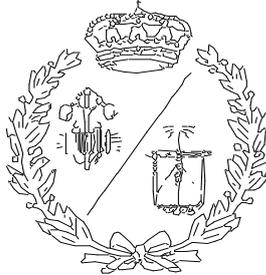


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**Análisis de chasis tubular de carcass  
Carcross tubular chassis analysis**

Para acceder al Título de

**GRADUADO/ EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**

## RESUMEN

En este proyecto, mediante un proceso de ingeniería inversa, se ha llevado a cabo un exhaustivo análisis mecánico estructural de un chasis de carcross. Este análisis, se basa en la verificación de cumplimiento de la Normativa de la RFEDA, en calcular sus aptitudes mecánicas y, además, valorar posibles mejoras enfocadas a su rendimiento y seguridad en competiciones.

En este trabajo, se realizan diversos análisis estáticos y dinámicos en condiciones mayormente adversas para evaluar la resistencia y rigidez del chasis. Estos análisis son definidos bajo especificaciones técnicas y son complementados con otros análisis realizados en condiciones extremas asegurando así, los requisitos normativos para la fabricación del chasis además de evaluar el conjunto de características que posee el chasis.

Los resultados logrados muestran que el diseño chasis se queda del lado de la seguridad en términos tensionales y de deformaciones, poseyendo una gran rigidez y estabilidad. Por lo tanto, estos análisis validan la robustez del diseño y aseguran que el chasis pueda soportar las condiciones adversas típicas de las competiciones en la categoría carcross.

Además, debido a que es una estructura que opera en movimiento, se ha de llevar a cabo un análisis modal para identificar las frecuencias naturales del chasis y evitar así, problemas de resonancia. Este análisis es crucial para asegurar que el chasis no experimente amplificaciones dinámicas que puedan causar daños estructurales durante su funcionamiento. Por otro lado, se ha de realizar un análisis de fatiga también, utilizando el criterio de Soderberg para determinar la durabilidad del chasis bajo estrés repetido. Este método permite evaluar la capacidad del chasis para soportar ciclos infinitos de tensión fluctuante, garantizando así su longevidad y fiabilidad en competiciones.

Pese a que el chasis demuestra unas cualidades estructurales sobresalientes debido a un sobredimensionamiento del diseño, se valora la posibilidad de optimizarlo reduciendo el peso sin comprometer la rigidez. Sin embargo, dado que el chasis ya se encuentra cerca del peso mínimo permitido por la normativa, cualquier reducción adicional no sería significativa y podría poner en riesgo el cumplimiento de los requisitos reglamentarios.

Por último, se elabora un presupuesto detallado del proyecto, que incluye los costes de materiales, mano de obra y fabricación.

En resumen, este proyecto no solo verifica la resistencia y rigidez del chasis del carcross, sino que también ofrece una visión detallada de su comportamiento dinámico, asegurando su adecuación para las exigencias en competición.

## **ABSTRACT**

In this project, by means of a reverse engineering process, an exhaustive mechanical structural analysis of a carcass chassis has been carried out. This analysis is based on verifying compliance with RFEDA regulations, calculating its mechanical aptitudes and, in addition, assessing possible improvements focused on its performance and safety in competitions. The work focuses on several fundamental aspects of mechanical engineering.

In this work, several static and dynamic analyses are carried out under mostly adverse conditions to evaluate the strength and stiffness of the chassis. These analyses are defined under technical specifications and are complemented by other analyses carried out under extreme conditions, thus ensuring the regulatory requirements for chassis manufacture and evaluating the set of characteristics that the chassis possesses.

The results show that the chassis far exceeds expectations in terms of stresses and deformations, with high rigidity and stability. Therefore, these analyses validate the robustness of the design and ensure that the chassis can withstand the adverse conditions typical of competition in the carcass category.

In addition, because it is a structure that operates in motion, a modal analysis has to be carried out to identify the natural frequencies of the chassis to avoid resonance problems. This analysis is crucial to ensure that the chassis does not experience dynamic amplifications that could cause structural damage during operation. On the other hand, a fatigue analysis has to be performed as well, using the Soderberg criterion to determine the durability of the chassis under repeated stress. This method allows to assess the ability of the chassis to withstand infinite cycles of fluctuating stress, thus ensuring its longevity and reliability in competitions.

Although the chassis demonstrates outstanding structural qualities, the possibility of optimising its design by reducing weight without compromising stiffness is assessed. However, as the chassis is already close to the minimum weight allowed by the regulations, any further reduction would not be significant and could jeopardise compliance with regulatory requirements.

Finally, a detailed budget for the project is drawn up, including the costs of materials, labour and fabrication.

In short, this project not only verifies the strength and stiffness of the carcass chassis, but also provides a detailed view of its dynamic behaviour, ensuring its suitability for racing requirements.

# ÍNDICE GENERAL

**DOCUMENTO I: MEMORIA**

**DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS**

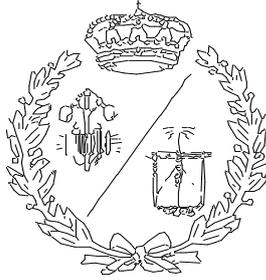
**DOCUMENTO III: PLANOS**

**DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES**

**DOCUMENTO V: PRESUPUESTO**

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DOCUMENTO I: MEMORIA**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**

## ÍNDICE

1. OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	1
2. ANTECEDENTES.....	2
2.1 AUTOCROSS.....	2
2.2 CHASIS TUBULAR .....	2
3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO.....	4
3.1 ESPECIFICACIONES MATERIALES .....	4
3.2 ESPECIFICACIONES GEOMÉTRICAS.....	5
3.3 ESPECIFICACIONES ESTRUCTURALES.....	5
3.4 REQUISITOS DE MASA DEL VEHÍCULO.....	6
3.5 COMPORTAMIENTO EN CASO EXTREMO.....	6
3.6 REQUISITOS TORSIONALES .....	7
4. ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN NO COMERCIAL.....	7
4.1 DEFINICIÓN DEL MODELO GEOMÉTRICO.....	7
4.2 DEFINICIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN EL CHASIS.....	9
4.2.1 CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA .....	9
4.2.2 DEFINICIÓN DEL MODELO MULTICUERPO .....	9
4.3 DEFINICIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS .....	11
4.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....	12
4.4.1 CASOS DE CARGA BAJO LA NORMATIVA [1] .....	12
4.4.2 CONDICIONES DE PASO POR CURVA.....	13
4.4.3 ANÁLISIS DE TORSIÓN .....	13
4.4.4 ANÁLISIS MODAL.....	14
4.4.5 ANÁLISIS A FATIGA .....	15
5. SINTESIS DE LOS RESULTADOS.....	17
6. PLANIFICACIÓN .....	19
7. PRESUPUESTO.....	21
8. REFERENCIAS .....	21



## ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Carcross sobre el que se basa el proyecto .....	1
Ilustración 2: Autocross (Categoría Carcross) .....	2
Ilustración 3: Chasis tubular del carcross .....	3
Ilustración 4: Plano del chasis con la distribución de barras .....	8
Ilustración 5: Ensamblaje y propiedades del conjunto .....	8
Ilustración 6: Modelo multicuerpo .....	10
Ilustración 7: Análisis de fuerzas dinámicas (Izquierda) .....	10
Ilustración 8: Modelo geométrico 1D en MsC Nastran-Patran .....	11
Ilustración 9: Mallado de elementos finitos del chasis con los nodos resaltados .....	12
Ilustración 10: Criterio de Soderberg para el caso de paso por curva .....	16
Ilustración 11: Criterio de Soderberg para el caso de torsión .....	16
Ilustración 12: Carcross .....	17
Ilustración 13: Carcross en funcionamiento .....	18

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Casos de cargas según la 'Norma de la RFEDA' .....	9
Tabla 2: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo en paso por curva .....	11
Tabla 3: Resultados de los casos bajo la normativa [1].....	12
Tabla 4: Resultados análisis estático bajo cargas dinámicas extremas.....	13
Tabla 5: Rigidez del chasis .....	13
Tabla 6: Modos de sólido libre .....	14
Tabla 7: Frecuencias naturales excluyendo modos de sólido libre en rad/s .....	14
Tabla 8: Velocidades angulares de las ruedas .....	15
Tabla 9: Frecuencias de encendido del motor Suzuki GSXR 750 cc.....	15
Tabla 10: Planificación del estudio y el análisis del chasis de carcass.....	19
Tabla 11: Planificación de fabricación del chasis .....	20

## 1. OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO

Este proyecto se centra en el análisis mecánico y estructural del chasis tubular de un carcross no comercial. Partiendo de un prototipo real fabricado en taller (Ilustración 1), se llevará a cabo un proceso de ingeniería inversa con el objetivo de identificar posibles fallos durante su operación y detectar posibles mejoras.



*Ilustración 1: Carcross sobre el que se basa el proyecto*

Para comenzar, es fundamental conocer los parámetros que definen el prototipo, obteniendo medidas precisas del mismo. Con esta información, se procederá a realizar el diseño geométrico del chasis, que servirá como base para las siguientes etapas de diseño.

El siguiente paso es determinar las fuerzas que actúan sobre el chasis durante su operación. Para ello, se adoptará un doble enfoque: primero, utilizando la normativa específica para carcross de competición, y segundo, simulando escenarios críticos y generales de funcionamiento.

Con toda esta información, se procederá a realizar un análisis estático y dinámico del comportamiento del chasis, evaluando cómo se distribuyen las tensiones y deformaciones en los distintos escenarios planteados. Si se detectan fallos o deficiencias, se propondrán mejoras en el diseño.

Este enfoque integrado de ingeniería mecánica y la aplicación de técnicas de ingeniería inversa permiten optimizar el rendimiento del chasis, asegurando su robustez y eficacia bajo las condiciones más exigentes de competición.

## 2. ANTECEDENTES

### 2.1 AUTOCROSS

El carcass es un modelo de vehículo destinado puramente para la competición dentro del autocross (Ilustración 2), una disciplina del automovilismo que ha ganado popularidad debido a su accesibilidad y emoción. Estos vehículos, conocidos como carcass, son pequeños buggies diseñados específicamente para competir en circuitos de tierra, combinando ligereza y potencia para ofrecer un alto rendimiento en condiciones off-road. Debido a las pocas restricciones para la fabricación de este tipo de vehículo, se han generado muchos modelos distintos de estos dando pie a distintos conceptos de chasis.



*Ilustración 2: Autocross (Categoría Carcross)*

### 2.2 CHASIS TUBULAR

El chasis tubular es una parte fundamental de los carcass (Ilustración 3), ya que debe proporcionar la rigidez necesaria para soportar las fuerzas dinámicas a las que se somete el vehículo durante las competiciones, al mismo tiempo que debe ser lo suficientemente ligero para no comprometer la velocidad y maniobrabilidad. La fabricación de un chasis de carcass implica varios desafíos de ingeniería, especialmente en términos de diseño estructural y análisis de comportamiento bajo diferentes condiciones de carga. Además de las exigencias dinámicas y estructurales, el chasis debe salvaguardar toda la parte mecánica del vehículo, garantizando así que ningún elemento mecánico salvo los necesarios como ruedas, trapecios y suspensiones, queden por fuera del vehículo.



*Ilustración 3: Chasis tubular del carcass*

La ingeniería inversa permite descomponer un diseño existente para entender su comportamiento y detectar posibles áreas de mejora. Este proceso es particularmente útil para vehículos no comerciales, donde la documentación técnica, como en este caso, puede ser limitada o inexistente. Al aplicar ingeniería inversa, se pueden identificar y corregir fallos potenciales, optimizando el diseño para mejorar la seguridad, rendimiento y durabilidad del vehículo.

En este proyecto, se realizará un análisis mecánico y estructural del chasis tubular de un carcass no comercial. Partiendo de un prototipo real fabricado en taller, se aplicará la ingeniería inversa para obtener un modelo detallado del chasis. Este modelo servirá como base para evaluar su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación, utilizando tanto la normativa específica de carcass de competición como escenarios críticos simulados.

El objetivo es identificar posibles fallos o deficiencias en el diseño actual y, en caso necesario, proponer mejoras que optimicen el rendimiento del chasis. Este enfoque se basa en tener una visión completa y detallada del comportamiento estructural del chasis en condiciones de competición realistas.



### 3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO

Un chasis de carcass no solo debe ser capaz de soportar las exigentes fuerzas dinámicas y estáticas a las que se ve sometido durante las carreras, sino también garantizar la seguridad del piloto. Para lograr esto, es fundamental establecer especificaciones técnicas claras y requisitos de diseño precisos.

Las especificaciones técnicas abarcan los materiales, las dimensiones, el peso, la rigidez estructural además de otros parámetros fundamentales que determinan las capacidades mecánicas del chasis. Por otro lado, los requisitos de diseño no solo se centran en aspectos normativos, asegurando que el chasis cumpla con los estándares de la Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA), sino que también sea un modelo efectivo para su uso en competición.

Esta sección detalla las especificaciones técnicas y los requisitos de diseño necesarios para desarrollar un chasis tubular de carcass que ofrezca un equilibrio óptimo entre ligereza, resistencia y seguridad, adaptado a las exigencias del entorno competitivo y a las necesidades del piloto.

En primer lugar, están las especificaciones impuestas por la Normativa de la RFEDA [1]. En este documento se reúnen las especificaciones mínimas que debe cumplir el vehículo al completo.

#### 3.1 ESPECIFICACIONES MATERIALES

Los tubos utilizados en la construcción del chasis de un carcass deben ser de acero al carbono no aleado, estirado en frío y sin soldadura, con un contenido máximo de carbono del 0.22%. El diámetro mínimo permitido para estos tubos es de 30 mm, con un espesor mínimo de 2 mm. Además, debe haber un arco de seguridad delantero y otro central, ambos unidos por la parte superior. Estos arcos deben tener un diámetro mínimo de 40 mm y un espesor mínimo de 2 mm.

El uso de acero al carbono no aleado estirado en frío asegura una alta resistencia y ductilidad, características esenciales para soportar las fuerzas dinámicas y estáticas durante la competición.



## 3.2 ESPECIFICACIONES GEOMÉTRICAS

A partir del 1/01/2010, todos los vehículos deben tener su estructura diseñada para permitir el anclaje de cinturones arnés compatibles con el sistema HANS y asientos homologados por la FIA. Además, deben tener homologación de la R.F.E. de A. basada en un estudio técnico de resistencia del chasis conforme al Anexo 1 del Reglamento Técnico [1]. Los chasis deben incluir una placa identificativa con el fabricante, fecha de fabricación, número de serie y referencia de homologación.

Las dimensiones máximas permitidas para los vehículos son:

- Longitud: 2.600 mm
- Anchura: 1.600 mm
- Altura: 1.400 mm

El chasis debe ser una estructura tubular que ofrezca protección al piloto en caso de vuelco o accidente y debe estar homologado por el Departamento Técnico de la RFEDA.

Los radiadores de agua deben estar situados detrás del habitáculo del piloto y no sobresalir del perímetro del chasis o carrocería.

Además, todos los depósitos deben situarse detrás del piloto y estar aislados del compartimiento del conductor mediante paneles que eviten el paso de líquidos en caso de fuga o rotura. Esto incluye los depósitos de combustible, que también deben estar separados del compartimiento del motor y del sistema de escape. La boca de llenado de combustible debe ser estanca y no sobresalir de la carrocería.

El depósito de combustible, que debe ser metálico, se ubica detrás del asiento del piloto en una posición protegida y firmemente anclado al vehículo. Debe estar fuera del compartimiento del piloto y separado por un panel antifuego. Además, debe estar a una distancia mínima de 30 cm de la culata y del sistema de escape, a menos que esté separado por un panel estanco e ignífugo.

## 3.3 ESPECIFICACIONES ESTRUCTURALES

Además de esto, la norma propone 4 casos de cargas con el fin de que pueda ser homologado por el Departamento Técnico de la RFEDA. Estos casos tienen como finalidad garantizar la integridad del vehículo en caso de impacto, para ello indican las cargas y la zona dónde se



han de aplicar, imponiendo además unos desplazamientos máximos permitidos. Estos casos son los siguientes:

Caso A) 2 veces su peso lateralmente (2P).

Caso B) 6 veces su peso longitudinalmente en ambos sentidos (6P).

Caso C) 8 veces su peso verticalmente (8P).

Deberá tenerse en cuenta que P se deberá aumentar en 75 Kg Siendo P el peso mínimo del vehículo en condiciones de carrera.

Tras analizar de la totalidad de los casos no se debe producir rotura, ni deformación plástica superior a los siguientes valores en función de las sollicitaciones de carga:

Caso A) 50 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

Caso B) 100 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

Caso C) 50 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

### 3.4 REQUISITOS DE MASA DEL VEHÍCULO

En las competiciones de carcass, mantener un equilibrio preciso entre peso y rendimiento es crucial para asegurar la competitividad y la seguridad del vehículo. Según la normativa [1], en ningún momento durante la prueba el peso mínimo del vehículo puede ser inferior a 310 kg. Este peso se mide sin incluir al piloto, sin combustible, sin agua en el pulverizador y con el vehículo en orden de marcha. Se permite una tolerancia de hasta -1% sobre este peso mínimo, lo que significa que el vehículo no puede pesar menos de 306,9 kg.

El uso de lastres para alcanzar este peso mínimo está estrictamente prohibido. Esta restricción implica que el diseño y construcción del carcass deben ser meticulosos, asegurando que todos los componentes contribuyan al peso total de manera efectiva sin necesidad de añadir peso artificialmente.

### 3.5 COMPORTAMIENTO EN CASO EXTREMO

En este proyecto no solo se pretende verificar la resistencia del chasis del carcass, sino también mejorar su dinámica, con el objetivo de optimizar la maniobrabilidad y la eficacia del vehículo. Para lograrlo, se llevará a cabo un análisis detallado de un modelo multicuerpo del vehículo bajo condiciones extremas de funcionamiento. Este análisis permitirá calcular las fuerzas que sufre el chasis en operación y evaluar si la estructura conserva su integridad o si, por el contrario, necesita mejoras en alguna de sus partes.



### 3.6 REQUISITOS TORSIONALES

En la ingeniería mecánica aplicada a vehículos de competición, uno de los primeros aspectos que se modifica es la rigidez del chasis. La rigidez es crucial para el comportamiento del vehículo, ya que una mayor rigidez garantiza una mayor eficacia y estabilidad, especialmente durante grandes aceleraciones o a altas velocidades. Por lo tanto, uno de los objetivos de este proyecto es calcular la rigidez del chasis y explorar posibles mejoras en este aspecto.

Además, dado que el chasis es una estructura que opera en movimiento, se realizará un análisis modal y un análisis de fatiga. Estos análisis son fundamentales para garantizar la integridad y durabilidad de la estructura en condiciones reales de funcionamiento, y para asegurar que no exista riesgo de resonancia, que podría comprometer la seguridad y el rendimiento del vehículo.

Estas especificaciones técnicas y requisitos de diseño garantizarán que el vehículo no solo cumpla las condiciones de impacto, sino que también cumpla con los estándares más exigentes de la competición.

## 4. ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN NO COMERCIAL

En este proceso se distinguen varias etapas; 1) se ha definido el modelo geométrico del chasis, 2) se han obtenido las fuerzas actuantes en el chasis, para lo que se ha seguido la normativa aplicable y se ha generado un modelo multicuerpo equivalente del vehículo, 3) se ha desarrollado un modelo de elementos finitos que permita obtener el comportamiento mecánico del chasis (análisis estáticos y dinámicos) y, por último, 4) se han analizado los resultados obtenidos.

### 4.1 DEFINICIÓN DEL MODELO GEOMÉTRICO

Para definir el chasis del carcass, se selecciona un punto de origen en el centro de la barra transversal inferior del arco central debido a la simetría longitudinal del chasis. A partir de este punto, se definen los ejes X, Y y Z, alineados con la longitud, el ancho y la altura del chasis, respectivamente.

Esto permite una representación cartesiana precisa de los puntos de unión en el chasis, estableciendo una base para crear la estructura alámbrica 3D en el modelo CAD. Luego, se medirán con un calibre los diámetros de cada tubo que conforma el chasis, con un espesor conocido de 2 mm, para completar la geometría de la estructura tubular (Ilustración 4).

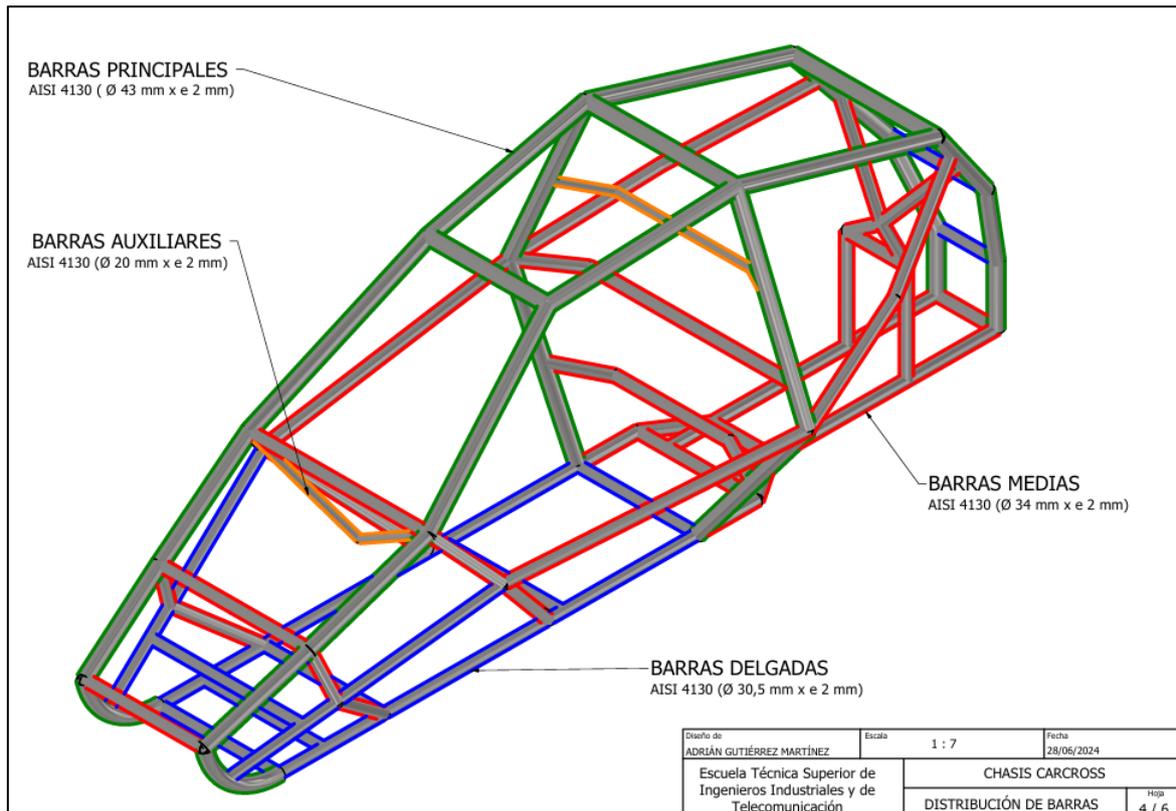


Ilustración 4: Plano del chasis con la distribución de barras

Con el objeto de obtener parámetros del vehículo completo para utilizarlos en el modelo dinámico, se incorporaron otros elementos con masa no despreciable del vehículo, como son el motor y el radiador, además del piloto. De esta forma al meter los elementos que aportan mayor masa e inercia al vehículo podemos calcular de una forma más aproximada el centro de gravedad del vehículo y su momento de inercia total (Ilustración 5).

