



Universidad
Zaragoza



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

TRABAJO FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNIONES ATORNILLADAS ENTRE SOPORTE DE ARRIOSTRAMIENTO Y
LARGUERO DE SEMIRREMOLQUE

STUDY OF BOLTED CONNECTIONS BETWEEN BRACING BRACKET AND SEMITRAILER
LONGITUDINAL MEMBER

Autor: Raúl Fuentemilla Martínez (776218)
Director: David Valladares Hernando
Codirector: Luis Castejón Herrer
Grado: Ingeniería Mecánica

Zaragoza, 25 de Noviembre de 2022

1. Resumen del proyecto

En el presente Trabajo de Fin de Grado, se ha realizado un exhaustivo estudio de las uniones atornilladas situadas en la zona de soporte de ejes de un semirremolque. Concretamente se ha analizado la unión entre el larguero del semirremolque y el soporte de arriostramiento, que sería el encargado de dar sujeción y equilibrio al vehículo.

El proyecto ha sido desarrollado a través de MSC Patran que dispone de un software de proceso previo para el análisis de elementos finitos. El proceso posterior se ha realizado con Abaqus 6.14.2, a través del cual se han obtenido resultados y se han extraído las pertinentes conclusiones.

Se han estudiado principalmente dos casos de carga:

- Maniobra de giro de radio mínimo: situación más desfavorable en el caso de semirremolque
- Frenada

Ambos siempre combinados con el apriete de los tornillos, que a fin de cuentas es realmente donde va a estar el foco de nuestra atención ya que nos interesa ver cómo se comportan éstos frente a los casos de carga mencionados anteriormente.

Para cada uno de los casos de carga se obtienen resultados y en base a éstos se extraen conclusiones. Se determinan posibles perfeccionamientos para que los resultados sean óptimos y se establecerán modos de sucesión del proyecto, es decir, ¿de qué manera se podría continuar y progresar en la mejora de este proyecto?



AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer encarecidamente todo el apoyo que me ha brindado mi familia, especialmente mis padres y mi hermano, durante estos 4 años de carrera y sobre todo en esta última etapa que por momentos se hacía muy cuesta arriba y parecía no tener fin.

Por supuesto, dar las gracias a mi cuadrilla de amigos que siempre han estado ahí aguantando mis altibajos y apoyándome para que nunca me rindiera.

A mis compañeros del Erasmus con los que he compartido este último trayecto hacia la meta y con los que más he crecido tanto personalmente y como académicamente.

A mis tutores del proyecto, David y Luis, que me han ayudado en todo momento con todos los problemas que me iban surgiendo en el transcurso del trabajo.

Índice

1.	Resumen del proyecto	2
2.	Introducción	6
3.	Objetivo y alcance	8
4.	Estado del arte del semirremolque (NORMATIVA)	10
5.	Metodología	12
6.	Descripción del modelo	13
6.1	Larguero	13
6.1.1	Descripción	13
6.1.2	Modelo en Patran	13
6.2	Chapa auxiliar	17
6.3	Unión atornillada	18
6.3.1	Descripción	18
6.3.2	Modelo en Patran	19
6.4	Soporte de arriostramiento	22
6.5	Travesaños	23
6.6	Nervios	23
7.	Contactos	25
7.1	Contacto tipo tied	25
7.2	Contacto tipo general	25
7.3	Equivalencias	26
8.	Condiciones de contorno	26
8.1	Apriete de tornillos	26
8.2	Empotramientos	27
8.3	Giro de radio mínimo	28
8.4	Frenada	29
9.	Casos de carga	30
9.1	Cálculo 1	30
9.2	Cálculo 2	33
9.2.1	Apriete de los tornillos	34
9.2.2	Giro de radio mínimo	37
9.3	Cálculo 3	41
9.3.1	Apriete de los tornillos	42
9.3.2	Giro de radio mínimo	44
9.3.3	Frenada	48



9.4 Cálculo 4	53
9.4.1 Apriete de tornillos.....	59
9.4.2 Giro de radio mínimo	63
9.4.3 Frenada.....	70
10. Conclusiones.....	74
11. Futuras líneas de trabajo.....	75
12. Bibliografía	76
12.1 Índice de Referencias	76
12.2 Índice de figuras	77

2. Introducción

Si bien el tipo de vehículo sobre el que vamos a trabajar es un camión dividido principalmente en dos conjuntos claramente diferenciados, este proyecto va a estar centrado mayoritariamente en uno de ellos al que denominamos semirremolque. Siendo el otro la cabeza tractora, a la que no dedicaremos especial atención en lo que a modelización mediante elementos finitos se refiere.

Para entender con claridad todos los aspectos que van a ser tratados durante este escrito empezaremos aclarando la diferencia entre un remolque y un semirremolque para disipar las dudas que puedan surgir con relación a este tema -figura 2.1-. El remolque se engancha a un camión y el semirremolque a un tractocamión. El remolque se une a un accesorio llamado gancho de arrastre y el semirremolque se acopla a la quinta rueda, que en realidad es un plato de enganche deslizante -figura 2.2-.

Como modelo de semirremolque en el que fijarnos hemos recurrido a la empresa Lecitrailer, fabricante líder del mercado nacional de remolques y semirremolques y uno de los principales actores del mercado internacional.

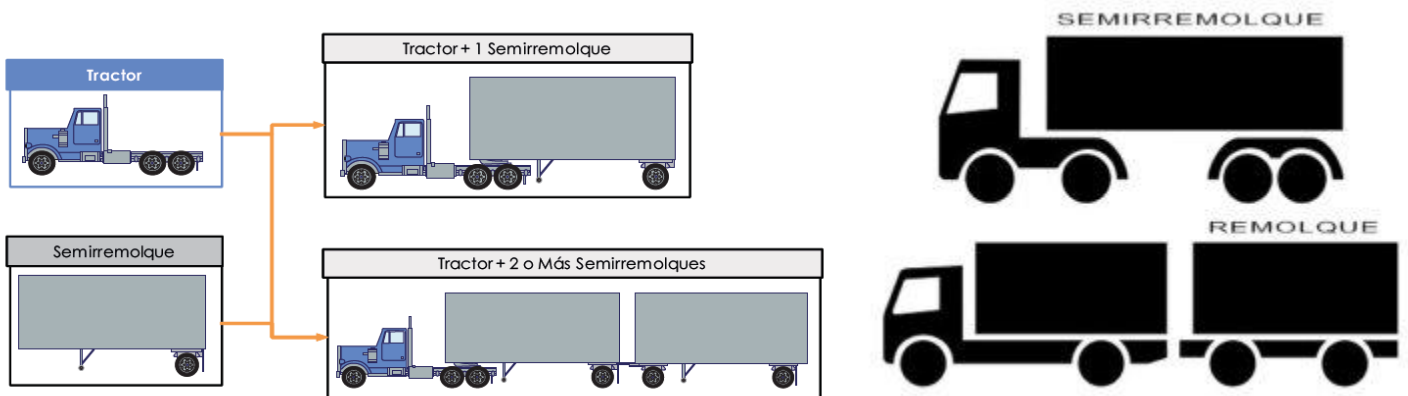


Figura 2.1 - Diferencia entre remolque y semirremolque [1]

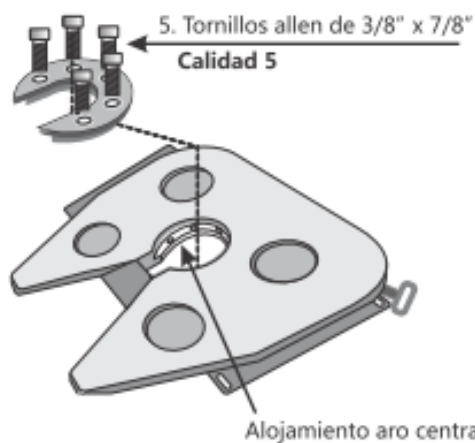


Figura 2.2 - Plato de enganche deslizante [2]

Al igual que hemos aclarado el concepto de semirremolque, debemos aclarar también la otra parte de la unión atornillada que sería el soporte de arriostamiento -figura 2.3-. Todo este conjunto recordamos, se sitúa a la altura del eje donde se alojan las ruedas del vehículo.

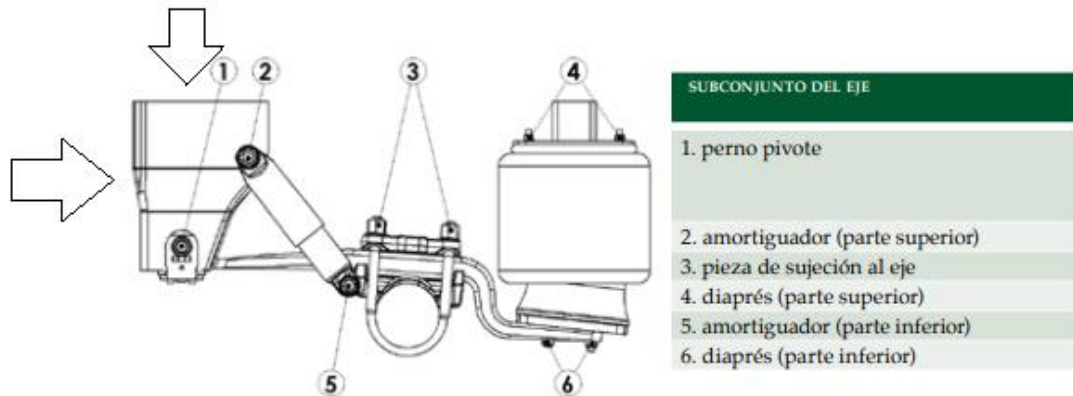


Figura 2.3 - Análisis del soporte de arriostamiento [3]

El soporte de arriostamiento principalmente estaría constituido por la pieza que se señala en la figura 2.3, el resto de los componentes se unen a él formando un conjunto que aporta la estabilidad, equilibrio y consistencia necesarias al vehículo, siendo capaz de adaptarse a todo tipo de situaciones: giros bruscos, frenadas repentinas, baches...

Teniendo en cuenta todo lo anteriormente descrito, lo que se pretende es abordar la representación de la unión atornillada entre el larguero del semirremolque y el soporte de arriostamiento. En primer lugar, se diseñará el conjunto en MSC Patran mediante elementos finitos para posteriormente realizar cálculos y obtener resultados a través del software de Abaqus.

Finalmente, se valorarán posibles líneas de mejora en función de los resultados que se hayan obtenido.

3. Objetivo y alcance

El principal motivo por el que se planteó el desarrollo de este proyecto radica en la sustitución de una unión soldada entre el larguero del semirremolque y el soporte de arriostramiento.

A continuación, se exponen las desventajas de la soldadura. Como podremos observar surge la necesidad de cubrir una serie de carencias, es por todo ello que entran en juego las uniones atornilladas, sustituto ideal para este tipo de situaciones.

DESVENTAJAS DE LA SOLDADURA

Claramente hemos de ser conocedores de la existencia de diferentes tipos de soldadura y cada una tendrá sus particularidades, en este apartado comentaremos generalidades acerca de las uniones soldadas.

- Las conexiones rígidas posiblemente no sean óptimas en el diseño.
- La revisión de las conexiones es más difícil de realizar.
- A la hora de exportar o importar el producto soldado, éste debe de ir todo en un único conjunto. Dificultando su embalaje y posterior transporte ya que ocuparía demasiado espacio.
- En el momento de incorporar el conjunto a otro de índole superior, también podrían aparecer dificultades, pudiendo llegar al extremo de la imposibilidad de poder incorporar el conjunto.
- Contaminación producida por los humos y gases que se producen como consecuencia natural de las reacciones químicas.
- Imperfecciones en los acabados que dan lugar a piezas visualmente antiestéticas.

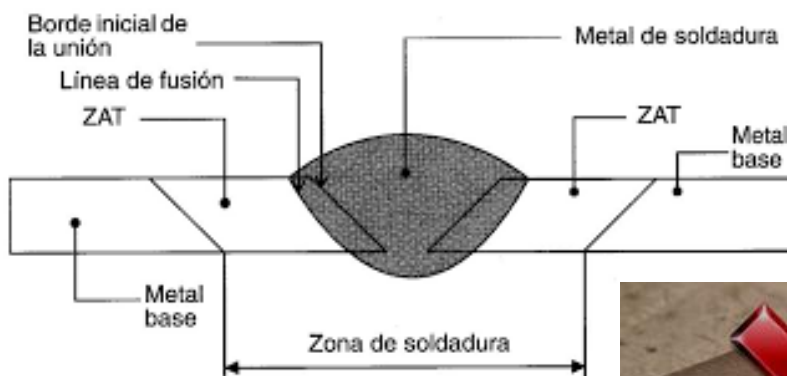


Figura 3.1 - (a) Esquema de uniones soldadas [4] (b) Imperfecciones de un cordón de soldadura

VENTAJAS DE LA UNIÓN ATORNILLADA

En nuestro caso la unión atornillada está formada por un tornillo, un par de arandelas (idénticas) y una tuerca -figura 3.2-.

- Se pueden desmontar fácilmente, tanto para fines de inspección como para fines de embalaje y transporte.
- Los costes de operación son relativamente bajos en comparación con los costes de uniones por soldadura.
- Facilidad para unir distintos materiales con distintos tipos de fabricación.

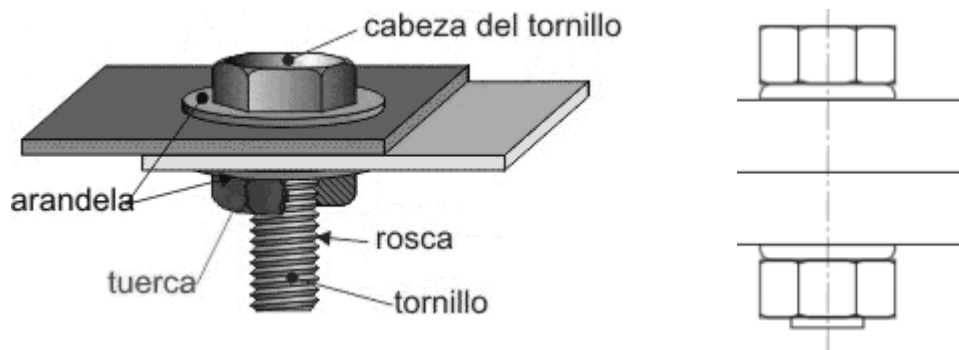


Figura 3.2 - Esquema de las uniones atornilladas [5]

4. Estado del arte del semirremolque (NORMATIVA)

La investigación en torno al área de vehículos, en este caso trailers, es un asunto que siempre ha estado en continuo desarrollo a lo largo del tiempo puesto que se ha tratado de conseguir la máxima seguridad a partir de la experimentación y de aplicar mejoras basadas en los resultados obtenidos en dichas pruebas.

Como ya se ha comentado anteriormente, el objetivo del proyecto es evidenciar que una unión atornillada entre el larguero del semirremolque y el soporte de arriostamiento es capaz de sustituir de forma equivalente a una unión soldada.

El tema de las uniones atornilladas en los semirremolques fue tratado en el trabajo de fin de grado que realizó Jesús Segura en el año 2015 [6], donde se elaboró un estudio íntegro de los submodelos que usaban uniones atornilladas dentro del conjunto del semirremolque, pero no se tuvo en cuenta en ningún momento el tipo de unión atornillada considerada en este estudio.

Entre los casos de estudio, nos centraremos en la maniobra de giro de radio mínimo -figura 4.1-, que sería la situación más desfavorable para el vehículo. En la situación de giro de radio mínimo la cabeza tractora tira del pivote del semirremolque a aproximadamente 90 grados con respecto a su eje longitudinal. El radio de giro es una medición que describe la capacidad del vehículo para girar. Cuanto más corto sea éste, se dice que este ofrece más maniobrabilidad.

Los conjuntos cabezas tractoras-semirremolques son medios de transporte extremadamente complejos, cada aspecto del rendimiento de la unidad depende de variados factores no solo dentro del camión sino también del semirremolque. El semirremolque constituye la mayor parte del tamaño y la masa de la unidad. Tanto el radio de giro del tractor como el radio de giro general de la unidad generalmente dependen más del semirremolque que de la cabeza tractora.



Figura 4.1- Posición del tractor-semirremolque considerada en la "maniobra de radio mínimo" [7]



Figura 4.2 - Situación de frenada para un tráiler [8]

Para el análisis de la situación de giro de radio mínimo hemos tomado como referencia el artículo de investigación realizado por varios profesores del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza [6]. Esta situación provocará elevados fenómenos de esfuerzos y tensiones en la estructura (soportes de los ejes y uniones atornilladas), que serán estudiadas posteriormente.

También será estudiada la situación de frenada para el tráiler, en la que analizaremos el rozamiento entre el neumático del vehículo y la calzada, que nos permitirá calcular la fuerza de rozamiento directamente proporcional a la fuerza normal que ejerce el asfalto sobre el neumático. Este caso de carga es de especial interés y con frecuencia se estudia en todo tipo de vehículos para observar el comportamiento de sus componentes frente a situaciones violentas.

El primer paso que se tuvo que dar antes de empezar con el diseño de los tornillos, tuercas y arandelas fue la búsqueda de las normas donde quedan reflejadas las dimensiones que éstas deben tener. Gracias a la ayuda de la base de datos de la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) que permite el acceso, a todos los miembros de la comunidad universitaria, al texto completo de la colección íntegra de todas las normas UNE, pudimos diseñar de forma precisa todos los subconjuntos de la unión atornillada.

Las normas asociadas a cada subconjunto son las siguientes:

- UNE-EN ISO 898-1:2013 [9] → Tornillo
- UNE-EN 14399-3 [10] → Tuerca
- UNE EN 14399-6:2015 [11] → Arandelas

Los cálculos se han realizado con un tornillo de métrica 16 y como consecuencia tuerca y arandelas van de la mano de la métrica del tornillo, es decir, las dimensiones de las arandelas y de la tuerca las determina la métrica del tornillo.

En definitiva, los estudios que se han desarrollado sobre esta parte concreta del eje de un semirremolque son bastante novedosos en cuanto a la incorporación de la unión atornillada en lugar de la unión soldada. Sin embargo, los casos de carga que se tratan en el proyecto son los que con frecuencia se estudian por el mero hecho de que son los casos más desfavorables y de los que más información se puede extraer, que a fin de cuentas es lo que más interesa: recopilar la mayor cantidad de datos posible para luego tomar decisiones en base a éstos y poder realizar las modificaciones oportunas del diseño que mejoren el comportamiento del vehículo.

5. Metodología

Todo trabajo de investigación tiene un planteamiento previo que define las directrices que han de seguirse para llegar al objetivo final. Por lo tanto, durante el transcurso de este proyecto se ha seguido un orden bastante claro que ha permitido un progreso más sencillo y eficiente.

Inicialmente, se realizó una profunda búsqueda de información acerca de los tipos de uniones atornilladas existentes para ver cuál de ellas se podía adaptar más al caso en el que nos encontramos. Finalmente, se optó por un tornillo de cabeza hexagonal con vástago roscado, además de su respectiva tuerca y su par de arandelas, todos ellos normalizados según normas UNE vistas en apartados anteriores. Para establecer la métrica y el número de tornillos que la unión atornillada iba a llevar simplemente hemos de fijarnos en las dimensiones del ala inferior del larguero del semirremolque, en vista a este dato se tomará una decisión que determinará las características dimensionales de la unión atornillada.

Una vez definido el tipo de tornillo que usaremos en nuestro diseño de unión atornillada, faltaría conocer qué elemento auxiliar se va a usar para unir el larguero con el soporte. Con la ayuda de una chapa auxiliar y a través de unos agujeros pasantes se conseguirá unir los dos subconjuntos.

El conjunto global podría dividirse claramente en 4 subconjuntos: larguero del semirremolque, chapa auxiliar, soporte de arriostamiento, travesaño (unión de un larguero con otro). Todos ellos serán descritos en detalle posteriormente.

Inmediatamente a continuación de haber planteado la unión atornillada, pasamos a diseñar los subconjuntos a través de MSC Patran, siguiendo un método de trabajo secuencial que ampliaremos con más detalle en el apartado de descripción del modelo. Al finalizar con Patran extraeremos un input, que no es más que un documento de texto que recopila toda la información con un formato especial para que pueda ser ejecutado a través de Abaqus mediante el "Command Prompt" de windows.

El proceso de cálculo puede llevar un tiempo aproximado de unas 5 horas, tras él se obtienen resultados que pueden ser analizados de forma bastante intuitiva. A parte de la animación que el programa ofrece en la que se puede observar el comportamiento del conjunto frente a los casos de carga, el modelo seguirá un código colores que nos permitirá reconocer de un simple golpe de vista donde se encuentran los elementos más tensionados y deformados.

6. Descripción del modelo

El modelo consiste básicamente en un corte del larguero del semirremolque a la altura de la zona del eje, que permite realizar una representación cualitativa de la unión entre el larguero y el soporte de arriostramiento.

Por lo tanto, los elementos que aparecen en el modelo y por consiguiente representaremos mediante elementos finitos, son los siguientes.

- Larguero: perfil doble T (ala superior, alma y ala inferior)
- Chapa auxiliar que permite la unión atornillada
- Unión atornillada: arandelas, tornillo y tuerca
- Soporte de arriostramiento
- Travesaño: unión con el otro larguero del semirremolque. Aporta rigidez al conjunto, las fuerzas se trasladan de un larguero a otro que se encarga de absorberla.
- Nervios: conectados entre el ala superior y el ala inferior del larguero.

6.1 Larguero

6.1.1 Descripción

El larguero del semirremolque se trata de un perfil doble T cuya sección transversal está formada por dos alas y un alma que las une. Las aristas de las alas son vivas y las uniones entre las caras del alma y las caras interiores de las alas son redondeadas. Sin embargo, en el modelo de Patran no se tendrán en cuenta las uniones redondeadas, puesto que no se considera un aspecto relevante y los resultados numéricos no se verán especialmente alterados.

Los perfiles doble T presentan un buen comportamiento para la flexión provocada por un momento flector cuya dirección vectorial sea perpendicular al alma central. De hecho, en esa situación los perfiles doble T constituyen una solución muy económica.

Sin embargo, los perfiles doble T no tienen tan buen comportamiento para un momento flector perpendicular a las alas o en casos de flexión compuesta. El principal problema resistente que presentan radica en su escasa resistencia frente a torsión.

6.1.2 Modelo en Patran

Para representar los diferentes subconjuntos del modelo en Patran siempre seguiremos la misma dinámica, esto nos permitirá llevar un orden y una organización que facilitará el proceso.

Comenzaremos orientando el subconjunto según los ejes X, Y, Z y acto seguido pensaremos la forma geométrica que va a tener, ya que este será el punto de partida para modelizar en Patran, En este caso el larguero del semirremolque estará formado por tres prismas rectangulares (el ala inferior lo trataremos de forma especial más adelante puesto que tiene los agujeros pasantes donde se alojarán los tornillos).

6.1.2.1 Ala Inferior

El ala inferior del larguero fue la primera parte que se creó de todo el conjunto y a partir de ésta se fueron desarrollando el resto. En concreto, este subconjunto fue aprovechado para desarrollar el alma y el ala superior como veremos a continuación.

Para representar el ala inferior, lo primero que debemos tener en cuenta son los 4 agujeros pasantes donde se asientan los tornillos que permiten la unión con la chapa auxiliar. Una vez que tengamos clara la geometría, debemos plasmarla en Patran a través del menú de geometría donde a través de puntos, curvas y transformaciones pertinentes consigamos una geometría lo más realista posible.

Es en este punto dejamos a un lado lo que denominamos geometría y pasamos a todo lo relativo al mallado. Entendemos como malla el conjunto de cuadriláteros y triángulos que representa una superficie o una geometría sólida. Al igual que los sólidos, la estructura de un objeto de malla incluye vértices, aristas y caras.

El objetivo del mallado es discretizar la geometría, ya que el cálculo posterior se basa en el método de los elementos finitos, para ello debemos asociar a la geometría la categoría de superficie. En esta parte del larguero la malla no va a ser idéntica a lo largo de toda la superficie, hay que tener muy claro este concepto a la hora de dividir la geometría en distintas superficies.

La malla limítrofe a los agujeros donde se asientan los tornillos tendrá forma de “tela de araña” – figura 6.1-, será una malla sumamente fina. En esta parte del ala inferior donde se van a concentrar la mayor parte de las tensiones interesa este tipo de mallado con el objetivo de obtener una mayor precisión en los cálculos. El resto de la geometría se puede permitir un mallado menos fino.

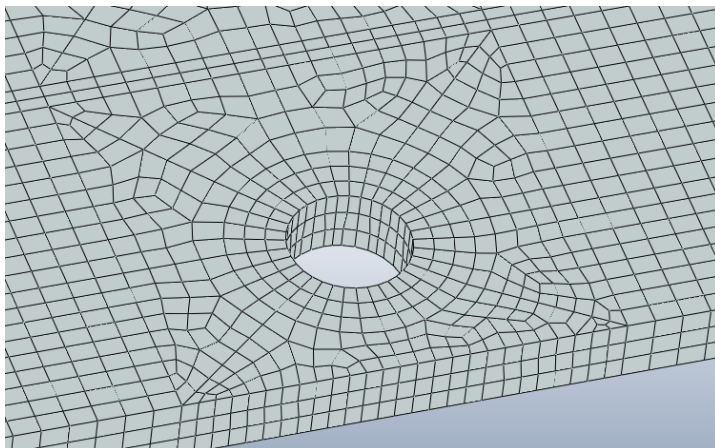


Figura 6.1 - Malla en forma de “tela de araña”

El tipo de malla que vamos a usar a lo largo de todo el proyecto con frecuencia será de tipo cuadrilátero. Aunque en determinadas ocasiones, como por ejemplo en superficies irregulares, se requiere el uso de malla tipo paver que mezcla cuadriláteros y triángulos adaptándose de manera sobresaliente a la superficie.

Por ahora tendríamos una cara mallada con elementos 2D denominados shell, como lo que queremos son elementos volumétricos 3D denominados solid, debemos de modificar el mallado y mediante una extrusión generar el volumen deseado, todo ello a través del menú meshing → modify → sweep element → extrude. En esta opción tendremos que elegir también el número de elementos que va a generar la extrusión (en este caso determinará el grosor del ala), en función de si queremos una malla más fina o gruesa.

Cada una de las piezas malladas que se van a crear en este proyecto se asocian a un grupo. Esto permitirá mostrar u ocultar los grupos con libre albedrío, algo que será muy útil a la hora de generar las equivalencias y los contactos entre piezas como veremos con posterioridad.

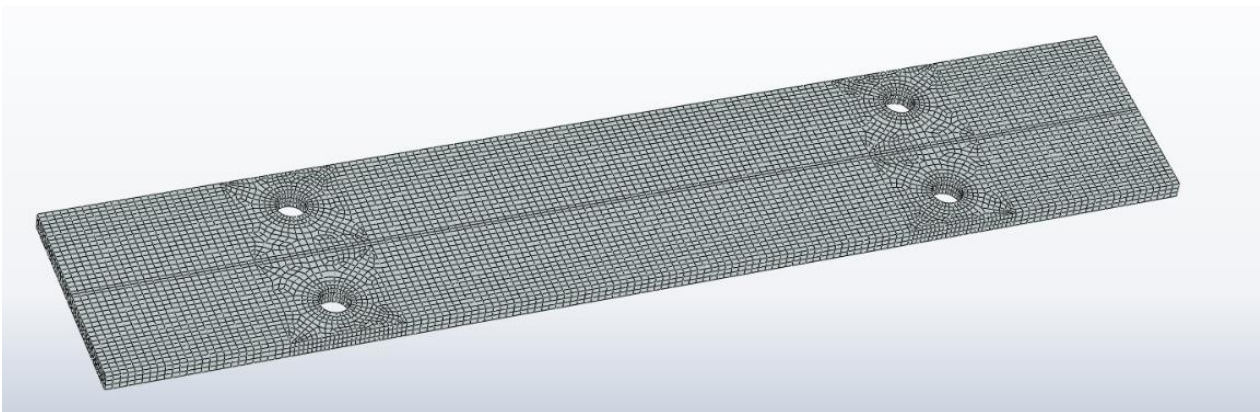
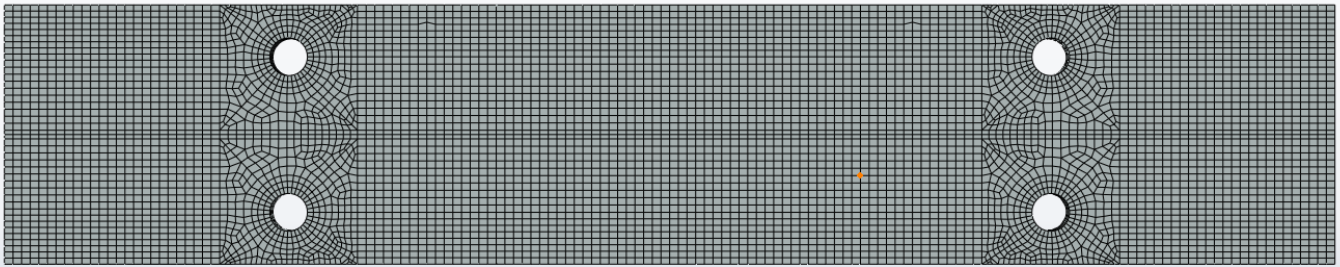


Figura 6.2 - (a) Malla con elementos tipo shell ala inferior.

(b) Malla con elementos 3D ala inferior 26660 nodos 19151 elementos (x2 piezas)

Llegados a este punto, lo único que nos faltaría sería asociarle un material con una serie de propiedades a los elementos tipo solid, es en este momento cuando nuestro subconjunto ya estaría creado y tendría sentido como pieza que forma parte de un conjunto.

6.1.2.2 Alma

El alma del larguero del semirremolque va a ser creado a partir del ala inferior. Aprovecharemos una hilera de caras de elementos pertenecientes al ala inferior y a través de la opción del menú meshing → modify → sweep element. → extrude, podremos generar un alma de dimensiones 350x618x4.

En este caso la ventaja que sacamos de este proceso es que, al haber generado el alma a partir del ala inferior, ambos subconjuntos del larguero serán equivalentes, es decir, están unidos y son pertenecientes al mismo conjunto. La parte inferior del alma es solidaria al ala inferior y lo mismo ocurre con la parte superior del alma como vemos a continuación.

