



Universidad  
de Zaragoza



Escuela  
Universitaria  
Ingeniería  
Técnica  
Industrial  
**ZARAGOZA**

# PROYECTO FIN DE CARRERA

---

Análisis por elementos finitos del cuadro de  
una bicicleta de fibra de carbono

Curso académico 2009-2010

Titulación Ingeniería técnica industrial mecánica

Realizado por: Alfonso Montañés Solana

Dirigido por: Jorge Grasa Orús

<b>1. TÍTULO DEL PROYECTO.....</b>	<b>3</b>
<b>2. OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO.....</b>	<b>3</b>
<b>3. LUGAR, FECHA Y FIRMA.....</b>	<b>3</b>
<b>4. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>4</b>
<b>5. GEOMETRÍA DEL CUADRO.....</b>	<b>5</b>
5.1. Partes del cuadro.....	5
5.2. Software CAD.....	6
5.3. Dimensiones del cuadro.....	8
5.4. Modelado del cuadro.....	10
5.5. Horquilla delantera, manillar y bielas.....	13
<b>6. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.....</b>	<b>15</b>
6.1. Software FEM.....	15
6.2. Mallado del modelo.....	16
6.2.1. Elección del tipo de elemento.....	17
6.2.1.1. Características de los elementos.....	17
6.2.1.2. Elementos estructurales.....	19
6.2.1.3. Elementos tipo Shell.....	20
6.2.2. Asignar el tipo de elemento en Abaqus.....	21
6.2.3. Creando el mallado.....	21
6.3. Ensamblado del Modelo.....	23
6.4. Material.....	24
6.4.1. Torayca T800H.....	25
6.4.2. Creando un material en Abaqus.....	27
6.5. Creando una sección en Abaqus.....	28
6.6. Creación de sets o conjuntos en Abaqus.....	29
6.7. Configuración del análisis en Abaqus.....	30
6.7.1. Creación de un paso o Step.....	30
6.7.2. Salida de datos.....	30
6.8. Primera hipótesis de carga: Carga sobre el asiento.....	31
6.8.1. Condiciones de contorno.....	31
6.8.1.1. Aplicación de las condiciones de contorno en Abaqus.....	32
6.8.2. Cargas.....	34
6.8.2.1. Aplicación de las cargas en Abaqus.....	35
6.8.3. Análisis.....	36
6.8.4. Resultados.....	37
6.8.4.1. Desplazamientos.....	37
6.8.4.2. Deformación.....	37
6.8.4.3. Deformada e indeformada.....	39
6.8.4.4. Tensiones.....	39
6.9. Segunda hipótesis de carga: Sentado pedaleando.....	44
6.9.1. Condiciones de contorno.....	44

---

6.9.2. Cargas .....	44
6.9.3. Resultados.....	51
6.9.3.1. Desplazamientos.....	51
6.9.3.2. Deformación.....	52
6.9.3.3. Deformada e indeformada.....	53
6.9.3.4. Tensiones.....	55
<b>6.10. Tercera hipótesis de carga: De pie y pedaleando.....</b>	<b>58</b>
6.10.1. Condiciones de contorno .....	58
6.10.2. Cargas.....	58
6.10.3. Resultados .....	63
6.10.3.1. Desplazamientos .....	63
6.10.3.2. Deformación.....	65
6.10.3.3. Deformada e indeformada .....	66
6.10.3.4. Tensiones.....	67
<b>6.11. Conclusiones.....</b>	<b>70</b>

## 1. TÍTULO DEL PROYECTO.

El título del proyecto es “Análisis por elementos finitos del cuadro de una bicicleta de fibra de carbono”.

## 2. OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO.

La realización de este proyecto consiste en simular un cuadro genérico, para una talla de una persona de aproximadamente 1'8 metros de altura, de una bicicleta de carretera fabricada en fibra de carbono, y probar en ella distintas condiciones de contorno y de carga.

La finalidad de las simulaciones es, determinar el espesor mínimo para los tubos del cuadro, que haga resistir al conjunto todas las pruebas realizadas.

Como ya hemos mencionado, se trabaja con un único material, la fibra de carbono. Esto se debe a su gran relación resistencia-peso, le convierte en uno de los materiales más, sino el más, utilizados en la actualidad en la alta competición en el mundo del ciclismo.

El programa utilizado para el diseño del modelo es Autodesk Inventor 2010. Para el análisis por elementos finitos, que permite evaluar tensiones y deformaciones a partir de las condiciones de contorno y cargas que nosotros introduzcamos al modelo, se utilizó Abaqus/CAE 6.9.

El proyecto se centrará exclusivamente en analizar distintas condiciones solicitaciones producidas por el ciclista sobre el cuadro, y no entrará en aspectos fundamentales de diseño y rediseño, ni elección de material, así como tampoco se tratarán aspectos económicos ni de fabricación.

## 3. LUGAR, FECHA Y FIRMA.

Alfonso Montañés Solana

En Zaragoza a \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ del 2010.

## 4. BIBLIOGRAFÍA.

### **Libros consultados:**

- Bicycling Science (Autores: Frank Rowland Whitt y David Gordon Wilson).
- The Paterek Manual for Bicycle Frame Builders (Autor: Tim Paterek).
- The custom bicycle (Autor: Michael J. Kolin).

### **Manuales y artículos consultados:**

- Manejo y conducción de la bicicleta (Autor: Benedicto Nieto).
- Tutorial de ayuda de Abaqus/CAE.
- Bicicleta con pedales de movimiento rectilíneo (Autores: I. Zabalza, J. Ros, J.J. Gil, J.M. Pintor, y J.M. Jiménez).

### **Páginas web consultadas:**

- [www.revistaciclismoenruta.com](http://www.revistaciclismoenruta.com)
- [www.amigosdelciclismo.com](http://www.amigosdelciclismo.com)
- [www.pedrodelgado.com](http://www.pedrodelgado.com)
- [www.foromtb.com](http://www.foromtb.com)
- [www.biolaster.com](http://www.biolaster.com)
- [www.biciblog.com](http://www.biciblog.com)
- [www.orbea.com](http://www.orbea.com)
- [es.wikipedia.org](http://es.wikipedia.org)

## 5. GEOMETRÍA DEL CUADRO.

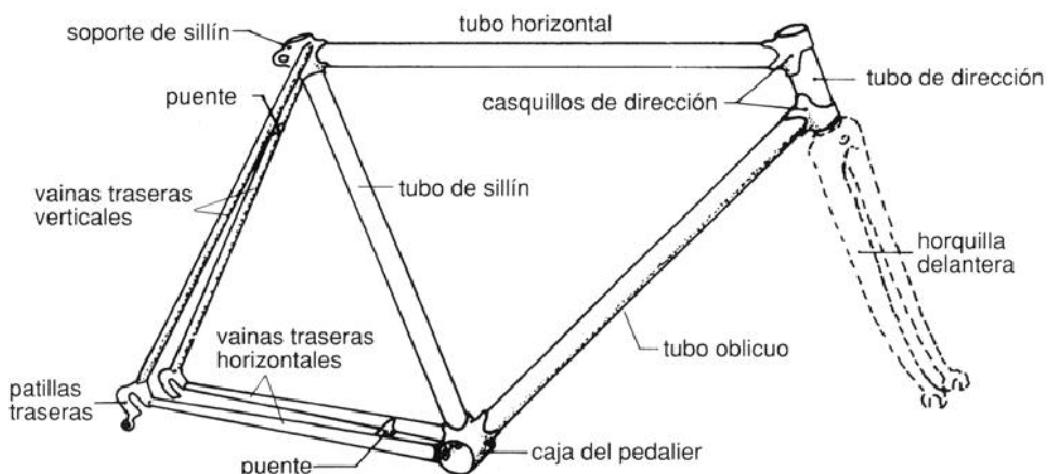
El cuadro es una de las partes fundamentales de la bicicleta. La calidad de la misma depende en gran parte de este. Su función principal es la de servir de soporte al resto de elementos del conjunto.

La forma que tienen actualmente los cuadros de bicicleta, existe desde 1890, cuando en Inglaterra se demostró que la forma trapezoidal o cuadro de doble triángulo era técnicamente la mejor para la construcción de bicicletas. También se le dio el nombre de cuadro de diamante, tanto por su forma como su buen comportamiento a esfuerzos de tracción-compresión y vibraciones.

Actualmente los cuadros de bicicletas de carretera, son cada vez más pequeños y compactos para aumentar la rigidez lateral y la eficiencia aerodinámica.

### 5.1. Partes del cuadro.

Las partes fundamentales de un cuadro son las que se ven representadas en el siguiente dibujo:



Los cuatro tubos principales son:

- Tubo de dirección: Donde va montada la horquilla delantera.
- Tubo horizontal: El que une el tubo de dirección con el soporte del sillín.
- Tubo del sillín o tubo vertical: Donde se inserta el poste del asiento.
- Tubo oblicuo: El que une el tubo de dirección con la caja del pedalier.

Otras partes importantes en lo que respecta al diseño son:

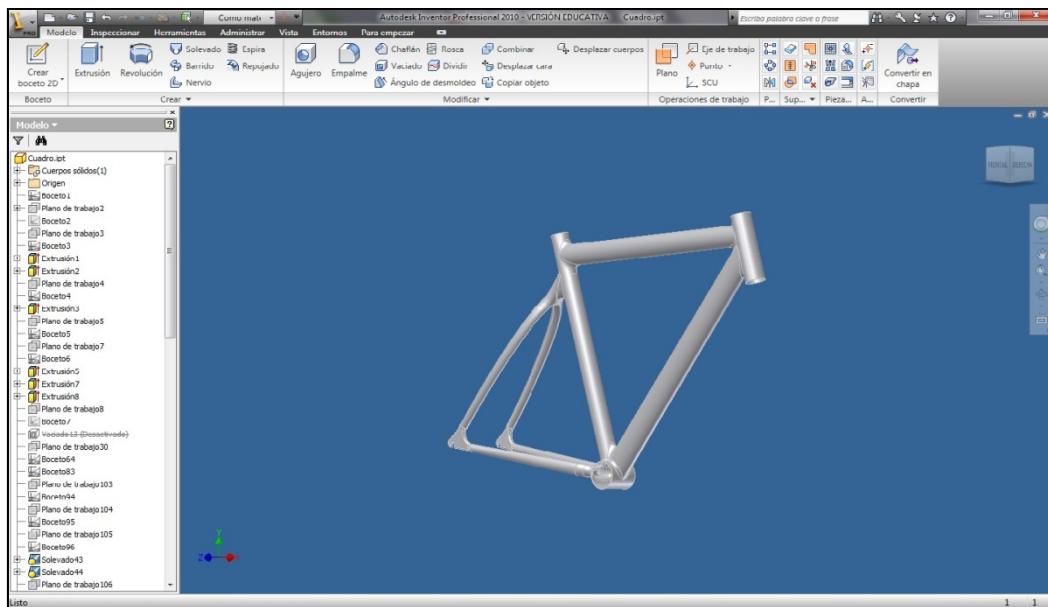
- Vainas traseras horizontales: Unen la caja del pedalier con la rueda trasera.
- Vainas traseras verticales o tirantes: Unen el tubo del sillín con la rueda trasera.
- Caja del pedalier: Donde se monta el eje del pedalier y las bielas.

Para el estudio que vamos a realizar, la horquilla delantera también será una parte fundamental debido a que es la conexión entre uno de los puntos de apoyo y el cuadro.

## 5.2. Software CAD.

Para el desarrollo del modelo del cuadro ha sido necesaria la utilización de un programa CAD (Computer Aided Design) o de diseño asistido por ordenador. El utilizado en este proyecto ha sido Autodesk Inventor 2010, cuyo manejo fue aprendido en la asignatura CAD de la titulación de Ingeniería Técnica Mecánica de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica de Zaragoza.

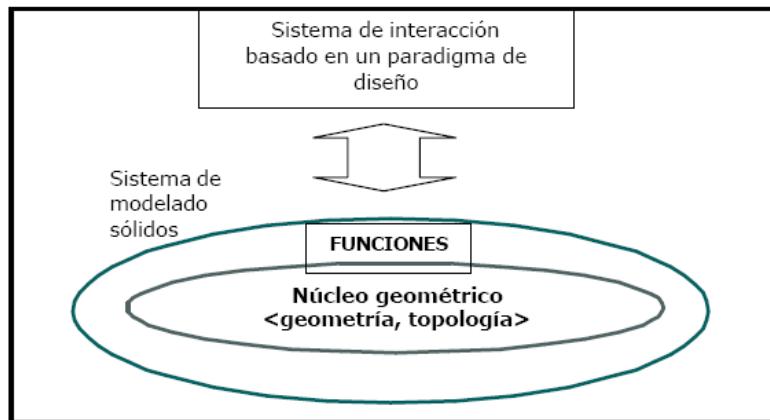
El diseño asistido por ordenador permite a las empresas dedicadas al desarrollo de nuevos productos mejorar su competitividad en el de desarrollo de los mismos. La utilización de un software CAD permite diseñar de forma fácil un prototipo digital de un nuevo producto, con el que se puede interaccionar y evaluar los requerimientos del diseño.



La mayoría de los sistemas de CAD, están desarrollados bajo un enfoque de “tecnologías de componentes”, de modo que la producción de un nuevo sistema, se desarrolla basándose en las aplicaciones y componentes de software existentes en el mercado. Un nuevo sistema CAD se desarrolla ensamblando elementos que tienen unas prestaciones perfectamente probadas y definidas.

En un sistema CAD se pueden identificar los siguientes componentes:

- Sistema de interacción
- Núcleo geométrico



El componente principal es el núcleo geométrico, puesto que es donde se registra y se representa la geometría y topología de un modelo. Para interactuar con el núcleo geométrico existen un conjunto de funciones para el modelado de sólidos, que se pueden entender como operaciones de bajo nivel.

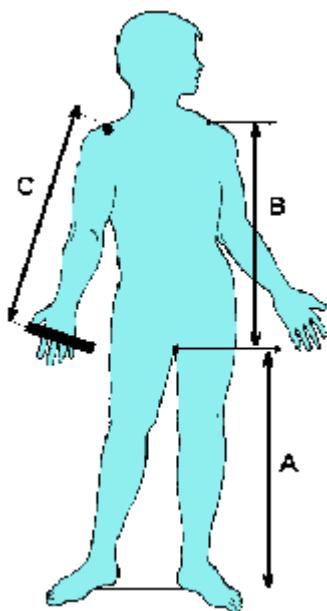
Para el usuario solo son visibles las operaciones de alto nivel propias del paradigma de diseño que utilice el sistema, y no tiene acceso directo a las funciones de modelado de bajo nivel del núcleo geométrico. El desarrollo de una interfaz de usuario bien diseñada es lo que consigue una transparencia total en este sentido.

El núcleo geométrico en que se basa un sistema de CAD de los que actualmente se pueden encontrar en el mercado, tiene un conjunto básico de funciones de modelado para crear o modificar las formas detalladas del diseño de sólidos. Las funciones se pueden clasificar en:

- Instanciación de primitivas
- Barridos
- Operaciones booleanas
- Recubrimientos
- Redondeados
- Secciones
- Estiramientos

### 5.3. Dimensiones del cuadro.

La longitud de los tubos de un cuadro está definida por distintos parámetros del cuerpo humano. Altura, longitud de piernas, longitud de brazos, longitud del tronco son las principales variables a tener en cuenta a la hora de elegir una bicicleta. Existen varios métodos para saber la talla de cuadro que se adapte mejor a unas determinadas condiciones morfológicas.

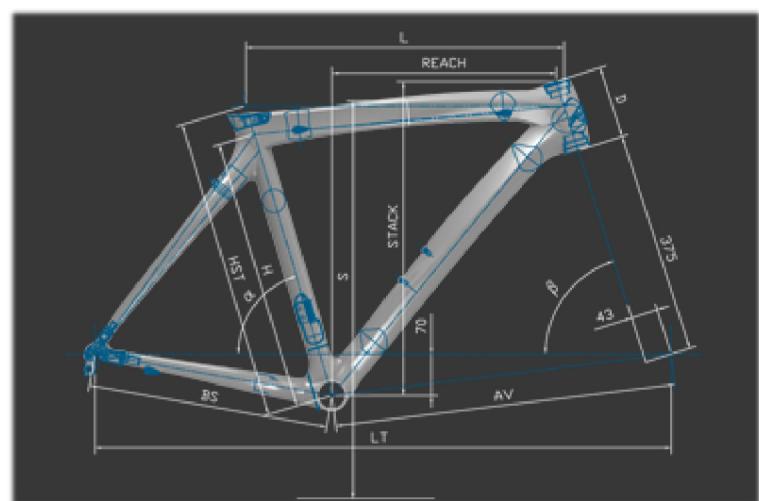


Para poder elegir o crear un cuadro, primero hay que conocer dimensiones características del cuerpo que nos ayudarán a ello:

- ✓ **Altura de entrepiernas (A):** Distancia comprendida entre el talón y la entrepierna.
- ✓ **Longitud del tronco (B):** Es la distancia situada entre la entrepierna y el hombro a la altura de la articulación.
- ✓ **Longitud del brazo (C):** Distancia desde la articulación del hombro a la palma de la mano.

Las longitudes y ángulos característicos del cuadro son los que se pueden ver en la siguiente figura:

- ✓ **H** = tubo vertical o de sillín.
- ✓ **L** = tubo horizontal.
- ✓ **D** = tubo o pipa de dirección.
- ✓ **BS** = vainas.
- ✓ **LT** = distancia entre ejes.
- ✓ **HST** = altura del sillín.
- ✓  $\alpha$  = ángulo del tubo vertical.
- ✓  $\beta$  = ángulo del tubo o pipa de dirección.



Como ya hemos mencionado, a partir de las dimensiones características del cuerpo, obtendremos mediante unas formulas, valores aproximados de:

- ✓ Talla del cuadro o tubo vertical = Altura de entrepiernas x 0,65
- ✓ Longitud del cuadro o tubo horizontal = Altura de entrepiernas x 0,65
- ✓ Altura del sillín = Altura de entrepiernas x 0,885
- ✓ Potencia del manillar = Longitud del brazo x 0,203

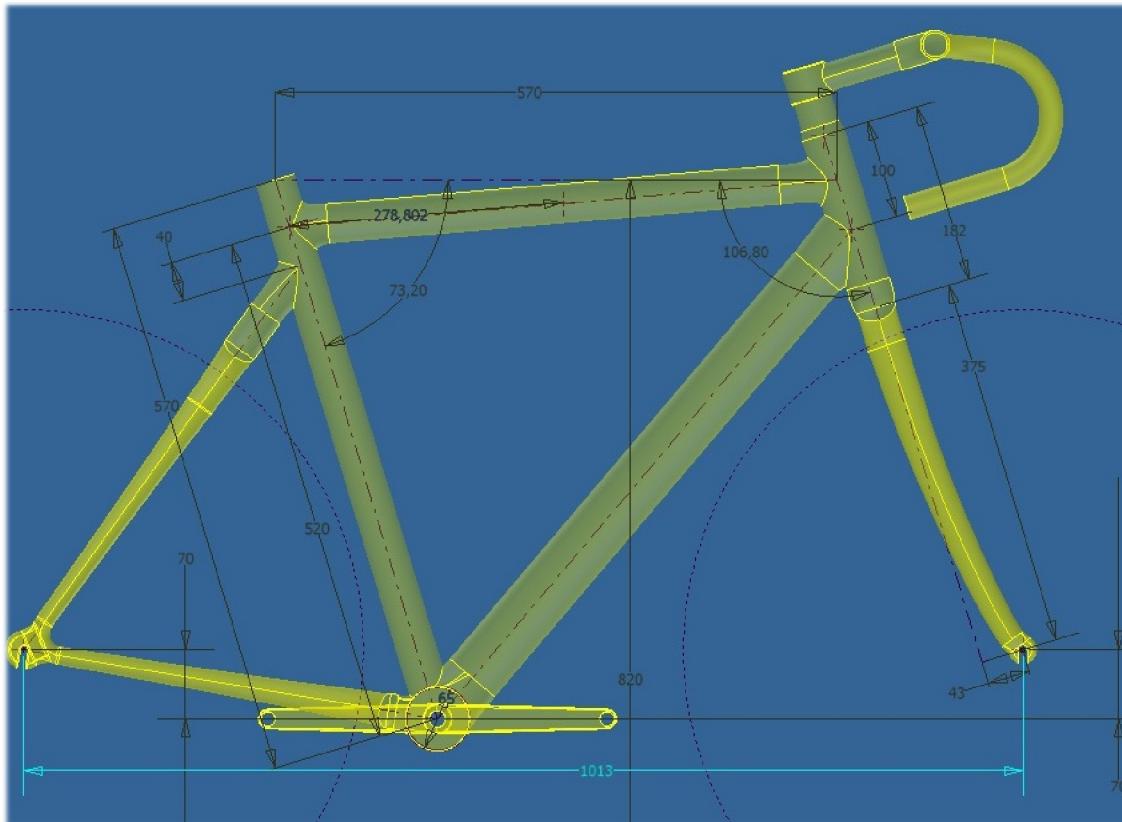
Está claro que con estas formulas no se pueden dar datos exactos que sean aplicables a todas las personas, ya que las medidas corporales varían de unos a otros individuos. Una persona puede tener una altura totalmente idéntica a otra, pero sus medidas de piernas, brazos, tronco, etc. ser muy diferentes, por lo que dar unas pautas absolutas no es posible, ni tampoco recomendable. Como norma general se utiliza la siguiente tabla para orientarnos de forma aproximada sobre que altura de la persona corresponde con que talla del cuadro:

Altura persona (cm)	Talla cuadro carretera (cm)
160 - 165	47 - 51
165 - 170	51 - 53
170 - 175	53 - 55
175 - 180	55 - 57
180 - 185	57 - 59
185 - 190	59 - 61
190	61

Para este proyecto elegiremos una altura de 180 cm que corresponde con una talla de 57 cm. Las longitudes y ángulos correspondientes a los tubos del cuadro son las que se ven en el siguiente cuadro (longitudes en mm):

Talla	48	51	54	57	60
HST	480	510	540	570	600
H	430	460	490	520	550
L	510	535	550	570	590
D	102	122	152	182	212
BS	405	405	408	408	408
AV	575	575	585	600	615
LT	970	970	983	997	1013
S	730	760	790	820	845
ALPHA	73.7°	73.5°	73.2°	73.2°	73.2°
BETHA	69.1°	72.1°	72.4°	73.2°	73.5°
REACH	360	377	379	391	403
STACK	500	530	559	590	621

El modelo resultante del cuadro completo quedó con las siguientes medidas de los tubos (en mm):



Debido a que no todas las medidas están definidas en las tablas, como por ejemplo la altura a la que interseca el tubo oblicuo con el tubo de dirección y la altura a la que interseca las vainas traseras verticales con el tubo del sillín, hubo que modificar alguna de ellas por interferencia de las ruedas con los tubos. La opción más simple era modificar la longitud total (LT), pasando de los 997 mm de la talla 57 a los 1013 mm de la talla 60. Con esta modificación variaban también las longitudes de las vainas, resolviendo así el problema.

Como se puede ver, además de modelar el cuadro, también se ha modelado la horquilla delantera, las bielas de los pedales y el manillar. De estos hablaremos en posteriores apartados.

#### 5.4. Modelado del cuadro.

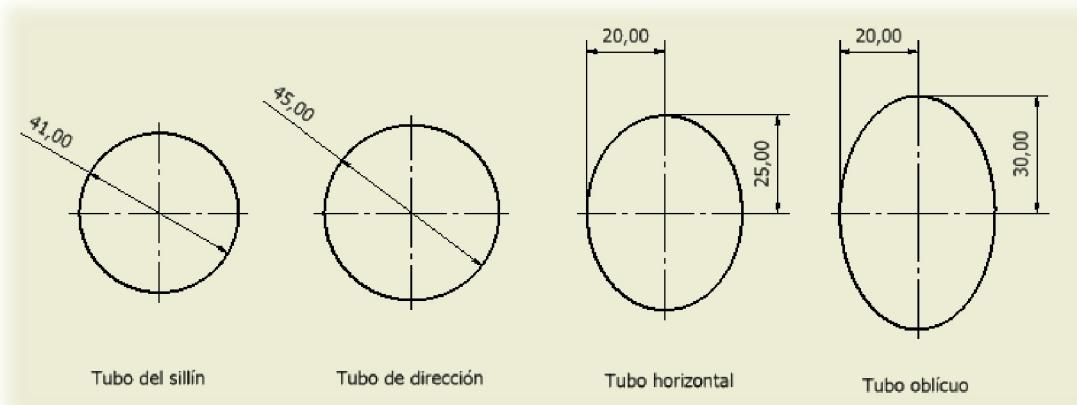
El cuadro será modelado con el manillar, las bielas y la horquilla delantera para facilitar el trabajo de las con las condiciones de contorno. El conjunto del cuadro ha sido diseñado mediante el modelado de superficies, no como un sólido, con el programa Autodesk Inventor 2010. Por lo tanto hay ciertas

operaciones que no se han podido utilizar, como los redondeados o empalmes en las intersecciones.

Para la creación del modelo se empieza primero creando un boceto plano (el que se puede ver en la página anterior) con las longitudes de los diferentes tubos. Seguidamente hay que colocarse en planos perpendiculares a este primer boceto, y crear bocetos con las secciones de estos tubos, para realizar la operación de extrusión de superficies correspondientes a cada uno de ellos.

La secciones utilizadas en los tubos son dos, circulares y elípticas. Las secciones circulares se han usado para los tubos en posiciones verticales o casi verticales, como son el tubo del sillín y el tubo de dirección (la forma circular nos permite aguantar la flexión por igual en todas las direcciones y disminuir las tensiones con tan solo alejar el material del centro). Para los tubos horizontal y oblicuo, conviene usar la sección elíptica ya que básicamente trabajaran a flexión en el plano del cuadro, y colocando el diámetro mayor de la elipse en la dirección vertical, conseguiremos incrementar la resistencia a flexión.

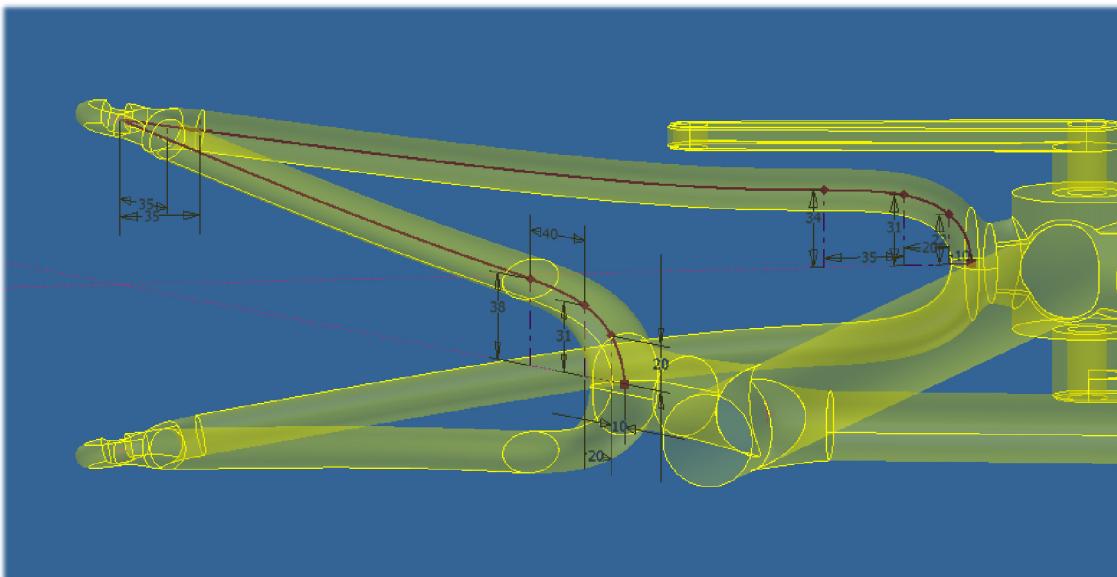
Las dimensiones de los cuatro tubos principales utilizadas en cada uno de los bocetos son las que se ven en el siguiente dibujo:



Las vainas traseras, tanto horizontales como verticales, parten de una sección circular desde las patillas traseras, de 18 mm de diámetro, para mediante una operación de solevado terminar en una sección elíptica de mayor diámetro en el eje vertical. El hecho de terminar en una sección elíptica se debe tanto a la mayor resistencia a flexión, como a la necesidad de no interferir con la rueda trasera.

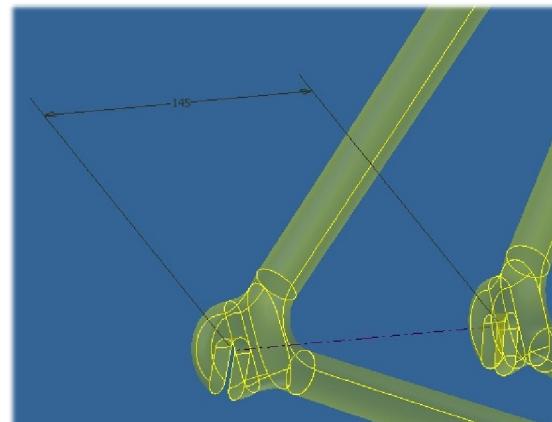
La trayectoria que sigue el solevado de las vainas traseras es una curva spline, que es una curva definida en pequeños tramos por polinomios. La forma de acotar esta curva es mediante la distancia a un eje de distintos puntos de la misma.

En la siguiente imagen podemos ver las curvas spline utilizadas tanto para las vainas horizontales como para las vainas verticales:



La medida elegida para la distancia entre las patillas posteriores izquierda y derecha es de 135 mm. Se trata de una medida estándar, aunque existen otras también muy utilizadas como 120, 140, 145 o 160 mm.

La cota que se ve en la imagen, marca 145 mm debido a para simplificar el modelado, tanto las patillas como las vainas se crean partiendo del plano medio, siendo la anchura de las patillas de 10 mm.



Como se comentaba al principio del apartado, algunas operaciones no se pueden usar con el modelado de superficies.



Los empalmes en las intersecciones han sido resueltos mediante una operación de solevado, en la que se puede indicar con qué pendiente quieres que salga del boceto o forma inicial y con qué pendientequieres que llegue a la forma final.