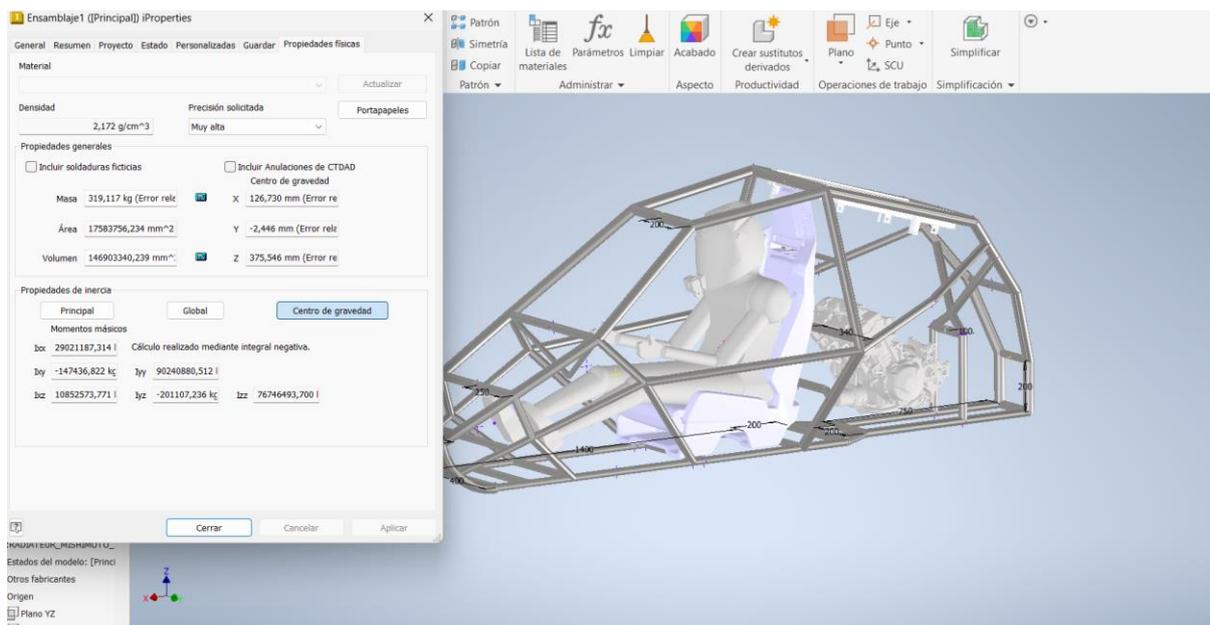


Ilustración 5: Ensamblaje y propiedades del conjunto



## 4.2 DEFINICIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN EL CHASIS

En lo que respecta a la definición de fuerzas se han definido varios casos de cargas para los distintos análisis. De forma que se analizará el comportamiento del chasis ante distintas situaciones de forma que no solo se comprobará su resistencia estructural, sino que también se valorarán sus características mecánicas.

### 4.2.1 CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA

Como se ha comentado en las especificaciones técnicas, el chasis debe cumplir con el 'Reglamento técnico 2012' del campeonato de España de autocross [1]. Por lo que el chasis deberá soportar las cargas expuestas a continuación y resumidas en la Tabla 1:

Caso A) 2 veces su peso lateralmente (2P).

Caso B) 6 veces su peso longitudinalmente en ambos sentidos (6P).

Caso C) 8 veces su peso verticalmente (8P).

Donde P es el peso mínimo del vehículo en condiciones de carrera y se deberá aumentar en 75 Kg.

Tabla 1: Casos de cargas según la 'Norma de la RFEDA'

Caso	Masa (kg)	Peso (N)	Carga total a aplicar P (N)	Longitud donde se aplica la carga (mm)	Fuerza utilizada en el modelo
A	450	4.500	2 x Peso = 9.000	Puntual	9.000 N
B (DEL)	450	4.500	6 x Peso = 27.000	400	67,5 N/mm
B (TRAS)	450	4.500	6 x Peso = 27.000	200 x 4 = 800	33,75 N/mm
C	450	4.500	8 x Peso = 36.000	500	4 /mm

Además, se han planteado dos casos adicionales de carga, como son el paso por curva y de torsión de chasis por una descompensación en la suspensión (badenes y socavones) en condiciones extremas de funcionamiento. Para ello ha sido necesario el desarrollo de un modelo multicuerpo semejante al vehículo con el que calcular las fuerzas aplicadas.

### 4.2.2 DEFINICIÓN DEL MODELO MULTICUERPO

Para la obtención del comportamiento estructural del chasis, inicialmente se han de obtener las fuerzas a las que está sometido el mismo. Para este análisis, tal y como se ha expuesto previamente, se ha realizado un modelo multicuerpo cinemática y dinámicamente equivalente, que es el mostrado en la Ilustración 6.

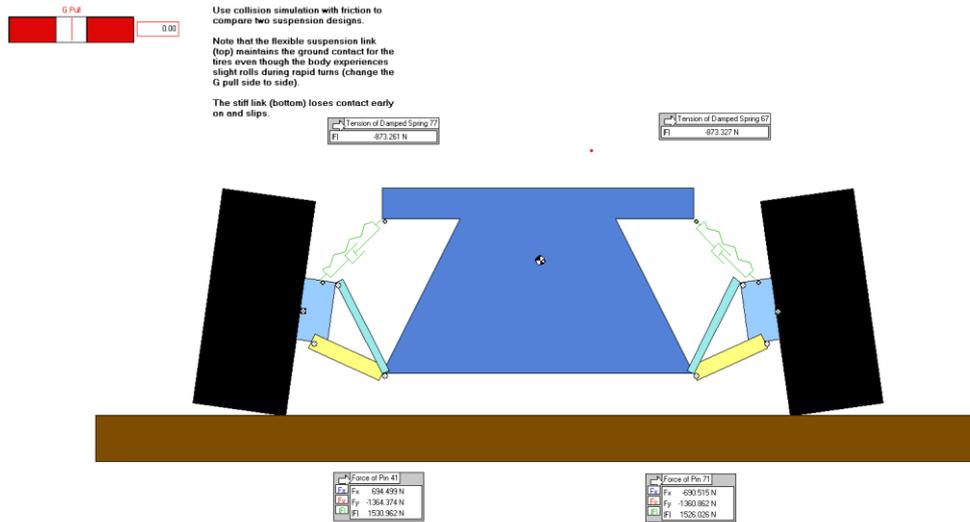


Ilustración 6: Modelo multicuerpo

Además, se han de introducir los valores de rigidez y amortiguamiento equivalente del sistema de suspensión, cuyos valores se han obtenido de catálogo. Se utilizan muelles Öhlins para suspensión TTX30 [2] con una constante elástica  $K=30 \text{ N/mm}$  y una longitud de 310 mm y un amortiguador con una constante de amortiguamiento  $C=2556 \text{ N s/m}$  [3].

Una vez realizado esto, se somete el modelo a una fuerza  $G$ , en este caso  $60G$ , en el centro de gravedad del vehículo, con la finalidad de calcular las fuerzas en los apoyos del chasis con los trapecios y las rótulas (Ilustración 7), cuyos valores se resumen en la Tabla 2.

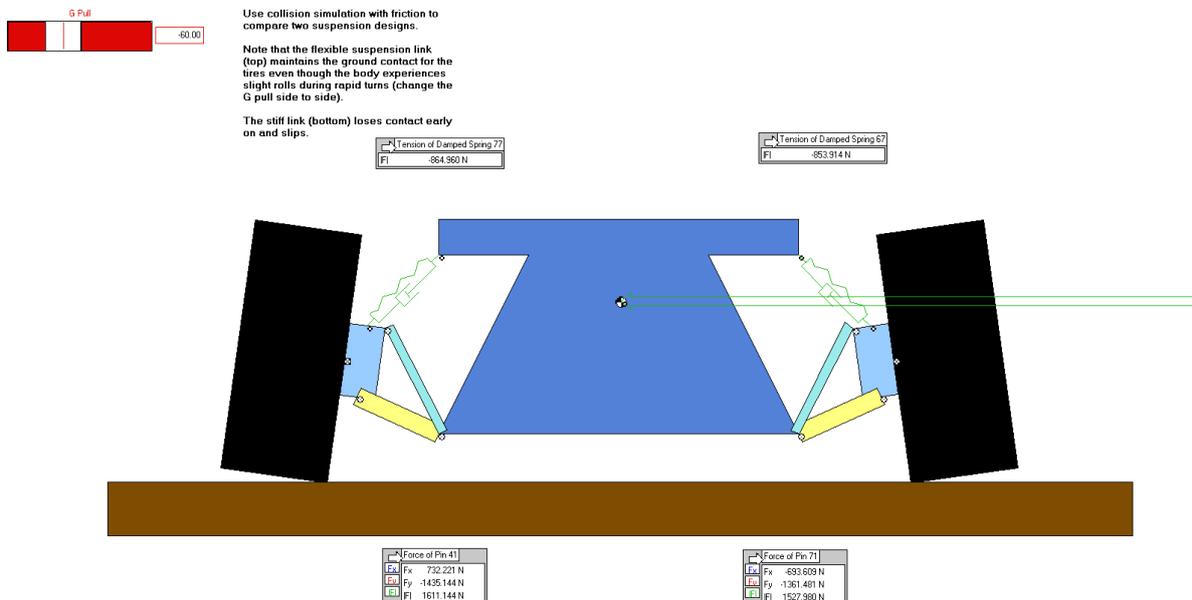


Ilustración 7: Análisis de fuerzas dinámicas (Izquierda)

Tabla 2: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo en paso por curva

	F. RÓTULA IZQUIERDA (N)	F. RÓTULA DERECHA (N)
FX	732,221	-693,609
FY	1.435,144	-1.361,481
IFI	1.611,144	1.527,980

Por otro lado, para calcular la resistencia a torsión del vehículo, se han aplicado momentos torsionales en puntos estratégicos del chasis. Esto se consiguió con dos fuerzas de 1000 N a cada lado del chasis de misma magnitud y sentidos contrarios en la dirección vertical, en un primer test en la parte trasera y en un segundo test en la parte delantera.

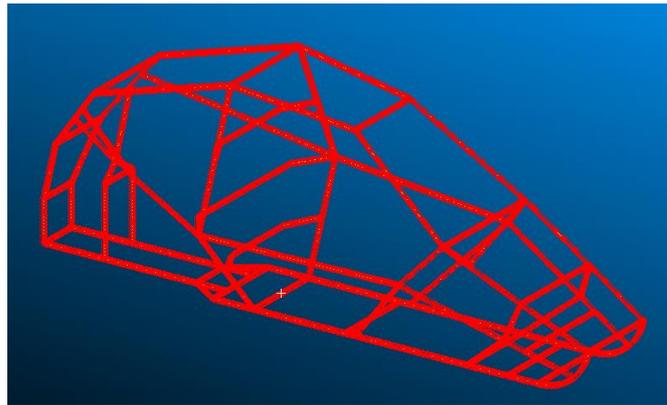
Para completar el estudio, se realizaron dos tipologías de tests dinámicos: el análisis modal del chasis y el estudio a fatiga del punto de máxima tensión obtenido en las pruebas de paso por curva y la de torsión del vehículo.

### 4.3 DEFINICIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A partir de las características geométricas obtenidas y con las fuerzas calculadas en los cinco escenarios de carga planteados, se introducen en el modelo de elementos finitos (MsC Nastran-Patran) para realizar el análisis estático. El modelo desarrollado del chasis es unidimensional (Ilustración 8 e Ilustración 9). En este, se han introducido los perfiles de cada barra además de las propiedades del material en el que están fabricadas, acero AISI 4130. De esta forma queda completamente definido el modelo real en el software.



Ilustración 8: Modelo geométrico 1D en MsC Nastran-Patran



*Ilustración 9: Mallado de elementos finitos del chasis con los nodos resaltados*

## 4.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

### 4.4.1 CASOS DE CARGA BAJO LA NORMATIVA [1]

Al evaluar los resultados según la normativa, lo cuales están resumidos en la Tabla 3, se observa que el chasis, aunque no está diseñado para producción en serie, presenta desplazamientos mucho menores que los máximos permitidos. Tiene menos rigidez frente a cargas laterales y frontales, pero las deformaciones siguen siendo muy bajas. Esto indica una gran rigidez general del chasis.

Este resultado sugiere que podría ser posible reducir el número de barras y modificar su orientación para disminuir el peso sin comprometer la rigidez. Sin embargo, en la competición automovilística, donde los vehículos operan en terrenos irregulares como barro y grava, la reducción de peso es menos crítica que en disciplinas centradas en la velocidad pura. Además, la masa del vehículo está muy cercana al límite inferior permitido por la normativa. Por lo que cualquier reducción de masa podría suponer tener que lastrarlo en competición.

*Tabla 3: Resultados de los casos bajo la normativa [1]*

	TENSIÓN MÁX (MPa)	LÍM. ELÁSTICO ACERO 1.7218 (MPa)	DEF. MÁX (mm)	LÍMITE DE DEF. MÁX (mm)	DEFORMACIÓN MÁX / LÍMITE
CASO A	22,4	435	9,1	50	18,2 %
CASO B DELANTERO	50,4	435	18,9	100	18,9 %
CASO B TRASERO	61,9	435	13,5	100	13,5 %
CASO C	62,8	435	6,02	50	12,04%



#### 4.4.2 CONDICIONES DE PASO POR CURVA

La tensión máxima obtenida en este caso está muy por debajo del límite elástico del material (Tabla 4):

Tabla 4: Resultados análisis estático bajo cargas dinámicas extremas

TENSIÓN MÁXIMA (MPa)	LÍMITE ELÁSTICO (MPa)	Tensión máxima con respecto al límite elástico (%)
61,4	435	14, 11 %

Estos resultados corroboran la gran resistencia estructural que presenta el chasis rechazando así cualquier propuesta de mejora respecto a esfuerzos sometidos a flexión longitudinal.

#### 4.4.3 ANÁLISIS DE TORSIÓN

Se realizó un análisis de torsión del chasis del carcass para evaluar su resistencia y rigidez torsional, comparándolo con estándares típicos de modelos comerciales. La rigidez torsional es crucial en el diseño de chasis tubulares, especialmente en automovilismo, donde se requieren estructuras robustas para enfrentar fuerzas dinámicas y condiciones extremas. Un alto nivel de rigidez torsional no solo mejora la maniobrabilidad y precisión del vehículo, sino que también asegura su seguridad y durabilidad. Los resultados obtenidos permitirán comparar el chasis con otros vehículos (Tabla 5).

Tabla 5: Rigidez del chasis

	ENSAYO DELANTERO	ENSAYO TRASERO
MOMENTO TORSOR TOTAL	400 Nm	200 Nm
GIRO MÁXIMO	$5,16 \cdot 10^{-3\circ}$	$4,4 \cdot 10^{-3\circ}$
RÍGIDEZ TORSIONAL EQUIVALENTE	77.519,38 Nm/°	45.454,54Nm/°



Las rigideces calculadas para ambos casos muestran una diferencia significativa. Sin embargo, ambas ilustraciones coinciden en que la parte central del chasis, donde está ubicado el habitáculo del piloto, es la menos rígida. A pesar de ello, no da pie a ninguna mejora ya que los valores de rigidez son muy altos si lo comparamos con otros vehículos:

El análisis de rigidez torsional del chasis del carcass reveló una rigidez superior a 30,000 Nm/º, comparable a la de monoplazas de alta competición. Esto confirma que el chasis es extremadamente rígido y bien equilibrado, sin necesidad de ajustes adicionales en términos de rigidez estructural. El diseño actual satisface las demandas de la competición, asegurando estabilidad, precisión y rendimiento óptimos.

#### 4.4.4 ANÁLISIS MODAL

Además del análisis estático, es crucial realizar un análisis modal para prevenir problemas de resonancia, ya que el chasis funcionará en condiciones dinámicas. Este análisis se lleva a cabo con el software MsC Nastran-Patran, usando el mismo modelo sin cargas ni restricciones, y midiendo las frecuencias en hercios (Hz). Los primeros seis modos, que representan vibraciones de sólido libre sin deformación, no se consideran en el cálculo (Tabla 6).

Tabla 6: Modos de sólido libre

MODOS DE SÓLIDO LIBRE						
Nº MODO	1	2	3	4	5	6
FREC. (Hz)	7,88e-4	6,378e-4	3,32e-4	2,64e-4	1,456e-4	4,09e-4

Se tomará como objeto de estudio los modos de vibración sin tener en cuenta el sólido libre (Tabla 7)

Tabla 7: Frecuencias naturales excluyendo modos de sólido libre en rad/s

FRECUENCIAS NATURALES SIN TENER EN CUENTA EL SOLIDO LIBRE									
Nº MODO	8	9	10	11	12	13	14	15	16
FREC. (rad/s)	424,5	450	574	637,5	640	780	786,4	828	840

Una vez identificadas las frecuencias naturales del chasis, es esencial determinar las posibles fuentes de vibración en el vehículo, principalmente los componentes rotativos debido a que



llevan de forma inherente desequilibrios. En el carcass, los dos principales generadores de este efecto son las ruedas y el motor.

Tomando como valor mínimo de velocidad lineal de 1 km/h y un máximo de 150 km/h, se obtienen las frecuencias de funcionamiento de las ruedas (Tabla 8).

Tabla 8: Velocidades angulares de las ruedas

	$w$ (rad/s)	Rango de frecuencias de los modos de vibración del sistema (rad/s)
Velocidad angular min ( $\omega_{min}$ )	1,216	396,71 – 840,05
Velocidad angular máx ( $\omega_{max}$ )	182,36	

Con respecto a las frecuencias de excitación producidas por el motor, el motor del carcass, un Suzuki GSX-R 750 cc de 2003 con 140 CV, opera entre 1,200 y 14,500 rpm. Siendo un motor de 4 cilindros, la frecuencia de encendido se calcula considerando que cada cilindro explota cada dos vueltas del cigüeñal. De esta manera se logra averiguar el rango de frecuencias en el que trabaja el motor (Tabla 9).

Tabla 9: Frecuencias de encendido del motor Suzuki GSXR 750 cc

	Frecuencia de encendido (rad/s)	Rango de frecuencias de los modos de vibración del sistema (rad/s)
Frecuencia mínima (ralentí)	6,366	396,71 – 840,05
Frecuencia máxima	76,92	

Si comparamos con las frecuencias de excitación y las naturales obtenidas en el análisis modal, se llega a la misma conclusión, no está previsto que el chasis entre en resonancia. Por lo que se puede garantizar con total seguridad que no existe riesgo ninguno de que la estructura tubular del chasis pueda colapsar o sufrir daños debido a este efecto.

#### 4.4.5 ANÁLISIS A FATIGA

Para evaluar la durabilidad del chasis bajo estrés repetido, se utiliza el análisis de fatiga, que determina cuántos ciclos de carga puede soportar la estructura basándose en el esfuerzo de un solo ciclo. Se elige el criterio de Soderberg para el análisis, ya que este utiliza la tensión media y la tensión alternante para evaluar si el material puede soportar ciclos infinitos de

tensión fluctuante. Este criterio es el más estricto y adecuado para aceros, ya que se basa en el límite elástico del material. A priori, basándose en los resultados de los análisis anteriores, no parece que se vayan a alcanzar unos resultados poco positivos en este análisis.

Se realiza también el ensayo a fatiga para el caso de condiciones extremas de funcionamiento en paso por curva y para el caso de torsión. Este análisis es fundamental para garantizar que el chasis pueda soportar las exigencias dinámicas y estáticas a las que estará sometido durante su uso en competición, asegurando tanto la integridad estructural como la seguridad del piloto.

A partir de la fórmula del criterio de Soderberg se calculan las tensiones  $\sigma_{min}$ ,  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$ ,  $S_{yt}$ ,  $S_e$  para el caso de paso por curva (Ilustración 10):

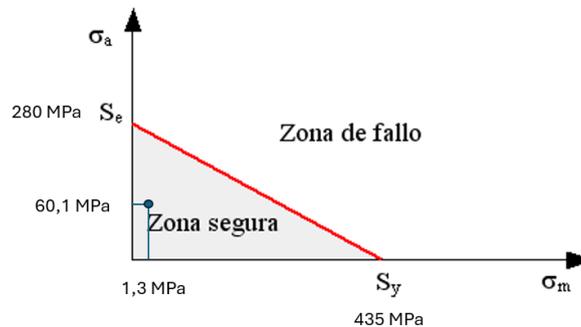


Ilustración 10: Criterio de Soderberg para el caso de paso por curva

Se obtiene una vida infinita con un coeficiente de seguridad (CS) igual a 6,99.

A partir de la fórmula del criterio de Soderberg se calculan nuevamente las tensiones  $\sigma_{min}$ ,  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$ ,  $S_{yt}$ ,  $S_e$  para el caso de torsión (Ilustración 11).

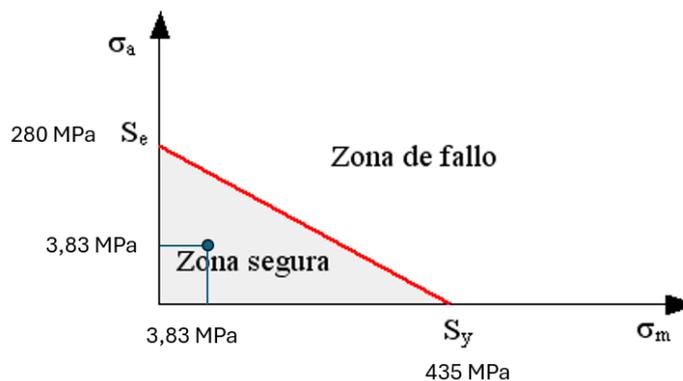


Ilustración 11: Criterio de Soderberg para el caso de torsión

Como era de esperar, se obtiene vida infinita del chasis con un CS igual 42. Se ha obtenido un CS elevado en el caso de torsión, reflejando la gran rigidez que tiene el chasis y garantizándose una durabilidad frente a los esfuerzos de torsión muy alta.

Además, el CS es superior al anterior caso, dado que era un análisis extremadamente desfavorable de paso por curva sometido a una fuerza de 60 G.

## 5. SINTESIS DE LOS RESULTADOS

En este trabajo se ha realizado un exhaustivo análisis mecánico-estructural del chasis del carcass (Ilustración 12), aplicando principios avanzados de ingeniería mecánica e ingeniería inversa. Utilizando un prototipo real fabricado en el taller, se implementaron técnicas de ingeniería inversa para evaluar las características del chasis y detectar posibles áreas de mejora y optimización.



*Ilustración 12: Carcass*

Los resultados obtenidos demostraron que el chasis ha superado ampliamente las expectativas iniciales. Se llevaron a cabo múltiples análisis para examinar sus características mecánicas y estructurales, con el objetivo de identificar cualquier potencial de mejora. Sin embargo, los resultados de estos análisis indicaron que el chasis posee cualidades excepcionales en términos de rigidez y estabilidad, lo que deja muy poco margen para mejoras significativas.

Una posible mejora identificada podría consistir en reducir el peso del chasis eliminando algunas barras o variando la orientación de otras, siempre y cuando no se comprometa la rigidez estructural. No obstante, este proceso requeriría una inversión considerable de tiempo y recursos, y el beneficio en términos de reducción de peso sería mínimo. Además, en el contexto de esta categoría del automovilismo, en la normativa [1], establece un peso mínimo sin el uso de lastres. Dado que el carcass analizado ya se encuentra muy cercano a este peso mínimo, cualquier intento de reducir más peso podría resultar en un incumplimiento de las regulaciones.



*Ilustración 13: Carcross en funcionamiento*

Este análisis resalta la importancia de la ingeniería mecánica en el diseño y mejora de chasis de competición. La rigidez y la estabilidad del chasis son esenciales para el rendimiento y la seguridad del vehículo. La aplicación de técnicas de ingeniería inversa ha permitido evaluar con precisión las capacidades del chasis y concluir que, en su estado actual, ofrece un equilibrio óptimo entre rigidez y peso. Este equilibrio cumple con los estándares de origen, 2012, más rigurosos de la competición automovilística sin necesidad de modificaciones adicionales.



## 6. PLANIFICACIÓN

En este apartado del proyecto, se han distinguido dos planificaciones. La primera corresponde al objetivo principal de este trabajo, que incluye el estudio y el análisis mecánico estructural del chasis del carcass. Esta fase abarca un período de nueve meses. (Tabla 10)

Tabla 10: Planificación del estudio y el análisis del chasis de carcass

ACTIVIDAD	INICIO	FINAL	DURACIÓN	MES								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
Planificación estudio y análisis	1	9	9	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Preparación del proyecto	1	1	1	■								
Reunión directiva	1	1	1	■								
Asignación del proyecto	1	1	1	■								
Diseño de parámetros geométricos	1	3	3	■	■	■						
Mediciones	1	1	1	■								
Elaboración modelo 3D	1	3	3	■	■	■						
Análisis mecánico estructural	1	7	7	■	■	■	■	■	■	■		
Planteamiento escenarios	1	3	3	■	■	■						
Análisis elementos finitos	2	7	6		■	■	■	■	■	■		
Elaboración de documentación	1	9	10	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Memoria	2	9	8		■	■	■	■	■	■	■	■
Anexos	1	5	5	■	■	■	■	■				
Planos	4	7	4				■	■	■			
Pliego de condiciones	7	9	3							■	■	■
Presupuesto	8	9	2								■	■



Como estudio complementario al realizado en este proyecto, se plantea la fabricación del chasis analizado. Aunque la fabricación no constituye uno de los objetivos del trabajo, se proyectado su planificación por si fuera de interés poner el diseño en el mercado, dado que ha demostrado buenos resultados en los análisis. Esta fase incluye cuatro meses dedicados a la fabricación del chasis (Tabla 11).