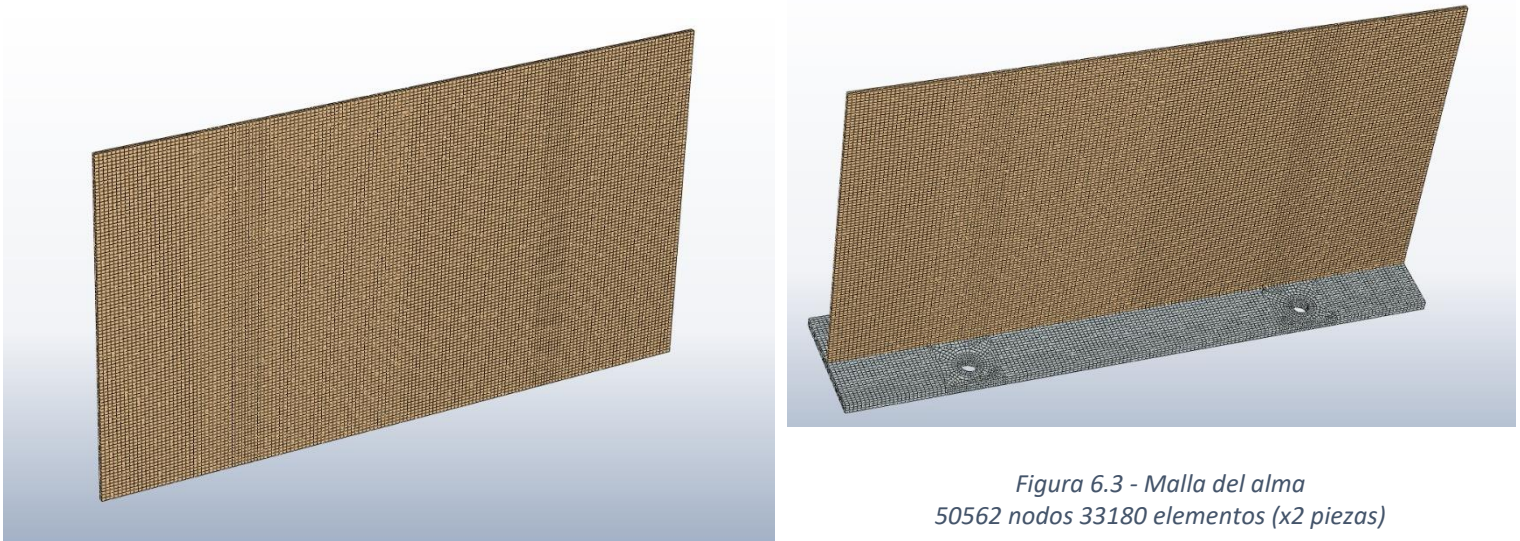
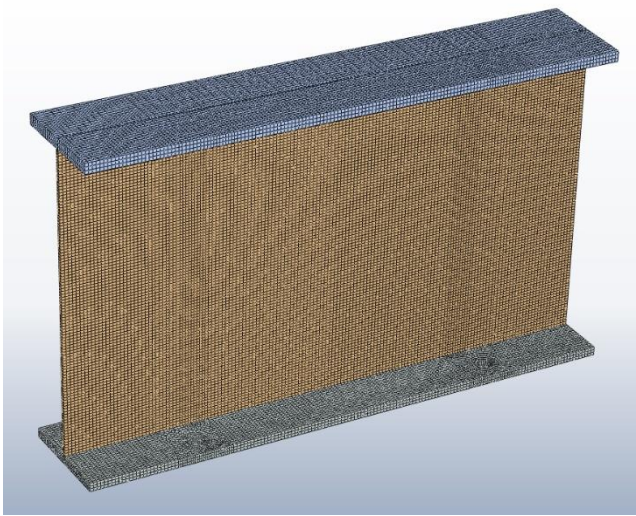
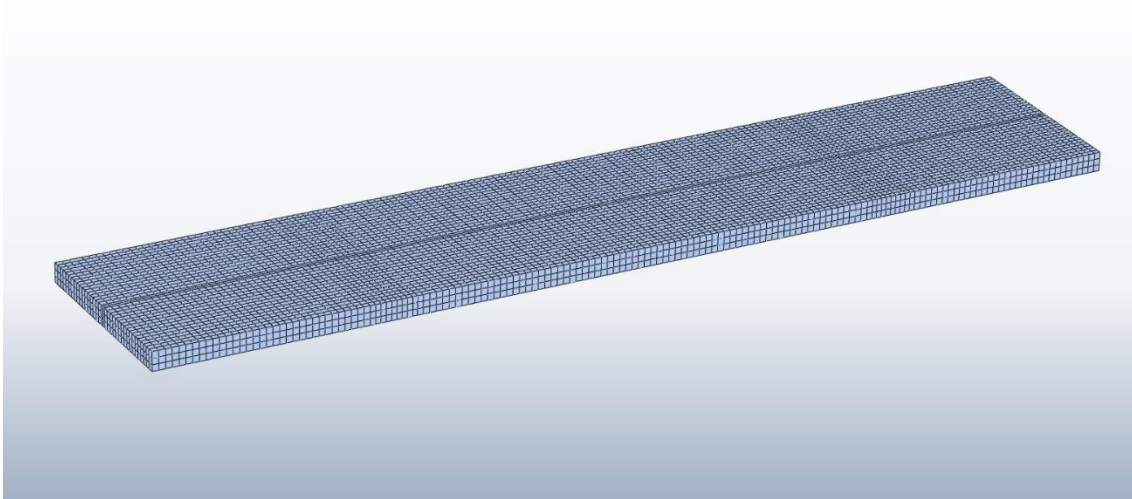


Figura 6.3 - Malla del alma
50562 nodos 33180 elementos (x2 piezas)

6.1.2.3 Ala superior

El ala superior del larguero va a ser creado a partir del alma, siguiendo la misma estrategia que hemos usado para crear el alma a partir del ala inferior. Aprovechando esta vez la hilera de caras de elementos pertenecientes al alma realizaremos una extrusión de la cara de los elementos en la misma dirección y sentido que hemos extruido el alma y acto seguido extruiremos hacia izquierda y derecha para generar el volumen completo de esta ala superior.

Asimismo, como veníamos adelantando en el apartado anterior, el ala superior será equivalente al alma porque ha sido creada a partir de éste y los elementos que comparten son coincidentes. Por lo tanto, es como si estuvieran unidos que al fin y al cabo es el objetivo que estábamos buscando puesto que los tres subconjuntos (alas y alma) han de estar unidos para formar uno solo, el larguero.



*Figura 6.4 -Malla del ala superior
23532 nodos 17064 elementos (x2 piezas)*

6.2 Chapa auxiliar

La función de esta pieza es determinante en el conjunto global, ya que gracias a ella se va a llevar a cabo de forma propicia y competente la unión entre el larguero y el soporte de arriostramiento.

El soporte de arriostramiento estará unido a la chapa auxiliar mediante un fino cordón de soldadura, de forma que por un lado tenemos el larguero del semirremolque y por otro lado el fabricante nos suministrará el soporte de arriostramiento unido ya a la chapa auxiliar, listo para ser ensamblado y atornillado al ala inferior.

La chapa auxiliar es prácticamente idéntica al ala inferior del larguero, siendo la chapa auxiliar ínfimamente más pequeña que el ala inferior en cuanto a anchura. Además, está separada de ella 0,2 milímetros del ala inferior, ya que no son equivalentes entre sí al ser dos piezas completamente independientes. Dicha separación es requerida por el software de Patran (al

igual que las dimensiones de las dos piezas no pueden ser completamente idénticas) para poder aplicar un contacto entre ellas, explicado detalladamente en el apartado 7.

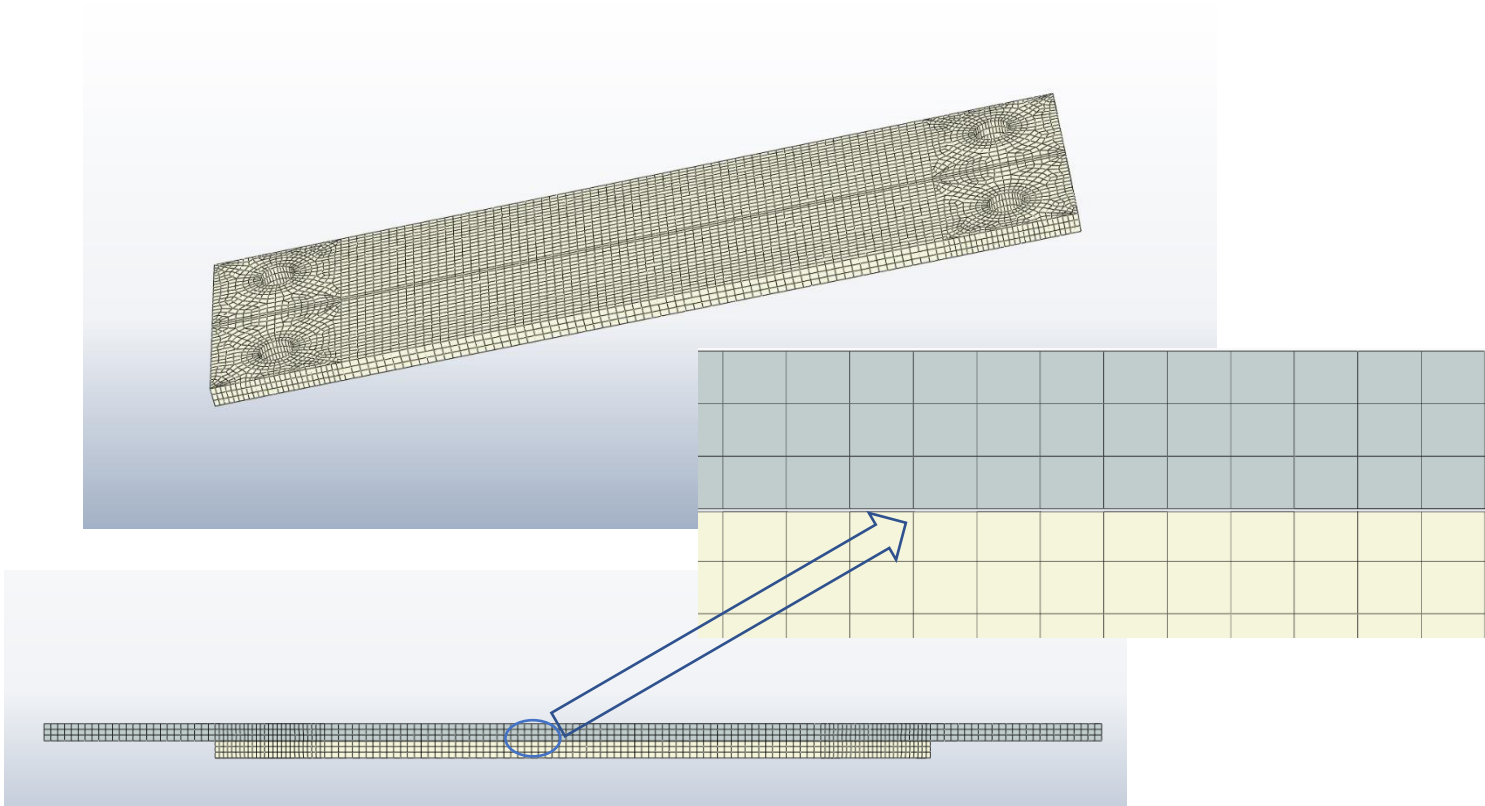


Figura 6.5 - Chapa auxiliar 18460 nodos 13152 elementos (x2 piezas)

6.3 Unión atornillada

6.3.1 Descripción

La unión atornillada es con gran diferencia el elemento diferenciador de este proyecto y por ende el parte más importante del conjunto. Está formada por un par de arandelas, un tornillo y una tuerca. Esta unión atornillada trabajará asociada a los orificios roscados del ala inferior y de la chapa auxiliar.

Las uniones atornilladas son un mecanismo que sirve para transmitir esfuerzos entre los elementos estructurales que unen. Es un sistema barato, simple, y reversible y además no requiere la electricidad que sí es necesaria para realizar una unión por soldadura. Su diseño se puede realizar a partir de toda la literatura, normas y códigos existentes

A continuación, pasamos a describir los subconjuntos que forman parte de la unión atornillada:

6.3.2 Modelo en Patran

6.3.2.1 Tornillo

Para modelizar el tornillo en Patran, lo primero que tuvimos que hacer es aclarar qué tipo de tornillo y qué métrica iba a tener para después buscar la normativa UNE y poder ser conocedores de las dimensiones que éste iba a tener. Tras la búsqueda, decidimos que el tornillo apropiado podría ser un tornillo de cabeza hexagonal y métrica 16.

Medidas en milímetros

Rosca (d)	M12	(M14)*	M16	(M18)*	M20						
p^b	1,75	2	2	2,5	2,5						
b (ref.)	a	30	34	38	42						
	d	—	40	44	48						
	e	—	—	—	—						
c	máx.	0,8	0,8	0,8	0,8						
	mín.	0,4	0,4	0,4	0,4						
d_s	máx.	15,2	17,2	19,2	21,7						
d_t	máx.	12,70	14,70	16,70	18,70						
	mín.	11,30	13,30	15,30	17,30						
d_w	máx.	r	r	r	r						
	mín.	20,1	22,0	24,9	27,7						
e	mín.	23,91	26,17	29,56	32,95						
k	nom.	7,5	8,8	10	11,5						
	máx.	7,95	9,25	10,75	12,40						
	mín.	7,05	8,35	9,25	10,60						
k_w	mín.	4,90	5,85	6,50	7,42						
r	mín.	1,2	1,2	1,2	1,5						
s	máx.	22	24	27	30						
	mín.	21,16	23,16	26,16	29,16						
l	l_s y $l_g^{b,c}$										
	nom.	mín.	máx.	l_s mín.	l_s máx.	l_g mín.	l_g máx.	l_s mín.	l_s máx.	l_g mín.	l_g máx.
35	33,75	36,25	—	7	—	—	—	—	—	—	—
40	38,75	41,25	—	7	—	—	—	—	—	—	—
45	43,75	46,25	6,25	15	—	—	—	—	—	—	—
50	48,75	51,25	11,25	20	—	—	—	—	—	—	—
55	53,5	56,5	16,25	25	11	21	—	—	—	—	—
60	58,5	61,5	21,25	30	16	26	12	22	—	—	—
65	63,5	66,5	26,25	35	21	31	17	27	10,5	23	—
70	68,5	71,5	31,25	40	26	36	22	32	15,5	28	11,5

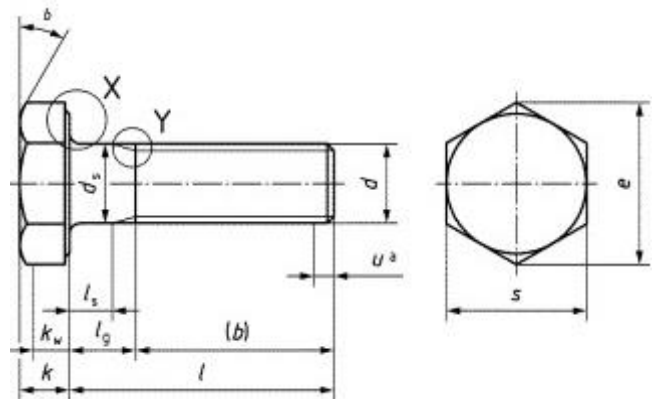


Figura 6.6 - Características dimensionales del tornillo de métrica 16 según norma UNE-EN ISO 898-1:2013

Tras aclarar el tipo de tornillo que íbamos a usar buscamos la normativa y anotamos tanto las características dimensionales como las mecánicas.

Comenzamos la creación de la geometría en Patran de forma sencilla a través de la cabeza del tornillo. Una vez tenemos el hexágono con su correspondiente circunferencia céntrica que marcara la ubicación del vástago del tornillo, pasamos a generar las pertinentes superficies que dividen la geometría para luego mallarlas con la opción paver. Está opción de mallado permite generar una serie de elementos cuadriláteros y triángulos que se adaptan a la superficie, como ya explicábamos en apartados anteriores

En este preciso instante tendríamos la cara la de la cabeza del tornillo ya mallada, una cara hexagonal discretizada con elementos 2D tipo shell. Ahora, como veníamos haciendo con los anteriores subconjuntos del modelo, tendríamos que extruirla para generar la cabeza ya con volumen y poder asociarle materiales con sus respectivas propiedades.

Un tornillo está formado por su cabeza y su vástago. El vástago lo generamos de manera muy simple a través de una extrusión de la circunferencia que mencionábamos en el comienzo de este apartado.

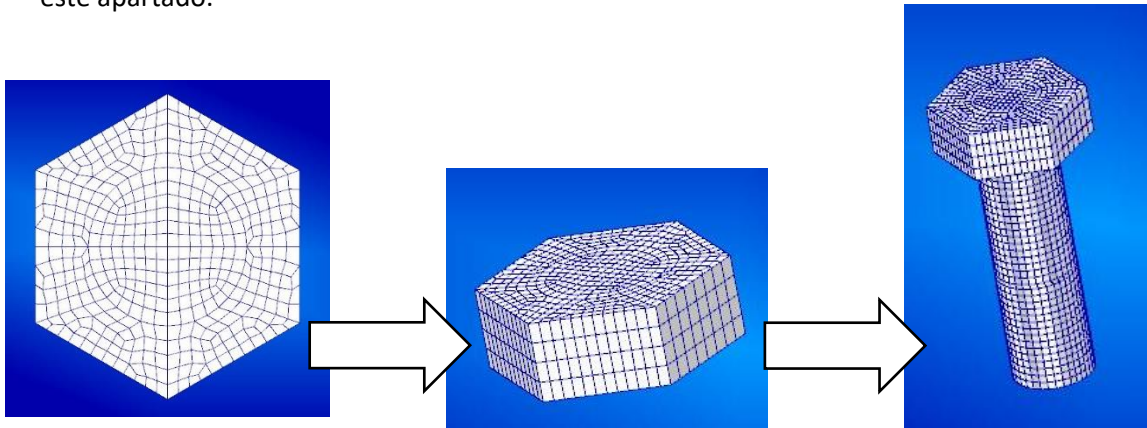


Figura 6.7- Proceso de creación de la malla del tornillo en MSC Patran
8260 nodos 6928 elementos (x8 piezas)

De esta forma habremos creado un tornillo, que podremos multiplicar hasta en 4 ocasiones mediante el menú meshing → transform. Realizando una sencilla copia e indicando las nuevas coordenadas de la copia conseguimos los 4 tornillos que se alojan en los agujeros pasantes del ala inferior y de la chapa auxiliar

6.3.2.2 Tuerca

Esta pieza presenta un orificio central roscado, que se utiliza para acoplar a un tornillo, en forma fija o deslizante. La tuerca permitirá sujetar y fijar la unión entre el larguero y el soporte de arriostamiento, que se definen lógicamente como elementos desmontables.

La rosca de la tuerca debe tener las mismas características geométricas que la rosca del tornillo con el que se acopla, por lo que está normalizada al igual que el tornillo según normas UNE.

La tuerca rosca por la parte inferior del vástago de forma que está en contacto directo con la chapa auxiliar por la parte de la superficie libre.

Medidas en milímetros

Rosca (d)	M12	(M14) ^a	M16	(M18) ^a	M20	M22	M24	M27	M30	M36
p^b	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4
d_s	máx.	13,0	15,1	17,3	19,5	21,6	23,7	25,9	29,1	32,4
	mín.	12	14	16	18	20	22	24	27	30
d_w	máx.	c	c	c	c	c	c	c	c	c
	mín.	20,10	21,86	24,90	27,70	29,50	33,30	38,00	42,80	46,60
e	mín.	23,91	27,12	29,56	32,95	35,03	39,55	45,20	50,85	55,37
	máx.	10,8	12,8	14,8	15,8	18,0	19,4	21,5	23,8	25,6
m	mín.	10,37	12,10	14,10	15,10	16,90	18,10	20,20	22,50	24,30
	máx.	8,3	9,7	11,3	12,1	13,5	14,5	16,2	18,1	19,5
m_w	mín.	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	máx.	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
c	máx.	22	24	27	30	32	36	41	46	50
	mín.	21,16	23,16	26,16	29,16	31,00	35,00	40,00	45,00	49,00
t	0,38	0,42	0,47	0,52	0,58	0,63	0,72	0,80	0,87	1,05

^a Tamaños no preferidos.
^b P es el paso de la rosca.
^c $d_{w\text{máx.}} = 3_{\text{out}}$.

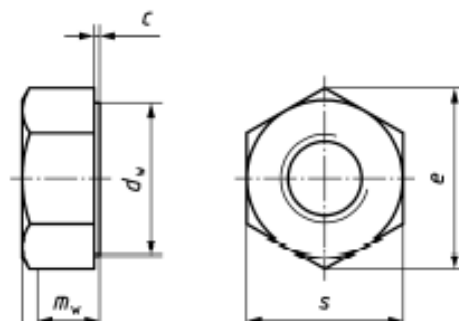


Figura 6.8 - Características dimensionales de la tuerca según norma UNE-EN 14399-3 [10]

Como hemos dicho anteriormente, la geometría de la tuerca es idéntica a la geometría de la cara de la cabeza del tornillo. Sin embargo, a la hora de realizar la extrusión y generar elementos volumétricos 3D, en esta ocasión no debemos extruir la circunferencia interior que hace referencia al vástago, es decir, eso será hueco y en ese lugar concreto es donde estará alojado el vástago del tornillo.

El tipo de malla utilizada en este caso será una vez más de tipo paver e intentará adaptarse de la mejor manera posible a las superficies.

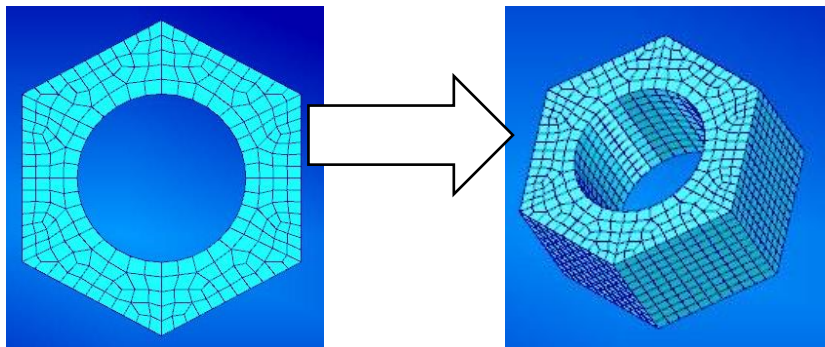


Figura 6.9 - Proceso de creación de la malla de la tuerca en MSC Patran
3278 nodos 2440 elementos (x8 piezas)

6.3.2.3 Arandelas

La arandela, en realidad, es una pieza opcional. Puede agregarse a la unión para que esté cierre mejor y quede fija. En este caso hemos decidido agregar un par de arandelas, una de ellas irá situada entre la cabeza hexagonal del tornillo y el ala inferior de larguero y la otra arandela estará situada entre la tuerca y la chapa auxiliar.

Medidas en milímetros

Tamaño nominal d (diámetro de rosca nominal de los tornillos asociados)	12	(14) ^a	16	(18) ^a	20	22	24	27	30	36
d_1	mín. 13	15	17	19	21	23	25	28	31	37
	máx. 13,27	15,27	17,27	19,33	21,33	23,33	25,33	28,52	31,62	37,62
d_2	mín. 23,48	27,48	29,48	33,38	36,38	38,38	43,38	49,00	54,80	64,80
	máx. 24	28	30	34	37	39	44	50	56	66
h	nom. = 3	3	4	4	4	4	4	5	5	6
	mín. 2,7	2,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	4,4	4,4	5,4
	máx. 3,3	3,3	4,3	4,3	4,3	4,3	4,3	5,6	5,6	6,6
e	nom. = mín. 0,5	0,5	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1	1	1,25
	máx. 1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5
c	mín. 1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5
	máx. 1,9	1,9	1,9	2,5	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0

^a Los tamaños en paréntesis son los tamaños no preferidos.

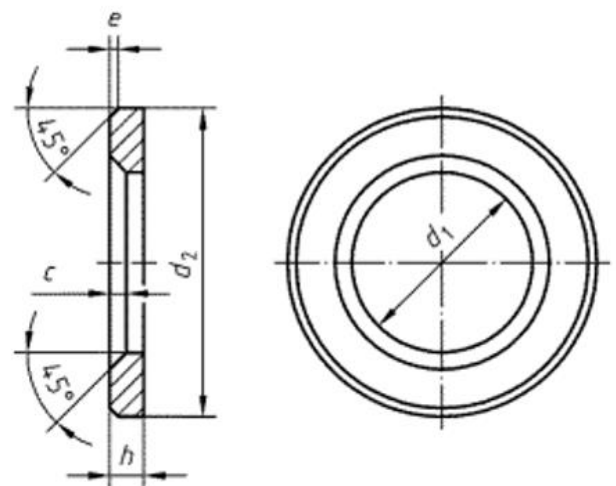


Figura 6.10 - Características dimensionales de las arandelas según norma UNE EN 14399-6:2015 [11]

La geometría consiste en dos circunferencias concéntricas cuyas dimensiones están normalizadas por norma UNE-EN 14399-6:2015, han sido malladas con la misma técnica que el resto de las piezas de la unión atornillada y replicadas de forma inteligente para que cada una se ubique en el lugar que le corresponde.

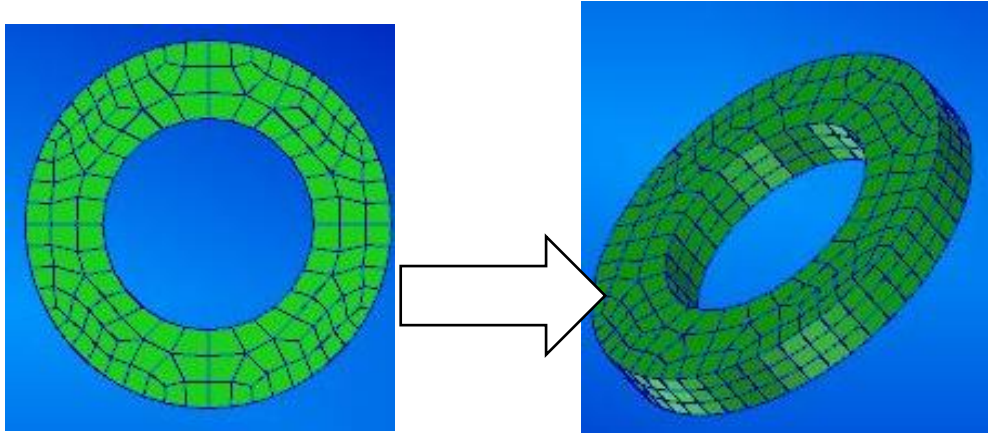


Figura 6.11 - Proceso de creación de la malla de una arandela en MSC Patran
704 nodos 408 elementos (x16 piezas)

6.4 Soporte de arriostamiento

El soporte de arriostamiento ubicado en los ejes tiene como función dotar de equilibrio y estabilidad al vehículo en situaciones no favorables para éste.

El modelo de Patran, en el que se ha modelizado solamente uno de los subconjuntos, pertenece a Leciñena. Consiste en una sucesión de elementos 2D denominados tipo shell con un espesor de 7 milímetros, modelizado con acero elástico lineal. Dicho soporte se encuentra unido a la chapa auxiliar mediante un fino cordón de soldadura.

El soporte lleva a su vez dos cilindros que también se modelizan con elementos 2D tipo shell de 5 milímetros de espesor. Éstos sirven de unión con el resto de las piezas que conforman el conjunto, piezas como el amortiguador o la pieza que da sujeción al eje. El cilindro inferior se modeliza con un material rígido y servirá como punto de referencia donde se originan las fuerzas en los casos de carga que estudiamos.

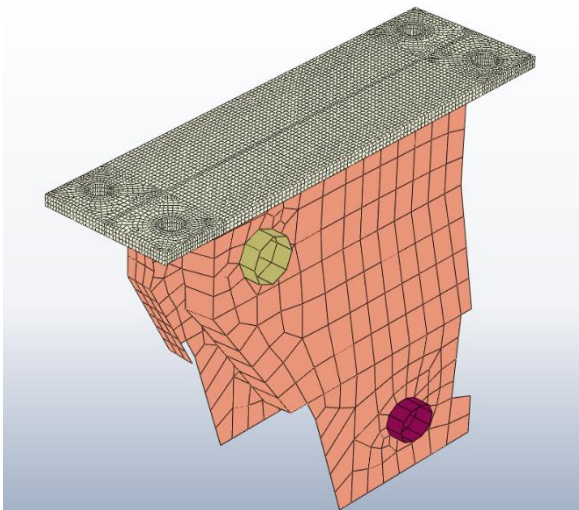


Figura 6.12 – Malla del soporte de arriostamiento
459 nodos 385 elementos

6.5 Travesaños

Los travesaños son piezas alargadas que unen un larguero del semirremolque con el otro larguero de forma que los esfuerzos que sufre uno de ellos son compensados en sentido contrario por el otro larguero. Este travesaño va acompañado de otra pieza a la que denominamos refuerzo, ubicada en la cara interior del alma del larguero. El refuerzo está unido al travesaño, es decir, ambas piezas son equivalentes. Además, el refuerzo se une a la cara interior del alma mediante uniones atornilladas, aunque han sido simuladas mediante contactos para facilitar el proceso.

El modelo de Patran del subconjunto travesaño + refuerzo ha sido facilitado por Leciñena. Sin embargo, el refuerzo ha tenido que adaptarse a las dimensiones de nuestro conjunto y la malla ha sido modificada acorde a los requerimientos.

La malla consiste esta vez en una sucesión de elementos 2D tipo shell de 6 milímetros de espesor, cuyo material es el acero S355.

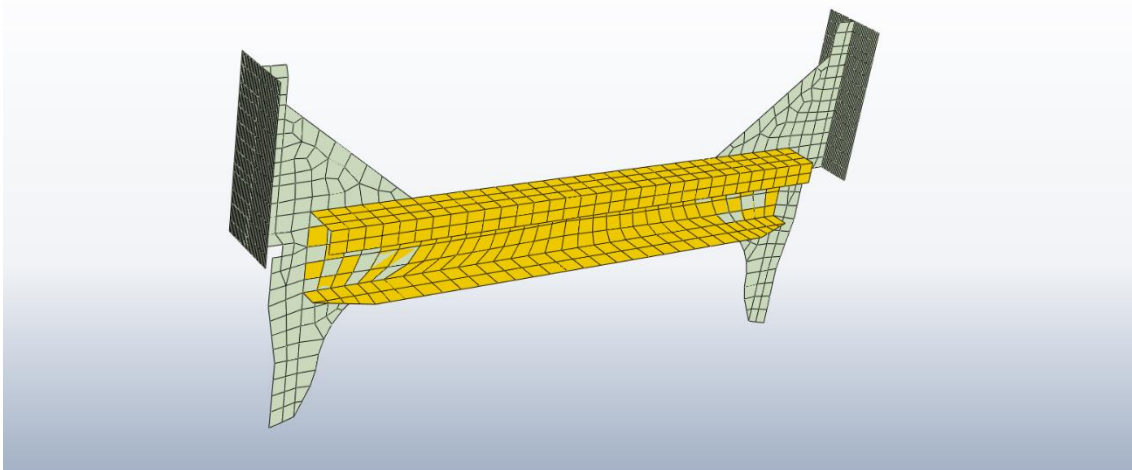


Figura 6.13 - Malla del travesaño (amarillo) 427 nodos 384 elementos (x1 pieza) y de los refuerzos (gris) 724 nodos 656 elementos (x2 piezas)

6.6 Nervios

Los nervios se definen como un tipo de barra que ha sido usada como conexión entre las alas del larguero y que aporta rigidez al sistema.

En Patran han sido desarrolladas desde cero teniendo en cuenta las dimensiones que estos dos nervios debían tener y su ubicación dentro del conjunto global. De hecho, ha sido usada la opción de mesh seed que nos permite establecer antes de mallar el número de elementos que se van a generar, en este caso van a ser elementos tipo shell 2D de 5 milímetros de espesor y acero S355. Los nervios estarán en contacto directo con las tres partes que conforman el larguero, alas y alma.

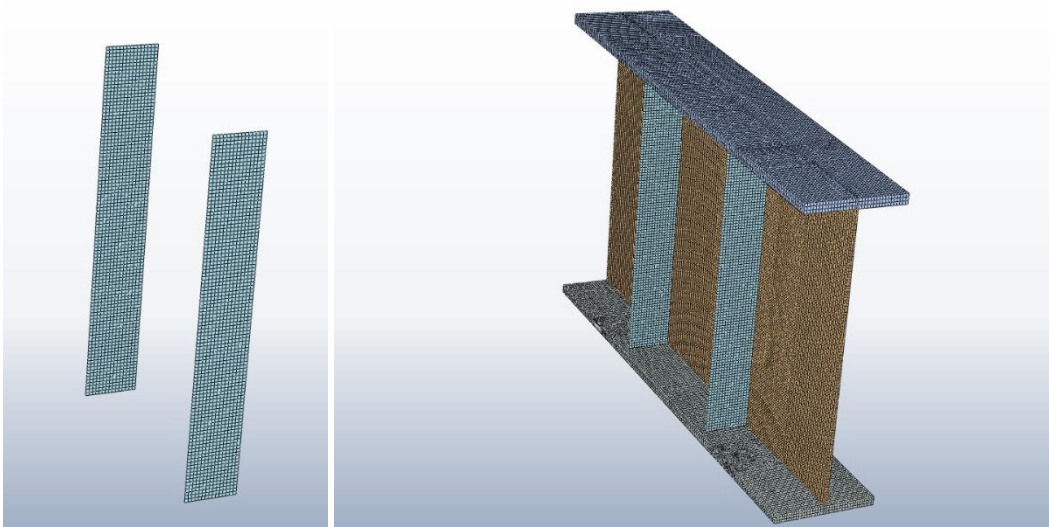


Figura 6.14 – Malla de los nervios 1696 nodos 1575 elementos (x4 piezas)

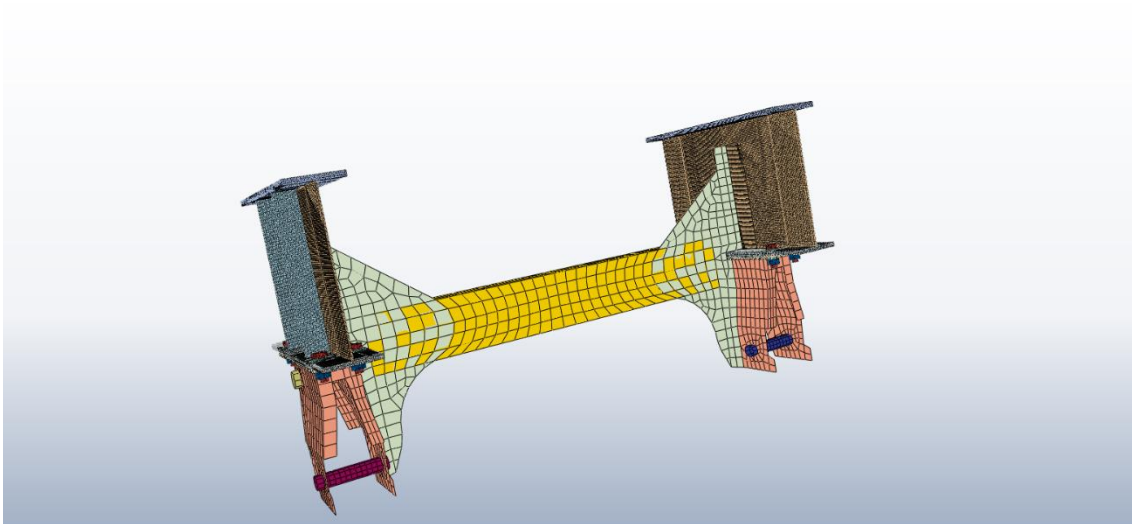


Figura 6.15 - Malla del conjunto global 346167 nodos 255688 elementos

7. Contactos

Los contactos entre las diferentes piezas del modelo son de vital importancia para que todo tenga sentido como conjunto. Es en este preciso instante cuando se produce el gran cambio distintivo: pasaremos de tener piezas individuales a tener conexiones entre unas y otras. Ahora todo tiene cohesión y se puede interpretar como unidad y no como piezas “sueltas”.

