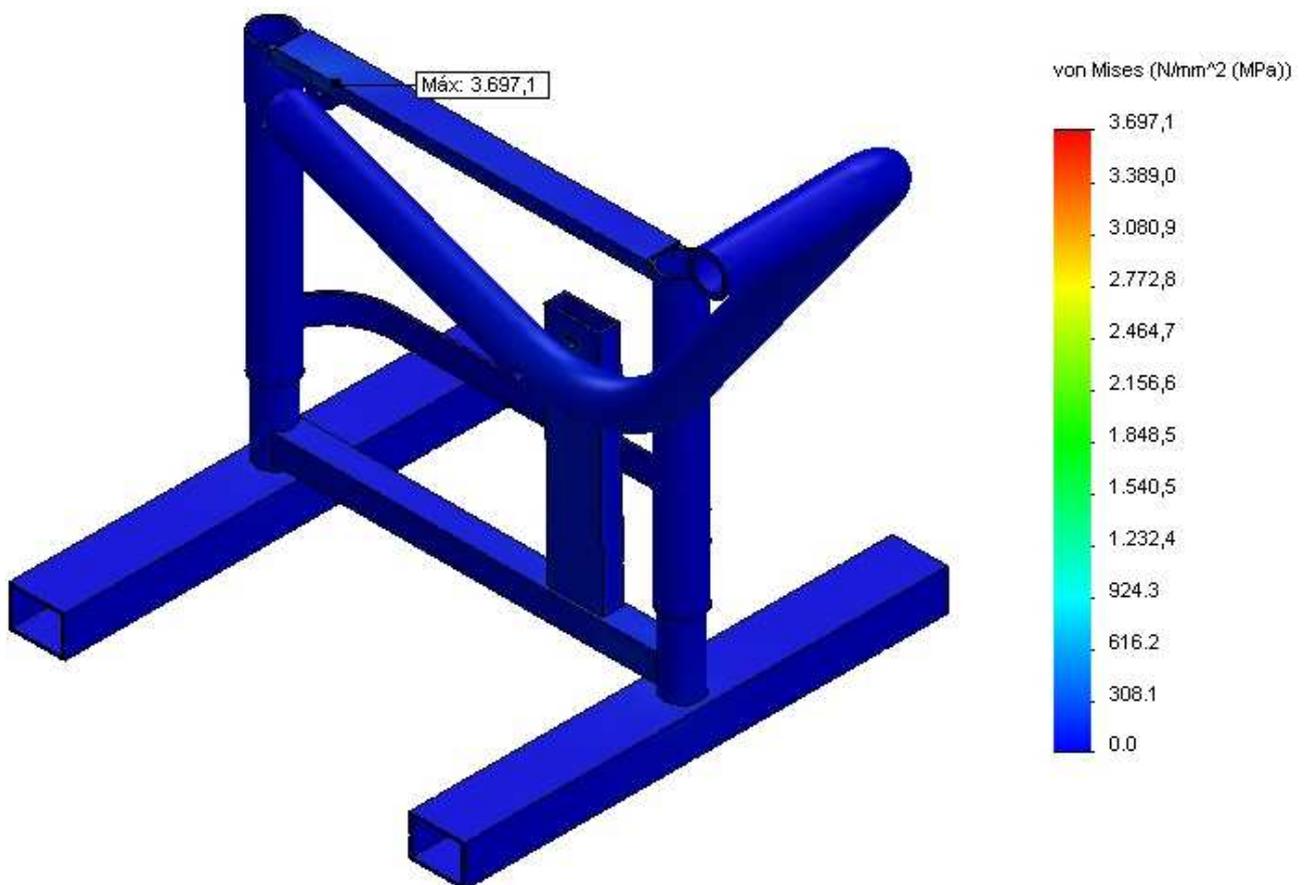


Figura 210: Distribución de tensiones de Von Mises Ensamblaje Modelo B

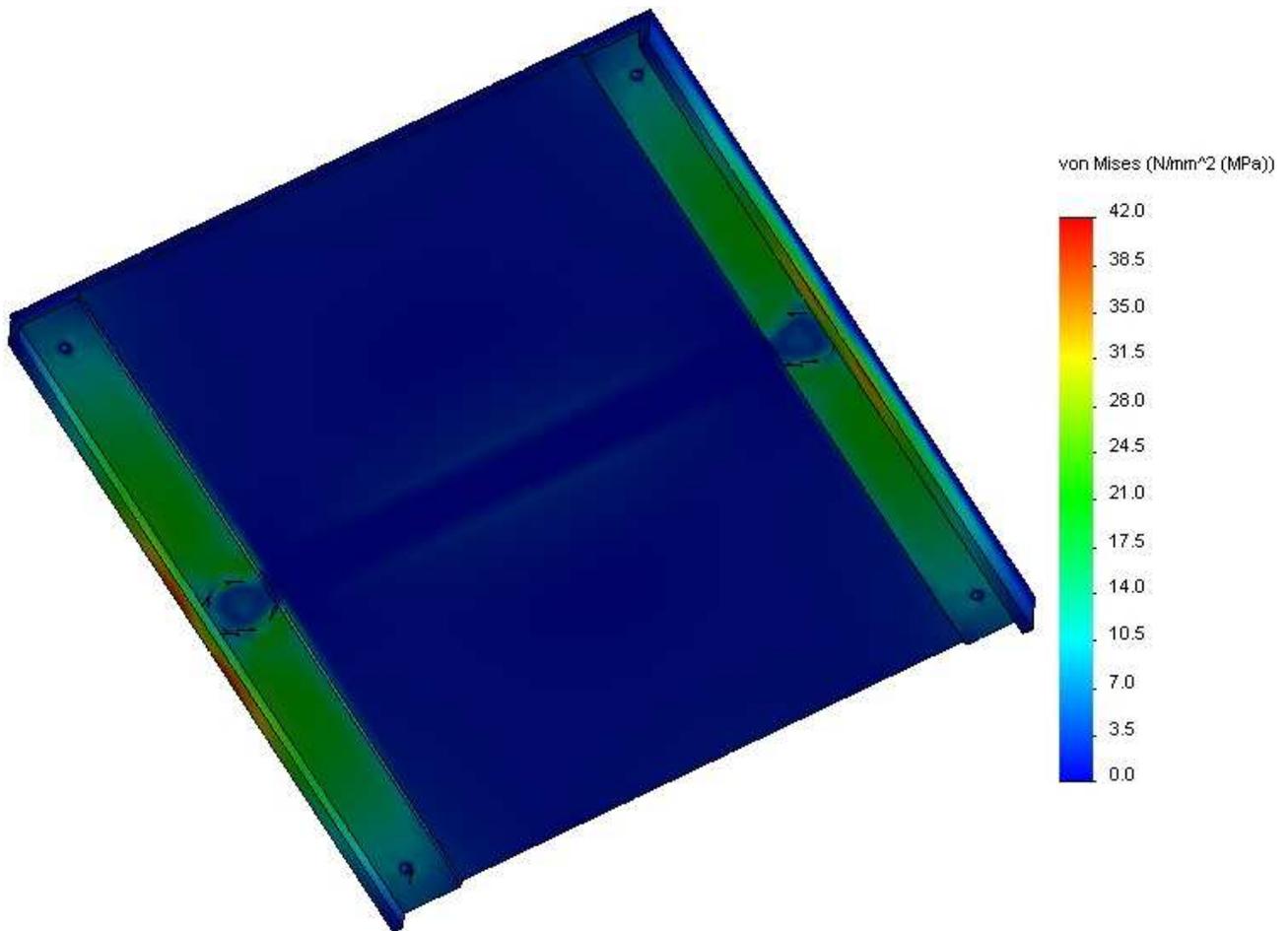


Figura 211: Distribución de tensiones de Von Mises Parte superior Modelo B

Aunque en la figura del ensamblaje no se aprecia bien la zona de máxima tensión de toda la estructura, se ha añadido un indicador que lo aclara.

Como se ha comentado antes esta zona es el rodillo, porque en la parte superior las tensiones existentes son muy bajas respecto a las que se dan en el elemento más tensionado.

En los próximos apartados se analizarán las piezas más detenidamente para conocer cuáles son los puntos exactos de mayor tensión, así como la magnitud de la misma, con objeto de optimizar dichos puntos y reducir los esfuerzos en los mismos.

- Desplazamientos

Como se puede observar, las zonas de color rojizo representan los puntos de máximo desplazamiento, con un valor máximo de 10.51 mm. por el contrario, las zonas de tono azulado, representan aquellos puntos de pequeños desplazamientos o prácticamente nulos.

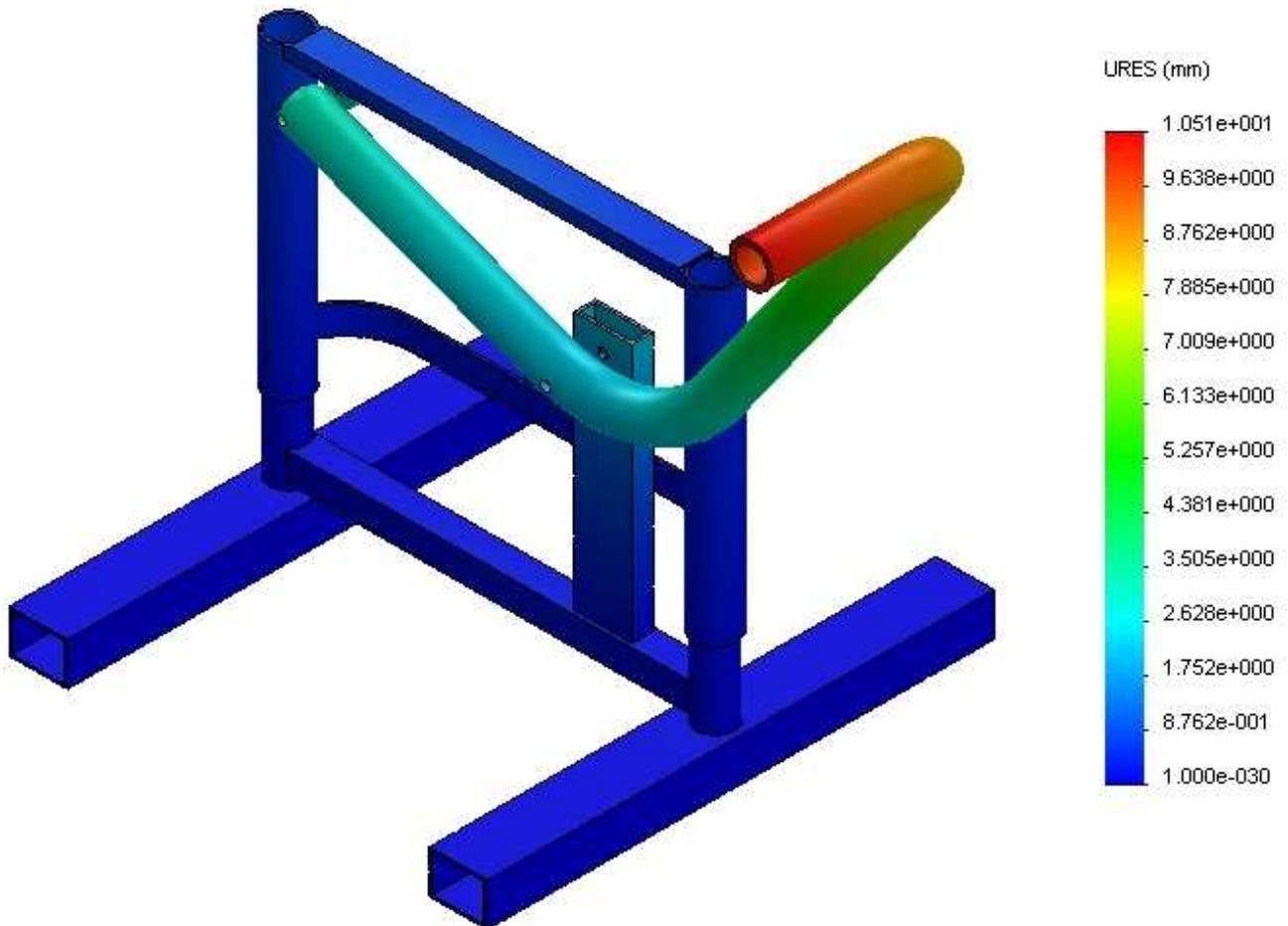


Figura 212: Distribución de desplazamientos Ensamblaje Modelo B

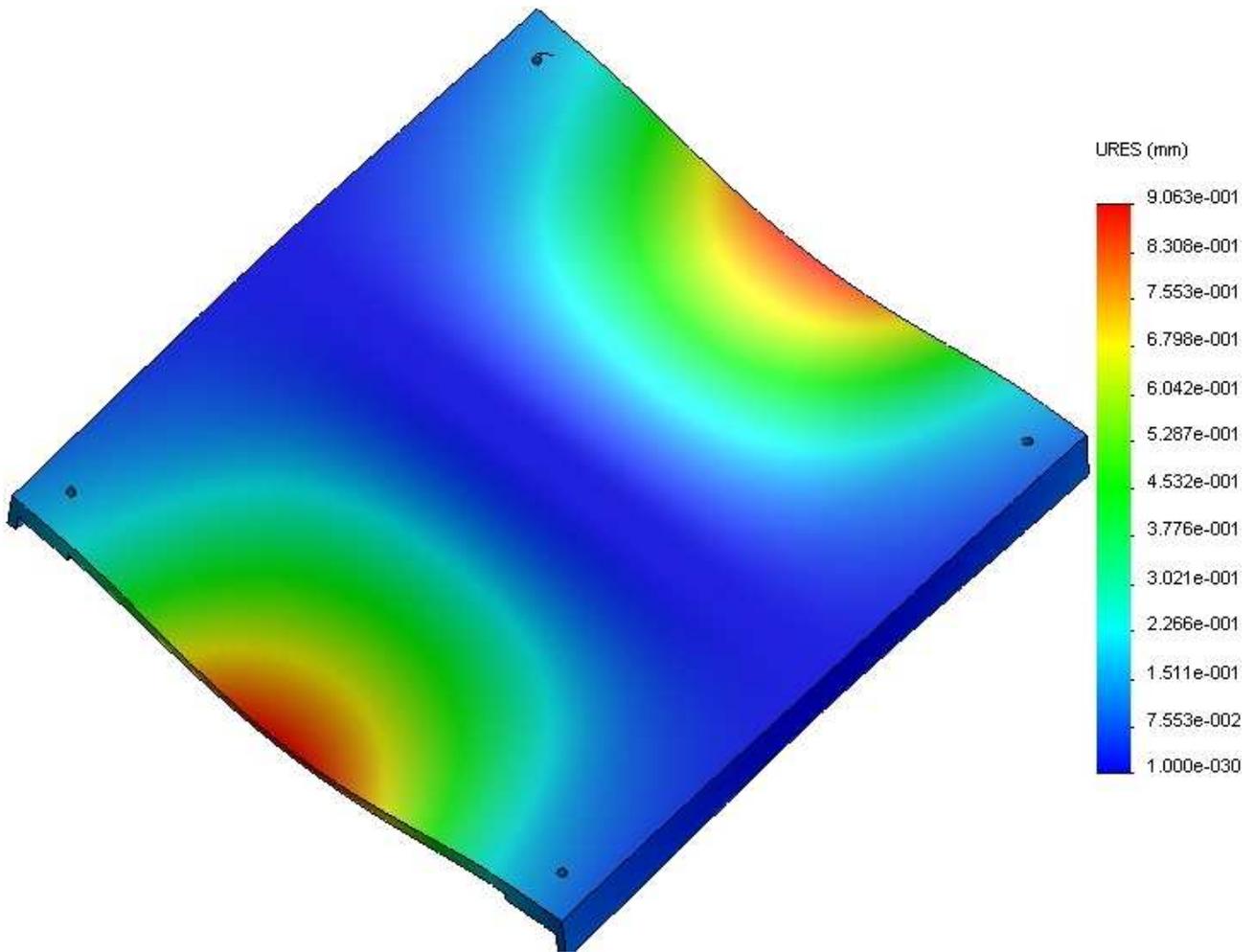


Figura 213: Distribución de desplazamientos Parte superior Modelo B

En los próximos apartados se detallará cuales son los puntos exactos de mayores desplazamientos, así como la magnitud exacta de los mismos.

- Factor de seguridad

La siguiente figura nos muestra el factor de seguridad del mecanismo mediante una gama de colores. Así pues la mayoría del mecanismo posee un FDS igual o superior a 3, pero existen puntos coloreados de verde, amarillo y azul claro, según la escala, en los cuales el FDS es inferior a 3. Según lo mencionado en el párrafo anterior, tendremos que analizar y conocer cuáles son estos puntos. En los apartados siguientes se mostrarán de manera detallada cuáles son y sobre qué piezas del mecanismo recaen.

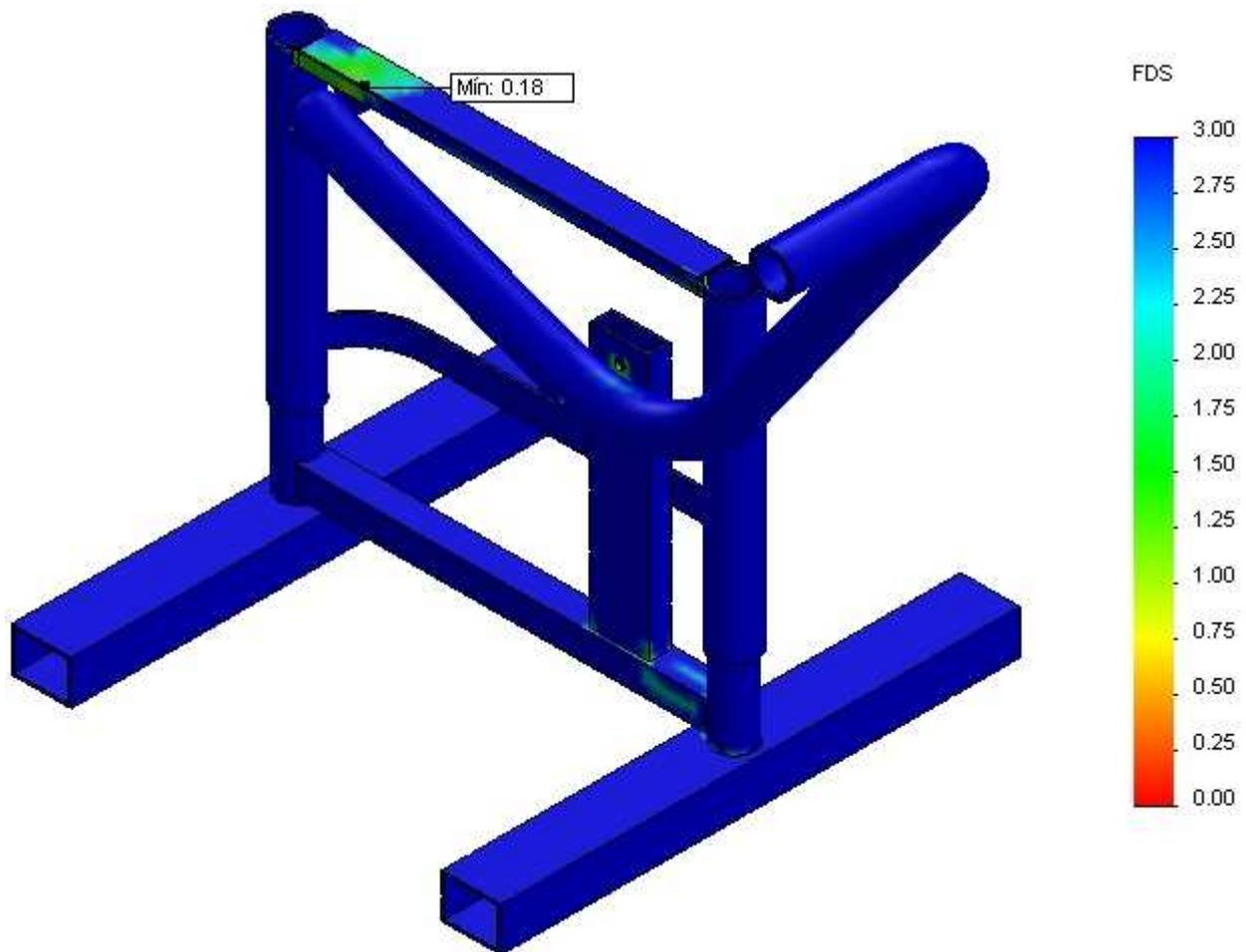


Figura 214: Distribución de FDS Ensamblaje Modelo B



Figura 215: Distribución de FDS Parte superior Modelo B

- Pasadores y tornillos

Se han realizado los cálculos de comprobación de estos elementos con un coeficiente de seguridad de 3, el pedido para todas las piezas. Se puede observar que las tablas en las que salen estos resultados, muestran varios tipos de esfuerzos con sus componentes en el espacio.

La tabla que se muestra a continuación corresponde a los pasadores 1 y 2, que unen el pedal y el rodillo, y se agrupan con el nombre de Pasador 2; y los pasadores 3, 4 y 5, que unen el pedal y su barra de apoyo, y que también se agrupan en uno solo, con el nombre de Pasador 3.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-7.1832	-1114.3	0	1114.4	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	-85.931	85.931	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N-m)	1.4371	9.4292	0	9.5381	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N-m)	0	0	-2.2097e-011	2.2097e-011	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	6.7328	1867.9	0	1867.9	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	-0	-0	88.801	-88.801	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N-m)	-79.452	6.5479	0	79.722	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N-m)	-0	-0	1.164e-011	-1.164e-011	Conector tipo Pasador-3

Figura 216: Comprobación pasadores posición inicial

La siguiente tabla corresponde a los tornillos de unión entre el tablero y sus barras de apoyo.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	1.2009	0	0.29173	1.2358	Refrentado con tuerca-1
Fuerza axial (N)	0	0	0	0	Refrentado con tuerca-1
Momento flector (N-m)	-0.00089463	0	0.0061612	0.0062258	Refrentado con tuerca-1
Fuerza cortante (N)	-1.2118	0	0.4635	1.2974	Refrentado con tuerca-2
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-2
Momento flector (N-m)	-0.0015949	0	-0.0062909	0.0064899	Refrentado con tuerca-2
Fuerza cortante (N)	-1.2538	0	-0.51974	1.3573	Refrentado con tuerca-3
Fuerza axial (N)	-0	0	0	0	Refrentado con tuerca-3
Momento flector (N-m)	0.001868	0	-0.0067089	0.0069641	Refrentado con tuerca-3
Fuerza cortante (N)	1.2256	0	-0.35568	1.2762	Refrentado con tuerca-4
Fuerza axial (N)	0	0	0	0	Refrentado con tuerca-4
Momento flector (N-m)	0.0016734	0	0.0066653	0.0068721	Refrentado con tuerca-4

Figura 217: Comprobación tornillos posición inicial

Al aparecer las tablas en color verde quieren decir que los pasadores y tornillos soportan los esfuerzos a los que se les somete, por lo que no se tendrán que modificar.

- RESULTADOS OBTENIDOS EN LOS COMPONENTES DEL ENSAMBLAJE

A continuación se muestran de forma detallada los resultados obtenidos en cada uno de los componentes que forman el ensamblaje.

En las gráficas de distribuciones de las Tensiones de Von Mises, se han elegido tres escalas diferentes acordes a los valores que se dan en cada pieza. Todas empiezan desde 0 y van hasta 400, 1000 o 3697.1 MPa.

1. Pedal

- Tensión de Von Mises

La distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometido el “Pedal”, se puede ver en la siguiente figura, siendo la parte central de éste la más tensionada. En esta zona se sobrepasa la tensión máxima admisible, con un valor de 123.7 MPa, por lo que se deberá modificar la pieza.

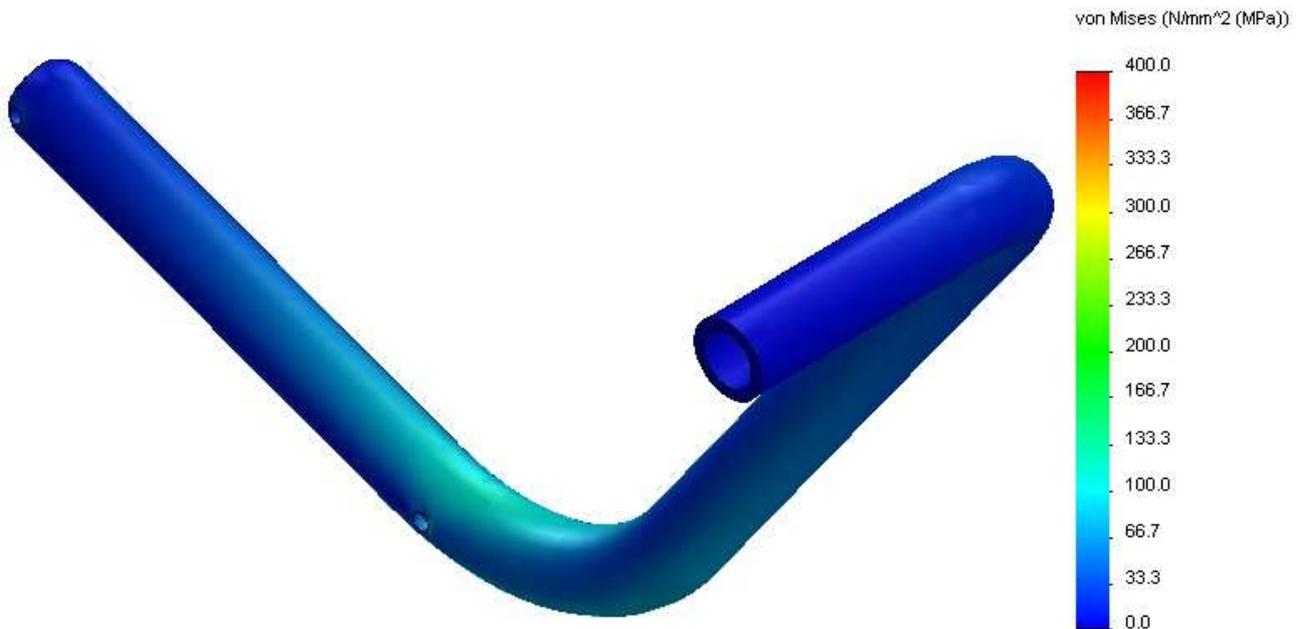


Figura 218: Distribución tensiones Von Mises Pedal

- Factor de seguridad

El mínimo valor del factor de seguridad del pedal es de 2.56, y se encuentra en la zona del pasador que lo une a la barra de apoyo. Se encuentra cerca del mínimo valor necesario para que se acepte la pieza, por lo que se tendrán que realizar pocas modificaciones. El resto de la pieza está de color azul oscuro, lo que indica que tiene un valor de 3 o más.