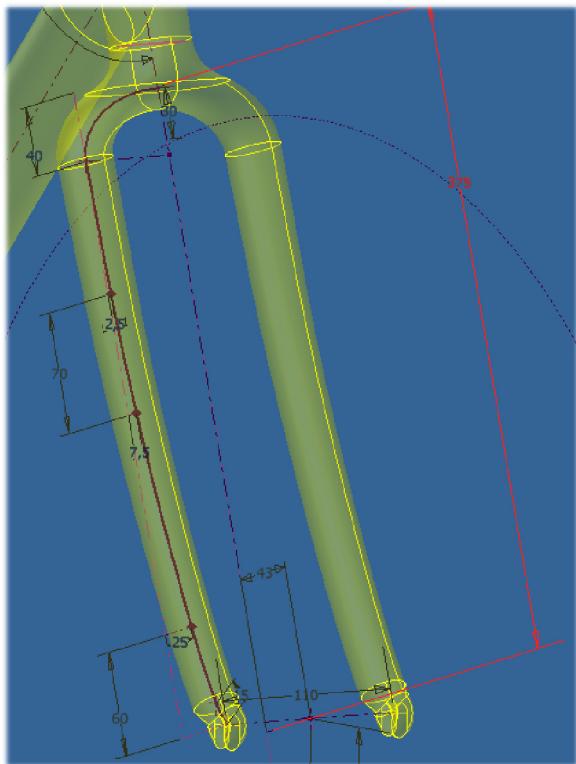
Utilizando pendiente cero, tanto para el inicio como para el fin, las intersecciones se asimilan a empalmes, como puede verse en la imagen de la derecha.

Además de todas las operaciones mencionadas, también se han utilizado el cosido de superficies, el recorte de superficies y el barrido.

El conjunto del cuadro, horquilla delantera, manillar y pedales, ha sido modelado como un único elemento. Esto se debe a que en el modelado de superficies, es más fácil crear una única pieza que hacerlas por separado, ya que no funciona la opción de boceto adaptativo (crear una pieza utilizando como base o soporte otra anterior).

En el siguiente apartado, hablaremos sobre el resto de elementos que conforma el conjunto.

## 5.5. Horquilla delantera, manillar y bielas.



La horquilla delantera tiene una altura de 375 mm y se desvía una distancia de 43 mm del eje del tubo de dirección. La distancia entre las patillas delanteras es de 100 mm, que es la medida estándar que se utiliza en las bicicletas de carretera.

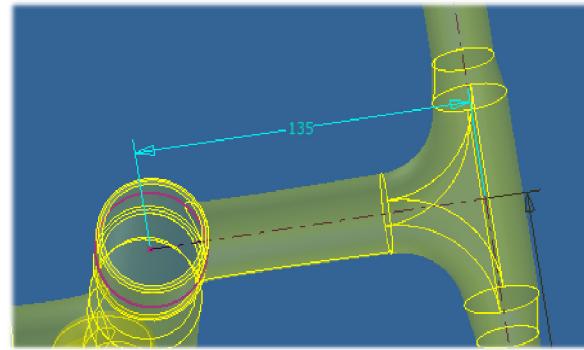
El modelado se ha realizado con operaciones de solevado y barrido, de una spline y un cuarto de elipse respectivamente.

Como en las vainas traseras, aquí también partimos de una sección circular de 15 mm de diámetro en las patillas, para acabar en una elipse al llegar al tubo de dirección.

Antes de seguir con el manillar, tenemos que hablar de lo que es la potencia del manillar. La potencia es la pieza que une el manillar con el tubo de dirección. En nuestro caso, al trabajar con fibra de carbono, la potencia y el manillar constituirán una sola pieza. Como hemos visto en el apartado 1.5.3 se puede calcular a partir de una fórmula (Potencia del manillar = Longitud del brazo x 0,203), pero las medidas estándar suelen ser de 10 a 11 cm. En profesionales son 13 cm e incluso 14 cm.

La medida que elegiremos nosotros para la potencia será de 135 mm, y la sección de la misma será circular de 30 mm de diámetro.

Como ya hemos dicho, el manillar y la potencia constituirán una sola pieza. La sección de todo el conjunto será circular, con un diámetro de 25 mm para las partes del manillar donde apoyan las manos, y un diámetro de 30 mm para la parte donde estas se unen con la potencia.



Las dimensiones características del manillar son las que se pueden ver en las figuras siguientes, y se corresponden con 420 mm de anchura, 95 mm de avance y 150 mm de altura.

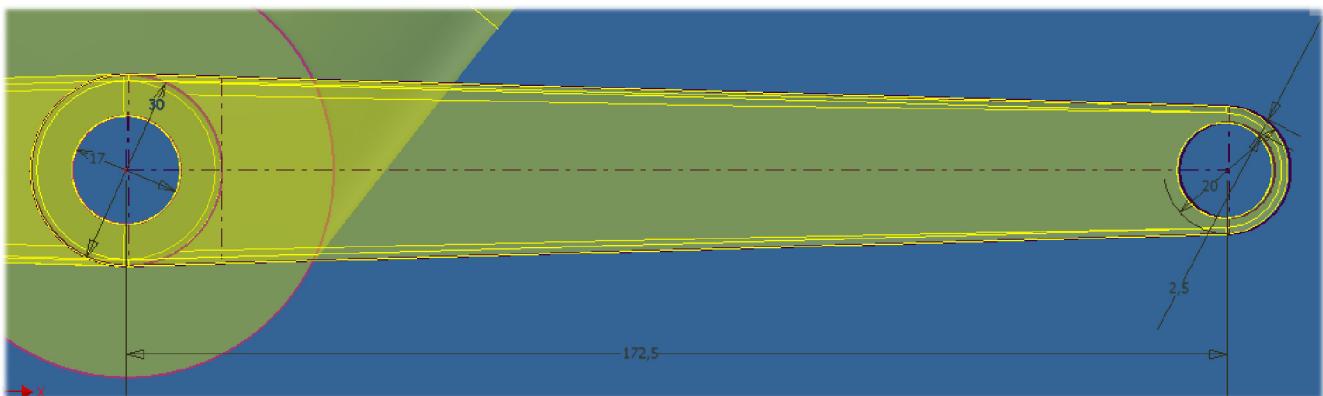


Finalmente las bielas, cuya medida más común es de 170 mm de longitud. Existe una relación de la misma con la altura de la persona, pudiéndose incrementar de 2,5 mm en 2,5 mm según la altura crezca. La relación es la que se puede ver en la imagen.

Talla	Longitud Biela
< 168 cms	165 mms
Entre 168 y 180 cms	170 mms
Entre 180 y 190 cms	172,5 mms

Además, con el objetivo de aumentar la velocidad de translación del ciclista mediante la utilización de desarrollos más largos, se produjo una tendencia a aumentar la longitud de biela, ya que al aumentar el brazo de palanca (la longitud de la biela), con la misma fuerza muscular se iba a ser capaz de vencer resistencias más elevadas (desarrollos más largos), con lo que se conseguiría un aumento de la velocidad y por tanto una mejora del rendimiento físico.

Siguiendo este principio nuestra biela será de 172,5 mm. Las medidas de la misma quedan representadas en el siguiente dibujo. El espesor de la biela será de 10 mm:



## 6. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

Una vez completado el modelo, exportamos en un formato CAD. En nuestro caso el formato elegido es el IGS, con la salida del modelo en formato superficie y de tipo recortado.

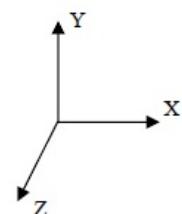
Abrimos Abaqus y realizamos el proceso inverso, la importación. Como se ha exportado como superficie, la importación deberá ser del mismo tipo, o sea de tipo superficie o Shell.

### 6.1. Software FEM.

El software FEM (finite element method) elegido para este proyecto es, como ya hemos mencionado, Abaqus/CAE en su versión 6.9, la que se dispone en el departamento de Ingeniería Mecánica.

Este programa está destinado a resolver problemas de ingeniería por el método de los elementos finitos. Puede resolver desde problemas de análisis lineal, hasta complejas simulaciones no lineales. Tiene una extensa biblioteca de elementos finitos que le permiten modelar cualquier geometría, y gracias a su gran lista de modelos, es capaz de simular una gran variedad de materiales, pudiéndose aplicar en diversas áreas de la ingeniería.

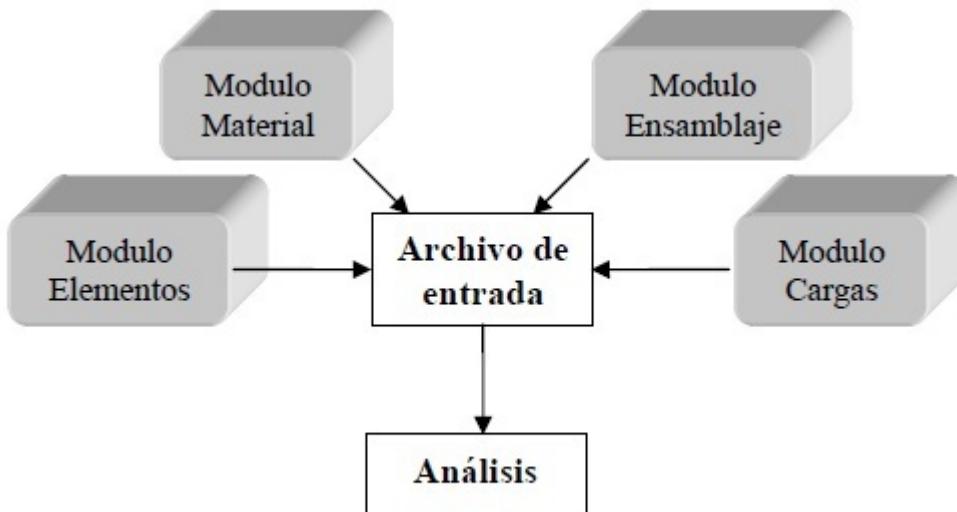
Utiliza el sistema de coordenadas cartesianas, con el convenio de signos que se muestra en la figura de la derecha. Además permite definir otros sistemas localmente, ya sea para salidas referidas a variables nodales, condiciones de carga, restricciones y especificaciones de material en secciones.



Sistema coordenado cartesiano.

El programa no especifica las unidades a utilizar, por lo tanto estas serán las usadas en el modelo (milímetros), y las introducidas para las cargas (Newtons). Como resultado las tensiones se expresarán en Mega Pascales.

Para trabajar, utiliza un fichero conocido como archivo de entrada. Este archivo consiste en una serie de líneas de código, que mediante una sintaxis, contiene opciones o palabras clave, líneas de datos y líneas de comentarios. La estructura básica de este tipo de archivos es, comenzar con la opción \*Heading, la cual es usada para definir el título del modelo a analizar. Después de esta, una sección de datos del modelo en la que se definen nodos, elementos, propiedades de los materiales, condiciones iniciales...etc, y en la parte final del archivo está la historia de datos que definen el tipo de análisis, cargas y salidas requeridas.



Componentes de un modelo en Abaqus.

El propósito que se busca al utilizar Abaqus es predecir la respuesta de un modelo sometido a diferentes condiciones y cargas. El análisis en este programa de elementos finitos está basado en el concepto de steps. A través de estos se introducen los cambios en las condiciones de contorno, en las cargas o en el tipo de análisis.

## 6.2. Mallado del modelo.

Una vez importado el archivo en Abaqus, y solventados problemas de geometría imprecisa que resultan de la exportación, el modelo deber ser mallado. El módulo utilizado para esto será el módulo “mesh”, en el que se podrá seleccionar la forma del elemento y el tipo de elemento.

### 6.2.1. Elección del tipo de elemento.

El método de los elementos finitos supone que el comportamiento mecánico de un cuerpo, estructura o domino (medio continuo), se puede resolver dividiéndolo en un número finito de partes o elementos. Estos elementos están constituidos a su vez por una serie de puntos representativos llamados nodos. Al conjunto de estos nodos considerando sus relaciones de adyacencia se le llama malla.

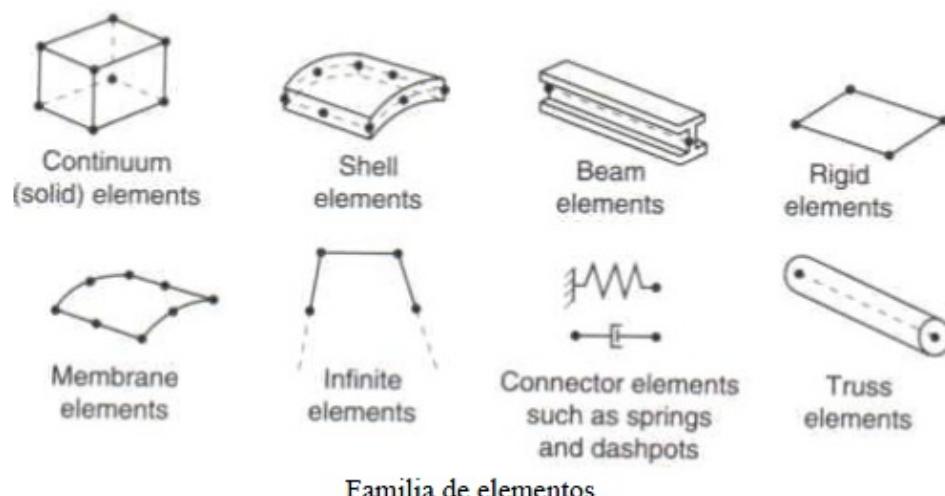
#### 6.2.1.1. Características de los elementos.

Para poder mallar al modelo, primero debemos decidir qué tipo de elemento vamos a utilizar. Cada elemento finito en Abaqus tiene un único nombre que caracteriza su comportamiento a través de las siguientes definiciones:

- Familia
- Grados de libertad
- Números de nodos
- Formulación
- Integración.

#### - Familia.

En la siguiente figura se muestran las diferentes familias que son usadas en Abaqus. La mayor diferencia entre estas, es la geometría que cada familia asume. La primera letra o letras de un elemento de la librería, indica la familia a la que pertenece.

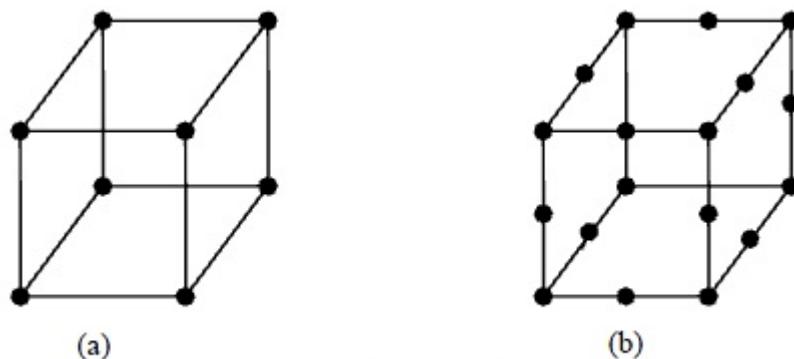


### - Grados de libertad.

Los grados de libertad son variables fundamentales calculadas durante el análisis. Estos grados de libertad están íntimamente relacionados con la familia del elemento.

### - Número de nodos y orden de interpolación.

El orden de interpolación es determinado por el número de nodos usados en el elemento, por ejemplo, los elementos que tienen nodos solo en las esquinas, usan interpolación lineal y son llamados elementos lineales o elementos de primer orden (a). En Abaqus los elementos con nodos intermedios usan interpolación cuadrática y son llamados elementos cuadráticos o elementos de segundo orden (b). Los elementos triangulares o tetraédricos modificados, usan interpolación de segundo orden modificado.



Elementos lineales y cuadráticos.

### - Formulación.

La formulación del elemento se refiere a la matemática usada para definir su comportamiento. Abaqus presenta dos opciones, la primera es usada para los análisis de esfuerzos/desplazamientos y está basada en la teoría Lagrangiana. La segunda es la teoría Euleriana o espacial, la cual se usa para análisis de mecánica los fluidos.

### - Integración.

Abaqus emplea técnicas numéricas para integrar sobre el volumen de cada elemento; la cuadratura de Gaussian es la más usada para los elementos. Abaqus evalúa la respuesta del material para cada punto de integración en cada elemento. Algunos elementos continuos pueden usar integración completa o reducida, esta decisión puede tener un significativo efecto sobre la exactitud de los resultados. Abaqus usa la letra R al final del nombre del elemento para identificar a los elementos que usan integración reducida.

### 6.2.1.2. *Elementos estructurales.*

El elemento que nosotros elegiremos se encuentra dentro de los llamados elementos estructurales. Estos están conformados por los siguientes tipos de elementos: membranas, barras, vigas, pórtico, tubería y concha.

- **Elementos membranas (membrane):** son elementos de superficie que transmiten solo fuerzas en el plano (momentos no); y no tienen rigidez a flexión.
- **Elementos barras (truss):** Son miembros estructurales largos, delgados que pueden transmitir solo fuerza axial y no transmiten momento.
- **Elementos viga (beam):** Un elemento viga tiene rigidez asociada con el eje de la viga, adicionalmente ofrece flexibilidad asociada con la deformación de corte transversal entre el eje de la viga y la dirección de la sección transversal. La ventaja de los elementos vigas es que son geométricamente simples y poseen pocos grados de libertad.
- **Elementos pórtico (frame):** Un elemento frame representara un miembro estructural conectado por dos juntas. Estos elementos pueden ser usados para resolver una amplia variedad de aplicaciones de diseño de la ingeniería civil, tales como estructuras tipo cerchas, puentes, edificio conformado por estructuras del tipo pórtico, etc.
- **Elementos tubulares (elbow):** Los elementos tubulares permiten modelar con mayor exactitud las respuestas no lineales de tuberías circulares.
- **Elementos placa (Shell):** Los elementos shell son usados para modelar estructuras en las cuales una dimensión (espesor), es significativamente más pequeño que el resto de las otras dimensiones.

Nuestro modelo es básicamente un entramado de tubos de longitud considerable frente a su posible espesor. Cogiendo como ejemplo el tubo horizontal, este tiene una longitud de 570 mm, y el diámetro mayor de la elipse de la sección es de 25 mm, por lo que el espesor máximo ficticio podría ser de hasta 25 mm, un espesor 22,8 veces menor que su longitud. Por lo tanto podremos decir que el espesor es significativamente más pequeño que el resto de dimensiones, y por ello el tipo de **elemento elegido será el tipo shell**.

### 6.2.1.3. *Elementos tipo Shell.*

Como ya se ha mencionado en apartado anterior, los elementos placa o Shell son usados para modelar estructuras en las que una dimensión es mucho menor que el resto.

Los elementos shell convencionales usan esta condición para discretizar un cuerpo definiendo la geometría hasta la superficie de referencia. En este caso el espesor es determinado a través de la definición de las propiedades de la sección, estos elementos tienen el desplazamiento y la rotación como grados de libertad. Los elementos shell convencionales permiten modelar transferencia de calor, así como análisis acoplados temperatura-desplazamiento. Existen elementos shell convencionales densos “thick” y finos “thin”, los primeros son necesarios en casos donde la flexibilidad al corte transversal es importante y se desea interpolación de segundo orden, los segundos son necesarios en casos donde la flexibilidad al corte transversal es insignificante.

En contraste un elemento shell continuo, discretiza el cuerpo completo en tres dimensiones. Este elemento tiene solo el desplazamiento como grado de libertad.

Los distintos tipos de elementos Shell que podemos encontrar en las librerías de Abaqus son los que se ven en la siguiente imagen:

<b>Shell</b>	Elemento convencional 3D para esfuerzos/desplazamientos Elemento convencional 3D con transferencia de calor Elemento convencional 3D, acoplados temperatura-desplazamiento Elementos continuos para esfuerzos/desplazamientos Elementos shell axisimétricos para esfuerzos/desplazamientos Elementos shell axisimétricos con transferencia de calor Elementos shell axisimétricos, acoplados temperatura-desplazamiento Elementos shell axisimétricos con no linealidad y deformación asimétrica
--------------	---

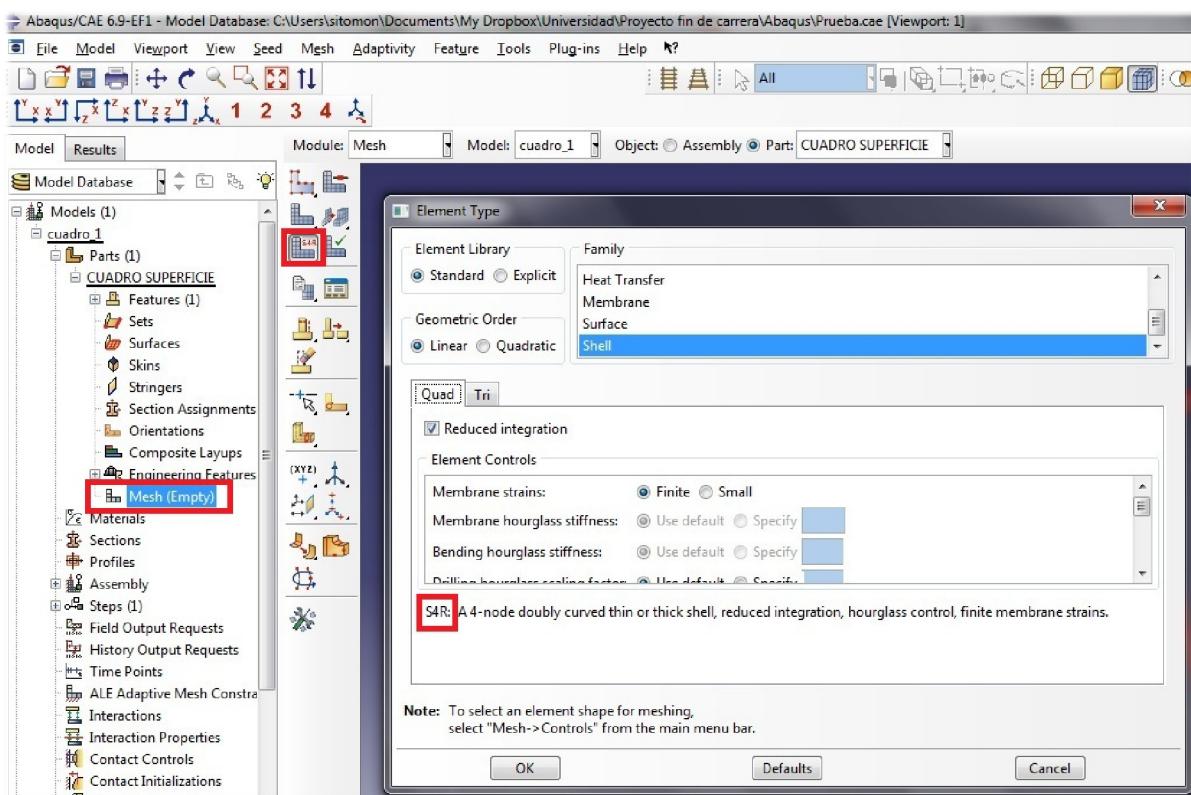
#### - Nomenclatura del elemento en Abaqus: AxB

- A: Shell convencional para esfuerzo/desplazamiento (S), Shell continuo para esfuerzo/desplazamiento (SC), Shell delgado triangular para esfuerzo/desplazamiento (STRI), Shell con transferencia de calor (DS).
- x: Número de nodos.
- B: Integración reducida (R).

El elemento de tipo Shell que elegimos para nuestro modelo, es un elemento estándar, lineal y de cuatro nodos, cuya nombre de referencia es **el elemento S4R**.

### 6.2.2. Asignar el tipo de elemento en Abaqus.

Una vez ya sabemos el tipo de elemento que vamos a escoger, (en nuestro caso el S4R) para nuestro análisis, pulsando en el módulo “mesh”, presionamos en “assign element type”  y nos aparecerá la ventana en la que podemos elegir el elemento.

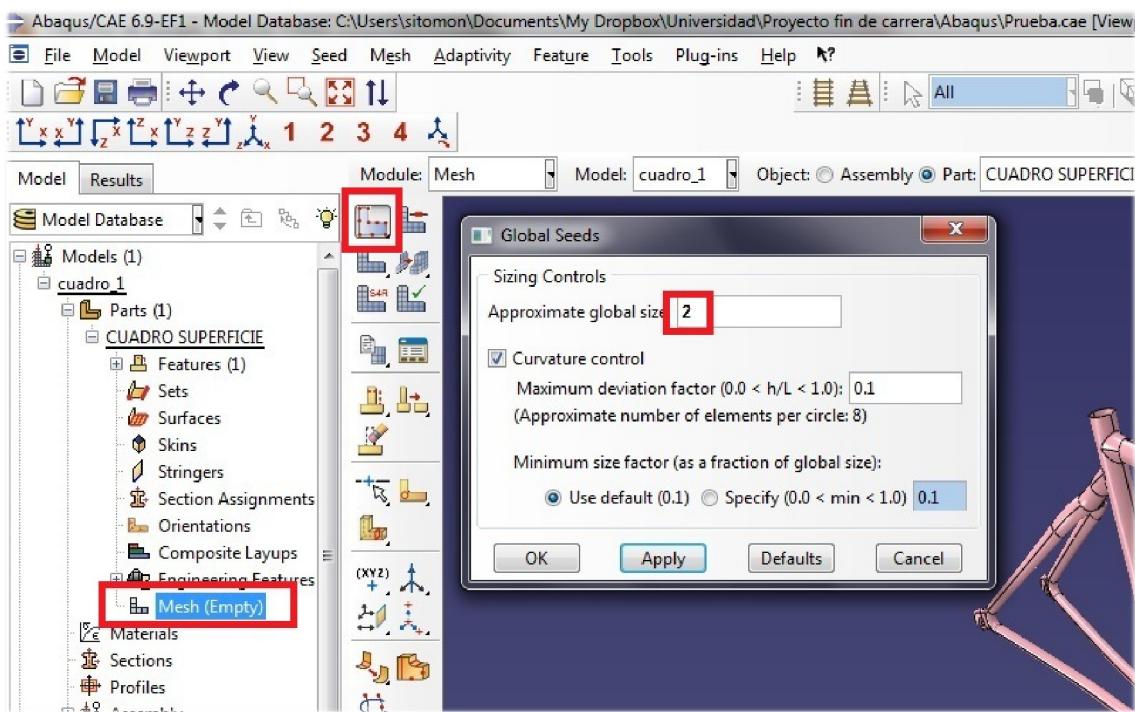


Se escoge el elemento seleccionando las propiedades que se buscan dentro de la familia Shell y se pulsa sobre ok. El elemento S4R, es el elemento que viene por defecto.

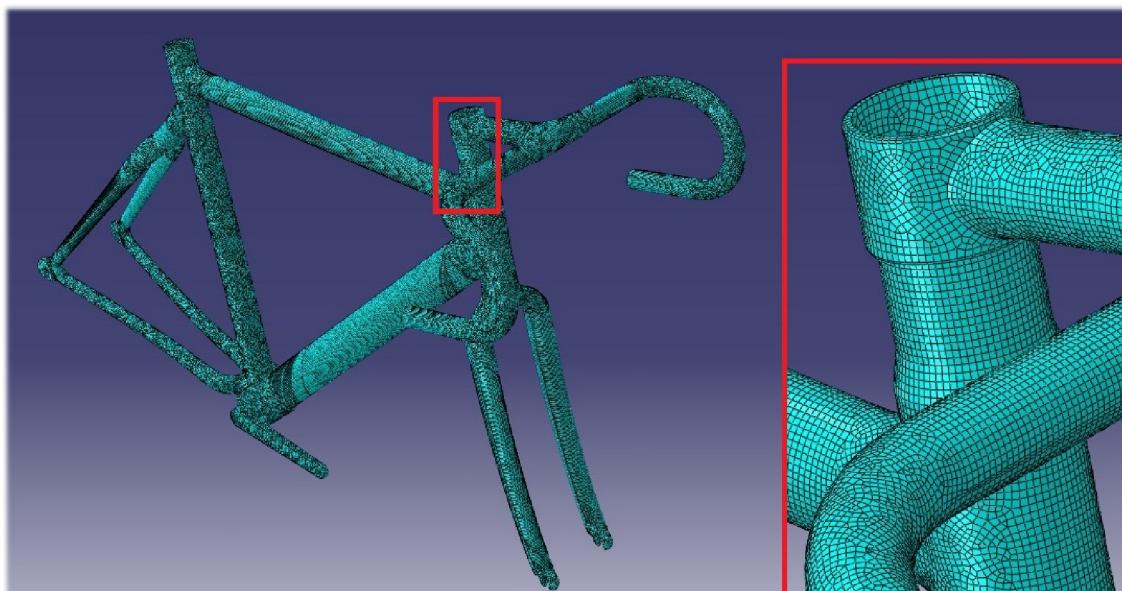
### 6.2.3. Creando el mallado.

El mallado básico mediante Abaqus, es una operación de dos partes. Primero se dividen los bordes del modelo (*Seeding*), y entonces se malla dicha parte. Abaqus se encarga de ubicar los nodos de la malla en las divisiones siempre que sea posible.

Para ello, dentro del módulo “Mesh” tenemos que seleccionar el número de divisiones basadas en el tamaño o en el número de elementos que se desean a lo largo del modelo. Pulsamos sobre la opción de “Seed part”  y elegimos el tamaño del elemento, que en nuestro caso y para que el cálculo sea manejable será de 2 mm. Le damos a ok y ya podemos pasar a mallar el modelo.



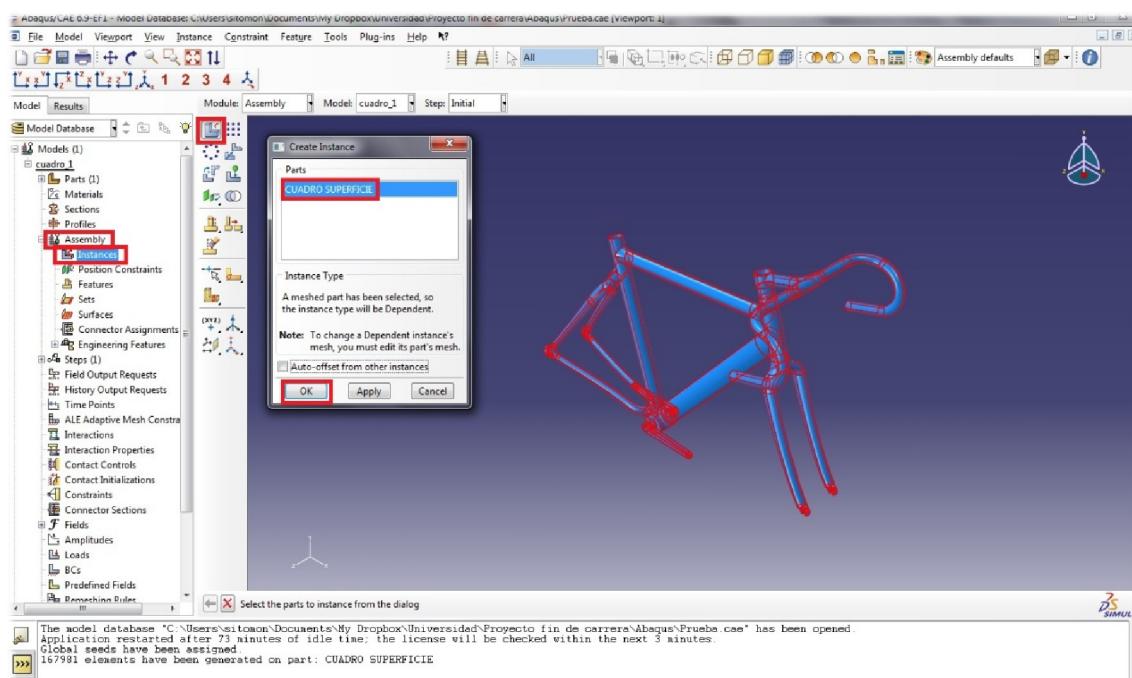
Una vez elegido el tamaño del elemento, se selecciona “Mesh part”  y se acepta. En este momento el programa empieza a ejecutar el mallado, que una vez finalizado queda como se ve en la siguiente imagen.



