

Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería Industrial

Diseño y cálculo del chasis monocasco de un  
monoplaza de competición tipo fórmula

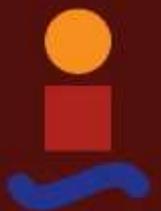
Autor: Fernando Portero Ruiz

Tutor: Mario Solís Muñiz

**Dep. Mecánica de los Medios Continuos y Teoría  
de Estructuras**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**

Sevilla, 2016





Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería Industrial

# **Diseño y cálculo del chasis monocasco de un monoplaza de competición tipo fórmula**

Autor:

Fernando Portero Ruiz

Tutor:

Mario Solís Muñiz

Departamento de Mecánica de los Medios Continuos y Teoría de Estructuras

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Proyecto Fin de Carrera: Diseño y cálculo del chasis monocasco de un monoplace de competición  
tipo fórmula

Autor: Fernando Portero Ruiz

Tutor: Mario Solís Muñiz

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal



*A mis abuelas*



# Agradecimientos

---

La realización de este proyecto representó una oportunidad única para poder plasmar los conocimientos adquiridos durante la carrera y ponerlos en práctica en un ámbito como el del automovilismo, que ha sido una de mis pasiones toda mi vida.

En primer lugar, agradecer a mi tutor del proyecto Mario Solís no solo por el tiempo que ha dedicado para que este proyecto haya podido realizarse, sino que también por toda la ayuda que nos dio a mí y al equipo de chasis en nuestros primeros años en el equipo ARUS, en el momento que sin duda era más loco y complicado apoyarnos.

Agradecer a mi primo Mario Algaba el haber sido un pilar fundamental para que este proyecto sea lo que es, y no solo por todos los conocimientos que me ha transmitido, también porque trabajando codo a codo con él he podido comprender mejor el significado de la palabra esfuerzo, constancia y actitud.

Agradecer por supuesto a mi padre Fernando, a mi madre Conchi y a mi hermana Teresa y al resto de mi familia todo el apoyo incondicional que me entregan día a día, haciendo que pueda alcanzar las metas que me proponga.

A mis compañeros de la facultad Luna, Tatan, Laura y Sánchez ya que el camino se hace más sencillo cuanto mejores son las personas que te rodean y te acompañan en él.

Por último, pero no menos importante, agradecer a Ignacio Romero, quien fue durante tres años mi Team Manager en el equipo ARUS, el contar conmigo desde el primer momento para iniciar un proyecto que me ha permitido mejorar mi formación como ingeniero a la vez de vivir situaciones que nunca antes habría imaginado.



# Resumen

---

El diseño de chasis monocasco realizado en material compuesto es uno de los mayores retos que debe de afrontar un equipo en la Formula Student para el desarrollo de su monoplace. La dificultad de dicho diseño se focaliza en dos aspectos principales, el diseño de la estructura y el coste de fabricación de esta.

En el presente proyecto se definen los aspectos más importantes que a nivel general, se deben de tener en cuenta a la hora de realizar el diseño.

En primer lugar, la competición de la Formula Student recoge en sus normas una serie de requisitos geométricos que aseguran que todos los monoplaces tengan unas dimensiones y una forma parecida, dejando pequeños parámetros de diseño a elección de cada equipo.

La definición de las configuraciones de carga y las condiciones de contorno con las que se dimensionarán la estructura es otro de los puntos más importantes. Como se puede suponer, un monoplace de competición se ve sometido a infinidad de situaciones de carga distintas mientras este se encuentra en pista. Para nuestro caso, se han modelado las principales situaciones dinámicas: aceleración, frenada y curva.

A raíz de dichas condiciones de carga y de desplazamientos, se exigirá a la estructura a cumplir una serie de criterios de diseño estructurales. Éstos tienen como objetivo asegurar el correcto funcionamiento de la estructura, evitando que el material sufra un fallo, reduciendo la magnitud de los desplazamientos para facilitar el pilotaje y asegurando que la fluencia de las cargas a lo largo del monoplace será la propicia para que el monoplace se mantenga estable. Dichos criterios de diseño limitarán las microdeformaciones producidas en el material, la tensión máxima de cortadura, los desplazamientos y la rigidez torsional del monoplace.

El análisis estructural comienza con el diseño de la estructura en acero. Un primer diseño en acero facilita la adquisición de datos de la respuesta del monocasco ante las configuraciones de carga, ya que al tratarse de un material isótropo, las tensiones se transfieren de igual manera por todo el material. A partir de los resultados obtenidos en el modelo de acero, se define un primer laminado para el monocasco, por medio de una analogía de las rigideces a flexión de ambos materiales.

Una vez ya se tiene el primer modelo diseñado en material compuesto, se realizan análisis de resistencia y de rigidez para observar el comportamiento de la estructura y realizar los cambios que se precisen. Este análisis se convierte en un proceso iterativo, en el que es importante no realizar multitud de cambios en cada una de las etapas de cara a no perder el control sobre la estructura, ya que una estructura en material compuesto posee un comportamiento menos predecible que un material isótropo.

Finalmente, se optimizará la estructura en aquellas zonas en las que exista exceso de material y se presentarán los posibles trabajos futuros que deberían de realizarse para que el modelo sea apto para su fabricación.



# Índice

<b>1</b>	<b>Introducción a un monocasco de CFRP para competición</b>	<b>1</b>
1.1	Introducción	1
1.1.1	¿Qué es la Formula Student?	1
1.1.2	Estudio del estado del arte	2
1.1.2.1	Sus inicios, la Fórmula 1	2
1.1.2.2	El monocasco en la Formula Student	3
1.1.3	Tipos de chasis	3
1.1.3.1	Chasis tubular	4
1.1.3.2	Chasis monocasco	4
1.1.3.3	Chasis híbrido	5
1.1.4	Motivación del proyecto y antecedentes	6
1.1.5	Objetivo del proyecto	7
1.2	Repaso de los materiales empleados para el diseño	8
1.2.1	Acero	8
1.2.2	Laminado de fibra de carbono y resina epoxi. CFRP	8
1.2.2.1	Fibras	8
1.2.2.2	Matriz	10
1.2.2.3	Laminado de CFRP. Leyes de comportamiento	11
1.2.3	Estructuras tipo sándwich	12
1.2.3.1	Núcleo de honeycomb	13
1.2.3.2	Panel sándwich. Comportamiento	14
<b>2</b>	<b>Diseño de un monocasco de CFRP</b>	<b>15</b>
2.1	Consideraciones de diseño geométrico	15
2.1.1	Consideraciones de normativa de la FSAE	16
2.1.1.1	Plantillas	16
2.1.1.2	95 <sup>th</sup> Percentil Male	17
2.1.1.3	Ancho de vía y distancia entre ejes	17
2.1.1.4	Pedalera y volante	17
2.1.1.5	Ergonomía del piloto	18
2.1.2	Verificación geométrica	18
2.1.2.1	Reglas FSAE	18
2.1.2.2	Ergonomía	20
2.2	Consideraciones estructurales	21
2.2.1	Cargas aplicadas para la simulación del monocasco en pista	21
2.2.1.1	Aceleración	23
2.2.1.2	Frenada	23
2.2.1.3	Curva	24
2.2.1.4	Cargas permanentes	25
2.2.2	Aspectos de la rigidez torsional	25
2.2.2.1	Consideraciones de la torsión libre según la Resistencia de los Materiales	26
2.2.2.2	Importancia de la rigidez torsional en el monocasco	27
2.2.2.3	Aplicación de la carga de torsión	27
2.2.2.4	Criterio de diseño de carga a torsión	28
2.3	Criterios de fallo	30
2.3.1	Modos de fallo de los materiales empleados	30
2.3.2	Desplazamientos máximos admisibles	31
2.3.2.1	Flexión vertical	32

2.3.2.2	Flexión lateral .....	32
<b>3</b>	<b>El método de los elementos finitos aplicado a la estructura del monocasco ....</b>	<b>33</b>
3.1	Introducción al método de los elementos finitos .....	33
3.2	Mallado del modelo .....	34
3.2.1	Tipos de elementos .....	35
3.2.1.1	Elementos placa .....	35
3.2.1.2	Elementos rígidos .....	36
3.2.1.3	Elementos masa .....	37
3.2.1.4	Elemento barra .....	37
3.2.2	Criterios de mallado .....	37
3.2.3	Chequeos del modelo .....	38
3.3	Materiales aplicados al modelo .....	43
3.4	Casos de carga aplicados .....	44
3.4.1	Acciones de situaciones estáticas .....	44
3.4.2	Cargas permanentes .....	47
3.5	Condiciones de contorno .....	47
<b>4</b>	<b>Estudio y optimización del monocasco. Análisis y resultados .....</b>	<b>49</b>
4.1	Modelo metálico .....	49
4.1.1	Optimización de espesores .....	49
4.1.2	Obtención de tensiones principales .....	54
4.2	Modelo de CFRP .....	68
4.2.1	Laminado inicial. Analogía CFRP-Acero .....	69
4.2.2	Análisis tensional de la estructura .....	71
4.2.2.1	Modelo 0 .....	71
4.2.2.1.1	<i>Análisis por resistencia</i> .....	72
4.2.2.1.2	<i>Análisis por rigidez</i> .....	76
4.2.2.2	1ª iteración .....	79
4.2.2.2.1	<i>Análisis por resistencia</i> .....	80
4.2.2.2.2	<i>Análisis por rigidez</i> .....	91
4.2.2.3	2ª iteración .....	94
4.2.2.4	3ª iteración. Modelo final .....	97
4.2.2.4.1	<i>Análisis por resistencia</i> .....	103
4.2.2.4.2	<i>Análisis por rigidez</i> .....	111
<b>5.</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros .....</b>	<b>117</b>
5.1	Conclusiones .....	117
5.2	Trabajos futuros .....	119
5.2.1	Ensayos de impacto .....	119
5.2.2	Análisis de pandeo .....	119
5.2.3	Inserts .....	119
5.2.4	Análisis dinámicos .....	119
5.2.5	Optimización de la malla .....	119
<b>6.</b>	<b>Referencias .....</b>	<b>120</b>

---





# 1 INTRODUCCIÓN A UN MONOCASCO DE CFRP PARA COMPETICIÓN

---

## 1.1 Introducción

El uso de composites en los vehículos, principalmente en los de competición, es cada vez más importante, llegando al punto de ser un requisito importante para alcanzar las victorias. Esto se debe a la reducción de peso a lo largo de todo el vehículo, sumado a unas propiedades de rigidez superiores a las de los materiales metálicos. Además, la adaptación de los materiales compuestos según el estado de carga que se quiera resistir, hace el material aún más potente y funcional para este tipo de estructuras.

La siguiente frase, enunciada por el fundador del equipo Lotus y una de las personalidades más relevantes de la historia de la Fórmula 1, Colin Chapman, resume muy bien la importancia del monocasco

**“Añadir más potencia te hará más rápido en las rectas. Quitar peso te hará rápido en todos lados”**

### 1.1.1 ¿Qué es la Formula Student?

La Formula Student es la competición de automovilismo más importante del mundo a nivel universitario. Fue creada en 1990 por el colegio de ingenieros de Inglaterra (IMECHE) para promover entre los alumnos de ingeniería europeos las competiciones de automovilismo, ya desarrolladas anteriormente en los Estados Unidos. Dicha competición ha sido muy popularizada en las universidades de ingeniería a nivel europeo, aunque también existen equipos en Asia, África y Oceanía.

Las competiciones más importantes se realizan en el circuito de Hockenheim (Alemania) y el circuito de Silverstone (Reino Unido). También existen competiciones en el circuito de Montmeló (España), Mugello (Italia)...

En esta competición el objetivo es el diseño, cálculo y construcción de un monoplaza de carreras tipo fórmula por parte de los integrantes del equipo, provenientes de las distintas universidades de ingeniería de todo el mundo. Dicho diseño, estará sujeto a una normativa común para todas las competiciones y a ella se le sumarán ciertas normas específicas según el emplazamiento de la competición.

La competición consta de distintos tipos de pruebas, las cuales se pueden separar en dos grandes ramas, la rama de eventos estáticos y la de eventos dinámicos. Todas las pruebas que se disputan en la competición tienen asignada una puntuación máxima. Los eventos estáticos están compuestos por pruebas en las que se evaluará todas las características de diseño del coche, así como el presupuesto para la construcción de dicho monoplaza y un plan de negocios para su venta a gran escala. Con estas pruebas, se evalúan la calidad del diseño ingenieril del monoplaza, teniendo en cuenta los medios y los recursos con los que se han contado para fabricarlo, igualando de esta manera las posibilidades de todos los equipos para obtener una puntuación elevada. En cuanto a los eventos dinámicos, se valora el comportamiento del monoplaza en pista, probándolo en diferentes situaciones dinámicas tanto para trazados rectos, curvos como mixtos, siendo la prueba reina de la competición aquella en la que se unen todos los tipos de trazada y se puede ver realmente cuál es el monoplaza más completo de la

competición. Al finalizar la competición, aquel equipo que haya obtenido mayor cantidad de puntos con todas las pruebas será el ganador.

### 1.1.2 Estudio del estado del arte

La ingeniería y la tecnología que están detrás de todo lo que incumbe al chasis monocasco, tiene una importante aplicación en diversos campos de carácter trascendental para la sociedad, tales como la aeronáutica, la automoción o pequeñas piezas en estructuras más complejas. Para el presente proyecto, el estudio se centrará en el sector del automovilismo de competición.

#### 1.1.2.1 Sus inicios, la Fórmula 1

En el mundo moderno de la automoción, los mayores avances tecnológicos vienen en gran medida del rey de las competiciones de coches: La Fórmula 1. En el caso del monocasco, esto no iba a ser distinto. Desde que esta competición comenzara en la década de los 20, los chasis habían sido construidos a base de unión soldada de tubos de acero y distintas geometrías, que aportaban a los monoplazas unas buenas características para el pilotaje (facilidad constructiva, ergonomía, unión rígida entre el tren trasero y delantero...), pero tenían un único problema, era el elemento más pesado del monoplaza.

Hubo que esperar hasta el año 1962 para que el equipo Lotus presentara el Lotus 25 (Figura 1). Como novedad, en vez del chasis tubular clásico, el monoplaza tenía un chasis construido de láminas de aluminio unidas entre ellas y dobladas para adoptar la forma aerodinámica requerida. Esta evolución resultó ser la mayor mejora producida sobre los monoplazas desde el motor trasero. Aunque sus características quedan muy lejos de las estructuras actuales, ayudó a sentar las bases de lo que ahora se denomina monocasco.



Figura 1: Lotus 25, primer monocasco de competición

Fue en el año 1980, cuando el primer chasis monocasco fabricado en material compuesto fue introducido en la competición de mano del equipo McLaren y su monoplaza MP4/1 (Figura 2). A diferencia del primer chasis creado por Lotus, éste estaba compuesto de láminas de fibra de kevlar reforzadas con resina epoxi y con un núcleo de panel de abeja para aportarle rigidez. La baja confianza sobre este tipo de materiales, debido al poco conocimiento sobre ellos, hizo que no todos los equipos adoptaran este cambio, pero con el tiempo, los resultados no dejaron lugar a dudas.

En la actualidad los equipos están continuamente mejorando sus chasis monocasco, y su aplicación es total, debido a las buenas prestaciones que posee en peso, resistencia, fatiga e impacto.



Figura 2: MP4/1, primer monocasco fabricado en composites.

#### 1.1.2.2 El monocasco en la Formula Student

Los progresos y desarrollos en los coches de la Formula Student vienen principalmente motivados por la aplicación de estos en su hermano mayor, en lo que a competición se refiere, la Formula 1. Ya desde los años 80, el uso del monocasco en la Fórmula 1 era de uso obligado para los equipos que querían competir por victorias, y esto no tardó en ser también un requisito para los monoplazas de la Formula Student.

Los grandes equipos de dicha competición llevan años fabricando y mejorando sus monocascos, luchando por bajarle el peso unos pocos de cientos de gramos de un año para otro, y con estructuras cada vez más complejas y diseños más desarrollados.

Para la fabricación de dicha estructura, además del presupuesto, también es necesaria una experiencia previa, siempre y cuando se quiera que la fabricación de éste sea un éxito, debido a la cantidad de parámetros y problemas que su diseño y construcción conllevan. A continuación, se muestran imágenes de los monocascos (híbridos y completos) de equipos participantes en la Formula Student.

#### 1.1.3 Tipos de chasis

El chasis puede entenderse como el esqueleto del monoplaza. Es el elemento que aporta la rigidez entre el tren trasero y el delantero, a la vez que aguanta todos los elementos que el vehículo necesita para su pilotaje.

A lo largo del siglo XX con la creciente expansión de la industria del automóvil, éste ha sufrido continuas mejoras tanto de en los procesos de diseño como en los constructivos, de cara a mejorar su funcionalidad y adaptarlo a las nuevas necesidades.

Dentro de esta línea de avance, el chasis ha sido un punto sobre el que ha existido mucha repercusión, debido a su presencia en toda la estructura del vehículo. Dichas mejoras también se han podido ver en las competiciones a lo largo de su existencia.

En este punto se analizan los distintos tipos de chasis que a modo general se han ido usando en la competición, así como las ventajas e inconvenientes que presentan cada uno de ellos.

### 1.1.3.1 Chasis tubular

Es el chasis clásico para los monoplazas de la Formula Student. El material usado suelen ser perfiles tubulares o cuadrados huecos de algún material metálico, acero o aluminio principalmente, aunque también pueden encontrarse con aleaciones de magnesio o titanio. Entre sus mayores ventajas frente a otros tipos está su comportamiento ante cargas puntuales, su fabricación y posibles reparaciones modificaciones. Los costes de la fabricación a pesar de ser elevados, debido al personal cualificado que se requiere, tanto el material como el equipo necesario no tienen un costo elevado. Las uniones entre las barras son normalmente soldadas con soldadura TIG, aunque también existe la posibilidad de uniones atornilladas.



Figura 3: Primer chasis tubular del equipo ARUS (ART-14)

### 1.1.3.2 Chasis monocasco

El chasis monocasco es el más empleado por los grandes equipos de la competición, debido en primer lugar a las dificultades técnicas en su fabricación, y los costes de fabricación. La razón de ser el más usado por los equipos líderes a pesar del presupuesto que es necesario destinar para su fabricación, se debe a las excelentes propiedades mecánicas que ofrece frente a otras estructuras de chasis. Frente a las estructuras tubulares de chasis, el monocasco representa un ahorro en peso muy importante a la vez que se puede conseguir un aumento de su rigidez. A partir de la disposición de la tecnología necesaria para su construcción, el chasis puede adaptar su geometría a la del estudio aerodinámico del monoplaza, así como facilitar la integración de elementos, debido a sus posibilidades geométricas.

Su mayor desventaja es la dificultad de reparación, ya que por sus propiedades, los materiales compuestos presentan dificultades una vez se ha producido el agrietamiento o frente a los golpes o los esfuerzos cíclicos, ya que pueden causar que las fibras se separen de la matriz, lo que se conoce como delaminación.



Figura 4: Chasis monocasco del equipo de la Universidad ETH Zúrich

### 1.1.3.3 Chasis híbrido

Se trata de una estructura formada por una cabina delantera, a la cual se denomina como cockpit, fabricada con composites reforzados con fibras y unida mecánicamente a una estructura tubular metálica en la parte trasera. Esta tipología de chasis trata de aprovechar las ventajas técnicas que poseen ambos tipos de estructuras, intentando evitar en la medida de lo posible las limitaciones que tiene cada una de ellas.

La fabricación de la cabina delantera en composites aporta una gran ergonomía para el piloto, debido a las posibilidades geométricas que aporta el diseño en este material. Por otro lado, la fabricación de la estructura trasera en barras tubulares, facilita el soporte de las distintas piezas del bloque motor, así como la disipación de temperatura en esa zona.

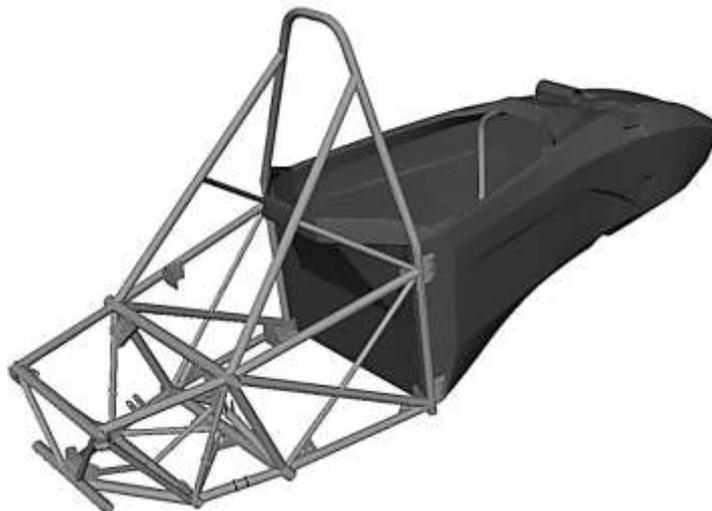


Figura 5: Chasis híbrido

En la Tabla 1 se puede ver una comparación entre las distintas estructuras de chasis existentes, en la cual se marcará con uno o dos signos positivos/negativos en caso de que sea más o menos favorable y con  $\emptyset$  en caso de que este no influya mucho.

Propiedades\Tipología	Chasis tubular	Chasis híbrido	Chasis monocasco
<b>Características mecánicas</b>			
<b>Peso</b>	-	$\emptyset$	+
<b>Rigidez global</b>	$\emptyset$	+	++
<b>Rigidez local</b>	+	$\emptyset$	-
<b>Posibilidades de diseño</b>			
<b>Facilidad de diseño</b>	-	+	++
<b>Geometría</b>	-	+	++
<b>Integración de elementos</b>	$\emptyset$	+	++
<b>Fabricación</b>			
<b>Fabricación</b>	+	-	--
<b>Mantenimiento</b>	++	+	-
<b>Reparación/Modificación</b>		$\emptyset$	--
<b>Coste</b>			
<b>Material</b>	++	-	--
<b>Personal</b>	+	$\emptyset$	--

Tabla 1: Comparativa de chasis tipo Formula Student

#### 1.1.4 Motivación del proyecto y antecedentes

El equipo *ARUS Andalucía Racing* de la Universidad de Sevilla comenzó su andadura en la competición a finales de septiembre de 2012, fundado por 16 estudiantes de la ETSI, y que finalizó su primer año asistiendo a la competición de FS Spain con 35 integrantes en el equipo. Hubo que esperar hasta la temporada 2013/2014 para ver fabricado su primer monoplaça, llamado ART--14, con el cual asistieron a las competiciones de FS Germany y FS Spain, obteniendo buenos resultados en ambas competiciones, incluso finalizando ciertas pruebas por encima de otros equipos con mayor experiencia y presupuesto.

Durante las dos primeras temporadas, el equipo ARUS fabricó dos chasis tubulares hechos en acero. A raíz del diseño, cálculo y fabricación de ambos chasis, se obtuvieron una serie de conocimientos sobre el funcionamiento de dichas estructuras que han sido aplicadas al presente proyecto.

La motivación principal del presente proyecto, emana de la imposibilidad de la fabricación de un chasis monocasco híbrido debido a la falta de experiencia en el diseño de estructuras con material compuesto y de los elevados costes que este conlleva.

En última instancia el presente proyecto trata de ser una guía sobre el que las futuras generaciones del equipo ARUS puedan apoyarse para el diseño y fabricación, ofreciendo puntos aclaratorios, así como estudios ya realizados y recogida de información de otros equipos a lo largo de los años.

### 1.1.5 Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto, es realizar el diseño del cockpit de un chasis híbrido, usando ciertos requisitos geométricos y estructurales, imprescindibles para su funcionamiento.

Concretamente, el monocasco deberá cumplir ciertos criterios de diseño, los cuales se pueden agrupar en dos campos:

- Criterios de diseño geométricos. Para el diseño, se tomarán como referencias en todo caso la normativa de la FSAE para las temporadas 2013-2015.
  - Medidas mínimas del cockpit. Éstas se comprobarán con la introducción de las plantillas horizontal y vertical.
  - Posición de la pedalera y distancia mínima al piloto.
  - Introducción del 95<sup>th</sup> Percentil Male.
  - Diámetro mínimo del volante.
  - Distancia mínima de ancho de vía y entre los ejes delantero y trasero.
- Criterios de diseño estructural.
  - Resistencia al fallo del material CFRP
    - Criterio de máxima/mínima deformación
    - Fallo por Telegraphing (Bulk y Ramp)
  - Resistencia al fallo del material núcleo
    - Fallo por cortadura
  - Desplazamiento máximo:
    - 30 mm en dirección vertical en la placa delantera (FBH)
    - 20 mm para cualquier otro punto.
  - Criterio de torsión. Se le exigirá al modelo una rigidez mínima a torsión de 3,500  $Nm/grado$  aproximadamente.

Además de los criterios ya nombrados, el diseño ha de cumplir con otros aspectos, como la ergonomía del piloto durante el pilotaje y la facilidad para su fabricación, la cual se asegurará haciendo que las transiciones geométricas entre las distintas partes de la estructura sean suaves y que los laminados sean coherentes para su fabricación.

## 1.2 Repaso de los materiales empleados para el diseño

### 1.2.1 Acero

El acero es una aleación metálica de hierro y carbono principalmente, usada en infinidad de casos para el diseño de estructuras en la actualidad. El acero es un material con comportamiento isótropo, al cual se le asignan las propiedades de densidad  $\rho = 7,850 \text{ kg/m}^3$ , una rigidez  $E = 210 \text{ GPa}$  y un coeficiente de Poisson  $\nu = 0.3$ . La Figura 6, muestra el diagrama de tensión-compresión de un acero común.

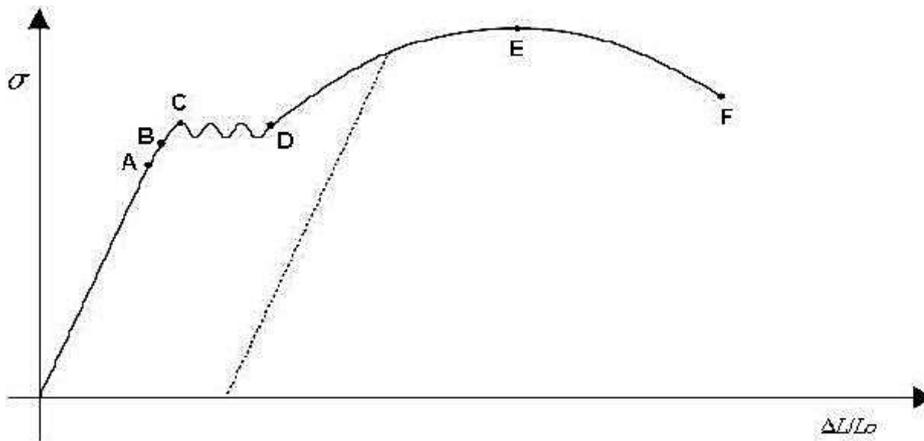


Figura 6: Diagrama tensión-deformación del acero

Para el caso del monocasco, se usará el acero para realizar un primer diseño, con el cual se analizará el comportamiento de la estructura frente a las condiciones a las que el monocasco es solicitado. La razón principal del uso del acero para este primer diseño, es su comportamiento isótropo, ya que así, las tensiones son distribuidas por toda su geometría de igual manera.

### 1.2.2 Laminado de fibra de carbono y resina epoxi. CFRP

Se define material compuesto como la combinación de dos o más materiales con unas propiedades determinadas, para formar uno nuevo. El objetivo de dicha unión, es conseguir uno nuevo, con unas propiedades estructurales conjuntas, las cuales no pueden conseguir cada uno de los materiales por si solos.

En el presente proyecto, el material compuesto estará conformado por una matriz (material base) de resina epoxi, reforzado con fibra de carbono, las cuales se orientarán en función de la sollicitación de la carga. El interés sobre estos materiales para la construcción de estructuras de automóviles de competición radica en sus buenas propiedades de: resistencia mecánica/peso, rigidez/peso, resistencia a la corrosión, resistencia a cargas cíclicas y moldeabilidad.

#### 1.2.2.1 Fibras

Los elementos constructivos fabricados con materiales compuestos reforzados con fibra, se dice que se diseñan para cada caso de carga, pudiendo de esta manera crear el material en función de los requerimientos estructurales que se tenga. Esto es debido a la posibilidad de elegir la dirección a la que se colocarán las fibras, ya que de esta manera, se pueden elegir las direcciones principales de resistencia y rigidez. El apilamiento de láminas de fibra de carbono con diferentes direcciones es lo que dotará al material de las propiedades deseadas en el sentido que queramos. Las orientaciones que se le dará a las fibras en el plano serían de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $\pm 45^\circ$ .

Existen diversos tipos de fibra, las más usadas comúnmente son: carbono, vidrio, orgánicas (kevlar) y boro (en menor medida). En la Figura 7 se puede ver una comparativa entre las rigideces de algunas de ellas:

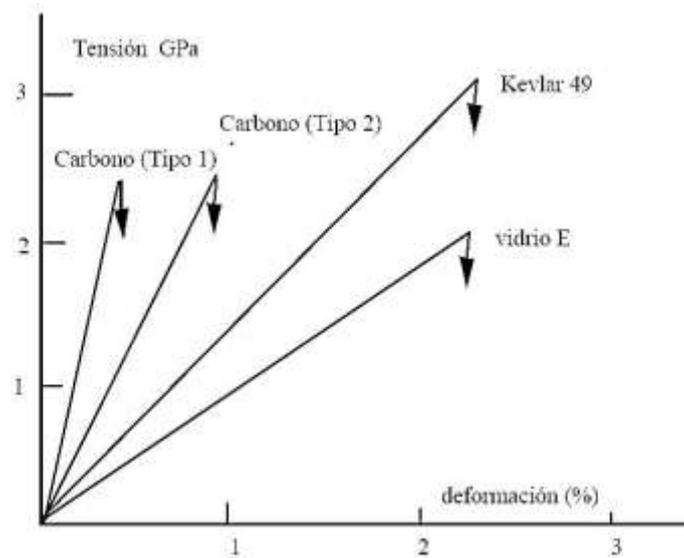


Figura 7: Diagrama tensión-deformación de distintas fibras [2]

Podemos ver, que la fibra de kevlar es la más resistente y la fibra de carbono la más rígida. La fibra de vidrio es la menos resistente y rígida, pero a su vez la más barata.

El uso de este tipo de materiales en lugar de los materiales convencionales para estructuras de vehículos de competición, posee su mayor importancia en el peso total. Es posible realizar una estructura con una rigidez similar o superior a la del chasis metálico, rebajando el peso a la mitad. Es por ello, que a día de hoy, su uso sea un requisito imprescindible si los equipos quieren alcanzar victorias.

En la Figura 8, se recogen las propiedades de distintos materiales convencionales junto con las de las fibras más usadas.

MATERIAL	Módulo de Elasticidad E (GPa)	Resistencia a la tracción $\sigma_u$ (GPa)	Densidad $\rho$ ( $\text{g/cm}^3$ )	Resistencia Especifica $\sigma_u / \rho$	Módulo Especifico E / $\rho$
Fibras					
Vidrio - E.....	72.4	2.1	2.54	0.826	28.5
Vidrio - S.....	85.5	2.1	2.48	0.846	34.5
Grafito (Módulo alto).....	390.0	2.1	1.90	1.1	205.
Grafito(alta resistencia a la tracción).....	240.0	2.5	1.90	1.3	126.
Boro.....	385.0	2.8	2.63	1.1	146.
Silice.....	72.4	5.8	2.19	2.65	33.
Tungsteno.....	414.0	4.2	19.30	0.22	21.
Berilio.....	240.0	1.3	1.83	0.71	131.
Kevlar-49.....	130.0	2.8	1.50	1.87	87.
Materiales convencionales:					
Acero.....	210.0	0.34-2.1	7.8	0.043-0.27	26.9
Aluminio aleado.....	70.0	0.14-0.62	2.7	0.052-0.23	25.9
Vidrio.....	70.0	0.7-2.1	2.5	0.28-0.84	28.0
Tungsteno.....	350.0	1.1-4.1	19.30	0.057-0.21	18.1
Berilio.....	300.0	0.7	1.83	0.38	164

Figura 8: Tabla de valores de resistencia y rigidez especifica [2]

### 1.2.2.2 Matriz

Se define matriz a aquel material encargado de soportar todas las fibras y ser el mecanismo de unión entre estas. Las fibras se embeben en la matriz, formando a plena vista un material único, y que en estado ideal trabaja como un solo material.

Sin embargo, las propiedades de la matriz son muy distintas a las de la fibra, y también debe tenerse en cuenta su posible fallo ante estados de carga no soportables por la fibra.

En la actualidad dos tipos de resina son usadas principalmente para la matriz, la resina epoxi y la poliéster. Una propiedad muy interesante de ambas, es que son termoestables. Esto quiere decir que ante el calor no se fusionan, simplemente pierden ciertas propiedades de rigidez. Otra propiedad interesante, es que su comportamiento estructural es isótropo, a diferencia del de las fibras, con comportamiento anisótropo. Las resinas epoxi son tecnológicamente más avanzadas, ya que poseen mejores propiedades estructurales. Para el presente proyecto, se usará una resina epoxi.

En Figura 9, se recogen las propiedades de ambas.

Propiedad	Unidades	Resinas Epoxy	Resinas Poliéster
Densidad	Mg m <sup>-3</sup>	1.1-1.4	1.2-1.5
Módulo de Young	GPa	3-6	2-4,5
Coef. Poisson		0.38-0.4	0.37-0.39
Resist. Tracción	Mpa	35-100	40-90
Resist. Compresión	Mpa	100-200	90-250
Alarg. Rotura (Tracción)	%	1-6	2
Conduct. Térmica	W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>	0.1	0.2
Coef. dilatación	10 <sup>-6</sup> °C <sup>-1</sup>	60	100-200
Temp. distorsión	°C	50-300	50-110
Contracción Curado	%	1-2	4-8
Absor. de Agua (24 h a 20 °C)	%	0.1-0.4	0.1-0.3

Figura 9: Propiedades de resinas Epoxi y Poliéster [2]

A continuación en la Figura 10, se muestra su diagrama de tensión-deformación

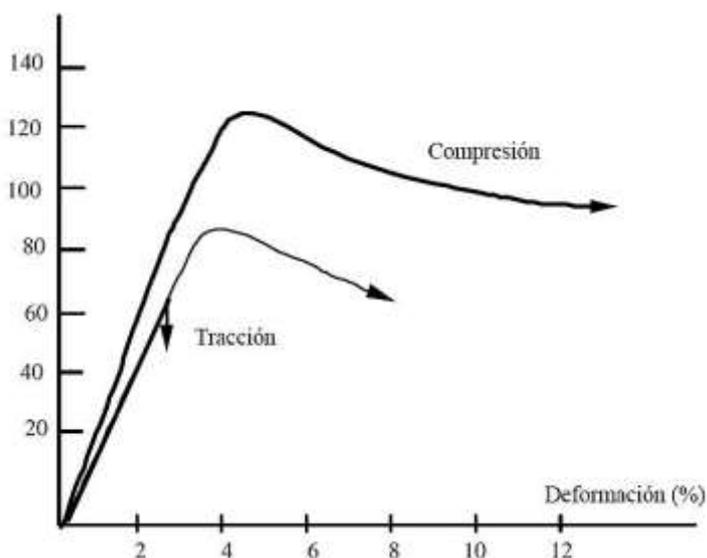


Figura 10: Diagrama tensión – deformación de la matriz de resina epoxi [2]

### 1.2.2.3 Laminado de CFRP. Leyes de comportamiento

La ley de comportamiento tensión-deformación que se obtendría en un material cualquiera, vendría definido por la siguiente expresión, donde  $\sigma$  sería el vector de tensiones,  $\varepsilon$  el vector de deformaciones y  $Q$  el tensor que caracteriza el comportamiento del material.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{16} \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{26} \\ Q_{16} & Q_{26} & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \gamma_{XY} \end{bmatrix}$$

En primera instancia, el tensor  $Q$  conlleva 81 constantes del material. Si se tiene en cuenta el carácter simétrico de los tensores de tensión y deformación, el número de constantes se reduciría hasta 36.

Se define material ortótropo como un material que posee 3 planos de simetría elástica y por ello tres direcciones principales del material. Si se trabaja en ejes principales, también llamados de ortotropía, la expresión para definir el comportamiento quedará como se ve a continuación.

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Se aprecia como trabajando en los ejes del material, no aparece acoplamiento entre efectos normales y tangenciales ni entre efectos de laja y de placa. Ésta última expresión, sería válida para una lámina de fibra de carbono reforzada con una matriz, denominada como CFRP, siempre que se trabaje en sus ejes principales como ya se ha recordado anteriormente.

Se denomina laminado al conjunto de láminas pegadas entre sí y con unas orientaciones definidas, lo cual implicará por norma general que los laminados no tendrán direcciones principales de ortotropía. Si se considera como un único material, por norma general se tratará de un material anisótropo.

Se asume ahora que las deformaciones en el laminado pueden dividirse en dos subgrupos, deformaciones de laja ( $\varepsilon$ ) y deformaciones de placa ( $k$ ). Las primeras son las que se encuentran contenidas en el plano, debidas a alargamientos o distorsiones angulares, en cambio las segundas se refieren a las deformaciones de segundo orden (debido a que estas entran como la derivada segunda de los desplazamientos), es decir, a las curvaturas producidas por la flexión y la torsión.

Suponiendo que la adhesión entre las láminas es perfecta, es decir si se trata al laminado como una única lámina, la ley de comportamiento para una placa en ejes no principales sería:

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Los términos  $A_{ij}$  relacionan los esfuerzos frente a las deformaciones de laja, los  $D_{ij}$  los momentos con las deformaciones de placa y por último, los términos  $B_{ij}$  implican el acoplamiento entre efectos de laja y de placa. Estos últimos, deben ser evitados, ya que pueden producir deformaciones inesperadas en el material. Por otro lado, los términos  $A_{16}$ ,  $A_{26}$ ,  $D_{16}$  y  $D_{26}$  son los responsables del acoplamiento que existe entre los efectos normales y tangenciales. Es aconsejable que todos estos términos se

reduzcan, ya que pueden provocar estados de deformación inesperados para el cálculo a mano.

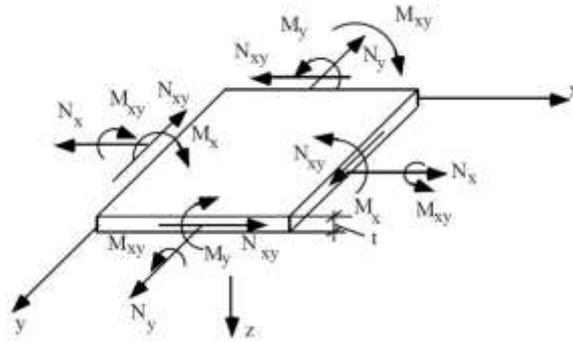


Figura 11: Geometría de los esfuerzos sobre una placa [2]

Como se ha comentado anteriormente, el comportamiento de un apilado de láminas de CFRP, provoca por norma general un comportamiento anisótropo, aunque para ciertas configuraciones del laminado, este puede asemejarse a un material ortótropo.

El caso que se observa en el monocasco es el de varias capas colocadas de manera simétrica, con una orientación de fibras cualesquiera. El hecho de que la configuración sea simétrica, hace que los términos  $B_{ij}$  sean nulos. Los términos del tensor  $A_{16}$ ,  $A_{26}$ ,  $D_{16}$  y  $D_{26}$  no se anulan, por lo que existe acoplamiento entre efectos normales y tangenciales, aunque el apilamiento de muchas láminas, reduce el valor de dichos términos. Si se supone que los valores son despreciables frente al resto de términos, la matriz de comportamiento quedaría como queda a continuación.

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Por tanto, se puede concluir con que el comportamiento de los laminados que formarán la estructura, no conllevará que existan acoplamientos entre efectos de laja y de placa ni entre efectos normales y tangenciales. [2]

### 1.2.3 Estructuras tipo sándwich

Una estructura tipo sándwich sale de la unión de dos placas enfrentadas colocadas en las caras opuestas de un núcleo, que es el que las separa. Dicha unión puede ser realizada mediante adhesivos o soldaduras especiales. De la calidad de la unión depende en gran medida el correcto funcionamiento de la estructura. La Figura 12 ilustra sobre la estructura de un panel sándwich.

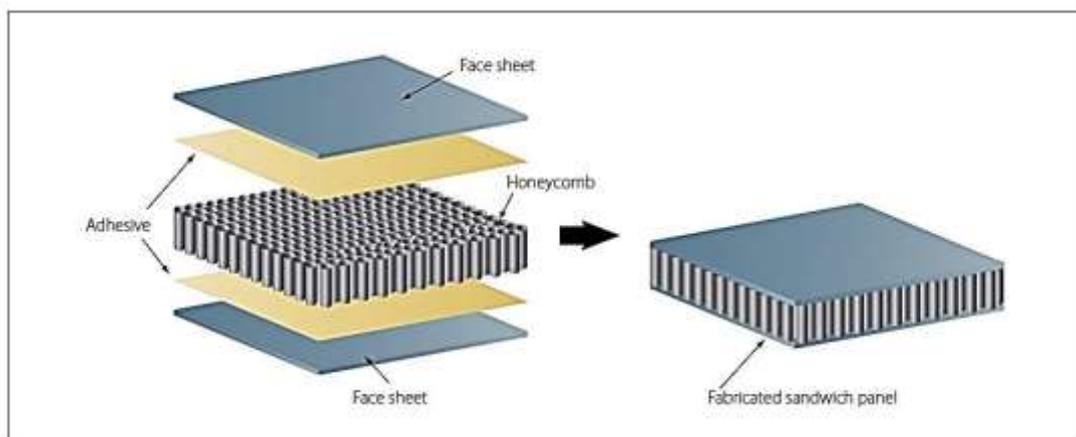


Figura 12: Configuración panelado sándwich

### 1.2.3.1 Núcleo de honeycomb

Las estructuras de núcleo de panel de abeja permiten minimizar la cantidad de material aglutinada en un laminado de cara a obtener unas propiedades específicas ante cargas externas al plano.

Sus principales propiedades por las cuales su uso está tan difundido son:

- Elevado coeficiente resistencia/densidad.
- Alta resistencia al impacto.
- Fácil trabajo y mecanizado.
- Alta resistencia ante ataques de elementos químicos y corrosión.
- Resistencia al fuego y facilidad para extinguirlo.

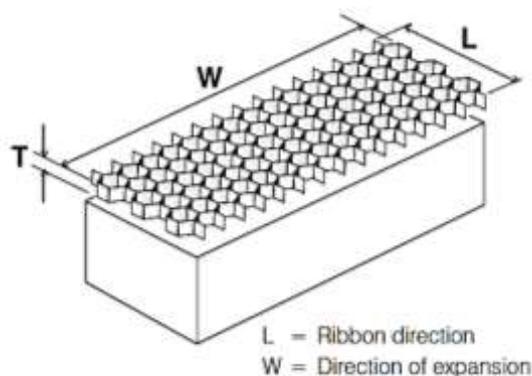


Figura 13: Geometría de un núcleo Honeycomb

La fabricación de este tipo de estructuras, puede dividirse principalmente en dos tipologías, las fabricadas con materiales metálicos y las fabricadas con materiales no metálicos.

En la industria aeroespacial y automovilística, se ha extendido el uso de núcleo fabricado en un material no metálico denominado aramida. Sus principales características son su resistencia a la corrosión, resistencia al fuego (se auto extingue), excelente resistencia al peso, excelente aislador eléctrico, excelente aislador térmico, gran dureza, gran rendimiento a la fatiga y a la fluencia, buena estabilidad térmica, compatible con casi todos los compuestos adhesivos y muy baja densidad.

### 1.2.3.2 Panel sándwich. Comportamiento

El comportamiento mecánico de un panel de CFRP reforzado con un núcleo de honeycomb puede asemejarse al de una viga de sección en I. Las capas externas del material compuesto soportarán los esfuerzos de flexión, trabajando una capa a tracción y la opuesta a compresión, al igual que las alas de la viga metálica. La tensión se considera constante a través del espesor de la piel y no se producen estados de cizalladura fuera del plano de la misma.

Por su parte, el núcleo, el cual se asemejaría al alma de la viga, sería el encargado de resistir los esfuerzos fuera del plano. Además, incrementaría la rigidez del laminado, al mantener las capas externas separadas.

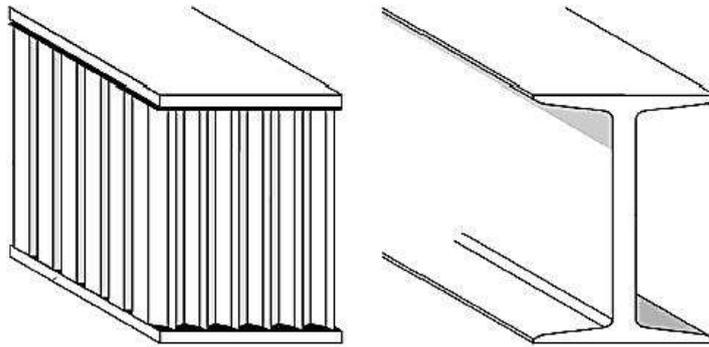


Figura 14: Analogía del comportamiento Panel sándwich – Perfil en I

Por tanto, la introducción de un núcleo de honeycomb en el laminado de CFRP, implica un incremento de la rigidez del laminado, ya que permite que el material pueda trabajar ante cargas con una dirección fuera del plano. Además, al igual que en los perfiles en I, cuanto mayor sea la separación entre las capas externas, mejor trabajará ante esfuerzos de flexión.

Para la fabricación de los laminados en CFRP con un núcleo incorporado, es necesario identificar tres zonas en cada placa. La primera será el Bulk, que será en la cual tendremos la estructura sándwich anteriormente nombrada. Seguida a esta, tendremos la zona de rampa (Ramp), fundamental para el correcto funcionamiento y la correcta fabricación del laminado. Dicha zona de rampa está diseñada para crear una transición suave entre las zonas que tienen núcleo y las que no, debido a la diferencia de alturas que se tiene. Dicha zona, tiene que ser lo suficiente amplia para que el ángulo de caída no sea excesivo. Por último, tendremos la zona del Landing, que será en la cual ya únicamente tendremos CFRP. Como se puede ver en la siguiente imagen, en la zona del landing siempre debe de haber más láminas que en la zona Bulk.

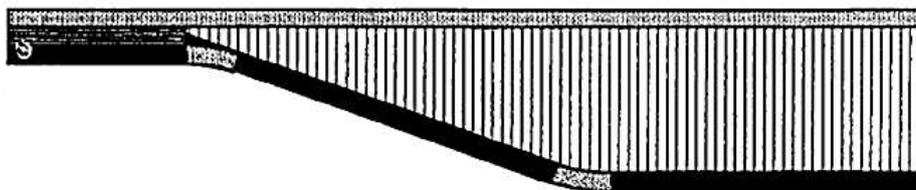


Figura 15: Esquema de un laminado con honeycomb

# 2

# DISEÑO DE UN MONOCASCO DE CFRP

## 2.1 Consideraciones de diseño geométrico

Como se ha comentado en puntos anteriores de la memoria, el proceso de diseño del monocasco estará dividido en dos fases, fase de diseño geométrica y fase de diseño estructural.

En el presente punto, se comentarán los detalles de los criterios de diseño geométricos a los que se verá sometido el monocasco.

En primer lugar de cara a facilitar el análisis tensional del monocasco, se dividirá la geometría de este en 6 subconjuntos. Cada uno de estos se ha definido según la zona del monocasco a la que pertenezcan y tendrá un perfil de tensiones principales de la misma naturaleza, por lo que será más sencillo definir las direcciones principales en las que añadir material en los laminados. Los grupos en los que se dividirá la geometría del monocasco son:

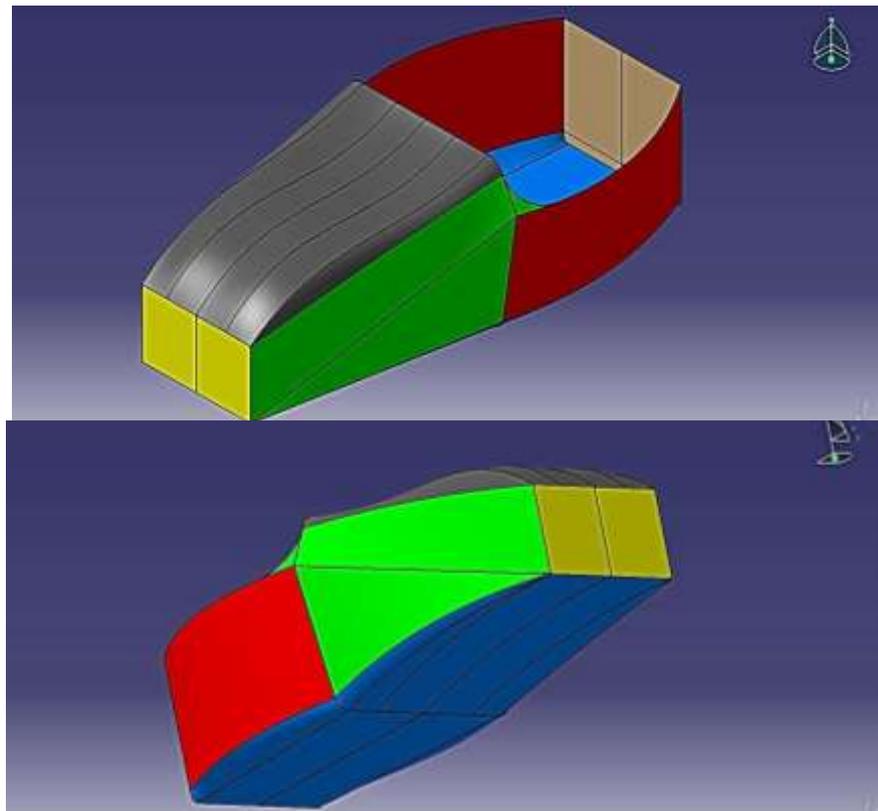


Figura 16: Esquema de colores del monocasco por subgrupos

Grupo	Color
Front Bulkhead (FBH)	Yellow
Front Bulkhead Support	Grey
Side Impact	Red
Suelo	Blue
Rear	Brown
Front Side Impact	Green

Tabla 2: Esquema de colores

Debido a que la idea del monocasco está enfocada a la competición de la Formula Student, los requerimientos geométricos que se le exigirán estarán todos contenidos en la normativa de la FSAE. Ésta está centrada en aspectos de seguridad para el piloto, además de tratar de definir una estructura tipo, sobre la que todos los equipos puedan investigar avances o probar diferentes diseños del monoplaza, pero siempre siguiendo una línea que hace que todos sean muy parecidos en aspecto.

Como ya se ha mencionado anteriormente, no se tendrán en cuenta todos los requerimientos que la normativa obliga, pero si se tomarán algunos de los más importantes, principalmente aquellos que le dan forma al cockpit. Además se tendrán en cuenta ciertos elementos auxiliares.

## 2.1.1 Consideraciones de normativa de la FSAE

### 2.1.1.1 Plantillas

El primer requisito en la que se basa la geometría, se refiere a la apertura horizontal y vertical del cockpit. Esta se realiza con sendas plantillas, las cuales se muestran en la Figura 17, tomada directamente de la normativa de la FSAE.

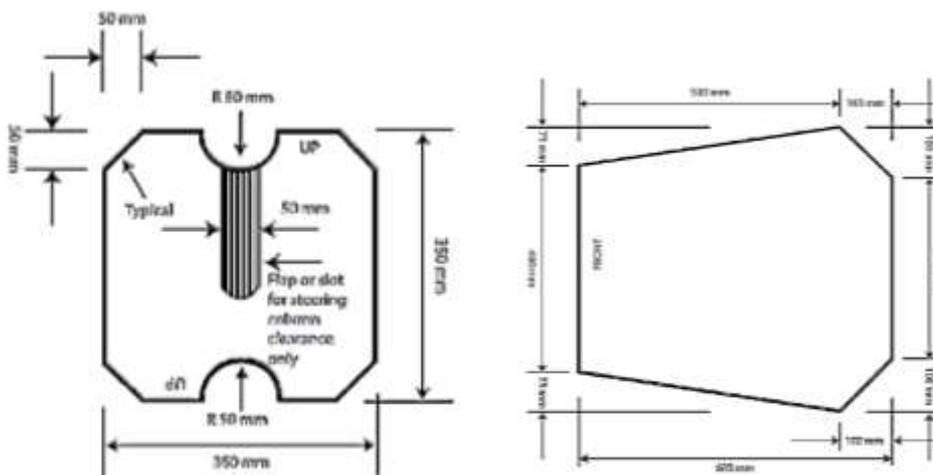


Figura 17: Plantilla vertical (izquierda) y horizontal (derecha) [1]

Durante la revisión mecánica, ambas plantillas serán introducidas por el cockpit, y deberán pasar sin que exista ninguna interferencia con otros objetos del monoplaza. La plantilla horizontal, se debe de introducir hasta el punto más bajo del monocasco, mientras que la plantilla vertical se debe de introducir hasta una distancia de 100 mm del punto trasero de los pedales, cuando estos se encuentran en su posición natural.

### 2.1.1.2 95<sup>th</sup> Percentil Male

El objetivo de esta norma es definir la posición del piloto en el monoplaza, limitando distancias entre pedales, asiento, la posición del cuello y la espalda. Esta comprobación se realizará con una plantilla estándar 95th Percentil Male, la cual posee unas medidas definidas las cuales aparecen en la Figura 18.

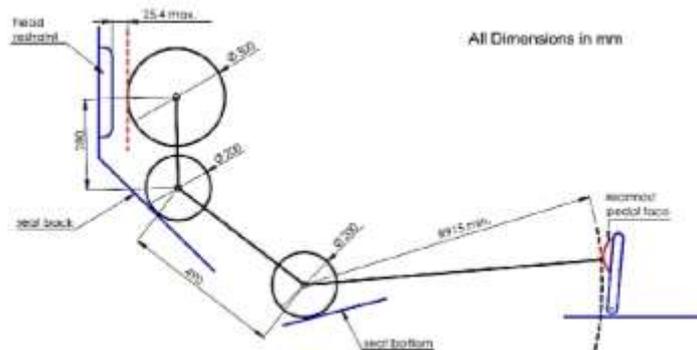


Figura 18: Plantilla 95th Percentil Male [1]

La plantilla estará formada por distintas circunferencias unidas mediante líneas rectas. Las circunferencias representan la cabeza, los hombros y el trasero del piloto. Al final de la línea que representa las piernas, se encuentra la pedالera.

Debido a que en el modelo del monocasco, no está incluido el reposacabezas, el 95th Percentil Male únicamente podrá definir las medidas del monocasco para las piernas y la espalda del piloto.

### 2.1.1.3 Ancho de vía y distancia entre ejes

Por normativa, la distancia mínima entre el eje delantero y el trasero debe ser de 1,525 mm. Dicha distancia servirá para situar los apoyos de la suspensión trasera a la hora de realizar el análisis estructural.

En cuanto al ancho de vía (distancia entre la rueda derecha e izquierda) será como mínimo, el 75% de la distancia entre ejes, por lo que será de 1,143.75 mm.

### 2.1.1.4 Pedalera y volante

Unido al monocasco real que debería de usarse en competición habría muchos elementos auxiliares, todos ellos implicados en el funcionamiento del monoplaza y que deberían de tenerse en cuenta a la hora de realizar un diseño con vistas a fabricarlo para competición.

Para el proyecto, se han usado dos elementos que influyen muy activamente en su geometría, como son el volante y la pedالera.

- Pedalera

Se usará el modelo de la pedالera diseñado para el ART-15. Este se encontrará pegado al FBH en el modelo geométrico.

Su posición quedará marcada por la posición del 95<sup>th</sup> Percentil Male, ya que este es el que marca la posición más cercana al piloto posible.

- Volante

El volante será representado como una circunferencia de 200 mm de diámetro y en ningún momento debe de tener interferencias con ninguna parte del cuerpo del piloto, exceptuando las manos.