Tabla 11: Planificación de fabricación del chasis

ACTIVIDAD	INICIO	FINAL	DURACIÓN	SEMANAS															
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Fabricación de un nuevo chasis	1	9	9	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Preparación del proyecto	1	2	2	■	■														
Revisión de diseño	1	1	1	■															
Adquisición de materiales	2	2	1		■														
Preparación de taller	3	3	1			■													
Espacio, maquinaria y seguridad	3	3	1			■													
Fabricación del chasis	3	15	13			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Corte de tubos y preparación	3	6	4			■	■	■	■										
Soldadura y ensamblaje	7	10	4							■	■	■	■						
Inspección y ajustes	11	12	2											■	■				
Tratamiento de superficie	13	14	2													■	■		
Control de calidad	15	15	1															■	
Documentación y entrega	16	16	1																■
Tareas administrativas y entrega	16	16	1																■



## 7. PRESUPUESTO

En este apartado del proyecto, se han distinguido dos tipos de presupuesto. El primero, corresponde al objetivo principal de este trabajo, el estudio, el análisis y la realización del proyecto del chasis del carcass. El importe correspondiente a este es de **cinco mil ochocientos cincuenta y seis euros con cuarenta céntimos (5.856,40 €)**.

El segundo presupuesto se centrará únicamente en la fabricación nuevo del chasis basado del modelo analizado. Aunque no es el objetivo del trabajo, es importante tenerlo en cuenta, ya que debido a que el diseño no está disponible en el mercado y al haber mostrado resultados excepcionales, tiene un gran potencial para una posible futura producción. El importe total de la fabricación del chasis de carcass es de **ocho mil trescientos setenta y ocho euros con setenta céntimos (8.378,70 €)**.

## 8. REFERENCIAS

- [1] RFEDA, «REGLAMENTO TÉCNICO 2012,» 2012.
- [2] OHLINS, «<https://www.ohlins.eu>,» [En línea].
- [3] «Ejemplo de análisis de sistemas: La suspensión de una motocicleta,» 2009.
- [4] A. S. a. A. C. Enrico Sampo, «Chassis Torsional Stiffness: Analysis of the Influence on Vehicle Dynamics,» SAE International, 2010.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**

## ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	DEFINICIÓN DEL CHASIS EN INVENTOR .....	3
2.1	DEFINICIÓN GEOMÉTRICA .....	3
2.2	MODELO CAD .....	4
3.	DEFINICIÓN DEL MODELO MULTICUERPO .....	6
4.	DEFINICIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS .....	8
5.	DEFINICIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN EL CHASIS .....	9
5.1	CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA .....	9
5.1.1	CASO A (CARGA LATERAL APLICADA) .....	10
5.1.2	CASO B (CARGA LONGITUDINAL APLICADA) .....	11
5.1.3	CASO C (CARGA VERTICAL APLICADA) .....	12
5.2	CASO DE PASO POR CURVA (FLEXIÓN LONGITUDINAL + TORSIÓN) .....	12
5.3	CASO DE TORSIÓN DEL CHASIS .....	13
6.	ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES .....	15
6.1	CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA .....	15
6.1.1	CASO A (CARGA LATERAL APLICADA) .....	15
6.1.2	CASO B (CARGA LONGITUDINAL APLICADA) .....	16
6.1.3	CASO C (CARGA VERTICAL APLICADA) .....	18
6.2	CASO DE PASO POR CURVA (FLEXIÓN LONGITUDINAL + TORSIÓN) .....	19
6.3	CASO DE TORSIÓN DEL CHASIS .....	22
7.	ANÁLISIS MODAL .....	26
8.	ANÁLISIS A FATIGA .....	29
9.	CONCLUSIONES Y SÍNTESIS DE RESULTADOS .....	32
9.1	RESULTADOS EN LOS ENSAYOS SEGÚN LA NORMA DE LA RFEDA .....	32
9.2	RESULTADOS OBTENIDOS EN CONDICIONES EXTREMAS DE FUNCIONAMIENTO .....	34
9.3	RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE TORSIÓN .....	35
9.4	SÍNTESIS DE RESULTADOS Y EVALUACIÓN DE POSIBLES MEJORAS .....	36
10.	Referencias .....	38

## ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Carcross sobre el que se basa el proyecto .....	1
Ilustración 2: Chasis del carcass.....	1
Ilustración 3: Estructura alámbrica del chasis .....	3
Ilustración 4: Plano de la distribución de barras del chasis .....	4
Ilustración 5: Estructura tubular del chasis en Inventor .....	5
Ilustración 6: Propiedades del chasis .....	5
Ilustración 7: Ensamblaje y propiedades del conjunto .....	6
Ilustración 8: Modelo multicuerpo del conjunto.....	7
Ilustración 9: Modelos de muelles OHLINS para suspensiones TTX30 [2] .....	7
Ilustración 10: Estructura alámbrica en MsC Nastran-Patran .....	8
Ilustración 11: Modelo de elementos finitos con los nodos resaltados.....	9
Ilustración 12: Caso A (Carga lateral) .....	11
Ilustración 13: Caso B (Carga longitudinal delantera).....	11
Ilustración 14: Caso B (Carga longitudinal trasera) .....	12
Ilustración 15: Caso C (Carga vertical).....	12
Ilustración 16: Modelo multicuerpo en situación de curva .....	13
Ilustración 17: Caso bajo cargas dinámicas .....	13
Ilustración 18: Caso de torsión (carga trasera).....	14
Ilustración 19: Caso de rigidez torsional (carga delantera).....	14
Ilustración 20: Análisis de tensiones Caso A (Carga lateral) .....	15
Ilustración 21: Análisis de desplazamientos Caso A (Carga lateral) .....	16
Ilustración 22: Análisis de tensiones Caso B (Carga longitudinal delantera) .....	16
Ilustración 23: Análisis de desplazamientos Caso B (Carga longitudinal delantera) .....	17
Ilustración 24: Análisis de tensiones Caso B (Carga longitudinal trasera) .....	17
Ilustración 25: Análisis de desplazamientos Caso B (Carga longitudinal trasera).....	18
Ilustración 26: Análisis de tensiones Caso C.....	18
Ilustración 27: Análisis de desplazamientos Caso C .....	19
Ilustración 28: Modelo multicuerpo.....	19
Ilustración 29: Análisis de fuerzas dinámicas (Izquierda) .....	20
Ilustración 30: Análisis de fuerzas dinámicas (Derecha) .....	20
Ilustración 31: Análisis de tensiones producidas por las fuerzas dinámicas .....	21
Ilustración 32: Análisis de desplazamientos producidas por las fuerzas dinámicas.....	22
Ilustración 33: Análisis de tensiones (Momento torsor delantero).....	22
Ilustración 34: Análisis de desplazamientos (Momento torsor delantero) .....	23
Ilustración 35: Análisis de giros (Momento torsor delantero) .....	23
Ilustración 36: Análisis de tensiones (Momento torsor trasero) .....	24
Ilustración 37: Análisis de desplazamientos (Momento torsor trasero) .....	24
Ilustración 38: Análisis de giros (Momento torsor trasero).....	24
Ilustración 39: Análisis bajo condiciones en reposo extremas .....	29
Ilustración 40: Criterio de Soderberg en paso por curva.....	30
Ilustración 41: Caso de torsión (carga trasera).....	31
Ilustración 42: Criterio de Soderberg en el caso de torsión .....	32



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Casos de cargas según la 'Norma de la RFEDA' .....	10
Tabla 2: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo .....	21
Tabla 3: Modos del sólido libre.....	26
Tabla 4: Modos sin tener en cuenta los de sólido libre .....	26
Tabla 5: Frecuencias naturales del chasis .....	27
Tabla 6: Frecuencias de encendido del motor.....	28
Tabla 7: Tensiones en el caso de paso por curva .....	30
Tabla 8: Límites del criterio de Soderberg.....	30
Tabla 9: Tensiones en caso de torsión.....	31
Tabla 10: Resultados del análisis según la Norma de la RFEDA [1] .....	33
Tabla 11: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo .....	34
Tabla 12: Resultado del análisis estático de las fuerzas calculadas con el modelo multicuerpo .....	34
Tabla 13: Rigidez del chasis .....	35
Tabla 14: Rigidez de chasis de los distintos tipos de vehículos según SAE International [5]	36

# 1. INTRODUCCIÓN

En este anexo se detallan los cálculos realizados en el análisis mecánico y estructural del chasis tubular de un carcross (Ilustración 1). Para llevar a cabo este análisis exhaustivo, se ha seguido un riguroso proceso que involucra varias etapas clave, descritas a continuación:



*Ilustración 1: Carcoss sobre el que se basa el proyecto*

En primer lugar, se han tomado medidas detalladas del chasis vehículo físico (Ilustración 2) para asegurar una representación precisa. Estas medidas han permitido elaborar un modelo CAD del chasis, el cual ha servido para calcular parámetros de interés como la inercia, la masa y el centro de gravedad del chasis.



*Ilustración 2: Chasis del carcross*



Con el modelo CAD, se ha procedido a introducir una versión simplificada del chasis en el software MsC Nastran-Patran. Este modelo ha sido sometido a las fuerzas especificadas por la normativa de la RFEDA [1] (Real Federación Española de Automovilismo) y otros casos considerados relevantes, como el análisis torsional y a flexión longitudinal del chasis. Estos análisis han permitido evaluar el comportamiento del chasis bajo condiciones de funcionamiento normativas y críticas.

Posteriormente, se ha desarrollado un modelo simplificado y cinemática y dinámicamente equivalente, en el software Working Model. Este modelo ha sido utilizado para realizar un análisis dinámico, simulando fuerzas de gran magnitud que podrían actuar sobre el chasis en situaciones muy desfavorables. Las fuerzas obtenidas de este análisis dinámico se han reintegrado en un análisis estático en MsC Nastran-Patran, permitiendo comprobar la resistencia mecánica del chasis sometido a dichas condiciones.

El objetivo final de estos cálculos y análisis es evaluar la necesidad de posibles modificaciones en el chasis para mejorar su estructura. A través de este proceso se busca garantizar que el chasis no solo cumpla con las normativas, sino que también ofrezca un buen rendimiento y sea seguro en todas las condiciones de uso previstas.

Este anexo presenta un análisis de cada etapa del proceso, los métodos de cálculo aplicados y los resultados obtenidos. La valoración de estos últimos permitirá evaluar unas posibles recomendaciones de mejora estructural del chasis.



procedimiento detallado permite obtener una representación cartesiana precisa de los puntos de unión en el chasis del carcass, proporcionando una base sólida para la definición de la estructura alámbrica 3D que definirá el chasis en modelo CAD.

Finalmente, se tomarán con el calibre las medidas de los diámetros de cada tubo que conforman el chasis y sabiendo que cada uno de ellos tiene un espesor de 2 mm podremos conformar con todos estos datos más tarde la geometría completa de la estructura tubular (Ilustración 4).

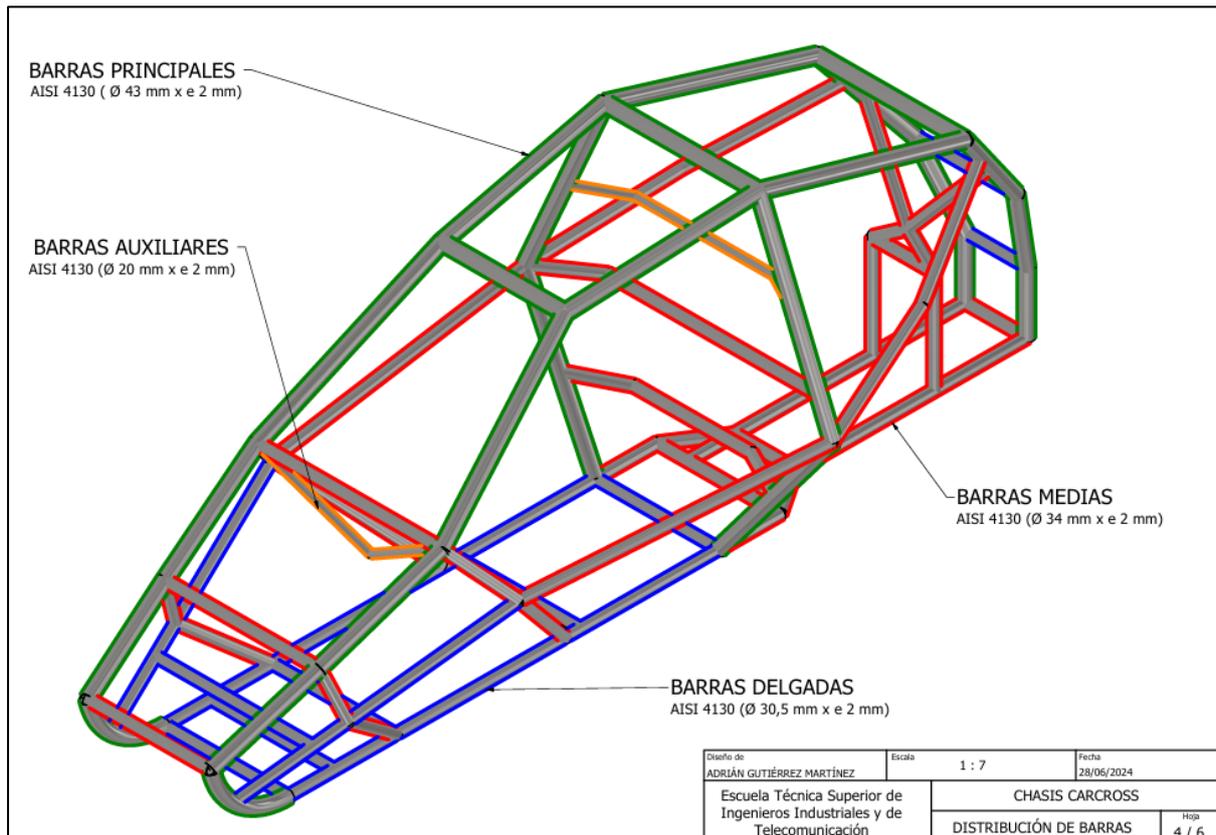


Ilustración 4: Plano de la distribución de barras del chasis

## 2.2 MODELO CAD

Para definir el modelo CAD del chasis del carcass en la herramienta Autodesk Inventor se han empleado las posiciones cartesianas de los puntos del chasis real tomadas previamente.

En la Ilustración 5, se muestran el modelo geométrico del chasis de carcass analizado, en el que se pueden apreciar las principales medidas de este.

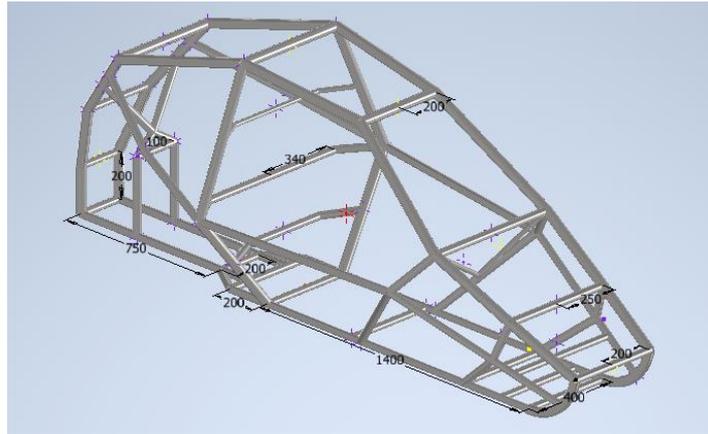


Ilustración 5: Estructura tubular del chasis en Inventor

Utilizando una de las “toolboxes” del programa se han obtenido parámetros necesarios para análisis posteriores como son, la masa total, localización del centro de gravedad, así como la inercia en los diferentes ejes del sistema, tal y como se muestra en la Ilustración 6.

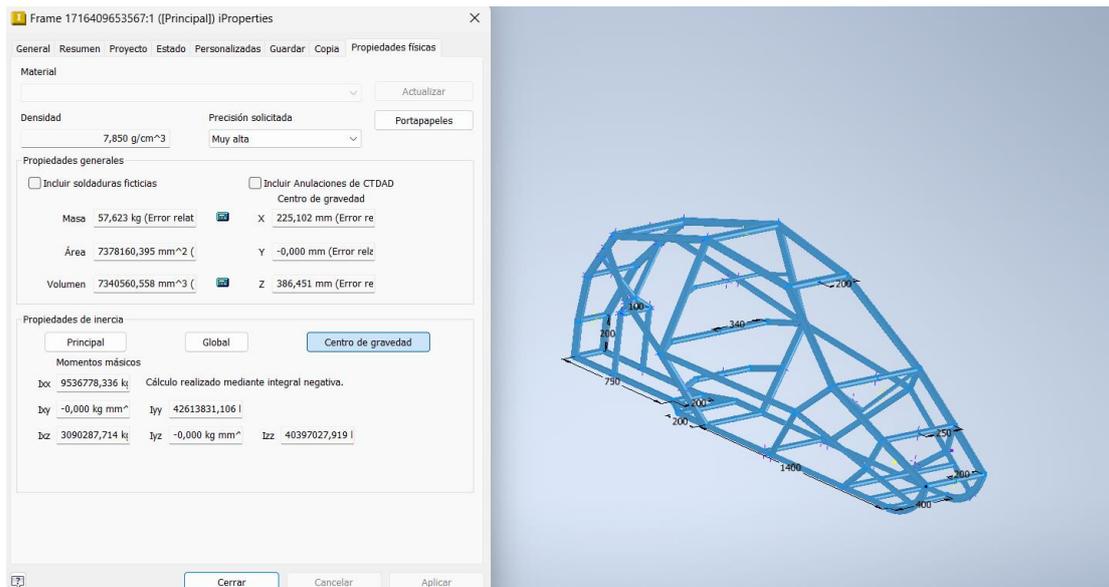


Ilustración 6: Propiedades del chasis

Con el objeto de obtener parámetros del vehículo completo para utilizarlos en el modelo dinámico, se incorporaron otros elementos con masa no despreciable del vehículo, como son el motor y el radiador, además del piloto. De esta forma al meter los elementos que aportan mayor masa e inercia al vehículo podemos calcular de una forma más aproximada el centro de gravedad del vehículo y su momento de inercia total (Ilustración 7).

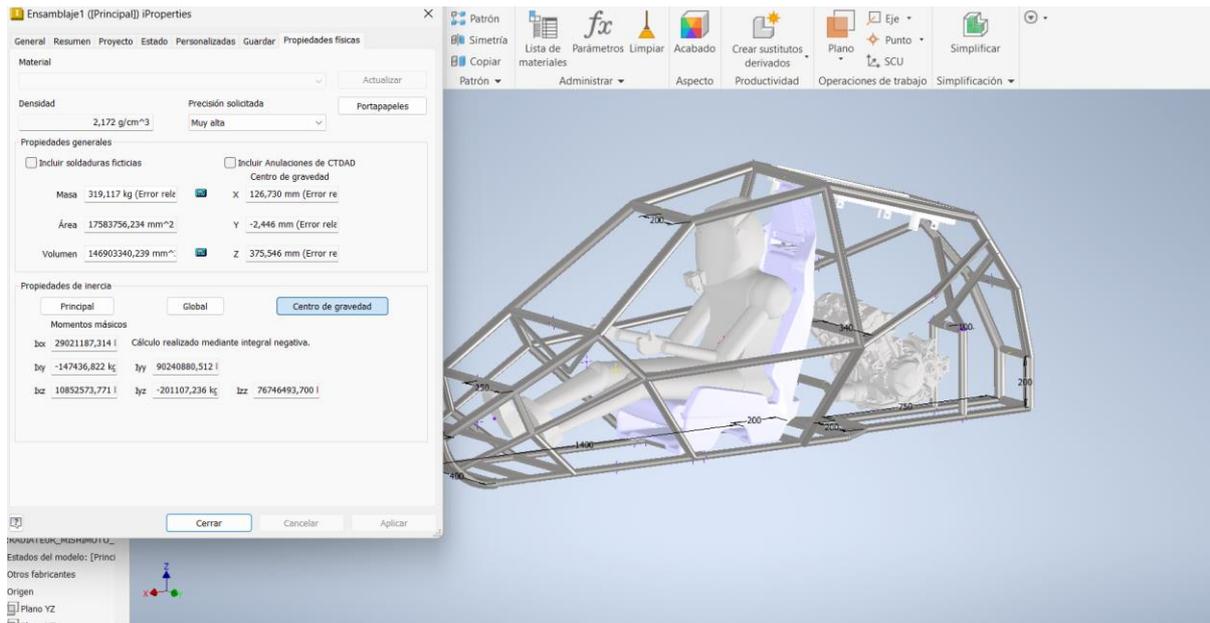


Ilustración 7: Ensamblaje y propiedades del conjunto

Finalmente, se realiza una revisión completa del ensamblaje para verificar la integridad y precisión del modelo digital del chasis. Este proceso garantiza que el modelo CAD del chasis del carcass sea fiel a las dimensiones y geometría reales del chasis.

### 3. DEFINICIÓN DEL MODELO MULTICUERPO

Una vez calculados el momento de inercia y el centro de gravedad, se procede a crear un modelo multicuerpo en Working Model que representa el chasis del carcass de manera que sea equivalente cinemática y dinámicamente (misma distancia entre pares cinemáticos, misma masa, mismo c.d.g, mismo momento de inercia desde puntos equivalentes), integrando también el sistema de amortiguación/suspensión. Este modelo simplificado es fundamental para simular cómo el chasis y sus componentes responden a casos extremos de funcionamiento, concretamente en el paso por curva ante fuerzas G aplicadas sobre su centro de gravedad (Ilustración 8)

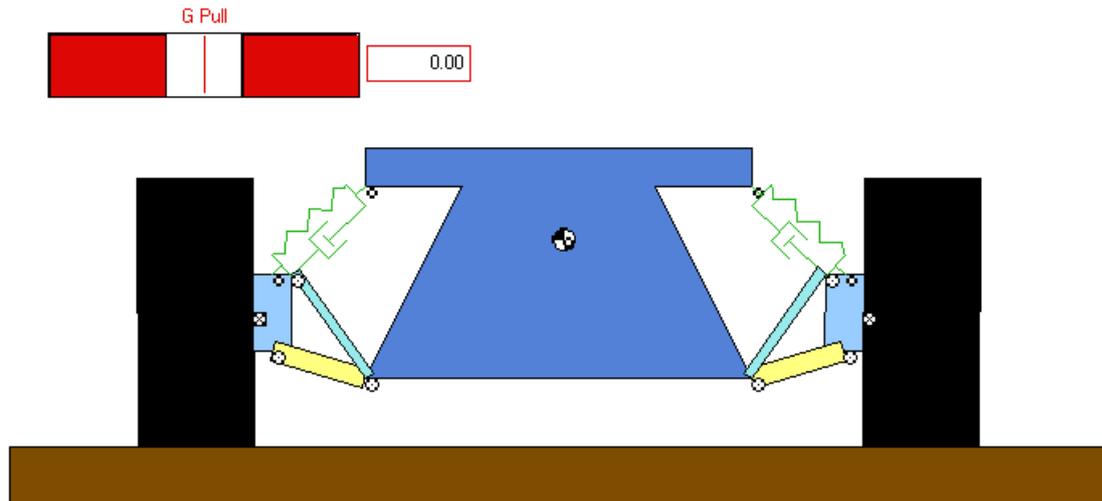


Ilustración 8: Modelo multicuerpo del conjunto

Además, se han de introducir los valores de rigidez y amortiguamiento equivalente del sistema de suspensión, cuyos valores se han obtenido de catálogo (Ilustración 9).

