

**Universidad  
Rey Juan Carlos**

**ESCUELA SUPERIOR DE CIENCIAS  
EXPERIMENTALES Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo Fin de Grado**

**ESTUDIO DE VIABILIDAD DE LA  
SUSTITUCIÓN DEL CHASIS DE UN KART  
CATEGORÍA KZ POR UN CHASIS BASADO EN  
MATERIALES COMPUESTOS TIPO  
MONOCASCO**

**Helena Ruiz Espárrago**

**Directores: Soledad González Tortuero**

**Jesús Rodríguez Pérez**

**Curso Académico 2023/24**



**Grado en Ingeniería Mecánica**  
**Trabajo Fin de Grado**

El presente trabajo, titulado “*Estudio de viabilidad de la sustitución del chasis de un kart categoría KZ por un chasis basado en materiales compuestos tipo monocasco*”, constituye la memoria correspondiente a la asignatura Trabajo Fin de Grado que presenta D<sup>a</sup>. Helena Ruiz Espárrago como parte de su formación para aspirar al Título de Graduada en Ingeniería Mecánica. Este trabajo ha sido realizado en la ESCET en el departamento de Tecnología Química, Energética y Mecánica bajo la dirección de Soledad González Tortuero y Jesús Rodríguez Pérez.

Móstoles, 12 de julio de 2024



## **AGRADECIMIENTOS**

*Querría agradecer a mis padres por la oportunidad y el apoyo que me han dado siempre en poder estudiar lo que me gusta.*

*Agradecer a Valentín, por ser mi apoyo incondicional en todo, estar siempre a mi lado y confiar tanto en mí.*

*También, a Dani y a Sara, que han los mejores compañeros de viaje en la universidad.*

*Y, por último, a mis amigos de siempre que saben todo lo que he tenido que sacrificar para llegar hasta aquí.*

## Contenido

1. Resumen.....	6
2. Introducción.....	7
2.1. Definición de un kart.....	7
2.2. Historia del karting.....	7
2.3. Kart en la actualidad.....	10
2.3.1. Categorías.....	10
2.3.2. Partes del kart.....	11
2.3.3. Comportamientos del kart.....	11
2.4. Desarrollo de los chasis en la industria.....	12
2.5. Motivación de la idea.....	13
3. Objetivos.....	14
4. Metodología.....	15
4.1. Componentes y dimensiones principales.....	15
4.2. Diseño.....	17
4.3. Selección de materiales.....	19
4.4. Simulación.....	20
4.4.1. <i>Engineering data</i> .....	21
4.4.2. <i>Geometry</i> .....	21
4.4.3. <i>Model – Mesh</i> .....	22
4.4.4. <i>ACP (ANSYS Composite PrepPost)</i> .....	23
4.4.5. <i>Static Structural</i> .....	24
4.4.5.1. Estudio de sensibilidad.....	25
4.4.5.2. Validación de la geometría del chasis tubular diseñado.....	26
4.4.5.2.1. Rigidez torsional.....	26
4.4.5.3. Definición del caso base del chasis tubular.....	28
4.4.5.3.1. Rigidez torsional.....	28
4.4.5.3.2. Rigidez a flexión.....	28
4.4.5.3.3. Impacto frontal y lateral.....	29

4.4.5.4.	Optimización de la configuración del monocasco .....	31
4.4.5.5.	Comparación del comportamiento en pista de ambos chasis.....	31
5.	Resultados y discusión .....	32
5.1.	Diseño.....	32
5.1.1.	Diseño del chasis tubular .....	33
5.1.2.	Diseño del chasis tipo monocasco .....	33
5.2.	Selección de materiales .....	34
5.2.1.	Selección de materiales para la estructura tubular.....	34
5.2.2.	Selección de materiales para monocasco.....	34
5.2.2.1.	Generación de nuevos materiales.....	35
5.2.2.2.	Optimización de todos los materiales .....	43
5.3.	Simulaciones .....	45
5.3.1.	Sensibilidad del mallado.....	45
5.3.2.	Comparación del diseño del tubular con la realidad.....	47
5.3.3.	Establecer caso base .....	48
5.3.4.	Optimización de la configuración del monocasco .....	51
5.3.5.	Comparación del comportamiento de ambos chasis en pista .....	69
6.	Conclusiones .....	71
7.	Bibliografía.....	72
8.	Anexo .....	74
8.1.	Dibujos técnicos de la normativa de la CIK-FIA. ....	74
8.2.	Resultados de estudio de sensibilidad .....	76
8.3.	Resultados de la simulación nominal del monocasco. ....	77
8.4.	Resultados de la simulación nominal con el aumento de redondeo del monocasco. ....	78
8.5.	Resultados de las simulaciones del aumento del ancho del chasis.....	79
8.6.	Cálculo del cambio de la variación de la rigidez torsional con el cambio del ancho. ....	81
8.7.	Resultados de las simulaciones de la disminución del espesor del laminado.....	82
8.8.	Resultados de la evaluación del número de capas en los paragolpes y los soportes de los ejes.	



8.9.	Resultados de la evaluación del número de capas en el monocasco y en el suelo, y del espesor del núcleo de PMI .....	86
8.10.	Desarrollo de la ley empírica que modela el aumento del espesor del núcleo de PMI....	88

## 1. Resumen

En este trabajo se presenta el estudio de viabilidad de la sustitución del chasis de un kart de la categoría KZ. Estos karts pertenecen a una de las competiciones más importantes en el mundo del karting.

Desde que aparecieron los primeros karts, en 1956, hasta ahora, no ha habido avances tecnológicos que encaminen esta competición hacia los materiales compuestos, como sí ha ocurrido en el resto de las competiciones, como la Fórmula 1.

Con este proyecto se busca iniciar una investigación hacia los materiales compuestos realizando un chasis tipo monocasco. Además, se trabaja con una estrategia que permita conocer las propiedades del monocasco, sin necesidad de fabricarlo basándose en simulaciones de elementos finitos.

En primer lugar, se propondrá un diseño de chasis tubular cuyas propiedades sean similares a las de un chasis real. Para ello, se empleará un modelado CAD en el software CATIA v5, y unas simulaciones posteriores en ANSYS.

A continuación, empleando los mismos programas, se diseña un monocasco que siga la esencia de los karts tradicionales. Tras ello, se seleccionan los materiales aptos para esta aplicación, que resulta en un material compuesto tipo sándwich con pieles de fibra de carbono – epoxi y núcleo de espuma PMI. El método de fabricación seleccionado será infusión (VARIM).

El siguiente paso consiste en estudiar cómo afectan distintos laminados al chasis para tratar de obtener expresiones que describan las propiedades del monocasco, y así llegar a un modelo final en el que a partir de unos datos iniciales se obtenga la rigidez, resistencia y peso deseados.

Finalmente, se compara el comportamiento en circuito del chasis tubular y del chasis tipo monocasco que confirma que sí se puede realizar un chasis basado en materiales compuestos que tenga las mismas prestaciones que el kart actual.

## 2. Introducción

### 2.1. Definición de un kart

Según la FIA (Federación Internacional de Automovilismo), un kart es un monoplaza con carrocería, pero sin techo ni suspensión (Figura 1). Tiene cuatro ruedas que están en contacto con el suelo: las dos ruedas delanteras controlan la dirección, mientras que las dos traseras impulsan el kart. La posición de conducción es sentada, con los pies hacia delante [1].



*Figura 1. FIA Karting European Championship - KZ2 2024 [2].*

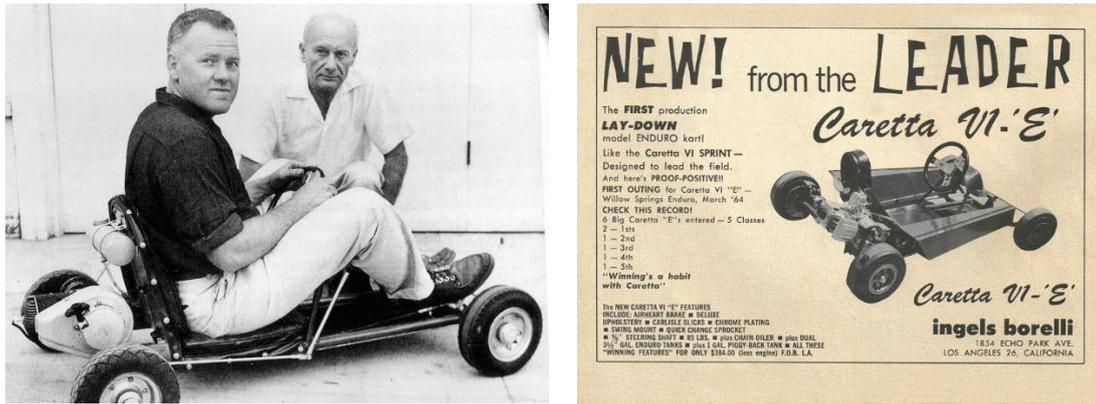
### 2.2. Historia del karting

La historia del karting comienza en California, en agosto de 1956, cuando Art Ingels junto con Lou Borelli construyeron el primer kart. Era un pequeño vehículo compuesto por un chasis tubular impulsado por el motor de un cortacésped (Figura 2). La primera aparición pública fue en septiembre de ese mismo año, durante una carrera de coches en Pomona Raceway [3].

Duffy Livingston y Roy Desbrow, al ver el invento de Ingels, se construyeron sus propios modelos. Estos 3 realizaban carreras en aparcamientos de supermercados, que eran perseguidas por la policía.

En primavera del siguiente año, comenzaron a realizar las carreras en el aparcamiento de Rose Bowl (un estadio en California), donde ya no eran perseguidos por la policía. Estas carreras atraían a tanta gente que Livingstone, Desbrow y Bill Rowles (un conocido de los dos anteriores) comenzaron a comercializar con los karts. Crearon la primera empresa de fabricación de karts: GoKart Manufacturing Company, en Moravia (California).

Por otro lado, Ingels dejó su trabajo en la empresa de coches de competición en la que estaba y junto a Lou Borelli crearon Ingels & Borelli Kart Company lanzando el Caretta (Figura 2).



*Figura 2. Izquierda: Art Ingels en subido en el primer kart. Derecha: un anuncio publicitario sobre el Caretta. [4]*

El fenómeno del karting comenzó a extenderse por el territorio americano gracias a artículos de revistas como “Rod & Custom” y “Hot Rod Magazine”.

Con el auge de los karts y la formación de nuevas empresas de fabricación de karts, Don Boberick y Marvin Patchen crearon un organismo oficial, para regular el karting, aplicando reglamentos deportivos y técnicos, llamado Go Kart Club of America (GKCA). Algunas partes del reglamento técnico que se establecieron en 1957 siguen intactas como las dimensiones de la pista o el ancho de los karts. La GKCA consiguió un acuerdo para realizar carreras bimensuales en el aparcamiento del centro comercial Easland (California). A finales de diciembre se organizó allí la que se considera la primera competición oficial de la historia del karting.

Por el resto del mundo circulaban ejemplares de las revistas americanas, que despertaron pasiones en los demás continentes, en los que la gente fabricaba los primeros karts con cualquier cosa que pudieran utilizar. Los karts americanos solo se exportaban a Japón y Gran Bretaña, donde había bases militares americanas.

El primer circuito permanente nació en diciembre 1958, en Azusa, California, en la nueva sede principal de GoKart Manufacturing Company. Para evitar la asociación de karts con juguetes, en julio de 1959, pusieron un kart en marcha durante 7 días. Este recorrió 8,4 mil kilómetros pilotados por 28 pilotos diferentes, y durante su trayecto solo tuvo dos problemas: una fuga en el depósito de combustible y un golpe con un conejo.

En Estados Unidos se crea otro club, GPKCA (Grand Prix Kart of America), con aspiraciones nacionales e internacionales, que, en diciembre de 1959, organiza en Bahamas un encuentro internacional. Lo denominan “Campeonato del Mundo” siendo el primer ganador Jim Yamane.

Durante los siguientes años se crean muchas asociaciones, hasta tal punto, que el crecimiento y las especificaciones de los diferentes reglamentos frenan el desarrollo del deporte. Como resultado, en 1962 la FIA (Federación Internacional del Automóvil) crea la CIK (Comisión Internacional de Karting). La

CIK se encarga de definir los reglamentos técnicos, homologar los motores de 100cc y crea dos categorías:

- Sport: se deben usar motores homologados (vendidos a un precio regulado por la Federación) y utilizarse en su forma original.
- Racing: se deben usar motores homologados, pero se pueden modificar.

Dos años después, la CIK celebra el Campeonato del Mundo de Karting CIK. En 1966, el campeonato del mundo se extiende a 3 carreras, ganándolas todas Susy Raganelli, hasta ahora la única mujer en ganar el máximo título de Karting.

Se cambió el Campeonato del mundo a un solo evento en 1970, para incrementar la participación de corredores de fuera de Europa.

La CIK, en 1976, inaugura la Fórmula Europa, en la que se introdujo el procedimiento de la homologación periódica de los chasis con el objetivo de congelar las evoluciones técnicas y costes. En este año también se crea un Campeonato de Europa para karts de 250cc con caja de cambios.

Se eligió presidente de la CIK-FIA en 1978 a Ernest C. Buser, y durante los 21 años presidiendo, consiguió que el karting fuese un deporte de talla mundial llevando los diferentes Campeonatos al resto de continentes fuera de Europa.

En 1983, la CIK-FIA organiza un nuevo Campeonato del Mundo para la categoría de Fórmula E, esos karts serán de 2.500 cc con caja de cambio y pueden llegar a los 240 km/h. En 1986, se introducen los paragolpes laterales debido a varios accidentes.

En 1992, el mundo del karting alcanza otros niveles de audiencia cuando Eurosport retransmite los Campeonatos Europeos y Mundiales más importantes. También se introdujeron cambios técnicos con la obligación de utilizar carenados delanteros.

En la última década del siglo XX, participaron en el karting importantes pilotos que luego saltaron a la Fórmula 1, como Fernando Alonso, Kimi Räikkönen, Lewis Hamilton o Nico Rosberg.

Desde el 2003, se introducen ensayos de impacto en la homologación del carenado frontal y lateral. También se introdujo como nuevo elemento del carenado la protección de las ruedas traseras, buscando reducir el número de accidentes causados por el solapamiento de ruedas. Además, se cambiaron las fijaciones del carenado delantero con lo que se consiguió reducir el número de incidentes en la salida.

## 2.3. Kart en la actualidad

El karting es el deporte del motor más accesible, ya que su disponibilidad ha aumentado en los últimos años y es sencillo encontrar pistas y karts de alquiler dedicadas al ocio. Sin embargo, a medida que aumenta la profesionalidad del deporte, los precios aumentan exponencialmente, llegando a que pilotos no puedan proseguir su carrera sin patrocinio de equipos o empresas.

A nivel profesional, en el mundo del karting, encontramos una gran variedad de categorías.

### 2.3.1. Categorías

En el mundo de los karts existen diferentes categorías de competición, dependiendo de la edad, la potencia del motor y del país. Las categorías principales a nivel internacional se separan en 3 [5]:

- Categoría KZ: se considera la categoría más alta de kart en los últimos años. La característica principal de estos karts es su motor con cambio de marchas de 125 cc. Debido a esto, se encuentran en esta categoría futuros pilotos de categorías superiores de automovilismo. Dentro de esta categoría encontramos KZ1 y KZ2, aunque la diferencia entre ambas es muy escasa. En el pasado esta categoría reemplazó la categoría ICC.
- Categoría OK: engloba a los karts que se consideran de conducción directa (*direct-drive*). Esta categoría reemplazó a la antigua Formula A, ICA y KF, buscando bajar el coste de la competición y la sencillez de los motores. Las categorías principales son: OK y OK-Junior, para pilotos entre 12 y 14 años. Recientemente, han aparecido otras dos categorías, OK-N y OK-NJ, para permitir a las federaciones nacionales una categoría universal.
- Categoría Superkart: estos karts son los más rápidos que existen, llegan a alcanzar los 200 km/h. Necesitan correr en pistas de alta velocidad, por su gran potencia.

En la Tabla 1, se puede ver las principales diferencias entre las categorías.

Tabla 1. Resumen de las diferencias entre las categorías de karting

Categoría	Peso (+ piloto)	Chasis	Motor	Cambio	Frenos	Edad
<b>KZ</b>	170 kg	Libre	2T 125 cc	Si	Hidráulicos en las cuatro ruedas	≥ 15 años
<b>KZ2</b>	175 kg	Chasis homologado	2T 125 cc	Si	Hidráulicos en las cuatro ruedas	≥ 15 años
<b>OK</b>	150kg	Chasis homologado	2T 125 cc 16000 rpm max.	No	Hidráulicos en las ruedas traseras solo	≥ 14 años
<b>OK -Junior</b>	140 kg	Chasis homologado	2T 125 cc 14000 rpm max.	No	Hidráulicos en las ruedas traseras	12-14 años
<b>Superkart</b>	205 kg	Chasis homologado	2T 250 cc 14000 rpm max.	Si	Hidráulicos en las cuatro ruedas	≥ 18 años

Para este estudio, se considerará un kart de categoría KZ.

### 2.3.2. Partes del kart

A pesar de las diferentes categorías, la esencia del kart es común, un pequeño vehículo abierto sin suspensión y tracción trasera.

El elemento principal del kart es el cuadro del chasis, compuesto por tubos de acero de sección cilíndrica.

Podemos separar el kart en 4 grupos principales:

- El chasis: es la base donde se construye el kart. Una parte muy importante son soportes de la dirección delantera y trasera, que están soldados, el asiento, los pedales, los paragolpes o *bumpers* y la sujeción del resto de elementos del kart.
- Las ruedas: es el único componente que está en contacto con el asfalto. Están formadas por los bujes, las llantas, los neumáticos y los frenos.
- El sistema de dirección: permite el manejo del kart. Se entiende como el conjunto de la columna de la dirección, el volante y la mangueta.
- El motor y la transmisión: son los encargados de dar el movimiento y la potencia al kart. Está compuesto por el motor, el eje trasero, la cadena de la transmisión, la admisión, el escape, el silenciador, el carburador, el depósito y el sistema de combustible.

### 2.3.3. Comportamientos del kart

Durante el uso del kart, el único elemento que está en contacto con el asfalto son los neumáticos. Por tanto, son los encargados de transmitir las fuerzas al kart. El cuadro del chasis tiene que estar fabricado para absorber esas fuerzas sin deformarse permanentemente. Sin embargo, al no tener suspensión, debe ser capaz de deformar (elásticamente), para permitir que los neumáticos tengan el máximo agarre posible, dando un kart más controlable y rápido.

La fuerza que sufre cada neumático cambia a lo largo del circuito, pero se pueden estudiar en diferentes estados más simples. Los cuales se pueden distinguir entre estáticos y dinámicos:

- Estados estáticos: cuando el kart no está en movimiento, las únicas fuerzas son las causadas por su propio peso. Dependiendo de donde se ubique el centro de gravedad, las ruedas delanteras y traseras soportarán una fuerza distinta. Para este tipo de vehículos se suele utilizar reparto de masas 40:60 [6], es decir, la masa está ligeramente más cerca de la parte trasera.
- Estados dinámicos: se producen mientras el kart está en pista. Debido a la aceleración, por ejemplo, durante los giros o las frenadas, se produce una transferencia de carga entre los neumáticos. Esta transferencia puede ser lateral, si se produce entre los neumáticos derechos e izquierdos, o longitudinal, si se produce entre los delanteros y traseros. Este fenómeno ocurre debido a que hay una diferencia de altura entre el asfalto y el centro de gravedad que produce un par de fuerzas que se compensa con una diferencia de fuerza en los neumáticos. Los distintos estados dinámicos pueden verse en la Figura 3 y son:

- *Pitch*: se produce una transferencia longitudinal entre las ruedas delanteras y traseras. Ocurre durante frenadas o aceleraciones en rectas.
- *Roll*: se produce una transferencia entre las ruedas derechas e izquierdas. Ocurre durante las curvas.
- *Warp*: es una transferencia diagonal entre las ruedas opuestas, puede verse como una suma entre pitch y roll. Ocurre, por ejemplo, cuando una rueda se apoya sobre un bache.

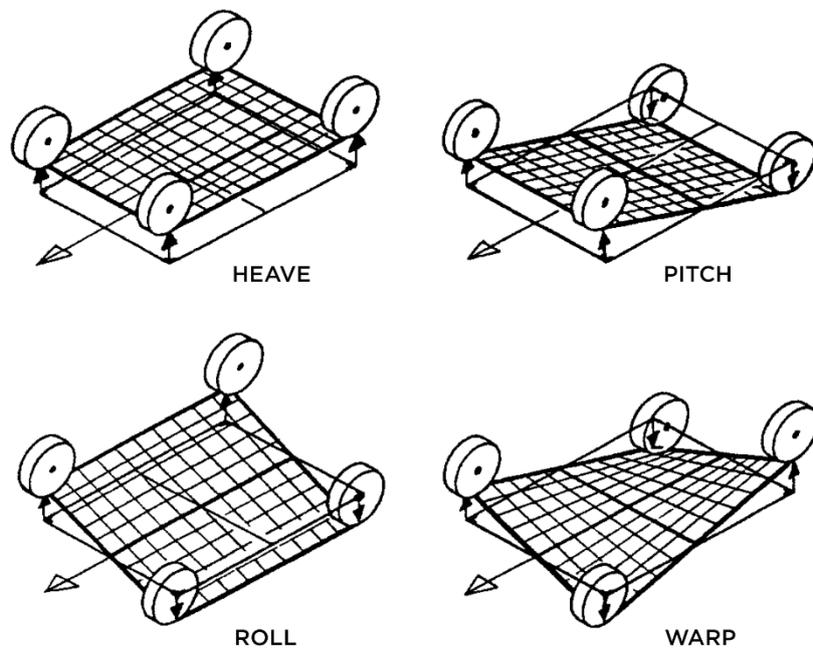


Figura 3. Estados dinámicos simplificados de un vehículo en movimiento [7].

## 2.4. Desarrollo de los chasis en la industria

Aunque los karts actuales estén formados de chasis de acero tubulares, la industria del motor está evolucionando hacia chasis monocasco de fibra de carbono. Un monocasco es un tipo de chasis que está constituido en una sola pieza.

Estudiando otras competiciones de *motorsport* de alto nivel como la Formula 1 o el Campeonato de Resistencia, podemos ver esta progresión de cambio.

En el comienzo de la F1 los chasis eran tubulares de acero. Hasta que, en los años 60, Lotus, introdujo el monocasco de aluminio [8], novedad que muchos equipos adaptaron en los años posteriores por su disminución de peso y aumento de resistencia. En los años 80, McLaren introdujo el primer monocasco realizado completamente de fibra de carbono [9]. Esto supuso una disminución aun mayor del peso y un incremento de la resistencia de los automóviles.

En competiciones similares como el Campeonato de Resistencia (WEC), ocurrió de manera similar. Al principio, su estructura era tubular de acero, dando el paso en los 60 hacia los monocascos de aluminio,

mejorando la rigidez específica. En los 80, a partir de la introducción de los monocascos en la fibra de carbono, Porsche introdujo estas mejoras en la WEC y en sus coches de calle [10].

En cambio, todas estas mejoras no se han implementado en el karting como hemos visto anteriormente. Y las mejoras que han existido en el concepto han sido consecuencias de accidentes.

## 2.5. Motivación de la idea

Con el auge del mundo del motor en nuestro país en las últimas décadas, el karting también se ha popularizado mucho.

Al investigar sobre los karts y encontrar artículos o trabajos sobre el tema, se puede ver que el objetivo principal es hacer un diseño o un estudio sobre algo que ya existe, sin aportar innovaciones. Por ello, se podría concluir que está muy estudiada la influencia de parámetros de diseño como el tamaño de los tubos, o el material, pero siempre sobre chasis tubulares.

En otras competiciones, como se vio previamente (Apartado 2.4 más atrás), hace muchos años dieron el paso acercándose hacia los materiales compuestos, alejándose de las geometrías tubulares. Sin embargo, no se ven este tipo de propuestas o ideas hacia esta dirección en el karting. Por este motivo, se ha decidido encaminar este trabajo a intentar comenzar un estudio de viabilidad y desarrollo sobre el tema, aunque pueda resultar que se deba seguir estudiando.

Una respuesta posible a, por qué no se ha realizado hasta ahora, puede ser que no todo el mundo en este sector dispone de los conocimientos o la tecnología para poder realizar este cambio hacia el monocasco. Incluso las empresas que producen los karts actualmente no parecen aventurarse a este cambio. En la alta competición o en los karts de alquiler solo pueden utilizarse los karts homologados por la FIA, no se pueden realizar modificaciones ni mejoras a un kart lo que limita la innovación y el avance de la tecnología.

No hay que confundir que desde que aparecieron los karts en 1956, sí ha habido cambios en búsqueda de aumentar la seguridad, pero el concepto del kart de Ingels sigue siendo el mismo (Figura 4).



*Figura 4. Primer kart construido por Art Ingels en 1956 [3]*

### 3. Objetivos

El objetivo principal del presente trabajo consiste en diseñar un chasis monocasco basado en materiales compuestos, para un kart, que tenga las mismas prestaciones que los chasis utilizados actualmente en la categoría KZ.

Este objetivo principal se puede separar en los siguientes objetivos parciales o hitos a lo largo del TFG:

- Diseño de un chasis tubular siguiendo la normativa actual mediante el programa CAD CATIA v5.
- Diseño de un chasis monocasco siguiendo la esencia de los karts actuales evitando modificar la posición de los componentes.
- Selección de materiales para el chasis tipo monocasco, que permitan maximizar el rendimiento del kart, mediante GRANTA EduPack.
- Simulación del chasis tubular, en ANSYS, para verificar que se comporta como los karts comerciales, mediante la rigidez torsional.
- Analizar el comportamiento mecánico del monocasco y obtener expresiones empíricas del mismo, mediante simulaciones numéricas.
- Comparación del comportamiento en pista de ambas estructuras.

## 4. Metodología

A continuación, se detallará la metodología y procesos utilizados para realizar el estudio de viabilidad del chasis monocasco.

De manera general, se exponen, en la Figura 5, las etapas del desarrollo del estudio. En primer lugar, se realiza un resumen de las diferentes partes del kart, así como de las dimensiones más críticas. Se prosigue con el diseño CAD de un chasis tubular de referencia, que cumpla la normativa vigente, y el diseño de un chasis tipo monocasco. En tercer lugar, se hace una selección de materiales y proceso de fabricación para el monocasco. A continuación, se realizan diversas simulaciones para estudiar el comportamiento y resistencia de los chasis. Finalmente, se realiza el análisis de los datos que se han obtenido de las simulaciones.

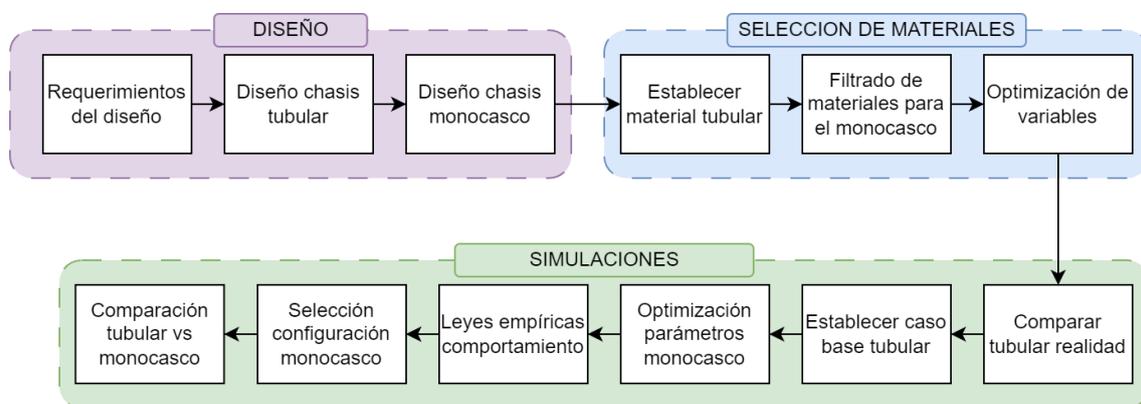


Figura 5. Esquema de las etapas de la metodología.

### 4.1. Componentes y dimensiones principales

Para desarrollar el diseño del kart, es importante conocer diferentes partes que componen un kart y su importancia:

- Eje trasero o *rear axle*, es el encargado de transmitir la potencia del motor a las ruedas para poder mover el kart. Está compuesto por un cilindro continuo, que está conectado mediante una cadena al motor, y gira solidariamente con las ruedas.
- Sistema de dirección, es el encargado de controlar el giro del kart. Está compuesto por:
  - Volante.
  - Brazos de la dirección, dos varillas simétricas que se mueven lateralmente en función del giro del volante.
  - Columna de la dirección, conecta el volante con los brazos de la dirección.
  - Mangueta o *knuckles*, transmite el movimiento del brazo de la dirección a la rueda, en forma de giro.
  - Soporte del eje delantero, sujeta la mangueta al chasis. La línea virtual que une el centro de las ruedas es el eje delantero o *front axle*.

- *King-pin*, es la pieza que permite el giro de la mangueta sobre el soporte del eje delantero. Es un eje excéntrico que puede ajustarse a gusto del piloto.
- Chasis, es la estructura principal del kart y, por el cual, define todo su comportamiento. Tiene que estar constituido en una única pieza. Forman parte del chasis los soportes del eje trasero y delantero, que deben estar soldados. También, tiene partes auxiliares (pletinas) cuya función es conectar el resto componentes, que deben estar soldadas a él.
- Paragolpes o *bumper*, son unas protecciones en la parte exterior del chasis que buscan proteger frente a golpes o colisiones con otros karts o las barreras de protección de la pista. Estos deben estar unidos al chasis mediante una unión fija pero no permanente.
- Carenado o *bodywork*, es la parte que más exterior del kart. Sirve como primera protección y tiene funciones aerodinámicas. Está compuesto de 3 partes principales: *front fairing* o paragolpes delantero, paragolpes laterales y protectores de las ruedas traseras.
- Ruedas, son las encargadas de proporcionar el contacto con el asfalto. Están formadas por:
  - Neumáticos y llantas.
  - Frenos, son los encargados de reducir la velocidad del kart.
  - Bujes, son las piezas que conectan la llanta a la mangueta o al eje trasero. Es una unión fija no permanente con el kart, es decir, permite desmontar las ruedas.
- Motor y transmisión, es el sistema encargado de dar potencia al kart. Está compuesto de:
  - Admisión, carburador y escape, donde entra el aire al motor, se mezcla con el combustible y acaba saliendo como gases de combustión.
  - El propio motor, que hace girar la transmisión, gracias al trabajo mecánico producido por la combustión del combustible.
  - La cadena y los piñones de la transmisión, que transmiten el movimiento rotatorio del motor al eje trasero.
- Acelerador y pedal de freno, que son las palancas con la que el piloto controla la velocidad del kart.
- Asiento, que es el lugar donde va sentado el piloto, evitando que se mueva hacia adelante durante las frenadas o hacia los lados durante los giros.

Todas las uniones de los distintos elementos del kart deben ser solidarias entre sí, exceptuando el buje y la dirección, donde se permiten articulaciones o uniones flexibles.

Para este trabajo, solo se busca evaluar el cambio del chasis y se evitará que el resto de las piezas varíe, para mantener la estandarización de componentes, por ejemplo, no tener que desarrollar un eje trasero nuevo. Lo que sí puede verse afectado, es la unión entre el chasis y algunos componentes.

Por otro lado, es también importante conocer las diferentes dimensiones que caracterizan un kart:

- Distancia entre ejes o *wheelbase*, es la distancia entre el eje delantero y el eje trasero.

- Ancho de vías o *track*, es la distancia entre el centro de las ruedas de un mismo eje, puede ser distinto delante y detrás.
- Ancho total del kart, teniendo en cuenta todos los componentes instalados.
- Longitud total del kart, teniendo en cuenta todos los componentes instalados.