Se denomina Front Hoop al arco que está en la parte delantera de la apertura del cockpit.

La normativa de la FSAE, exige para el modelo del volante que:

- En ninguna posición alcance una altura superior a la marcada por el Front Hoop.
- La distancia máxima hasta el Front Hoop no sea superior a 250 mm.
- En la vista de perfil, no tenga una inclinación superior a  $20^{\circ}$ .

#### 2.1.1.5 Ergonomía del piloto

Este punto a pesar de no quedar reflejado en la normativa, representa otro criterio de diseño, ya que la comodidad del piloto para conducir será clave a la hora de obtener los resultados previstos.

Para el presente proyecto, se ha tenido en cuenta el espacio que se ha dejado en el cockpit para la entrada y salida de este, la inclinación de la espalda y el cuello y la distancia de este al volante, evitando que tenga los brazos demasiado estirados o flexionados.

#### 2.1.2 Verificación geométrica

##### 2.1.2.1 Reglas FSAE

Como se refleja en puntos anteriores, el diseño del monocasco estará determinado por aspectos de obligatorio cumplimiento geométricos y por otro lado, por aspectos que son de libre elección por cada equipo para tratar de buscar la mejor geometría para el resto del monoplaza.

Es por ello, que el primer paso que se debe dar para el diseño de la estructura es el de cumplir dichos requerimientos obligatorios. En el presente punto, se irán mostrando con imágenes del modelo diseñado con CATIA v5, las verificaciones del modelo a los criterios de diseño anteriormente presentados.



Figura 19: Modelo final del cockpit con suspensión y amortiguación delantera

En primer lugar, las dimensiones del cockpit vienen determinadas por la plantilla vertical y horizontal.

En la Figura 20 y 21, se puede ver la entrada de la plantilla horizontal, situada a la izquierda, en la abertura superior del cockpit. La holgura existente entre la plantilla y los límites de la estructura tiene varias razones. En primer lugar, es importante que la plantilla no entre del todo justa en el diseño, ya que la fabricación puede conllevar defectos incorregibles postfabricación. Por otro lado, la holgura lateral esta premeditada al uso de un núcleo para el laminado de material compuesto. La plantilla debe acceder hasta la zona inferior del monocasco.

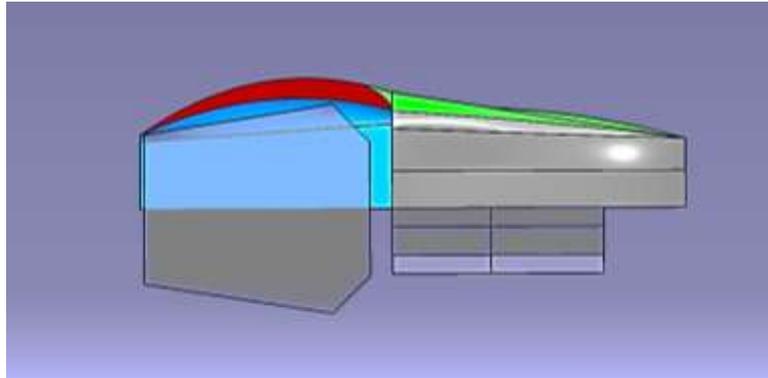


Figura 20: Comprobaciones de las plantillas vertical y horizontal en vista de planta

De cara a aumentar la rigidez torsional de la estructura únicamente cambiando aspectos geométricos, existen los llamados Side Pods. Dichos Side Pods consisten en salidas del plano de la zona lateral del piloto. Estas salidas de plano favorecen la transmisión de carga entre el eje delantero y el trasero.

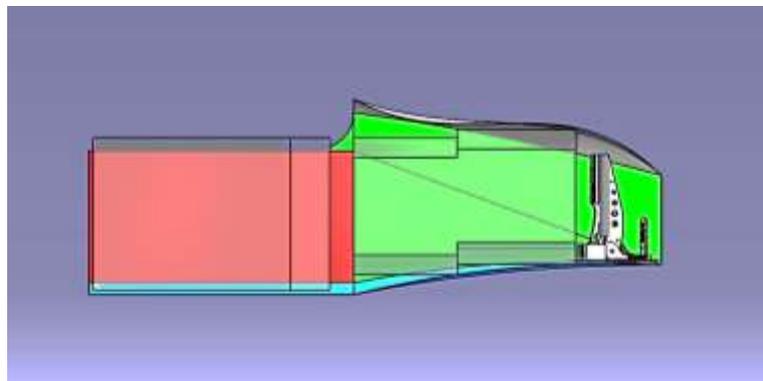


Figura 21: Comprobaciones de las plantillas vertical y horizontal en vista de perfil

Con respecto a la plantilla vertical, situada a la derecha en la Figura 20, la norma permite realizar movimientos verticales de la plantilla de hasta 100 mm, lo cual permite salvar las diferencias de alturas entre el suelo del chasis y el morro. Esta diferencia de alturas está realizada de cara a buscar un mejor comportamiento aerodinámico del monoplaza. La plantilla debe acceder hasta que alcance una distancia de 100 mm al pedal.

En la Figura 22 se ilustra la norma que obliga a que en la cabina del piloto se pueda introducir una plantilla con las medidas del 95th Percentil Male.

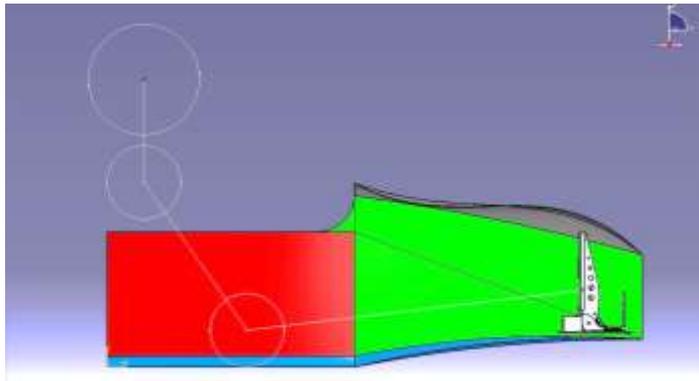


Figura 22: Comprobación del Percentil Male 95th en vista de perfil

Por último, se introducirá el volante. Este, por normativa, debe de tener un diámetro de 200 mm, aunque no debe de ser obligatoriamente una circunferencia. La norma obliga a que el volante no sobrepase la parte más alta del Front Hoop.

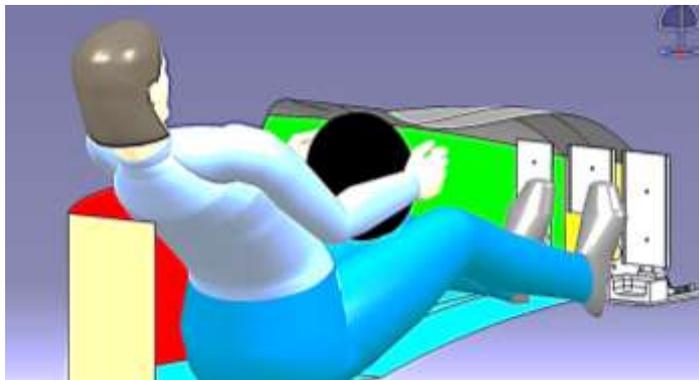


Figura 23: Comprobación volante

Con todo esto, queda finalmente un modelo de monocasco que estaría listo para pasar la normativa, tal y como se ha planteado en el proyecto.

### 2.1.2.2 Ergonomía

La comodidad del piloto a la hora de pilotar, es de vital importancia, ya que de él depende que pueda verse reflejado el trabajo de ingeniería empleado para que el coche sea una perfecta máquina de correr.

Pertinente a esto, la posición debe ser la adecuada para el pilotaje, a la vez que se adapta a las medidas propuestas estructural y aerodinámicamente para el monocasco.

El modelo geométrico del piloto, será similar al que marca la normativa de la FSAE, el 95th Percentil Male.

En la siguiente imagen, se puede ver la posición que adoptará el piloto en carrera. Como se puede comprobar, el criterio de diseño con el 95th Percentil Male, entrega un diseño geométrico muy similar al que entregaría si se hubiese usado el maniquí en primera instancia. Los brazos quedarían con un ángulo de unos 135 grados, dependiendo de lo lejos que se coloque el volante, siendo esta una posición óptima para el pilotaje. Las rodillas semiflexionadas también dotarían al piloto de mayor facilidad a la hora de pisar los pedales.

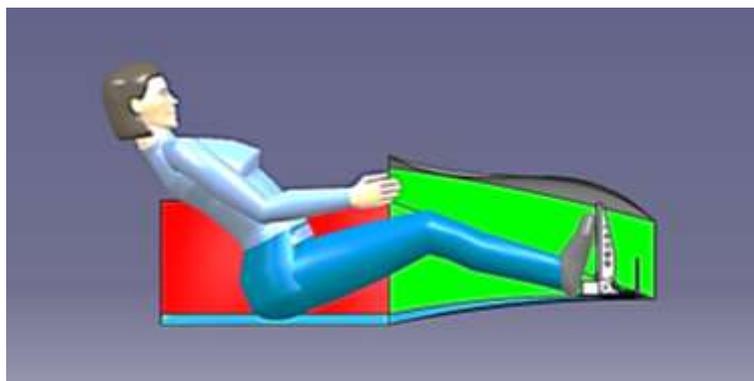


Figura 24: Comprobación posición del piloto

Por último, la normativa hace referencia a un tiempo de 5 segundos como máximo para abandonar el monoplaza en caso de que esto fuese necesario. Ante la imposibilidad de verificarlo por ordenador, se propone para el proyecto, que la anchura del cockpit sea la suficiente para que el piloto pueda maniobrar con facilidad, una altura del Front Hoop suficiente para sacar las rodillas (la normativa permite retirar el volante para salir), y que la altura máxima que tengan los paneles laterales del cockpit sea factible para poder apoyarse durante la salida.

## 2.2 Consideraciones estructurales

El modelado de las cargas que existen en un monoplaza de competición es muy complejo cuando se utilizan modelos numéricos, ya que existen parámetros como el estado de la pista o la temperatura externa, que son en muchos casos impredecibles o muy difíciles de simular. Solo recogiendo datos a partir de sensores colocados en el monoplaza, se podría obtener un análisis fiel de las cargas que afectan a la estructura.

No será importante únicamente corroborar que el material no falla ante las cargas, también es imprescindible para el pilotaje que los estados de deformación que sufra el monocasco ante la aplicación de las cargas, sean de la misma naturaleza que los modelos de deformación típicos, ya que indicará un comportamiento de la estructura correcto; siempre teniendo en cuenta que una deformación excesiva podría dificultar el manejo del monoplaza en pista.

Al igual que ocurre con las situaciones dinámicas, se comprobará la rigidez del monocasco ante un esfuerzo a torsión, cuyo valor es un buen indicador para controlar la fluencia de carga entre los ejes delantero y trasero del monoplaza en el eje delantero y trasero. Dicha fluencia es uno de los factores que determinarán el comportamiento dinámico del coche en pista. Es decir, la reacción que provoca en el tren trasero una entrada de carga en su homólogo delantero (por ejemplo al tomar una curva cerrada), la rapidez con la que se transmite la carga, o la deformación que provoca en el propio monocasco son algunas de las razones que pueden afectar a la estabilidad del coche.

### 2.2.1 Cargas aplicadas para la simulación del monocasco en pista

En el estudio estructural del monocasco, las situaciones dinámicas que se tendrán en cuenta serán las siguientes:

- Aceleración en el eje delantero y trasero
- Frenada en el eje delantero y trasero
- Curva en el eje delantero

Se tomarán por tanto como referencia para el diseño de la estructura cinco configuraciones distintas de carga. Las situaciones de aceleración, frenada y curva, son como se puede suponer los casos de carga más comunes que sufre un coche de competición durante las carreras.

Para nuestro caso, se analizará por separado la respuesta que tendría el monocasco ante la aplicación de las cargas de aceleración y frenada. Durante el pilotaje, el monoplaza está apoyado en el suelo mediante la llamada masa no suspendida (neumático, llanta y mangueta) que es por donde se le aplicarían las cargas. La representación por elementos finitos de dichas condiciones de contorno sobre el modelo, se presumen imposibles sin el modelado del monoplaza completo. Separando los efectos en el eje delantero y trasero, se tiene la posibilidad de asemejar el análisis del modelo numérico a un ensayo experimental real de la estructura, en el que las cargas se aplicarían en uno de los dos ejes, impidiendo los desplazamientos y rotaciones en el eje opuesto.

Todas las cargas han sido obtenidas a partir de un modelo del ART-15, programado y compilado en el programa de simulación ADAMS, a partir de situaciones de aceleración, frenada y curva en el dominio del tiempo, para un modelo formado por un chasis completo con amortiguaciones y suspensiones. [9]

En la Figura 25 puede verse la geometría del modelo de la suspensión y la amortiguación para el eje delantero, así como el sistema de referencias al que harán referencia las cargas.

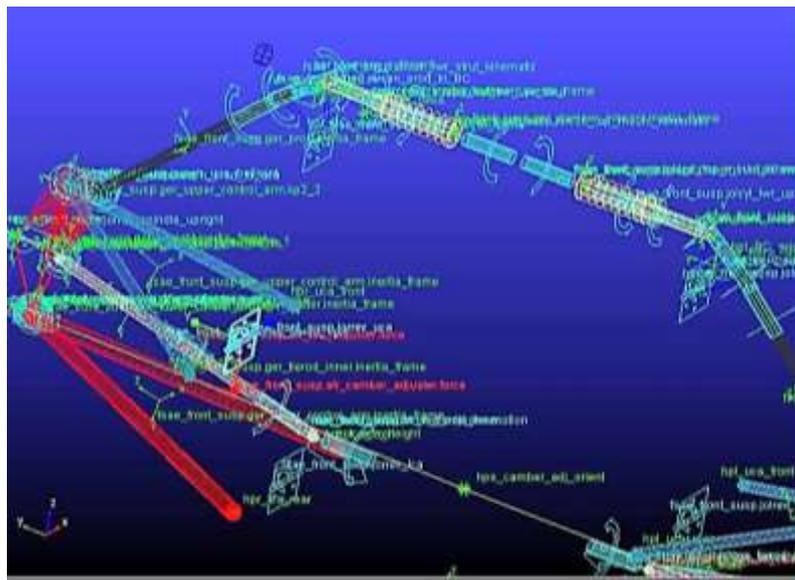


Figura 25: Representación del sistema de suspensión-amortiguación delantero [9]

Las simulaciones se realizan en un espacio de 10 segundos, obteniendo la magnitud que alcanzan las cargas en cada instante. La oscilación de los valores de las fuerzas y los momentos en ciertos casos es inapreciable y pueden considerarse como cargas constantes; aunque en ciertos casos, principalmente en los momentos, la oscilación de carga es muy considerable.

Para la realización de las simulaciones por ordenador, las condiciones de contorno que se han supuesto para el pavimento no afectan al comportamiento dinámico del vehículo, siendo este un pavimento plano y sin imperfecciones. Ningún otro tipo acción como la carga de viento se tiene en cuenta.

El estudio estructural del monocasco, se realizará a partir de cargas estáticas, seleccionando el instante de tiempo en el que la magnitud de la fuerza y el momento es superior. La respuesta de las estructuras ante cargas estáticas no tiene nada que ver con la respuesta habría ante cargas dinámicas, aunque el valor de la carga aplicada sea igual o mayor. Esto, es debido a la excitación que produce en la estructura la carga dinámica, y a los modos de fallo vibratorios que posee cada estructura, que de

ser alcanzada dicha frecuencia, podría causar el colapso estructural sin siquiera acercarse a la carga de rotura. La razón de realizar el análisis a partir de cargas estáticas es debido a que el análisis es más sencillo de realizar.

Los puntos de aplicación de la carga, serán la unión de los amortiguadores al monocasco y los puntos de unión de los triángulos de suspensión en cada una de las ruedas, dejando a un lado el punto de entrada de carga de los rockers (pieza que une el amortiguador con la mangueta), como se puede apreciar en la Figura 25.

Para cada punto de aplicación de la carga que se tenga, se tendrá el módulo de la fuerza y del momento resultante en el punto, así como su valor desglosado en las distintas componentes principales ( $F_x$ ,  $F_y$  y  $F_z$  para las cargas y  $T_x$ ,  $T_y$  y  $T_z$  para los momentos).

A continuación, se muestra el valor de las cargas aplicadas en cada caso sobre los triángulos de suspensión y la amortiguación.

### 2.2.1.1 Aceleración

Para la simulación de la carga dinámica de aceleración en el modelo de ADAMS, se ha supuesto que el monoplaza parte desde una velocidad de 10 km/h y a los 2 segundos, comienza una aceleración de valor 1.2 g durante 8 segundos. Para la simulación estática de este proyecto, se ha elegido el instante a los 4.5 segundos, momento de mayor módulo de carga, debido al cambio de primera a segunda marcha. Las cargas serán de igual módulo en ambos lados del monoplaza.

	$F_x$ (N)	$F_y$ (N)	$F_z$ (N)	$T_x$ (N*mm)	$T_y$ (N*mm)	$T_z$ (N*mm)
<b>AMORTIGUADOR</b>	0	1,405	2,962	0	0	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR</b>	450	250	50	1,500	-17,000	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN SUPERIOR</b>	300	120	0	-3,250	17,000	0

Tabla 3: Caso de carga aceleración delantero y trasero en  $t=4,5$  seg. [9]

Como se comprueba, la carga principal en la situación de aceleración, estaría en el momento alrededor del eje Y, provocado como una reacción ante el par proveniente del motor. Respecto a las fuerzas, destaca la fuerza aplicada por el amortiguador, debido a los movimientos generados en los neumáticos debido a las vibraciones del monoplaza.

La geometría de las cargas en los casos de aceleración delantera y trasera puede comprobarse en las Figuras 49 y 50 respectivamente.

### 2.2.1.2 Frenada

La simulación de la frenada es inversa a la de aceleración, es decir, partiendo de 80 km/h a velocidad constante, a los dos segundos, se produce una deceleración de 1.2 g hasta que la velocidad del coche se hace cero. El momento seleccionado es el instante inicial en el que se produce la frenada. Al igual que en el caso de aceleración, las cargas serán de igual valor en ambos lados del monoplaza.

	F <sub>x</sub> (N)	F <sub>y</sub> (N)	F <sub>z</sub> (N)	T <sub>x</sub> (N*mm)	T <sub>y</sub> (N*mm)	T <sub>z</sub> (N*mm)
<b>AMORTIGUADOR</b>	0	1,445	2,935	0	0	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR</b>	475	275	950	160,000	-200,000	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN SUPERIOR</b>	200	75	-2,000	-300,000	700,000	0

Tabla 4: Caso de carga frenada delantera y trasera en t=2 seg. [9]

Respecto a la frenada, se comprueba como los momentos generados en los triángulos de suspensión alrededor del eje X e Y son los que caracterizan el comportamiento del monoplaza. La acción de una frenada masiva como la que se está produciendo, genera unos estados de carga que dependerán en gran medida de la masa total del monoplaza. De igual manera, las vibraciones generadas con la frenada, introducen fuerzas elevadas por los amortiguadores.

La geometría de las cargas en los casos de frenada delantera y trasera puede comprobarse en las Figuras 51 y 52 respectivamente.

Además, se considerará la carga que aplica la pedalera sobre el monocasco mediante su estructura portante en la situación de una pisada brusca del pedal del freno por parte del piloto. La normativa de la FSAE obliga a que el sistema pedal-soporte, soporte una pisada del piloto de 2,000 N en la posición natural del pedal.

En nuestro caso, será aplicada como una carga en la dirección longitudinal, sobre un punto del pedal de frenada.

### 2.2.1.3 Curva

Se trata de una curva a la izquierda de radio constante (20 m) en la que el coche pasa de 1.45g a 1.55g. Para dicha situación dinámica, se deben de analizar tanto los elementos del lado izquierdo como del derecho.

#### Lado derecho:

	F <sub>x</sub> (N)	F <sub>y</sub> (N)	F <sub>z</sub> (N)	T <sub>x</sub> (N*mm)	T <sub>y</sub> (N*mm)	T <sub>z</sub> (N*mm)
<b>AMORTIGUADOR</b>	0	1,302	2,982	0	0	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR</b>	-310	-260	40	3,700	-5,100	0
<b>TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR</b>	850	395	0	-3,400	8,500	0

Tabla 5: Caso de carga curva para t=0 seg Lado derecho [9]

**Lado izquierdo:**

	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Tx (N*mm)	Ty (N*mm)	Tz (N*mm)
AMORTIGUADOR	0	1,502	2,922	0	0	0
TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR	-2,000	1,500	0	0	0	0
TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN INFERIOR	2,450	-1,000	0	0	0	0

Tabla 6: Caso de carga curva para t=0 seg. Lado izquierdo [9]

La geometría de cargas del caso de carga de curva en el lado derecho e izquierdo puede comprobarse en las Figuras 53 y 54 respectivamente.

**2.2.1.4 Cargas permanentes**

Mientras el monopla se encuentra en pista, se han de tener en cuenta cargas provenientes de distintos elementos auxiliares, necesarios para el funcionamiento del coche. En nuestro caso, para el análisis de nuestra estructura, se tendrán en cuenta el peso introducido por dos elementos. Dichos elementos están integrados en el modelo de ADAMS para la obtención de las cargas provenientes de las situaciones dinámicas, pero no el peso propio sobre la estructura, es por ello que se añadirán para todas las hipótesis de carga.

- **Piloto**

Es típico en los monoplazas de la Formula Student, que la base del asiento del piloto está situada en el propio suelo del monocasco, de cara a bajar lo máximo posible su centro de gravedad.

Obviando del modelo geométrico el respaldar del asiento, por razones de no dificultar el diseño, se supondrá que toda la masa del piloto recae sobre el apoyo de su trasero. Desde el punto de vista de la seguridad del piloto, sería necesario además realizar un análisis de los enganches del cinturón de seguridad, que serán los que absorberán las fuerzas de inercia.

La masa supuesta para el piloto será de 80 kg.

- **Motor**

Como se ha mencionado anteriormente, la carga del motor será aplicada como carga permanente a pesar de no aparecer en el modelo geométrico.

La repercusión de este sobre el resultado de la estructura es crucial, ya que introduce una carga estática de 70 kg vertical, y sobre todo una carga dinámica durante su funcionamiento.

**2.2.2 Aspectos de la rigidez torsional**

Dentro de las principales características estructurales del chasis de un coche de competición, la rigidez a torsión posee una importancia estructural y dinámica muy importante. Esta, determina la transmisión de carga entre los ejes delantero y trasero, así como la transmisión de carga lateral. Dicha transmisión de carga, se produce a partir de la masa no suspendida (suspensión, amortiguación,

mangueta...) y se distribuye a lo largo del chasis.

Es un punto a tener en cuenta en el diseño, ya que en el chasis no solo es únicamente importante la resistencia de la estructura ante las cargas, se debe de tener una rigidez óptima para facilitar el manejo del coche, de esto trata la rigidez torsional.

### 2.2.2.1 Consideraciones de la torsión libre según la Resistencia de los Materiales

Es importante entender cómo afecta el esfuerzo torsor a la geometría del monocasco, de cara a mejorar su funcionamiento estructural y dinámico. Para ello, se realizará un estudio de la teoría del esfuerzo torsor según la Resistencia de Materiales. Las conclusiones aquí sacadas, ayudarán a la evolución de la estructura más adelante.

Particularizamos a perfiles de sección delgada, que son los que se aproximan de mejor manera a la estructura del monocasco.

Ayudándonos ahora de la analogía hidrodinámica, podemos establecer las diferencias fundamentales en la forma de trabajar a torsión de un perfil abierto y un perfil cerrado. La Figura 26 ilustra el recorrido de las tensiones tangenciales a lo largo del espesor.

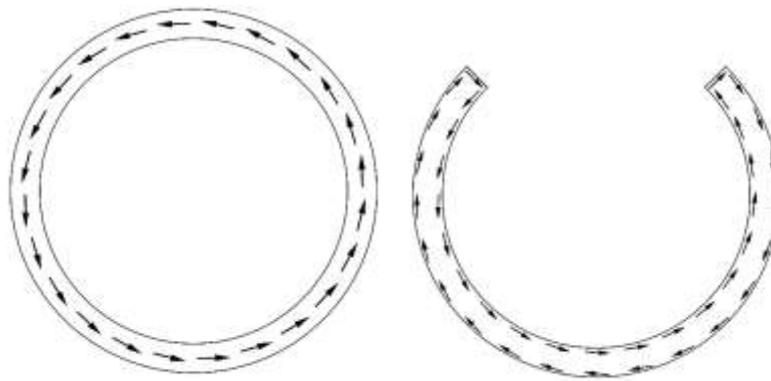


Figura 26: Comparativa de las tensiones tangenciales en secciones abiertas y cerradas

Se observa como en el perfil cerrado las tensiones tangenciales fluyen en una misma dirección, haciendo que las tensiones puedan ser consideradas constantes a lo largo del espesor. Por otro lado, en el perfil abierto el giro del flujo tensional que se produce, aumenta los efectos de torsión restringida, es decir que los efectos de la torsión se provocará la aparición de tensiones normales y tangenciales.

Se aíslan tramos rectangulares infinitesimales en cada uno de los perfiles para calcular donde se produciría la tensión tangencial máxima en cada perfil, obteniendo lo siguiente:

-> Perfiles abiertos:  $\sigma_{XZ\ max} = \frac{T}{J} * t_{\ max}$        $J \rightarrow$  Inercia torsional de la sección

-> Perfiles cerrados:  $\sigma_{XS\ max} = \frac{T}{2\Omega} * 1/t_{\ min}$        $\Omega \rightarrow$  Módulo de la sección

Se comprueba que en los dos casos el resultado de las mayores tensiones máximas se da en los lugares donde los espesores, definidos como  $t$ , son mayores o menores. Para el caso de perfiles abiertos la sección con mayor espesor será el que mayor esfuerzo torsor absorba, produciéndose en este la mayor tensión tangencial. En cambio, en los perfiles de sección cerrada es al contrario, ya que, fijándonos en la analogía hidrodinámica, donde mayor velocidad debería de alcanzar el fluido, es allí donde el espesor es más pequeño.

Todo esto indica que los perfiles abiertos trabajan mucho peor a torsión que los cerrados. La razón física, se debe a que para soportar el mismo esfuerzo torsor, la sección abierta desarrollará mayores tensiones tangenciales que la cerrada. [4]

### 2.2.2.2 Importancia de la rigidez torsional en el monocasco

La rigidez ante un esfuerzo de torsión global es una característica intrínseca de la estructura. Define la rigidez de la estructura a la hora de transmitir cargas dinámicas entre el tren trasero y el delantero, importante por ejemplo en la estabilidad del monoplaza al subirse en un plano para tomar una curva.

Este fenómeno, puede entenderse de mejor manera con la Figura 27, en la que cada rueda se representa con un muelle lineal y el chasis como un muelle a torsión.

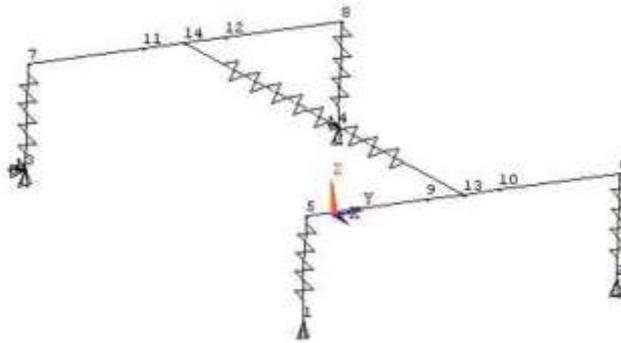


Figura 27: Representación física del comportamiento del monoplaza [3]

Así, mientras el chasis tiene que ser lo suficientemente rígido para mantener la estabilidad en las curvas debido a las cargas laterales, o de cualquier otro tipo, es importante que la rigidez con la que se conectan los distintos puntos de entrada y salida de carga sea la óptima para el funcionamiento del monoplaza, o dicho de otro modo, la relación de rigidez entre los muelles lineales y el muelle a torsión debe ser la correcta, para que el sistema de suspensión-amortiguación trabaje de manera óptima. Por lo tanto, podemos concluir con que un chasis que fuese infinitamente rígido, simplemente produciría un movimiento de sólido rígido; mientras que en un chasis con una rigidez muy baja, los desplazamientos que se producirían no permitirían que llegase carga al eje contrario.

Además, las cargas de torsión, creadas por la existencia de un bache en la pista, son una de las cargas más elevadas que se pueden atravesar la estructura del chasis.

### 2.2.2.3 Aplicación de la carga de torsión

Para analizar la rigidez torsional de un chasis, se puede tomar un modelo simple, en el cual un extremo de la estructura queda libre, quedando el opuesto totalmente fijado, con un momento torsor aplicado en el extremo en voladizo. La Figura 28 ilustra el ejemplo propuesto.

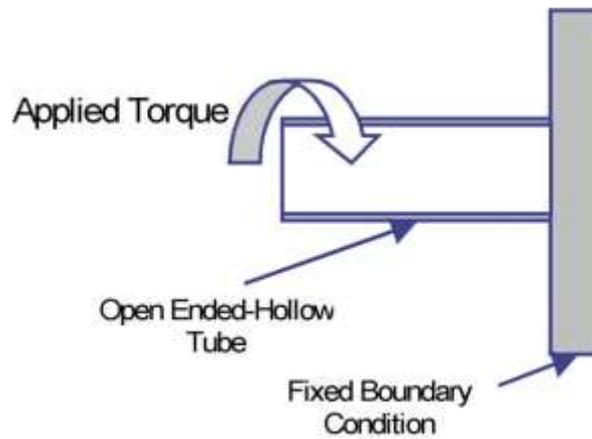


Figura 28: Aplicación de carga de torsión [3]

De cara a aplicar el ensayo de torsión sobre nuestro modelo numérico del monocasco, o sobre un monoplaza de competición en general, la carga entraría desde la posición de los triángulos de suspensión, quedando el eje contrario totalmente empotrado.

#### 2.2.2.4 Criterio de diseño de carga a torsión

Como ya se ha mencionado con anterioridad, es importante, a niveles de pilotaje, que la rigidez del chasis sea la óptima, ni demasiado alta, ni demasiado baja.

No existe un valor establecido que sea el óptimo para todos los chasis, ya que este varía en función de su geometría, peso y de los demás elementos que forman el monoplaza.

Debido a que no se puede realizar un estudio del monoplaza completo, se usará como valor de diseño una rigidez torsional de 3,500 N\*m/grado como valor al cual debe de acercarse la estructura. Dicho valor, ha sido extraído de un estudio realizado por la universidad de Cornell. Aunque este fue realizado sobre chasis tubulares de acero, por lo que se obtiene valores un poco inferiores. Los resultados del estudio pueden verse en la Tabla 7.

Año	Rigidez (N*m/°)	Peso (kg)
1999	2,160	25.8
1998	2,160	25.8
1997	2,160	26.3
1996	1,890	27.2
1995	1,350	27.2
1993	2,700	22.6

Tabla 7: Estudio de la rigidez a torsión de la Universidad de Cornell [3]

Las cargas de torsión resultan de la aplicación de sendas cargas verticales en neumáticos opuestos de un mismo eje, con la misma dirección y módulo, pero distinto sentido. Dicha entrada de carga podría venir debido a irregularidades en el terreno. La reacción de la estructura ante dicha carga afecta al propio comportamiento de la suspensión, y por lo tanto al comportamiento del coche.

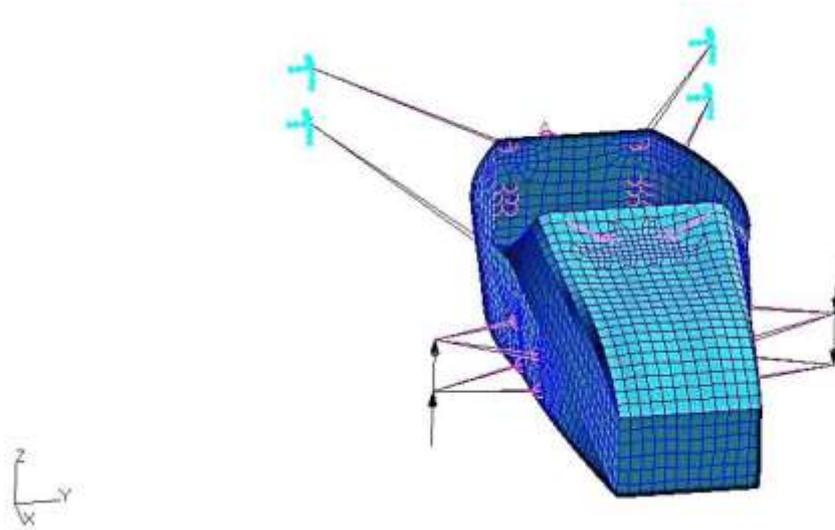


Figura 29: Aplicación de la carga de torsión

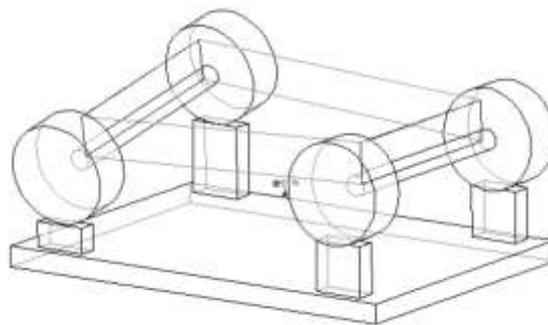


Figura 30: Deformación debida a la carga de torsión [3]

Teniendo los triángulos de suspensión como referencia para el cálculo, la rigidez torsional de la estructura, ésta puede ser calculada manualmente, dividiendo el valor de la carga aplicada entre el desplazamiento de los puntos que unen la suspensión al monocasco. La Figura 31 ilustra sobre la manera de obtener la rigidez a torsión.

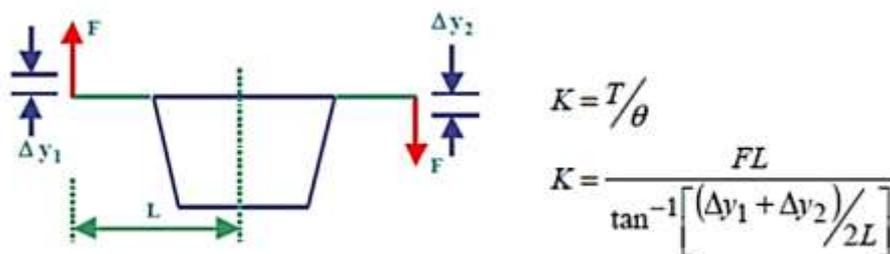


Figura 31: Cálculo de la rigidez a torsión de la estructura [3]

## 2.3 Criterios de fallo

### 2.3.1 Modos de fallo de los materiales empleados

De cara al análisis estructural del monocasco, se definirán los modos de fallo que se le supondrán a los materiales que formen el monocasco. Los mecanismos de fallo asignados para los materiales compuestos no englobarán todos los posibles fallos, ya que este puede fallar por muchos fenómenos de naturalezas distintas, pero sí que serán los más comunes que se dan.

Los criterios para estudiar el fallo serán:

- Acero
  - Von Mises

Dicho criterio para materiales dúctiles, predice el momento en el que el material pasa de trabajar de forma elástica a comenzar la plastificación, abandonando el régimen elástico. Dicho criterio predice el fallo en forma de plastificación del material.

Debido a que el material empleado posee propiedades mecánicas isótropas, no existe ninguna dirección del material que predomine sobre otras. Por ello, un criterio de plastificación debería venir expresado en función de los invariantes del tensor desviador.

El criterio de Von Mises predice la plastificación cuando el valor del segundo tensor invariante, representado según el valor de las tres componentes principales de tensión, salga fuera del volumen ocupado por el prisma convertido a círculo del criterio de Tresca.

- CFRP
  - Criterio de máxima y mínima deformación.

Como se ha comentado antes, los mecanismos de fallo en los materiales compuestos son más complejos y diversos que en los isótopos. Debido a esto, se poseen distintos criterios, basados en los mecanismos más comunes de fallo.

Para nuestro caso, se usará el de máxima y mínima deformación. Dicho criterio, prevé el fallo del material en el momento en que alguna de las siguientes expresiones no se vean satisfechas:

- Para rotura por tracción:

$$\varepsilon_{11} < 8,000 \mu\varepsilon \quad (\varepsilon_{11} > 0)$$

$$\varepsilon_{22} < 8,000 \mu\varepsilon \quad (\varepsilon_{22} > 0)$$

- Para rotura por compresión:

$$|\varepsilon_{11}| < 3,000 \mu\varepsilon \quad (\varepsilon_{11} < 0)$$

$$|\varepsilon_{22}| < 3,000 \mu\varepsilon \quad (\varepsilon_{22} < 0)$$

Como se aprecia, se tomará como valores límite de deformación para el CFRP, para tracción 8.000  $\mu\varepsilon$  y para compresión -3.000  $\mu\varepsilon$ .

- Telegraphing (CFRP):

Dicho criterio, se refiere al fallo de las pieles en la zona del Bulk y la Ramp, es decir, las zonas del laminado que tengan estructura tipo sándwich. El fallo se produciría por consecuencia de las tensiones dentro del plano.

Dicho fallo a nivel de lámina, es equivalente al criterio de máxima y mínima deformación, pero haciendo una reducción de los admisibles del 30%. Dicha reducción, viene derivada de las imperfecciones que posea el laminado, provocadas por su fabricación.

$$\begin{aligned} -2,100 \mu\epsilon < \epsilon_{11} < 5,600 \mu\epsilon \\ -2,100 \mu\epsilon < \epsilon_{22} < 5,600 \mu\epsilon \end{aligned}$$

- Core

- Rotura por cortadura

La rotura por cortadura en el núcleo es uno de los mecanismos de fallo más comunes en las estructuras sándwich. Como ya se ha comentado anteriormente, en una estructura sándwich, se supone que el CFRP absorbe todas las cargas en el plano, mientras que el núcleo, absorbería las cargas fuera de este. Por dicha razón, este mecanismo de fallo será dimensionante para el cálculo del núcleo.

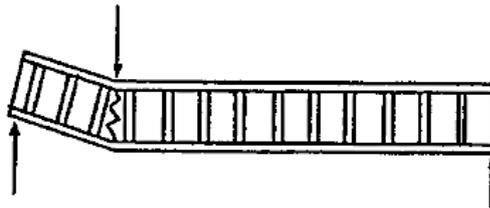


Figura 32: Ilustración de rotura por cortadura del core

Para hacer la comprobación del core, se calculará en cada caso el factor de seguridad con la siguiente expresión:

$$RF_{\text{Core\_Shear}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{\text{core\_zx}}}{\tau_{\text{zx\_ult}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\text{core\_zy}}}{\tau_{\text{zy\_ult}}}\right)^2}}$$

En la expresión anterior se observa cómo se calcula el factor de seguridad a cortadura del core, calculando la inversa del módulo de la relación entre el valor de la cortadura en la estructura ( $\tau_{\text{core}}$ ) y el valor máximo admisible del core a cortadura ( $\tau_{\text{ult}}$ )

### 2.3.2 Desplazamientos máximos admisibles

Uno de los primeros pasos para diseñar la estructura del vehículo, o cualquier estructura, es conocer y entender las cargas que afectan a éste y qué desplazamientos se producen. En el caso de un coche para la Formula Student, los principales desplazamientos durante el pilotaje, debidas a las cargas dinámicas y al peso de los elementos serán dos, flexión vertical y lateral.

### 2.3.2.1 Flexión vertical

El efecto del peso del piloto y del resto de elementos anclados al chasis generan unas cargas verticales las cuales provocarán deformaciones a flexión en el eje longitudinal del monoplaza. A mayores aceleraciones verticales, mayores desplazamientos se producirán en la estructura.

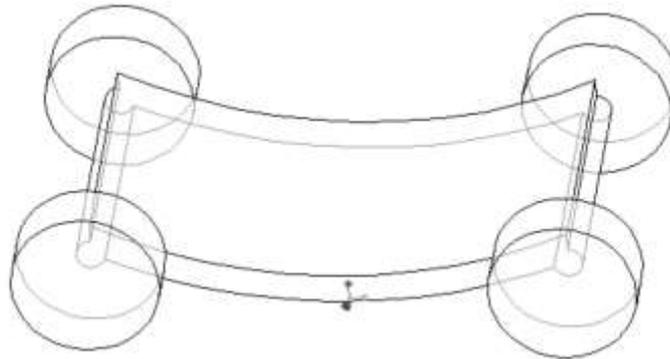


Figura 33: Deformación provocada por la flexión vertical [3]

Como se podrá comprobar en apartados posteriores del proyecto, esta deformación del monocasco, se dará principalmente en los casos de aceleración y frenada. Para nuestro caso, se tomara un desplazamiento máximo admisible vertical hacia abajo de 30 mm, ya que se supondrá esa distancia como la máxima para que el morro del monoplaza no toque el suelo.

### 2.3.2.2 Flexión lateral

Las deformaciones laterales en el monoplaza son inducidas debido a varias razones, tales como cargas de viento laterales o fuerzas centrífugas debido a las curvas.

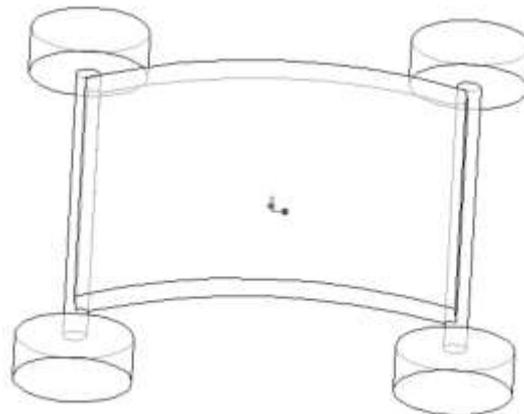


Figura 34: Deformación provocada por la flexión lateral [3]

Como se ha comentado, dicha situación de flexión lateral se dará principalmente en el caso dinámico de curva. El desplazamiento lateral máximo admisible, estaría condicionado por el correcto funcionamiento de distintos elementos del monoplaza. Como en nuestro caso no se han representado dichos elementos, se definirá el desplazamiento máximo de cualquier punto de la estructura, a excepción del desplazamiento vertical del morro, en 20 mm.

# 3 EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS APLICADO A LA ESTRUCTURA DEL MONOCASCO

---

## 3.1 Introducción al método de los elementos finitos

El problema que se presenta en el presente proyecto, esta englobado dentro de la Mecánica de los Medios Continuos. Se sabe a ciencia cierta que en la naturaleza los materiales no son continuos, ya que existen imperfecciones o huecos entre sus átomos.

Evitando dicha salvedad, la Mecánica de los Medios Continuos idealiza los problemas para llevarlos al campo matemático, y así poder obtener soluciones teóricas mediante ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento del material.

La resolución manual de dichas ecuaciones diferenciales, apoyadas en unas condiciones de contorno impuestas, quedan limitadas para problemas con geometrías sencillas que conlleven unas ecuaciones simples. Para abordar un problema con una geometría no sencilla, se debe de llevar a cabo una discretización de la geometría. Dicha discretización, se realiza creando una variable de campo representada por N puntos llamados nodos y formando una malla. En cada nodo se fuerza el cumplimiento de las ecuaciones diferenciales mientras que el resto de los puntos extrapolan los resultados de los nodos.

El trato matemático de los nodos no es directamente con las ecuaciones diferenciales, sino que se transforman a su versión integral de tipo energía (pe. Teorema de los Trabajos Virtuales).

Para el problema elástico, los pasos a seguir para la implementación del método de los elementos finitos serían: [5]

- Realizar la discretización del modelo, sustituyendo el dominio continuo por uno discreto que reproduce de forma aproximada o exacta al modelo original
- Se definen unas expresiones concretas para las variables de campo  $N_i$ .
- Se realiza el cálculo de las matrices elementales  $k_{ij}$ , las cuales dependerán de las propiedades del material y de las derivadas de  $N_i$ , las cuales dependen de las coordenadas de los nodos.
- Se ensamblan las matrices elementales para obtener una matriz de rigidez global K.
- Se calcula el vector de cargas. Al igual que con la matriz de rigidez, esta se realiza para cada elemento utilizando las funciones de forma  $N_i$  y ensamblando los resultados.
- Se aplican las condiciones de contorno en desplazamiento, eliminando los movimientos de sólido rígido. Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} K_{LL} & K_{LC} \\ K_{CL} & K_{CC} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_L \\ U_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_L \\ F_C \end{Bmatrix}$$

Donde K representa la rigidez, U los desplazamientos y F las fuerzas. Los subíndices C y L significan que el valor de la magnitud es conocido o libre respectivamente.

- Se resuelve el sistema de ecuaciones para obtener el valor de las incógnitas.
- A raíz de los resultados obtenidos y con las ecuaciones básicas de la elasticidad, se podría obtener el valor de las deformaciones ( $\epsilon$ ) y las tensiones ( $\sigma$ ).

### 3.2 Mallado del modelo

En el presente punto, se explicará de qué manera se realizará el modelo de elementos finitos del monocasco, haciendo referencia al mallado que se creará sobre la superficie del modelo, así como los tipos de elementos que formaran dicha malla y sus propiedades. Se comentarán los chequeos que serán necesarios realizar al modelo para certificar la correcta realización de ésta, ya que un fallo sobre la geometría de la malla, podría contaminar los resultados del modelo completo.

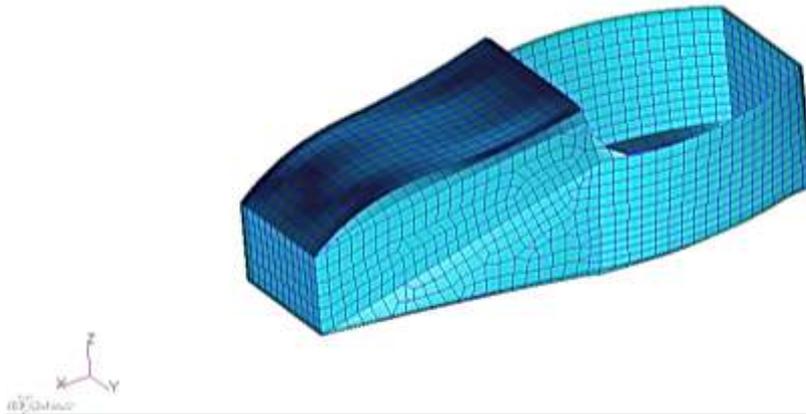


Figura 35: Modelo numérico inicial del modelo del monocasco

El programa de cálculo Nastran-Patran usa unidades consistentes, es decir que no es necesario indicar en que unidad está expresada una magnitud, pero sí que se debe ser consistente con las unidades que se introducen. Las unidades que se usarán serán:

Magnitud	Unidad
Longitud	Milímetro (mm)
Masa	Tonelada (Tn)
Fuerza	Newton (N)
Aceleración	mm/s <sup>2</sup>
Densidad	Tonelada/mm <sup>3</sup>
Tensión	Megapascal (MPa)

Tabla 8: Unidades consistentes

### 3.2.1 Tipos de elementos

#### 3.2.1.1 Elementos placa

Para el mallado de la geometría del modelo, se han empleado dos tipos de elementos placa, denominados CQUAD4 y CTRIA3. Estos tipos de elementos bidimensionales, están formados por un contorno de 4 y 3 nodos respectivamente.

En el presente proyecto, el uso de elementos triangulares se debe a razones geométricas únicamente, ya que su uso siempre debe ser evitado respecto a los elementos tipo cuadrados, principalmente en zonas donde las tensiones varían rápidamente.

La razón por la que evitamos usar los elementos triangulares es que son elementos excesivamente rígidos y dado que se está tratando de obtener los desplazamientos para llegar a las tensiones, las variaciones de forma de los elementos triangulares son más enrevesadas que las que nos proporcionarían un elemento cuadrangular, el cual posee mayor facilidad de deformación lineal. Es decir, mientras un elemento triangular puede únicamente representar un estado constante de tensiones, un elemento cuadrado puede representar estados de variaciones lineales.

A continuación, presentamos las propiedades de ambos elementos:

- **CQUAD4**

Estos son los tipos de elementos que se han usado para modelar las placas que conforman la geometría del monocasco. Como ya se ha mencionado anteriormente, esta tipología de elementos es bidimensional. Debido a que la piel de nuestro monocasco tiene un espesor despreciable frente a las otras dos dimensiones del plano, podemos usar elementos tipo placa frente a los 3D.

En el presente modelo, se van a emplear los elementos tipo CQUAD4 (denominación que le da Nastran-Patran a este tipo de elementos). La principal propiedad de estos elementos es que su sección transversal no es deformable.

Este es el tipo de elemento más usado en Nastran para el modelado de los materiales compuestos, ya que permite modelar placas con condiciones de membrana. Se denomina membrana a una placa delgada sometida a tensiones originadas por fuerzas externas, despreciando las tensiones debidas a la deformación de la flexión.

El lenguaje Nastran para este tipo de elementos, requiere definir las direcciones del material y del elemento. Las primeras definen la dirección de la fibra para el ángulo de 0°, mientras que la dirección del elemento, proporciona la salida de resultados del elemento correspondiente. Ambas direcciones deberán de ser comprobadas antes de correr el modelo.

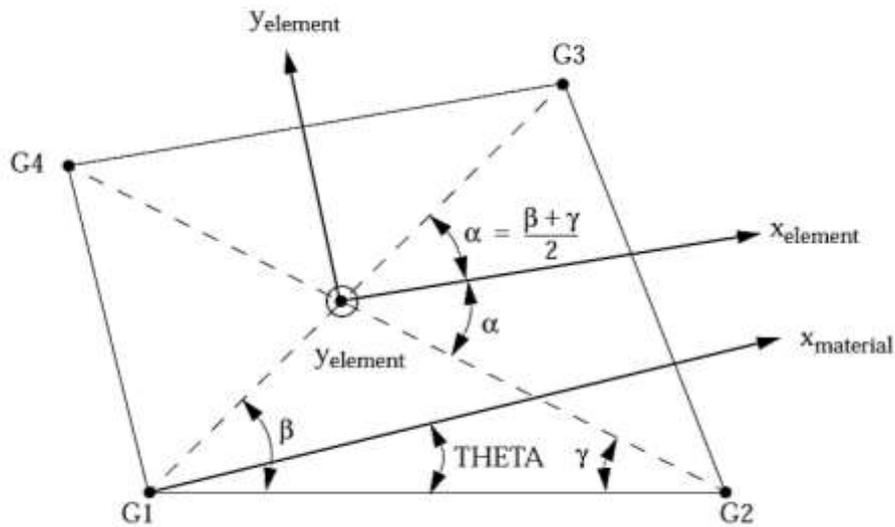


Figura 36: Geometría del elemento CQUAD4 [8]

- **CTRIA3**

Elemento triangular plano isoparamétrico de 3-nodos con acoplamiento opcional de rigidez de membrana y de flexión, basado en la formulación de elementos Shell gruesos de Reissner-Mindlin. Puede ser excesivamente rígido, particularmente trabajando con cargas de membrana. Por tanto, como buena práctica de mallado, se debe evitar usar elementos triangulares en áreas de elevado interés siempre que sea posible. Los elementos CTRIA3 se deben mantener lo más equiláteros posibles, ya que su precisión se degrada rápidamente cuando el triángulo se vuelve obtuso o la relación entre el lado mayor y el menor aumenta.

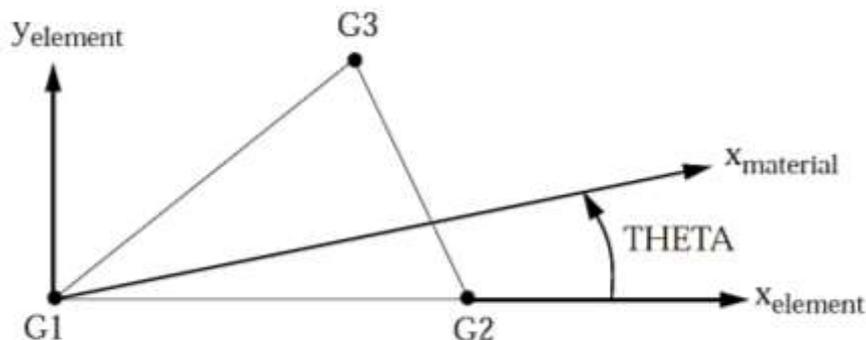


Figura 37: Geometría del elemento CTRIA3 [8]

### 3.2.1.2 Elementos rígidos

- **RBE2**

Elemento rígido que posee un nodo independiente y uno o varios nodos dependientes de este en los grados de libertad que se le pida.

El elemento RBE2, simula una barra de rigidez infinita, ello implica que cualquier desplazamiento o carga aplicada sobre el nodo dependiente, será transferido a los nodos dependientes como si se tratara de un sólido rígido.

En nuestro caso, los elementos rígidos RBE2 son usados para simular las suspensiones y los amortiguadores, trasladando la carga que les entra a estos desde los neumáticos hacia el monocasco. Dicha analogía no sería del todo cierta, ya que en la realidad, las suspensiones poseen una rigidez ante las cargas.

Con la misma finalidad, se colocan elementos rígidos en la zona de la pedalera, siendo en este caso el nodo dependiente el apoyo del pie para el pedal de frenada y los dependientes las uniones de la base de la pedalera al monocasco. También se usan para unir los elementos masa del piloto y el motor al monocasco.

Respecto a los resultados obtenidos en los elementos ligados a los nodos dependientes, puede ocurrir que no sean fiables, aunque esto dependerá de la geometría del modelo. Para el presente caso, es recomendable observarlos a un par de elementos de distancia, debido a que estos pueden introducir singularidades en los resultados, aunque en principio se debería estudiar cada caso minuciosamente.

### 3.2.1.3 Elementos masa

- **CONM2**

El elemento CONM2 es un elemento de masa concentrada de 1-nodo que permite definir tanto los valores de masa como de inercia en las tres direcciones.

Para el caso del monocasco, este elemento es empleado para simular la carga de la masa del piloto y del motor, situando el nodo al que se le asigna la masa, aproximadamente en el centro de gravedad de ambos elementos.

### 3.2.1.4 Elemento barra

- **CBAR**

Se trata de un elemento tipo viga, utilizado para modelar elementos con una dimensión muy superior a las otras dos. Los elementos CBAR transmiten los esfuerzos de tracción, compresión, flexión y torsión al resto de los elementos unidos a sus nodos.

Este tipo de elemento será el que se usa para modelar el entramado de barras trasero.

## 3.2.2 Criterios de mallado

De cara a mejorar los resultados obtenidos en el análisis estructural, se va a realizar un refinamiento de la malla en aquellas zonas que se consideren críticas. El procedimiento normal, dice que se deben extraer unos primeros resultados, y en aquellas zonas donde se producen valores elevados, refinar la malla, realizando este proceso, hasta que los resultados no varíen. En nuestro caso, se adelanta dicho paso, refinando la malla en las zonas principales de entrada de carga (amortiguación y suspensión delantera y trasera) que son las que presentarán problemas principalmente, ahorrando así tiempo de diseño.

Para refinarla, se disminuye el tamaño de los elementos en las proximidades de las zonas críticas, consiguiendo con esto, evitar la contaminación de los resultados en las zonas próximas, debido a posibles singularidades que puedan producirse en el modelo debido al pico de carga introducido por la aplicación de cargas puntuales. La Figura 38 señala las zonas de refinado de la malla.