SPRING RATE (N/mm)	FREE LENGTH (mm)	MAX DEFLECTION (mm)	PART NO
10	280	165	00281-74
12	280	170	00281-75
14	280	170	00281-76
16	280	175	00281-77
18	280	180,5	00281-78
20	285	168	00281-45
22	290	166	00281-46
24	295	165	00281-47
26	300	166	00281-48
28	300	166	00281-49
30	310	167	00281-51
32	310	176,2	00281-52
35	290	172	00281-79
40	280	180,5	00281-80

Ilustración 9: Modelos de muelles ÖHLINS para suspensiones TTX30 [2]

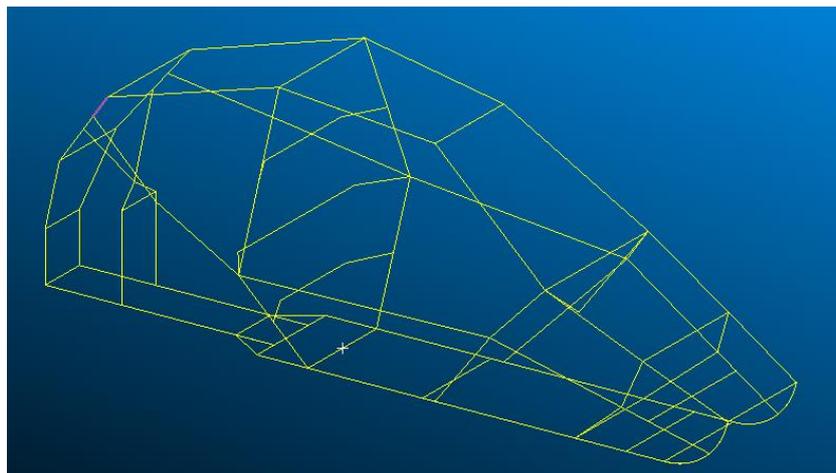
Se utilizan muelles Öhlins para suspensión TTX30 [2] con una constante elástica  $K=30$  N/mm y una longitud de 310 mm y un amortiguador con una constante de amortiguamiento  $C=2556$  N s/m obtenido del documento 'Ejemplo de análisis de sistemas: La suspensión de una motocicleta' [3], donde se obtienen los parámetros de la suspensión de una moto deportiva como es la Honda CBR 600, la cual podría equipar perfectamente un sistema de suspensión como el de Öhlins.

Durante la simulación, se aplica una fuerza G sobre el centro de gravedad del modelo. Esta fuerza G simula condiciones extremas de funcionamiento, como las experimentadas en curvas cerradas o en terrenos irregulares. El objetivo principal es medir las fuerzas en los puntos inferiores del chasis, que son los más solicitados cuando las fuerzas G alcanzan su máximo, ya que son los puntos de unión entre ruedas y chasis. Estos puntos son críticos porque soportan la carga principal antes de que los amortiguadores actúen completamente.

La simulación permite analizar cómo el chasis responde bajo estas condiciones extremas. Se registran y analizan las fuerzas máximas en los puntos críticos del chasis, lo que proporciona la información para evaluar el comportamiento de la estructura previo a que la amortiguación cobre mayor relevancia en el sistema. Este análisis permitirá calcular las fuerzas que posteriormente ayudarán a detectar las zonas menos rígidas de la estructura tubular.

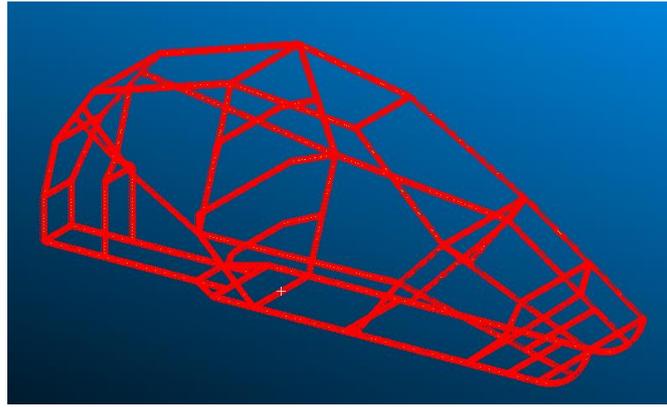
## 4. DEFINICION DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para definir el modelo del chasis en elementos finitos se utilizó la versión estudiante del software MsC Nastran-Patran. Inicialmente se creó la geometría del sistema mediante las coordenadas cartesianas de los puntos de unión del chasis obtenidas en Autodesk Inventor (Ilustración 10). Estas coordenadas se utilizan para crear líneas que conectan estos puntos, formando la estructura inicial del chasis. Cada línea recibe un perfil correspondiente basado en las mediciones de diámetro de los tubos y espesor, previamente obtenidas con un calibre.



*Ilustración 10: Estructura alámbrica en MsC Nastran-Patran*

Una vez definidos los perfiles de los tubos, se procede a generar la malla de elementos finitos en MsC Nastran-Patran de forma que permita realizar el análisis estructural detallado del chasis. Se definen y se generan varios casos de cargas para calcular el comportamiento del chasis en cada uno de ellos (Ilustración 11)



*Ilustración 11: Modelo de elementos finitos con los nodos resaltados*

La interpretación de los resultados obtenidos permite obtener conclusiones sobre la rigidez estructural del chasis y su capacidad para soportar las cargas solicitadas. Además, estos resultados, mostrarán cuál es la parte del chasis dónde más se concentran los esfuerzos y se producen mayores deformaciones lo que podría sugerir algún tipo de mejora del modelo.

## **5. DEFINICIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN EL CHASIS**

En lo que respecta a la definición de fuerzas se han definido varios casos de cargas para los distintos análisis. De forma que se analizará el comportamiento del chasis ante distintas situaciones de forma que no solo se comprobará su resistencia estructural, sino que también se valorarán sus características mecánicas.

### **5.1 CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA**

Este caso se basa en el 'Reglamento técnico 2012' del campeonato de España de autocross [1]. En este documento se plantean cuatro casos particulares de carga, sin embargo, este modelo en concreto presenta una simetría longitudinal por lo que el caso de carga que se debería realizar por ambas partes, con el análisis únicamente de una parte sería suficiente. El total de casos de carga por tanto serían:

Caso A) 2 veces su peso lateralmente (2P).

Caso B) 6 veces su peso longitudinalmente en ambos sentidos (6P).

Caso C) 8 veces su peso verticalmente (8P).

En dicho estudio, deberá tenerse en cuenta que P se deberá aumentar en 75 Kg Siendo P el peso mínimo del vehículo en condiciones de carrera.

En la totalidad de la estructura no se debe producir rotura, ni deformación plástica superior a los siguientes valores en función de las solicitaciones de carga:



Caso A) 50 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

Caso B) 100 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

Caso C) 50 mm, medidos bajo carga, a lo largo del eje de aplicación de la carga.

En este caso de cargas al ser tan elevadas en orden de magnitud se busca asegurar a resistencia estructural del chasis ante una situación de impacto o choque asegurando así la integridad de los pilotos en caso de accidente.

El chasis objeto de análisis, junto con el piloto, motor, baquet y radiador pesa unos 320 kg, siendo prácticamente la totalidad de la masa del vehículo. Según la norma, el peso mínimo son 310 kg, sin líquidos y sin piloto al cual considera de unos 75 kg de media. Para el análisis se tomará un valor de 450 kg de masa con piloto para estar del lado de la seguridad.

En la Tabla 1 se muestra un resumen de los casos de cargas que debe soportar el chasis objeto de estudio, según la Norma de la RFEDA [1], considerando que la masa total es de 450 kg.

Tabla 1: Casos de cargas según la 'Norma de la RFEDA'

Caso	Masa (kg)	Peso (N)	Carga total a aplicar P (N)	Longitud donde se aplica la carga (mm)	Fuerza utilizada en el modelo
A	450	4.500	2 x Peso = 9.000	Puntual	9.000 N
B (DEL)	450	4.500	6 x Peso = 27.000	400	67,5 N/mm
B (TRAS)	450	4.500	6 x Peso = 27.000	200 x 4 = 800	33,75 N/mm
C	450	4.500	8 x Peso = 36.000	500	72 N/mm

### 5.1.1 CASO A (CARGA LATERAL APLICADA)

Este caso simula un impacto lateral. La fuerza de 9.000 N es aplicada en la dirección transversal y se localiza en el lateral del chasis, concretamente en el punto más alejado, a su vez, se restringe en el punto lateral opuesto (Ilustración 12). En este caso se espera una compresión transversal.

Este análisis habría que realizarle en ambos sentidos, aunque, debido a la simetría que presenta el chasis, sería el mismo análisis. Tanto en este, como en el resto de los casos, se tiene en cuenta el peso propio de la estructura.

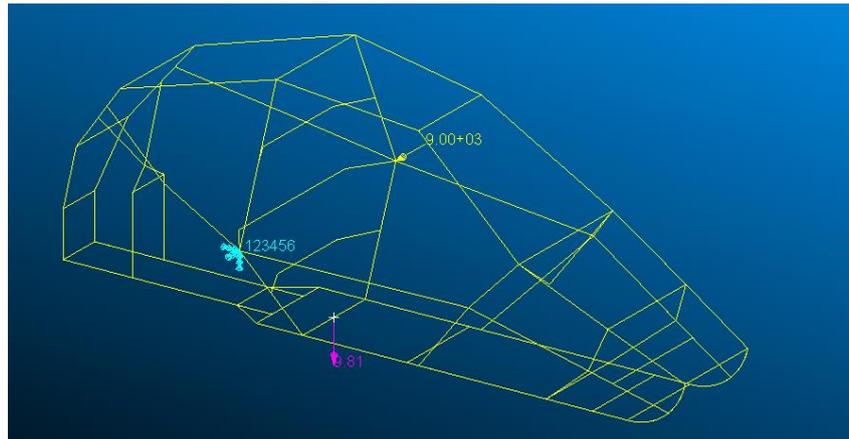


Ilustración 12: Caso A (Carga lateral)

### 5.1.2 CASO B (CARGA LONGITUDINAL APLICADA)

- Carga aplicada en la parte delantera

Este caso simula un impacto frontal. La carga de 27.000 N se reparte a lo largo de la barra transversal delantera, mientras que la parte trasera del chasis queda empotrada (Ilustración 13). En este caso se espera una compresión longitudinal.

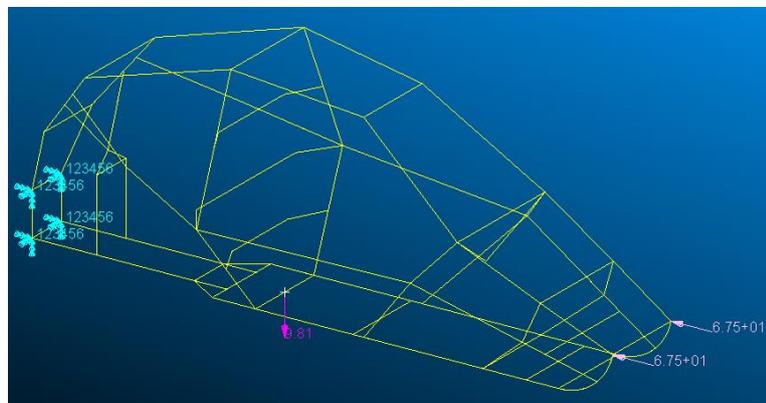


Ilustración 13: Caso B (Carga longitudinal delantera)

- Carga aplicada en la parte trasera

Este caso simula una colisión por alcance o “por detrás”. La carga de 27.000 N se reparte uniformemente en la parte más trasera de la estructura tubular y se empotra la barra colocada en la parte frontal del chasis (Ilustración 14). En este caso también se espera una compresión longitudinal.

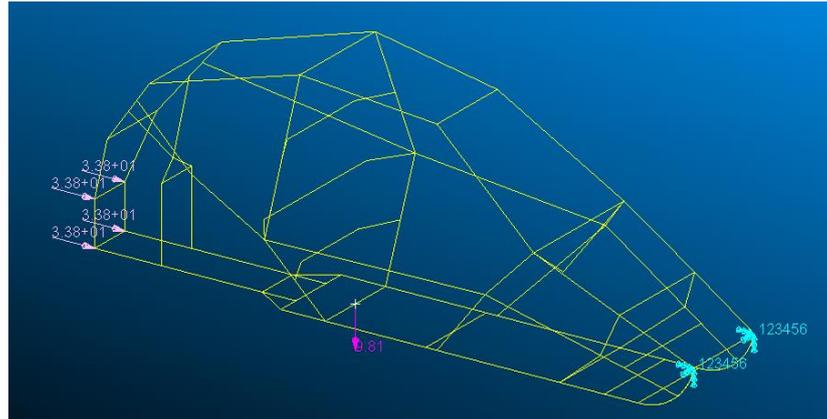


Ilustración 14: Caso B (Carga longitudinal trasera)

### 5.1.3 CASO C (CARGA VERTICAL APLICADA)

Este caso simula un vuelco del vehículo y caída desde cierta altura. La carga de 36.000 N se reparte a lo largo de la barra cruzada más alta de la estructura y se empotra la base del chasis (Ilustración 15). En este caso se espera una compresión vertical de la estructura.

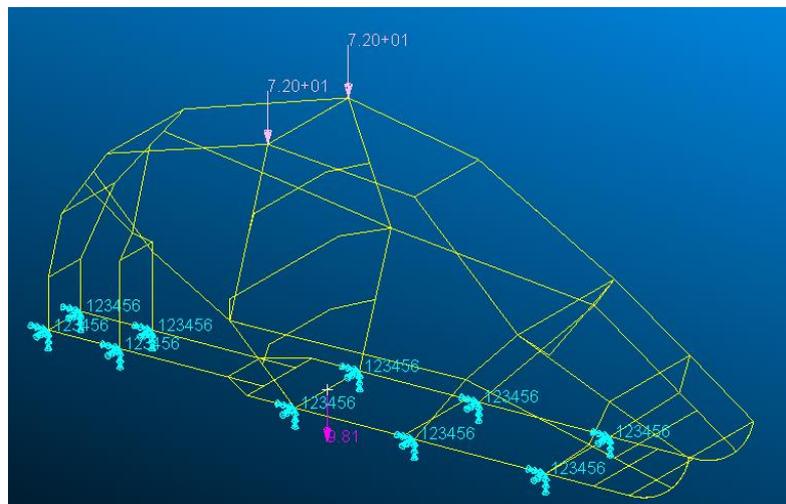


Ilustración 15: Caso C (Carga vertical)

## 5.2 CASO DE PASO POR CURVA (FLEXIÓN LONGITUDINAL + TORSIÓN)

En este caso se introducirán en el modelo las cargas obtenidas tras el análisis del modelo multicuerpo sometido a una gran fuerza G. Estas fuerzas se calcularon en los anclajes de los

trapecios al chasis donde el peso del vehículo se suma a la fuerza G simulando así una situación de curva muy exagerada y desfavorable para el vehículo (Ilustración 16).

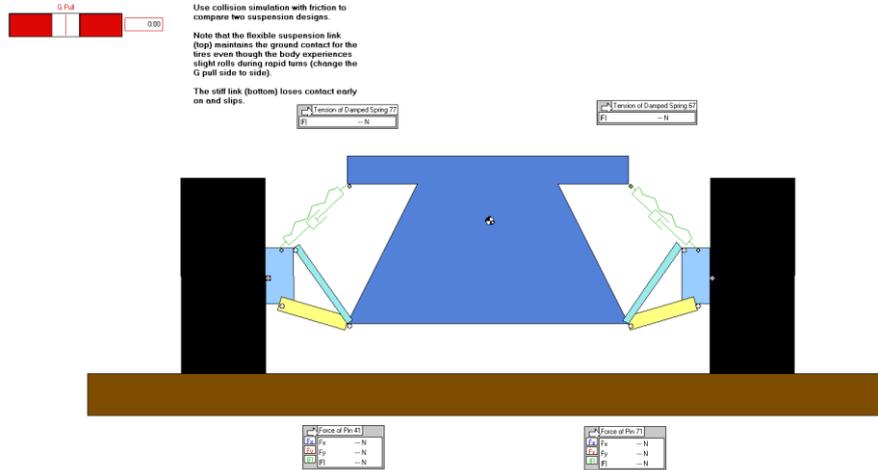


Ilustración 16: Modelo multicuerpo en situación de curva

Estas fuerzas son las introducidas en magnitud y dirección en el modelo de elementos finitos, con el fin de averiguar si soporta mecánicamente dichas fuerzas y, además, localizar cuál es la parte menos rígida del chasis de cara al funcionamiento normal (Ilustración 17). Para ello, se empotrará la parte frontal del chasis.

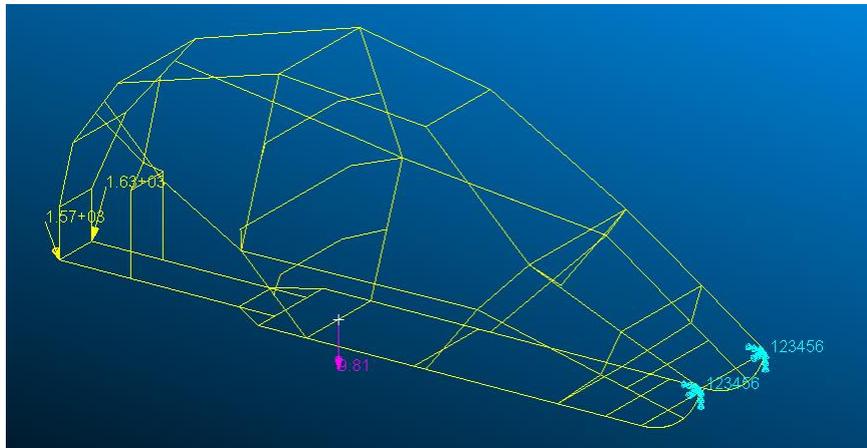
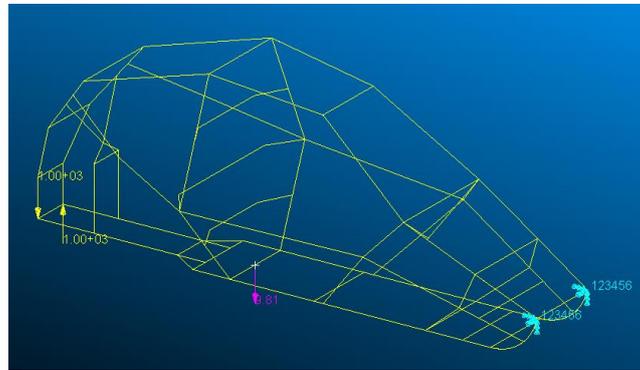


Ilustración 17: Caso bajo cargas dinámicas

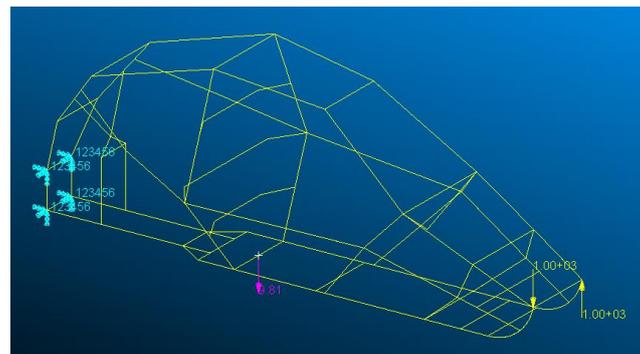
### 5.3 CASO DE TORSIÓN DEL CHASIS

En este caso se pretende analizar la capacidad del chasis para resistir esfuerzos torsionales. Para ello se van a aplicar fuerzas opuestas en sus extremos, con el objeto de obtener un momento torsor que “retuerza” el chasis (Ilustración 18). Es fundamental para la estabilidad y manejo del vehículo, especialmente en curvas y terrenos irregulares.

Para calcular la resistencia a torsión del vehículo, se han realizado análisis específicos en el modelo de elemento finitos, aplicando momentos torsionales en puntos estratégicos del chasis. Esto se consiguió con dos fuerzas a cada lado del chasis de misma magnitud y sentidos contrarios ascendentes, en un primer test en la parte trasera (Ilustración 18) y en un segundo test en la parte delantera (Ilustración 19).



*Ilustración 18: Caso de torsión (carga trasera)*



*Ilustración 19: Caso de rigidez torsional (carga delantera)*

Además de los cálculos resistentes, los resultados del análisis revelan las deformaciones torsionales del chasis y permiten calcular la rigidez torsional del sistema. Esta se determina comparando el momento torsional aplicado con el ángulo de torsión resultante. De esta forma se pueden comparar los resultados con otro tipo de monoplazas para valorar el comportamiento del chasis o, por el contrario, se podría, si es necesario, realizar ajustes en el diseño para mejorar la rigidez, como aumentar la sección transversal de los miembros estructurales o agregar refuerzos adicionales.

## 6. ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES

El análisis de tensiones y deformaciones en el chasis de un carcass es fundamental para evaluar su resistencia estructural y su comportamiento bajo cargas operativas. Este proceso implica utilizar técnicas avanzadas de modelado y simulación para prever cómo responderá el chasis en condiciones reales de funcionamiento.

Durante el análisis, se aplican cargas específicas al modelo del chasis, como fuerzas, momentos y presiones, simulando diversas situaciones de conducción y terreno. Utilizando software de análisis por elementos finitos, como MsC Nastran/Patran, se generan modelos detallados que dividen el chasis en elementos discretos para calcular las tensiones y deformaciones en cada parte de este.

### 6.1 CASOS ESTÁTICOS SEGÚN LA NORMATIVA RFEDA

En estos casos, el análisis se enfocará principalmente en el análisis de las deformaciones, dado que la Normativa de la RFEDA [1] fija únicamente umbrales de desplazamiento máximo que puede existir en el chasis cuando se encuentra sometido a las cargas exigidas. En otras palabras, el criterio de fallo es mediante deformaciones y no tensiones, aunque se comprobarán.

#### 6.1.1 CASO A (CARGA LATERAL APLICADA)

En este caso, tras someter el chasis a una carga puntual lateral se dan unos valores máximos de 22,4 MPa de tensión axial (Ilustración 20).

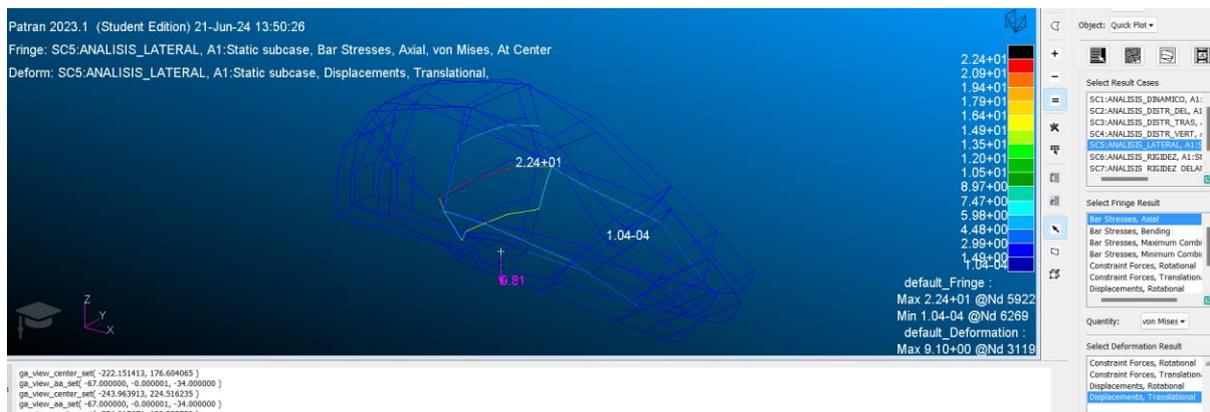


Ilustración 20: Análisis de tensiones Caso A (Carga lateral)

Estos esfuerzos producen las deformaciones mostradas en la Ilustración 21.