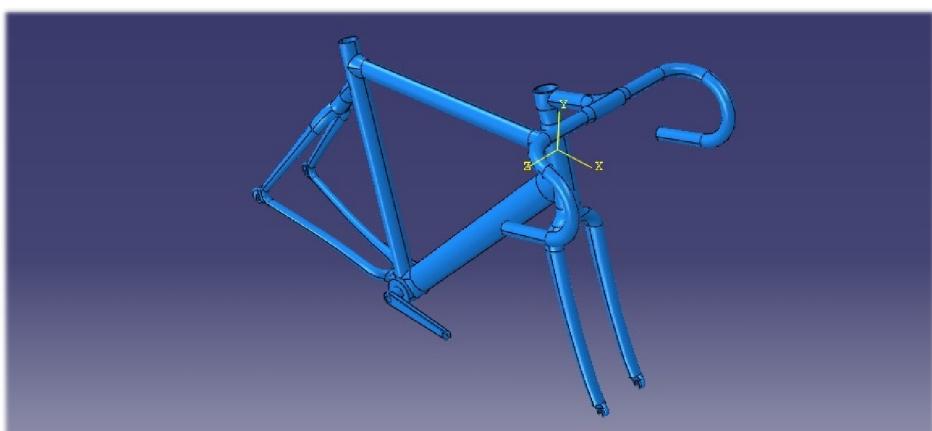
### 6.3. Ensamblado del Modelo.

Cada parte que se crea, está orientada en su propio sistema coordenado y es independiente de las otras partes en el modelo. Haciendo uso del módulo “Assembly” se puede definir la geometría del modelo finalizado, a través de la creación de instancias (*Instances*) de una parte y luego mediante la ubicación relativa de ellas con respecto a las otras, ensamblarlas en un sistema global de coordenadas. Nuestro modelo únicamente contiene una parte.

Entonces, para realizar el ensamblado vamos al módulo “Assembly”, y pulsando sobre el botón “Instance part” , o desplegando el módulo y pinchando con el botón derecho sobre “Instances” -> “Create”, nos aparecerá una ventana donde crearemos la instancia seleccionando nuestro modelo y pulsando en ok.



Con el modelo ensamblado, que quedará según vemos en la figura de la derecha, pasamos a introducir el material y las condiciones de contorno.



## 6.4. Material.

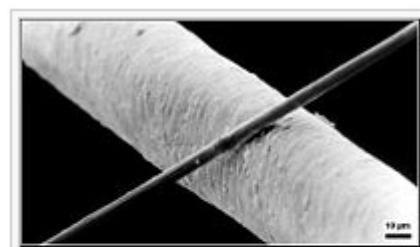
Como se puede leer en el título del proyecto, el material elegido para fabricar el cuadro es la fibra de carbono. La fibra de carbono es un material compuesto no metálico y de la clase de los poliméricos.

Los materiales compuestos son aquellos que pueden estar formados por combinaciones de materiales cerámicos, metálicos y polímeros. Las propiedades que se obtienen de estas combinaciones son superiores a la de los materiales originales por separado, por lo que cada día son más utilizados en el mercado, sobre todo en aquellas piezas en las que se necesitan propiedades combinadas, que un material (polímero, metal o cerámico) por sí solo no nos puede dar.

En general, la desventaja más clara de los materiales compuestos es el elevado precio. Las características de los materiales originales y los procesos de fabricación, encarecen mucho el producto. Aún con todo, para ciertas aplicaciones, debido a sus propiedades mecánicas, como la alta rigidez específica, la buena estabilidad dimensional, la resistencia a altas temperaturas y a la corrosión, la ligereza o una mayor resistencia a la fatiga que los materiales clásicos, el alto precio compensa.

Dentro de los materiales compuestos, la fibra de carbono se encuentra en los llamados materiales compuestos reforzados con fibras. Estos están formados por un agente reforzante, como fibra de vidrio, cuarzo, kevlar, o fibra de carbono, y por una matriz, que suele ser una resina como la epoxy o el poliéster. Las fibras se encargan de resistir la tracción, mientras que la matriz resiste las deformaciones. Entre ambos se encargan de resistir los esfuerzos de compresión.

La alta resistencia de la fibra de carbono proviene de la facultad del átomo de carbono para enlazarse fuertemente consigo mismo. La demostración más firme de la robustez del enlace carbono-carbono, se ve cuando los átomos de carbono están dispuestos como un cristal de diamante, la más dura de las substancias conocidas. En el caso de la fibra de carbono, el compuesto que conforma las fibras se llama pliacionitrilo (PAN). Las fibras de PAN son muy fuertes y extraordinariamente rígidas. Sin embargo, para obtener de esas características un aprovechamiento práctico, se tuvo que encontrar un procedimiento para combinar las fibras con un material matricial apropiado para formar un compuesto. De este modo, los finísimos filamentos individuales de 5 a 8 micrómetros de diámetro, se enlanzan entre sí,



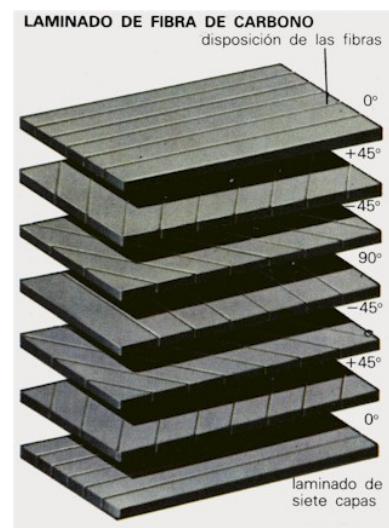
Un filamento de carbono de 6  $\mu\text{m}$  de diámetro (desde abajo a la izquierda hasta arriba a la derecha), comparado con un cabello humano.

permitiendo que se transfieran las cargas por toda la matriz de fibra a fibra en orden a lograr un rendimiento mecánico útil.

Una propiedad especial de las fibras es que su comportamiento es anisótropo. La fortaleza de las mismas es diferente según en qué dirección se aplique la fuerza. Por ejemplo, si se tira del material en paralelo a la dirección de las fibras, estas tendrán una inmensa resistencia, pero si se aplican fuerzas en la dirección perpendicular a las mismas la resistencia del compuesto dependerá casi exclusivamente de la matriz de resina relativamente endeble.

Para disminuir esta problemática es necesario construir capas laminares alternadas de fibra y resina en direcciones diferentes. Con esta disposición, la capa laminar que proporciona la mayor parte de la fortaleza, variará de acuerdo con la dirección de la fuerza de tracción aplicada.

Además de poseer propiedades diferentes en las direcciones longitudinal y transversal, los compuestos exhiben diferentes propiedades de tracción y de compresión.



Existen diferentes fabricantes y diversos tipos de fibra de carbono con propiedades variadas. Para este proyecto se ha elegido la fibra de carbono del fabricante Toray Industries, Inc., modelo Torayca T800H.

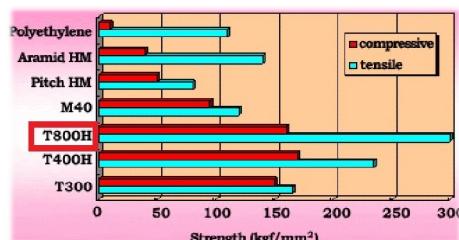
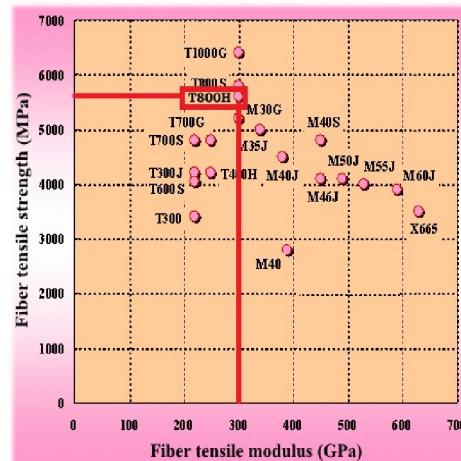
#### **6.4.1. Torayca T800H.**

Toray Industries, Inc. es una multinacional con sede en Japón, especializada en la fabricación de productos industriales en torno a tecnologías de síntesis química orgánica, química de polímero y bioquímica. Toray Industries, con su división Torayca, es el mayor productor mundial de fibra de carbono.

La marca Torayca lleva fabricando fibra de carbono desde 1971 con su modelo T300. Actualmente ha conseguido mejorar las fibras hasta alcanzar una resistencia a la tracción de uno 6370 MPa. Estas resistencias se han conseguido en la fibra, y no en el material compuesto, por lo que no es práctico discutir la fuerza de tracción de la fibra de carbono solo como fibra. La resistencia del compuesto de fibra de carbono si es lo interesante y se determina por el método de líneas impregnados (JIS-R-7601), que es una especie de resistencia a la tensión compuesta.

La resistencia a la tracción de la fibra de carbono se puede considerar lineal, lo que significa que la fuerza y la tensión son proporcionales.

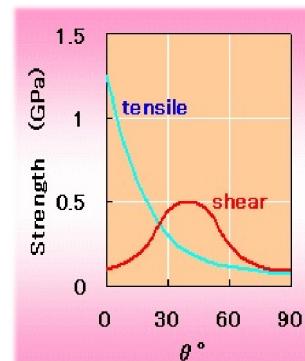
El modelo que nosotros hemos elegido, Torayca T800H, es un compuesto formado por un agente de PAN y una matriz de resina epoxy. La resistencia de la fibra a la tracción (solo la fibra, no el compuesto) y el módulo de Young se pueden ver en la siguiente gráfica, junto con otros modelos de la marca. Las propiedades de la misma son: Densidad de 1,80g/cm<sup>3</sup>, resistencia a tracción de 5600MPa, módulo elástico de 294GPa, un diámetro de fibra de 5,5 micras y un alargamiento del 1,8%.



Como ya hemos mencionado, la resistencia a la tracción y a la compresión es muy diferente. Poniendo el ejemplo de nuestra fibra, se puede ver como la resistencia a la tracción es casi el doble que a la compresión.

Existe opinión de que cuanto más grande sea el diámetro de fibra de carbono mayor es la resistencia a la compresión. Los experimentos realizados por Torayca no confirman este hecho, sino más bien indican que una pequeña diferencia de diámetro no afectará a la resistencia por compresión.

En la siguiente figura se muestra la gran anisotropía, entre la tensión (tensile) y el cortante (shear), que existe en función del ángulo con el eje de la fibra.



Pasando a hablar ya del material compuesto (PAN+Epoxy), dentro del T800H tenemos dos para elegir según el proceso de curado. El primero es de *Epoxy semitemplado curado a 350°F (177°C)*, y el segundo es de *Epoxy curado a 250°F (121°C)*. Aunque el primero tiene una mayor resistencia en todos los campos, nos quedaremos con el segundo, ***Epoxy curado a 250°F (121°C)***, por ser más que suficiente para lo que nosotros buscamos. La propiedades son las que se ven en la imagen siguiente.

## COMPOSITE PROPERTIES \*

Tensile Strength	2,650 MPa
Tensile Modulus	170 GPa
Tensile Strain	1.5 %
Compressive Strength	1,570 MPa
Flexural Strength	1,620 MPa
Flexural Modulus	150 GPa
ILSS	10 kgf/mm <sup>2</sup>
90° Tensile Strength	63 MPa

\* Toray 250°F Epoxy Resin. Normalized to 60% fiber volume.

La resistencia a tracción en la dirección del eje de la fibra es de 2650 MPa, mientras que en la dirección perpendicular a esta la resistencia es de solo 63 MPa. La densidad del compuesto es de 1,57 g/cm<sup>3</sup>. El resto de módulos necesarios para definir el material son:

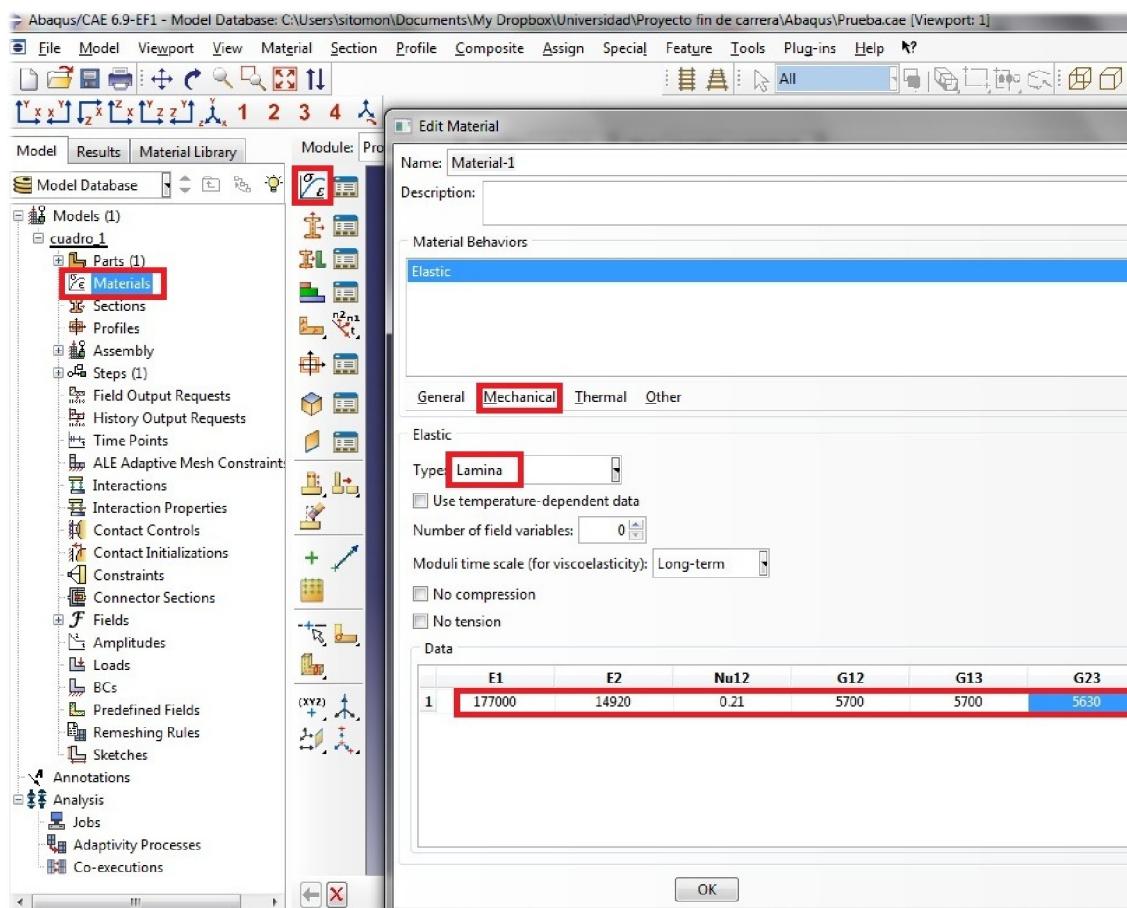
E1 (MPa)	E2 (MPa)	Nv12	G13 (MPa)	G12 (MPa)	G32 (MPa)
Módulo elástico en la dirección de la fibra	Módulo elástico en la dirección transversal a la fibra.	Coeficiente de Poisson.	Módulo transversal o de cizalladura en el plano de la fibra.	Módulos transversales o de cizalladura para definir el comportamiento transversal de los elementos shell.	
177000	14920	0,21	5700	5700	5630

### 6.4.2. Creando un material en Abaqus.

Abaqus provee un amplio rango de posibles comportamientos del material. Un material es definido eligiendo el comportamiento apropiado para el propósito de un análisis. El programa requiere que el material este correctamente definido para proporcionar las propiedades convenientes de los elementos con los cuales el material está asociado, aunque es posible omitir algunos parámetros que no son necesarios para el tipo de análisis. Abaqus permiten la simulación de modelos con características lineales, no-lineales, materiales isótropos y anisótropos.

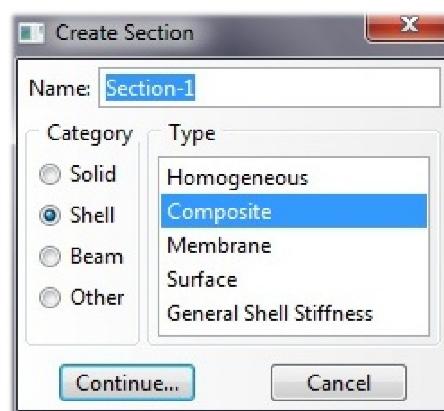
Para introducir las propiedades de nuestro material en el modelo de Abaqus, demos ir al módulo de llamado “Materials” y pinchar sobre botón “Create Material”  o hacer click derecho y “create”. Entonces se abrirá una ventana llamada “Edit Material”, en la que debemos seleccionar el comportamiento del nuestro material (Material Behaviors) entre: General, Mechanical, Thermal y others.

El material que nosotros utilizaremos, T800H, tendrá un comportamiento elástico lineal y anisótropo, por lo que iremos a la categoría de “Mechanical”, dentro de esta “Elasticity” y “Elastic”. Aquí elegiremos que tipo de material elástico, que en nuestro caso pondremos “Lamina”, utilizado para los materiales anisótropos como la fibra de carbono. Introduciremos los datos del apartado anterior y pulsaremos ok.

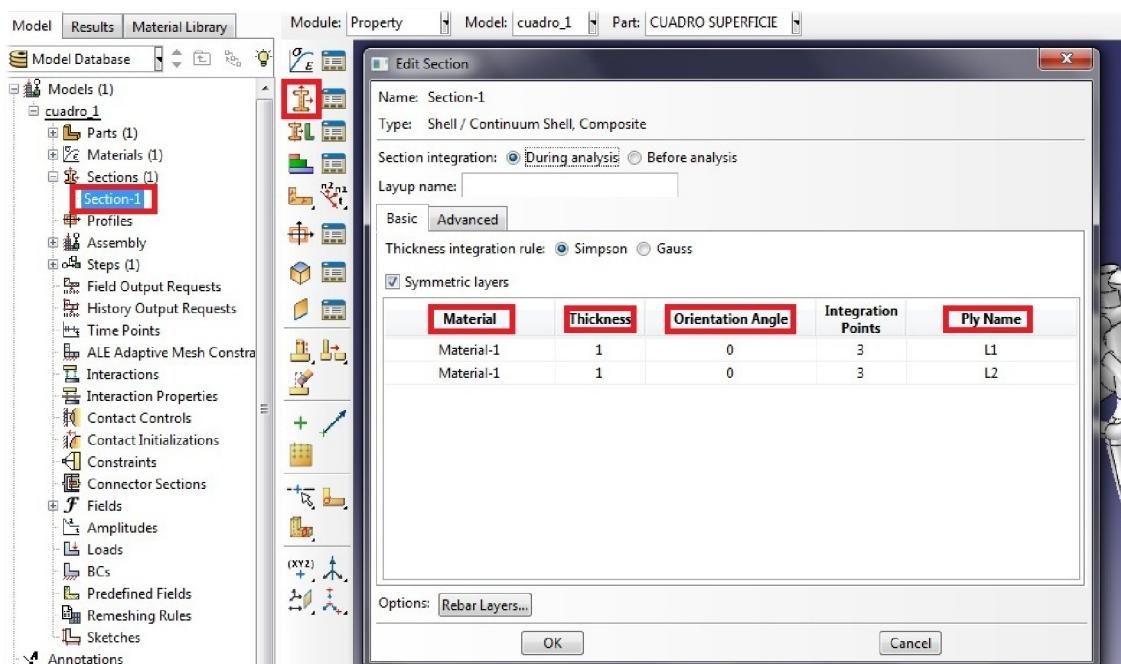


## 6.5. Creando una sección en Abaqus.

Debido a que nuestro modelo ha sido creado mediante superficies y no como un sólido, los tubos no tienen espesor alguno, por lo tanto hay que darles uno. Esto se realiza con el módulo “Sections”. Pinchando este módulo con el botón derecho del ratón y “Create”, o seleccionando el botón de “Create Section” , se abrirá una ventana en la que podremos elegir la categoría, en nuestro caso “Shell”, y dentro de esta el tipo, en nuestro caso “Compósito”.

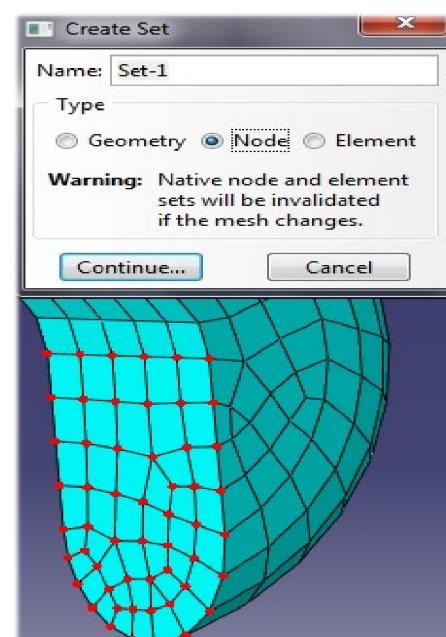


Seleccionando “Continue..” nos aparecerá la ventana “Edit Section” donde definiremos el material, el espesor, el ángulo de orientación y el nombre de la capa. El material será el que hemos introducido antes, el espesor será de 2 mm (1mm por cada una de las dos capas), el ángulo de orientación de la fibra 0° (Con lo que el eje de la fibra de carbono será paralelo al eje X en las coordenadas locales del elemento) y el nombre el que queramos. El espesor será el que luego modifiquemos si es necesario debido a que no resista las cargar de las hipótesis.



## 6.6. Creación de sets o conjuntos en Abaqus.

Para facilitar la creación de las condiciones de contorno y de las cargas, una opción recomendada es la creación de conjuntos. Para ello vamos al módulo “Sets”, entrando en “Parts” y en nuestro modelo, y pinchando dos veces nos aparecerá un cuadro. A nosotros nos interesa crear conjuntos de nodos, por lo tanto ponemos el nombre de nuestro conjunto, seleccionamos “Nodes” y “Continue..”. Ahora en el modelo mallado empezamos seleccionar todos los nodos de malla que necesitemos (podemos ayudarnos de la tecla Mayus). Una vez seleccionados pulsamos “Done” y ya tendremos nuestro conjunto.



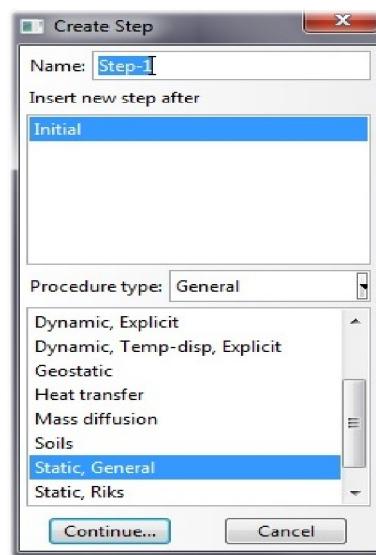
## 6.7. Configuración del análisis en Abaqus.

Ahora que se tienen el ensamblaje, los materiales y el resto de elementos creados, se puede pasar al módulo “Steps” para configurar el análisis. Una vez tengamos creado nuestro step podremos aplicar las condiciones de contorno y las carga.

### 6.7.1. Creación de un paso o Step.

En nuestro caso la creación de un step será sencilla ya que dejaremos todas las opciones por defecto. Para ello, pinchamos con el botón derecho del ratón sobre el módulo “Steps” y “Create..”, y nos aparecerá un recuadro llamado “Create Step” en el que vendrá marcado por defecto “Static, General”. Lo dejamos como está y pinchamos sobre “Continue..”.

Aparece la ventana “Edit Step”. Dejando todas las opciones por defecto, pinchamos sobre Ok. El Step ya está creado.



### 6.7.2. Salida de datos.

Cuando el modelo es sometido al análisis Abaqus, escribe los resultados del análisis en una base de datos de salida. Con la creación de un paso o Step el programa genera automáticamente un grupo de salidas por defecto, pero necesariamente estas no tienen que ser las que el analista requiere. Por lo tanto, para cada paso creado, el usuario puede usar los módulos “Field Output Requests” y “History Output Requests” para:

- ✓ Seleccionar las variables que ABAQUS escribirá en la base de datos de salida.
- ✓ Seleccionar los puntos de la sección del elemento para los cuales ABAQUS generará los datos.
- ✓ Seleccionar la región del modelo para la cual ABAQUS generará los datos.
- ✓ Cambiar la frecuencia con la que el ABAQUS escribirá los datos en la base de datos.

En nuestro caso no modificaremos, ni crearemos, ninguno y los dejaremos como se hayan generado por defecto al crear el step.

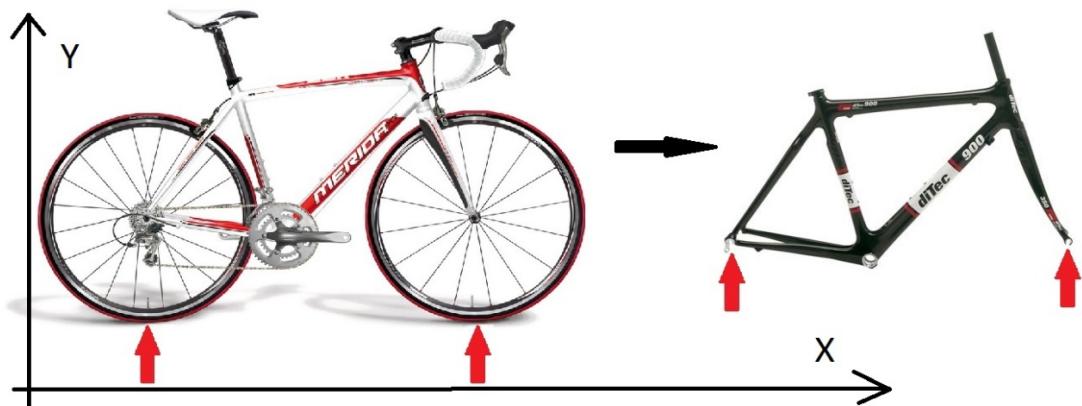
## 6.8. Primera hipótesis de carga: Carga sobre el asiento.

Esta primera hipótesis de carga consiste en simular la posición de un individuo sentado en parado sobre el asiento de la bicicleta.

### 6.8.1. Condiciones de contorno.

El modelo completo del cuadro de la bicicleta está compuesto por distintas piezas que en este proyecto forman un único elemento. Si se hubieran creado por separado tendríamos el cuadro, la horquilla delantera, el manillar y los pedales. Dos de estos elementos, el cuadro y la horquilla delantera, contienen los elementos donde se sustentan los bujes y sobre ellos las ruedas. Estos puntos de apoyo son las llamadas patillas traseras y patillas delanteras.

En una bicicleta los puntos de apoyo sobre el suelo son los neumáticos en el eje vertical con el buje. A través de los radios, las cargas se transmiten a los bujes y de los bujes a las patillas, y por consiguiente al cuadro.



Se han establecido las condiciones de contorno que aparecen en la figura para poder realizar un cálculo estático. Por esta razón el desplazamiento en sentido negativo del eje X para las patillas traseras, y el desplazamiento en todo el eje X para las patillas delanteras, estará impedido. Además suponiendo unos neumáticos y radios indeformables, y que la bicicleta nunca se separará, en ninguna de las hipótesis, del suelo, los desplazamientos verticales (eje Y) también estarán impedidos. Por lo tanto, y con estas hipótesis el cuadro quedará impedido, de momento, como en la figura de la derecha, buje trasero con los desplazamientos X, Y bloqueados y buje delantero con Y bloqueado.



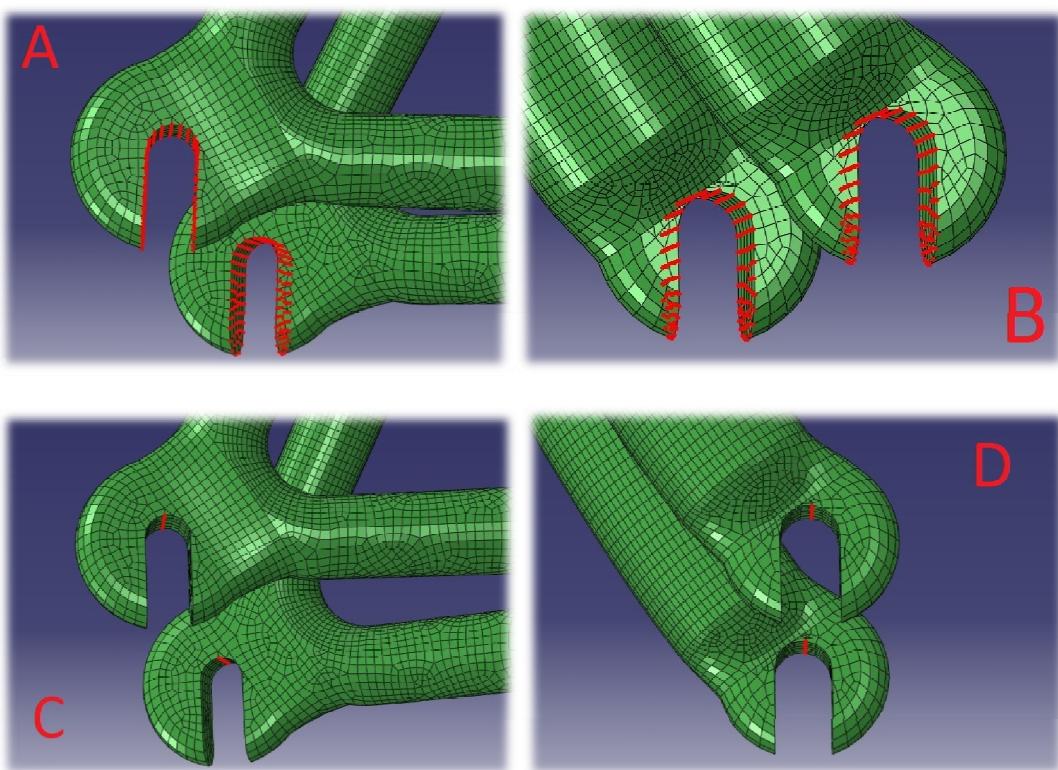
El buje que sustenta las ruedas y que va apoyado sobre las patillas se encargará de que el desplazamiento en el eje Z sea también nulo. Además si suponemos el buje indeformable y siempre en contacto con las patillas en la misma posición, debido a que está conectado las dos patillas de un mismo eje, los giros en X e Y también estarán impedidos, quedando las condiciones de contorno para la primera hipótesis como el dibujo de la izquierda.