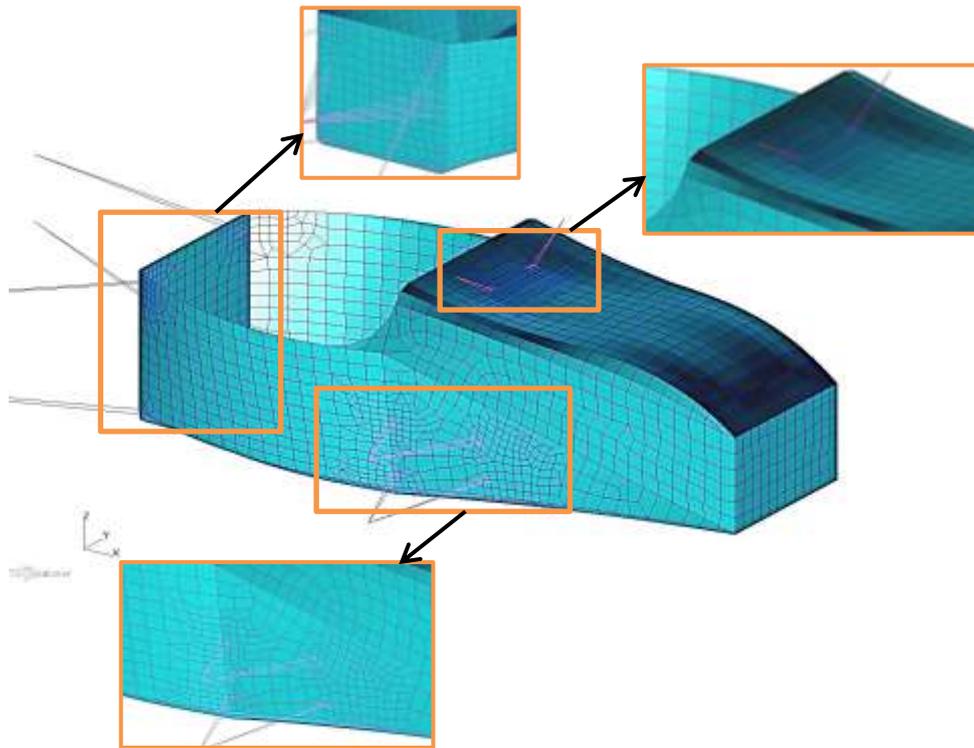


Figura 38: Detalle de las zonas de refinado de la malla

En las imágenes, se pueden ver las zonas sobre las que ha sido aplicado el refinado de la malla, habiendo pasado de tener elementos 40-50mm de lado a tener elementos de 10-15 mm de lado.

### 3.2.3 Chequeos del modelo

Una vez se crea la malla, Patran permite realizar una serie de comprobaciones comunes sobre ellas, las cuales son recomendables realizar siempre ya que pueden evitar fallos sobre los resultados. Las comprobaciones son las siguientes: [6] [7]

- **Borde libres.**

Un borde libre es un borde a través del cual no se transmite carga entre elementos contiguos, de ahí que si tenemos bordes libres no deseados, a la hora de obtener los resultados, es muy posible que existan errores. En la Figura 39 se comprueba como el único borde libre es el de la entrada del cockpit.

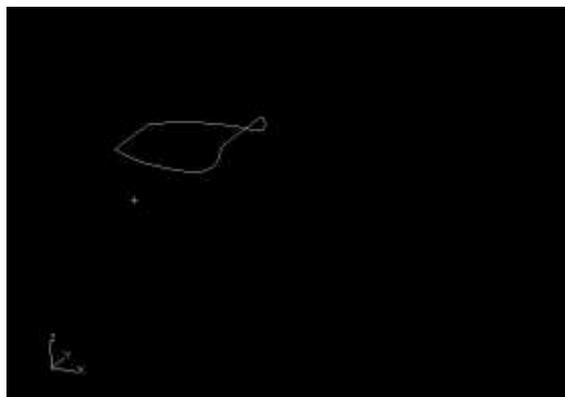


Figura 39: Comprobación de bordes libres

- **Caras libres.**

Con esta comprobación se chequea si falta algún elemento cara en la malla.

- **Normales.**

Comprobamos que las normales de los elementos que forman la estructura del monocasco vayan todas en el mismo sentido. A la hora de introducir laminados o comprobar resultados, el sentido de la normal nos indicará el sentido del sistema de referencia en cada caso.

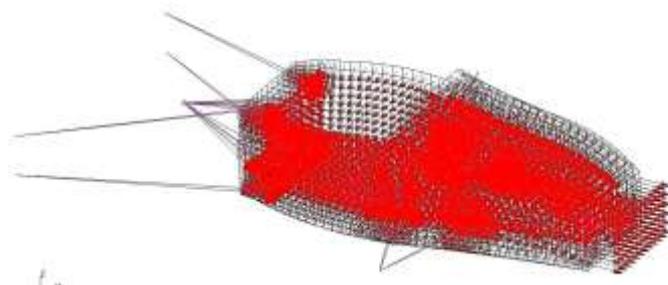


Figura 40: Comprobación de las normales en vista isométrica

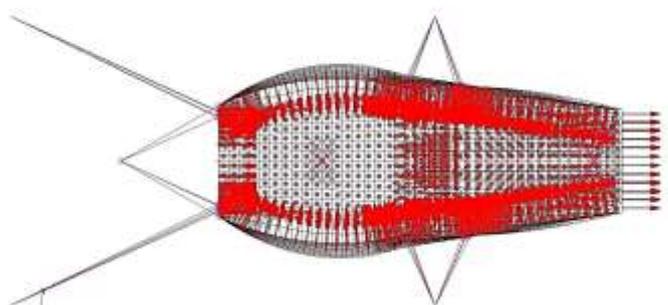


Figura 41: Comprobación de las normales en vista de planta

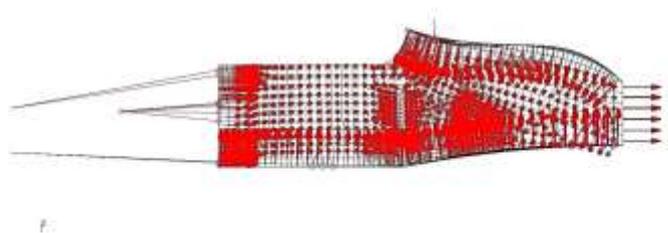


Figura 42: Comprobación de las normales en vista de perfil

- **Elementos duplicados.**

Se comprueba la existencia de dos elementos en la misma ubicación que comparten los nodos.

- **Dirección del material.**

Se comprueba que las direcciones del material concuerdan, para definir la misma dirección de la fibra en los elementos de un mismo plano.

- FBH

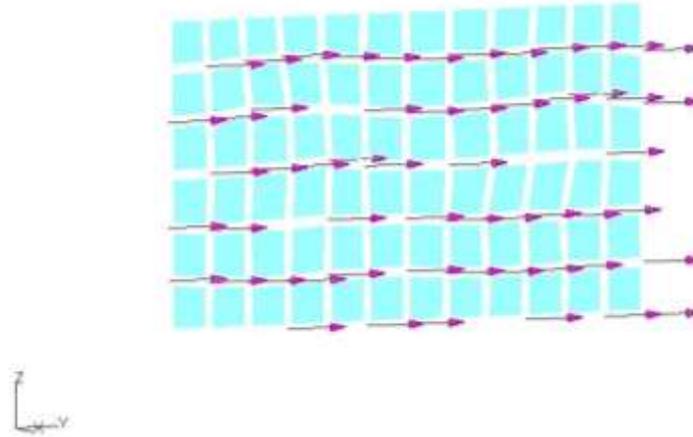


Figura 43: Dirección del material en FBH. Dirección del eje Y

- FBH Support

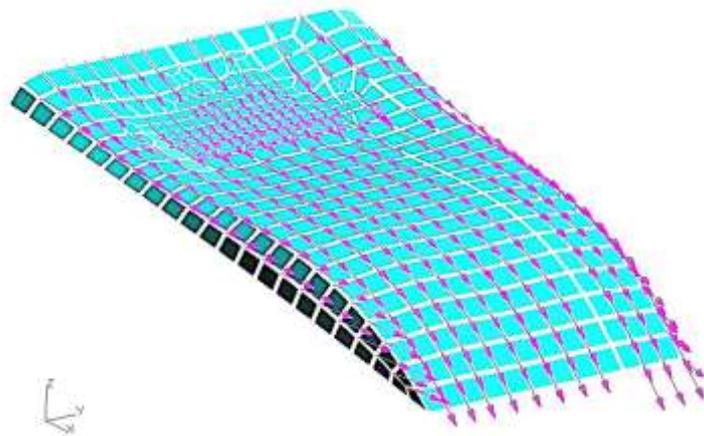


Figura 44: Dirección del material en FBH Support. Dirección del eje X

- Suelo

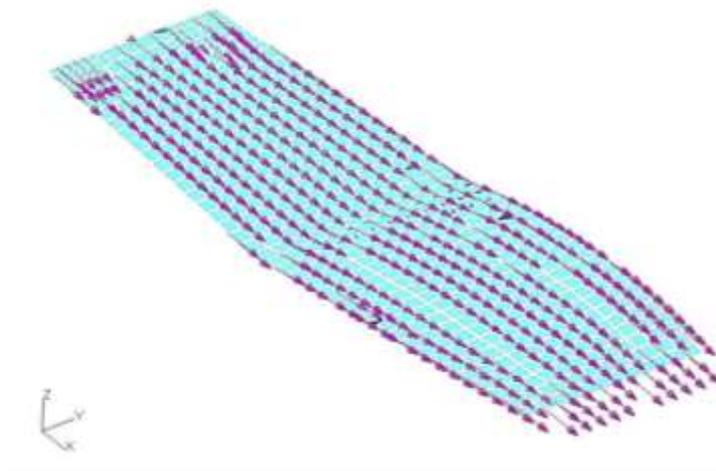


Figura 45: Dirección del material en Suelo. Dirección del eje X

- Side Impact

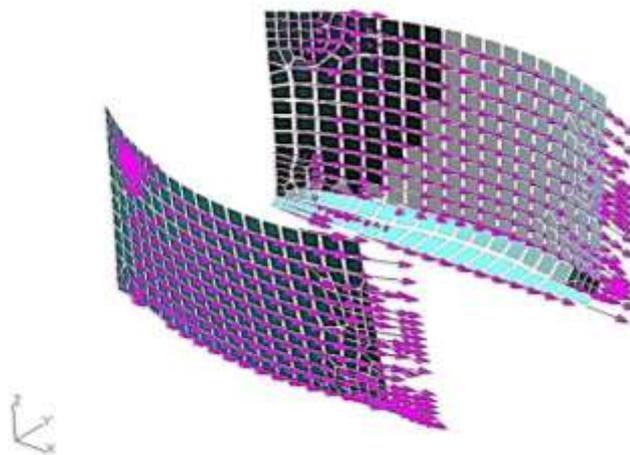


Figura 46: Dirección del material en Side Impact. Dirección del eje X

- Front Side Impact

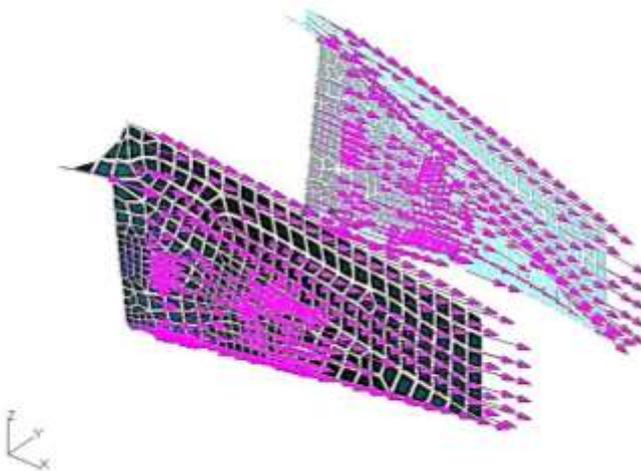


Figura 47: Dirección del material en Front Side Impact. Dirección del eje X

- Rear

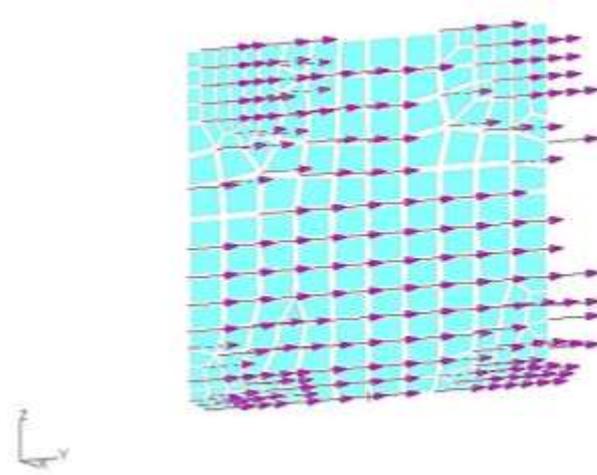


Figura 48: Dirección del material en Rear. Dirección del eje Y

- **Calidad del elemento.**

Por último se presentan las verificaciones relativas a la forma de nuestros elementos. Este método de verificación se basa en el chequeo que deriva a la forma de cuanto nuestros elementos se desvían de su forma óptima:

- Aspect: Mide lo regular que es el elemento para que no tiendan a una línea.
- Warp: Mide la falta de planeidad del elemento.
- Skew: Mide cuanto tiende el elemento a parecerse a una línea o a un rombo deformado.
- Taper: Mide cuanto se va el elemento placa y tiende a parecerse a un triángulo. Si se introdujese un elemento placa de cuatro nodos donde tres estén en línea el modelo no correría.

Criterio de calidad	Elementos erróneos
Aspect	2
Warp	0
Skew	0
Taper	43

Tabla 9: Tabla resumen de calidad de los elementos

Como se puede verificar en la Tabla 9, únicamente 43 elementos de entre los más de 3,000 que tiene el modelo podrían estar fallando. Además, dichos elementos, se encuentran repartidos por toda la geometría, sin interferir entre ellos, por lo que el riesgo de fallo de los resultados es aún menor.

A continuación se muestra la distribución del fallo de los elementos Taper.

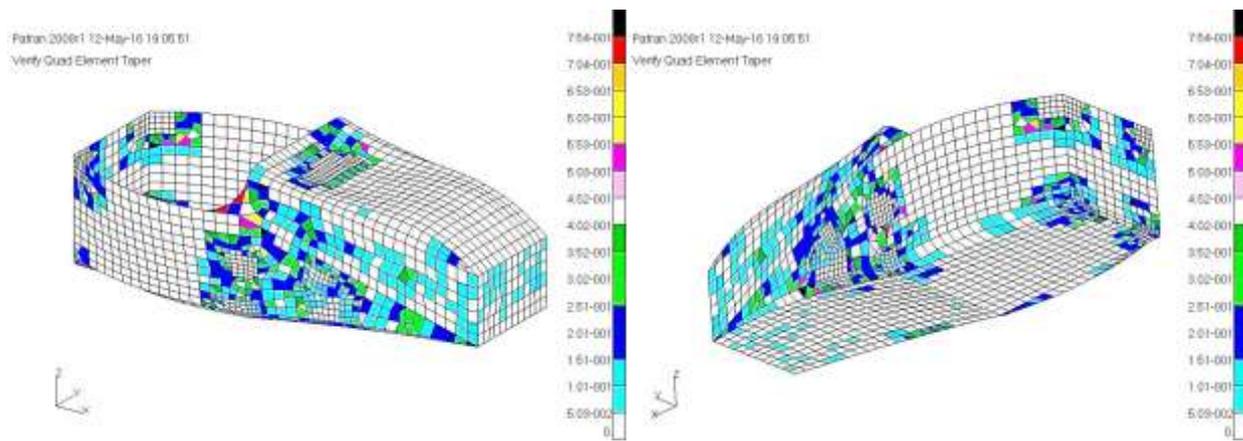


Figura 49: Calidad del elemento según verificación Taper

### 3.3 Materiales aplicados al modelo

Para el diseño y posterior desarrollo del modelo numérico del monocasco, serán utilizados 3 tipos de materiales, los cuales se irán introduciendo o eliminando del modelo, según sea necesario para el análisis. A continuación se muestran las propiedades aplicadas a cada uno de ellos:

- Acero

Magnitud	Abreviatura	Valor
Módulo de Young	E	210 GPa
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0.3
Densidad	$\rho$	7,850 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 10: Propiedades del material acero

- CFRP (Lámina simple con fibras orientadas en una sola dirección)

Magnitud	Abreviatura	Valor
Módulo de Young (Dirección de la fibra)	$E_{11}$	154 GPa
Módulo de Young (Dirección de la matriz)	$E_{22}$	8.5 GPa
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0.35
Módulo de cortadura	$G_{12}$	4.2 MPa
Densidad	$\rho$	1,600 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 11: Propiedades de una lámina unidireccional de CFRP

- Núcleo (Honeycomb):

Magnitud	Abreviatura	Valor
Módulo de Young (Dirección 1)	$E_{11}$	138 MPa
Módulo de Young (Dirección 2)	$E_{22}$	138 MPa
Módulo de cortadura YZ	$G_{YZ}$	220 MPa
Módulo de cortadura ZX	$G_{ZX}$	440 MPa
Densidad	$\rho$	116 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 12: Propiedades del material Núcleo de honeycomb

### 3.4 Casos de carga aplicados

#### 3.4.1 Acciones de situaciones estáticas

Como se ha comentado anteriormente, para el análisis estructural del monocasco, se someterá a la estructura a 5 estados de carga distintos.

En las siguientes imágenes se pueden ver representado en el display de Patran, la orientación de las fuerzas y momentos, los cuales vendrán representados como flechas y dobles flechas respectivamente, así como los puntos de aplicación de cada uno de ellos.

Como se puede ver, las cargas que provienen del contacto de los neumáticos delanteros con el asfalto, han sido aplicadas, por un lado en el punto de unión de los triángulos de suspensión con la mangueta y por otro en el punto de agarre del amortiguador al entramado de barras articuladas que le transmite la carga desde el neumático. Dichos puntos, han sido unidos al monocasco mediante elementos rígidos, siendo el elemento independiente el nodo de aplicación de la carga y los elementos dependientes los nodos del monocasco.

Para la carga del pedal de freno, se actuará de manera similar a los casos anteriores. Ésta se introducirá por medio de un elemento rígido, aplicando la carga en el nodo independiente, que estará situado en el centro del pedal de freno, según la posición en la que está en el modelo de CATIA. Los nodos dependientes se agruparán en cuatro zonas formando un rectángulo, representando los 4 tornillos que unirían la base de la pedalera al suelo del monocasco.

- Aceleración delantera

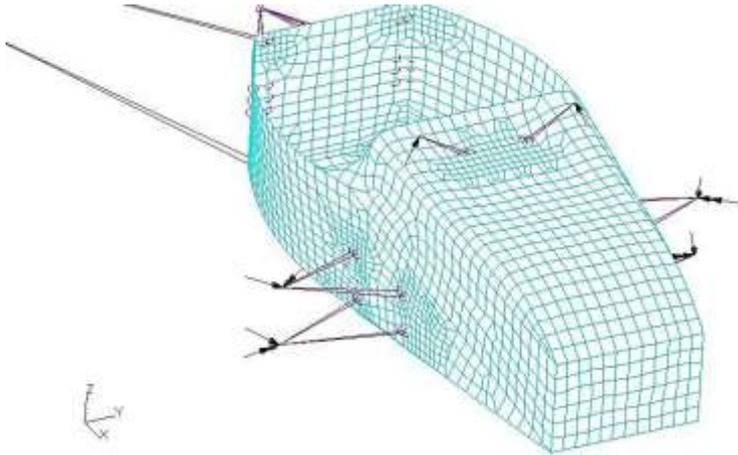


Figura 50: Geometría de las cargas para el caso de aceleración delantera

- Aceleración trasera

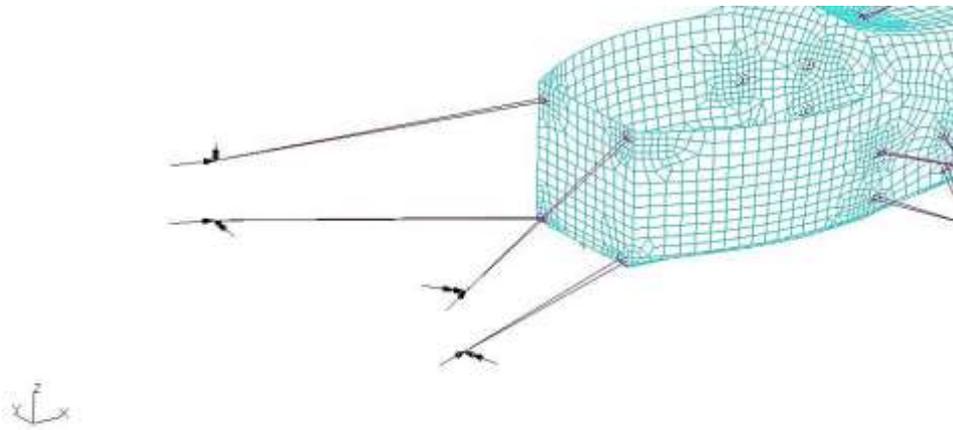


Figura 51: Geometría de las cargas para el caso de aceleración trasera

- Frenada delantera

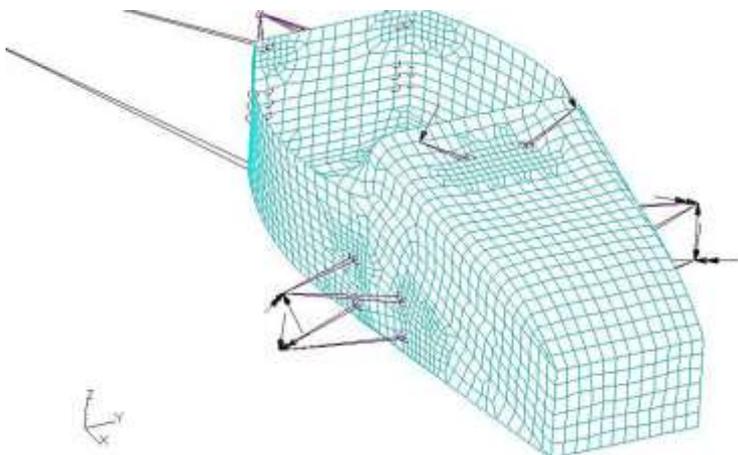


Figura 52: Geometría de las cargas para el caso de frenada delantera

- Frenada trasera

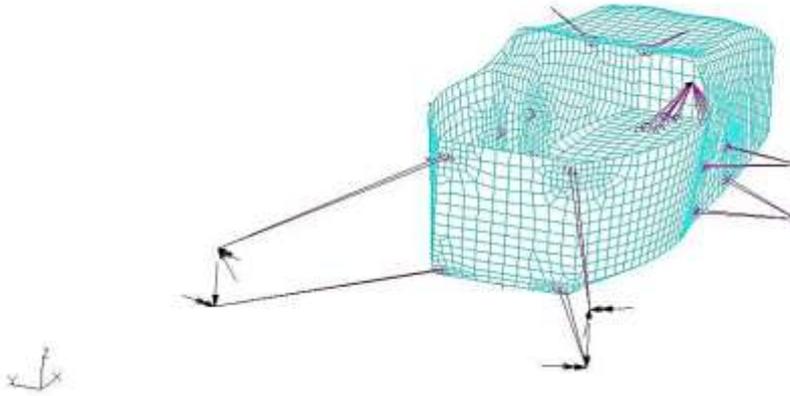


Figura 53: Geometría de las cargas para el caso de frenada trasera

- Curva

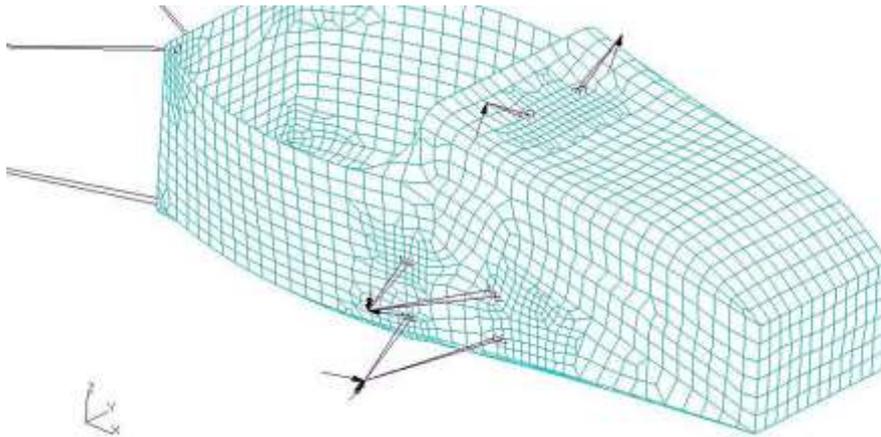


Figura 54: Geometría de las cargas para el caso de curva (Lado derecho)

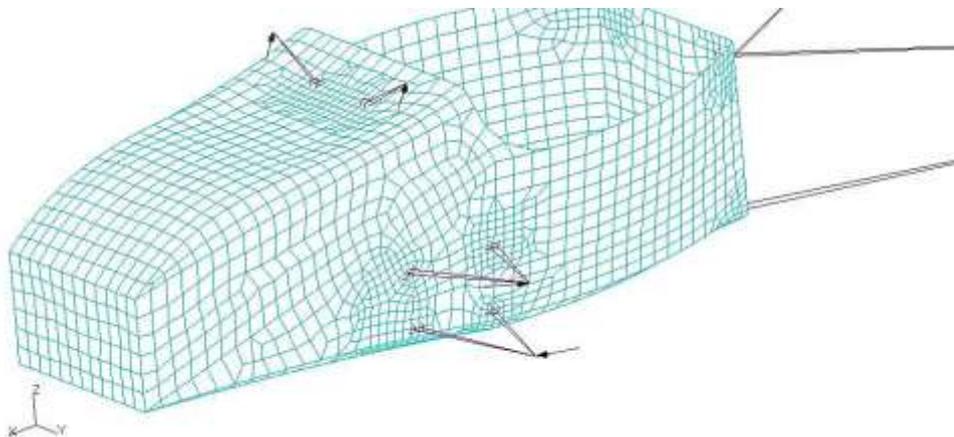


Figura 55: Geometría de las cargas para el caso de curva (Lado izquierdo)

Todos los casos de carga a excepción del de curva, son simétricos respecto al plano medio de simetría del monocasco. Esto se debe a la carga lateral que se produce en la zona de contacto de los neumáticos con el suelo, debido al rozamiento que ocurre para contrarrestar la fuerza centrífuga que aparece en la curva.

Se observa como para los casos de carga de aceleración delantera y frenada delantera, las fuerzas verticales introducidas por los amortiguadores y los momentos aplicados en los triángulos de suspensión tenderán a desplazar el monocasco verticalmente, mientras que en el caso de carga de curva, las cargas no simétricas provocarán que la estructura se flexione lateralmente.

### 3.4.2 Cargas permanentes

Las acciones permanentes serán dos: masa del piloto (80kg) y masa del motor (70kg).

Para ambos casos, la carga será aplicada como un nodo de masa concentrada, con la ayuda del elemento masa. Dicho nodo, estará aproximadamente situado en el centro de masa del motor y del piloto. El cdg del piloto viene dado por el CATIA, mientras que el cdg del motor fue calculado mediante un ensayo experimental. A partir del cdg de ambos elementos se crean los elementos rígidos, siendo los elementos masa los nodos independientes y los nodos dependientes aquellos por los que se introduciría la carga. El valor de la gravedad que se le aplica a ambas masas será de  $9.8 \text{ m/s}^2$ .

Ambas configuraciones de carga se tendrán en cuenta para todos los análisis excepto para el del ensayo de torsión.

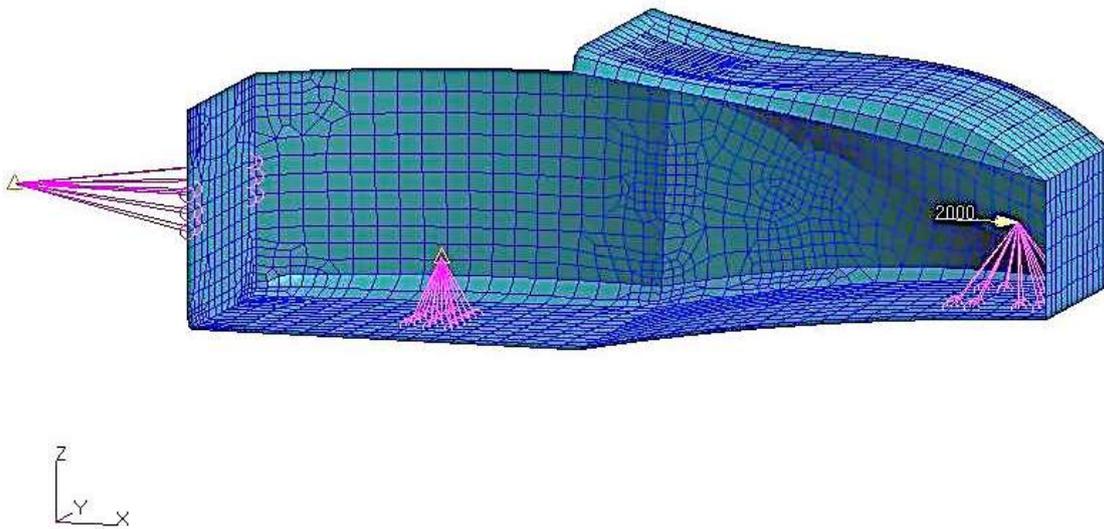


Figura 56: De izquierda a derecha: Masa del motor, masa del piloto, fuerza de frenada.

### 3.5 Condiciones de contorno

Al igual que el valor y las posiciones de aplicación de carga sobre la estructura tienen una influencia vital en el comportamiento de la estructura, las condiciones de contorno que apliquemos afectará igualmente al comportamiento de la estructura.

Las condiciones de contorno clásicas para las estructuras del chasis en la Formula Student, sitúa los

apoyos en los puntos de los triángulos de suspensión. Dependiendo de si se quiere conocer también la influencia de la rigidez de la suspensión, se colocarán los apoyos en los puntos de unión de los triángulos a la rueda.

Debido a que el proyecto solo engloba la parte delantera de la estructura del chasis monocasco, no es posible representar la suspensión trasera; por lo que posicionando esta con las medidas mínimas de distancia entre ejes de la normativa, se colocará un punto en la zona trasera del monocasco que representará los puntos de unión de los triángulos traseros con las ruedas.

Como ya fue descrito, para los análisis se tendrán dos configuraciones de las condiciones de contorno distintas, agarre delantero y agarre trasero. Éstas se usarán en función de si el análisis del modelo numérico se refiere a la parte delantera o a la parte trasera. Los agarres se harán en los mismos nodos independientes que se han creado para la entrada de carga en casos dinámicos, es decir, los puntos de agarre de la suspensión a la mangueta. Dicho agarre restringe todos los grados de libertad a los nodos independientes, es decir que las condiciones de contorno para todos los casos serán de empotramiento.

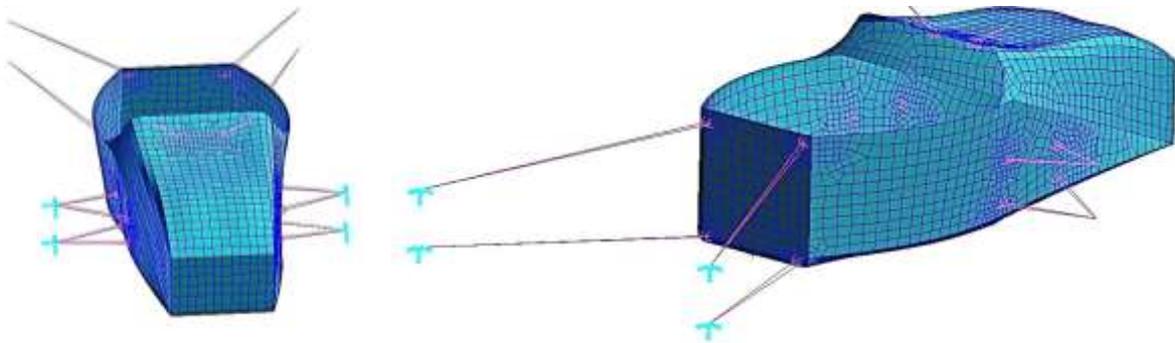


Figura 57: Condiciones de contorno con apoyos delanteros (izquierda) y apoyos traseros (derecha)

# 4 ESTUDIO Y OPTIMIZACIÓN DEL MONOCASCO.

## ANÁLISIS Y RESULTADOS

### 4.1 Modelo metálico

La definición de un primer laminado en CFRP no es tarea sencilla, y se dificulta cuanto más enrevesadas sean la geometría y las configuraciones de carga, ya que será más difícil prever como trabaja el material en cada zona de la estructura. Es por ello que para definirlo, se hará un primer análisis de las tensiones de Von Mises y de las direcciones de las tensiones principales, suponiendo el acero como material del que estará compuesto la estructura. Podría usarse cualquier material isótropo, ya que lo que interesa es conocer la respuesta del material a las cargas que se le introducen.

Además de conocer la dirección principal de las tensiones en la estructura, también es necesario conocer el número de láminas que serán necesarias para que el monocasco sea apto estructuralmente. En primer lugar, se colocarán espesores de 3 mm en todos los grupos del monocasco y se mejorará según el análisis de las tensiones de Von Mises.

#### 4.1.1 Optimización de espesores

Para comenzar con el análisis de la estructura, se analizarán las tensiones de Von Mises para los casos de carga de aceleración delantera y trasera, frenada delantera y trasera y curva. El objetivo será ir variando los espesores de una manera razonable, hasta que la máxima tensión de Von Mises sea 550 MPa en toda la geometría del monocasco, excepto en los puntos de entrada de carga y su entorno cercano, donde podrán darse valores superiores.

El hecho de que se permita que en los elementos muy próximos a la zona de entrada de carga la tensión sea superior al límite de rotura del material, es debido a que en la realidad, en dichos puntos se colocarían unos elementos denominados inserts. Dichos inserts consisten en pequeñas piezas fabricables en diversos materiales, las cuales irían colocadas en el interior del laminado, con la finalidad de aumentar la resistencia y la rigidez en dichas zonas y absorber las cargas transversales directas para distribuirlas mejor por el monocasco.

Comenzando con un espesor de 3 mm para toda la estructura, se iteró con los espesores del modelo hasta definir unos espesores con los que se obtuviesen resultados que aportarían una primera idea de la magnitud de la rigidez y la resistencia que se necesitará en cada grupo. La Tabla 13 muestra el resultado de los espesores obtenidos.

Grupos	Espesor (mm)
FBH	1
FBH SUPPORT	3.5
SI	4.5
SUELO	2
REAR	4.5
SI FRONT	3.5

Tabla 13: Espesores finales tras el análisis en acero

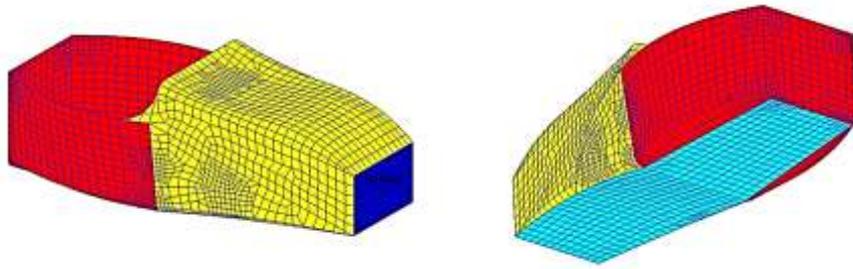


Figura 58: Esquema de los espesores finales del modelo de acero

A continuación se presentan los resultados que se obtienen según el criterio de Von Mises para caso de carga con los espesores definidos.

- Aceleración delantera

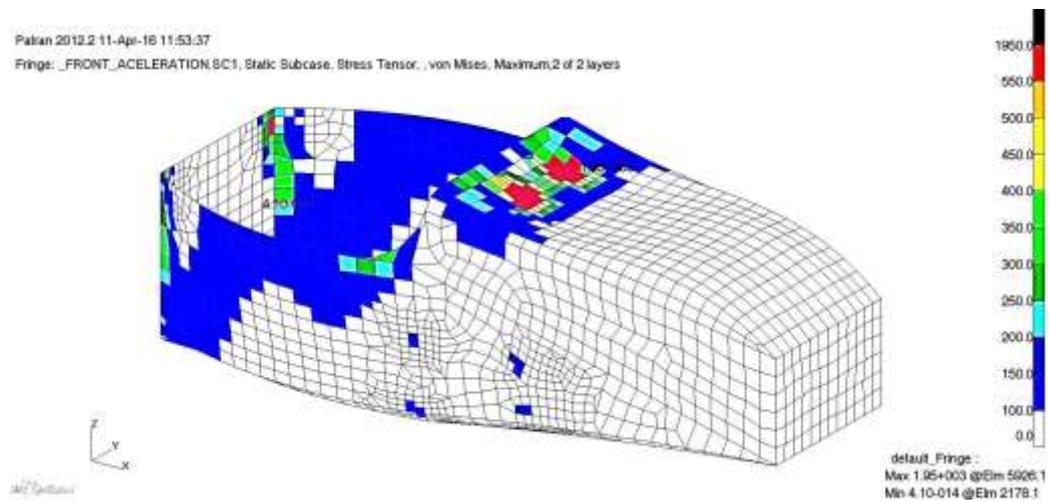


Figura 59: Tensión equivalente de Von Mises en el caso de carga aceleración delantera. Modelo de acero

- Aceleración trasera

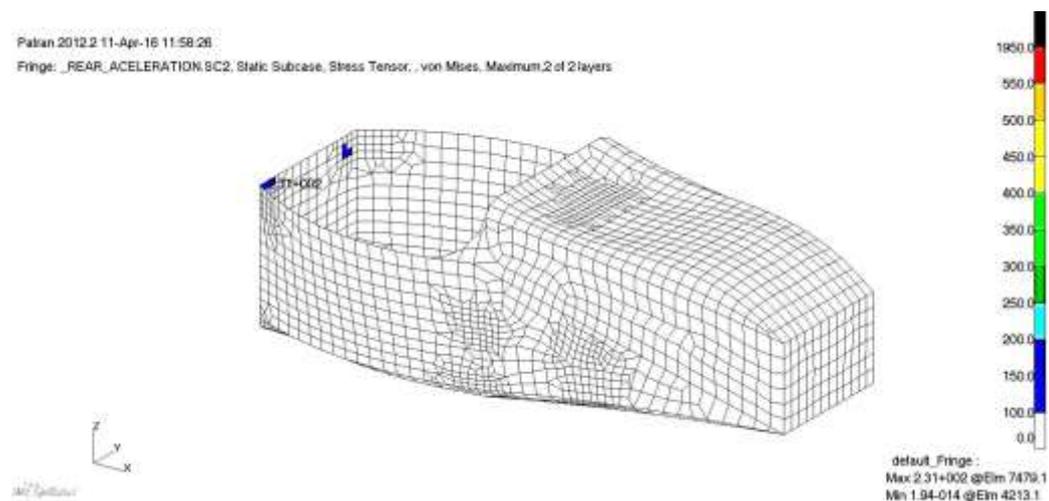


Figura 60: Tensión equivalente de Von Mises en el caso de carga aceleración trasera. Modelo de acero

- Frenada delantera

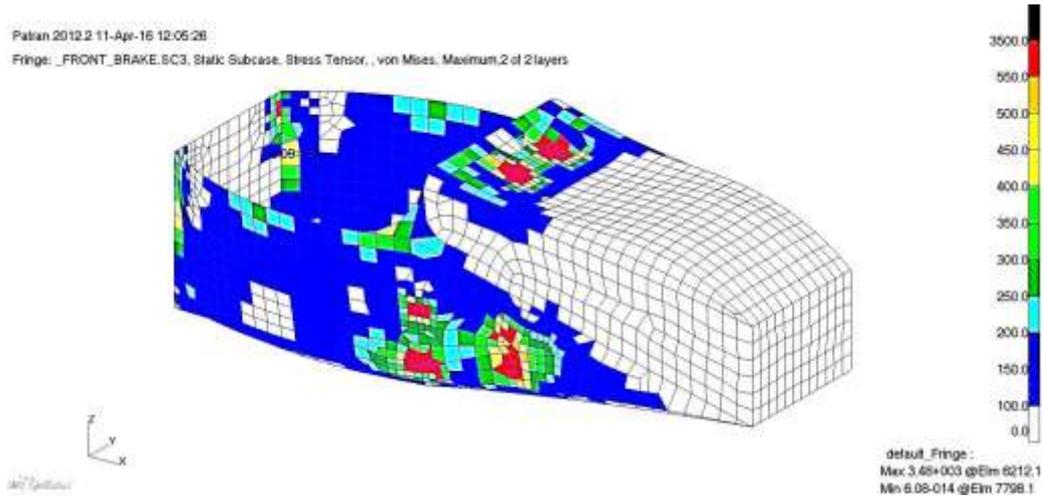


Figura 61: Tensión equivalente de Von Mises en el caso de carga frenada delantera. Modelo de acero

- Frenada trasera

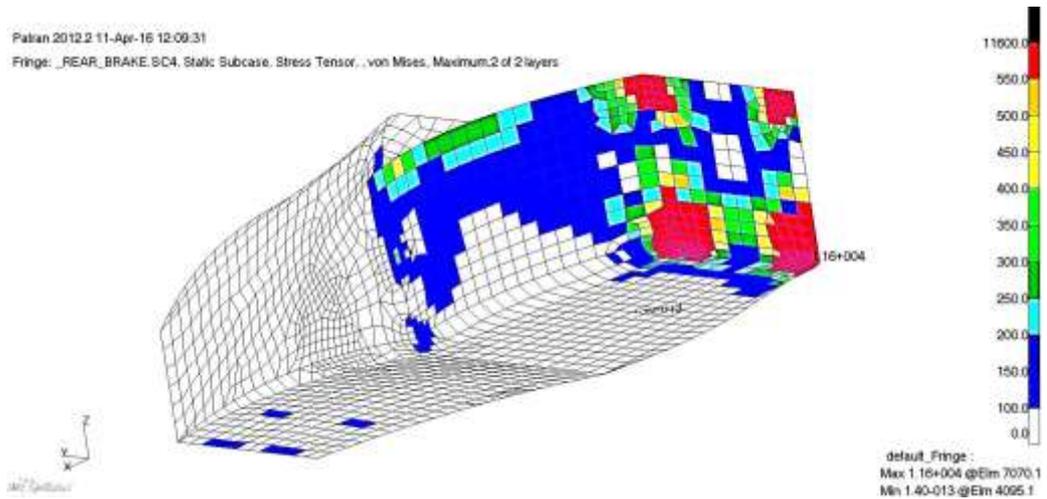


Figura 62: Tensión equivalente de Von Mises en el caso de carga frenada trasera. Modelo de acero

- Curva

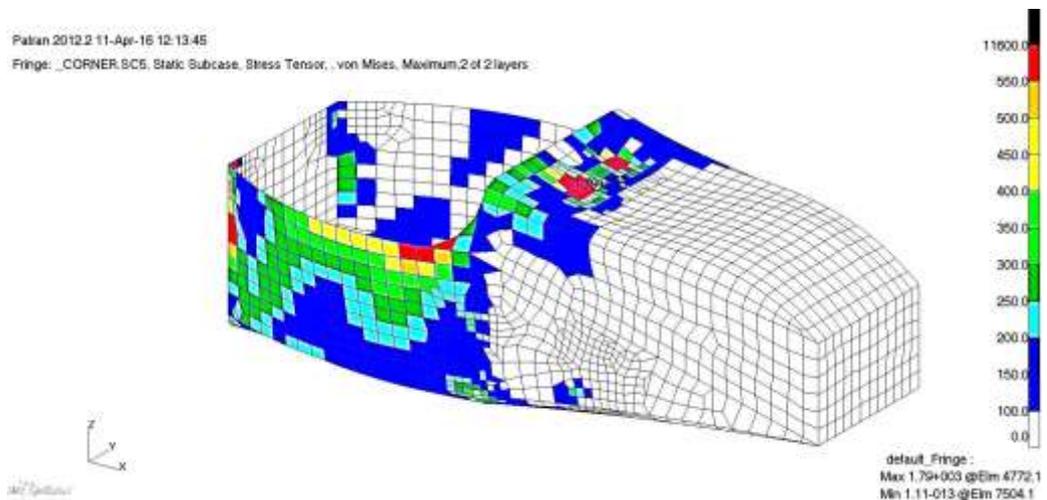


Figura 63: Tensión equivalente de Von Mises en el caso de carga curva. Modelo de acero

Como se puede comprobar analizando las imágenes anteriores, los elementos que superan 550 MPa (pintados en rojo) están situados en la órbita de las conexiones de los elementos rígidos con el monocasco, además en el caso de curva también se supera en el Side Impact derecho. Para las zonas en las que el fallo solo este contenido en la zona de los inserts, se supondrá que no existe fallo, ya que en la práctica dicha zona será lo suficiente rígida para resistir y transmitir las cargas correctamente.

Para el caso de carga de frenada trasera, la tensión de Von Mises máxima que se obtiene en el laminado trasero es excesivamente elevada (11,600 MPa), y se distribuye por una zona muy amplia, por lo que se predice que la estructura fallará en ese punto. Debido a la magnitud de la tensión, haría falta un espesor desproporcionado de acero para llevarlas a un valor aceptable; por ello se esperará a realizar análisis sobre el modelo de CFRP con los inserts, para obtener conclusiones más razonables de porqué se produce un fallo tan grande en esa zona.

La resistencia de la estructura del monocasco ante dichas cargas y la respuesta que tiene ante ellas son fundamentales. Es por ello, que además de realizar un estudio estructural para evitar el colapso del material ante las cargas aplicadas, de igual manera se tendrá en cuenta la deformación que estas cargas provocan en la estructura.

De cara a verificar que el comportamiento del monocasco está siendo el esperado, se obtienen imágenes de los desplazamientos que cada caso de carga provocaría en la estructura.

- Aceleración delantera

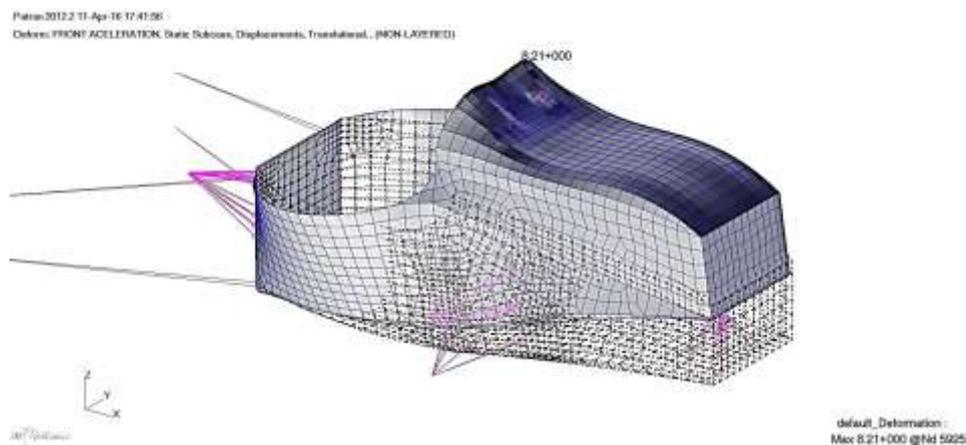


Figura 64: Desplazamientos en el caso de carga aceleración delantera

- Aceleración trasera

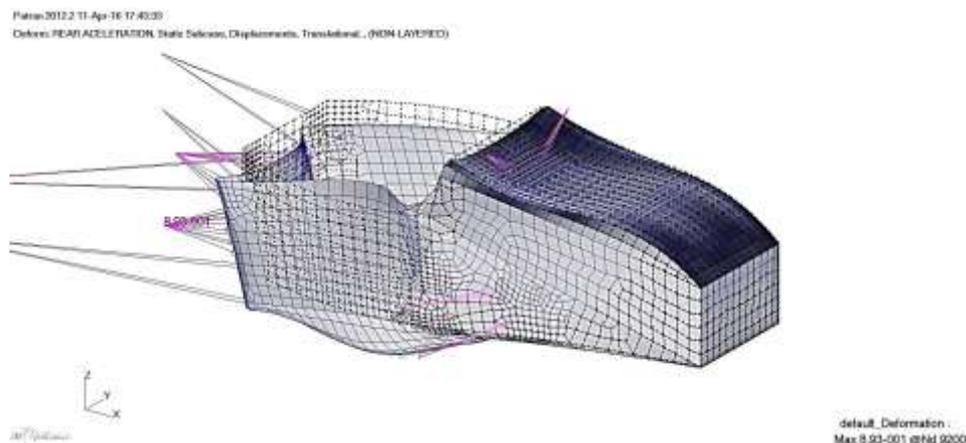


Figura 65: Desplazamientos en el caso de carga aceleración trasera

- Frenada delantera

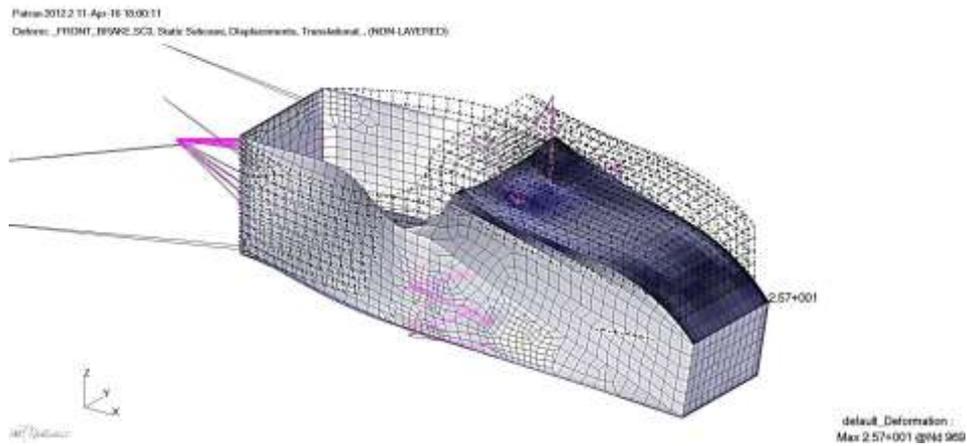


Figura 66: Desplazamientos en el caso de carga frenada delantera

- Frenada trasera

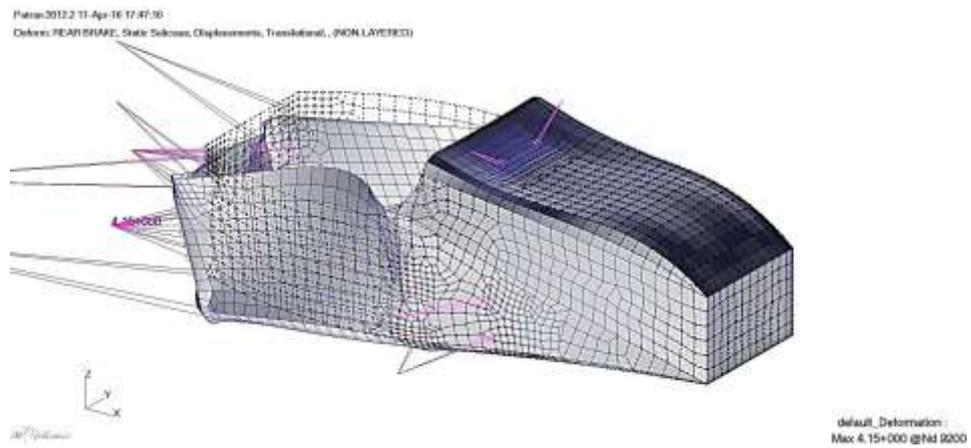


Figura 67: Desplazamientos en el caso de carga frenada trasera

- Curva

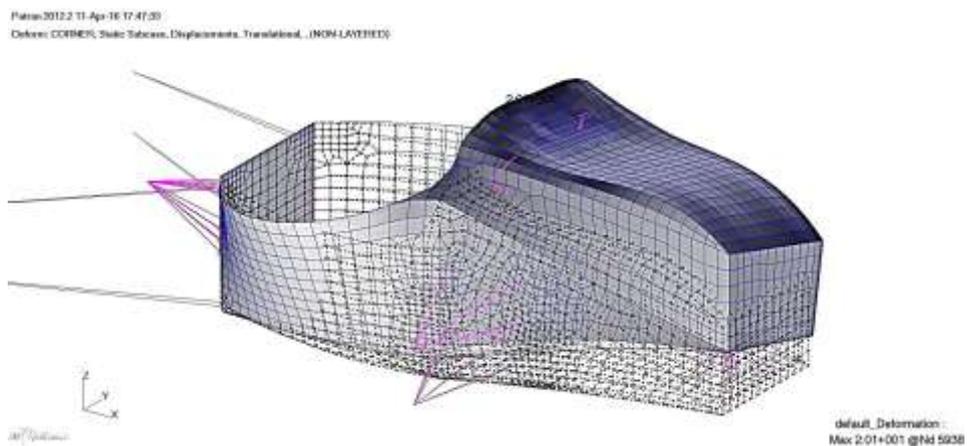


Figura 68: Desplazamientos en el caso de carga curva

Como se puede apreciar en las imágenes, los desplazamientos principales están fundamentados en flexiones longitudinales y transversales, las cuales fueron las previstas al inicio del proyecto, tanto por el análisis de las cargas, como por los modos de deformación principales. Los valores máximos son excesivos para el caso de carga de frenada delantera, debido a una flexión longitudinal del morro excesiva.

Además, se puede verificar que la estructura está trabajando correctamente ya que partiendo de un estado de cargas simétrico con una estructura casi simétrica, se obtienen unos desplazamientos prácticamente similares en cada lado del monocasco.

Recogiendo comentarios anteriores sobre las tensiones en el monocasco y viendo la imagen de los escasos desplazamientos en el caso de aceleración trasera, se podrá corroborar que la influencia dimensionante de dicho caso de carga será prácticamente nula.

#### 4.1.2 Obtención de tensiones principales

Ya con los valores del espesor en cada uno de los grupos, se vuelve a analizar el modelo numérico del monocasco. En esta ocasión, se extraerán las direcciones de las tensiones principales en cada uno de los elementos. Si se observa en el perfil de tensiones, se puede entender a qué tipo de carga está sometido cada parte del monocasco y con ello se puede definir un primer patrón del laminado de CFRP. Las siguientes imágenes muestran para cada uno de los cinco casos de carga (aceleración delantera, aceleración trasera, frenada delantera, frenada trasera y curva) la dirección de la resultante de las tensiones bidimensionales de placa que se da en cada uno de los elementos que forman la malla. A continuación pueden verse dichas direcciones principales.