## 4.2. Diseño

Como se mencionó, previamente, el estudio comienza con el desarrollo del diseño CAD. Para su realización se ha decidido utilizar el software de CATIA v5, debido a que:

- Permite realizar diseños paramétricos, es decir, se puede establecer constantes o ecuaciones para distintas dimensiones a la hora de construir la geometría 3D.
- Tiene una gran potencia de diseño. Se tiene control de cualquier paso del diseño, ya que no es un diseño secuencial, como en otros programas.
- Se pueden realizar diseños sin tener en cuenta la geometría, es decir, se podría sustituir una geometría por otra, sin errores entre el cambio y la solución.
- Cuenta con una gran cantidad de operaciones y herramientas para el diseño con superficies.

Se comenzará con el diseño del tubular y, una vez terminado, se realiza el monocasco, intentando conseguir las mismas dimensiones que el tubular. Antes de comenzar el diseño, se define el origen del sistema de referencia, la distancia entre los ejes o *wheelbase* y el *track* delantero y trasero, comunes a ambos karts.

Se busca que el diseño del chasis tubular cumpla la normativa de la FIA. En el Anexo 8.1, aparecen los planos técnicos de la normativa, donde se detallan las medidas del chasis, como el tamaño y espesor de los tubos, las dimensiones de los paragolpes, el ancho de la parte trasera del chasis, el largo total y la altura.

Una vez definida la estructura del tubular, es el turno del monocasco. Se diseña buscando las mismas dimensiones en las zonas de los paragolpes, como marca la normativa. Se busca también que los puntos de anclaje o unión entre otros elementos del kart y del monocasco, permanezcan en la misma posición.

Se diseñará mediante superficies en el módulo de Catia *Generative Shape Design*, como se ve en la Figura 6.

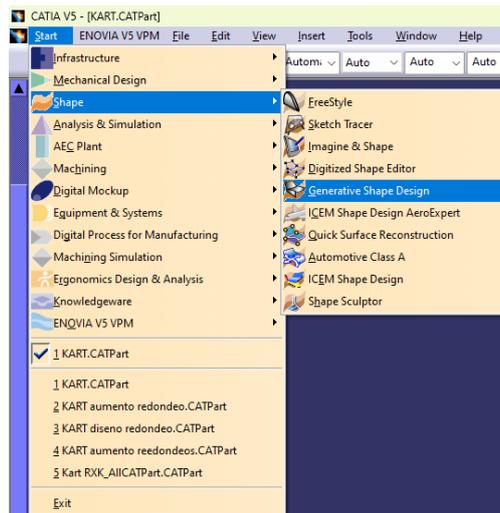


Figura 6. Módulo empleado de superficies de Catia con el que se realiza el diseño 3D.

El espacio de trabajo de trabajo de Catia y las distintas herramientas se pueden ver en la Figura 7. Con las operaciones se genera el modelo 3D y en el árbol de trabajo aparecen las operaciones y las geometrías generadas.

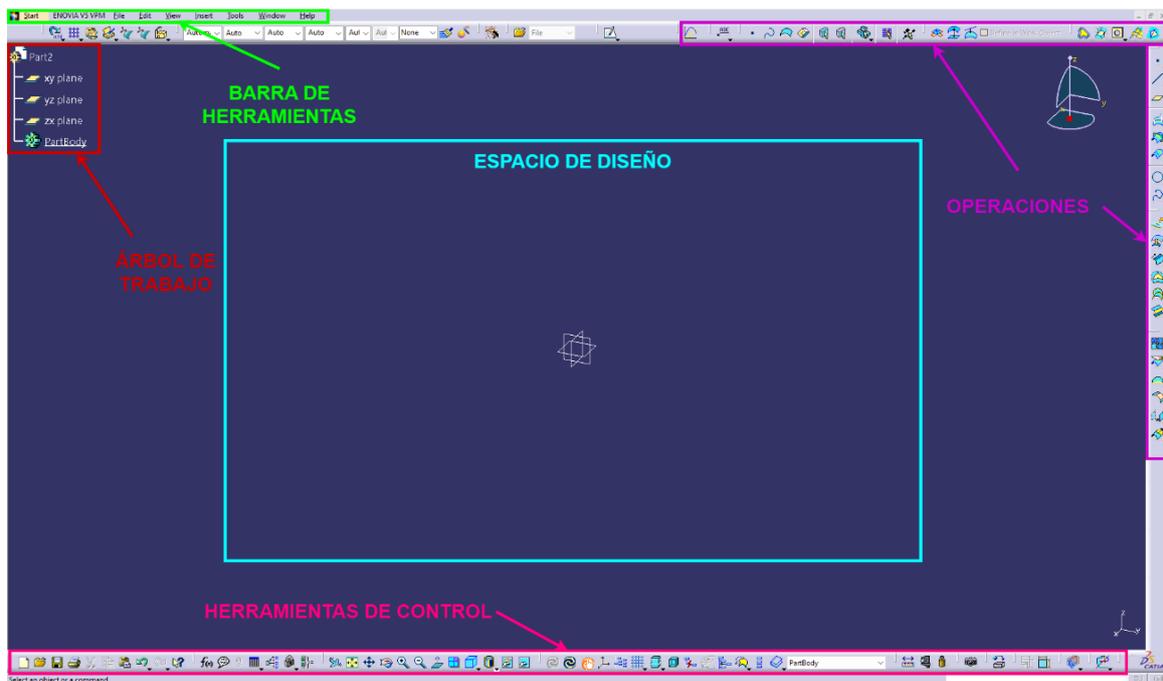


Figura 7. Espacio de trabajo de Catia y sus herramientas principales.

Las operaciones que se utilizarán se pueden ver en la Figura 8. Una vez finalizada esta etapa, se obtienen ambos modelos para continuar con la selección de materiales.

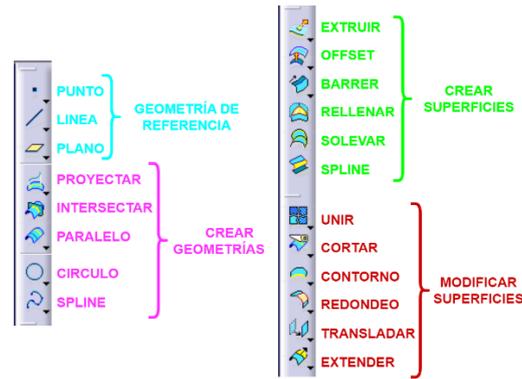


Figura 8. Operaciones del Generative Shape Design.

### 4.3. Selección de materiales

Una vez se tiene el diseño propuesto, se seleccionarán los materiales para ambas estructuras. Para el chasis tubular se utilizará el acero que se emplea en los chasis comerciales.

Para el monocasco, se debe realizar un estudio de las diferentes propiedades mecánicas que se buscan maximizar en esta estructura. El análisis de los materiales se realizará con la herramienta GRANTA EduPack, por tener una amplia base de materiales. En este programa, se pueden aplicar diferentes filtros con las propiedades que se buscan, y realizar gráficos para comparar algunas variables.

En la primera fase, se descartan manualmente algunas familias de materiales con las que no se pueden fabricar el monocasco, por ejemplo, los materiales biológicos o metales preciosos. A continuación, se aplican unos límites que descartan los materiales que no cumplen unas propiedades limitantes, marcadas por las condiciones en servicio del chasis, como la resistencia a la radiación solar o al agua. Finalmente, de manera gráfica mediante diagramas de Ashby o de burbujas se escogerán los materiales sobre los que se centrará el estudio. Un diagrama de Ashby es una gráfica en la que los ejes representan propiedades de los materiales, al no tener un valor exacto, sino que son un rango de valores, la relación entre ambos se expresa en burbujas y no puntos, podemos ver un ejemplo en la Figura 9.

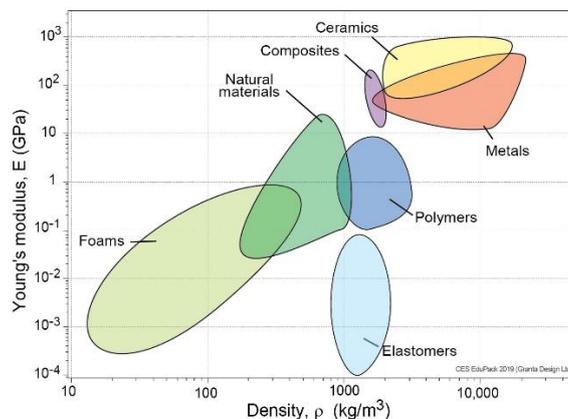


Figura 9. Ejemplo de diagrama de Ashby [11].

#### 4.4. Simulación

Una vez realizado el diseño CAD y la selección de materiales para ambos chasis, es necesario hacer simulaciones. Una simulación es una reproducción o recreación de la realidad. En este caso, será una simulación mecánica, ya que se evaluará su resistencia y rigidez. Esta etapa es necesaria para optimizar el componente sin la necesidad de llevarlo a la realidad.

El software elegido para realizar las simulaciones es ANSYS *Workbench*, ya que contiene una interfaz intuitiva que permite simular con diversas geometrías y materiales. En este programa, se pueden realizar simulaciones a través del método de elementos finitos, es decir, la pieza que se simula se divide en pequeñas porciones o elementos. Cuanto más pequeños sean los elementos, mayor será la precisión del cálculo, pero mayor será el tiempo necesario para realizar la simulación y el coste computacional.

*Workbench* integra los distintos productos de ANSYS, pudiendo tener diferentes tipos de simulaciones en un único espacio de trabajo. Éste se organiza mediante módulos y bloques, que de manera secuencial va resolviendo la simulación. En la Figura 10 se observa el esquema general de resolución que se va a seguir en el estudio.

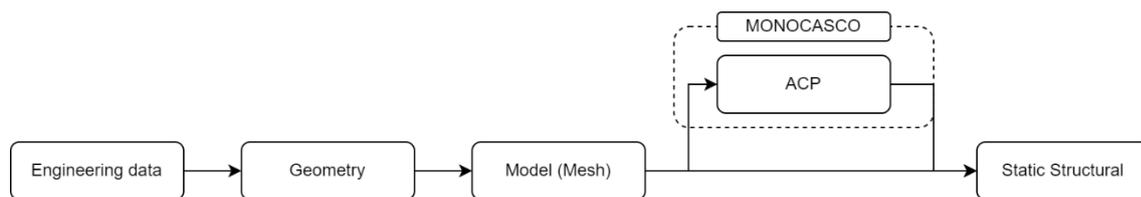


Figura 10. Esquema general de cómo resolver una simulación.

Esta resolución se organiza en tres pasos principales: preproceso, proceso y postproceso.

- El preproceso consiste en establecer la geometría del problema; definir los materiales y las propiedades de los que están compuesto los componentes del problema; y la generación de la malla (de la que se hablará más adelante). Para ello, se emplearán los módulos de *Engineering data*, *Geometry*, *Model (Mesh)* y, además, en el caso del monocasco, *ACP*.
- En el proceso se establecen las condiciones de contorno, es decir, las cargas y los desplazamientos a los que está sometida la geometría; y se resuelve el problema. En este caso, se usarán el módulo de *Static Structural*.
- Finalmente, el post-proceso consiste en la visualización de resultados y el tratamiento de los mismos. Se obtendrán los resultados del módulo anterior, y se realizará el tratamiento en Microsoft Excel.

Se comienza la etapa de simulación seleccionando los materiales que forman los componentes, que han sido seleccionados en la etapa anterior.

#### 4.4.1. *Engineering data*

Gracias al módulo *Engineering data*, se seleccionan los materiales que se emplearán en las simulaciones. La base de datos de ANSYS se puede modificar de forma que se pueden crear o modificar materiales.

En este estudio, todos los materiales se modelan como elásticos y lineales, por lo que nunca se llega a deformar plásticamente, es decir, se considera que la tensión última es la del límite elástico.

#### 4.4.2. *Geometry*

El siguiente paso consiste en definir la geometría necesaria en nuestro espacio de trabajo, para ello, se utiliza la herramienta *Geometry*. Esta es una herramienta de modelado 3D con un entorno de trabajo denominado *SpaceClaim*, en la que podemos crear o importar la geometría. En este caso, se importa, desde CATIA el modelo previamente generado.

En el caso del chasis tubular, se importa una geometría 1D formada por líneas y puntos, y, en el del monocasco, una 2D, compuesta por superficies. Esto se realiza para simplificar el mallado y la simulación. En el *SpaceClaim*, también se realizan algunas simplificaciones o reparaciones del modelo, para facilitar el mallado y la simulación, como eliminar aristas redundantes o fusionar caras de pequeño tamaño.

En el chasis tubular hay que definir la sección de cada tubo, ya que la geometría solo está definida mediante líneas. La sección es una corona circular, en la que se define el radio externo e interno, como se ve en la Figura 11.

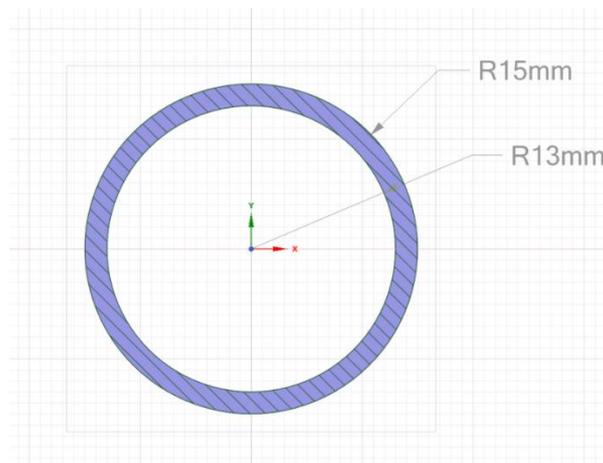


Figura 11. Ejemplo de geometría del perfil de la corona circular 30x2 mm.

#### 4.4.3. Model – Mesh

En esta etapa, se realizará el mallado de los modelos anteriores. Esto es, dividir la geometría en porciones, denominados elementos. Un elemento es una parte discreta de la geometría. Los elementos se unen en puntos, llamados nodos. El conjunto de todos estos elementos forma una malla.

Esta discretización se realiza para poder simplificar el cálculo mecánico de la estructura, ya que el análisis de cada elemento es menos complejo. Con la potencia tecnológica actual, realizar muchas operaciones simples es más rápido que realizar estos cálculos para todo el componente. Esta simplificación lleva a cometer errores respecto a la realidad, ya que se deja de considerar la estructura como continua.

El tamaño de estos elementos en el mallado influye en la precisión de los resultados. Cuanto más pequeño sean los elementos, más precisos serán los resultados, pero conlleva mayores tiempos y recursos de simulación. Esto se debe a que elementos de menor tamaño se adaptan mejor al modelo y a cambios bruscos de propiedades, como se ve en la Figura 12.

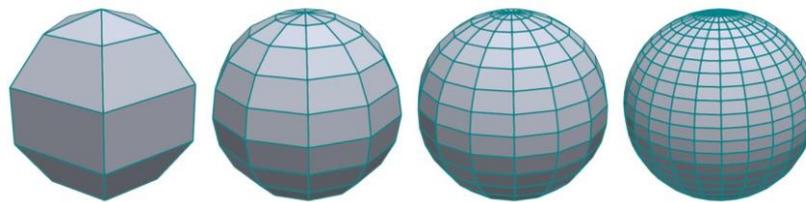


Figura 12. Adaptabilidad de la malla en función del tamaño de los elementos [12].

Además del tamaño, la distribución y forma de los elementos también influye en los resultados. Elementos cúbicos dan resultados más precisos y con un menor coste computacional, sin embargo, elementos tetraédricos son más sencillos de realizar ya que dividir una superficie irregular en triángulos es más fácil que en cuadrados, Figura 13 a. Se pueden distinguir distintos mallados como se ve en la Figura 13 b.

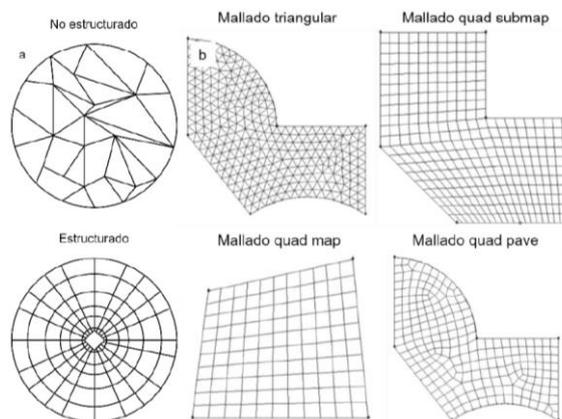


Figura 13. a) mallado estructurado y no estructurado. b) tipos de malla.

Para conseguir un equilibrio entre precisión y velocidad en la simulación, se puede tener una combinación de elementos grandes y pequeños en todo el modelo. Se busca tener elementos más pequeños en las zonas más sensibles, como agujeros o cambios bruscos de la geometría. En ANSYS, existen distintas herramientas donde se puede realizar:

- *Sizing*: en aristas permite controlar el tamaño, número o distribución de los elementos.
- *Face meshing*: permite decidir el tipo de mallado en una cara.

Una forma de reducir la complejidad de la simulación consiste en utilizar geometrías de una o dos dimensiones, en vez de tridimensionales. En el caso de geometrías de una dimensión se puede realizar cuando existen geometrías respecto un eje longitudinal, de mayor tamaño que las otras dos dimensiones, como en el caso de tubos o cilindros. En el caso de geometrías de dos dimensiones se puede realizar cuando dos direcciones son mucho más grandes que una tercera, el espesor, y este es constante, como es el caso de paneles.

Para este trabajo se empleará un mallado 1D para el chasis tubular, y un mallado 2D para el monocasco. Esto es posible ya que tanto la sección de cada como el espesor de cada cara es constante. Además, en el caso del monocasco, permite modificar el espesor sin tener que modificar la geometría.

Como último paso, en el *Model*, también se establecen las denominadas *Named selection*. Son agrupaciones de geometrías (caras o aristas), que facilitan etapas posteriores.

#### 4.4.4. *ACP (ANSYS Composite PrepPost)*

Esta etapa es exclusiva del monocasco. Este módulo se utiliza para dar espesor a la superficie que compone el chasis, es decir, definir el laminado de la pieza. Está pensado para materiales compuestos, aunque se pueden incluir todo tipo de materiales. Se utilizan los siguientes campos de manera secuencial para generar el laminado (Figura 14):

- *Fabrics* o tejidos: se define el material que se va a usar, elegido anteriormente en el *Data Engineering*, y su espesor.
- *Stackups* o laminados: son una agrupación secuencial de tejidos. No tienen por qué formar el laminado completo, pero se realiza para agilizar el trabajo posterior. Se puede modificar la orientación de la dirección principal de los tejidos.
- *Rosettes* o rosetas: son el sistema de referencia del laminado. Se define la dirección principal y la secundaria, que definen la orientación de los materiales. La tercera dirección es el sentido del espesor del laminado.
- *Oriented Selection Sets*: estos elementos permiten tener un laminado independiente en un grupo de superficies (las *Named Selections* elegidas en la etapa anterior). En cada uno, es necesario designar una roseta y un punto central de la superficie, desde el que el programa empezará a extender el laminado.

- *Modelling groups*: en esta etapa se define el laminado final. Para crearlo, se asigna a cada *Oriented Selection Set* un *stackup* o tejido. Cada capa se denomina *ply* o lámina.

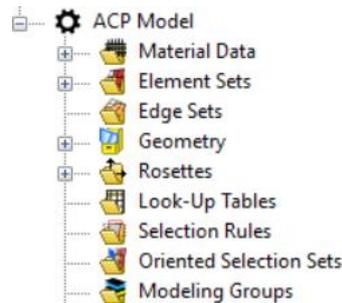


Figura 14. Campos del módulo de ACP para la creación del laminado.

#### 4.4.5. *Static Structural*

El *Static Structural* es el último módulo que se usa para simular. Cada módulo se corresponde con un caso de carga, por lo que habrá tantos módulos de *Static Structural* como ensayos se quieran realizar. En este módulo se imponen las condiciones de contorno, se resuelve la simulación y se visualizan los resultados. En la Figura 15 se ven las distintas etapas del *Model*.

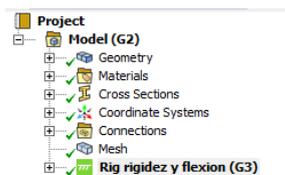


Figura 15. Etapas del model del *Static Structural* para el chasis tubular.

Para realizar el estudio de viabilidad del monocasco, se separan las simulaciones en 5 etapas:

- Estudio de sensibilidad de las mallas. Para evaluar el tamaño de elemento con el que se van a realizar las simulaciones. Consiste en estudiar el efecto del tamaño de elemento sobre la variabilidad de los resultados.
- Validación de la geometría del chasis tubular con la realidad. Para corroborar que el diseño realizado se comporta de manera similar a los homologados por la competición.
- Definir el caso base del chasis tubular bajo diferentes comportamientos. Los resultados de esta simulación serán el objetivo de la optimización del monocasco.
- Realizar iteraciones de los diferentes parámetros del diseño del monocasco con la finalidad de optimizarlo.
- Comparación del tubular y el modelo final del monocasco antes diferentes situaciones en circuito.

Una gran ventaja que tiene ANSYS es la parametrización de los datos, es decir, poder iterar entre distintos valores, como el tamaño de elementos o una fuerza aplicada, a través de una tabla, sin tener

que modificar cada módulo. Se distinguen entre parámetros de entrada, que son aquellos que se quiere modificar, y los parámetros de salida, en los que se analiza la influencia de las iteraciones.

Las herramientas que pueden emplearse en este módulo son las siguientes:

- *Fixed supports*: es la restricción de los 6 grados de libertad: translación en  $\{x, y, z\}$  y rotación en  $\{x, y, z\}$ .
- Fuerza: consiste en una carga que se aplica sobre una superficie, línea o punto.
- Fuerza remota: equivalente a la anterior, pero se aplica desde un punto externo a la geometría.
- Desplazamiento: se impone una translación en  $\{x, y, z\}$  y se restringen las rotaciones. Las translaciones pueden ser nulas o valores determinados.
- Desplazamiento remoto: equivalente al anterior, pero las rotaciones no están restringidas. El punto donde se sea o no un punto de la geometría.
- Aceleración: como puede ser la gravedad o las fuerzas del kart en curva o frenada.

Mientras que los resultados que se pueden obtener son:

- Desplazamientos: es la distancia (mm) recorrida de un elemento o nodo, respecto a su posición inicial.
- Deformación: es la variación de longitud del elemento respecto a su tamaño inicial. En el caso de materiales compuestos, solo se puede analizar capa a capa.
- Tensión: se utilizará la tensión equivalente de von Mises, es decir, se unidireccionaliza un estado de tridimensional de tensiones.
- Factor de seguridad: representa cuantas veces se puede incrementar el valor de la carga hasta llegar al límite del material.

#### 4.4.5.1. Estudio de sensibilidad

Como se explicó anteriormente, un tamaño de elemento más pequeño debería dar resultados más precisos, sin embargo, se busca alcanzar un equilibrio entre el tiempo de simulación y la precisión de los resultados. Para realizar este estudio, se simula una carga frontal, variando el tamaño de elemento en cada iteración, y viendo la variación de la deformación total en un punto cualquiera.

En el chasis tubular, el caso de carga en ANSYS se hace aplicando una fuerza en los tubos del paragolpes delantero y se fijarán los tubos que están en contacto con el soporte del eje trasero, con un *fixed support*. En el monocasco, se aplica una fuerza en la parte delantera del chasis y también se fijan las caras que están en contacto con el soporte del eje trasero.

Se escoge como parámetro de entrada el tamaño de los elementos, para realizar distintas iteraciones, y, como parámetro de salida, la deformación total. Una vez realizadas las simulaciones, se representan gráficamente, la deformación total y la variación de las distintas deformaciones frente al tamaño de los elementos, para finalmente seleccionar un tamaño de elemento correcto para la simulación.

#### 4.4.5.2. Validación de la geometría del chasis tubular diseñado

Para validar la geometría del chasis tubular diseñado, se compara con datos bibliográficos de chasis homologados. Esto se realiza para poder afirmar que nuestro punto de comparación es correcto con lo existente.

La propiedad más estudiada en los karts es la rigidez torsional, ya que, estos chasis no cuentan con una suspensión que absorba los movimientos que se producen cuando el kart está en pista. Esto provoca que el chasis deforme elásticamente.

##### 4.4.5.2.1. Rigidez torsional

La rigidez torsional es la capacidad de un cuerpo para resistir el giro cuando actúa sobre él una fuerza externa en forma de momento torsor (Figura 16).

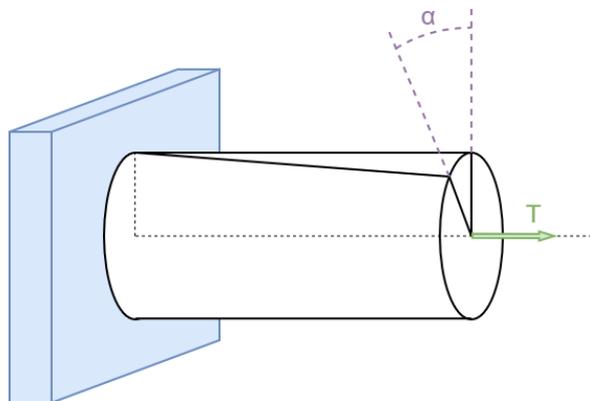


Figura 16. Torsión.

La rigidez torsional en el kart se mide a lo largo del eje longitudinal y podemos medirla de dos maneras:

- Entre dos secciones cualesquiera.
- Entre los dos ejes de las ruedas, siendo esta la que mide el comportamiento del chasis sobre la pista.

Para validar el kart, en esta etapa, se utilizará la primera, ya que en la mayoría de los estudios encontrados se realiza de esta manera.

Para calcular la rigidez torsional se restringen todos los grados de libertad en una sección del kart, mediante la herramienta *Fixed Support*, y se aplica un torque en la sección donde se quiere calcular la rigidez torsional. La relación entre el torque y el giro que se produce en esa sección es la rigidez torsional (Ecuación 1). Esta medida se puede encontrar tanto en  $N \cdot m/^\circ$  como  $kN \cdot m/rad$ , en este estudio se utilizará el primero.

$$K_T = \frac{T}{\alpha} \left( \frac{N \cdot m}{^\circ} \right)$$

Ecuación 1. Cálculo de la rigidez torsional.

Donde:

- $K_T$ : rigidez torsional
- $T$ : torque aplicado
- $\alpha$ : grados girados en la sección donde se ha aplicado el torque.

Para realizar esta simulación se establecen las siguientes condiciones de contorno en un *Static Structural*:

- *Fixed Support* al final del chasis, para restringir todos los grados de libertad.
- Para aplicar el torque, se aplican dos fuerzas de mismo módulo, pero en direcciones verticales opuestas, en el centro del soporte del eje delantero. Se aplican 4 magnitudes de fuerzas para comprobar que la rigidez torsional no depende del torque aplicado (250, 500, 750 y 1000 N).

El resultado que se obtiene de la simulación es el desplazamiento vertical del soporte del eje delantero,  $U_{Z-CE}$ .

Para hallar la rigidez torsional se calcula el torque aplicado con la Ecuación 2, y el ángulo girado con la Ecuación 3. Siendo  $F$  la fuerza que se aplica,  $y_T$  la distancia horizontal del eje longitudinal del chasis hasta el punto de aplicación de la fuerza,  $U_Z$ , el desplazamiento vertical del punto donde se quiere calcular la rigidez e  $y$ , la distancia horizontal entre el eje longitudinal del chasis y el punto donde se quiere calcular la rigidez torsional.

$$T (N \cdot m) = 2 \cdot F (N) \cdot \frac{y_T (mm)}{1000}$$

Ecuación 2. Cálculo del torque aplicado en un ensayo de rigidez torsional.

Donde:

- $F$ : fuerza aplicada
- $y_T$ : distancia horizontal del punto de aplicación de la fuerza respecto del eje longitudinal del chasis.

$$\alpha = \arctan \left( \frac{U_Z}{y} \right)$$

Ecuación 3. Ángulo girado en una sección, en un ensayo de rigidez torsional.

Donde:

- $U_Z$ : desplazamiento vertical del punto donde se quiere calcular la rigidez

- y: distancia horizontal del punto donde se quiere calcular la rigidez torsional respecto al eje longitudinal del chasis.

Tras haber obtenido el torque y el ángulo girado se aplica la Ecuación 1, para obtener el valor de la rigidez torsional y validar el modelo. En bibliografía se encuentra que la rigidez torsional está en torno a 100-250 Nm/° [13].

#### 4.4.5.3. Definición del caso base del chasis tubular

Una vez validada la geometría del chasis tubular, se busca establecer cuál sería su comportamiento frente a las condiciones más críticas a las que se somete este tipo de estructuras. Para ello, se busca analizar la rigidez torsional entre los ejes, la rigidez a flexión y la resistencia al impacto frontal y lateral.

##### 4.4.5.3.1. Rigidez torsional

La rigidez torsional, como se ha mencionado anteriormente, es importante, ya que define el comportamiento del kart en curva o ante un bache. Durante la validación del kart tubular, se midió la rigidez torsional a lo largo del kart, pero la que se pone en juego en la pista está definida entre los ejes. En adelante, cuando se haga referencia a la rigidez torsional se referirá a la rigidez entre los ejes del kart.

Las condiciones de contorno que se aplican son las siguientes:

- *Fixed Support*, en la parte del tubo que estaría soldada con el soporte del eje trasero. Ya que se considerará que el eje trasero es rígido tanto en el chasis tubular como en el monocasco.
- Se aplican las fuerzas que generan el torque, al igual que en el caso anterior.

Además de la rigidez torsional, mediante la Ecuación 1, se obtiene también el desplazamiento vertical de diferentes puntos a lo largo del chasis para comparar la variación del ángulo girado a lo largo del eje longitudinal. Esto permite encontrar las partes más o menos rígidas del kart.

##### 4.4.5.3.2. Rigidez a flexión

Mientras que la rigidez torsional es importante durante curvas, la rigidez a flexión tendrá un papel similar durante las frenadas. Aunque en todo momento la rigidez torsional será el parámetro principal a examinar. Esta también se mide entre los ejes del kart, pero ahora, en lugar de realizar un par de fuerzas en el eje delantero, estas tendrán el mismo sentido vertical.

La rigidez a flexión se calcula mediante la Ecuación 6, a partir de la Ecuación 4 y la Ecuación 5.

$$M_f(N \cdot m) = 2 \cdot F(N) \cdot \frac{x_{M_f}(mm)}{1.000}$$

Ecuación 4. Cálculo del momento flector aplicado en un ensayo de rigidez a flexión.

Donde:

- F: fuerza aplicada
- $x_{MF}$ : es la distancia horizontal del punto de aplicación de la fuerza respecto del eje trasero del kart.

$$\beta = \arctan\left(\frac{U_Z}{x}\right)$$

*Ecuación 5. Cálculo del ángulo girado en una sección, en un ensayo de rigidez a flexión.*

Donde:

- $U_Z$ : desplazamiento vertical del punto donde se quiere calcular la rigidez.
- x: distancia horizontal del punto donde se quiere calcular la rigidez a flexión respecto al eje trasero del kart.

$$k_{flexión} = \frac{M_f}{\beta} \left( \frac{N \cdot m}{^\circ} \right)$$

*Ecuación 6. Cálculo de rigidez a flexión.*

Donde:

- $K_T$ : rigidez a flexión.
- $M_f$ : momento flector aplicado al kart.
- $\beta$ : grados girados en la sección donde se quiere calcular la rigidez a flexión.

#### 4.4.5.3.3. Impacto frontal y lateral

El tercer caso crítico es el comportamiento del chasis frente a una colisión frontal o lateral. Un impacto es un fenómeno dinámico, pero en este trabajo se estudiará de forma estática, ya que el coste computacional para un análisis dinámico es muy alto.

Según la normativa de la CIK-FIA los ensayos de impacto deben realizarse con el carenado, que se encarga de absorber gran parte de la energía en forma de deformación plástica permanente. Permitiendo que el chasis quede prácticamente intacto.

Dado que el carenado sería el mismo en ambos chasis y se va a realizar una simulación estática, no es posible obtener datos realistas, sin embargo, se tratará de comparar un chasis frente al otro. Se simulará el chasis tubular con la máxima fuerza posible sin que deforme plásticamente.