#### **6.8.1.1. Aplicación de las condiciones de contorno en Abaqus.**

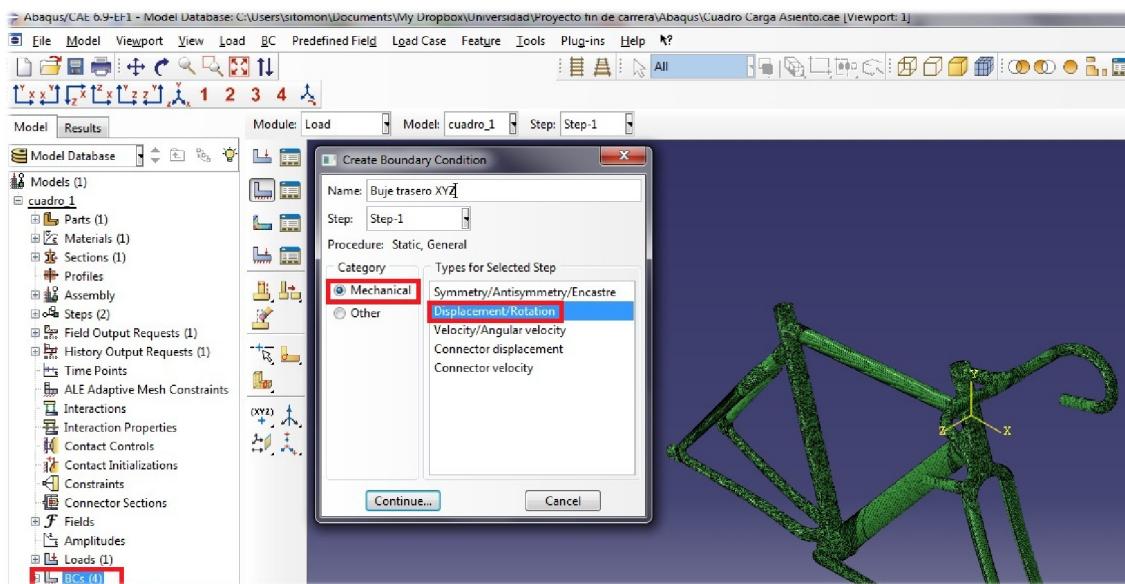
Para introducir estas condiciones de contorno en nuestro modelo de Abaqus, necesitamos crear cuatro conjuntos (sets) para las patillas. Dos para las patillas traseras y dos para las patillas delanteras.

El primero conjunto estará formado por los nodos de las patillas traseras que se supone estarían en contacto con el buje (A). El segundo corresponderán a los mismos pero para las patillas delanteras (B). El tercero serán los puntos superiores de las patillas traseras en contacto con el buje (C), y el cuarto lo mismo pero para las delanteras (D).



Una vez ya tenemos los conjuntos definidos, le asignaremos a cada uno de ellos las restricciones de giro o movimiento explicadas en el apartado anterior.

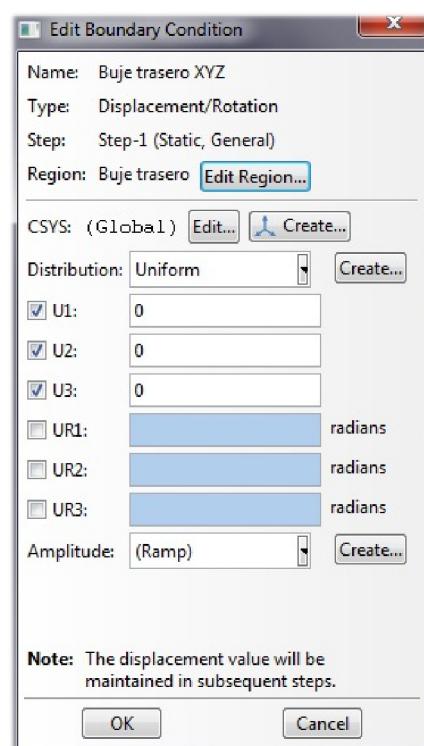
Para ello pinchamos con el botón derecho sobre el módulo “BCs” (Boundary conditions) y en “Create...”. Entonces se abre una ventana en la que podemos dar nombre a la condición de contorno, y elegir la categoría y el tipo. En nuestro caso para todas las condiciones, categoría “Mechanical” y tipo “Desplazamiento/Rotación” (Desplazamiento/Rotación). Presionamos “Continue”.



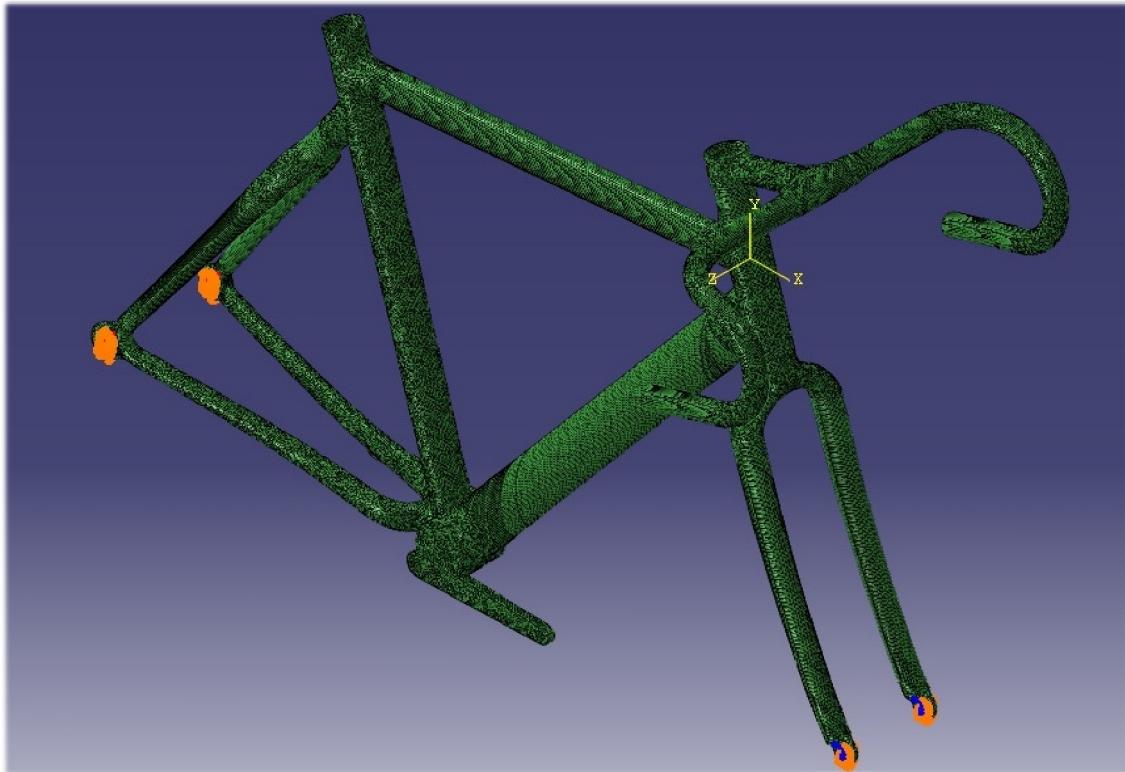
Una vez hecho esto, en la parte inferior derecha de la pantalla hacemos click sobre “sets”, se abre una nueva ventana, y elegimos uno de los conjuntos que habíamos creado antes. Se abre otra ventana en la que podemos definir los desplazamientos y los giros en ese conjunto.

- ✓ Para el conjunto de la imagen (A), el buje trasero, bloquearemos los desplazamientos en X, Y, Z.
- ✓ Para el conjunto de la imagen (B), el buje delantero, bloquearemos los desplazamientos en Y, Z.
- ✓ Para el conjunto de la imagen (C), los nodos superiores del buje trasero, bloquearemos los giros en X, Y.
- ✓ Para el conjunto de la imagen (D), los nodos superiores del buje delantero, bloquearemos los giros en X, Y.

Pinchando en Ok, las condiciones de contorno quedan definidas en Abaqus.



Una vez definidas, si pinchamos en el módulo “BCs” el modelo en Abaqus se visualiza de la siguiente forma:



### 6.8.2. Cargas.

Como hemos dicho al inicio, esta hipótesis de carga consiste en posicionar un individuo sentado sobre el asiento. Supondremos que el individuo no apoya los pies en el suelo, ni las manos en los manillares, por lo que todo el peso del mismo recae sobre el tubo del sillín. Considerando que el cuadro ha sido diseñado para una persona de una altura aproximada de *1'8 metros*, tomaremos como una masa corporal adecuada para esta estatura *75 kg*.

Esta hipótesis de carga estática, no se corresponde con la hipótesis de carga más desfavorable para el conjunto, pero aun con todo debemos asegurarnos que cumplirá sobradamente los requerimientos. Para ello añadiremos un *coeficiente de seguridad de 2 sobre la masa* ( $C_{s,carga}=2$ ), con lo que finalmente esta será de:

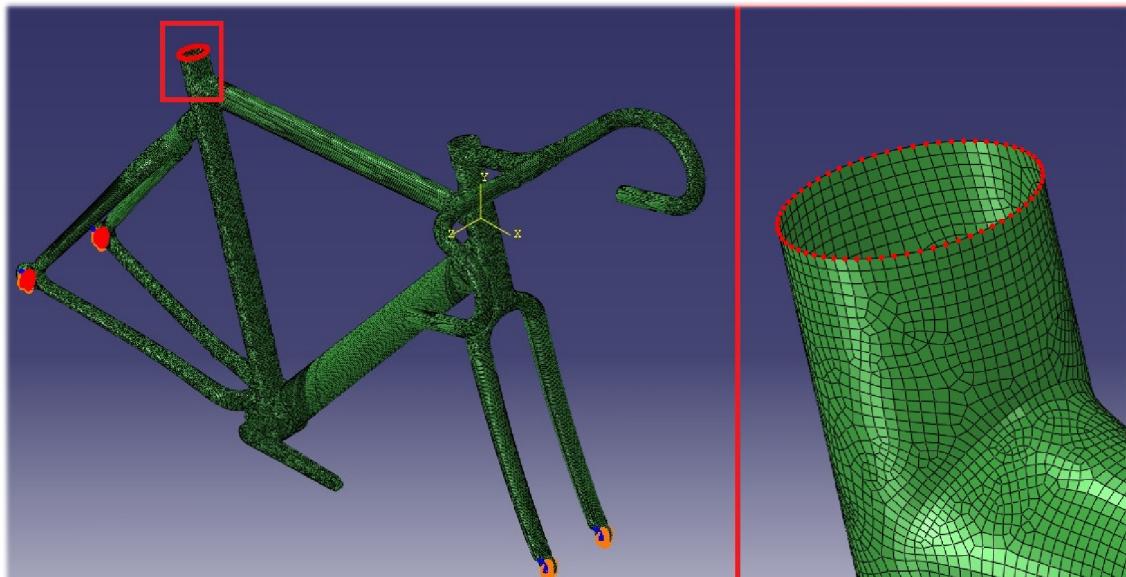
$$M_{\text{total individuo}} = C_{s,carga} * M_{\text{asa}} = 2 * 75 = 150 \text{ kg}$$

La fuerza que actuará sobre la parte superior del tubo del sillín será:

$$F_{\text{sillín}} = 150 * 9,81 = 1471,5 \text{ N}$$

### 6.8.2.1. Aplicación de las cargas en Abaqus.

Una vez ya sabemos que carga debemos aplicar, primero debemos crear un conjunto o set en los nodos finales del tubo del sillín. Siguiendo el método explicado en la creación de conjuntos, obtenemos el siguiente set:

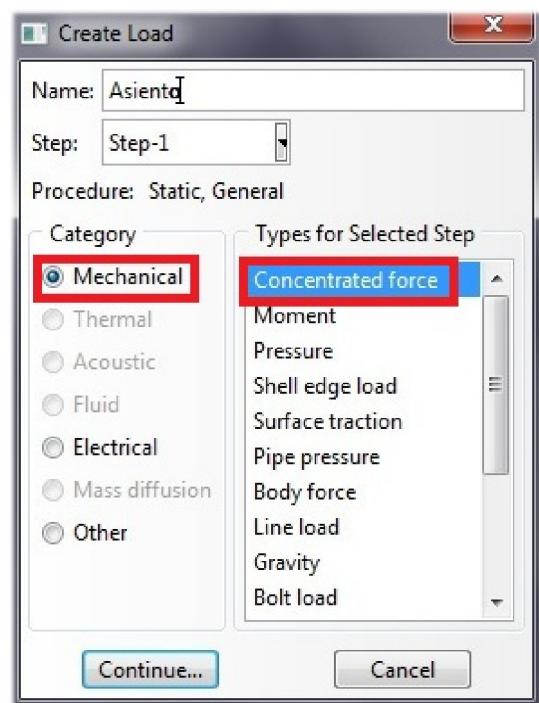


En la creación del conjunto se han seleccionado un total de 64 nodos entre los que se debe repartir la carga total. A cada nodo le va a corresponder una fuerza de:

$$F_{\text{Nodo}} = 1471'5 / 64 = 22'992 \text{ N} = 23 \text{ N}$$

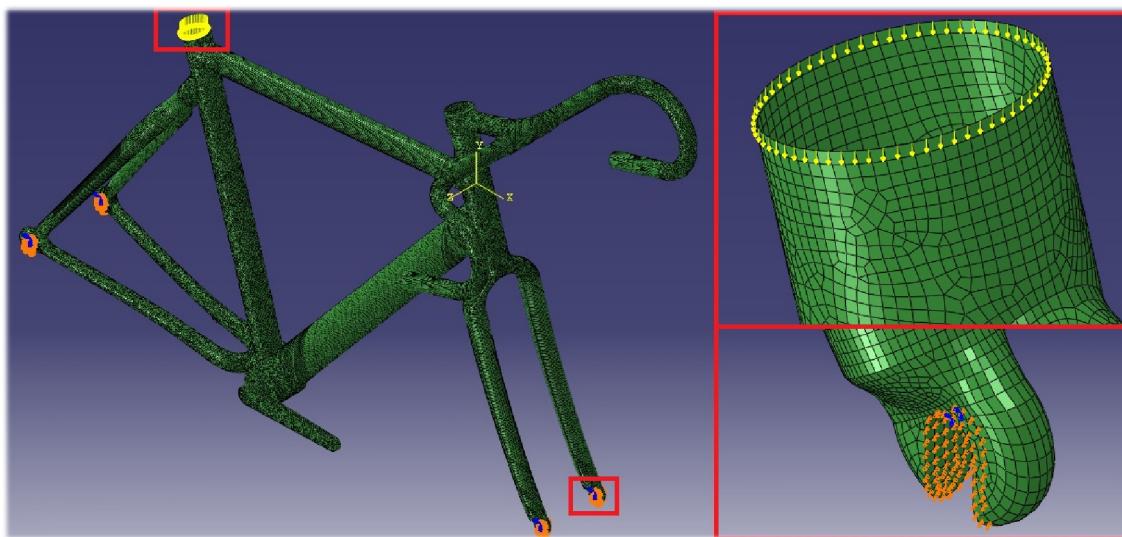
Ahora que ya sabemos cuánto le corresponde a cada nodo, podemos introducir la carga. Para introducirla, vamos al módulo “Loads”, pinchando encima con el botón derecho y “Create..”. Nos aparece el siguiente recuadro con el que daremos nombre a la carga, elegiremos la categoría y el tipo (exactamente igual que la BCs).

Como categoría elegiremos “Mechanical” y como tipo “Concentrated force”. Pulsamos “Continue..” y aparece un cuadro donde nos deja elegir un conjunto sobre el que aplicar las carga. Elegimos el que acabamos de crear, “Asiento”, y pinchamos de nuevo en “Continue..”.

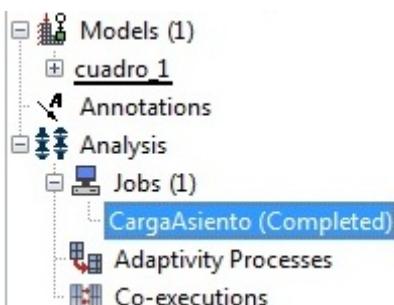


Se abre de nuevo otra ventana, debemos introducir la carga por nodo, en sus componentes para los ejes cartesianos. Nuestra carga por nodo era de 23N de peso sobre el borde del tubo del sillín. Está claro que solo tiene componente en eje Y en sentido negativo, por lo tanto introducimos -23N. Pinchamos en Ok y ya tenemos creado la carga de la primera hipótesis.

El modelo con las cargas y las condiciones de contorno queda como se ve en la siguiente imagen.



### 6.8.3. Análisis.



Una vez tenemos el modelo preparado, con las condiciones de contorno y sus cargas, solo nos falta realizar el análisis. Para poder hacerlo debemos pasar del módulo de "Models" al de "Analysis". Creamos un nuevo trabajo, pinchando con el botón derecho del ratón en "Create..", al que llamaremos "CargaAsiento", y lo ejecutamos pinchando sobre él con el botón derecho y "Submit". Una vez termina de analizar, otra vez botón derecho y "Results" para poder visualizar los resultados.

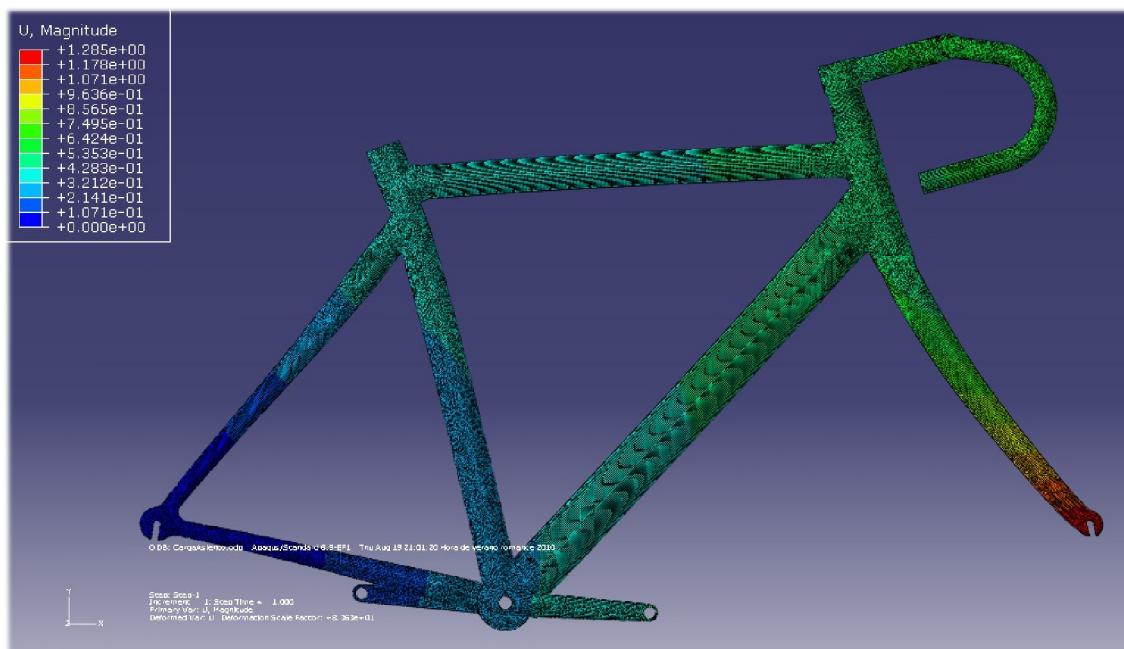
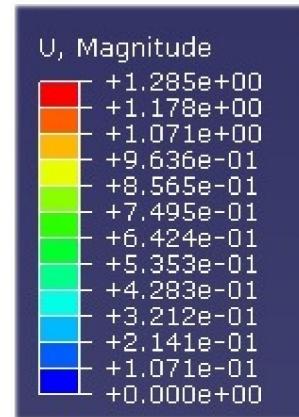
### 6.8.4. Resultados.

Una vez ya estamos en el módulo de resultados, obtendremos la tensión de máxima para compararla con la resistencia del material. Además de este dato también obtendremos primero los desplazamientos y giros máximos.

#### 6.8.4.1. Desplazamientos.

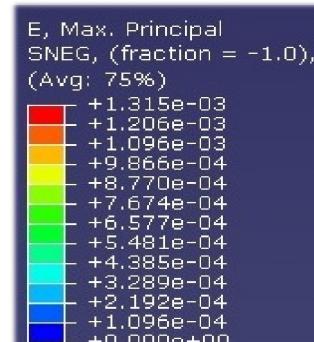
El desplazamiento máximo es de 1'28 mm y se produce en la horquilla delantera, más específicamente en las patillas.

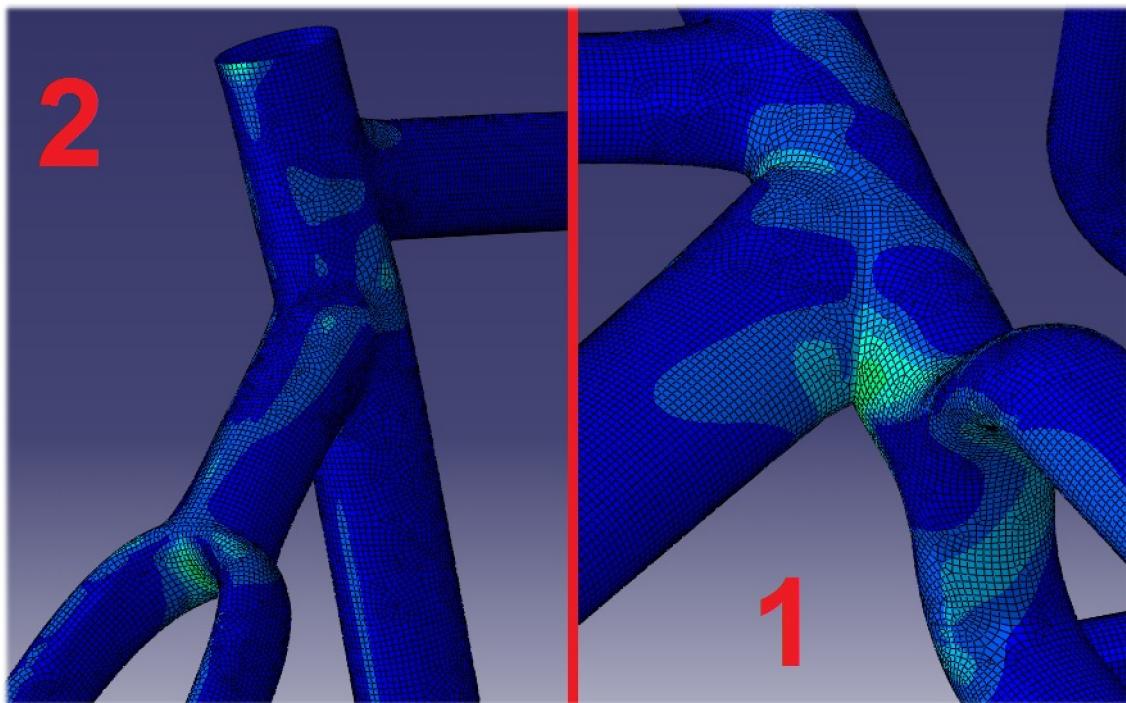
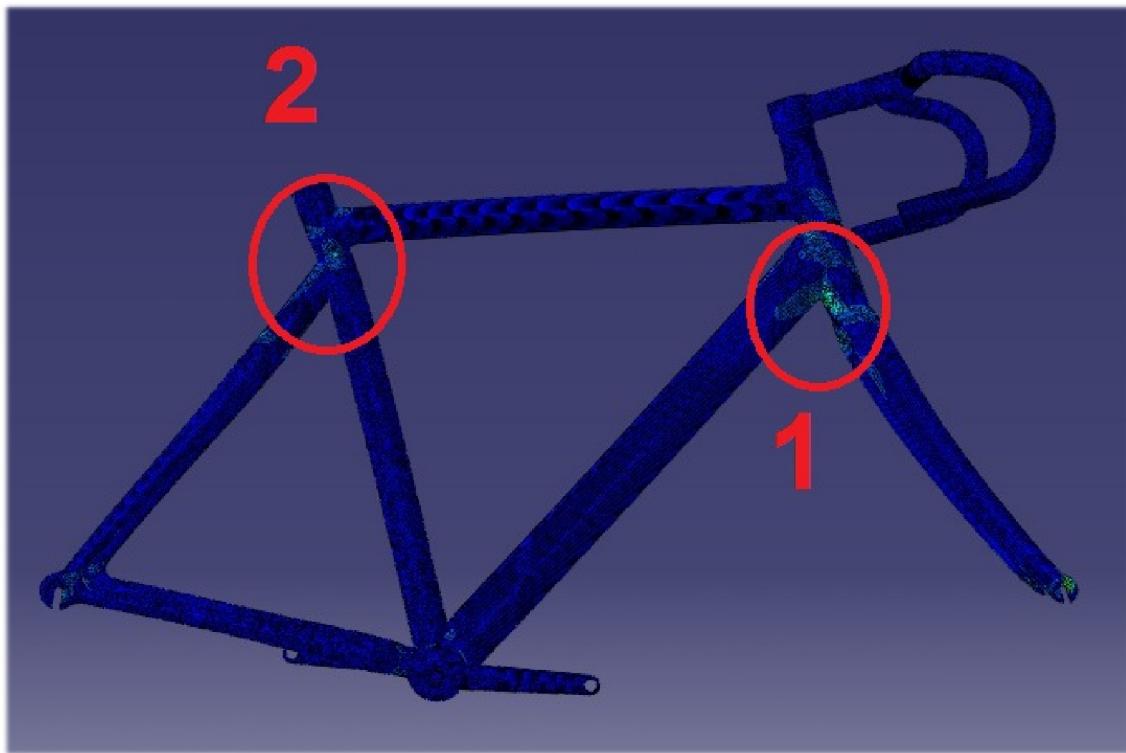
Como se ve en la imagen el desplazamiento de los nodos va en aumento cuanto más se aleja uno del buje trasero. Esto se debe a que el desplazamiento en el eje X en el buje delantero no está impedido, mientras que en el trasero sí.



#### 6.8.4.2. Deformación.

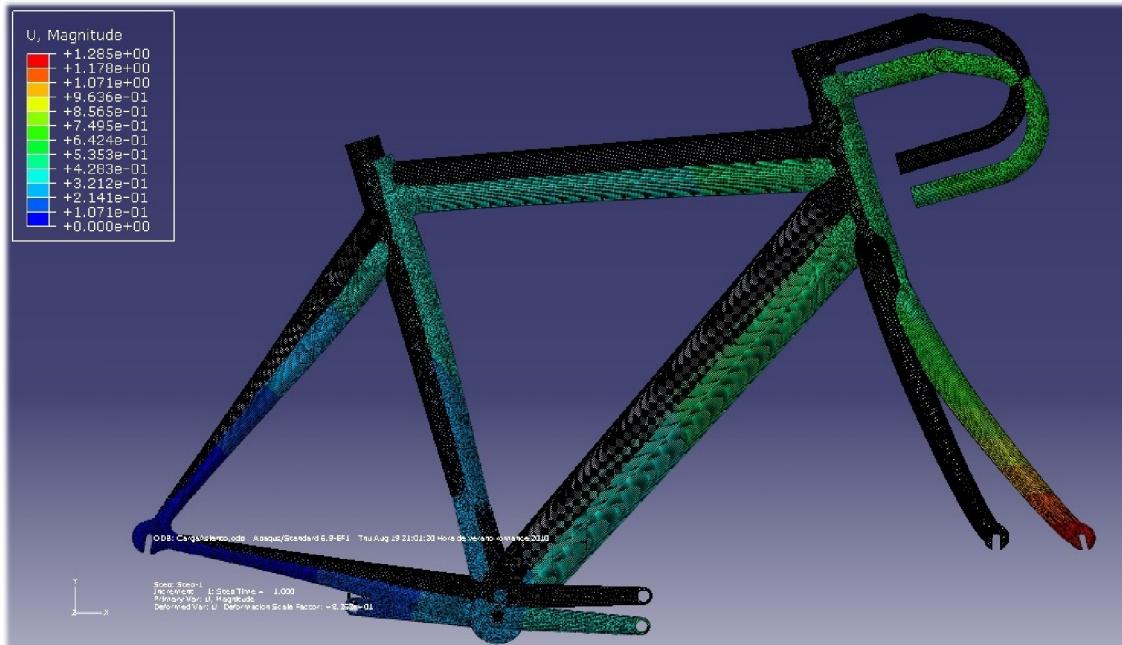
La deformación máxima que se produce en el cuadro es de 1'315E-3, y está situada en la unión del tubo oblicuo con el tubo de dirección.





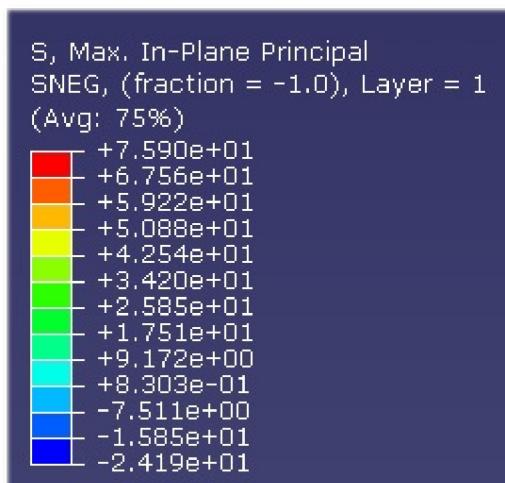
#### 6.8.4.3. Deformada e indeformada.

En esta otra imagen se observa la indeformada en color negro y la deformada con la graduación de colores de los desplazamientos. Hay que mencionar que la deformada está a escala, con un factor de escala de 83'6, por lo que la imagen es simplemente ilustrativa.