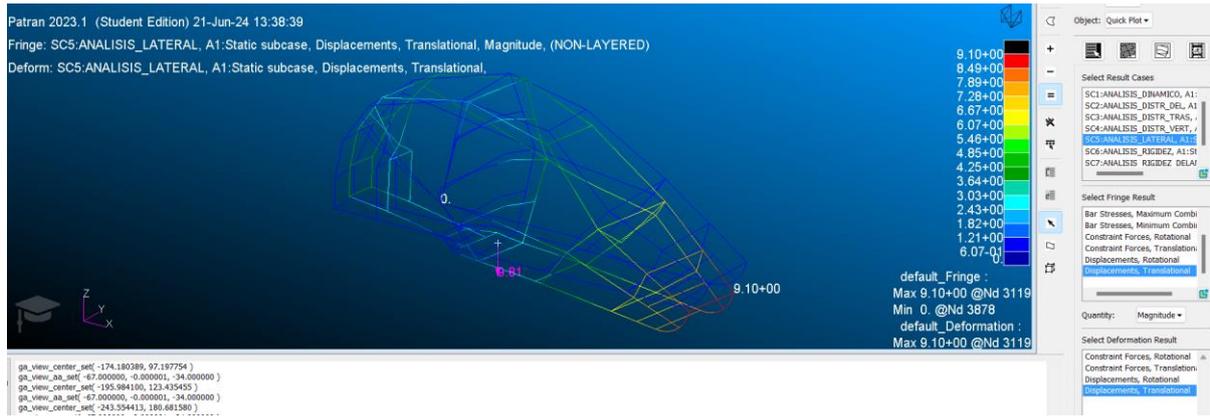


Ilustración 21: Análisis de desplazamientos Caso A (Carga lateral)

La carga y las restricciones aplicadas en el modelo consiguen que se genere un giro del chasis con centro en el punto de empotramiento. Todo esto lleva a que exista un desplazamiento máximo en el punto más alejado del centro de giro de la estructura tubular siendo este de 9,1 mm.

### 6.1.2 CASO B (CARGA LONGITUDINAL APLICADA)

- Carga aplicada en la parte delantera

En esta circunstancia, el resultado obtenido de la tensión máxima ha sido de 50,4 MPa. Este esfuerzo está localizado en la parte inferior del chasis (Ilustración 22).

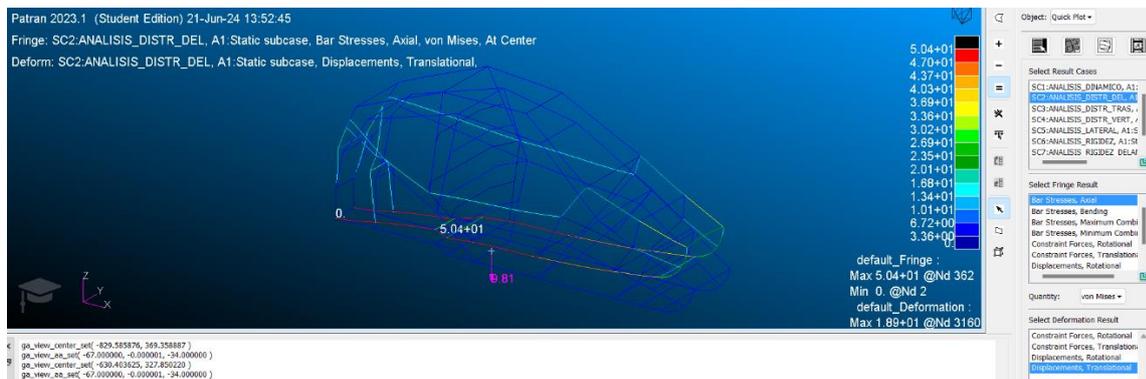


Ilustración 22: Análisis de tensiones Caso B (Carga longitudinal delantera)

Las deformaciones que experimenta el chasis ante esta carga son las mostradas en la ilustración 23.



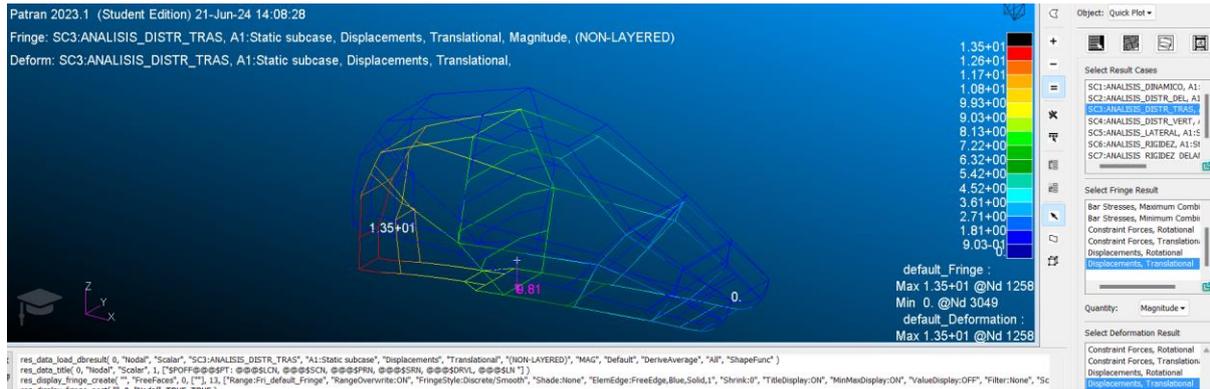


Ilustración 25: Análisis de desplazamientos Caso B (Carga longitudinal trasera)

Nuevamente los desplazamientos máximos se encuentran en la zona donde se aplica la carga obteniendo un valor de desplazamiento máximo de 13,5 mm.

### 6.1.3 CASO C (CARGA VERTICAL APLICADA)

Al aplicar la carga vertical, los esfuerzos máximos se encuentran en el arco principal del chasis, con un valor máximo de 62,8 MPa (Ilustración 26).



Ilustración 26: Análisis de tensiones Caso C

Por otra parte, los desplazamientos en estas circunstancias son los mostrados en la ilustración 27.

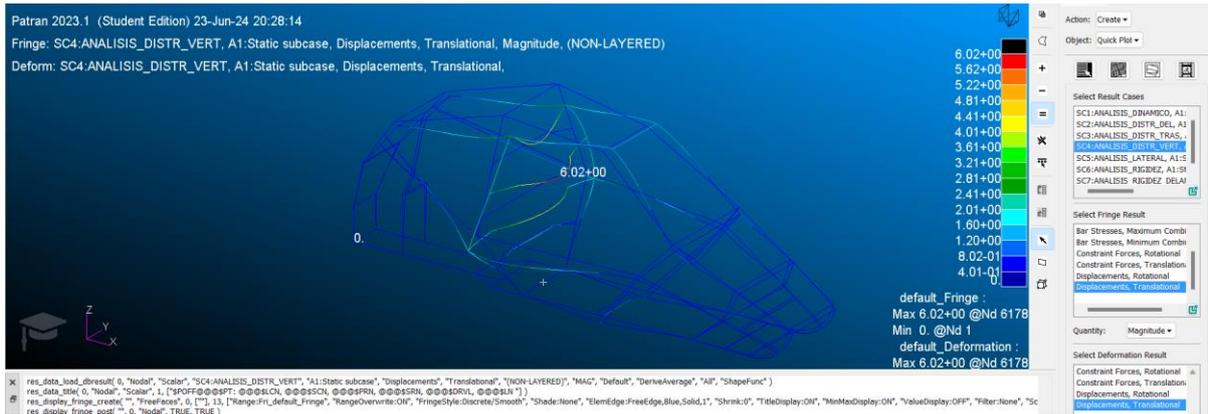


Ilustración 27: Análisis de desplazamientos Caso C

En este caso los desplazamientos máximos coinciden en la misma zona donde se dan las tensiones máximas, justamente en la barra de 20 mm de diámetro, la más final de todo el chasis. Esta barra alcanza un valor de deformación de 6,2 mm.

## 6.2 CASO DE PASO POR CURVA (FLEXIÓN LONGITUDINAL + TORSIÓN)

Para la obtención del comportamiento estructural del chasis, inicialmente se han de obtener las fuerzas a las que está sometido el mismo. Para este análisis, tal y como se ha expuesto previamente, se ha realizado un modelo multicuerpo cinemática y dinámicamente equivalente (mismo c.d.g, misma masa y mismo momento de inercia al ser un modelo plano ( $I_{zz} = 76,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ )), que es el mostrado en la Ilustración 28.

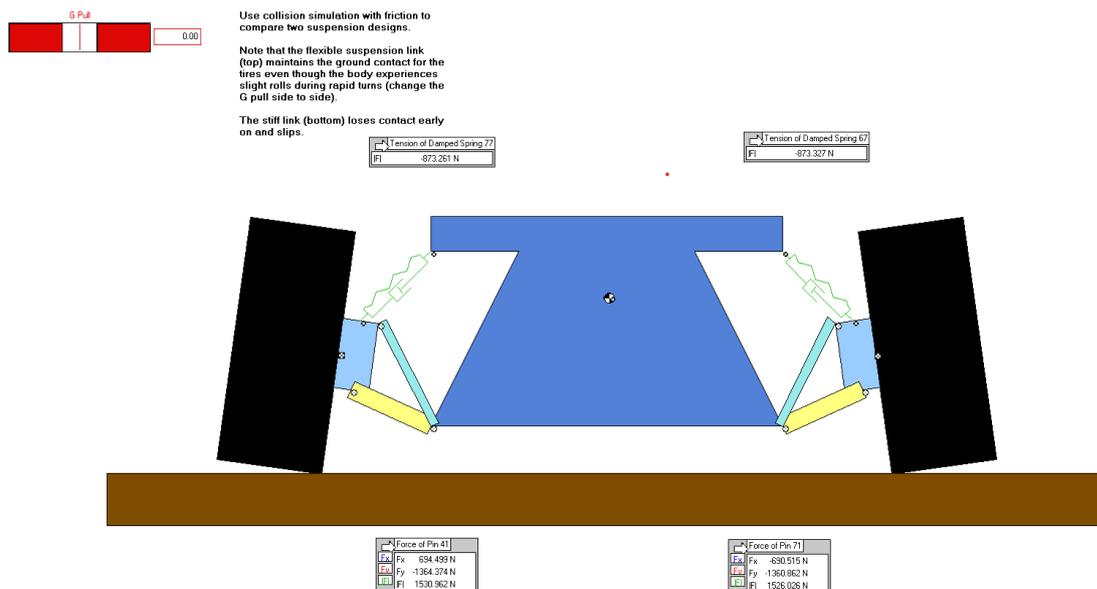


Ilustración 28: Modelo multicuerpo

Al realizarse el estudio sobre el eje trasero, que es el más solicitado dado que soporta un mayor peso que la parte delantera del carcass, no se introduce la masa total, sino que se emplea un valor de 300 kg como aproximación, con margen de seguridad con respecto del peso que soporta realmente.

Una vez realizado esto, se somete el modelo a una fuerza de 60G, en el centro de gravedad del vehículo, con la finalidad de calcular las fuerzas en los apoyos del chasis con los trapecios y las rótulas (Ilustración 29 e Ilustración 30).

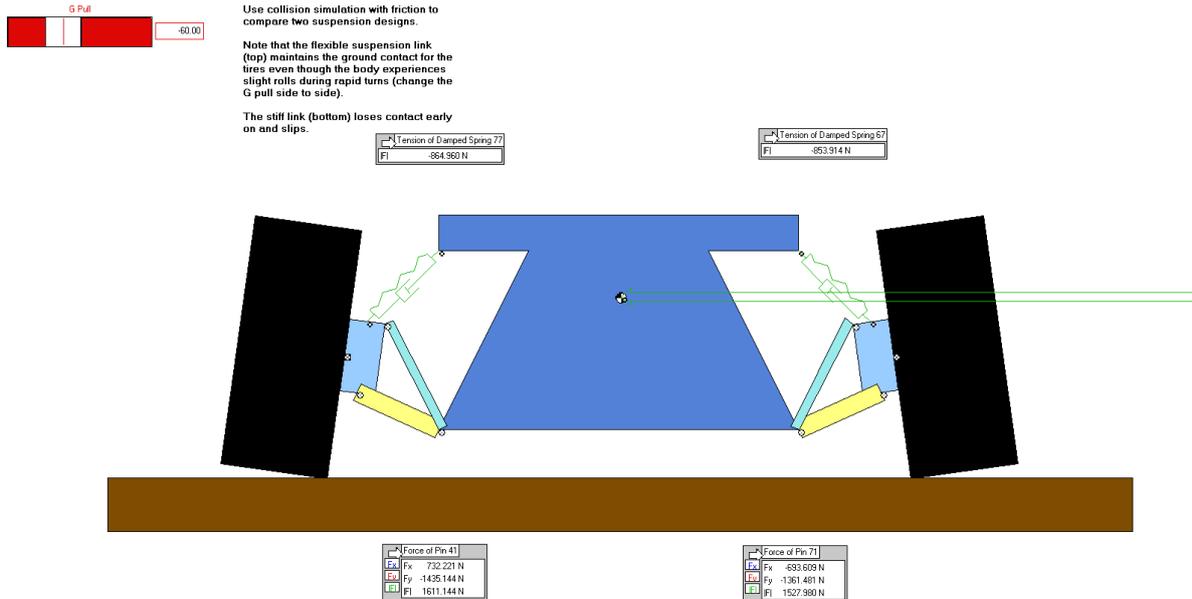


Ilustración 29: Análisis de fuerzas dinámicas (Izquierda)

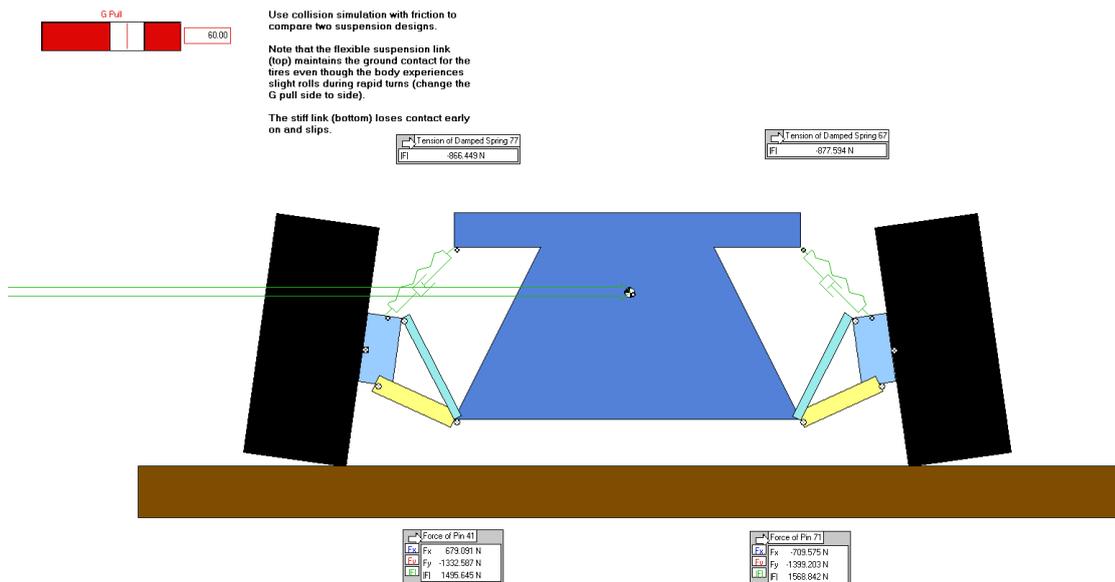


Ilustración 30: Análisis de fuerzas dinámicas (Derecha)

Se le introduce el valor de 60 G porque tras analizar varios casos con distintos valores de G, cuando alcanza 60, los valores de las fuerzas en las rotulas son máximos. Los valores de las fuerzas obtenidos mediante el modelo multicuerpo son las mostradas en la Tabla 2, que son los que se utilizarán para obtener el comportamiento resistente del sistema.

Tabla 2: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo

	F. RÓTULA IZQUIERDA (N)	F. RÓTULA DERECHA (N)
FX	732,221	-693,609
FY	-1.435,144	-1.361,481
IFI	1.611,144	1.527,980

Con las fuerzas calculadas, se introducen en el modelo de elementos finitos para realizar el análisis estático. Tras someter al chasis a las fuerzas calculadas en unas condiciones de funcionamiento extremas se produce un caso de flexión longitudinal, por lo que se obtienen unos valores de tensiones más altos en la zona cercana al empotramiento, siendo el máximo valor de estas de 61,4 MPa (Ilustración 31).

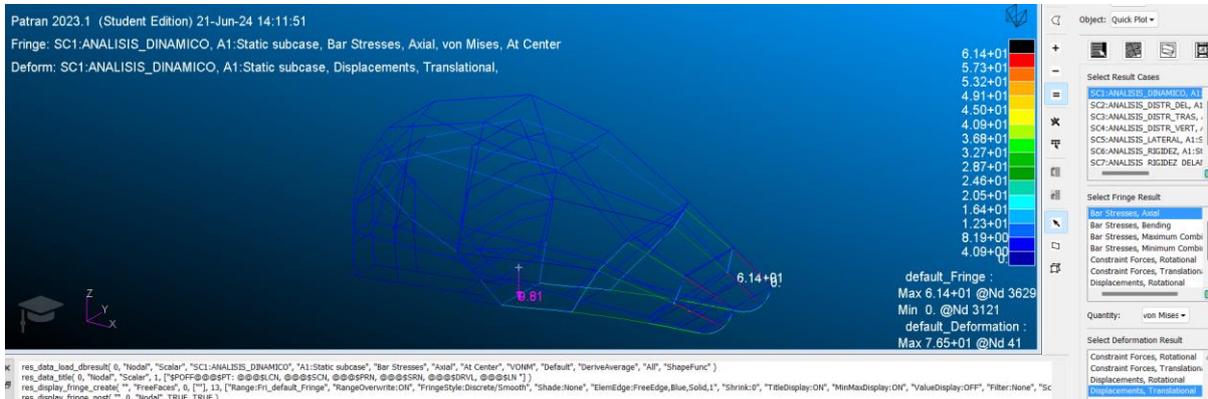


Ilustración 31: Análisis de tensiones producidas por las fuerzas dinámicas

Los desplazamientos se muestran en la Ilustración 32.

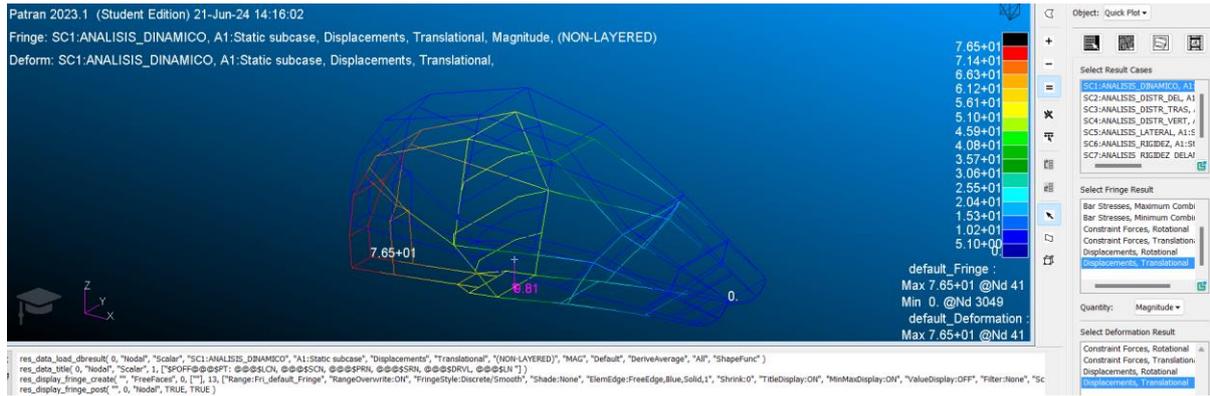


Ilustración 32: Análisis de desplazamientos producidas por las fuerzas dinámicas

Tal y como era de esperar, el máximo desplazamiento se produce en la zona de aplicación de la carga, siendo 7,65 cm el valor máximo en el extremo posterior de la estructura tubular.

### 6.3 CASO DE TORSIÓN DEL CHASIS

- Torsión en la parte delantera

Tras someter la estructura al momento torsor en la zona delantera, se obtiene una tensión máxima de 6,82 MPa (Ilustración 33).

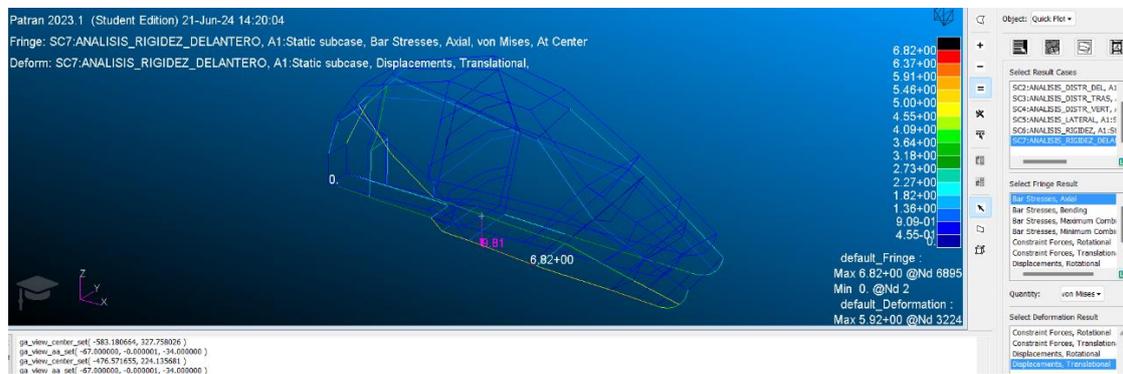


Ilustración 33: Análisis de tensiones (Momento torsor delantero)

Mientras que los desplazamientos son los mostrados en la Ilustración 34.

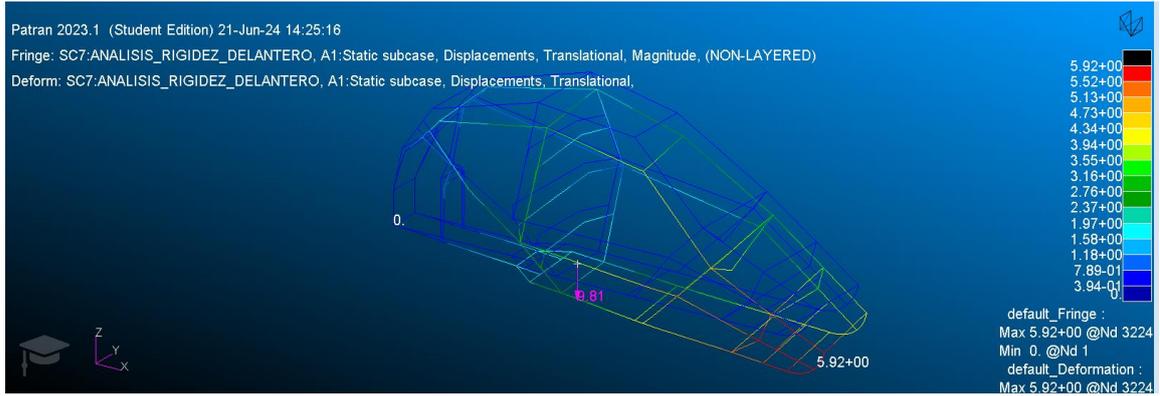


Ilustración 34: Análisis de desplazamientos (Momento torsor delantero)

Alcanzándose un valor máximo en el extremo frontal del chasis de 5,92 mm.

Con el objeto de tener un valor de referencia de la rigidez torsional del sistema, se han obtenido los giros sufridos por el chasis cuando se aplica un torsor en la parte delantera (Ilustración 35).

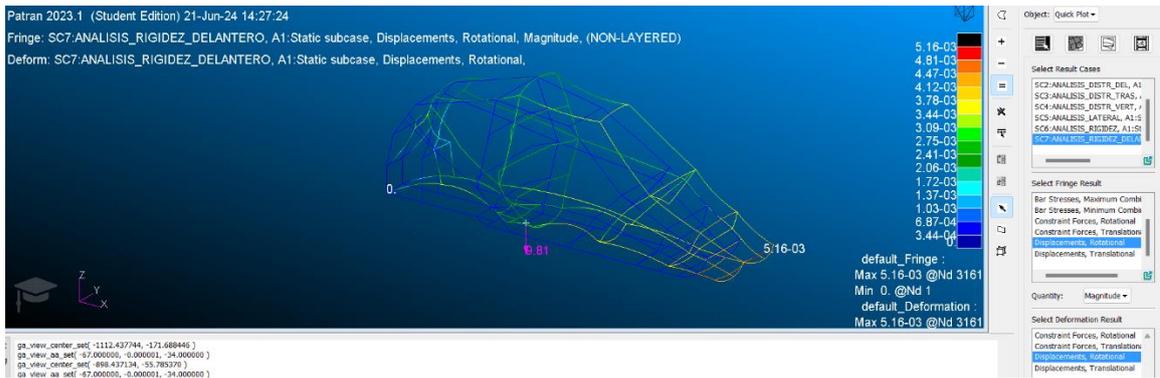


Ilustración 35: Análisis de giros (Momento torsor delantero)

Según los resultados obtenidos, el mayor giro coincide en la misma zona que el mayor desplazamiento siendo un valor de  $5,16 \times 10^{-3}$  grados sexagesimales.