La tensión máxima que puede soportar el material es la del límite elástico,  $\sigma_y$ , ya que en el momento en el que el material empieza a plastificar se considera que el componente ha empezado a fallar.

Se utiliza el criterio de plasticidad de von Mises como criterio de fallo, que viene descrito por la Ecuación 7. Por otro lado, se define el coeficiente de seguridad (Ecuación 8). Combinando ambas

expresiones, se establece que para que no falle la estructura, el coeficiente de seguridad debe ser mayor que 1 (Ecuación 9).

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_y$$

Ecuación 7. Criterio de plasticidad de Von Mises.

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}}$$

Ecuación 8. Definición de factor de seguridad.

$$\sigma_{VM} - \sigma_y \leq 0 ; \sigma_{VM} - FS \cdot \sigma_{VM} \leq 0 ; \sigma_{VM} \cdot (1 - FS) \leq 0$$

$$FS \geq 1$$

Ecuación 9. Criterio de fallo para este estudio.

Donde:

- $\sigma_{VM}$ : tensión de von Mises.
- $\sigma_y$ : límite elástico del material.
- FS: factor de seguridad.

Para realizar la simulación, tanto en el impacto frontal como en el lateral, se iterará el valor de la fuerza aplicada hasta alcanzar el coeficiente de seguridad unitario (Figura 17).

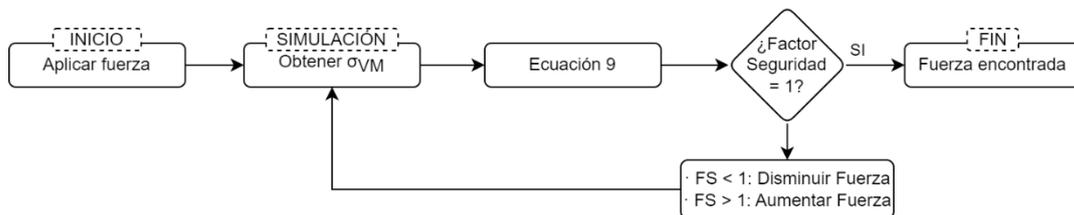


Figura 17. Método de iterar la fuerza para encontrar cuando el factor de seguridad es la unidad.

Para realizar estas simulaciones en ANSYS, se establecen las siguientes condiciones de carga. Primero, para la colisión frontal, se impone:

- *Fixed Support*, en la parte del tubo que estaría soldada con el soporte del eje trasero.
- Fuerza longitudinal hacia el interior del kart, en los tubos en los que iría atornillado el *front fairing*.

Para la colisión lateral, se simula un golpe desde el lado izquierdo del kart, por lo que se imponen las siguientes condiciones de contorno:

- *Fixed Support*, en los tubos que están en contacto con el paragolpes derecho.
- Fuerza horizontal perpendicular al eje longitudinal del chasis hacia al interior del chasis, en los tubos del lado izquierdo.

Los resultados que se obtienen de ambas simulaciones son:

- La tensión máxima a la que está sometido el chasis en cualquier punto.
- La fuerza con la que se ha encontrado que el coeficiente de seguridad es 1.

#### 4.4.5.4. Optimización de la configuración del monocasco

Tras importar la geometría del monocasco y crear un laminado, se realiza una simulación inicial. A continuación, mediante el uso de parámetros, se varía el número de capas o espesor de cada zona para obtener una dispersión de puntos que permita comenzar a tener los primeros resultados sobre el comportamiento del monocasco, ya que no se tiene un punto de referencia. A partir de estos valores, se realizan modificaciones para conseguir un comportamiento similar al del tubular, como:

- Variación de la geometría.
- Variación del espesor de cada zona del laminado.

A partir de los resultados obtenidos, se tratará de obtener distintas correlaciones entre los parámetros de entrada y las propiedades estudiadas en el chasis tubular, como la rigidez torsional, la resistencia a impactos, o el peso, para finalmente concluir con una configuración final del monocasco.

#### 4.4.5.5. Comparación del comportamiento en pista de ambos chasis

Para finalizar este estudio, se busca comparar el comportamiento de ambos chasis en un circuito. Esto se realizará con los 3 movimientos principales que sufre el kart en la pista: la aceleración, la frenada y el giro.

En ambos chasis, se usan las mismas condiciones de contorno:

- Se aplica una masa puntual que equivale a la masa suspendida, es decir, a los componentes que están soportados por el chasis (motor, piloto, etc). Su posición es la del centro de gravedad de un kart, obtenido de bibliografía.
- Se aplica la fuerza de la gravedad en forma de aceleración.
- Se aplica la aceleración que sufriría el chasis en cada caso:
  - En una aceleración en recta, se aplica longitudinalmente en el sentido contrario de avance del kart.
  - En una frenada en recta, se aplica longitudinalmente en el sentido de avance.
  - En una curva, se aplica lateralmente.

## 5. Resultados y discusión

A partir de las etapas descritas durante la metodología, se obtienen los resultados para poder desarrollar el estudio de viabilidad. Se comienza realizando el diseño de ambos chasis y posteriormente, se seleccionan los materiales de ambos. A continuación, se realizan las simulaciones para validar el chasis tubular y optimizar el monocasco. Finalmente, se analizan los datos obtenidos de las simulaciones.

### 5.1. Diseño

El diseño se realiza con el software CATIA v5, utilizando el módulo *Generative Shape Design*, donde se trabaja con superficies. Primero, se definen las dimensiones principales de ambos chasis, obtenidas de bibliografía, con los valores comúnmente utilizados, ya que realizar la optimización de estos parámetros no es objetivo de este estudio:

- *Wheelbase* de 1.045 mm. Según la normativa, el *wheelbase* debe estar entre 1.010 y 1.070 mm.
- *Track* delantero de 940 mm, ya que es un valor típico [14]. El mínimo definido por la normativa es de dos tercios del *wheelbase*, 697 mm.
- *Track* trasero de 1.185 mm, ya que normalmente, se usa el máximo que permite la normativa.

Por otro lado, antes de comenzar el diseño, se establece el sistema de referencia y su origen para ambos karts. El eje  $x$ , a lo largo del eje longitudinal del kart, y de sentido positivo hacia la parte trasera. El eje  $y$ , a lo largo del eje delantero del kart, y de sentido positivo hacia la derecha del kart. Al ser un sistema ortogonal dextrógiro, el eje  $z$  estará en la dirección perpendicular al asfalto y el sentido positivo vertical. Este sistema de referencia se puede ver en la Figura 18, así como las dimensiones principales del kart.

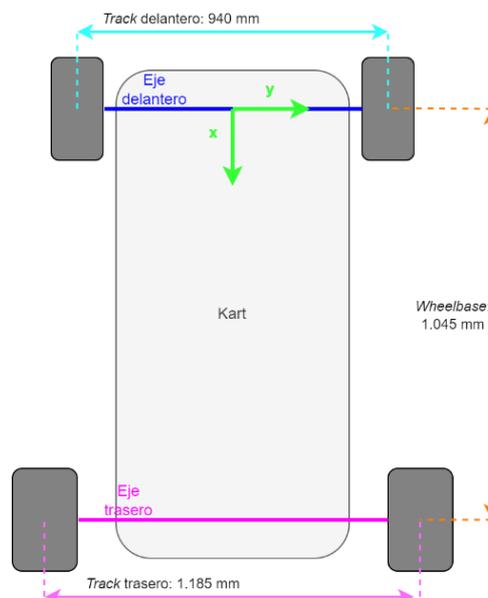


Figura 18. Dimensiones generales del kart y el sistema de referencia.

### 5.1.1. Diseño del chasis tubular

Se comienza con el diseño del chasis tubular, donde se busca obtener una geometría unidimensional. Es decir, un modelo formado por líneas y curvas.

El modelo se empieza desde el centro del *king-pin* al ser uno de los puntos más restringidos. Después, se establecen las medidas marcadas en normativa, como los paragolpes o la altura del kart. Las dimensiones y forma del kart se basan en chasis comerciales, cuyas medidas no son totalmente conocidas, pero pueden ser aproximadas.

La estrategia de diseño se basa en utilizar superficies para que serán intersectadas unas con otras para obtener el diseño unidimensional. El diseño final se ve en la Figura 19.

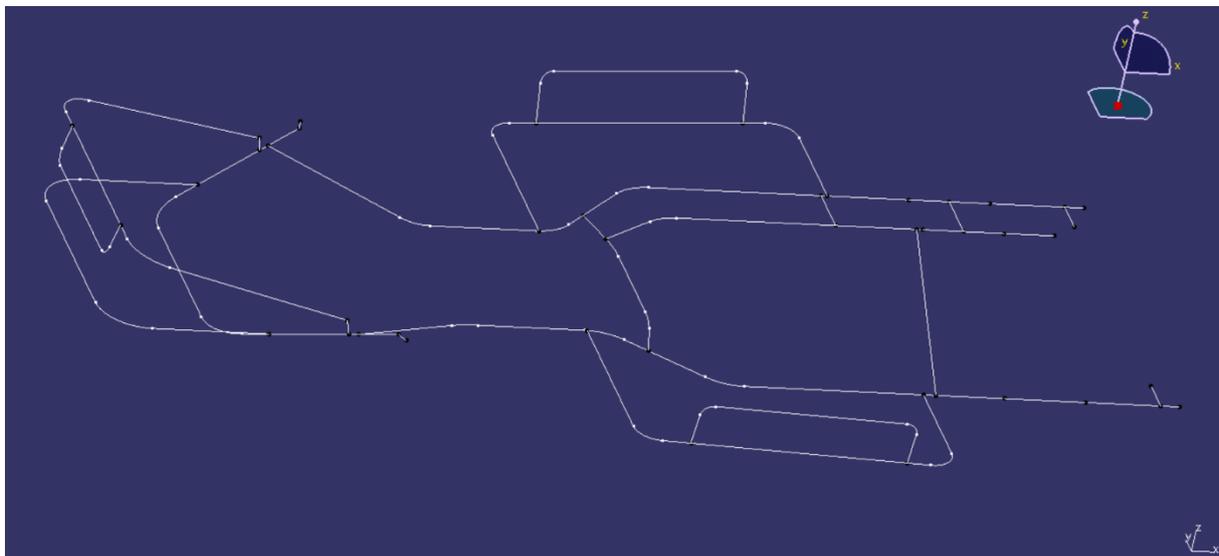


Figura 19. Modelo 1D del diseño del chasis tubular.

### 5.1.2. Diseño del chasis tipo monocasco

Una vez realizado el diseño CAD del chasis tubular, se realiza el diseño del monocasco. Se busca obtener una geometría bidimensional, es decir, que el modelo sea una superficie.

Para la realización de este estudio, se pretende que el diseño mantenga la esencia de los karts tradicionales, sin buscar un rediseño en el concepto, es decir, mantener los componentes en las mismas posiciones.

Cuando se diseña con materiales compuestos, se pueden distinguir 3 superficies:

- Superficie A: Es aquella que está en contacto con el molde y tendrá el mejor acabado superficial. Esta es la cara que se exporta a ANSYS.
- Superficie B: Es aquella que está en contacto con la bolsa de vacío y tendrá peor acabado superficial. Aunque existen diferentes técnicas para mejorarlo.
- Superficie C: Corresponde con la cara perpendicular a la superficie A.

El modelo final del monocasco aparece en la Figura 20.

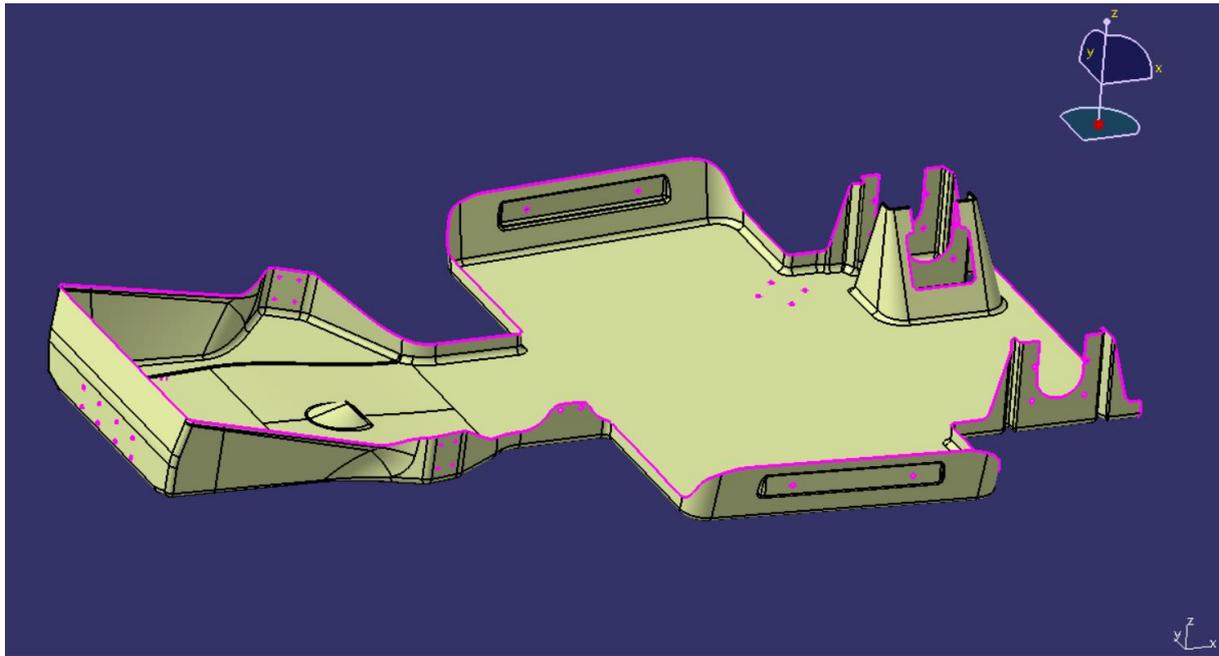


Figura 20. Modelo 2D del diseño del chasis monocasco.

## 5.2. Selección de materiales

Una vez realizado el modelo, se estudia que materiales serán empleados para cada estructura.

### 5.2.1. Selección de materiales para la estructura tubular

Para el chasis tubular, no se realiza una optimización del material utilizado, si no que se utilizará el acero más empleado para estas estructuras. Este acero es el E355 [15], que destaca por ser un acero de baja aleación con altas prestaciones mecánicas, bajo precio y buena soldabilidad.

### 5.2.2. Selección de materiales para monocasco

La selección de materiales del monocasco se realiza con GRANTA EduPack, ya que cuenta con una base de más de 4000 materiales. Esta base no contempla los materiales tipo sándwich, muy usados en las competiciones automovilísticas por su gran rigidez a flexión y muy baja densidad (alta rigidez específica).

Los materiales tipo sándwich son materiales formados por dos pieles y un núcleo en su interior (Figura 21 a). El núcleo es un material muy ligero que permite alejar las pieles del eje neutro, aumentando así el momento de inercia de la sección, es decir, aumentando muy poco el peso, se aumenta notablemente la rigidez a flexión del componente [16] (Figura 21 b). Esta nueva familia de materiales se puede crear con la herramienta sintetizador (*Synthesizer*) del propio programa.

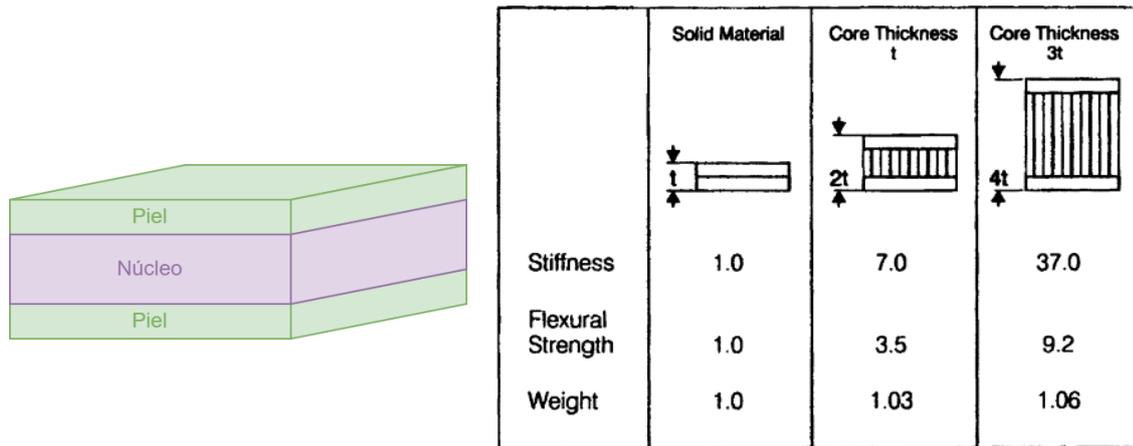


Figura 21. Izquierda: estructura de un material sándwich. Derecha: Aumento de la rigidez con el aumento del espesor del núcleo [17].

El estudio se realiza en la base de la base de datos del nivel 3 aeroespacial, ya es la más amplia en cuanto al número de propiedades, y, además, permite crear materiales con la herramienta *Synthesizer*.

#### 5.2.2.1. Generación de nuevos materiales.

Para la generación de estos materiales, el primer paso es realizar una selección tanto de los materiales de las pieles como de los núcleos.

Comenzando con la selección del material de las pieles, en la

Figura 22 se muestran las familias presentes en GRANTA EduPack de las que se descartan las siguientes familias:

- Cerámicos: su baja tenacidad a fractura impide que se pueda utilizar esta familia de materiales, ya que, cuando reciben un pequeño impacto o aparecen vibraciones, pueden dar lugar a la rotura del componente.
- Los materiales magnéticos y eléctricos no son aptos para esta aplicación, al igual que los materiales biológicos.
- Las fibras y las partículas son materiales que por sí solos no son continuos, como polvos o tejidos. Esta familia son los refuerzos de los materiales compuestos por lo que se tiene en consideración dentro de esa familia.
- Las espumas y los *honeycombs* no se tienen en consideración ya que son los que se emplean como núcleos.
- Dentro de los materiales metálicos se descartan todos los materiales menos los aceros y las aleaciones de aluminio, titanio y magnesio, debido a su alto coste y difícil obtención.
- Los polímeros elastómeros son materiales muy flexibles y se buscan materiales rígidos.

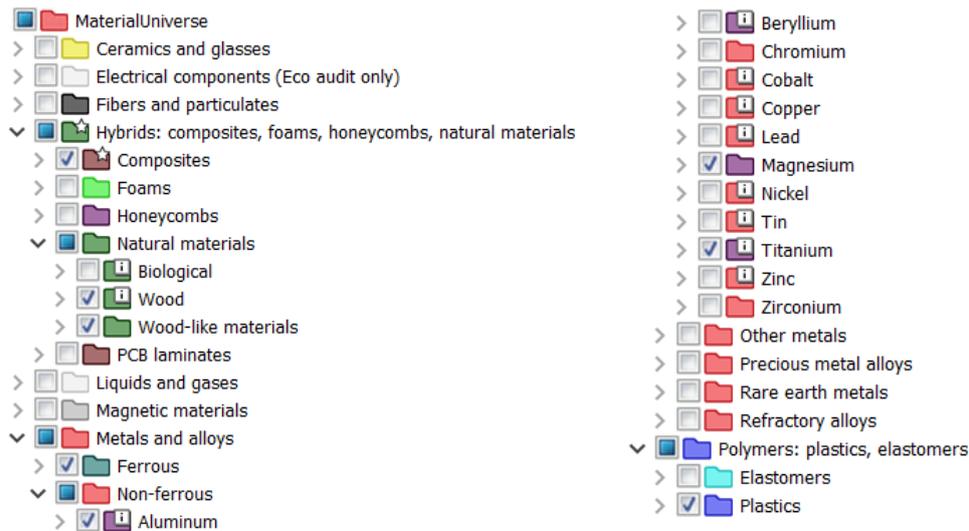


Figura 22. Familias de materiales de GRANTA EduPack, aparecen seleccionadas las familias sobre las que se va a hacer la primera selección.

Tras aplicar la selección sobre las familias de materiales se hace el primer estudio, partimos de 2.555 materiales. La primera etapa se establecen límites que descarten materiales que no cumplen cualidades necesarias para el funcionamiento de la pieza, solo teniendo en cuenta propiedades físicas y no mecánicas. Los límites impuestos son los siguientes:

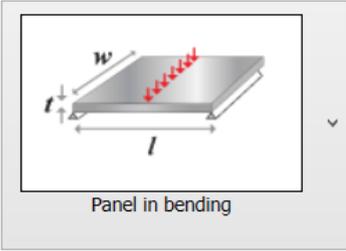
- Temperatura máxima de servicio superior a 60°C, debido a que un día caluroso y cerca del motor se pueden alcanzar fácilmente esta temperatura dentro del chasis y los materiales deben ser capaces de funcionar sin comprometerse sus propiedades mecánicas en esas condiciones.
- Resistencia a agua dulce aceptable y excelente, ya que el kart estará expuesto a la humedad ambiental y podrá correr en condiciones de lluvia y los materiales o deben deteriorarse.
- Resistencia a disolventes orgánicos limitada, aceptable y excelente, buscando que el chasis no se degrade con derrames de gasolina o líquido de frenos.
- Resistencia a la radiación ultravioleta buena y excelente, debido a que el chasis estará expuesto al sol y se busca que no se degrade.
- Inflamabilidad, se buscan materiales de inflamabilidad lenta, autoextinguibles e ignífugos.

Existen 1.492 materiales que pueden emplearse cumpliendo los requisitos físicos. En la siguiente etapa se busca optimizar las propiedades mecánicas mediante un diagrama de Ashby o burbujas. Para ello se utilizarán unos índices de rendimiento, que son relaciones que maximizan el comportamiento de un material frente a dos o más variables del material (como la densidad o el límite elástico). Dentro de Granta EduPack, se pueden implementar de manera directa en los ejes de un gráfico y se incluirán en esta etapa dos índices al mismo tiempo.

El primer índice busca maximizar la rigidez específica, para ello se modela el material como un caso de carga de un panel a flexión, ya que serán las cargas principales que sufrirá el chasis. Para establecer el índice las dimensiones del panel se modelan siendo el ancho y la longitud fijas y el espesor del panel

variable. Buscamos optimizar la masa del material en función de la rigidez a flexión (Figura 23). Del índice obtenido se busca minimizarlo, es decir, se busca para el mismo valor de rigidez la menor masa de un material posible. Esta relación se representa en el eje de ordenados del diagrama de Ashby.

**Definición de componentes**

Función y carga:   
Panel in bending

Notas del componente:  
Panels, equipment casings, unsupported horizontal surfaces, vehicle bodywork...  
l - length  
w - width  
t - thickness

Variables libres: thickness

Variables fijas: length, width

Restricción limitante: stiffness

Optimizar: mass

Índice de rendimiento

Minimizar:

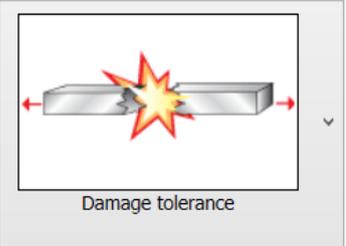
$$\frac{\rho}{E f^{\frac{1}{3}}}$$

[símbolos](#)

Figura 23. Índice de rendimiento para optimizar la rigidez a flexión en función de la densidad.

El segundo índice se representa en el eje de abscisas. Al igual que en el primer índice se busca optimizar frente a la masa, pero respecto a la tenacidad de fractura del material, es decir, la tolerancia al daño (Figura 24). Este índice también se busca que deba ser minimizado.

**Definición de componentes**

Función y carga:   
Damage tolerance

Notas del componente:  
Resistance to internal defects and brittle fracture  
Ties, shafts, beams, panels, springs, turbine containment systems, snap-on lids, fasteners...  
For optimal design combine indices with high yield strength

Variables libres: all dimensions

Variables fijas: none

Restricción limitante: load

Optimizar: mass

Índice de rendimiento

Minimizar:

$$\frac{\rho}{K_{1c}}$$

[símbolos](#)

Figura 24. Índice de rendimiento para optimizar la tolerancia al daño en función de la densidad.

Una vez definidos ambos índices se representan en un diagrama de Ashby (Figura 25). Como ambos límites se busca minimizarlos, para seleccionar los materiales con las mejores propiedades específicas hay que buscarlos en la zona inferior izquierda. En el diagrama podemos ver la relación de las distintas familias de materiales frente a las propiedades que queremos maximizar en el chasis.

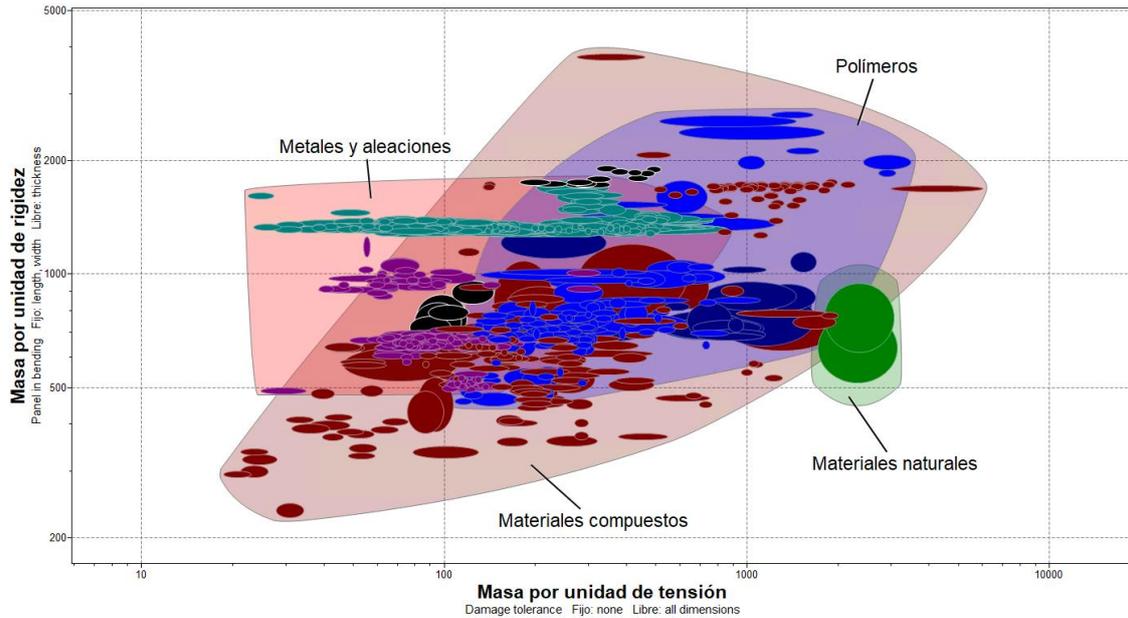


Figura 25. Diagrama de Ashby en el que se representan dos índices de rendimiento para la optimización de las propiedades de las pieles.

Para hacer una selección más precisa, utilizamos una herramienta llamada recta del índice, con la que establecemos la relación de importancia entre ambos índices. En este caso ambos índices los consideramos de igual importancia y como se busca minimizar ambos, se traza una recta de pendiente -1 y buscando que pasen los materiales que queden en el inferior, serán aquellos que optimicen mejor ambas condiciones. Para finalizar esta etapa se dejan pasar por la recta límite 20 materiales (Figura 26).

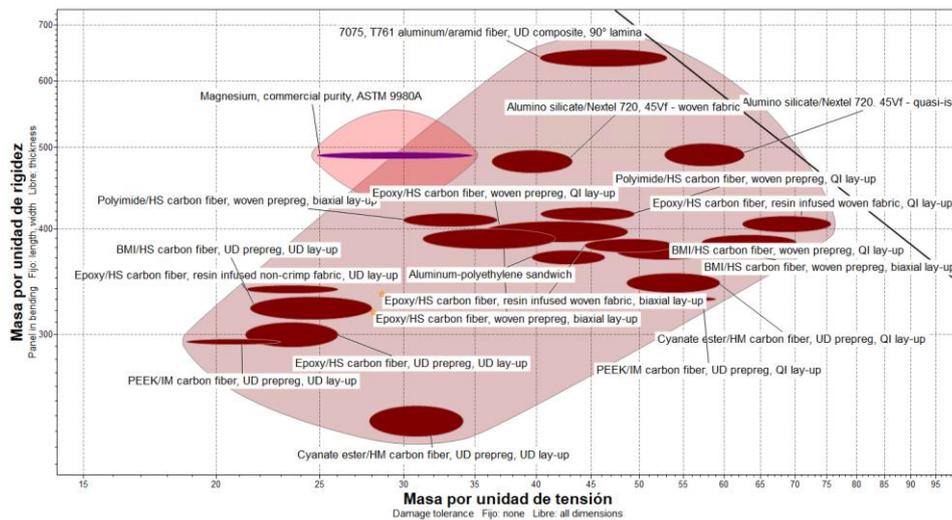


Figura 26. Diagrama de Ashby dejando pasar 20 materiales.

Como ya hemos acotado mucho los materiales desde los 2.555 con los que se comenzó el estudio, por lo que en la siguiente etapa se realiza un filtrado manual en función de la aplicación a la que va destinada. Se descartan los siguientes materiales:

- Magnesio, ya que es un material que, con la fricción, es muy propenso a que salten chispas y en pequeños roces entre chasis o con el suelo no queremos que sea el detonante de un incendio.
- Los tejidos unidireccionales, ya que solo está midiendo la rigidez en una dirección y son materiales muy anisotrópicos. Se busca que la rigidez no sea solo en la dirección de las fibras si no en varias direcciones por lo que se opta por “dejar pasar” tejidos biaxiales o cuasi-ortótropos.
- Por último, un material tipo sándwich, ya que buscamos el material para las pieles de un sándwich y no un sándwich.

Con esa selección manual descartamos otros 10 materiales. Finalmente, en la última etapa, se realiza en función del precio. Para ello como se ve en la Figura 27, donde se ha representado el precio de cada material, los materiales de menor precio son los compuestos de matriz epoxi reforzados con fibra de carbono. Finalmente se seleccionan dos materiales para las pieles de los materiales que se busca crear, siendo el tejido infusionado y prepreg ambos de fibra de carbono en matriz epoxi. La diferencia entre ambos es el método de fabricación, el prepreg se fabrica mediante apilado manual y el tejido infusionado mediante métodos como el VARIM. Para la selección de los núcleos hay que tener eso en consideración, ya que un *honeycomb* no puede usarse en tejidos infusionados en cambio con tejidos prepreg sí. Hay que tener en cuenta los núcleos con los que se combinan, no todos los núcleos se pueden utilizar para el tejido infusionado, pero casi todos sí se pueden usar para el tejido de prepreg.