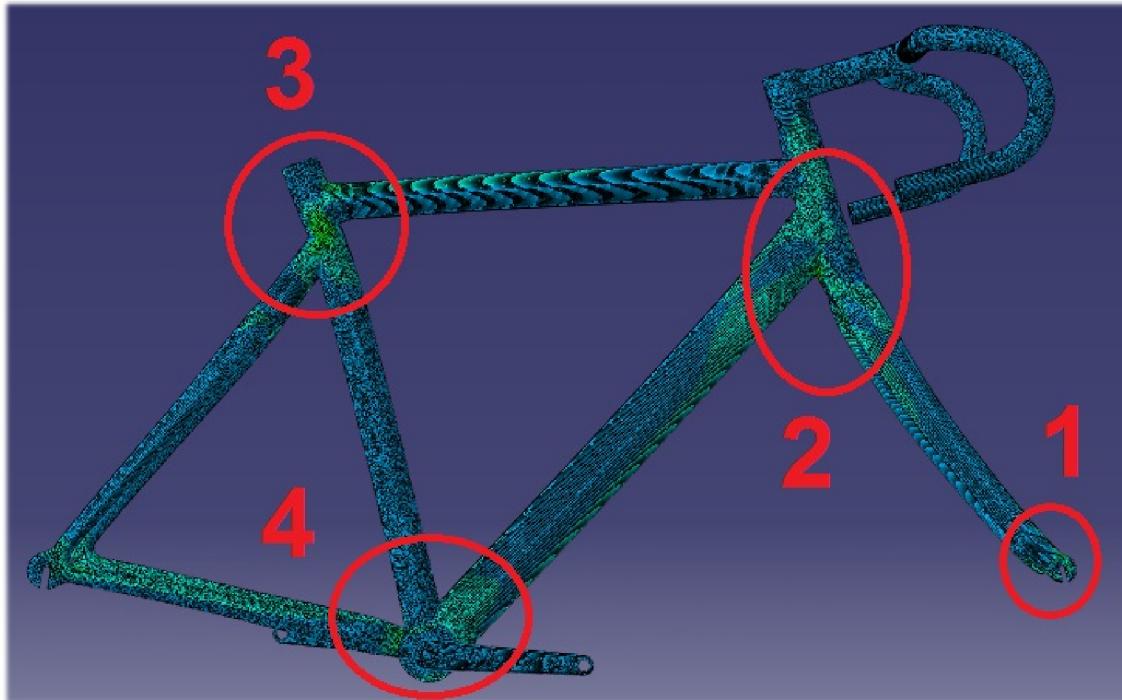


#### 6.8.4.4. Tensiones.

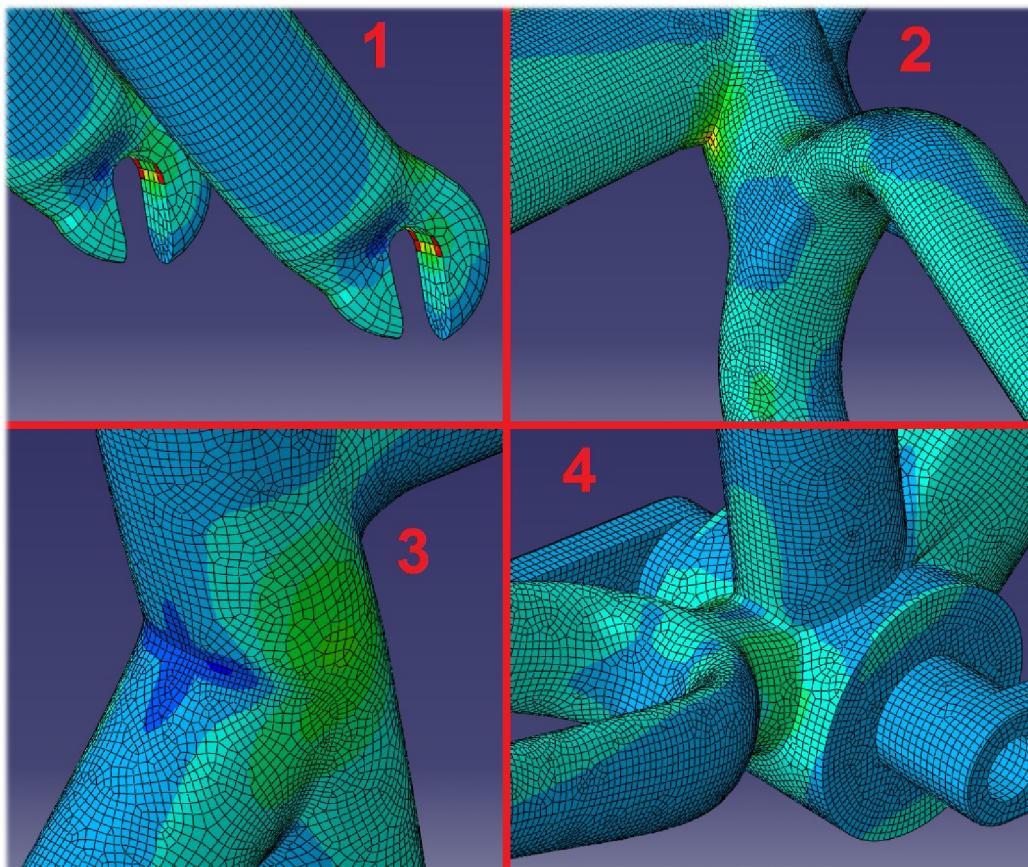
Lo primero de todo es pasar de las tensiones de Von Mises que por defecto nos muestra el programa a las tensiones principales. Para ello, en “Result” -> “File output”, cambiamos de “Mises” (Von Mises) a “Max. In-Plane principals” (Tensiones principales). Aplicamos y nos aparece el modelo con los diferentes colores de las distintas tensiones a lo largo del cuadro. Como vemos en la tabla de la imagen inferior, las tensiones no son muy altas, con un máximo de de 75'9 MPa.



Ahora marcamos en la imagen las zonas más cargadas de todo el cuadro:



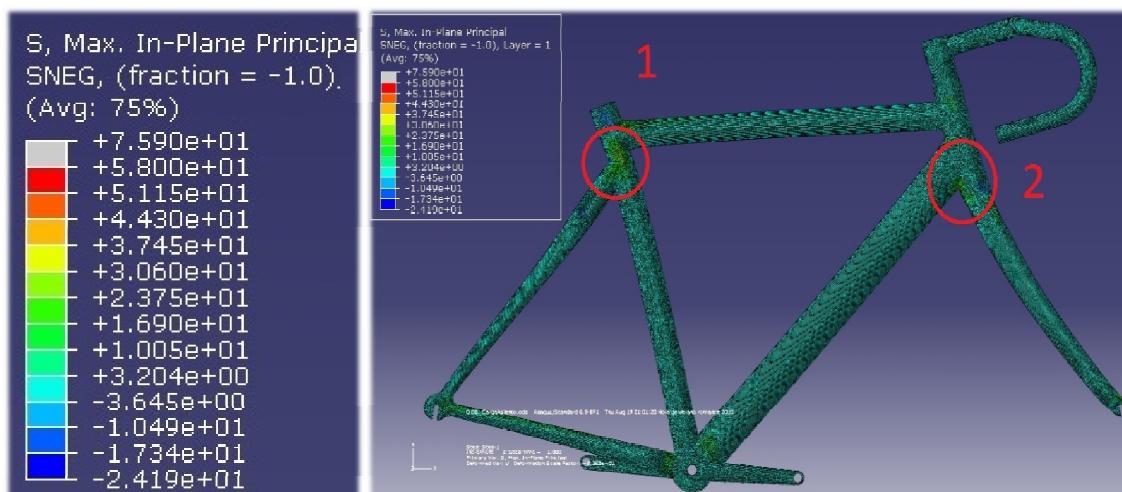
Las cuatro regiones donde las tensiones tienen un valor más elevado son:



1. La zona de las patillas delanteras en contacto con el buje, donde se encuentran las tensiones máximas principales de todo el cuadro, que llegan al valor antes mencionado de 75'9 MPa.
2. La unión entre el tubo de dirección y el tubo oblicuo, donde los valores de VM alcanzan los 57'75 MPa.
3. La unión entre las vainas superiores y el tubo del sillín, donde los valores de tensión de VM no superan los 28'26 MPa.
4. La zona de la caja del pedalier donde los valores no superan los 14'49 MPa.

El valor de la tensión máximas principales que se alcanza en las patillas, podría considerarse irreal. Esto se debe a que en nuestro modelo las patillas son huecas de 2 mm de espesor (valor dado en el módulo de secciones de Abaqus), mientras que en la realidad, las patillas de la horquilla o del cuadro de una bicicleta son macizas. Por lo tanto hay que descartar los valores de la imagen de las patillas, y buscar el valor máximo de la tensión principal en el resto de cuadro.

Si descartamos la imagen 1 por lo que acabamos de comentar, y la 4 por los bajos valores de las tensiones principales, el valor máximo de las tensiones principales en el resto del cuadro corresponde con la imagen 2, la unión entre el tubo de dirección y el tubo oblicuo, donde el valor es de 57'75 MPa. Para que nos lo muestre como el valor más elevado, o sea en rojo, iremos a las opciones (Options), “Contour plot”, y cambiamos el valor máximo de la tabla de colores de automático a 58 MPa. Ahora la imagen del cuadro queda así:



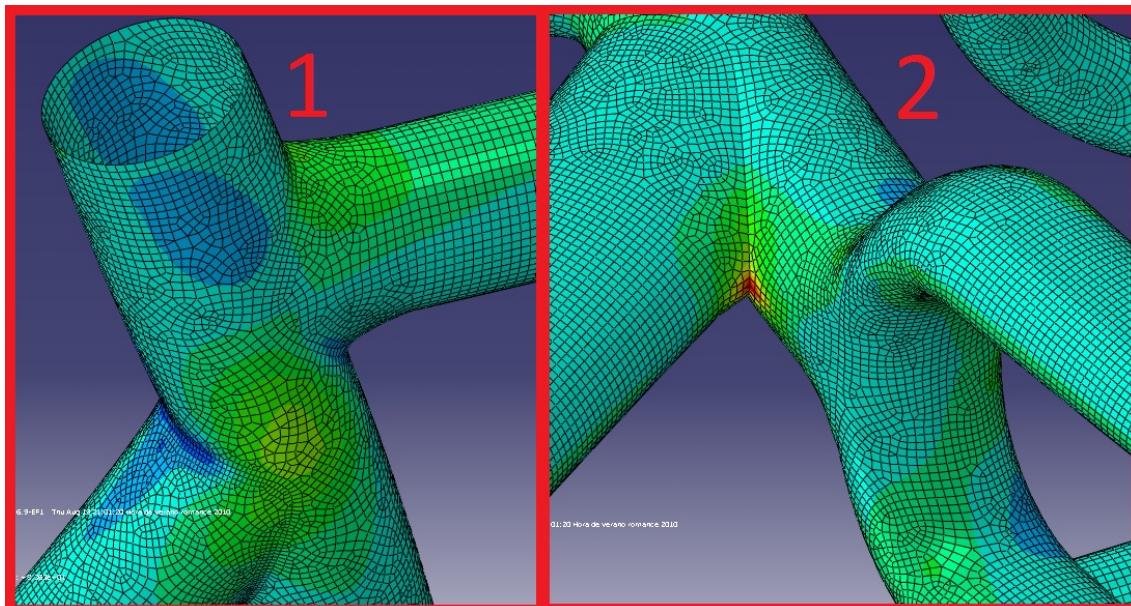
Como se aprecia en las imágenes, simplemente cambia la escala de colores, y los que superan los 58 MPa los anula pintando los elementos de color gris.

Una vez ya tenemos localizadas las partes más cargadas del cuadro, comparamos el estado tensional en esos puntos con las resistencias que soporta el material. Recordamos que el material seleccionado es la fibra de carbono Torayca T800H cuyas resistencias son:

- Resistencia a la tracción (eje de la fibra): 2650 MPa
- Resistencia a la compresión (eje de la fibra): 1570 MPa
- Resistencia a la flexión (eje de la fibra): 1620 MPa
- Resistencia a la tracción (90° con respecto al eje de la fibra): 63 MPa

La fibra de carbono es un material anisótropo, y por lo tanto debemos saber en qué dirección hemos orientado la fibra del material para poder comparar las resistencias con las tensiones que soporta el cuadro. Nuestra fibra está orientada en la dirección del eje X local de cada elemento.

En las siguientes imágenes mostramos más detalladamente las zonas más cargadas.



En este caso las tensiones máximas que se producen son las mismas que hemos apuntado antes.

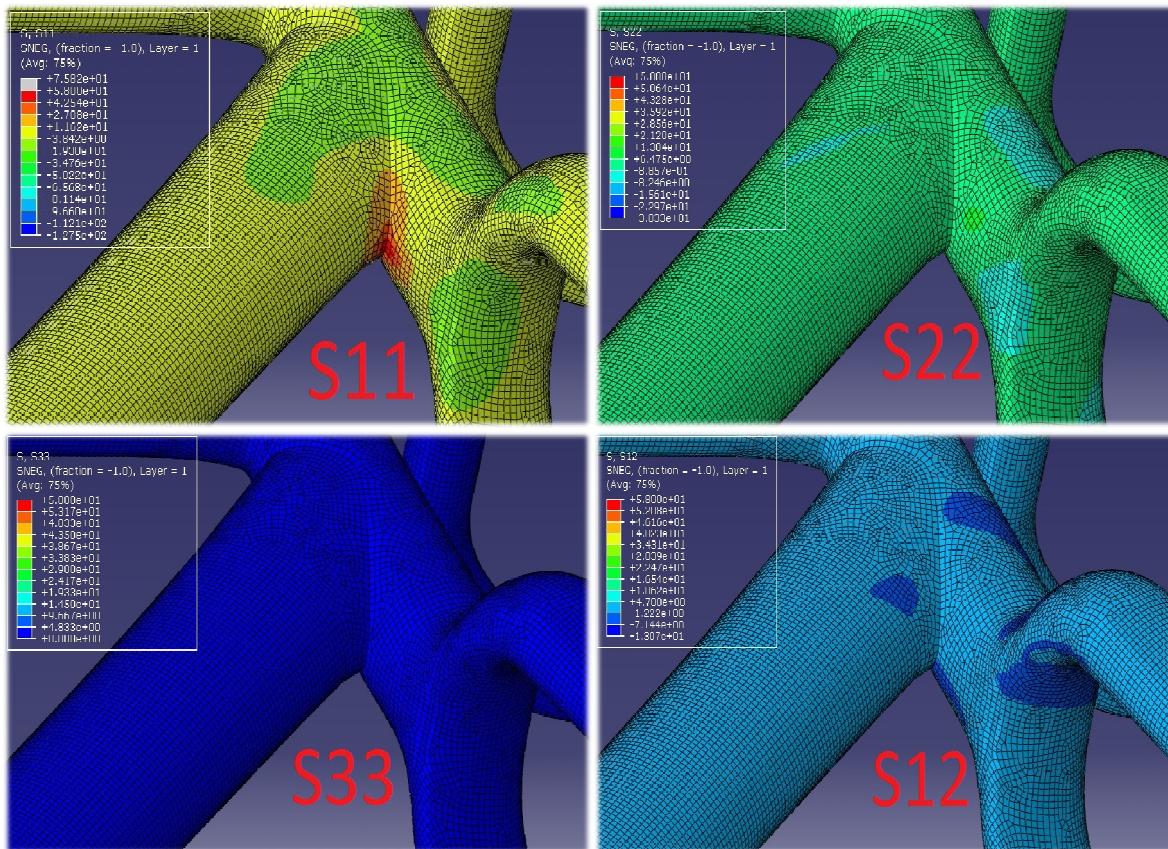
1. En la zona de la unión entre las vainas superiores y el tubo del sillín, donde los valores de tensión no superan los 28'26 MPa.
2. En la unión entre el tubo de dirección y el tubo oblicuo, donde los valores de la tensión alcanzan los 57'75 MPa.

Ahora necesitamos obtener el estado de tensional de estas regiones para poder compararlas con las resistencias, ya que como hemos dicho antes, el eje de la fibra de carbono está alineado con el eje X local.

Vamos entonces a “Result” -> “File output”, cambiamos de “Max. In-Plane principals” a “S11” (para mirar las tensiones en el eje local X), “S22” (para mirar las tensiones en el eje local Y), “S33” (para mirar las tensiones en el eje local Z), y “S12” (para mirar las tensiones transversales).

- ✓ La tensión en el **eje X local** (S11) es de **57'61 MPa**.

- ✓ La tensión en el **eje Y local** (S22) es de **2'49 MPa**.
- ✓ La tensión en el **eje Z local** (S33) es de **0 MPa**.
- ✓ La tensión en el (S12) es de **0'02 MPa**.



La mayor parte de tensión principal (57'75 MPa) proviene de la componente del eje X local (57'61 MPa), que se corresponde con el eje en el que tenemos dispuesta la dirección del eje de la fibra de carbono. Con los datos del material sabemos que en esta dirección resiste hasta 2650 MPa a tracción, 1570 MPa a compresión y 1620 MPa a flexión. Por lo tanto podemos afirmar que el cuadro cumple perfectamente en este eje.

El eje Y, el eje Z y el eje de la tensión S12 de las tensiones, serán los ejes posicionados 90° con respecto al eje de la fibra. Sus valores son de 2'49 MPa, 0 MPa y 0'02 MPa, por lo que comparados con la resistencia del material en este eje, 63 MPa, podemos también decir que cumple sobradamente.

En resumen el material cumple la hipótesis de carga con un espesor de 2 mm.

## 6.9. Segunda hipótesis de carga: Sentado pedaleando.

Esta hipótesis de carga consiste en simular el pedaleo de una persona, sentada sobre el sillín, realizando el máximo esfuerzo posible.

### 6.9.1. Condiciones de contorno.

Para esta segunda hipótesis y para la siguiente, las condiciones de contorno varían respecto de la primera. Debido a que en esta tenemos una transmisión de esfuerzos entre la caja del pedalier y las patillas traseras producida por el conjunto biela-plato-cadena-piñón, deberemos liberar el desplazamiento en el eje X del buje trasero y colocar las cargas que correspondan para así simular mejor la hipótesis.

Con el desbloqueo del desplazamiento en el eje X del buje trasero, tendremos que bloquear este mismo en el buje delantero para que el conjunto siga contando con un punto de apoyo totalmente inmóvil.

Resumiendo, las condiciones quedarán de la siguiente manera:

- ✓ Eje delantero: Desplazamientos X, Y, Z y giros en X, Y impedidos.
- ✓ Eje trasero: Desplazamientos Y, Z y giros en X, Y impedidos.

La introducción de las condiciones de contorno en Abaqus ya la pudimos ver en la hipótesis anterior, por lo que en esta hipótesis no repetiremos la explicación.



### 6.9.2. Cargas.

Para averiguar las cargas que deberemos aplicar sobre el cuadro, supondremos que el peso de la persona es el mismo que el de la hipótesis anterior, 75 kg, y que la cadencia de pedaleo a máximo esfuerzo sentado, que aunque nos encontramos en una hipótesis estática para el cálculo de la fuerza aplicada sobre la biela es necesaria, es de 100 pedaladas por minuto.

Por otra parte debemos mencionar que la potencia media que genera una persona al pedalear es de 200 Watt, pero que los picos cuando está realizando el máximo esfuerzo pueden alcanzar el caballo de potencia (736 Watt).

También debemos saber que la fuerza que el ciclista realiza con el pie sobre el pedal durante una vuelta completa del mismo, varía en módulo y dirección tal como se aprecia en la figura inferior izquierda. La fuerza tiene una pequeña componente en el eje de la X que nosotros despreciaremos. Como se ve en el diagrama de la derecha la fuerza máxima se desarrolla prácticamente cuando el pedal forma  $90^\circ$  con la vertical.

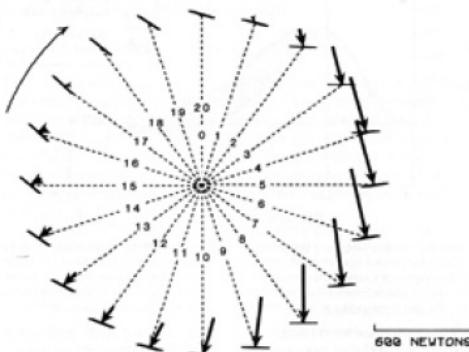
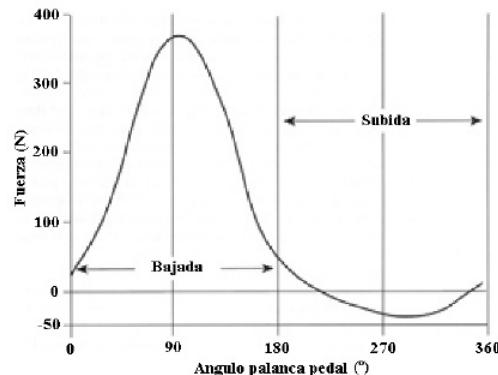


Diagrama típico de fuerzas durante una revolución del pedal



Fuerza efectiva sobre el pedal

Con estos datos realizaremos nuestros cálculos:

- ✓ Potencia ( $P$ ) = 736 W.
- ✓ Peso ( $mg$ ) =  $75 * 9'81 = 735'75$  N.
- ✓ Cadencia ( $w$ ) = 100 rpm =  $10'472$  rad/s.
- ✓ Longitud de biela ( $L$ ) =  $0'1725$  m.

Para averiguar la fuerza que se ejerce sobre el pedal derecho debemos aplicar el concepto de que el par es la fuerza por la distancia, y que la potencia es el par por las revoluciones. Operando en unidades del sistema internacional:

- $P = M * w \rightarrow 736 = M * 10'472 \rightarrow M = 70'2826\text{ Nm}$
- $M = F_{pedal} * L \rightarrow 70'28 = F_{pedal} * 0'1725 \rightarrow F_{pedal} = 407'42\text{ N}$

Una vez hemos averiguado la fuerza sobre el pedal debemos estimar el peso que recaerá sobre el asiento. Sabiendo que las piernas, elementos del cuerpo que apoyarán su peso en los pedales, constituyen el 20% de la masa corporal (en concreto en nuestro caso el 20% de 75 kg, 15 kg) podemos decir que sobre el tubo del sillín (sin tener en cuenta que los brazos [entre 2'5 y 4 kg por brazo] apoyan sobre el manillar) habrá una masa de 60 kg, que en peso serán 588'6 N.

- $P_{sillín} = 588'6\text{ N}$



Además de las cargas en el sillín y el pedal, debemos tener en cuenta el conjunto plato-cadena-piñones. Al generar un par de torsión  $M$  (producido por la fuerza sobre el pedal, y transmitido al plato a través de la biela) en el plato, este provocará una tensión en la cadena.

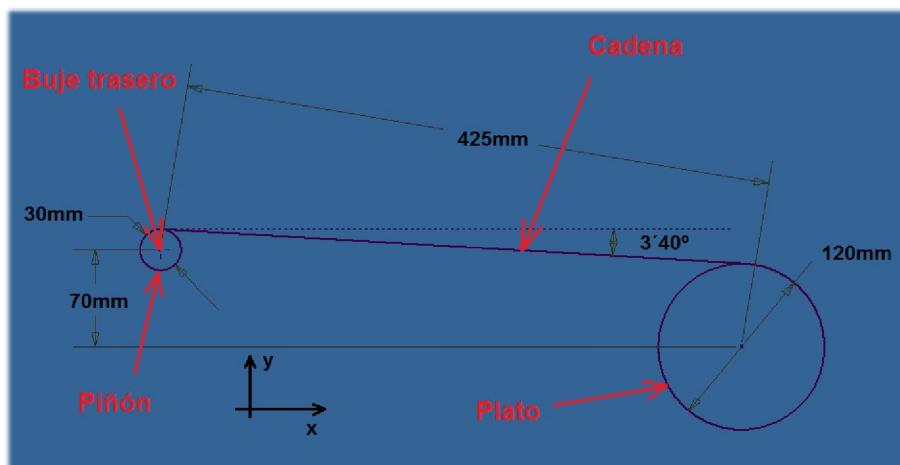
Para calcular esta tensión debemos conocer el tamaño del plato y el par ( $M = 70'2826 \text{ Nm}$ ). El diámetro del plato es de  $0'120 \text{ m}$  (elegimos un tamaño de plato lo más pequeño posible para que la tensión sea elevada y así tener unas cargas mas desfavorables), con lo que la tensión ( $T$ ) de la cadena es de:



- $T = M / (D/2) = 70'2826 / 0'06 = 1171'38\text{N}$

Una vez tenemos la tensión de la cadena, debemos saber qué ángulo tiene esta respecto del eje horizontal.

Para ello elegiremos un diámetro de piñón,  $30 \text{ mm}$ , y contando con el diámetro del plato,  $120 \text{ mm}$ , y con las posiciones del centro de la caja del pedalier y el buje, obtenemos el ángulo que forma la cadena respecto de la horizontal.



Una vez ya tenemos el ángulo,  $3'40^\circ$ , y la tensión ( $T$ ) de la cadena, descomponemos esta en los ejes X e Y:

- $T_x = T * \cos(3'40^\circ) = 1169'6 \text{ N}$
- $T_y = T * \sin(3'40^\circ) = 69'47 \text{ N}$

Como vemos la componente en Y de la tensión es muy pequeña respecto de la componente en X. Debido a esto y a que para las condiciones de carga es más desfavorable no contar con ella, ya que su sentido al transmitirse a la caja del pedalier es en Y positivo, restándose a la fuerza que se ejerce sobre el pedal (sentido en Y negativo), lo que haremos será trabajar

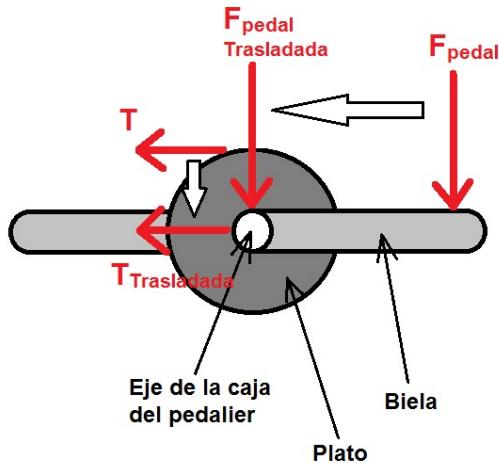
con toda la tensión en el eje X, como si el ángulo con respecto a la horizontal fuese de  $0^\circ$ . Por lo tanto el valor de la tensión con el que trabajaremos será:

- $T = 1171.38 \text{ N}$

Con estos datos pasamos a ver como se transmiten estas cargas al cuadro.

La carga vertical sobre el pedal, se transmitirá directamente al eje de la caja del pedalier, ya que suponemos que la biela es totalmente rígida e indeformable.

La tensión de la cadena provocará una fuerza en sentido del eje X negativo en la caja del pedalier, y una fuerza en sentido del eje X positivo en el buje trasero.



La carga del sillín se transmitirá, como en la hipótesis anterior, a la parte superior del tubo del sillín, con lo que finalmente el cuadro cargado quedará como en la imagen de la derecha.

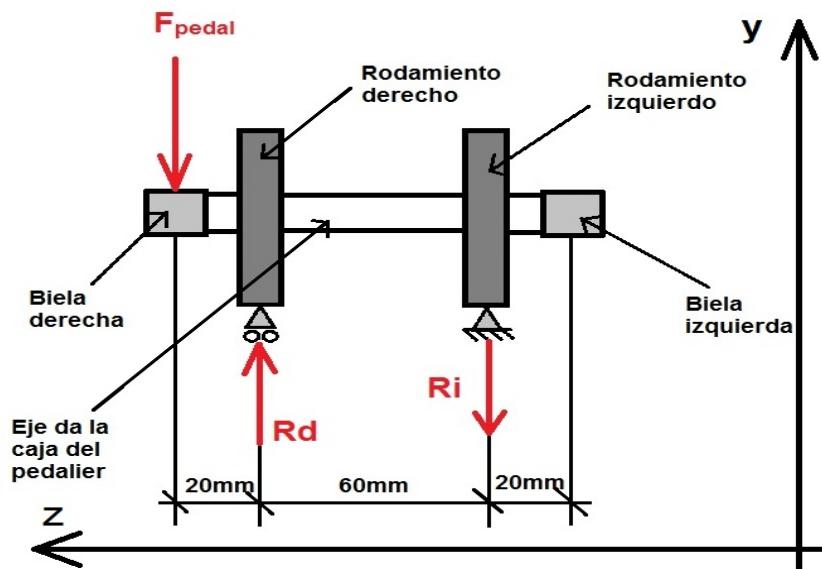


Sabiendo que cargas van aplicadas en cada uno de los ejes, ahora debemos analizar cada uno de ellos por separado.

- **Fuerzas en la caja del pedalier**

Empezamos trabajando con el eje de la caja del pedalier, donde tenemos aplicada en la parte derecha final del eje la fuerza  $F_{pedal}$  y la fuerza  $T$ . Con estas fuerzas y las dimensiones de la caja del pedalier hallaremos las reacciones que se producen en cada uno de los dos rodamientos. La anchura de la caja de pedalier es de 60 mm, y la distancia desde los rodamientos a las bielas es de 20 mm.