- Rigidez torsional en la parte trasera

En este caso, el momento torsor se aplica en la parte trasera del chasis. De esta manera se alcanzan las tensiones mostradas en la Ilustración 36.

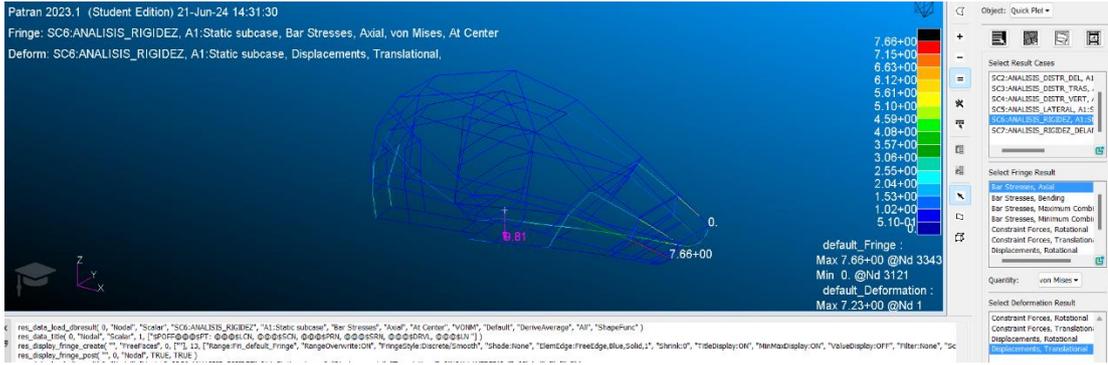


Ilustración 36: Análisis de tensiones (Momento torsor trasero)

La zona donde se consiguen las mayores tensiones es la zona donde se encuentran los puntos de empotramiento siendo el valor máximo de estas de 7,66 MPa.

Con relación a los desplazamientos, se da la distribución presentada en la Ilustración 37:

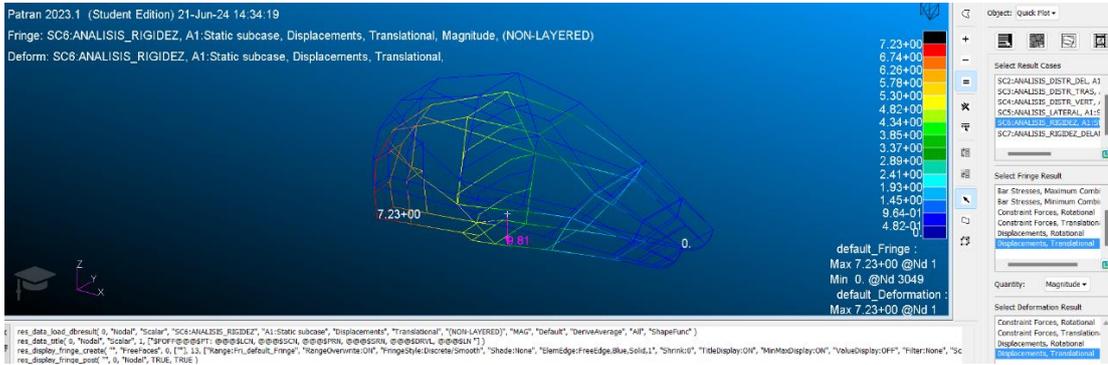


Ilustración 37: Análisis de desplazamientos (Momento torsor trasero)

Los valores máximos se localizan en la parte donde aplicamos los dos momentos torsores siendo el valor más alto de 7,23 mm.

En lo que respecta a la rigidez torsional de la estructura, como en el anterior caso, es necesario calcular la distribución de los giros producidos en el chasis tras someterlo al momento torsor (Ilustración 38).

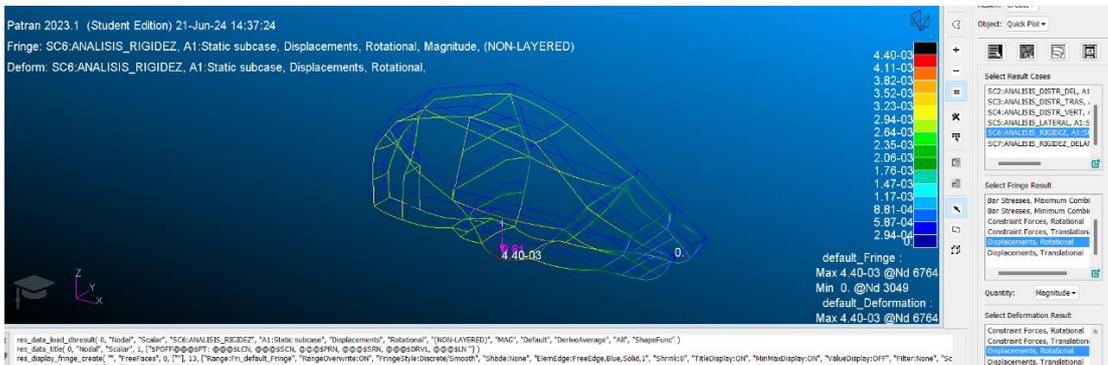


Ilustración 38: Análisis de giros (Momento torsor trasero)



Se ve representado que el mayor giro se produce en la zona inferior-central del chasis alcanzando un valor de 0,0044 grados sexagesimales.

Estos análisis proporcionan información crucial sobre los puntos críticos donde pueden ocurrir fallos o deformaciones excesivas, permitiendo ajustes en el diseño para mejorar la resistencia y durabilidad del chasis.

En resumen, el análisis de tensiones y deformaciones del chasis de un carcass es un proceso esencial para garantizar su integridad estructural y su capacidad para soportar condiciones operativas extremas con seguridad y eficiencia.



## 7. ANÁLISIS MODAL

Además del análisis estático, es necesario realizar un análisis modal para evitar problemas de resonancia, ya que el chasis pertenece a un vehículo que trabajará en régimen dinámico. El efecto de resonancia aparece cuando las frecuencias de excitación son cercanas a las frecuencias naturales del sistema, lo que puede causar un aumento descontrolado en la amplitud de la vibración (amplificación dinámica), pudiendo resultar en estados tensionales que podrían dañar el chasis y otros componentes del vehículo. El análisis modal identifica estas frecuencias naturales y permite comparar al diseñador con las posibles frecuencias de excitación que el vehículo podría experimentar para determinar si existe un riesgo de resonancia.

Este análisis se realiza utilizando el software MsC Nastran-Patran, empleando el mismo modelo que en los análisis anteriores, pero sin cargas, ni restricciones. Es fundamental trabajar con unidades del sistema internacional para medir las frecuencias de vibración en hercios (Hz). Los primeros seis modos corresponden a vibraciones de sólido libre (Tabla 3) y no se consideran en el cálculo de las frecuencias naturales, dado que no existe deformación. Para realizar el resto de los cálculos se emplearán los modos de vibración sin tener en cuenta el sólido libre (Tabla 4).

Tabla 3: Modos del sólido libre

MODOS DE SÓLIDO LIBRE						
Nº MODO	1	2	3	4	5	6
FREC. (Hz)	7,88e-4	6,38e-4	3,32e-4	2,64e-4	1,456e-4	4,09e-4

Tabla 4: Modos sin tener en cuenta los de sólido libre

MODOS SIN TENER EN CUENTA EL SÓLIDO LIBRE										
Nº MODO	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
FREC. (Hz)	63,1	67,6	71,6	91,3	101,5	101,9	124,1	125,2	131,7	133,7

Tomando las frecuencias de vibración obtenidas en el análisis modal, se calculan las frecuencias naturales del sistema sin tener en cuenta el sólido libre utilizando la siguiente ecuación (Tabla 5).

$$W_n = 2 * \pi * f$$



Tabla 5: Frecuencias naturales del chasis

FRECUENCIAS NATURALES SIN TENER EN CUENTA LOS DE SÓLIDO LIBRE										
MODO	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
FREC. (rad/s)	396,7	424,4	445	574	637,5	640	780	786,4	828	840

Una vez identificadas las frecuencias naturales es crucial determinar las posibles fuentes de excitación que podrían presentarse en el vehículo. Para esto, es necesario identificar los componentes rotativos, ya que estos suelen tener un desequilibrio inherente que genera vibraciones indeseadas. En el caso del carcass, los dos elementos principales que pueden causar este efecto son las ruedas y el motor.

Las ruedas son el principal componente giratorio que puede inducir vibraciones en el chasis, debido a que no suelen estar equilibradas en estos vehículos al ser de pequeño diámetro y tener un rápido desgaste, lo que genera vibraciones por desequilibrio. Además, las ruedas no operan a una frecuencia fija, sino que su velocidad angular varía con la velocidad del vehículo. Para calcular la velocidad angular máxima de las ruedas, necesitamos conocer la velocidad lineal máxima del carcass.

A pesar de estar equipado con un motor de alta cilindrada, como el de una Suzuki GSX-R750 de 2.003 con 140 CV que podría alcanzar una velocidad máxima cercana a los 280 km/h en una moto, en el carcass, debido a una relación de transmisión más corta y un peso bastante superior, la velocidad máxima se reduce a 150 km/h. Sin embargo, el vehículo tiene una aceleración impresionante de 0 a 100 km/h en aproximadamente 2,8 segundos. Con una velocidad punta de 41,67 m/s y un diámetro de rueda de 0,457 m, se puede calcular la velocidad angular máxima de las ruedas en condiciones de funcionamiento.

$$w = \frac{v}{r} = \frac{41,67 \text{ m/s}}{0,2285 \text{ m}} = 182,36 \text{ rad/s}$$

También es necesario un valor mínimo de velocidad para determinar un rango de posibles frecuencias alcanzables y verificar si alguna coincide con la frecuencia natural del sistema. Como velocidad mínima se utiliza 1 km/h dado que garantiza que, salvo al arrancar o detenerse, nunca se circulará a una velocidad inferior.

$$w = \frac{v}{r} = \frac{0,2778 \text{ m/s}}{0,2285 \text{ m}} = 1,216 \text{ rad/s}$$



Al analizar el rango de frecuencias naturales obtenidas, que va desde 1,216 rad/s a 182,36 rad/s, se observa que ningún valor de frecuencias naturales está dentro ni cerca de este rango. Por lo tanto, se puede concluir que los posibles desequilibrios de las ruedas no generarán resonancia en el chasis del carcass, al menos sus frecuencias fundamentales.

Además de las ruedas, es crucial considerar el motor del vehículo en el análisis modal. El motor girará a una velocidad angular que depende de la velocidad lineal del vehículo, lo cual podría inducir vibraciones. El carcass está equipado con un motor Suzuki Gsxr 750 cc del año 2003, que transmite hasta 140 CV de potencia al eje trasero, donde ambas ruedas traseras giran a la misma velocidad de forma rígida. Este motor opera en un rango de 1.200 a 14.500 rpm. Dado que es un motor de 4 cilindros, la frecuencia de encendido se calcula considerando que cada cilindro realiza una explosión cada dos vueltas del cigüeñal (Tabla 6).

$$Frecuencia\ de\ encendido\ (Hz) = \frac{rpm}{60} \cdot \frac{Número\ de\ cilindros}{2}$$

Tabla 6: Frecuencias de encendido del motor

	RPM	Frecuencia de encendido (Hz)	Frecuencia de encendido (rad/s)
Frecuencia mínima (ralentí)	1.200	40	6,366
Frecuencia máxima	14.500	483,33	76,92

Con el intervalo de velocidades angulares del motor en funcionamiento, que va desde 6,366 rad/s a 76,92 rad/s, y compararlo con las frecuencias naturales obtenidas en el análisis modal, se llega a la misma conclusión que con el caso de las ruedas. Las vibraciones potenciales causadas por la frecuencia de encendido del motor no inducirán resonancia en el chasis.

## 8. ANÁLISIS A FATIGA

Para evaluar la durabilidad del chasis bajo estrés repetido, se recurre al análisis de fatiga. Este método permite determinar cuántos ciclos de carga puede soportar la estructura a partir del esfuerzo generado en un solo ciclo.

Primero, se selecciona el criterio de análisis, optando por el criterio de Soderberg. Este criterio, que utiliza la tensión media y la tensión alternante, ayuda a determinar si el material soportará ciclos infinitos de tensión fluctuante. Se trabaja en base a este criterio debido a que es el más estricto y adecuado para aceros, ya que se basa en el límite elástico del material.

$$\frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{CS}$$

Se realiza en primer lugar, el ensayo en paso por curva condiciones de funcionamiento extremadamente desfavorables. Para ello, se calculan las fuerzas en las rótulas en reposo en el modelo multicuerpo del sistema, donde las condiciones del sistema son extremas (Ilustración 28). Este procedimiento permite obtener una visión precisa del comportamiento del chasis bajo condiciones de carga realistas. Se logra una tensión máxima en el chasis de 58,8 MPa cuando este no se encuentra sometido a ninguna fuerza G (Ilustración 39). Este análisis es fundamental para garantizar que el chasis pueda soportar las exigencias dinámicas y estáticas a las que estará sometido durante su uso en competición, asegurando tanto la integridad estructural como la seguridad del piloto.

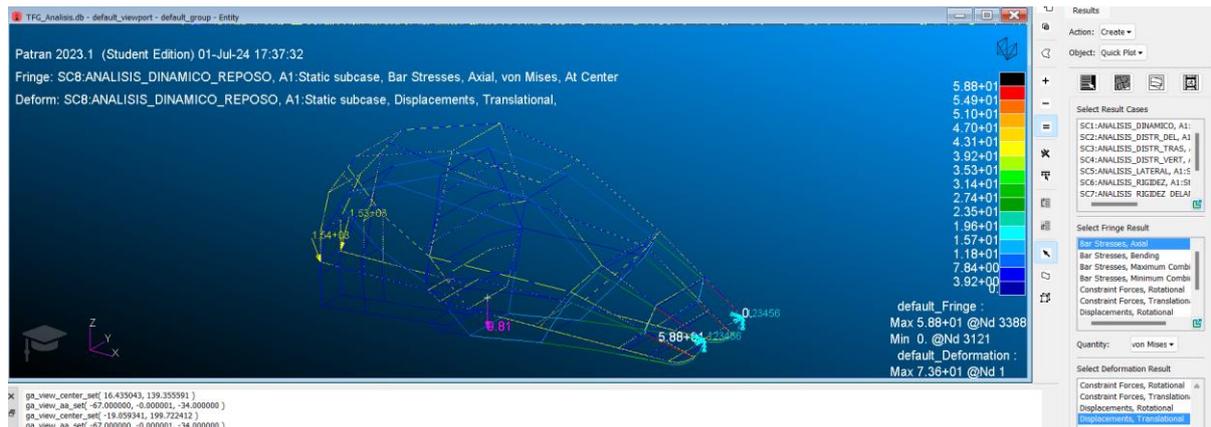


Ilustración 39: Análisis bajo condiciones en reposo extremas

Con este análisis quedan definidas las tensiones del criterio de Soderberg (Tabla 7):

Tabla 7: Tensiones en el caso de paso por curva

$\sigma_{min}$	$\sigma_{max}$	$\sigma_m$	$\sigma_a$
58,8 MPa	61,4 MPa	60,1 MPa	1,3 MPa

Por lo que respecta a la tensión límite a fatiga, se trata de un parámetro específico de cada material y puede reducirse por factores como la temperatura, mecanizado, soldaduras, etc. En este caso, debido a la falta de información específica, se asume que la tensión límite a fatiga es la mitad del límite de rotura del material (560 MPa), es decir, 280 MPa. Todos los factores modificativos se considerarán como 1. Además, se tendrá en cuenta el límite elástico del material 435 MPa (Tabla 8).

Tabla 8: Límites del criterio de Soderberg

$S_{yt}$	$S_e$
435 MPa	280 MPa

Con estas tensiones y las tensiones alcanzadas en los análisis se logra el siguiente diagrama del criterio de Soderberg (Ilustración 40):

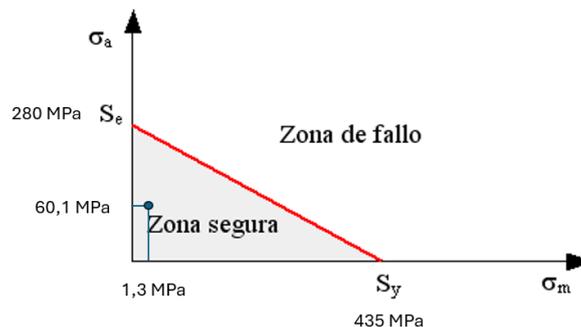


Ilustración 40: Criterio de Soderberg en paso por curva

Como era de esperar, el caso queda en la zona de vida infinita con un coeficiente de seguridad (CS):

$$\frac{60,1}{435} + \frac{1,3}{260} = \frac{1}{CS} \rightarrow CS \leq 6,99$$

En estas circunstancias se logra un CS menor o igual a 6,99, un coeficiente de seguridad no muy alto, ya que se han introducido unas cargas muy extremas, pero, aun así, han logrado superar el análisis de fatiga con un buen coeficiente de seguridad.

Los chasis de vehículos de competición se distinguen del resto de chasis convencionales principalmente en la rigidez, ya que mejora en gran medida el comportamiento total del vehículo consiguiendo que este sea más manejable y preciso. Debido a las mejoras en los neumáticos, asfaltos, motores y demás condicionantes, los vehículos cada vez sufren más fuerza a torsión en competición por lo que este análisis, centrará la durabilidad del chasis en base a los esfuerzos que comprometen su rigidez. Es por ello que hay que tener en cuenta el comportamiento a fatiga del chasis bajo este tipo de esfuerzos. Tomando como base el modelo de torsión de chasis trasero (Ilustración 41).

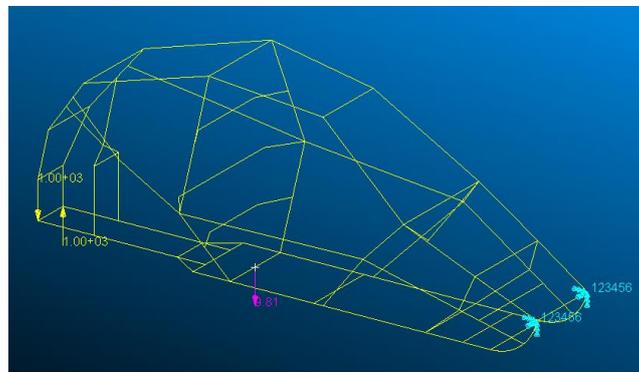


Ilustración 41: Caso de torsión (carga trasera)

Se propone un caso de tensiones pulsantes, donde la tensión mínima se supondrá cero y la tensión máxima será la alcanzada en las inmediaciones del empotramiento tras el análisis (Tabla 9 Tabla 9: Tensiones ).

Tabla 9: Tensiones en caso de torsión

$\sigma_{min}$	$\sigma_{max}$	$\sigma_m$	$\sigma_a$
0 MPa	7,66 MPa	3,83 MPa	3,83 MPa

Estos datos, junto con los límites de la Tabla 8 se introducen en la gráfica del criterio de Soderberg (Ilustración 42).

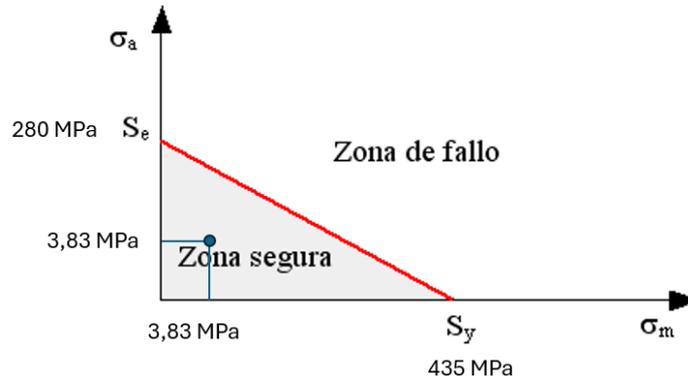


Ilustración 42: Criterio de Soderberg en el caso de torsión

Como era de esperar, el caso queda en la zona de vida infinita con un coeficiente de seguridad (CS):

$$\frac{3,83}{435} + \frac{3,83}{260} = \frac{1}{CS} \rightarrow CS \leq 42$$

En estas circunstancias se logra un CS igual a 42, un coeficiente muy elevado, ya que no se han introducido unas cargas muy extremas, pero, aun así, este resultado es reflejo de la gran rigidez que tiene el chasis, garantizando así una gran durabilidad.

## 9. CONCLUSIONES Y SÍNTESIS DE RESULTADOS

### 9.1 RESULTADOS EN LOS ENSAYOS SEGÚN LA NORMA DE LA RFEDA

Una vez calculados los resultados de todos los análisis, se puede evaluar la capacidad resistente del chasis con el fin de identificar sus puntos más débiles y las zonas que puedan ser mejorables. En la siguiente Tabla 10 se recogen los resultados de tensiones y deformaciones máximos para cada uno de los escenarios propuestos por la norma de la RFEDA [1]:



Tabla 10: Resultados del análisis según la Norma de la RFEDA [1]

	TENSIÓN MÁX (MPa)	LÍM. ELÁSTICO ACERO 1.7218 (MPa)	DEF. MÁX (mm)	LÍMITE DE DEF. MÁX (mm)	DEFORMACIÓN MÁX / LÍMITE
CASO A	22,4	435	9,1	50	18,2 %
CASO B DELANTERO	50,4	435	18,9	100	18,9 %
CASO B TRASERO	61,9	435	13,5	100	13,5 %
CASO C	62,8	435	6,02	50	12,04%

Al analizar los resultados desde el punto de vista de la normativa, se observa que, a pesar de no estar diseñado para la fabricación en serie, el chasis presenta desplazamientos muy inferiores a los máximos permitidos. Se puede apreciar que el chasis tiene menor rigidez frente a cargas laterales y frontales, donde muestra un mayor porcentaje de deformación máxima. Sin embargo, estos valores siguen estando muy por debajo del límite, lo que permite concluir que el chasis posee una gran rigidez.

Este resultado podría sugerir la posibilidad de reducir el número de barras del chasis y modificar la orientación de algunas de ellas, con el objetivo de obtener un menor peso manteniendo una rigidez similar. No obstante, en el ámbito de la competición automovilística, los vehículos operan en terrenos muy irregulares, con superficies de barro, grava, entre otros. En estas superficies, la reducción de peso no es tan relevante como en otras disciplinas donde se prioriza la velocidad pura.

Además, la categoría en cuestión establece un peso mínimo según el 'ANEXO 9 REGLAMENTO TÉCNICO CAR CROSS SERIES' del CEAX 2024 [4], que es de 345 kg. El chasis evaluado tiene un peso aproximado de 57,6 kg, y modificar algunas de las barras no permitiría reducirlo a menos de 50 kg. Esta reducción de peso no tendría un impacto significativo en la competición, considerando también que esta disciplina no está completamente profesionalizada, y los pilotos suelen ser más amateurs, por lo que diferencias no se encuentran en la décima del segundo como en otras ramas del automovilismo.

En este campo, el papel del piloto cobra gran relevancia, ya que la mayoría de los modelos de carcass son muy similares en peso y potencia. Por lo tanto, las habilidades y la pericia del piloto son fundamentales en este deporte.



## 9.2 RESULTADOS OBTENIDOS EN CONDICIONES EXTREMAS DE FUNCIONAMIENTO

Tras obtener unos resultados satisfactorios desde el punto de vista de la norma, se realizó un análisis multicuerpo bajo condiciones extremas para calcular las fuerzas que sufre el chasis. Las cuales se resumen en la Tabla 11.

Tabla 11: Fuerzas resultantes del análisis multicuerpo

	F. RÓTULA IZQUIERDA (N)	F. RÓTULA DERECHA (N)
FX	732,221	-693,609
FY	1.435,144	-1.361,481
IFI	1.611,144	1.527,980

Una vez calculadas las fuerzas, se introdujeron en el modelo de elementos finitos y se realizó el análisis estático, cuyos resultados tensionales se muestran en la Tabla 12.