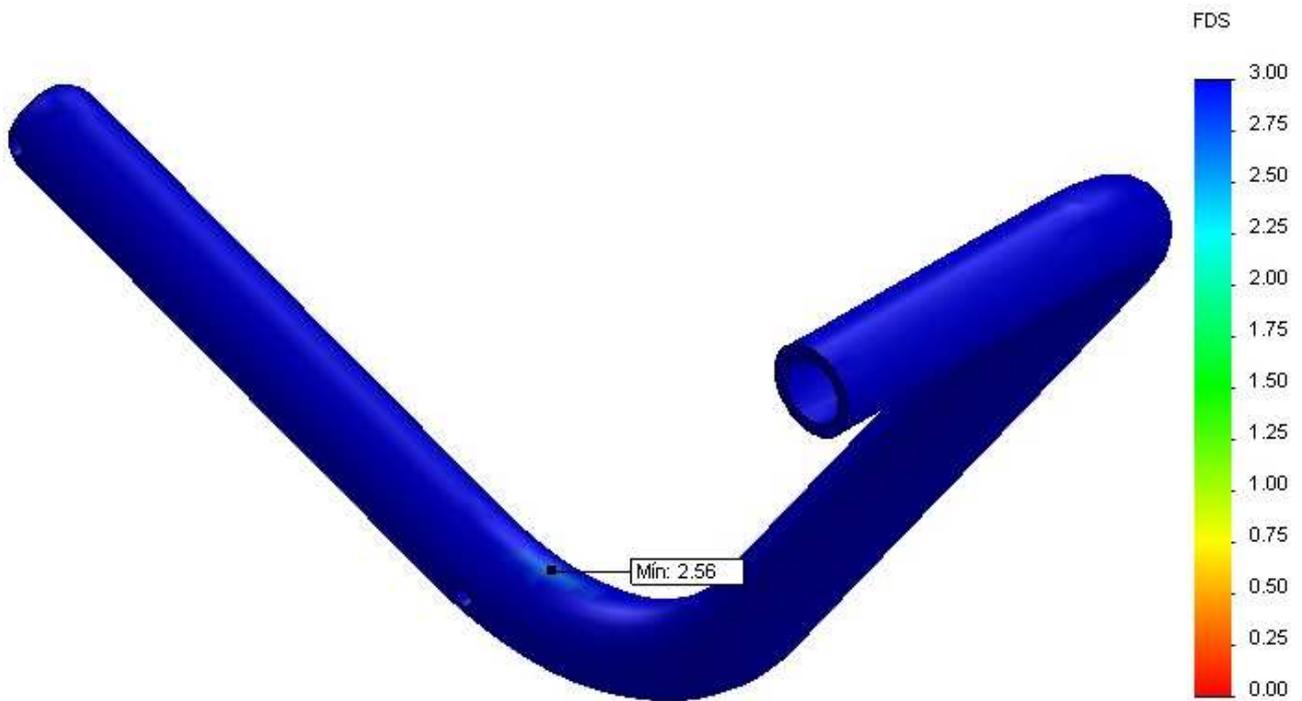


Figura 219: Distribución FDS Pedal

- Desplazamientos

En la figura siguiente se muestran los desplazamientos que sufre el pedal, siendo el máximo un valor de 10.51 mm en la zona donde se ejerce la fuerza para subir el caballete. Este valor del desplazamiento es considerable, pero no se tendrá en cuenta ya que no se han descrito restricciones en este campo. El resto del elemento se encuentra por debajo de estos valores, disminuye conforme se acerca al pasador con la barra de apoyo, con un valor mínimo de 1.847 mm, y vuelve a aumentar en sentido al otro pasador.

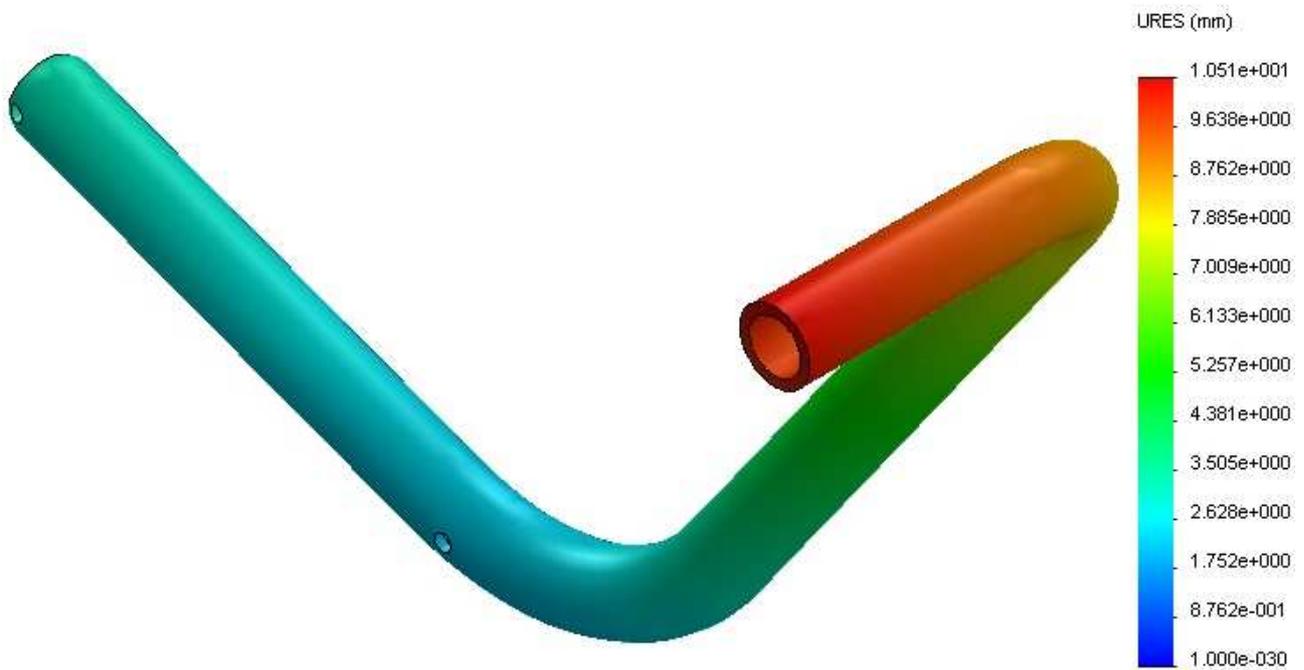


Figura 220: Distribución desplazamientos Pedal

2. Barra apoyo

- Tensión de Von Mises

Las mayores tensiones que se crean en este elemento se concentran en las esquinas inferiores, en la parte de unión a la barra transversal, y en los orificios del pasador, siendo la mayor de todas en una de las esquinas ahora nombradas. Este valor es de 324.4 MPa.

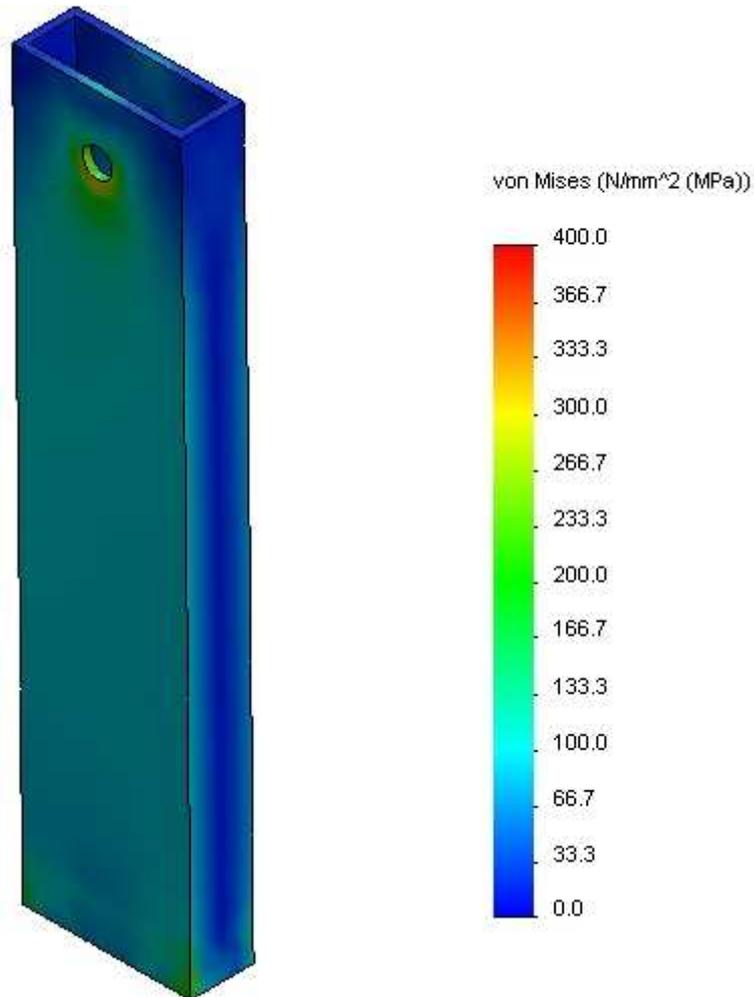


Figura 221: Distribución tensiones Von Mises Barra apoyo

- Factor de seguridad

Si se miran los resultados anteriores de las tensiones, se puede comprobar que el coeficiente de seguridad de estas piezas es superior al necesario, contando con un valor mínimo en la pieza de 0.84, dato que se debe aumentar bastante. Los orificios también están por debajo del valor de 3, teniendo como coeficiente 1.05.

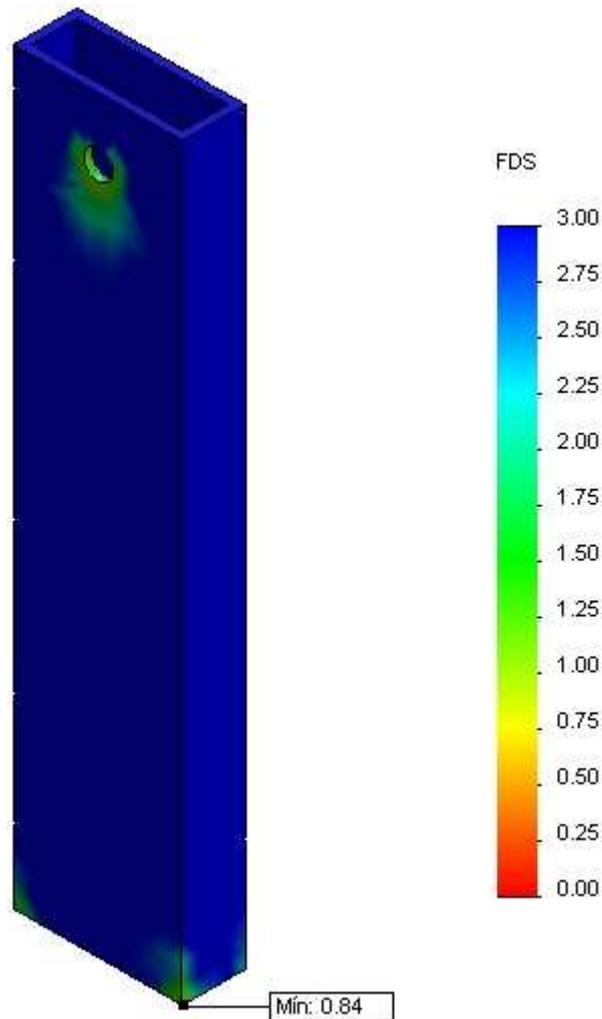


Figura 222: Distribución FDS Barra apoyo

- Desplazamientos

Los desplazamientos de esta pieza evolucionan desde su base con un valor prácticamente nulo, hasta su extremo en voladizo con un valor de 2.254 mm, como se puede apreciar en la figura con la variación del tono del color azul.

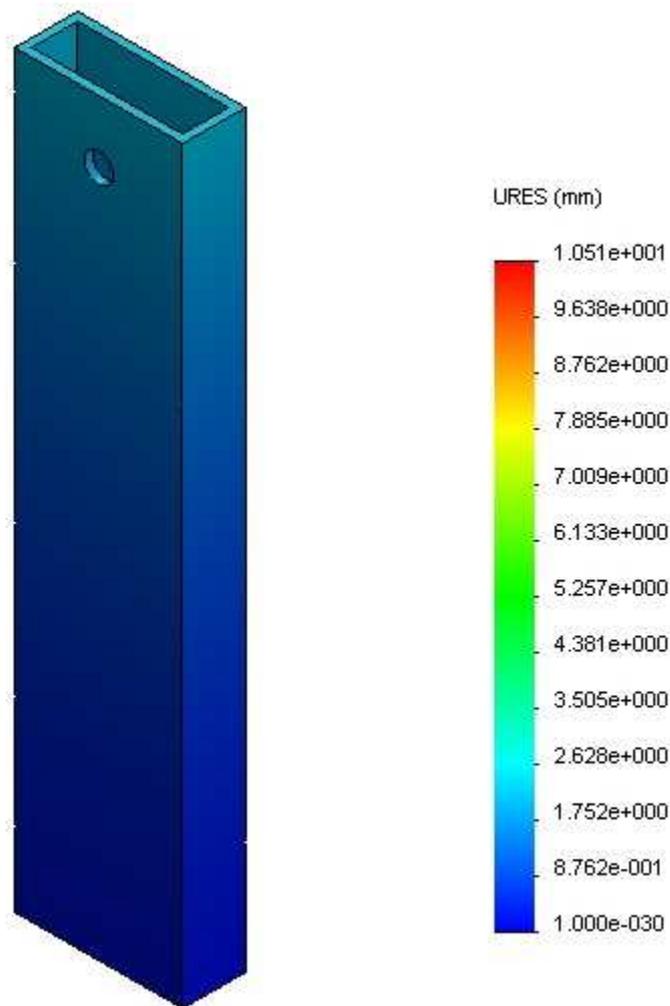


Figura 223: Distribución desplazamientos Barra apoyo

3. Barra transversal

- Tensión de Von Mises

En este caso, las tensiones a las que está sometida la barra transversal, se crean por la unión con la barra de apoyo, y tienen un valor máximo de 207.5 MPa. La zona en la que están va desde dicha unión hasta la parte que también se une con el pilar interior más cercano.

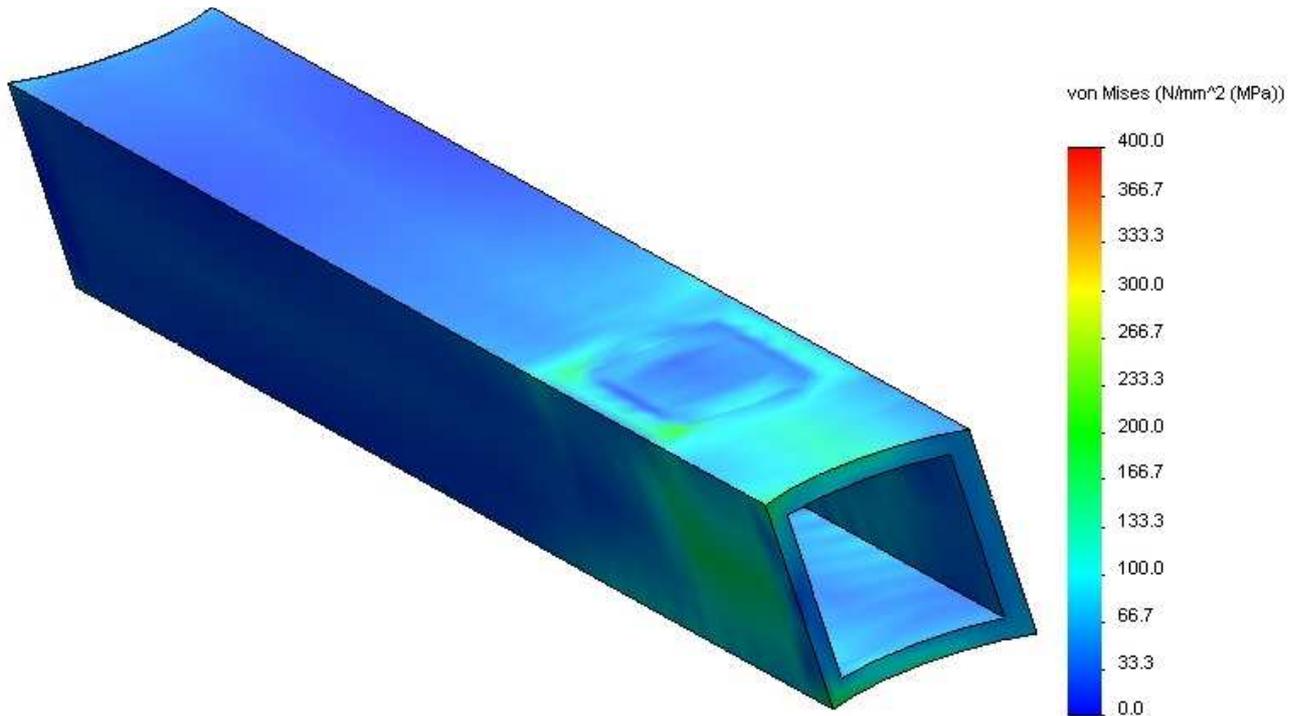


Figura 224: Distribución tensiones Von Mises Barra transversal

- Factor de seguridad

Esta pieza, al estar diseñada con esas formas curvas y aristas vivas, crea unas zonas de concentración de tensiones. Es ahí donde se encuentra el menor valor del factor de seguridad de la pieza, de 1.76. El lado opuesto de la pieza, el que está en contacto con el pilar interior izquierdo, cumple sobradamente las restricciones con un valor de 6.29.

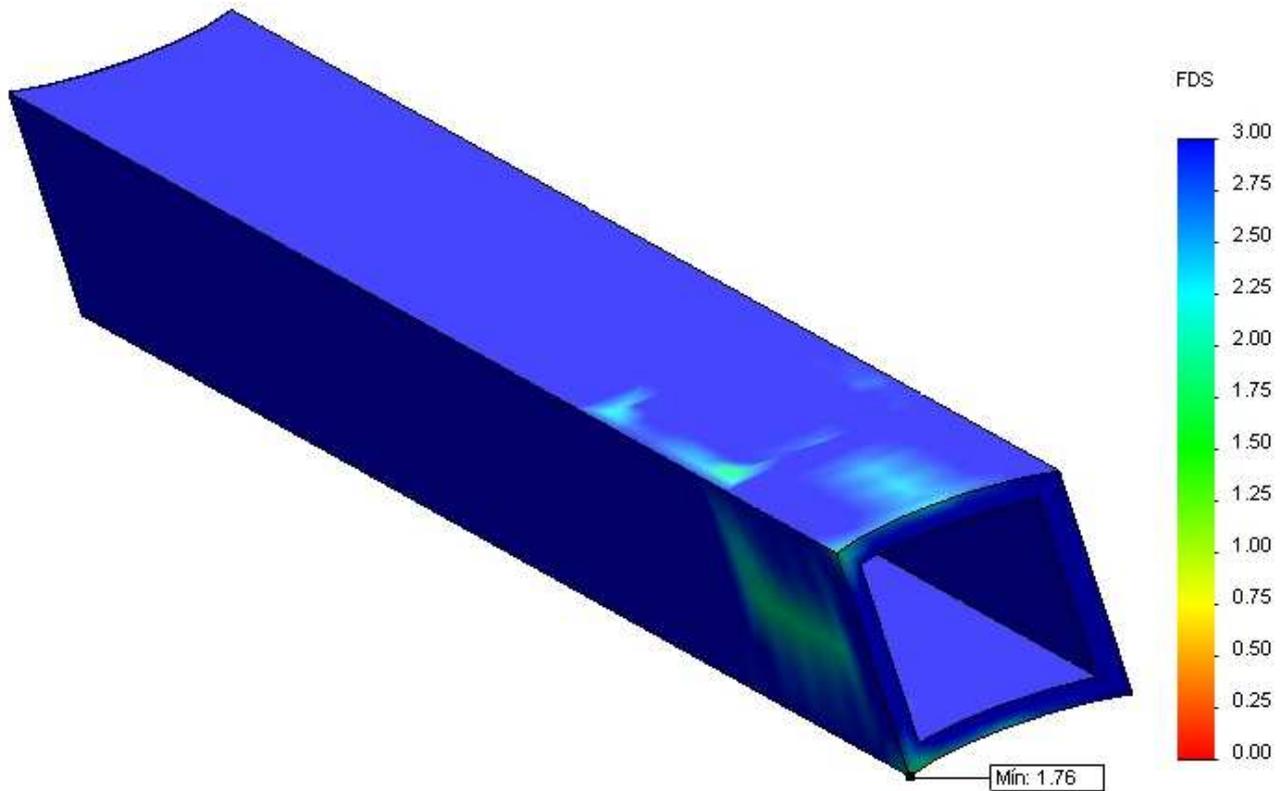


Figura 225: Distribución FDS Barra transversal

- Desplazamientos

La barra transversal, al encontrarse soldada en sus extremos, no experimenta desplazamiento alguno. La parte susceptible de desplazarse es la unión con la barra de apoyo del pedal, aun así, como se aprecia en la siguiente figura tampoco se desplaza.

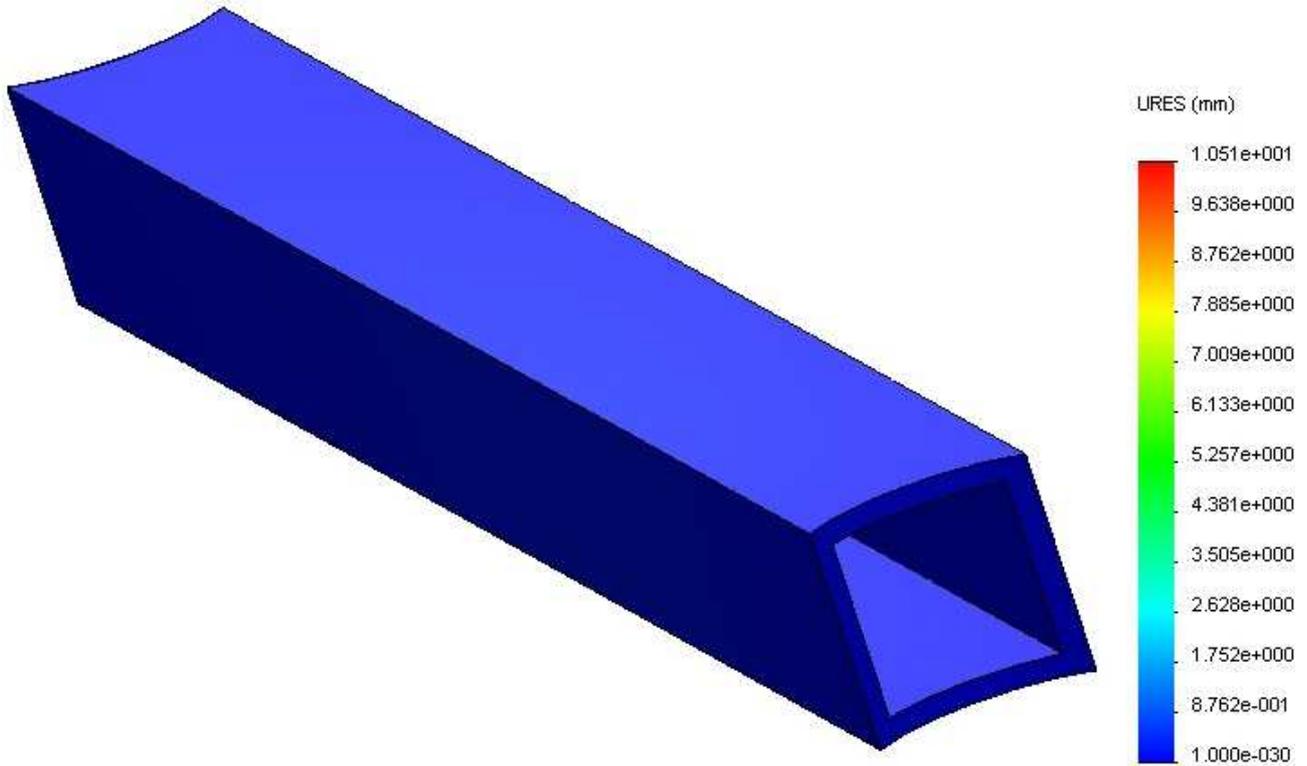


Figura 226: Distribución desplazamientos Barra transversal

4. Pilares exteriores

- Tensión de Von Mises

La máxima tensión que soportan estos pilares es de 291.5 MPa, estando este punto, el más desfavorable del elemento, en la parte superior del pilar izquierdo. Esta zona es la que entra en contacto con el carril, y por consiguiente, es la que soporta el peso de la moto.

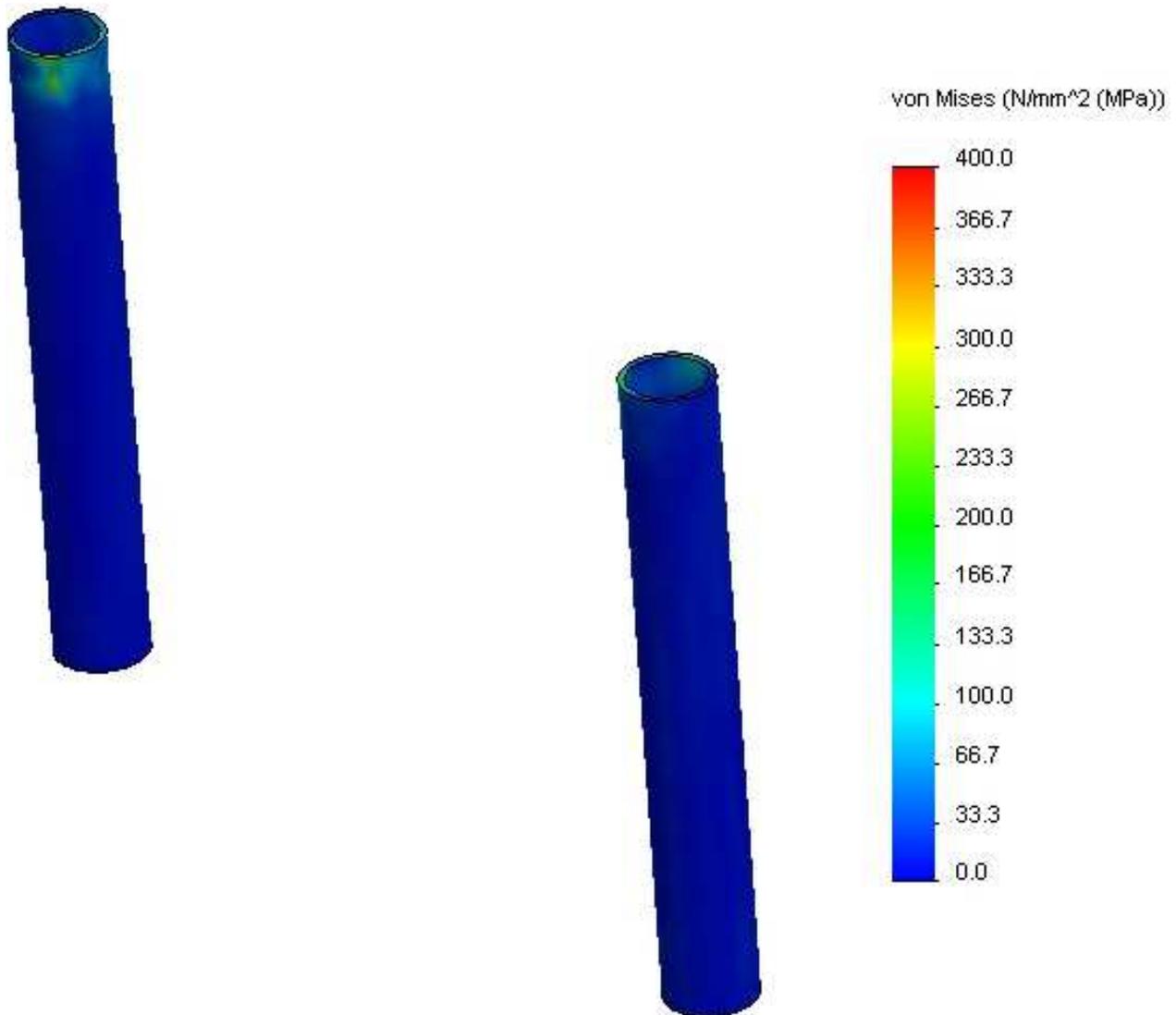


Figura 227: Distribución tensiones Von Mises Pilares exteriores

A continuación se muestra una ampliación de la figura 227, para que se pueda apreciar mejor la zona más tensionada previamente comentada.