- Aceleración delantera:

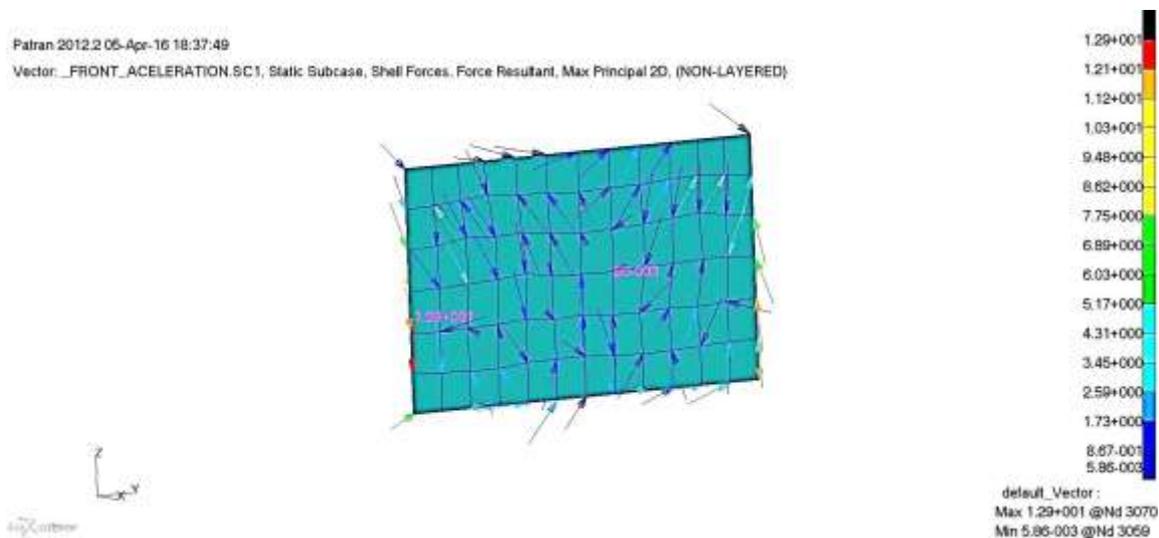


Figura 69: Dirección de las tensiones principales para el FBH en aceleración delantera. Modelo de acero

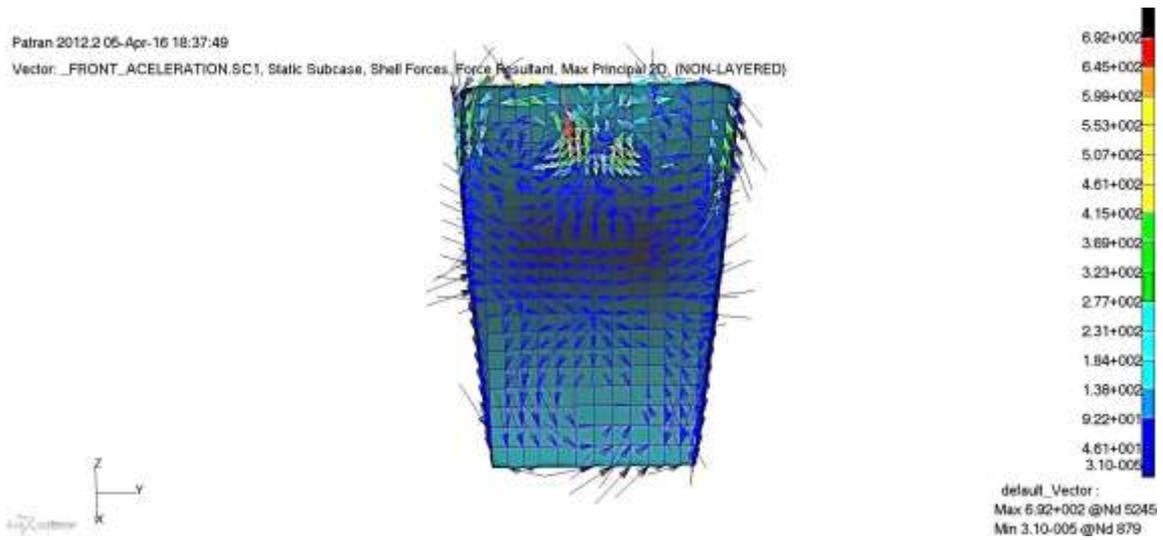


Figura 70: Dirección de las tensiones principales para el FBH Support en aceleración delantera. Modelo de acero

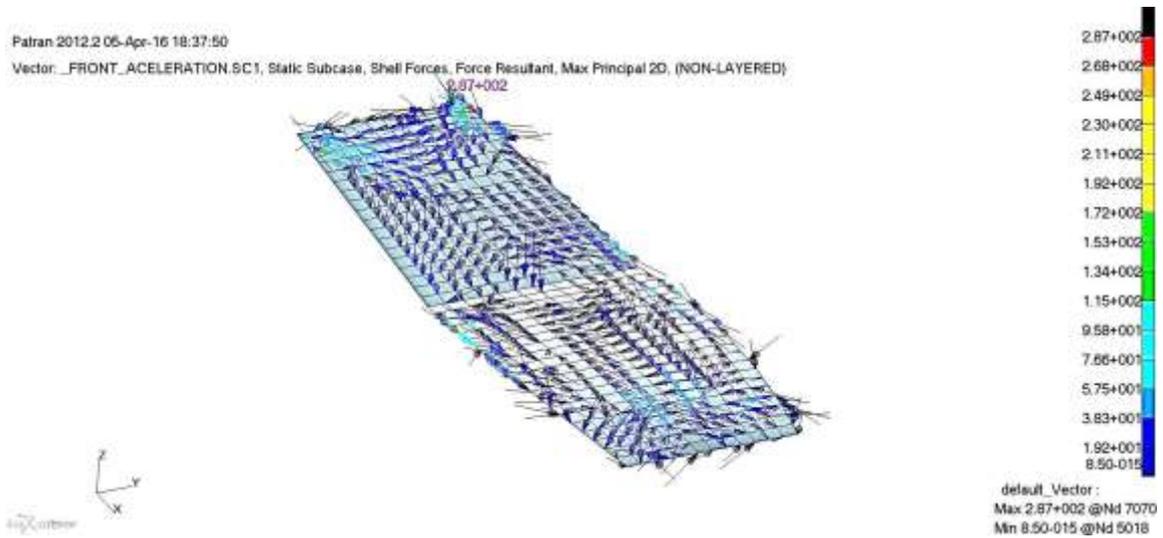


Figura 71: Dirección de las tensiones principales para el suelo en aceleración delantera. Modelo de acero

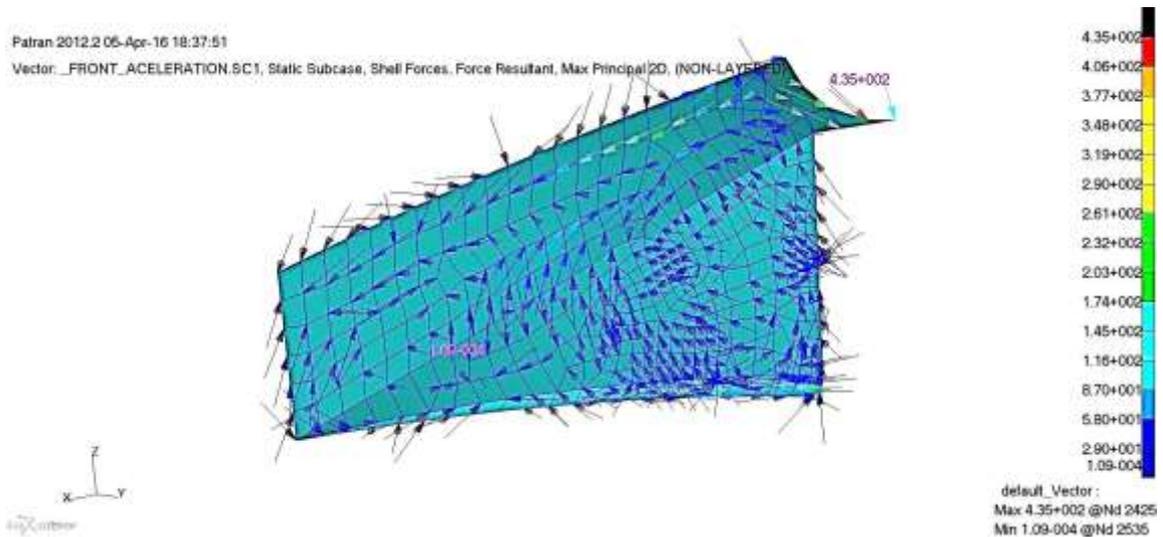


Figura 72: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact izquierdo en aceleración delantera. Modelo de acero

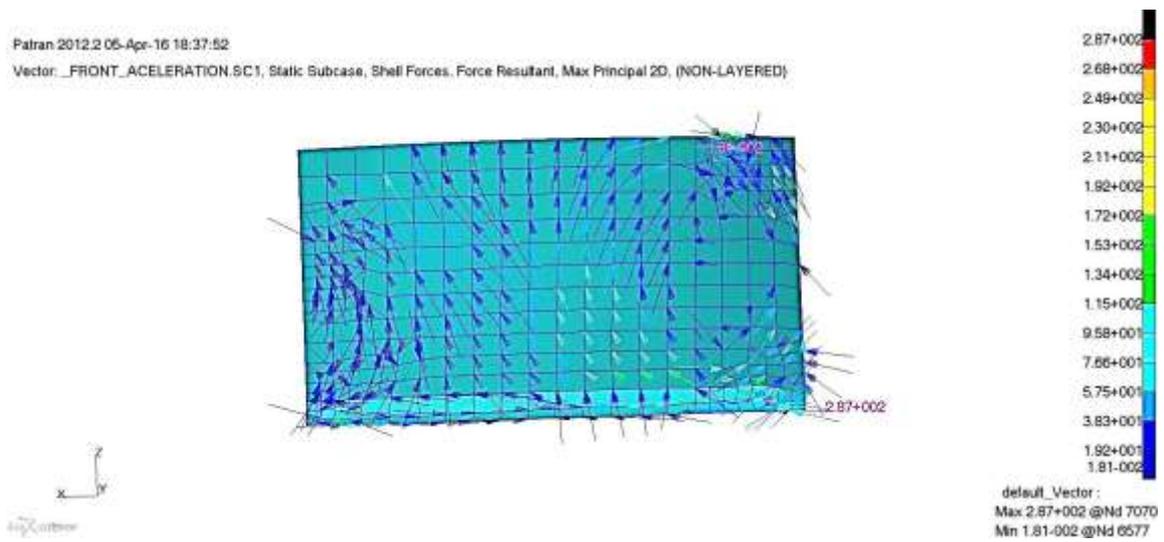


Figura 73: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact izquierdo en aceleración delantera.  
Modelo de acero

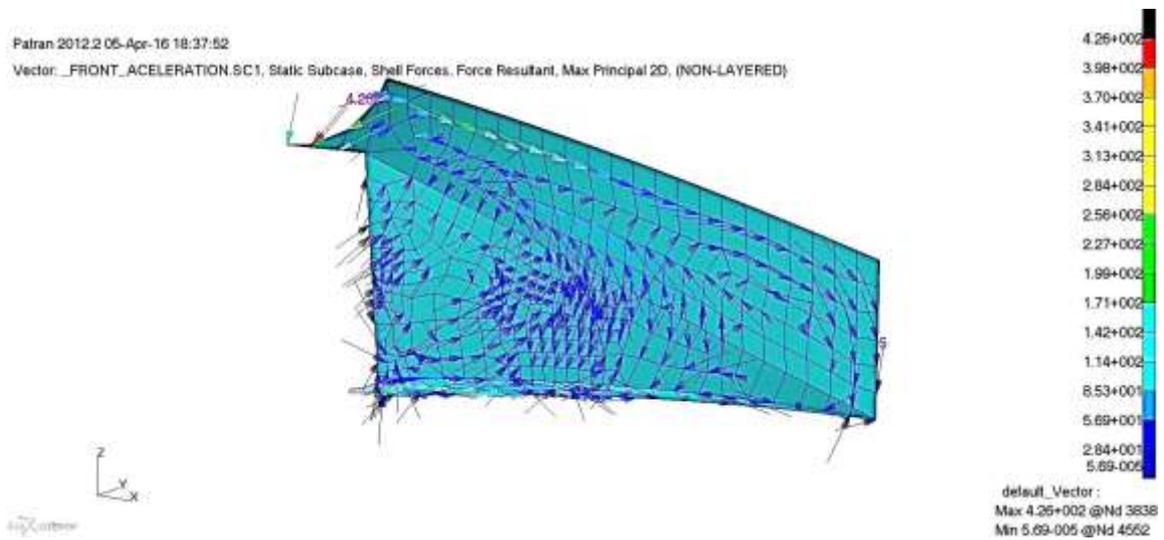


Figura 74: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact derecho en aceleración delantera.  
Modelo de acero

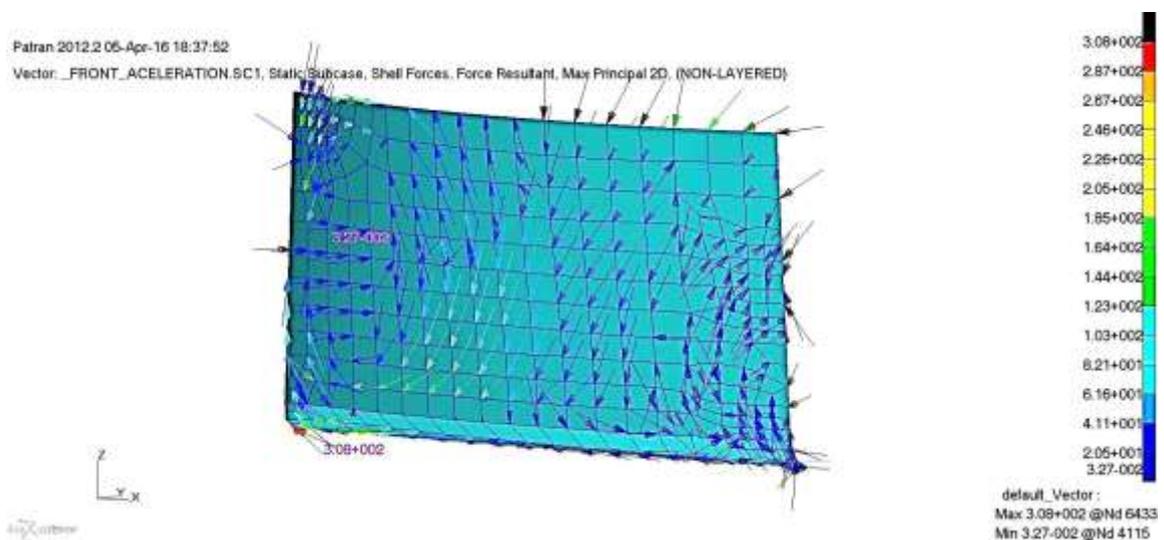


Figura 75: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en aceleración delantera. Modelo de acero

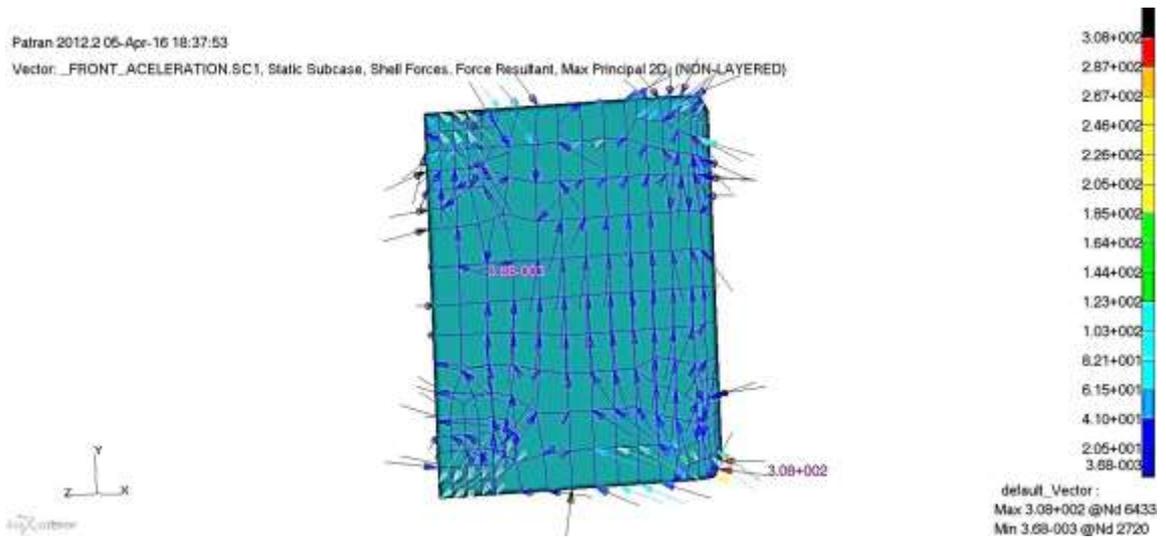


Figura 76: Dirección de las tensiones principales para el Rear en aceleración delantera. Modelo de acero

- Aceleración trasera:

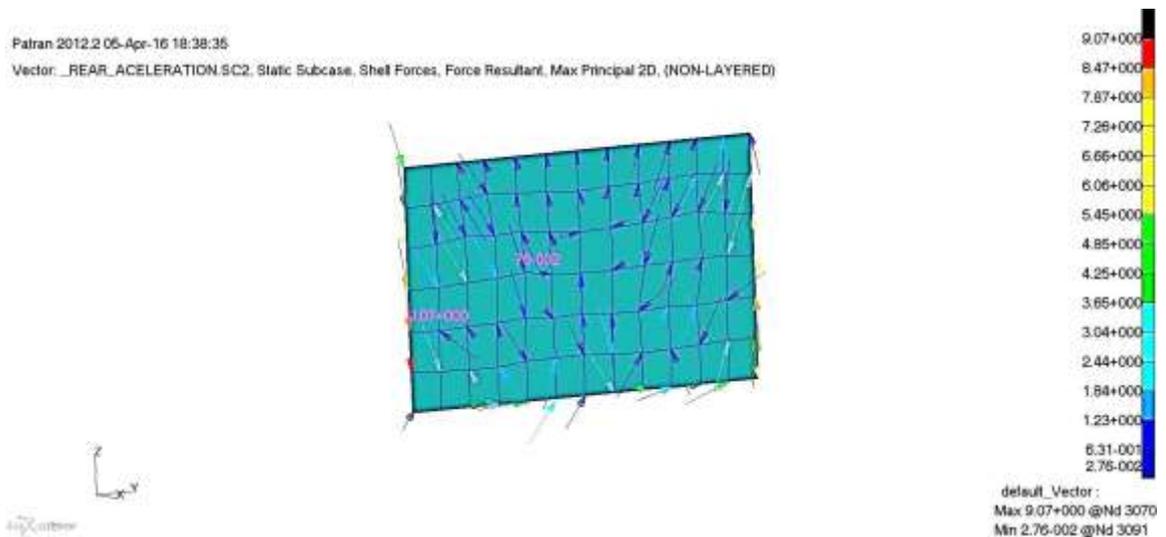


Figura 77: Dirección de las tensiones principales para el FBH en aceleración trasera. Modelo de acero

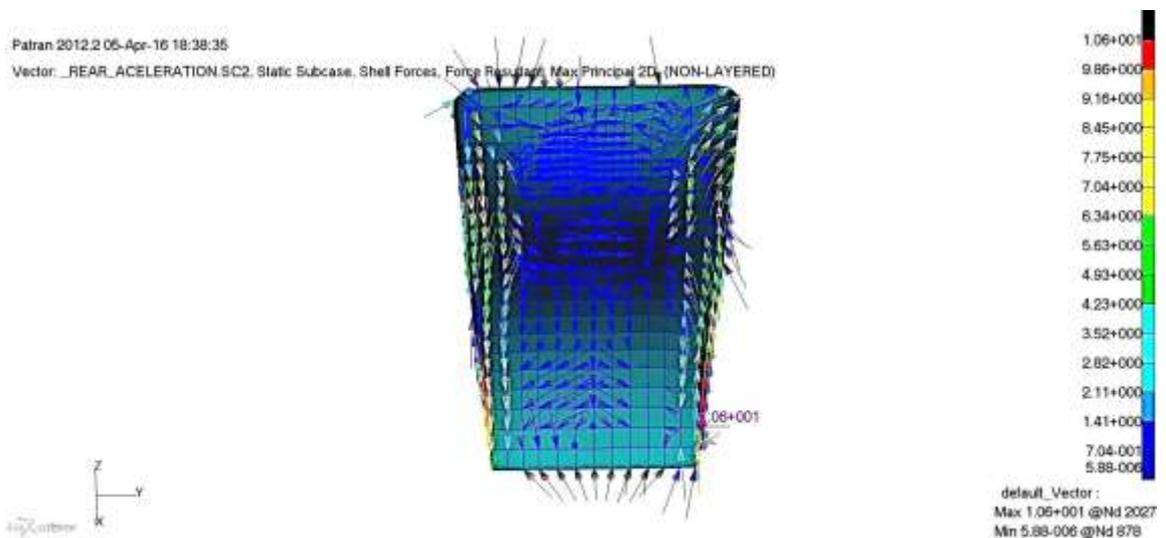


Figura 78: Dirección de las tensiones principales para el FBH Support en aceleración trasera. Modelo de acero

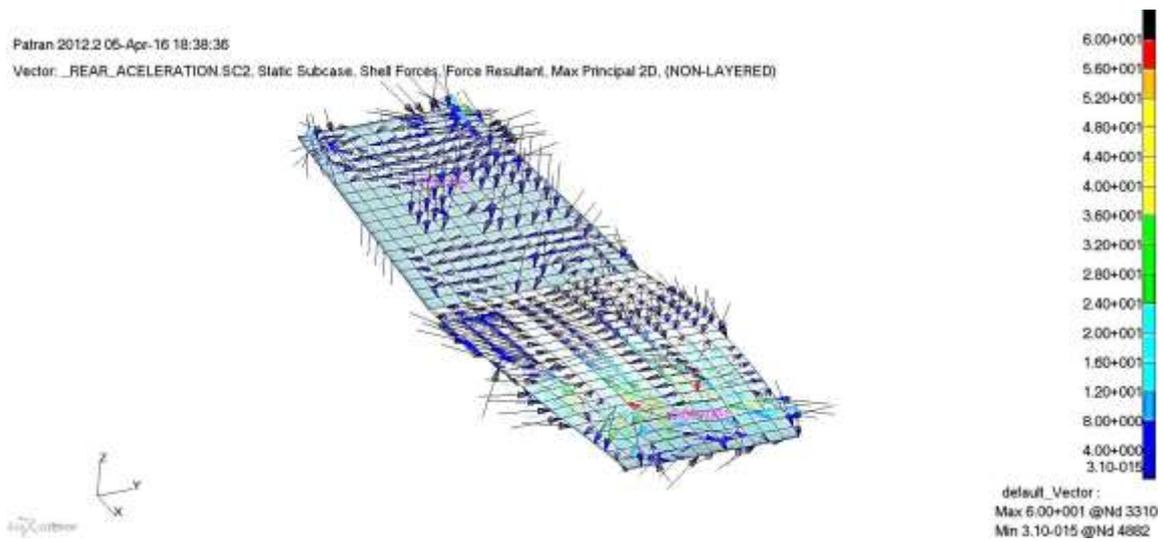


Figura 79: Dirección de las tensiones principales para el suelo en aceleración trasera. Modelo de acero

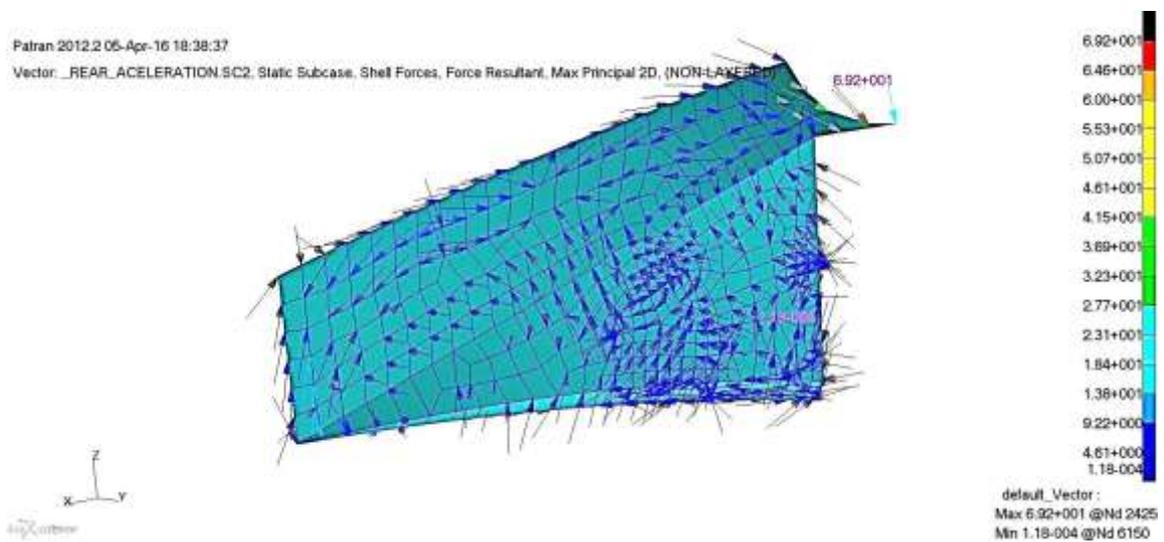


Figura 80: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact izquierdo en aceleración trasera. Modelo de acero

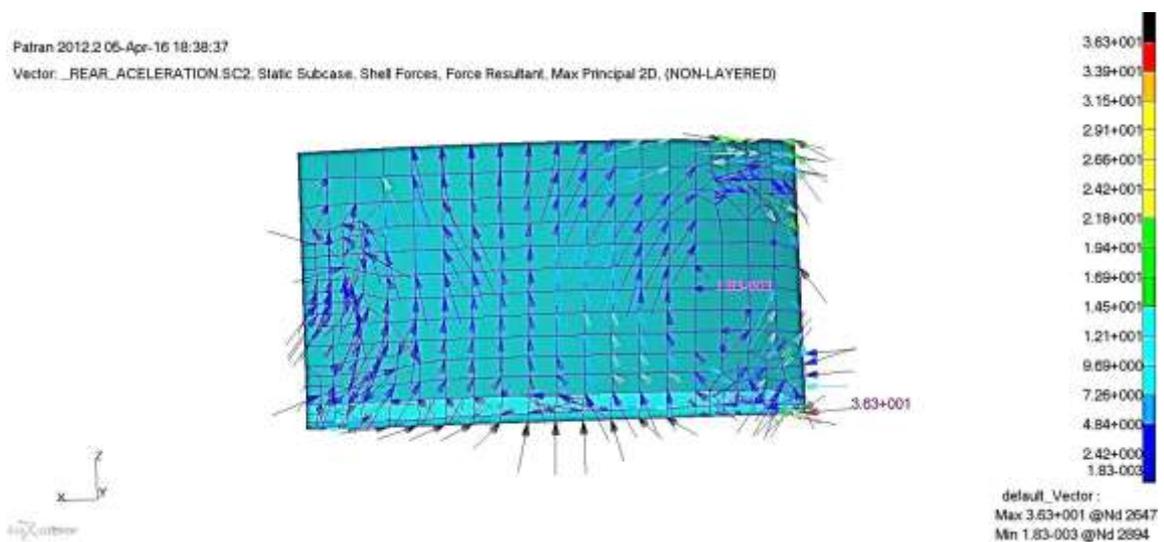


Figura 81: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact izquierdo en aceleración trasera. Modelo de acero

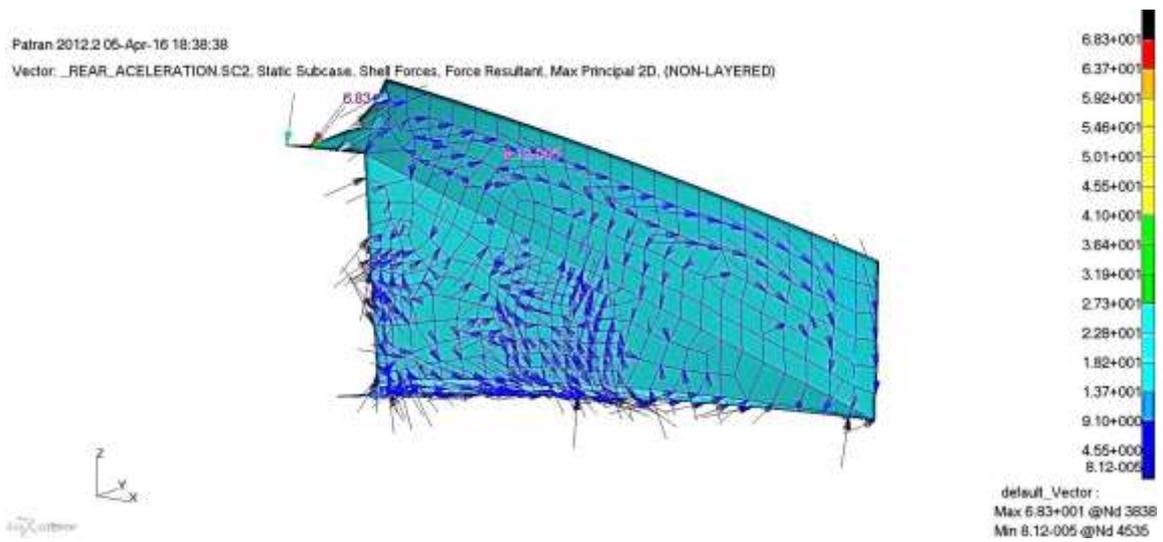


Figura 82: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact derecho en aceleración trasera. Modelo de acero

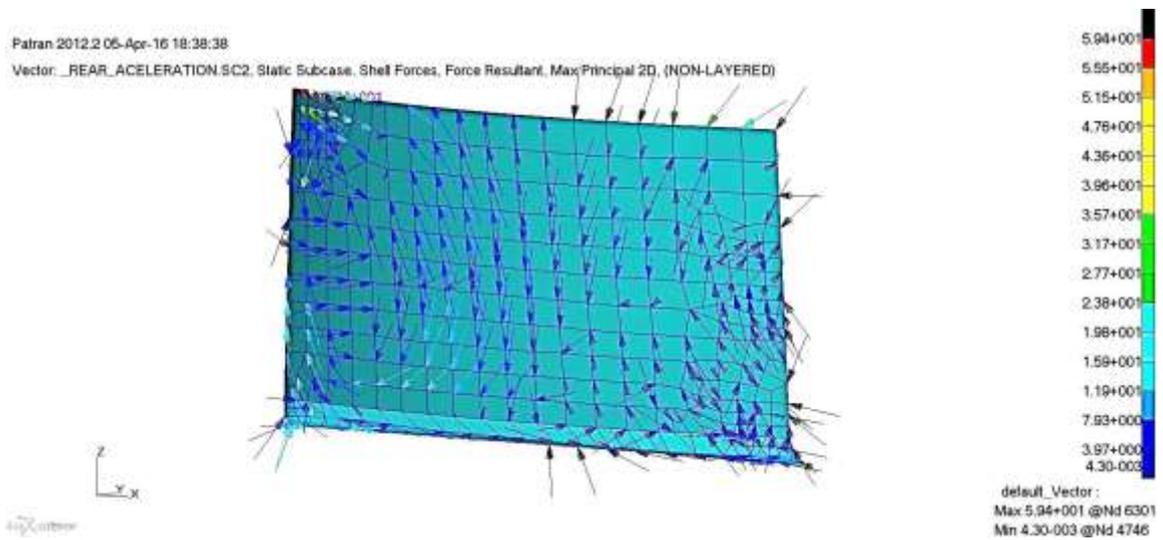


Figura 83: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en aceleración trasera. Modelo de acero

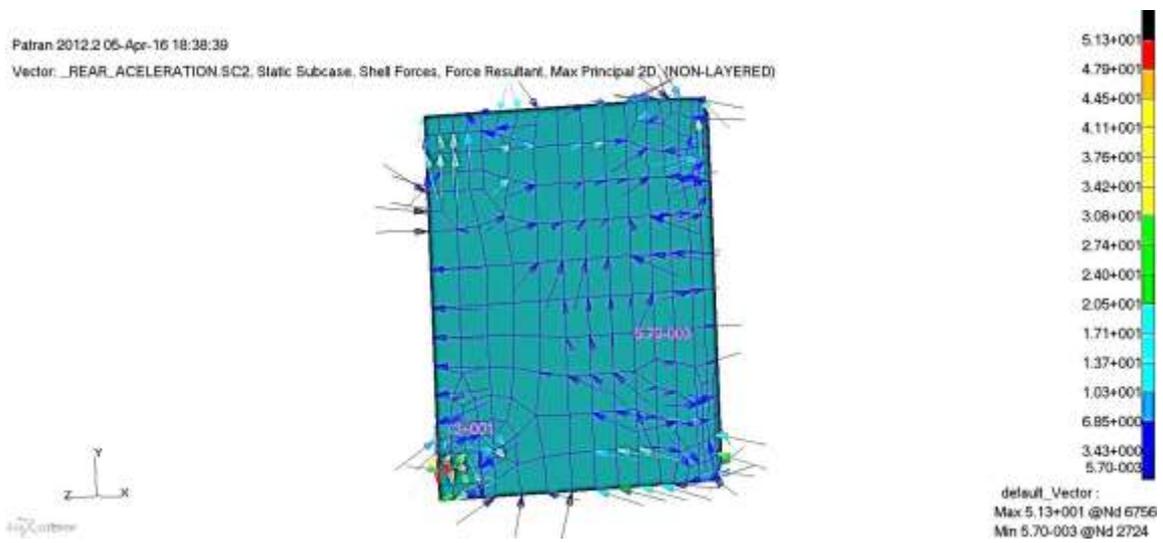


Figura 84: Dirección de las tensiones principales para el Rear en aceleración trasera. Modelo de acero

- Frenada delantera:

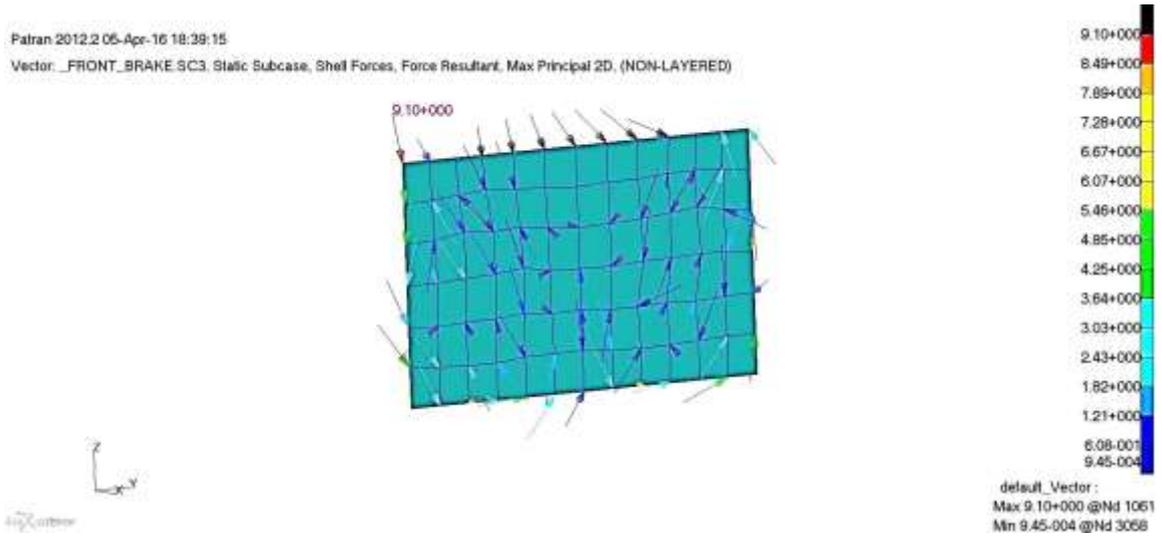


Figura 85: Dirección de las tensiones principales para el FBH en frenada delantera. Modelo de acero

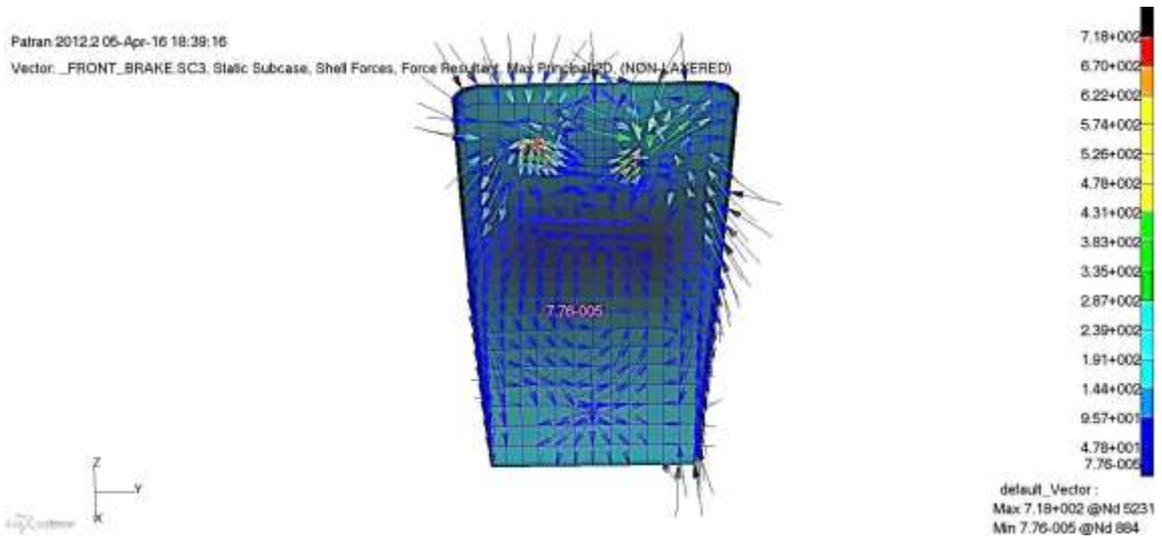


Figura 86: Dirección de las tensiones principales para el FBH Support en frenada delantera. Modelo de acero

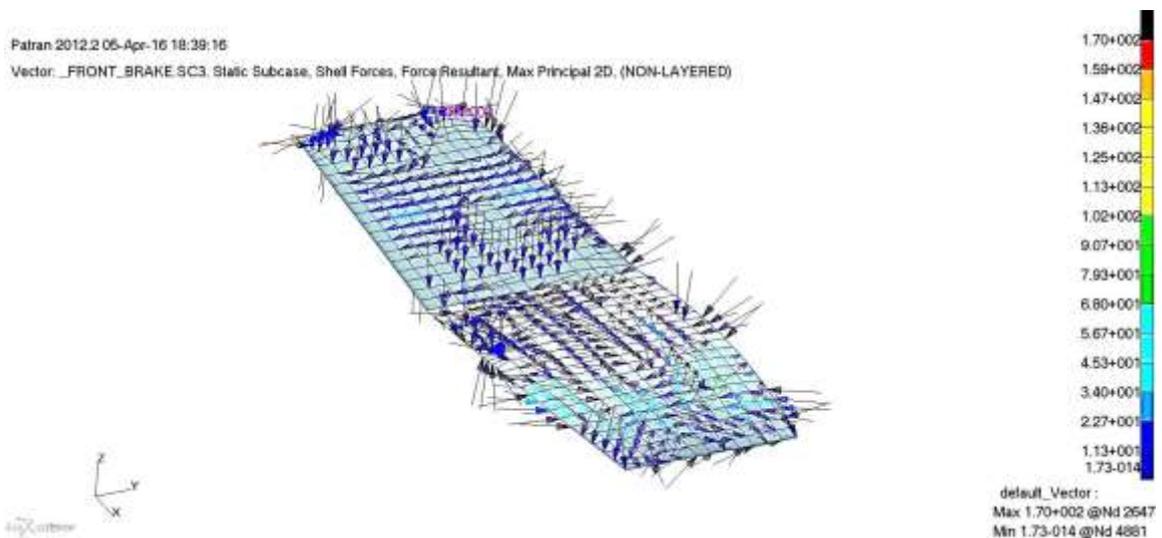


Figura 87: Dirección de las tensiones principales para el suelo en frenada delantera. Modelo de acero

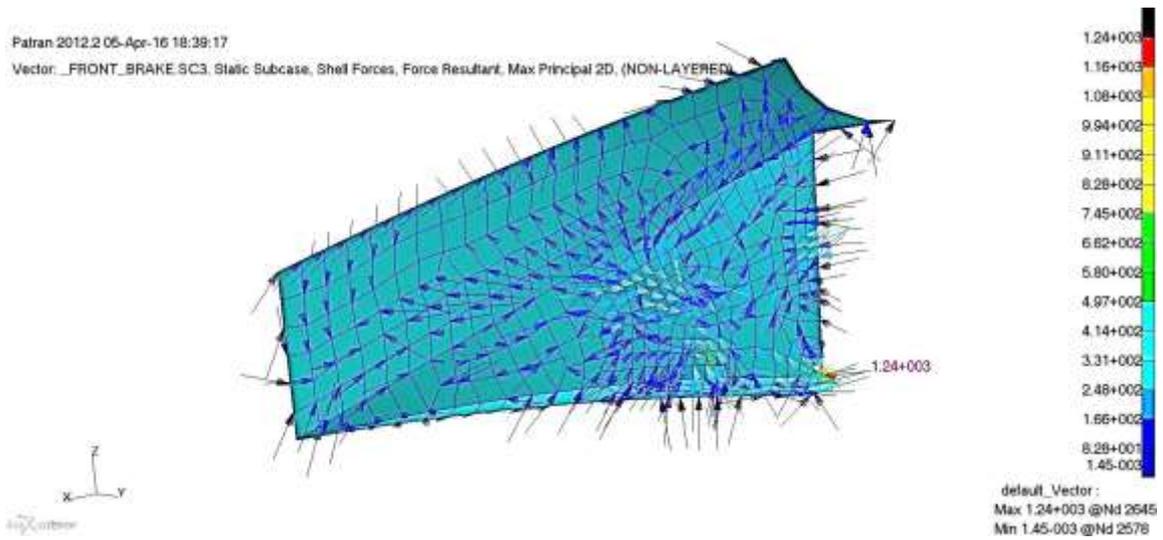


Figura 88: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact izquierdo en frenada delantera. Modelo de acero

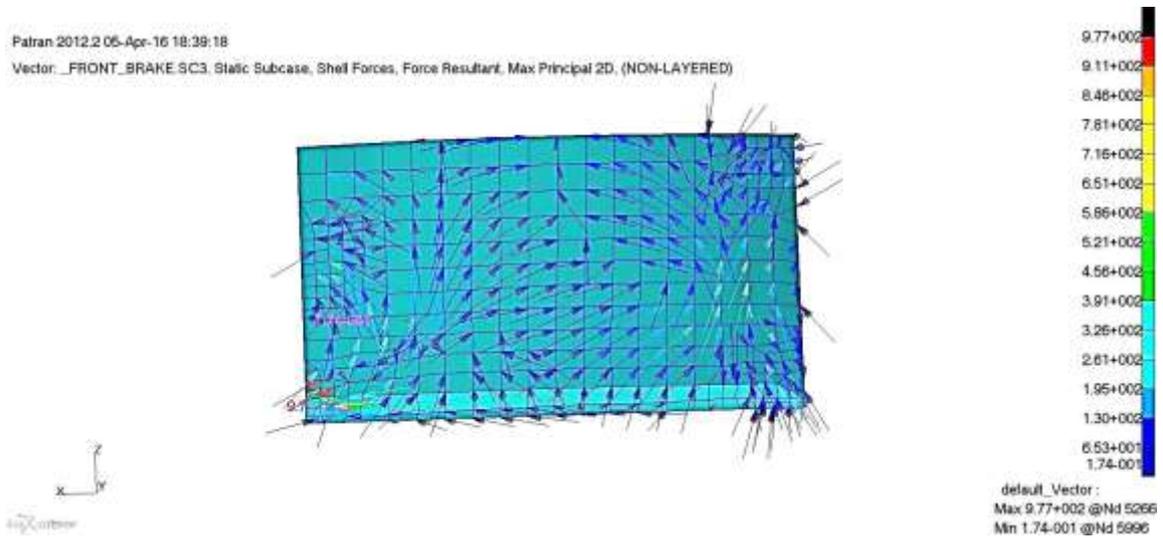


Figura 89: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact izquierdo en frenada delantera. Modelo de acero

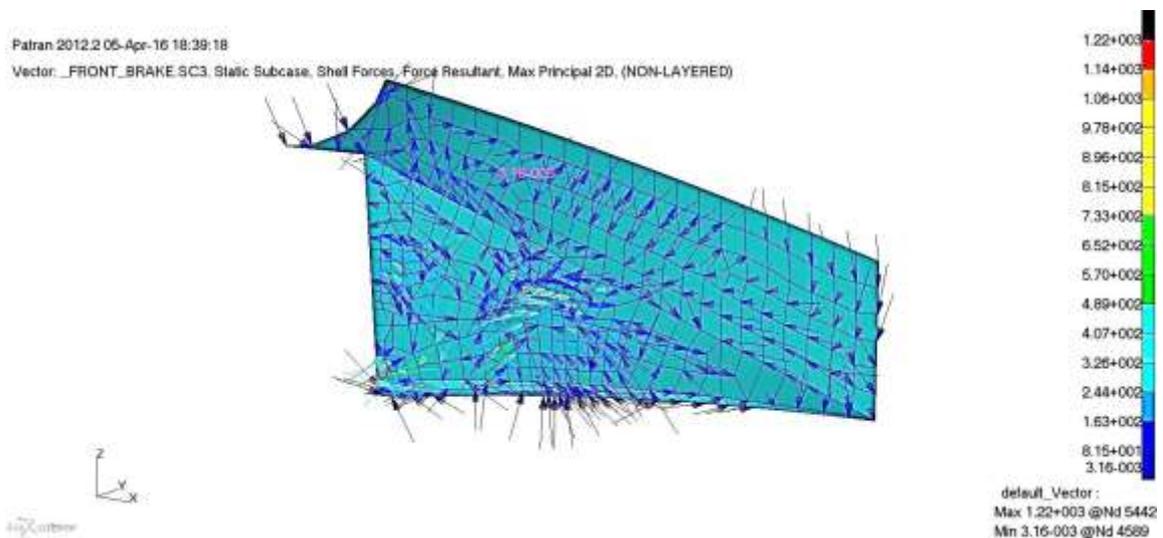


Figura 90: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact derecho en frenada delantera. Modelo de acero

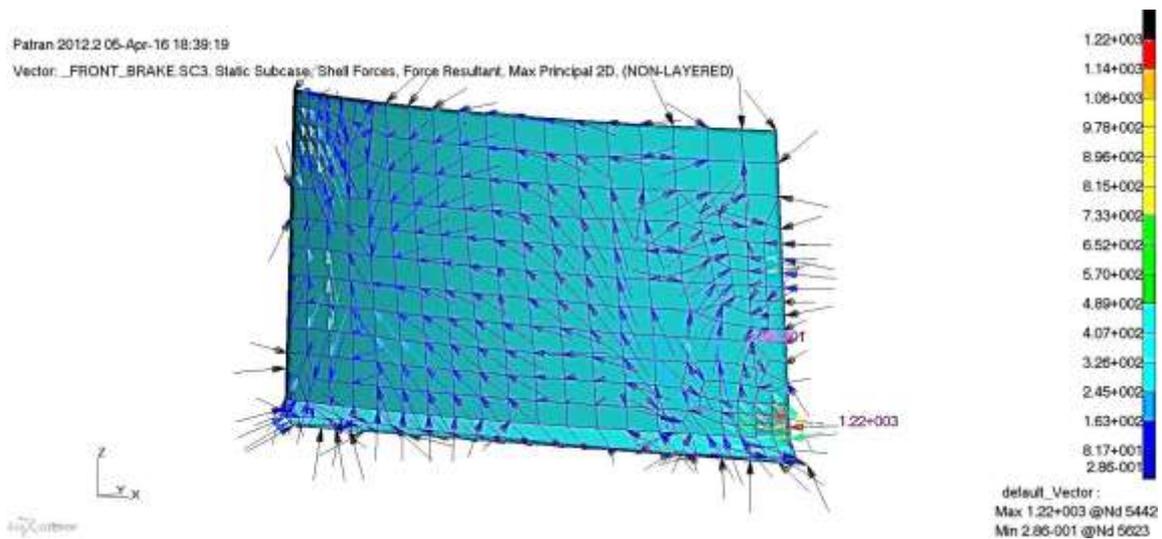


Figura 91: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en frenada delantera. Modelo de acero

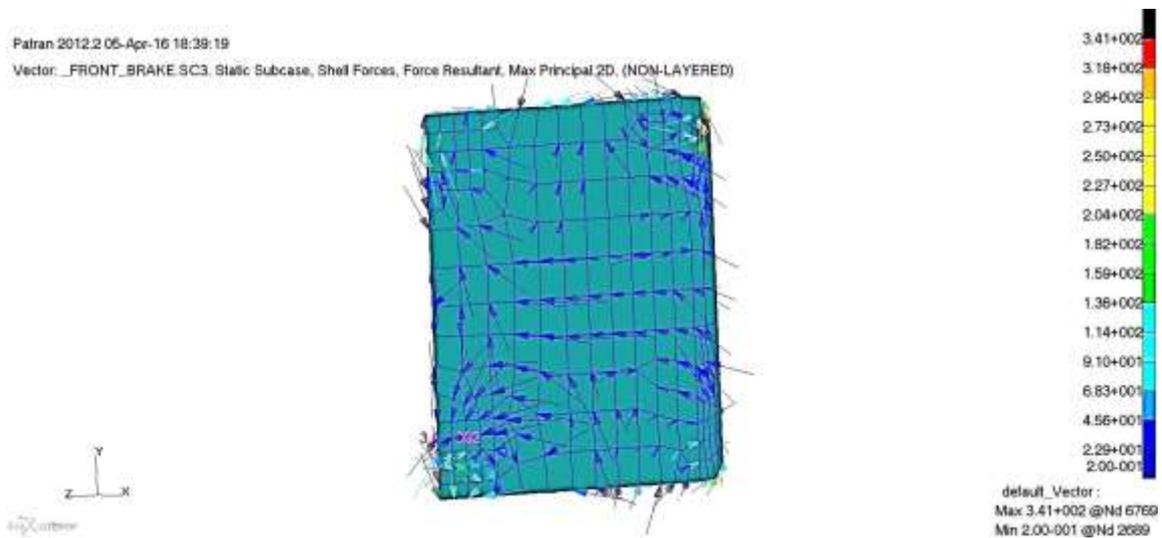


Figura 92: Dirección de las tensiones principales para el Rear en frenada delantera. Modelo de acero

- Frenada trasera:

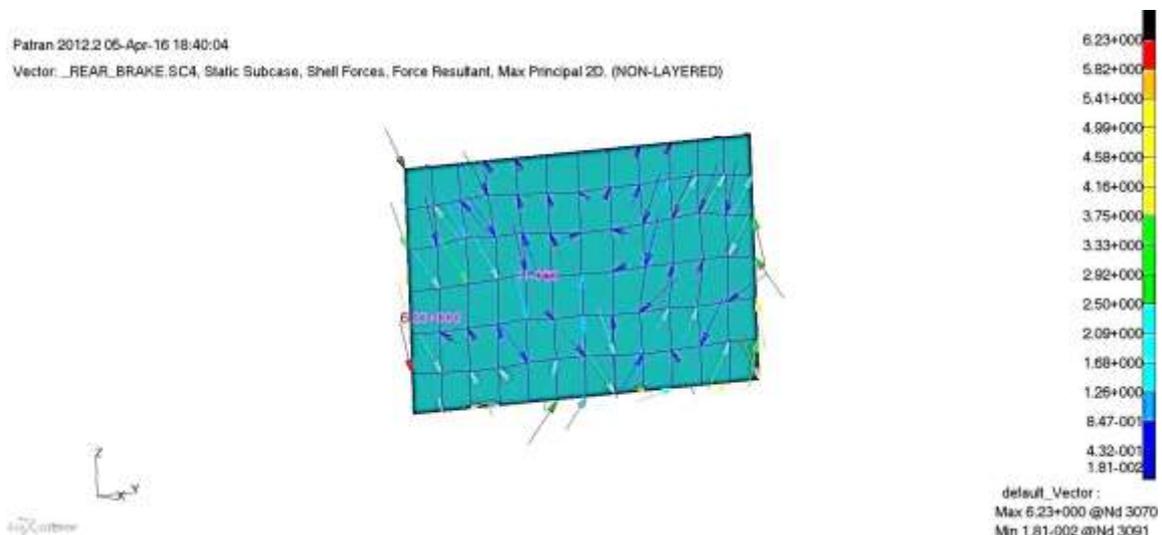


Figura 93: Dirección de las tensiones principales para el FBH en frenada trasera. Modelo de acero

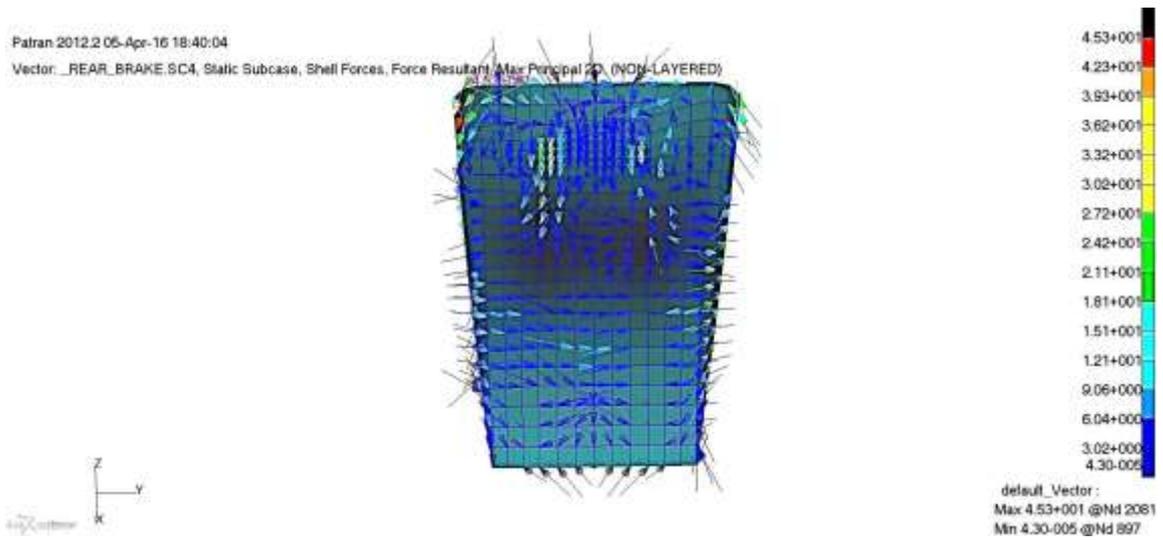


Figura 94: Dirección de las tensiones principales para el FBH Support en frenada trasera. Modelo de acero

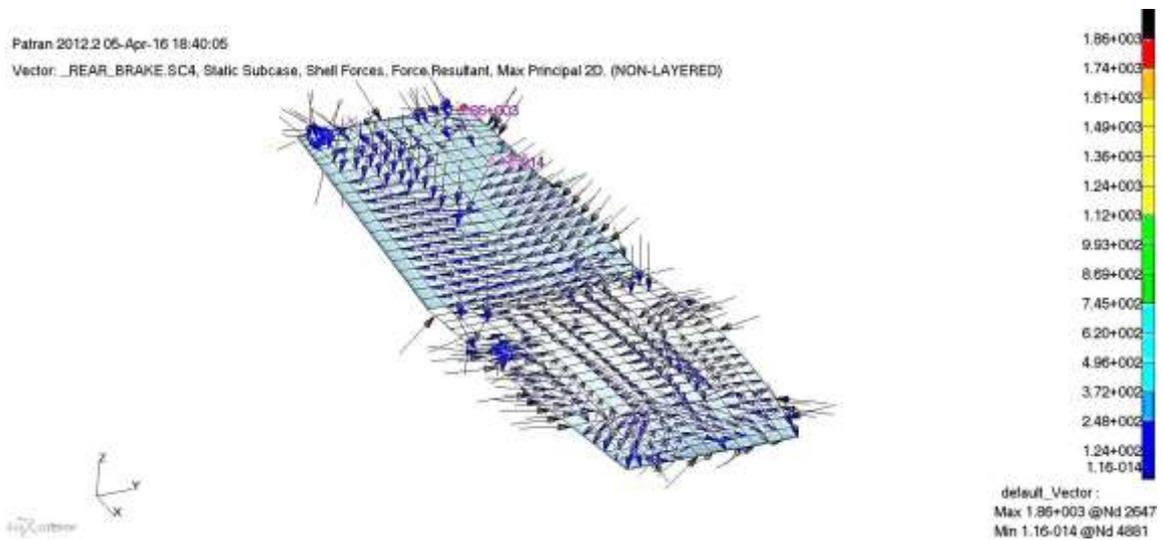


Figura 95: Dirección de las tensiones principales para el Suelo en frenada trasera. Modelo de acero