Tabla 12: Resultado del análisis estático de las fuerzas calculadas con el modelo multicuerpo

TENSIÓN MÁXIMA (MPa)	LÍMITE ELÁSTICO (MPa)	Tensión máxima con respecto al límite elástico (%)
61,4	435	14,11 %

Tras someter el chasis del carcass a las fuerzas extremas calculadas y realizar un análisis exhaustivo de su comportamiento, se ha comprobado que el chasis mantiene su integridad estructural y funcionalidad bajo condiciones de flexión longitudinal severas. Los resultados obtenidos indican que el chasis no solo cumple con los requisitos normativos, sino que también ofrece un margen de seguridad considerable, evidenciando su alta rigidez y robustez. Esto transmite que el chasis está bien preparado para soportar las exigencias del entorno competitivo, asegurando tanto la seguridad como la eficiencia en su uso.



### 9.3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE TORSIÓN

Por último, se ha sometido el chasis del carcass a un análisis de torsión con el fin de calcular su comportamiento antes este tipo de esfuerzo y además su rigidez torsional, con el objeto de comparar con valores habituales de modelos comerciales. La rigidez torsional es un parámetro crucial en el diseño de chasis tubulares, especialmente en el campo del automovilismo, donde las fuerzas dinámicas y las condiciones extremas exigen estructuras altamente resistentes y estables. Un chasis con alta rigidez torsional no solo mejora la manejabilidad y la precisión en la conducción, sino que también contribuye significativamente a la seguridad y durabilidad del vehículo. Los resultados obtenidos en este análisis permitirán ver a qué nivel se encuentra este chasis frente a otro tipo de chasis que se emplean en competición (Tabla 13).

Tabla 13: Rigidez del chasis

	ECUACIÓN	ENSAYO DELANTERO	ENSAYO TRASERO
MOMENTO TORSOR TOTAL	$2 \cdot F (N) \cdot d (m)$	$2 \cdot 1000 \cdot 0.2 = 400 Nm$	$2 \cdot 1000 \cdot 0.1 = 200 Nm$
GIRO MÁXIMO	-	$5.16 \cdot 10^{-3} \text{°}$	$4.4 \cdot 10^{-3} \text{°}$
RÍGIDEZ TORSIONAL EQUIVALENTE	$\frac{M_T (N \cdot m)}{\theta (°)}$	$77.519,38 Nm/°$	$45.454,54 Nm/°$

Las rigideces calculadas para ambos casos presentan una gran diferencia, sin embargo, si se comparan ambas ilustraciones coinciden en que la parte media, donde se encuentra el habitáculo del piloto, es la parte menos rígida del chasis. Aun así, tiene una gran rigidez si lo comparamos con otros chasis (Tabla 14).

Tabla 14: Rigidez de chasis de los distintos tipos de vehículos según SAE Internacional [5]

VEHÍCULO	RIGIDEZ DE BALANCEO [Nm/deg]	RIGIDEZ TORSIONAL DEL CHASIS[Nm/deg]
FÓRMULA SAE	500 – 1.500	1.000 – 5.000
COCHE DE PASAJEROS	500 – 2.500	5.000 – 20.000
COCHE DE CARRERAS (WINSTON CUP)	1.500 - 2.500	15.000 – 30.000
COCHE DEPORTIVO	500 – 5.000	15.000 – 40.000
FÓRMULA 1	1.500 – 7.500	10.000 – 100.000

El análisis de rigidez torsional del chasis del carcass ha mostrado que su rigidez es comparable a la de los monoplazas de alta competición, con valores superiores a 30.000 Nm/º. Esto indica que el chasis es extremadamente rígido y equilibrado, y que no se requieren modificaciones adicionales en términos de rigidez estructural. El diseño actual es adecuado para las exigencias de la competición, garantizando estabilidad, precisión y rendimiento óptimos.

## 9.4 SÍNTESIS DE RESULTADOS Y EVALUACIÓN DE POSIBLES MEJORAS

El análisis del chasis del carcass cumple con las normativas de la Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA) [1], superando los tests resistentes establecidos bajo condiciones estáticas y dinámicas. Esto destaca la robustez del diseño, incluso superando expectativas para un vehículo no fabricado en serie.

Además, el estudio torsional reveló que el chasis es extremadamente rígido, comparable a los monoplazas de alta competición, con valores superiores a 30,000 Nm/grado. Esta rigidez asegura que el chasis pueda manejar fuerzas dinámicas intensas, mejorando estabilidad y precisión al conducir.

En cuanto a mejoras, se determinó que no es necesario cambiar el chasis. Desde el punto de vista resistente, la estructura tubular del vehículo posee un sobredimensionado, sin embargo por normativa de competición, el vehículo debe cumplir con el peso mínimo, por lo que no



serviría de nada abordar una serie de mejoras que reduzcan su peso. Además, en caso de poder hacer una posible mejora, la reducción de peso sería mínima y no justificaría el riesgo de afectar el equilibrio entre rigidez y rendimiento en competición.

En resumen, el diseño actual del chasis del carcass ofrece un equilibrio óptimo entre rigidez y peso, cumpliendo con solvencia las características demandas en un vehículo de esta categoría del automovilismo nacional sin necesidad de modificaciones adicionales.

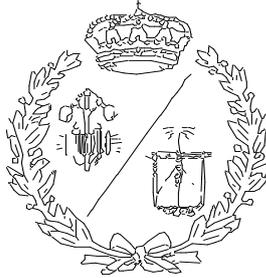


## 10. Referencias

- [1] RFEDA, «REGLAMENTO TÉCNICO 2012,» 2012.
- [2] OHLINS, «<https://www.ohlins.eu>,» [En línea].
- [3] «Ejemplo de análisis de sistemas: La suspensión de una motocicleta,» 2009.
- [4] CEAX, «ANEXO 9 REGLAMENTO TÉCNICO CAR CROSS SERIES,» 2024.
- [5] U. d. Cantabria, «Universidad de Cantabria,» 2021. [En línea]. Available: <https://web.unican.es/>. [Último acceso: Septiembre 2021].
- [6] A. S. a. A. C. Enrico Sampo, «Chassis Torsional Stiffness: Analysis of the Influence on Vehicle Dynamics,» SAE International, 2010.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DOCUMENTO III: PLANOS**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**

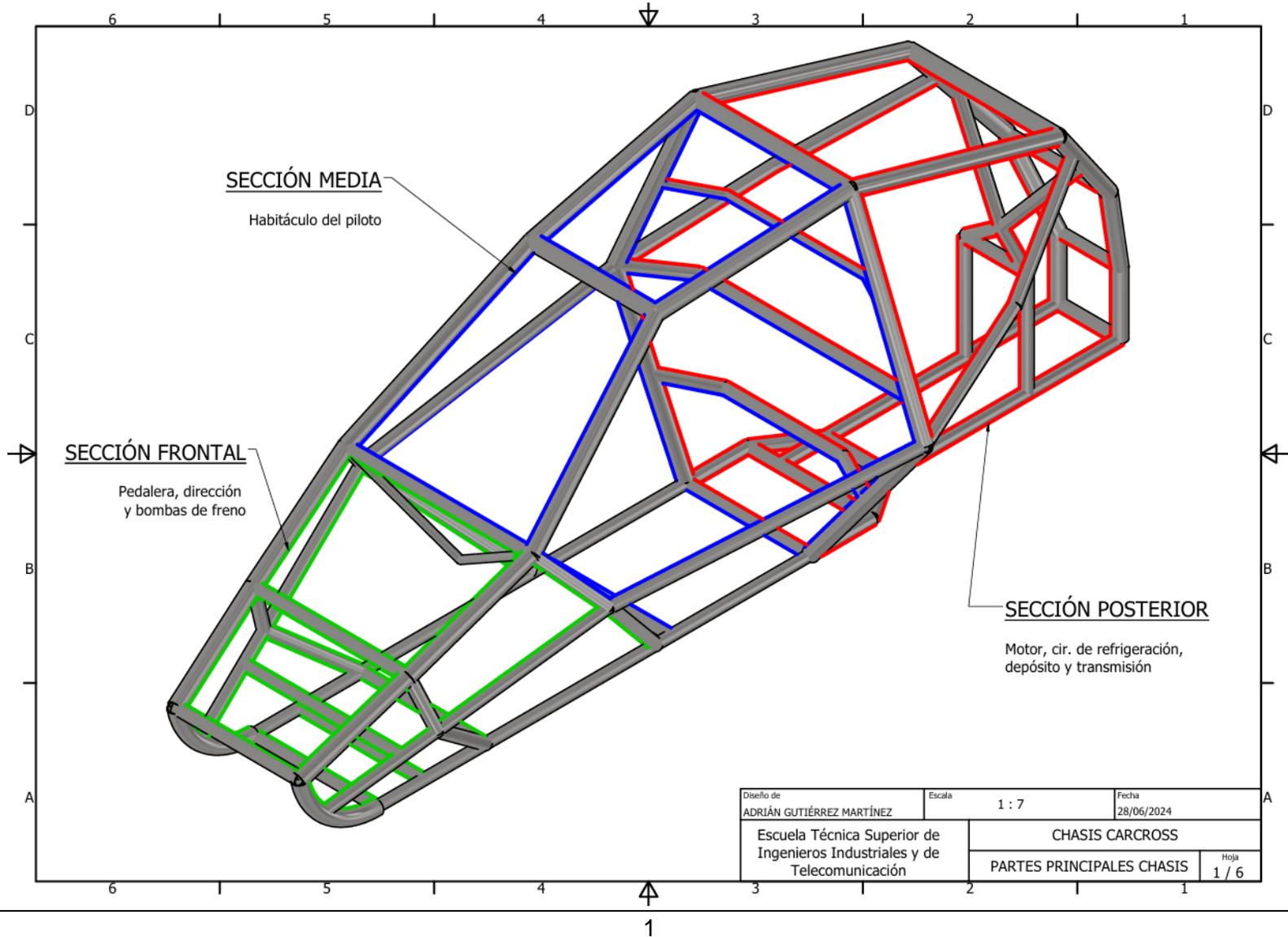


## ÍNDICE

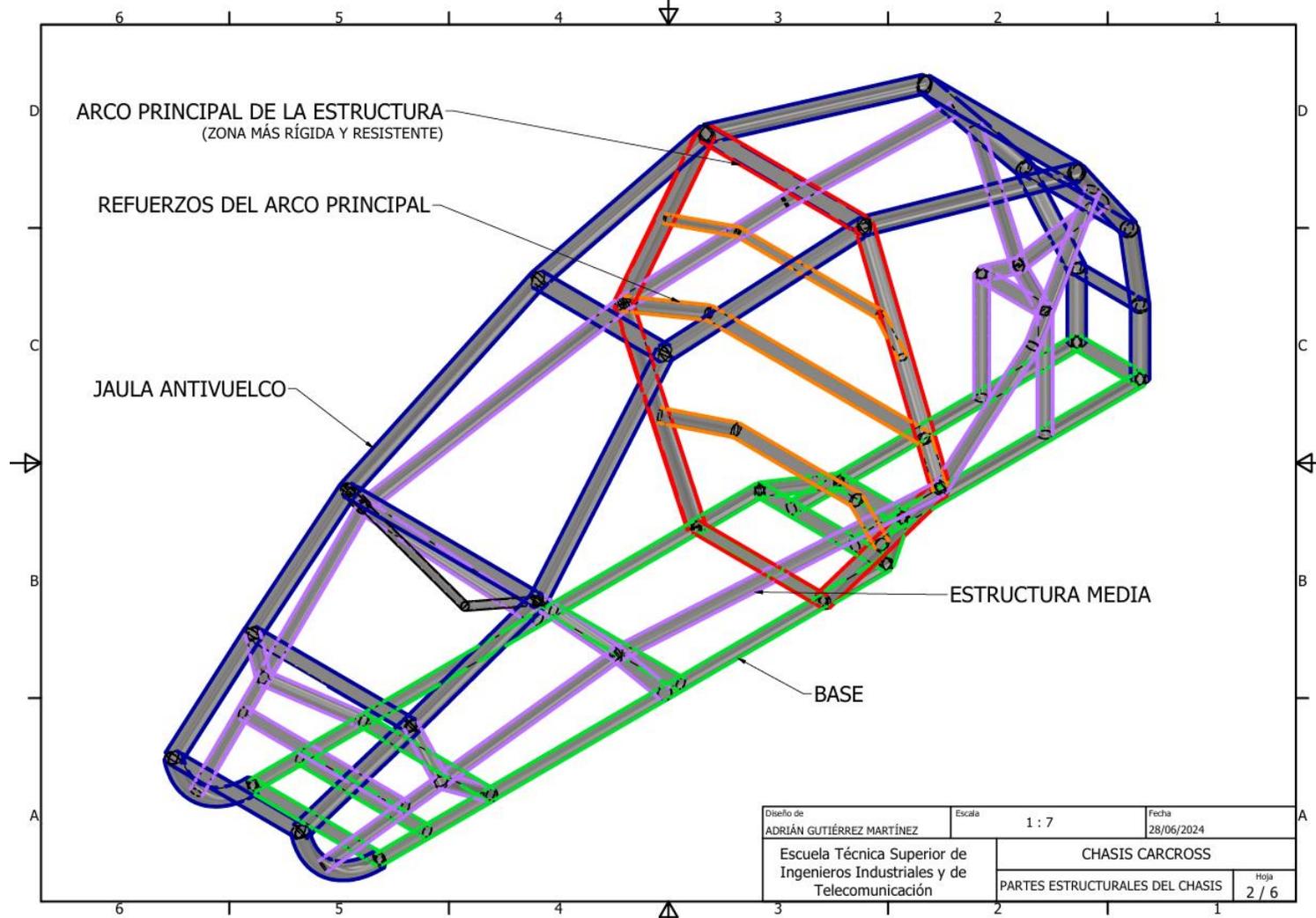
PLANO I: PARTES PRINCIPALES CHASIS .....	1
PLANO II: PARTES ESTRUCTURALES DEL CHASIS.....	2
PLANO III: ZONAS DEL CHASIS CON ANCLAJES .....	3
PLANO IV: DISTRIBUCIÓN DE BARRAS.....	4
PLANO V: COTAS DE LOS PUNTOS DEL CHASIS.....	5
PLANO VI: ZONAS DE DETALLE DEL CHASIS.....	6



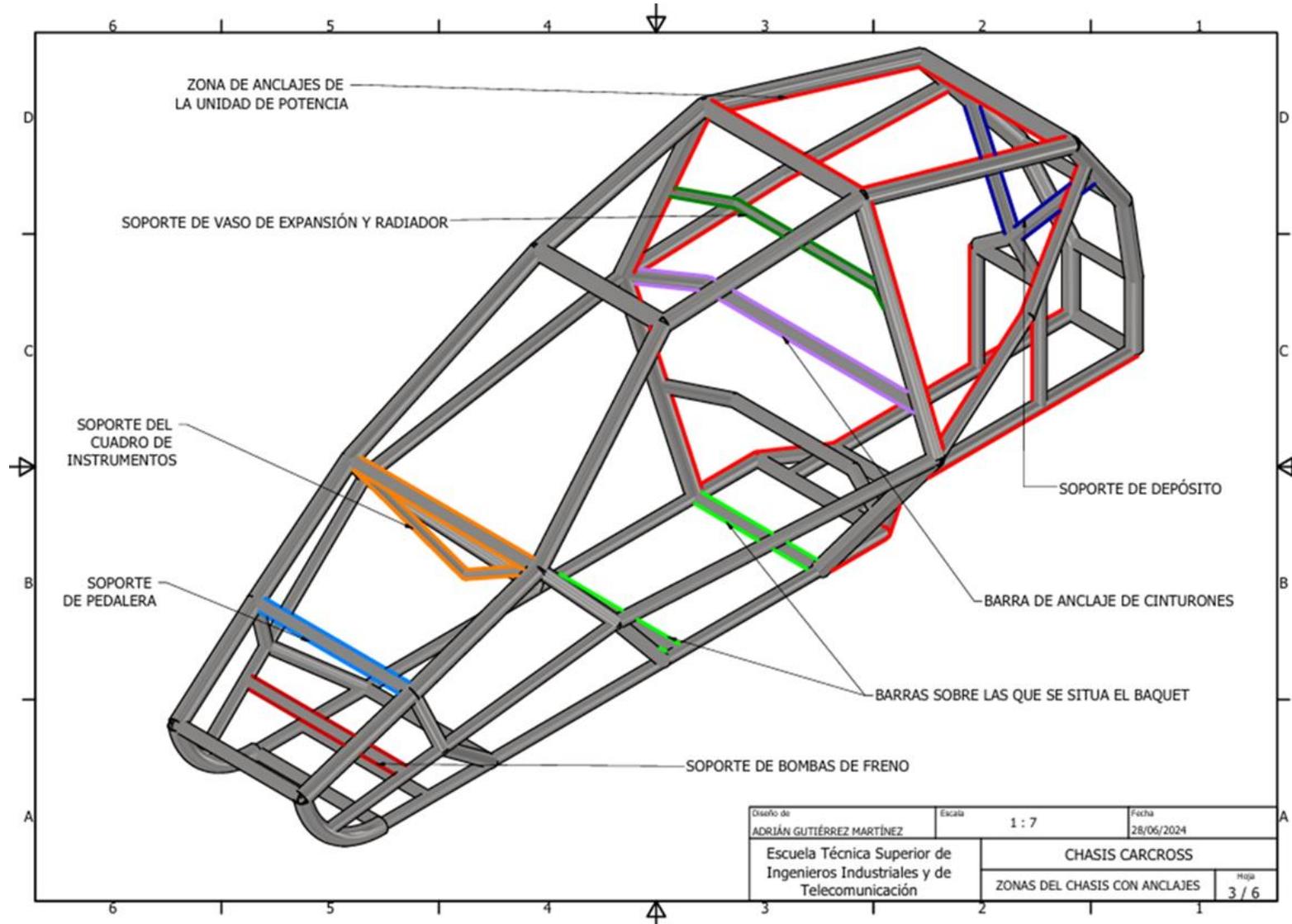
## PLANO I: PARTES PRINCIPALES CHASIS



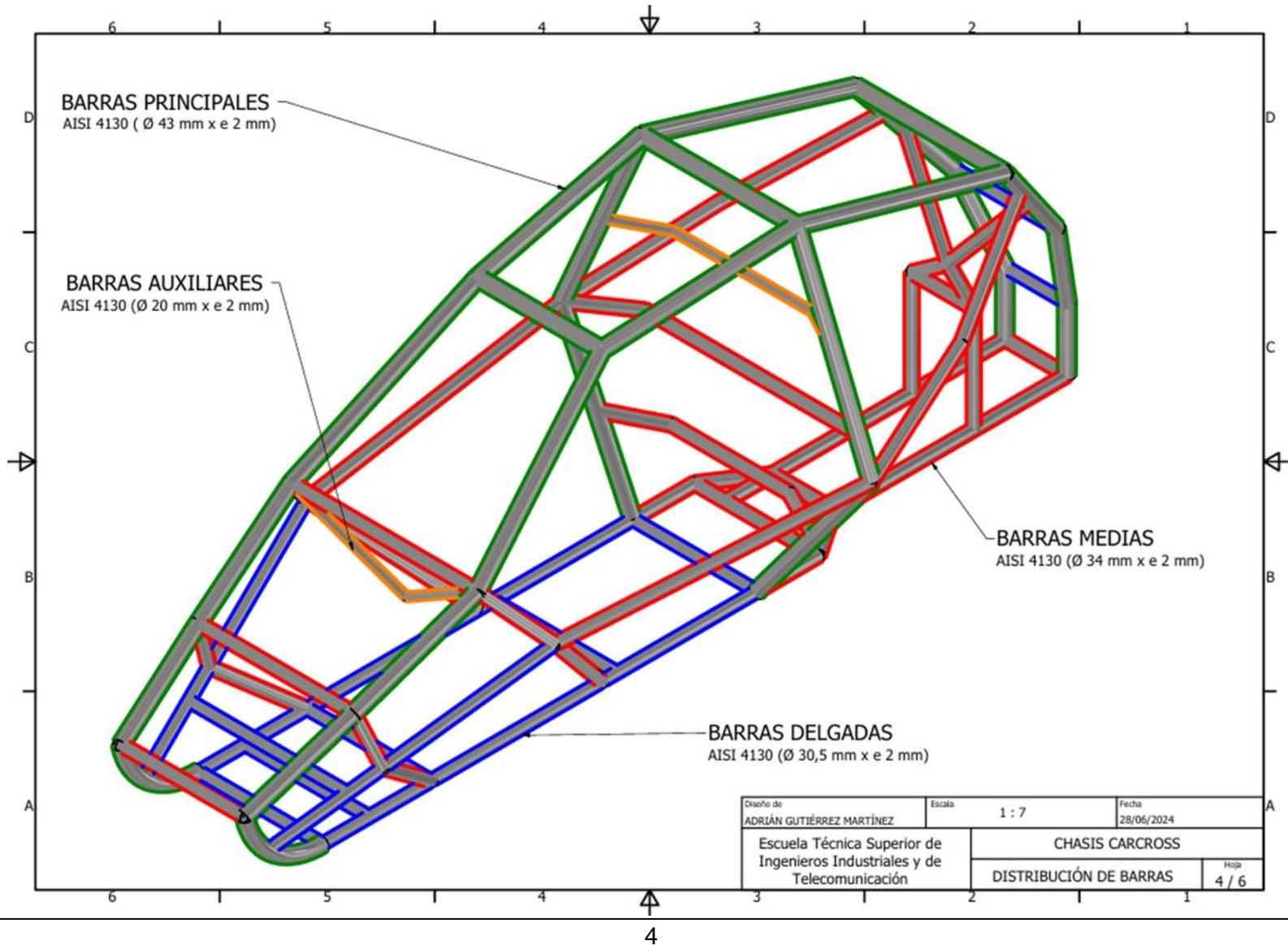
## PLANO II: PARTES ESTRUCTURALES DEL CHASIS