7.1 Contacto tipo tied

El contacto tipo tied se caracteriza por simular una soldadura entre dos piezas o una conexión que no permita desplazamientos, existen distintos casos de aplicación de este tipo contacto dentro de las piezas del conjunto global.

Se aplica a las conexiones asociadas a las piezas que forman la unión atornillada, es decir, la cabeza del tornillo con la arandela superior, la arandela superior con la cabeza del tornillo y con el ala inferior, la arandela inferior con la chapa auxiliar y con la tuerca y la tuerca con la arandela inferior.

Otro caso donde se va a aplicar este tipo de contacto va a ser en la unión entre el soporte de arriostamiento y la chapa auxiliar. Este contacto tied simulará el cordón de soldadura mencionado anteriormente.

El último caso de aplicación sería el contacto entre el subconjunto travesañ + refuerzo y el alma del larguero. Este contacto es necesario para simular la unión atornillada entre estos dos subconjuntos, se ha decidido simularlo en vez de realizar la unión atornillada como veníamos haciendo con el objetivo de no sobrecargar el modelo y porque no es objeto de nuestro análisis.

7.2 Contacto tipo general

El contacto tipo general es aplicado a la conexión que se produce entre el ala inferior del larguero y la chapa auxiliar. La idiosincrasia de esta unión se halla en la unión atornillada que como bien sabemos sustituye a la soldadura, por lo tanto, ambas piezas tienen un movimiento relativo la una de la otra, aunque estos desplazamientos sean mínimos.

También aplicaremos contacto general a la conexión entre el vástago y el interior del ala inferior y de la chapa auxiliar, ya que también pueden llegar a producirse desplazamientos en este caso.

Este tipo de contacto lleva asociado, lógicamente, un coeficiente de rozamiento, en estos casos de 0,3. Lo que intenta simular es una conexión entre dos piezas que indudablemente han de tener movimientos relativos entre ellas

7.3 Equivalencias

Las equivalencias consisten en coincidencias exactas entre caras de elementos de dos piezas diferentes, que por consiguiente comparten los nodos de estas caras. La equivalencia permite simular uniones soldadas, al conectar piezas diferentes compartiendo nodos. Además, elimina aquellos nodos sobrantes debido a este tipo de situaciones en las que meramente se conectan piezas que pertenecen a un mismo subconjunto como puede ser el larguero, pero que han sido creadas individualmente y en distintos grupos: ala inferior, alma y ala superior.

8. Condiciones de contorno

Los casos de carga se definen como situaciones en las que se va a aplicar algún tipo de fuerza al conjunto. Cabe destacar frente a las demás posibles fuerzas que se añadan al sistema, una en especial que siempre va a ser fija, hablamos en este caso del apriete de los tornillos. El resto de las fuerzas que se añadan posteriormente serán casos particulares que van a ser analizados combinados siempre con el apriete de los tornillos. Se estudiarán dos casos en particular: giro de radio mínimo y frenada.

8.1 Apriete de tornillos

El cálculo del apriete que debe tener la unión atornillada es fundamental para que el conjunto esté en consonancia y tenga sentido. Además, es necesario un buen apriete para poder soportar las fuerzas y momentos en función del caso de carga en el que nos encontremos.

El cálculo del apriete necesario se realiza a través de la siguiente fórmula [12].

$$F_{\text{apriete}} = \text{coef} * A_{\text{resistente}} * \sigma_{\text{prueba}}$$

- ✓ $\text{coef} = 0.9 \rightarrow$ El valor del coeficiente se establece en función del tipo de conexión, en este caso conexión permanente.
- ✓ $A_{\text{resistente}} = \frac{\pi * d_r}{4} \rightarrow$ Área resistente [mm^2].
- ✓ $\sigma_{\text{prueba}} \rightarrow$ Resistencia mínima de prueba [MPa].

En un principio, la aplicación de esta fuerza de apriete se realizó a través del menú pre-tension en MSC Patran. La fuerza se aplicó en el vástago del tornillo a la altura del contacto entre vástago y tuerca, el lugar de aplicación se eligió conscientemente.

Por una parte, hemos de simular el apriete que haría la tuerca sobre la chapa inferior, que comprime el conjunto en sentido negativo del eje Z (hacia el larguero del semirremolque).

Por otra parte, hemos de simular la función del tornillo que en este caso sería ejercer una fuerza de tracción y “estirarse”.

Por diferentes motivos, el cálculo en Abaqus con esta opción de simulación del apriete mediante pre-tension dio lugar a errores. Es por este motivo que finalmente el apriete se introdujo en Patran a través de fuerzas nodales.

Ahora la cara del vástago en la que se aplican las fuerzas está más cerca a la chapa inferior, prácticamente colindante a ésta. Entra en juego el cálculo visto anteriormente, la F_{apriete} será repartida entre el número de nodos de la cara del vástago del tornillo, de forma que cada nodo ejercerá la misma fuerza. Al igual que con la opción pre-tension, para simular el apriete del tornillo son necesarias dos caras del vástago del tornillo: una de ellas hace referencia al apriete de la tuerca y la otra al apriete del tornillo.

Entre estas dos caras de nodos, dejamos una fila de elementos de separación, esta fila de elementos tendrá un material distinto al del tornillo. Este material tiene 10 veces menor módulo de Young que el material del tornillo en general, de esta manera la simulación del apriete será efectiva.

El valor que calculamos para la fuerza de apriete dependerá de la calidad del tornillo, siendo superior la fuerza de apriete cuanto más superior sea la calidad de tornillo. Por ende, los demás subconjuntos dependerán de la fuerza de apriete que calculamos, esto es, de la calidad del tornillo.

8.2 Empotramientos

El conjunto que hemos desarrollado en Patran hace referencia a una parte muy concreta del semirremolque del camión. Para ello, hemos seccionado el larguero de tal forma que solamente hemos representado la parte que era de nuestro interés. Dadas estas condiciones se ha decidido empotrar las superficies libres del larguero para que el modelo esté sujeto y los resultados obtenidos en los cálculos de Abaqus sean los más realistas posibles.

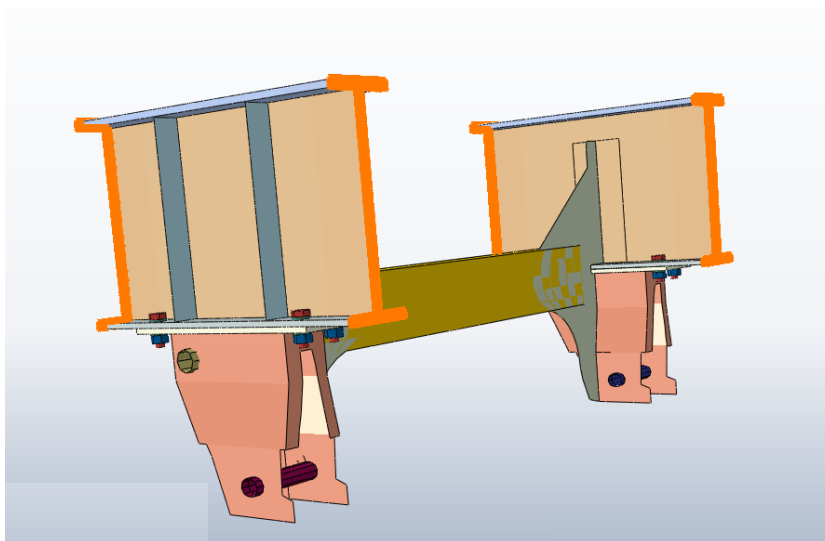


Figura 8.1 - Representación del empotramiento del larguero

8.3 Giro de radio mínimo

La maniobra de radio mínimo representa el caso de carga altamente crítico que se produce en una operación de semirremolque en la que el vehículo tractor tira del pivote del semirremolque a baja velocidad formando aproximadamente un ángulo de 90 grados con respecto a su eje longitudinal, y se producen fenómenos de gran tensión y deformación en la estructura de los soportes del eje.

A pesar de que en esta maniobra intervienen fuerzas y momentos elevados, esta maniobra podría ser muy habitual, en función de las dimensiones y el espacio libre disponible en la carga-descarga. Así, cuando esta maniobra se repite en el tiempo durante su funcionamiento normal se podría inducir un fallo por fatiga en algunas zonas estructurales. Por lo tanto, es muy importante cuantificar las cargas que aparecen en esta maniobra crítica para lograr un diseño mejorado y más duradero de la estructura de soporte de eje.

Una vez obtenidas las condiciones de carga y de contorno, se pudo evaluar el comportamiento mecánico de la estructura de soporte del eje mediante el análisis de elementos finitos. Para ello es necesario haber realizado un diseño del conjunto en el que se hayan discretizado con alto detalle todos los componentes que conforman el larguero, el soporte de arriostramiento y la unión entre éstos.

Cuando dicha maniobra sucede, el sistema de fuerzas y momentos resultantes puede simplificarse de la siguiente manera.

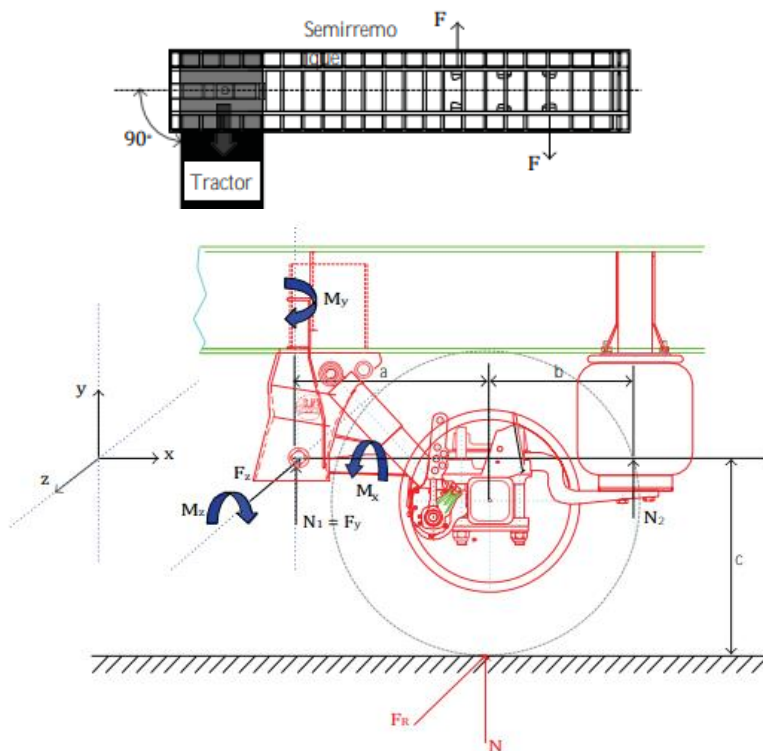


Figura 8.2- (a) Simplificación de fuerzas que actúan en la maniobra de radio mínimo [7]
(b) Sistema de fuerzas y momentos completo del caso de carga [7]

Mientras que la figura de la parte superior muestra de forma esquemática como se desarrolla la maniobra de radio mínimo, la figura de la parte inferior muestra el sistema de fuerzas y momentos (equivalente al sistema de pareja de fuerzas de la figura 8.1) que se creó para simular este caso de carga.

Se muestra a continuación una tabla a modo de resumen de fuerzas y momentos aplicados en el soporte de arriostramiento. El momento en el eje Y (de nuestro sistema de ejes) es nulo debido a que existe rotación y por lo tanto no está impedido este grado de libertad del sistema.

	Eje X	Eje Y	Eje Z
Fuerzas [N]	0	-63.000	-13.950
Momentos [N*mm]	6.200	0	-4.347

Tabla 8.1 - Tabla resumen de fuerzas y momentos que actúan en la maniobra de giro de radio mínimo

8.4 Frenada

Otro de los casos de carga que se van a analizar en este proyecto es el caso carga de frenada. Su interés radica en la frecuencia con la que sucede, además de que se considera un caso de carga desfavorable en función de la brusquedad con la que suceda, que dependerá en la mayoría de las ocasiones de las condiciones meteorológicas y de la cantidad de vehículos que haya en la calzada. También hemos de tener en cuenta que las frenadas bruscas suelen estar altamente ligadas a situaciones imprevistas, por tanto, siempre hay que ponerse en el peor de los casos para así cubrir el resto de las coyunturas.

Para simular las condiciones de funcionamiento real del sistema de frenado hay que considerar la fuerza de rozamiento, también denominada fuerza de fricción, que es la fuerza que aplicaremos en el cilindro inferior del soporte de arriostramiento. Esta fuerza aparece por el contacto entre dos cuerpos, en este caso entran en contacto el material del neumático del vehículo y el terreno por el que circulamos. Para este análisis consideramos un neumático de goma y un terreno de asfalto.

La fuerza que aplicaremos en el caso de carga de frenada es igual a:

$$F_{frenada} = \mu_{estático} * F_{normal}$$

$$F_{frenada} = 0.9 * 45000 = 40500 \text{ N}$$

- ✓ $\mu_{estático} = 0.9 \rightarrow$ coeficiente de rozamiento estático entre goma y asfalto. Sobre asfalto seco, un neumático de un turismo tiene un coeficiente de rozamiento transversal entre 0,8 y 1, por tanto, este neumático desarrolla una fuerza entre el 80 y el 100 por ciento del peso que recae sobre él [13]
- ✓ $F_{normal} = 45000 \text{ N} \rightarrow$ fuerza normal que actúa en la misma dirección, pero en sentido contrario a la fuerza que los neumáticos hacen sobre el asfalto.

La fuerza de reacción del suelo ha sido definida para una carga transportada de 27 toneladas y esta situación se aproximó como una fuerza vertical igual a 90000N soportada por cada eje del semirremolque (45000 N en cada soporte).

La fuerza de frenada resultante de este sencillo cálculo se aplica sobre el cilindro inferior del semirremolque, mencionado anteriormente. Existen dos puntos de aplicación uno en cada larguero, el sentido de aplicación de la fuerza de frenada es contrario al del desplazamiento del vehículo simulando así el caso de carga de frenada del vehículo.

9. Casos de carga

Una vez visto el marco de las condiciones de contorno del conjunto, vamos a realizar un análisis de los resultados obtenidos en Abaqus. Para poder organizar el flujo de información, se ha decidido comentar por separado cada "step" de caso de carga. Además, al inicio de cada análisis se indicará de forma explícita las características mecánicas de los tornillos y de la chapa inferior, pues estas dos piezas son las que se han ido modificando para intentar mejorar los resultados.

9.1 Cálculo 1

El primer cálculo en Abaqus se realizó modelizando un único larguero del semirremolque, el tornillo era de calidad 8.8 [9] Además a la chapa inferior y al ala inferior del larguero se le asoció en primera instancia un acero S275.

Nº	Característica mecánica o física	Clase de calidad										
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9/ 12.9		
							$d \leq 16 \text{ mm}^1$	$d > 16 \text{ mm}^2$	$d \leq 16 \text{ mm}$			
1	Resistencia a la tracción, R_m , MPa	nom. ^c min.	400 400	420 420	500 500	520 520	600 600	800 800	830 830	900 900	1 000 1 040	1 200 1 220
2	Límite elástico inferior, R_{eL} , MPa	nom. ^c min.	240 240	— —	300 300	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —
3	Límite elástico convencional al 0,2% $R_{p0.2}$, MPa	nom. ^c min.	— —	— —	— —	— —	640 640	640 640	720 720	900 940	1 080 1 100	— —
4	Límite elástico convencional al 0,0048d para elementos de fijación enteros, R_{p0} , MPa	nom. ^c min.	— —	320 340°	— —	400 420°	480 480°	— —	— —	— —	— —	— —
5	Tensión bajo carga de prueba, S_t^1 , MPa	nom.	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
5	Relación de la tensión bajo carga de prueba $\frac{S_{t,0.2}/R_{eL,0.2}}{S_{t,0.2}/R_{p0.2,0.2}}$ o $\frac{S_{t,0.2}/R_{eL,0.2}}{S_{t,0.2}/R_{p0.2,0.2}}$		0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
6	Alargamiento porcentual después de la rotura para probetas mecanizadas, A , %	min.	22	—	20	—	—	12	12	10	9	8
7	Reducción porcentual de la sección después de la rotura para probetas mecanizadas, Z , %	min.	—	—	—	—	—	52	48	48	44	—
8	Alargamiento después de la rotura para elementos de fijación enteros, A_f (véase también el anexo C)	min.	—	0,24	—	0,22	0,20	—	—	—	—	—
9	Solidez de la cabeza		Sin rotura									
10	Dureza Vickers, HV $F \geq 98 \text{ N}$	min. máx.	120 —	130 220°	155 —	160 —	190 250	250 320	255 335	290 360	320 380	385 435
11	Dureza Brinell, HBW $F = 30 \text{ D}^2$	min. máx.	114 —	124 209°	147 —	152 —	181 238	245 316	250 331	286 355	316 375	380 429
12	Dureza Rockwell, HRB	min. máx.	67 —	71 95,0°	79 —	82 —	89 —	— —	— —	— —	— —	— —

Figura 9.1 - Características mecánicas y físicas de los tornillos de calidad 8.8

En las imágenes que se muestran a continuación se pueden observar las enormes deformaciones y tensiones que sufre el conjunto. Al haber modelizado solo un larguero, las fuerzas y momentos actúan sobre el soporte de arriostramiento y no encuentran oposición, por tanto, la unión atornillada pierde totalmente estructura quedando anulada por completo.

El apriete de los tornillos en este caso ha sido calculado teniendo en cuenta su calidad y en base a la siguiente fórmula [12], vista en el apartado de condiciones de contorno.

$$F_{\text{apriete}} = \text{coef} * A_{\text{resistente}}(1) * \sigma_{\text{prueba}}$$

$$F_{\text{apriete}} = 0.9 * 146.552 * 580 = 76500.144 \text{ N}$$

$$(1) A_{\text{resistente}} = \frac{\pi * d_{\text{resistente}}^2}{4}$$

Ahora hay que dividir esta fuerza de apriete entre el número de nodos que tiene una cara del vástago porque recordemos que la fuerza va a ser aplicada de forma nodal.

$$F_{\text{apriete/nodo}} = \frac{F_{\text{apriete}}}{N^{\circ} \text{ nodos}} = \frac{76500.144 \text{ N}}{171} = 447.369 \text{ N}$$

A continuación, se muestran imágenes de los cálculos realizados en Abaqus para las condiciones comentadas anteriormente. Se puede observar con plena claridad que, a pesar de que no hay errores en el archivo input de Patran y Abaqus consigue entender bien el modelo, los resultados no carecen de sentido.

Las tensiones son sumamente altas al igual que las deformaciones y el comportamiento del conjunto es ineficaz frente a las cargas a las que se le solicita. Sin embargo, este cálculo nos da pistas de las modificaciones que tenemos que hacer en futuros cálculos para que el conjunto rinda adecuadamente.

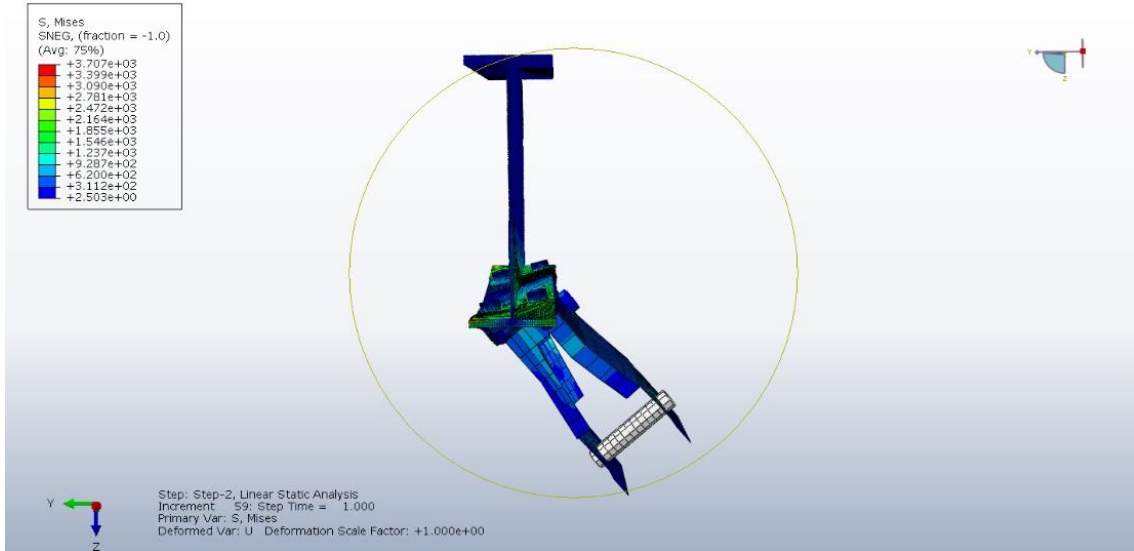
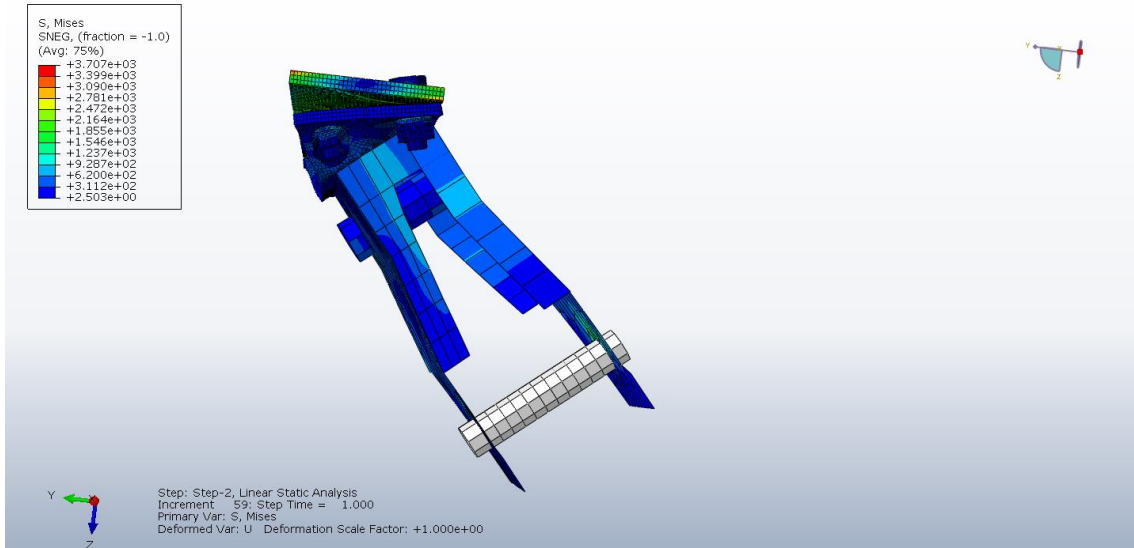


Figura 9.2- Deformación del soporte de arriostramiento

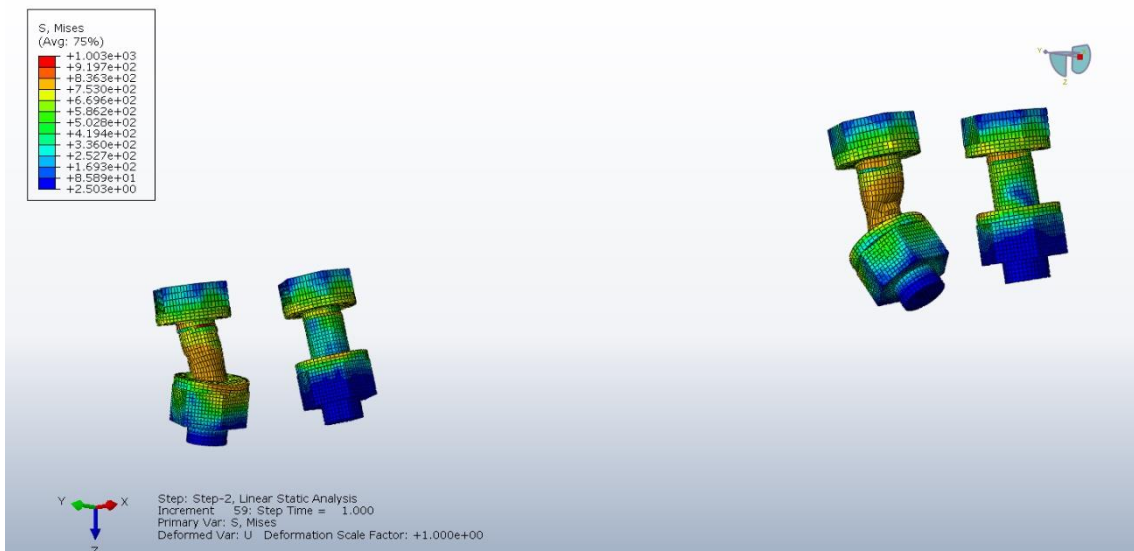


Figura 9.3 - Deformación de la unión atornillada

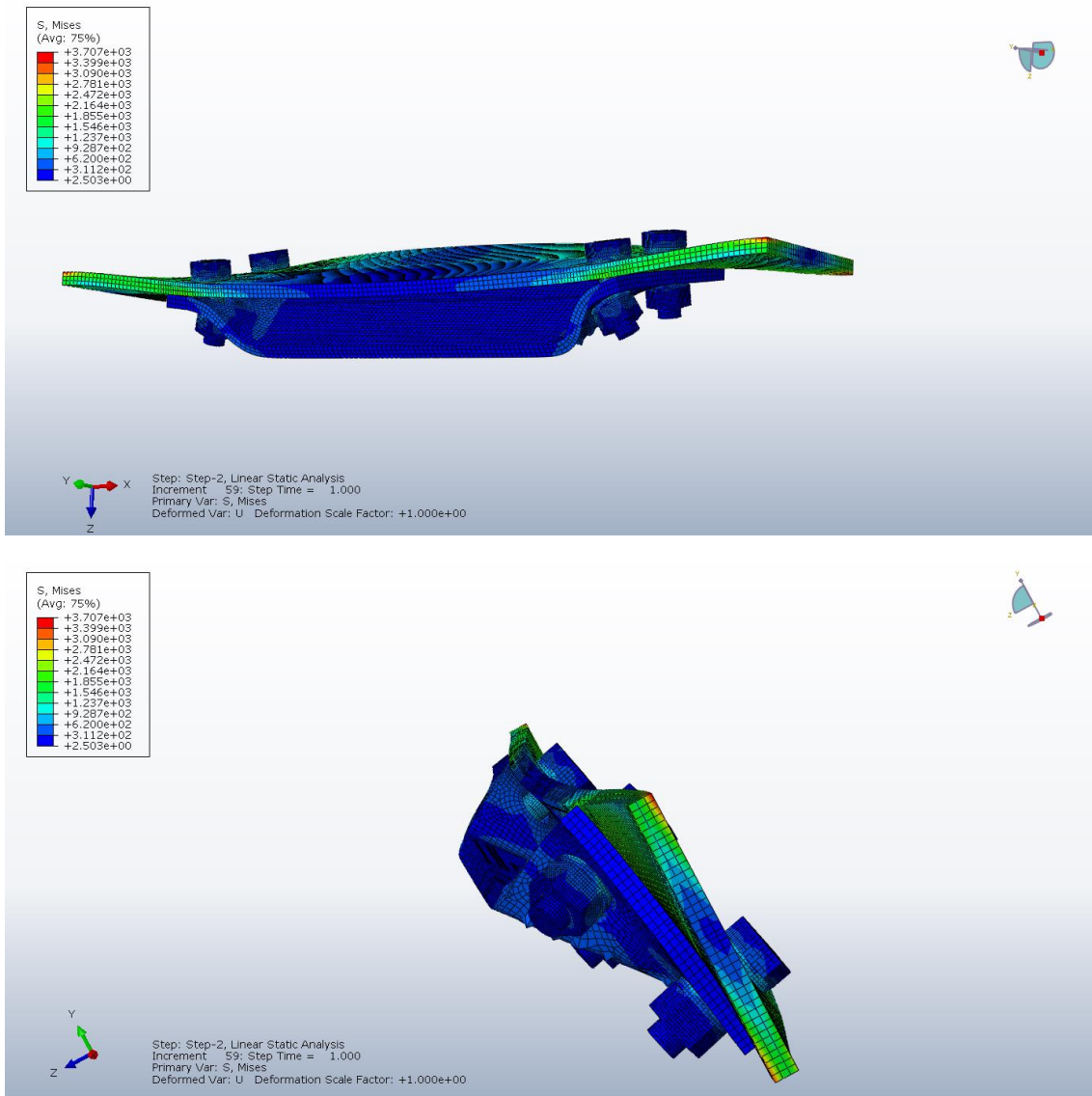


Figura 9.4 - Deformación de la unión entre el ala y la chapa inferior

9.2 Cálculo 2

Tras los resultados obtenidos en el cálculo anterior, se proceden a realizar modificaciones para intentar mejorar todo lo posible y obtener mejores resultados o al menos que éstos sean coherentes con el modelo que estamos analizando.

Para ello se ha decidido modelizar el otro larguero y unirlo al anterior a través de unos refuerzos y un travesaño, además se añaden unos nervios que unen las alas de los largueros que aportarán estabilidad al conjunto.

La calidad del tornillo será igual que antes 8.8 y el material de la chapa inferior será acero S355.

9.2.1 Apriete de los tornillos

El cálculo se ha dividido en dos steps para que Abaqus pueda trabajar mejor el análisis del modelo. En este primer step se tiene en cuenta únicamente el apriete de los tornillos donde la fuerza de apriete por nodo es igual a 447.369 N, al no variar la calidad del material la fuerza de apriete es idéntica a la del cálculo anterior donde trabajamos con tornillos de calidad 8.8.

Recordamos que en este step particular, es decir, para el caso de carga de apriete de los tornillos, los resultados son los mismos en los dos largueros del semirremolque al ser el modelo simétrico e influir fuerzas y momentos en las mismas direcciones y sentidos.

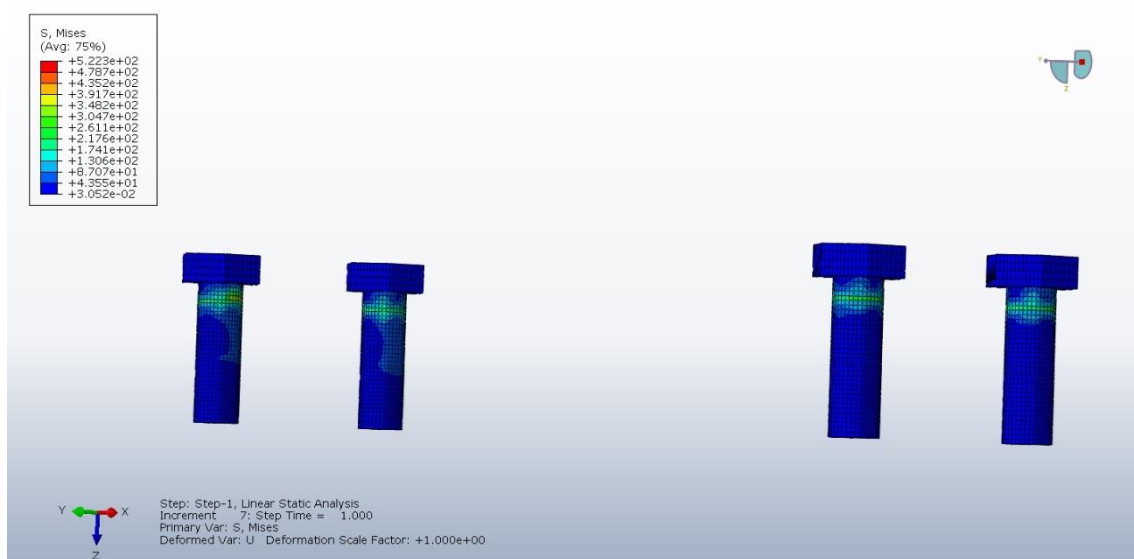


Figura 9.5 - Apriete de tornillos de calidad 8.8

La tensión máxima que sufren los tornillos es aproximadamente el 90% de la tensión de prueba, en este caso al ser el tornillo de calidad 8.8 la tensión de prueba es 580 MPa. Esta sencilla cuenta es un indicador de que los resultados obtenidos en el cálculo tienen sentido y todo ha ido según lo previsto.

Por ahora para el step 1 en el que solo se tienen en cuenta el apriete, los tornillos resisten sin ningún problema y el material no presenta anomalías en su comportamiento.