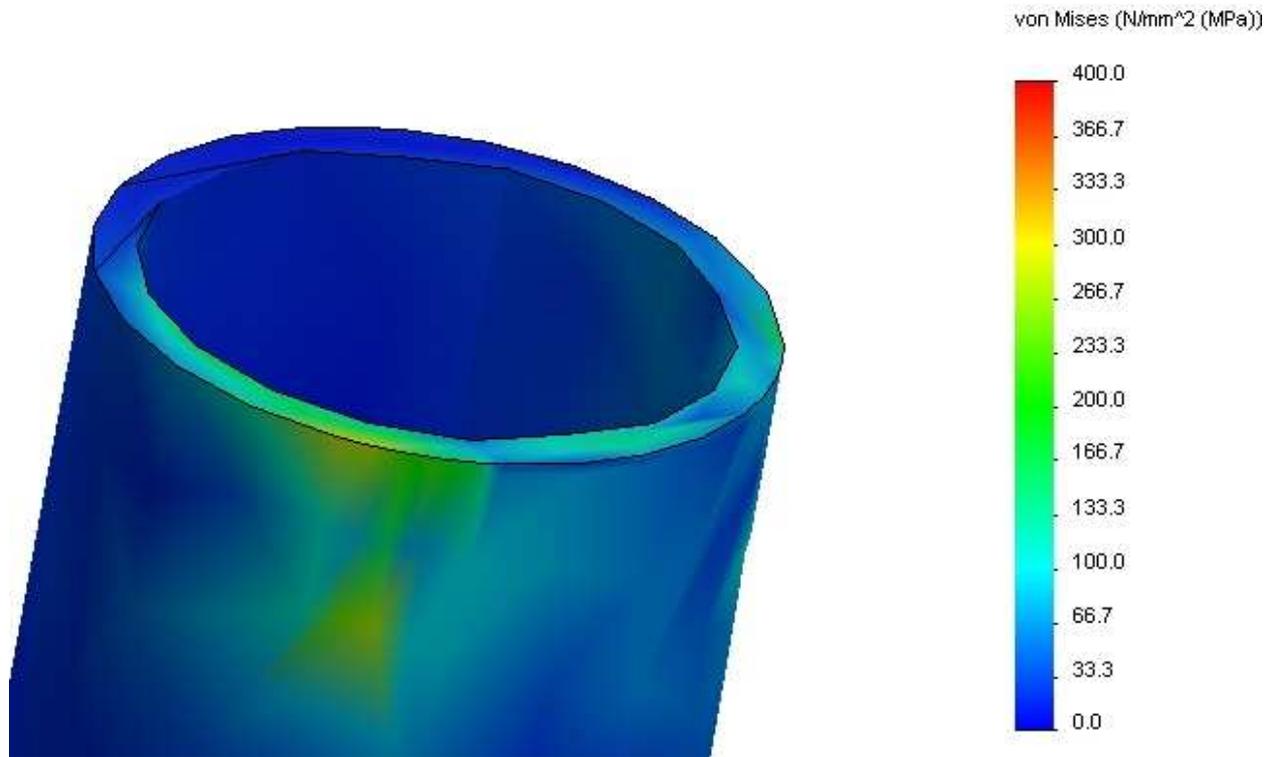


Figura 228: Ampliación distribución tensiones Von Mises Pilares exteriores

- Factor de seguridad

Al igual que en casos anteriores, el factor de seguridad en el que nos fijamos para dar validez al diseño de la pieza, es el de menor valor, el de la zona con mayor tensión. En este caso su valor es de 1.2, bastante menor que el valor de 3 pedido. Sin embargo, el resto de la pieza si que cumple este requisito. El otro pilar también tiene su zona más desfavorable en la parte alta, con valores similares, y el resto de la pieza igual o mayor a 3.

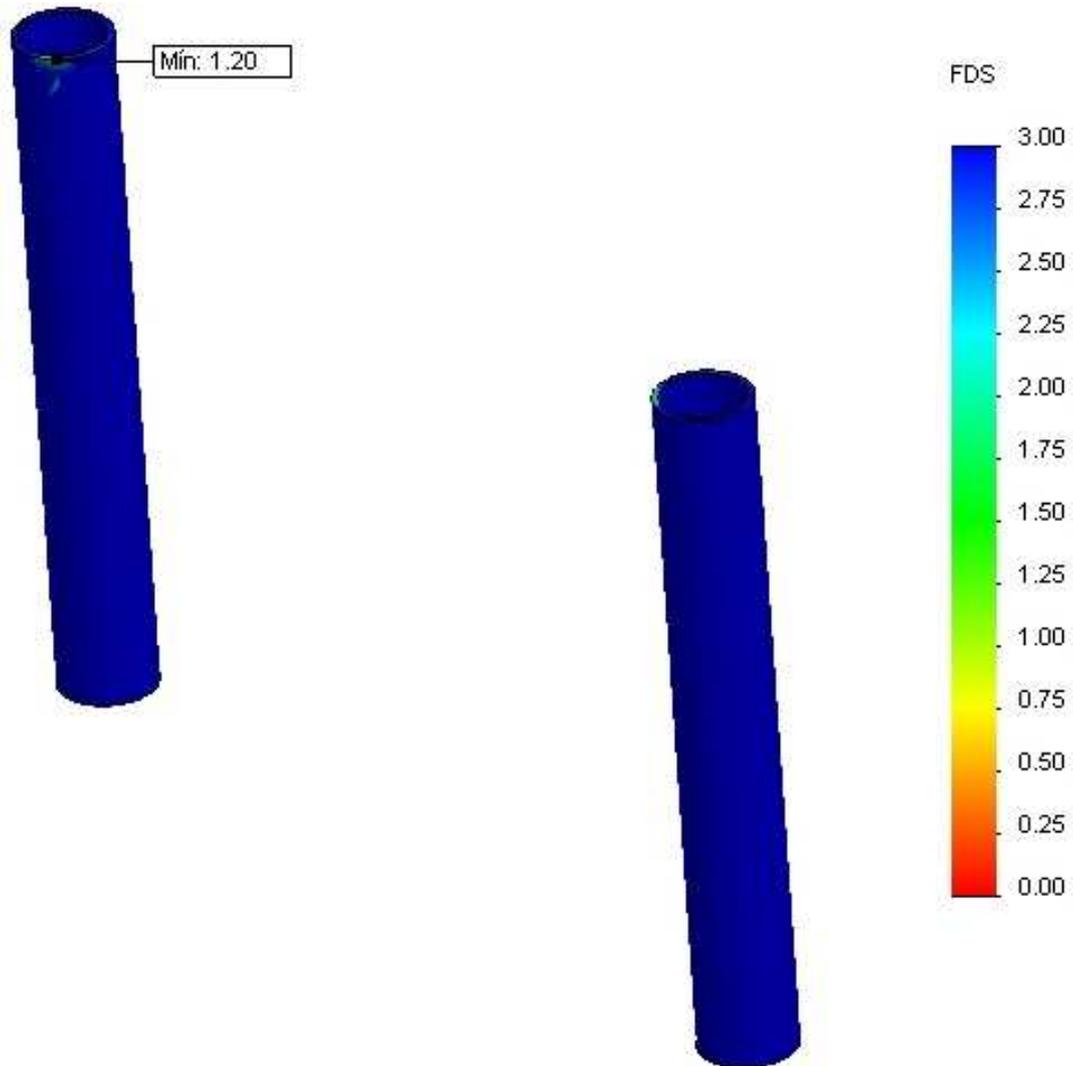


Figura 229: Distribución FDS Pilares exteriores

- Desplazamientos

Los desplazamientos que sufren los dos pilares exteriores son de valores despreciables, por estar muy cercanos a cero, según informa la siguiente figura, al estar las dos piezas completamente en color azul oscuro.

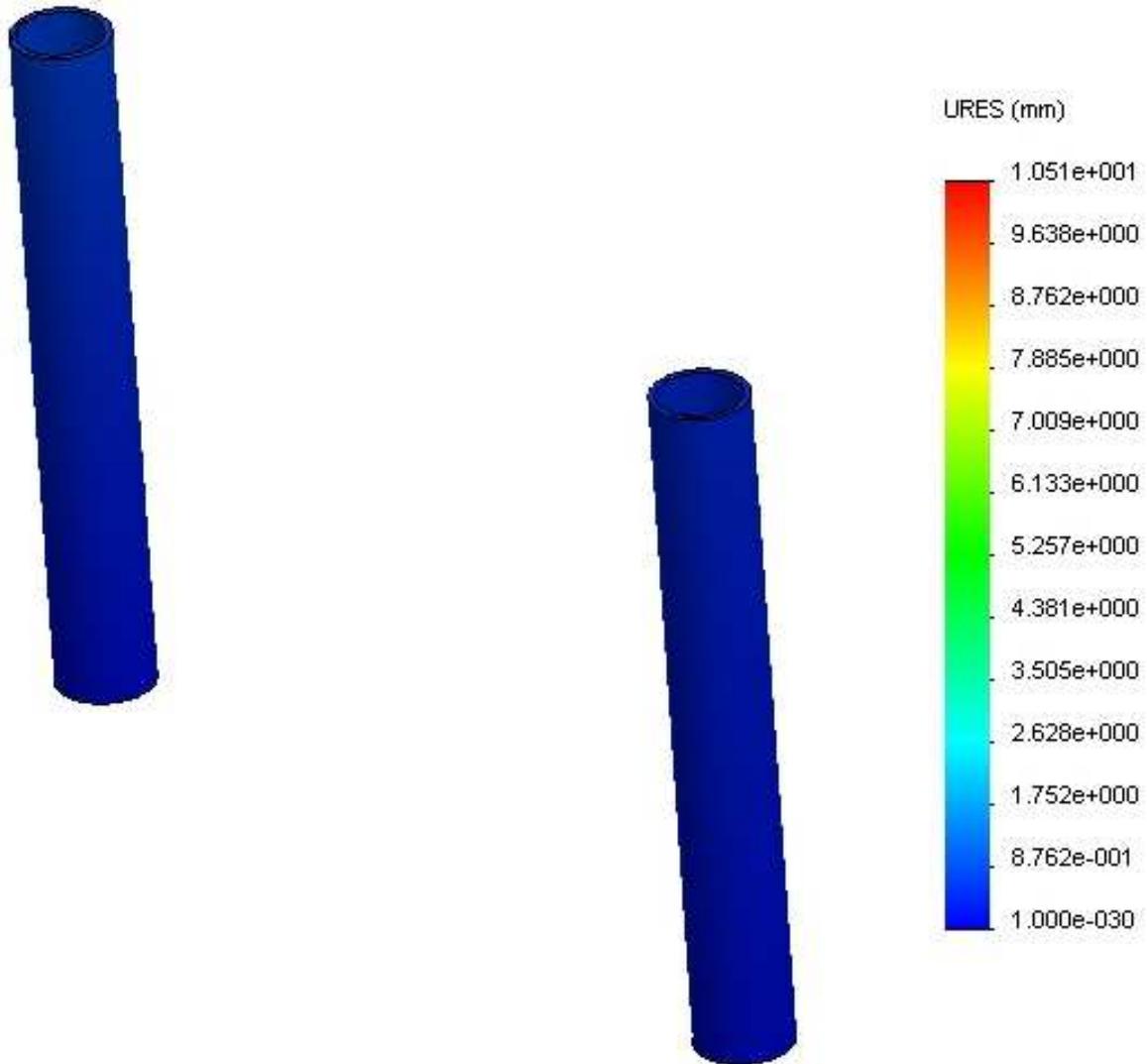


Figura 230: Distribución desplazamientos Pilares exteriores

5. Pilares interiores

- Tensión de Von Mises

Estas piezas son el caso opuesto a las anteriores, sus zonas más desfavorables se encuentran en sus partes inferiores, por las que se unen a las barras de la base. El valor máximo de éstas es de 174 MPa, valor no muy alto, que posteriormente se verá que FDS crea.

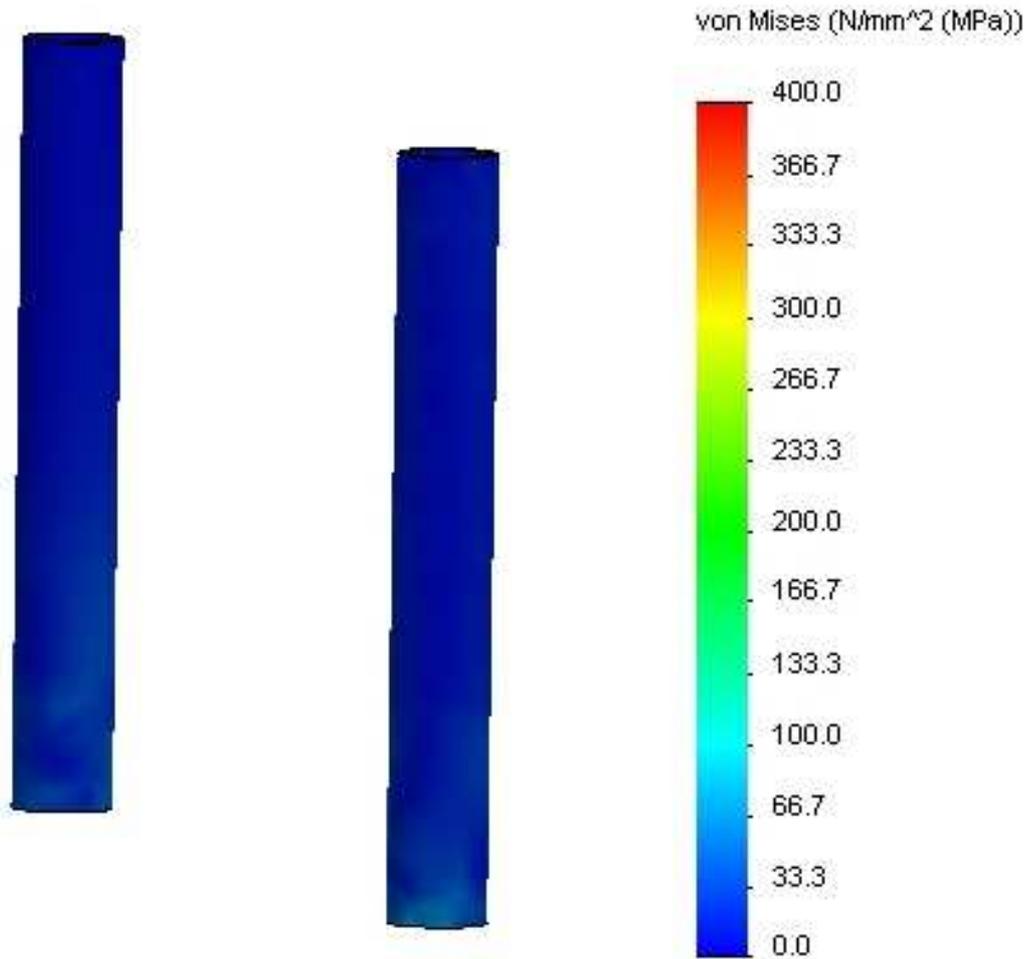


Figura 231: Distribución tensiones Von Mises Pilares interiores

- Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad que se obtiene es de 1.67, por lo que también se tienen que modificar estas piezas al no llegar al mínimo exigido. También se añade una ampliación de esta zona con menos FDS, para su mejor observación.

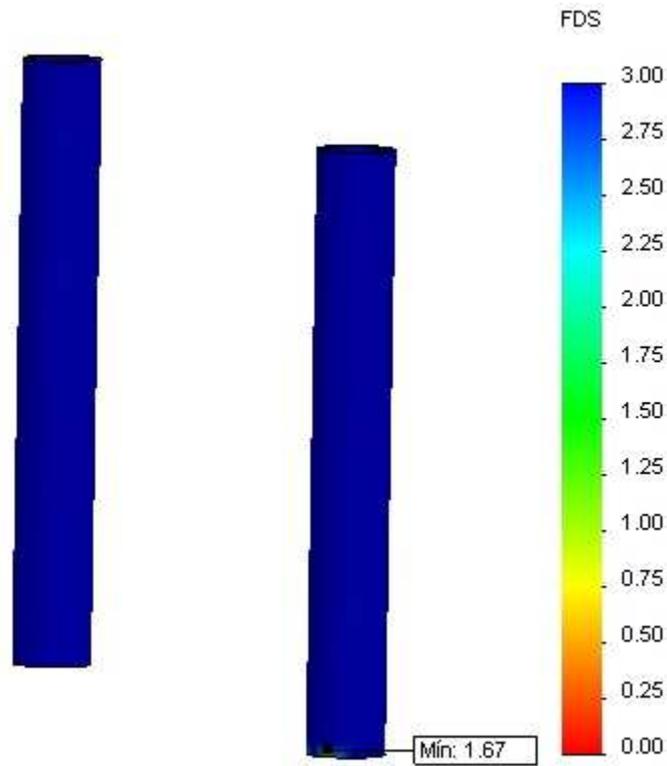


Figura 232: Distribución FDS Pilares interiores

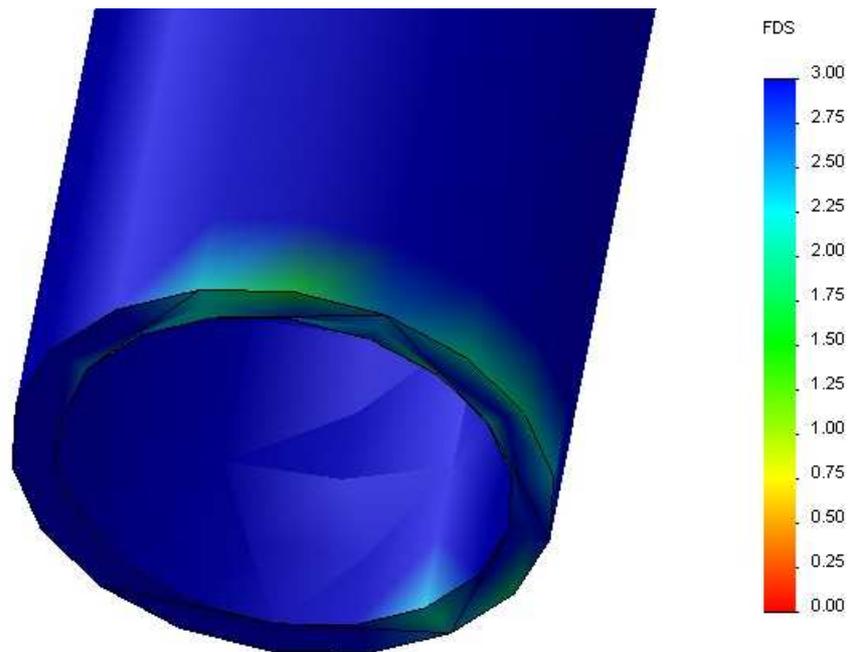


Figura 233: Ampliación distribución FDS Pilares interiores

- Desplazamientos

Esta pieza, al encontrarse fija en su parte inferior, la zona con mayor posibilidad de experimentar desplazamientos es su parte superior, aunque esté supeditada también al comportamiento de los pilares exteriores, pero como se puede ver en la figura, los desplazamientos son prácticamente inexistentes, de tal manera que no van a influir en el comportamiento de la pieza y por lo tanto en su diseño y cálculo.

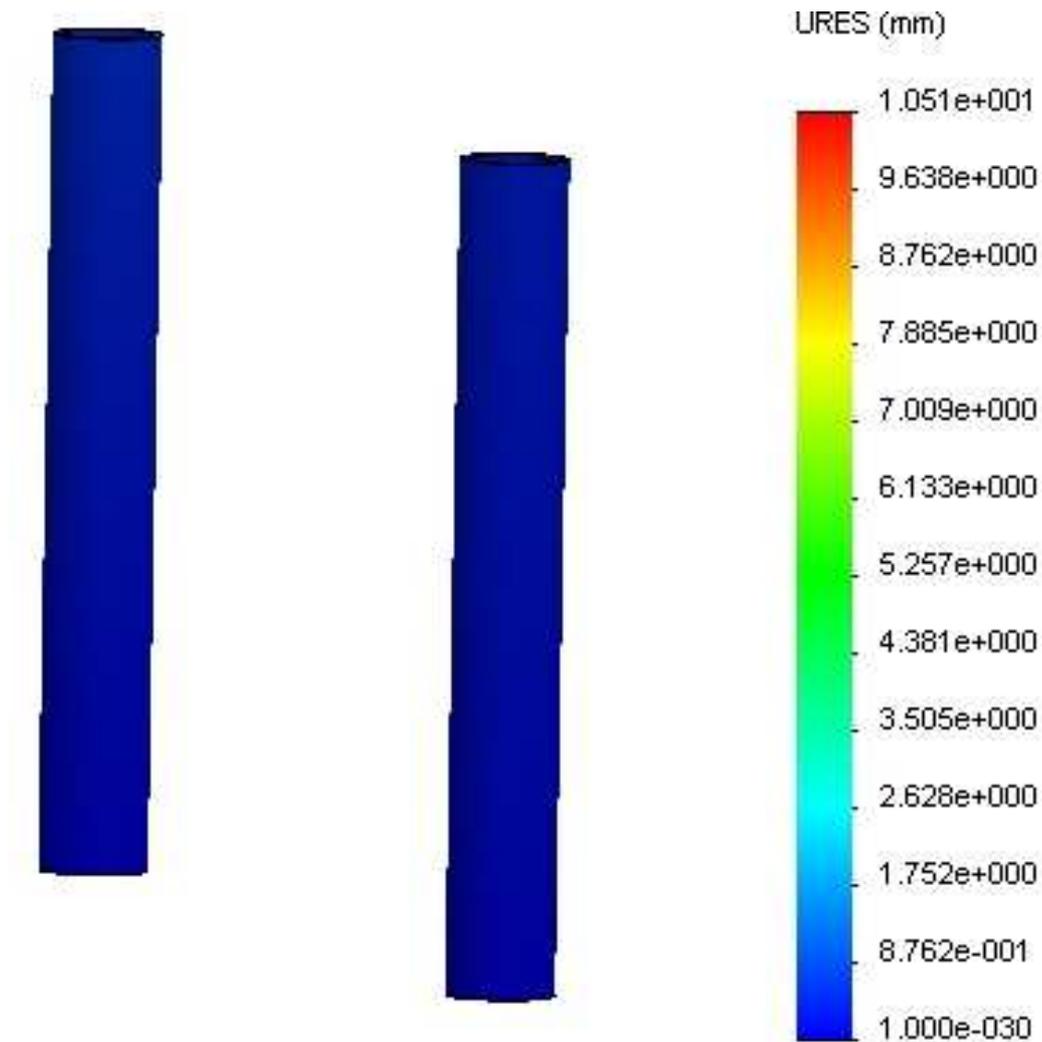


Figura 234: Distribución desplazamientos Pilares interiores

6. Carril

- Tensión de Von Mises

Es una de las piezas más afectada por las tensiones del conjunto del caballete. Se puede ver que dentro de esta pieza, la zona más desfavorable es la que entra en contacto con el rodillo. Ocurre como en el caso de la barra transversal, que se ha diseñado con una geometría que tiene concentradores de tensión y es ahí precisamente donde se da la tensión de 935.1 MPa.

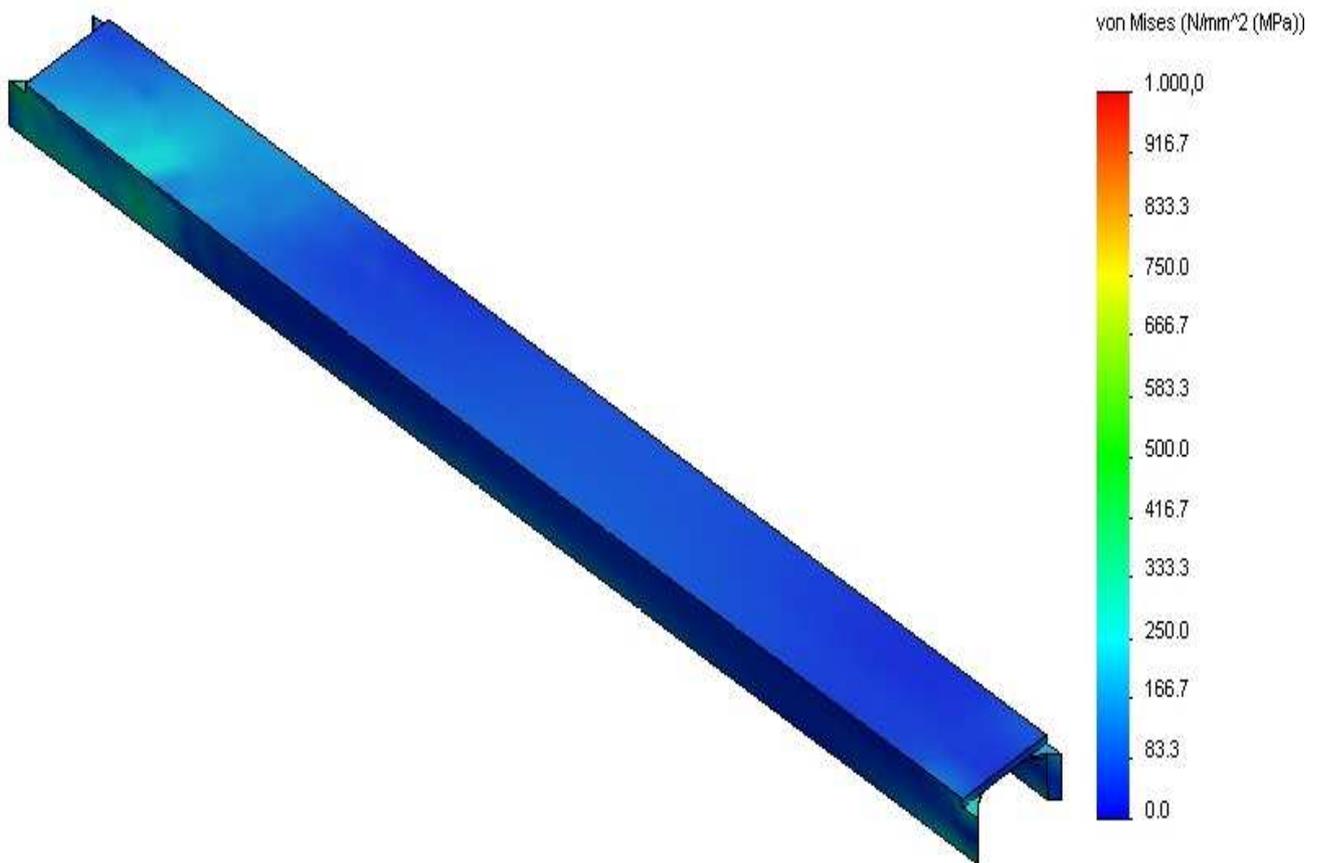


Figura 235: Distribución tensiones Von Mises Carril

- Factor de seguridad

Al sufrir un estado de tensiones tan alto, el coeficiente de seguridad de la zona en contacto con el rodillo presenta un valor bastante bajo, cercano al cero, por lo que los cambios que habrá que realizar serán importantes. En la figura 237 se puede ver con más detalle la zona ahora citada.

El resto de la pieza, se encuentra en estado de cumplir con el factor mínimo de 3.