## PLANO III: ZONAS DEL CHASIS CON ANCLAJES

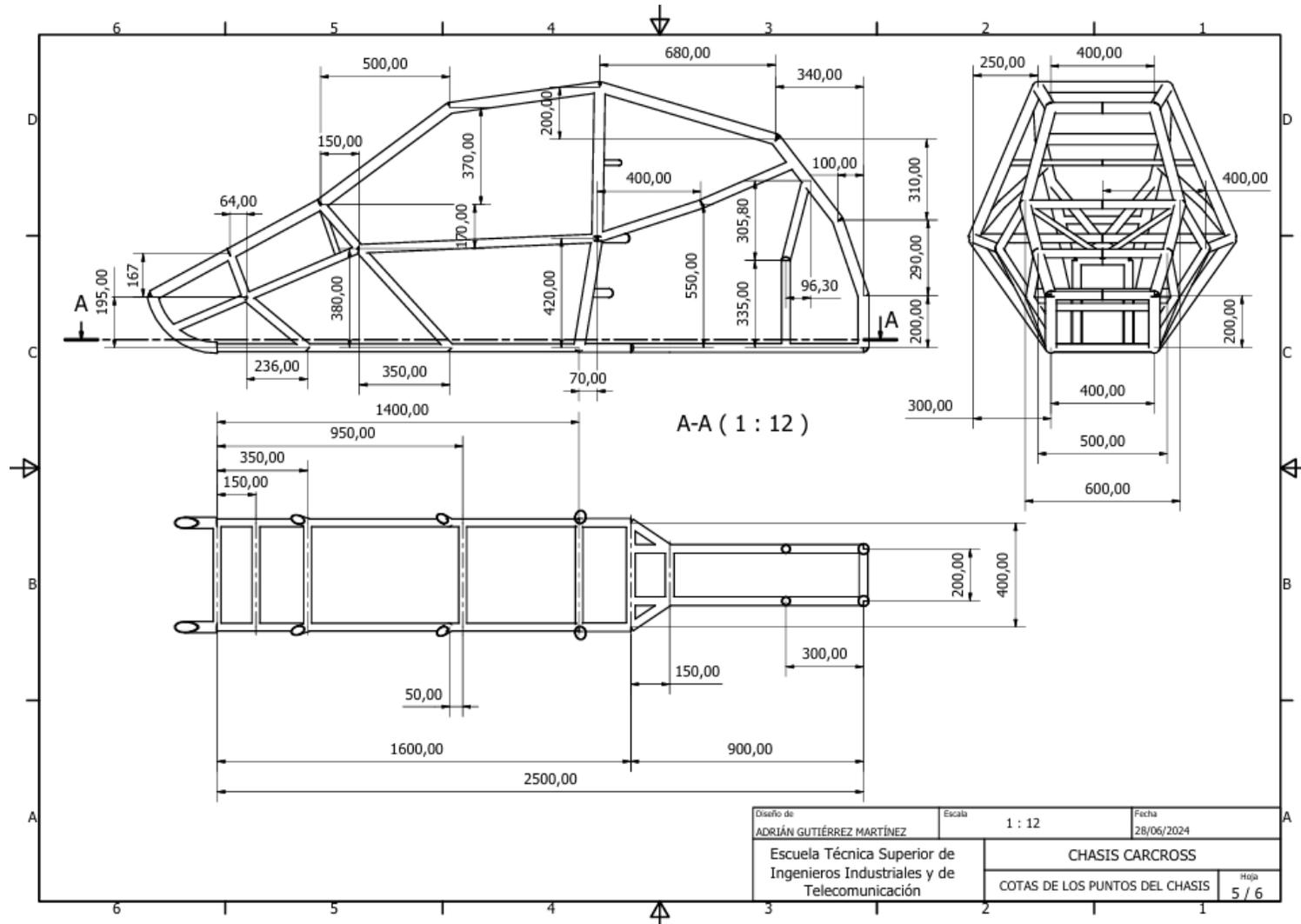


## PLANO IV: DISTRIBUCIÓN DE BARRAS

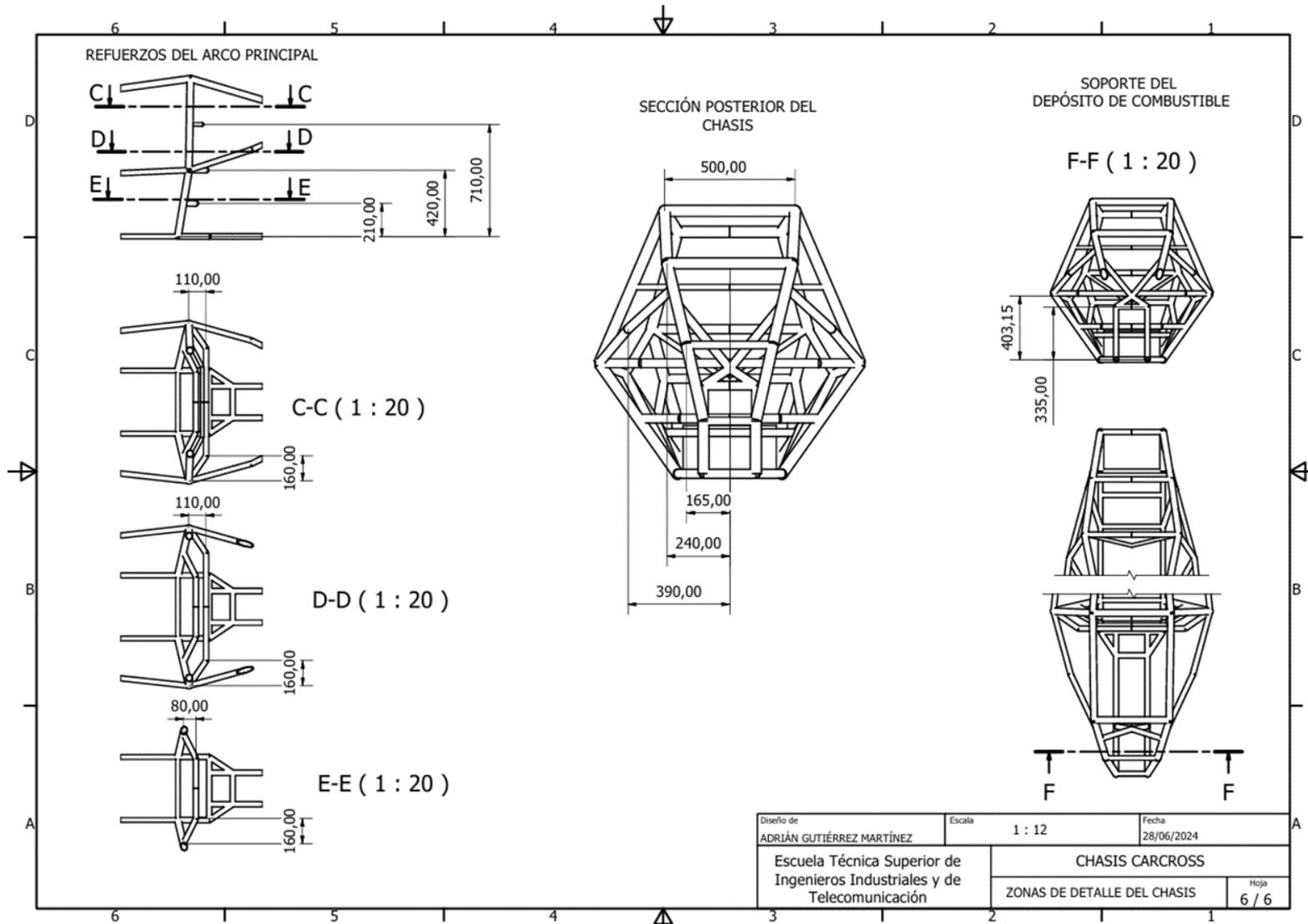




## PLANO V: COTAS DE LOS PUNTOS DEL CHASIS

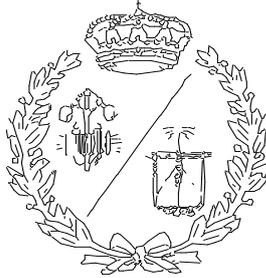


## PLANO VI: ZONAS DE DETALLE DEL CHASIS



**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**

## ÍNDICE

1.	PLIEGO DE CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS.....	1
1.1	PARTICIPANTES .....	1
1.1.1	La propiedad.....	1
1.1.2	Técnico .....	1
1.1.3	Fabricante.....	1
2.	MATERIALES .....	2
2.1	Perfiles metálicos .....	2
2.2	Materiales adicionales .....	2
3.	ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN.....	2
3.1	Definición de geometría.....	2
3.2	Corte y preparación .....	3
3.3	Soldadura .....	3
3.4	Limpieza .....	3
3.5	Pintura.....	3
4.	PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS .....	4
4.1	Precios .....	4
4.2	Garantía .....	4
5.	PREVENCIÓN DE RIESGOS Y SEGURIDAD .....	5

# 1. PLIEGO DE CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS

El pliego de condiciones es el documento que recoge las instrucciones, normas y especificaciones que definen los requisitos para la realización del proyecto. En él se establecen las condiciones técnicas, económicas, administrativas, facultativas y legales para que el objeto del proyecto pueda llevarse a cabo en las condiciones especificadas, asegurándose que las interpretaciones son las deseadas.

Este pliego de condiciones está aplicado a la fabricación del chasis tubular de un carcass. Pese a no ser el objetivo del proyecto, debido a ser un modelo no comercial y al haber logrado unos resultados satisfactorios tras los análisis, se establece un pliego de condiciones para su fabricación por si esta se realiza en un futuro.

## 1.1 PARTICIPANTES

A continuación, se presenta una breve descripción de las funciones y responsabilidades de los participantes clave en el proyecto.

### 1.1.1 La propiedad

Es la propietaria del vehículo y por tanto quien asume los costes del análisis estructural y la fabricación.

### 1.1.2 Técnico

Es el ingeniero que debe redactar el documento de estudio y análisis del proyecto, del contrato, y las normas de aplicación y de control de calidad. El proyecto deberá seguir la normativa vigente y justificar de manera detallada los cálculos y estudios realizados.

### 1.1.3 Fabricante

Será el responsable de la realización del chasis del vehículo de forma subcontratada. Deberá encontrarse dado de alta en constructores de la Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA), en caso contrario el vehículo fabricado no podría participar en competición. Además, deberá garantizar las especificaciones de fabricación, así como la utilización de los



materiales apropiados, y garantizar un producto fiel a las condiciones demandadas, siendo el máximo responsable de ello. En este caso 'Bango Racing Cars (BRC)' será el taller responsable de fabricar el chasis. Este taller se encuentra dado de alta en constructores de la RFEDA lo que le autoriza a fabricar este tipo de estructuras.

## 2. MATERIALES

Los materiales utilizados en la fabricación y montaje del chasis deberán ajustarse a los aquí expuestos.

### 2.1 Perfiles metálicos

Los perfiles metálicos tendrán las dimensiones indicadas en los planos. Este es el acero al carbono AISI 4130 el cual es una aleación de acero al cromo y molibdeno. Es un acero muy utilizado en la industria del automóvil y se ajusta perfectamente a la composición mínima que indica la Normativa de la RFEDA [1].

### 2.2 Materiales adicionales

Tras la fabricación del chasis es necesario aplicar diferentes productos con el fin de obtener un buen acabado y proteger la superficie de la corrosión. Primero se aplicará disolvente sobre toda la estructura metálica para eliminar al máximo las impurezas producidas durante el proceso de ensamblado. Seguido, se aplicará la imprimación antioxidante específica para metales que servirá de base para la pintura. La pintura será monocapa y especial para coches para evitar al máximo la corrosión.

## 3. ESPECIFICACIONES DE EJECUCIÓN

Para la fabricación del chasis tubular se deberán seguir los procedimientos expuestos en este apartado.

### 3.1 Definición de geometría



La geométrica quedará definida por la colocación en el espacio de los puntos de unión de tubos del chasis. Esta parte es recomendable comenzarla por la base del chasis y a partir de ahí definir el resto de los puntos del chasis al ser posible, con la ayuda de un metro láser. Esta es el procedimiento más importante y el que requiere una mayor precisión.

### **3.2 Corte y preparación**

El corte de los perfiles tubulares se realizará preferiblemente mediante amoladora eléctrica o una sierra de cinta en caso de que sean cortes rectos. No se utilizarán otras técnicas de corte como el oxicorte que no permitan obtener un acabado preciso. Las posibles rebabas que aparezcan se eliminarán mediante un limado. Los cortes de los tubos nuevos se harán adaptándolos siempre a la distancia entre los puntos de unión de tubos del chasis.

### **3.3 Soldadura**

La zona sobre la que se van a soldar los perfiles nuevos será lijada hasta que quede el metal visto para obtener una mejor calidad de soldadura. Los tubos ya cortados se situarán en su posición definitiva y se realizará un punteo que fijará los elementos en su posición final. Después se realizarán los diferentes cordones. La técnica de soldado será MIG, soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible. Las propiedades mecánicas del material de aporte deberán ser mayores que las del acero base.

### **3.4 Limpieza**

Una vez se encuentra ensamblado todo el chasis, se comenzará a preparar para el proceso de pintado. Para ello, se comenzará pasando una lija gruesa sobre las zonas donde se encuentren las soldaduras para eliminar las impurezas producidas en el proceso de soldadura., A su vez, también se deberá pasar una lija de grano fino por todo el chasis para preparar las superficies para que el proceso posterior de pintado tenga una mayor calidad. A continuación, se deberá limpiar por completo el chasis con disolvente para desincrustar y eliminar toda la suciedad generada tras el lijado.

### **3.5 Pintura**

Una vez limpiadas las barras del chasis comienza la fase de pintado. Se empieza aplicando la imprimación mediante pistola de pintado pulverizadora, la cual constará de una capa. Esta



pintura se aplicará tantas veces sea necesario cubriendo así por completo todo el chasis del carcass. Cuando se haya secado, se procederá a lijar nuevamente el chasis por completo para igualar de nuevo toda la superficie y se volverá a limpiar nuevamente con disolvente para una nueva mano de imprimación. Este proceso se realizará tantas veces como sea necesario con el fin de garantizar un buen acabado. Una vez tenemos el chasis lo más igualado posible tras el lijado sobre la base de imprimación, se procederá a una última limpieza previa al pintado por completo del chasis con la pintura monocapa especial para automóviles.

## **4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS**

Para la fabricación y montaje de la mejora se establecerán los métodos de pago y plazos entre la propiedad y el fabricante de manera contractual.

### **4.1 Precios**

Los precios de cada una de las tareas necesarias para la fabricación vendrán correctamente detallados en los documentos correspondientes. El pago se racionalizará en un primer pago previo a la orden de fabricación y un segundo pago tras la entrega del chasis.

### **4.2 Garantía**

En lo que respecta al cliente, el periodo o de garantía vendrá estipulado en el contrato. En este caso, al ser un vehículo de competición presenta unas condiciones especiales. Estas condiciones especiales hacen que la garantía únicamente se aplique en ciertos casos y bajo unos estudios donde se dictamine que la estructura no ha fallado por un mal uso.

Por otra parte, en lo que respecta a la empresa subcontratada, el fabricante, deberá dar una garantía que cubra además de la correcta fabricación y acabado del chasis, un correcto ensamblaje y transporte. En caso de recibir el cliente el producto con algún desperfecto, el coste de la reparación o reemplazo recaerá sobre el fabricante.



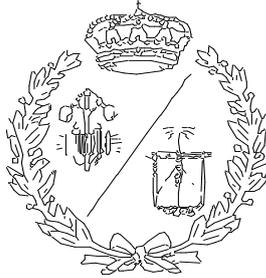
## 5. PREVENCIÓN DE RIESGOS Y SEGURIDAD

Durante la realización de todas las tareas referentes a la fabricación e instalación de la mejora todas las operaciones se harán conforme a la ley 31/1995. En ella se define como debe llevarse a cabo la prevención de riesgos dentro de una empresa, así como los principios de acción preventiva y las obligaciones de trabajadores y empresarios.

De la misma manera se actuará siguiendo el Real Decreto 1215/1997 el cual establece las disposiciones mínimas de seguridad y salud que deben seguir los trabajadores en el uso de los equipos de trabajo.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DOCUMENTO V: PRESUPUESTO**

**Autor: Adrián Gutiérrez Martínez**

**Julio - 2024**



## ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	PRESUPUESTO DE CONSULTORÍA .....	2
2.1	COSTES DE CONSULTORÍA .....	2
2.2	PRESUPUESTO TOTAL DE CONSULTORÍA.....	2
3.	PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN.....	3
3.1	COSTES DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	3
3.1.1	COSTES DE MATERIAS PRIMAS.....	3
3.1.2	MATERIALES ADICIONALES .....	4
3.2	PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA .....	5
3.2.1	REALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	5
3.2.2	COSTE DE TAREAS DE FABRICACIÓN .....	6
3.3	COSTES DE TRANSPORTE.....	6
3.4	PRESUPUESTO TOTAL DE FABRICACIÓN .....	7



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Costes de consultoría.....	2
Tabla 2: Resumen de costes de consultoría .....	3
Tabla 3: Presupuesto de los perfiles tubulares de acero AISI 4130.....	4
Tabla 4: Presupuesto de materiales adicionales .....	5
Tabla 5: Presupuesto de realización del proyecto .....	5
Tabla 6: Presupuesto de mano de obra en la fabricación y montaje del chasis.....	6
Tabla 7: Presupuesto de transporte .....	7
Tabla 8: Resumen de costes de fabricación.....	7



## 1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se presenta el presupuesto completo del proyecto, una herramienta esencial para su desarrollo y ejecución. Un proyecto de ingeniería inversa implica desmantelar y analizar un prototipo existente para mejorar o replicar su diseño. Esto requiere una inversión significativa en herramientas, software y expertos técnicos. La planificación presupuestaria adecuada garantiza que todos estos elementos se aborden de manera eficiente, permitiendo un análisis detallado en busca de cumplir los objetivos establecidos y avanzar en el diseño de chasis de vehículos de competición, en este caso un carcass.

En este trabajo se presentarán dos presupuestos diferenciados. El primero se centrará en la consultoría técnica, abarcando el detallado estudio y análisis mecánico-estructural del chasis, aspectos fundamentales sobre los cuales se ha cimentado este proyecto. Este presupuesto incluirá todos los costes asociados a los estudios técnicos realizados.

El segundo presupuesto se enfocará en la fabricación de un nuevo chasis basado en el modelo exhaustivamente analizado. Aunque la fabricación no constituye el objetivo de este trabajo, la consideración de este presupuesto puede ser importante. Dado que el diseño propuesto no está actualmente disponible en el mercado y ha demostrado resultados excepcionales en los análisis, la posibilidad de su producción podría tener una gran relevancia en el futuro.

Es importante señalar que este presupuesto se ha elaborado teniendo en cuenta los precios y costes vigentes en el momento de su creación. No obstante, pueden ocurrir variaciones debido a factores externos, como cambios en los precios de los materiales o ajustes en los costos de mano de obra.



## 2. PRESUPUESTO DE CONSULTORÍA

### 2.1 COSTES DE CONSULTORÍA

El primer presupuesto se basa en el estudio y en el análisis del chasis. Este proceso se divide en dos grandes partes. La primera parte se basa en el estudio del vehículo y la segunda en el análisis del chasis y la realización de todo el proyecto (Tabla 1).

Tabla 1: Costes de consultoría

PROCESO	OPERARIO	DURACIÓN (H)	COSTE HORARIO (€)	COSTE TOTAL (€)	SUBTOTAL
ESTUDIO DEL VEHÍCULO FÍSICO	INGENIERO TÉCNICO	16	25,00	400,00 €	<b>4.000,00 €</b>
ANÁLISIS Y REALIZACIÓN DEL PROYECTO	INGENIERO TÉCNICO	144	25,00	3.600,00 €	

El coste total de la mano de obra del estudio y el análisis del vehículo es de **cuatro mil euros (4.000,00€)**.

### 2.2 PRESUPUESTO TOTAL DE CONSULTORÍA

Para finalizar, se presenta el presupuesto de estudio y realización del proyecto, que incluye la suma de los presupuestos parciales y establece el monto total después de aplicar impuestos, beneficios industriales y costos de administración y gestión (Tabla 2).

Tabla 2: Resumen de costes de consultoría

Coste de mano de obra	4.000,00 €
<b>Costes directos totales</b>	<b>4.000,00 €</b>
Gastos generales (15%)	600,00 €
Beneficio industrial (6%)	240,00 €
<b>Coste total previo impuestos</b>	<b>4.840,00 €</b>
IVA (21%)	1.016,40 €
<b><u>Coste total</u></b>	<b><u>5.856,40 €</u></b>

El importe total del estudio y de la realización del proyecto del chasis del carcross es de **cinco mil ochocientos cincuenta y seis euros con cuarenta céntimos (5.856,40 €)**.

### 3. PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN

En esta sección se van a desglosar las diversas partidas presupuestarias para la fabricación de un chasis como el analizado, teniendo en cuenta la subcontratación de las tareas de fabricación.

#### 3.1 COSTES DE EJECUCIÓN MATERIAL

En esta sección se examinan todos los materiales requeridos para la fabricación de la estructura tubular que conforma el chasis del carcross.

##### 3.1.1 COSTES DE MATERIAS PRIMAS

En esta sección se examinan todas las materias primas requeridas para la construcción del chasis. A continuación, se mencionan todos estos que son necesarios para la fabricación del chasis (Tabla 3).

Tabla 3: Presupuesto de los perfiles tubulares de acero AISI 4130

MATERIAL	LONGITUD TOTAL	VOLUMEN	PESO (kg)	PRECIO MEDIO 1 TONELADA (1500 €)	SUBTOTAL
TUBO DE ACERO AISI 4130 Ø= 43 mm e=2 mm	11.547,685 mm	0,00297481 m <sup>3</sup>	23,353	58,17 kg	<b>87,25 €</b>
TUBO DE ACERO AISI 4130 Ø= 21 mm e=2 mm	1.524,575 mm	0,00018201 m <sup>3</sup>	1,429		
TUBO DE ACERO AISI 4130 Ø= 34 mm e=2 mm	14.607,95 mm	0,00293711 m <sup>3</sup>	23,06		
TUBO DE ACERO AISI 4130 Ø= 30 mm e=2 mm	7.473,706 mm	0,00131485 m <sup>3</sup>	10,322		

El coste total de los perfiles tubulares de acero AISI 4130 es de **ochenta y siete euros con veinticinco céntimos (87,25 €)**.

### 3.1.2 MATERIALES ADICIONALES

Además de los perfiles tubulares serán necesarios otros materiales con el fin de dejar el chasis en las mejores condiciones antes de montarle todo el equipamiento y toda la mecánica.

Estos materiales adicionales se recogen en la siguiente Tabla 4:



Tabla 4: Presupuesto de materiales adicionales

MATERIAL	SUPERFICIE TUBULAR	UNIDADES	PRECIO (€)	SUBTOTAL
DISOLVENTE (1L)	3,93 m	1	11,25	<b>113,50 €</b>
PINTURA DE IMPRIMACIÓN ANTICORROSIVA (750 ml)		1	4,25	
PINTURA MONOCAPA (1L)		2	98	

El presupuesto de materiales adicionales tendría un subtotal de **ciento trece euros con cincuenta céntimos (113,50 €)**.

### 3.2 PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA

En esa parte se exponen los costes de operarios que participan en la construcción del chasis. En estos costes horarios se incluyen todas las herramientas requeridas para llevar a cabo cada proceso de fabricación.

#### 3.2.1 REALIZACIÓN DEL PROYECTO

La realización de los cálculos y análisis necesarios y la redacción del proyecto es tarea del ingeniero técnico. En la siguiente Tabla 5 se muestran los costes del proceso.

Tabla 5: Presupuesto de realización del proyecto

PROCESO	DURACIÓN (H)	COSTE HORARIO (€)	COSTE TOTAL (€)	SUBTOTAL
INGENIERO TÉCNICO	60	45,00	2.700,00 €	<b>2.700 €</b>



El coste total del estudio y la realización del proyecto asciende a **dos mil setecientos euros (2.700,00€)**.

### 3.2.2 COSTE DE TAREAS DE FABRICACIÓN

La Tabla 6 a continuación presenta los costes de la subcontratación de tareas de fabricación del carcass. Las tarifas por hora de los operarios incluyen todas las herramientas requeridas para llevar a cabo sus tareas.

*Tabla 6: Presupuesto de mano de obra en la fabricación y montaje del chasis*

PROCESO	DURACIÓN (H)	COSTE HORARIO (€)	TOTAL (€)	SUBTOTAL
CORTE Y PREPARACIÓN DE LAS BARRAS	60	11,80	708,00	<b>2.292,00 €</b>
MONTAJE Y SOLDADURA	120	11,40	1368,00	
LIMPIEZA Y PINTADO	20	10,80	216,00	

El coste total de la mano de obra correspondiente al proceso de fabricación del chasis de carcass asciende a **dos mil doscientos noventa y dos euros (2.292,00 €)**.

### 3.3 COSTES DE TRANSPORTE

Al ser el taller subcontratado para la fabricación del chasis, en este caso ‘Bango Racing Cars (BRC)’, hay que tener en cuenta el transporte en el presupuesto. Una de las razones por la que se ha elegido este constructor según la RFEDA es por su cercanía a la zona desde donde se quieren distribuir los chasis, Santander, Cantabria. Este taller se encuentra en Langreo, Asturias. En la siguiente Tabla 7 se expondrán los costes del transporte. En estos gastos se incluyen además de los costes de los operarios, los gastos que ocasionan los consumibles utilizados en cada proceso.



Tabla 7: Presupuesto de transporte

PROCESO	DURACIÓN (H)	COSTE HORARIO (€)	TOTAL (€)	SUBTOTAL
EMBALAJE	1	90	90,00	<b>530,00 €</b>
CARGA	1	40	40,00	
TRANSPORTE	6	60	360,00	
DESCARGA	1	40	40,00	

El importe total del transporte del chasis es de **quinientos treinta euros (530,00 €)**.

### 3.4 PRESUPUESTO TOTAL DE FABRICACIÓN

Para finalizar, se presenta el presupuesto de ejecución, que incluye la suma de los presupuestos parciales y establece el monto total después de aplicar impuestos, beneficios industriales y costos de administración y gestión (Tabla 8).

Tabla 8: Resumen de costes de fabricación

Coste de materiales	200,75 €
Coste de mano de obra	4.992,00 €
Coste de transporte	530,00 €
<b>Costes directos totales</b>	<b>5.722,75 €</b>
Gastos generales (15%)	858,42 €
Beneficio industrial (6%)	343,37 €
<b>Coste total previo impuestos</b>	<b>6.924,54 €</b>
IVA (21%)	1.454,16 €
<b><u>Coste total</u></b>	<b><u>8.378,70 €</u></b>



El importe total de la realización del proyecto y fabricación del chasis del carcass es de **ocho mil trescientos setenta y ocho euros con setenta céntimos (8.378,70 €)**.