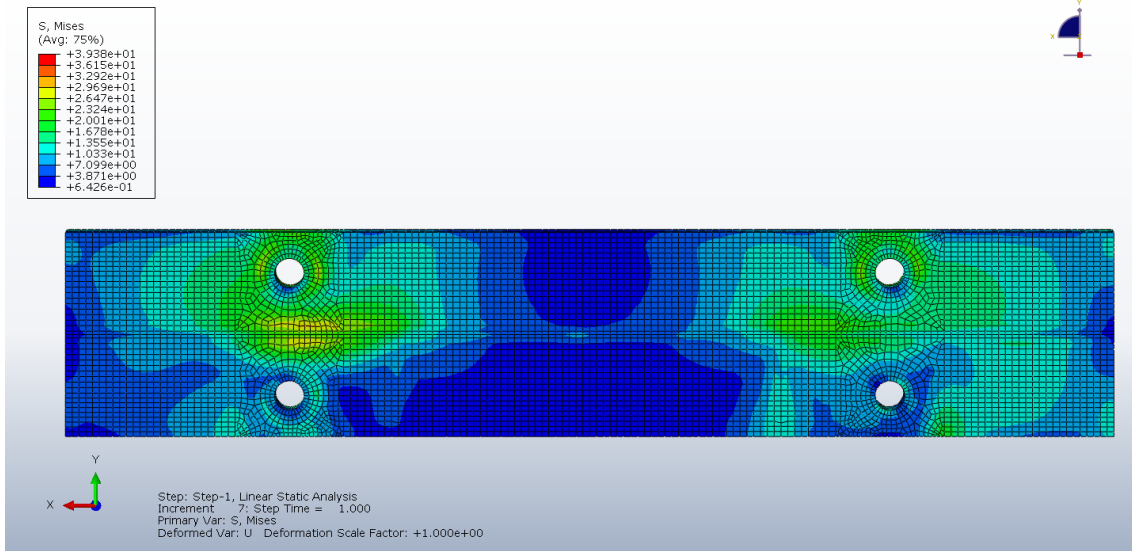


Figura 9.6 - Superficie libre del ala inferior

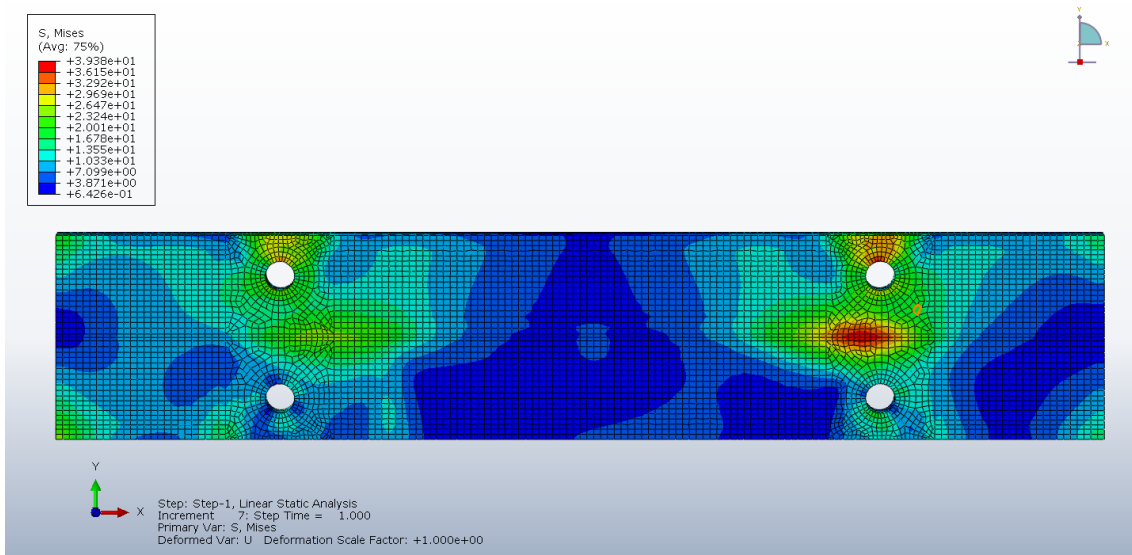


Figura 9.7 - Superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior

Respecto al ala inferior del larguero, podemos observar una tensión máxima de 39.38 MPa que no se acerca lo más mínimo al límite de fluencia del material. La tensión máxima se da en la superficie del ala inferior que contacta directamente con la chapa inferior.

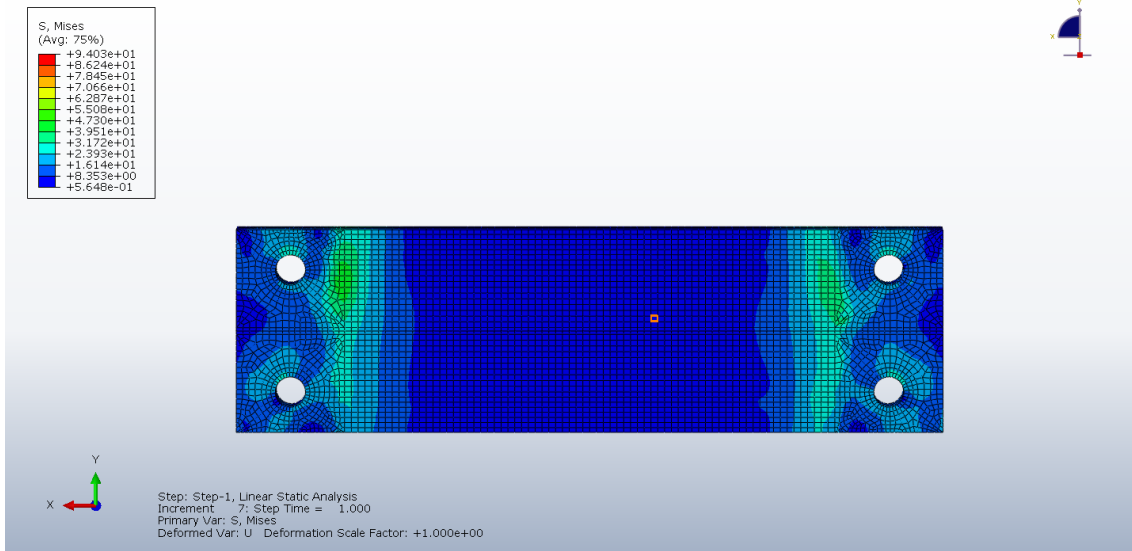


Figura 9.8 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior

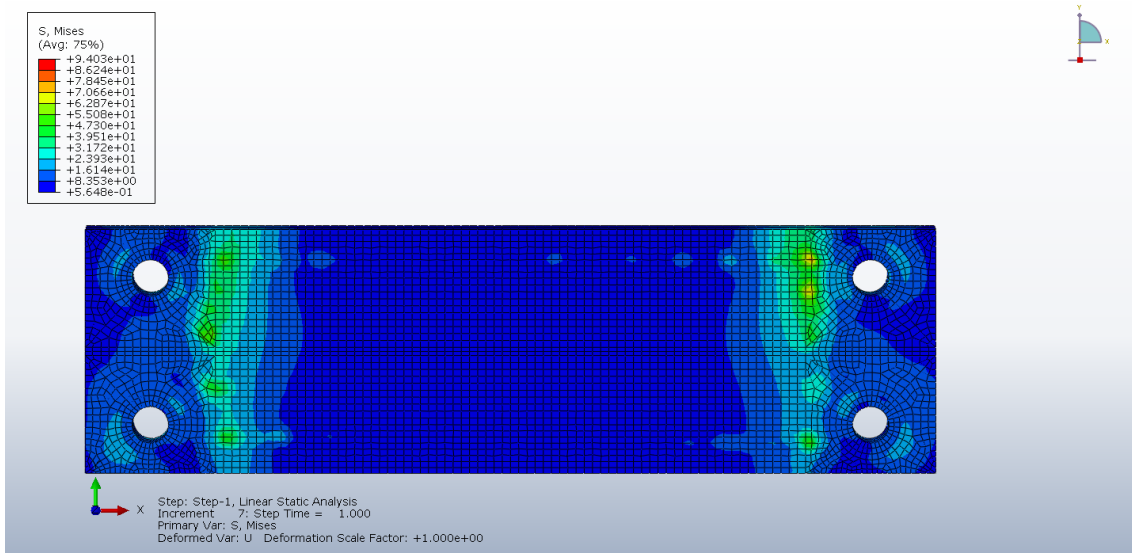


Figura 9.9 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento

La chapa inferior presenta también un buen comportamiento frente al apriete de los tornillos, la tensión máxima en este conjunto es de 94.03MPa.

En general, podemos afirmar con seguridad que el conjunto es estable frente al caso de carga de apriete de los tornillos.

9.2.2 Giro de radio mínimo

En el step 2 se van a combinar el apriete de los tornillos junto a las cargas que genera la maniobra de giro de radio mínimo en el cilindro inferior del soporte de arriostamiento.

Los tornillos lógicamente estarán más tensionados que en el step anterior debido a las nuevas fuerzas y momentos. En la figura 9.10 podemos ver que la tensión máxima ahora es de 644.4 MPa, en este caso los elementos solicitados con tensiones superiores a 640MPa (tensión de fluencia) plastificarían. Si nos fijamos en este caso esta tensión máxima se da en uno de los tornillos a la altura del contacto con la tuerca, por tanto, podría decirse que la razón sería el contacto de las aristas vivas de la tuerca con el vástago del tornillo. En la realidad, la tuerca tiene cantos redondeados, entonces se podría obviar en este caso estas zonas tensionadas.

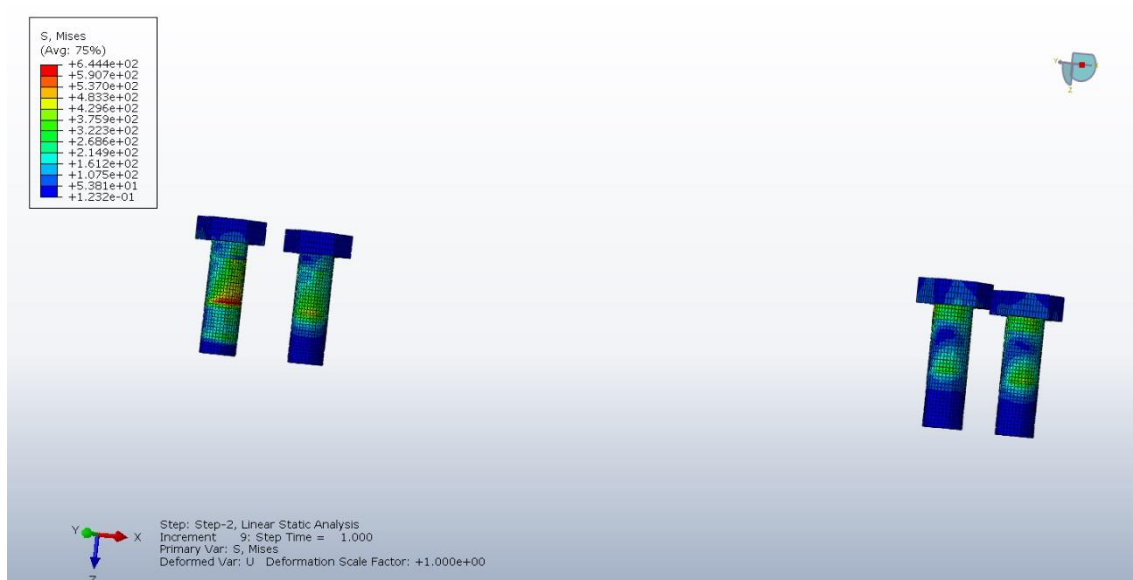


Figura 9.10 – Tornillos de calidad 8.8 en la maniobra de giro de radio mínimo

Para analizar el ala inferior del larguero y la chapa inferior, trabajaremos individualmente cada cara de los subconjuntos puesto que cada uno tiene sus particularidades en función de si están en contacto con otra pieza o si son superficies libres.

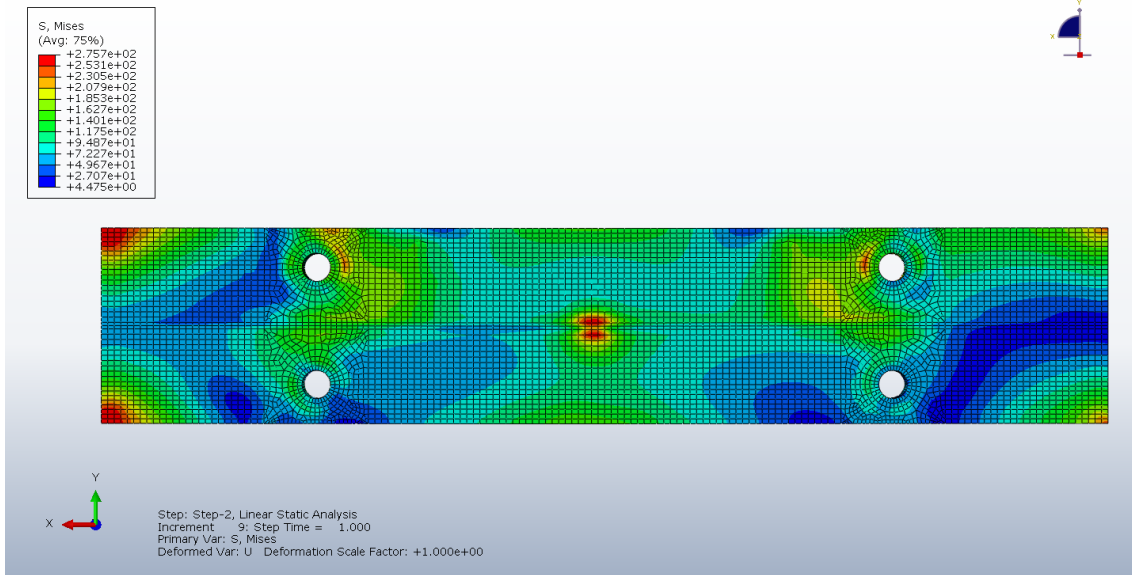


Figura 9.11 – Superficie libre del ala inferior del larguero

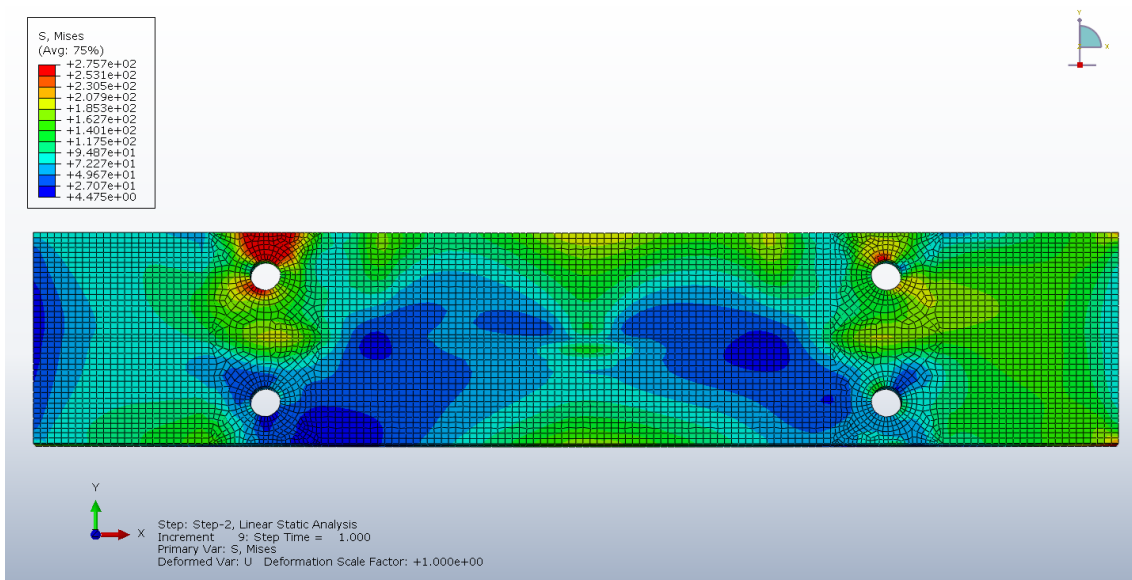


Figura 9.12 - Superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior

El ala inferior del larguero está más solicitada en la superficie que contacta con la chapa inferior, llegando a superar su límite de fluencia establecido en 275 MPa en los elementos cercanos a uno de los agujeros donde se alojan los tornillos.

Las esquinas tensionadas que podemos ver en la superficie libre del ala inferior son debidas a las condiciones de contorno establecidas, en este caso los empotramientos.

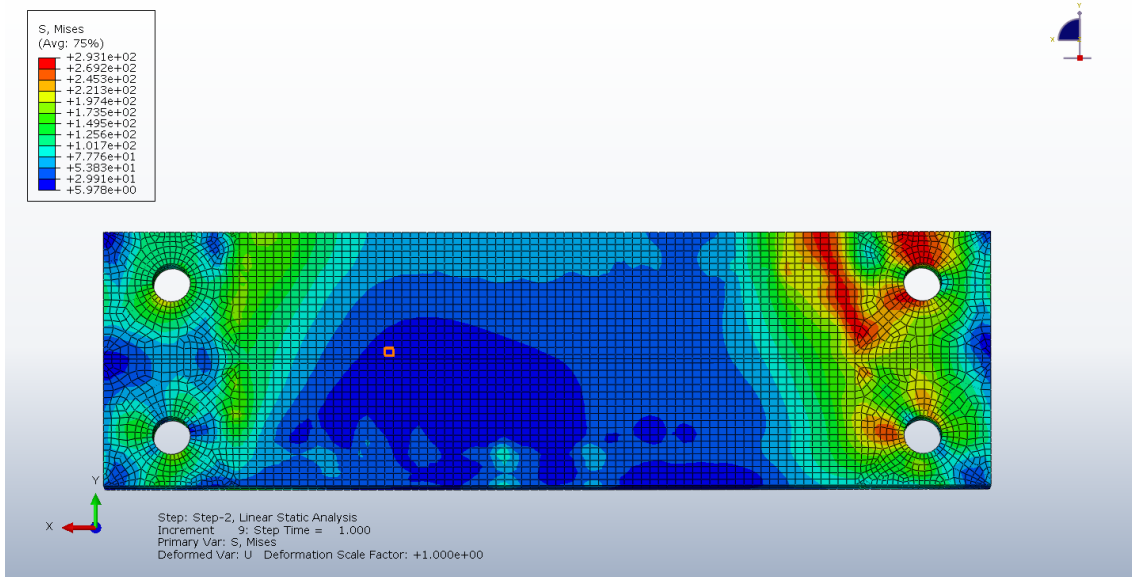


Figura 9.13 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior

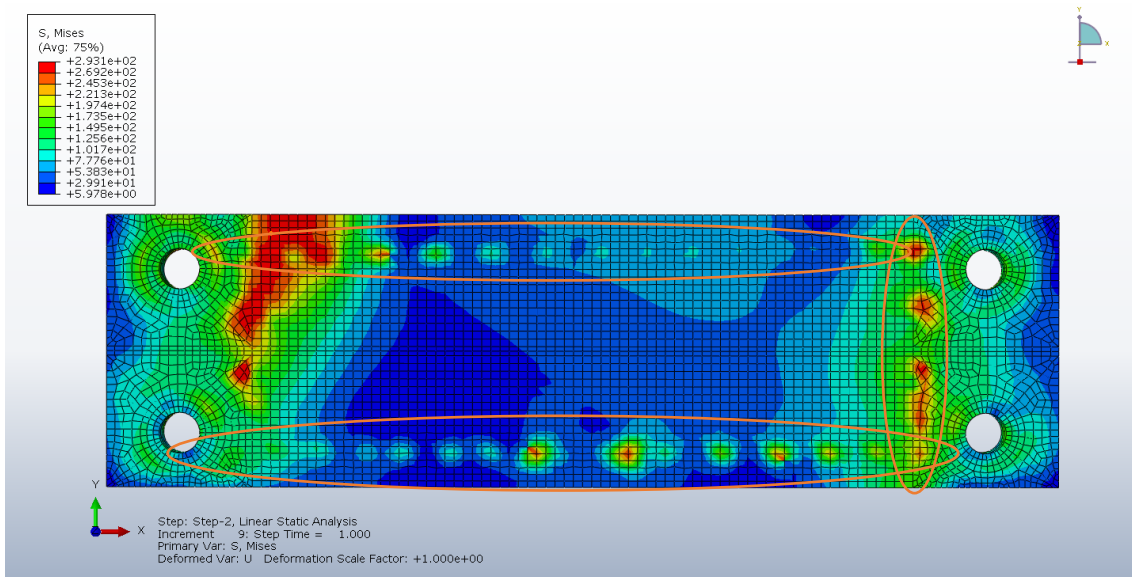


Figura 9.14 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostamiento

La chapa inferior será uno de los subconjuntos más solicitados del modelo puesto que está en contacto con el ala inferior, es partícipe de la unión atornillada y a su vez está unido al soporte de arriostamiento, lugar de origen de las fuerzas y momentos en el caso de carga de giro de radio mínimo.

En este caso el subconjunto está solicitado en ambas caras, de hecho, la tensión máxima supera con diferencia más notable al límite de fluencia. En la figura 9.14 podemos ver la silueta de lo que sería la unión del soporte de arriostamiento a través de un cordón de soldadura.

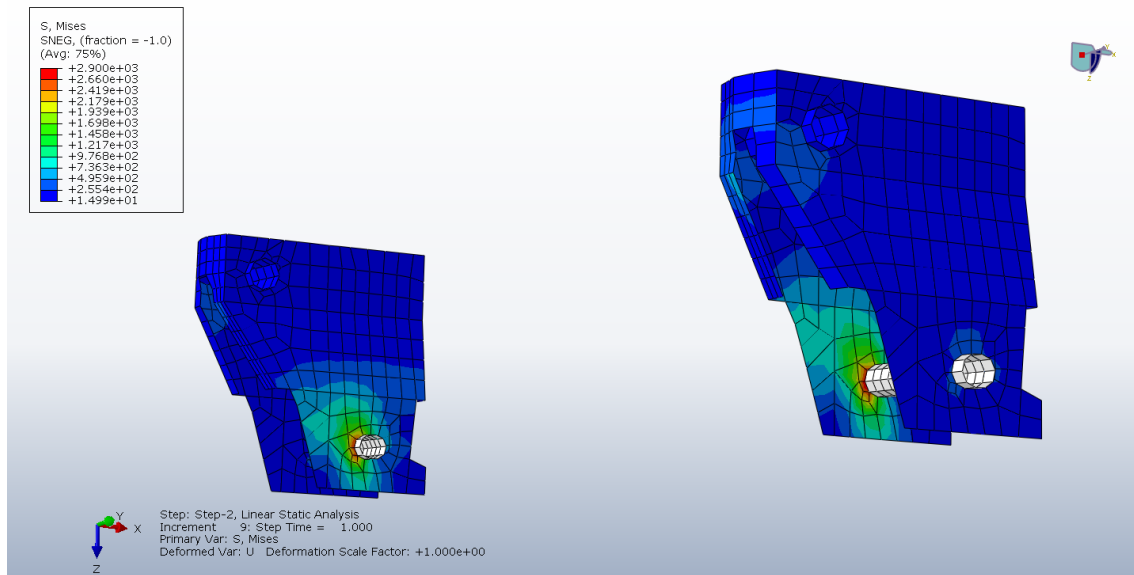


Figura 9.15 – Comportamiento del soporte de arriostamiento frente al giro de radio mínimo

Las tensiones en el soporte de arriostamiento tienen valores tan altos en comparación con el resto del modelo puesto que está en contacto con los cilindros que están fabricados de un material rígido mientras que el soporte está modelizado con un acero elástico lineal. Este contacto entre piezas con distintos materiales origina tensiones elevadas fuera de lo común.

Por último, se muestran imágenes de las deformaciones de la unión atornillada si magnificamos 10 veces los resultados obtenidos. Así podemos ver claramente cómo se está comportando el conjunto y qué tendencia sigue.

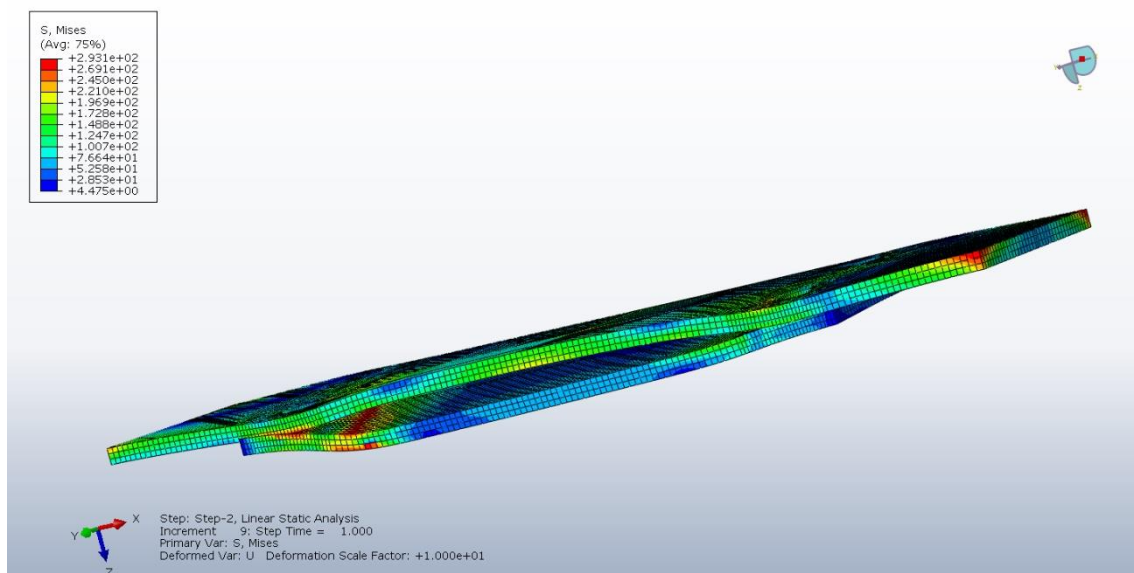


Figura 9.16 - Contacto entre el ala inferior del larguero y la chapa inferior

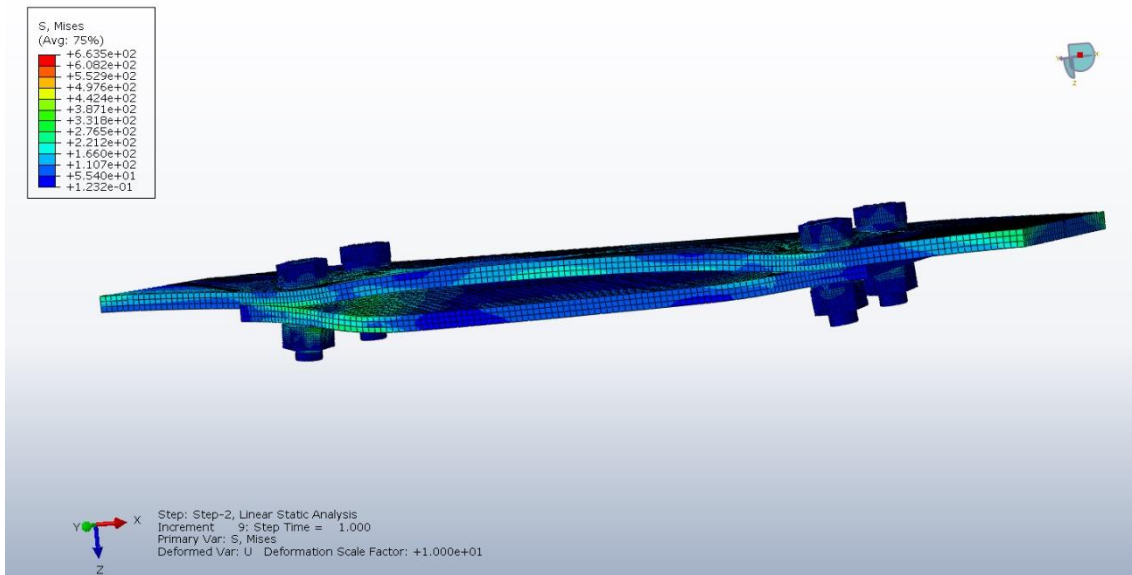


Figura 9.17- Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior



Figura 9.18 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces

9.3 Cálculo 3

Este cálculo se ha realizado con tornillo de calidad 9.8 [9] y un acero S355 tanto para el ala inferior del larguero como para la chapa inferior. El resto de las características mecánicas del resto de piezas del conjunto permanecen invariables.

Las características mecánicas y físicas del tornillo de calidad 9.8 quedan reflejadas en la figura 9.19, donde también pueden observarse claras diferencias con tornillos de otras calidades.

9.3.1 Apriete de los tornillos

El step 1 en Abaqus hace referencia al apriete de los tornillos que en este caso ha sido calculado teniendo en cuenta su calidad y en base a la siguiente fórmula [12], vista en el apartado de condiciones de contorno.

$$F_{apriete} = coef * A_{resistente}(1) * \sigma_{prueba}$$

$$F_{apriete} = 0.9 * 146.552 * 650 = 85732.92 N$$

$$(2) A_{resistente} = \frac{\pi * d_{resistente}}{4}$$

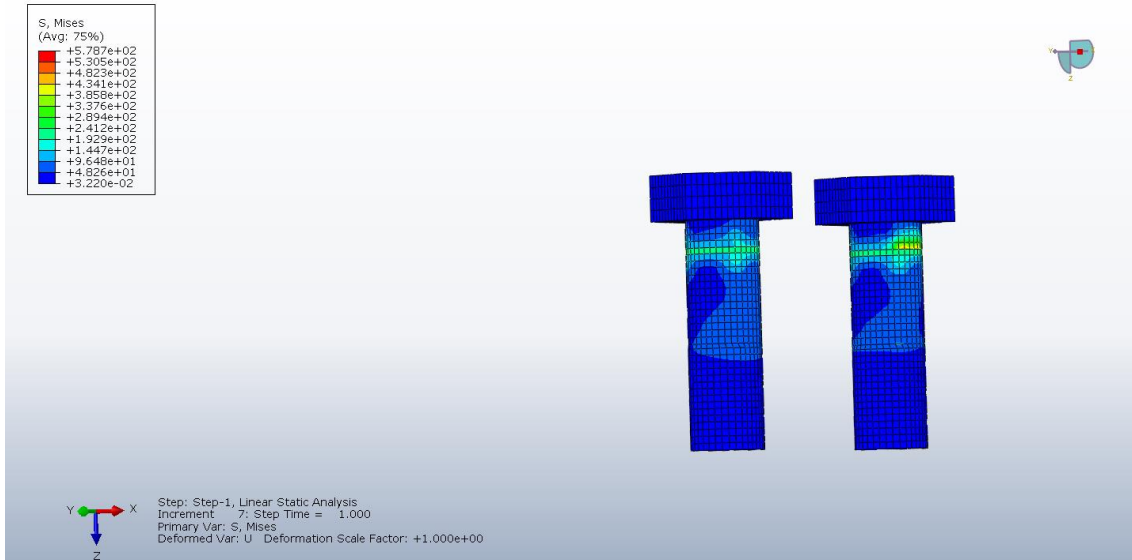
Ahora hay que dividir esta fuerza de apriete entre el número de nodos que tiene una cara del vástago porque recordemos que la fuerza va a ser aplicada de forma nodal.

$$F_{apriete/nodo} = \frac{F_{apriete}}{N^{\circ} nodos} = \frac{85732.92 N}{171} = 501.3621 N$$

Nº	Característica mecánica o física	Clase de calidad										
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9/ 12.9	
							<i>d</i> ≤ 16 mm ^a	<i>d</i> > 16 mm ^b	<i>d</i> ≤ 16 mm ^b			
1	Resistencia a la tracción, R_m , MPa	nom. ^c	400		500	520	600	800	830	900	1 000	1 200
		min.	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
2	Limite elástico inferior, R_{eL} , MPa	nom. ^c	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
		min.	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
3	Limite elástico convencional al 0.2% $R_{p0.2}$, MPa	nom. ^c	—	—	—	—	—	640	640	720	900	1 080
		min.	—	—	—	—	—	640	660	720	940	1 100
4	Limite elástico convencional al 0,0048 <i>d</i> para elementos de fijación enteros, $R_{p0.0048}$, MPa	nom. ^c	—	320	—	400	480	—	—	—	—	—
		min.	—	340 ^d	—	420 ^d	480 ^d	—	—	—	—	—
5	Tensión bajo carga de prueba, S_p^e , MPa	nom.	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
			0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
6	Relación de la tensión bajo carga de prueba S_{pmax}/R_{eLmin} o $S_{pmax}/R_{p0.2min}$ o $S_{pmax}/R_{p0.0048min}$	min.	22	—	20	—	—	12	12	10	9	8
			—	0,24	—	0,22	0,20	—	—	—	—	—
7	Alargamiento porcentual después de la rotura para probetas mecanizadas, A , %	min.	—				52		48	48	44	
8	Reducción porcentual de la sección después de la rotura para probetas mecanizadas, Z , %	min.	—				—		—	—	—	
9	Alargamiento después de la rotura para elementos de fijación enteros, A_f (véase también el anexo C)	min.	—				—		—	—	—	
10	Solidez de la cabeza	Sin rotura										
10	Dureza Vickers, HV $F \geq 98 N$	min.	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
		máx.	220 ^g				250	320	335	360	380	435
11	Dureza Brinell, HBW $F = 30 D^2$	min.	114	124	147	152	181	245	250	286	316	380
		máx.	209 ^g				238	316	331	355	375	429
12	Dureza Rockwell, HRB	min.	67	71	79	82	89	—				
		máx.	95,0 ^h				99,5	—				

Figura 9.19 – Características mecánicas y físicas de los tornillos de calidad 9.8

Visto el cálculo de la fuerza de apriete, pasamos a analizar los resultados numéricos en Abaqus de este primer step en el que solamente se tiene en cuenta el apriete de los tornillos.