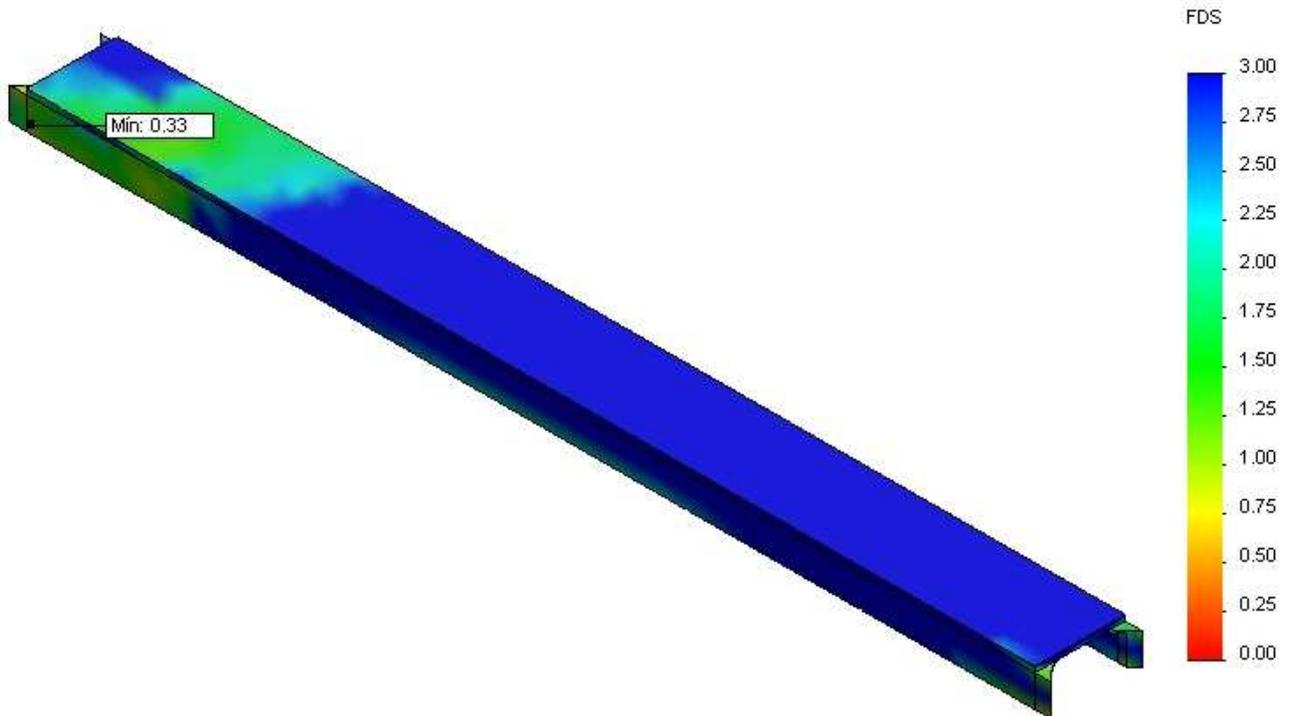


Figura 236: Distribución FDS Carril

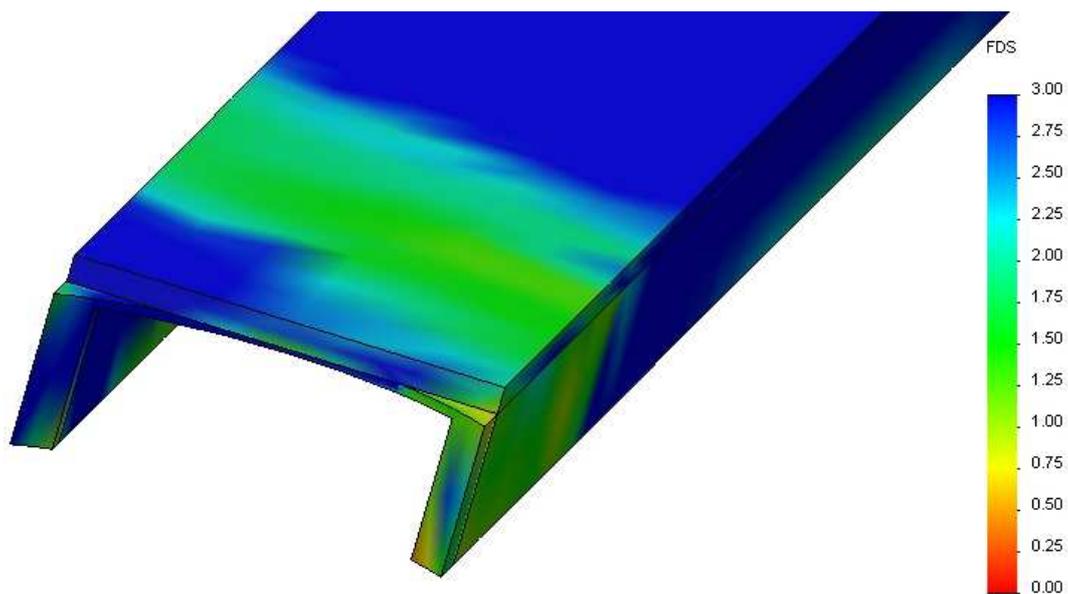


Figura 237: Ampliación distribución FDS Carril

- Desplazamientos

Los desplazamientos que se dan en este elemento, son de órdenes de 10^{-30} mm, por lo que se toman como si tuvieran valor nulo, ya que observando la pieza es totalmente de color azul, y de acuerdo con los valores de la leyenda se confirma lo dicho arriba.

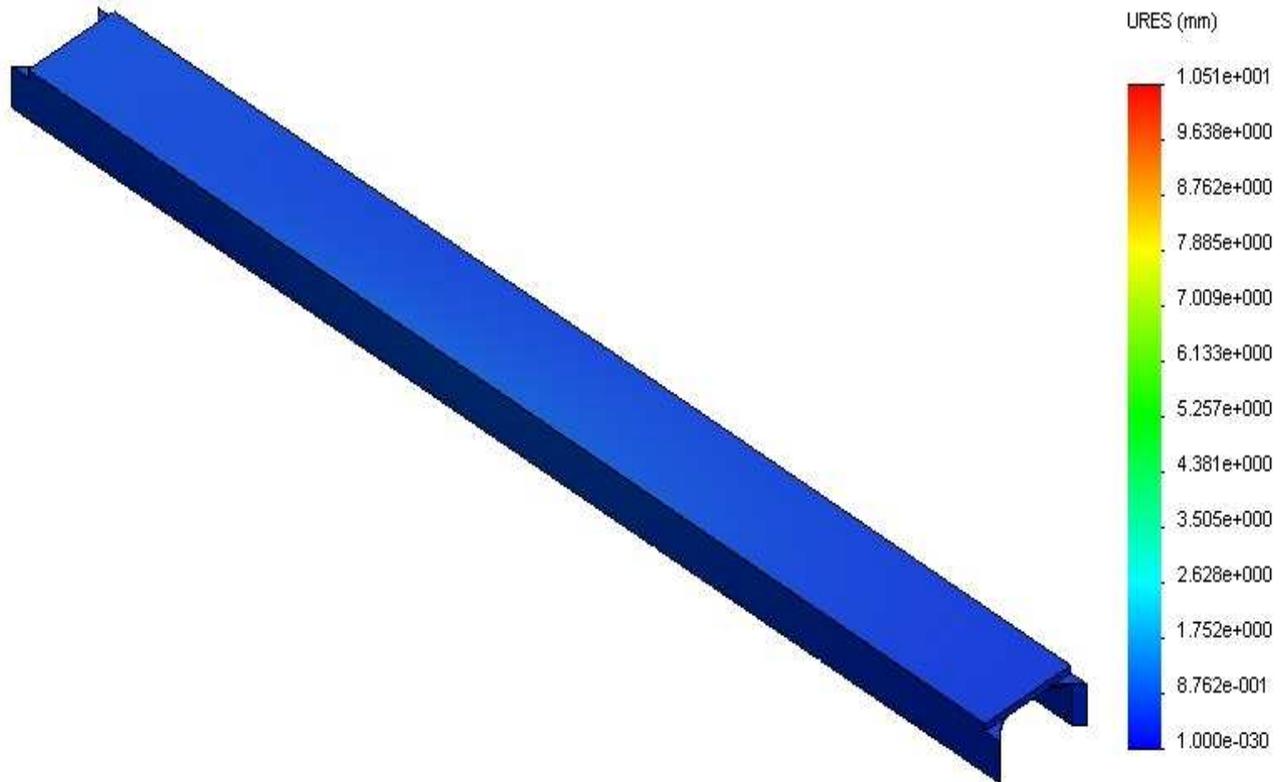


Figura 238: Distribución desplazamientos Carril

7. Barra unión pilares

- Tensión de Von Mises

Es la pieza menos tensionada de todo el conjunto del caballete, con un valor de 14.8 MPa. Como su única función es mantener los pilares exteriores unidos, y estos no experimentan desplazamientos reseñables, esta configuración del problema no le exige una actuación elevada.

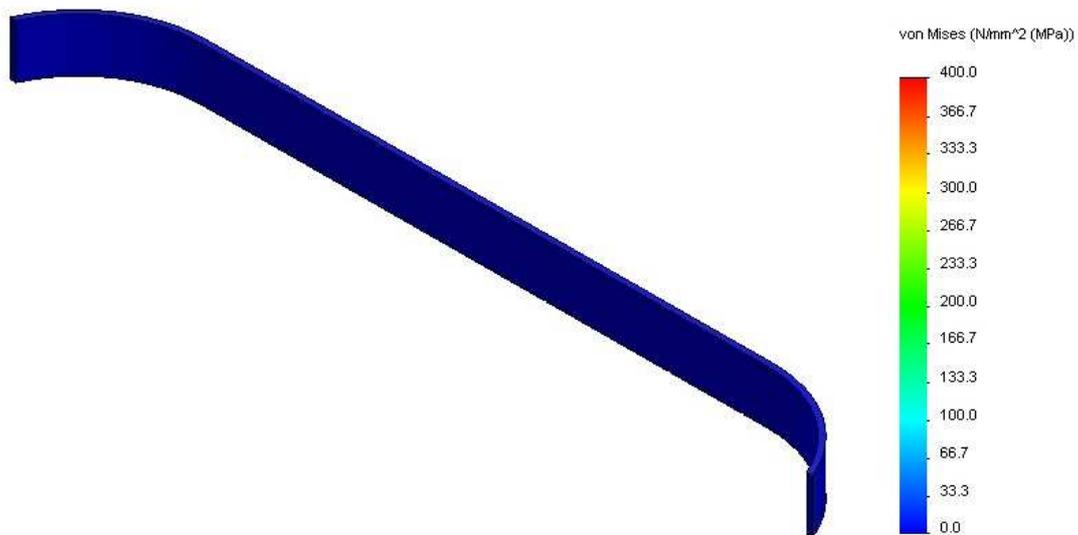


Figura 239: Distribución tensiones Von Mises Barra unión pilares ext.

- Factor de seguridad

Como nos define la siguiente figura de la distribución del coeficiente de seguridad de la pieza, el valor mínimo que tiene es de 20.54, el valor más alto de todos los elementos del caballete modelo B. Esta pieza no va a necesitar, casi seguro, que se realice ninguna optimización en ningún estudio debido a su alto valor, casi 7 veces más del pedido como mínimo.

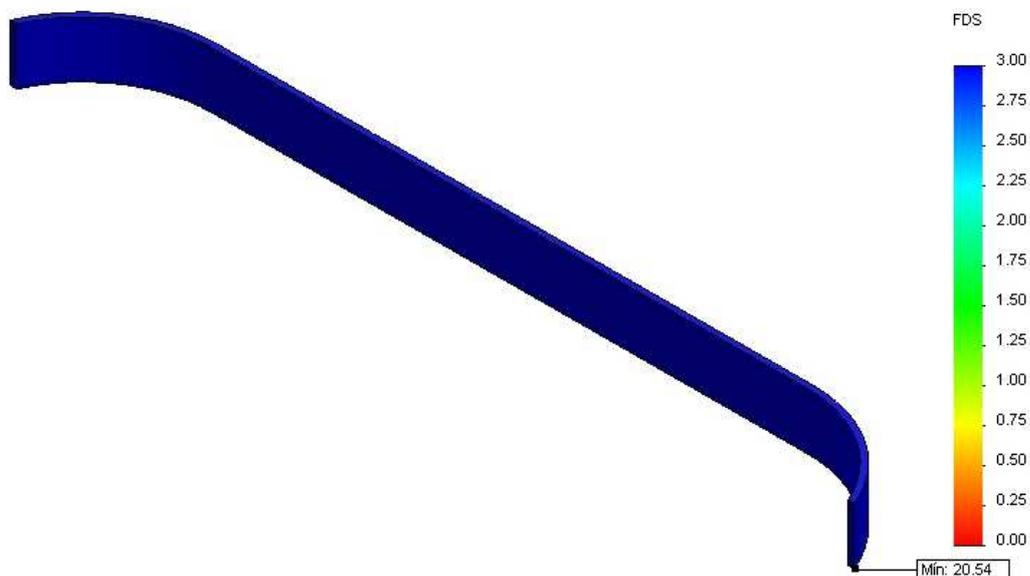


Figura 240: Distribución FDS Barra unión pilares ext.

- Desplazamientos

Por la propia configuración del caballete, esta pieza está sujeta al comportamiento que tengan los pilares exteriores, como estos no sufren prácticamente desplazamientos, ésta tampoco experimentará variación alguna. Si se observa la siguiente figura se comprueba que es así.

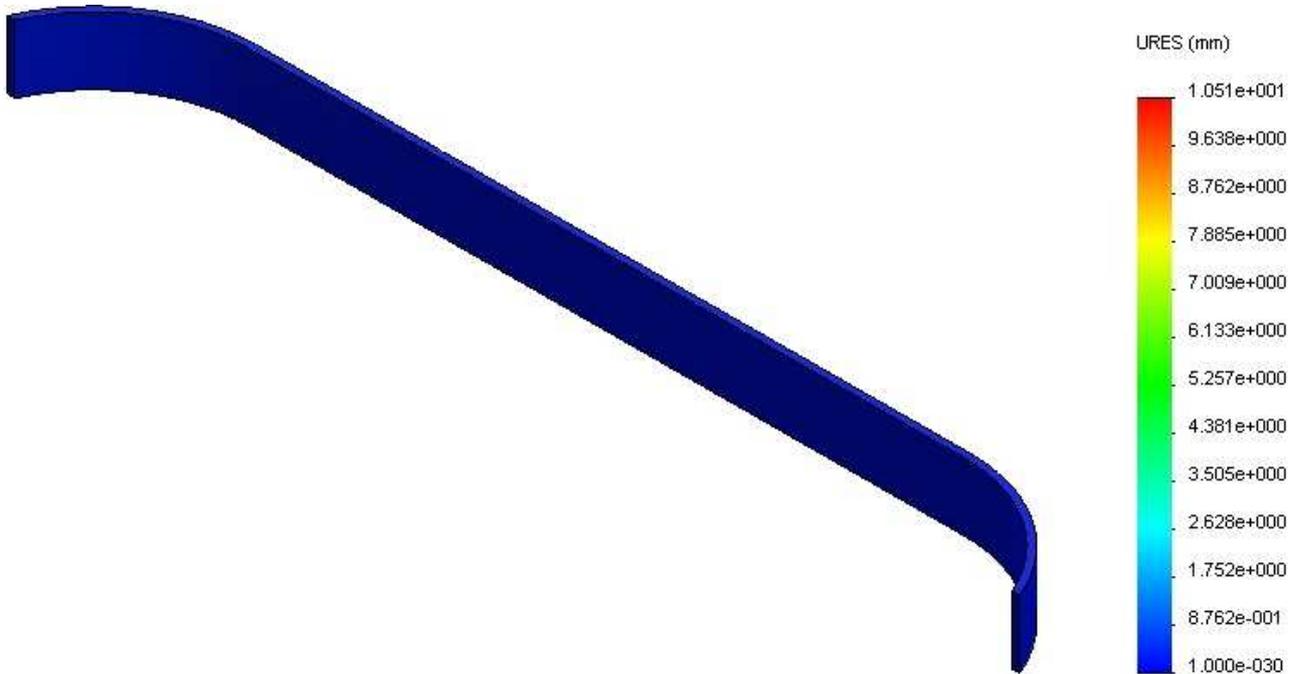


Figura 241: Distribución desplazamientos Barra unión pilares ext.

8. Barras base

- Tensión de Von Mises

La distribución de tensiones de este elemento, “dibuja” la geometría de la unión con los pilares interiores, es decir, la base de estos que es con la que entran en contacto. El resto de la pieza se encuentra prácticamente sin tensiones. Dentro de las zonas más desfavorables, la peor está en la barra de la derecha con un valor de 174 MPa, estando por encima del límite que pueden soportar según las hipótesis iniciales.

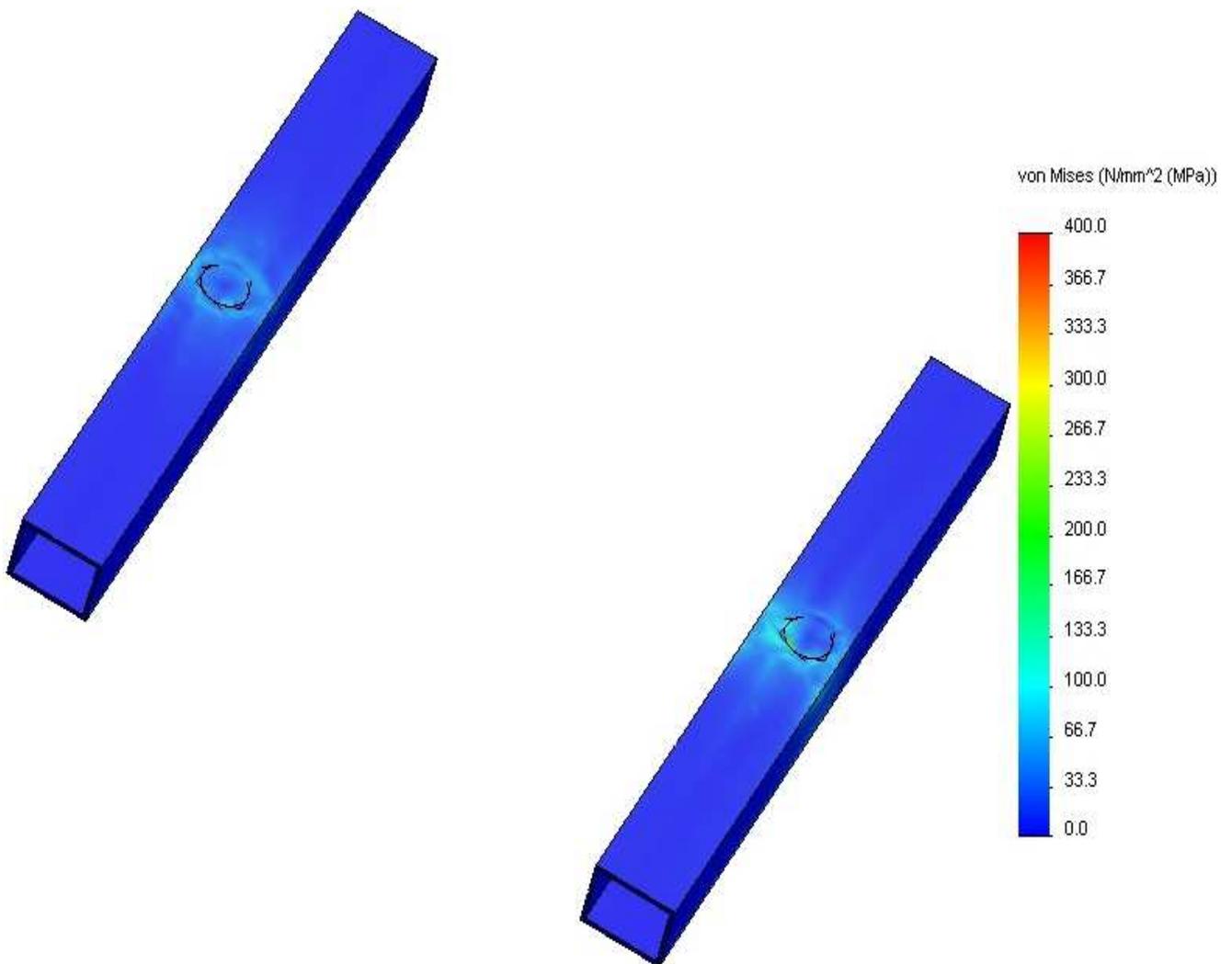


Figura 242: Distribución tensiones Von Mises Barras base

- Factor de seguridad

Aunque el valor de la máxima tensión que se obtiene se puede soportar por la pieza, no es suficiente con las características que se piden, ya que se genera un coeficiente mínimo de 1.58, siendo menor que el límite pedido con un valor de 3, por lo que presumiblemente se deberá aumentar su espesor para llegar a cumplirlo.

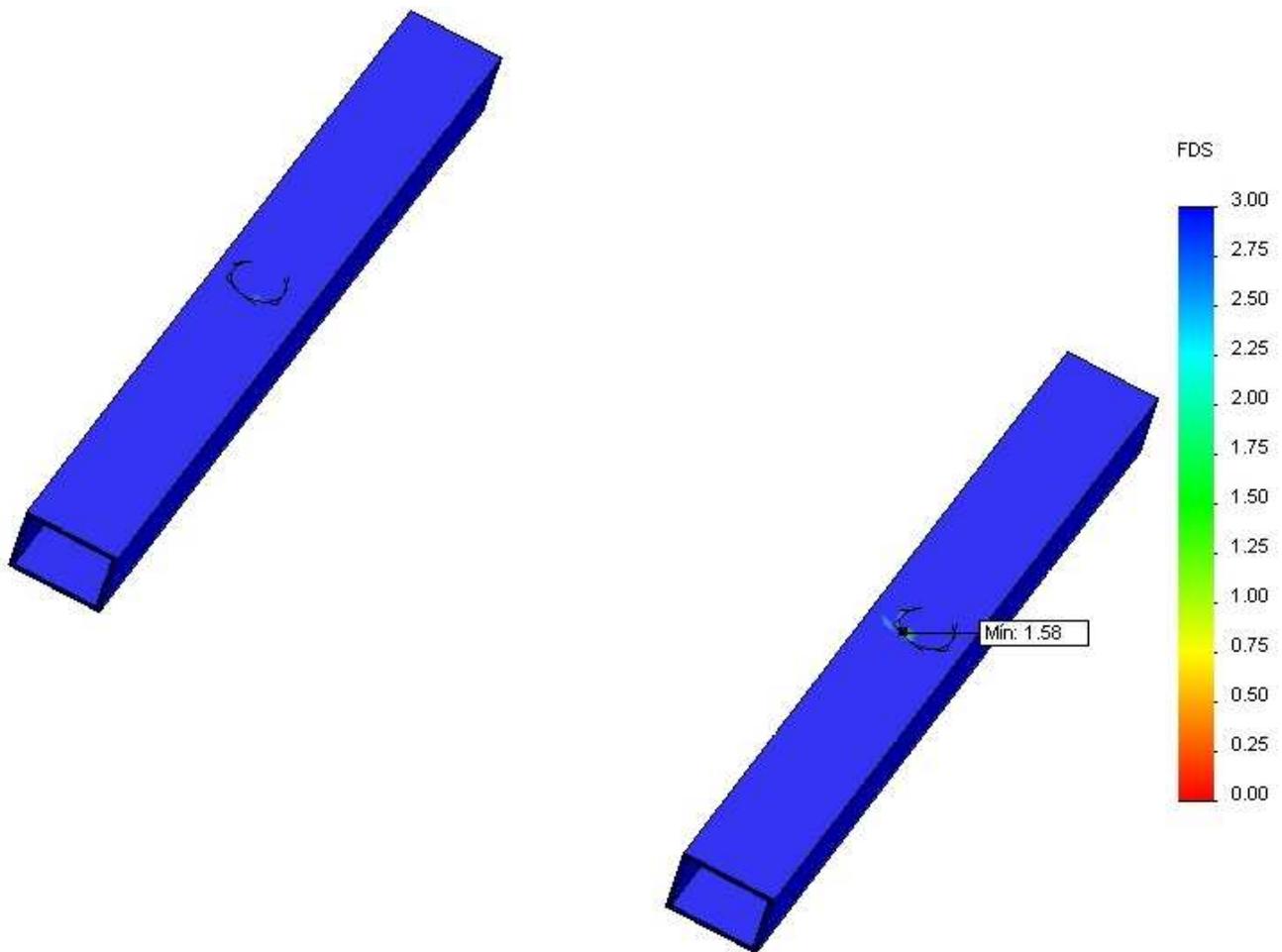


Figura 243: Distribución FDS Barras base

La figura que se encuentra a continuación es una ampliación de la zona crítica de la pieza, para poder observar y estudiar mejor su futura y necesaria mejora.

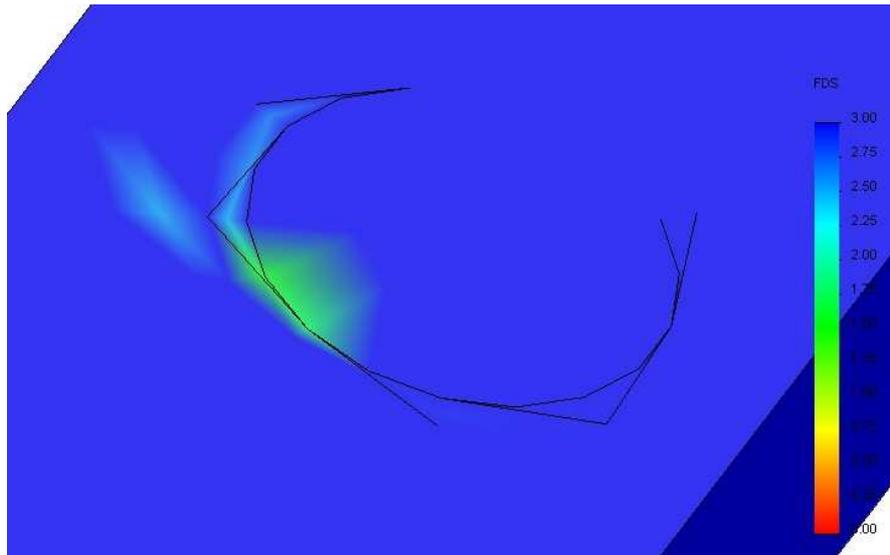


Figura 244: Ampliación distribución FDS Barras base

- Desplazamientos

Las variaciones de posición que sufre este elemento, al igual que muchos otros de este caballete, son prácticamente nulos. Esto se debe a que apenas tiene tensiones que lo deformen, y también por sus condiciones de contorno.