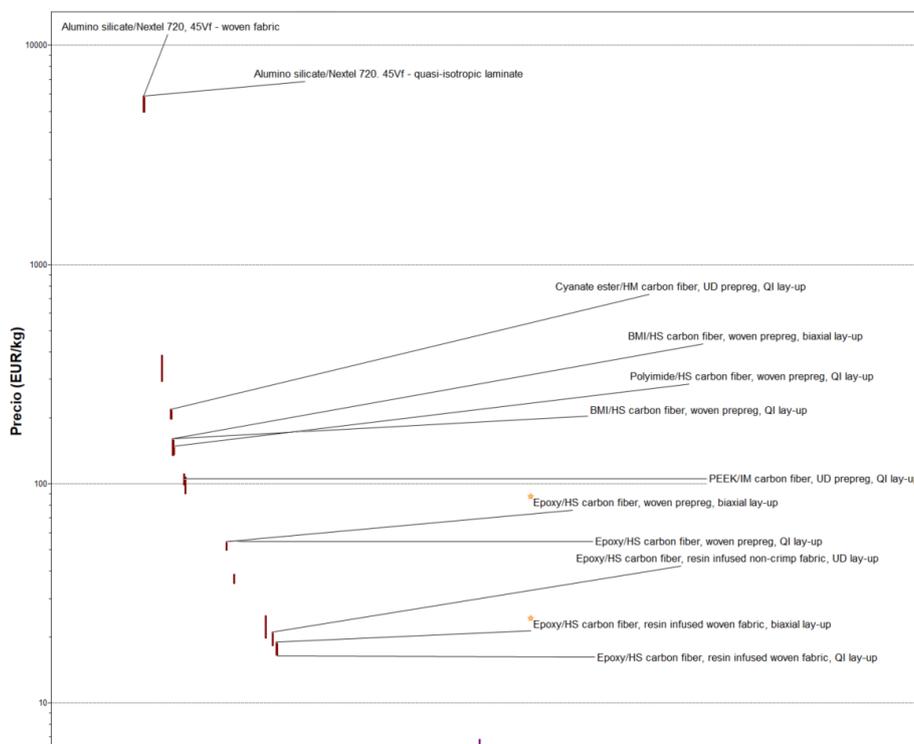
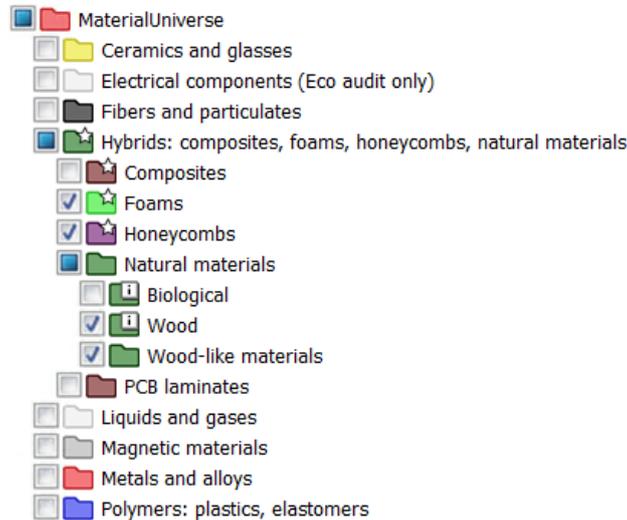


Figura 27. Precio de las pieles de los 20 materiales anteriores.

Una vez seleccionados dos materiales para generar los nuevos materiales, el siguiente paso es la selección de varios materiales para el núcleo del material sándwich. Al igual que en la selección de las

pieles se acota las familias sobre las que se comienza la búsqueda, siendo las que se observan en la Figura 28. Se han seleccionado estas familias ya que son las que normalmente son utilizados como núcleos para este tipo de materiales. Una vez determinadas las familias se comienza la selección con 740 materiales.



*Figura 28. Familia de materiales escogidos como núcleos.*

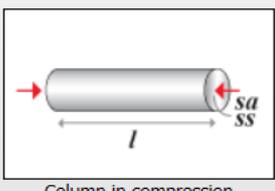
La primera etapa, al igual que con las pieles, se establecen unos límites sobre las propiedades físicas que necesitan para el funcionamiento del componente. Los límites impuestos son:

- Temperatura máxima en servicio superior a 60°C, al igual que las pieles, ya que en un día caluroso los materiales no deben perder sus propiedades mecánicas.
- Resistencia a agua dulce aceptable y excelente, también al igual que en las pieles, ya que, tanto por la humedad ambiental como en lluvia, el núcleo no debe absorber humedad, (capacidad de algunos materiales al tener baja densidad)
- La resistencia a disolventes orgánicos, la radiación ultravioleta y la inflamabilidad, no se consideran en la selección de los núcleos ya que esa resistencia viene dada por el material de las pieles y protegen al núcleo.

Tras la aplicación de estos límites, pasan 198 materiales las condiciones impuestas en la primera etapa. En la segunda etapa también se busca optimizar las propiedades mecánicas mediante un diagrama de Ashby. Al igual que en la selección de las pieles se usa el mismo índice en el eje de abscisas (Figura 23), optimizar la masa del material en función de la rigidez a flexión de un panel. En eje de ordenadas se representa un segundo índice con el objetivo de optimizar la masa frente a la resistencia a compresión, simulando las cargas que tendrá en la parte superior o un choque del chasis (Figura 29), se busca minimizar esta relación.

**Definición de componentes**

Función y carga:



Column in compression

Notas del componente:  
Columns, pillars, poles, pylons, legs, compression struts...  
l - length  
sa - section area  
ss - section shape

Variables libres: section area

Variables fijas: length, section shape

Restricción limitante: strength

Optimizar: mass

Índice de rendimiento

Minimizar:

$$\frac{\rho}{\sigma_c}$$

[símbolos](#)

Figura 29. Índice de rendimiento para optimizar la resistencia a compresión en función de la densidad.

En la Figura 30 se ven representados ambos índices en un diagrama de Ashby. Al buscar minimizar ambos límites hay que centrarse en la parte inferior izquierda del diagrama.

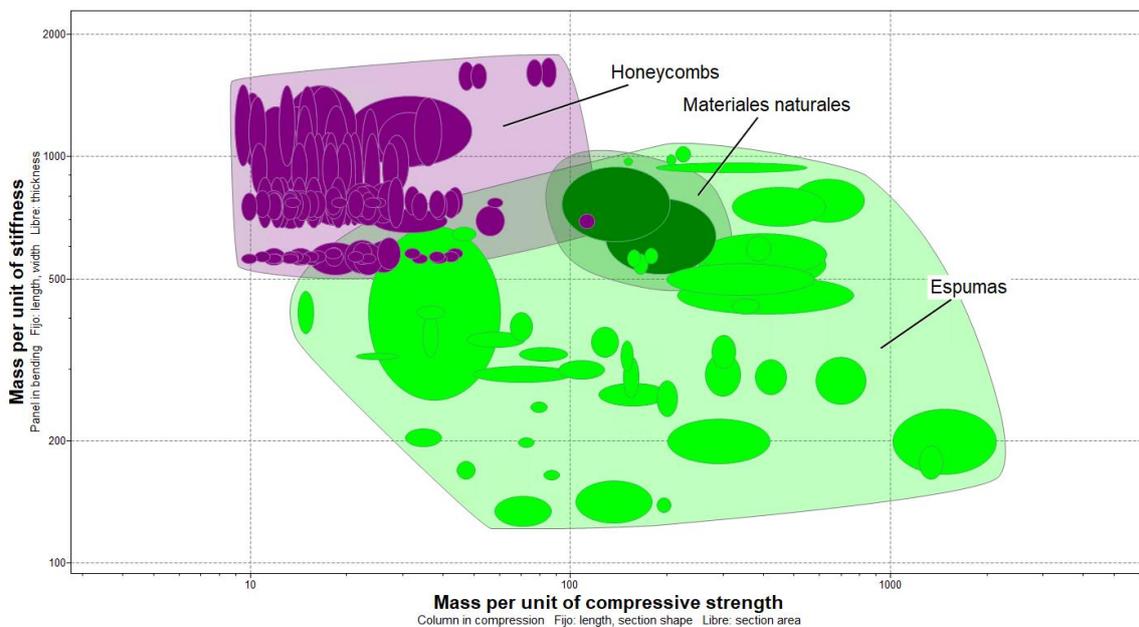


Figura 30. Diagrama de Ashby materiales de los núcleos.

Del mismo modo que en la selección de las pieles, para acotar más la cantidad de materiales se hace uso de la recta índice. En este caso se les da la misma importancia a ambos índices, por lo que como ambos se busca minimizar, la recta debe tener pendiente 1 y hay que mirar en la parte inferior. Se dejan pasar 22 materiales, para poder acotar la búsqueda. En la Figura 31 podemos observar esta acotación, en la que según nuestros parámetros quedan las familias de honeycomb y las espumas. Principalmente pasan esta selección 4 tipos materiales, honeycomb de aluminio 5056, honeycomb de aluminio 5052, PMI (*Polymethacrylimide*) y espuma de alúmina, la diferencia entre todas (menos la espuma de alúmina es la densidad de cada material).

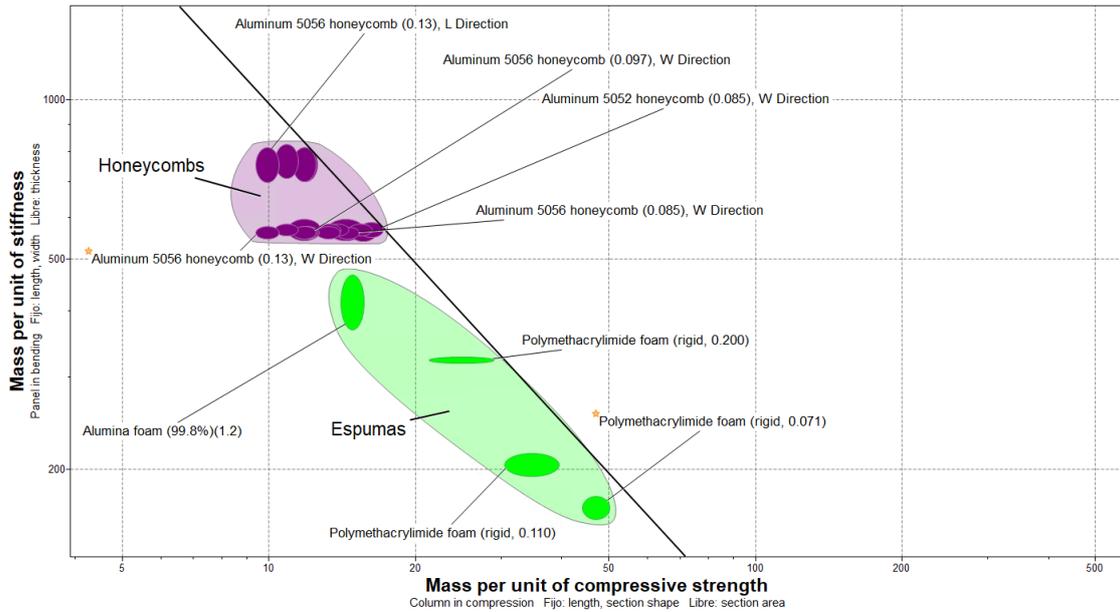


Figura 31. Diagrama de Ashby dejando pasar 22 materiales.

Para hacer la elección final, se ordenan en los rangos de densidades de los materiales (Figura 32) ya que buscamos un material resistente pero ligero como núcleo. Finalmente, se escogemos el honeycomb de aluminio 5056 de 0,07 y la espuma PMI rígida de 0,071.

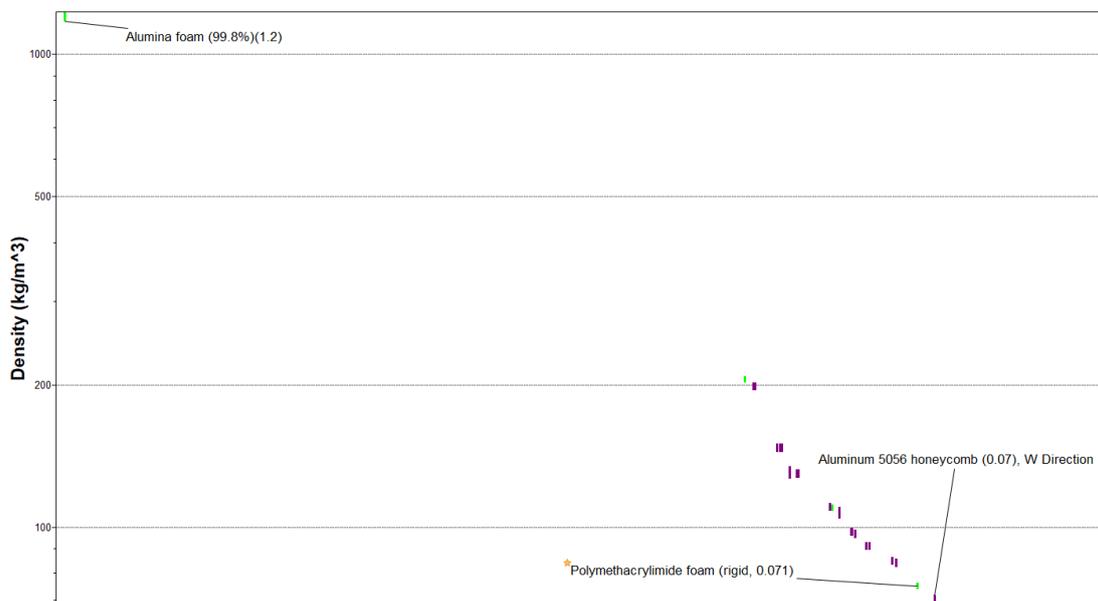


Figura 32. Orden de los materiales de los núcleos en función de la densidad.

Una vez realizada la selección de los materiales, el siguiente paso es crear estos materiales. Para ello hay que entender que la fibra infundada no puede combinarse con el *honeycomb*, pero sí con la PMI, al ser una espuma de celda cerrada, es decir, los poros de su interior no están conectados entre sí.

Tabla 2. Combinación de las pieles y los núcleos.

Piel	Núcleo
Epoxy-CFRP Prepreg	Honeycomb aluminio 5056
Epoxy-CFRP Prepreg	Espuma PMI
Epoxy-CFRP Infusionada	Espuma PMI

Para crear los nuevos materiales se hace mediante la herramienta de *Sythesizer* anteriormente mencionada. La combinación entre las pieles y los núcleos seleccionados se puede ver en la Tabla 2. Al crear los materiales no se le da un valor concreto del espesor de las capas, ya que esa optimización se haría en ANSYS (en caso de que finalmente se seleccione un material tipo sándwich), sino que se le da un rango de espesores, generando varios registros, tanto a la fibra (0,2-5 mm) como a los núcleos (5-30 mm). Esto se hace para poder estudiar un amplio rango de propiedades, sin determinar unos espesores en concreto. En la Figura 33, se observa un ejemplo un ejemplo de cómo se introducen en GRANTA EduPack, la creación de un material sándwich. Los parámetros se establecen como estándares para todas las combinaciones, son las condiciones de operación en la que estarían los materiales.

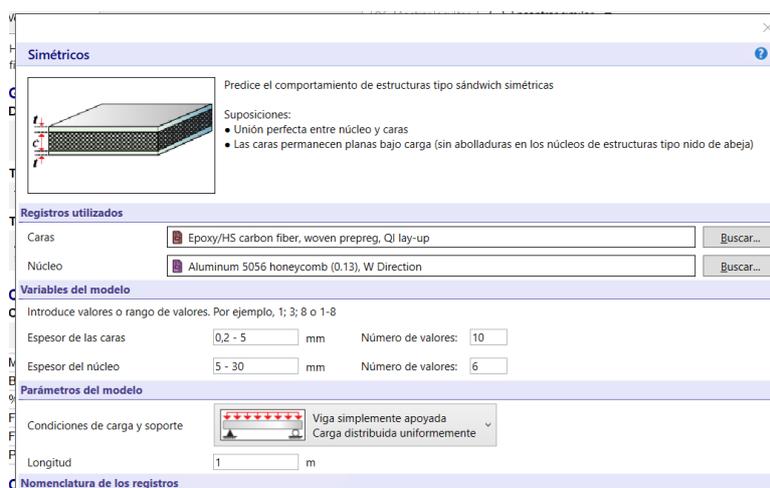


Figura 33. Ejemplo de introducir un material en Sythesizer.

### 5.2.2.2. Optimización de todos los materiales

Una vez generados todos los materiales, empezamos la selección final del material entre los materiales de la base de datos y los generados anteriormente. Como en las optimizaciones anteriores, primero seleccionamos las familias sobre las que se va a realizar el estudio. Se parte de las mismas familias que en la selección del material de las pieles como se muestra en la Figura 22, por las mismas razones. También contamos con los materiales que acabamos de crear.

Partimos de 6.609 materiales, para empezar a acotar los materiales en la primera etapa se establecen límites para determinar las cualidades físicas mínimas necesarias para el funcionamiento de la pieza. Se

utilizan los mismos límites que en la selección de las pieles ya que están sometido a las mismas condiciones. Tras la aplicación de los límites pasan 669 materiales.

En la segunda etapa, se busca una optimización de las propiedades mecánicas de los materiales mediante un diagrama de Ashby, representando dos índices de rendimiento, uno por eje de coordenadas. En el eje de ordenadas se representa el primer índice que es el mismo que en la optimización en las pieles (Figura 23). En el eje de abscisas se representa el segundo índice de rendimiento.

Una vez definidos los índices se representan en un diagrama de Ashby (Figura 34). Como se buscan minimizar ambos ejes para buscar los materiales óptimos hay que buscarlos en la parte inferior izquierda. Al observar el diagrama de Ashby, observamos que los materiales tipo sándwich que hemos creado son los óptimos. Por lo que finalmente se escogerá este tipo de material para realizar el monocasco.

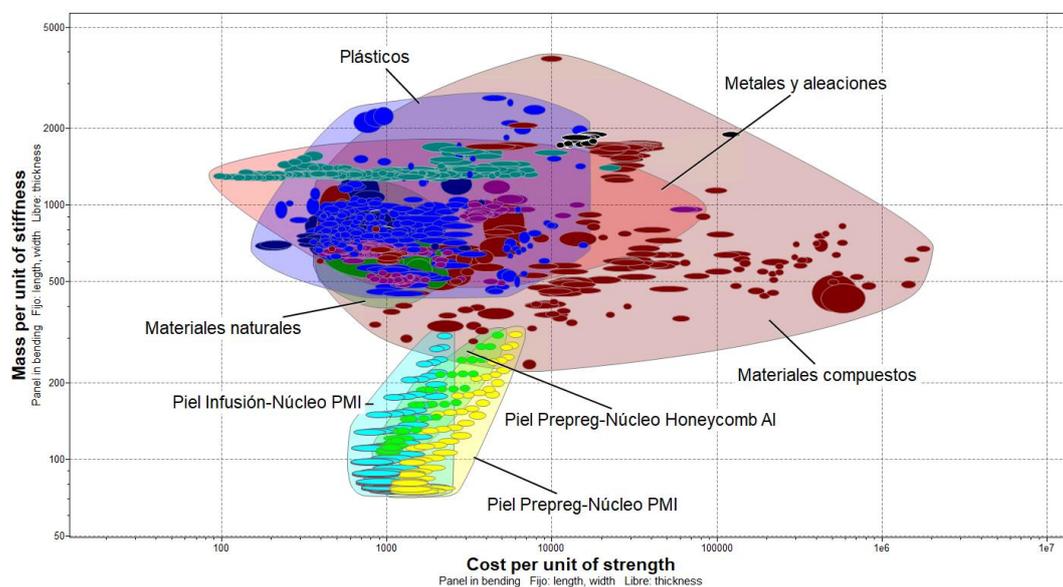
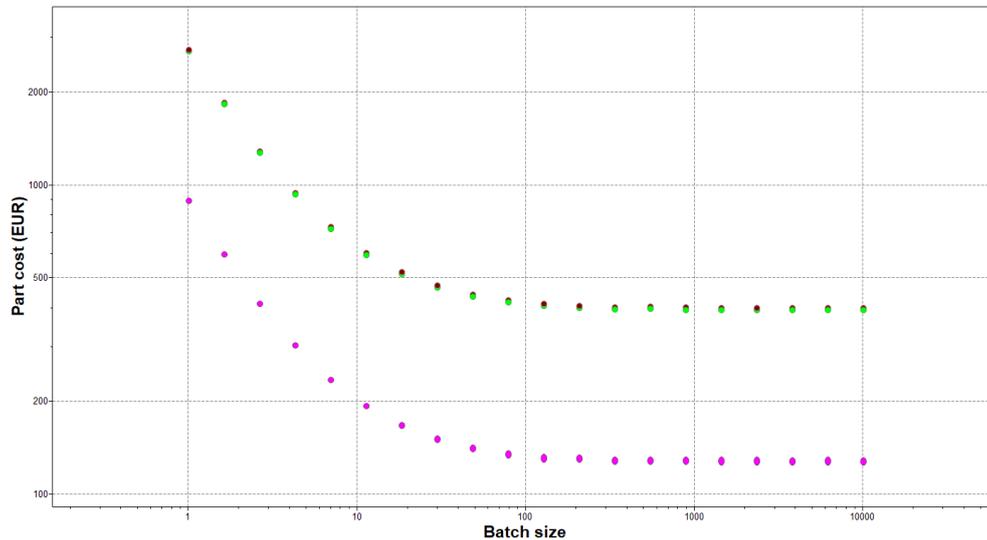


Figura 34. Diagrama de Ashby, los materiales tipo sándwich destacan sobre el resto.

Dado que estos 3 materiales están muy próximos, realizamos una tercera etapa para seleccionar entre estos. Como ya se han evaluado las diferentes propiedades mecánicas y la respuesta es muy similar, en esta tercera etapa se evalúa el coste de la fabricación del componente. Para ello, se utiliza de nuevo la herramienta de *Synthesizer – cost estimator*, para evaluar el precio por unidad de diferentes tamaños de lote, cuya distinción es el método de fabricación (fibra preimpregnada o infusionada) y el material del núcleo.

La fabricación de la fibra preimpregnada normalmente se realiza en un autoclave y de la fibra infusionada por el método VARIM o RTM. Para el tamaño de esta pieza se supondrá que se realiza mediante VARIM ya que da mejores resultados.

En la Figura 35 observamos el precio unitario en función del tamaño del lote. Como se puede apreciar, tanto como para lotes pequeños como grandes, los paneles sándwiches fabricados con VARIM son los de menor coste. Por esto, se concluye que el monocasco será fabricado mediante un panel sándwich de piel de tejido de fibra de carbono en una matriz de epoxi con núcleo de espuma PMI fabricado mediante VARIM.



*Figura 35. Representación del tamaño del lote en función del precio.*

Finalmente, se va a hacer de este material tipo sándwich, de esta manera. Al tener ya seleccionado el tipo de material que va a ser, podemos comenzar las simulaciones.

### 5.3. Simulaciones

Una vez realizado el modelo CAD y la selección de materiales de los chasis, se realizan las simulaciones mecánicas como se explicaron en el apartado 4.4.5. Con el fin de realizar las simulaciones, se deben generar las mallas y el laminado.

Las simulaciones comienzan con un estudio de la sensibilidad del mallado de los chasis, para más tarde validar el modelo del chasis tubular. Una vez validado, se define el caso base del chasis tubular para que, en la siguiente etapa, se realice la optimización del monocasco. Una vez realizada la optimización, se compara el comportamiento en pista de ambos karts.

#### 5.3.1. Sensibilidad del mallado

El análisis de sensibilidad se realiza iterando el tamaño de elemento y viendo cómo afecta a los resultados de la deformación total en un impacto frontal.

Primero, se realiza para el chasis tubular. En la Figura 36, se ve cómo, a medida que el tamaño de elemento aumenta, la variabilidad de la deformación aumenta también. Se escoge un tamaño de elemento de 5 mm para realizar el mallado del chasis tubular, ya que la diferencia de los resultados frente al tamaño más pequeño (0,5 mm), es de 0,2%, un error asumible para este estudio.

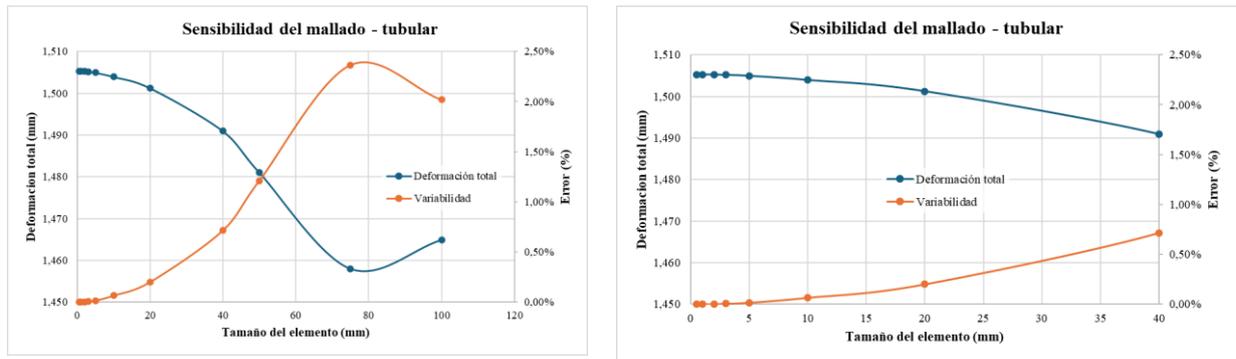


Figura 36. Sensibilidad del mallado del chasis tubular. Izquierda: valores de 0,5 a 100 mm. Derecha: detalle de 0,5 a 20 mm.

Una vez establecido el tamaño de elemento para el chasis tubular, se realiza la misma iteración para el monocasco. En la Figura 37, se representa la variación de la deformación en función del tamaño de elemento. Al contrario que en el tubular, con valores de elementos pequeños, aumenta mucho la variación y no se llegan a estabilizar los valores. Además, para tamaños inferiores a 2 mm, el tiempo de simulación supera las 2 horas. En cambio, para valores más grandes de tamaños de elemento, parece que no tienen variación.

Por ello, se elige un tamaño de elemento de 5 mm junto con un refinamiento en los puntos más críticos, para asegurar que los resultados tienen consistencia. No se elige un tamaño de elemento de 20 mm porque, a pesar de que la variabilidad con el tamaño de 5 mm no es muy grande, en un ensayo más complejo, estos valores podrían variar mucho. Tampoco se eligen los valores inferiores a 4 mm.

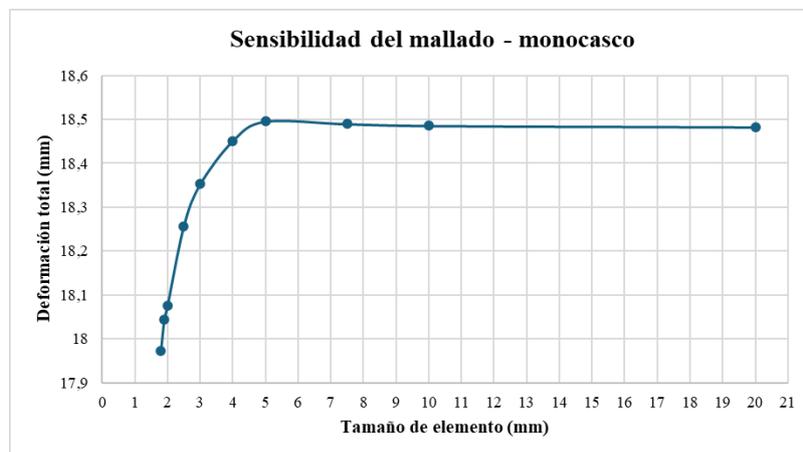


Figura 37. Sensibilidad del mallado del monocasco.

Junto al mallado de 5 mm se hace un refinamiento de la malla en el anclaje de los soportes del eje delantero, además, se utiliza un mallado estructurado en la mayoría de las caras. Este mallado se puede ver en la Figura 38.

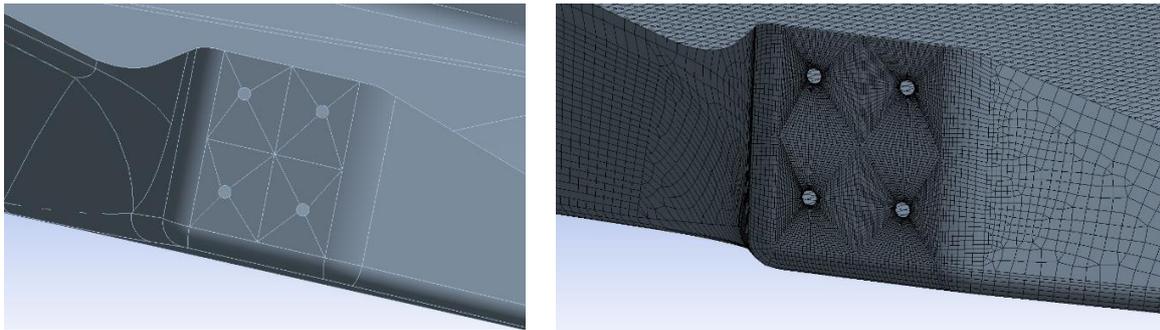


Figura 38. Refinamiento de la malla en el anclaje del soporte delantero.

### 5.3.2. Comparación del diseño del tubular con la realidad

El primer paso de la validación del monocasco consiste en tener un chasis tubular cuyas propiedades sean similares a los chasis reales. Sin embargo, existen datos limitados acerca de ensayos realizados a chasis reales.

El único parámetro que aparece en bibliografía es la rigidez torsional, ya que es relativamente fácil de medir con equipamiento básico, y ofrece interesantes resultados. Cabe destacar que esta medida se realiza también para conocer el estado de fatiga de un kart [18], ya que las constantes cargas hacen que los chasis sean usados sólo durante menos de una temporada y, en las categorías más altas, durante una o varias carreras. Principalmente, la medida de la rigidez torsional se emplea para conocer si un kart deformará en mayor o menor medida al trazar una curva.

Los datos hallados en bibliografía muestran que la rigidez típica está en el rango de 100 a 250 N·m/° [17], medida desde el eje delantero hasta el final del kart, es decir, fijando los tubos traseros, donde se encuentra el anclaje al paragolpes trasero.

La simulación realizada en el chasis tubular seguirá el mismo principio. Las condiciones de contorno impuestas en ANSYS aparecen en la Figura 39:

- Se aplica un par de fuerzas en los soportes del eje delantero, que imita la carga que ejerce la rueda sobre el chasis. Se aplican valores de 250, 500, 750 y 1000N.
- Se fijan (*Fixed support*) los puntos finales de los tubos.

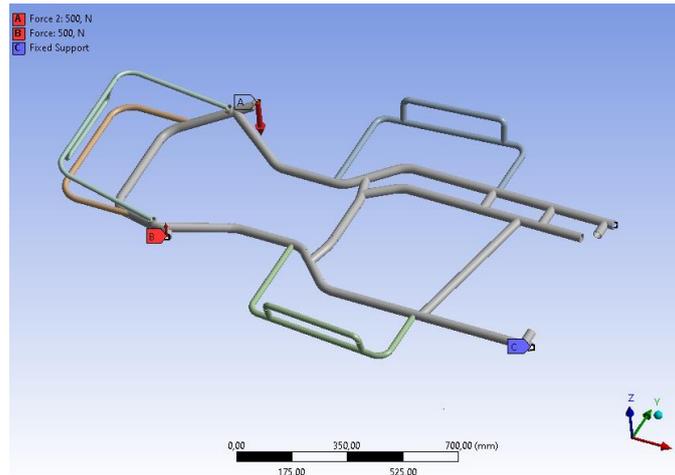


Figura 39. Condiciones de contorno, para el ensayo de rigidez torsional de eje delantero al final del chasis.

Tras realizar las simulaciones con las distintas cargas, se obtiene la deformación en el soporte del eje delantero y, aplicando la Ecuación 1, se obtiene la rigidez torsional en cada ensayo, cuyos resultados aparecen en la Tabla 3.

Tabla 3. Cálculo de la rigidez torsional para la comparación de chasis tubular con la realidad.

F (N)	T (N·m)	Uz (mm)	Ángulo (°)	K <sub>T</sub> (N·m/deg)
500	330	16,10	2,793	118,15
250	165	8,05	1,397	118,08
750	495	24,15	4,186	118,27
1000	660	32,20	5,573	118,43
<b>Promedio:</b>				<b>118,23</b>

Como puede verse, los valores de rigidez se mantienen estables independientemente de la carga aplicada, lo cual asegura que el kart se comportará de igual forma en todo momento. Estos valores se encuentran dentro del rango de valores encontrado en bibliografía, por lo que se concluye que el chasis tubular diseñado es válido para poder realizar la comparación con el monocasco.

### 5.3.3. Establecer caso base

Como se mencionó previamente, la rigidez torsional mide el comportamiento del kart en curva. La forma más importante analizarla es entre los ejes del vehículo y será como se realizarán las simulaciones en adelante. Además de la rigidez torsional, también se estudiará la rigidez a flexión entre ejes que, aunque menos crítica en el comportamiento del kart, resulta interesante estudiar.

Las condiciones de contorno aplicadas para este análisis aparecen en la

Figura 40. A diferencia del caso anterior, en esta ocasión se fijan los soportes del eje trasero, en lugar del final del kart.