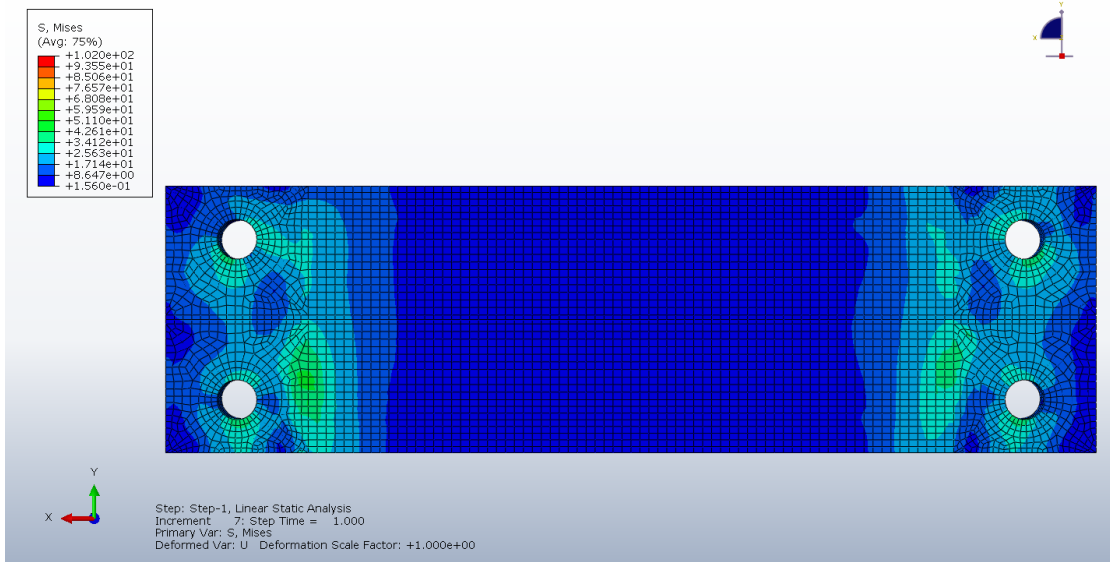


9.20 - Tensiones en tornillos debido a la fuerza de apriete

La tensión máxima que sufren los tornillos es igual a 578.7 MPa. Este valor es aproximado a 90% de la tensión de prueba ($0.9 \cdot 650 = 585$ MPa), con lo cual podemos determinar que los resultados tienen coherencia y no encontramos discrepancias.

La calidad del tornillo es adecuada para las fuerzas a las que está sometido en este step, el material no plastifica y se comporta adecuadamente.

El siguiente subconjunto de nuestro interés es lógicamente la unión entre el ala inferior del larguero y la chapa inferior.



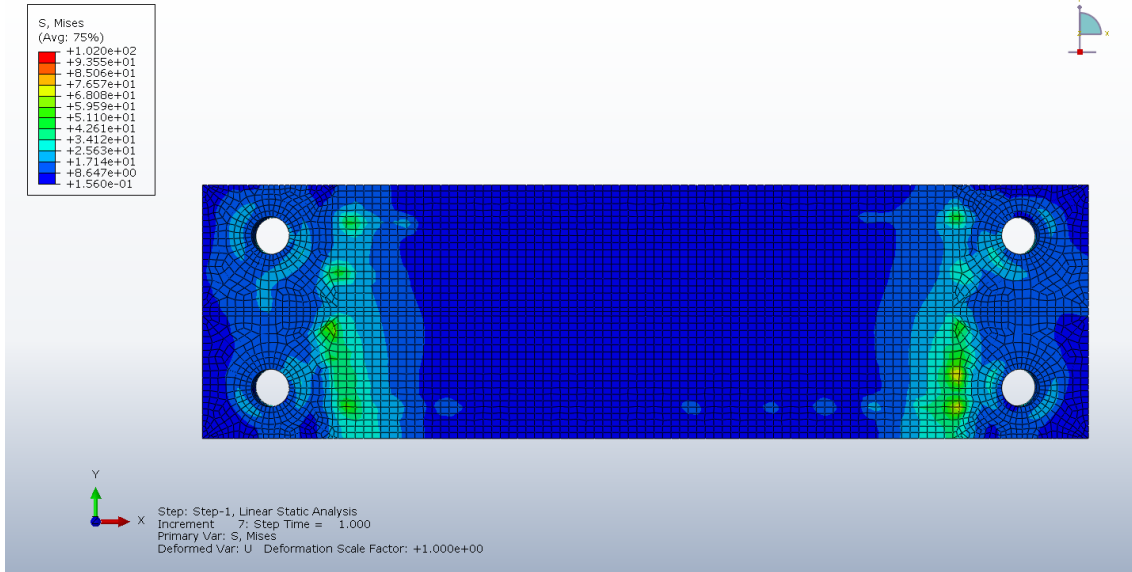


Figura 9.21 - Tensiones en la chapa inferior debido a la fuerza de apriete del tornillo

Si observamos la chapa inferior, no encontramos zonas altamente tensionadas. De hecho, la tensión máxima en este subconjunto son 102 MPa, valor muy alejado del máximo permitido para que el material asociado a esta pieza, acero S355, plastifique.

9.3.2 Giro de radio mínimo

En el step 2 aparecen combinados el apriete de los tornillos junto con las fuerzas y momentos que actúan en el cilindro inferior del soporte de arriostamiento fruto de la maniobra de giro de radio mínimo.

En esta ocasión, los tornillos van a sufrir tensiones superiores en comparación con el step 1 debido a las nuevas fuerzas y momentos a las que el conjunto está solicitado. Como observamos en la figura 9.22, la tensión máxima en este caso es de 721.7 MPa, este valor es superior a los 720 MPa que hacen referencia al límite elástico del material del tornillo. Por tanto, en las zonas que vemos marcadas en rojo el material habría plastificado.

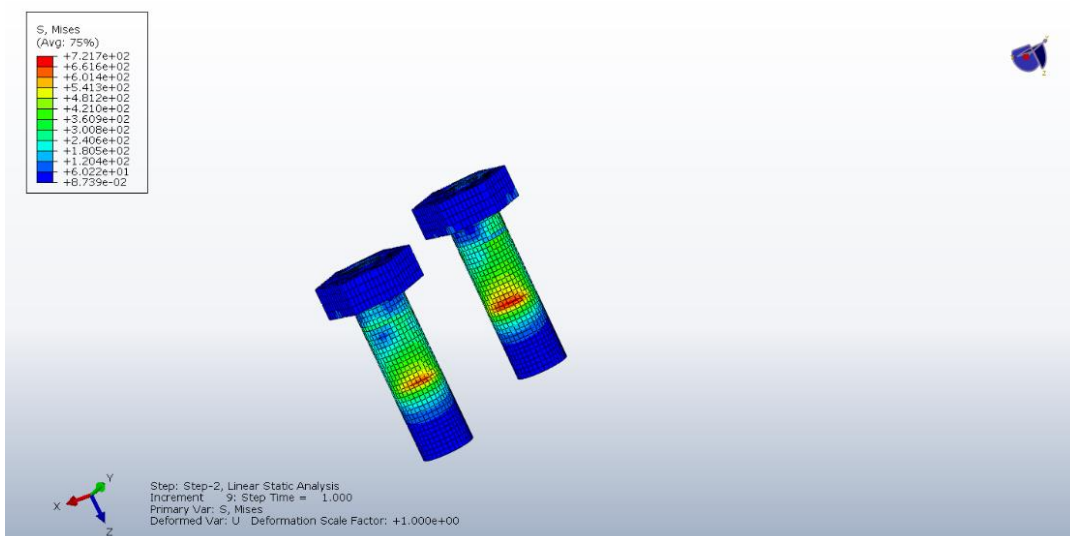


Figura 9.22 - Tensiones en tornillos en el step 2 → maniobra de giro de radio mínimo

En el ala inferior del larguero, haremos una diferenciación entre la parte que está en contacto directo con la chapa inferior y la superficie libre donde nace el alma.

Las tensiones en la superficie libre del ala inferior son bastante moderadas si las comparamos con la cara que contacta con la chapa inferior. En la superficie libre podemos observar elementos puntuales tensionados como pueden ser las esquinas debido al empotramiento. Esto no sería relevante a pesar de que dicha tensión supera al límite elástico del material.

Sin embargo, en la otra cara que contacta directamente con la chapa inferior, podemos observar una zona muy solicitada alrededor de uno de los agujeros. Esta zona estaría plastificando debido a que la tensión máxima supera por poco el límite elástico (355 MPa) del acero con el que está fabricado el ala inferior.

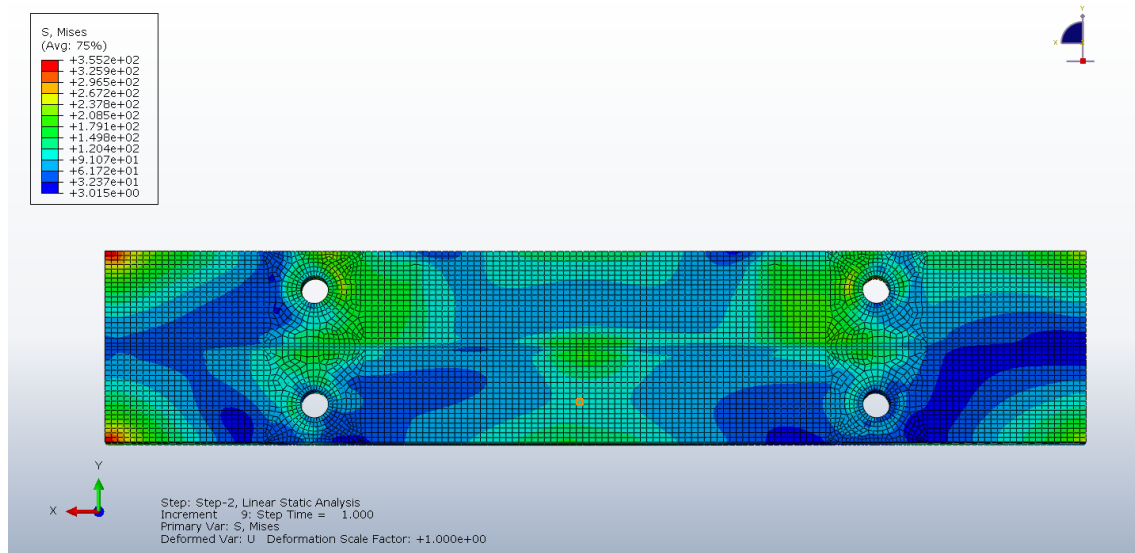


Figura 9.23 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior del larguero

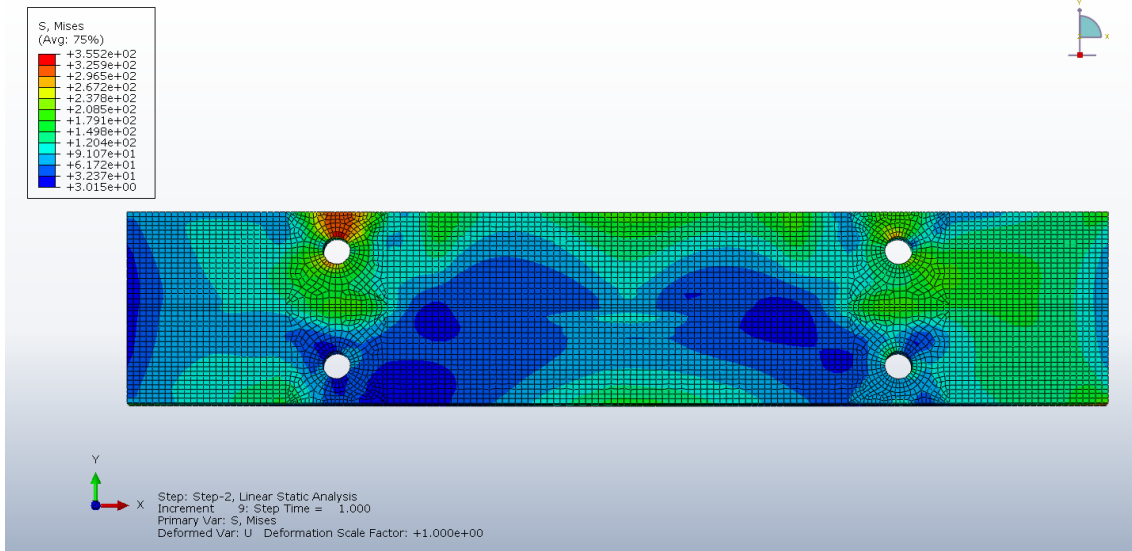


Figura 9.24 - Tensiones en la cara del ala inferior que contacta con la chapa inferior

A continuación, analizaremos la chapa inferior que será uno de los subconjuntos que más tensionado esté, por el simple hecho de que es partícipe de la unión atornillada y es víctima directa del apriete del tornillo. Al mismo tiempo su situación en el modelo es cercana al punto de origen de fuerzas y momentos generados por la maniobra de giro de radio mínimo.

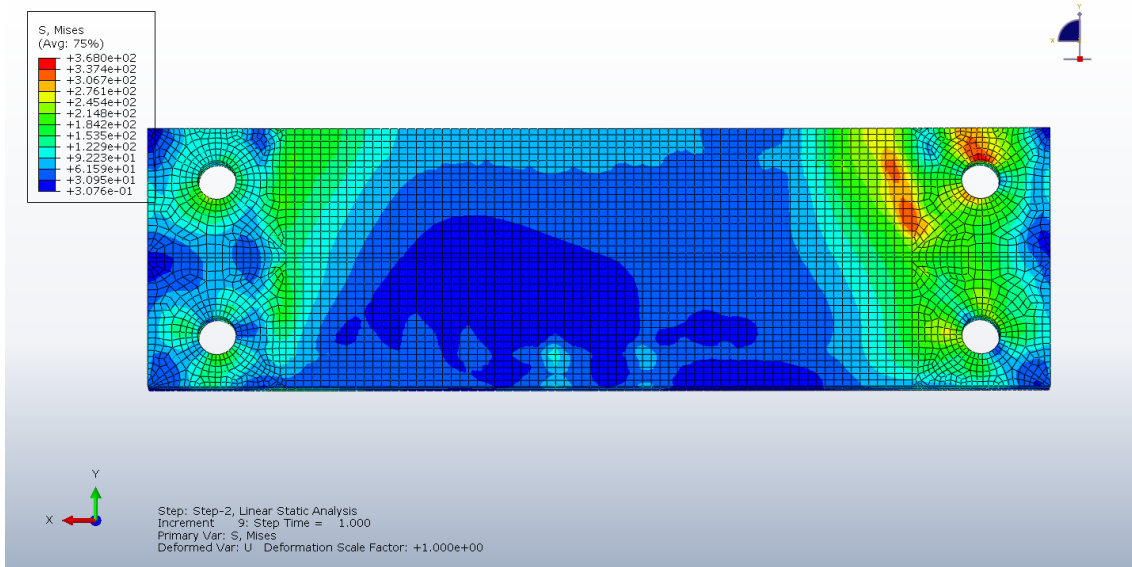


Figura 9.25 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero

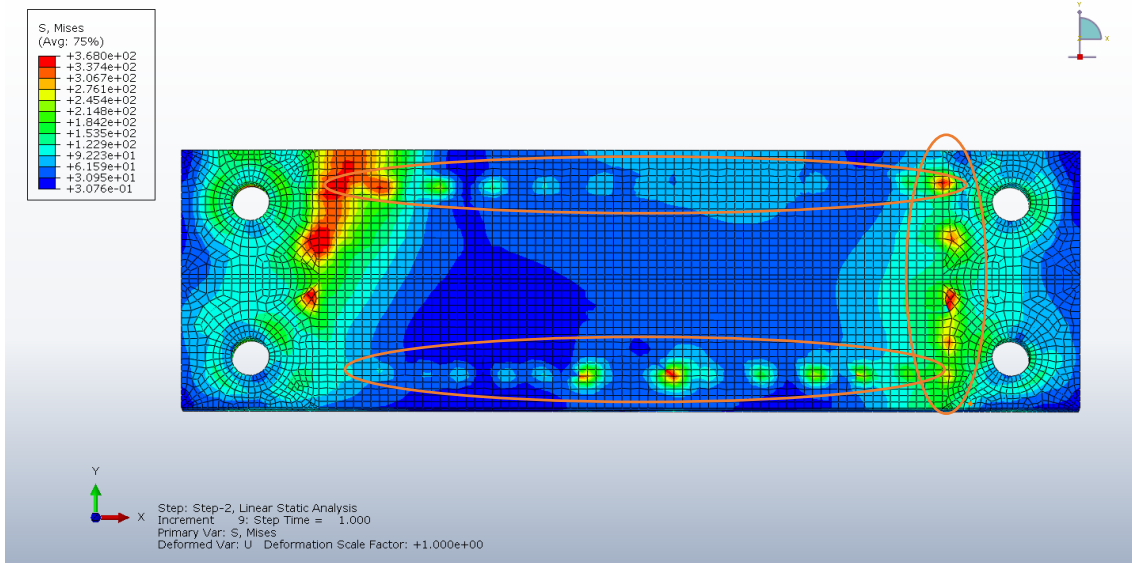


Figura 9.26 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que conecta al soporte de arriostramiento

En la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero – figura 9.25 – vemos zonas puntualmente tensionadas alrededor del agujero que también estaba tensionado en el ala inferior del larguero del semirremolque.

Por la parte que contacta con el soporte de arriostramiento podemos ver tensiones puntuales que trazan el recorrido del cordón de soldadura. Tenemos que observar más delicadamente las tensiones que se producen en esta cara, ya que las tensiones máximas no se producen de forma puntual, sino que regularmente se extienden más de lo que deberían alrededor de un agujero – figura 9.26.

Las tensiones máximas en este caso son superiores a las que veíamos en el ala inferior y por tanto el acero S355 de la chapa inferior también plastificaría en los lugares descritos. Anteriormente.

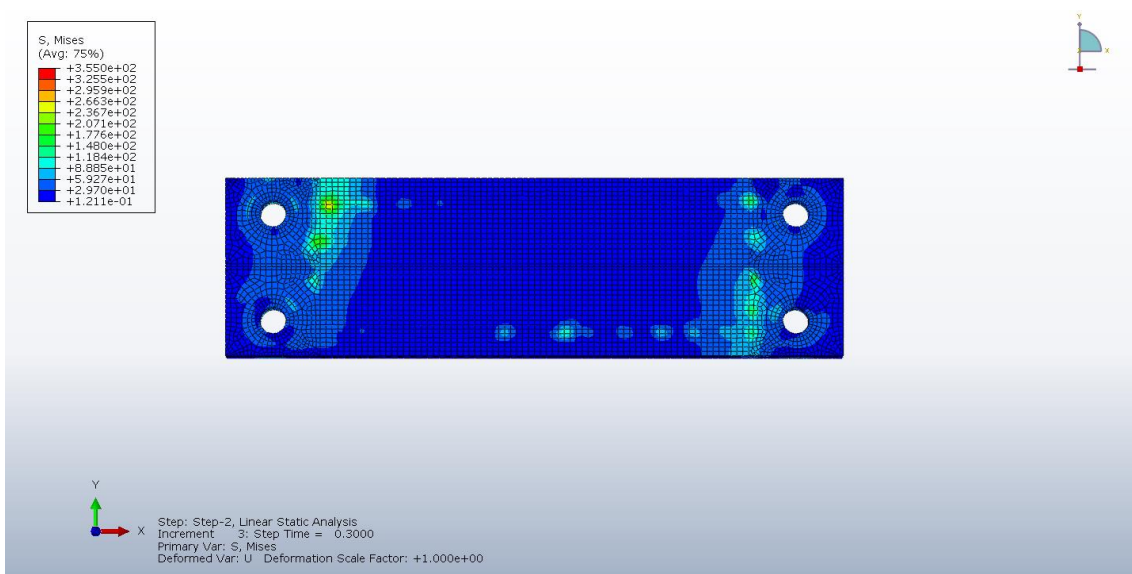


Figura 9.27 - Momento en el que plastifica la chapa inferior

En la figura 9.27 podemos observar que con un 30% de la carga la chapa inferior ya plastificaría, esto es algo que deberemos mejorar en futuros cálculos ya que el subconjunto ha de aguantar bastante más para poder considerar que funciona dignamente.

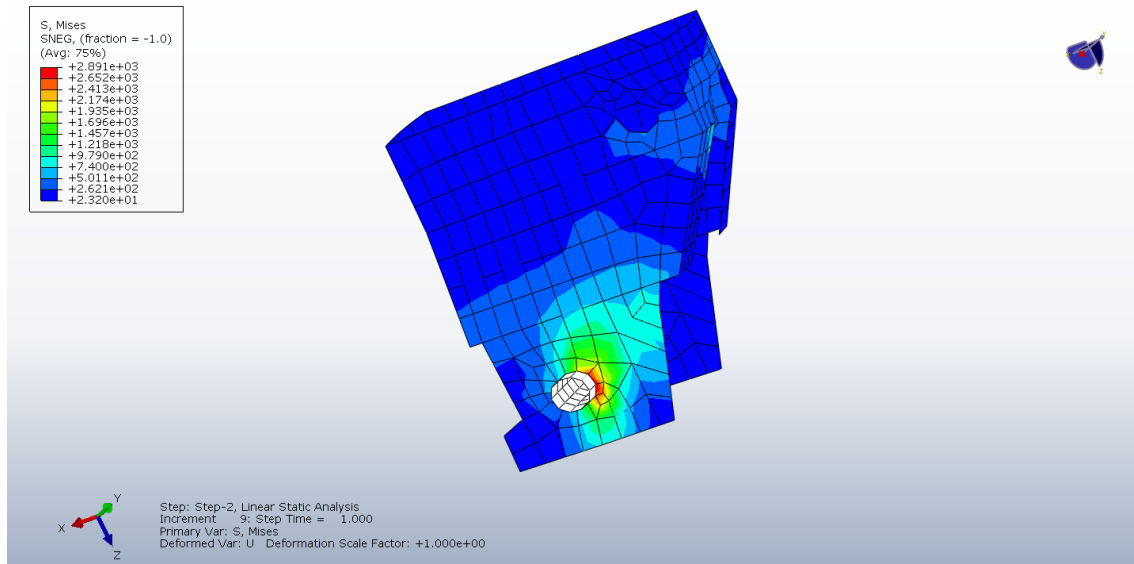


Figura 9.28 - Tensiones en el soporte de arriostamiento

Como podemos observar, las tensiones en el soporte de arriostamiento (3000 MPa aproximadamente) son muy superiores al resto de tensiones en el resto de los subconjuntos. Si prestamos atención al lugar donde se dan estas tensiones, rápidamente nos damos cuenta de que suceden justamente en la unión entre el cilindro inferior modelizado con un material rígido y el soporte de arriostamiento modelizado de un acero elástico lineal. Esta unión de materiales con características mecánicas y físicas tan opuestas resulta en unas tensiones desorbitadas. No nos interesan demasiado estas tensiones puesto que como hemos dicho es fruto del contacto entre dos piezas con materiales de distintas características, situación que no podemos cambiar puesto que estas piezas son suministradas por fabricantes comerciales y no son objeto de este estudio.

9.3.3 Frenada

El caso de carga de frenada es la novedad de este cálculo, se va a tratar en un nuevo archivo de Abaqus y actúa como step 2 al igual que hacíamos en el caso de carga de la maniobra de giro de radio mínimo. El caso de carga de frenada trabaja combinado también con el apriete de los tornillos (step 1).

Podemos anticipar antes de realizar los cálculos que el modelo se comportará mejor que en la maniobra de giro mínimo al estar el conjunto solicitado a unas cargas menos virulentas. En este caso las fuerzas son menores y sobre el cilindro inferior del soporte no actúan momentos.

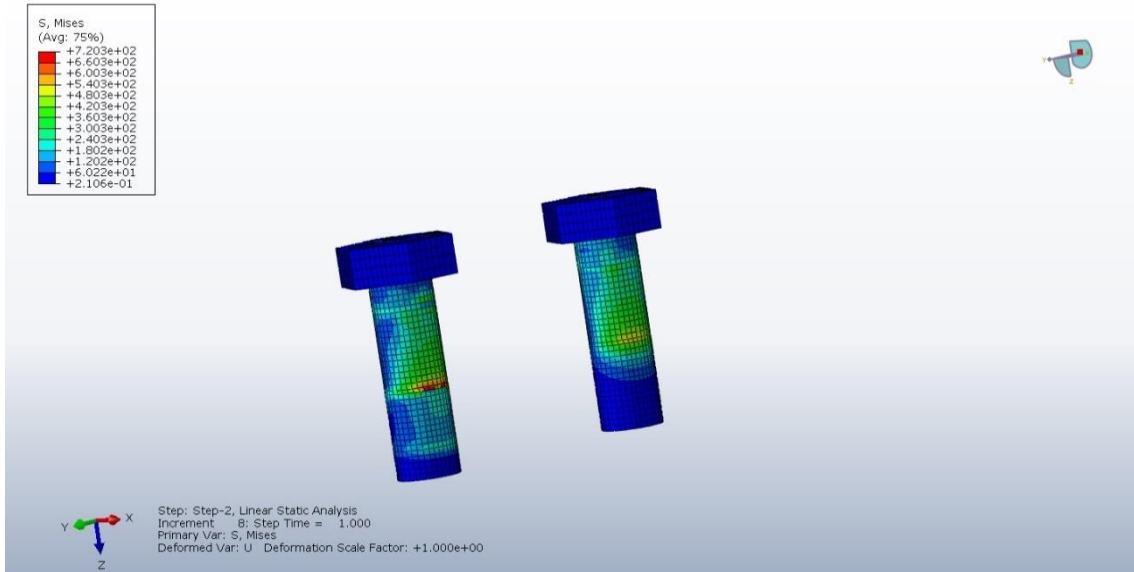


Figura 9.29 - Tensiones en tornillos en el step 2 → caso de carga de frenada

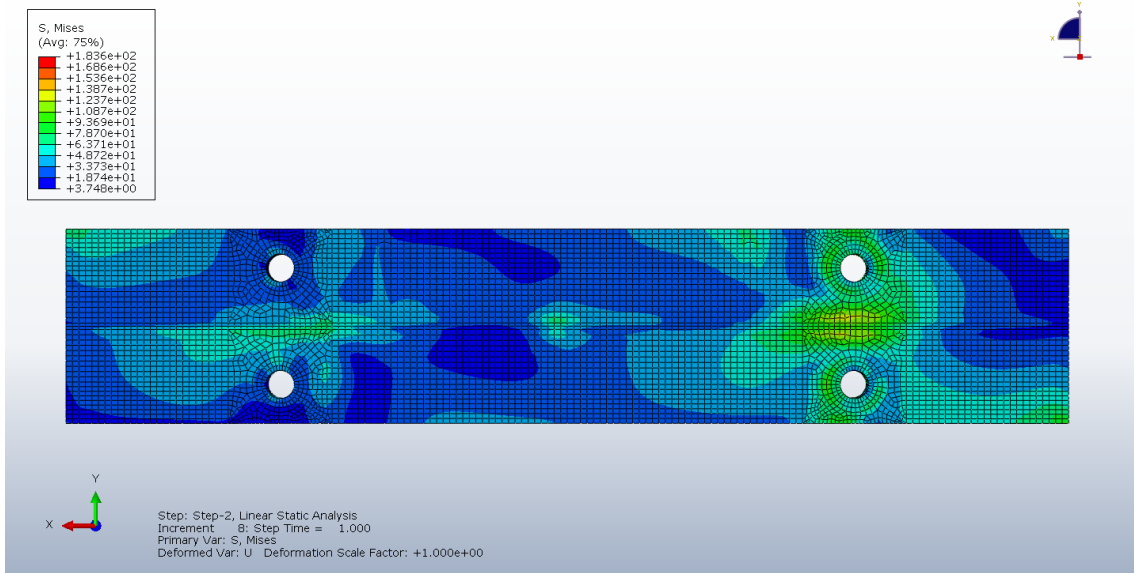


Figura 9.30 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior del larguero

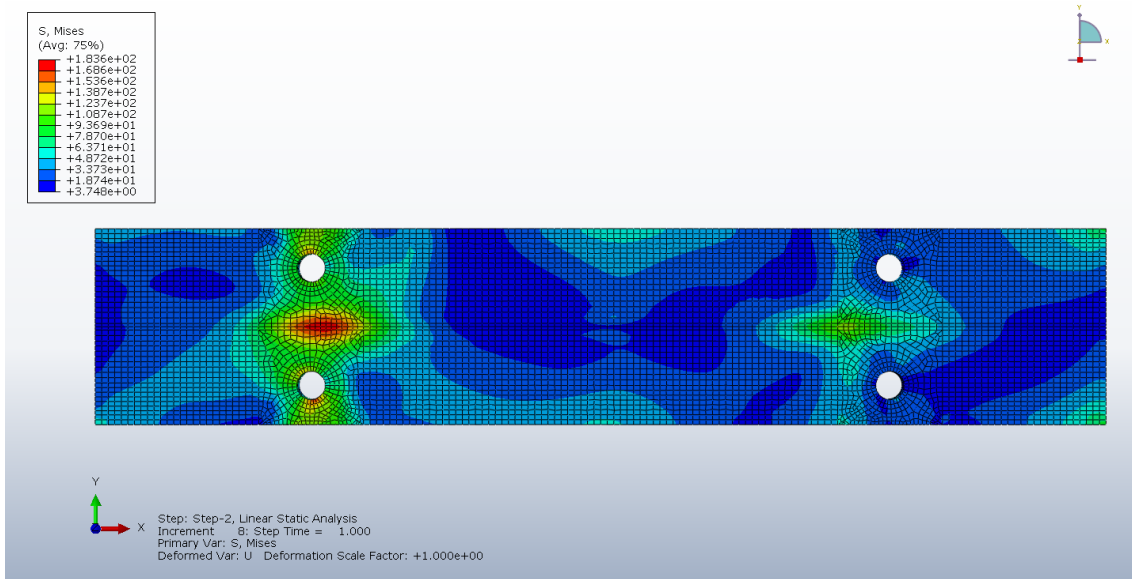


Figura 9.31 - Tensiones en la cara del ala inferior que contacta con la chapa inferior

El comportamiento del ala inferior del larguero es bastante bueno, de hecho, sus zonas más tensionadas están muy por debajo del límite de fluencia del acero S355. La zona más tensionada se sitúa en la cara que contacta con la chapa inferior.

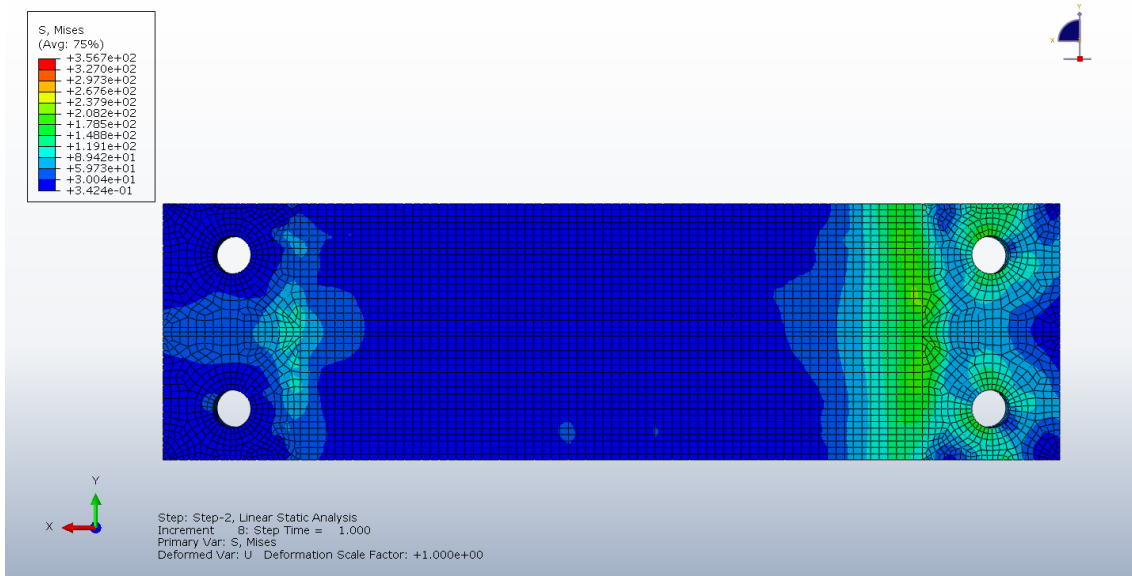


Figura 9.32 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero

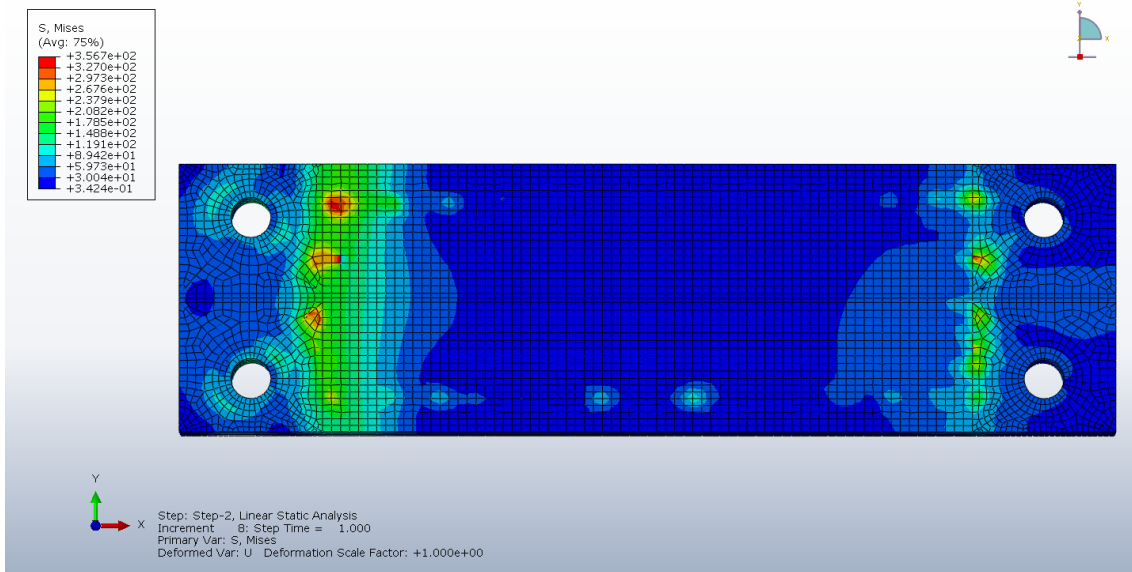


Figura 9.33 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que está unida al soporte de arriostramiento

En la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero – figura 9.32 – el comportamiento es espléndido y ningún elemento sufre tensiones fuera de lo normal, todo se comporta como es debido.