Si nos posicionamos en una vista frontal de la caja del pedalier correspondiente con el plano formado por los ejes Y y Z, resolveremos las reacciones que produce la fuerza del pedal:



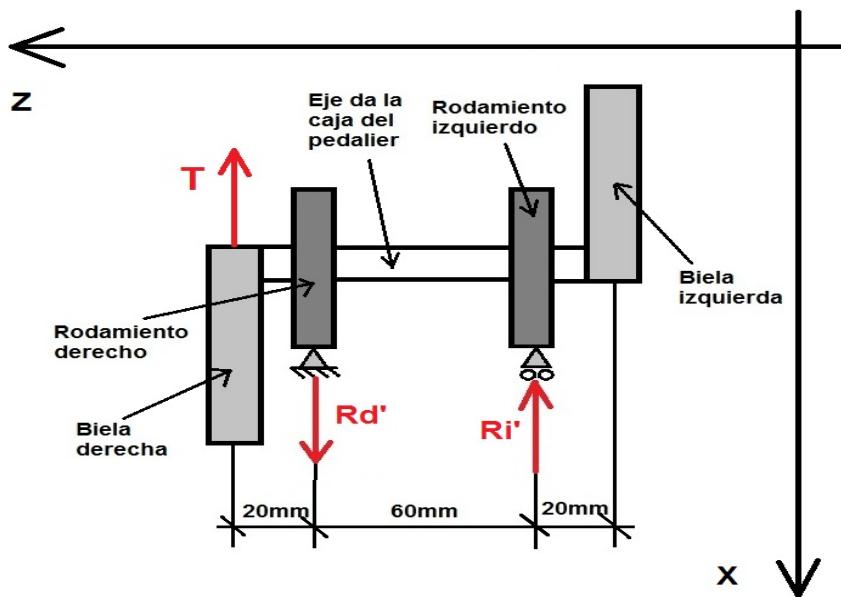
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_i + 407'42 = R_d \rightarrow R_i = 135'8 N$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow R_d * 60 = 407'42 * (20 + 60) \rightarrow R_d = 543'22 N$$

Las fuerzas transmitidas por los rodamientos a la caja del pedalier del cuadro en las zonas donde apoyan estos, serán las reacciones resueltas pero con sentido contrario:

- ✓  $F_d = -543'22 N$  (Sentido negativo del eje Y)
- ✓  $F_i = 135'8 N$  (Sentido positivo del eje Y)

Ahora nos posicionamos desde la vista superior, plano de los ejes X y Z, para resolver las reacciones que provocará la fuerza T en los rodamientos:



*NOTA: El plato no está dibujado ya que en la mayoría de las bicicletas va montado o es una misma pieza con la biela, por lo que ocupan la misma posición.*

$$\sum F_y = 0 \rightarrow Ri' + 1171\cdot38 = Rd \rightarrow Ri' = 390\cdot46 N$$

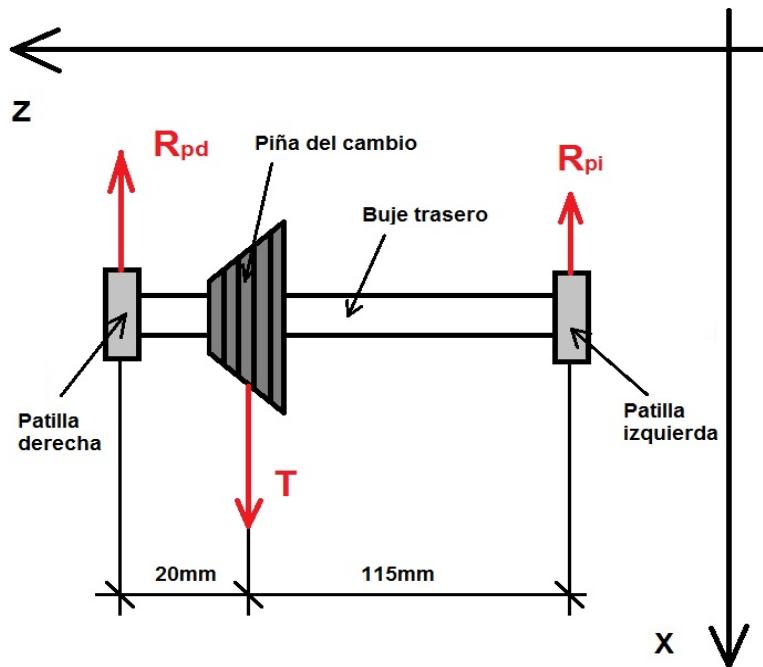
$$\sum M_x = 0 \rightarrow Rd' * 60 = 1171\cdot38 * (20 + 60) \rightarrow Rd' = 1561\cdot84 N$$

Las fuerzas transmitidas por los rodamientos a la caja del pedalier del cuadro en las zonas donde apoyan estos, serán las reacciones pero con sentido contrario:

- ✓  $F_d' = -1561\cdot84 N$  (Sentido negativo del eje X)
- ✓  $F_i' = 390\cdot46 N$  (Sentido positivo del eje X)

#### • Fuerzas en el eje trasero

La fuerza que se transmite a través de la cadena es la tensión T, así que debemos posicionarnos en el plano formado por los ejes X y Z. La distancia entre las patillas es de 135 mm, y la distancia de la piña del cambio a la patilla derecha es de 20 mm:



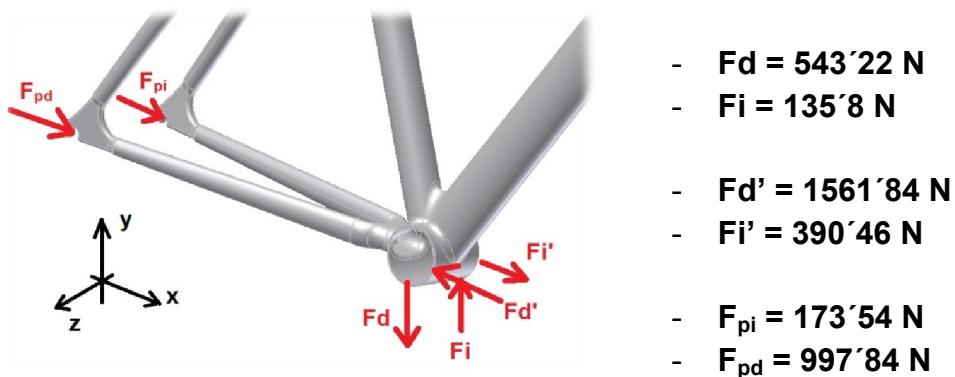
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{pd} + R_{pi} = 1171\cdot38 \rightarrow R_{pi} = 173\cdot54 N$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow R_{pd} * 135 = 1171\cdot38 * 115 \rightarrow R_{pd} = 997\cdot84 N$$

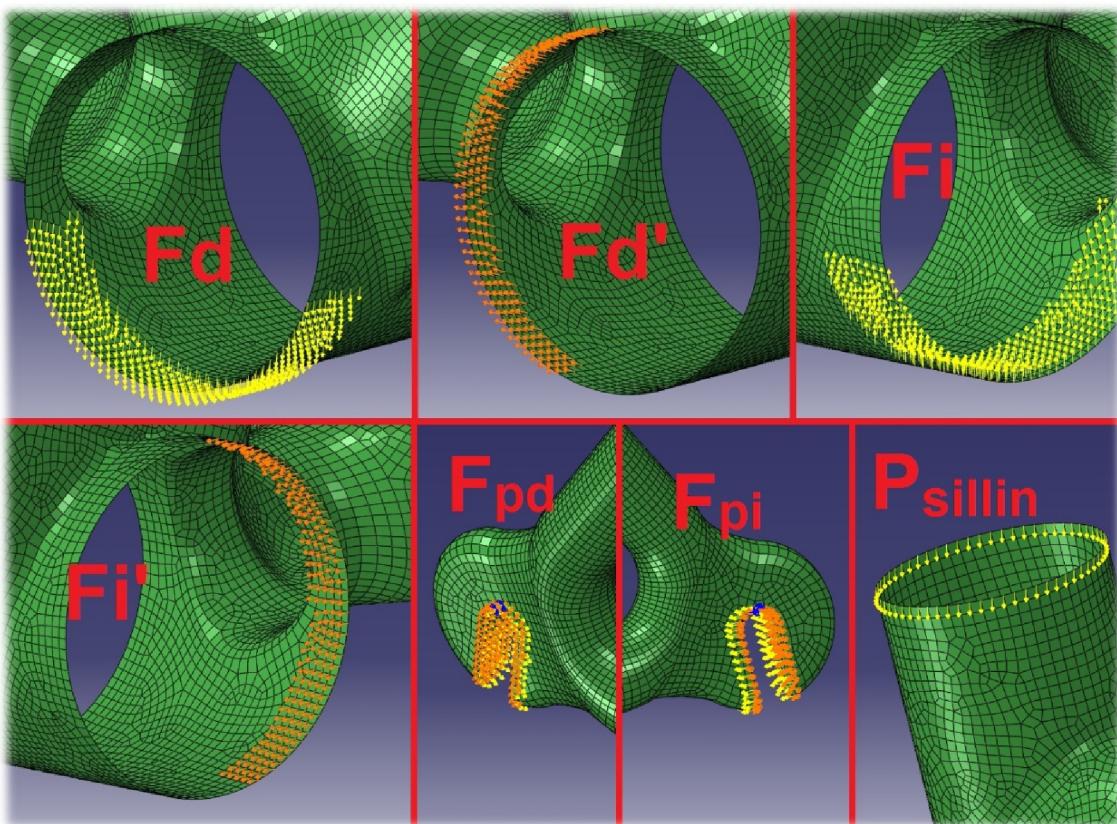
Las fuerzas que se transmitirán a la patilla derecha e izquierda serán del mismo valor que las reacciones pero de sentido contrario:

- ✓  $F_{pi} = 173\cdot54 N$  (Sentido negativo del eje X)
- ✓  $F_{pd} = 997\cdot84 N$  (Sentido positivo del eje X)

En resumen, las fuerzas a aplicar en la caja del pedalier y el eje trasero son las siguientes:



Una vez ya tenemos todas las cargas solo falta introducirlas en el modelos de Abaqus. Como este proceso ya lo hemos mostrado en la hipótesis anterior, en este caso solo mostraremos los nuevos sets con las cargas ya posicionadas en ellos:



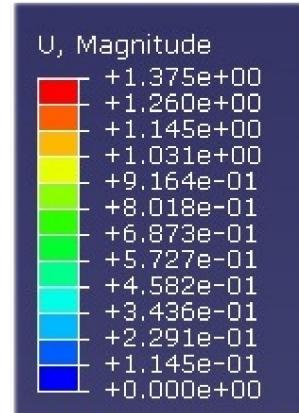
Con las cargas introducidas ejecutamos el análisis de la misma forma que en la primera hipótesis, y examinamos los resultados.

### 6.9.3. Resultados.

Con el análisis ejecutado y completado pasamos mostrar los resultados, empezando por los desplazamientos y las deformaciones.

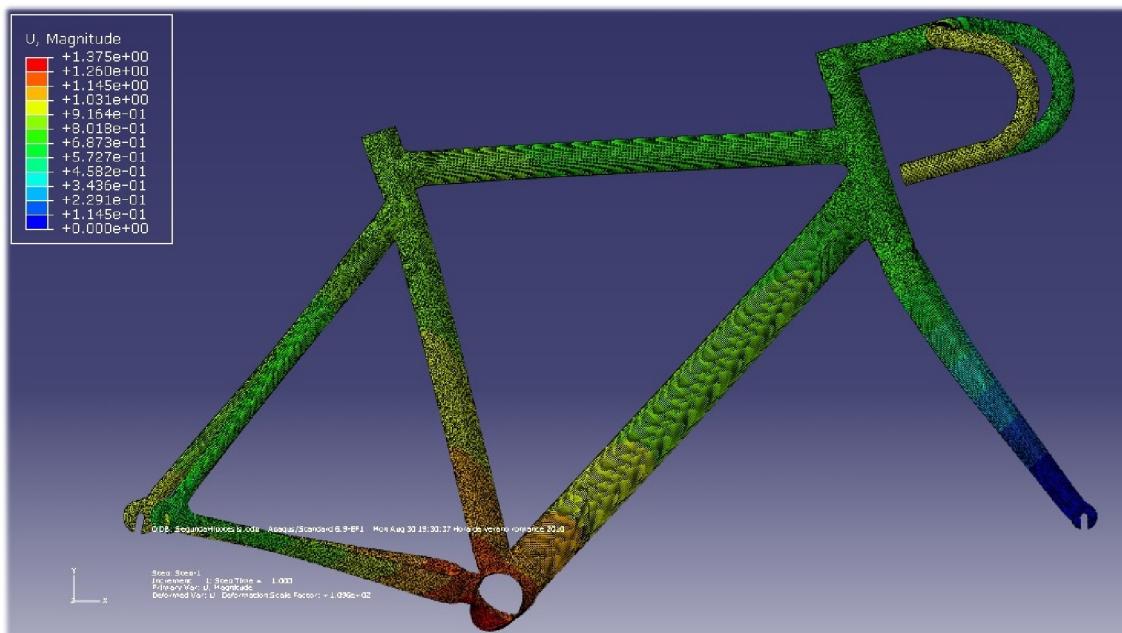
#### 6.9.3.1. Desplazamientos.

En la hipótesis anterior los desplazamientos máximos se encontraban en las patillas delanteras de la horquilla. Ahora al ser estos los únicos puntos donde los desplazamientos están impedidos en todos los ejes debido a las nuevas condiciones de contorno, nos encontramos con que los desplazamientos máximos se hallan en la caja del pedalier, para ser más exactos en el lateral derecho de la misma. Esto se debe a la distribución de las cargas que como hemos visto en el apartado anterior, el lado derecho se encuentra significativamente más cargado que el izquierdo.



El valor máximo es de 1'375 mm, y como acabamos de decir se encuentran en la parte inferior derecha de la caja del pedalier, aunque hay que mencionar que la parte inferior izquierda también hay desplazamientos similares llegando a alcanzar 1'22 mm.

En las siguientes imágenes se pueden apreciar los desplazamientos maximizados automáticamente por el programa 109'611 veces:

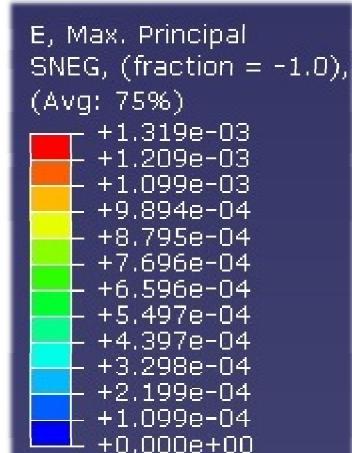
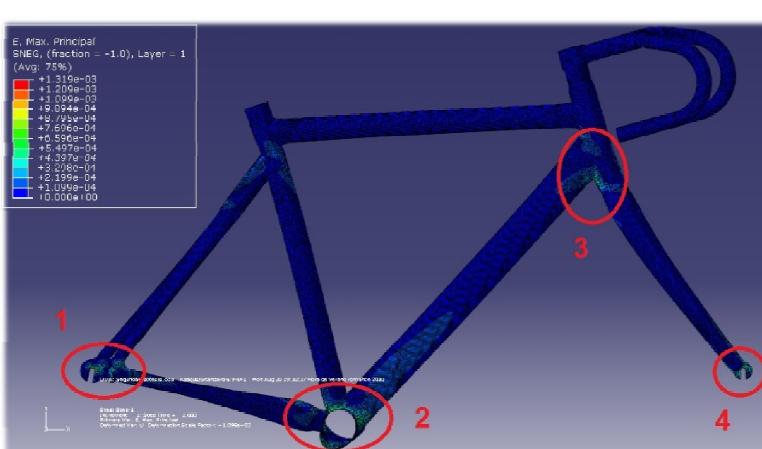




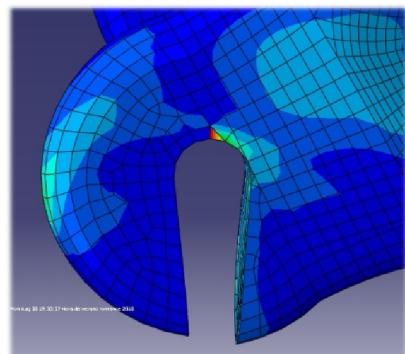
Así como en la primera imagen no se veía claramente, en estas dos se aprecia perfectamente como todos los tubos que se unen con la caja del pedalier están sometidos a un desplazamiento en los ejes Z e Y en sentido negativo.

#### 6.9.3.2. Deformación.

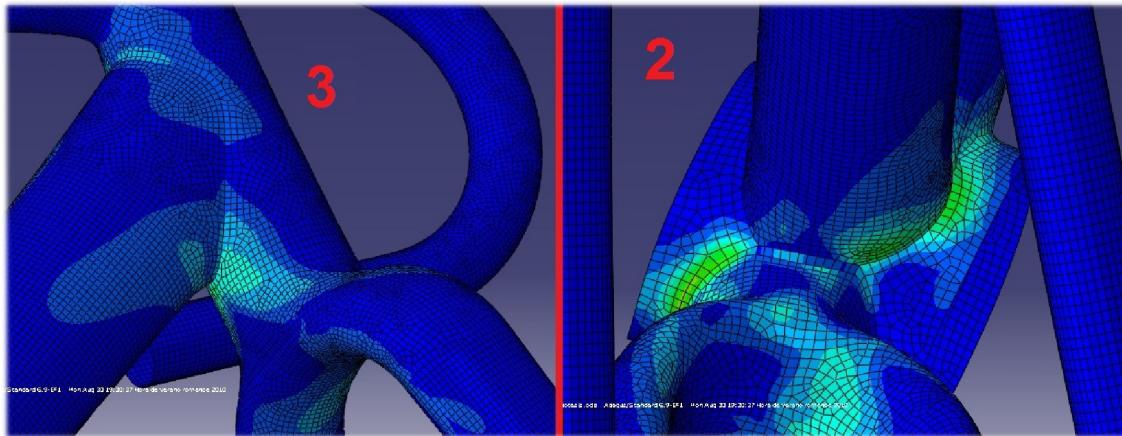
Aquí podemos comprobar cómo las deformaciones del cuadro tienen valores razonables. Como se ve en la tabla de la derecha los valores máximos son de 1'3E-3.



En la imagen superior vemos los puntos con deformaciones más notables, pero hay que mencionar que tal como pasaba en la primera hipótesis, los valores de los puntos 1 y 4, o sea de la patilla delantera y trasera, que es además donde se encuentran los valores máximos de la deformación, no deben ser tenidos en cuenta. Además como se ve en la imagen de la derecha, los valores máximos se encuentran en elementos aislados y parecen no concordar con los que les rodean.

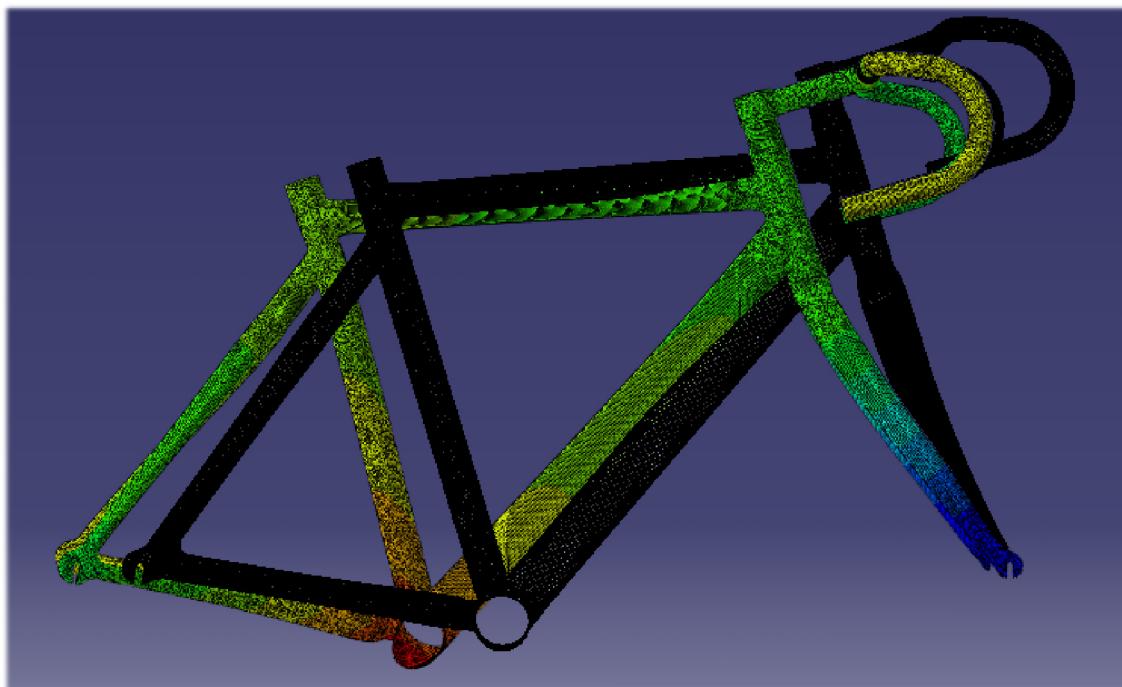


Entonces descartando estos puntos, los valores más altos se encuentran en los puntos 2 y 3, la zona de la caja del pedalier y la unión del tubo oblicuo con el tubo de dirección. Los valores de las deformaciones en estas zonas no superan los 8E-4.

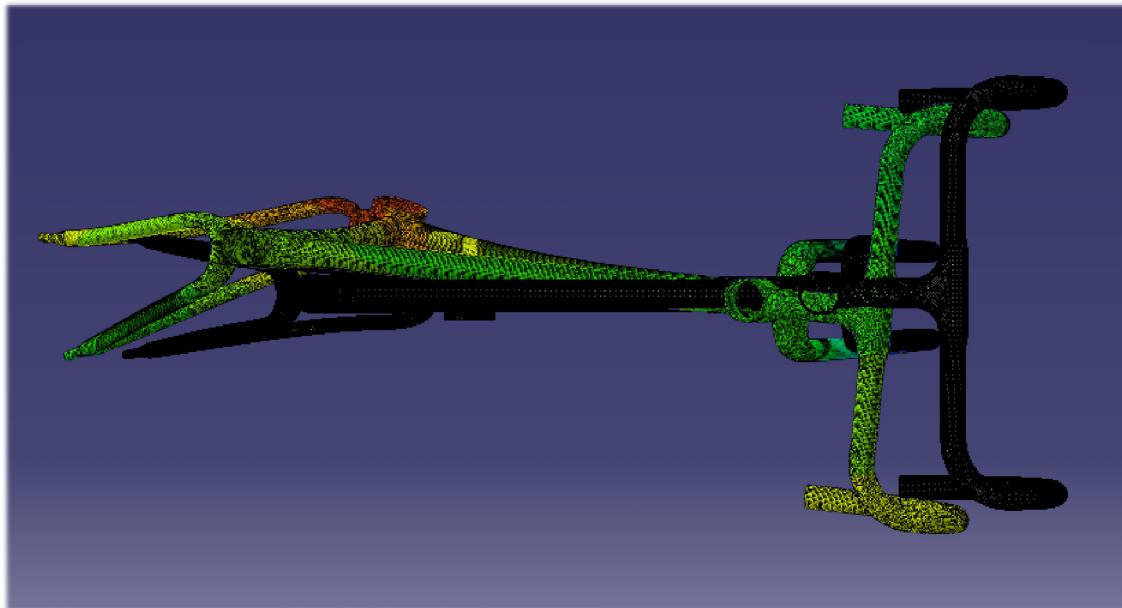


#### 6.9.3.3. Deformada e indeformada.

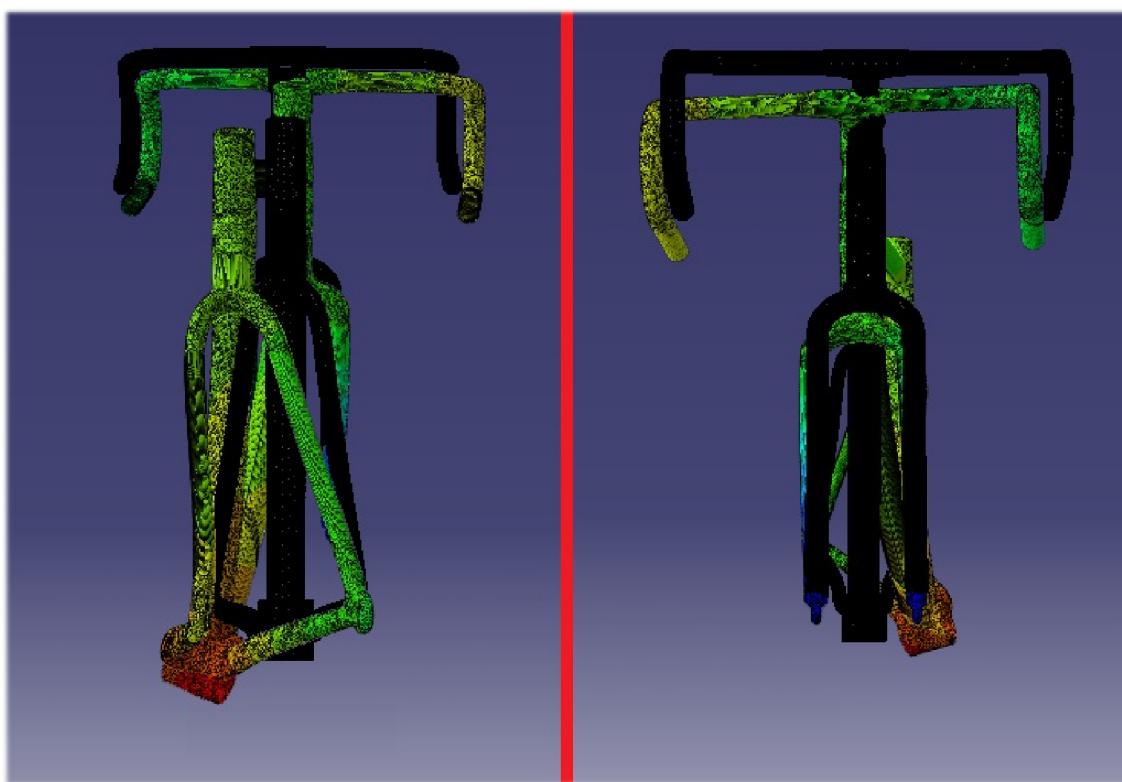
En las siguientes imágenes se puede ver la comparación de la indeformada con la deformada, que como hemos mencionado antes está con un factor de escala de 109'611.



Desde la vista superior puede apreciar como los tubos unidos al pedalier se retuercen y se doblan, sobre todo las vainas traseras. Los únicos tubos que mantienen su forma sin doblarse son los más alejados de la zona más cargada (caja del pedalier), que son el manillar y la horquilla.

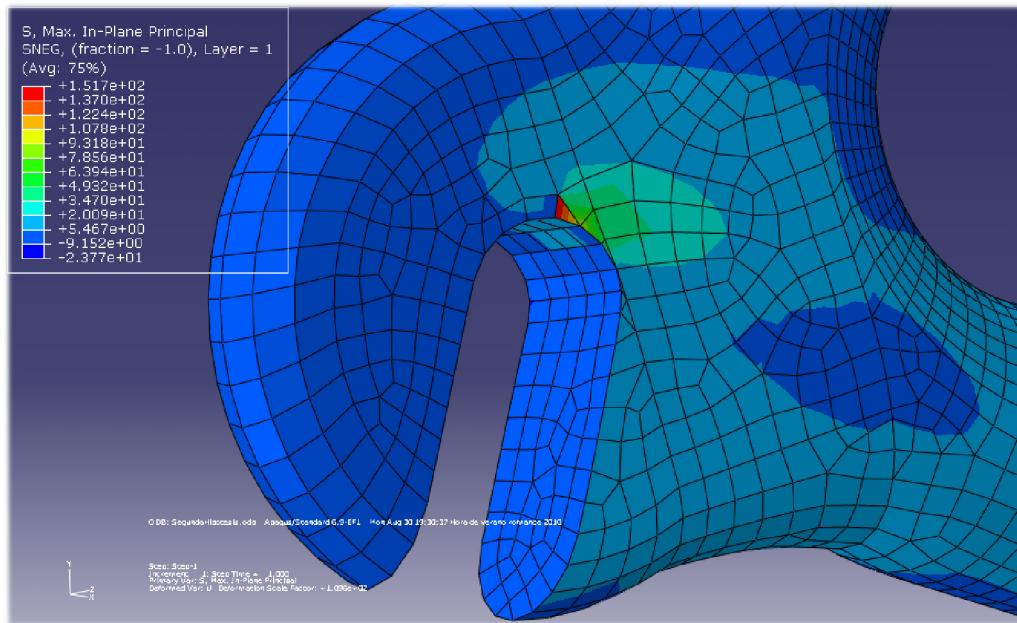


Y desde las vistas frontal y trasera se puede ver como en la caja del pedalier se produce un giro de la misma con respecto al eje X. Además también se aprecia el desplazamiento y flexión del tubo del sillín.

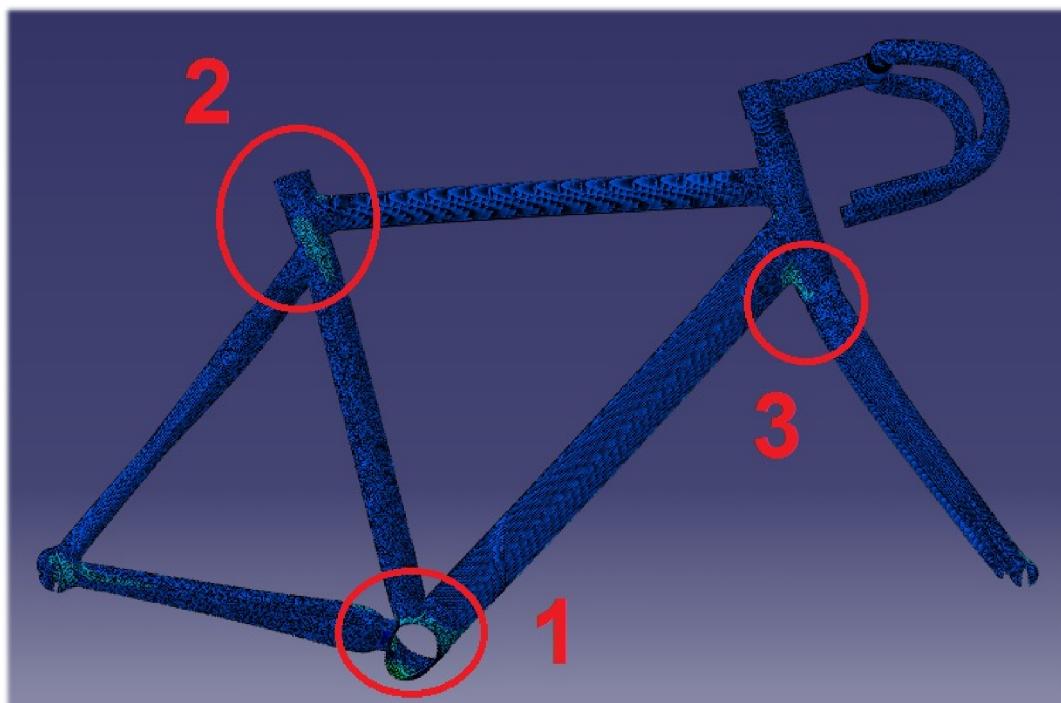


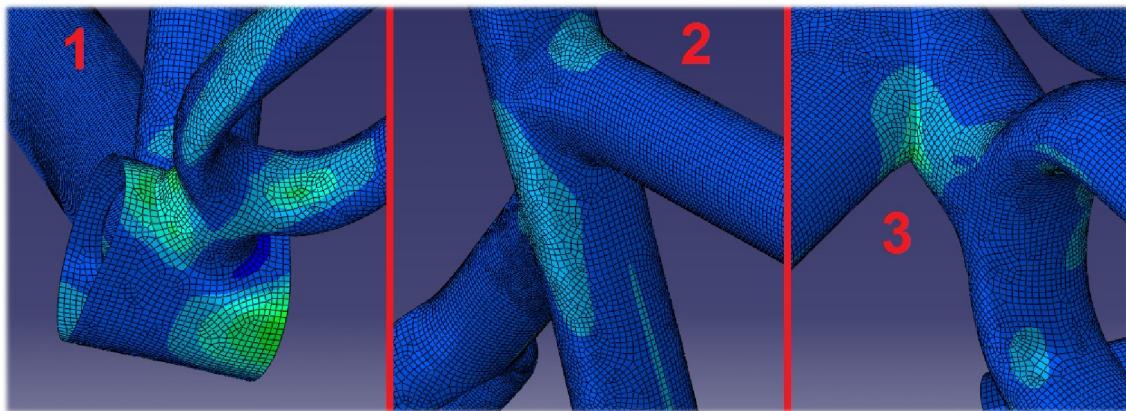
#### 6.9.3.4. *Tensiones.*

Como nos ha pasado antes con las deformaciones, volvemos a encontrar los valores máximos de las tensiones principales en las patillas. Se pueden ver en la imagen que son valores totalmente aislados por ello reduciremos el máximo de la escala de colores hasta los valores más altos de las zonas mas relevantes.