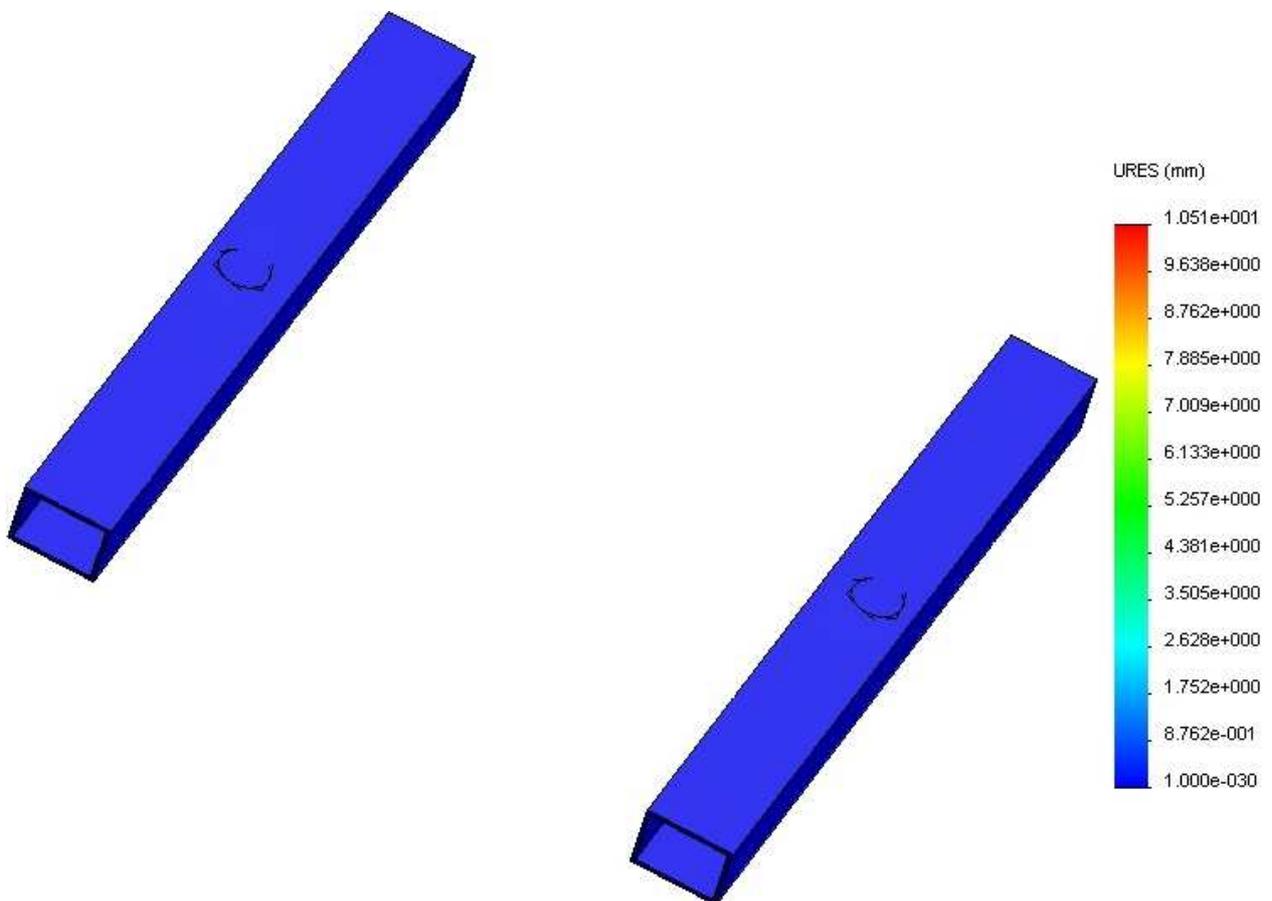


Figura 245: Distribución desplazamientos Barras base

9. Rodillo

- Tensión de Von Mises

Si se observa la siguiente figura y su leyenda, se ve que existe un valor máximo de 3697.1 MPa. en una pequeña zona, de color rojo, siendo la que más “sufrir” si la comparamos con los elementos anteriores, por lo que será la pieza crítica del ensamblaje. No obstante, al estar localizada en un punto aislado, la pieza queda dentro de los límites establecidos.

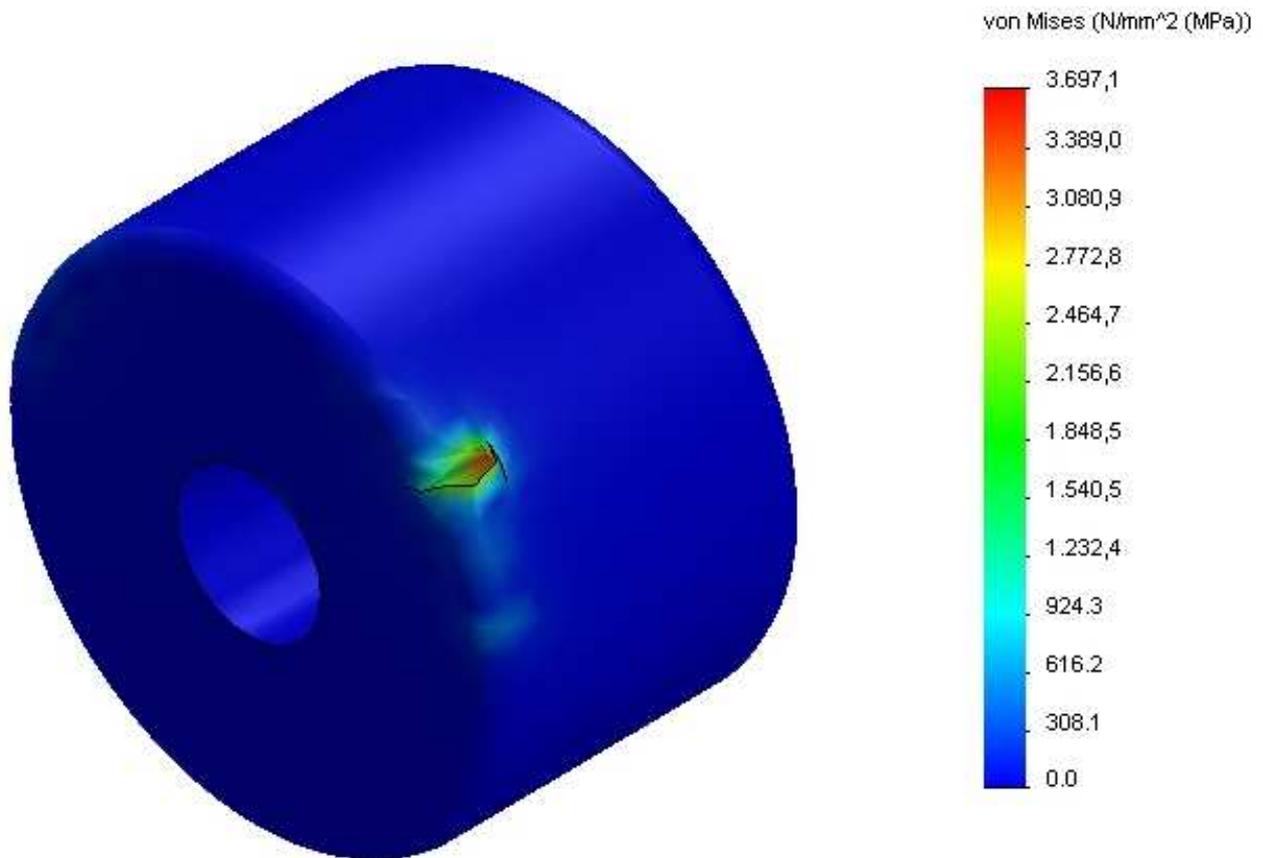


Figura 246: Distribución tensiones Von Mises Rodillo

- Factor de seguridad

Atendiendo a la magnitud de las tensiones que existen, se presupone un factor de un valor muy bajo, muy cercano a cero, tanto que es de 0.18. Esta cifra indica que se deberán hacer variaciones importantes para reducir las tensiones y por tanto elevar este coeficiente.

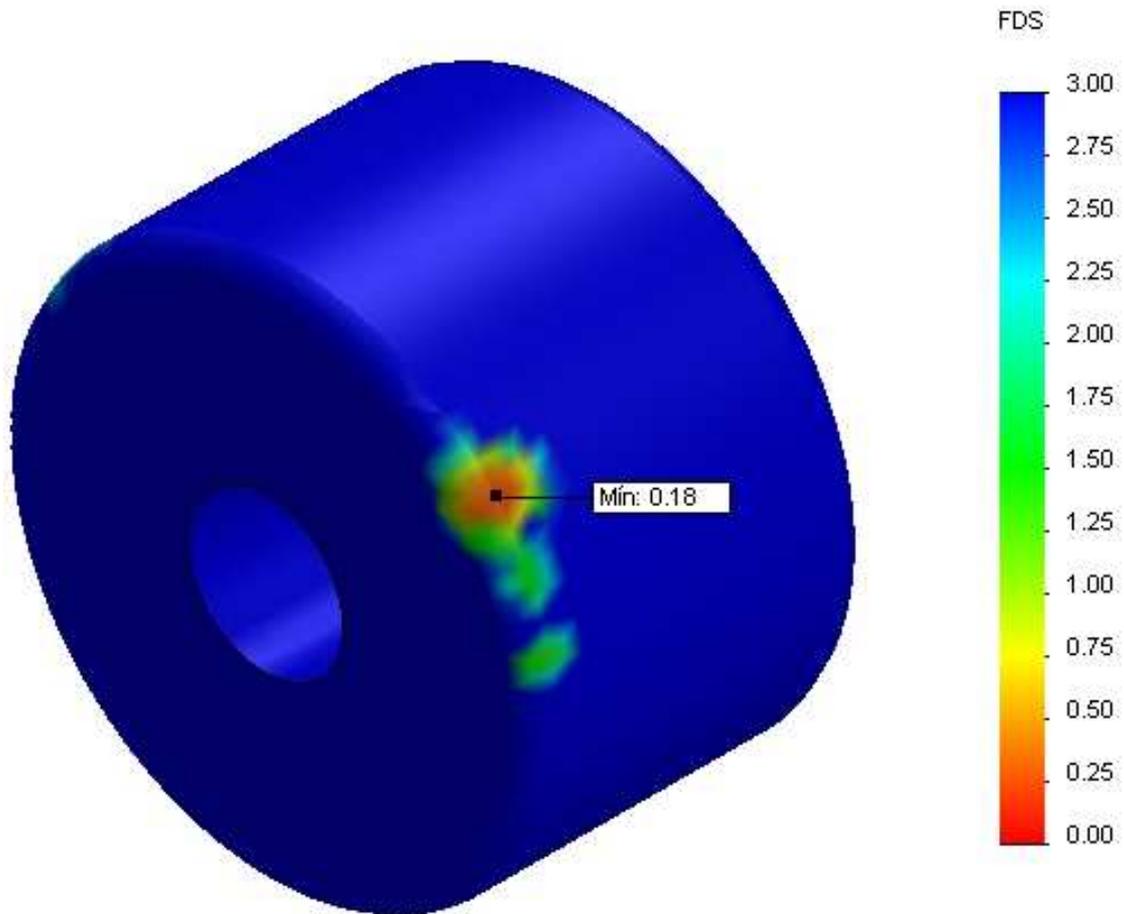


Figura 247: Distribución FDS Rodillo

- Desplazamientos

Los desplazamientos que se dan en esta pieza con esta configuración son del orden de 3mm. Este valor se achaca a los desplazamientos que se dan también en el pedal, ya que éste arrastra al rodillo a lo largo del carril.

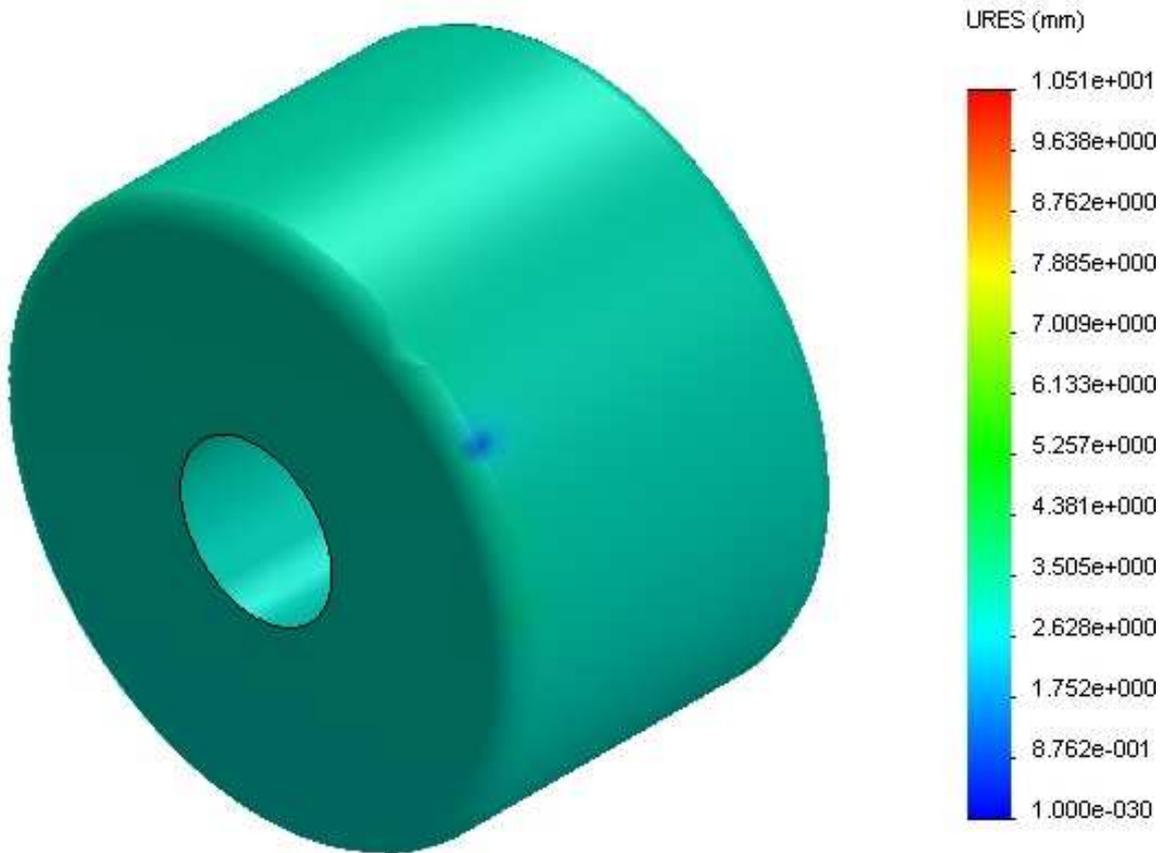


Figura 248: Distribución desplazamientos Rodillo

10. Barra apoyo tablero

- Tensión de Von Mises

Como área más desfavorable, y por lo tanto zona de interés del estudio, se puede ver que se encuentra en la parte inferior de la zona media de la barra, al estar con colores rojos que indican que ahí se da la máxima tensión. El máximo valor es de 42 MPa.

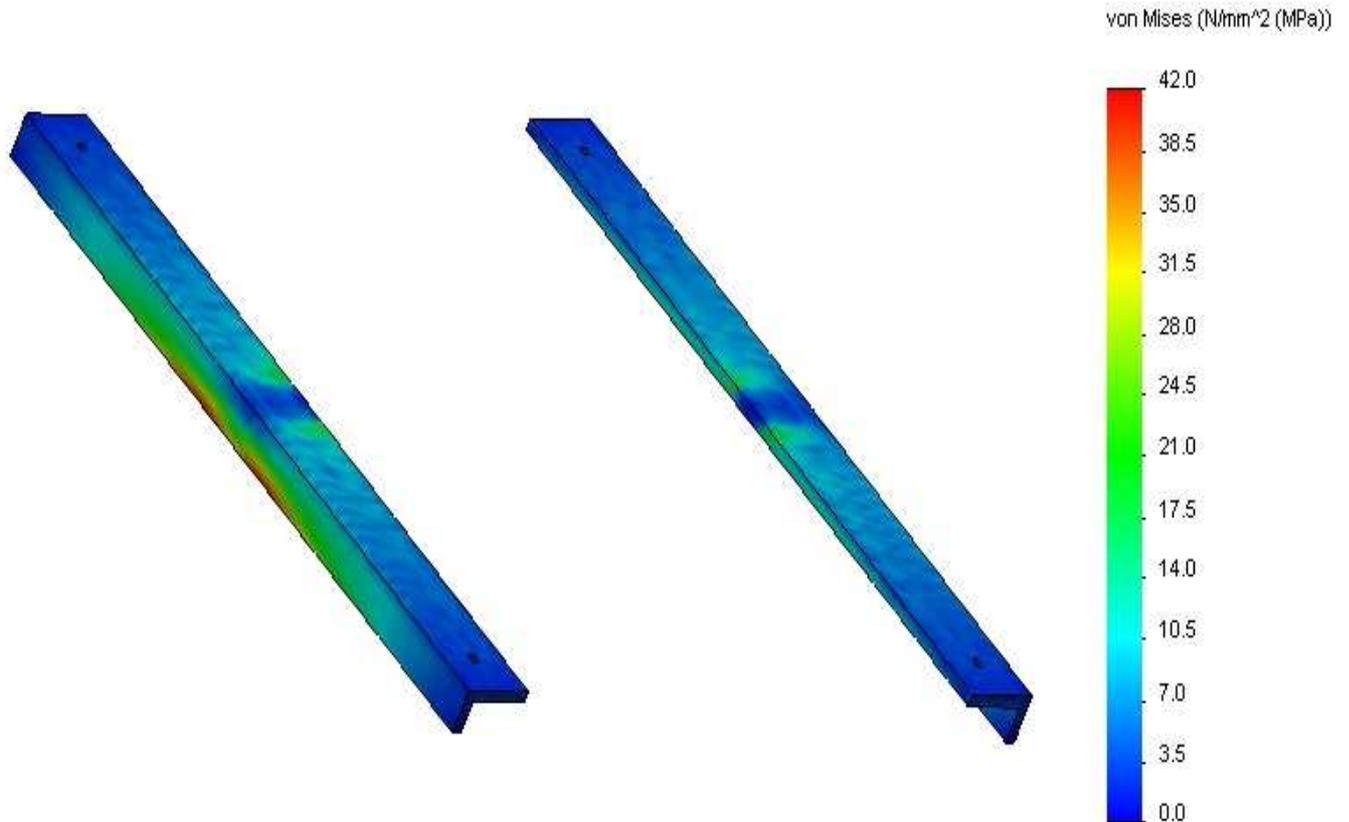


Figura 249: Distribución tensiones Von Mises Barras apoyo tablero

- Factor de seguridad

A diferencia de cómo se podía pensar, el mínimo factor de seguridad, no se encuentra en la zona más tensionada, sino que se sitúa en otra parte, cercana y también de las más cargadas. Al estar toda la pieza sometida a unas tensiones bajas, el valor de factor de seguridad es alto respecto al pedido como condición, superando y llegando a un valor de 6.2.

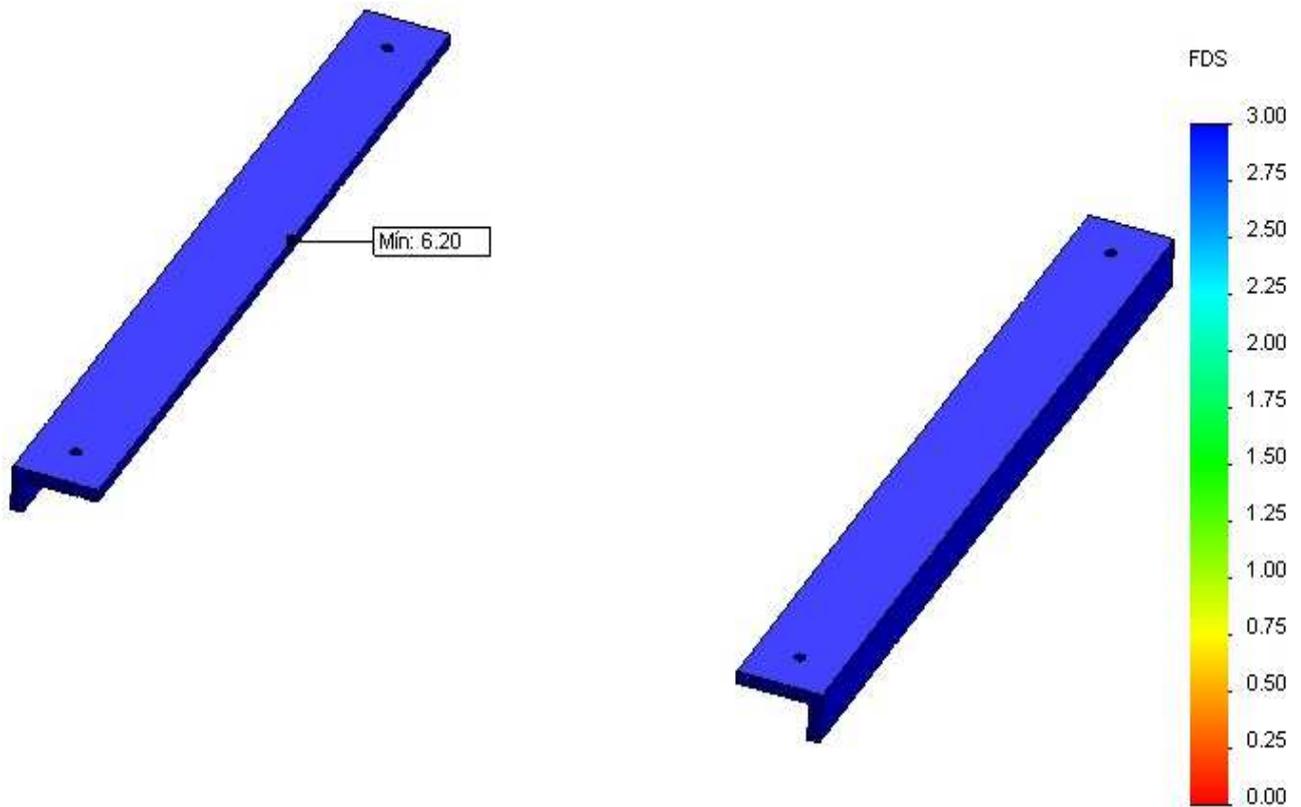


Figura 250: Distribución FDS Barras apoyo tablero

- Desplazamientos

Por el mismo razonamiento que con el FDS, al tener las tensiones poca magnitud, se producen desplazamientos muy pequeños, de 0.19 mm, cifra inapreciable y que no tiene ninguna repercusión en el estudio.

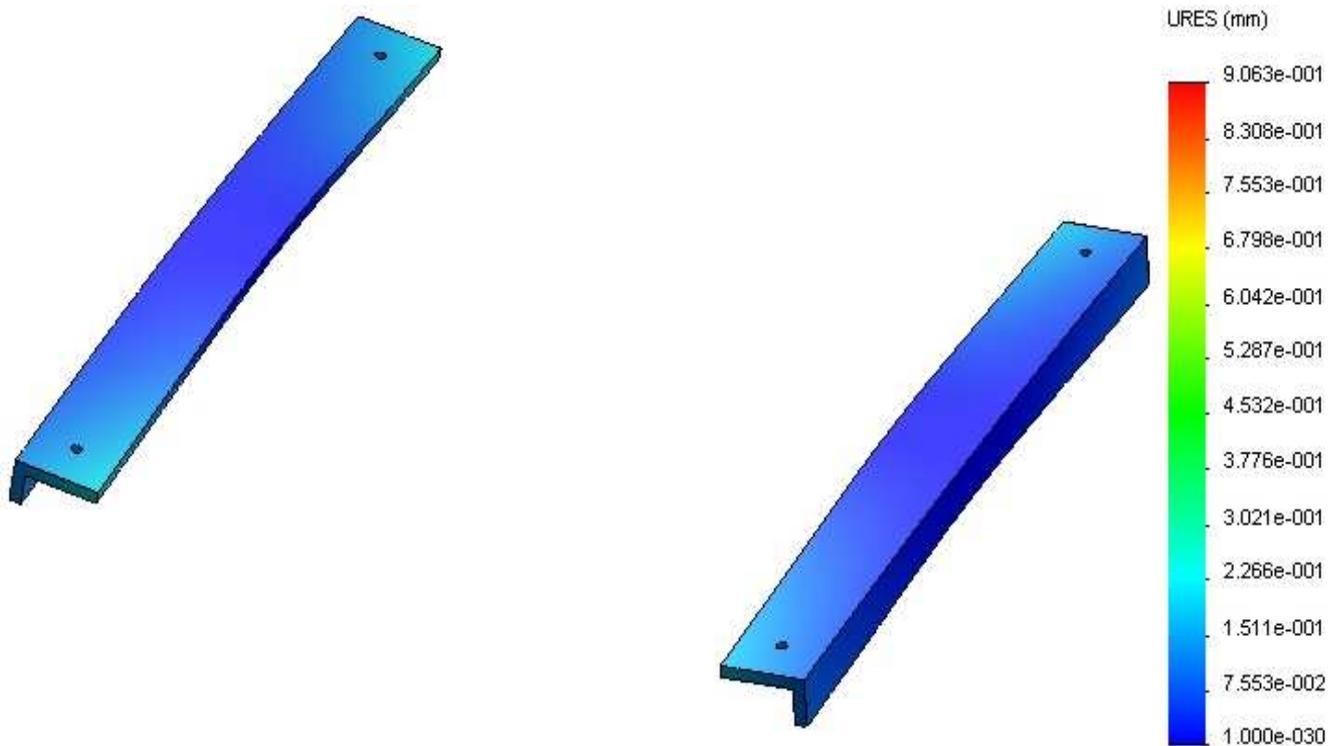


Figura 251: Distribución desplazamientos Barras apoyo tablero

11. Tablero

- Tensión de Von Mises

La distribución de tensiones de este elemento se puede observar que concentra los mayores valores en torno a su contacto con las barras en las que apoya, dejando el resto de la pieza prácticamente sin cargar. Su valor cabeza es de 24 MPa, cifra muy pequeña, por lo que el tablero se supone que cumplirá las hipótesis.

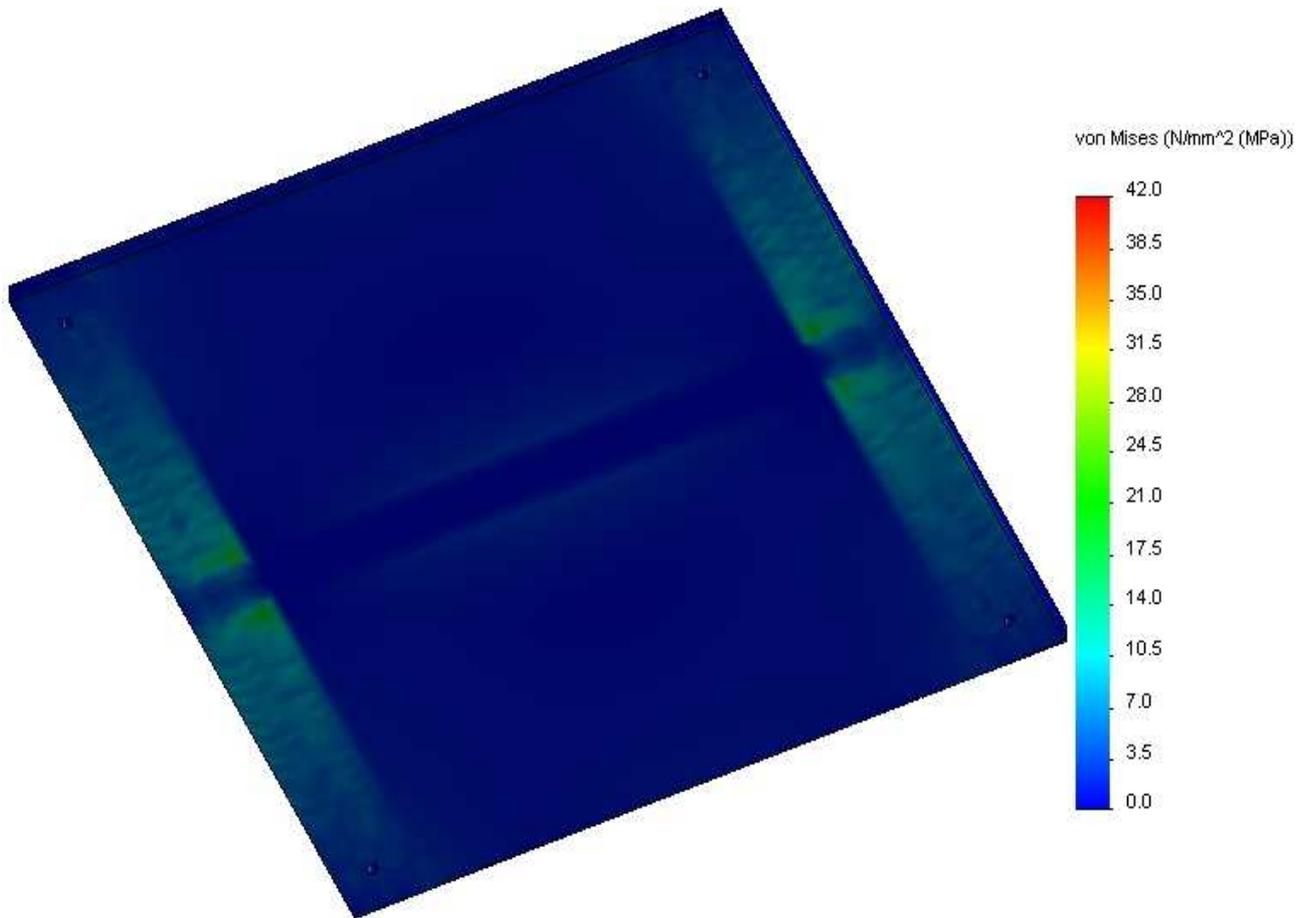


Figura 252: Distribución tensiones Von Mises Tablero

- Factor de seguridad

Como también ha ocurrido con la pieza anterior, sus barras de apoyo, en el tablero no coinciden las zonas de máxima tensión con la de mínimo coeficiente de seguridad. En este caso, el último se encuentra en la parte central del tablero, con un valor de 5.75, por encima de la cifra de 3 exigida, por lo que esta pieza no necesita ser modificada.