Por la parte que contacta con el soporte de arriostramiento – figura 9.33 - podemos ver elementos puntuales con tensiones levemente superiores al límite de fluencia. En este caso no habría ningún problema porque como hemos dicho son zonas muy reducidas y controladas.

El comportamiento del conjunto frente a la frenada es correcto y la unión atornillada de calidad 9.8 junto con una chapa de acero S355 serían una buena combinación para hacer frente a esta situación.

Por último, se muestran imágenes de las deformaciones de la unión atornillada si magnificamos 10 veces los resultados obtenidos. Así podemos ver claramente cómo se está comportando el conjunto y qué tendencia sigue. Insistimos que en este caso de carga el comportamiento es óptimo.

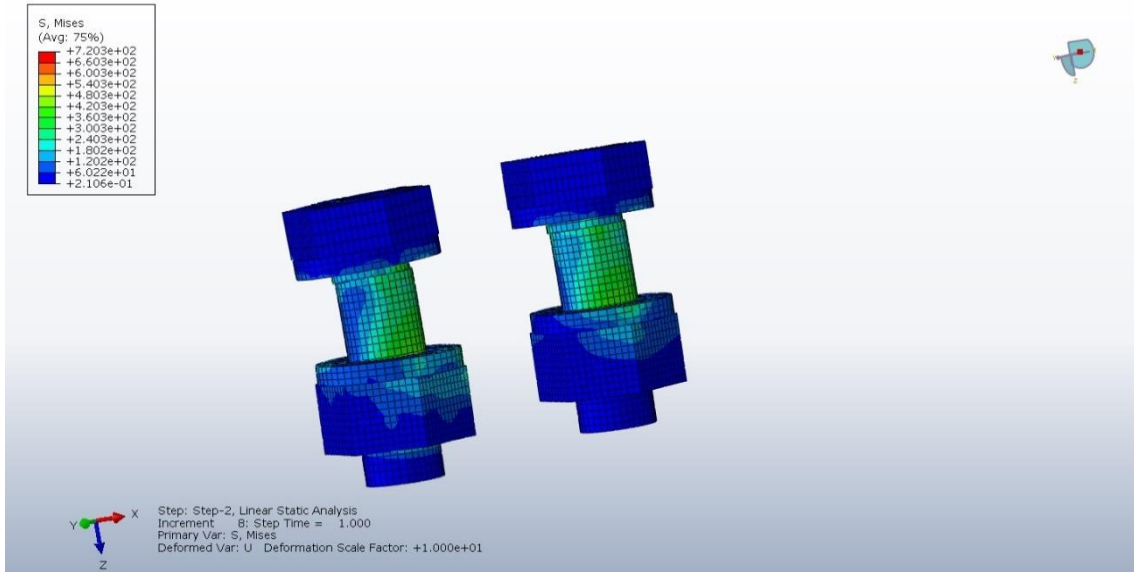


Figura 9.34 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces

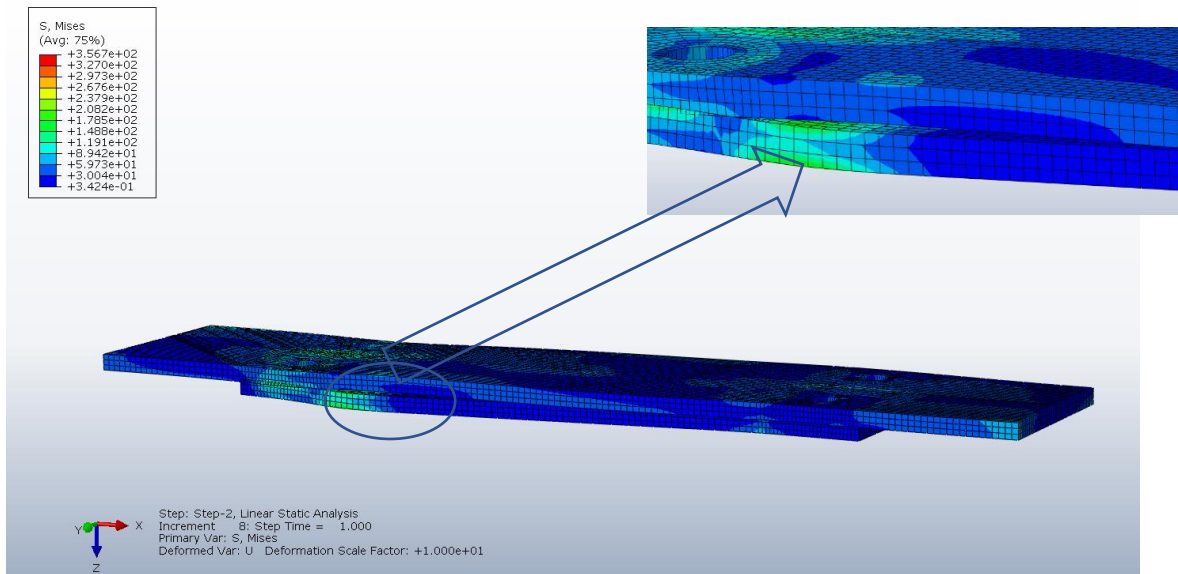


Figura 9.35 - Contacto entre el ala inferior del larguero y la chapa inferior

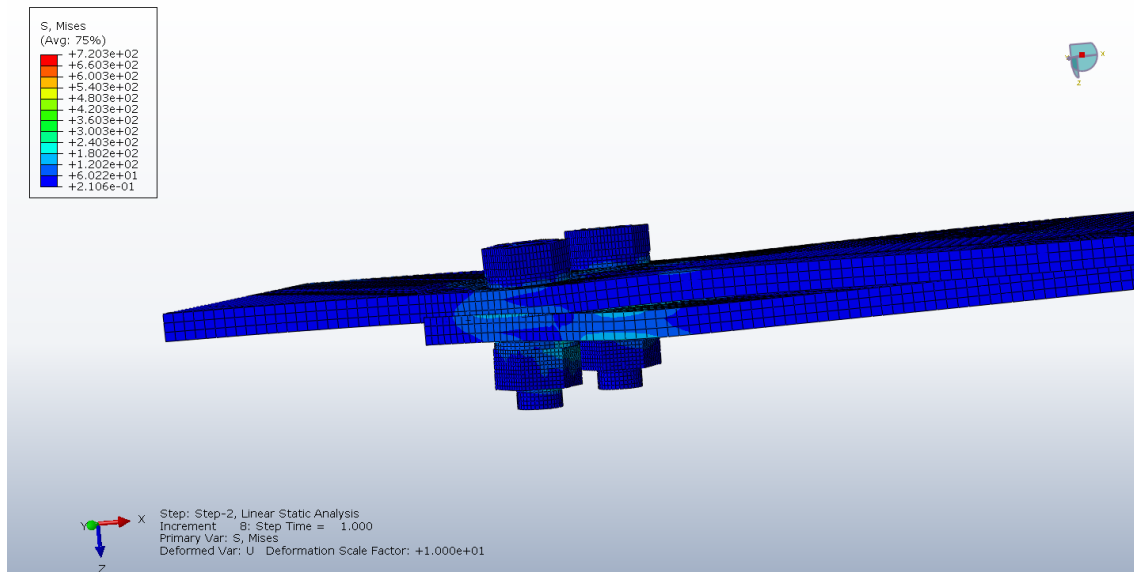


Figura 9.36 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior

9.4 Cálculo 4

En este último cálculo, la única modificación que se va a realizar va a ser sobre el material de la chapa inferior. En base a los cálculos anteriores donde aparecían zonas especialmente tensionadas y plastificadas se ha decidido sustituir al acero S355 por un acero strenx 700MC, acero estructural laminado en caliente fabricado para su conformado en frío, con un límite de elasticidad mínimo de 700 MPa, y diseñado para crear estructuras más resistentes y ligeras [14].

Al ser este el cálculo cuyos resultados han sido los más cercanos a los que estábamos buscando, se ha decidido hacer una profunda descripción de éstos acompañada de tablas con datos de desplazamientos, tensiones y deformaciones para que quede reflejada la mayor cantidad de información acerca del estudio.

Las siguientes imágenes muestran la situación magnificada por 10 en la que quedaría el conjunto global tanto para el caso de carga de maniobra de giro mínimo como para el caso de frenada. Se aportan a su vez datos de tensiones de Von Mises, desplazamientos en los tres ejes y deformación plástica equivalente en tanto por uno.

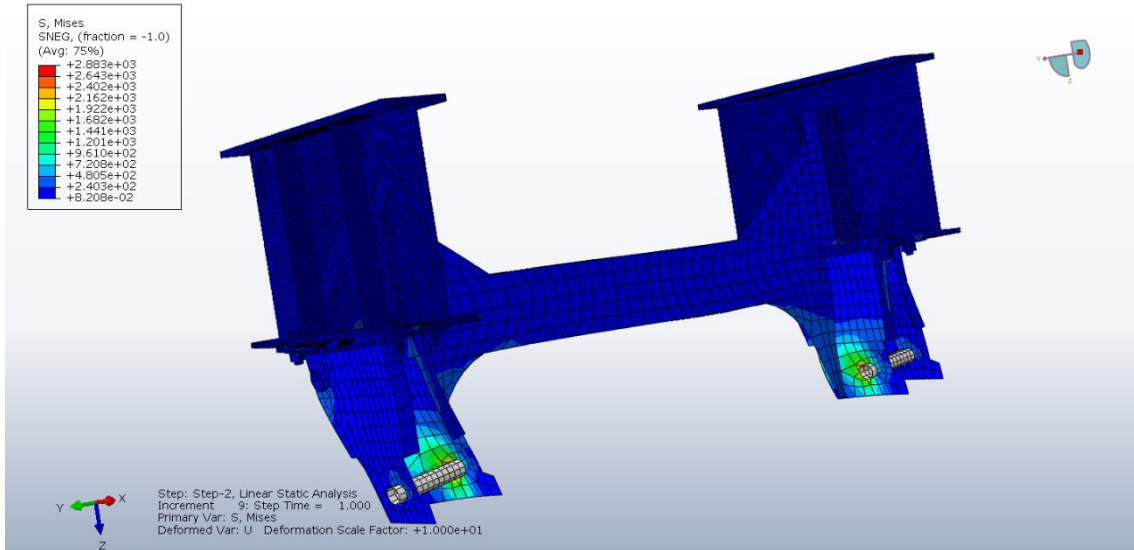


Figura 9.37 - Tensiones en el conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

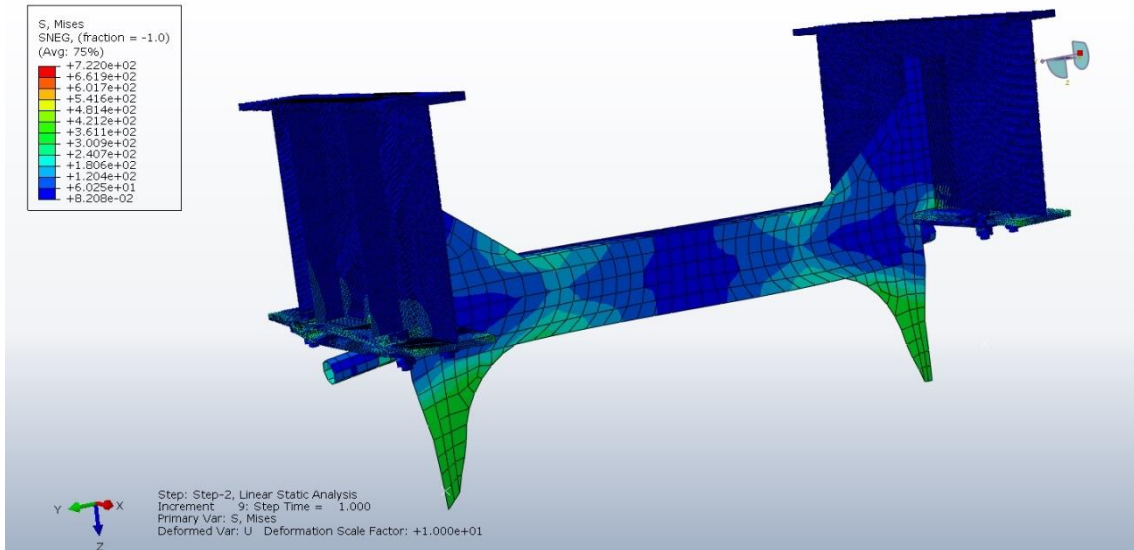


Figura 9.38 - Tensiones en el conjunto sin soporte de arriostramiento ni cilindro inferior para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

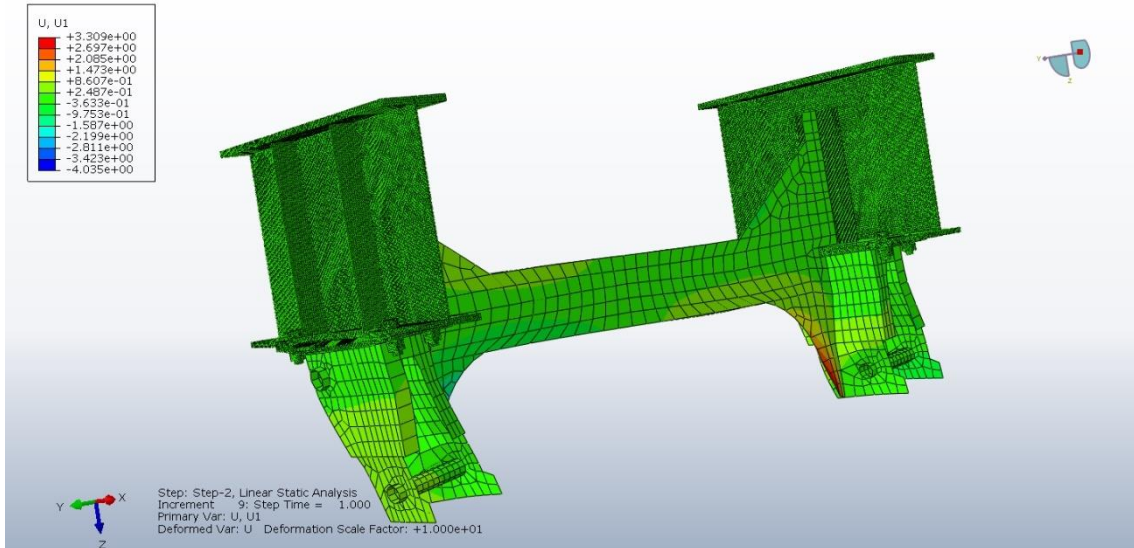


Figura 9.39 - Desplazamiento en eje X del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

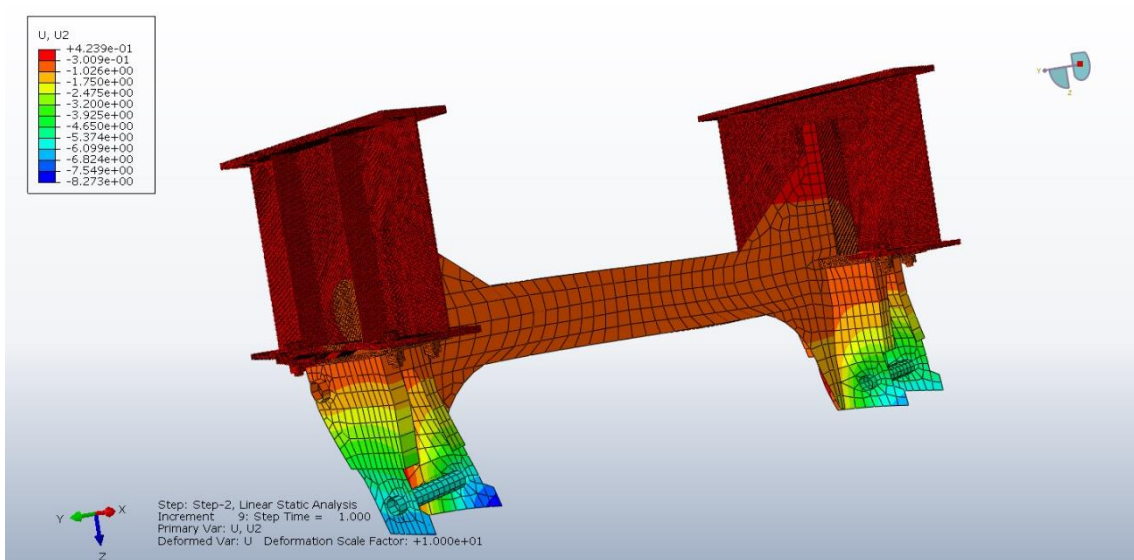


Figura 9.40 - Desplazamiento en eje Y del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

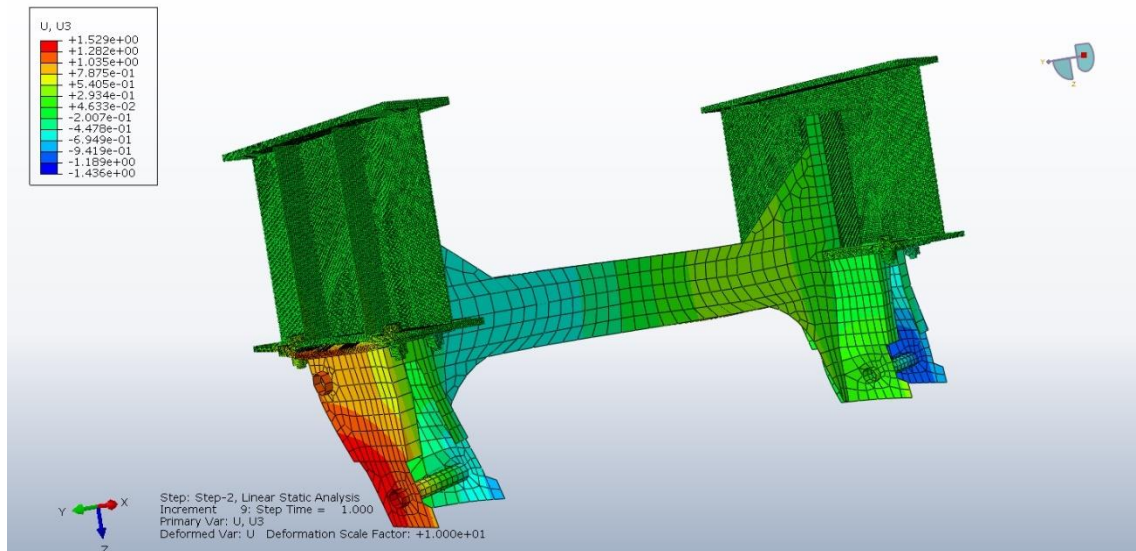


Figura 9.41 - Desplazamiento en eje Z del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

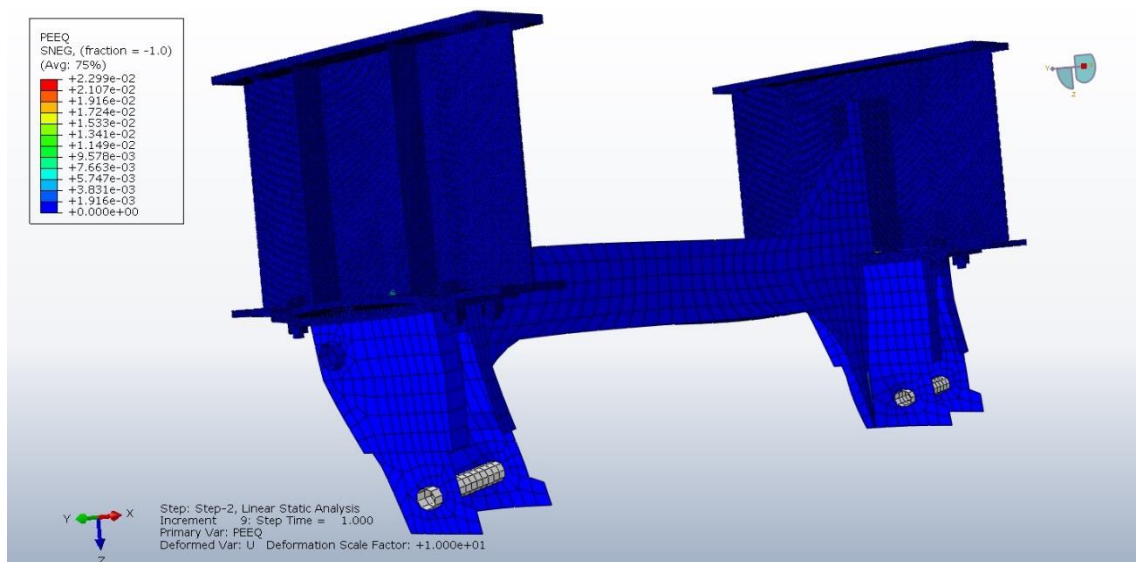


Figura 9.42 – Deformación plástica en tanto por uno del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo

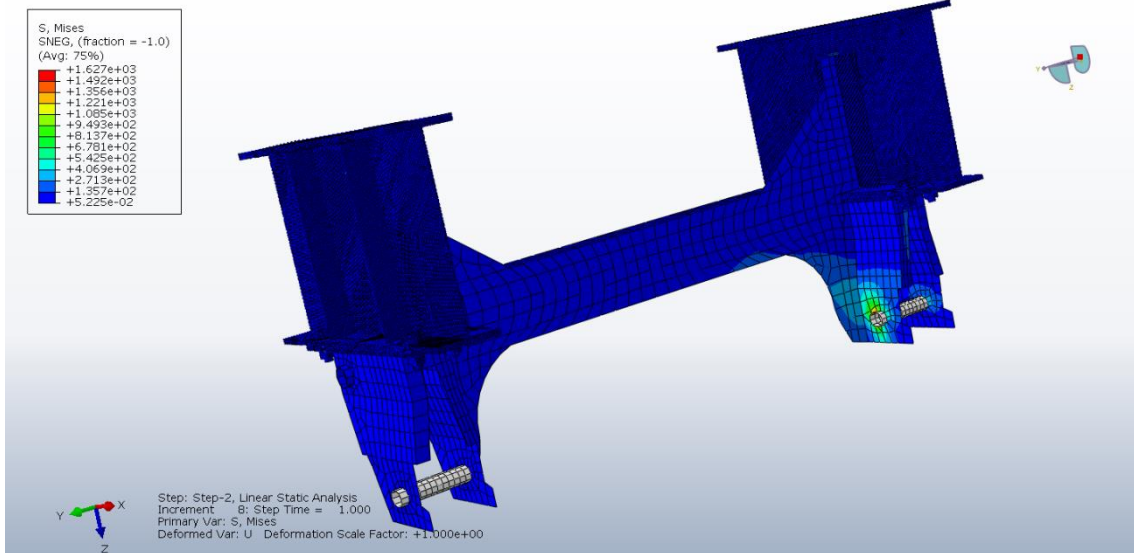


Figura 9.43 - Tensiones en el conjunto global para el caso de carga de frenada

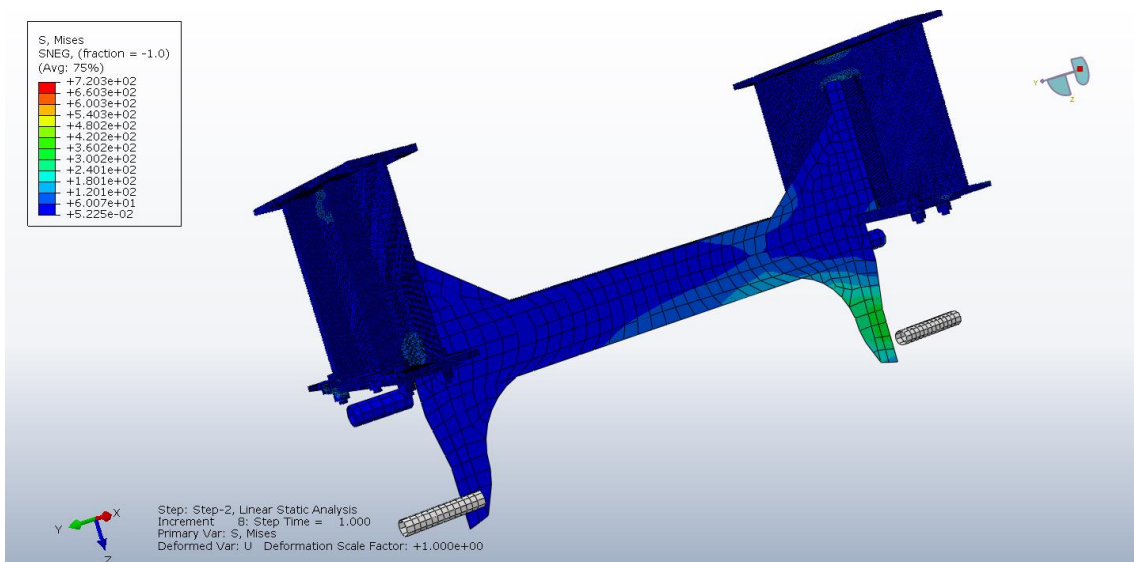


Figura 9.44 - Tensiones en el conjunto global sin soporte de arriostamiento para el caso de carga de frenada

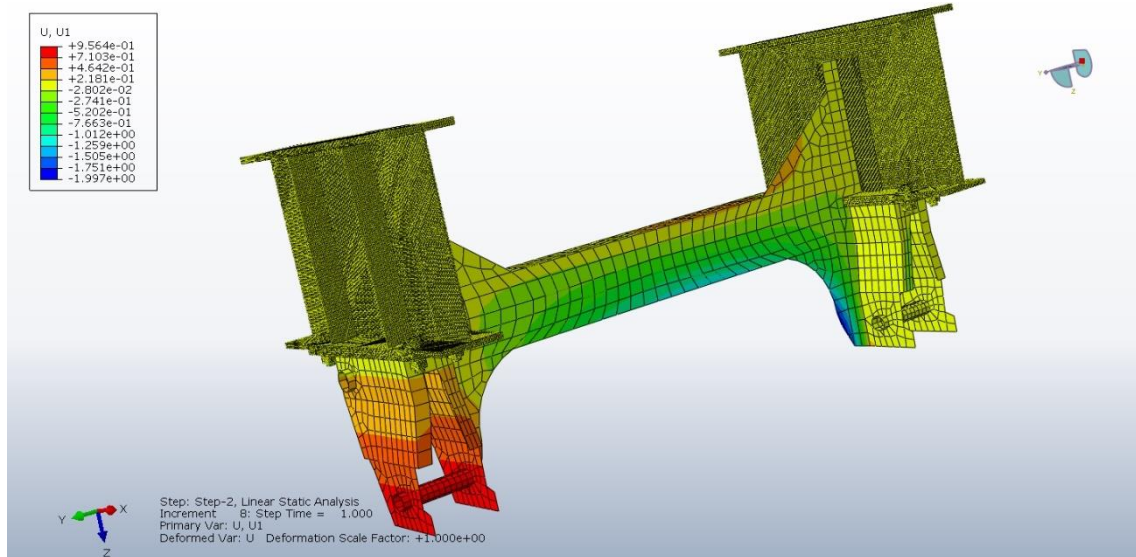


Figura 9.45 - Desplazamiento en eje X en conjunto global para el caso de carga de frenada

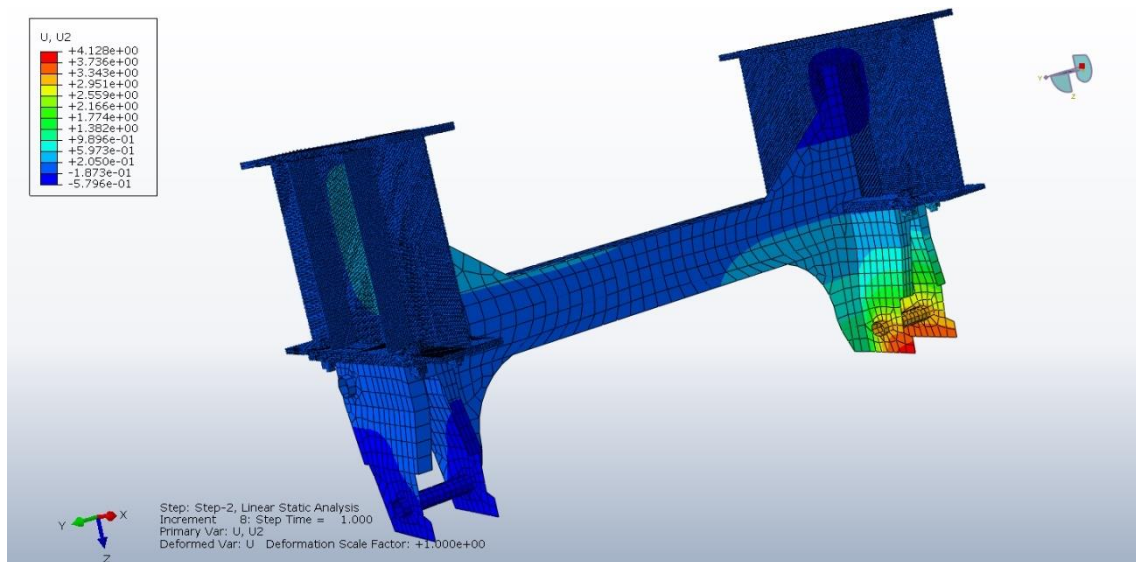


Figura 9.46 - Desplazamiento en eje Y en conjunto global para el caso de carga de frenada

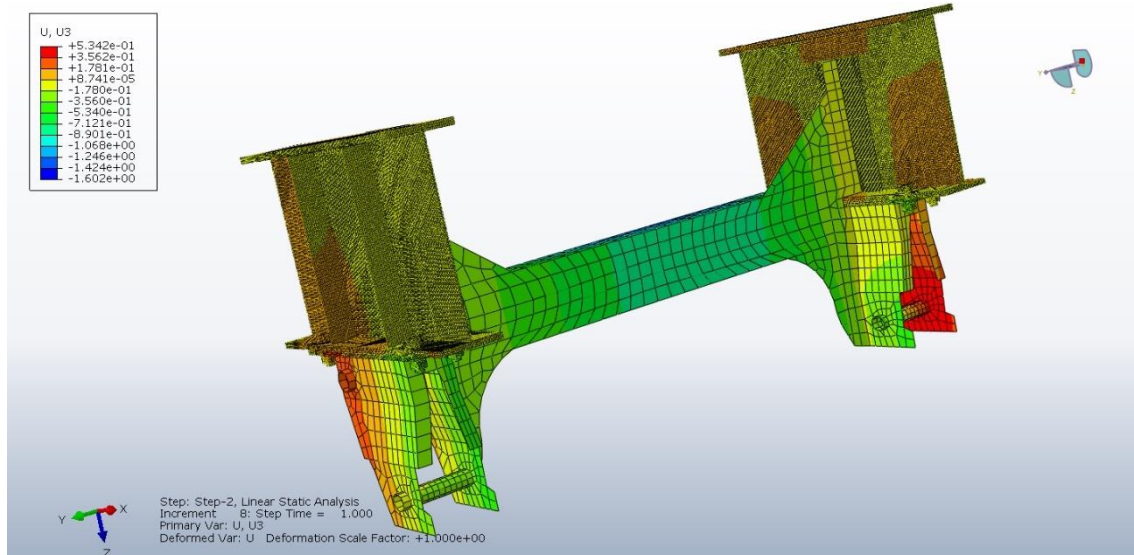


Figura 9.47 - Desplazamiento en eje Z del conjunto para el caso de carga de frenada

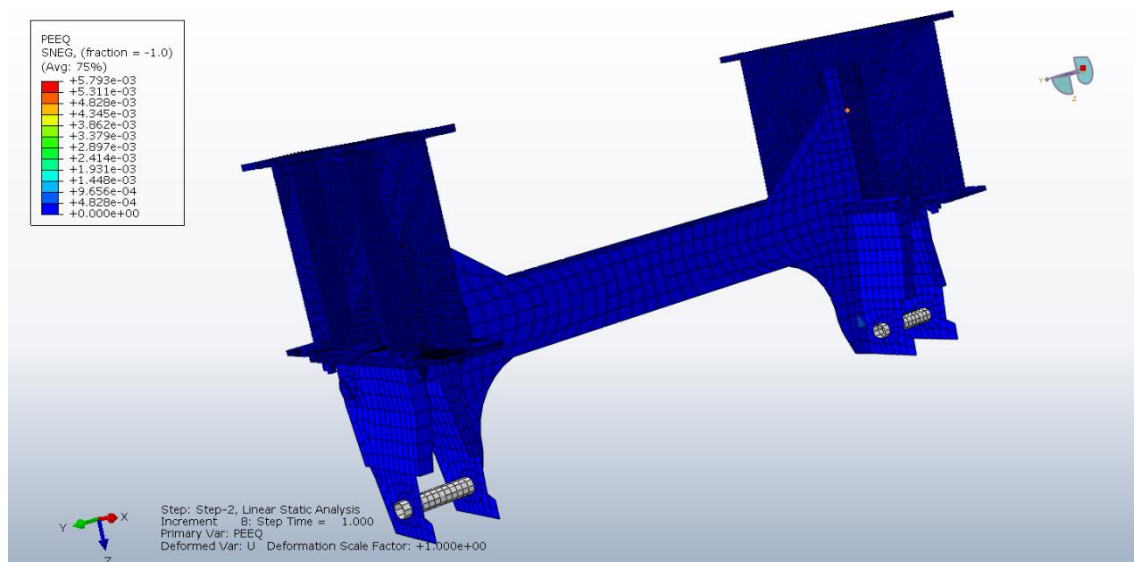


Figura 9.48 - Deformación plástica en tanto por uno del conjunto para el caso de carga de frenada

9.4.1 Apriete de tornillos

Como en los anteriores casos el apriete de los tornillos será el step 1, en este caso al ser los tornillos de calidad 9.8 la fuerza de apriete por nodo es igual a 501.3621 N.