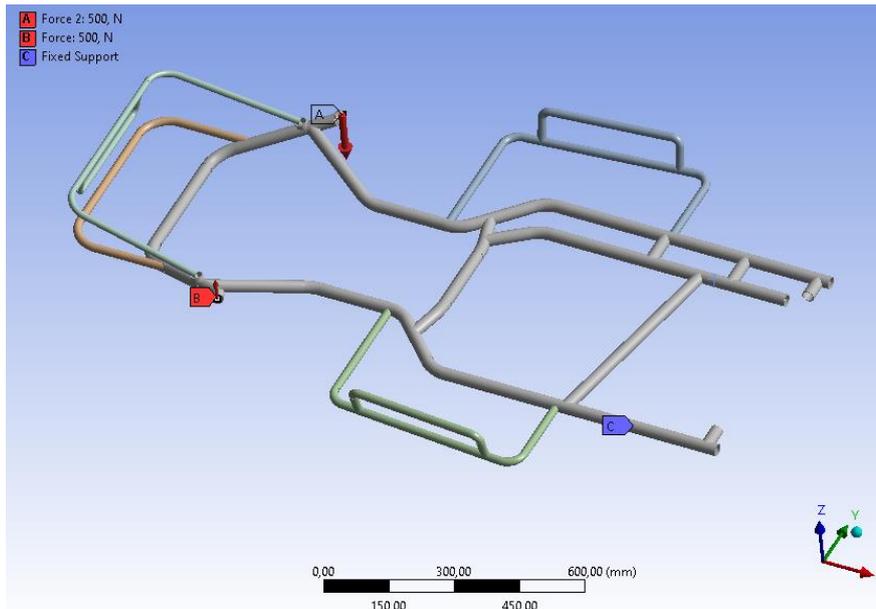


Figura 40. Condiciones de contorno, para el ensayo de rigidez torsional para el caso base del chasis tubular.

Los resultados de las simulaciones de la rigidez torsional se encuentran en la Tabla 4, y de la rigidez a flexión, en la Tabla 5. Estos valores se calculan a partir del desplazamiento en el eje z del soporte del eje delantero, con la Ecuación 1 y la Ecuación 4.

Tabla 4. Cálculo de la rigidez torsional para establecer el caso base.

F (N)	T (Nm)	U <sub>z</sub> (mm)	Ángulo (°)	K <sub>T</sub> (N·m/deg)
500	330	11,3	1,96	168,6
250	165	5,6	0,98	168,5
750	495	16,9	2,93	168,7
1000	660	22,6	3,91	168,8
<b>Promedio:</b>				<b>168,7</b>

Tabla 5. Cálculo de la rigidez a flexión para establecer el caso base.

F (N)	M <sub>f</sub> (Nm)	U <sub>z</sub> (mm)	Ángulo (°)	K <sub>f</sub> (N·m/deg)
100	104,5	6,8	0,37	281,7
250	261,3	16,9	0,93	281,7
500	522,5	33,8	1,85	281,8
<b>Promedio:</b>				<b>281,8</b>

De nuevo, la variabilidad de los datos tanto en torsión como flexión es mínima, independientemente de la fuerza aplicada. Se concluye que la rigidez torsional del chasis tubular es de 168,7 N·m/°, mientras que la rigidez a flexión es de 281,8 N·m/°. Estos serán los valores buscados en el chasis monocasco, teniendo prioridad alcanzar una rigidez torsional similar, en lugar de flexión.

Una vez estudiada la rigidez, a continuación, se estudia la resistencia. Como se explicó en la metodología (apartado 4.4.5.3.3), no es posible realizar ensayos dinámicos debido, principalmente, a la potencia computacional que requieren estas simulaciones. En su lugar, se realiza una simulación estática para encontrar la fuerza que debe aplicarse al chasis tubular para que su factor de seguridad sea 1.

Las condiciones de carga que equivalen al impacto frontal y lateral aparecen en la Figura 41.

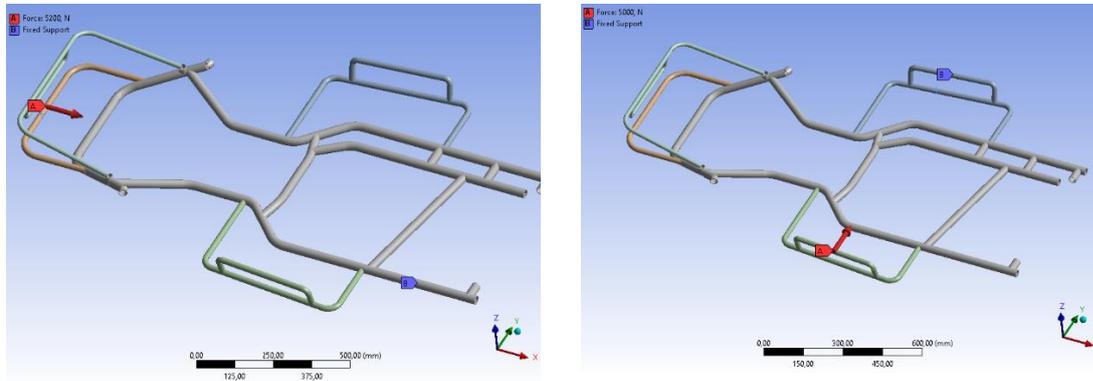


Figura 41. Estado de cargas de a) impacto frontal y b) impacto lateral para establecer el caso base con un factor de seguridad igual a la unidad.

Tras iterar con diferentes valores de fuerzas, se establece que la fuerza requerida para alcanzar un factor de seguridad unitario con una fuerza frontal es de 5,2 kN, mientras que se necesitan 5 kN de fuerza lateral. Se pueden ver los resultados resumidos en la Tabla 6, en la Figura 42 el estado tensional ante la fuerza frontal y en la Figura 43 el estado tensional ante la fuerza lateral.

Tabla 6. Resultados del impacto lateral, para un factor de seguridad unitario, para establecer el caso base.

Ensayo	F (N)	$\sigma_{VM}$ (MPa)	Factor Seguridad
Impacto frontal	5.200	378	1,00
Impacto lateral	5.000	380	1,00

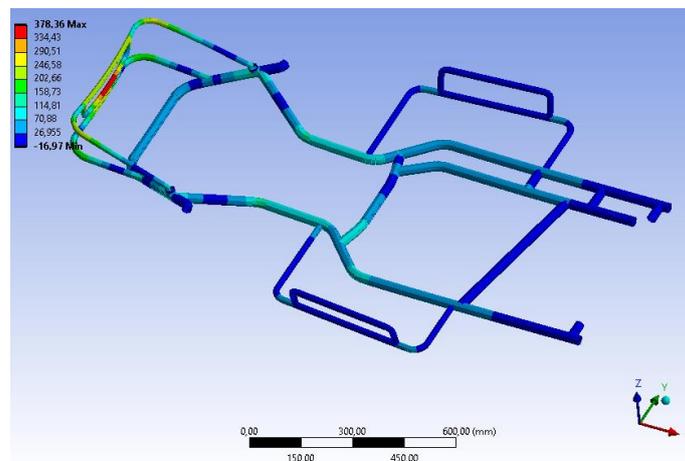


Figura 42. Estado tensional del ensayo de un impacto frontal en el caso base del chasis tubular.

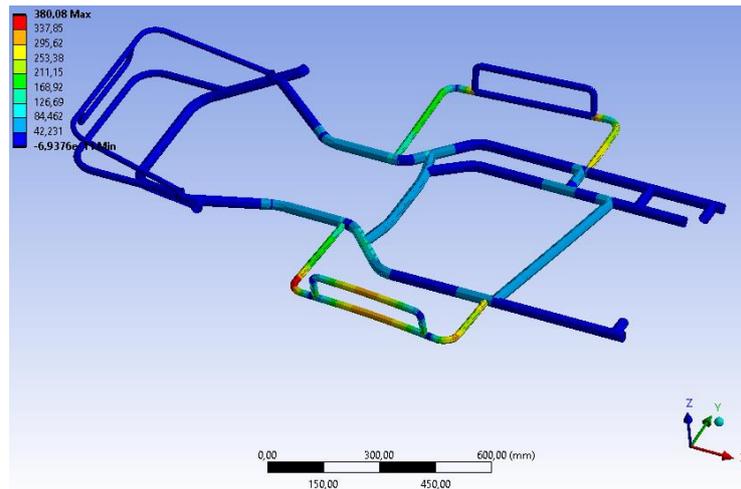


Figura 43. Estado tensional del ensayo de un impacto lateral en el baso base del chasis tubular.

Como último paso, se calcula la masa del chasis tubular. El modelo ensayado pesa cerca de 12 kg, sin embargo, para poder hacer una comparación con el chasis monocasco, se deben añadir multitud de componentes y pletinas que serán integrados dentro del monocasco, como los soportes del eje trasero o el soporte de la dirección y los pedales.

El chasis tubular equivalente al monocasco tendrá un peso entre 20 y 25 kg [19] [20].

Un resumen de los parámetros obtenidos del chasis tubular aparece en la Tabla 7. Estos valores serán el objetivo de optimización del monocasco.

Tabla 7. Parámetros que establecen el caso base del chasis tubular.

Parámetro	Valor
Rigidez torsional	168,7 N·m/°
Rigidez a flexión	281,8 N·m/°
Impacto frontal	5,2 kN
Impacto lateral	5 kN
Peso	20-25 kg

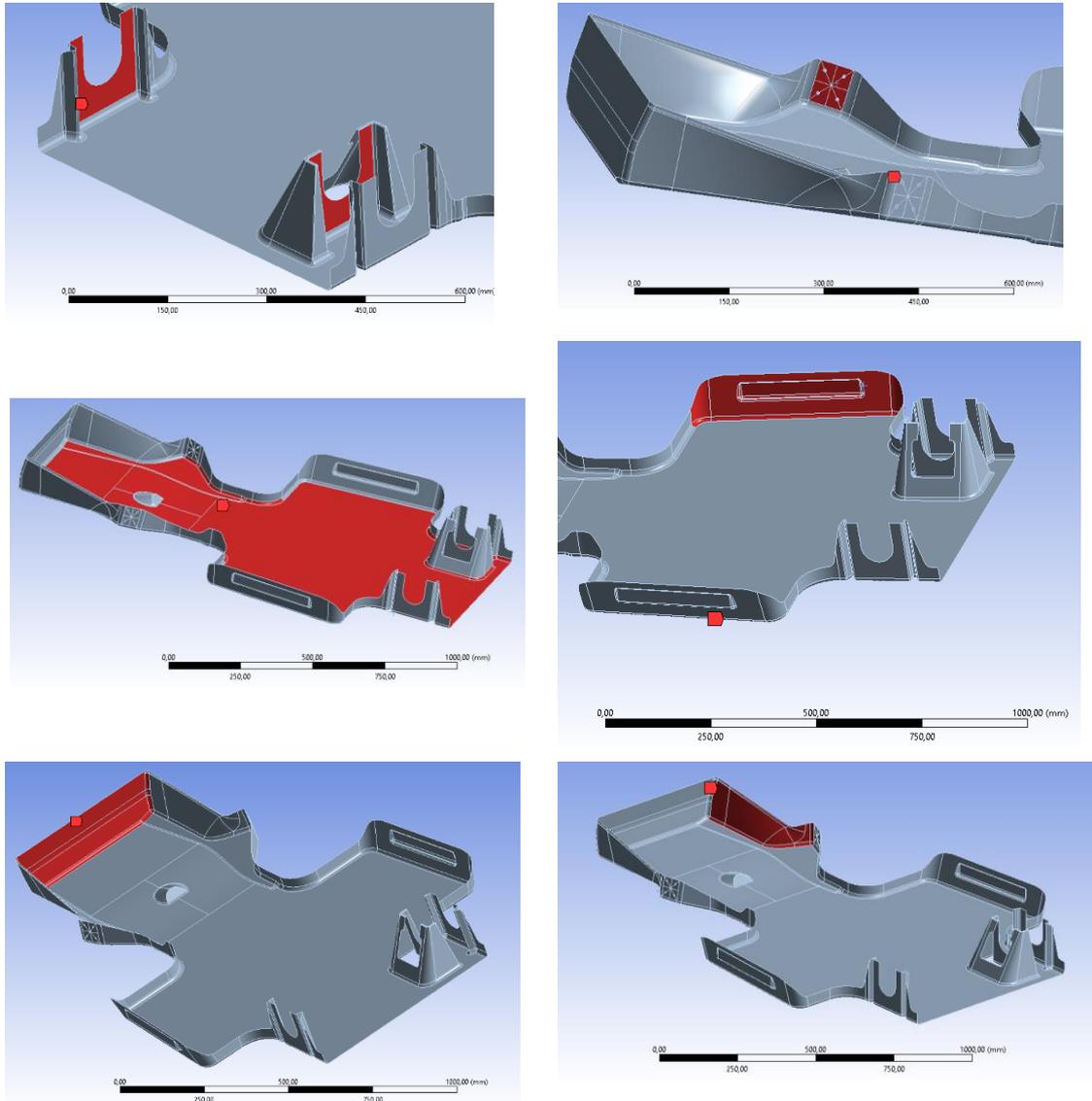
#### 5.3.4. Optimización de la configuración del monocasco

Una vez establecido el caso base, este apartado abordará toda la optimización realizada hasta alcanzar un diseño de chasis monocasco que sea similar a uno tubular, para posteriormente evaluar cómo se comportan ambos chasis bajo las mismas circunstancias de competición.

Antes de comenzar con las simulaciones, en el módulo ACP, se establecen las áreas donde se podrán aplicar distintos laminados, permitiendo tener la libertad de generar zonas más rígidas y resistentes localmente. Estas zonas se localizan principalmente en áreas que previsiblemente soporten más carga en impacto o durante el uso del kart. Las áreas son (Figura 44):

- Soporte del eje trasero.

- Soporte del eje delantero.
- Suelo.
- Paragolpes lateral.
- Paragolpes frontal.
- Paragolpes frontal – lateral.



*Figura 44. Zonas reforzadas localmente en el laminado.*

Tras establecer las áreas donde se pueden aplicar capas locales, además de capas generales a toda la estructura, se crea un laminado.

El laminado estará formado por capas de fibras de carbono – epoxi en forma de tejido, es decir, las fibras están orientadas a  $0^\circ$  y  $90^\circ$  respecto a la dirección principal. Para conseguir un laminado cuasiortótropo, donde todas las direcciones en el plano tengan las mismas propiedades, se alternan capas a  $0^\circ$ – $90^\circ$  con capas a  $\pm 45^\circ$ . En la Figura 45, aparece el módulo del material en función del ángulo estudiado, puede verse como al alternar las capas en distintas direcciones, las propiedades en el plano resultan iguales. La

roseta del laminado se coloca en el centro del suelo del monocasco, estando la dirección principal alineada con el eje longitudinal del chasis.

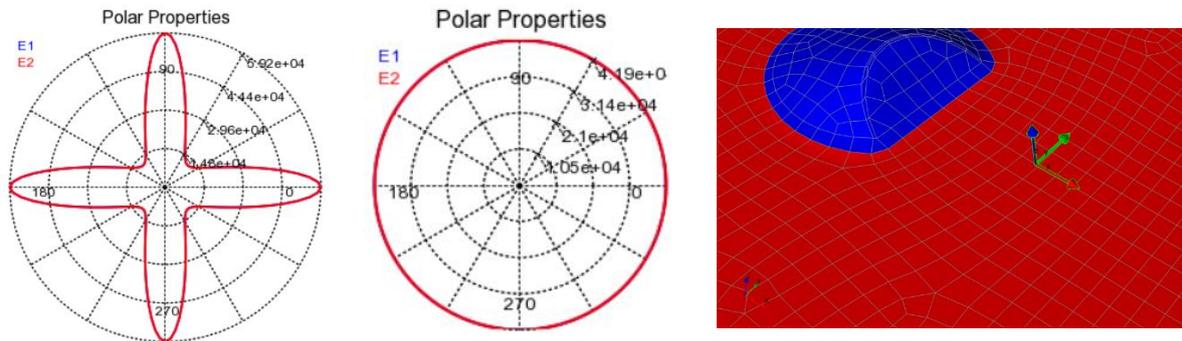


Figura 45. Izquierda: módulo de elasticidad de una capa de tejido. Centro: módulo de elasticidad del laminado ortótropo. Derecha: roseta global del monocasco.

Al emplear materiales tipo sándwich, se utilizará un laminado simétrico, es decir, las capas serán iguales y simétricas a ambos lados del núcleo, con lo cual se evitan posibles distorsiones durante el curado.

El espesor de cada capa se establece inicialmente en 0,3mm, al ser un espesor de capa comúnmente comercializado. Al utilizar dos capas para hacer el laminado ortótropo, y se utilizan laminados simétricos, ahora en adelante, cada capa extra serán realmente 4 capas (1,2 mm). El espesor del núcleo se establece inicialmente en 30 mm y solo será aplicado en el suelo. La espuma PMI se comercializa en valores de 10 a 100mm en pasos de 10mm [21].

Se agrega, mediante una capa, un inserto de 3mm de espesor en el soporte de los ejes delantero y trasero. Esto se realiza como refuerzo local de la zona atornillada, además de incrementar la precisión del mecanizado en esa zona. El espesor de 3mm se basa en valores típicos de este tipo de insertos.

Aunque los insertos deberían emplearse en todas las zonas atornilladas, para evitar la compresión de la espuma, no se consideran en este estudio, al aumentar la complejidad del diseño y de simulación.

Tras realizar una simulación inicial, con valores establecidos al azar, se crean los parámetros, con los que se podrá iterar la simulación. Los parámetros serán el número de capas en cada área a laminar, así como el espesor del núcleo de PMI. Como parámetros de salida se obtendrá el peso del monocasco, así como distintos resultados que permiten calcular la rigidez torsional, a flexión y la resistencia a impacto frontal y lateral (Figura 46).

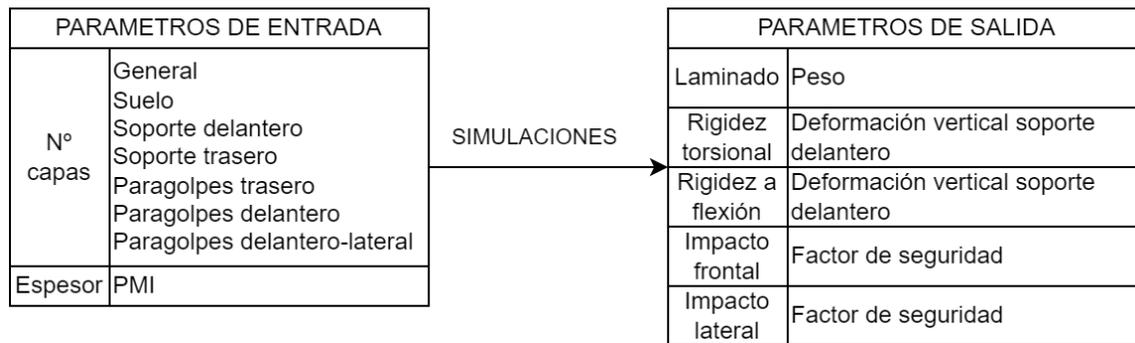


Figura 46. Parámetros en las simulaciones de la optimización del monocasco.

Para comenzar las simulaciones se varían los parámetros para tener una referencia de como varía el comportamiento del monocasco y conseguir una nube de puntos. Los valores empleados y los resultados obtenidos pueden encontrarse en el Resultados de estudio de sensibilidad

En primer lugar, se grafica la rigidez torsional frente a la rigidez a flexión en la Figura 47. Puede verse claramente una relación lineal entre ambas, independientemente de si el laminado o el núcleo es mayor o menor. Sin embargo, estos resultados no coinciden con los del chasis tubular, marcado en líneas verdes sus valores de rigidez, ya que en todo momento la rigidez a flexión es muy superior.

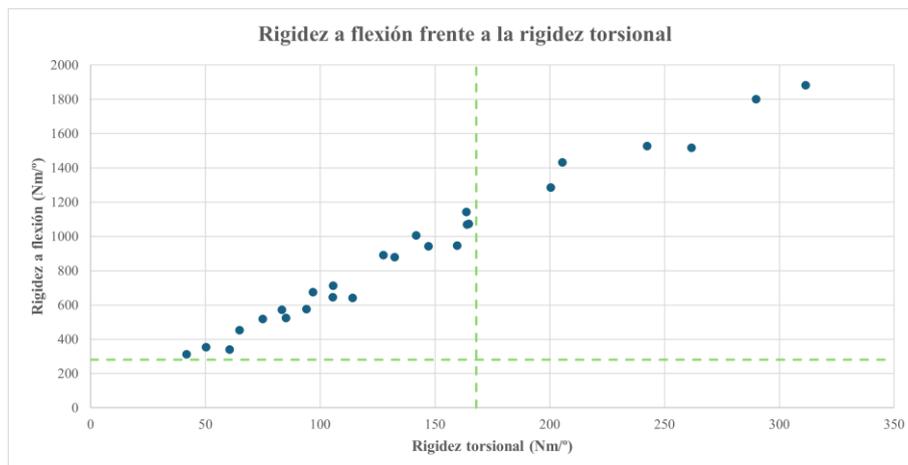


Figura 47. Relación entre la rigidez a flexión y la rigidez torsional del kart (simulación nominal).

Al examinar las simulaciones, puede verse como ocurre una localización de tensiones alrededor de algunos redondeos donde hay un cambio grande de geometría (Figura 48), para aliviar estas tensiones, se modifica el monocasco en CATIA, aumentando el radio de los redondeos lo máximo que permite la geometría y se devuelve el modelo a la simulación. Tras simular la geometría con el redondeo mayor, desaparece la concentración de tensiones en estas zonas (Figura 49). Además, al reducir las zonas longitudinales de la sección más estrecha del monocasco, también baja la rigidez a flexión, como puede verse en la Figura 50.

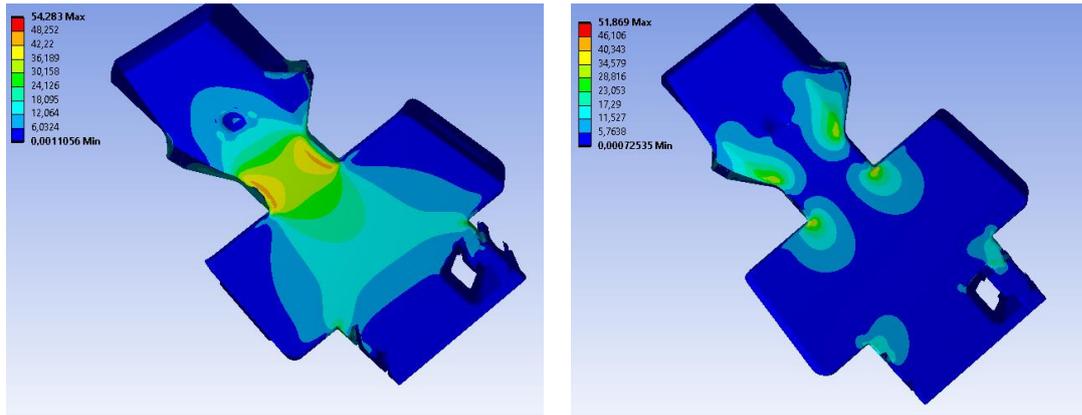


Figura 48. Concentración de tensiones en la simulación nominal. a) Tensiones en la capa a 45°. b) Tensiones en la capa a 90°.

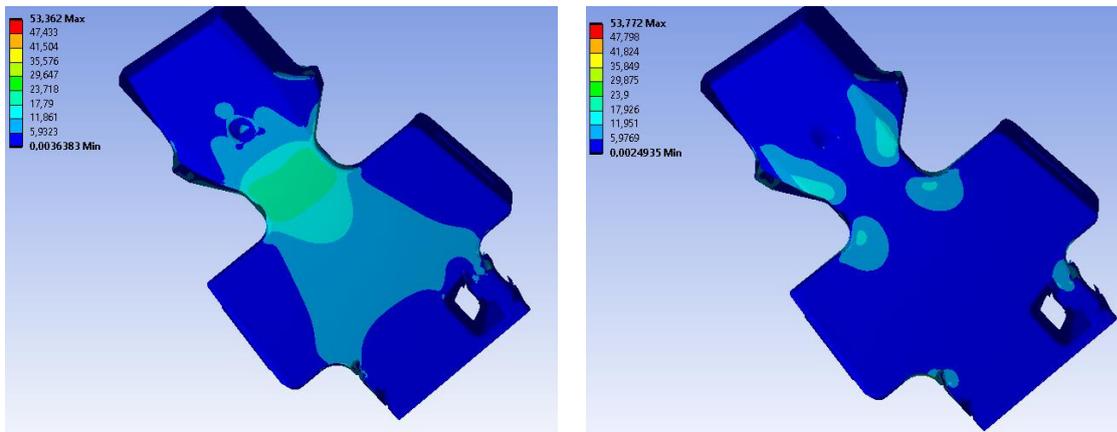


Figura 49. Cambio de redondeo en la geometría y la desaparición de las tensiones en ese punto. a) Tensiones en la capa a 45°. b) Tensiones en la capa a 90°.

Se realizan las mismas combinaciones de simulaciones que en la simulación nominal, donde se pueden ver los resultados en el Anexo 8.4. En la Figura 50, se observa la misma relación que se representó en la simulación anterior. Se observa como al modificar la geometría disminuye la relación entre las variables. Al ver este cambio se concluyen dos cosas:

- Para cualquier combinación de capas y espesor del núcleo, la relación entre la rigidez a flexión y la rigidez torsional es directamente proporcional.
- Para cambiar esa relación entre las dos rigideces, solo puede hacerse mediante geometría.

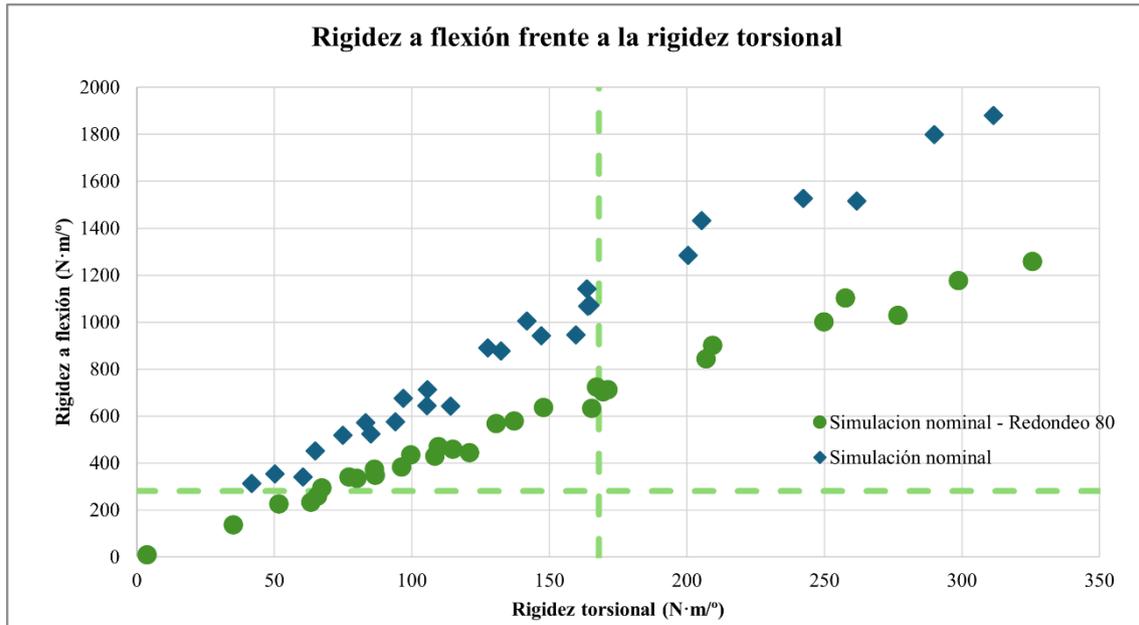


Figura 50. Relación entre la rigidez a flexión y la rigidez torsional del kart al aumentar el redondeo (simulación nominal-aumento redondeo).

Como se mencionó previamente, la parte más estrecha del chasis es la parte más blanda del monocasco, es decir, la más crítica a la hora de la rigidez a torsión. Para corroborarlo, se modifica el ancho de esta zona, obteniendo así cuatro geometrías (Figura 51) que son simuladas con las mismas combinaciones de parámetros de la simulación nominal. El ancho de estas zonas se encuentra en la Tabla 8 y los resultados de las 3 simulaciones extra se encuentran en el Anexo 8.5.

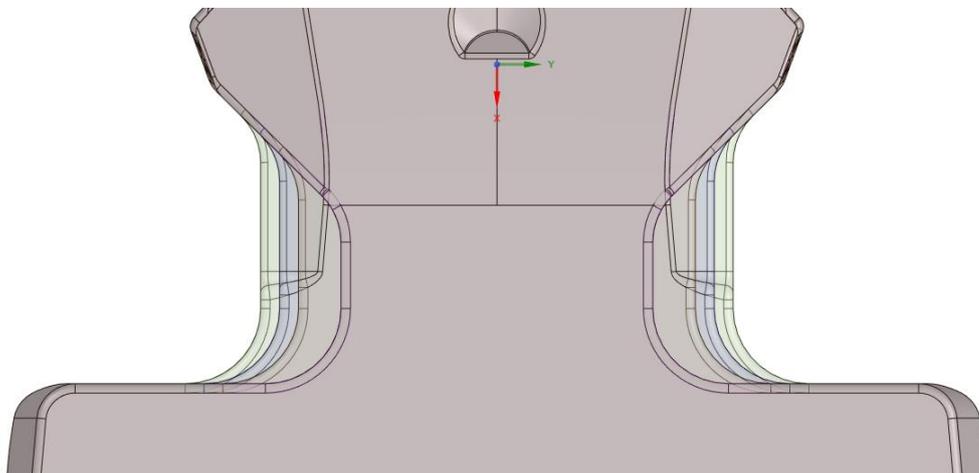


Figura 51. Cambio de longitud de la sección más estrecha.

Tabla 8. Valores del aumento de la zona más estrecha del chasis.

Simulación	Ancho (mm)
Simulación nominal	330
Aumento 90 mm	420
Aumento 130 mm	460
Aumento 170 mm	500

En cuanto a la relación entre la rigidez torsional y a flexión (Figura 52), se observa una leve disminución, pero prácticamente ínfima para conseguir ambos valores al mismo tiempo.

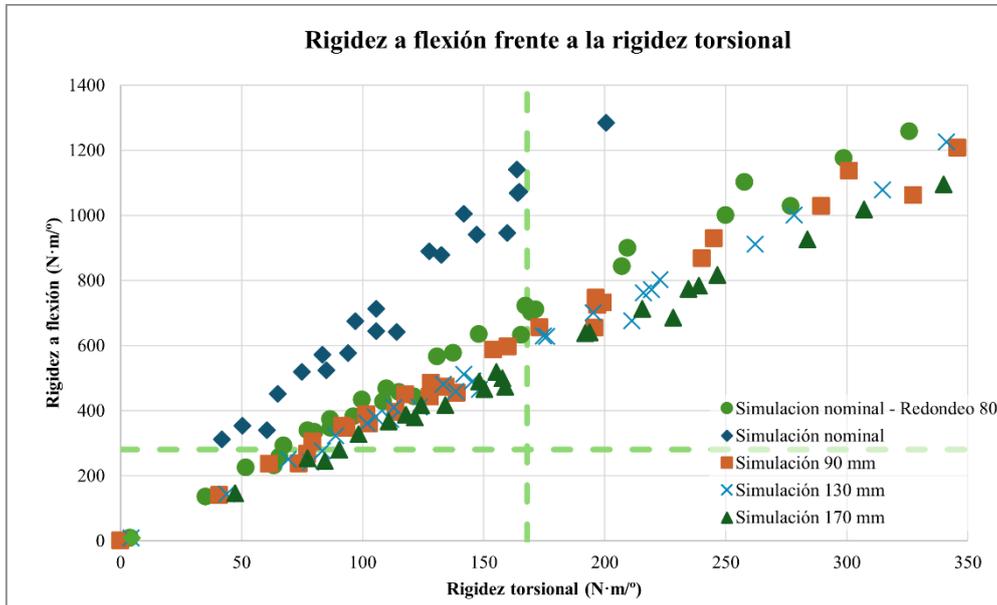


Figura 52. Relación de la rigidez a flexión frente a la rigidez torsional, añadiendo las simulaciones con de longitud de la sección más estrecha.