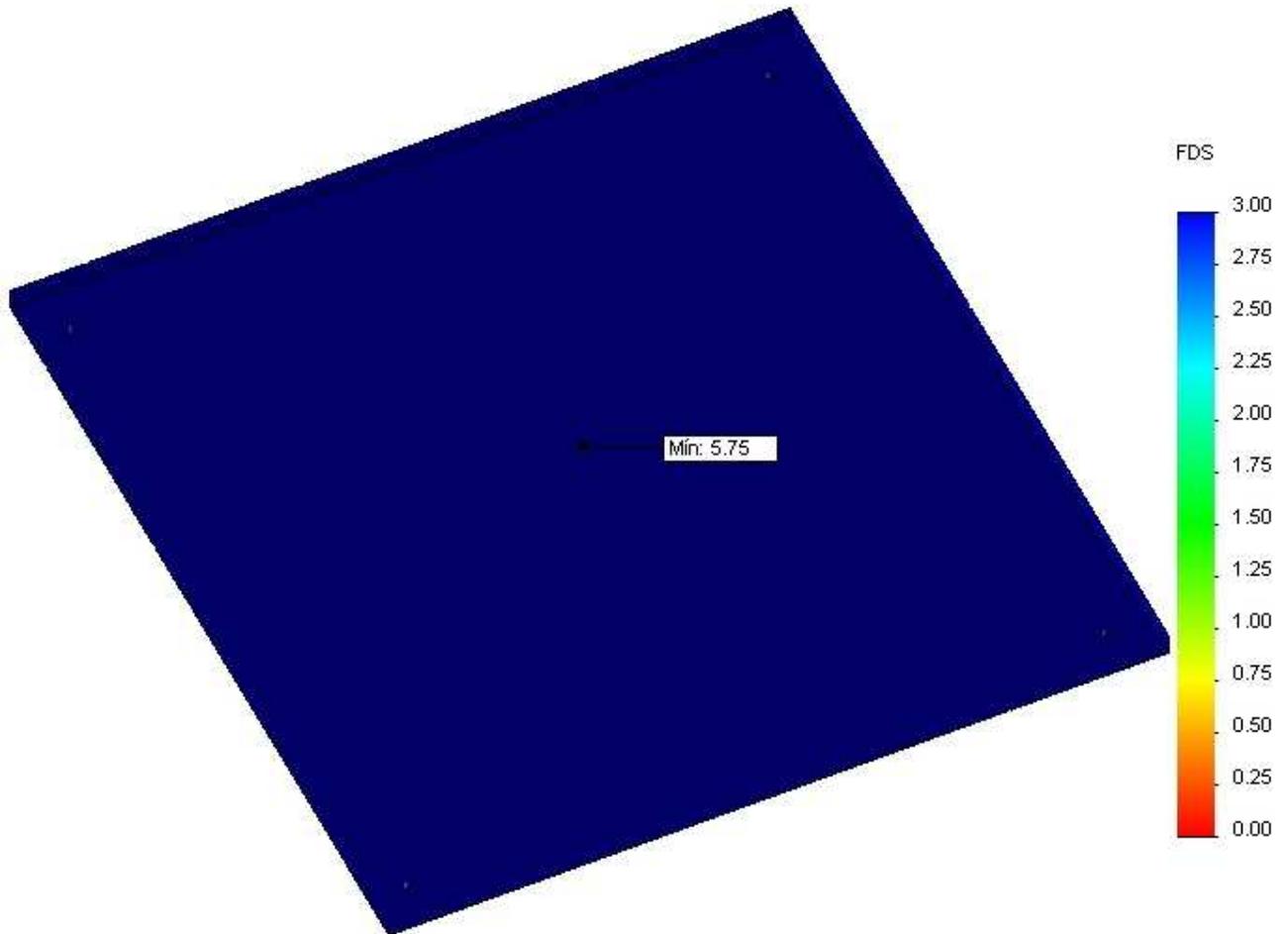


Figura 253: Distribución FDS Tablero

- Desplazamientos

Los mayores desplazamientos de esta pieza se producen en las zonas que quedan “al aire”, es decir, las que no están apoyadas en ningún otro elemento. Aun así la mayor variación de posición que experimenta es muy pequeña, de 0.9 mm.

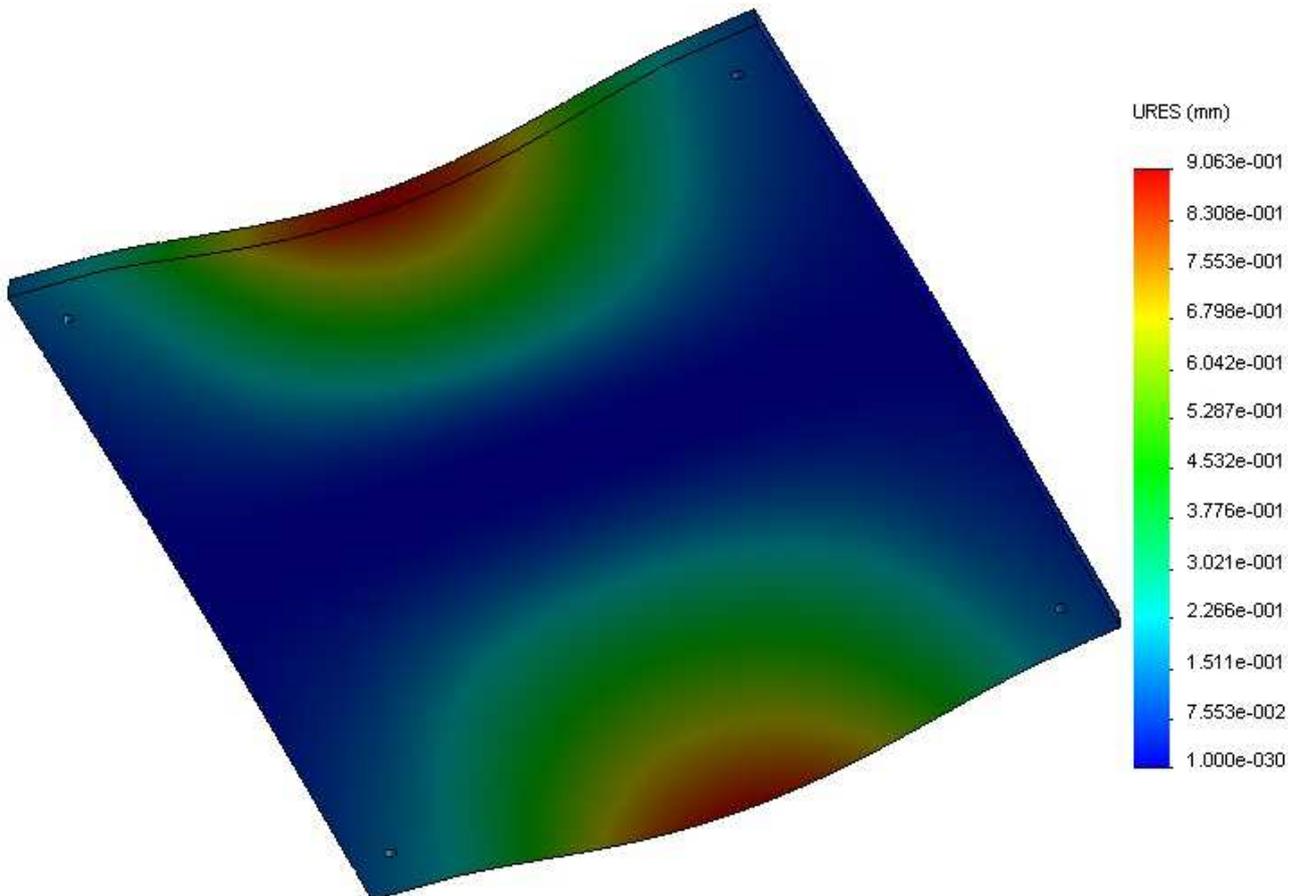


Figura 254: Distribución desplazamientos Tablero

6.2.2.2 OPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS ESTÁTICO

Analizando los resultados, se concluye que es necesario realizar modificaciones en las dimensiones o geometría del modelo para que cumpla los requisitos mínimos establecidos, es decir, que ningún punto de la pieza posea un CFS inferior a 3.

Para evitar los puntos de elevada tensión mostrados anteriormente y que la pieza cumpla en todos sus puntos con el CFS mínimo, se han realizado diferentes modificaciones en las piezas del ensamblaje, que se enumeran a continuación:

Pedal

- Aumento del espesor de la sección de 4 a 7 mm

Rodillo

- Aumento de la longitud del rodillo: de 15 a 18 mm

Pilares exteriores

- Aumento del espesor de la sección: de 2 a 4 mm

Pilares interiores

- Aumento del espesor de la sección: de 2 a 4.5 mm

Barras base

- Aumento del espesor de la sección: de 2 a 4 mm

Barra apoyo pedal

- Aumento de la sección: de 40x15x2 a 45x18x5 mm

Barra transversal

- Aumento de la sección: de 20x20x2 a 24x24x4 mm

Carril

- Aumento del espesor de la sección: de 2 a 3 mm
- Aumento de la anchura de la sección: de 24 a 28 mm

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS TRAS LAS MODIFICACIONES

A continuación se muestran los resultados obtenidos una vez realizadas las optimizaciones arriba indicadas. Las condiciones de contorno, las cargas aplicadas y el tipo de mallado son idénticas a las empleadas para el primer estudio.

- Tensión de Von Mises

Tras realizar las modificaciones se puede observar como las concentraciones de tensiones que se formaban en cada una de las piezas, se han reducido hasta entrar dentro de los márgenes establecidos, pasando de un valor de 3297.1 MPa a uno de 135.7 Mpa. Esta reducción ha sido muy importante, tanto que se ha disminuido en unas 30 veces.

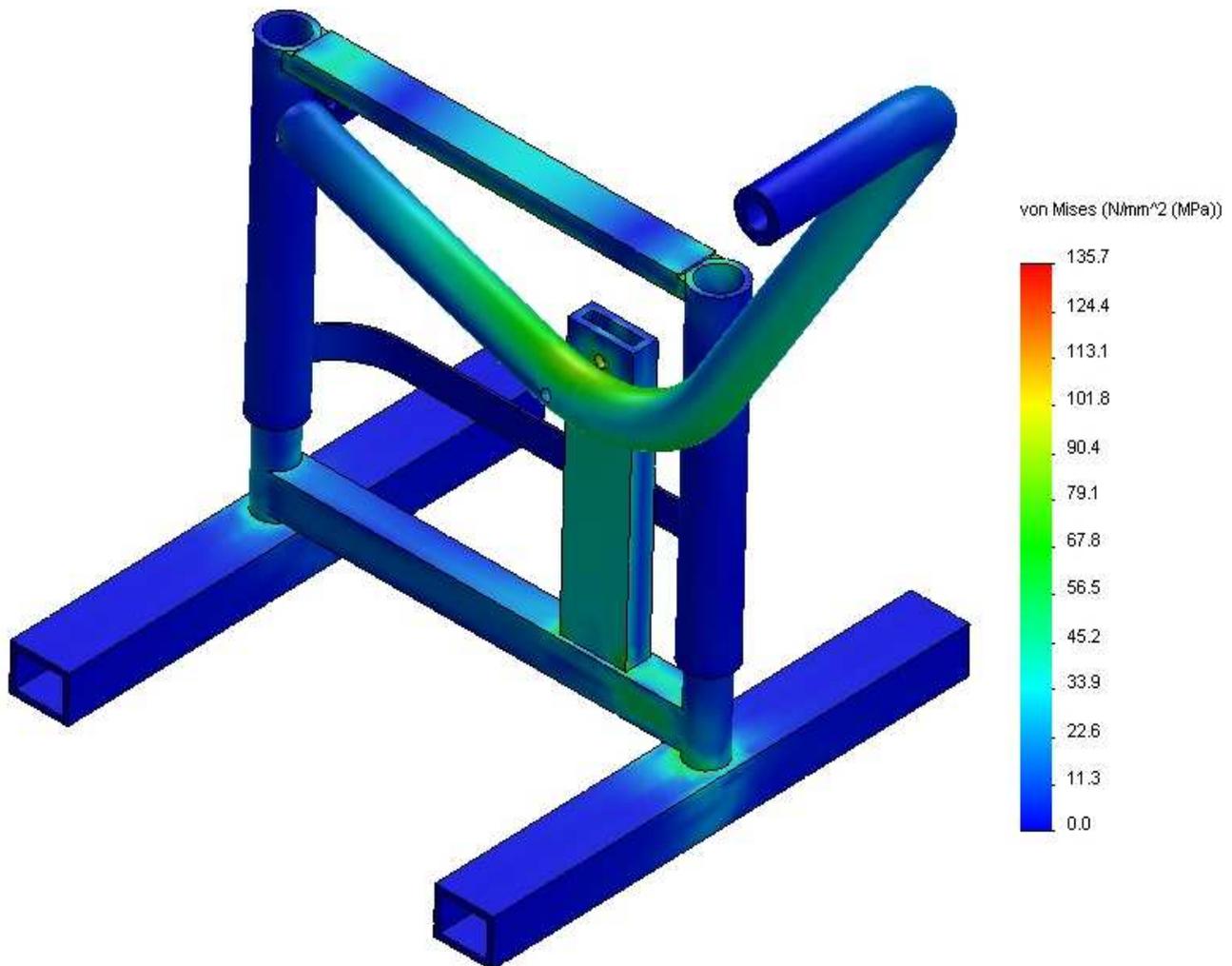


Figura 255: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje optimizado

- Desplazamientos

Los mayores desplazamientos, una vez realizados todos los cambios necesarios, siguen estando en las mismas piezas y zonas, pero en este caso con menor valor. La parte del pedal donde se ejerce la fuerza ahora tiene un desplazamiento máximo de 4.835 mm, una reducción considerable de los 10 mm aproximadamente que se ha dado antes.

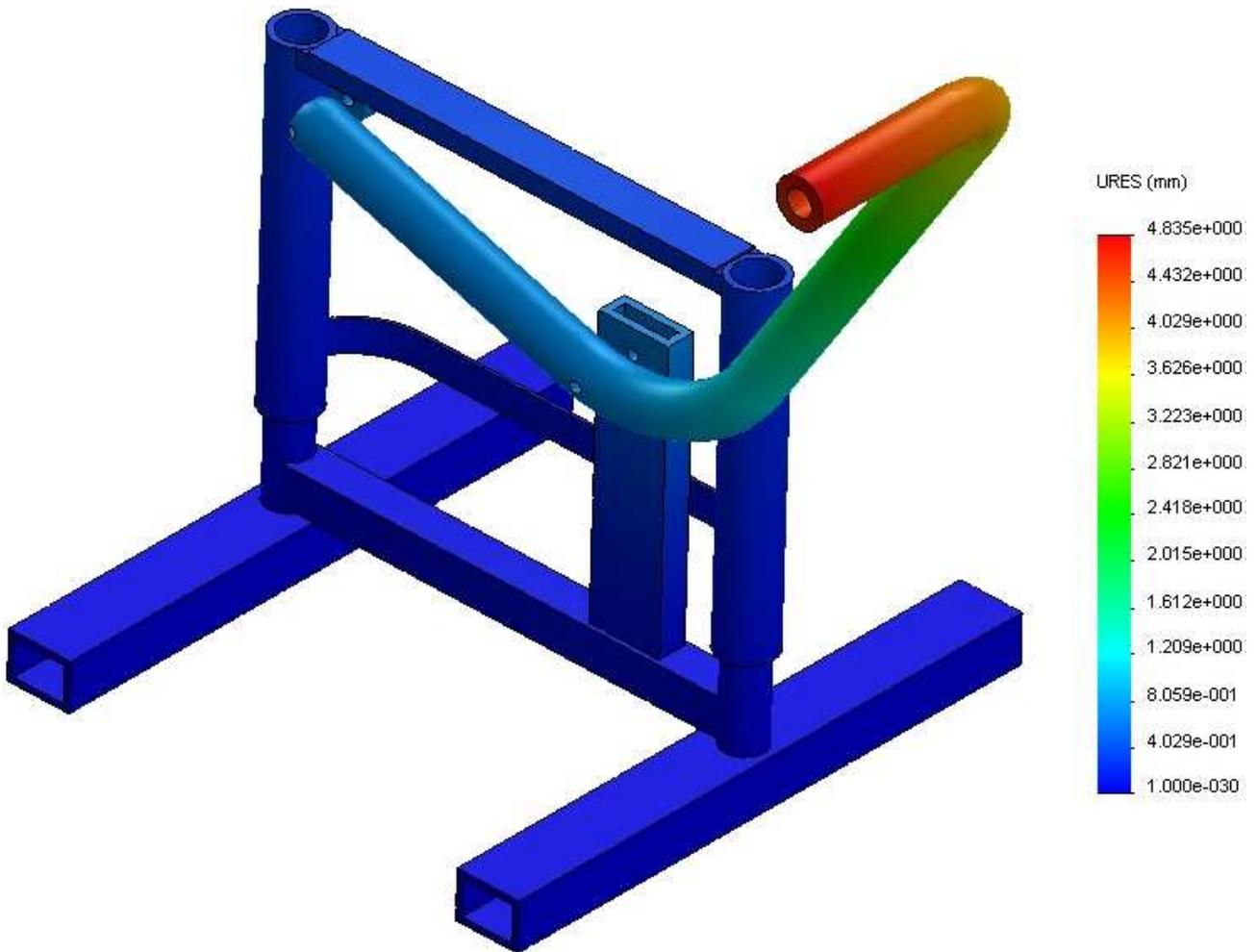


Figura 256: Distribución desplazamientos Ensamblaje optimizado

- Factor de seguridad

En la figura siguiente se ha optado por cambiar el tipo de gráfico de distribución del factor de seguridad. En este tipo se muestra si cumple el valor mínimo que se fija o no, mostrando en caso positivo un color azul, y en caso negativo un color rojo. Se puede ver que todo el caballete tiene el color, pero como hay zonas que están ocultas, se ha optado por mostrar el valor mínimo para cerciorarse de que realmente se cumple. Es así con un valor de 3.09, ligeramente por encima, pero válido.

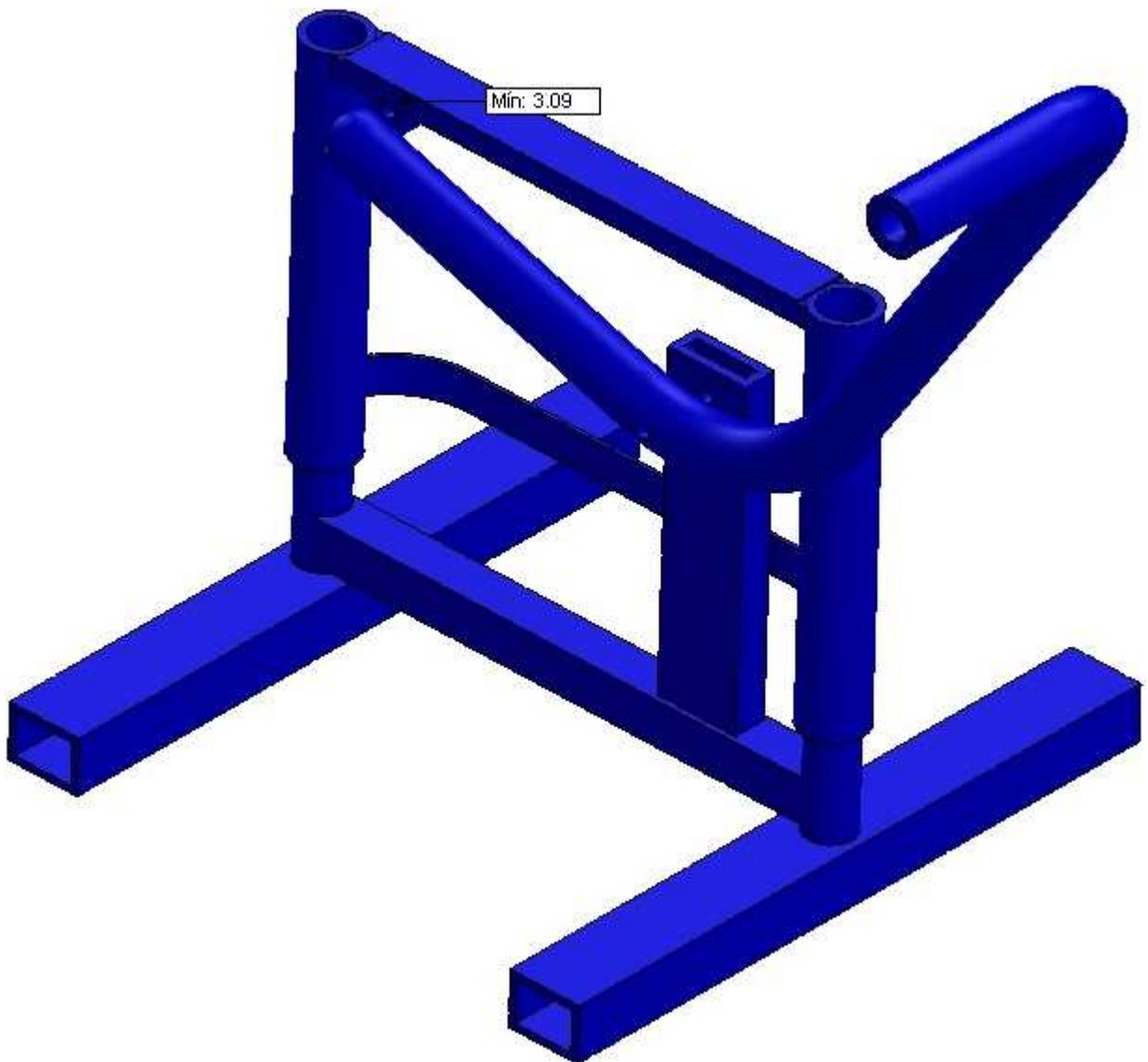


Figura 257: Distribución FDS Ensamblaje optimizado

- Pasadores y tornillos

La siguiente tabla corresponde a los pasadores del caballete, en este caso el pasador del pedal con el rodillo, se llama Pasador 1, y el pasador del pedal con su barra de apoyo, se llama Pasador 5. Estos cambios de nomenclatura se deben a que en la definición de pasadores se han tenido que poner más por cada uno de los que hay en la realidad, y el programa escoge uno al azar entre esos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-3.3877e-008	-1781	0	1781	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-0	-0	-129.42	-129.42	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	47.21	-23.051	0	52.537	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	-0	-0	-2.4343e-011	-2.4343e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-3.303e-008	1026.9	0	1026.9	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	129.42	129.42	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	25.798	-1.0441	0	25.819	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	0	0	4.9065e-013	4.9065e-013	Conector tipo Pasador-5

Figura 258: Comprobación pasadores optimizados

6.2.2.3 SIMULACIÓN 2. POSICIÓN INTERMEDIA

Se realiza el segundo análisis para comprobar si con las modificaciones anteriormente realizadas, el ensamblaje cumple los criterios de resistencia en esta nueva posición. En este caso y en los sucesivos estudios de este modelo B, se obviará la parte superior del caballete, es decir, el tablero y sus barras de apoyo, al estar sometida a las mismas cargas y condiciones de contorno que en la simulación 1, y cumplir las restricciones en esas condiciones.

Los resultados del análisis se muestran a continuación:

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

- Tensión de Von Mises

Las tensiones en esta configuración son bastantes menores que las que han resultado en el estudio anterior, por lo que a priori, la mayoría, o todas las piezas deberían soportar satisfactoriamente esta configuración.

El gráfico muestra que las zonas más afectadas son la que rodea al rodillo y las piezas en contacto con él, y la zona central del pedal. El máximo valor que se da es de 157.8 MPa, que más adelante se detallará en que pieza recae, además de otras que también se encuentren cargadas por encima de los límites.

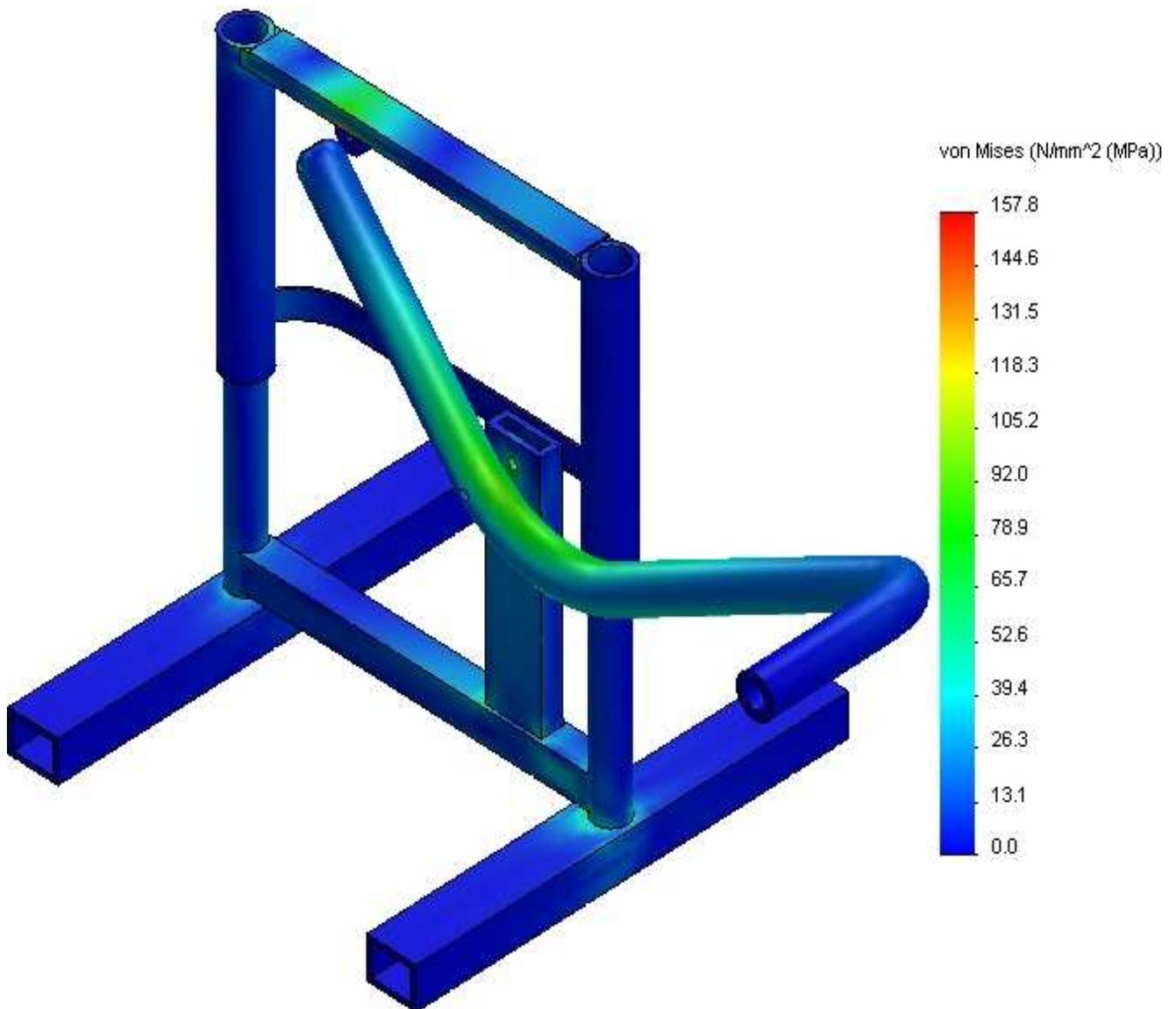


Figura 259: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje posición intermedia

- Desplazamientos

Según se muestra en la siguiente figura, los desplazamientos que se dan son prácticamente inexistentes en este ensamblaje, exceptuando el pedal, que sufre una variación máxima de 4.64 mm en su parte exterior, la que se encuentra en voladizo y sobre la que recae la acción del usuario.