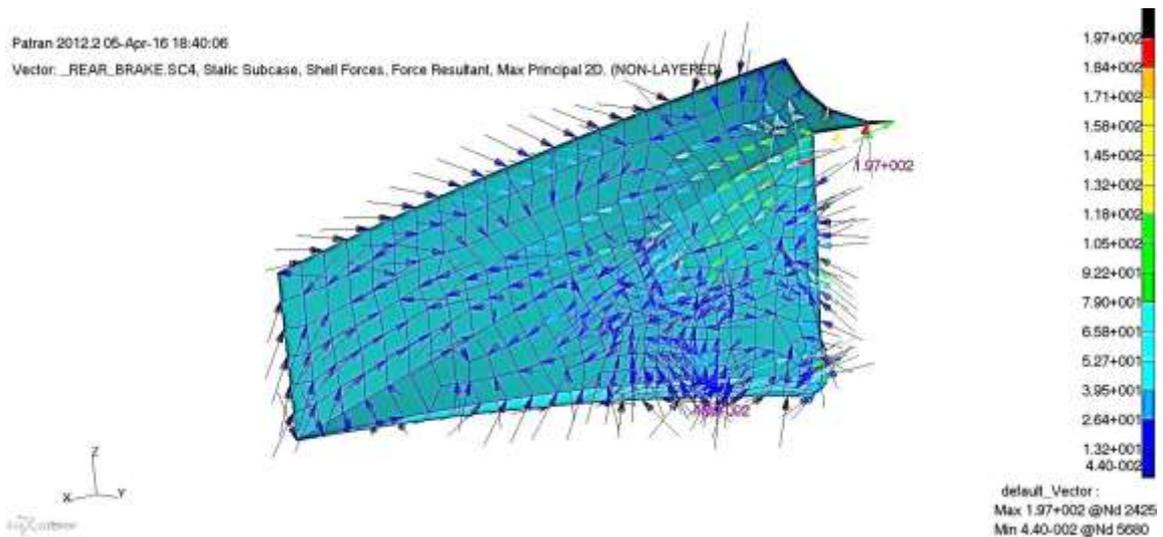


Figura 96: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact izquierdo en frenada trasera. Modelo de acero

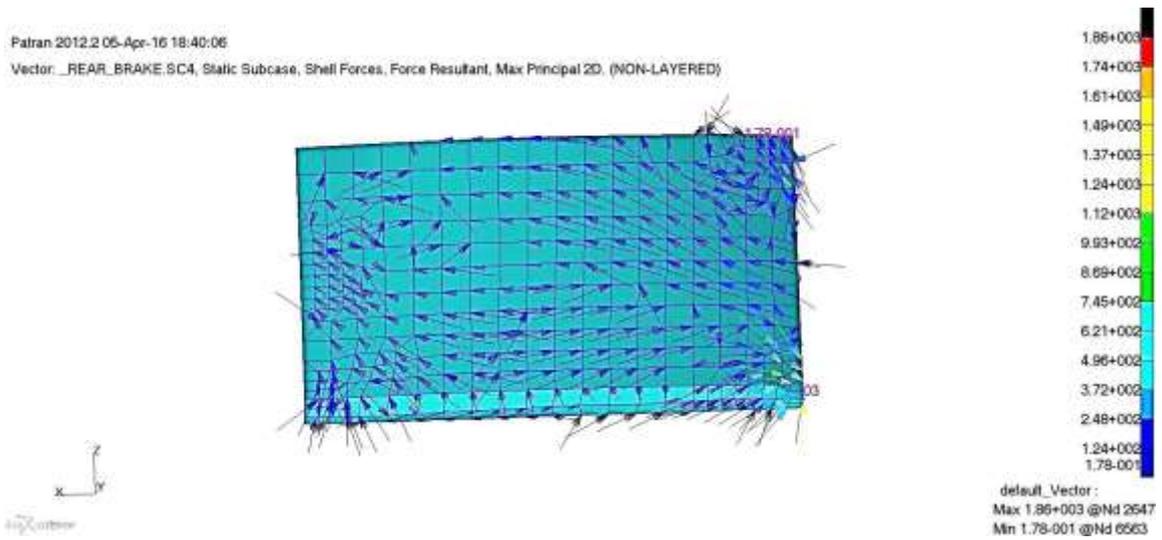


Figura 97: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact izquierdo en frenada trasera. Modelo de acero

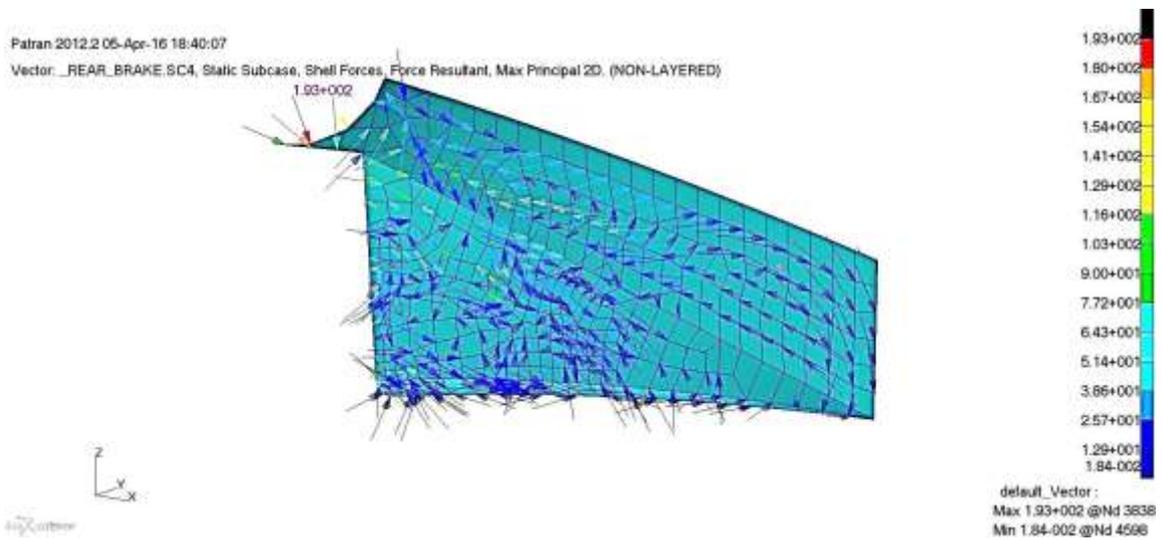


Figura 98: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact derecho en frenada trasera. Modelo de acero

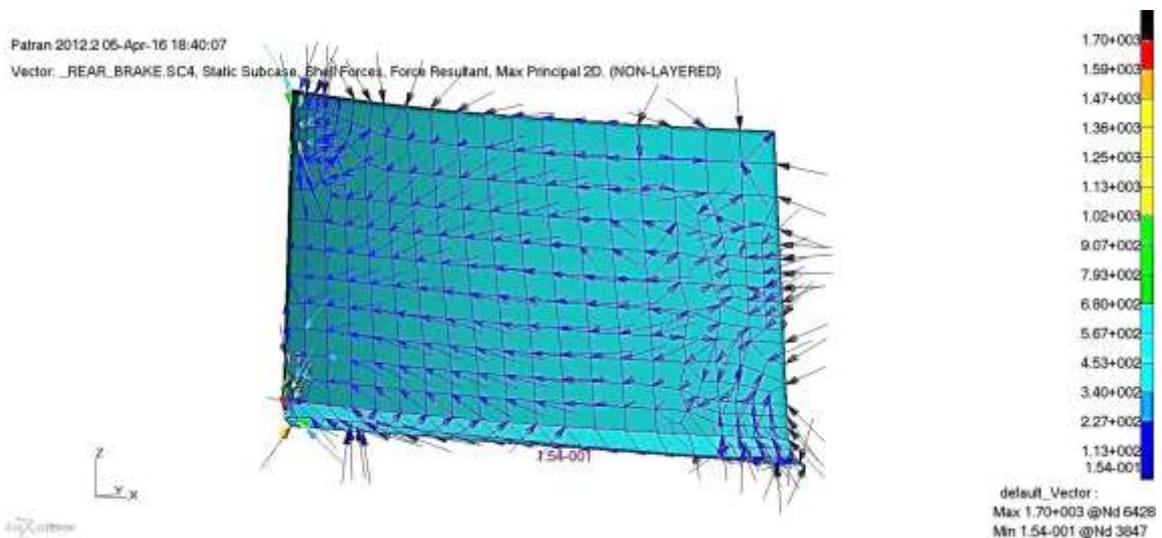


Figura 99: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en frenada trasera. Modelo de acero

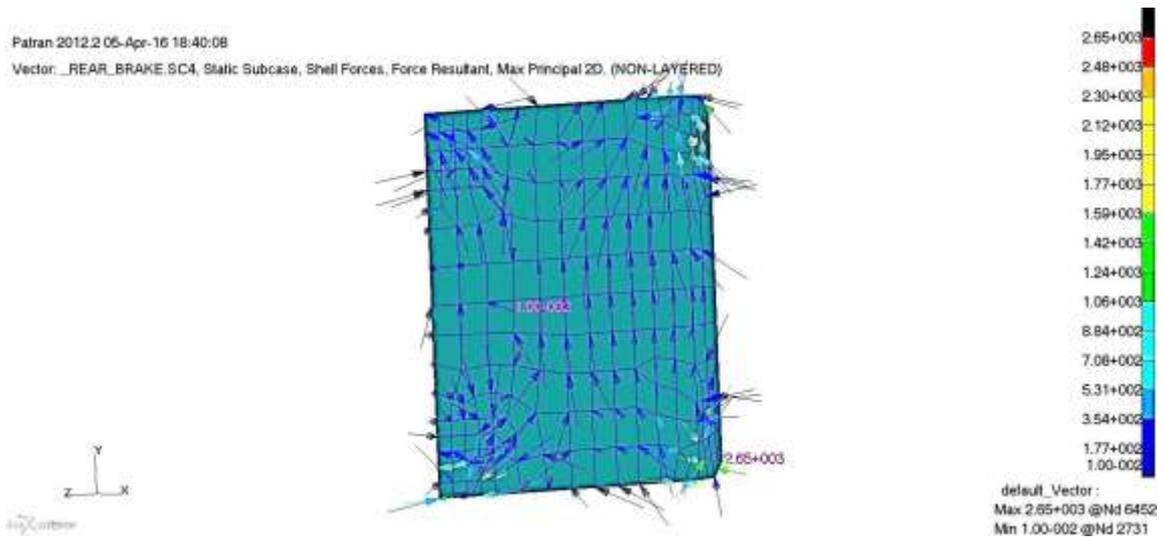


Figura 100: Dirección de las tensiones principales para el Rear en frenada trasera. Modelo de acero

- Curva:

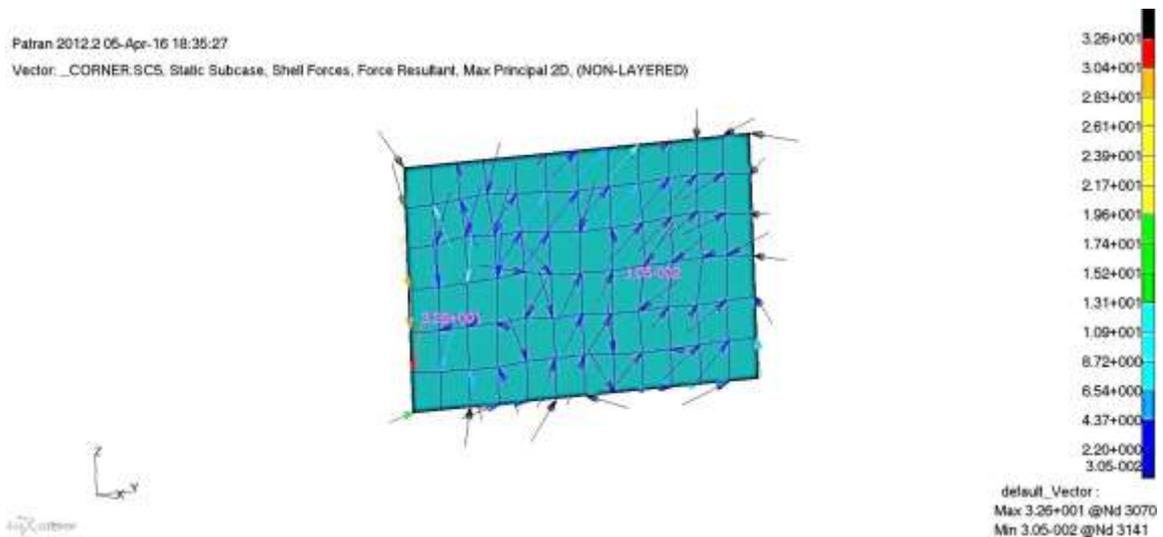


Figura 101: Dirección de las tensiones principales para el FBH en curva. Modelo de acero

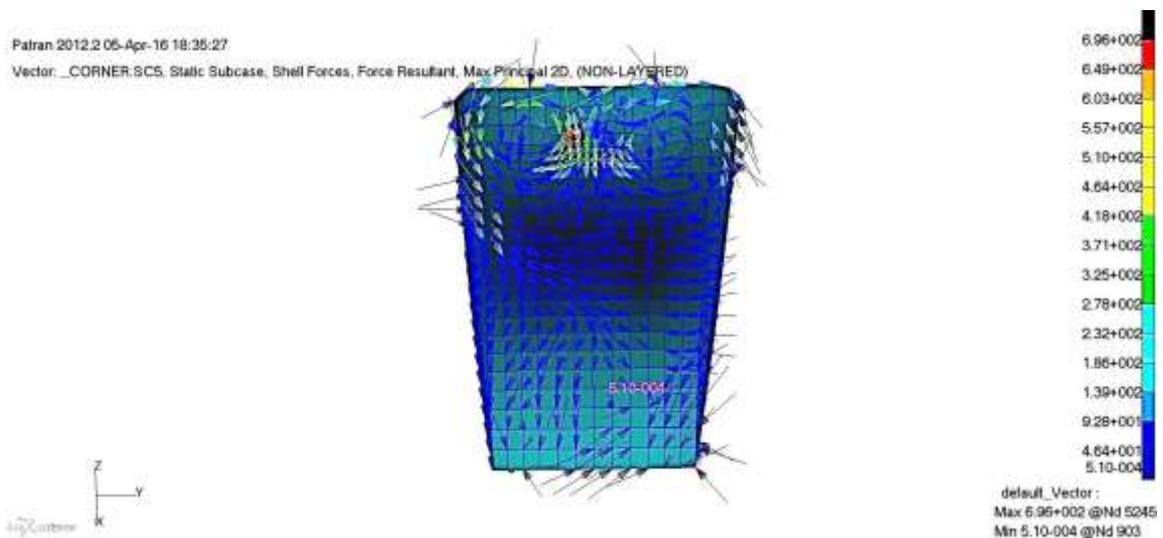


Figura 102 Dirección de las tensiones principales para el FBH Support en curva. Modelo de acero

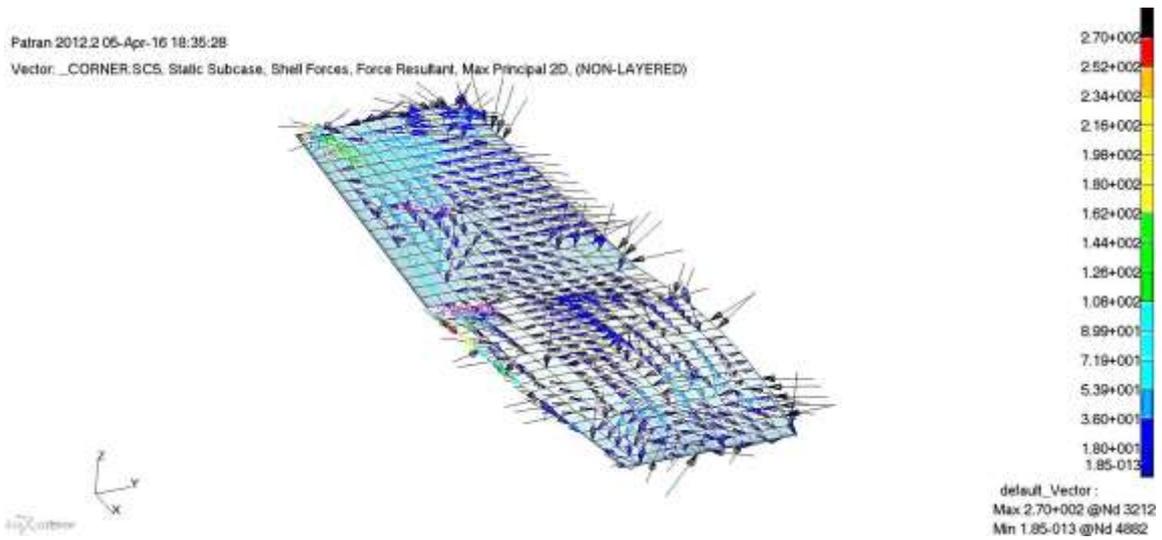


Figura 103: Dirección de las tensiones principales para el suelo en curva. Modelo de acero

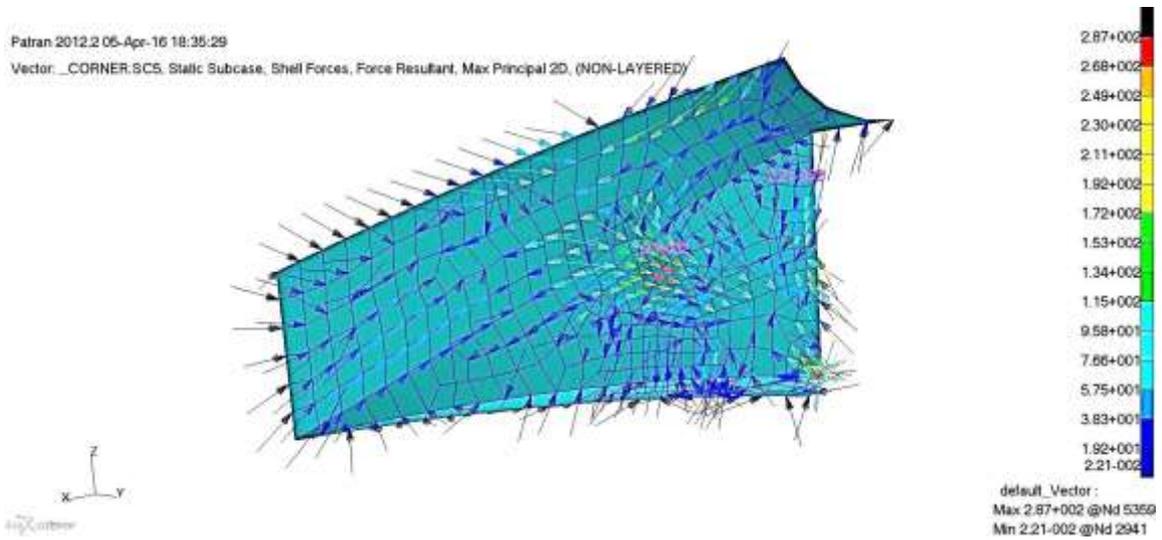


Figura 104: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact izquierdo en curva. Modelo de acero

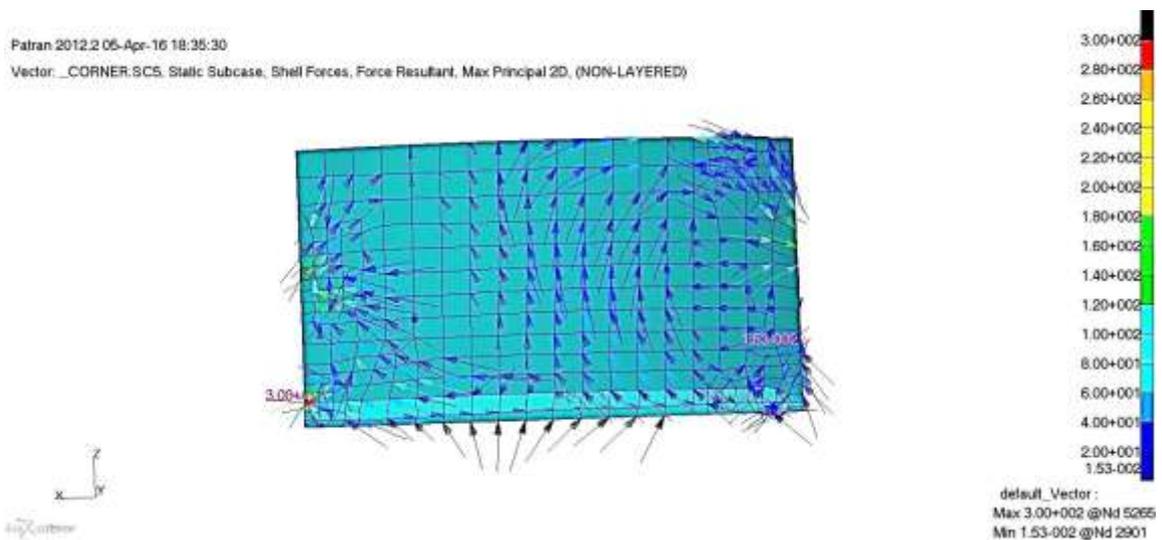


Figura 105: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en curva. Modelo de acero

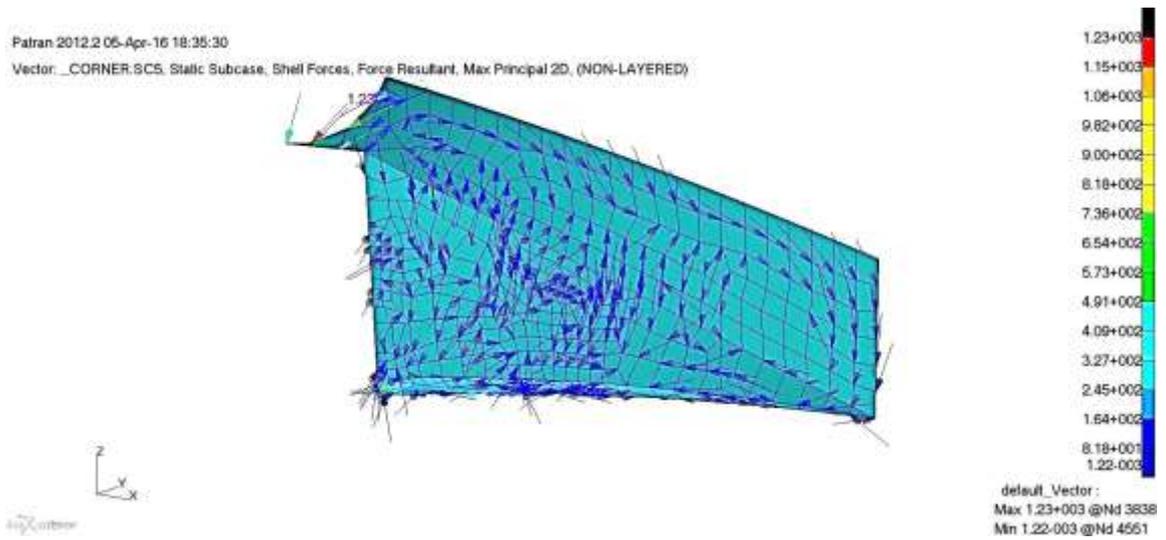


Figura 106: Dirección de las tensiones principales para el Front Side Impact derecho en curva. Modelo de acero

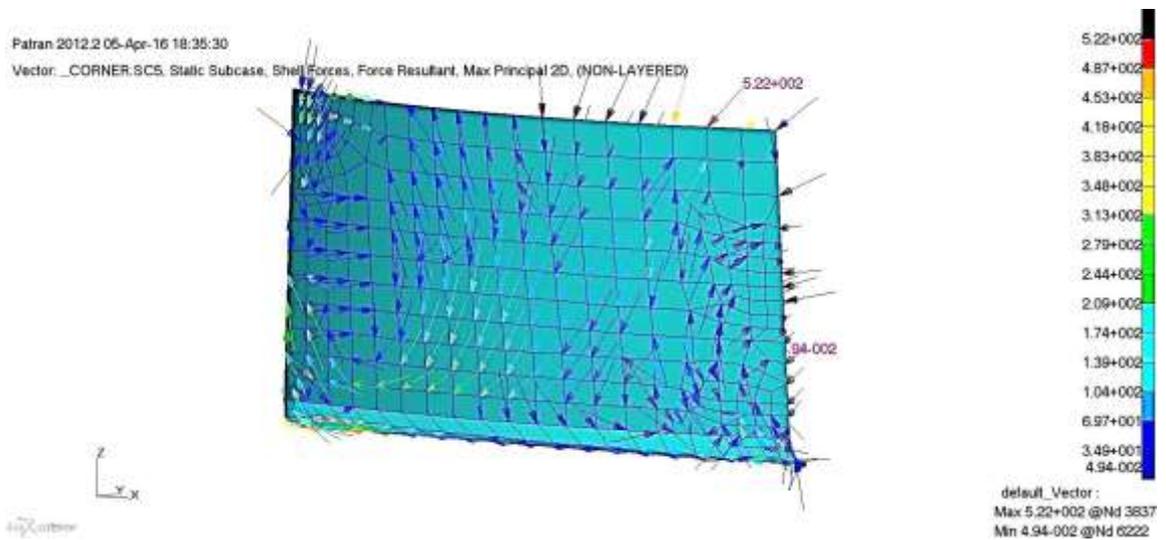


Figura 107: Dirección de las tensiones principales para el Side Impact derecho en curva. Modelo de acero

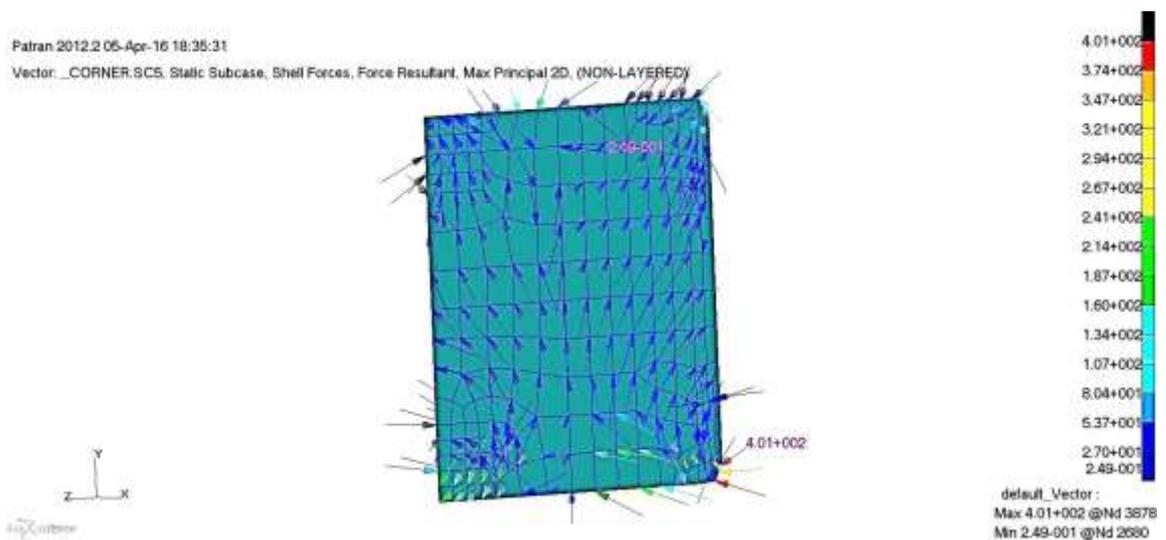


Figura 108: Dirección de las tensiones principales para el Rear en curva. Modelo de acero

Observando las direcciones de las tensiones principales en cada grupo se puede comprobar cómo trabajan los diferentes laminados. En función de la forma de trabajar de cada placa y teniendo presente en el espesor de acero que se ha definido en cada caso, se podrá establecer un laminado preliminar, para obtener la rigidez equivalente de cada laminado, y así poder realizar la analogía Acero-CFRP.

En primer lugar, se debe tener presente el eje del material en de cada uno de los laminados, ya que es una información de la que dependerá la orientación que se le coloque a los laminados. La dirección del eje X corresponde a  $0^\circ$ , siendo la dirección Y  $90^\circ$ . Los ángulos de  $\pm 45^\circ$  dependerán de la normal de los elementos de cada grupo.

Para el análisis de las direcciones principales, se observará en cada caso la orientación de las flechas que pertenecen a los elementos con la tensión de Von Mises más elevada. En el caso de que el patrón de las flechas se aproxime a  $0^\circ$  o  $90^\circ$  se puede suponer que el laminado trabaja a tracción, compresión o flexión en las direcciones indicadas, por lo que se colocará mayor número de láminas de dicho ángulo. En caso de que las flechas estén a  $\pm 45^\circ$ , se supondrá que será una cortadura, definiendo un laminado con las fibras en esa dirección.

A continuación, la Tabla 14 muestra la manera de trabajar del laminado colocado en cada uno de los grupos para los 5 casos de carga supuestos según los resultados obtenidos.

	<b>Aceleración delantera</b>	<b>Aceleración trasera</b>	<b>Frenada delantera</b>	<b>Frenada trasera</b>	<b>Curva</b>
<b>FBH</b>	Cortadura	Cortadura	Flexión	Cortadura	Cortadura
<b>FBH SUPPORT</b>	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura
<b>SI</b>	Flexo-Cortadura	Cortadura	Flexo-Cortadura	Cortadura	Cortadura
<b>SUELO</b>	Flexo-Cortadura	Cortadura	Flexo-Cortadura	Cortadura	Cortadura
<b>REAR</b>	Flexión	Cortadura	Flexión	Flexión	Cortadura
<b>FRONT SI</b>	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura	Flexo-Cortadura

Tabla 14: Principales estados tensionales de cada subgrupo en cada caso de carga

## 4.2 Modelo de CFRP

Una vez analizado el modelo de acero, se analiza el modelo de CFRP. Como ya se ha mencionado, el análisis del modelo en acero facilitará la definición de un laminado preliminar, el cual se adapte en parte a las necesidades estructurales que solicita el monocasco para los distintos casos de carga.

Tras el análisis del modelo inicial, se resolverá dicho modelo lanzándolo con el programa Nastran y se comprobarán los resultados en Patran. El objetivo final es realizar las iteraciones necesarias hasta lograr un modelo que cumpla con los requisitos estructurales marcados, además de estar optimizado en el número de pies o láminas y área de núcleo.

El primer paso será realizar una analogía estructural entre el CFRP y el acero con la que definir el primer laminado.

#### 4.2.1 Laminado inicial. Analogía CFRP-Acero

Habiendo definido en el apartado anterior la orientación del laminado para cada grupo y los espesores de las láminas de acero optimizados, se buscará ahora una equivalencia aproximada para obtener el espesor óptimo de cada grupo en CFRP.

Vistos los resultados obtenidos en el modelo de acero, se puede concluir que el esfuerzo a flexión es en el que están trabajando casi todos los laminados del monocasco. Es por ello, que se igualarán las rigideces a flexión de ambos materiales.

Definiendo E como el módulo de elasticidad e I como la inercia de la sección, la relación que se usará será la siguiente:

$$E \cdot I|_{\text{CFRP}} = E \cdot I|_{\text{ACERO}}$$

Si se toma la inercia como la de una sección rectangular para ambos casos, donde definimos el largo como w y t el espesor, se tiene la siguiente expresión:

$$I = \frac{w \cdot t^3}{12} \rightarrow E_{\text{CFRP}} \cdot \frac{W_{\text{CFRP}} \cdot t_{\text{CFRP}}^3}{12} = E_{\text{ACERO}} \cdot \frac{W_{\text{ACERO}} \cdot t_{\text{ACERO}}^3}{12}$$

Asumiendo que el largo de la sección del CFRP es igual al de acero, la expresión quedaría como se ve a continuación:

$$E_{\text{CFRP}} \cdot \frac{W_{\text{CFRP}} \cdot t_{\text{CFRP}}^3}{12} = E_{\text{ACERO}} \cdot \frac{W_{\text{ACERO}} \cdot t_{\text{ACERO}}^3}{12}$$

Y si se despeja el espesor del elemento en CFRP que es el valor que buscamos, se obtendría la expresión final que sigue:

$$t_{\text{CFRP}} = \left[ \frac{E_{\text{ACERO}}}{E_{\text{CFRP}}} \cdot t_{\text{ACERO}}^3 \right]^{1/3}$$

Como se puede observar, el espesor para un laminado de CFRP ( $t_{\text{CFRP}}$ ) con una rigidez a flexión similar a una placa de acero ( $t_{\text{ACERO}}$ ) dependerá del espesor de la placa de acero, del módulo elástico del acero ( $E_{\text{ACERO}}$ ) y de la rigidez del laminado de CFRP en cuestión ( $E_{\text{CFRP}}$ ). Como se ha comentado en el apartado de los materiales, si se considera un laminado de CFRP como un único material, el comportamiento del material se asemejará al de un material anisótropo, aunque en ciertas condiciones de simetría se puede asemejar al comportamiento ortótropo, por lo que se puede definir su rigidez en el plano por las rigideces en la dirección 1 y 2. Se seleccionará la rigidez en la dirección 1 de los ejes de ortotropía de cada laminado para realizar los cálculos de la analogía. El valor de  $E_{11}$  será el calculado por Patran.

En función de la manera de trabajar de cada lámina definida en el apartado anterior, se define un laminado previo a la analogía para poder obtener un valor de  $E_{11}$ . Los resultados quedan reflejados en la Tabla 15.

	Orientación del laminado	$E_{11}$ (MPa)
<b>FBH</b>	[45/-45/0/90/45/-45/0/90]s	57,600
<b>FBH SUPPORT</b>	[45/-45/0/90/45/-45/0/90]s	57,600
<b>SI</b>	[45/-45/45/-45/0/90/45/-45/0/90/]s	51,100
<b>SUELO</b>	[45/-45/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s	51,100
<b>REAR</b>	[45/-45/0/90/45/-45/0/90]s	57,600
<b>FRONT SI</b>	[45/-45/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s	51,100

**Tabla 15: Orientaciones preliminares de los laminados**

Si se toma como rigidez del acero 210 GPa y para el material compuesto se usa una rigidez equivalente, para cada tipo de laminado que hemos decidido, aproximando en primera instancia el espesor del CFRP por el espesor del acero.

A continuación se realiza la analogía.

	$E_{ACERO}$ (Gpa)	$E_{CFRP}$ (GPa)	$t_{ACERO}$ (m)	$t_{CFRP}$ (m)	Número de láminas
<b>FBH</b>	210	57.6	0.001	0.0015	6.1
<b>FBH SUPPORT</b>	210	57.6	0.0035	0.0054	21.5
<b>SI</b>	210	51.1	0.0045	0.0072	28.8
<b>SUELO</b>	210	51.1	0.002	0.0032	12.8
<b>REAR</b>	210	57.6	0.0045	0.0069	27.7
<b>FRONT SI</b>	210	51.1	0.0035	0.0056	22.4

**Tabla 16: Analogía Acero-CFRP**

Teniendo el número de láminas que se deben colocar para el laminado en cada grupo y atendiendo a las orientaciones que trabajan las fibras principalmente, el laminado preliminar quedaría entonces como se observa en la Tabla 17.

Orientación del laminado	
FBH	[45/-45/0/90]s
FBH SUPPORT	[45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s
SI	[45/-45/45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s
SUELO	[45/-45/45/-45/0/90]s
REAR	[45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s
FRONT SI	[45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90]s

Tabla 17: Laminado inicial. Modelo 0

Como puede comprobarse, se han colocado como láminas exteriores en todos los casos las de  $\pm 45^\circ$ . Este criterio se debe a que dichas láminas, son las que mejor resisten los impactos, debido a que absorben mejor las cortaduras provocadas por los impactos perpendiculares a la placa.

Como se comprueba, el laminado correspondiente a las zonas de Side Impact, Front Side Impact y el suelo se han reforzado ante cargas de cortadura ( $\pm 45^\circ$ ), mientras el resto de los laminados estarán equilibrados en todas las direcciones.

## 4.2.2 Análisis tensional de la estructura

### 4.2.2.1 Modelo 0

A raíz del modelo de acero y de la analogía Acero-CFRP explicada en el apartado anterior, se tiene definido el primer modelo numérico del monocasco en CFRP, basado en la unión de distintas placas con unos laminados con orientaciones de  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $\pm 45^\circ$ . En primera instancia, para analizar el modelo de CFRP, se realiza la comprobación del criterio de fallo por deformación, comprobando que los distintos laminados no se exceden de los valores máximos impuestos entre  $8,000 \mu\epsilon$  y  $-3,000 \mu\epsilon$ .

Además, se introducirán en el modelo numérico, un laminado simétrico con una alta resistencia y rigidez con el objetivo de imitar el comportamiento de los inserts. Dicho laminado, estará formado por 48 láminas de CFRP, estando compuesto por 12 paquetes de  $0^\circ/90^\circ/45^\circ/-45^\circ$ . Los inserts, irán colocados en los elementos que contactan con los nodos dependientes de los RBE2 que pertenecen al sistema de amortiguación y suspensión.

A continuación, se puede ver como se distribuyen los espesores de cada uno de los laminados en el monocasco.

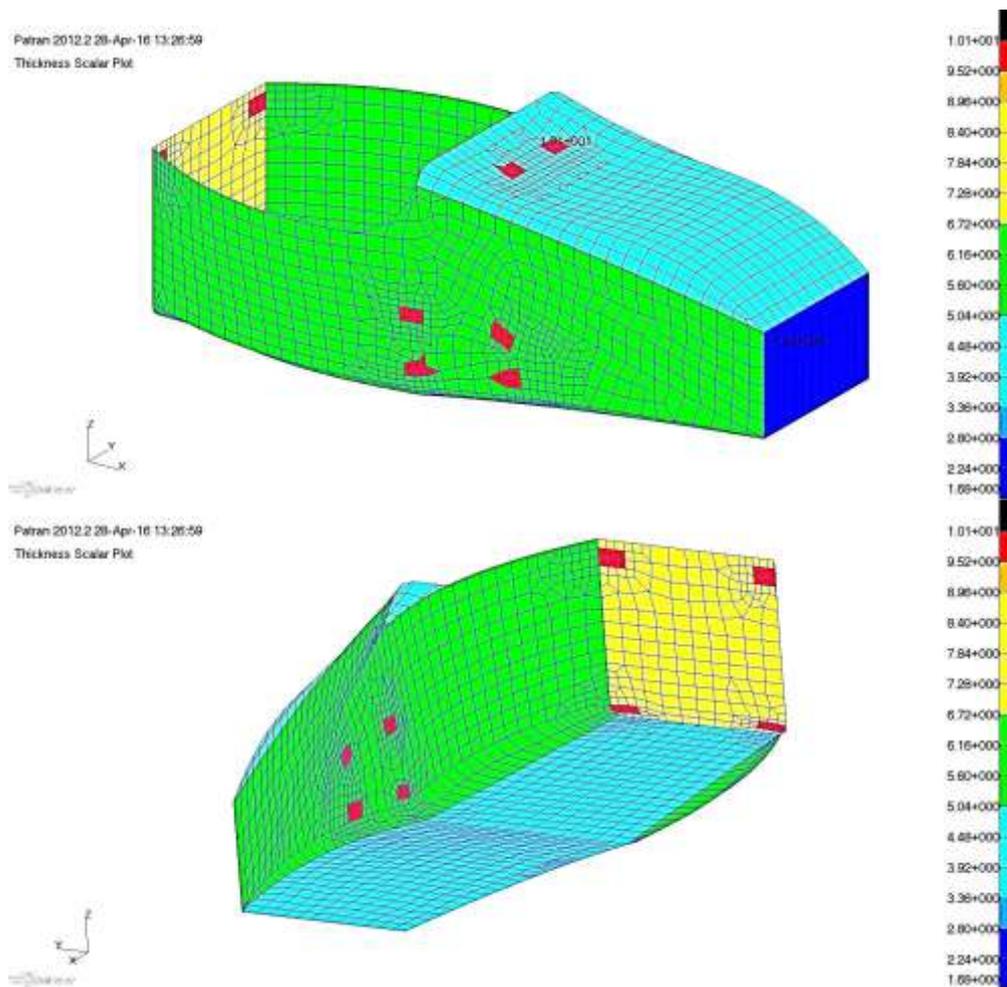


Figura 109: Espesores. Modelo 0

Como se puede comprobar, en apilado de láminas colocado en los inserts es el laminado con mayor número de láminas.

#### 4.2.2.1.1 Análisis por resistencia

Se comenzará pues con la primera iteración de la estructura en material compuesto, mediante la aplicación de los criterios de fallo comentados anteriormente. El criterio de máxima y mínima deformación será el que se use, ya que es el único que solo tiene que ver con el CFRP.

Para los análisis de las deformaciones, se definirá un rango de colores en el cual se le asigna el color rojo a todos los elementos cuyo valor de las deformaciones estén por encima para las positivas y por debajo para las negativas. De esta manera, se puede identificar claramente en todo momento cuales son las zonas críticas y en que zonas de la estructura las deformaciones son muy reducidas. Se actuará del mismo modo para el criterio de Telegraphing.

Seguidamente se encuentran las imágenes de los resultados obtenidos en cada caso de carga.

- Aceleración delantera:

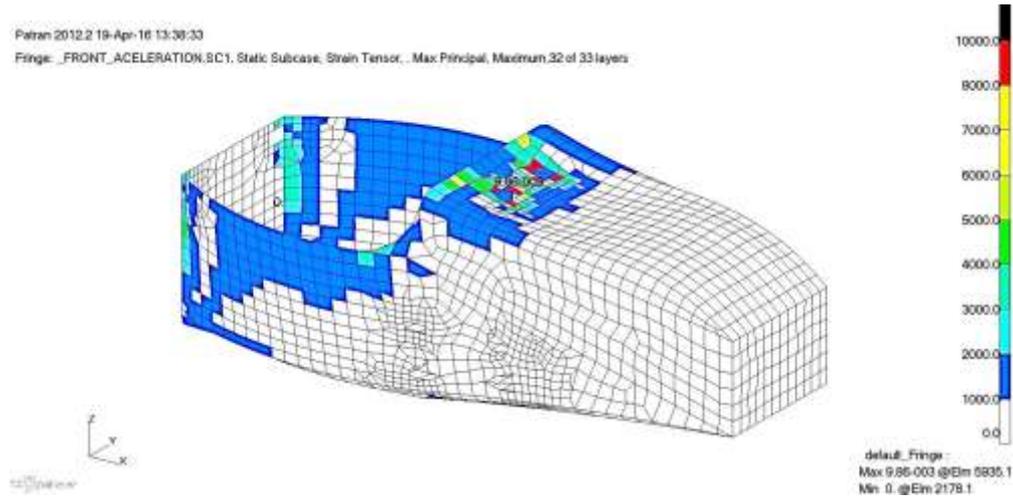


Figura 110: Microdeformaciones positivas en aceleración delantera. Modelo 0

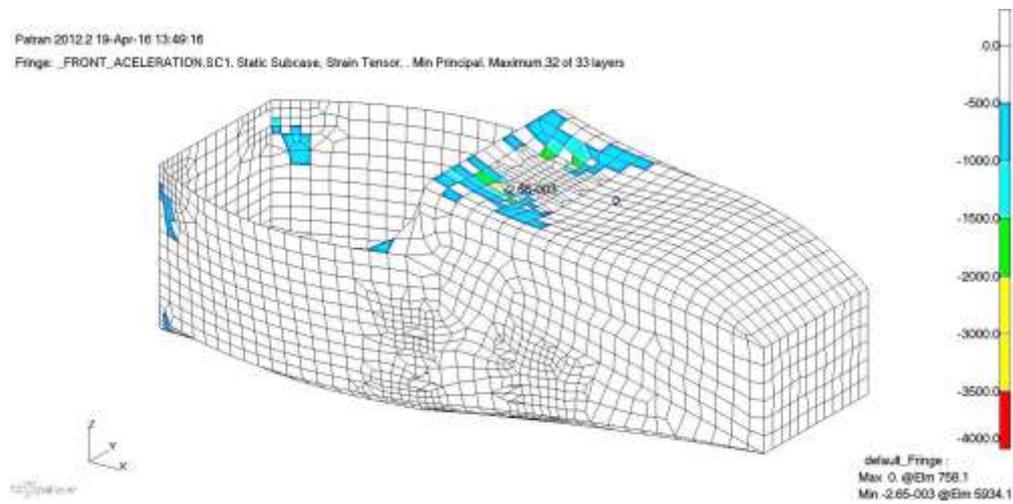


Figura 111: Microdeformaciones negativas en aceleración delantera. Modelo 0

- Aceleración trasera:

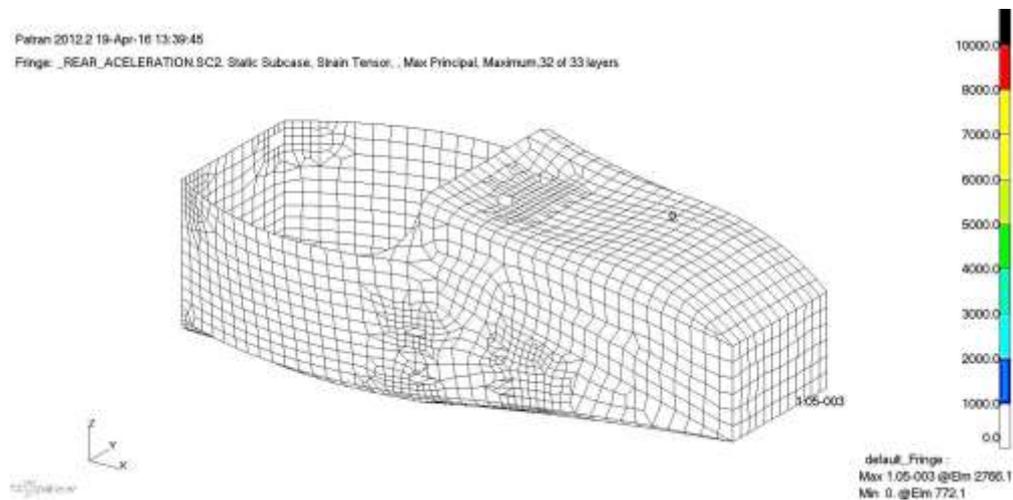


Figura 112: Microdeformaciones positivas en aceleración trasera. Modelo 0

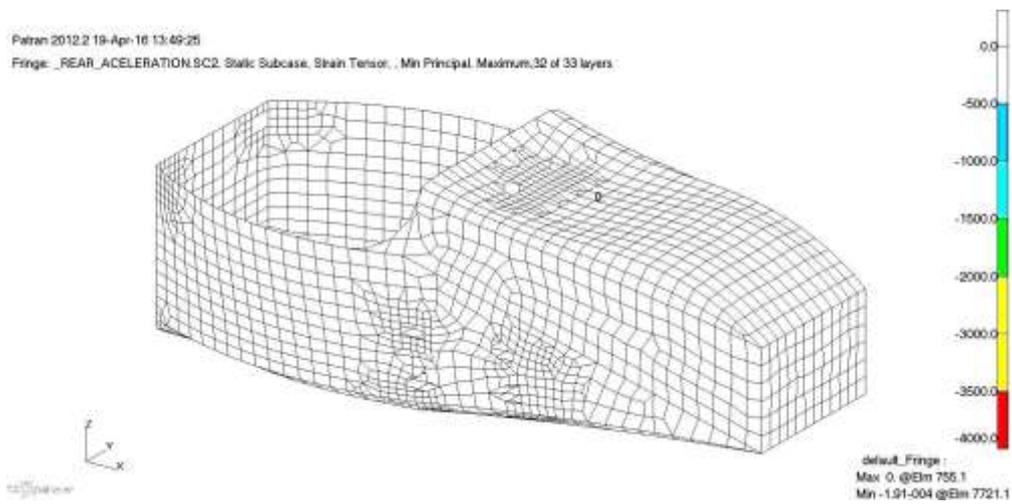


Figura 113: Microdeformaciones negativas en aceleración trasera. Modelo 0

- Frenada delantera:

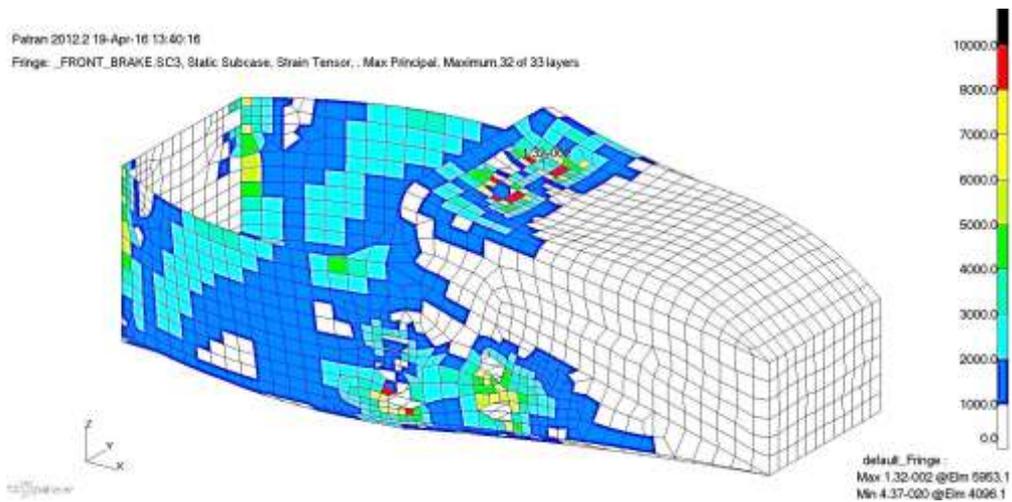


Figura 114: Microdeformaciones positivas en frenada delantera. Modelo 0

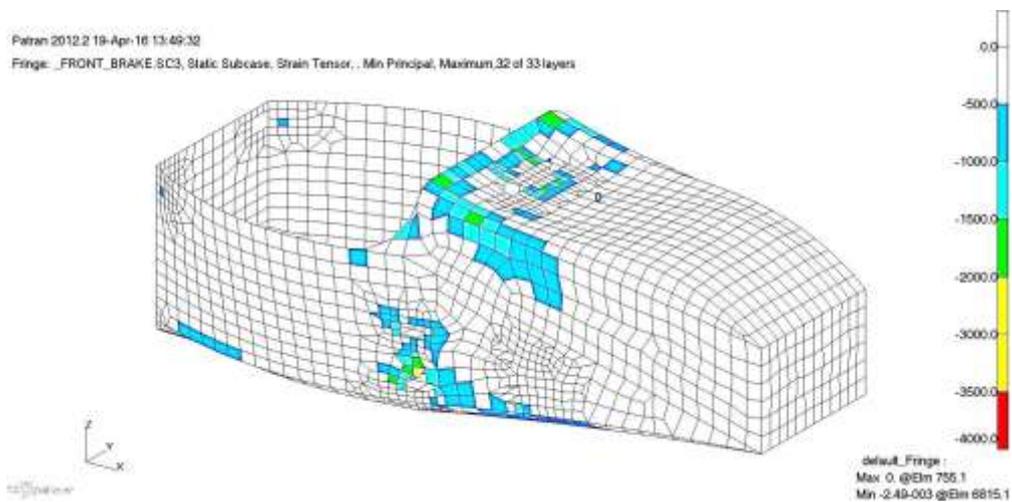


Figura 115: Microdeformaciones negativas en frenada delantera. Modelo 0

- Frenada trasera:

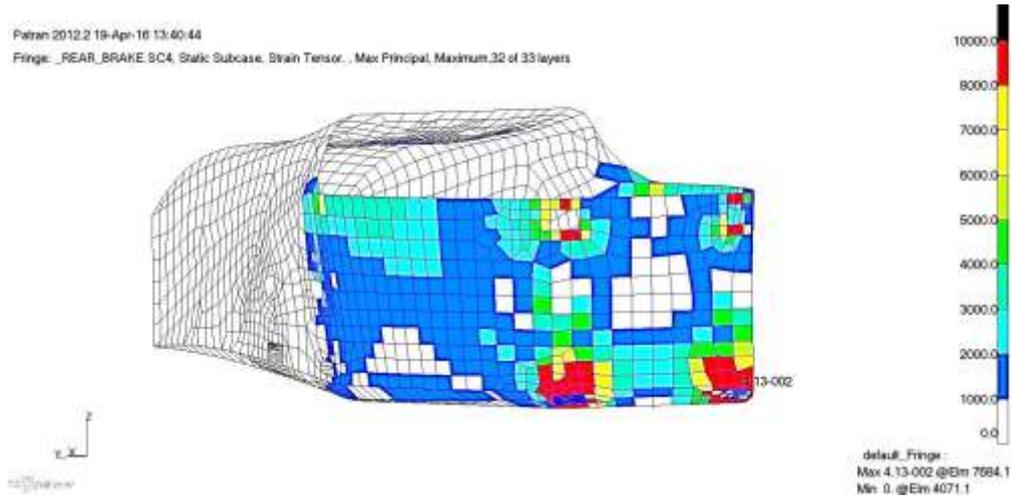


Figura 116: Microdeformaciones positivas en frenada trasera. Modelo 0

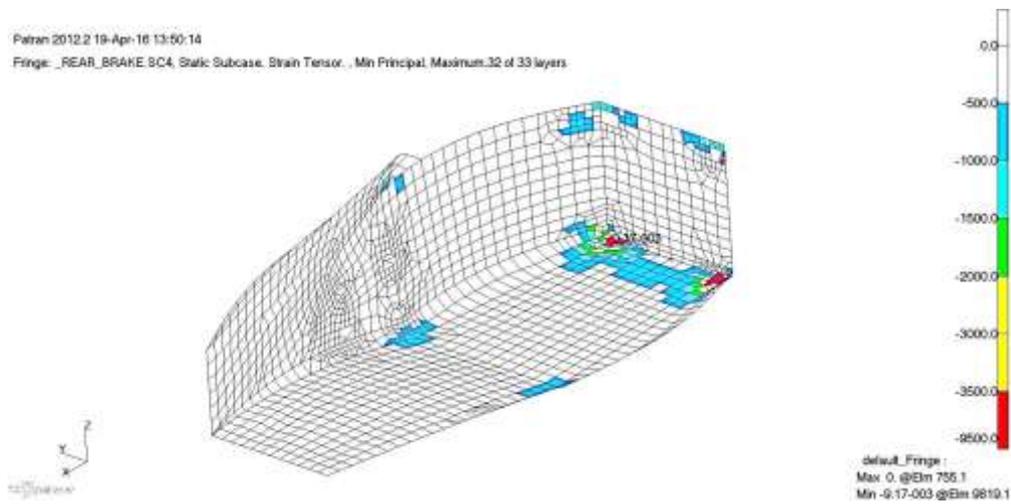


Figura 117: Microdeformaciones negativas en frenada trasera. Modelo 0

- Curva:

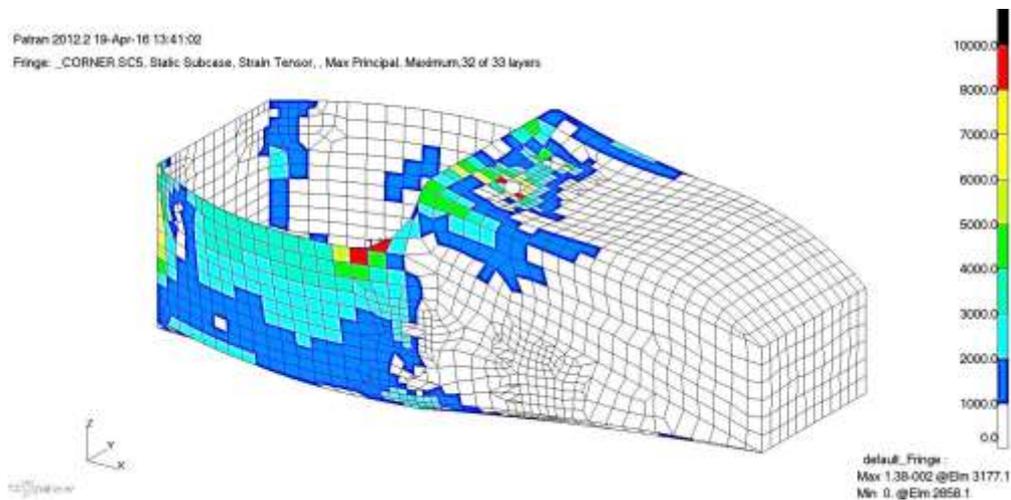


Figura 118: Microdeformaciones positivas en curva. Modelo 0

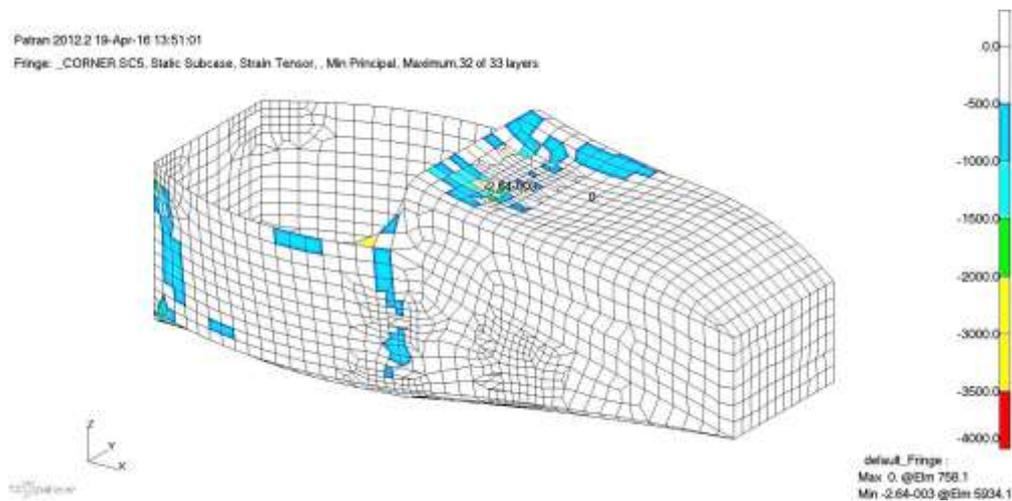


Figura 119: Microdeformaciones negativas en curva. Modelo 0

Como se aprecia en los resultados referidos a las deformaciones negativas, se puede comprobar que su influencia estructural para el diseño es prácticamente irrelevante, ya que en todo momento el mínimo valor de las deformaciones en cada caso de carga está lejos del mínimo impuesto.