Sin embargo, al evaluar la rigidez torsional frente al peso (los dos parámetros más importantes), Figura 53, da lugar a una relación polinómica donde, a mayor masa, mayor es la rigidez torsional. Entre las 4 simulaciones, comparando los distintos anchos del monocasco, se aprecia un aumento de la rigidez torsional con un leve aumento de masa. Este comportamiento se considera esperable ya que un aumento del ancho de la sección más estrecha conlleva un aumento del momento de inercia de esa sección y, por tanto, una rigidez superior.

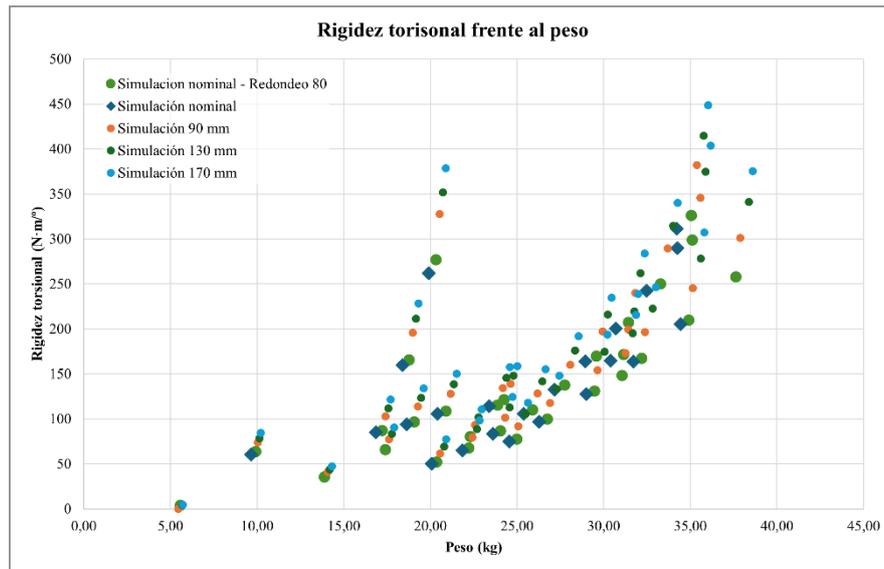


Figura 53. Relación de la rigidez torsional frente al peso del monocasco, para las 5 simulaciones realizadas.

Comparando la relación entre la rigidez torsional y el peso, puede destacarse una serie de puntos que escapa de esta relación, dando como lugar un aumento drástico de la rigidez sin casi suponer un aumento de peso. Esta serie de puntos corresponde a tamaños de núcleo muy grandes, sin casi apenas capas, lo que corresponde con la teoría de los materiales tipo sándwich (apartado 4.3). En adelante, se priorizará el estudio de la rigidez torsional frente al de la rigidez a flexión.

La Ecuación 10 relaciona el aumento de la rigidez en función del aumento del ancho. Los valores y el cálculo aparecen en el Anexo 8.6. El resultado de estos cálculos se encuentra en la Figura 54, donde se ha realizado una regresión polinómica obteniendo la Ecuación 10.

$$\text{Aumento rigidez (\%)} = 5 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Ancho (mm)}^2 + 0,0015 \cdot \text{Ancho (mm)} - 0,004$$

Ecuación 10. Relación entre el aumento de la rigidez al aumentar del ancho en la zona más estrecha.

Donde:

- Aumento rigidez (%): es el aumento de la rigidez torsional frente a la simulación nominal (con el aumento de redondeo).
- Ancho (mm): es el aumento del ancho frente a la geometría de la simulación nominal.

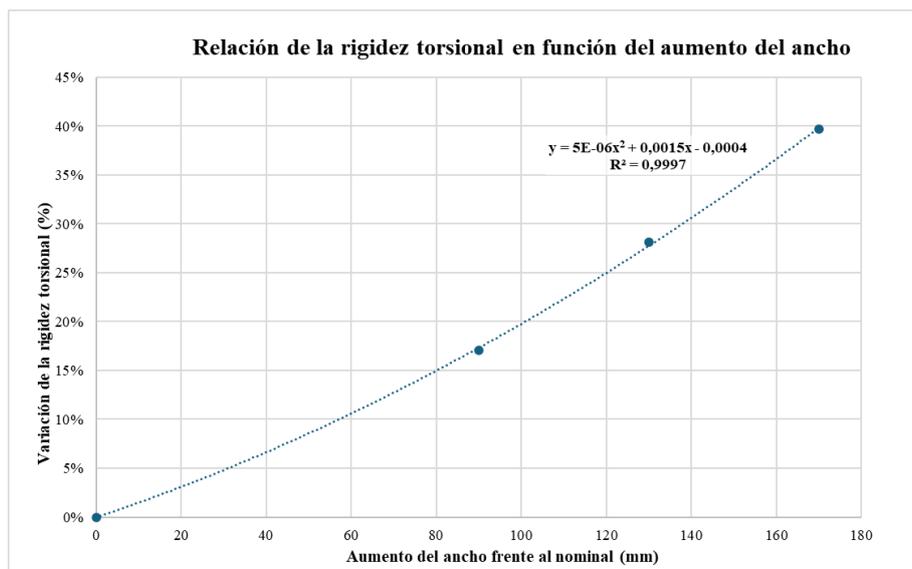


Figura 54. Relación del aumento de la rigidez torsional frente al aumento del ancho.

Dado que esta relación permite extrapolar los resultados de rigidez o masa al variar el ancho del monocasco, se decide continuar con el caso base (el más estrecho), sabiendo que en cualquier momento se puede aplicar la Ecuación 10 para obtener la rigidez y la masa de un ancho diferente.

Volviendo a la Figura 53, donde se evalúa la rigidez torsional frente al peso, puede verse que la mayoría de los puntos estudiados tienen una masa superior a 25kg. Dado que una de las prioridades de este estudio, es conseguir que la masa del chasis monocasco sea inferior a la del chasis tubular, se modifica el espesor de las capas del laminado, reduciéndolo de 0,3mm a 0,2mm, lo cual también es un valor comercial. Valores por debajo de este espesor únicamente son empleados con fines estéticos y no estructurales, por lo que no tiene sentido estudiar espesores inferiores a 0,2mm para cada capa. Esta disminución del tamaño del espesor de las capas permite controlar de un mejor modo el peso aumentando el número de capas en las diferentes zonas del monocasco.

Simulando el monocasco disminuyendo el espesor a 0,2 mm, con la misma combinación de parámetros que en el resto de las simulaciones, se representa, en la Figura 55, la relación de rigidez torsional frente al peso. Los resultados de estas simulaciones se encuentran en el Anexo 8.7. Con esta disminución del espesor se consigue situar el peso de casi todas las combinaciones entre los 15 y 25 kg, es decir, en el rango de los chasis tubulares, por lo que se decide continuar con el espesor de 0,2mm. Cabe destacar que al ser capas más finas, el control que se tiene sobre el laminado es algo mayor. Además, en trabajos posteriores, podrían combinarse capas más gruesas con espesores pequeños para obtener el espesor de piel deseado.

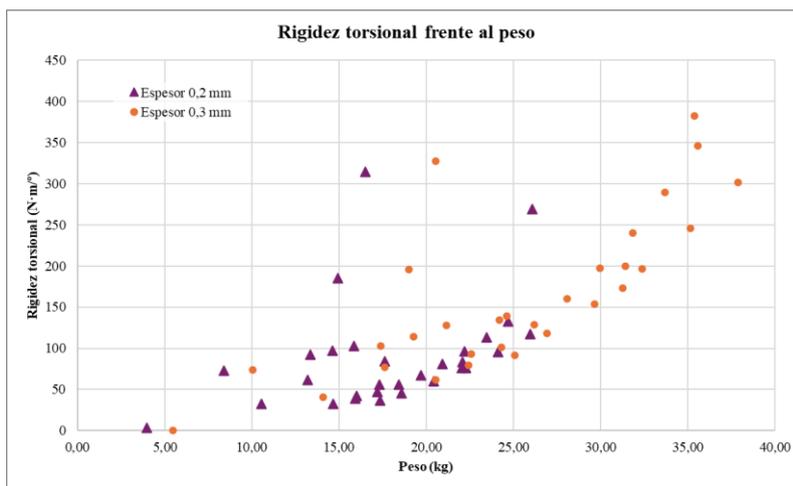


Figura 55. Relación de la rigidez torsional frente al peso reduciendo el tamaño del espesor del tejido.

Como observaciones de las primeras simulaciones se concluye que:

- Es necesario incrementar el redondeo en algunas áreas del monocasco para evitar la concentración de tensiones en las pieles.
- La sección más estrecha del monocasco es la zona más sensible tanto en flexión como en torsión.
- El ancho de la sección más estrecha del monocasco incrementa la rigidez torsional, siendo el aumento proporcional al aumento del ancho. Se puede extraer una expresión de la relación (Ecuación 10). Se decide emplear el caso más estrecho para el resto de las simulaciones.
- Es necesario reducir el espesor de las capas a 0,2mm para obtener pesos del monocasco similares a los del chasis tubular. En adelante cada capa extra significa 0,8 mm (al ser un laminado asimétrico y ortótropo).
- Un aumento del espesor del núcleo provoca un gran aumento de la rigidez torsional.
- Existe una relación lineal entre la rigidez torsional y la rigidez a flexión, pudiendo obtenerse la rigidez a flexión a partir de la rigidez torsional del monocasco.

Una vez establecidos todas estas conclusiones, se evalúa la influencia del aumento de capas en las diferentes zonas del laminado, frente a los 4 ensayos establecidos con el caso base del tubular (Tabla 7). Para ello se establece la configuración que se observa en la Tabla 9 como punto de partida para estas evaluaciones.

Tabla 9. Configuración del caso base para evaluar los diferentes parámetros de entrada en función de los parámetros de salida.

Geometría	General	Suelo	PMI (mm)	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero - lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero
Más estrecha con el aumento en el redondeo	3	3	30	1	1	1	1	1

Factor seguridad Frontal	Factor seguridad lateral	Uz torsion (mm)	K torsion (N·m/°)	Uz flexion (mm)	K flexion (N·m/°)	Peso (kg)
1,282	0,3950	84,6	20,4	73,7	129,5	12,04

Primero se evalúan los refuerzos locales, donde se ha observado anteriormente que no tienen mucha influencia sobre el resultado final. Parece que el número de capas en todo el monocasco, el refuerzo en el suelo y el espesor del núcleo tienen relevancia en los resultados de rigidez y peso. Las combinaciones se ven en la Tabla 10, donde el número de capas del suelo y el espesor del PMI serán constantes para todas las simulaciones. Se varía el número de capas en el general del monocasco para garantizar que el efecto de cada refuerzo es constante en todo momento. El número de capas en la zona general del monocasco es de 2, 3 o 4 capas, para que el monocasco sea menos rígido, y un cambio pequeño en estos parámetros tenga más impacto.

Tabla 10. Combinación de la evaluación de los parámetros menos críticos.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero - lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero
2 a 4	1 a 6	1	1	1	1
2 a 4	1	1 a 6	1	1	1
2 a 4	1	1	1 a 6	1	1
2 a 4	1	1	1	1 a 6	1
2 a 4	1	1	1	1	1 a 6

Primero se evalúa el efecto del refuerzo del paragolpes delantero, (Tabla 25 y Tabla 26 del Anexo 8.8). No se observa ninguna influencia la variación de capas en el laminado, en los ensayos estudiados (Figura 56 y Figura 57).

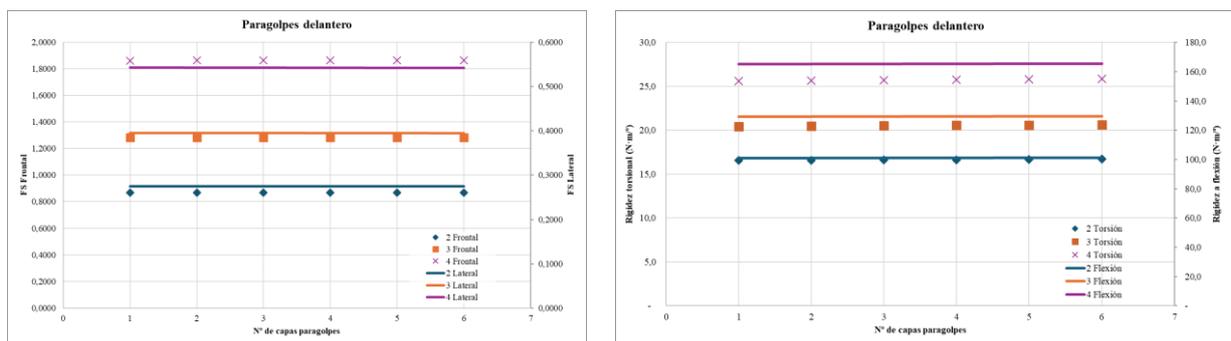


Figura 56. Influencia en el factor de seguridad (izq.) y la rigidez (dcha.) al variar el número de capas en el paragolpes delantero.

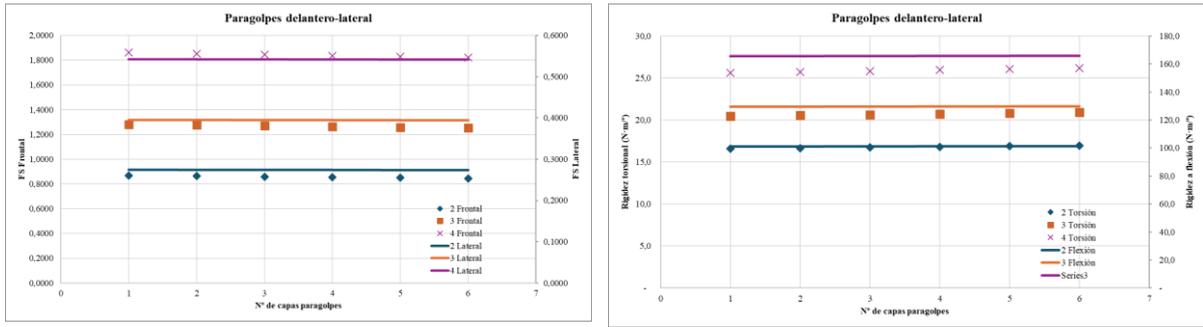


Figura 57. Influencia en el factor de seguridad (izq.) y la rigidez (dcha.) al variar el número de capas en el paragolpes delantero-lateral.

Se esperaba que el refuerzo del paragolpes delantero, tanto en la parte frontal como en el lateral afectarían ante el ensayo del impacto frontal. La zona que más se carga es en un redondeo del suelo con el lateral de la zona más estrecha. Cuando el número de capas en todo el monocasco es 3 o mayor de 3 el factor de seguridad es mayor de 1. También se observa que el número de capas en las zonas del paragolpes no afecta en ante una fuerza lateral ni en la rigidez torsional o a flexión. Por ello, según la evaluación realizada, se descarta tener refuerzos en ambas zonas.

La siguiente zona que se evalúa es el efecto del refuerzo del paragolpes lateral, donde la tabla de resultados se encuentra en la Tabla 27 del Anexo 8.8. En la Figura 58, se evalúan los 4 ensayos en función del cambio del número de capas en el laminado del paragolpes lateral.

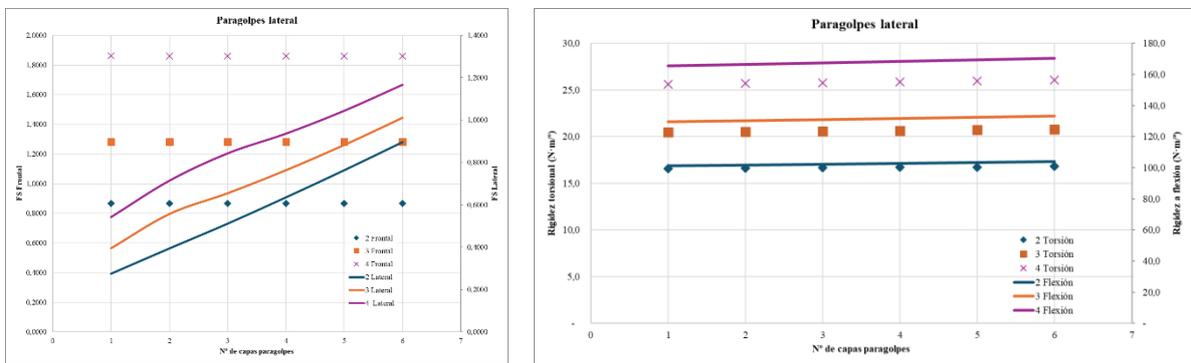


Figura 58. Influencia en el factor de seguridad (izq.) y la rigidez (dcha.) al variar el número de capas en el paragolpes lateral.

Este refuerzo no afecta en la rigidez torsional, la rigidez a flexión y ante una fuerza frontal, pero si ante una fuerza lateral. En la Figura 58, se ve como a medida que hay más capas en el lateral aumenta el factor de seguridad en el impacto lateral.

Como es indiferente que se esas capas pertenezcan al refuerzo o a la zona general del monocasco, si no lo importante es cuantas capas están soportando estas tensiones, como se representa en la Figura 59. Finalmente, de esta evaluación, se concluye que siempre tiene que hacer 9 capas en la zona del paragolpes lateral, siendo indiferente si pertenecen a la zona general del monocasco o del refuerzo.

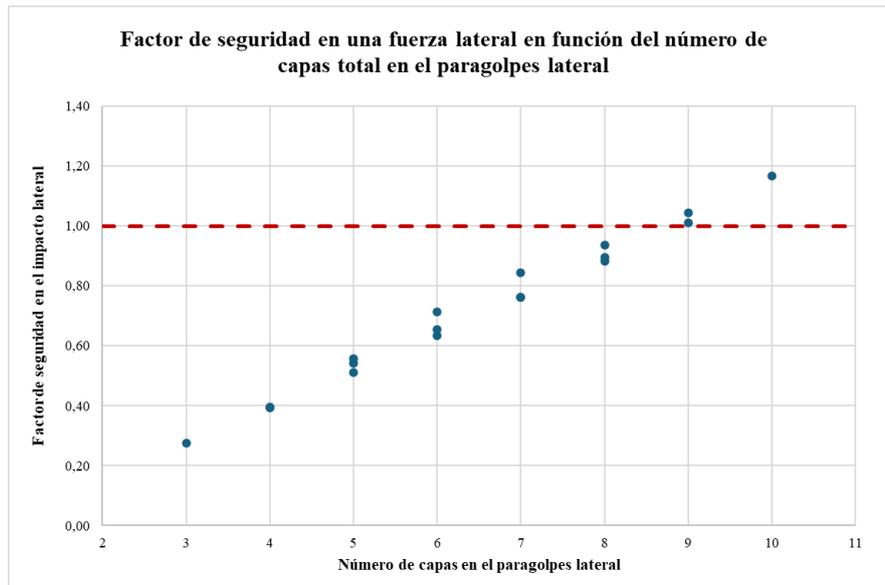


Figura 59. Factor de seguridad ante una fuerza lateral respecto al número de capas totales en el paragolpes.

Después, se evalúa el efecto del refuerzo del soporte del eje delantero, donde la tabla de resultados se encuentra en la Tabla 28 del Anexo 8.8. En la Figura 60, se evalúan los 4 ensayos en función del cambio en esta zona junto al cambio general.

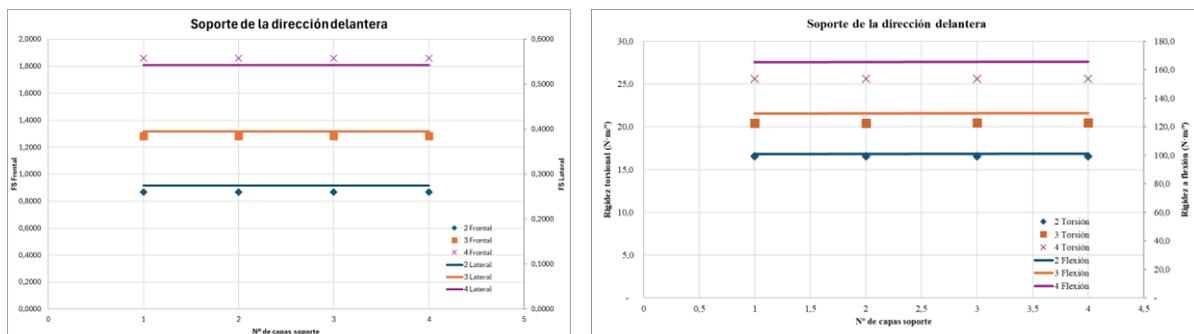


Figura 60. Influencia en el factor de seguridad (izq.) y la rigidez (dcha.) al variar el número de capas en el soporte del eje delantero.

Este refuerzo no afecta en ninguno de los ensayos estudiados (rigidez torsional, rigidez a flexión, fuerza frontal y lateral), por lo que se descarta tener refuerzo en esta zona. Esta es una zona crítica al tener atornillado el soporte del eje delantero y soportar las cargas de la mangueta (causadas por la rueda), y de los brazos de la dirección, pero para no es el objetivo de este estudio.

Finalmente, se evalúa el efecto del refuerzo del soporte del eje trasero, donde la tabla de resultados se encuentra en la Tabla 29 del Anexo 8.8. En la Figura 61, se evalúan los 4 ensayos en función del cambio en esta zona junto al cambio general.

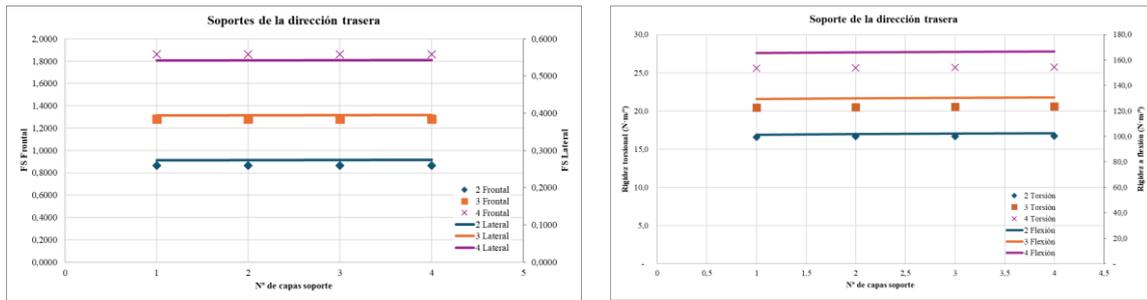


Figura 61. Influencia en el factor de seguridad (izq.) y la rigidez (dcha.) al variar el número de capas en el soporte del eje trasero.

Este refuerzo tampoco afecta en ninguno de los ensayos estudiados (rigidez torsional, rigidez a flexión, fuerza frontal y lateral), por lo que también se descarta tener refuerzo en esta zona.

Tras la realización de esta evaluación se concluye:

- Paragolpes delantero (parte frontal y lateral): se descarta tener ningún tipo de refuerzo en esta zona.
- Paragolpes lateral: tener siempre un número de 9 capas (entre el general y el propio refuerzo).
- Soporte del eje delantero: se descarta tener ningún tipo de refuerzo en esta zona.
- Soporte del eje trasero: se descarta tener ningún tipo de refuerzo en esta zona.

A continuación, se realiza una segunda evaluación sobre el efecto de las capas generales y las capas en el suelo del monocasco, así como del espesor del núcleo de espuma, con la combinación que se ve en la Tabla 11. El objetivo de esta evaluación es obtener leyes que rijan el comportamiento del monocasco en función del laminado respecto al caso nominal de la Tabla 9.

Los parámetros de salida que se van a ser evaluados son la rigidez torsional y el peso, de manera principal, y la rigidez a flexión, de manera secundaria. El factor de seguridad ya ha sido evaluado en las iteraciones anteriores.

Tabla 11. Combinación de la evaluación de los parámetros más críticos.

General	Suelo	PMI (mm)	
3 a 10	3	30	
	4		
	5		
3	3 a 10	30	
			4
			5
3	3	30 a 100	
			4
			5

En la Figura 62, se observa la relación entre la rigidez torsional (eje de ordenadas izquierdo) y el número de capas en la zona general del monocasco (en el eje de abscisas). Existe una la relación es polinómica e independiente al número de capas en el laminado del suelo (3, 4 o 5 capas).

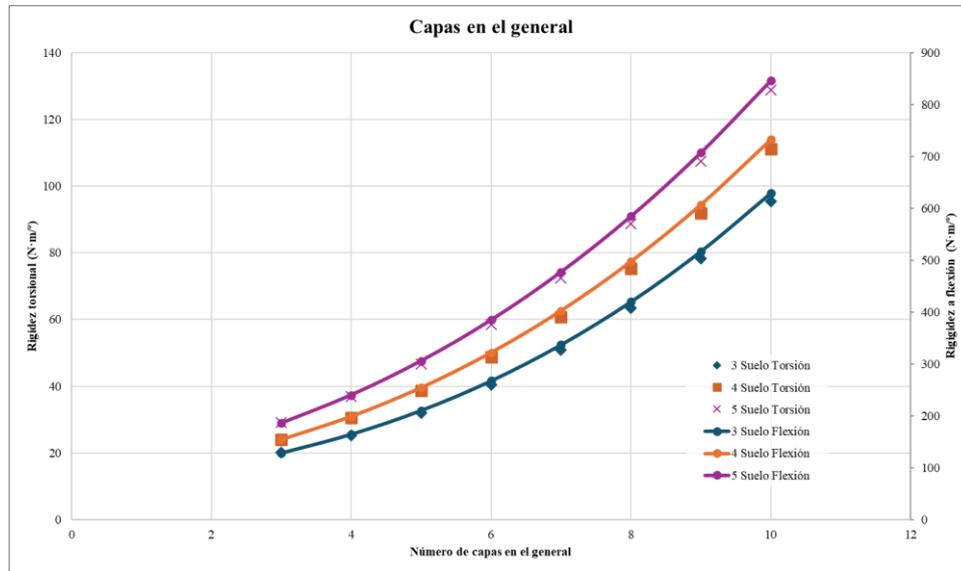


Figura 62. Relación de la rigidez torsional, eje izquierdo, y de la rigidez a flexión, eje derecho, en función del número de capas en el general y el número de capas en el suelo, cada serie.

Para ver la relación entre el aumento de la rigidez al aumentar las capas en todo el kart, frente al caso base, se obtiene el porcentaje del aumento de la rigidez como se ve en la Figura 63 izquierda. La tabla que se encuentra en el Anexo 8.9, es la utilizada para obtener las gráficas.

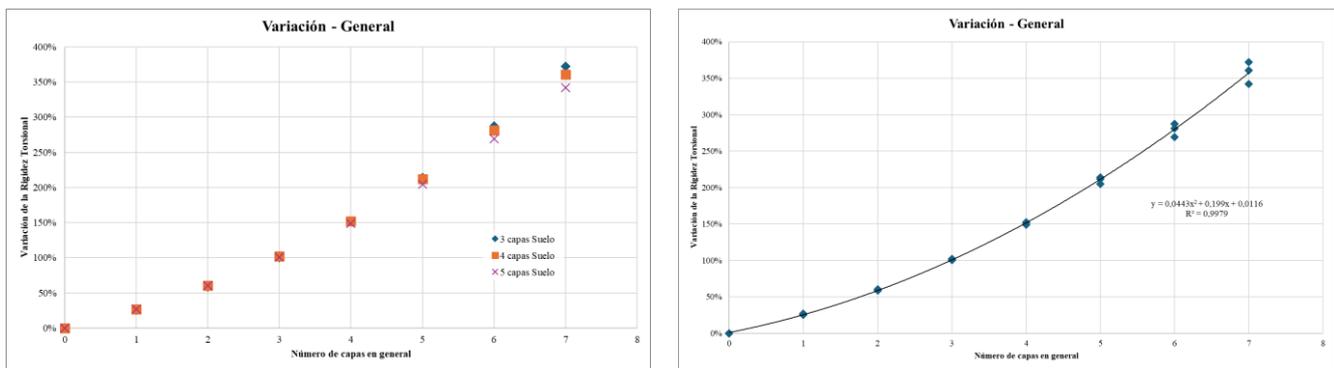


Figura 63. Aumento de la rigidez torsional en función del número de capas extra en el general.

La relación entre esa variación y el número extra de capas que se le añade a la zona general del monocasco es polinómica y se observa en la Figura 63 derecha. De esta gráfica se obtiene que una ley empírica modelada por la Ecuación 11.

$$\% K_T(\%) = 0,0443 \cdot n^\circ \text{ capas}_{ext \text{ general}} (\text{mm})^2 + 0,199 \cdot n^\circ \text{ capas}_{ext \text{ general}} (\text{mm}) + 0,0116$$

Ecuación 11. Ley empírica que modela el porcentaje de aumento de la rigidez torsional en función del número de capas extra en la zona general.

Una vez evaluada la influencia de la variación de las capas en todo el monocasco, se evalúa para el suelo. En la Figura 64, se observa la relación entre la rigidez torsional y el número de capas en el suelo. Al igual que con la zona general del monocasco, existe una relación polinómica entre el número de capas en el suelo y la rigidez torsional.

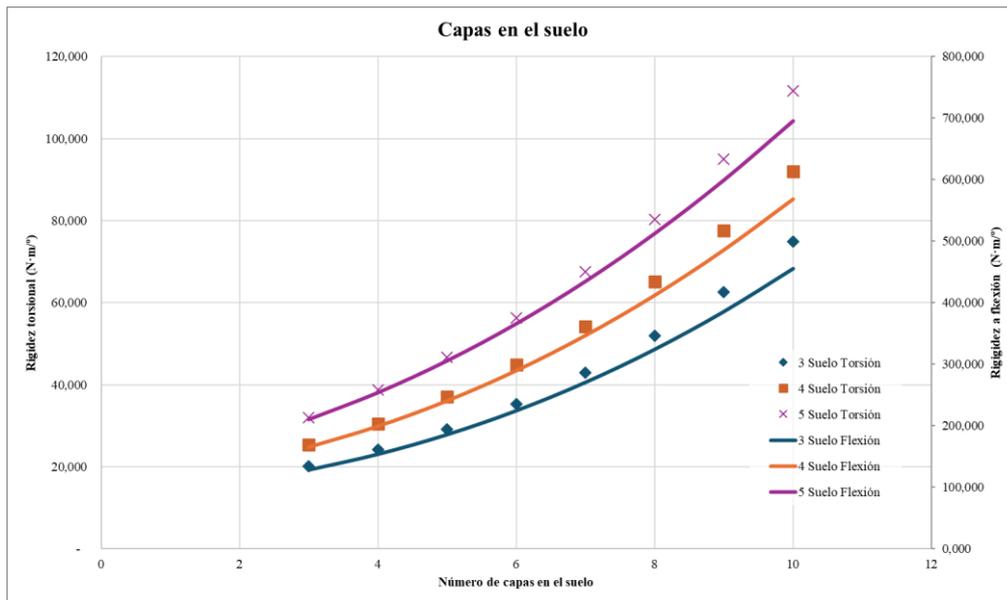


Figura 64. Relación de la rigidez torsional, eje izquierdo, y de la rigidez a flexión, eje derecho, en función de capas en el suelo y el número de capas en el general, cada serie.

Para ver esta relación entre el aumento de la rigidez al aumentar las capas en el suelo, frente al caso base, se obtiene el porcentaje del aumento de la rigidez como se ve en la Figura 65. La tabla que se encuentra en el Anexo 8.9, es la utilizada para obtener las gráficas. La relación entre esta variación y el número extra de capas que se le añade en el suelo del monocasco es polinómica y se observa en la Figura 65. De esta gráfica se obtiene que una ley empírica modelada por la Ecuación 12, no es igual que con las capas extra en general ya que la zona general influye más en la rigidez torsional.