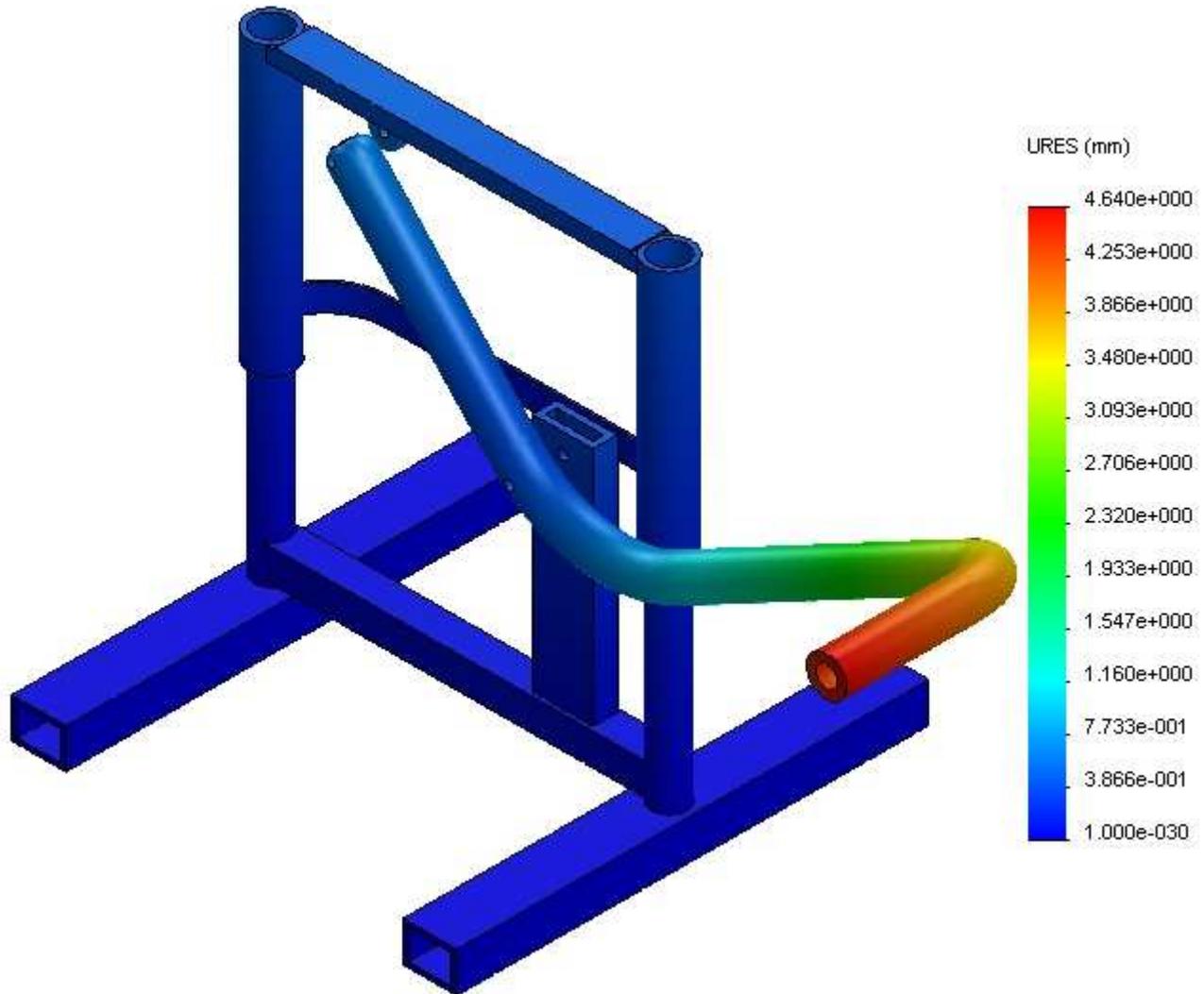


Figura 260: Distribución desplazamientos Ensamblaje posición intermedia

- Factor de seguridad

Al tener unas tensiones mucho más bajas que en el caso anterior, el factor de seguridad aumentará, por lo que se espera que las piezas en esta configuración superen o, como poco, igualen el valor de 3. Según se puede observar, la pieza está completamente en azul oscuro, que corrobora lo dicho, aunque existe una zona en el rodillo, que tiene el valor de 2.58, cercano a 3, por lo que es zona para optimizar.

A continuación se verá en detalle la pieza o en su caso, piezas, que estén por debajo del límite, para analizarlas y poder realizar una mejora óptima.

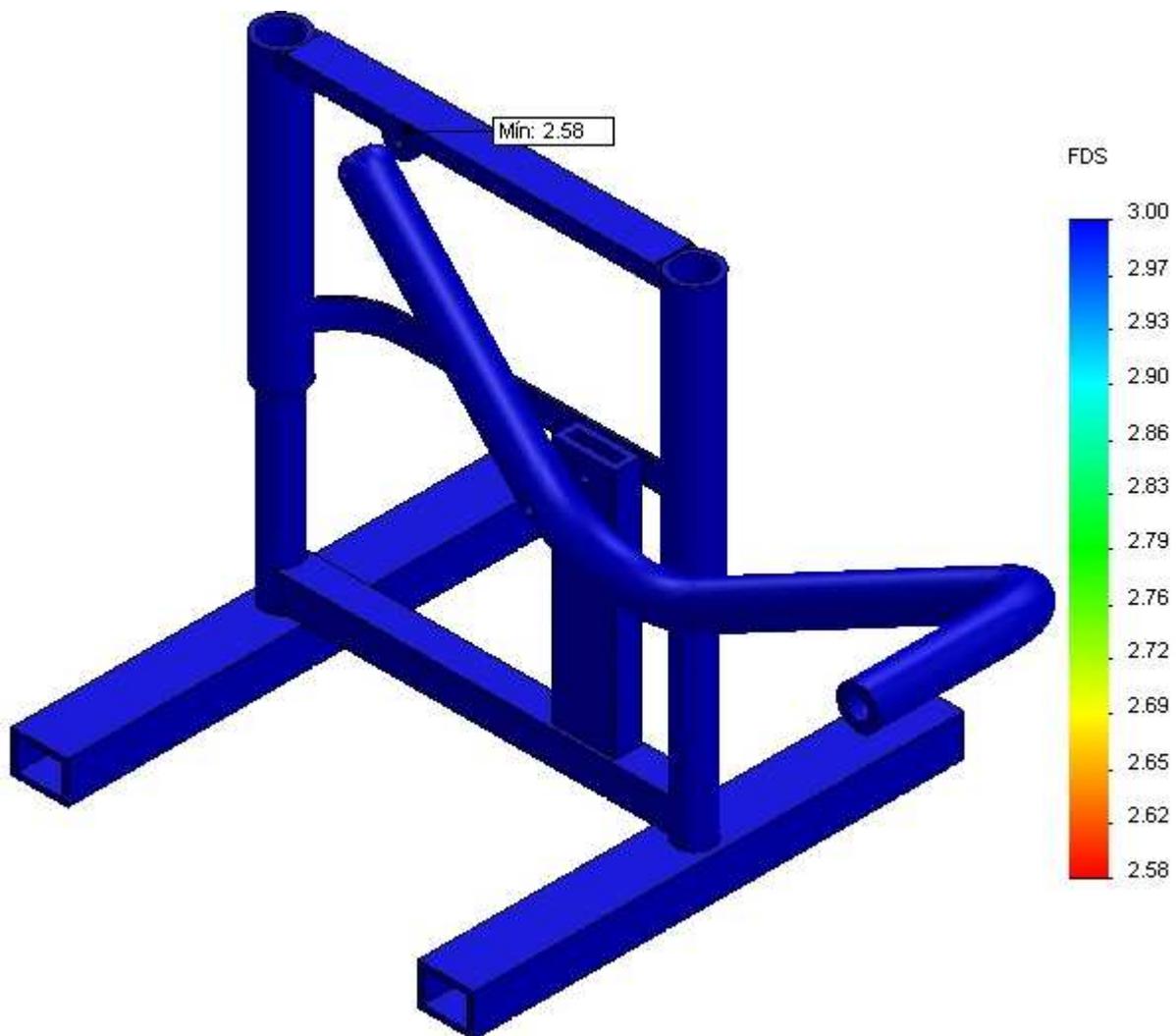


Figura 261: Distribución FDS Ensamblaje posición intermedia

- Pasadores

La solución que nos devuelve el programa respecto a los pasadores es favorable, al estar toda la tabla en color verde, por lo que no se ha de modificar nada en ninguno de ellos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-5.6542e-006	-2091.4	0	2091.4	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-0	-0	-140.12	-140.12	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	5.0455	-17.834	0	18.534	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	-0	-0	-4.6085e-011	-4.6085e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	7.9199e-006	1534.6	0	1534.6	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	140.12	140.12	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	34.718	-0.78087	0	34.727	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-1.9564e-011	-1.9564e-011	Conector tipo Pasador-5

Figura 262: Comprobación pasadores posición intermedia

- RESULTADOS OBTENIDOS EN LOS COMPONENTES DEL ENSAMBLAJE

Únicamente se van a estudiar más en detalle los elementos que no cumplan con el factor de seguridad exigido, dejando los que sí que cumplen a un lado, ya que se han estudiado en detalle anteriormente.

1. Rodillo

- Tensión de Von Mises

Es la pieza que mayores tensiones soporta de todo el ensamblaje, con un valor de 157.8 MPa. Como ocurría en el caso anterior, este valor se da en un punto aislado. El resto de la pieza apenas soporta tensiones, por lo que estará dentro de las restricciones.

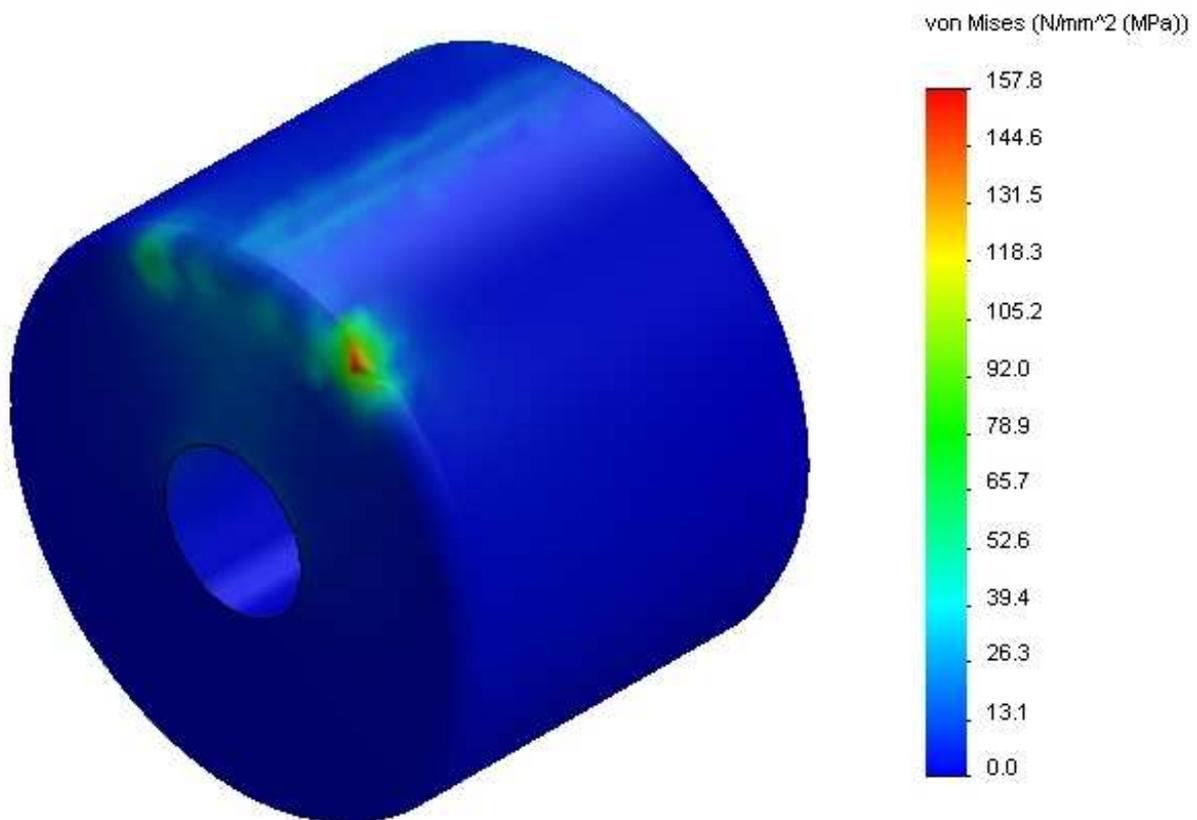


Figura 263: Distribución tensiones Von Mises Rodillo

- Factor de seguridad

Al ser el elemento más tensionado, será el elemento que tenga menor coeficiente. El punto donde se da este caso es el mismo que el de mayor tensión, con un valor de 2.58, cifra inferior al valor de 3, aunque cercana. Al ser así podría ser la única pieza que estuviera por debajo.

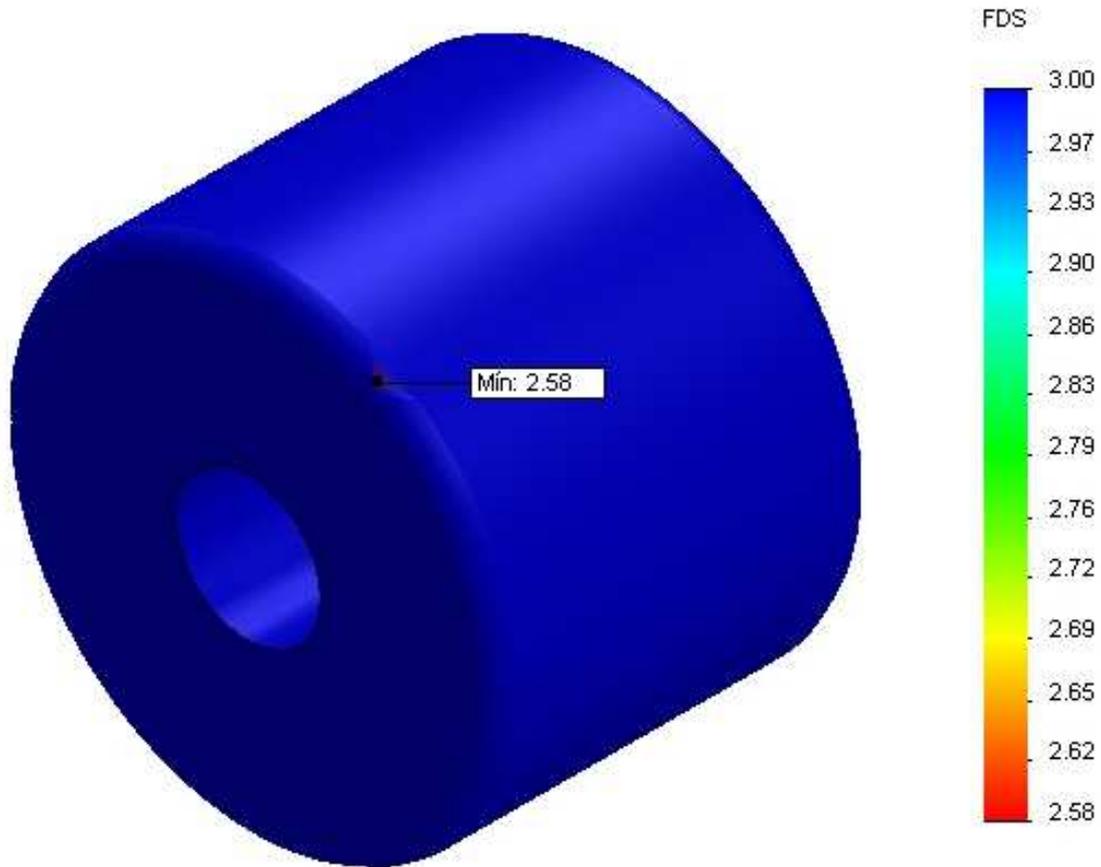


Figura 264: Distribución FDS Rodillo

- Desplazamientos

En esta posición intermedia, los desplazamientos se han reducido considerablemente en el rodillo, pasando a estar en torno a 0.3 mm. En este apartado también ha influido la disminución de los desplazamientos en general de todo el ensamblaje, sobre todo por el pedal que era el que más se desplazaba, y lo ha reducido bastante.

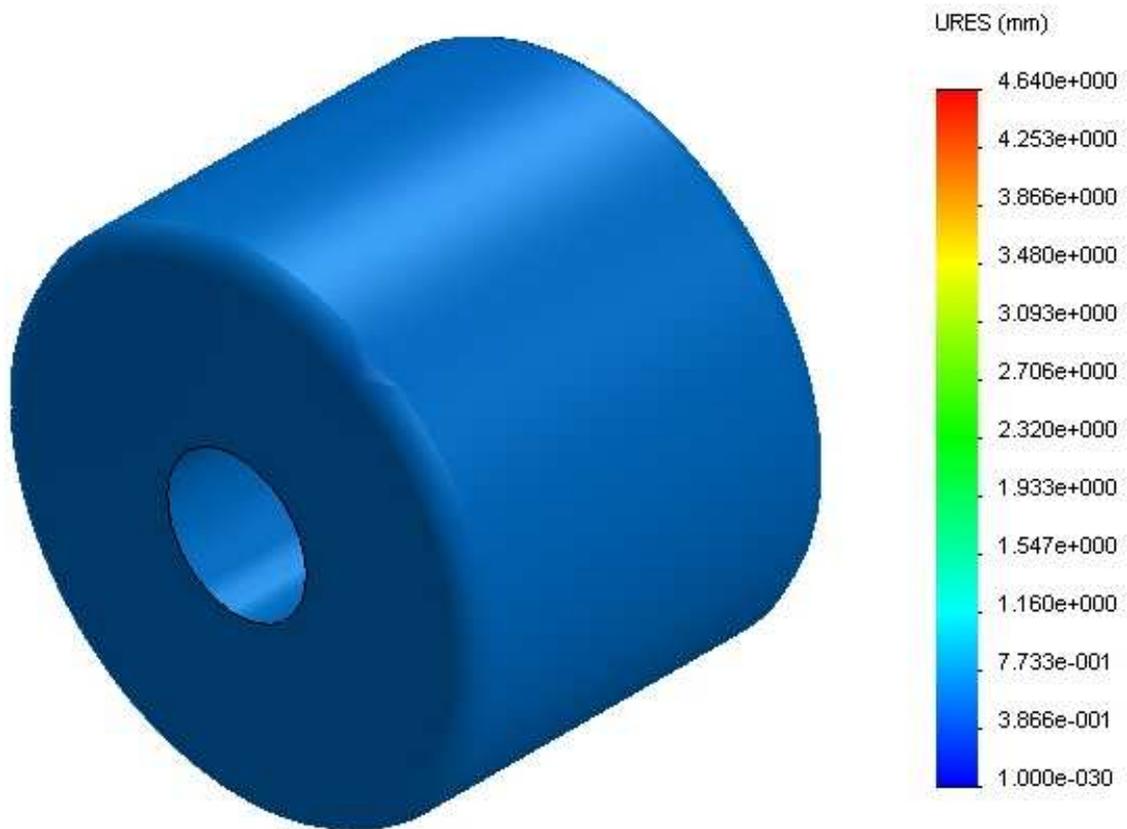


Figura 265: Distribución desplazamientos Rodillo

2. Ensamblaje sin rodillo

- Factor de seguridad

Para analizar el factor de seguridad del resto de las piezas del ensamblaje, primero se ha optado por realizar el estudio de estas en conjunto sin el rodillo mediante un gráfico de distribución del coeficiente de seguridad mayor o menor que 3, siendo las piezas de color azul si están por encima. El resultado ha sido que el factor mínimo de seguridad de todas las piezas es de 3.29, valor que se da en el carril.

Con este resultado, se puede asegurar que todas las piezas restantes cumplen el requisito de seguridad, al estar por encima del valor límite de 3, por lo que no va a ser necesario analizarlas más detalladamente.

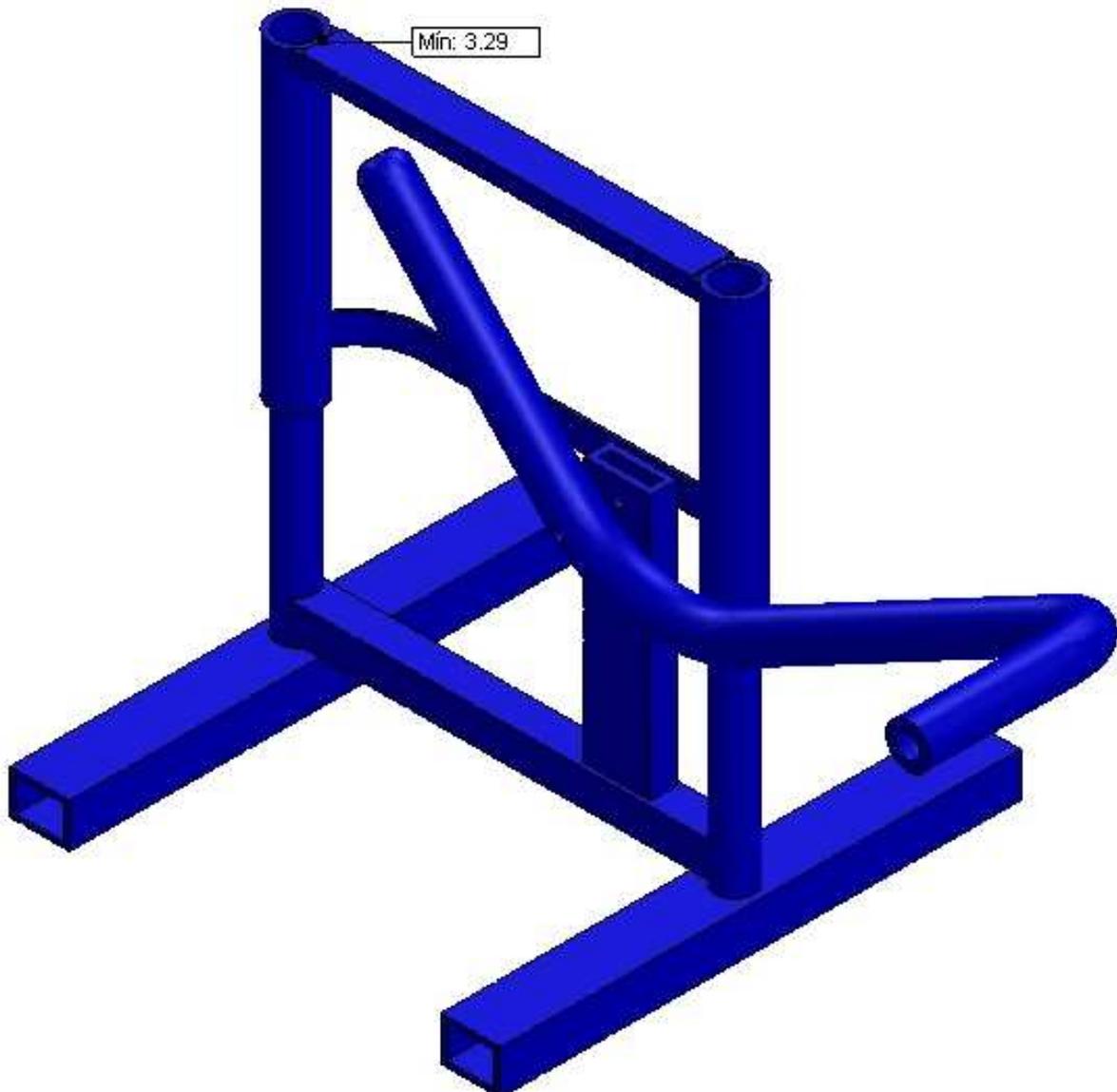


Figura 266: Distribución FDS mínimo Ensamblaje sin Rodillo

6.2.2.4 OPTIMIZACIÓN 2 Y ANÁLISIS ESTÁTICO

Analizando los resultados, se llega a la conclusión de que es necesario realizar modificaciones, principalmente en los espesores de las secciones de estas dos piezas, para que cumplan los requisitos pedidos, que superen o igualen un CFS de 3.

Para evitar los puntos de elevada tensión mostrados anteriormente y que la pieza cumpla en todos sus puntos con el CFS mínimo, se han realizado diferentes modificaciones en las piezas del ensamblaje:

Rodillo

- Aumento de la longitud del rodillo: de 18 a 20 mm

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS TRAS LAS MODIFICACIONES

Los resultados obtenidos después de modificar el elemento que no cumplía son los siguientes.

- Tensión de Von Mises

La zona de unión entre el pilar exterior izquierdo y el carril se ha convertido en la zona con más tensión, 140.8 MPa, valor inferior de la tensión máxima del conjunto, como era de esperar, al obtenido en el análisis de la posición intermedia. Este dato hace esperar que todas las piezas del ensamblaje soporten las cargas satisfactoriamente.