Respecto a los valores de deformación positiva, se ve que los fallos en ciertos elementos se producen en las inmediaciones de los inserts, y en nodos aislados, sin producirse fallos importantes en zonas muy amplias; exceptuando para el caso de frenada trasera, en el cual se producen fallos en zonas más amplias del monocasco, por lo que se predice que también puede producirse un fallo.

#### 4.2.2.1.2 Análisis por rigidez

Por otro lado, se realizará un análisis de los desplazamientos en la estructura. Con esta comprobación, se definirá la necesidad o no de introducir un núcleo en los laminados, para aportar a cada uno de ellos una mayor rigidez transversal. Anteriormente, se citaron como criterios de diseño en desplazamientos al desplazamiento vertical de 30 mm del morro, debido a la distancia que este tenía respecto al suelo y cualquier desplazamiento mayor de 20 mm en cualquier otra zona. Las imágenes se muestran a continuación.

- Aceleración delantera

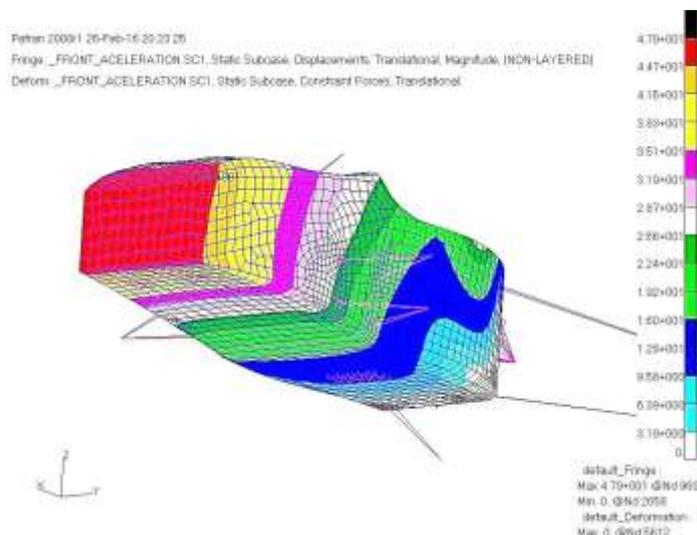


Figura 120: Desplazamientos absolutos en aceleración delantera. Modelo 0

- Aceleración trasera

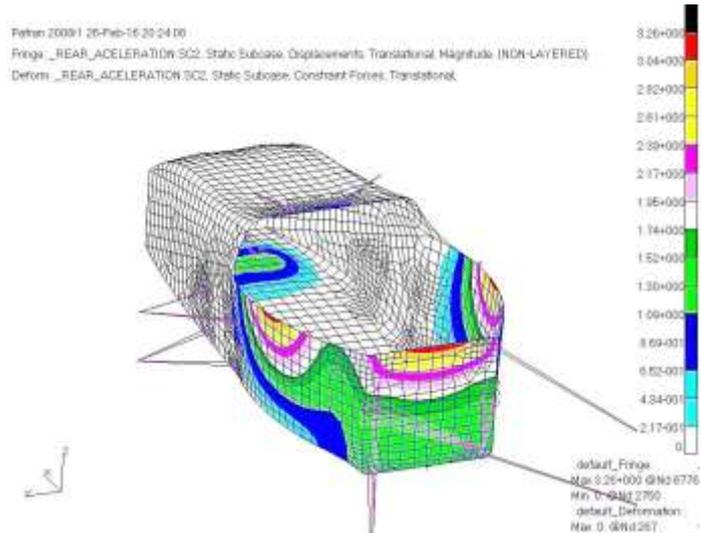


Figura 121: Desplazamientos absolutos en aceleración trasera. Modelo 0

- Frenada delantera

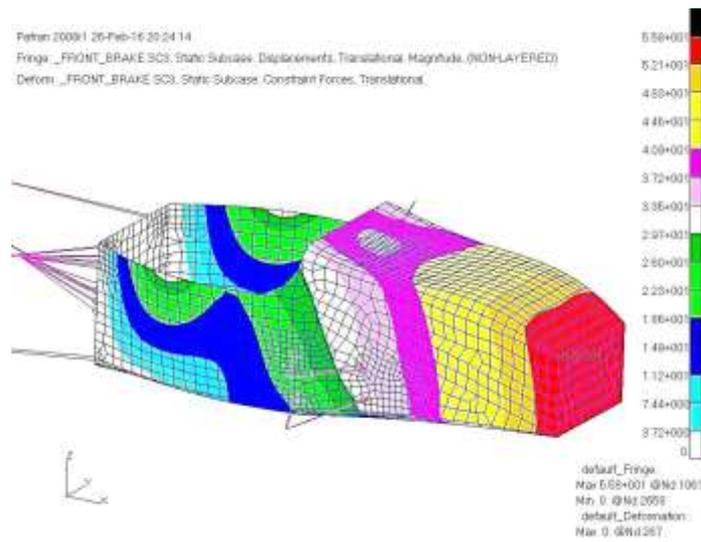


Figura 122: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. Modelo 0

- Frenada trasera

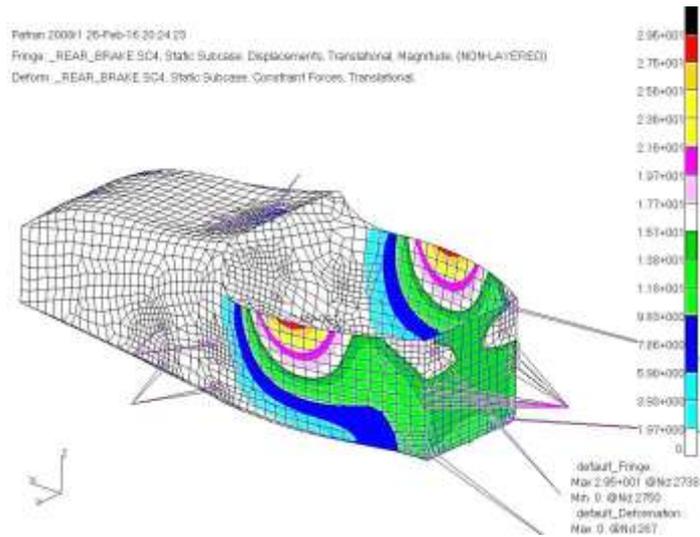


Figura 123: Desplazamientos absolutos en frenada trasera. Modelo 0

- Curva

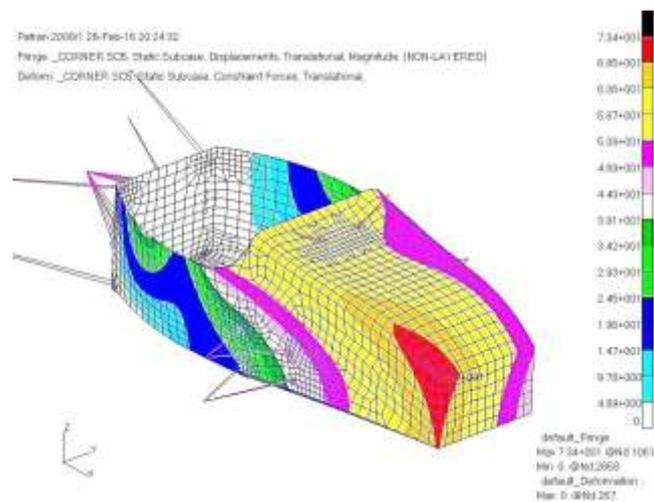


Figura 124: Desplazamientos absolutos en curva. Modelo 0

Como se observa en las imágenes, los desplazamientos han aumentado considerablemente respecto al modelo diseñado en acero, debido principalmente a la escasa rigidez transversal del CFRP comparada con la del acero.

El límite de desplazamientos es superado para los casos de carga de aceleración delantera (48 mm), frenada delantera (56 mm), frenada trasera (29 mm) y curva (73 mm), representando dichos valores como valor absoluto de la magnitud del desplazamiento. Se concluye por tanto, en que el modelo de CFRP no es lo suficientemente rígido como para soportar las situaciones de carga dinámicas y deberá de ser rigidizado.

Por último se realizará una comprobación a la rigidez a torsión que obtenemos en el modelo. En la Figura 125 se muestra los desplazamientos verticales que se producen en el ensayo de torsión.

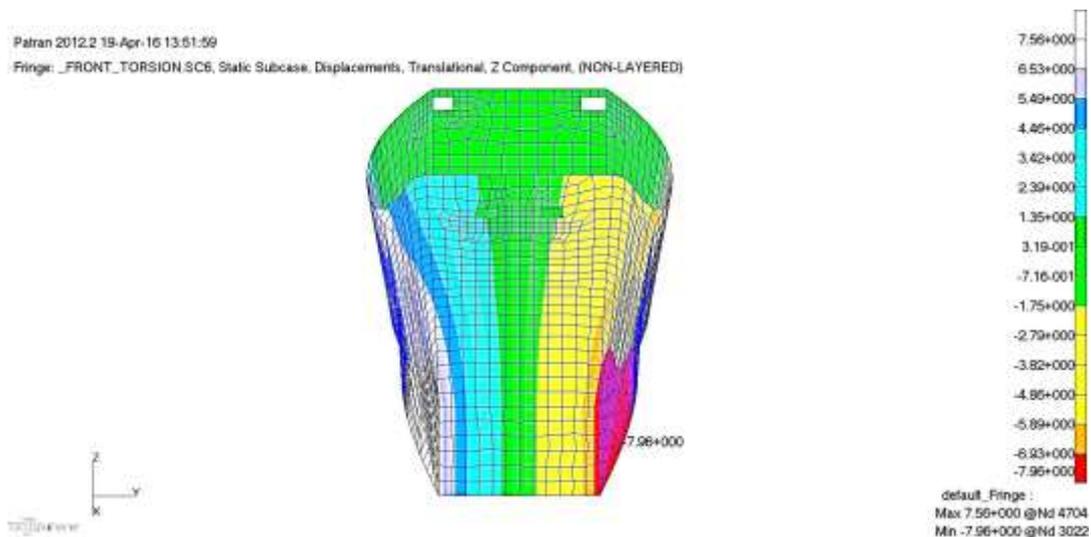


Figura 125: Desplazamientos en ensayo de torsión delantera. Modelo 0

$$K_{Torsional} = \frac{2,000 * 0.536}{\arctg\left(\frac{0.00756 + 0.00796}{0.536 * 2}\right)} = 1,292 \text{ N} * \text{m} / \%$$

Como se puede comprobar, la estructura en estos momentos posee una rigidez torsional muy inferior al límite mínimo de 3,500 N\*m/°, lo que produciría muchas dificultades para el buen comportamiento dinámico del monoplaza.

#### 4.2.2.2 1ª iteración

En este punto, se analizarán los resultados obtenidos del modelo 0 de CFRP y se actuará en cada caso para mejorar el monocasco, estructuralmente hablando.

En primer lugar, analizando los desplazamientos obtenidos, se observa que dichos desplazamientos, repercuten sobre prácticamente todos los laminados de la estructura, por lo que en principio, se colocará un núcleo de honeycomb en todos los laminados, exceptuando en el FBH. En la siguiente imagen se ilustra sobre las posiciones del núcleo de honeycomb.

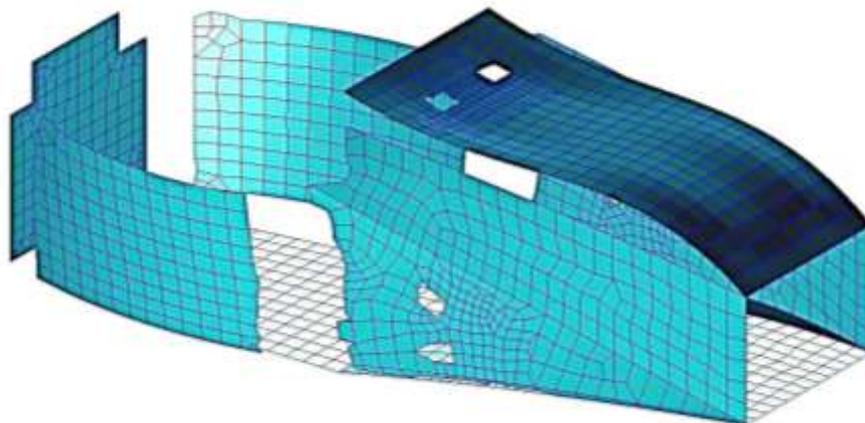


Figura 126: Zonas a las que se introduce núcleo Honeycomb

En la imagen se puede apreciar cómo se dejan unos huecos en las zonas del núcleo destinados a introducir los inserts. Además, entre placa y placa se deja un espacio destinado a las zonas de rampa y landing, necesarias para el correcto funcionamiento del laminado. Se supondrá que la zona de

rampa debería de tener 1 cm de distancia por cada 4 láminas que se eliminen; en el caso presentado no se ha tenido en cuenta debido al incremento de dificultad en el modelo, pero en todo caso se realizará todo desde el lado de la seguridad. La distribución de los espesores que se obtiene se observa a continuación.

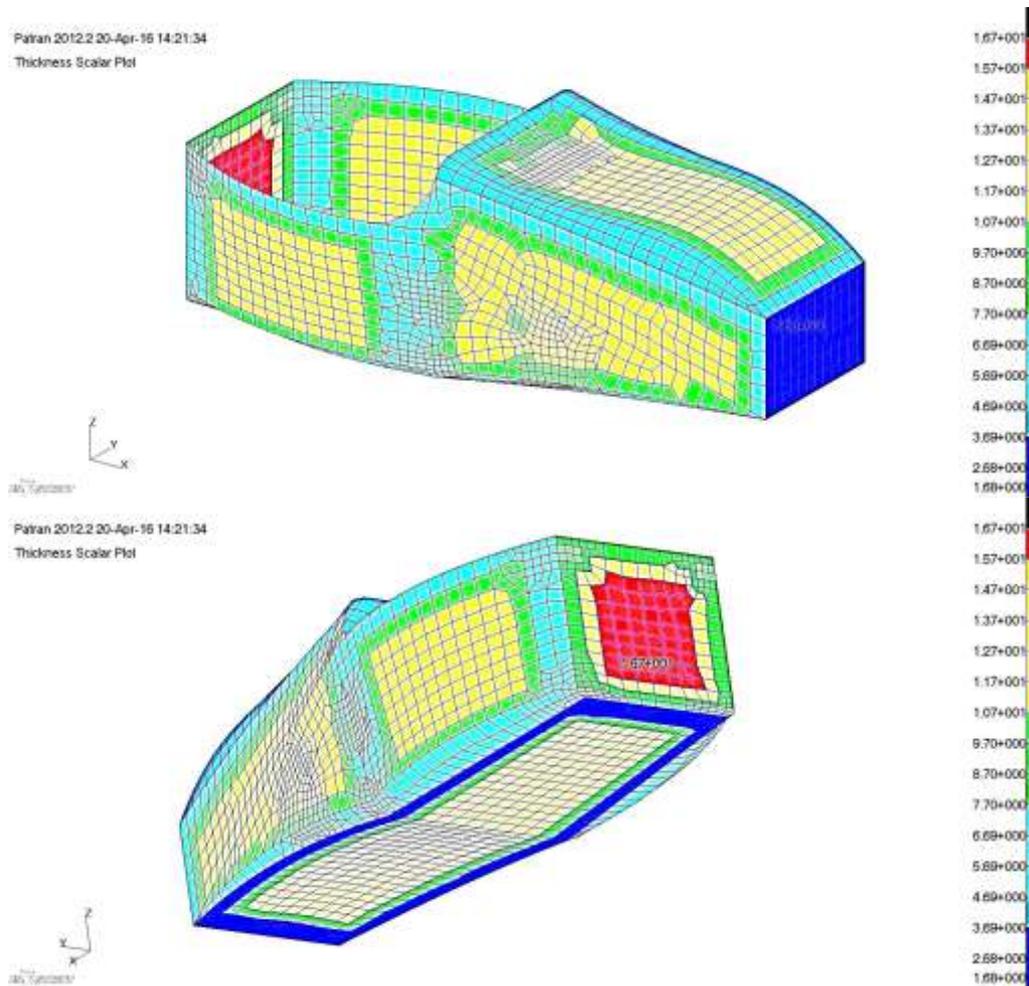


Figura 127: Espesores primera iteración

A continuación, se aborda el modelo realizando las pertinentes comprobaciones a la estructura. En este caso, los criterios de fallo que se tendrán en cuenta serán el de máxima y mínima deformación, el criterio de rotura del núcleo por cortadura y el Telegraphing para el CFRP que va unido al núcleo.

#### 4.2.2.2.1 Análisis por resistencia

Se comenzará por el criterio de máxima y mínima deformación. Como se apreciará en las siguientes imágenes, se han eliminado los elementos a los cuales se les ha aplicado el material de los inserts, ya que los resultados en dichos puntos no deben tenerse en cuenta para nuestros criterios de fallo.

Las máximas y mínimas deformaciones para cada uno de los casos de carga serán las siguientes.

- Aceleración delantera

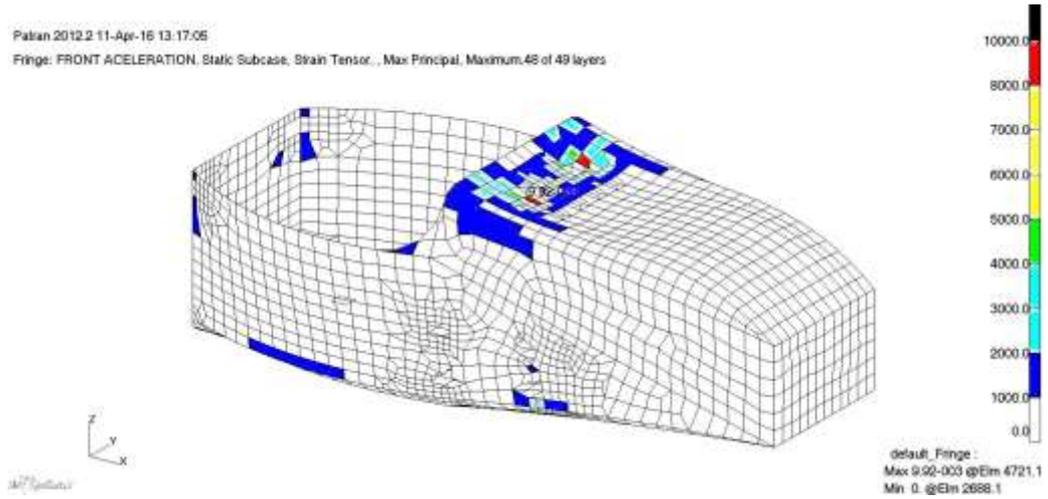


Figura 128: Microdeformaciones positivas en aceleración delantera. 1ª iteración

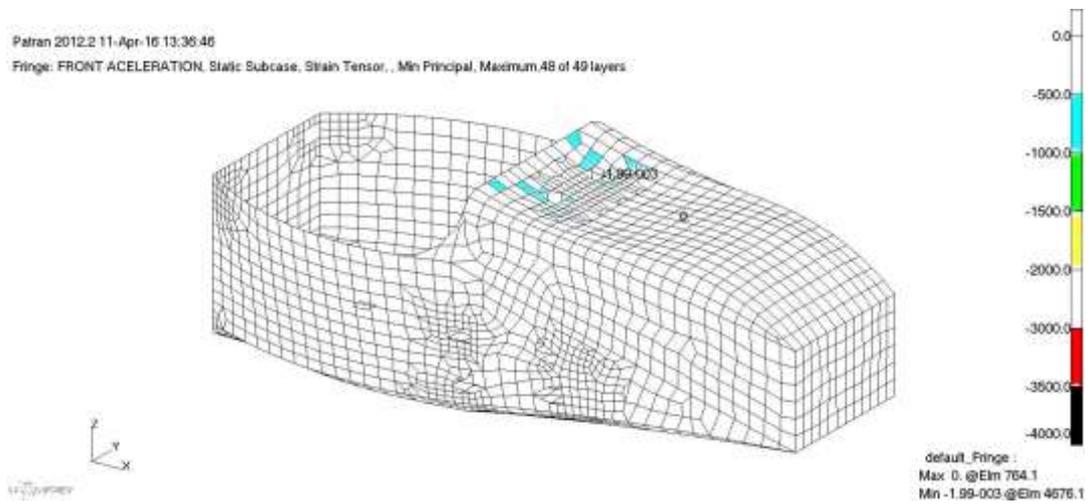


Figura 129: Microdeformaciones negativas en aceleración delantera. 1ª iteración

- Aceleración trasera

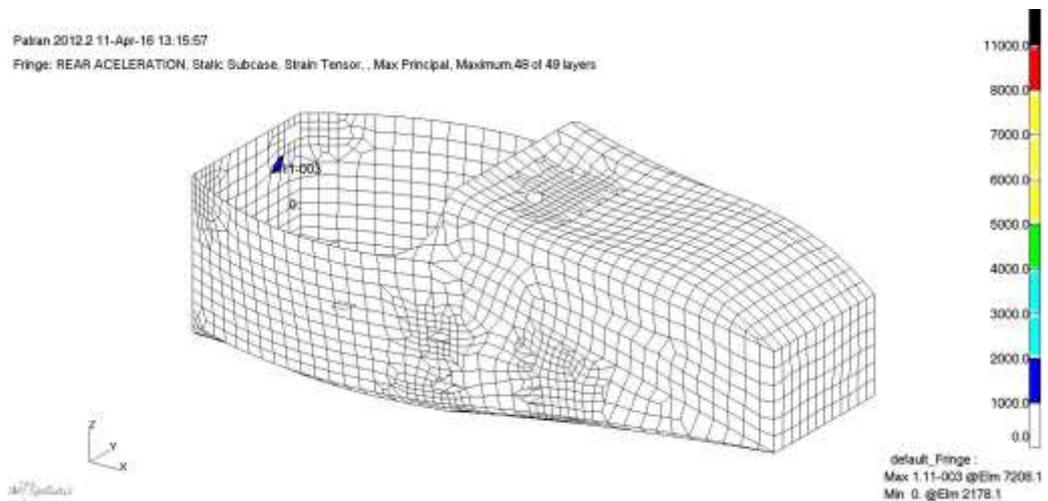


Figura 130: Microdeformaciones positivas en aceleración trasera. 1ª iteración

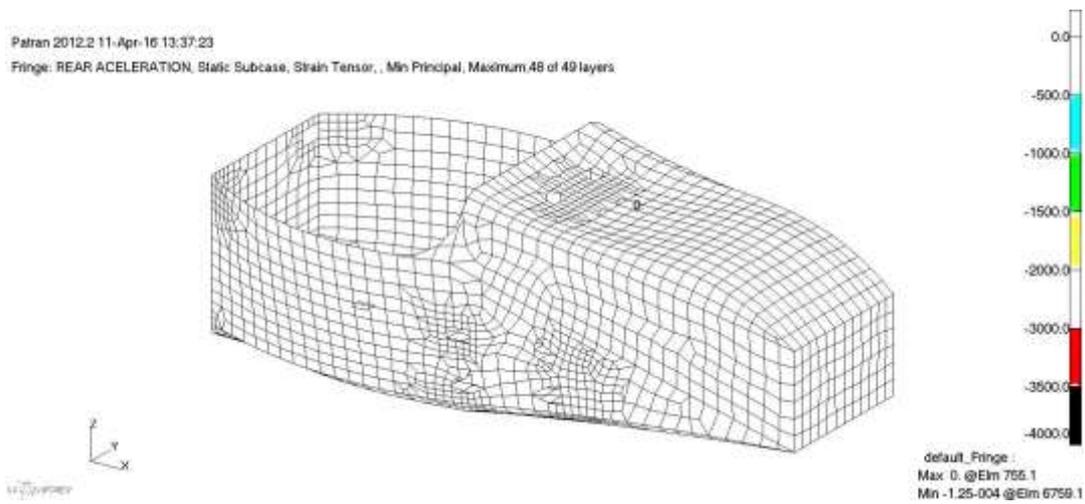


Figura 131: Microdeformaciones negativas en aceleración trasera. 1ª iteración

- Frenada delantera

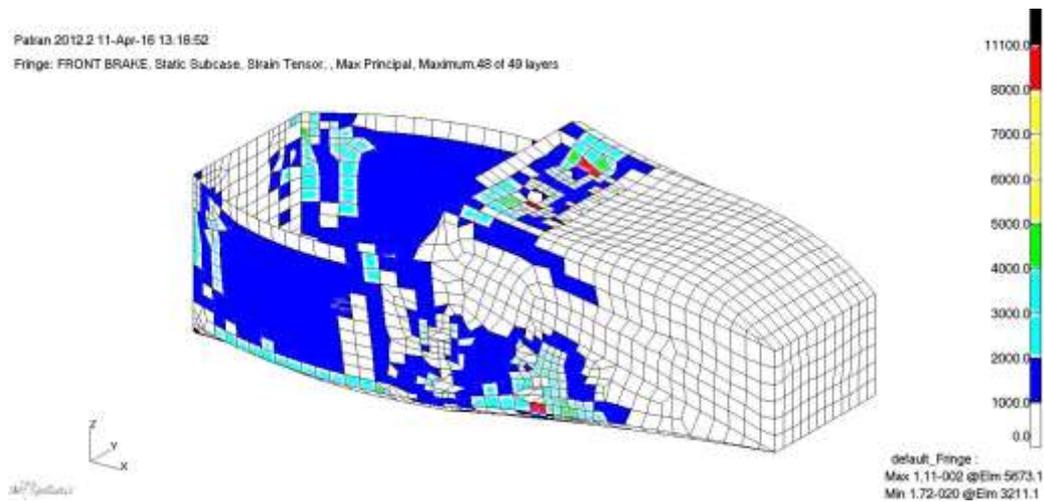


Figura 132: Microdeformaciones positivas en frenada delantera. 1ª iteración

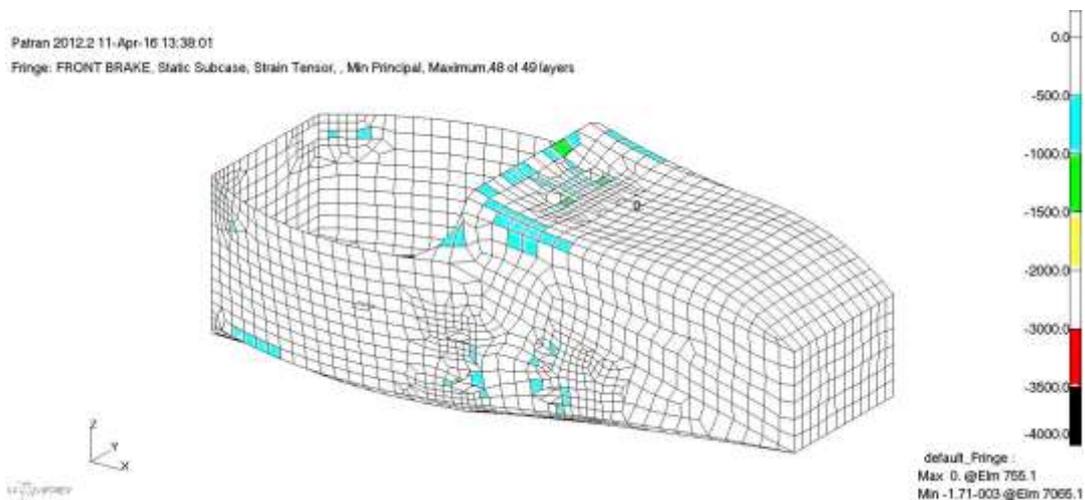


Figura 133: Microdeformaciones negativas en frenada delantera. 1ª iteración

- Frenada trasera

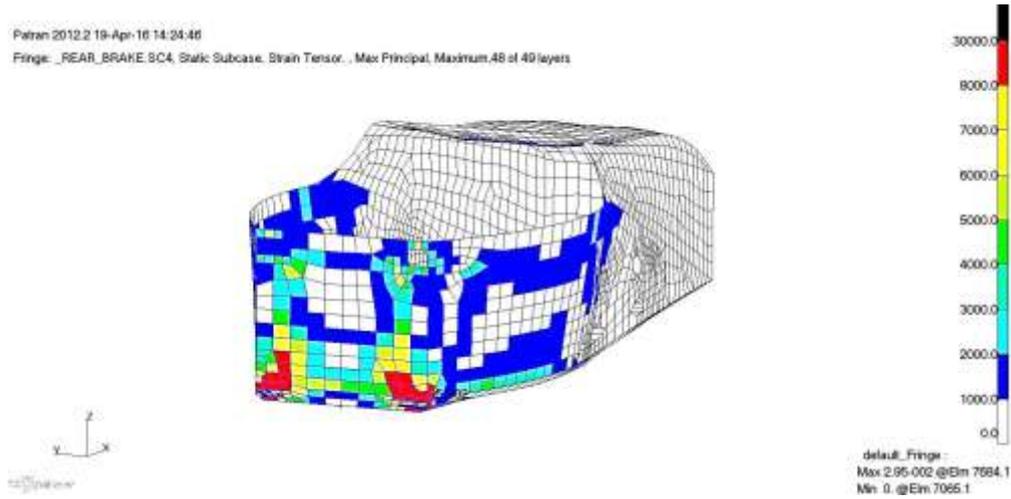


Figura 134: Microdeformaciones positivas en frenada trasera. 1ª iteración

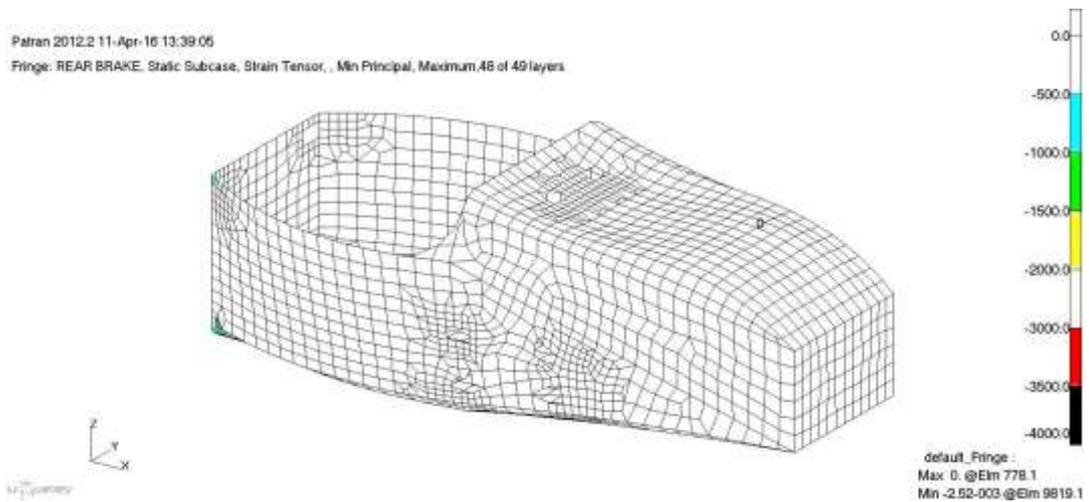


Figura 135: Microdeformaciones negativas en frenada trasera. 1ª iteración

- Curva

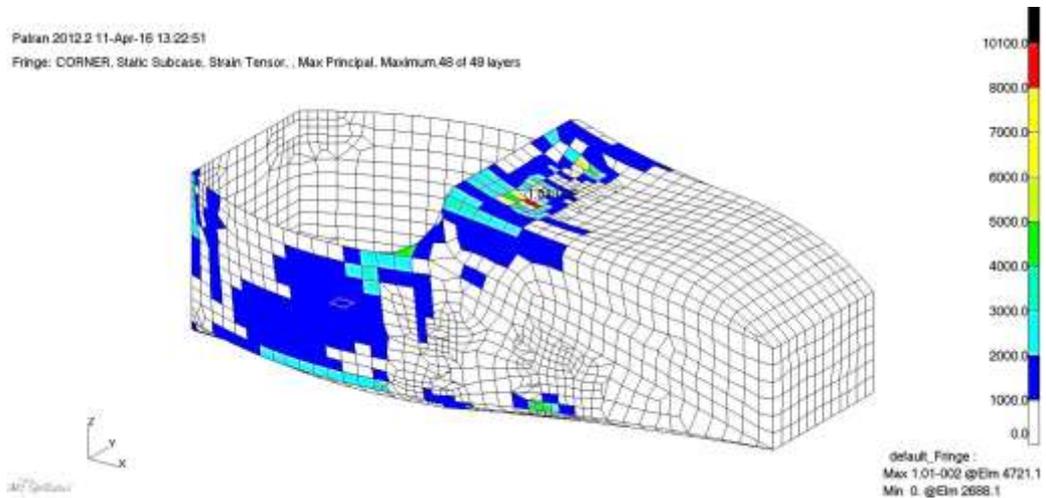
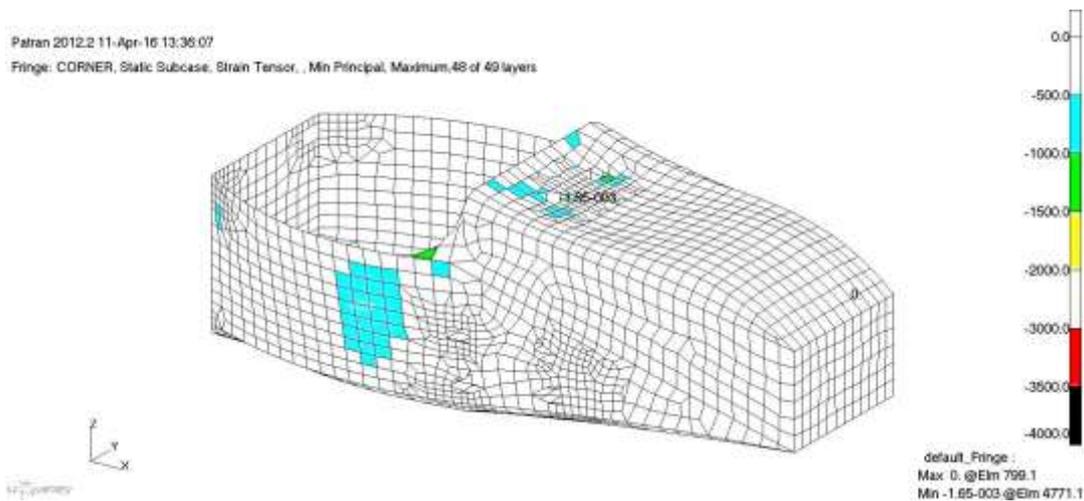


Figura 136: Microdeformaciones positivas en curva. 1ª iteración



**Figura 137: Microdeformaciones negativas en curva. 1ª iteración**

En primera instancia se ve con claridad que al igual que en el modelo 0, la estructura no sufre por deformación a compresión, quedando los valores máximos muy lejos del fallo.

Respecto al fallo debido a deformaciones positivas, se puede comprobar que la estructura falla claramente para el caso de frenada trasera, aún con la introducción del núcleo. Para el resto de casos de carga, los fallos se producen en elementos aislados, por lo que no se predice el fallo del material en dichas zonas.

El análisis por tanto de la estructura según el criterio de máxima y mínima deformación, refleja que los elementos que están por encima del límite de fallo (elementos pintados en rojo) son adyacentes a los elementos de los inserts. El resto de la estructura queda por debajo del fallo, obteniendo valores de entre 2,000 y 0 microdeformaciones ( $\mu\epsilon$ ), en zonas como el suelo, el Side Impact o el FBH. Se concluye por tanto en que según el criterio de máxima deformación, los laminados están un poco sobredimensionados en las zonas alejadas de los inserts.

A continuación, se comprobará el fallo del material por el criterio de Telegraphing. Como se comentó anteriormente, dicho modo de fallo está fundamentado en posibles problemas en la unión adhesiva de las láminas con el núcleo. Para dicha comprobación, se presentarán los resultados en las zonas de core, haciendo zoom en aquellas zonas en las que puedan existir problemas.

Debido a posibles singularidades asociadas al modelo numérico, se producen picos localizados no realistas de tensiones en ciertos elementos, generalmente situados en las proximidades de zonas críticas. De cara a poder realizar un análisis más fiable, los valores de las tensiones o deformaciones pueden ser promediados en un área representativa de la zona donde se produce el pico de tensión o deformación de cara a obtener valores más realistas.

Los resultados pueden verse a continuación.

- Aceleración delantera

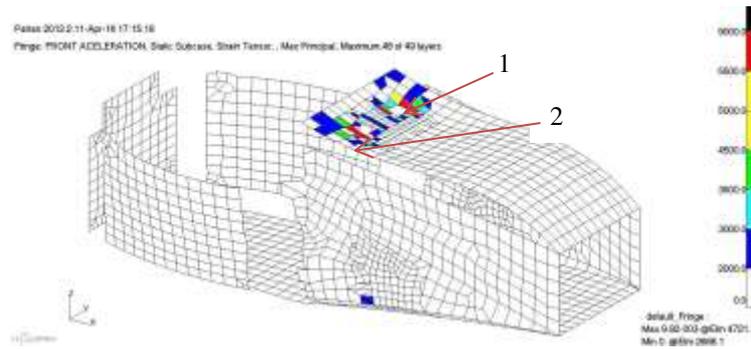


Figura 138: Comprobación de rotura por Telegraphing en aceleración delantera. 1ª iteración

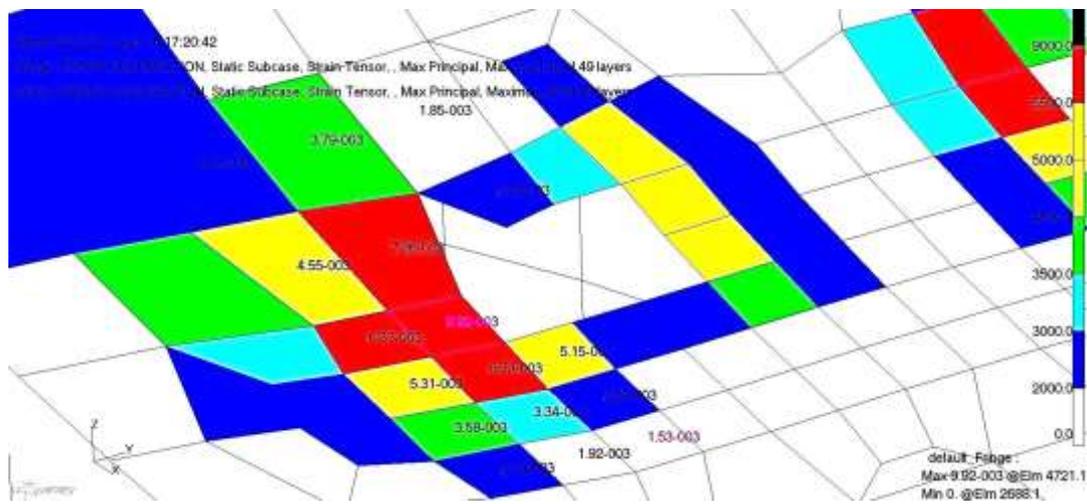


Figura 139: Zoom 1

$$\frac{(7.25 + 9.90 + 8.73 + 6.37 + 3.79 + 2.16 + 4.55 + 5.31 + 3.58 + 3.34 + 5.15) * 10^{-3}}{11} = 5.46 * 10^{-3}$$

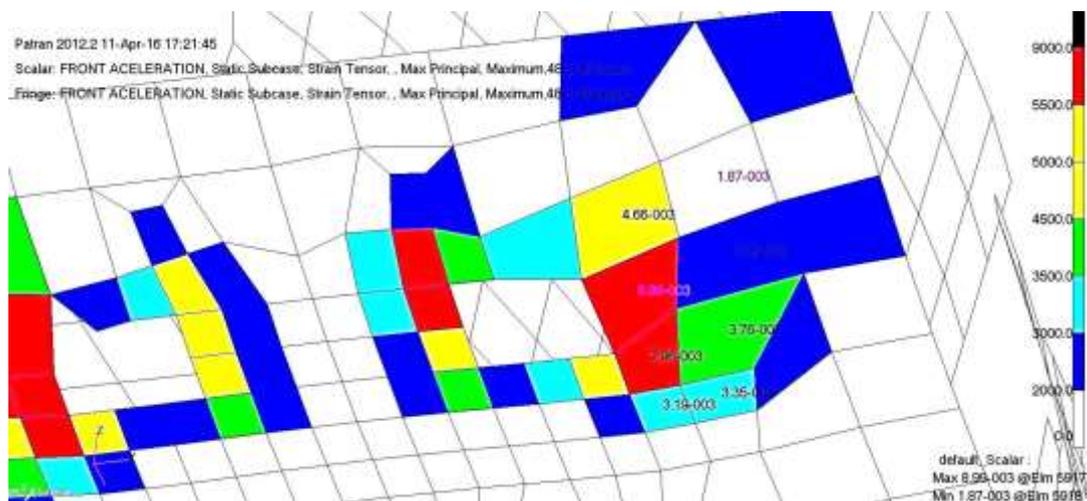


Figura 140: Zoom 2

$$\frac{(8.99 + 7.96 + 4.66 + 2.95 + 3.76 + 3.19) * 10^{-3}}{6} = 5.21 * 10^{-3}$$



$$\frac{(4.85 + 7.24 + 7.13 + 6.63 + 6.41 + 2.76 + 4.63 + 5.21 + 4.38) * 10^{-3}}{9} = 5.47 * 10^{-3}$$

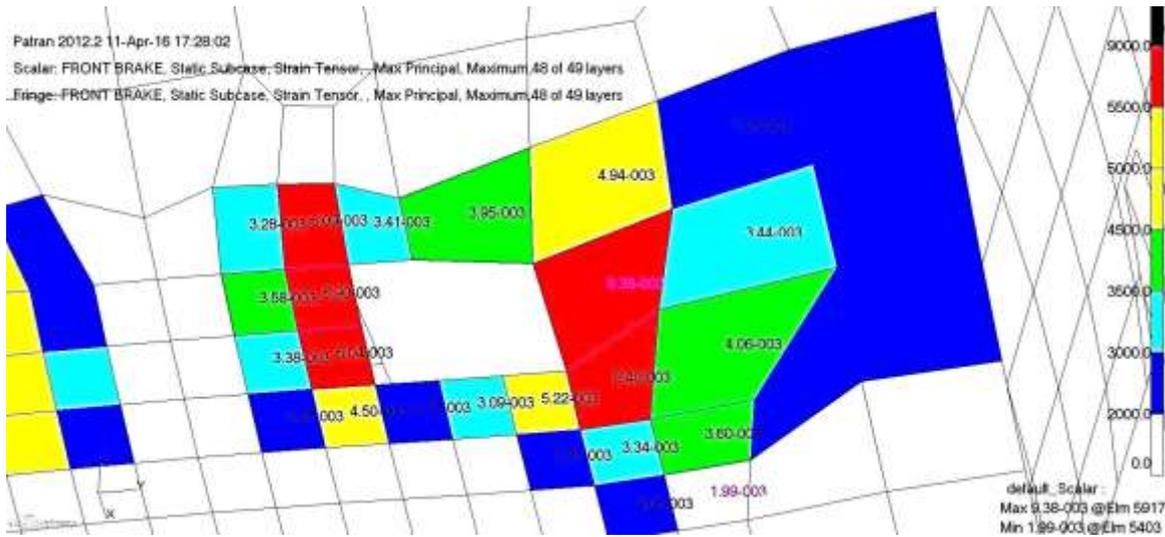


Figura 144: Zoom 3

$$\frac{(6.09 + 6.90 + 6.04 + 3.28 + 3.58 + 3.38) * 10^{-3}}{6} = 4.95 * 10^{-3}$$

$$\frac{(9.38 + 8.40 + 3.44 + 4.06 + 3.34 + 4.94) * 10^{-3}}{6} = 5.59 * 10^{-3}$$

- Frenada trasera

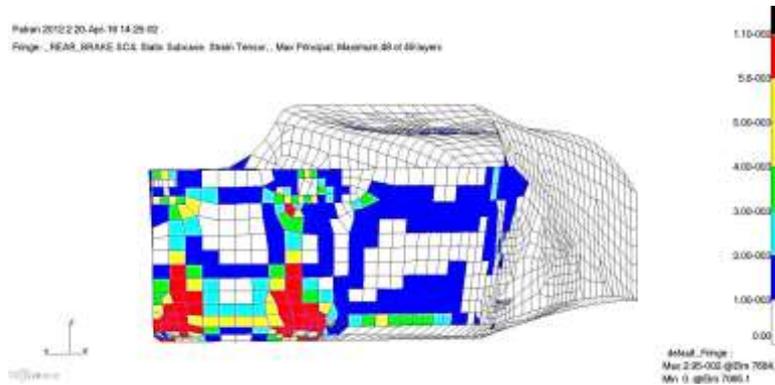


Figura 145: Comprobación de rotura por Telegraphing en frenada trasera. 1ª iteración

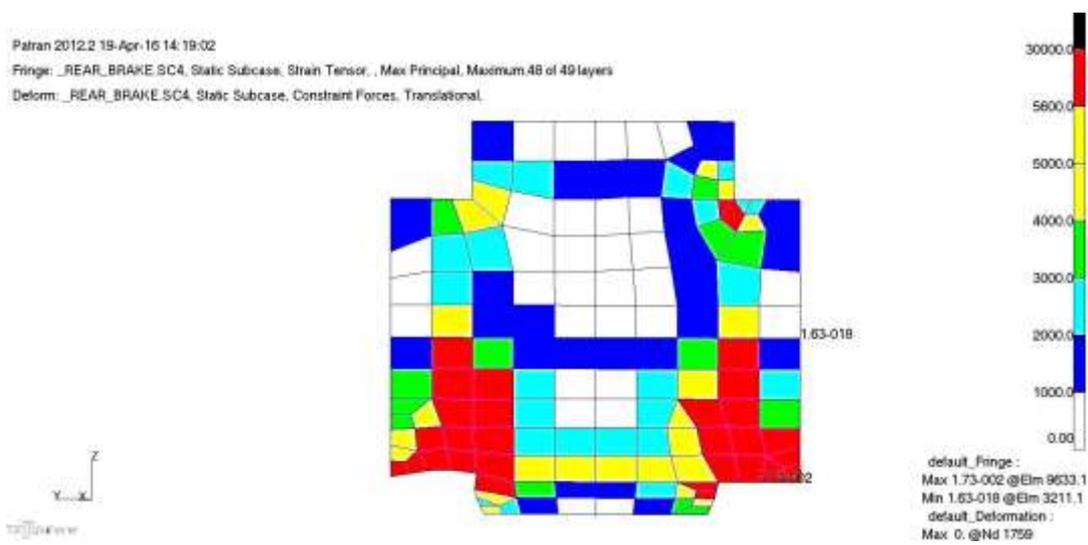


Figura 146: Zoom 1

- Curva

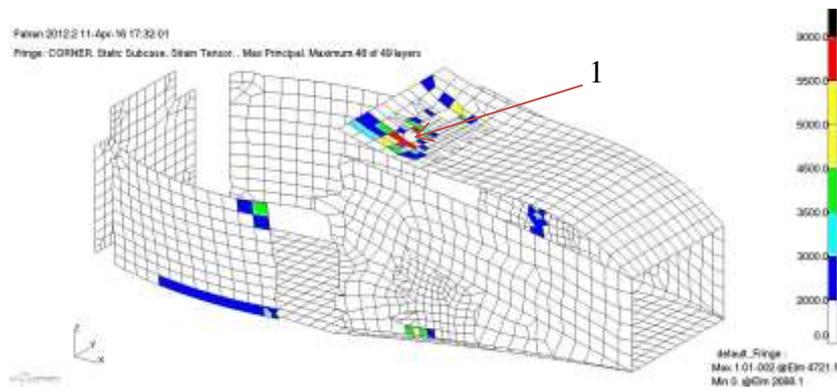


Figura 147: Comprobación de rotura por Telegraphing en curva. 1ª iteración

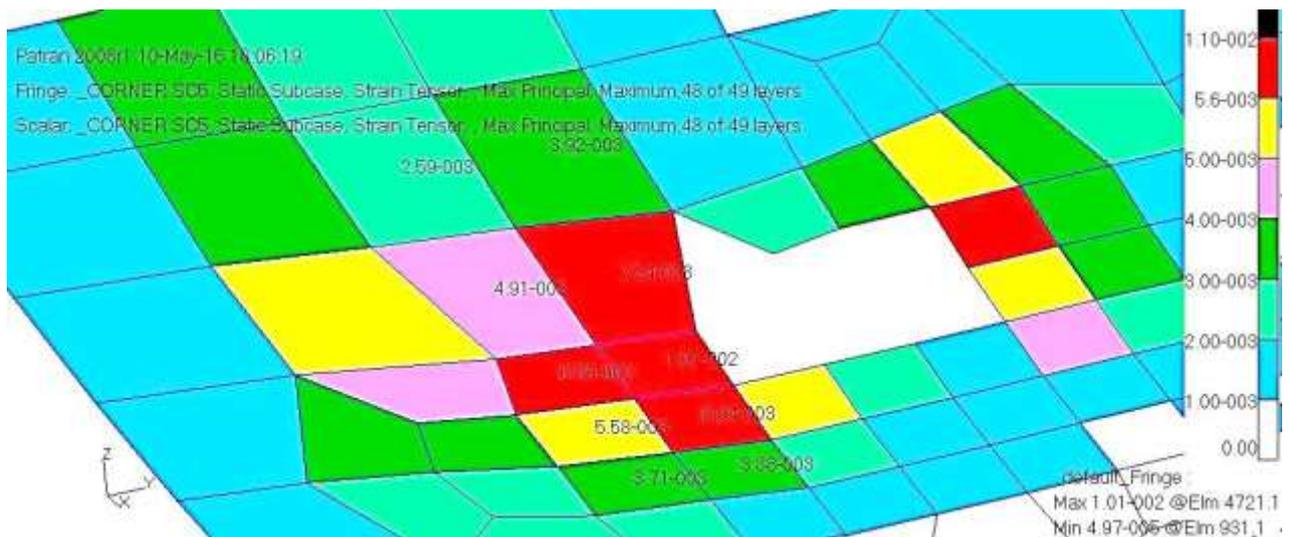


Figura 148: Zoom 1

$$\frac{(3.92 + 7.34 + 10.1 + 8.94 + 3.38 + 5.58 + 6.68 + 4.91 + 3.71 + 2.59) * 10^{-3}}{10} = 5.71 * 10^{-3}$$

Analizando los valores obtenidos como consecuencia de los promedios de las deformaciones, se puede concluir con que no existe el fallo por Telegraphing en ninguna zona de las señaladas como críticas, ya que el valor medio de las deformaciones en una zona más amplia no supera el límite establecido, excepto en la zona trasera, en la cual se obtiene un fallo claro.

Como se puede comprobar, no se realizan promedios en la zona de los inserts traseros para el caso de frenada trasera, ya que vista la gran zona con deformaciones por encima del límite, se puede afirmar que se produce un fallo del material.

Por último, se comprobará la resistencia al fallo del núcleo por cortadura. Dicha comprobación, se realizará calculando el factor de seguridad planteado anteriormente en el punto dedicado a los criterios de fallo. Los valores que se tendrán en cuenta será la máxima combinación de valores de tensiones de cortadura fuera del plano para cada subgrupo en cada uno de los casos de carga. A continuación, se observan los resultados obtenidos.