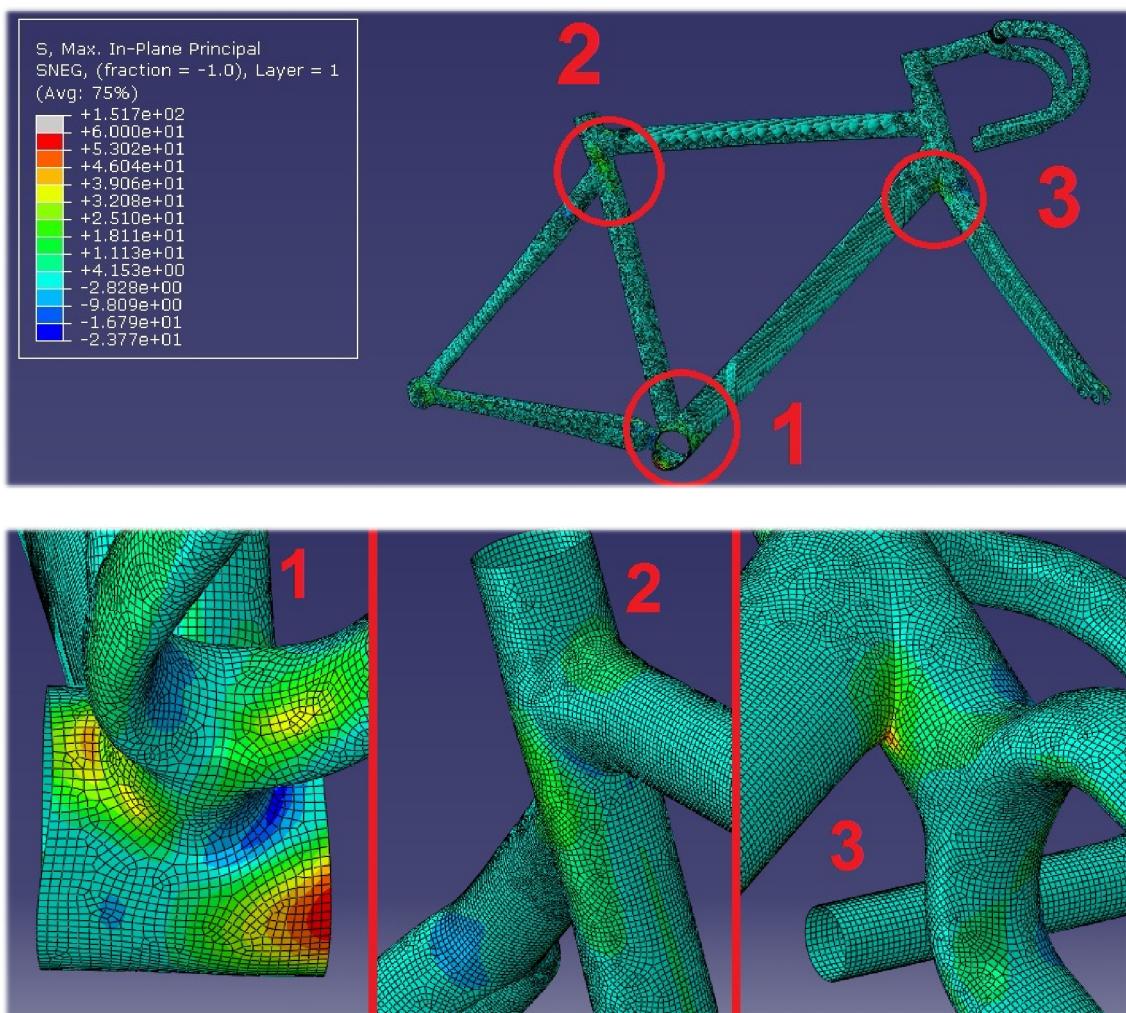
Así que hemos de especificar cuáles son las zonas más relevantes en cuanto a tensiones. Y aunque no se aprecia del todo bien en la imagen, podemos destacar tres zonas:





- ✓ En la zona 1, se alcanzan los 58'81 MPa.
- ✓ En la zona 2, no se superan los 18'3 MPa.
- ✓ En la zona 3, los valores máximos son de 48'59 MPa.

Por lo tanto recalculamos la escala de colores poniendo como máximo un valor de 60 MPa.



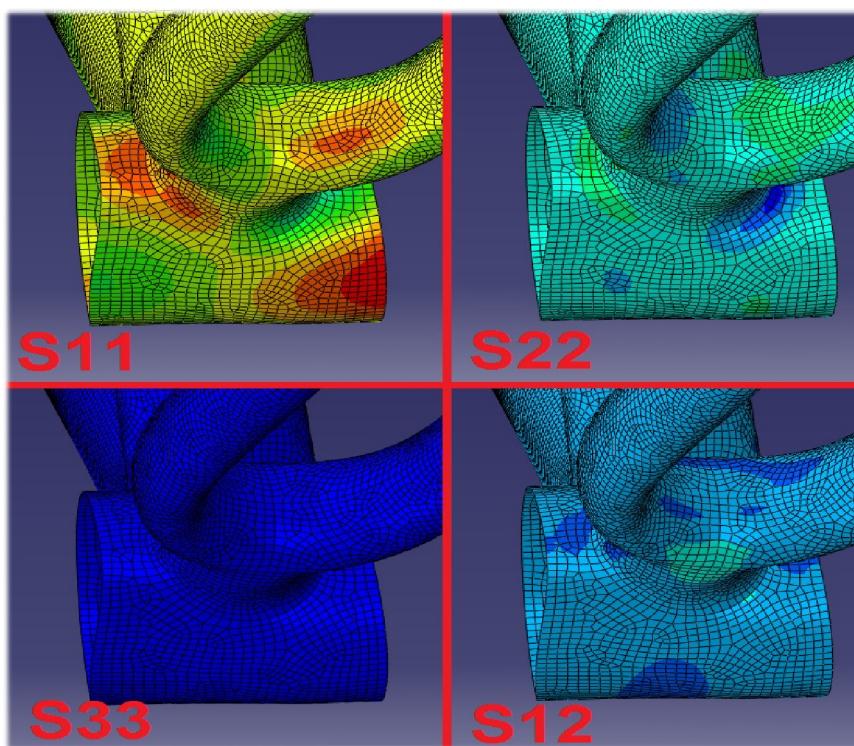
Una vez hemos localizado dónde se encuentran los valores máximo (como vemos en las imágenes anteriores, se encuentran en la zona 1, con valores de hasta 58'81 MPa) de las tensiones principales y hemos descartados los datos atípicos, debemos obtener las tensiones en los ejes locales de los elemento para así poder compararlas con las resistencias de la fibra.

Hay que recordar que el eje de la fibra está orientado en la dirección del eje X local, por lo que las resistencias máximas de nuestro material se encontrarán en esta dirección. Recordamos que el material seleccionado es la fibra de carbono Torayca T800H cuyos valores de resistencia son:

- Resistencia a la tracción (eje de la fibra): 2650 MPa
- Resistencia a la compresión (eje de la fibra): 1570 MPa
- Resistencia a la flexión (eje de la fibra): 1620 MPa
- Resistencia a la tracción (90° con respecto al eje de la fibra): 63 MPa

Obtenemos entonces las tensiones máximas en los ejes locales en la zona 1. Como ya hicimos en la hipótesis primera, vamos a “Result” -> “File output”, cambiamos de “Max. In-Plane principals” a “S11” (para mirar las tensiones en el eje local X), “S22” (para mirar las tensiones en el eje local Y), “S33” (para mirar las tensiones en el eje local Z), y “S12”.

- ✓ La tensión en el **eje X local** (S11) es de **58'79 MPa**.
- ✓ La tensión en el **eje Y local** (S22) es de **-23'47 MPa**.
- ✓ La tensión en el **eje Z local** (S33) es de **0 MPa**.
- ✓ La tensión (S12) es de **-7'9 MPa**.



Si comparamos la tensión en el eje X, 58'79 MPa, frente a las resistencias a tracción, compresión y flexión, vemos que son muy superiores, por lo tanto nuestro material cumple a la perfección en la dirección del eje de la fibra.

Si ahora comparamos las tensiones de los ejes Y, Z y el S12, que son -23'47 MPa, 0 MPa y -7'9 MPa, vemos como en la dirección perpendicular a la fibra la resistencia es de 63 MPa, por lo tanto también cumple.

Nuestro cuadro de 2 mm de espesor constante, también resiste esta segunda hipótesis de carga.

## 6.10. Tercera hipótesis de carga: De pie y pedaleando.

La tercera hipótesis consiste en simular que una persona pedalea de pie sobre la bicicleta ayudándose del manillar para realizar el máximo esfuerzo.

### 6.10.1. Condiciones de contorno.

Las condiciones de contorno para esta hipótesis son exactamente las mismas que para la hipótesis anterior. Resumiendo:

- ✓ Eje delantero: Desplazamientos X, Y, Z y giros en X, Y impididos.
- ✓ Eje trasero: Desplazamientos Y, Z y giros en X, Y impididos.



Como en apartado anterior, tampoco explicaremos como se introducen en Abaqus ya que esto está explicado en la primera hipótesis.

### 6.10.2. Cargas.

Para calcular la fuerza que ejerce el individuo sobre el manillar y el pedal nos fijamos en el siguiente diagrama de sólido libre en el que actúa el peso del individuo, y las reacciones en el pedal y manillar. Si suponemos como antes que la persona pesa 75 kg, tendremos un peso de 735'75 N, y para poder resolver el diagrama necesitaremos conocer la ayuda que le proporciona al ciclista el hecho de agarrarse del manillar.



Pongamos que una persona de ese peso, puede realizar una fuerza con cada de uno de los brazos de 15 kg, o sea de 147'15 N, (tomaremos la fuerza en dirección del eje Y por estar el peso y la reacción del pedal en ese eje, aunque realmente constaría de dos componente, eje X e Y) y que se ayuda por igual con los dos brazo al mismo tiempo. La suma de ambas nos daría una fuerza de ayuda de 294'3 N, que sería el valor de la reacción del manillar. Con esta y el peso, realizamos el equilibrio de fuerzas y obtenemos:

- Peso del individuo ( $P_{ind.}$ ) = 735'75 N
- Reacción del manillar = **Fuerza sobre el manillar ( $F_{manillar}$ ) = 294'3 N**
- Reacción del pedal= **Fuerza sobre el pedal ( $F_{pedal}$ )=  $P_{ind.} + F_{manillar} = 1030'05 N$**

Con la fuerza sobre el pedal calculamos el par torsor aplicado en el palto (Longitud de biela [0'1725 m] por la fuerza):

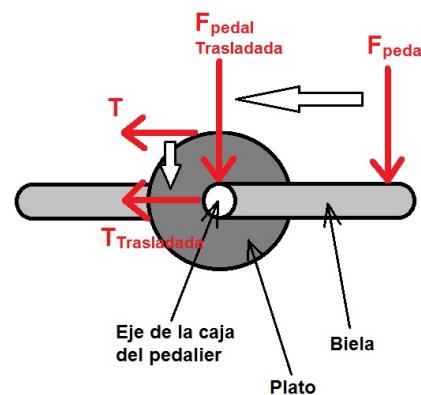
- Par torsor ( $M_{torsor}$ ) =  $1030'05 * 0'1725 = 177'6836 \text{ Nm}$

También calculamos la tensión de la cadena (Par torsor partido por el radio del plato, que es el mismo que para la hipótesis anterior, 0'12 m):

- **Tensión ( $T$ ) =  $177'6836 / 0'06 = 2961'39 \text{ N}$**

En la hipótesis anterior hemos visto que el ángulo formado por la cadena era muy pequeño, 3'4°, y como consecuencia de esto y de que buscamos las condiciones más desfavorables para analizar nuestro cuadro, no descompondremos la tensión de la cadena  $T$ , y directamente la situaremos toda ella en la dirección del eje X.

Una vez ya tenemos la fuerza del pedal y la tensión  $T$ , el proceso es exactamente el mismo que hemos realizado para la segunda hipótesis, peros sustituyendo los datos por los que hemos obtenido ahora. Así que como en caso anterior, la carga vertical sobre el pedal, se transmitirá directamente al eje de la caja del pedalier, y la tensión de la cadena provocará una fuerza en sentido del eje X negativo en la caja del pedalier, y una fuerza en sentido del eje X positivo en el buje trasero.



En este caso, no tenemos un peso sobre el sillín, pero ahora actual sobre el manillar una fuerza en sentido positivo del eje Y con el valor que antes hemos supuesto:  $F_{manillar} = 294'3 \text{ N}$

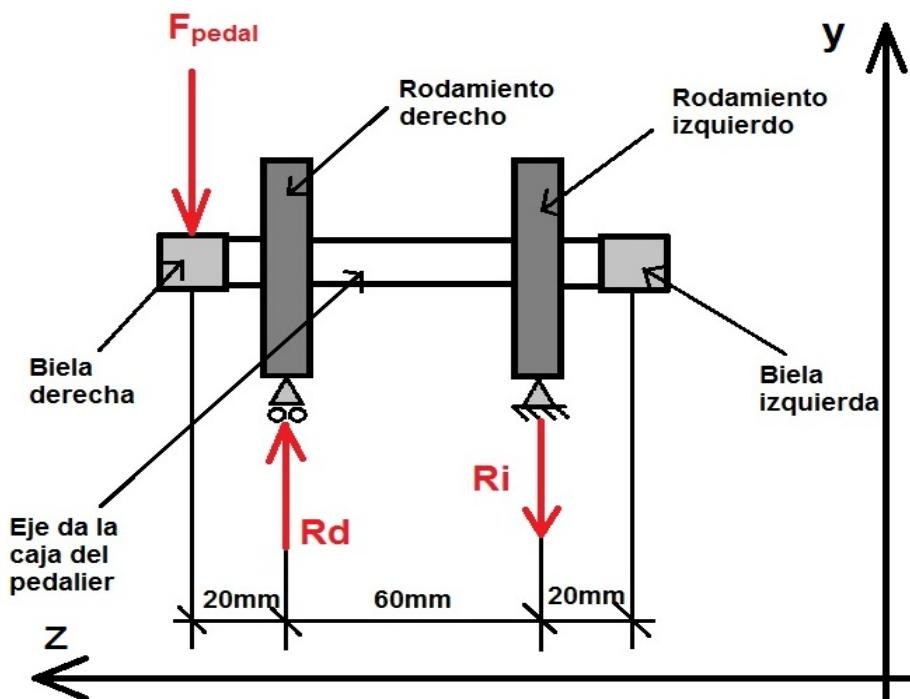
El cuadro cargado quedará entonces como en la siguiente imagen

Con lo que ahora calcularemos las fuerzas que actúan sobre la caja del pedalier y sobre las patillas del eje trasero.



- Fuerzas en la caja del pedalier**

Empezamos por el eje de la caja del pedalier, donde tenemos aplicada en la parte derecha final del eje la fuerza  $F_{pedal}$  y la fuerza  $T$ , siendo la anchura de la caja de pedalier es de 60 mm, y la distancia desde los rodamientos a las bielas es de 20 mm. Posicionadnos en el plano formado por los ejes Y y Z, resolveremos las reacciones que produce la fuerza del pedal:



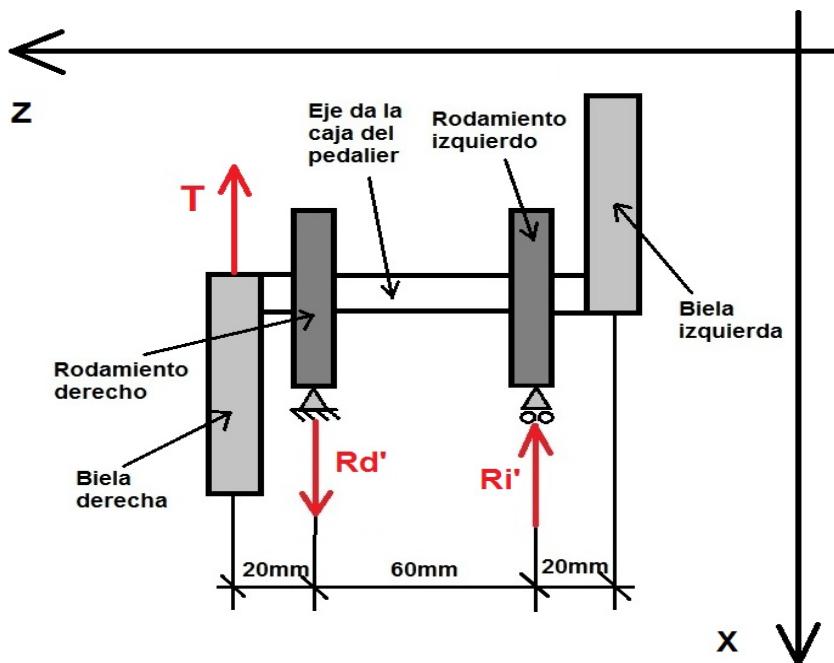
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_i + 1030\text{'}05 = R_d \rightarrow R_i = 343\text{'}35 N$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow R_d * 60 = 1030\text{'}05 * (20 + 60) \rightarrow R_d = 1373\text{'}4 N$$

Las fuerzas transmitidas por los rodamientos a la caja del pedalier del cuadro en las zonas donde apoyan estos, serán las reacciones resueltas pero con sentido contrario:

- ✓  $F_d = -1373\text{'}4 N$  (Sentido negativo del eje Y)
- ✓  $F_i = 343\text{'}35 N$  (Sentido positivo del eje Y)

Posicionándonos en el plano de los ejes X y Z, resolveremos las reacciones que provoca la fuerza T en los rodamientos:



*NOTA: El plato no está dibujado ya que en la mayoría de las bicicletas va montado o es una misma pieza con la biela, por lo que ocupan la misma posición.*

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_i' + 2961.39 = R_d \rightarrow R_i' = 987.13 \text{ N}$$

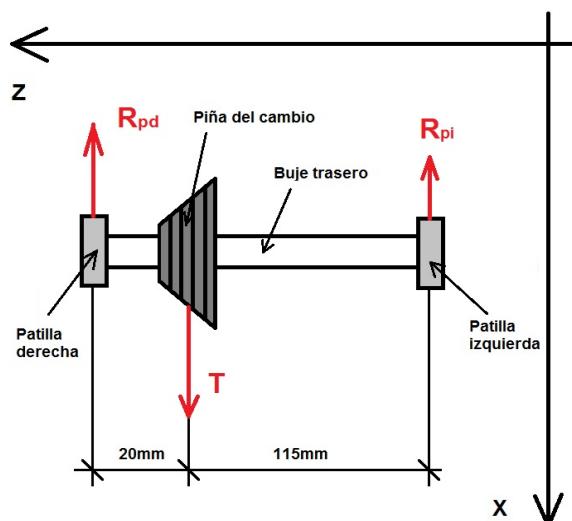
$$\sum M_x = 0 \rightarrow R_d' * 60 = 2961.39 * (20 + 60) \rightarrow R_d' = 3948.52 \text{ N}$$

Las fuerzas transmitidas por los rodamientos a la caja del pedalier del cuadro en las zonas donde apoyan estos, serán las reacciones pero con sentido contrario:

- ✓  $F_d' = -3948.52 \text{ N}$  (Sentido negativo del eje X)
- ✓  $F_i' = 987.13 \text{ N}$  (Sentido positivo del eje X)

#### • Fuerzas en el eje trasero

Como se comenta en la hipótesis anterior, para averiguar las reacciones que se producen las patillas traseras hay que posicionarse en el plano formado por los ejes X y Z. Conocida la distancia entre las patillas, 135 mm, y la distancia de la piña del cambio a la patilla derecha, 20 mm, realizamos el cálculo de las reacciones.



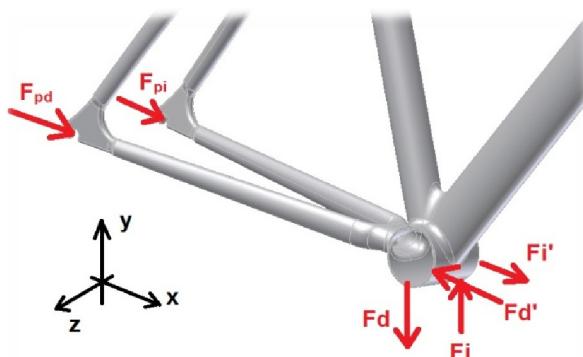
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{pd} + R_{pi} = 2961.39 \rightarrow R_{pi} = 438.73 \text{ N}$$

$$\sum M_x = 0 \rightarrow R_{pd} * 135 = 2961.39 * 115 \rightarrow R_{pd} = 2522.66 \text{ N}$$

Las fuerzas que se transmitirán a la patilla derecha e izquierda serán del mismo valor que las reacciones pero de sentido contrario:

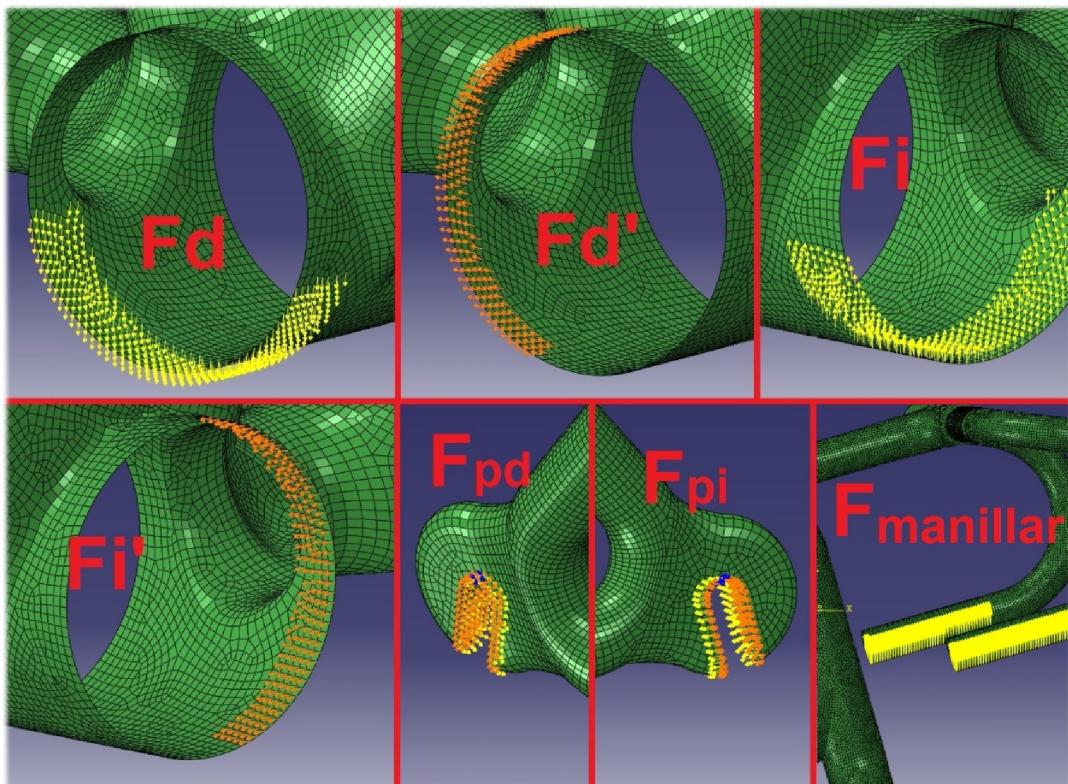
- ✓  $F_{pi} = 438.73 \text{ N}$  (Sentido negativo del eje X)
- ✓  $F_{pd} = 2522.66 \text{ N}$  (Sentido positivo del eje X)

Haciendo un resumen de las fuerzas que se aplican en la caja del pedalier y en el eje trasero:



- $F_d = 1373.4 \text{ N}$
- $F_i = 343.35 \text{ N}$
- $F_d' = 3948.52 \text{ N}$
- $F_i' = 987.13 \text{ N}$
- $F_{pi} = 438.73 \text{ N}$
- $F_{pd} = 2522.66 \text{ N}$

Ahora aplicamos las cargas en modelo de Abaqus creando un nuevo set en el manillar y aplicando la carga de 294.3 N. El resto de cargas se aplican en los mismos sets de la hipótesis anterior:



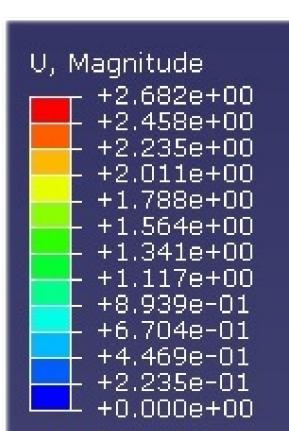
### 6.10.3. Resultados.

Pasamos ahora a comentar los resultados. Empezaremos como antes, por los desplazamiento, luego las deformaciones, deformada e indeformada, y por último las tensiones.

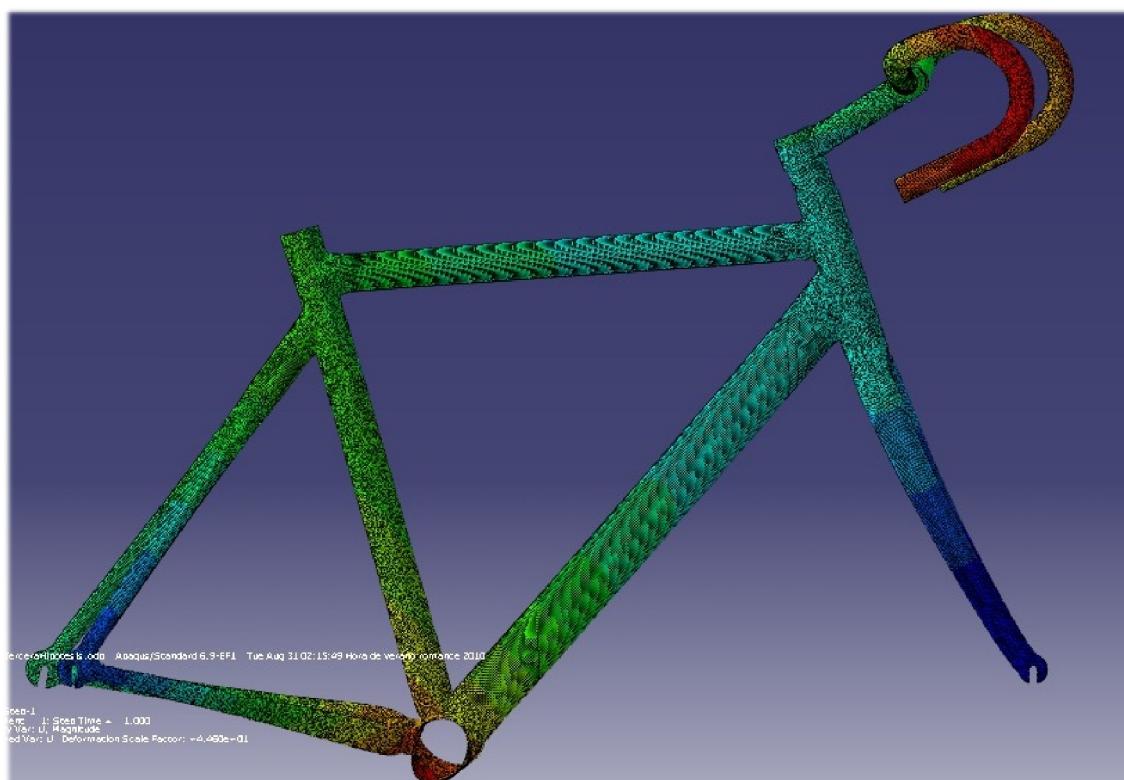
#### 6.10.3.1. Desplazamientos.

Los desplazamientos máximos de esta última hipótesis son los más elevados de las tres. Esto es bastante lógico ya que se trata del planteamiento más desfavorable, la hipótesis con las mayores cargas.

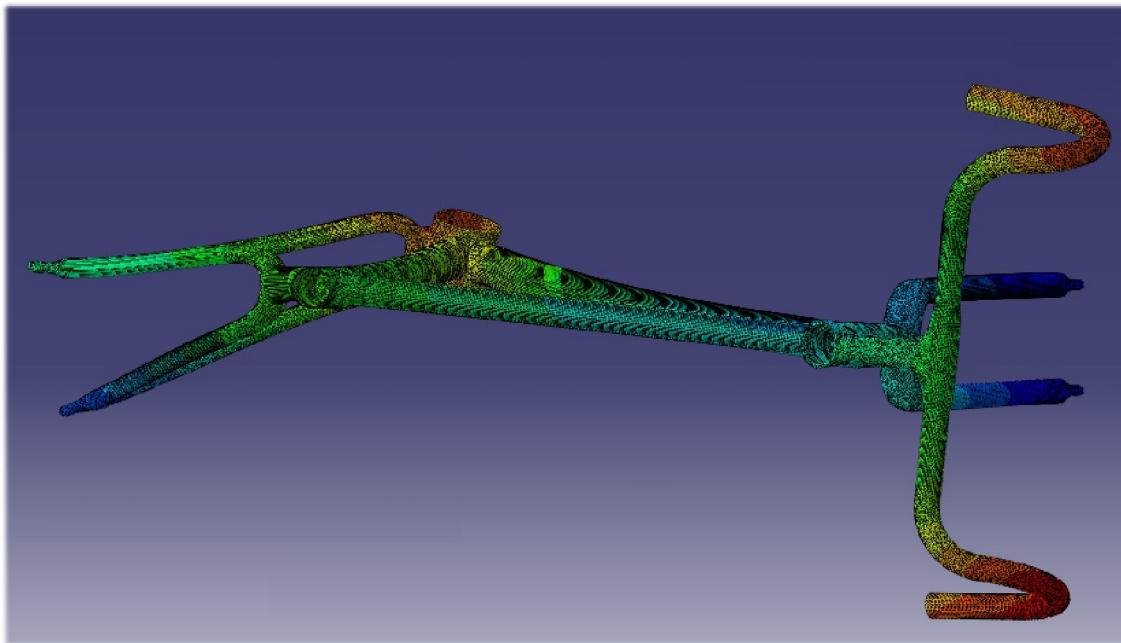
El valor del desplazamiento máximo es de 2'682 mm, y se encuentra en el manillar derecho. También tienen desplazamientos parecidos, el manillar izquierdo y la caja del pedalier.