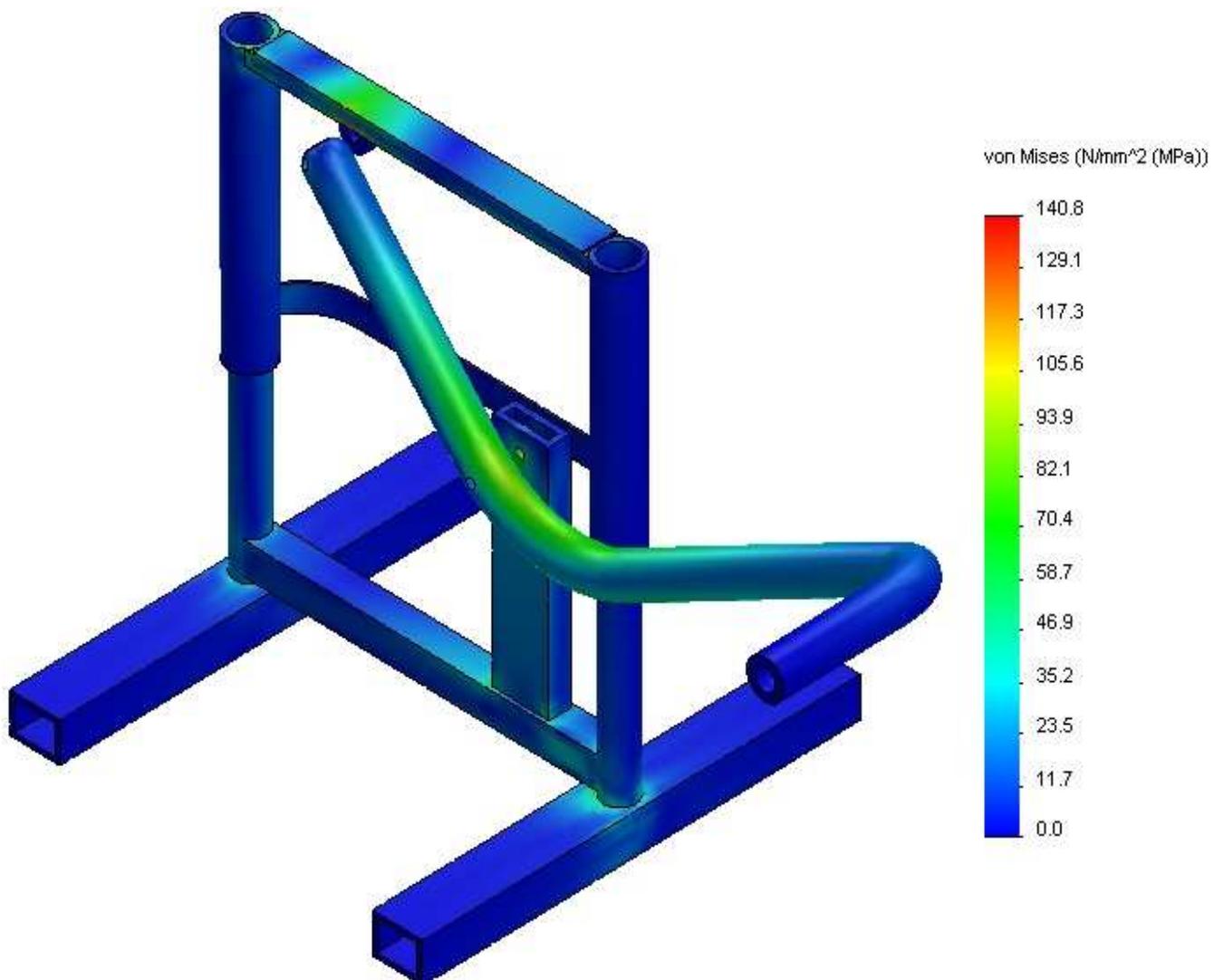


Figura 267: Distribución tensión Von Mises Ensamblaje pos. intermedia optimizada

- Desplazamientos

Los desplazamientos apenas han variado en centésimas de mm, por lo que se puede decir que permanecen idénticos al estudio anterior, no teniendo repercusión alguna, como se acaba de comprobar.

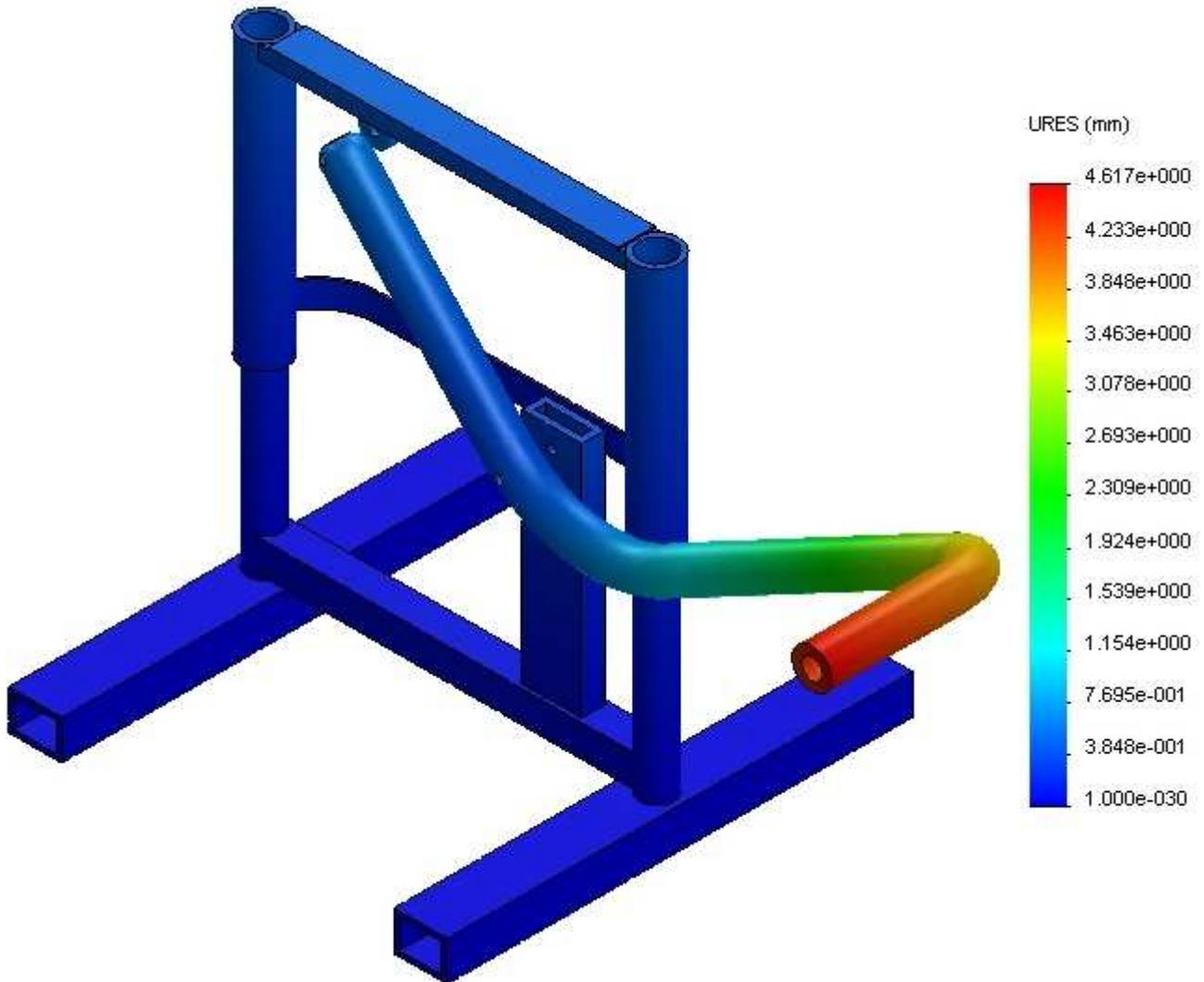


Figura 268: Distribución desplazamientos Ensamblaje pos. intermedia optimizada

- Factor de seguridad

Con la modificación realizada se ha conseguido llegar al objetivo de que todas las piezas tengan un FDS mínimo superior al valor límite de 3, lo que se comprueba viendo que toda la estructura esta en color azul, sin tener ninguna parte en rojo que indicaría que no la cumple. La pieza que menos coeficiente tiene es el carril con 3.28, y a partir de esta cifra están los valores de los demás elementos.

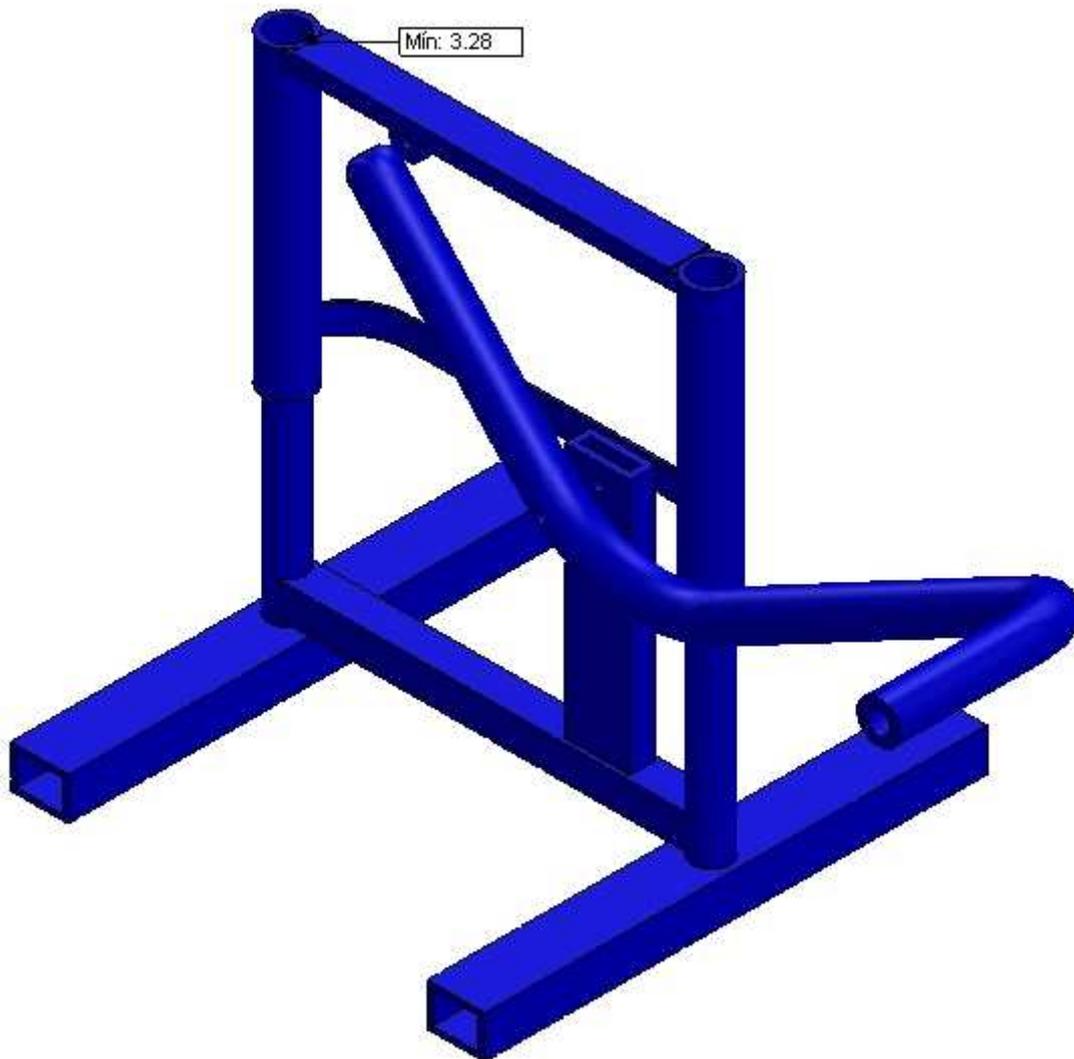


Figura 269: Distribución FDS Ensamblaje pos. intermedia optimizada

- Pasadores

Se han vuelto a comprobar los pasadores, aunque anteriormente ya cumplían con lo establecido. Siguen siendo válidos al estar los resultados en fondo verde.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	7.1072e-008	-2091.4	0	2091.4	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	-0	-0	-144.11	-144.11	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	4.5251	-18.665	0	19.205	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	-0	-0	-4.5799e-011	-4.5799e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-2.2832e-008	1534.6	0	1534.6	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	144.11	144.11	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	34.669	-0.48008	0	34.672	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-1.928e-011	-1.928e-011	Conector tipo Pasador-5

Figura 270: Comprobación pasadores pos. Intermedia optimizada

6.2.2.5 SIMULACIÓN 3. POSICIÓN FINAL

El tercer análisis se realiza a partir de las dimensiones que se han obtenido como resultado en la optimización de la posición intermedia. La posición en la que ahora se va a analizar el caballete es la posición final del ciclo del movimiento, cuando el pedal queda autobloqueado. Una peculiaridad de este estudio va a ser que no se ejerce fuerza alguna sobre el pedal, ya que es la posición en la que se va a trabajar en la moto y no se podría estar sujetando el pedal.

Se hará la simulación y a la vista de los resultados se procederá a mejorar las piezas necesarias, si fuera el caso, o a dar por válidas las dimensiones de las que se parten para este estudio.

Los resultados obtenidos del análisis se muestran en las páginas a continuación:

- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

- Tensión de Von Mises

En esta posición las tensiones de Von Mises calculadas se distribuyen según la siguiente figura. Atendiendo a la leyenda, las piezas y zonas con colores azules oscuros prácticamente no soportan tensión, ya que estas son pequeñas. Sin embargo, en piezas como el carril, y más en concreto en las zonas donde se une a los pilares exteriores, se puede apreciar que existen colores anaranjados y rojos que nos indican que es ahí donde se da la mayor tensión, con un valor de 144.4 MPa.

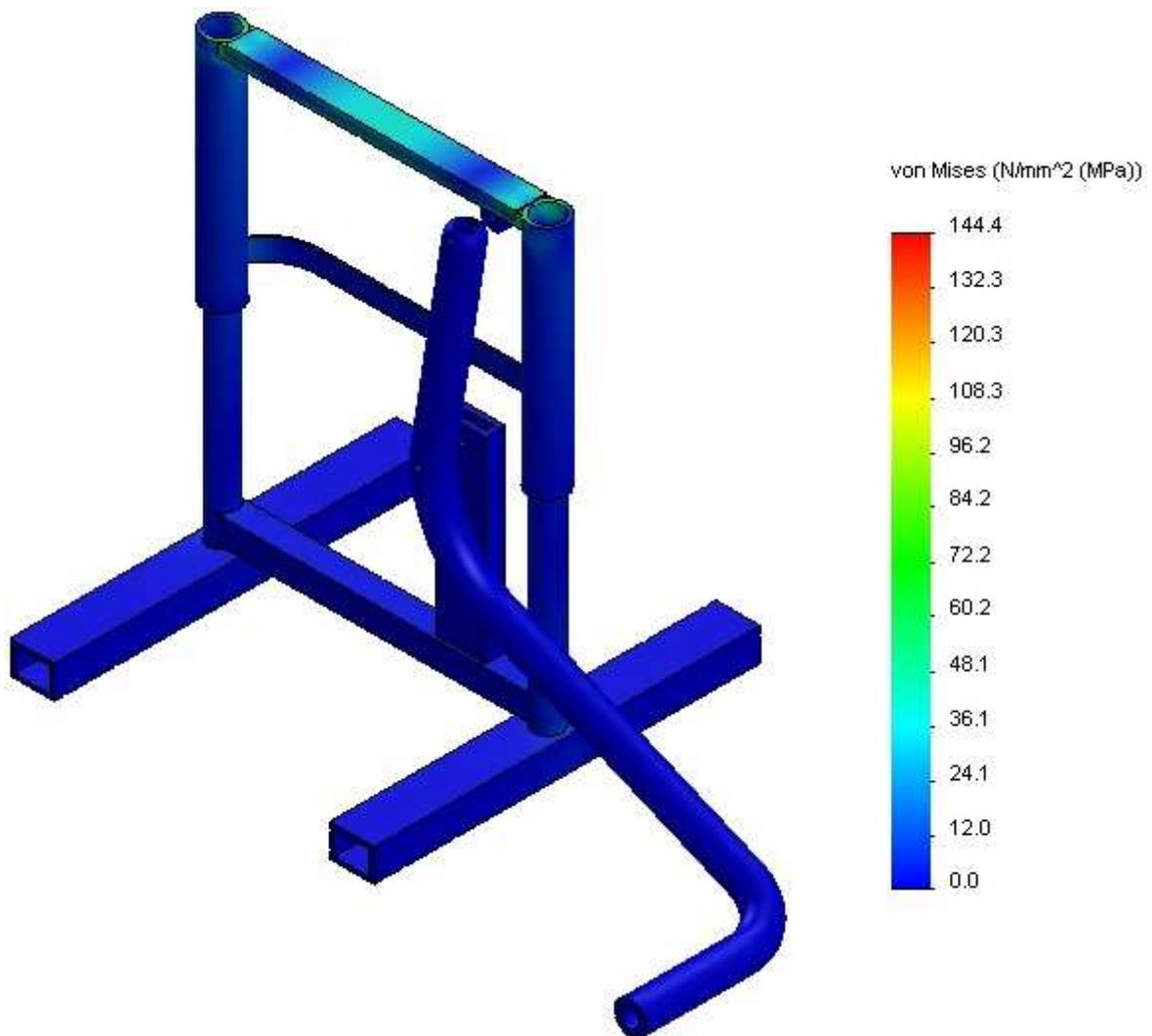


Figura 271: Distribución tensiones Von Mises Ensamblaje posición final

- Desplazamientos

Las magnitudes de los desplazamientos en esta posición final disminuyen hasta tener como valor máximo un desplazamiento de 0.8627 mm. Esto se debe a que ya no se ejerce una acción sobre el extremo del pedal, que era lo que provocaba en los anteriores apartados que hubiera mayores desplazamientos. Las piezas que se puede decir que experimentan unos mínimos movimientos son el pedal, el rodillo y el carril, estando las demás piezas sin desplazarse.

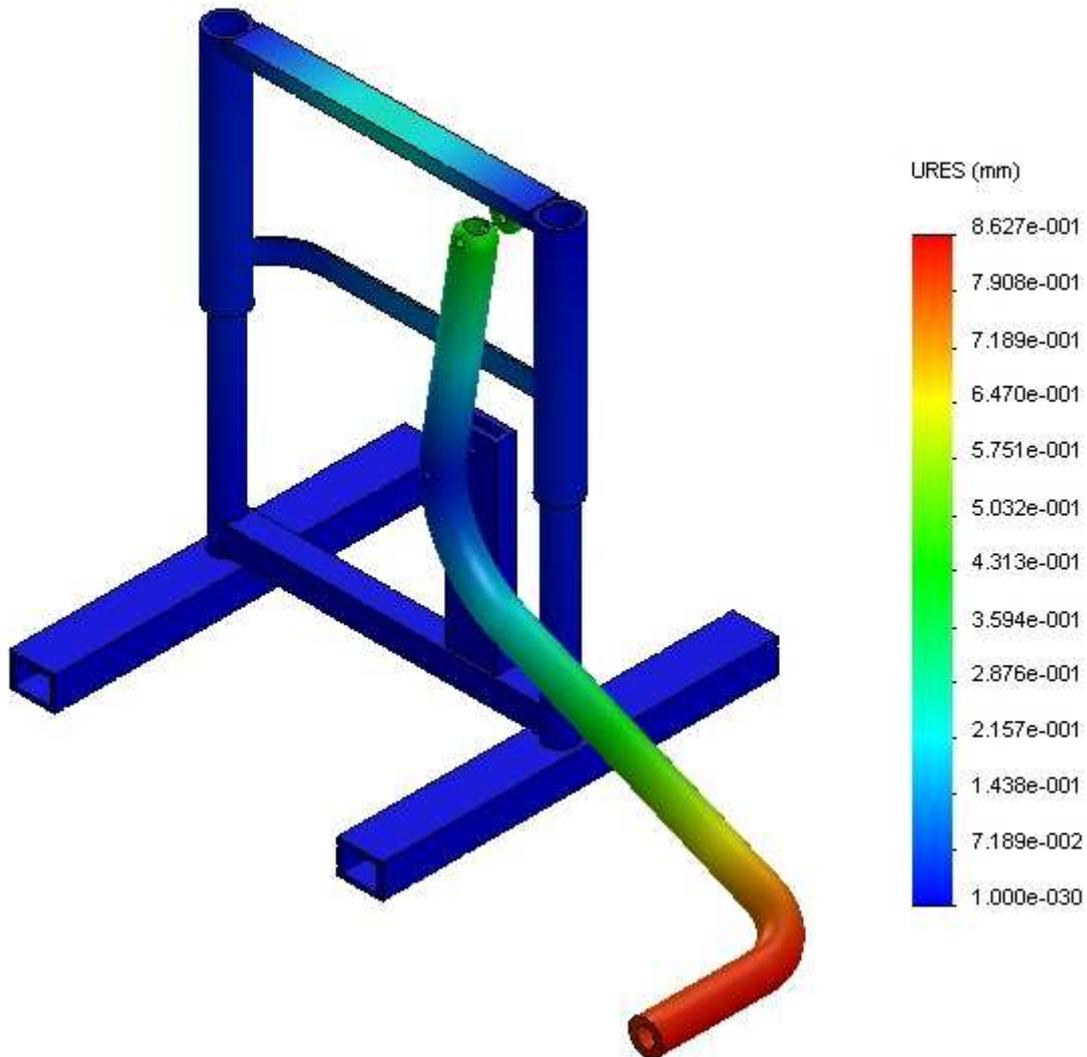


Figura 272: Distribución desplazamientos Ensamblaje posición final

- Factor de seguridad

Al observar la figura 273, se puede ver que el ensamblaje completo se encuentra en color azul, y que también hay una etiqueta con el valor mínimo que existe. Estas dos indicaciones llevan a la conclusión de que todo el conjunto supera el valor mínimo exigido como coeficiente de seguridad de 3. La otra información que dan es que el menor valor que tiene, aun superándolo, es de 3.39, y se encuentra en la unión entre el carril y el pilar exterior derecho.

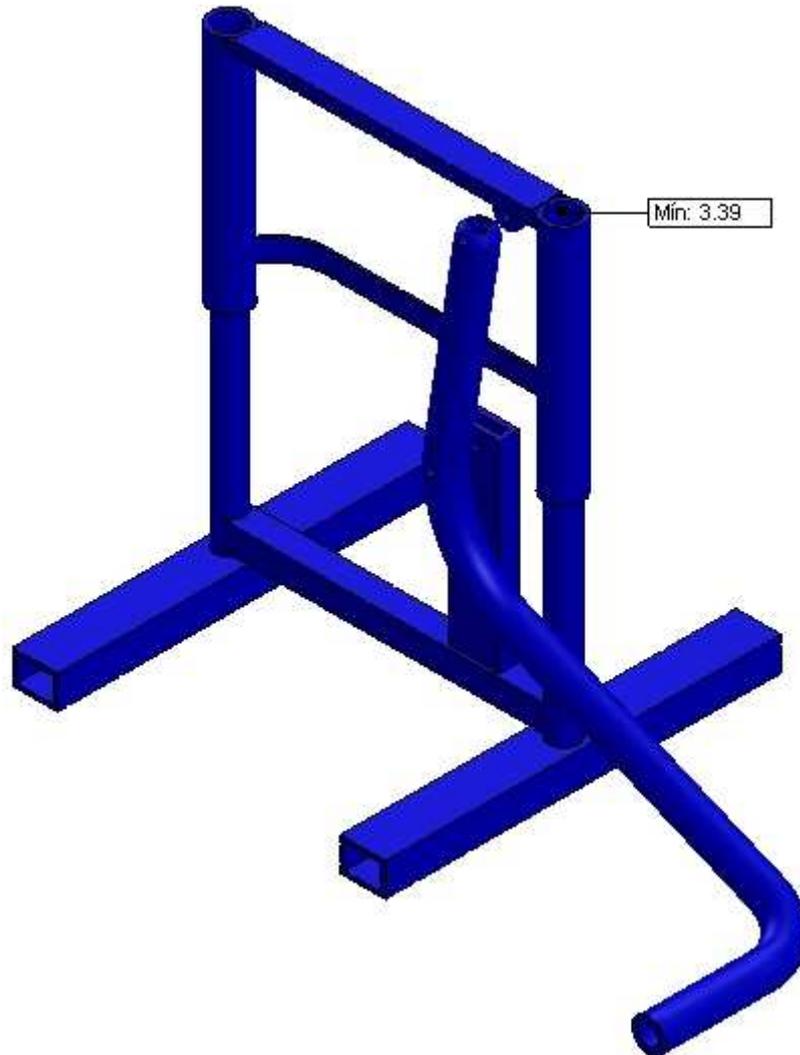


Figura 273: Distribución FDS Ensamblaje posición final

- Pasadores

El resultado de la comprobación de los pasadores, arroja un resultado positivo, es decir, que cumplen las hipótesis iniciales requeridas.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-0.018725	-0.1252	0	0.12659	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	0.15543	0.15543	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N-m)	0.024333	-0.0044572	0	0.024738	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N-m)	-0	-0	-2.1612e-011	-2.1612e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	0.018588	0.12355	0	0.12494	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	-0	-0	-0.15545	-0.15545	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N-m)	0.0056767	-6.0276e-005	0	0.0056771	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N-m)	-0	-0	-2.1612e-011	-2.1612e-011	Conector tipo Pasador-5

Figura 274: Comprobación pasadores posición final

Con el resultado obtenido en las tres simulaciones y sus correspondientes optimizaciones, se ha llegado a unas dimensiones y geometría para que soporte todos los esfuerzos a los que se verá sometido. Por lo que el caballete MODELO B, queda completamente definido y apto.

7. CONCLUSIONES

El objeto de este proyecto es la descripción, modelado y análisis de los componentes fundamentales de dos modelos diferentes de caballetes elevadores para motos de campo, lo cual se ha llevado a cabo satisfactoriamente.

Partiendo de la información obtenida de las empresas comercializadoras se han predefinido los caballetes. Antes de comenzar a realizar el modelado de las piezas que componen dicho sistema, se han realizado una serie de cálculos analíticos en las posiciones a estudiar, y que nos permitiesen pre dimensionar los componentes principales del sistema así como conocer las fuerzas que actúan sobre ellos.

Realizado los estudios analíticos de los caballetes estableciendo las hipótesis de cálculo pertinentes, se pasa a modelar con el programa SolidWorks los elementos que componen los mecanismos a partir de las dimensiones obtenidas en el pre dimensionamiento. En algunos casos estas suposiciones o hipótesis quedan algo alejadas de la realidad que simula el programa, por lo que existen variaciones entre los resultados obtenidos analíticamente y los obtenidos mediante SolidWorks. Destacar que estas diferencias son objeto de análisis en el proyecto.

El modelado en tres dimensiones de los caballetes, ha permitido realizar el análisis de resistencia y rigidez de los sistemas. Gracias a la herramienta del programa se ha podido conocer cuáles son los puntos de mayor tensión de cada uno de los componentes. Destacar que se ha trabajado de manera que ninguna de las partes de los mecanismos posean un coeficiente de seguridad inferior a 3. Para verificar que todos los componentes de los ensamblajes tienen la suficiente rigidez y resistencia para soportar todos los esfuerzos que pudieran estar presentes en el funcionamiento habitual de su vida útil, se han realizado varios estudios en varias posiciones diferentes, dependiendo del modelo de caballete.

Realizado el primer estudio, diferente en cada caballete, se verifica que todos los componentes cumplen los criterios mínimos de resistencia. Para aquellos componentes que no cumplan dichos requisitos se realizan modificaciones para que sí lleguen a cumplirlos.

Hechas las modificaciones se realiza de nuevo el estudio teniendo en cuenta las modificaciones realizadas y así sucesivamente. De este modo los caballetes cumplirán los requisitos mínimos de resistencia para todas las posiciones de su recorrido.

Se puede concluir que a la hora de realizar un proyecto en el cual se diseñe una máquina, no solo es necesario realizar los cálculos analíticos sobre el papel, sino que además es necesario complementar dichos cálculos con estudios de simulación realizados con ayuda de un software.

8. BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía consultada para la realización de este proyecto es muy amplia y variada, incluye apuntes tomados durante la carrera, prontuarios, libros técnicos y páginas web. A continuación se enumeran todos ellos:

- Apuntes:
 - Diseño de máquinas impartida por Paula María Canalí Martínez.
 - Guión de prácticas del grado de diseño impartidas por Paula María Canalís Martínez, para la simulación de los modelos mediante la aplicación "Simulation" de SolidWorks.
 - Elasticidad y resistencia de materiales impartida por José David Bel Cacho.
 - Manual AMEB
- Páginas Webs:
 - www.greenlandmx.com
 - www.mxzambrana.com
 - www.solidworks.es