La tensión máxima que sufren los tornillos es igual a 587.7 MPa, aproximadamente el 90 % de la tensión de prueba. Nos indica que probablemente los resultados sean coherentes y no han sucedido imprevistos.

La calidad del tornillo es adecuada, el material se comporta correctamente y no plastifica.

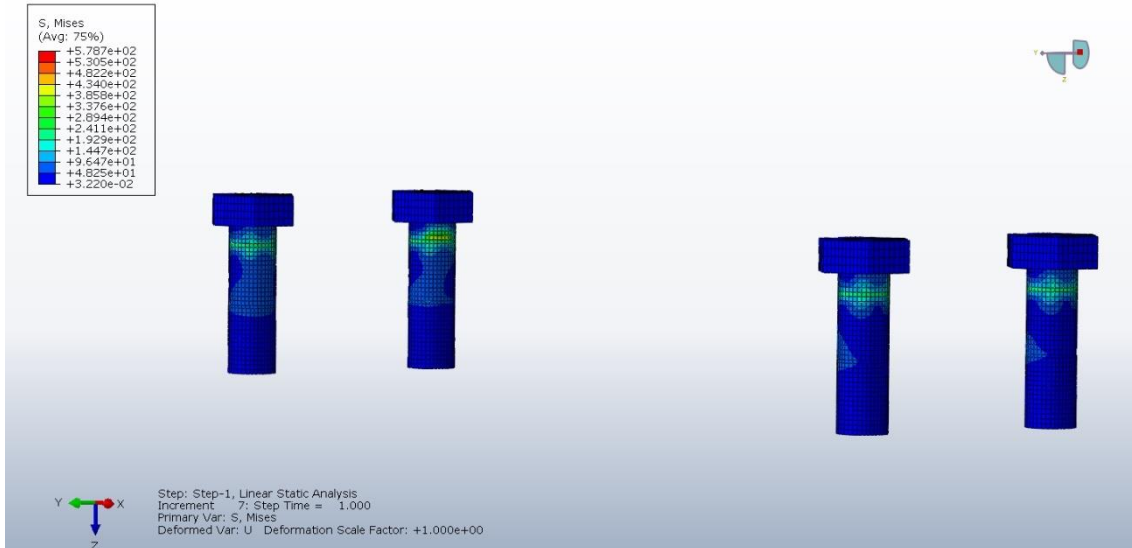


Figura 9.49 - Tensiones en tornillos debido a la fuerza de apriete

El ala inferior del larguero se tensiona por debajo de los 50 MPa, por lo tanto, está controlado. Las zonas tensionadas aparecen en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior.

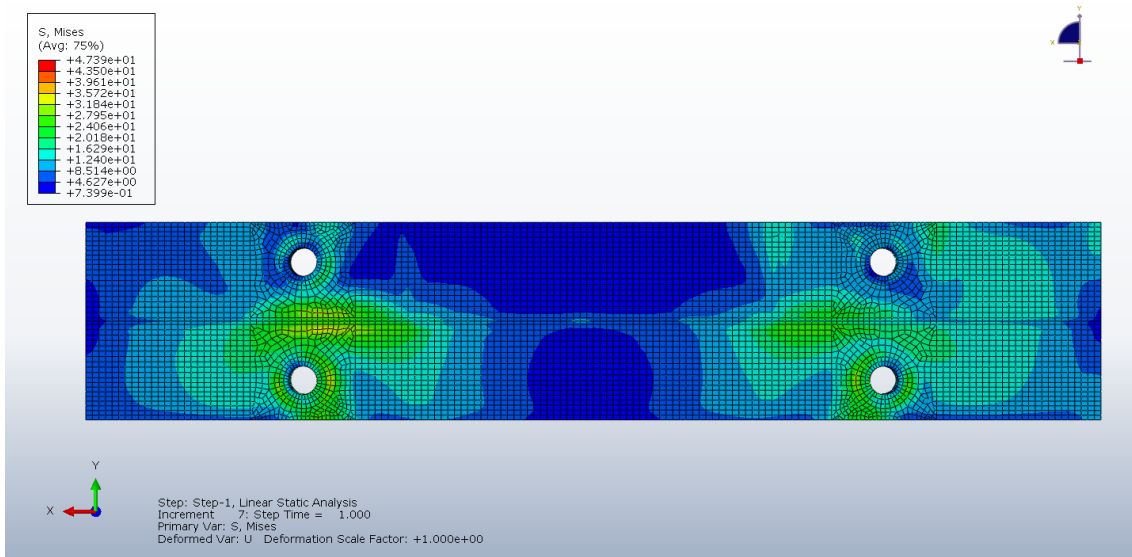


Figura 9.50 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior debido al apriete del tornillo

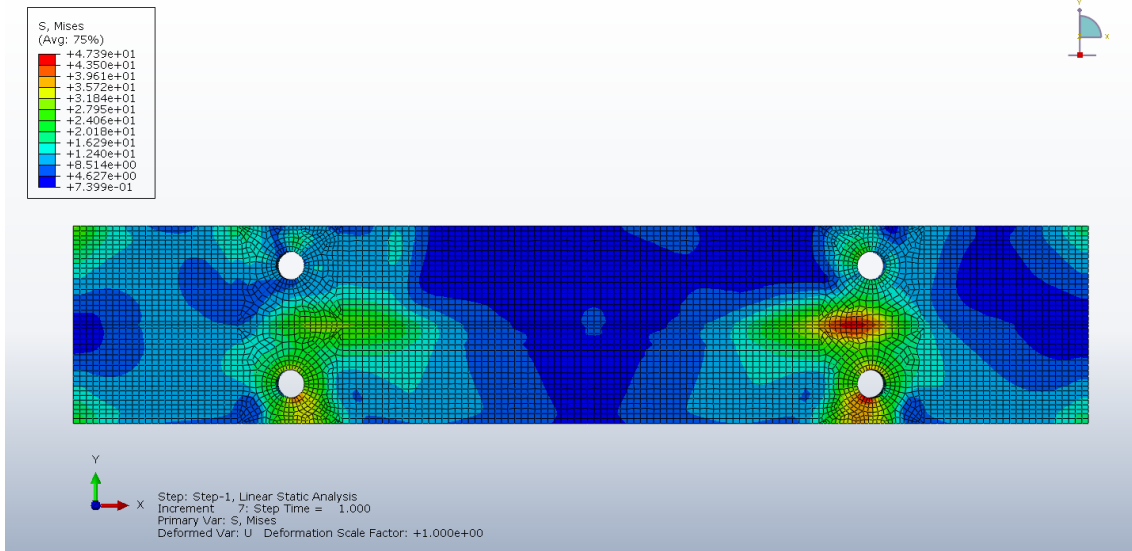


Figura 9.51 – Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior debido al apriete

Por su parte, la chapa inferior también presenta un buen comportamiento frente al apriete de los tornillos. La tensión más alta es de 100 MPa, mientras que el límite de fluencia del nuevo material se encuentra en los 700 MPa.

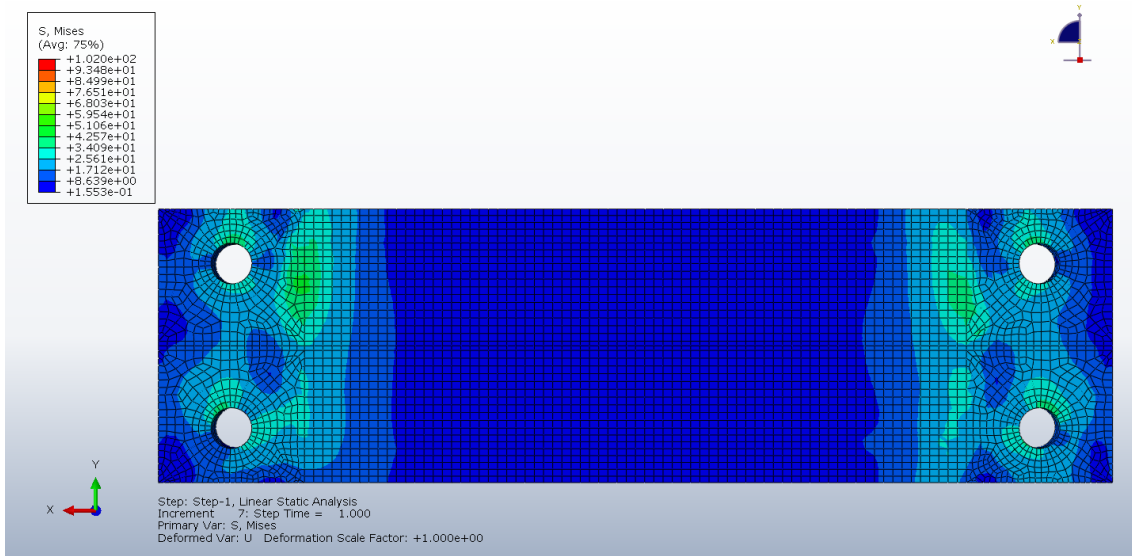


Figura 9.52- Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior debido al apriete

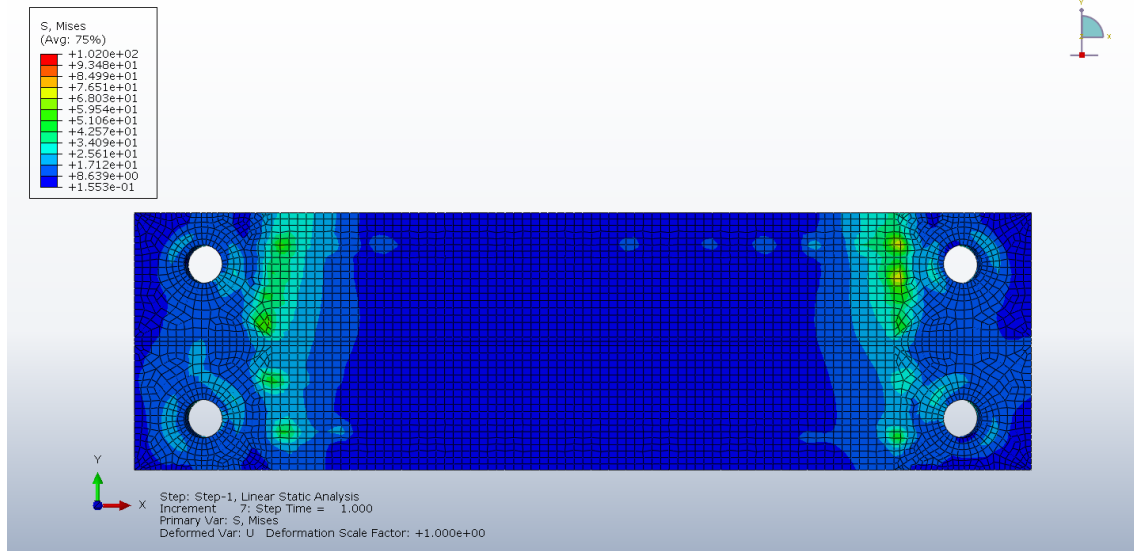


Figura 9.53 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostamiento

El comportamiento de este modelo con tornillos de calidad 9.8 y chapa inferior fabricada de acero strenx 700MC funciona correctamente frente al apriete de los tornillos.

9.4.2 Giro de radio mínimo

Analizamos ahora el apriete en combinación con las fuerzas y momentos que origina la maniobra de giro de radio mínimo.

Los tornillos lógicamente estarán más solicitados en este step donde se combinan dos casos de carga. En la figura 9.54, observamos una tensión máxima de 722 MPa que se produce, una vez más, en la zona de contacto de la arista viva de la tuerca con el vástago del tornillo. Esta situación carece de realismo pues las aristas de las tuercas suelen ser redondeadas.

En la figura 9.55 se puede ver como con el 75% de la carga el tornillo empezaría a plastificar, pero como hemos dicho en el párrafo anterior no se tendrían en cuenta estas tensiones si se originan en la zona de contacto tuerca-vástago.

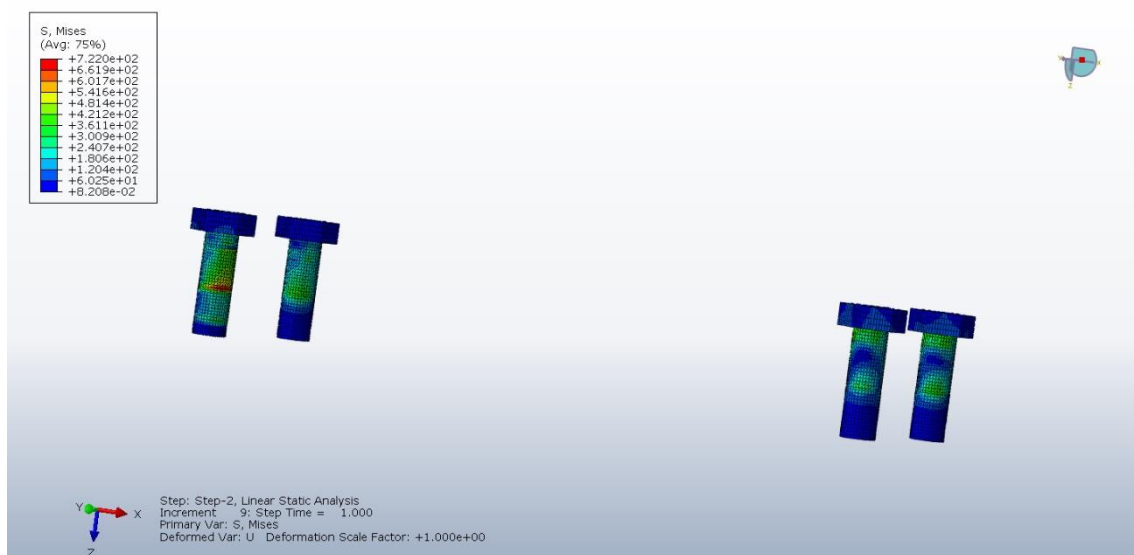


Figura 9.54 - Tensiones en tornillos en el step 2 --> maniobra de giro de radio mínimo

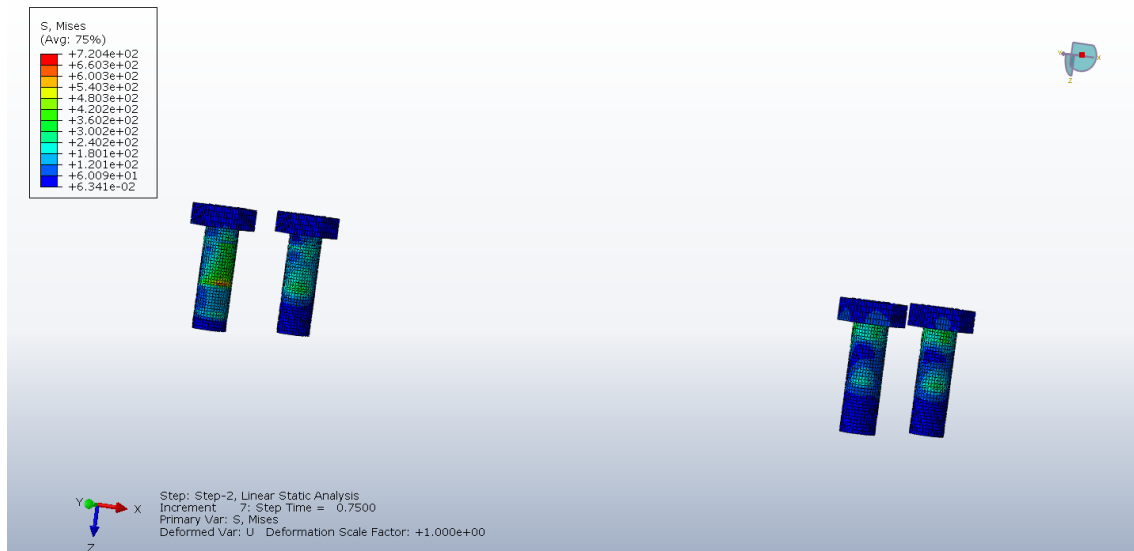


Figura 9.55 - Momento de la plastificación de los tornillos

En la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior aparecen zonas que plastifican alrededor de un agujero, cuyas tensiones superan el límite de fluencia del acero S355, 355 MPa.

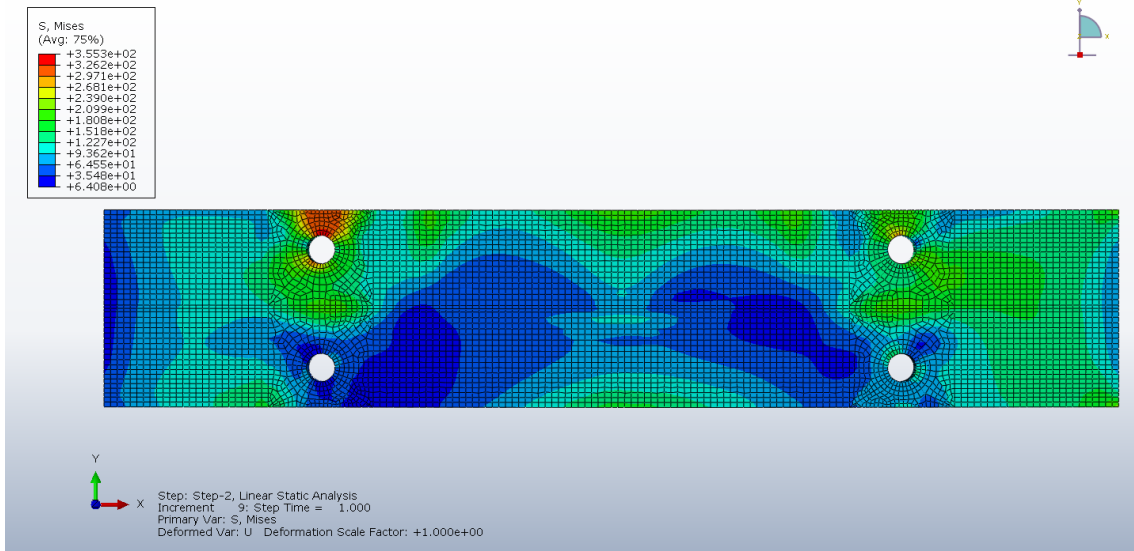


Figura 9.56 - Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior debido al apriete

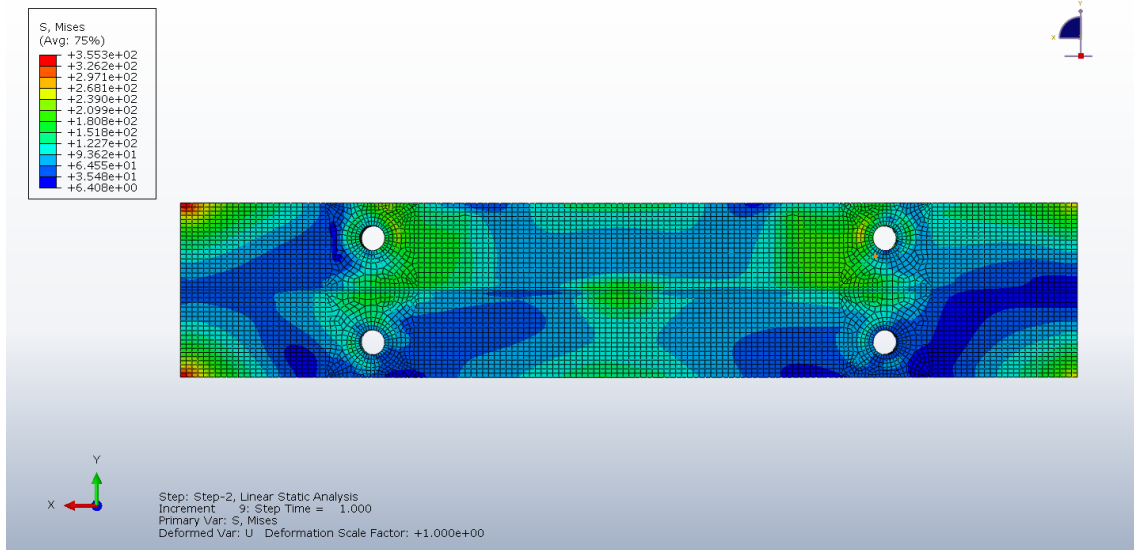


Figura 9.57 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior

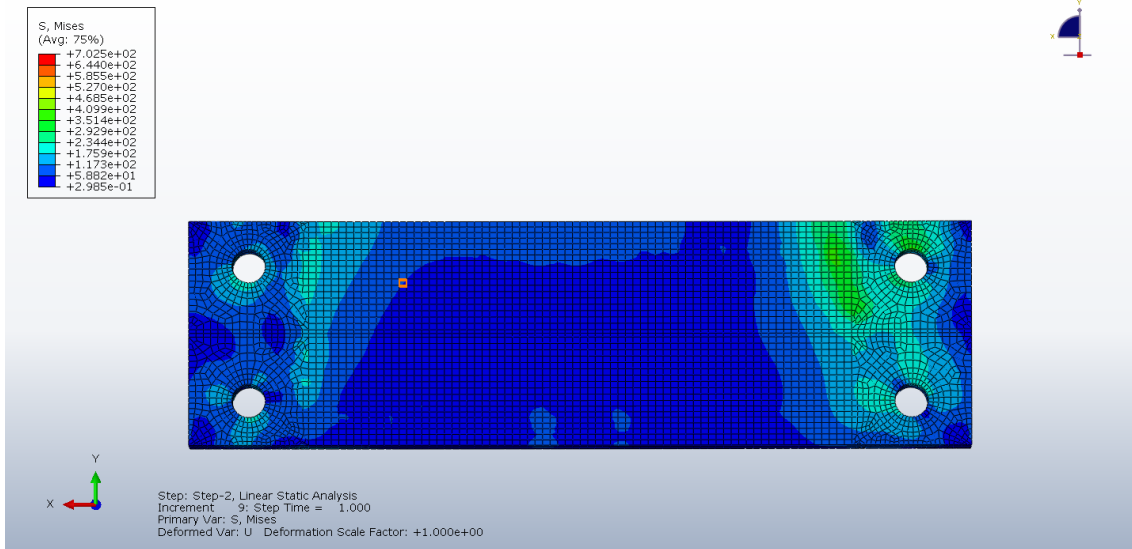


Figura 9.58 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior

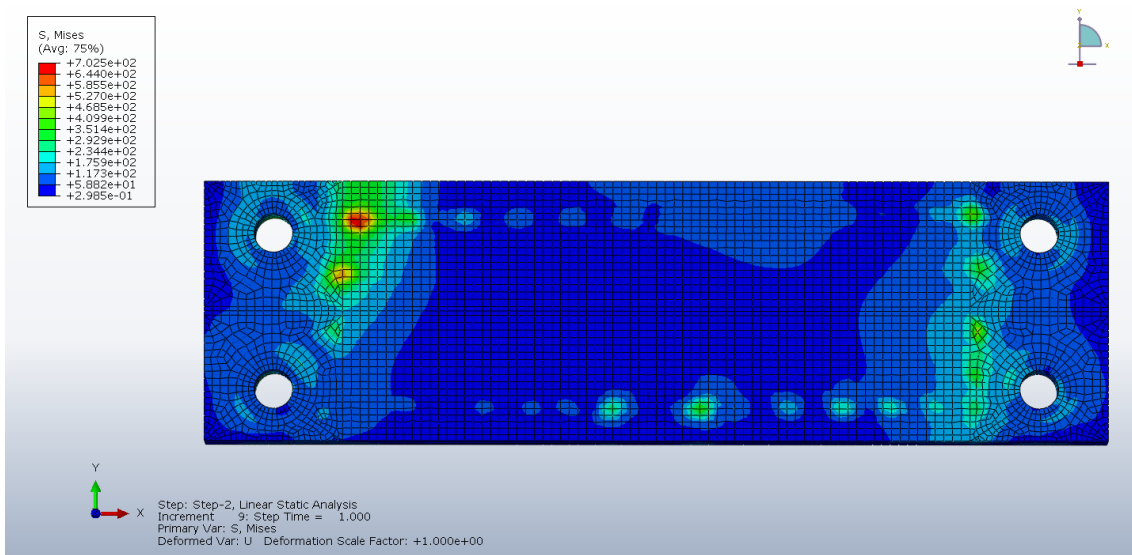


Figura 9.59 - Tensión en la superficie que contacta con el soporte de arriostamiento

El comportamiento de la chapa inferior es de especial interés en este cálculo, puesto que ha sido el subconjunto donde hemos cambiado el material y queremos ver cómo procede frente a la maniobra de giro de radio mínimo.

En comparación con el cálculo anterior vemos muchas menos zonas tensionadas y solamente vemos una zona puntual que plastifica por superar los 700MPa del límite elástico. Pero en general el comportamiento del material es excelente.

Para entender mejor el comportamiento de este modelo frente a las cargas hemos magnificado los resultados por 10 y vemos claramente como se deforma el ala y la chapa inferiores creando una abertura entre ambas.

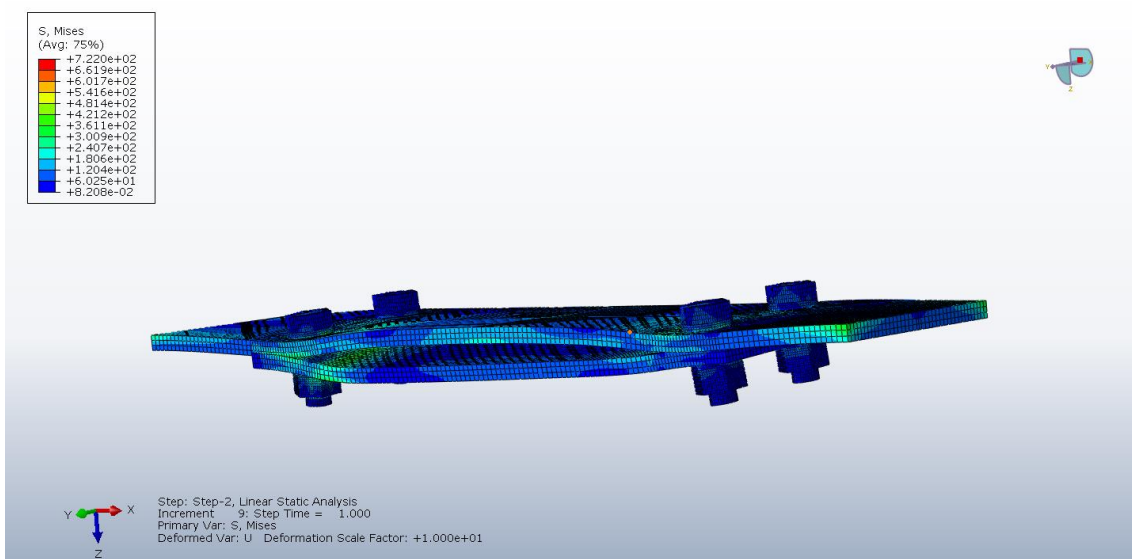


Figura 9.60 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior

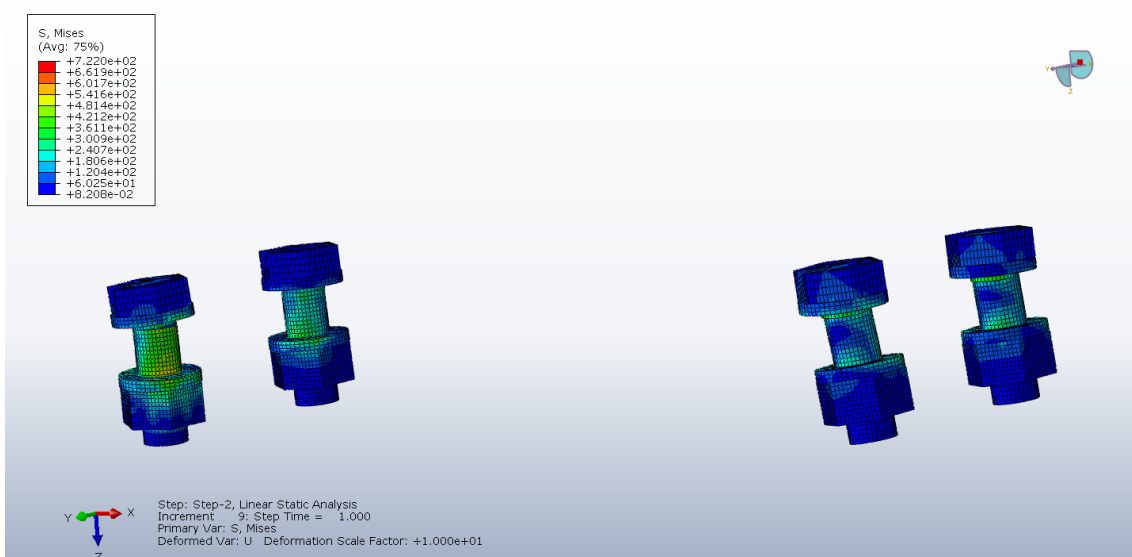


Figura 9.61 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces

Por último, se presentan una serie de tablas en la que se detallan tensiones máximas por una parte y desplazamientos máximos y mínimos por otra. Todo ello para los 8 tornillos del conjunto (4 de cada larguero), para el ala inferior de los dos largueros y para las chapas inferiores.

Diferenciamos entre 1 y 2 según nos refiramos a la parte izquierda del modelo (1) o a la parte derecha del modelo (2). El modelo está orientado en dirección opuesta al eje X, es decir, la parte delantera del camión avanzaría en sentido negativo al eje X.