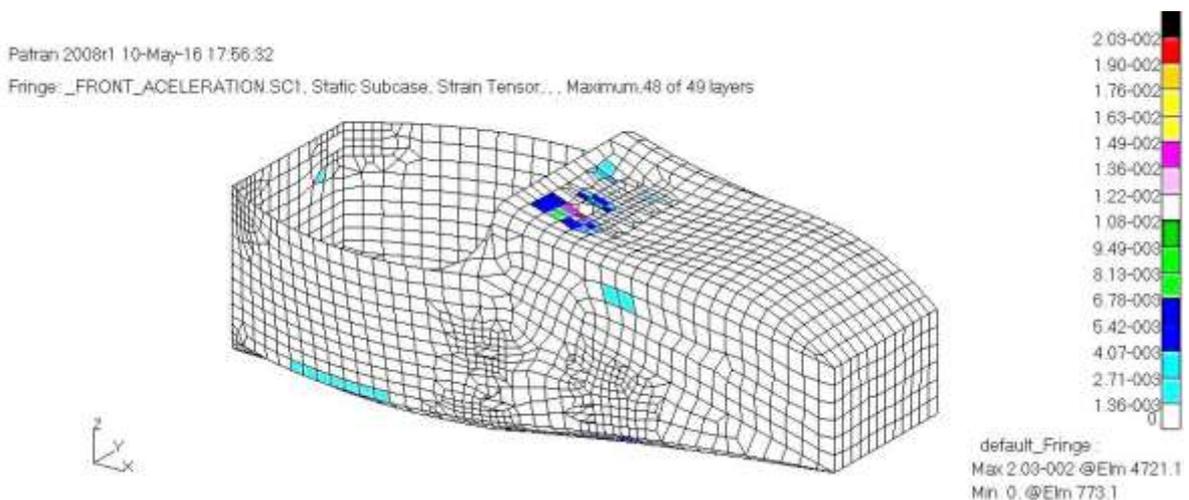


Figura 149: Comprobación de rotura del núcleo por cortadura en aceleración delantera. 1ª iteración

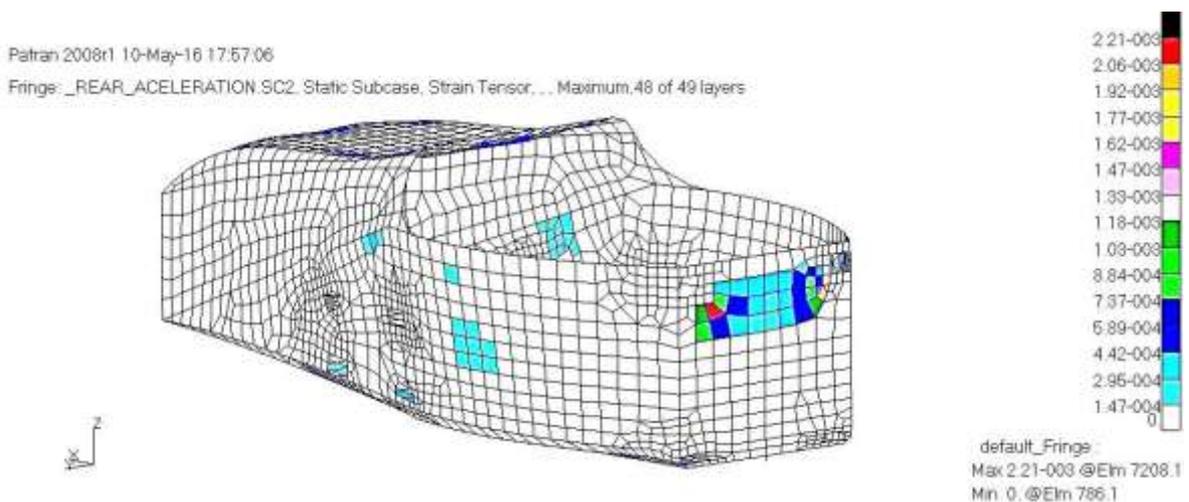


Figura 150: Comprobación de rotura del núcleo por cortadura en aceleración trasera. 1ª iteración

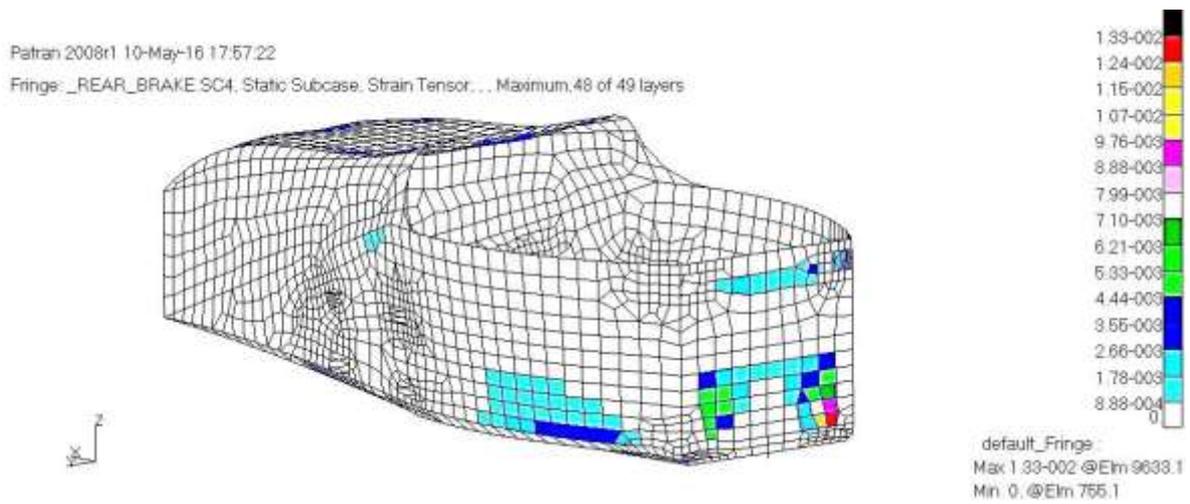


Figura 151: Comprobación de rotura del núcleo por cortadura en frenada delantera. 1ª iteración

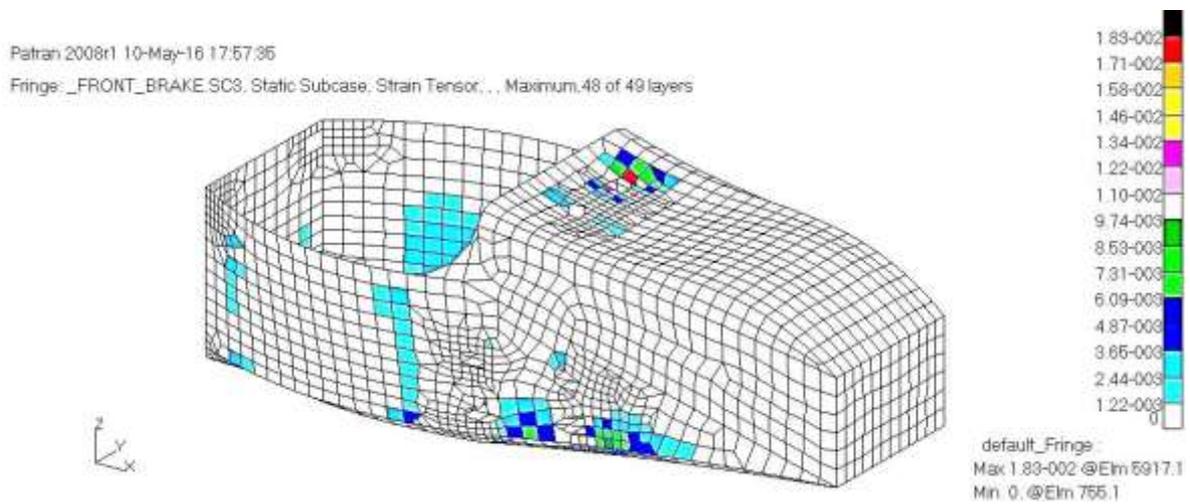


Figura 152: Comprobación de rotura del núcleo por cortadura en frenada trasera. 1ª iteración

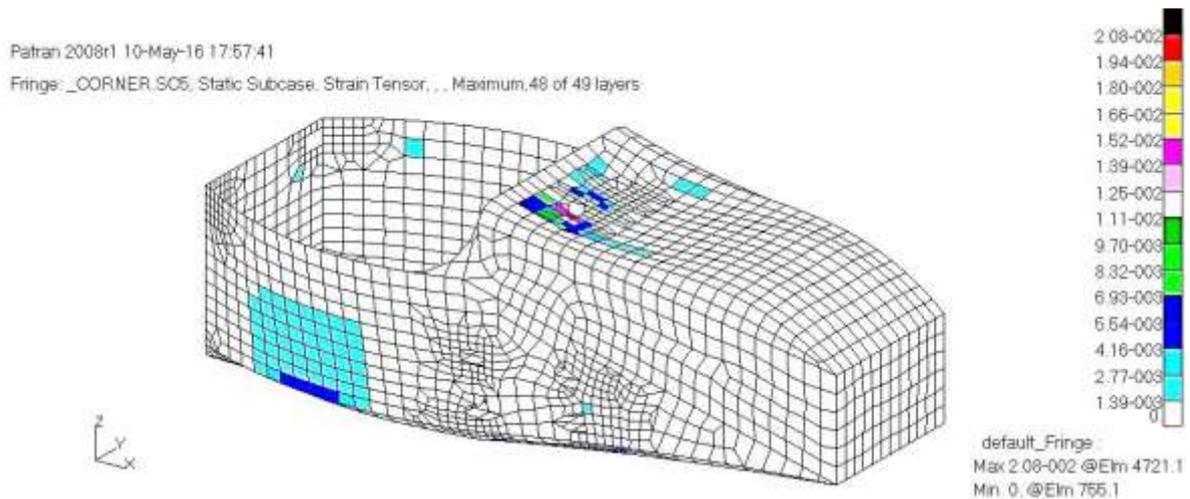


Figura 153: Comprobación de rotura del núcleo por cortadura en curva. 1ª iteración

El resumen de los resultados más críticos se presenta a continuación en formato tabla.

- $\tau_{zx}$

	FBH_S	SUELO	SI RIGHT	SI LEFT	REAR	FRONT SI RIGHT	FRONT SI LEFT
FA	5.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FB	3.0	0.0	2.0	2.0	2.0	3	4
RB	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	0.0	0.0
CURVA	5.0	1.0	1.0	0.0	0.0	0.0	2.0

Tabla 18: Máximas tensiones tangenciales ZX en MPa. 1ª iteración

- $\tau_{zy}$

	FBH_S	SUELO	SI RIGHT	SI LEFT	REAR	FRONT SI RIGHT	FRONT SI LEFT
FA	5.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
FB	4.0	0.0	0.0	1.0	1.0	2.0	3.0
RB	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	0.0	0.0
CURVA	5.0	0.0	1.0	0.0	1.0	0.0	2.0

Tabla 19: Máximas tensiones tangenciales YZ en MPa. 1ª iteración

Quedando los siguientes factores de seguridad:

	FBH_S	SUELO	SI RIGHT	SI LEFT	REAR	FRONT SI RIGHT	FRONT SI LEFT
RF SHEAR CORE	4,39	54,00	6,88	9,98	10,97	17,94	21,93

Tabla 20: Factores de seguridad de rotura del núcleo por cortadura

Como se puede comprobar, todos los valores resultantes superan de forma clara el valor unidad, por lo que se podría asegurar que la resistencia del núcleo a cortadura no representará para el modelo actual un problema estructural.

#### 4.2.2.2.2 Análisis por rigidez

A continuación, se analizan los desplazamientos para comprobar los efectos que ha tenido la introducción del núcleo de Honeycomb en los desplazamientos en el monocasco.

- Aceleración delantera:

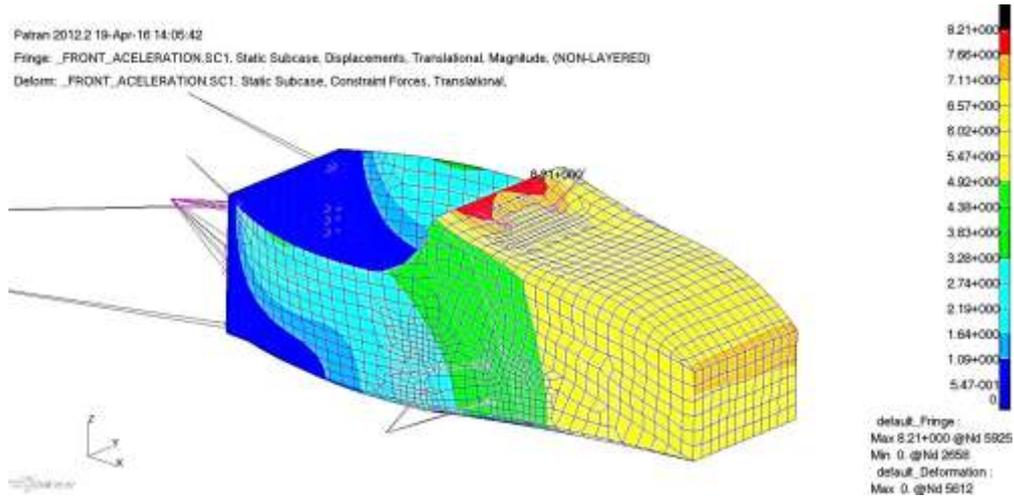


Figura 154: Desplazamientos absolutos en aceleración delantera. 1ª iteración

- Aceleración trasera:

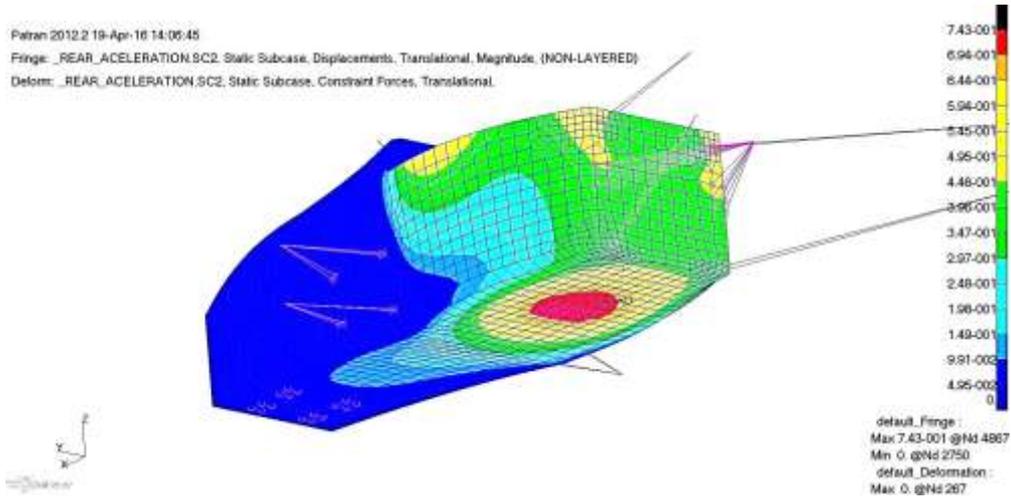


Figura 155: Desplazamientos absolutos en aceleración trasera. 1ª iteración

- Frenada delantera:

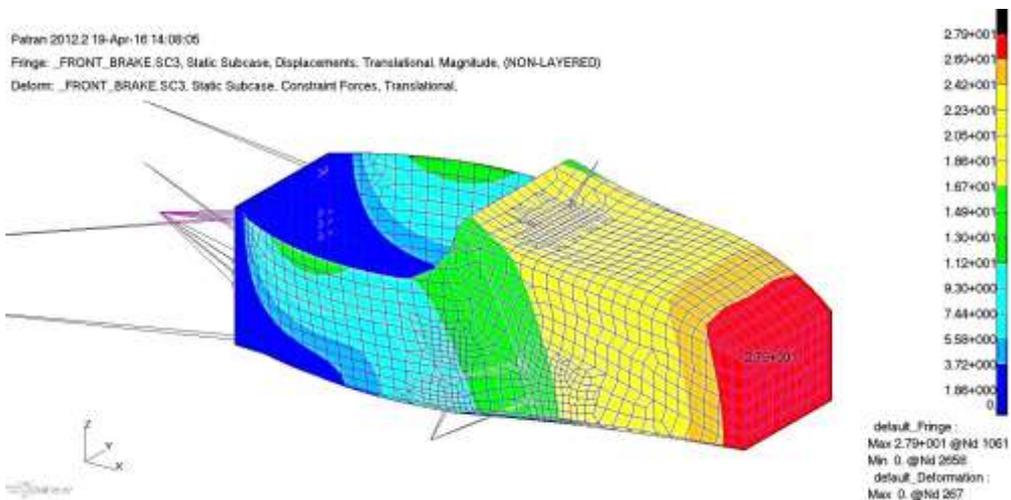


Figura 156: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 1ª iteración

- Frenada trasera:

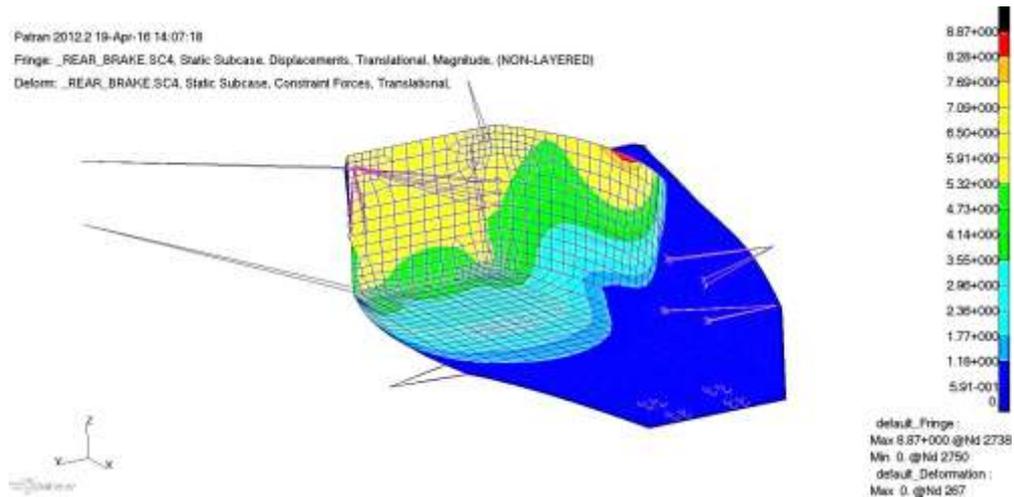


Figura 157: Desplazamientos absolutos en frenada trasera. 1ª iteración

- Curva:

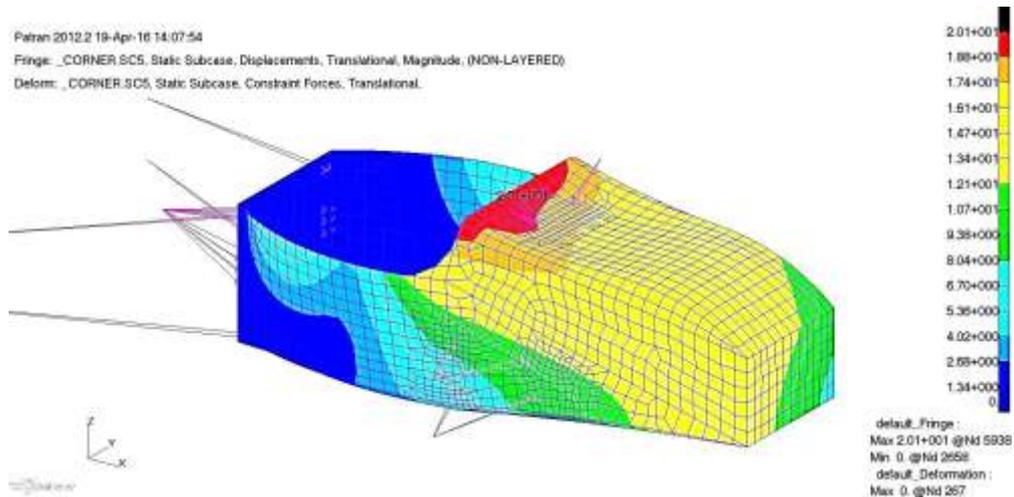


Figura 158: Desplazamientos absolutos en curva. 1ª iteración

Como se puede comprobar, los desplazamientos han disminuido considerablemente para todos los casos de carga, quedando en este punto del diseño todas las imposiciones de desplazamiento cumplidas. Se verifica por tanto que el núcleo está cumpliendo su función estructural.

Por último, se vuelven a comprobar los valores de la rigidez torsional en este punto.

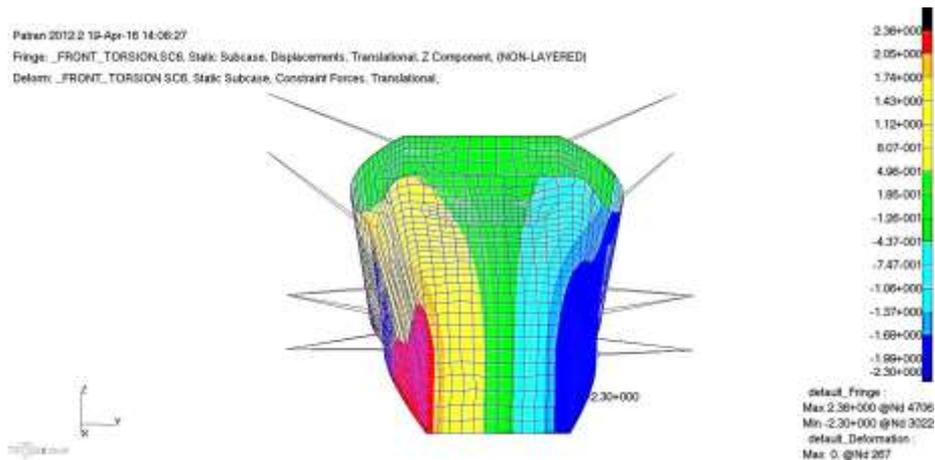


Figura 159: Desplazamientos en ensayo de torsión delantera. 1ª iteración

$$K_{Torsional} = \frac{2,000 * 0.536}{\arctg\left(\frac{0.00236 + 0.0023}{0.536 * 2}\right)} = 4,304 \text{ kg} * \text{m} / \%$$

Se comprueba como la rigidez torsional ha aumentado considerablemente, fruto de la rigidización del monocasco debido a la introducción del núcleo de honeycomb. El valor se excede a los 3,500 propuestos en el comienzo del proyecto, aunque a diferencia del modelo 0, dicho valor podría llegar a ser aceptable.

#### 4.2.2.3 2ª iteración

Hasta el momento, se ha diseñado una estructura la cual cumple con todos los criterios de diseño estructurales planteados exceptuando el caso de frenada trasera, en la cual se han obtenido resultados no favorables y que en primera instancia, provocarían el fallo de la estructura por unas deformaciones excesivas (17,300  $\mu\epsilon$ ).

La razón por la que obtendría un estado de deformaciones muy por encima al que se obtiene en el resto de la estructura, podría venir por el modelo de apoyo trasero que se está usando. Como se puede apreciar en la Figura 53 las cargas son aplicadas en el punto donde los triángulos de suspensión se unirían a las manguetas; dicha carga se traslada al monocasco mediante elementos rígidos a los nodos donde iría unido una supuesta estructura metálica trasera. Una posible razón por la cual se obtienen tensiones tan elevadas en la zona trasera, pueden ser los momentos que se producen debido a la longitud del brazo que transmite las fuerzas.

De cara a mejorar la forma de aplicación de la carga, se diseñará un entramado de barras trasero básico, sobre el que se tendrá presente los puntos sobre los que deben colocarse los triángulos de suspensión y la sección mínima de las barras (25.4 mm de  $\varnothing_{ext}$  y 2.5 mm de espesor). El entramado ha sido diseñado con elementos barra.

La estructura que se tiene es la siguiente.

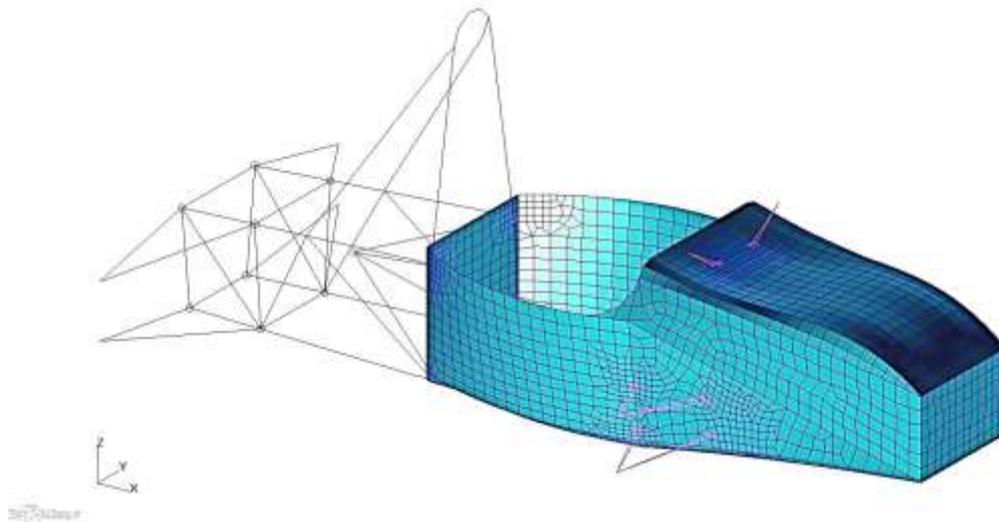


Figura 160: Modelo monocasco incluyendo chasis trasero

Como se puede observar, las uniones de los triángulos traseros van directamente unidas al entramado trasero. La estructura de acero irá unida al monocasco en 4 puntos, los mismos a los que iban anclados anteriormente los RBE2. Los nodos de anclaje del motor también se han llevado a los nodos de unión del chasis trasero al monocasco.

Los resultados que se obtienen en las pruebas de máxima deformación y Telegraphing en la zona trasera serían los siguientes.

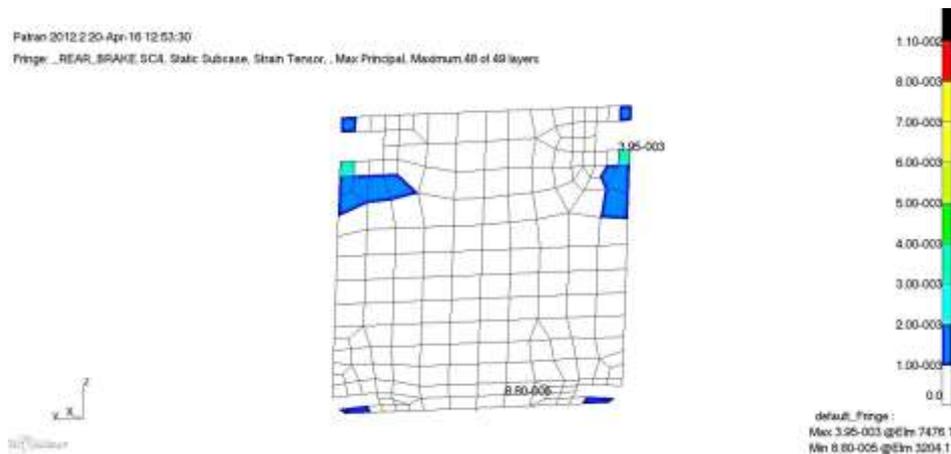


Figura 161: Máximas deformaciones para el Rear en frenada trasera. 2ª iteración

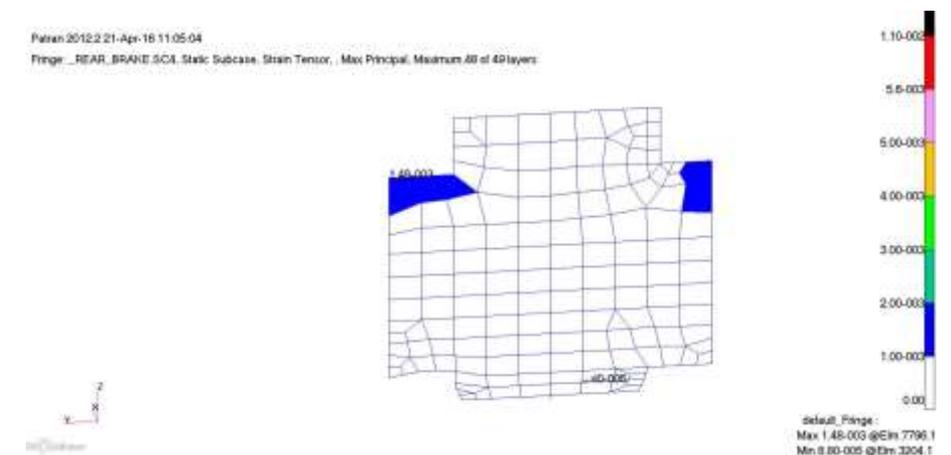


Figura 162: Telegraphing para el Rear (Bulk+Ramp) en frenada trasera. 2ª iteración

Como se puede apreciar en las imágenes, los resultados han variado enormemente respecto a los obtenidos en los anteriores modelos. El elevado número de láminas que se han colocado en la placa trasera en previas iteraciones debido a los resultados que se obtenían, han provocado que al mejorar la manera de aplicar las cargas traseras dicha zona haya quedado totalmente sobredimensionada.

Como medida para mejorar los resultados en el análisis completo, se va a continuar usando dicho modelo, aunque no se le realizarán análisis ya que simplemente se tratará de una manera más eficiente y real de introducir las condiciones de contorno y de cargas trasera.

Se observa que todos los criterios de fallo por resistencia tras la introducción del entramado trasero, mejoran o permanecen al mismo nivel de deformaciones. Por otra parte, los desplazamientos que se obtienen para los fallos por rigidez aumentan en el FBH para el caso de frenada delantera, teniendo un desplazamiento vertical de 38 mm. La razón de este aumento tan grande en los desplazamientos está en la introducción del chasis trasero, ya que este sufre desplazamientos, mientras que los elementos rígidos tenían rigidez infinita.

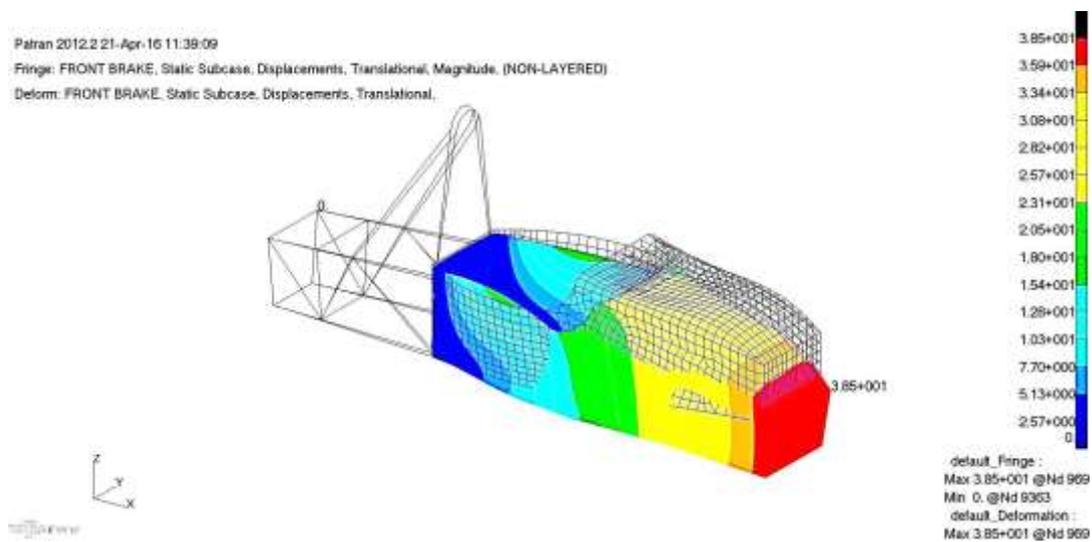


Figura 163: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 2ª iteración

De cara a disminuir dicho desplazamiento vertical, se proponen rigidizaciones del monocasco tanto laterales como superiores e inferiores.

En primer lugar se realizará la rigidización de la cara superior e inferior, representados en los grupos de FBH Support y el suelo, incrementando 4 láminas con dirección  $0^\circ$  en cada uno de los grupos. Las láminas se irán colocando en la zona exterior del laminado, ya que a mayor distancia del plano medio mayor carga de flexión puede absorber el material. Como puede observarse en la Figura 164, los desplazamientos verticales se reducen apenas 1 mm.

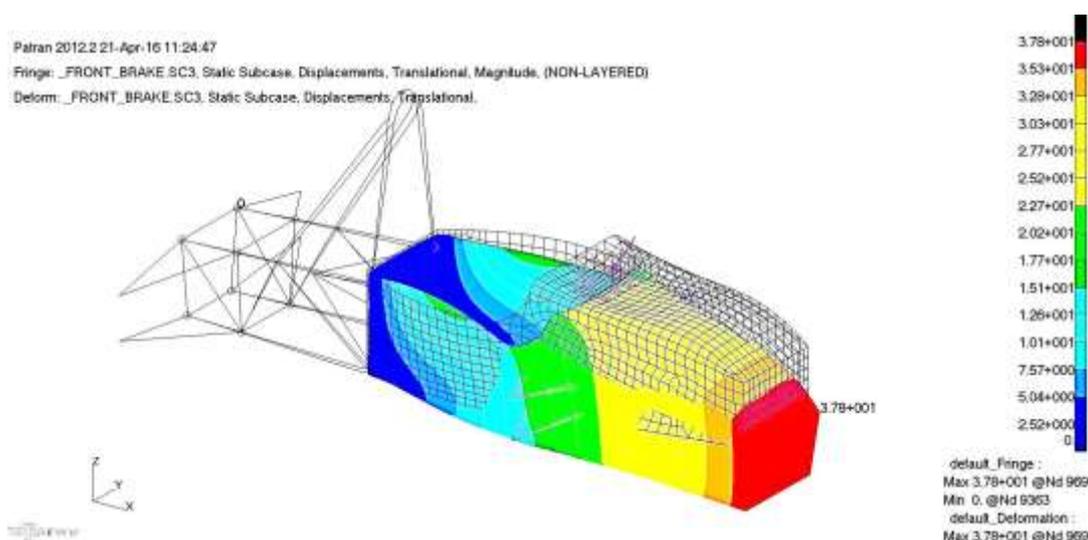


Figura 164: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 2ª iteración

Visto el pequeño efecto en los desplazamientos que supone el incremento del laminado en los grupos del suelo y FBH Support, se optará por efectuar el análisis realizando una rigidización lateral. Se agregarán 4 láminas a  $\pm 45^\circ$  en los Side Impact.

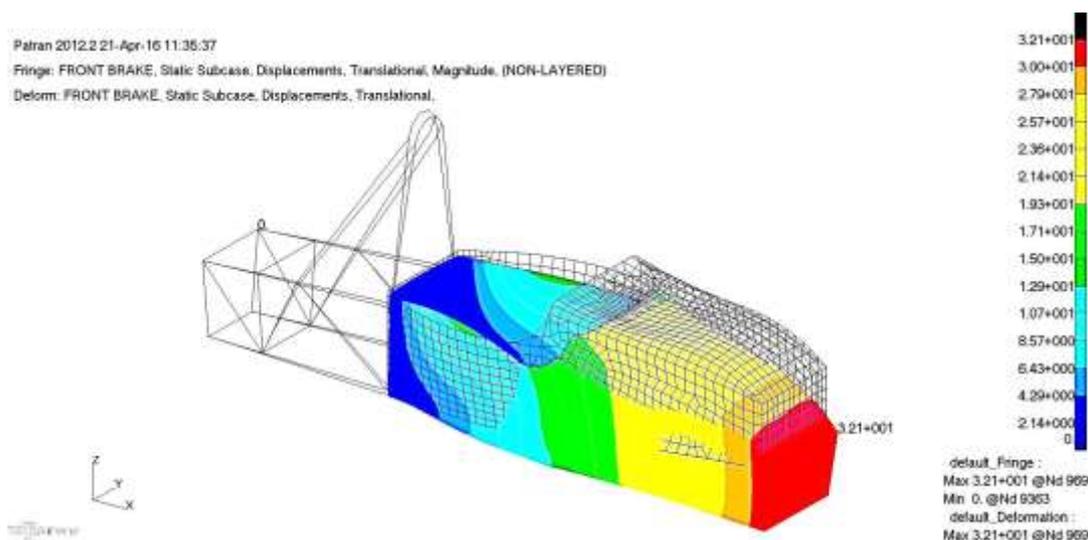


Figura 165: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 2ª iteración

Se puede comprobar en la Figura 165 como la mejora en los resultados es muy satisfactoria viendo una reducción de 6 mm. Se demuestra que una rigidización lateral de la estructura ayuda a disminuir el desplazamiento vertical del morro y con ello, aumenta la rigidez a flexión del monoplaza.

Aumentando el laminado en 2 láminas más de  $\pm 45^\circ$  a cada uno de los laterales, se puede confirmar que se ha diseñado un modelo que cumple con los criterios estructurales y geométricos que le fueron exigidos.

#### 4.2.2.4 3ª iteración. Modelo final

Vistos los resultados obtenidos, se aprecian zonas sobredimensionadas en lo que a cantidad de material se refiere, ya que sus valores máximos de deformaciones y/o desplazamientos quedan lejos de los valores límite. En esta iteración que consistirá más en una optimización, ya que se plantearán alternativas para quitar láminas y/o reducir el área del núcleo en cada una de las placas. Dichas alternativas serán probadas y se analizarán los resultados, ya que se debe de controlar que dichos cambios no provoquen el fallo en la estructura.

En primer lugar, como se ha podido apreciar en todos los resultados vistos hasta el momento, la zona que va desde el FBH hasta el punto más próximo de aplicación de la carga de las suspensiones delanteras se encuentra muy sobredimensionada en lo que al estudio de las deformaciones se refiere. Se procederá a dividir las zonas de los laminados laterales y superior (FBH Support y Front Side Impact) en dos partes. La trasera se quedará tal y como está planteada, pero se reducirá la cantidad de material en la delantera. La reducción del laminado en la zona del Bulk y Ramp delantera será de casi un 50%. La Figura 166 muestra los distintos espesores del monocasco.

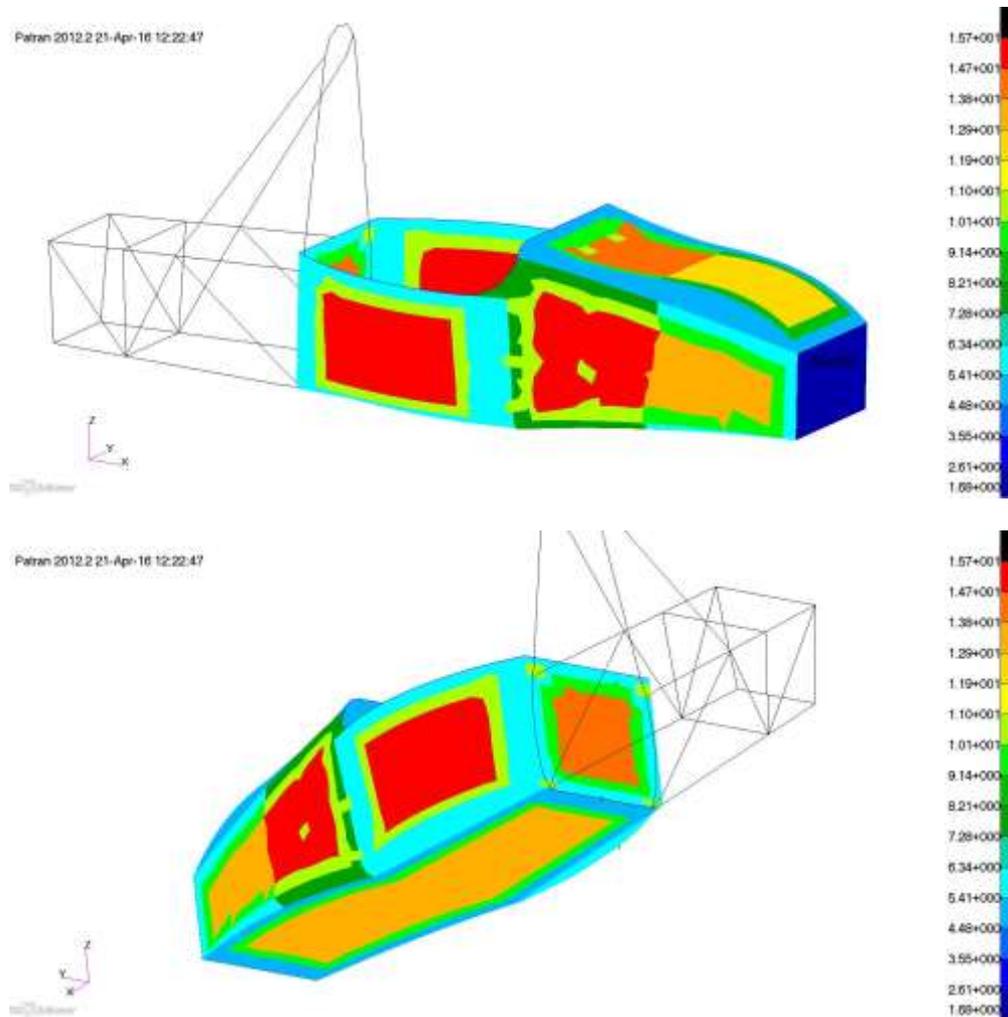


Figura 166: Espesores. 3ª iteración

Como se puede suponer, la acción de quitar material en dicha zona disminuye la rigidez de la zona delantera del monocasco, por lo que los desplazamientos que se producirían en dicha zona serán mayores. Esto afectaría a los desplazamientos verticales que se obtendrían en la zona delantera para el caso de frenada delantera. Dicha pérdida de rigidez, puede ser contrarrestada añadiendo fibras diagonales en los laterales del monocasco (laminas a  $\pm 45^\circ$ ). Los resultados pueden observarse a continuación en la Figura 167.

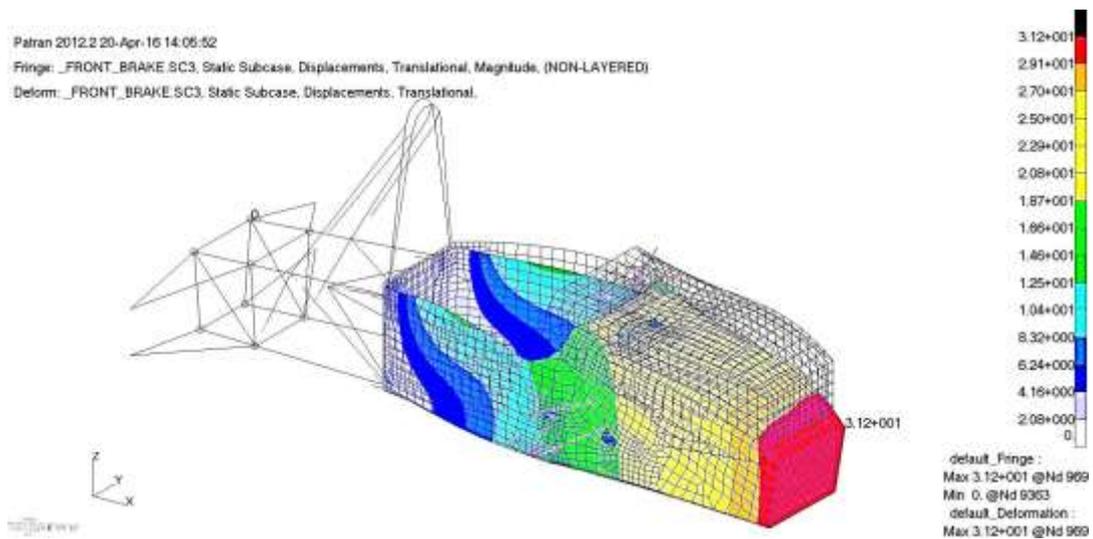


Figura 167: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 3ª iteración

Se puede apreciar como a pesar de haber eliminado gran cantidad de material en la parte delantera del monocasco, los desplazamientos han disminuido levemente, gracias a la introducción del laminado lateral.

Por otro lado, vista la mejora que se produce en los resultados en la zona trasera tanto para deformaciones como desplazamientos debido a la introducción del chasis trasero, dicha zona trasera ha quedado muy sobredimensionada. Se le rebajará tanto la rigidez como la resistencia de la placa, reduciendo tanto el número de láminas como el área de núcleo. La reducción del laminado deja una configuración del Bulk que pasa de ser 20+CORE+20 a 8+CORE+8, no pudiendo reducir más el laminado, de cara a que los desplazamientos en el morro no aumenten y a no debilitar en exceso la parte trasera, que además interesará que sea rígida para que los desplazamientos relativos entre chasis delantero y trasero sean despreciables.

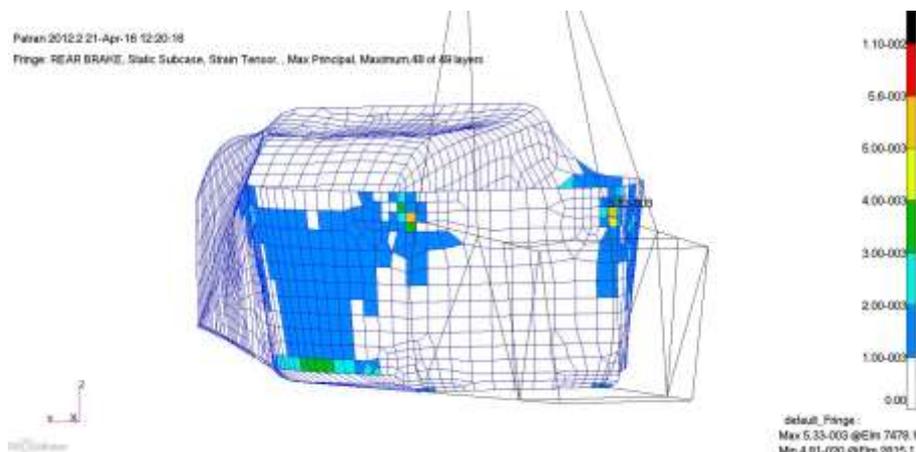


Figura 168: Máximas deformaciones en frenada trasera. 3ª iteración

Continuado con la optimización del laminado, se ha podido comprobar vistos los resultados anteriores que las máximas deformaciones se obtienen en las uniones de la suspensión y amortiguación delantera, en los casos en los que la carga se introduce por dichos puntos. Respecto a los desplazamientos, el más crítico sería el desplazamiento vertical del morro en el caso Frenada delantera. Una vez la estructura está diseñada para ser lo suficientemente resistente ante los sistemas de carga, es importante que al eliminar material por exceso de resistencia del laminado, no se provoque una pérdida de rigidez. Se retirará material de las zonas en las que las deformaciones por Telegraphing estén lejos del límite en todos sus puntos, controlando el desplazamiento vertical del FBH.

Para todos los casos de carga, el laminado del Side Impact no produce deformaciones muy grandes, aunque sí que resulta importante que este sea rígido, de cara a controlar los desplazamientos en el morro y en las suspensiones para el ensayo de torsión.

El hecho de que la zona que rodea la entrada del piloto sea la zona en la que existe una mayor pérdida de rigidez, va relacionado con la teoría del comportamiento de un perfil tubular a torsión, comentada anteriormente, en la que se decía que los perfiles abiertos trabajan peor ante cargas de torsión que los perfiles cerrados, debido a la forma de distribuir las tensiones por las placas.

Comentado esto, comprobamos que podemos eliminar material tanto en el Side Impact como en el Front Side Impact trasero, reduciendo principalmente el laminado a  $0^\circ$  y  $90^\circ$ , pasando de una configuración de 16+CORE+16 a 12+CORE+12 en el Bulk del Side Impact y de 16+CORE+16 a 12+CORE+12 en el Bulk del Front Side Impact trasero.

El Front Bulkhead Support trasero no puede ser optimizado, ya que los promedios realizados sobre el laminado cercano a los inserts para el criterio de fallo de Telegraphing estaban muy cerca del límite de rotura, además de influir también en el desplazamiento del FBH. Se dejara como 10+CORE+10.

Las zonas del Suelo y del Front Bulkhead, con configuraciones de 8+CORE+8 y 4+CORE+4 respectivamente y laminados equilibrados, no serán modificadas, a pesar de estar muy sobredimensionadas en lo que a deformaciones se refiere. En el caso del Suelo, esto se debe a que, a pesar de que los desplazamientos son muy pequeños, es importante mantenerlo rígido, ya que las cargas de frenada que recibirá durante la competición, podrían provocar importantes desplazamientos, lo que incomodaría la actuación del piloto. Respecto al Front Bulkhead, la carga más influyente en competición, estaría centrada en un impacto frontal, la cual no sea tenido en cuenta en el presente proyecto; debido a eso, se mantendrá con un mínimo de rigidez, ya que en ese punto iría anclado un atenuador de impacto.

A continuación, se pueden ver los resultados para Telegraphing para todos los casos de carga excepto en frenada trasera, el cual sigue estando lejos del fallo.

- Aceleración delantera

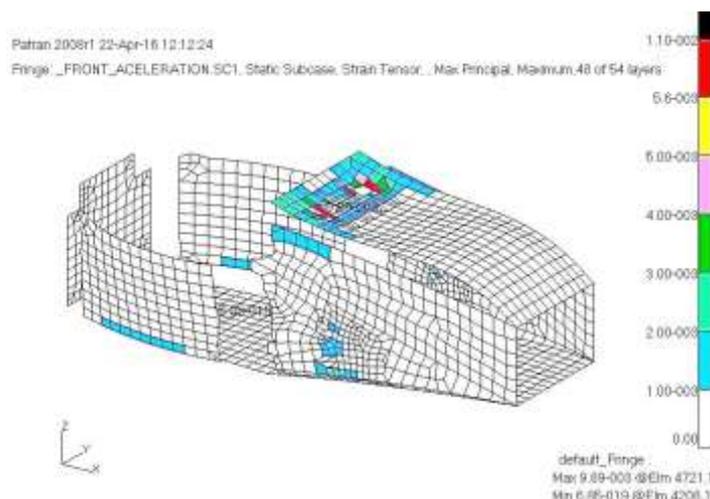


Figura 169: Comprobación de rotura por Telegraphing en aceleración delantera. 3ª iteración

- Frenada delantera

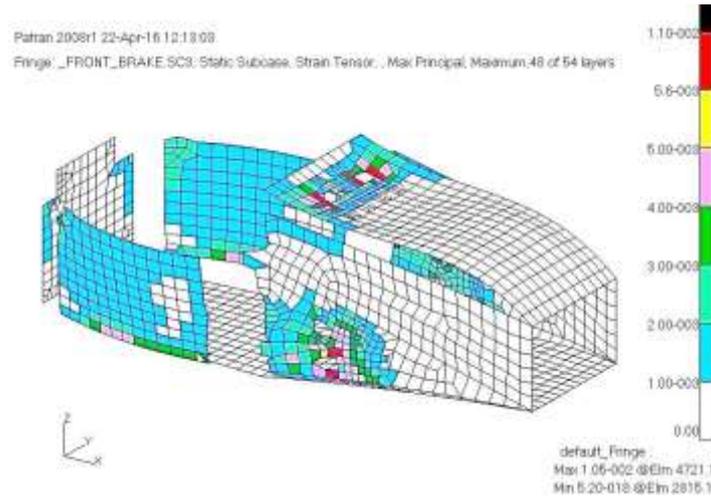


Figura 170: Comprobación de rotura por Telegraphing en frenada delantera. 3ª iteración

- Frenada trasera

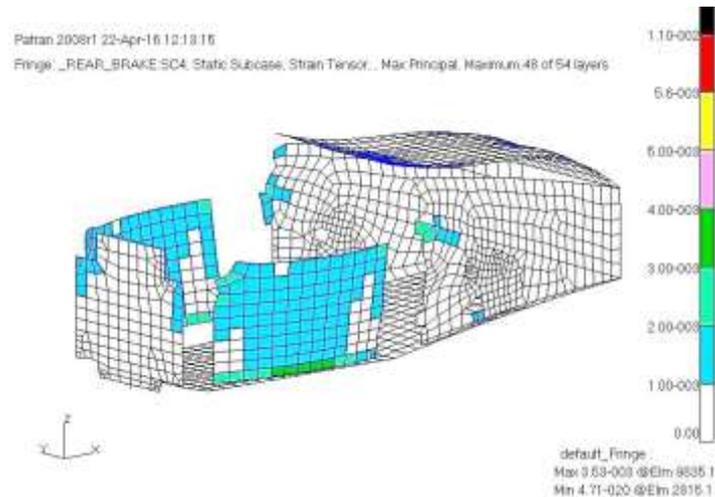


Figura 171: Comprobación de rotura por Telegraphing en frenada trasera. 3ª iteración

- Curva

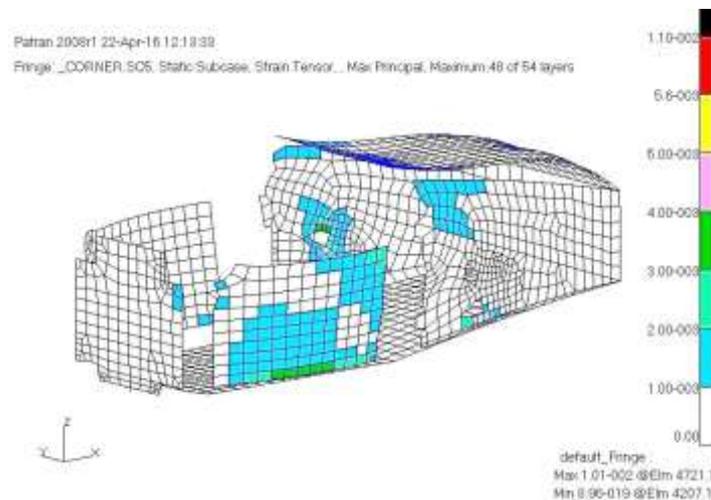


Figura 172: Comprobación de rotura por Telegraphing en curva. 3ª iteración

Los valores obtenidos resultan inferiores o del mismo orden que en la anterior iteración para la cual se realizó un promedio, por lo que la estructura cumple.

Respecto al desplazamiento en el morro para el caso de frenada delantera, se puede comprobar en la siguiente imagen como el valor ha disminuido hasta valores aceptables.

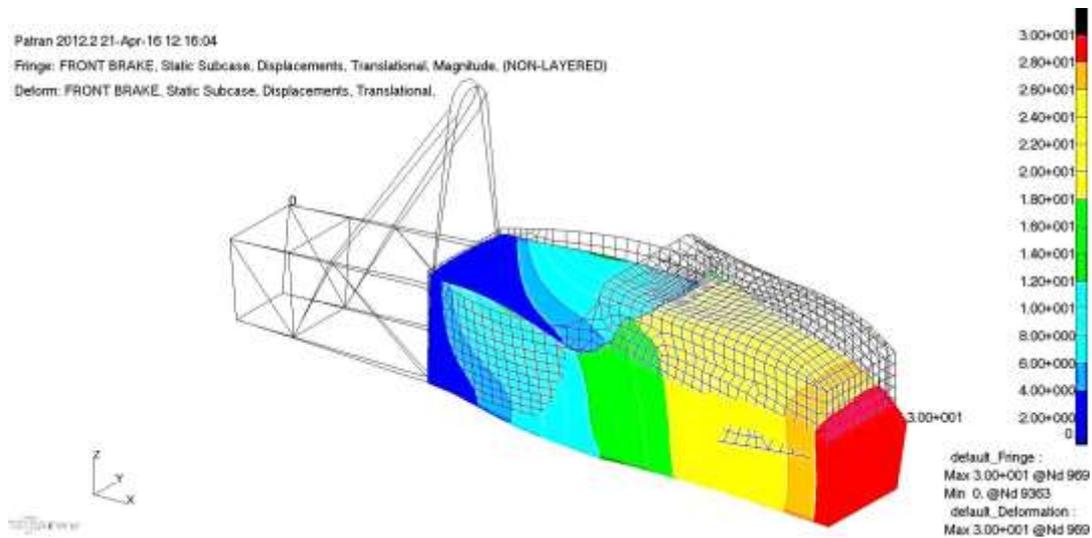


Figura 173: Desplazamientos máximos en frenada delantera. 3ª iteración

Por último, se realizará una optimización de todos los laminados, haciendo que el número de láminas vaya disminuyendo desde la zona del Landing hasta el Bulk, pasando por el Ramp. Dicho cambio, mejorará y preparará la estructura de cara a su fabricación. El hecho de que las láminas, vayan muriendo cuando pasan de una zona del laminado a otro, es obligatorio si se quiere que el laminado funcione correctamente. La siguiente tabla, muestra un resumen de cómo quedaría la distribución de los diferentes lamidos.

Zona		Numero de plies
FBH	N/A	4+4
FBH SUPPORT	Trasera	14+14
		12+0,5CORE+12
		10+CORE+10
	Delantera	14+14
		8+0,5CORE+8
		6+CORE+6
SIDE IMPACT	N/A	16+16
		14+0,5CORE+14
		13+CORE+13
SUELO	N/A	12+12
		10+0,5CORE+10
		8+CORE+8
REAR	N/A	12+12
		10+0,5CORE+10
		8+CORE+8
FRONT SIDE IMPACT	Trasera	16+16
		14+0,5CORE+14
		12+CORE+12
	Delantera	12+12
		10+0,5CORE++10
		8+CORE+8

Tabla 21: Resumen de número de láminas en cada zona

El motivo de que las láminas deban de ir decreciendo cuando pasan de la zona de Landing a la de Bulk, proviene de la necesidad de crear una transición suave en la que el contacto entre núcleo y láminas sea lo más continuo posible. Como ya se ha explicado anteriormente, en los lados perimetrales del Bulk, se realiza un mecanizado para que la caída del núcleo sea a modo rampa y no una caída de 90°. Dicha caída en rampa, no termina con un pico pronunciado, sino que se produce una caída a 90 grados cuando ya prácticamente no queda material. Dicho espacio vertical que nos deja el final de la rampa, sería el que ocuparían las plies que mueren al pasar del landing al Bulk.

Esto quedará reflejado en el modelo de la siguiente manera. En los análisis anteriores, se han definido el menor número de láminas que se debían de colocar en cada laminado para que la estructura cumpliera los distintos requisitos estructurales. Es por ello que si se quiere preparar el laminado para la fabricación como anteriormente se ha comentado sin empeorar el funcionamiento de la estructura; las configuraciones del laminado serán las que se coloquen para la zona Bulk de los laminados, ya que es el sector que menor número de láminas tiene, aumentando progresivamente en las zonas Ramp y Landing.

#### 4.2.2.4.1 Análisis por resistencia

Por último, se vuelve a lanzar el modelo, con la optimización realizada, para verificar que efectivamente, dichos cambios no han afectado a la funcionalidad de la estructura. Comenzamos por el criterio de máxima y mínima deformación.