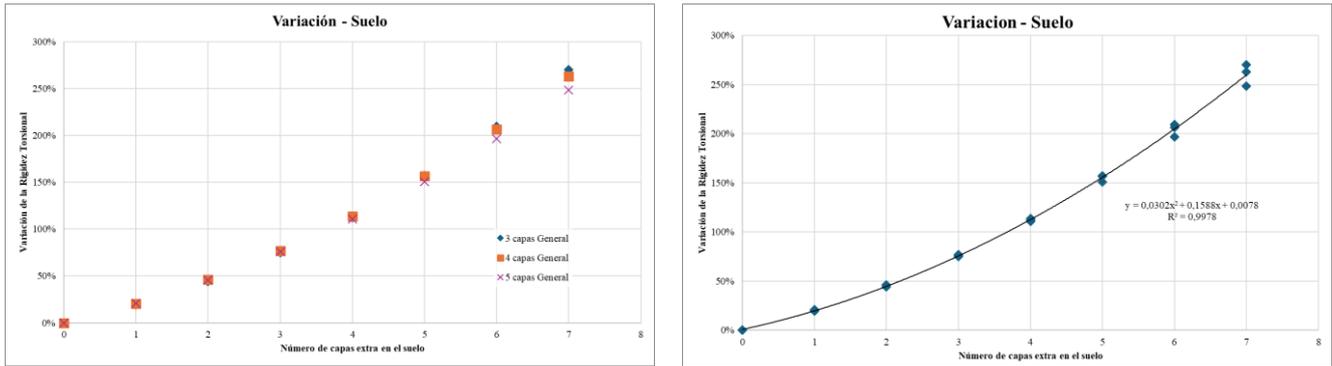


Figura 65. Aumento de la rigidez torsional en función del número de capas extra en el suelo.

$$\% K_{T \text{ suelo}}(\%) = 0,0302 \cdot n^{\circ} \text{ capas}_{\text{ext suelo}} (mm)^2 + 0,1588 \cdot n^{\circ} \text{ capas}_{\text{ext suelo}} (mm) + 0,0078$$

Ecuación 12. Ley empírica que modela el porcentaje de aumento de la rigidez torsional en función del número de capas extra en la zona del suelo.

Para acabar la evaluación de la influencia de las modificaciones en la configuración del monocasco, se evalúa el aumento del núcleo de PMI. En la Figura 66, se observa la relación entre la rigidez torsional y el espesor del núcleo de PMI. La ley empírica que modela el porcentaje de aumento de la rigidez torsional en función de esta variación está reflejada en la Ecuación 13, y su desarrollo se encuentra en el Anexo 8.10.

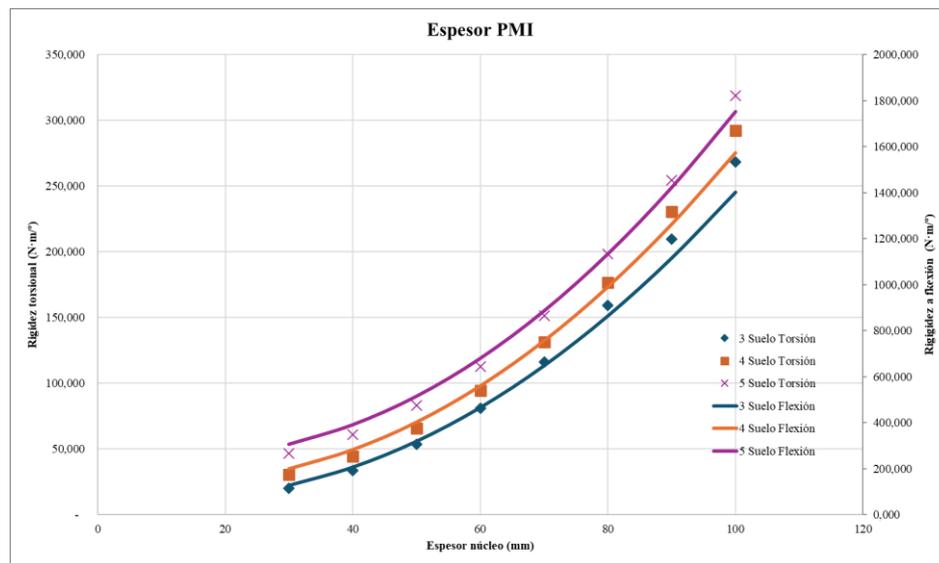


Figura 66. Relación de la rigidez torsional, eje izquierdo, y de la rigidez a flexión, eje derecho, en función del aumento del espesor del núcleo y el número de capas en el suelo y general, cada serie.

$$\% K_{T \text{ PMI}}(\%) = [0,0019 \cdot \text{espesor}_{\text{ext PMI}} (mm)^2 + 0,0432 \cdot \text{espesor}_{\text{ext PMI}} (mm) + 0,021] \cdot 0,82^{n^{\circ} \text{ capas extra}}$$

Ecuación 13. Ley empírica que modela el porcentaje de aumento de la rigidez torsional en función del aumento del espesor del núcleo de PMI.

Una vez se ha finalizado la evaluación de la influencia se establece una ley empírica, Ecuación 14, combinación de la Ecuación 11, la Ecuación 12 y la Ecuación 13 que modelan cada cambio del laminado de manera independiente.

$$\% K_T(\%) = \% K_{T\text{ general}}(\%) \cdot \% K_{T\text{ suelo}}(\%) \cdot \% K_{T\text{ PMI}}(\%)$$

Ecuación 14. Ley empírica que modela el porcentaje de aumento de la rigidez torsional al variar el laminado frente al caso base.

Una vez establecida esta ley, se puede hacer cualquier combinación de parámetros como de geometría sin la necesidad de realizar más simulaciones. Mediante Excel, se realizan todas las combinaciones posibles variando los parámetros según la Tabla 12, que dan como resultado 1.536 combinaciones de monocascos posibles. En cuanto a la masa, a partir de la diferencia de pesos al añadir capas al modificar los parámetros, puede conocerse la masa de añadir una capa extra. Se calcula la rigidez torsional y la masa de todos ellos que resultan en la Figura 67.

Tabla 12. Combinación de distintas configuraciones de monocascos para la obtención de la rigidez torsional mediante las leyes empíricas.

General	Suelo	PMI (mm)	Ancho (mm)
3 a 10	3 a 10	30 a 100	330; 420; 500

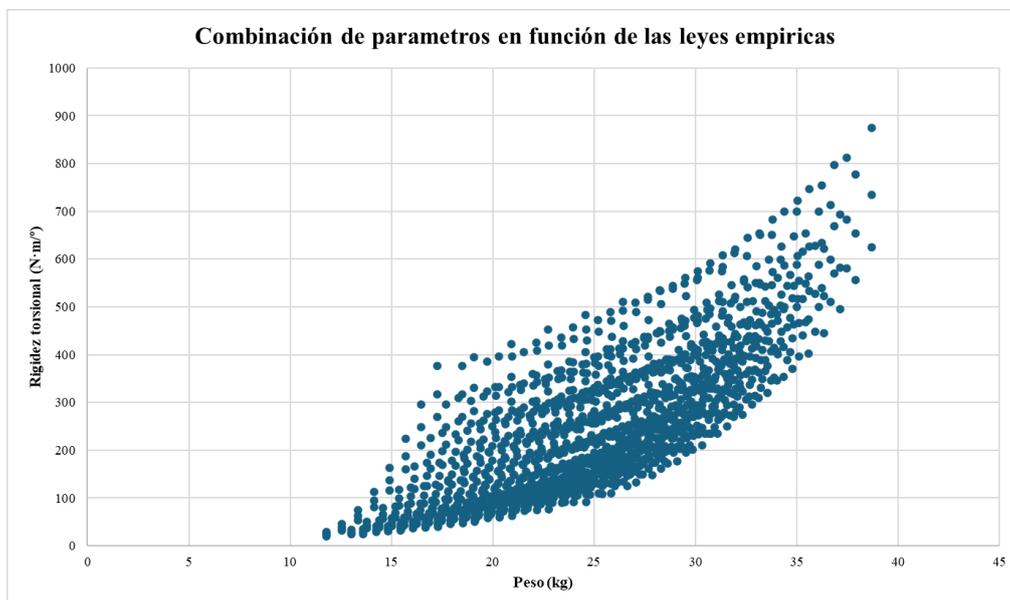


Figura 67. Nube de puntos de la relación entre la rigidez torsional y el peso, calculada de forma empírica.

Al tener una gran cantidad de puntos, se decide elegir uno para continuar a la siguiente etapa. Las condiciones son:

- Rigidez a torsión en un rango de  $\pm 5\%$  el valor del chasis tubular.
- Masa de 20 kg ( $\pm 2\%$ ).

La combinación final tiene los parámetros que encontramos en la Tabla 13.

Tabla 13. Configuración final del laminado obtenido de las leyes empíricas.

Geometría	General	Suelo	PMI (mm)	Paragolpes lateral
Ancho 420 mm	5	4	70	4

Finalmente, se simula el laminado optimizado, que da como resultado los valores de la Tabla 14. Como puede verse la rigidez es muy similar a la obtenida empíricamente.

Tabla 14. Resultados de la simulación del laminado obtenido empíricamente.

Factor seguridad Frontal	Factor seguridad lateral	Uz torsion (mm)	K torsion (N·m <sup>0</sup> )	Uz flexion (mm)	K flexion (N·m <sup>0</sup> )	Peso (kg)
2,93	1,77	9,486	178,18	10,132		20,5

### 5.3.5. Comparación del comportamiento de ambos chasis en pista

La última etapa de este trabajo consiste en evaluar el comportamiento del chasis tubular y el chasis monocasco ante los 3 estados más comunes en circuito: aceleración, frenada y curva. Para ello, en ANSYS, se establecen las siguientes condiciones de contorno (Figura 68):

- Una masa puntual de 120kg a la altura del centro de gravedad (200 mm). Esta masa corresponde con la masa del piloto más los componentes que soporta el chasis, como el motor o el radiador.
- Se restringen los desplazamientos en las 4 ruedas. Para ello, se restringe el movimiento en los soportes de los ejes delantero y trasero. Las rotaciones se mantienen libres.
- Se aplica la fuerza de la gravedad, más una aceleración causada por el movimiento del kart. Estas aceleraciones son de 0,8G en el caso de aceleración, de 1,13G en frenada, y 2.66G laterales en curva [22].

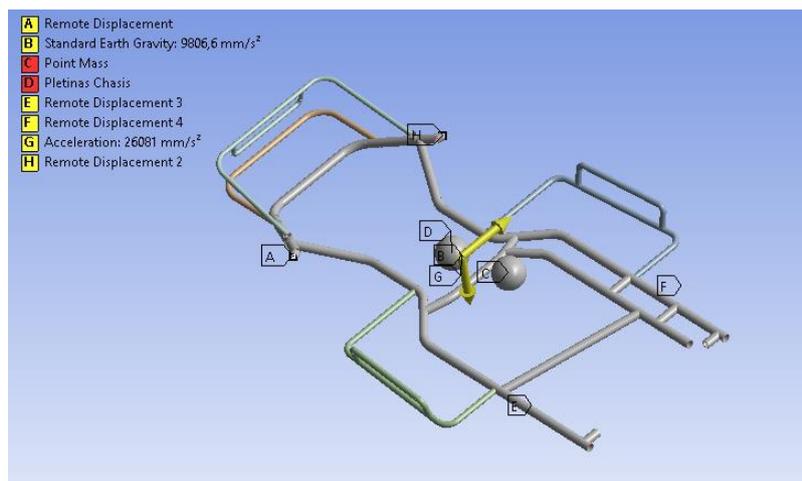


Figura 68. Ejemplo de condiciones de contorno del comportamiento del kart en pista, paso por curva.

Para analizar los resultados se realiza mediante la fuerza normal en cada rueda. Al comparar ambos resultados en la Tabla 15, se ve que la diferencia es muy pequeña.

La variación entre la fuerza normal de ambos chasis es mínima, lo cual coincide con que la transferencia de carga durante los movimientos es la misma. Por tanto, se puede concluir que sí es posible sustituir un chasis tubular de un kart por uno basado en materiales compuestos.

Tabla 15. Fuerzas normales en cada rueda en función del comportamiento en pista

Ensayo	Eje	Tubular		Monocasco		Variación	
		Rueda izq.	Rueda dcha.	Rueda izq.	Rueda dcha.	Rueda izq.	Rueda dcha.
Aceleración recta	Delantero	288,0	259,0	298,3	244,2	-3%	6%
	Trasero	392,9	433,1	389,0	446,9	1%	-3%
Frenada en recta	Delantero	337,6	321,6	335,9	315,6	1%	2%
	Trasero	343,2	370,5	352,4	374,6	-3%	-1%
Aceleración en curva	Delantero	356,9	236,6	352,3	246,1	1%	-4%
	Trasero	568,9	210,5	566,3	213,7	0%	-1%

Por último, es importante valorar el coste del kart. Un proveedor de chasis de kart debe fabricar al menos 75 chasis y 15 karts completos [1]. Durante la selección de materiales (apartado 5.2.2.2), se estimó el valor unitario de la fabricación de un kart en función del número de piezas por lote. Para lotes de 90 karts, se estima que el precio estimado es de 130 € la unidad que, sin tener en cuenta postprocesos como pintura o ensayos, es un precio competitivo frente al precio del mercado actual de los chasis tubulares, entre los 2.000 y los 4.000 € [19].

## 6. Conclusiones

Como conclusión general de este Trabajo Fin de Grado, se ha confirmado la posibilidad de sustituir una estructura de chasis tubular por una similar basada en un monocasco de materiales compuestos, basándose en las prestaciones del kart.

Además, se ha conseguido modelizar la rigidez torsional del monocasco a partir de la evaluación de iteraciones de laminados.

Adicionalmente, con los resultados obtenidos en este TFG, se puede concluir que:

- Es posible mantener los componentes del kart en su posición, lo que facilitaría una transición hacia materiales compuestos en la estructura de los karts.
- El diseño realizado en este trabajo es un diseño inicial que podría madurarse en futuros estudios.
- Utilizando simulaciones 2D para el monocasco, se puede modificar fácilmente los parámetros del laminado, pudiendo obtener una gran cantidad de resultados de forma sencilla.
- Es posible extrapolar el comportamiento del monocasco sin necesidad de recurrir a iteraciones diseño-simulación. Además, las expresiones empíricas obtenidas permiten simplificar el número de iteraciones, pudiendo alcanzar el monocasco deseado de una forma rápida.
- El comportamiento en pista del chasis monocasco proporciona unos valores muy próximos al chasis tubular, siendo la máxima variación del 6% en las fuerzas normales que experimenta en cada rueda.

## 7. Bibliografía

- [1] 2024 Karting Technical Regulations. [en línea]. Disponible en: <https://www.fiakarting.com/page/technical-regulations>
- [2] Mondokart.com - 2024 FIA Karting European Championships KZ, KZ2 and KZ2 Masters Round 1. [en línea]. Disponible en: <https://www.fiakarting.com/gallery/mondokartcom-2024-fia-karting-european-championships-kz-kz2-and-kz2-masters-round-1>
- [3] History. [en línea]. Disponible en: <https://www.fiakarting.com/history>
- [4] Art Ingels: The Inventor of the Go-Kart. [en línea]. Disponible en: <https://sfcriga.com/art-ingels-the-inventor-of-the-go-kart>
- [5] Presentation Dossier FIA Karting 2024. [en línea]. Disponible en: [https://backend.fiakarting.com/sites/default/files/PRESENTATION\\_DOSSIER\\_FIA\\_KARTING\\_2024\\_vEN\\_v8.pdf](https://backend.fiakarting.com/sites/default/files/PRESENTATION_DOSSIER_FIA_KARTING_2024_vEN_v8.pdf)
- [6] Cómo hacer reparto de peso kart. [en línea]. Disponible en: <https://dmkracing.com/noticias/como-hacer-reparto-de-peso-kart/>
- [7] Tech Explained: Chassis. [en línea]. Disponible en: <https://www.racecar-engineering.com/articles/tech-explained-chassis/>
- [8] Lotus 25. [en línea]. Disponible en: <https://www.f1technical.net/f1db/cars/163/lotus-25>
- [9] 1981 Formula 1 - McLaren MP4/1. [en línea]. Disponible en: <https://www.mclaren.com/racing/heritage/formula-1/cars/1981-formula-1-mclaren-mp4-1/>
- [10] 100 Years Porsche in Le Mans. [en línea]. Disponible en: <https://motorsports.porsche.com/international/en/article/2023/06/06/100-years-porsche-in-le-mans>
- [11] Material Selection Charts. [en línea]. Disponible en: <https://www.grantadesign.com/education/students/charts/>
- [12] Generating Spheres. [en línea]. Disponible en: <https://danielsieger.com/blog/2021/03/27/generating-spheres.html>
- [13] MIRONE, G. Multi-body elastic simulation of a go-kart: Correlation between frame stiffness and dynamic performance. International Journal of Automotive Technology, 2010, vol. 11, p. 461-469.
- [14] Front Track Width. [en línea]. Disponible en: <https://tkart.it/en/magazine/track-test-tech/front-track-width>
- [15] Proform Kart Tube. [en línea]. Disponible en: <https://proformancemetals.co.uk/proform-kart-tube/>

- [16] JOHNSON, A. F.; SIMS, G. D. Mechanical properties and design of sandwich materials. *Composites*, 1986, vol. 17, no 4, p. 321-328.
- [17] HUSSEIN, Ali Mohammed; SHEKHAN, Sewara Mohsin Mahealdeem; ABREESM, Asmaa Mehasn. Experimental and Numerical Evaluation of Models for Metallic Honeycomb Sandwich Structures. En *2023 7th International Symposium on Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies (ISMSIT)*. IEEE, 2023. p. 1-10.
- [18] LIANG, C. C.; YU, C. H.; WU, C. C. A study on torsional stiffness of the competition go-kart frame. *Comput. Aided Optim. Des. Eng. X*, 2007, vol. 91, p. 189-198.
- [19] Tony Kart. [en línea]. Disponible en: [https://www.tonykart.com/index\\_en.php](https://www.tonykart.com/index_en.php)
- [20] Jack Dex Racing. [en línea]. Disponible en: <http://www.jackdexracing.co.uk/>
- [21] Rohacell. [en línea]. Disponible en: <https://composites.evonik.com/en/products-services/foams/rohacell>
- [22] SEBASTIÁN AGUADO, Diego. *Diseño y análisis de un chasis de kart de competición*. 2014.

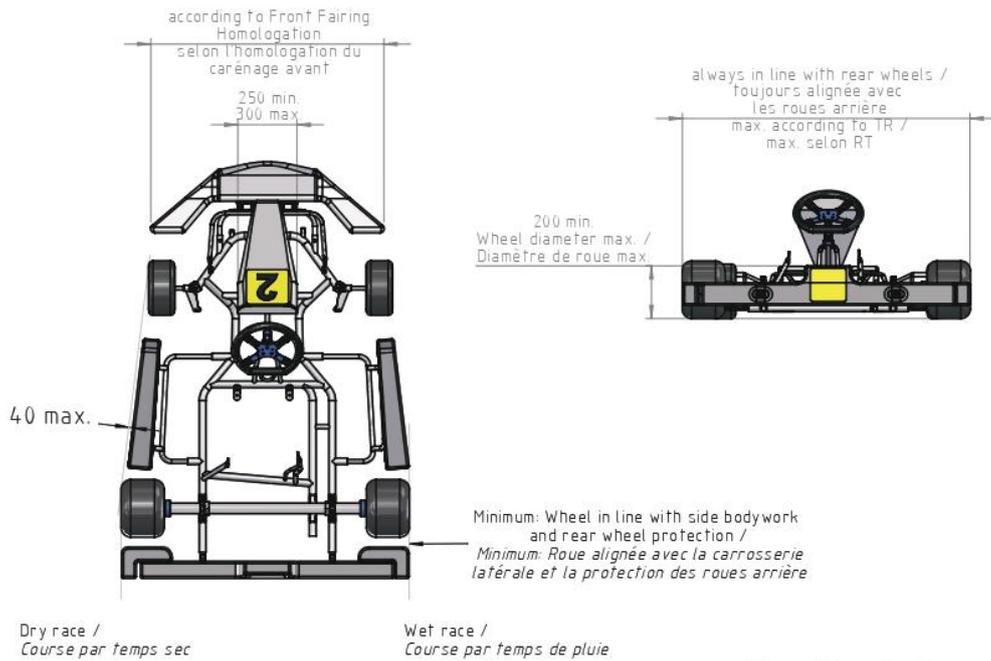
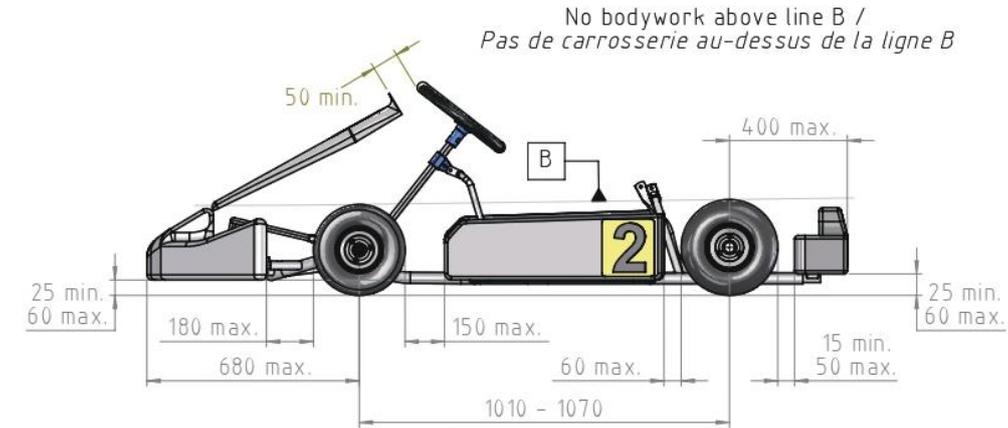


**DESSIN TECHNIQUE N°2.1a**

**TECHNICAL DRAWING No. 2.1a**

**Carrosserie pour circuits courts - Groupes 1 & 2**

**Bodywork for short circuits - Groups 1 & 2**



Cotes en/Dimensions in **mm**

Figura 70. Dibujo técnico 2.1 de la normativa de la CIK-FIA.

## 8.2. Resultados de estudio de sensibilidad

En la Tabla 16 se ven los datos con los que se ha realizado la Figura 36.

Tabla 16. Variabilidad de la deformación total en función del tamaño del elemento en el chasis tubular.

Tamaño elemento (mm)	Deformación total (mm)	Variabilidad %
0,5	1,5053	0,00%
1	1,5052	0,00%
2	1,5052	0,00%
3	1,5051	0,01%
5	1,5049	0,02%
10	1,5039	0,07%
20	1,5012	0,20%
40	1,4909	0,72%
50	1,4810	1,21%
75	1,4580	2,37%
100	1,4649	2,02%

En la Tabla 17 se ven los datos con los que se ha realizado la Figura 37.

Tabla 17. Deformación total en función del tamaño del elemento en el monocasco.

Tamaño elemento (mm)	Deformación total (mm)
1,8	17,9737
1,9	18,0441
2	18,0759
2,5	18,2571
3	18,3525
4	18,4510
5	18,4954
7,5	18,4895
10	18,4855
20	18,4822

### 8.3. Resultados de la simulación nominal del monocasco.

En la Tabla 18, se muestran los resultados la primera simulación, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 18. Resultados de la simulación nominal.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	KTorsion (N·m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N·m/°)
1	1	1	1	1	1	1	5	5,46	40,63	41,8	30,50	312,5
6	3	3	6	3	3	3	10	24,55	22,59	74,9	18,36	519,1
6	4	4	4	4	4	4	10	26,27	17,46	96,9	14,10	675,7
7	4	4	4	4	4	4	10	28,99	13,25	127,6	10,70	890,3
8	4	4	4	4	4	4	10	31,71	10,33	163,7	8,35	1.141,7
9	4	4	4	4	4	4	10	34,43	8,23	205,5	6,65	1.432,1
10	4	4	4	4	4	4	10	26,69	11,49	147,1	10,12	941,7
7	4	4	4	4	4	4	30	30,52	11,92	141,8	9,5	1005,27
5	4	4	4	4	4	7	30	30,39	10,26	164,7	8,89	1.072,4
5	4	4	4	4	4	7	80	34,21	5,43	311,5	5,07	1.881,0
1	1	1	1	2	2	10	30	23,38	14,82	114,1	14,85	641,6
5	1	1	1	1	2	10	30	34,25	5,83	289,9	5,30	1.799,6
5	1	1	1	1	2	9	30	32,48	6,97	242,4	6,24	1.527,7
5	1	1	1	1	2	8	30	30,70	8,43	200,5	7,42	1.284,4
5	1	1	1	1	2	7	30	28,93	10,31	164,0	8,92	1.068,3
5	1	1	1	1	2	6	30	27,16	12,76	132,5	10,85	878,4
5	1	1	1	1	2	5	30	25,39	16,00	105,7	13,36	713,2
5	1	1	1	1	2	4	30	23,62	20,32	83,3	16,67	571,6
5	1	1	1	1	2	3	30	21,85	26,09	64,9	21,08	452,2
5	1	1	1	1	2	2	30	20,07	33,76	50,2	26,95	353,6
1	1	1	1	1	1	1	60	9,65	28,00	60,5	28,01	340,3
3	1	1	1	1	1	2	100	19,91	6,46	261,8	6,28	1.516,5
3	1	1	1	1	1	2	80	18,38	10,58	159,7	10,07	946,1
3	1	1	1	1	1	2	60	16,86	19,89	85,1	18,18	524,2
3	1	1	1	1	1	3	60	18,63	18,00	94,0	16,53	576,6
3	1	1	1	1	1	4	60	20,40	16,03	105,5	14,79	644,3

## 8.4. Resultados de la simulación nominal con el aumento de redondeo del monocasco.

En la Tabla 19, se muestran los resultados la primera simulación, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 19. Resultados de la simulación nominal con el aumento de redondeo.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)
1	1	1	1	1	1	1	5	5,58	1.556,01	4,0	1.887,32	8,6
6	3	3	6	3	3	3	10	25,00	21,87	77,4	28,13	338,8
6	4	4	4	4	4	4	10	26,76	16,96	99,7	21,99	433,3
7	4	4	4	4	4	4	10	29,48	12,92	130,8	16,83	566,3
8	4	4	4	4	4	4	10	32,20	10,10	167,3	13,21	721,3
9	4	4	4	4	4	4	10	34,92	8,07	209,5	10,60	899,4
10	4	4	4	4	4	4	10	37,64	6,56	257,8	8,65	1.101,7
7	4	4	4	4	4	4	30	31,07	11,41	148,1	15,02	634,4
5	4	4	4	4	4	7	30	31,16	9,86	171,5	13,41	710,8
5	4	4	4	4	4	7	80	35,07	5,19	325,8	7,58	1.257,6
1	1	1	1	2	2	10	30	24,26	13,96	121,2	21,51	443,1
5	1	1	1	1	2	10	30	35,13	5,65	298,9	8,11	1.175,4
5	1	1	1	1	2	9	30	33,28	6,76	250,1	9,53	1.000,2
5	1	1	1	1	2	8	30	31,44	8,16	207,1	11,31	842,7
5	1	1	1	1	2	7	30	29,59	9,96	169,7	13,57	702,1
5	1	1	1	1	2	6	30	27,75	12,30	137,4	16,50	577,6
5	1	1	1	1	2	5	30	25,90	15,40	109,8	20,36	468,1
5	1	1	1	1	2	4	30	24,06	19,54	86,6	25,55	373,1
5	1	1	1	1	2	3	30	22,21	25,14	67,4	32,64	292,0
5	1	1	1	1	2	2	30	20,37	32,75	51,8	42,47	224,5
1	1	1	1	1	1	1	60	9,93	26,68	63,5	41,30	230,9
3	1	1	1	1	1	2	100	20,32	6,10	276,8	9,27	1.028,0
3	1	1	1	1	1	2	80	18,78	10,21	165,6	15,08	632,0
3	1	1	1	1	1	2	60	17,22	19,47	86,9	27,52	346,3
3	1	1	1	1	1	3	60	19,07	17,55	96,4	24,96	381,8
3	1	1	1	1	1	4	60	20,91	15,57	108,6	22,30	427,3
3	1	1	1	1	2	6	30	22,31	21,11	80,2	28,56	333,8
3	1	1	1	1	2	6	50	23,88	14,69	115,1	20,86	457,0
1	1	1	1	1	1	4	40	13,89	48,31	35,3	70,15	136,1
2	1	1	1	1	1	4	50	17,40	25,73	65,8	37,01	257,6

## 8.5. Resultados de las simulaciones del aumento del ancho del chasis.

En la Tabla 8, se ve el cambio del ancho que se realiza para hacer las simulaciones.

En la Tabla 20, se muestran los resultados la simulación con el aumento de 90 mm, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 20. Resultados de la simulación con un aumento de 90 mm.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)	
1	1	1	1	1	1	1	5	5,46					
6	3	3	6	3	3	3	10	25,07	18,41	91,9	27,08	352,0	
6	4	4	4	4	4	4	10	26,91	14,36	117,8	21,19	449,9	
7	4	4	4	4	4	4	10	29,65	10,98	154,0	16,24	586,9	
8	4	4	4	4	4	4	10	32,39	8,61	196,4	12,77	746,2	
9	4	4	4	4	4	4	10	35,13	6,89	245,2	10,26	929,0	
10	4	4	4	4	4	4	10	37,87	5,61	301,0	8,39	1.136,4	
7	4	4	4	4	4	4	30	31,26	9,76	173,1	14,55	655,0	
5	4	4	4	4	4	7	30	31,41	8,48	199,3	13,03	731,3	
5	4	4	4	4	4	7	80	35,38	4,42	382,2	7,36	1.294,4	
1	1	1	1	1	2	2	10	30	24,62	12,17	138,9	20,96	454,8
5	1	1	1	1	1	2	10	30	35,58	4,89	345,7	7,89	1.207,8
5	1	1	1	1	1	2	9	30	33,70	5,84	289,6	9,26	1.028,6
5	1	1	1	1	1	2	8	30	31,83	7,04	240,2	10,98	867,9
5	1	1	1	1	1	2	7	30	29,95	8,57	197,1	13,16	724,4
5	1	1	1	1	1	2	6	30	28,07	10,57	160,0	15,96	597,2
5	1	1	1	1	1	2	5	30	26,19	13,18	128,3	19,64	485,3
5	1	1	1	1	1	2	4	30	24,31	16,66	101,6	24,56	388,1
5	1	1	1	1	1	2	3	30	22,43	21,31	79,4	31,25	305,0
5	1	1	1	1	1	2	2	30	20,55	27,56	61,5	40,46	235,7
1	1	1	1	1	1	1	1	60	10,04	22,98	73,7	40,22	237,0
3	1	1	1	1	1	1	2	100	20,54	5,16	327,5	8,98	1.061,4
3	1	1	1	1	1	1	2	80	18,98	8,63	195,9	14,57	653,9
3	1	1	1	1	1	1	2	60	17,40	16,45	102,8	26,51	359,5
3	1	1	1	1	1	1	3	60	19,28	14,86	113,8	24,07	396,0
3	1	1	1	1	1	1	4	60	21,16	13,22	127,9	21,53	442,6
3	1	1	1	1	1	2	6	30	22,58	18,10	93,4	27,56	345,9
3	1	1	1	1	1	2	6	50	24,18	12,58	134,4	20,17	472,4
1	1	1	1	1	1	1	4	40	14,07	41,57	40,9	68,08	140,2
2	1	1	1	1	1	1	4	50	17,62	21,91	77,2	35,72	266,9

En la Tabla 21, se muestran los resultados la simulación con el aumento de 130 mm.

