

Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Optimización topológica para fabricación aditiva de
mangueta de vehículo de Formula Student

Autor: Alejandro Prados Murcia

Tutor: Dr. D. Carlos Navarro Pintado

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Optimización topológica para fabricación aditiva de mangueta de vehículo de Formula Student

Autor:
Alejandro Prados Murcia

Tutor:
Carlos Navarro Pintado
Catedrático

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Sevilla, 2022

Proyecto Fin de Carrera: Optimización topológica para fabricación aditiva de mangueta de vehículo de
Formula Student

Autor: Alejandro Prados Murcia

Tutor: Dr. D. Carlos Navarro Pintado

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal

A mi familia y amigos

A mis maestros

Agradecimientos

Con este trabajo pretendo concluir mis estudios de grado. Estos años han estado repletos de buenos momentos que perdurarán en mi memoria, sin embargo, no han estado faltos de dificultades. Mediante la superación de los inconvenientes que me he desarrollado no solo académicamente, si no también, personalmente. Ahora pongo punto y seguido a este proceso de aprendizaje continuo. Es justo reconocer que, aunque el beneficiario soy yo, no podría haber llegado hasta donde estoy sin la ayuda de todas aquellas personas que se han visto involucradas en estos años. Por ello, quiero agradecer su indispensable ayuda.

En primer lugar, a mi familia que representa para mí un ejemplo constante y una referencia. Siempre han sabido aconsejarme dándome su apoyo cuando lo he necesitado y mostrándome mis errores cuando los he cometido.

En segundo lugar, a mis amigos en general y en particular a aquellos con los que he compartido estos años de carrera. Ellos me han hecho menos amargos los malos momentos. Sin su compañía no estaría escribiendo estas palabras.

En tercer lugar, quiero dar las gracias al equipo ARUS por todo lo que he aprendido y los buenos momentos que he vivido. Pese a haber pasado por allí, aún me asombra que un grupo de estudiantes como yo, cada uno con sus problemas, sea capaz de diseñar y fabricar dos vehículos y de asumir el esfuerzo y el sacrificio que esto conlleva.

Finalmente, agradezco a mis profesores el esfuerzo que han empleado en transmitirme sus conocimientos que me han permitido desarrollarme como ingeniero ahora y en el futuro. En especial agradezco a mi tutor el haberme ayudado en la elaboración de este trabajo. Además, añado en este punto a las personas que trabajan en el CATEC, les tengo que agradecer la oportunidad de haberme introducido en el mundo de la fabricación aditiva que, pese a los conocimientos limitados que tengo, me ha resultado fascinante.

Por todo lo mencionado solo puedo decir: GRACIAS.

La Formula Student es la competición estudiantil más importante que existe en el mundo del automovilismo. En esta, universitarios de todo el mundo diseñan y fabrican un monoplace para competir en prestigiosos circuitos. En este contexto se desarrolla el siguiente trabajo cuyo objetivo es el rediseño de la mangueta delantera del vehículo del equipo ARUS para reducir el peso de la pieza. Este nuevo diseño está enfocado para ser fabricado mediante tecnologías de fabricación aditiva metálica.

La mangueta es un elemento de la suspensión que debe soportar las cargas derivadas de la conducción, por tanto, debe ser lo suficientemente robusta para no romper. Esto hace que sea una de las piezas más grandes del sistema de suspensión. Además, al tratarse de un componente que forma parte de la masa no suspendida se verá que la repercusión del peso eliminado es más significativa que en elementos de la masa suspendida como puede ser el chasis.

El siguiente paso será evaluar las cargas que recibe la mangueta durante la conducción. Para ello se emplea un registro de aceleraciones longitudinales y laterales obtenido en una competición oficial, FSN. Se van a establecer cinco situaciones dinámicas: aceleración, frenada, entrada en curva, curva y salida de curva. A partir del mencionado registro se van a obtener las aceleraciones máximas en cada una de las cinco situaciones. Con los valores de aceleraciones obtenidos y los datos de la geometría del vehículo se va a elaborar un modelo de transferencia de peso. Mediante el modelo se obtendrán las fuerzas originadas en la huella de contacto del neumático con el asfalto.

Posteriormente, se realizará un análisis de elemento finitos para evaluar con cuanto margen la mangueta antigua soporta las cargas a las que se ve sometida. Dado que el resultado de este análisis es satisfactorio se determina que la pieza tiene margen para ser optimizada.

En base al resultado anterior se desarrollará el proceso de optimización. Primero se definirá que es la optimización topológica y su relación con la fabricación aditiva. Se seleccionará la tecnología de fabricación más conveniente, PBF, fundamentando la decisión en datos de la industria y ventajas del proceso. Luego se elaborará la optimización haciendo uso del programa Altair Inspire, definiendo como objetivo de la optimización maximizar la rigidez.

Finalmente se efectuará el rediseño de la pieza usando como referencia los resultados de la optimización. La nueva geometría se analizará mediante un ensayo de elementos finitos para asegurar que es capaz de soportar las cargas calculadas. También se llevará a cabo un análisis a fatiga para averiguar si el número de ciclos soportado por la pieza es suficiente para cubrir las necesidades del equipo.