- Aceleración delantera

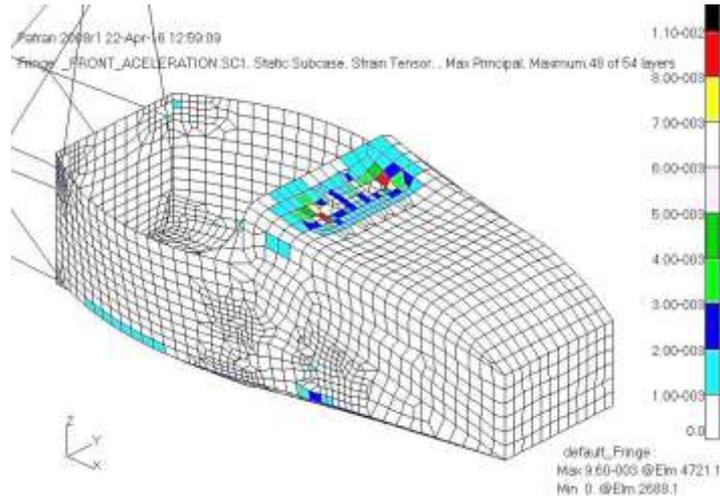


Figura 174: Máxima deformación en aceleración delantera. 3ª iteración

- Frenada delantera

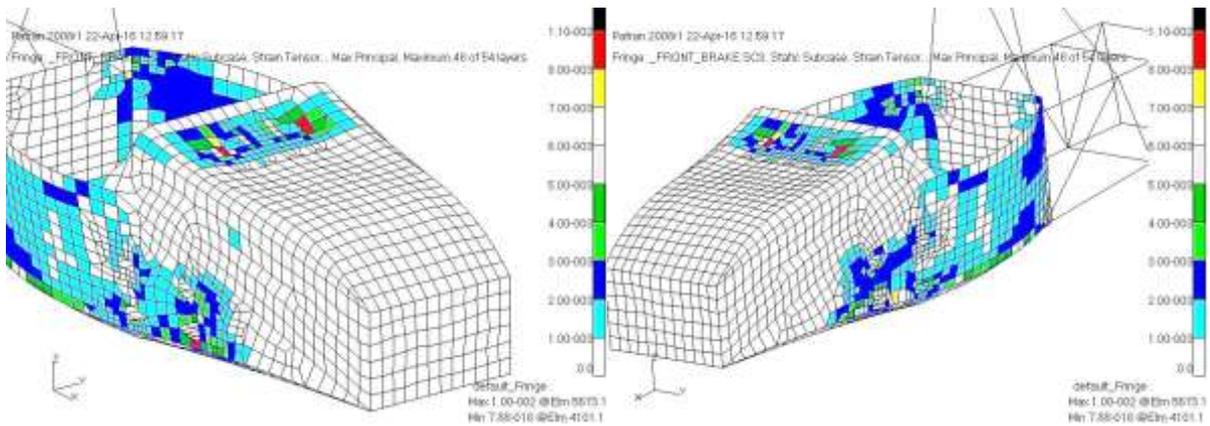


Figura 175: Máxima deformación en frenada delantera. 3ª iteración

- Frenada trasera

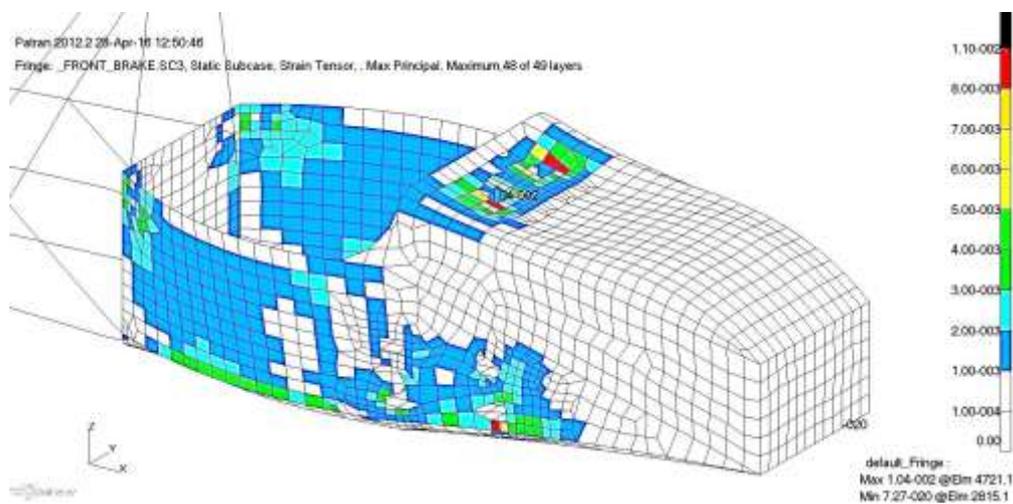


Figura 176: Máxima deformación en frenada trasera. 3ª iteración

- Curva

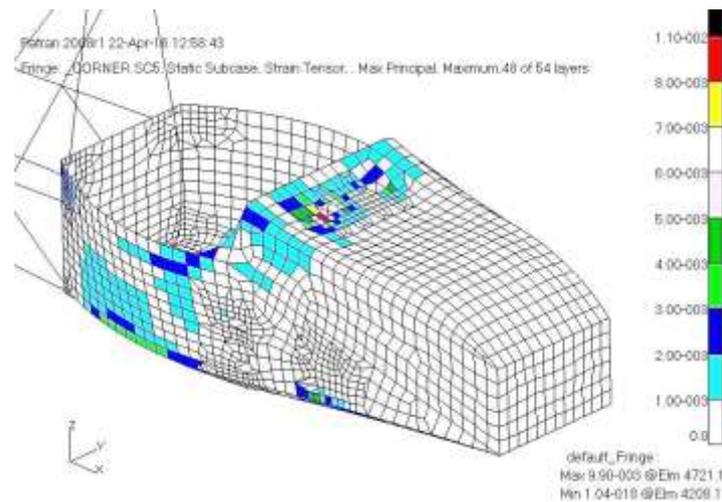


Figura 177: Máxima deformación en curva. 3ª iteración

Como se puede comprobar, con los cambios que se han realizado sobre el modelo, no se han producido variaciones en los resultados, exceptuando en la zona trasera, la cual ha sido liberada de carga, gracias a la introducción del chasis trasero.

El criterio de mínima deformación se ha realizado, mostrando resultados muy inferiores a los valores límites que se han propuesto, por lo que se supone que la estructura no romperá por dicho fenómeno.

A continuación, se muestran los resultados del criterio de Telegraphing:

- Aceleración delantera

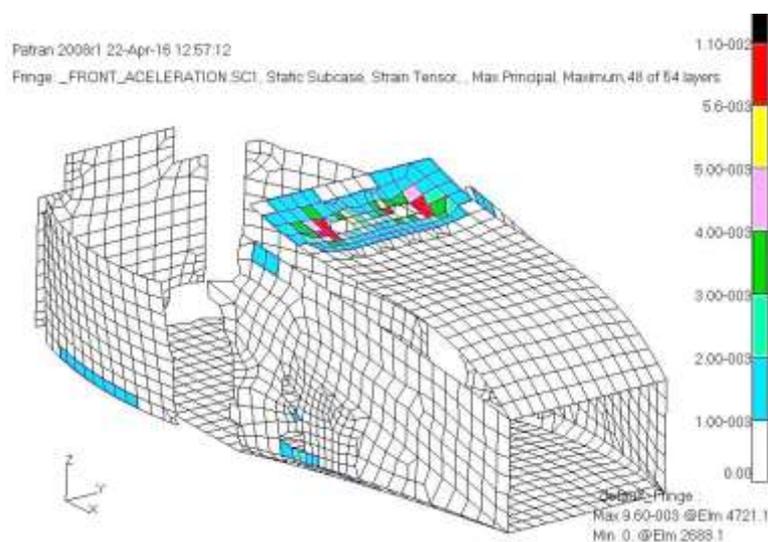


Figura 178: Comprobación de rotura por Telegraphing en aceleración delantera. 3ª iteración

- Frenada delantera

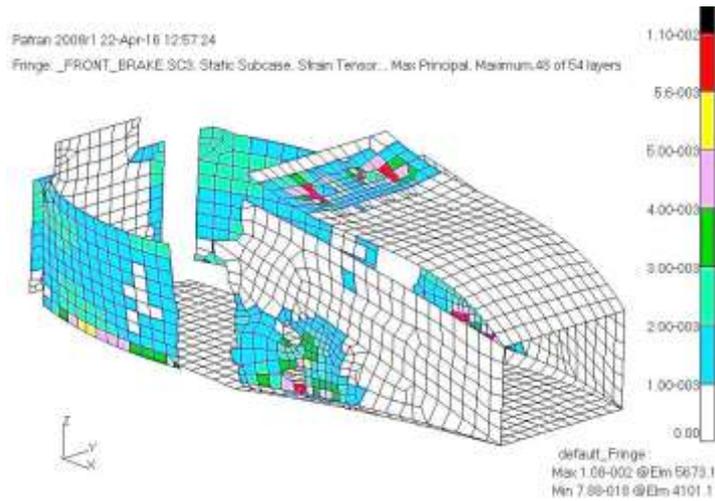


Figura 179: Comprobación de rotura por Telegraphing en frenada delantera. 3ª iteración

- Frenada trasera

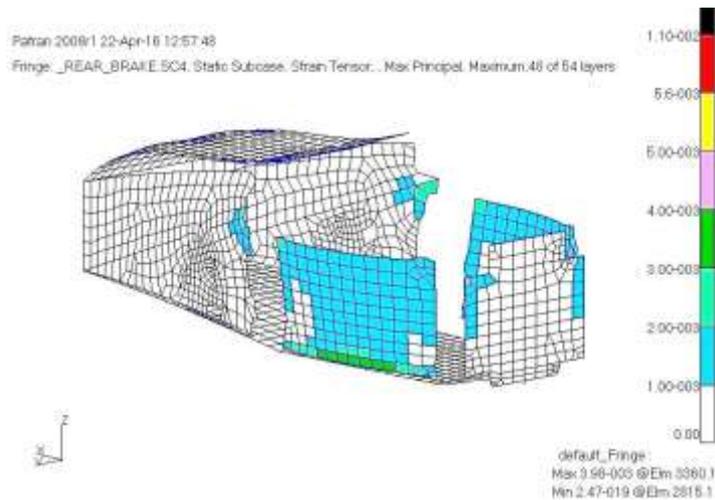


Figura 180: Comprobación de rotura por Telegraphing en frenada trasera. 3ª iteración

- Curva

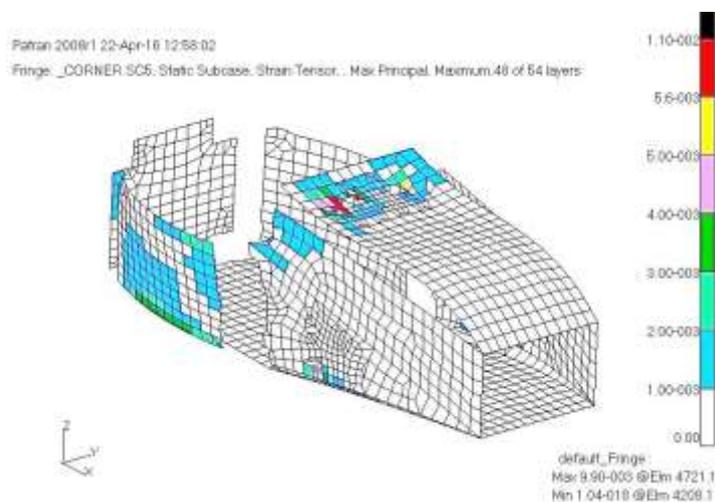


Figura 181: Comprobación de rotura por Telegraphing en curva. 3ª iteración

Realizando un promedio con los valores de las deformaciones de los pequeños grupos de elementos que sobrepasan el límite marcado, se comprueba que no se prevé el fallo de la estructura en esa zona.

A continuación, se presentan los resultados de la prueba del núcleo a cortadura.

- Aceleración delantera

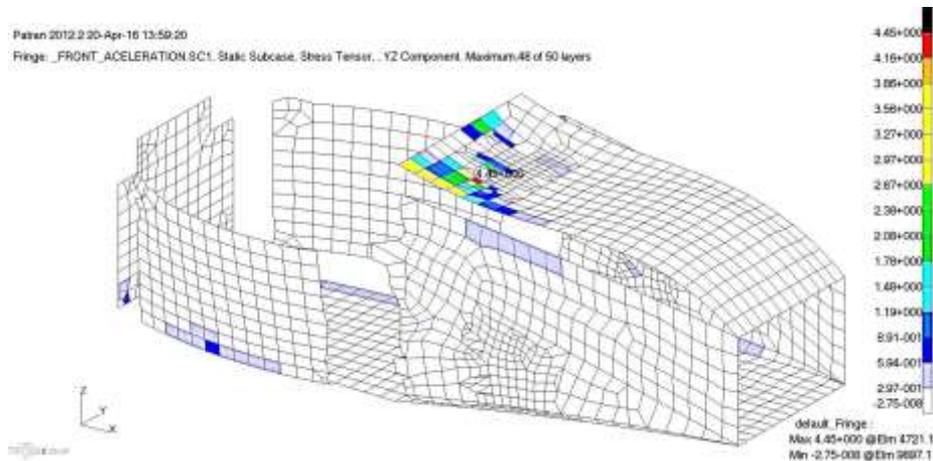


Figura 182: Comprobación de rotura por cortadura YZ del núcleo en aceleración delantera. 3ª iteración

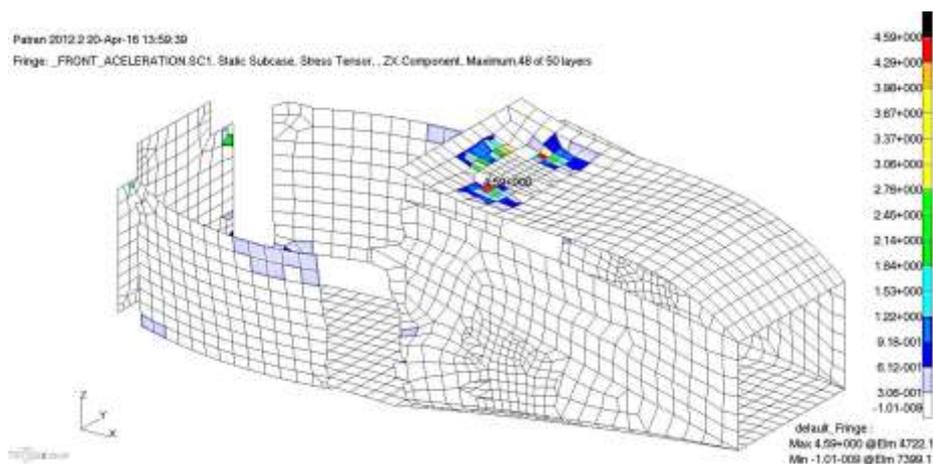


Figura 183: Comprobación de rotura por cortadura ZX del núcleo en aceleración delantera. 3ª iteración

- Aceleración trasera

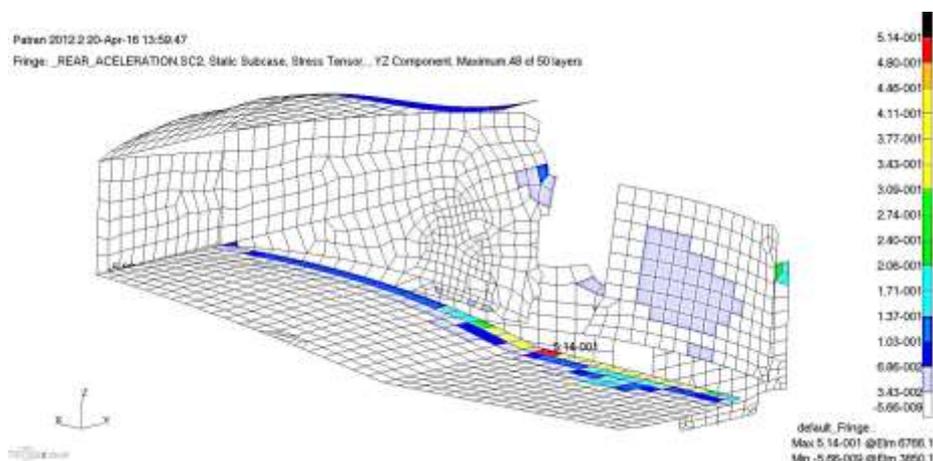


Figura 184: Comprobación de rotura por cortadura YZ del núcleo en aceleración trasera. 3ª iteración

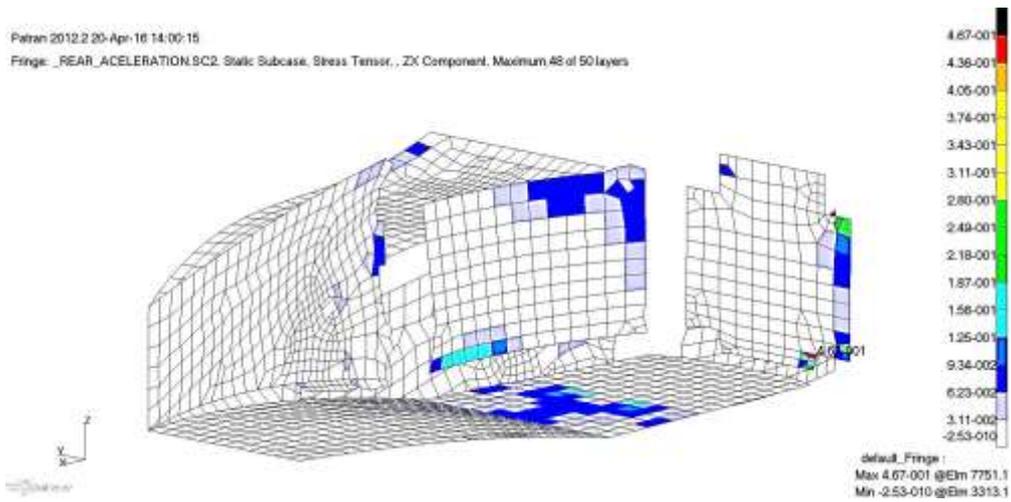


Figura 185: Comprobación de rotura por cortadura ZX del núcleo en aceleración trasera. 3ª iteración

- Frenada delantera

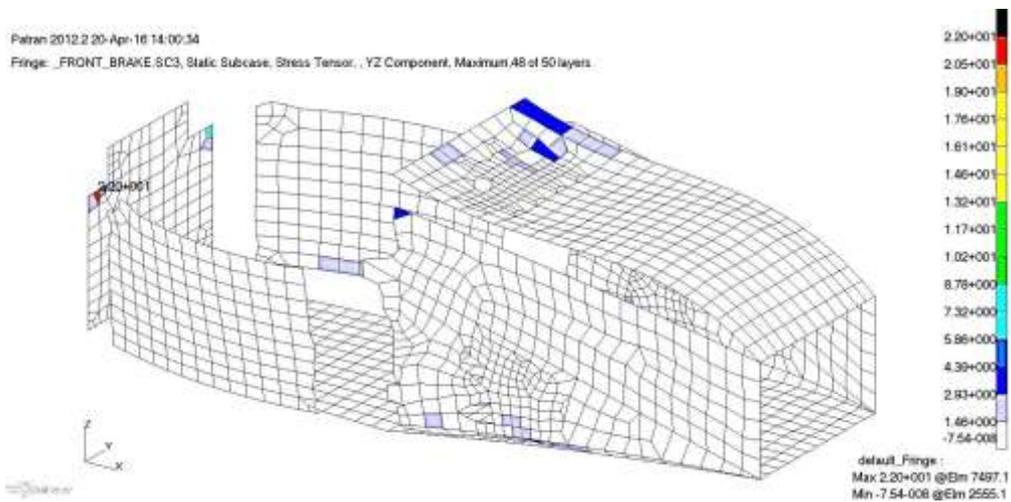


Figura 186: Comprobación de rotura por cortadura YZ del núcleo en frenada delantera. 3ª iteración

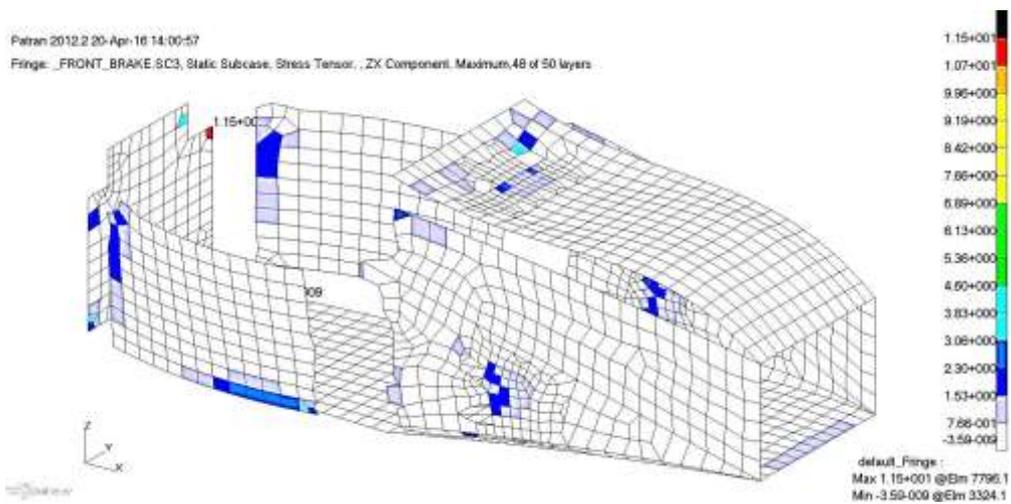


Figura 187: Comprobación de rotura por cortadura ZX del núcleo en frenada delantera. 3ª iteración

- Frenada trasera

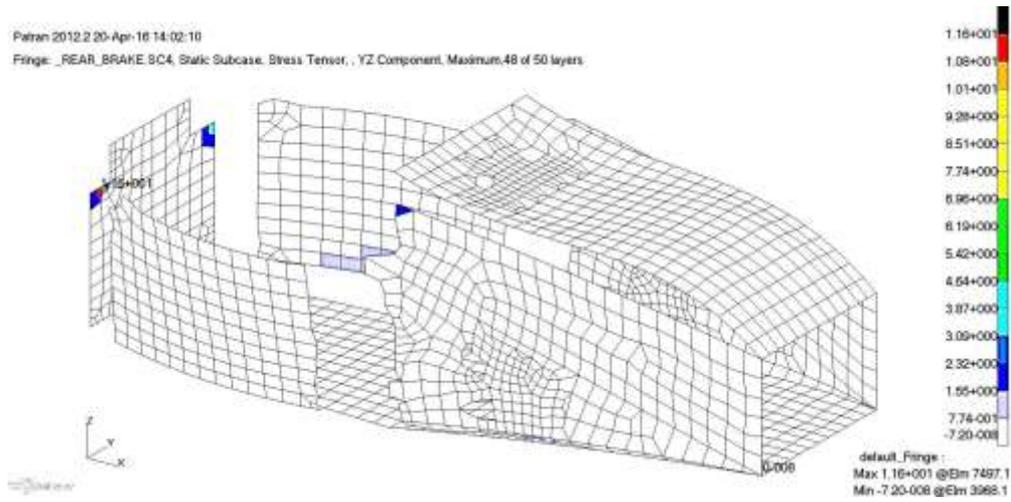


Figura 188: Comprobación de rotura por cortadura YZ del núcleo en frenada trasera. 3ª iteración

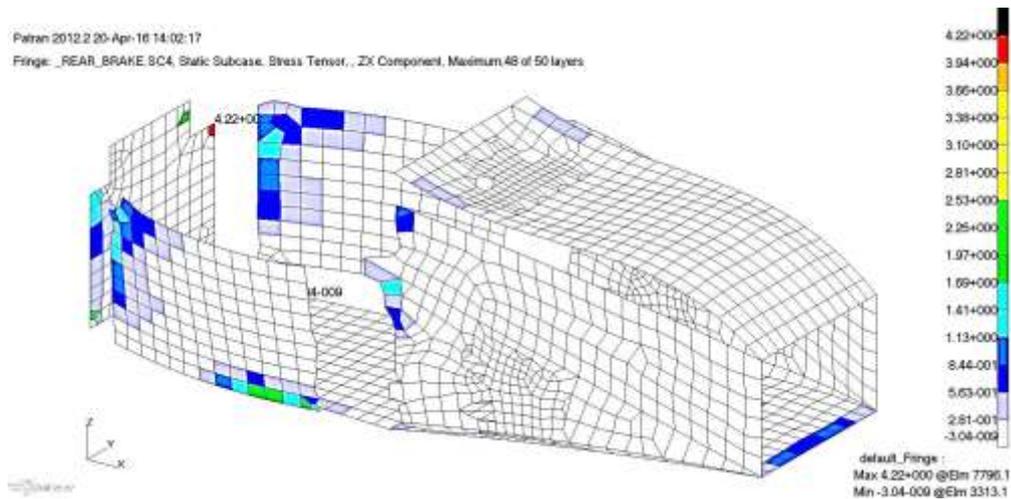


Figura 189: Comprobación de rotura por cortadura ZX del núcleo en frenada trasera. 3ª iteración

- Curva

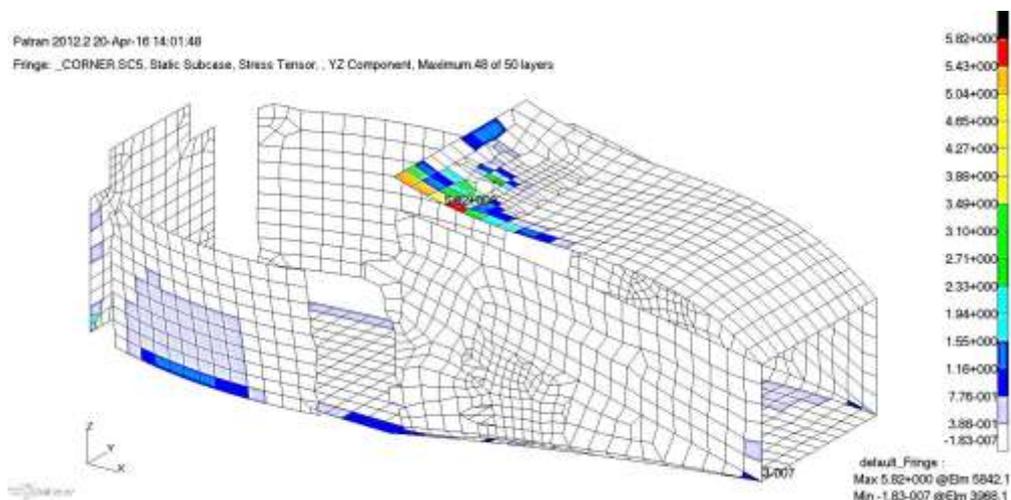


Figura 190: Comprobación de rotura por cortadura YZ del núcleo en curva. 3ª iteración

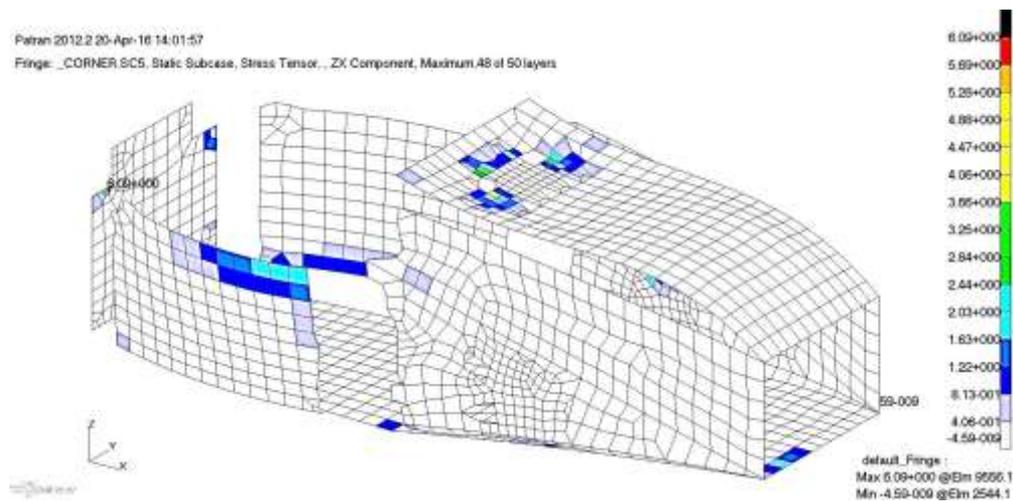


Figura 191: Comprobación de rotura por cortadura ZX del núcleo en CURVA. 3ª iteración

Carga	Grupo	YZ	ZX	RF
FA	FBH_S	4.45	4.59	<b>4.87</b>
FB	REAR	22	3	<b>2.35</b>
FB	REAR	11.5	7.32	<b>2.73</b>
RB	REAR	11.5	2	<b>4.34</b>
CURVA	FBH_S	5.62	1.2	<b>8.69</b>

Tabla 22: Resumen factores de seguridad de rotura del core por cortadura

Se verifica que ningún laminado de la estructura falla a cortadura. Además, se aprecia como la reducción del laminado en la zona trasera, ha reducido el valor de los factores de seguridad en dicha zona.

4.2.2.4.2 Análisis por rigidez

El siguiente análisis que se realizará será el de desplazamiento.

- Aceleración delantera

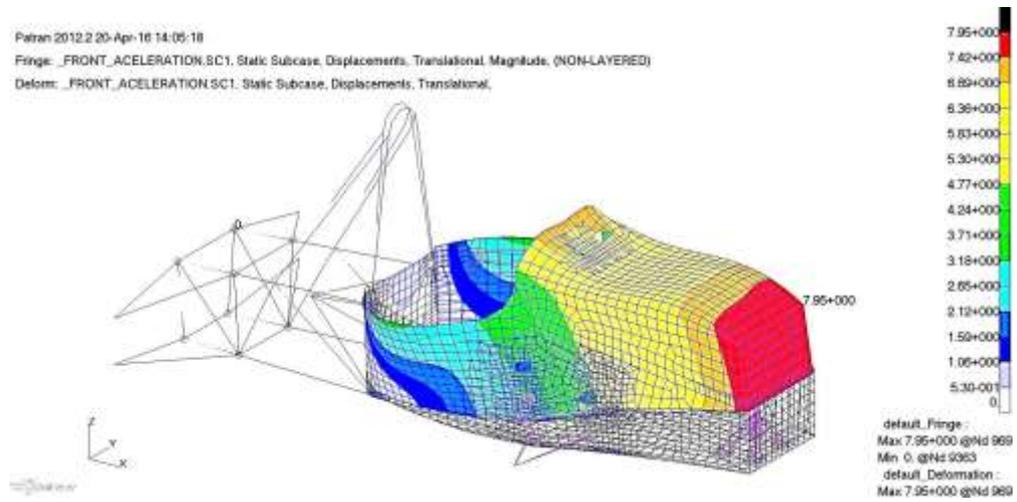


Figura 192: Desplazamientos absolutos en aceleración delantera. 3ª iteración

- Aceleración trasera

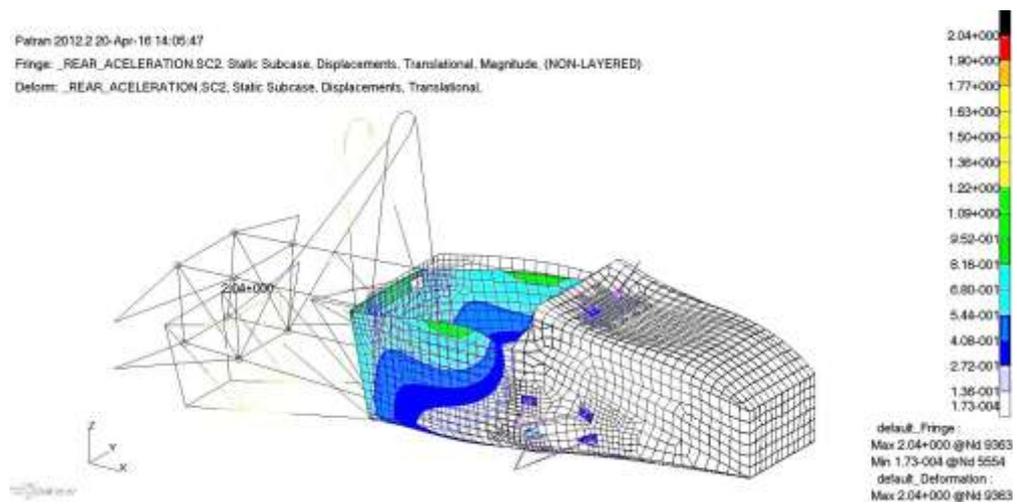


Figura 193: Desplazamientos absolutos en aceleración trasera. 3ª iteración

- Frenada delantera

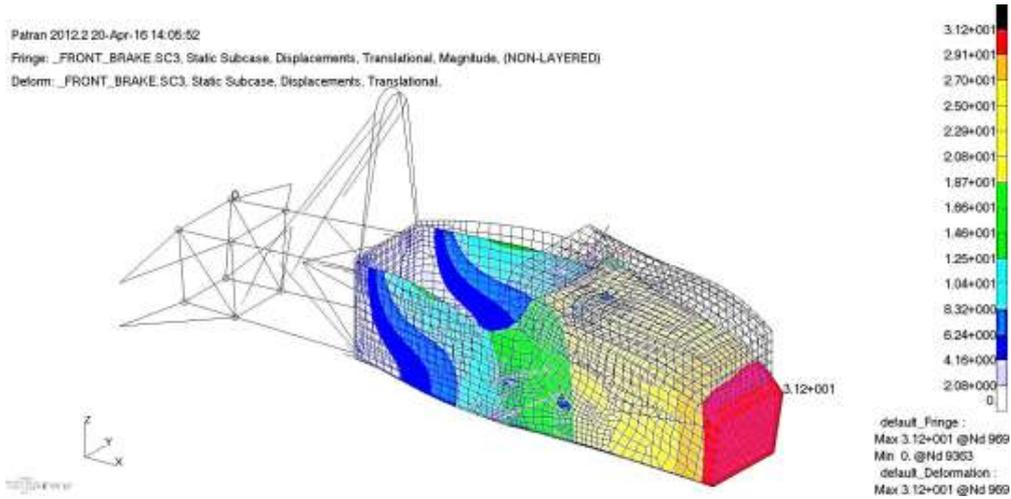


Figura 194: Desplazamientos absolutos en frenada delantera. 3ª iteración

- Frenada trasera

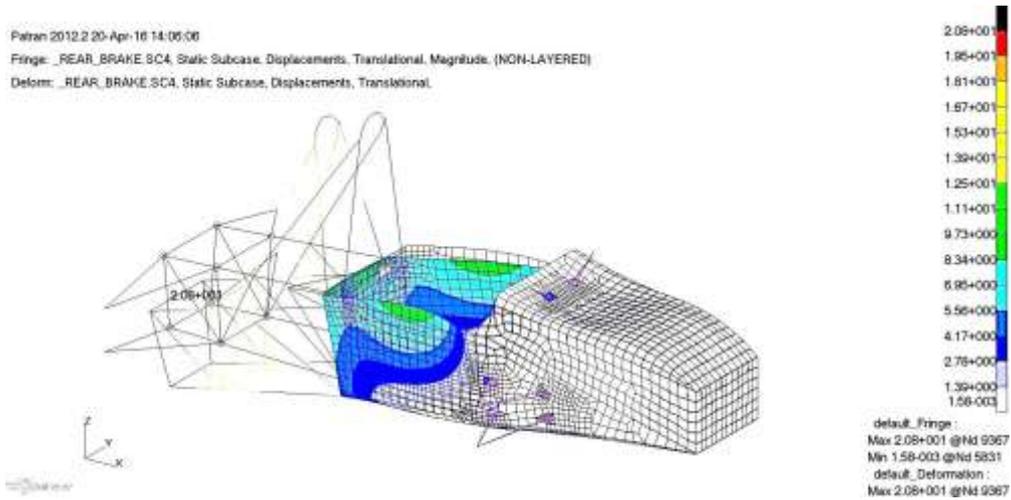


Figura 195: Desplazamientos absolutos en frenada trasera. 3ª iteración

- Curva

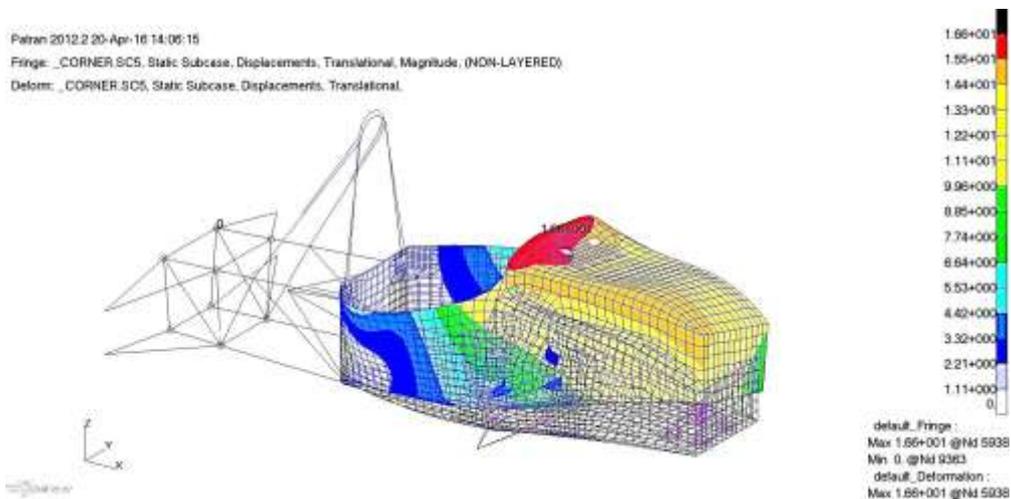


Figura 196: Desplazamientos absolutos en curva. 3ª iteración

Por último, se realiza la comprobación de la rigidez torsional que se ha obtenido en el monocasco final:

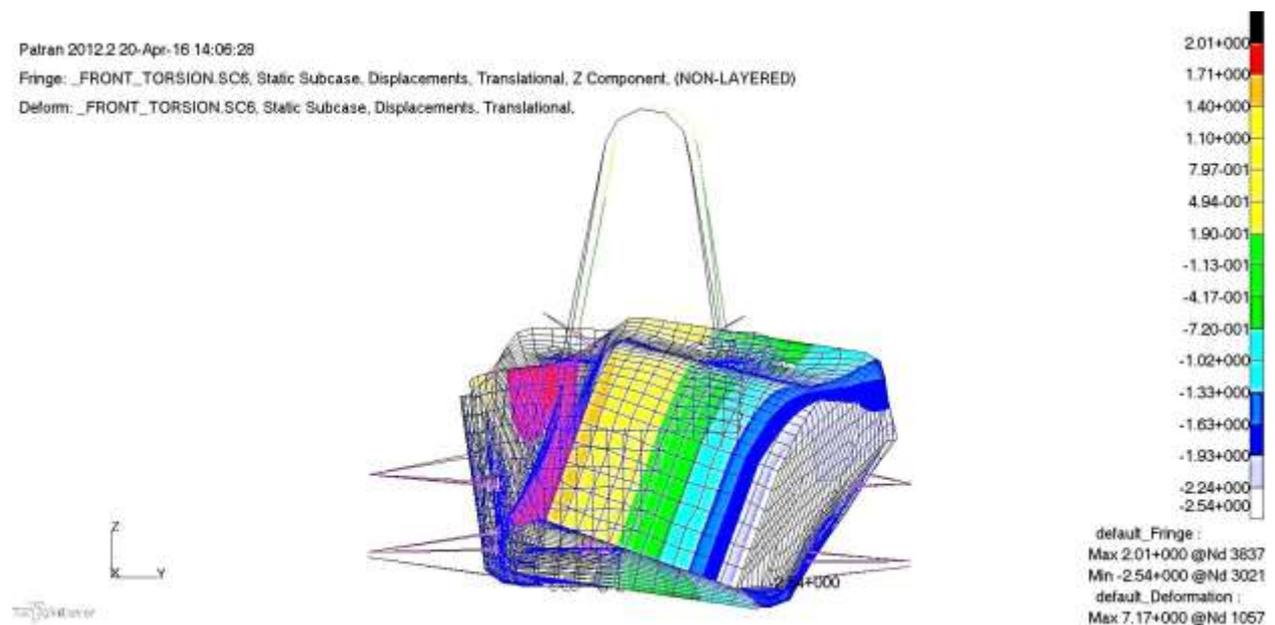


Figura 197: Desplazamientos verticales en el ensayo de torsión frontal. 3ª iteración

$$K_{Torsional} = \frac{2,000 * 0.536}{\arctg\left(\frac{0.00201 + 0.00254}{0.536 * 2}\right)} = 4,358 \text{ kg} * \text{m} / \%$$

Como se puede comprobar, el resultado de la rigidez torsional obtenida está un poco por encima de la que se consideró como óptima anteriormente. A pesar de esta rigidez extra que se obtiene, si se observan los desplazamientos que se obtienen en los distintos puntos del monocasco para todos los casos de carga, se puede decir que son correctos para el correcto comportamiento de la estructura.

A continuación, se muestran los laminados finales que se han definido para toda la geometría del monocasco.

GRUPO	ZONA	LAMINADO
FBH	N/A	Landing [45/-45/0/90]s
FBH SUPPORT	REAR	Landing [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/0/90]s
		Ramp [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/c2.5]s
		Bulk [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/c5]s
	FRONT	Landing [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/0/90]s
		Ramp [45/-45/0/90/45/-45/0/90/c2.5]s
		Bulk [45/-45/0/90/45/-45/c5]s
SIDE IMPACT	RIGHT	Landing [-45/-45/45/-45/45/-45/0/90/45/-45/-45/-45/0/90/]s
		Ramp [-45/-45/45/-45/45/-45/0/90/45/-45/-45/-45/c2.5]s
		Bulk [-45/-45/45/-45/45/-45/0/90/45/-45/-45/c5]s
	LEFT	Landing [45/45/-45/45/-45/45/0/90/-45/45/45/45/0/90]s
		Ramp [45/45/-45/45/-45/45/0/90/-45/45/45/45/c2.5]s
		Bulk [45/45/-45/45/-45/45/0/90/-45/45/45/c5]s
SUELO	N/A	Landing [45/-45/0/90/45/-45/0/90/0/0]s
		Ramp [45/-45/0/90/45/-45/0/90/0/c2.5]s
		Bulk [45/-45/0/90/45/-45/0/90/c5]s
REAR	N/A	Landing [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45]s
		Ramp [45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/c2.5]s
		Bulk [45/-45/0/90/45/-45/0/90/c5]s
FRONT SIDE IMPACT	RIGHT REAR	Landing [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/-45/-45]s
		Ramp [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/c2.5]s
		Bulk [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/c5]s
	RIGHT FRONT	Landing [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/-45/-45]s
		Ramp [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/c2.5]s
		Bulk [-45/-45/0/90/45/-45/0/90/c5]s
	LEFT REAR	Landing [45/45/0/90/-45/45/0/90/-45/45/0/90/45/45]s
		Ramp [45/45/0/90/-45/45/0/90/-45/45/0/90/c2.5]s
		Bulk [45/45/0/90/-45/45/0/90/-45/45/c5]s
	LEFT FRONT	Landing [45/45/0/90/-45/45/0/90/-45/45/0/90/45/45]s
		Ramp [45/45/0/90/-45/45/-45/45/c2.5]s
		Bulk [-45/45/0/90/-45/45/45/c5]s

Tabla 23: Orientaciones finales del laminado en cada grupo

Analizando los laminados finales que han sido definidos, se puede apreciar la influencia estructural que tiene cada uno de los grupos sobre el funcionamiento de la estructura, así como el comportamiento de cada una de las partes del monocasco.

Por último, se realiza un análisis de la evolución de la masa de la estructura, para comprobar el resultado que ha tenido en este aspecto para cada una de las 4 iteraciones en CFRP.

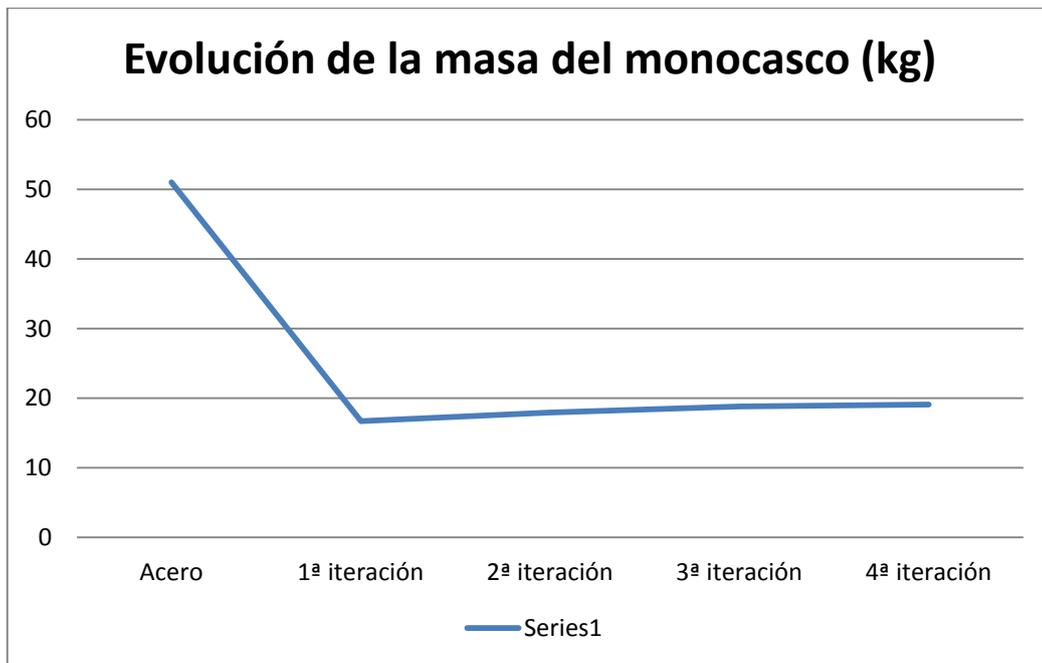


Tabla 24: Evolución de la masa de la estructura

Como se comprueba, la masa ha tenido una dinámica ascendente en las tres iteraciones, aunque se puede observar como para el último tramo, este ascenso es menor que en los dos anteriores.

En primer lugar, se destaca la reducción de masa que se produce al pasar del acero al material compuesto, pasando de un valor de 51 kg a 19.1 kg que tiene el modelo final en CFRP.

Los resultados muestran que el diseño primario obtenido de la analogía de CFRP, generó un modelo numérico del monocasco con un número de láminas inferior al necesario; lógico ya que para obtener el modelo 0 se partió de un modelo de acero con un único requisito estructural (Von Mises), mientras que para las iteraciones en el modelo de CFRP se introdujeron cinco criterios de diseño (Máxima y mínima deformación, Telegraphing, rotura del núcleo por cortadura, máximo desplazamiento y rigidez torsional).

La principal razón por la que se produce un aumento de casi 1 kg en la masa del cockpit en el tramo de la 1ª a la 2ª iteración es la introducción del núcleo. Respecto al segundo tramo, se observa que el incremento también es de 1 kg aproximadamente, siendo este incremento debido a la adición de láminas en casi todos los grupos debido a los criterios de diseño de Telegraphing y al fallo que se producía en la zona trasera para el caso de frenada trasera.

Por último, el leve incremento de masa que se produce para el tramo final, se debe principalmente a la adición de láminas en los paneles laterales para reducir desplazamientos y al incremento del laminado en las zonas de Landing para favorecer la fabricabilidad del monocasco.



# 5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

---

## 5.1 Conclusiones

Durante el proceso de diseño del monocasco, se han ido tomando decisiones referentes a aspectos geométricos y estructurales, todas ellas fruto de los criterios de diseño que se marcaron al inicio del proyecto. En el punto de conclusiones, se realizará un repaso de todos los pasos que se fueron tomando para el diseño de la estructura, así como las decisiones que se fueron tomando como respuesta a los resultados obtenidos de los análisis.

- Desde el punto de vista de la geometría, las dimensiones mínimas del diseño se impusieron con la introducción de las plantillas. El volante fue el indicador de la altura a la que se debe de colocar el arco delantero de la entrada del cockpit. La plantilla del 95th Percentil Male, indica la profundidad mínima que se puede tener y como aspecto ergonómico, se permitió que el piloto tuviera holgura lateral para salir y entrar del cocho con facilidad y los ángulos de las rodillas y los codos correctos.
- La geometría se ha dimensionado aproximadamente 10 mm tanto en el largo como en los laterales, para evitar posibles problemas con las medidas mínimas y debido a la introducción de elementos auxiliares como la columna de dirección, bombas de freno, asiento etc... para un modelo real.

Por parte del diseño estructural el análisis se ha realizado más profundamente, por lo que se pueden obtener conclusiones más diversas e importantes para el posible diseño futuro de un cockpit.

- En primer lugar se realizó un modelo realizado en acero de cara a obtener datos para un posterior diseño del modelo en material compuesto. Dicho modelo, supuso un avance muy importante en el proceso de diseño, ya que el diseño de estructuras realizadas con materiales isótropos es mucho más sencillo que con materiales anisótropos. En la configuración simétrica de nuestro laminado, se puede considerar que los éstos tienen un comportamiento ortótropo.
- Gracias al modelo en acero, se obtuvo la dirección de las tensiones principales de las diferentes láminas, información que posteriormente sirvió como criterio de diseño. Además, como se puede apreciar en el resultado final, la forma definida de trabajar de las láminas, se asemeja en gran parte con las orientaciones finales de los laminados en todos los grupos. Por ejemplo, se comprueba que los paneles laterales (Side Impact y Front Side Impact), han sido diseñados para soportar principalmente las cargas a cortadura, añadiendo mayor número de láminas de  $\pm 45^\circ$  como se anticipó en el modelo de acero.
- Se puede verificar que los resultados obtenidos a raíz de la analogía Acero-CFRP, realizada igualando las rigideces a flexión de ambos materiales, se aproximaron con el resultado final en lo que a la proporción de laminado en cada dirección se refiere, aunque quedaron un poco por debajo del resultado final, ya que el peso final de la estructura es mayor.

- Respecto a los análisis de diseño estructural para el modelo en material compuesto, pueden ser divididos en los que hacen referencia a la resistencia del material, máxima y mínima deformación, Telegraphing y rotura por cortadura y los que hacen referencia a la rigidez de la estructura, siendo este comprobado por los desplazamientos producidos ante las configuraciones estáticas de carga y la rigidez torsional.
- Los resultados obtenidos para los criterios de resistencia, aclaran que los problemas se focalizan en las zonas cercanas a los puntos de aplicación de la carga y las condiciones de contorno.
- El criterio de diseño más restrictivo es el de rotura de los laminados por excesiva deformación en la zona del Bulk, es decir el criterio de Telegraphing. Los laminados para resistir las cargas en los puntos de unión de la suspensión deben estar equilibrados en todas las direcciones debido a la aplicación puntual de los momentos flectores, que provocan estados de flexo-cortadura en las láminas. Para el laminado en la zona de los amortiguadores, principalmente se deben de colocar láminas a  $90^\circ$  para resistir las cargas longitudinales de los amortiguadores.
- Los factores de seguridad ante la rotura del núcleo por cortadura no dimensionan el laminado por delante de los criterios de deformación; estando localizadas los valores de cortadura mayores en las zonas de los inserts, la cual queda fuera del rango del proyecto, debido a que para su estudio es necesario un modelo numérico de detalle aparte del monocasco, unido a un ensayo experimental que verifique los resultados.
- Respecto a los criterios de diseño de rigidez, se puede comprobar que el más restrictivo era el desplazamiento vertical del morro. Para disminuir los desplazamientos, se introdujeron núcleos de honeycomb en todos los paneles excepto en el FBH. El núcleo en los paneles laterales disminuía la flexión debida al caso de carga de curva, mientras que el núcleo en suelo y FBH Support fue introducido para los casos de frenada y aceleración. Además como medida adicional para reducir desplazamientos, se debían introducir fibras en la dirección longitudinal en el suelo y el FBH Support, aunque el mayor aporte para reducir el desplazamiento fue la rigidización lateral con láminas a  $\pm 45^\circ$ .
- La rigidización lateral influyó en el valor de la rigidez torsional, haciéndolo aumentar. El valor final obtenido de  $4,358 \text{ kg} \cdot \text{m} / \%$  se excede un 50% del valor medio en el estudio de la Universidad de Cornell. Dicho estudio fue realizado sobre chasis fabricados en acero, y como se sabe que el material compuesto ofrece a las estructuras unas mejores propiedades de rigidez que el acero, se considera que el valor obtenido es aceptable.
- Además, se debe de nombrar la mejora de los resultados numéricos en la parte trasera debido a la introducción del chasis trasero. Vistos los resultados, se puede concluir con que los elevados valores de deformaciones obtenidos en la parte trasera para el caso de carga de frenada trasera, se debían al momento provocado por el largo brazo que unía el punto de entrada de carga con el monocasco.

## 5.2 Trabajos futuros

Este punto es introducido en el proyecto a modo de continuación del trabajo ya finalizado. Engloba el análisis y el diseño de distintos elementos que serían fundamentales a la hora de fabricar un monocasco preparado para la competición.

### 5.2.1 Ensayos de impacto

Un requisito fundamental para los vehículos de competición es comprobar la respuesta que tendría la estructura ante un posible impacto. Este podría ser frontal o lateral. Para prevenir un impacto frontal, fruto de una posible pérdida de frenos o de un accidente, se precisa del diseño de un atenuador de impacto que iría colocado en el FBH. El diseño del morro más el atenuador de impacto, se basaría en un criterio energético, definiendo la cantidad de energía que debe ser capaz de soportar el conjunto ante un impacto frontal. Para el refuerzo del lateral para posibles impactos laterales, se propone la introducción de unos anillos de refuerzo en todo el lateral, así como aumentar si fuese necesario el espesor del núcleo.

### 5.2.2 Análisis de pandeo

El análisis de la rotura de las láminas por los efectos de pandeo, debe ser realizado para confirmar que no existe riesgo de rotura, ya que es uno de los métodos de fallo que se da en muchas estructuras. A primera instancia, vistos los resultados que se obtienen, no debería ser un criterio dimensionante en nuestra estructura.

### 5.2.3 Inserts

En el presente proyecto, los inserts se han modelado como una aglomeración de láminas colocadas de manera equilibrada. En la realidad, su diseño debe ser llevado a cabo mediante un modelo de detalle, y certificado mediante ensayos experimentales. La importancia de dichos elementos es crucial, ya que son los encargados de asegurar, no solo las uniones de las suspensiones y amortiguadores, sino cualquier elemento que vaya agarrado al monocasco.

### 5.2.4 Análisis dinámicos

En el comportamiento de un monoplaza de competición, es imprescindible conocer los comportamientos vibratorios de la estructura, ya que las cargas son de origen dinámico. Además de las cargas provenientes del asfalto, el motor introduce fuertes estados de vibración en la estructura. Un comportamiento vibratorio en el monoplaza durante el pilotaje es una de las mayores molestias que puede tener el piloto.

### 5.2.5 Optimización de la malla

Por último, pero no menos importante, la malla se puede mejorar, de cara a reducir las dimensiones del core, o eliminar parte del material de CFRP concentrando la mayor cantidad de material en las proximidades de los inserts. Por ejemplo, creando grupos particulares en las zonas de los inserts, se podría definir en dicha zona un laminado que se fuera reduciendo al alejarse.

## 6. REFERENCIAS

---

- [1] - Formula SAE. (2015). *Formula SAE Rules*. SAE International
- [2] - París, Federico. *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*. Universidad de Sevilla
- [3] - B. Riley, William & Albert R. George, William. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*. Cornell University.
- [4] - Picón, Rafael. (2000). *Resistencia de materiales*. Universidad de Sevilla
- [5] - París, Federico. (2000). *Teoría de la elasticidad*. Universidad de Sevilla
- [6] - *Método de los Elementos Finitos. Introducción a Patran – Nastran*. (2005). Universidad de Sevilla
- [7] – Espada Reina, Sergio & Cristino Pasamontes, Roberto. *Análisis por Elementos Finitos. Introducción a Nastran -Patran*. FOINDESA
- [8] – *MSC.Nastran 2001 – Quick Reference Guide*. MSC Software
- [9] – Martínez Silva, Rafael. “*Técnicas de modelado y optimización del sistema de muelles y amortiguadores de vehículos de competición. Estudio particularizado para el monoplaza ART-15*” (Proyecto de fin de carrera, Universidad de Sevilla”)