Tabla 21. Resultados de la simulación con un aumento de 130 mm.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)
1	1	1	1	1	1	1	5	5,68	1.017,62	4,3	1.694,83	9,0
6	3	3	6	3	3	3	10	25,49	16,08	105,2	25,02	381,0
6	4	4	4	4	4	4	10	27,27	12,68	133,3	19,79	481,6
7	4	4	4	4	4	4	10	30,05	9,68	174,6	15,12	630,1
8	4	4	4	4	4	4	10	32,83	7,58	222,8	11,87	803,0
9	4	4	4	4	4	4	10	35,61	6,07	278,2	9,52	1.001,1
10	4	4	4	4	4	4	10	38,38	4,95	341,2	7,78	1.225,3
7	4	4	4	4	4	4	30	31,67	8,66	195,2	13,60	701,0
5	4	4	4	4	4	7	30	31,78	7,70	219,4	12,34	772,4
5	4	4	4	4	4	7	80	35,76	4,08	414,6	7,06	1.350,6
1	1	1	1	2	2	10	30	24,79	11,41	148,2	20,45	466,0
5	1	1	1	1	2	10	30	35,89	4,51	374,6	7,54	1.264,7
5	1	1	1	1	2	9	30	34,00	5,37	314,8	8,83	1.079,2
5	1	1	1	1	2	8	30	32,12	6,45	262,1	10,45	912,0
5	1	1	1	1	2	7	30	30,23	7,83	216,0	12,50	762,2
5	1	1	1	1	2	6	30	28,34	9,60	176,0	15,15	629,0
5	1	1	1	1	2	5	30	26,45	11,92	141,8	18,62	511,7
5	1	1	1	1	2	4	30	24,57	14,98	112,9	23,26	409,8
5	1	1	1	1	2	3	30	22,68	19,06	88,8	29,53	322,8
5	1	1	1	1	2	2	30	20,79	24,47	69,2	38,06	250,5
1	1	1	1	1	1	1	60	10,13	21,54	78,6	39,31	242,5
3	1	1	1	1	1	2	100	20,73	4,80	351,9	8,72	1.093,3
3	1	1	1	1	1	2	80	19,17	8,00	211,2	14,09	676,3
3	1	1	1	1	1	2	60	17,58	15,15	111,6	25,53	373,3
3	1	1	1	1	1	3	60	19,46	13,71	123,4	23,18	411,1
3	1	1	1	1	1	4	60	21,35	12,21	138,5	20,74	459,5
3	1	1	1	1	2	6	30	22,78	16,61	101,8	26,37	361,5
3	1	1	1	1	2	6	50	24,39	11,62	145,5	19,39	491,6
1	1	1	1	1	1	4	40	14,19	38,74	43,8	66,27	144,0
2	1	1	1	1	1	4	50	17,77	20,31	83,3	34,52	276,1

En la Tabla 22, se muestran los resultados de la simulación con el aumento de 170 mm.

Tabla 22. Resultados de la simulación con el aumento de 170 mm.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)
1	1	1	1	1	1	1	5	5,72	871,02	4,4	1.663,75	9,0
6	3	3	6	3	3	3	10	25,63	14,35	117,9	24,55	388,3
6	4	4	4	4	4	4	10	27,43	11,41	148,2	19,44	490,2
7	4	4	4	4	4	4	10	30,22	8,73	193,7	14,86	641,3
8	4	4	4	4	4	4	10	33,01	6,86	246,5	11,66	817,1
9	4	4	4	4	4	4	10	35,80	5,50	307,0	9,36	1.018,6
10	4	4	4	4	4	4	10	38,59	4,50	375,5	7,64	1.246,7
7	4	4	4	4	4	4	30	31,86	7,84	215,5	13,37	712,7
5	4	4	4	4	4	7	30	32,00	7,07	239,0	12,14	784,9
5	4	4	4	4	4	7	80	36,02	3,77	448,5	6,95	1.371,4
1	1	1	1	2	2	10	30	25,02	10,64	158,8	20,13	473,6
5	1	1	1	1	2	10	30	36,17	4,19	403,6	7,42	1.285,0
5	1	1	1	1	2	9	30	34,26	4,97	339,9	8,69	1.096,4
5	1	1	1	1	2	8	30	32,36	5,96	283,7	10,29	926,4
5	1	1	1	1	2	7	30	30,45	7,21	234,5	12,31	774,1
5	1	1	1	1	2	6	30	28,54	8,81	191,9	14,92	638,8
5	1	1	1	1	2	5	30	26,64	10,89	155,3	18,34	519,7
5	1	1	1	1	2	4	30	24,73	13,61	124,2	22,89	416,3
5	1	1	1	1	2	3	30	22,82	17,20	98,3	29,05	328,1
5	1	1	1	1	2	2	30	20,92	21,91	77,2	37,41	254,8
1	1	1	1	1	1	1	60	10,21	20,08	84,3	38,76	246,0
3	1	1	1	1	1	2	100	20,89	4,46	378,6	8,60	1.108,0
3	1	1	1	1	1	2	80	19,31	7,41	228,2	13,89	686,1
3	1	1	1	1	1	2	60	17,70	13,92	121,5	25,14	379,2
3	1	1	1	1	1	3	60	19,61	12,61	134,1	22,83	417,6
3	1	1	1	1	1	4	60	21,52	11,25	150,2	20,42	466,7
3	1	1	1	1	2	6	30	22,96	15,27	110,7	25,96	367,1
3	1	1	1	1	2	6	50	24,59	10,72	157,6	19,08	499,4
1	1	1	1	1	1	4	40	14,31	35,82	47,4	65,25	146,2
2	1	1	1	1	1	4	50	17,92	18,73	90,3	33,98	280,5

## 8.6. Cálculo del cambio de la variación de la rigidez torsional con el cambio del ancho.

A la izquierda de la Tabla 23, se ve el valor de la rigidez torsional de las simulaciones anteriores. A la derecha se calcula el porcentaje de variación entre la simulación con el cambio del ancho respecto la simulación sin aumento, es decir, la nominal. Se calcula la media del aumento de la rigidez torsional, que se representa en la Figura 54 frente al aumento de la geometría.

Tabla 23. Resultados de la variación de la rigidez torsional del caso base al modificar la geometría.

Rigidez torsional				Variación con el aumento			
0	90	130	170	0	90	130	170
4,0	4,7	5,0	5,8	0%	19%	26%	47%
77,4	91,9	105,2	117,9	0%	19%	36%	52%
99,7	117,8	133,3	148,2	0%	18%	34%	49%
130,8	154,0	174,6	193,7	0%	18%	33%	48%
167,3	196,4	222,8	246,5	0%	17%	33%	47%
209,5	245,2	278,2	307,0	0%	17%	33%	47%
257,8	301,0	341,2	375,5	0%	17%	32%	46%
148,1	173,1	195,2	215,5	0%	17%	32%	46%
171,5	199,3	219,4	239,0	0%	16%	28%	39%
325,8	382,2	414,6	448,5	0%	17%	27%	38%
121,2	138,9	148,2	158,8	0%	15%	22%	31%
298,9	345,7	374,6	403,6	0%	16%	25%	35%
250,1	289,6	314,8	339,9	0%	16%	26%	36%
207,1	240,2	262,1	283,7	0%	16%	27%	37%
169,7	197,1	216,0	234,5	0%	16%	27%	38%
137,4	160,0	176,0	191,9	0%	16%	28%	40%
109,8	128,3	141,8	155,3	0%	17%	29%	41%
86,6	101,6	112,9	124,2	0%	17%	30%	43%
67,4	79,4	88,8	98,3	0%	18%	32%	46%
51,8	61,5	69,2	77,2	0%	19%	34%	49%
63,5	73,7	78,6	84,3	0%	16%	24%	33%
276,8	327,5	351,9	378,6	0%	18%	27%	37%
165,6	195,9	211,2	228,2	0%	18%	28%	38%
86,9	102,8	111,6	121,5	0%	18%	28%	40%
96,4	113,8	123,4	134,1	0%	18%	28%	39%
108,6	127,9	138,5	150,2	0%	18%	27%	38%
80,2	93,4	101,8	110,7	0%	17%	27%	38%
115,1	134,4	145,5	157,6	0%	17%	26%	37%
35,3	40,9	43,8	47,4	0%	16%	24%	34%
65,8	77,2	83,3	90,3	0%	17%	27%	37%
			<b>Media:</b>	<b>0%</b>	<b>17%</b>	<b>28%</b>	<b>40%</b>

## 8.7. Resultados de las simulaciones de la disminución del espesor del laminado.

En la Tabla 24, se muestran los resultados la simulación con el aumento de 90 mm, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 24. Resultados de la simulación con de la disminución del espesor de la fibra a 0,2 mm.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Suelo	PMI (mm)	Peso (kg)	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)
1	1	1	1	1	1	1	5	3,97	2.745,81	3,7	2.998,63	7,4
6	3	3	6	3	3	3	10	17,34	46,91	36,3	46,94	203,2
6	4	4	4	4	4	4	10	18,57	37,08	45,8	37,05	257,3
7	4	4	4	4	4	4	10	20,41	28,30	59,9	28,17	338,4
8	4	4	4	4	4	4	10	22,26	22,14	76,5	21,96	434,0
9	4	4	4	4	4	4	10	24,11	17,68	95,7	17,49	544,9
10	4	4	4	4	4	4	10	25,95	14,38	117,6	14,19	671,8
7	4	4	4	4	4	4	30	22,03	22,20	76,2	22,10	431,2
5	4	4	4	4	4	7	30	22,09	20,29	83,4	20,45	466,1
5	4	4	4	4	4	7	80	26,09	6,28	269,2	7,14	1.335,3
1	1	1	1	2	2	10	30	17,32	30,14	56,2	33,40	285,4
5	1	1	1	1	2	10	30	24,69	12,74	132,7	12,99	733,5
5	1	1	1	1	2	9	30	23,44	14,93	113,3	15,08	632,2
5	1	1	1	1	2	8	30	22,19	17,62	96,0	17,63	540,6
5	1	1	1	1	2	7	30	20,94	20,93	80,8	20,78	458,6
5	1	1	1	1	2	6	30	19,69	25,02	67,7	24,70	385,9
5	1	1	1	1	2	5	30	18,43	30,08	56,4	29,57	322,4
5	1	1	1	1	2	4	30	17,18	36,27	46,8	35,60	267,8
5	1	1	1	1	2	3	30	15,93	43,75	38,9	42,97	221,9
5	1	1	1	1	2	2	30	14,68	52,54	32,5	51,76	184,3
1	1	1	1	1	1	1	60	8,40	23,17	73,1	28,23	337,7
3	1	1	1	1	1	2	100	16,52	5,38	314,3	6,59	1.445,4
3	1	1	1	1	1	2	80	14,94	9,14	184,9	10,76	885,8
3	1	1	1	1	1	2	60	13,35	18,25	92,7	20,27	470,2
3	1	1	1	1	1	3	60	14,60	17,39	97,3	19,36	492,2
3	1	1	1	1	1	4	60	15,85	16,45	102,8	18,37	518,7
3	1	1	1	1	2	6	30	15,99	39,77	42,7	40,05	238,1
3	1	1	1	1	2	6	50	17,60	20,10	84,2	21,79	437,4
1	1	1	1	1	1	4	40	10,56	52,83	32,3	59,38	160,7
2	1	1	1	1	1	4	50	13,21	27,55	61,5	30,74	310,1

## 8.8. Resultados de la evaluación del número de capas en los paragolpes y los soportes de los ejes.

En la Tabla 10, se ve la combinación de los parámetros de las siguientes simulaciones.

En las Tabla 25, Tabla 26, Tabla 27, Tabla 28 y Tabla 29, se muestran los resultados la primera simulación, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 25. Resultados de la simulación de la evaluación del número de capas en el paragolpes delantero en la parte frontal.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N·m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N·m/°)	Peso (kg)
2	1	1	1	1	1	0,87	0,27	105,79	16,6	94,31	101,3	10,21
2	2	1	1	1	1	0,87	0,27	105,64	16,6	94,30	101,3	10,30
2	3	1	1	1	1	0,87	0,27	105,49	16,6	94,30	101,3	10,40
2	4	1	1	1	1	0,87	0,27	105,31	16,6	94,30	101,3	10,49
2	5	1	1	1	1	0,87	0,27	105,12	16,7	94,30	101,3	10,59
2	6	1	1	1	1	0,87	0,27	104,90	16,7	94,30	101,3	10,68
3	1	1	1	1	1	1,28	0,40	84,64	20,4	73,71	129,5	12,04
3	2	1	1	1	1	1,28	0,40	84,49	20,5	73,71	129,5	12,14
3	3	1	1	1	1	1,28	0,40	84,33	20,5	73,71	129,5	12,23
3	4	1	1	1	1	1,28	0,40	84,16	20,6	73,70	129,5	12,32
3	5	1	1	1	1	1,28	0,40	83,98	20,6	73,70	129,5	12,42
3	6	1	1	1	1	1,28	0,40	83,79	20,6	73,70	129,5	12,51
4	1	1	1	1	1	1,86	0,54	67,02	25,6	57,62	165,5	13,88
4	2	1	1	1	1	1,86	0,54	66,89	25,6	57,62	165,5	13,97
4	3	1	1	1	1	1,86	0,54	66,75	25,7	57,62	165,6	14,06
4	4	1	1	1	1	1,86	0,54	66,61	25,8	57,62	165,6	14,16
4	5	1	1	1	1	1,86	0,54	66,46	25,8	57,62	165,6	14,25
4	6	1	1	1	1	1,86	0,54	66,30	25,9	57,62	165,6	14,35

Tabla 26. Resultados de la simulación de la evaluación del número de capas en el paragolpes delantero en la parte lateral.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N·m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N·m/°)	Peso (kg)
2	1	1	1	1	1	0,87	0,27	105,79	16,6	94,31	101,3	10,21
2	1	2	1	1	1	0,86	0,27	105,27	16,6	94,28	101,4	10,32
2	1	3	1	1	1	0,86	0,27	104,78	16,7	94,25	101,4	10,43
2	1	4	1	1	1	0,85	0,27	104,29	16,8	94,22	101,4	10,54
2	1	5	1	1	1	0,85	0,27	103,79	16,9	94,19	101,4	10,65
2	1	6	1	1	1	0,85	0,27	103,28	16,9	94,16	101,5	10,76
3	1	1	1	1	1	1,28	0,40	84,64	20,4	73,71	129,5	12,04
3	1	2	1	1	1	1,28	0,40	84,23	20,5	73,69	129,5	12,15
3	1	3	1	1	1	1,27	0,40	83,83	20,6	73,67	129,6	12,26
3	1	4	1	1	1	1,26	0,40	83,43	20,7	73,65	129,6	12,37
3	1	5	1	1	1	1,26	0,40	83,03	20,8	73,63	129,6	12,48
3	1	6	1	1	1	1,25	0,40	82,64	20,9	73,61	129,7	12,59
4	1	1	1	1	1	1,86	0,54	67,02	25,6	57,62	165,5	13,88
4	1	2	1	1	1	1,85	0,54	66,70	25,7	57,61	165,6	13,99
4	1	3	1	1	1	1,84	0,54	66,39	25,8	57,59	165,6	14,09
4	1	4	1	1	1	1,84	0,54	66,09	25,9	57,58	165,7	14,20
4	1	5	1	1	1	1,83	0,54	65,79	26,1	57,56	165,7	14,31
4	1	6	1	1	1	1,82	0,54	65,49	26,2	57,55	165,8	14,42

Tabla 27 Resultados de la simulación de la evaluación del número de capas en el paragolpes lateral.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/º)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/º)	Peso (kg)
2	1	1	1	1	1	0,87	0,27	105,79	16,6	94,31	101,3	10,21
2	1	1	2	1	1	0,87	0,39	105,57	16,6	93,90	101,8	10,35
2	1	1	3	1	1	0,87	0,51	105,30	16,6	93,42	102,3	10,50
2	1	1	4	1	1	0,87	0,64	104,99	16,7	92,90	102,8	10,64
2	1	1	5	1	1	0,87	0,76	104,65	16,7	92,37	103,4	10,78
2	1	1	6	1	1	0,87	0,90	104,31	16,8	91,84	104,0	10,92
3	1	1	1	1	1	1,28	0,40	84,64	20,4	73,71	129,5	12,04
3	1	1	2	1	1	1,28	0,56	84,40	20,5	73,33	130,2	12,19
3	1	1	3	1	1	1,28	0,65	84,13	20,6	72,93	130,9	12,33
3	1	1	4	1	1	1,28	0,76	83,84	20,6	72,50	131,6	12,47
3	1	1	5	1	1	1,28	0,88	83,53	20,7	72,08	132,4	12,61
3	1	1	6	1	1	1,28	1,01	83,21	20,8	71,66	133,2	12,76
4	1	1	1	1	1	1,86	0,54	67,02	25,6	57,62	165,5	13,88
4	1	1	2	1	1	1,86	0,71	66,80	25,7	57,32	166,4	14,02
4	1	1	3	1	1	1,86	0,84	66,57	25,8	56,99	167,4	14,16
4	1	1	4	1	1	1,86	0,94	66,31	25,9	56,67	168,3	14,30
4	1	1	5	1	1	1,86	1,04	66,05	26,0	56,34	169,3	14,45
4	1	1	6	1	1	1,86	1,17	65,79	26,1	56,02	170,3	14,59

Tabla 28. Resultados de la simulación de la evaluación del número de capas en el soporte del eje delantero.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/º)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/º)	Peso (kg)
2	1	1	1	1	1	0,87	0,27	105,79	16,6	94,31	101,3	10,21
2	1	1	1	2	1	0,87	0,27	105,76	16,6	94,31	101,3	10,22
2	1	1	1	3	1	0,87	0,27	105,74	16,6	94,31	101,3	10,23
2	1	1	1	4	1	0,87	0,27	105,72	16,6	94,31	101,3	10,24
3	1	1	1	1	1	1,28	0,40	84,64	20,4	73,71	129,5	12,04
3	1	1	1	2	1	1,28	0,40	84,62	20,5	73,71	129,5	12,05
3	1	1	1	3	1	1,28	0,40	84,60	20,5	73,71	129,5	12,06
3	1	1	1	4	1	1,28	0,40	84,59	20,5	73,71	129,5	12,07
4	1	1	1	1	1	1,86	0,54	67,02	25,6	57,62	165,5	13,88
4	1	1	1	2	1	1,86	0,54	67,01	25,6	57,62	165,5	13,88
4	1	1	1	3	1	1,86	0,54	67,00	25,6	57,62	165,5	13,89
4	1	1	1	4	1	1,86	0,54	66,99	25,6	57,62	165,5	13,90

Tabla 29. Resultados de la simulación de la evaluación del número de capas en el soporte del eje trasero.

General	Paragolpes delantero	Paragolpes delantero-lateral	Paragolpes lateral	Soporte delantero	Soporte trasero	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/º)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/º)	Peso (kg)
2	1	1	1	1	1	0,87	0,27	105,79	16,6	94,31	101,3	10,21
2	1	1	1	1	2	0,87	0,27	105,23	16,7	93,75	101,9	10,25
2	1	1	1	1	3	0,87	0,27	104,97	16,7	93,42	102,3	10,30
2	1	1	1	1	4	0,87	0,27	104,84	16,7	93,20	102,5	10,34
3	1	1	1	1	1	1,28	0,40	84,64	20,4	73,71	129,5	12,04
3	1	1	1	1	2	1,28	0,40	84,36	20,5	73,43	130,0	12,09
3	1	1	1	1	3	1,28	0,40	84,19	20,6	73,23	130,3	12,13
3	1	1	1	1	4	1,28	0,40	84,09	20,6	73,09	130,6	12,18
4	1	1	1	1	1	1,86	0,54	67,02	25,6	57,62	165,5	13,88
4	1	1	1	1	2	1,86	0,54	66,86	25,7	57,46	166,0	13,92
4	1	1	1	1	3	1,86	0,54	66,76	25,7	57,34	166,4	13,96
4	1	1	1	1	4	1,86	0,54	66,69	25,7	57,24	166,7	14,01

## 8.9. Resultados de la evaluación del número de capas en el monocasco y en el suelo, y del espesor del núcleo de PMI

En la Tabla 11, se ve la combinación de los parámetros de las siguientes simulaciones.

En las Tabla 30 y Tabla 32, se muestran los resultados la simulación de evaluación del número de capas en general y en el suelo, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 30. Resultados de la simulación de la evaluación del número del número de capas en general del monocasco.

General	Suelo	PMI	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/º)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/º)	Peso (kg)
3	3	30	1,29	0,39	85,71	20,2	74,17	128,7	11,79
4	3	30	1,87	0,54	67,72	25,3	57,87	164,8	13,62
5	3	30	2,59	0,72	53,27	32,0	45,25	210,7	15,45
6	3	30	3,45	0,92	41,98	40,5	35,60	267,8	17,28
7	3	30	4,21	1,16	33,31	50,9	28,26	337,3	19,12
8	3	30	4,86	1,43	26,69	63,5	22,68	420,2	20,95
9	3	30	5,60	1,74	21,63	78,3	18,42	517,4	22,78
10	3	30	6,45	2,08	17,73	95,4	15,14	629,6	24,62
3	4	30	1,28	0,41	71,27	24,1	61,90	154,1	13,02
4	4	30	1,94	0,56	55,90	30,6	47,96	198,9	14,85
5	4	30	2,68	0,75	43,97	38,7	37,49	254,3	16,68
6	4	30	3,55	0,97	34,82	48,7	29,62	321,9	18,52
7	4	30	4,57	1,23	27,83	60,9	23,67	402,6	20,35
8	4	30	5,27	1,51	22,50	75,2	19,16	497,4	22,18
9	4	30	6,10	1,84	18,40	91,9	15,70	607,1	24,01
10	4	30	7,03	2,20	15,22	111,1	13,01	732,4	25,85
3	5	30	1,27	0,42	58,69	29,1	51,27	186,0	14,25
4	5	30	2,04	0,58	45,97	37,0	39,68	240,3	16,08
5	5	30	2,79	0,78	36,31	46,7	31,14	306,1	17,91
6	5	30	3,68	1,02	28,97	58,5	24,77	384,8	19,75
7	5	30	4,73	1,28	23,36	72,5	19,97	477,3	21,58
8	5	30	5,75	1,59	19,06	88,8	16,30	584,6	23,41
9	5	30	6,64	1,93	15,73	107,5	13,47	707,3	25,24
10	5	30	7,65	2,31	13,12	128,8	11,27	846,0	27,08

A partir de los resultados de la Tabla 30, se calcula el porcentaje de aumento de la rigidez torsional al aumentar el número de capas en la zona general del monocasco, frente al caso base. Estos resultados aparecen en la Tabla 31.

Tabla 31. Aumento de la rigidez torsional respecto al caso base al aumentar el número de capas en general

		Número de capas en el suelo					
		3	4	5	3	4	5
Número de capas en el general	3	20,2	24,1	29,1	0%	0%	0%
	4	25,3	30,6	37,0	25%	27%	27%
	5	32,0	38,7	46,7	59%	60%	60%
	6	40,5	48,7	58,5	100%	102%	101%
	7	50,9	60,9	72,5	152%	152%	149%
	8	63,5	75,2	88,8	214%	212%	205%
	9	78,3	91,9	107,5	287%	281%	269%
	10	95,4	111,1	128,8	372%	361%	342%

Tabla 32. Resultados de la simulación de la evaluación del número del número de capas en general del monocasco.

General	Suelo	PMI	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)	Peso (kg)
3	3	30	1,29	0,39	85,71	20,2	74,17	128,7	11,79
3	4	30	1,28	0,41	71,27	24,1	61,90	154,1	13,02
3	5	30	1,27	0,42	58,69	29,1	51,27	186,0	14,25
3	6	30	1,26	0,42	48,16	35,4	42,42	224,8	15,48
3	7	30	1,26	0,43	39,57	42,9	35,21	270,8	16,71
3	8	30	1,25	0,44	32,64	52,0	29,39	324,3	17,94
3	9	30	1,25	0,44	27,08	62,5	24,71	385,7	19,17
3	10	30	1,25	0,44	22,62	74,8	20,94	455,2	20,40
4	3	30	1,87	0,54	67,72	25,3	57,87	164,8	13,62
4	4	30	1,94	0,56	55,90	30,6	47,96	198,9	14,85
4	5	30	2,04	0,58	45,97	37,0	39,68	240,3	16,08
4	6	30	2,03	0,60	37,85	44,9	32,94	289,4	17,31
4	7	30	2,01	0,61	31,30	54,2	27,51	346,5	18,54
4	8	30	2,00	0,62	26,03	65,1	23,14	411,8	19,77
4	9	30	1,99	0,63	21,80	77,6	19,63	485,6	21,01
4	10	30	1,99	0,64	18,38	92,0	16,77	568,2	22,24
5	3	30	2,59	0,72	53,27	32,0	45,25	210,7	15,45
5	4	30	2,68	0,75	43,97	38,7	37,49	254,3	16,68
5	5	30	2,79	0,78	36,31	46,7	31,14	306,1	17,91
5	6	30	2,93	0,81	30,10	56,3	26,02	366,3	19,15
5	7	30	3,00	0,83	25,10	67,5	21,90	435,2	20,38
5	8	30	2,97	0,85	21,06	80,3	18,58	512,9	21,61
5	9	30	2,96	0,87	17,80	95,0	15,89	599,6	22,84
5	10	30	2,94	0,88	15,15	111,6	13,70	695,7	24,07

A partir de los resultados de la Tabla 32, se calcula el porcentaje de aumento de la rigidez torsional al aumentar el número de capas en la zona general del monocasco, frente al caso base. Estos resultados aparecen en la Tabla 33.

Tabla 33. Aumento de la rigidez torsional respecto al caso base al aumentar el número de capas en el suelo.

		Número de capas en el general					
		3	4	5	3	4	5
Número de capas en el suelo	3	20,2	25,3	32,0	0%	0%	0%
	4	24,1	30,6	38,7	19%	21%	21%
	5	29,1	37,0	46,7	44%	46%	46%
	6	35,4	44,9	56,3	75%	77%	76%
	7	42,9	54,2	67,5	112%	114%	111%
	8	52,0	65,1	80,3	157%	157%	151%
	9	62,5	77,6	95,0	210%	206%	197%
	10	74,8	92,0	111,6	270%	263%	249%

## 8.10. Desarrollo de la ley empírica que modela el aumento del espesor del núcleo de PMI.

En la Tabla 34, se muestran los resultados la simulación de evaluación del número de capas en general y en el suelo, donde:

- El número de capas en cada zona y el espesor del PMI son los parámetros de entrada.
- El peso, Uz Torsión y Uz Flexión, son los parámetros de salida.
- K Torsión, se calcula mediante las Ecuación 1, Ecuación 2 y Ecuación 3.
- K Flexión, se calcula mediante las Ecuación 4, Ecuación 5 y Ecuación 6.

Tabla 34. Resultados de la simulación de la evaluación del espesor del núcleo de PMI.

General	Suelo	PMI	Factor Seguridad Delantero	Factor Seguridad Lateral	Uz Torsion (mm)	K Torsion (N-m/°)	Uz Flexion (mm)	K Flexion (N-m/°)	Peso (kg)
3	3	30	1,29	0,39	85,71	20,2	74,17	128,7	11,79
3	3	40	1,27	0,42	50,77	33,6	45,85	208,0	12,58
3	3	50	1,26	0,44	31,60	53,7	29,74	320,5	13,37
3	3	60	1,26	0,44	20,88	81,1	20,40	467,3	14,16
3	3	70	1,26	0,45	14,56	116,2	14,69	648,9	14,94
3	3	80	1,27	0,45	10,62	159,1	11,01	865,5	15,72
3	3	90	1,28	0,46	8,05	209,9	8,53	1116,8	16,50
3	3	100	1,30	0,46	6,30	268,5	6,79	1402,5	17,27
4	4	30	1,94	0,56	55,90	30,6	47,96	198,9	14,85
4	4	40	2,03	0,60	38,06	44,6	33,79	282,1	15,64
4	4	50	2,01	0,62	25,77	65,7	23,71	401,9	16,43
4	4	60	1,99	0,64	17,89	94,6	17,03	559,7	17,22
4	4	70	1,99	0,65	12,85	131,6	12,61	755,8	18,00
4	4	80	1,99	0,66	9,56	176,9	9,62	990,3	18,78
4	4	90	1,99	0,67	7,33	230,5	7,55	1262,8	19,56
4	4	100	2,00	0,67	5,78	292,4	6,06	1572,9	20,33
5	5	30	2,79	0,78	36,31	46,7	31,14	306,1	17,91
5	5	40	3,02	0,82	27,65	61,3	24,36	391,3	18,71
5	5	50	2,98	0,85	20,37	83,1	18,50	515,3	19,50
5	5	60	2,95	0,88	14,97	112,9	14,01	680,2	20,28
5	5	70	2,93	0,90	11,17	151,3	10,75	886,8	21,06
5	5	80	2,92	0,92	8,51	198,5	8,40	1134,9	21,84
5	5	90	2,91	0,93	6,64	254,4	6,69	1424,0	22,62
5	5	100	2,91	0,93	5,30	319,0	5,43	1753,5	23,39

A partir de la Tabla 34 se calcula la variación de la rigidez en función del aumento del espesor del núcleo, para el mismo número de capas en el suelo y en general del monocasco (Tabla 35). Cada columna representa el núcleo de capas extras que hay en el suelo. En la Tabla 35 se ve que la variación entre el aumento del espesor cuando no hay capas extra es diferente a que cuando hay 2 o 4 capas más, es decir, el efecto del núcleo es mejor.

Tabla 35. Variación de la rigidez torsional respecto al caso base al aumentar el espesor del núcleo de PMI.

		Número extra de capas en el suelo					
		0	2	4	0	2	4
Espesor del núcleo	30	20,2	30,6	46,7	0%	0%	0%
	40	33,6	44,6	61,3	66%	46%	31%
	50	53,7	65,7	83,1	166%	115%	78%
	60	81,1	94,6	112,9	301%	209%	142%
	70	116,2	131,6	151,3	475%	331%	224%
	80	159,1	176,9	198,5	688%	479%	325%
	90	209,9	230,5	254,4	939%	655%	444%
	100	268,5	292,4	319,0	1229%	857%	582%

Al analizar cuanto disminuye el aumento de rigidez, para cada espesor, se encuentra que la reducción es constante, Tabla 36. Cada dos capas se reducen un 32%, por lo que para cada capa es una reducción del 18%.

Tabla 36. Variación de la rigidez torsional al aumentar el número de capas en el suelo para el mismo espesor de PMI.

		Aumento de las capas	
		0 a 2	2 a 4
Espesor del núcleo	30	0%	0%
	40	70%	68%
	50	70%	68%
	60	70%	68%
	70	70%	68%
	80	70%	68%
	90	70%	68%
	100	70%	68%

Para ver como aumenta la rigidez en el caso base, sin aumentar el número de capas en el suelo, la relación aparece en la Figura 71.

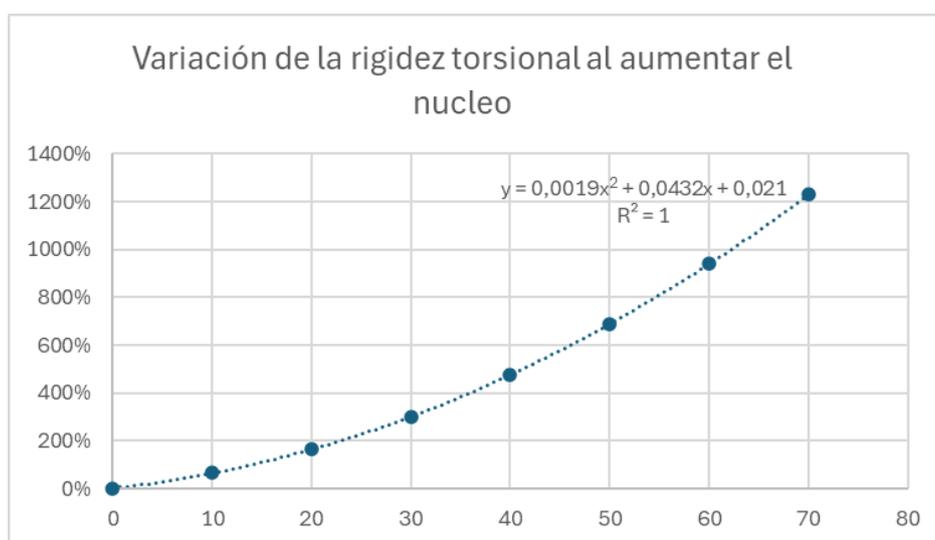


Figura 71. Variación de la rigidez torsional al aumentar el núcleo en el caso base.

El aumento de la rigidez debido al aumento del espesor del núcleo es una combinación entre el aumento por la influencia del núcleo y reducción en función del número de capas extra.