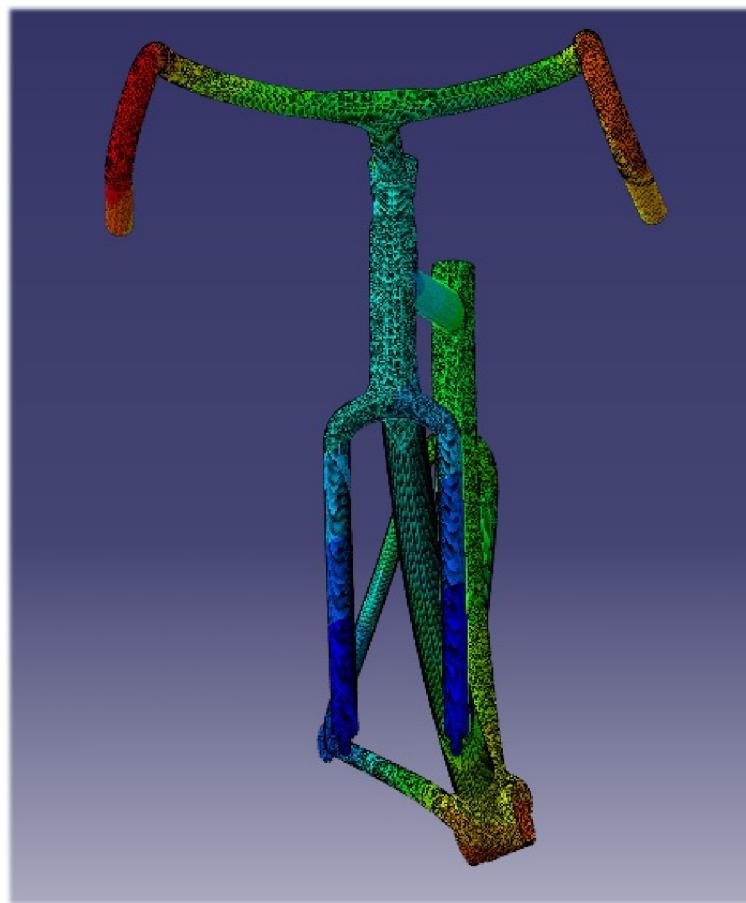
Como en la hipótesis anterior, las patillas del eje delantero por estar bloqueadas no se han desplazado. También se puede apreciar que la patilla derecha trasera tampoco ha sufrido desplazamiento alguno. Este hecho se debe a la tensión de la cadena transmitida al buje trasero, que en esta hipótesis al realizarse una mayor fuerza sobre pedal, la tensión era mucho mayor.



Desde la vista superior se aprecia lo mismo que para la segunda hipótesis, un desplazamiento en sentido negativo del eje Z de la caja del pedalier arrastrando consigo a todos los tubos que están unidos a la misma.



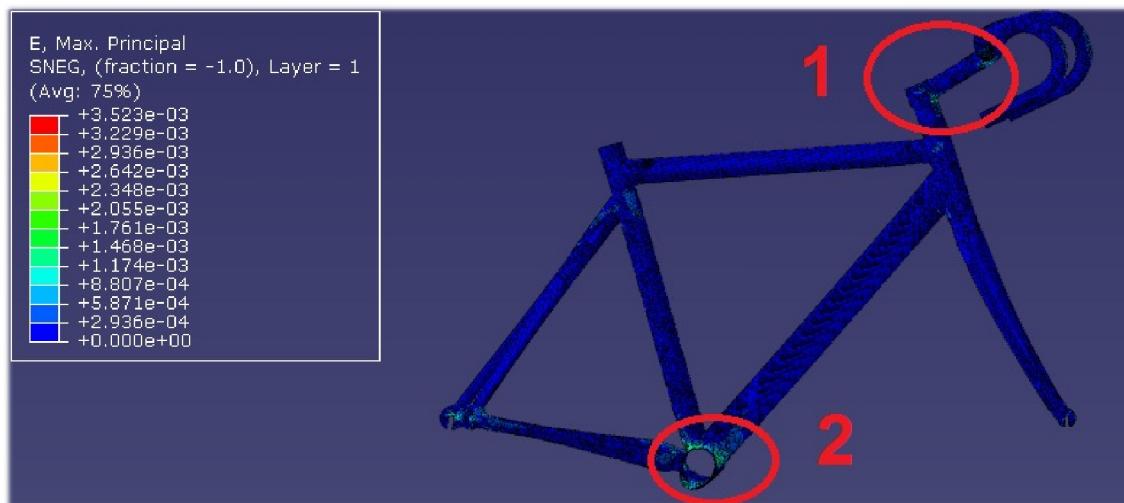
También se aprecia de manera clara el gran desplazamiento que sufren los laterales del manillar.



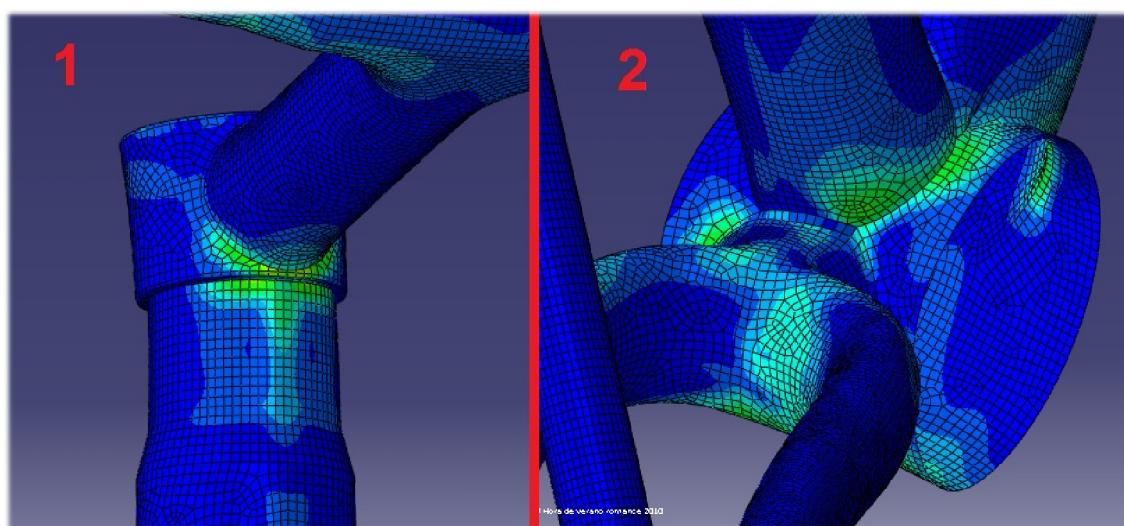
### 6.10.3.2. Deformación.

La deformación se mantiene en el mismo orden de magnitud que en hipótesis anteriores, pero crece. En esta hipótesis tenemos un máximo de 3'52E-3, mientras que en las otras dos hipótesis teníamos valores de alrededor de 1'3E-3.

Comprobamos que como en caso anterior, las deformaciones máximas se alcanzan en las patillas traseras en un único elemento. Como ya hemos dicho las patillas traseras no son características de las deformaciones reales que sufrirá el cuadro ya que son casos particulares. Buscamos entonces donde se encontrarán las mayores deformaciones:

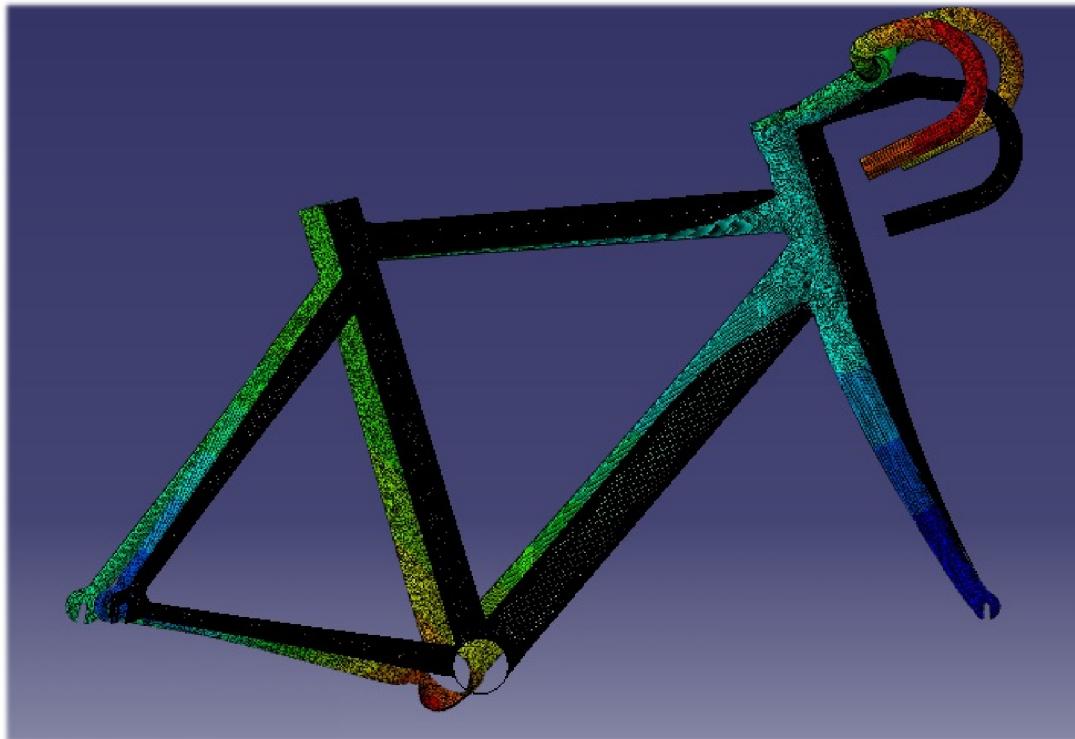


En punto 1, la unión entre la potencia y tija delantera se producen deformaciones máximas de 2'38E-3, y en el punto 2, la caja del pedalier se alcanzan valores de hasta 1'8E-3.

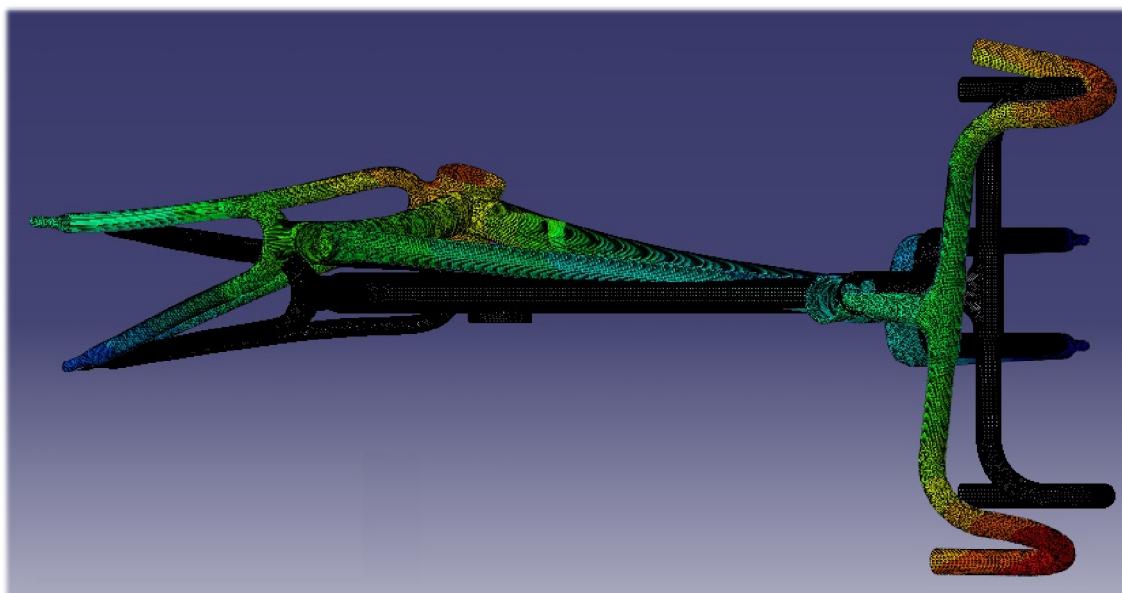


#### 6.10.3.3. Deformada e indeformada.

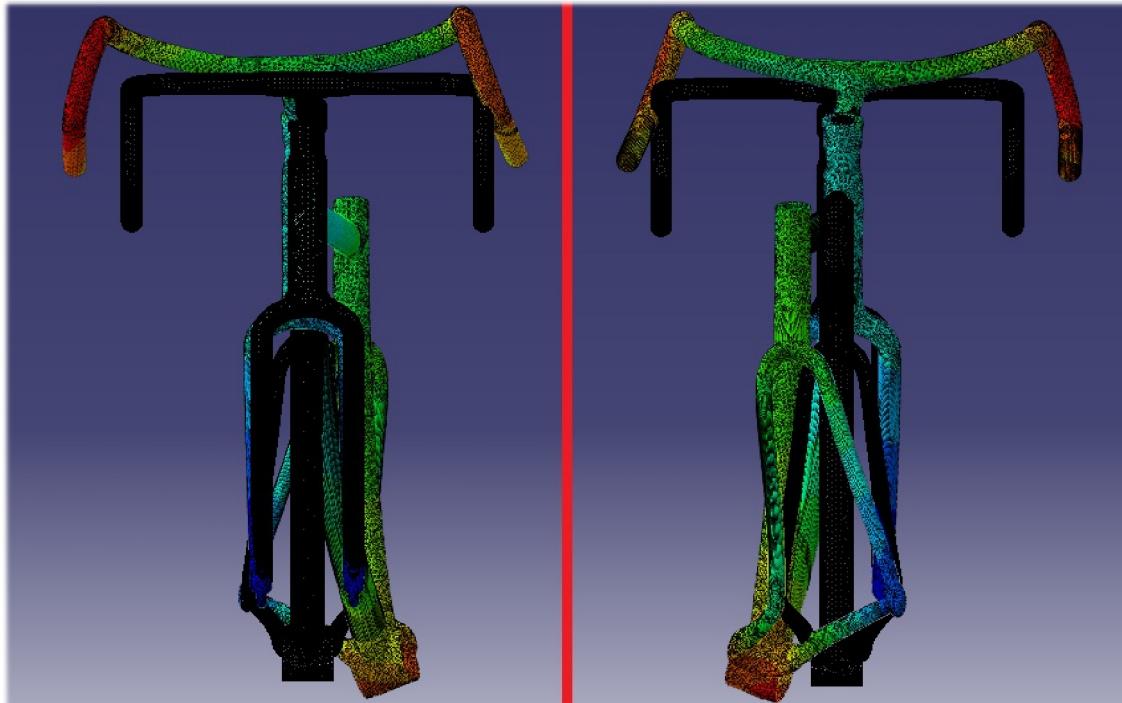
El factor de escala automático del programa es para esta hipótesis de 44'6. Como se puede apreciar en la primera y segunda imagen, las fuerza aplicada en el manillar produce el mayor desplazamiento del cuadro, levantando el manilla hacia arriba y a los lados.



Como ya se ha comentado en los desplazamientos, la caja del pedalier sufre una deformada similar, aunque con desplazamientos mayores, a la de la segunda hipótesis. Esto se debe a que en ambas hipótesis las cargas han sido aplicadas en los mismos nodos de la malla.

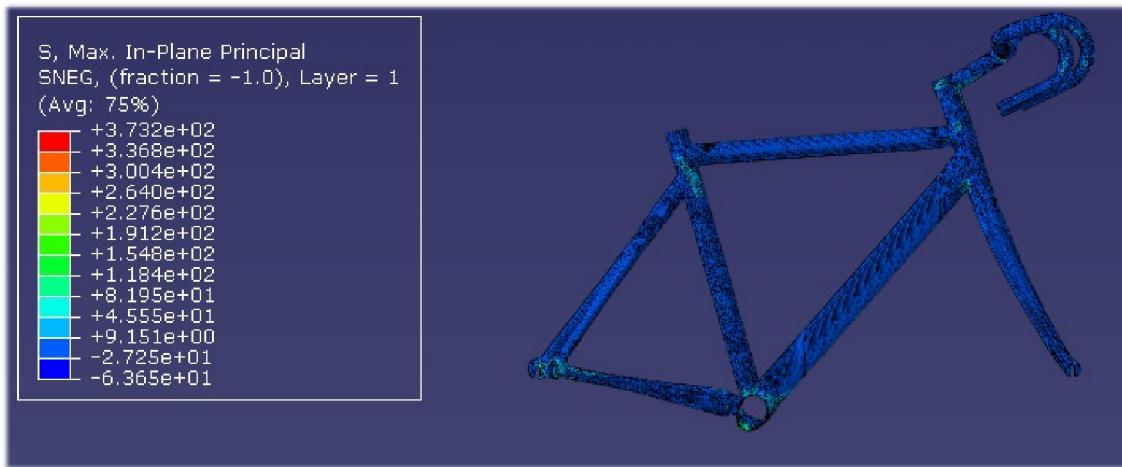


En esta última imagen se aprecia más claramente el efecto de la fuerza sobre el manillar. Vistas frontal y trasera.



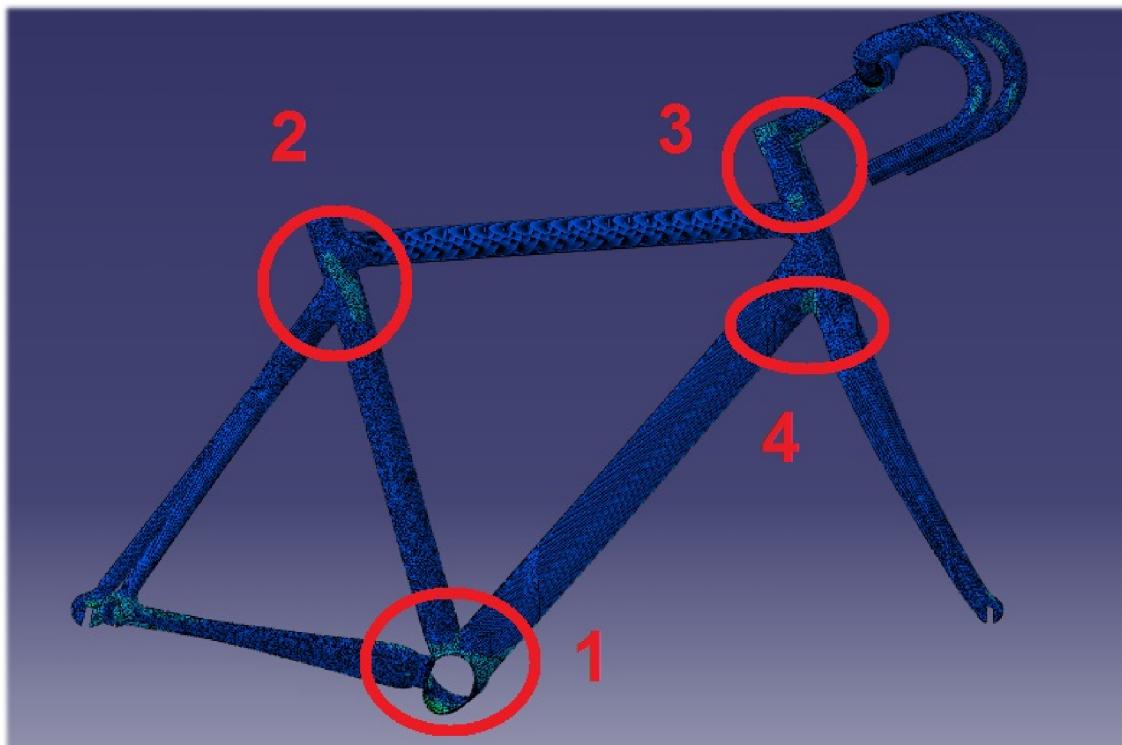
#### 6.10.3.4. Tensiones.

Mirando las tensiones principales, observamos que los máximos han subido considerablemente. Ahora el valor más alto de las tensiones principales es de 373'2 MPa.

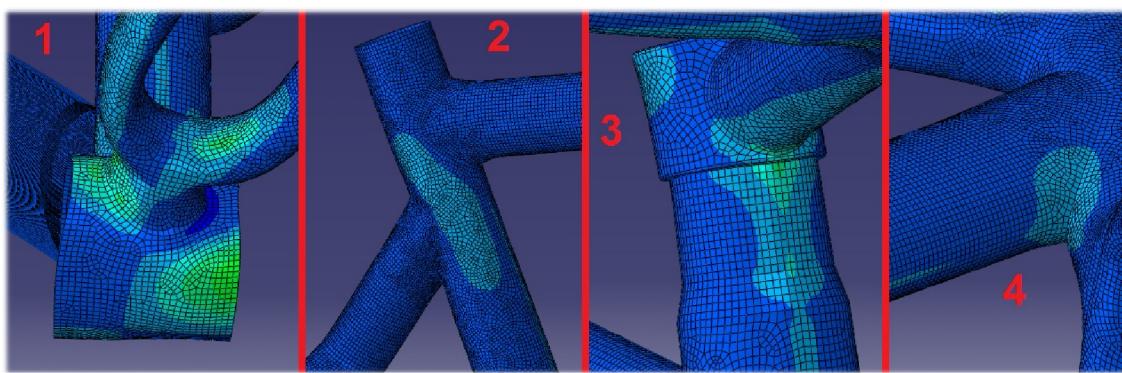


Como en las hipótesis anteriores hay que descartar los valores máximos de las tensiones principales ya que aparecen de nuevo en las patillas. Buscaremos entonces donde las mayores tensiones en el resto del cuadro.

Encontramos varios puntos a destacar en todo el cuadro:

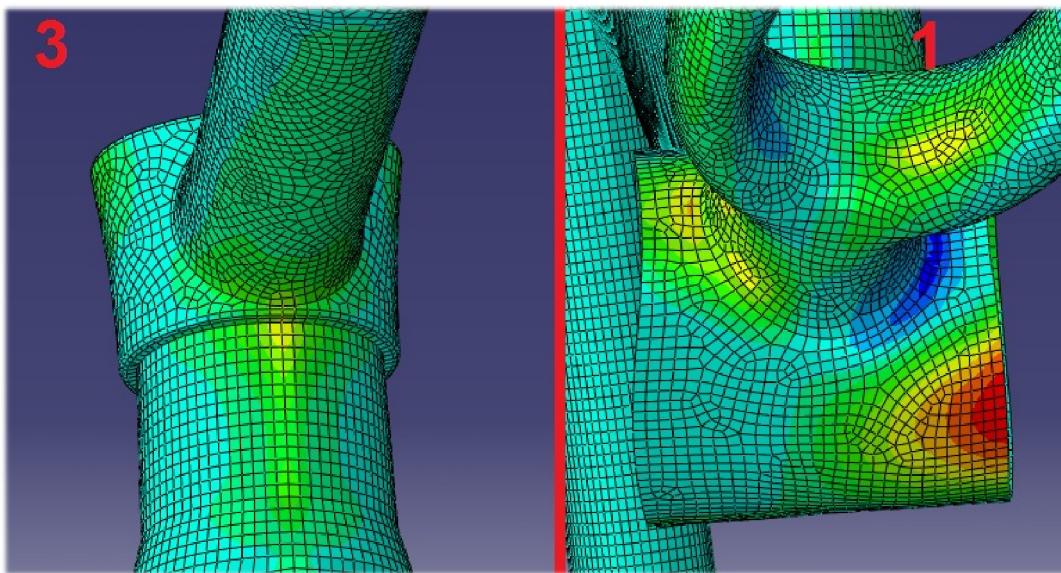


1. En el punto 1, la zona de la caja del pedalier, las tensiones son las máximas después de las de las patillas, llegando hasta los 147'9 MPa.
2. En el punto 2, la unión entre las vainas y el tubo del sillín, las tensiones son mucho menores alcanzando valores de solo 20'3 MPa.
3. En el punto 3, la zona de la potencia, se alcanzan también valores altos de hasta 95'03 MPa.
4. En el punto 4, la unión del tubo de dirección con el oblicuo, los valores también son bajos, al igual que en el punto dos, quedándose en valores no superiores a 41'1 MPa.



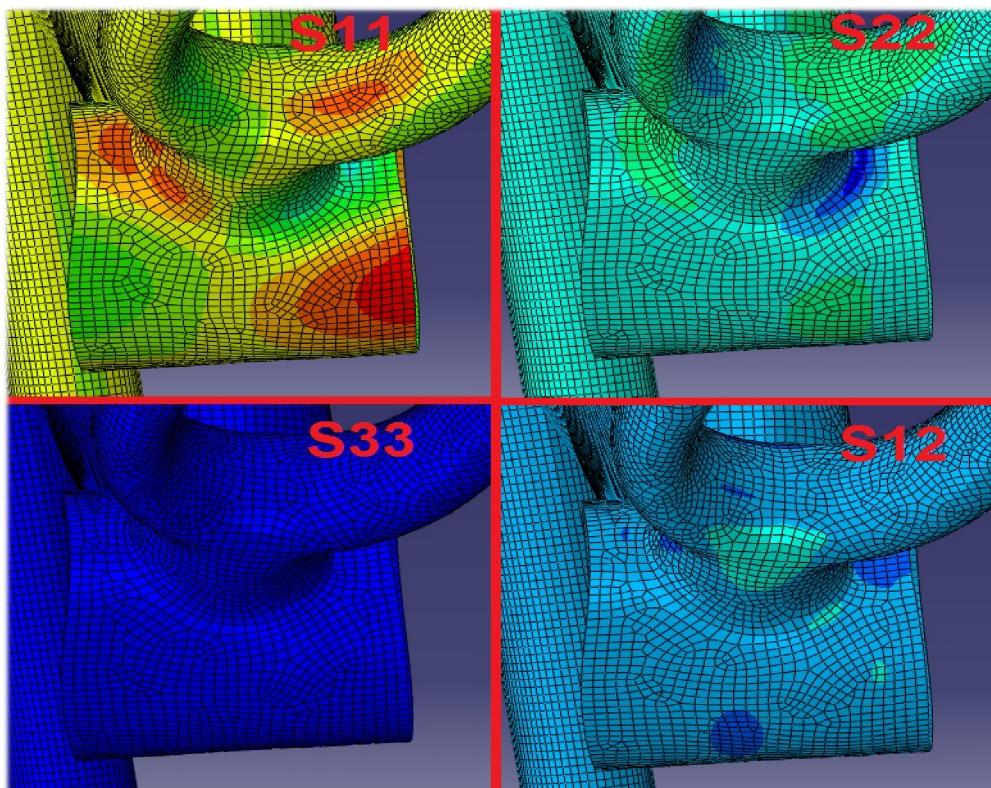
Por lo tanto cambiaremos el máximo de la tabla de colores a 150 MPa, y comprobaremos si el material resiste trabajando en el punto donde las tensiones principales son mayores, en el punto 1.

Con la nueva configuración de colores, los puntos 1 y 3 quedan de la siguiente forma:



Comprobamos entonces los valores de las tensiones en los ejes locales X (S11), Y (S22), Z (S33) y el S12. Los compararemos con los valores de la resistencia de la fibra de carbono que utilizamos:

- Resistencia a la tracción (eje de la fibra): 2650 MPa
- Resistencia a la compresión (eje de la fibra): 1570 MPa
- Resistencia a la flexión (eje de la fibra): 1620 MPa
- Resistencia a la tracción (90° con respecto al eje de la fibra): 63 MPa



Los valore de las tensiones son:

- ✓ **S<sub>11</sub> → 147'89 MPa**
- ✓ **S<sub>22</sub> → -63'75 MPa**
- ✓ **S<sub>33</sub> → 0 MPa**
- ✓ **S<sub>12</sub> → 20'93 MPa**

Viendo los valores de la resistencia vemos que en el eje de la fibra soportaría sobradamente las cargas (147'98 MPa frente a 2650 MPa), pero comprobamos que para los ejes perpendiculares, la tensión en el eje Y (S<sub>22</sub>) es de -63'75 MPa y nuestro material en una dirección perpendicular al eje de la fibra solamente resiste 63 MPa, por lo tanto, podría fallar en este punto.

Aumentando el espesor de todos los tubos a 2'5 o 3 mm o solo localmente en este punto, o añadiendo capas de material compuesto orientado en otra dirección, se disminuiría el estado tensional en la zona minimizando el efecto.

## 6.11. Conclusiones.

Se puede considerar que el objetivo del proyecto se ha cumplido satisfactoriamente. Se ha creado un modelo desde cero a partir de una serie de tablas de medidas de cuadros, y las hipótesis de carga del cuadro han podido ser ejecutadas a la perfección, cumpliendo de sobras las dos primeras y alcanzando el límite en la tercera.

El hecho por el que en la tercera hipótesis se ha alcanzado el límite de la resistencia en la dirección perpendicular al eje de la fibra, se debe principalmente al posicionamiento de las dos capas de fibra de carbono. En la simulación que hemos realizado, el eje de la fibra de carbono de ambas capas es paralelo a la dirección del eje X local de cada elemento, por lo que si como sucede en esta última hipótesis se producen tensiones superiores a los 63 MPa de resistencia en direcciones perpendiculares a este eje, el cuadro fallará donde se alcancen las misma. Para solventar este problema, como ya hemos comentado arriba, bastaría con aumentar el espesor de todo el cuadro, o solamente de la región afectada, aunque la solución más adecuada sería fabricar el mismo, posicionando varias capas de material con los ejes de sus fibras en múltiples direcciones para así tener una mayor resistencia en todas ellas y evitar este tipo de problemas.

A la hora de crear el diseño del cuadro hubo que tener en cuenta que no todas las medidas de los tubos aparecen en las tablas de tallas, por lo que algunas de ellas hubo que suponerlas o fijarse en bicicletas reales, como sucedió para los diámetros de los tubos circulares y elípticos que partieron de unas medidas aproximadas del cuadro de mi bicicleta de aluminio. Además

durante este proceso se solventaron varios problemas, como los surgidos a la hora de realizar los empalmes entre tubos o la utilización de curvas spline que producían muchos errores durante el proceso de exportación-importación entre Inventor y Abaqus.

Precisamente estos problemas de exportación-importación han sido de lo más molestos, ya que provocaron que tuviera que realizar varias modificaciones sobre el diseño inicial para poder exportarlo correctamente.

La razón por la que nos decidimos a utilizar y crear el modelo en forma de superficie fue el tipo de elemento que queríamos utilizar, elemento tipo placa o Shell. Este tipo de elemento, como ya se explico en su apartado correspondiente, son usados cuando una de las dimensiones es mucho más pequeña que las otras. En nuestro caso jugábamos con el espesor. Además las características del tipo de elemento utilizado se han podido apreciar muy bien durante los resultados de los análisis

Otro de los puntos importantes del proyecto ha sido la utilización de la fibra de carbono, ya que nunca antes había tenido la oportunidad de trabajar con un material anisótropo, y gracias a esto poder comprobar realmente la diferencia de comportamiento del material frente a las solicitudes en una dirección o en otra, incluso en un sentido o en el otro. En nuestro caso, la fibra elegida, la Toracay T800H, presenta una resistencia muy elevada, aunque todo hay que decirlo, en el mercado se pueden encontrar fibras con resistencias aún mayores. Dentro de la utilización del material, lo más interesante ha sido ver como su resistencia a tracción en la dirección del eje de la fibra (2650 MPa) es 42 veces mayor que la misma resistencia en una dirección perpendicular a este eje.

Durante la carrera ya había trabajado bastante con software CAD, pero apenas con Software FEM, a excepción de Ansys, por lo que aprender a manejar Abaqus/CAE ha sido un reto interesante y de valor para el futuro.

Por ultimo decir que la realización de este proyecto ha sido a la par que interesante didáctica, y que aunque uno puede pensar que sabe algo, se da cuenta cuando realiza proyectos de este estilo, que aún le queda mucho por aprender.