Los tornillos los diferenciamos de la siguiente manera:

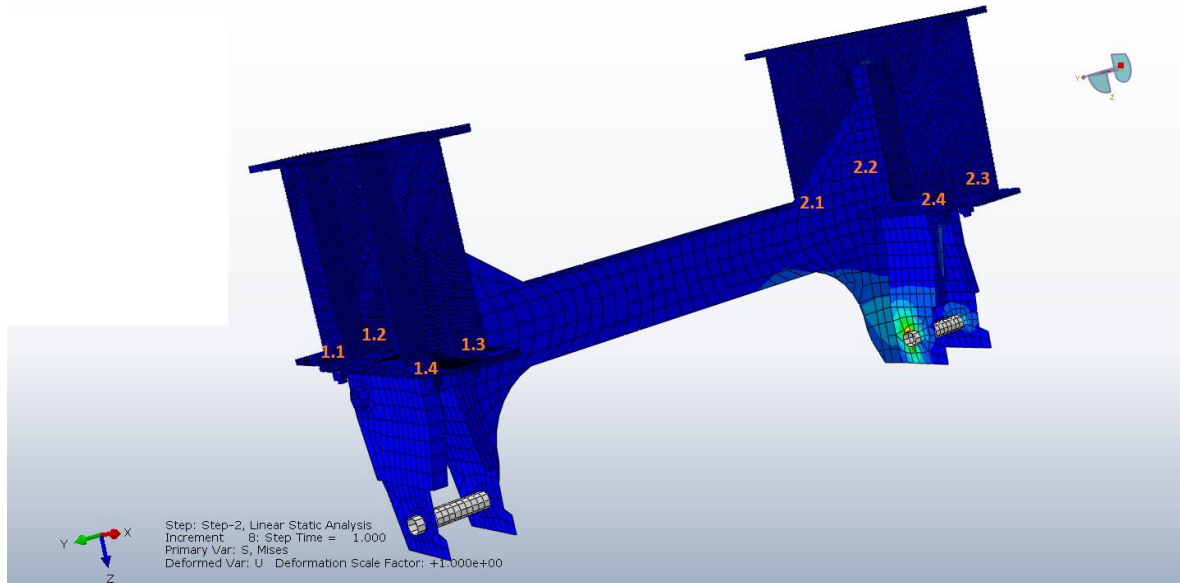


Figura 9.62 - Nomenclatura de los tornillos

Subconjunto	Tensión de Von Mises [MPa]
Tornillo 1.1	722
Tornillo 1.2	414,8
Tornillo 1.3	714,4
Tornillo 1.4	714,4
Tornillo 2.1	342,4
Tornillo 2.2	489,7
Tornillo 2.3	471,1
Tornillo 2.4	414,8
Ala inferior 1	355,3
Ala inferior 2	337,5
Chapa inferior 1	702,5
Chapa inferior 2	700

Tabla 9.1 - Tensiones máximas en los subconjuntos del modelo

Subconjunto	U, magnitud [mm]	
	MÁX	MÍN
Tornillo 1.1	0,557	0,2131
Tornillo 1.2	0,4786	0,05483
Tornillo 1.3	0,7238	0,1135
Tornillo 1.4	0,7238	0,1136
Tornillo 2.1	0,3122	0,09123
Tornillo 2.2	0,558	0,1465
Tornillo 2.3	0,68	0,1605
Tornillo 2.4	0,5807	0,1331
Ala inferior 1	0,6	0,0567
Ala inferior 2	0,6104	0,05086
Chapa inferior 1	1,281	0,05823
Chapa inferior 2	0,7743	0,08547

Subconjunto	U1 [mm]	
	MÁX	MÍN
Tornillo 1.1	0,1032	-0,2711
Tornillo 1.2	0,005035	-0,1647
Tornillo 1.3	0,1043	-0,02655
Tornillo 1.4	0,1043	-0,02656
Tornillo 2.1	0,006	-0,01537
Tornillo 2.2	0,01859	-0,07559
Tornillo 2.3	0,08017	-0,02484
Tornillo 2.4	0,03684	-0,06731
Ala inferior 1	0,1216	-0,1036
Ala inferior 2	0,086	-0,08378
Chapa inferior 1	0,176	-0,09409
Chapa inferior 2	0,1011	-0,0906

Subconjunto	U3 [mm]	
	MÁX	MÍN
Tornillo 1.1	0,5136	0,1887
Tornillo 1.2	-0,04642	-0,3223
Tornillo 1.3	0,002259	-0,2973
Tornillo 1.4	0,002259	-0,2974
Tornillo 2.1	0,0113	-0,3025
Tornillo 2.2	-0,1418	-0,4637
Tornillo 2.3	-0,0865	-0,4167
Tornillo 2.4	0,03411	-0,218
Ala inferior 1	0,5864	-0,2504
Ala inferior 2	0,3662	-0,4852
Chapa inferior 1	1,25	-0,4508
Chapa inferior 2	0,2528	-0,6837

Subconjunto	U2 [mm]	
	MÁX	MÍN
Tornillo 1.1	0,08375	-0,3194
Tornillo 1.2	-0,00737	-0,3279
Tornillo 1.3	-0,0142	-0,6633
Tornillo 1.4	-0,0142	-0,6633
Tornillo 2.1	0,07809	-0,01772
Tornillo 2.2	0,00193	-0,3033
Tornillo 2.3	-0,1137	-0,5671
Tornillo 2.4	-0,1264	-0,5528
Ala inferior 1	-0,2871	-0,3445
Ala inferior 2	-0,033	-0,396
Chapa inferior 1	-0,01454	-0,5855
Chapa inferior 2	-0,04924	-0,5427

Tabla 9.2 - Desplazamientos máximos y mínimos para distintos subconjuntos del modelo y para los distintos ejes

9.4.3 Frenada

El caso de carga de frenada se combina igualmente con el apriete de los tornillos. Como se comentaba en el cálculo anterior podemos asegurar que el conjunto no estará tan solicitado como en el caso de carga de maniobra de giro de radio mínimo que se considera más desfavorable.

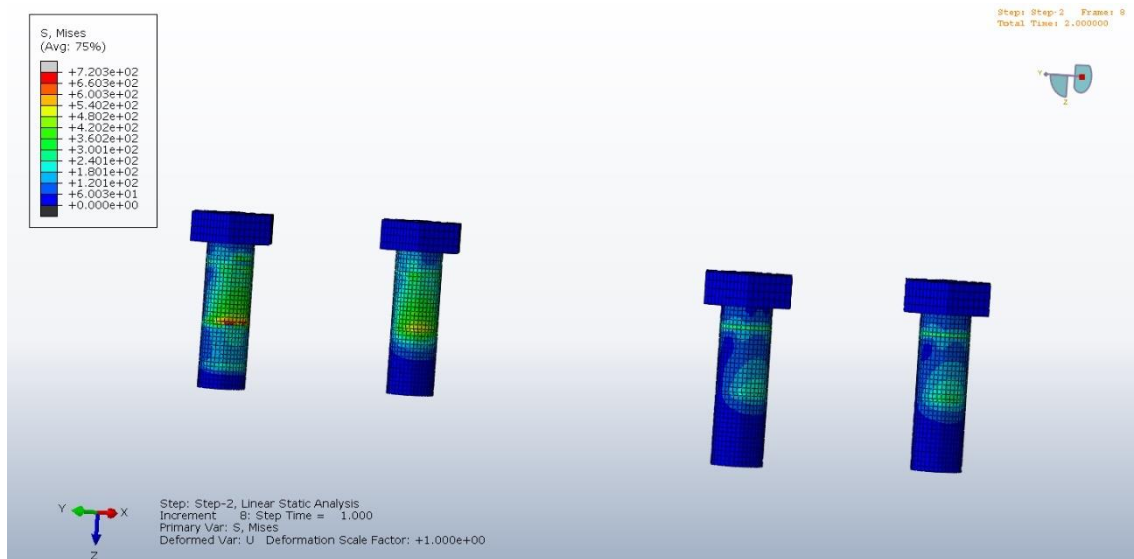


Figura 9.63 - Tensiones en tornillos en el step 2 --> caso de carga de frenada

Las zonas grises que supuestamente son las más tensionadas no aparecen si quiera en la figura 9.66 esto indica que probablemente las tensiones sean internas. En cualquier caso, el comportamiento de los tornillos frente a la frenada es muy bueno, no aparecen tensiones preocupantes.

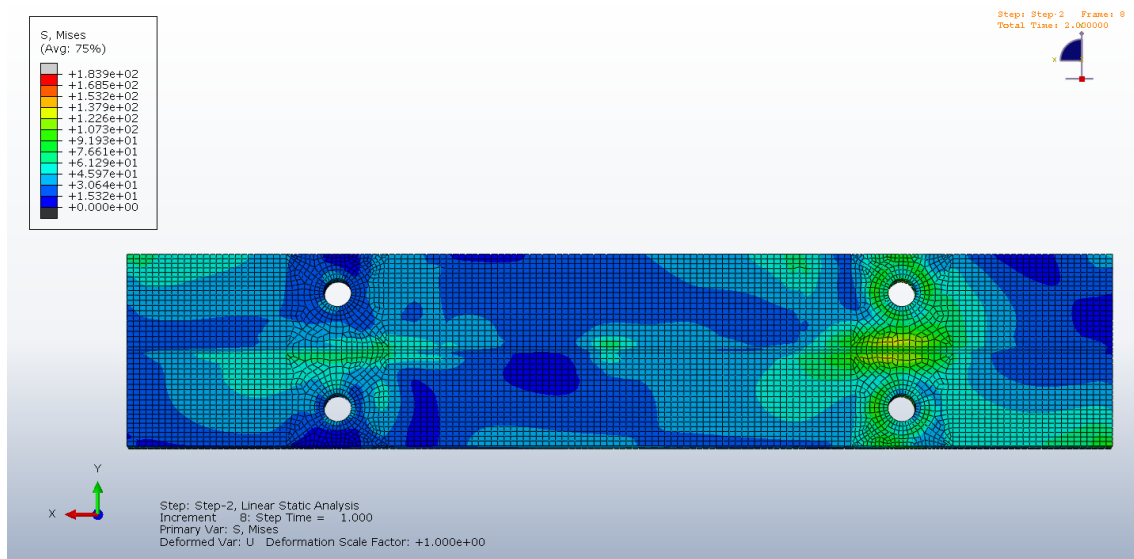


Figura 9.64 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior

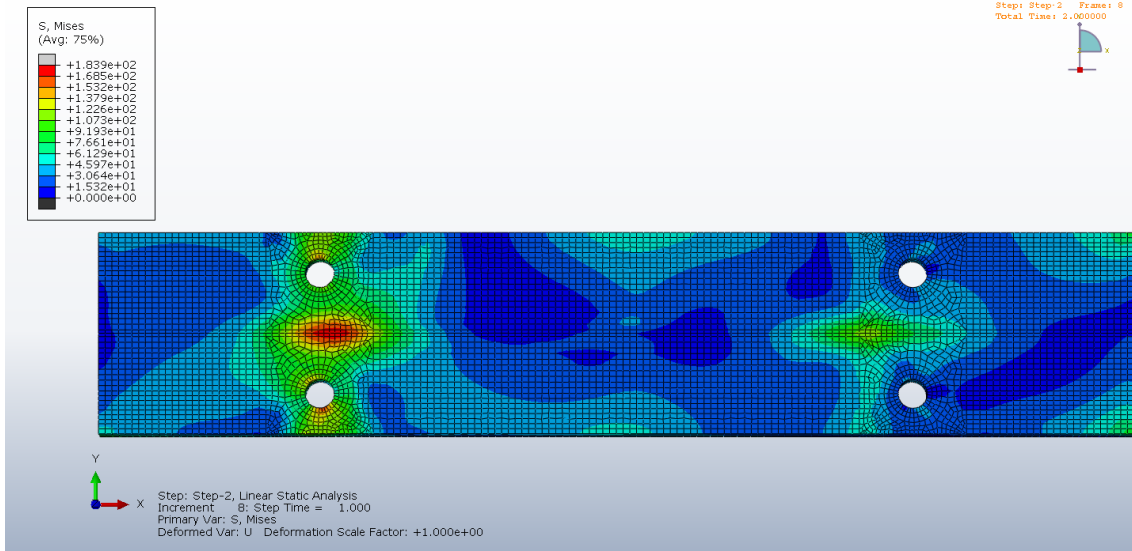


Figura 9.65 - Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior

El comportamiento del ala inferior no presenta anomalías, las tensiones que se originan están muy alejadas del valor del límite elástico del material del que está fabricado S355.

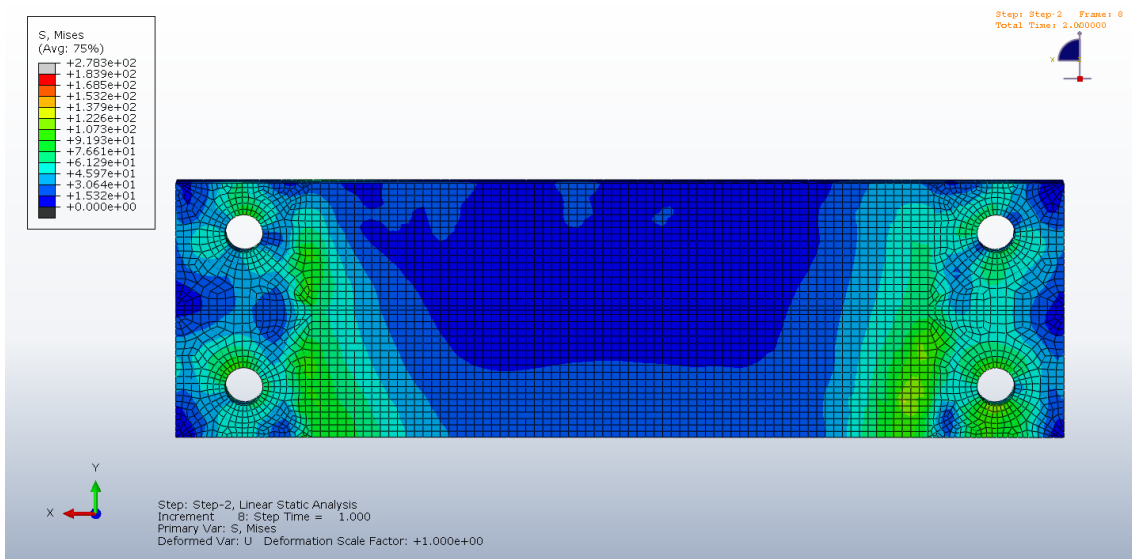


Figura 9.66 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior

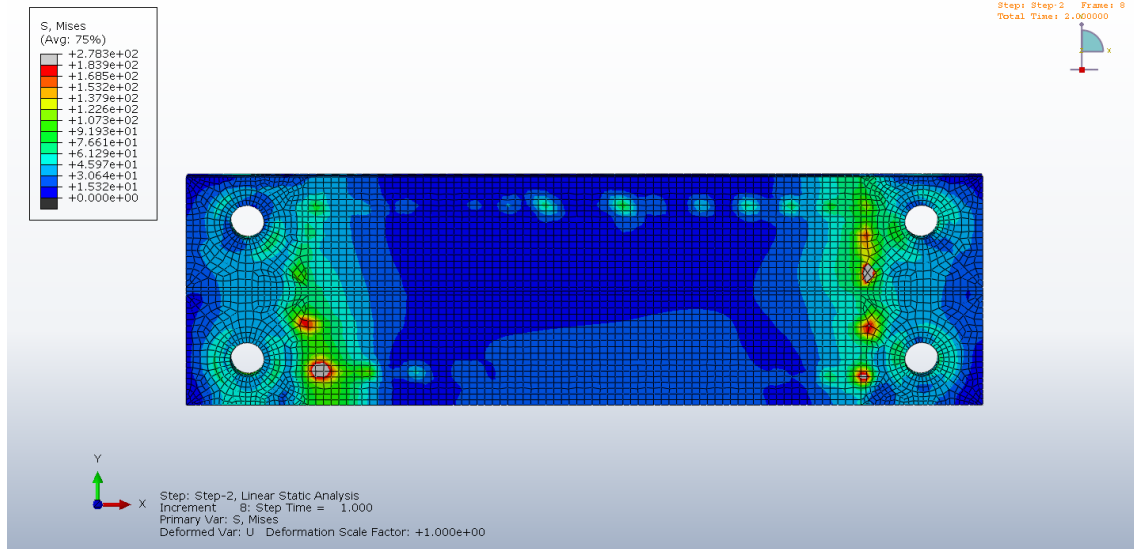


Figura 9.67 - Tensiones de la superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento

El nuevo material strenx 700MC aguanta a la perfección las fuerzas a las que se le solicita en el caso de frenada. Todas las zonas se encuentran por debajo de la mitad del valor del límite elástico del material.

Para entender mejor el comportamiento de este modelo frente a las cargas que genera la frenada, hemos magnificado los resultados por 10 y vemos claramente como se deforma el ala y la chapa inferiores creando una abertura entre ambas.

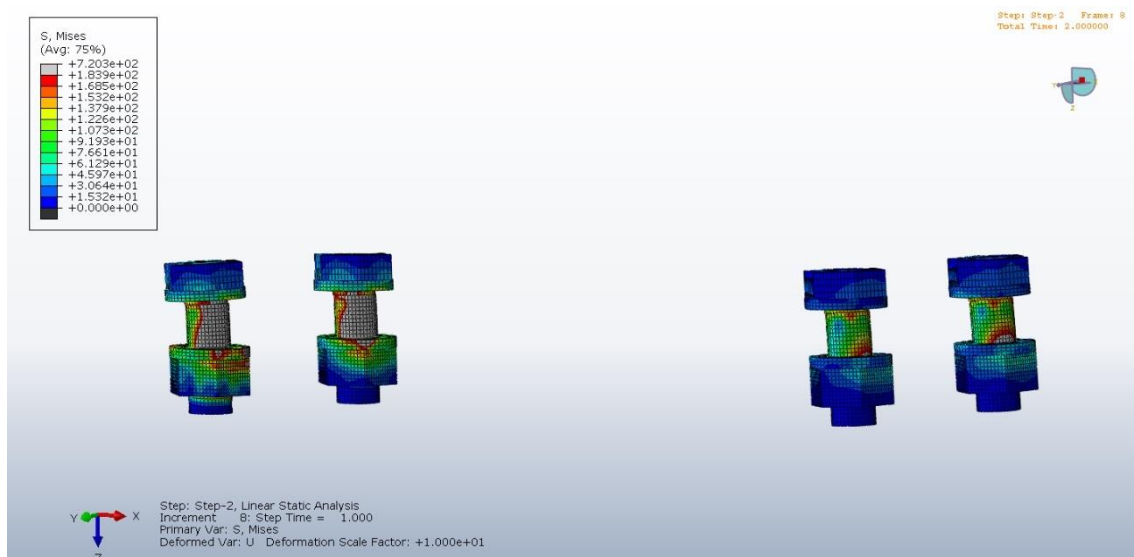


Figura 9.68 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces

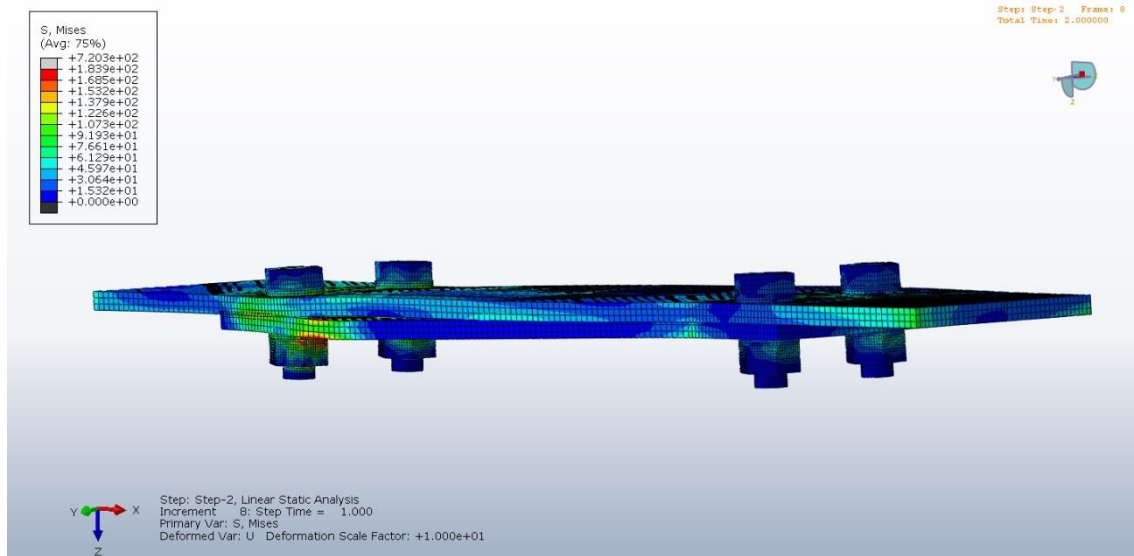


Figura 9.69 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior

Por último, se presenta la tabla de resumen de tensiones máximas y de desplazamientos máximos y mínimos para diversos subconjuntos de interés del modelo.

Subconjunto	Tensión de Von Mises [MPa]	Coeficiente de seguridad tornillo	U, magnitud [mm]	
			MÁX	MÍN
Tornillo 1.1	720,3	0,9718	0,1526	0,07235
Tornillo 1.2	636,5	1,0398	0,2067	0,06035
Tornillo 1.3	353,2	1,9819	0,3804	0,1137
Tornillo 1.4	344,3	2,0331	0,2873	0,05209
Tornillo 2.1	348,4	2,0032	0,2285	0,02518
Tornillo 2.2	410,8	1,7040	0,1634	0,06108
Tornillo 2.3	382,3	1,8310	0,2857	0,08279
Tornillo 2.4	363,4	1,8350	0,3354	0,03587
Ala inferior 1	183,9	1,9304	0,2416	0,001235
Ala inferior 2	135,9	2,6122	0,2316	0,0193
Chapa inferior 1	278,3	2,5153	0,4305	0,102
Chapa inferior 2	275,7	2,5390	0,3259	0,0564

Tabla 9.3 - Tensiones y desplazamientos de diferentes subconjuntos del modelo

10. Conclusiones

Tras la modelización de la unión atornillada entre el larguero del semirremolque y el soporte de arriostramiento y haber analizado los diferentes cálculos en Abaqus, finalizamos con las conclusiones que podemos sacar en base al trabajo que hemos realizado.

El primer cálculo se realizó solamente con un larguero y los resultados obtenidos no fueron para nada óptimos, debido a que no se soportaban las fuerzas y momentos a los que el conjunto debía hacer frente, y se producían enormes deformaciones que se alejaban inmensamente de los límites permitidos. Se analizaron en detalle las razones por la que estas deformaciones eran tan desmesuradas. Igualmente, la unión atornillada no era lo suficientemente resistente como para aguantar las fuerzas y momentos en el caso de carga de maniobra de radio mínimo

Por este motivo, en el siguiente cálculo se decidió modelizar también el otro larguero en Patran y el travesaño que une a estos dos. De este modo, el comportamiento sería mucho más realista y las deformaciones serían mucho menores al ser las cargas absorbidas por el larguero análogo. Asimismo, se añadieron unos nervios que hacían de unión entre las alas y los largueros y aportaban rigidez al modelo, ya que el ala inferior es la parte del larguero que está más solicitada y necesitamos que aguante de forma óptima los esfuerzos.

El cálculo en Abaqus se llevó a cabo ya con el conjunto al completo: dos largueros y un travesaño entre ellos que actúa como unión. En este caso los resultados obtenidos fueron más convenientes comparados con el anterior cálculo: todos los contactos funcionaron a la perfección y las deformaciones y tensiones fueron más razonables en general. Sin embargo, parte del vástago de los tornillos y del ala inferior del larguero estaban solicitadas a tensiones superiores al límite elástico del material por lo tanto todavía no era del todo válido este cálculo y se tenían que llevar a cabo diversas modificaciones.

En el tercer cálculo se realizaron modificaciones en el tornillo, que antes era de calidad 8.8. Se decidió subir la calidad un nivel más siendo ahora un tornillo de calidad 9.8 [12]. Esto tuvo una serie de consecuencias, entre las más importantes la modificación de la fuerza de apriete: en cuya fórmula, vista anteriormente, entraba en juego el área resistente del material.

Respecto al ala inferior del larguero se decidió subir la calidad del material de un acero S275 a un acero S355. El resto de los subconjuntos han sido cualificados con acero S355, a excepción del soporte de arriostramiento y los cilindros (pertenecientes al soporte de arriostramiento). A estos últimos mencionados se les atribuye un material elástico lineal.

En el último cálculo, en vistas a los últimos resultados simplemente se decidió asignar un material más resistente a la chapa inferior. En este caso nos decantamos por un Acero Strenx 700MC [13] → acero estructural de alta resistencia de 700 MPa. El resto del conjunto no sufrió modificaciones.

11. Futuras líneas de trabajo

De acuerdo con los resultados obtenidos a lo largo de los cálculos realizados en Abaqus, se proponen a continuación una serie de propuestas para mejorar el modelo.

Se recomienda aumentar el grosor de la chapa inferior que es la pieza del conjunto que más sufre y por tanto más se tensiona, habrá que tener en cuenta que al aumentar las dimensiones de la chapa no podrá ser fabricada de cualquier acero.

Podríamos también seguir aumentando la calidad del tornillo de 9.8 a 10.9 y observar el comportamiento frente a los distintos casos de carga. Además, se podría variar la métrica de los tornillos, para ello habría que ensanchar el alojamiento de éstos tanto en el ala inferior como en la chapa inferior.

Otra opción sería aumentar el número de tornillos que participan en la unión atornillada, podría hacerse una unión atornillada de 6 tornillos. Habría que ser conscientes de las consecuencias económicas que esto supondría además de las modificaciones que habría que hacer tanto en el ala inferior como en la chapa inferior.

Como última propuesta se recomienda hacer todas las combinaciones de materiales posibles para ver cuál es la que mejor resultados proporciona.

12. Bibliografía

12.1 Índice de Referencias

- [1] <https://www.manualdecomercioexterior.com/2018/03/que-tipos-de-vehiculos-de-carga-son-los.html>
- [2] <https://wheelsa.com/images/productos/manuales/manual-plato-enganche-3-5.pdf>
- [3] <https://www.valx.eu/es/descargas/manuales.aspx>. Fabricantes con una propuesta innovadora dentro del mercado europeo de ejes de tráiler.
- [4] <https://cifpaviles.webcindario.com/U.D%205.pdf>
- [5] http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema_07.pdf
- [6] Jesús Segura Moreno. “Trabajo de fin de grado”. Análisis de submodelos de componentes atornillados en semirremolque modular ante casos de carga más desfavorables.
- [7] David Valladares, Marco Carrera, Luis Castejón, Carlos Martin. “Research Article”. Application of Computational-Experimental Methods for Desining Optimized Semitrailer Axle Supports
- [8] <https://diariodetransporte.com/2017/05/el-sistema-de-frenado-de-emergencia-de-volvo-video/>
- [9] UNE-EN ISO 898-1:2013: Características mecánicas de los elementos de fijación de acero al carbono y de acero aleado. Parte 1: pernos, tornillos y bulones con clases de calidad especificadas. Rosca de paso grueso y rosca de paso fino.
- [10] UNE-EN 14399-3: Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 3: Sistema HR. Conjuntos de tornillo y tuerca de cabeza hexagonal.
- [11] UNE EN 14399-6:2015: Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 6: Arandelas planas achaflanadas.
- [12] Libro “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”. Edición 6.
- [13] Informe race-goodyear neumático y asfalto juntos por tu seguridad. Pág.8
- [14] <https://www.ssab.com/es-es/marcas-y-productos/strenx/oferta-de-productos/700/mc-d-e>

12.2 Índice de figuras

Figura 2.1 - Diferencia entre remolque y semirremolque [1]	6
Figura 2.2 - Plato de enganche deslizante [2].....	6
Figura 2.3 - Análisis del soporte de arriostramiento [3]	7
Figura 3.1 - (a) Esquema de uniones soldadas [4] (b) Imperfecciones de un cordón de soldadura	8
Figura 3.2 - Esquema de las uniones atornilladas [5].....	9
Figura 4.1- Posición del tractor-semirremolque considerada en la "maniobra de radio mínimo" [7]	10
Figura 4.2 - Situación de frenada para un tráiler [8]	11
Figura 6.1 - Malla en forma de "tela de araña".....	14
Figura 6.2 - (a) Malla con elementos tipo shell ala inferior.	15
Figura 6.3 - Malla del alma	16
Figura 6.4 -Malla del ala superior.....	17
Figura 6.5 - Chapa auxiliar 18460 nodos 13152 elementos (x2 piezas)	18
Figura 6.6 - Características dimensionales del tornillo de métrica 16 según norma UNE-EN ISO 898-1:2013	19
Figura 6.7- Proceso de creación de la malla del tornillo en MSC Patran	20
Figura 6.8 - Características dimensionales de la tuerca según norma UNE-EN 14399-3 [10]	20
Figura 6.9 - Proceso de creación de la malla de la tuerca en MSC Patran 3278 nodos 2440 elementos (x8 piezas).....	21
Figura 6.10 - Características dimensionales de las arandelas según norma UNE EN 14399-6:2015 [11]	21
Figura 6.11 - Proceso de creación de la malla de una arandela en MSC Patran.....	22
Figura 6.12 – Malla del soporte de arriostramiento	22
Figura 6.13 - Malla del travesaño (amarillo) 427 nodos 384 elementos (x1 pieza) y de los refuerzos (gris)	23
Figura 6.14 – Malla de los nervios 1696 nodos 1575 elementos (x4 piezas).....	24
Figura 6.15 - Malla del conjunto global 346167 nodos 255688 elementos.....	24
Figura 8.1 - Representación del empotramiento del larguero.....	27
Figura 8.2- (a) Simplificación de fuerzas que actúan en la maniobra de radio mínimo [7]	28
Figura 9.1 - Características mecánicas y físicas de los tornillos de calidad 8.8.....	30
Figura 9.2- Deformación del soporte de arriostramiento	32
Figura 9.3 - Deformación de la unión atornillada	32
Figura 9.4 - Deformación de la unión entre el ala y la chapa inferior.....	33
Figura 9.5 - Apriete de tornillos de calidad 8.8	34
Figura 9.6 - Superficie libre del ala inferior	35
Figura 9.7 - Superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior	35
Figura 9.8 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior	36
Figura 9.9 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento	36
Figura 9.10 – Tornillos de calidad 8.8 en la maniobra de giro de radio mínimo.....	37
Figura 9.11 – Superficie libre del ala inferior del larguero.....	38
Figura 9.12 - Superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior	38
Figura 9.13 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior	39
Figura 9.14 - Superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento ..	39
Figura 9.15 – Comportamiento del soporte de arriostramiento frente al giro de radio mínimo	40

Figura 9.16 - Contacto entre el ala inferior del larguero y la chapa inferior.....	40
Figura 9.17- Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior.....	41
Figura 9.18 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces.....	41
Figura 9.19 – Características mecánicas y físicas de los tornillos de calidad 9.8	42
Figura 9.20 - Tensiones en tornillos debido a la fuerza de apriete	43
Figura 9.21 - Tensiones en la chapa inferior debido a la fuerza de apriete del tornillo	44
Figura 9.22 - Tensiones en tornillos en el step 2 → maniobra de giro de radio mínimo	44
Figura 9.23 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior del larguero	45
Figura 9.24 - Tensiones en la cara del ala inferior que contacta con la chapa inferior.....	46
Figura 9.25 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero	46
Figura 9.26 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que conecta al soporte de arriostramiento	47
Figura 9.27 - Momento en el que plastifica la chapa inferior	47
Figura 9.28 - Tensiones en el soporte de arriostramiento	48
Figura 9.29 - Tensiones en tornillos en el step 2 → caso de carga de frenada	49
Figura 9.30 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior del larguero	49
Figura 9.31 - Tensiones en la cara del ala inferior que contacta con la chapa inferior.....	50
Figura 9.32 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior del larguero	50
Figura 9.33 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que está unida al soporte de arriostramiento	51
Figura 9.34 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces.....	52
Figura 9.35 - Contacto entre el ala inferior del larguero y la chapa inferior.....	52
Figura 9.36 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior.....	53
Figura 9.37 - Tensiones en el conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo ...	54
Figura 9.38 - Tensiones en el conjunto sin soporte de arriostramiento ni cilindro inferior para el caso de carga de maniobra de radio mínimo.....	54
Figura 9.39 - Desplazamiento en eje X del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo	55
Figura 9.40 - Desplazamiento en eje Y del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo	55
Figura 9.41 - Desplazamiento en eje Z del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo	56
Figura 9.42 – Deformación plástica en tanto por uno del conjunto para el caso de carga de maniobra de radio mínimo.....	56
Figura 9.43 - Tensiones en el conjunto global para el caso de carga de frenada	57
Figura 9.44 - Tensiones en el conjunto global sin soporte de arriostramiento para el caso de carga de frenada	57
Figura 9.45 - Desplazamiento en eje X en conjunto global para el caso de carga de frenada....	58
Figura 9.46 - Desplazamiento en eje Y en conjunto global para el caso de carga de frenada....	58
Figura 9.47 - Desplazamiento en eje Z del conjunto para el caso de carga de frenada.....	59
Figura 9.48 - Deformación plástica en tanto por uno del conjunto para el caso de carga de frenada	59
Figura 9.49 - Tensiones en tornillos debido a la fuerza de apriete	60
Figura 9.50 -Tensiones en la superficie libre del ala inferior debido al apriete del tornillo	60

Figura 9.51 – Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior debido al apriete	61
Figura 9.52- Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior debido al apriete	61
Figura 9.53 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento	62
Figura 9.54 - Tensiones en tornillos en el step 2 --> maniobra de giro de radio mínimo	63
Figura 9.55 - Momento de la plastificación de los tornillos	64
Figura 9.56 - Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior debido al apriete	65
Figura 9.57 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior	65
Figura 9.58 – Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior ..	66
Figura 9.59 - Tensión en la superficie que contacta con el soporte de arriostramiento	66
Figura 9.60 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior	67
Figura 9.61 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces	67
Figura 9.63 - Nomenclatura de los tornillos	68
Figura 9.66 - Tensiones en tornillos en el step 2 --> caso de carga de frenada	70
Figura 9.67 - Tensiones en la superficie libre del ala inferior	70
Figura 9.68 - Tensiones en la superficie del ala inferior que contacta con la chapa inferior	71
Figura 9.69 - Tensiones en la superficie de la chapa inferior que contacta con el ala inferior ...	71
Figura 9.70 - Tensiones de la superficie de la chapa inferior que contacta con el soporte de arriostramiento	72
Figura 9.71 - Comportamiento de la unión atornillada si magnificamos 10 veces	72
Figura 9.72 - Unión atornillada y contacto entre ala inferior del larguero y chapa inferior	73

12.3 Índice de tablas

Tabla 8.1 - Tabla resumen de fuerzas y momentos que actúan en la maniobra de giro de radio mínimo	29
Tabla 9.1 - Tensiones máximas en los subconjuntos del modelo	69
Tabla 9.2 - Desplazamientos máximos y mínimos para distintos subconjuntos del modelo y para los distintos ejes	69
Tabla 9.3 - Tensiones y desplazamientos de diferentes subconjuntos del modelo	73