Formula Student is the most important student competition in the world of motorsport. In this competition, students from all over the world design and manufacture a single-seater to compete in prestigious circuits. In this context, the following work is developed with the aim of redesigning the front upright of the ARUS team vehicle in order to reduce the weight of the part. This new design is focused to be manufactured by metal additive manufacturing technologies.

The upright is an element of the suspension that must withstand the loads derived from driving, so it must be robust enough not to break. This makes it one of the largest parts of the suspension system. In addition, since it is a component that is part of the unsprung mass, it will be seen that the impact of the weight removed is more significant than in elements of the sprung mass such as the chassis.

The next step will be to evaluate the loads that the upright receives during driving. For this purpose, a record of longitudinal and lateral accelerations obtained in an official competition, FSN, will be used. Five dynamic situations will be established: acceleration, braking, corner entry, cornering and corner exit. From this record, the maximum accelerations in each of the five situations will be obtained. With the acceleration values obtained and the vehicle geometry data, a weight transfer model will be elaborated. The model will be used to obtain the forces generated in the contact patch of the tire with the asphalt.

Subsequently, a finite element analysis will be carried out to evaluate the extent to which the upright supports the loads to which it is subjected. Since the result of this analysis is satisfactory, it is determined that the part has margin to be optimized.

Based on the previous result, the optimization process will be developed. First, topological optimization and its relation to additive manufacturing will be defined. The most suitable manufacturing technology, PBF, will be selected, basing the decision on industry data and process advantages. Then, the optimization will be elaborated using the Altair Inspire program, defining as optimization objective to maximize stiffness.

Finally, the part will be redesigned using the optimization results as a reference. The new geometry will be analyzed by means of a finite element test to ensure that it is able to support the calculated loads. Also, a fatigue analysis will be carried out to find out if the number of cycles supported by the part is sufficient to cover the needs of the equipment.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
1 Introducción	1
1.1 <i>Formula Student</i>	1
1.2 <i>Organización del equipo</i>	3
1.3 <i>La mangueta</i>	4
1.4 <i>Importancia de la masa no suspendida</i>	6
1.5 <i>Metodología a seguir</i>	8
2 Cálculo de Cargas	9
2.1 <i>Modelo de transferencia de peso</i>	9
2.1.1 <i>Fuerzas de inercia</i>	9
2.1.2 <i>Fuerzas aerodinámicas</i>	12
2.1.3 <i>Modelo completo de transferencia de peso</i>	15
2.2 <i>Fuerzas en la huella de contacto</i>	15
2.3 <i>Momento de frenada</i>	17
2.4 <i>Cargas en las situaciones dinámicas</i>	17
2.4.1 <i>Resultados</i>	20
3 Análisis de elementos finitos	21
3.1 <i>Método de los Elementos Finitos</i>	21
3.2 <i>Discretización de la pieza</i>	22
3.3 <i>Condiciones de contorno</i>	25
3.3.1 <i>Desplazamientos</i>	25
3.3.2 <i>Cargas</i>	26
3.4 <i>Material</i>	27
3.5 <i>Resultados</i>	28
4 Optimización topológica	31
4.1 <i>Principios de la optimización topológica</i>	32
4.1.1 <i>Posibles objetivos de una optimización topológica</i>	33
4.2 <i>Fabricación aditiva</i>	33
4.2.1 <i>Direct Energy Deposition</i>	35
4.2.2 <i>Powder Bed Fusion</i>	36
4.3 <i>Materiales en MAM</i>	36
4.4 <i>Modelo en Altair Inspire</i>	38
4.4.1 <i>Espacio de diseño y no diseño</i>	38
4.4.2 <i>Optimización topológica del modelo</i>	41
4.5 <i>Mangueta optimizada</i>	46

4.5.1	Primer diseño	46
4.5.2	Segundo diseño	48
4.5.3	Diseño final	49
4.6	<i>Comparativa</i>	51
5	Análisis a fatiga	53
5.1	<i>Puntos críticos</i>	53
5.2	<i>Ciclos de carga</i>	53
5.2.1	Punto crítico 1	53
5.2.2	Punto crítico 2	55
5.3	<i>Número de ciclos</i>	56
5.3.1	Curva S-N del Scalmalloy	56
5.3.2	Resultados	57
6	Conclusiones	59
	Referencias	61
	Glosario	63
	Anexo	65

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Posición del centro de presiones	12
Tabla 2-2. Datos geométricos	17
Tabla 2-3. Datos dinámicos	18
Tabla 2-4. Modelo en Excel	19
Tabla 2-5. Fuerzas en la huella de contacto y momento de frenada	20
Tabla 3-1. Propiedades mecánicas aluminio 7075-T6 [10]	28
Tabla 4-1. Tecnologías de fabricación aditiva [22]	34
Tabla 4-2. Propiedades mecánicas del Scalmalloy® y del Ti6Al4V	37
Tabla 4-3. Comparación diseño antiguo contra diseño optimizado	52
Tabla 5-1. Cargas en la rueda interior de la curva	55

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Prueba de skidpad FSA 2021	2
Figura 1-2. Prueba de aceleración FSA 2021	2
Figura 1-3. Prueba de vuelco FSA 2021	3
Figura 1-4. Organización de ARUS	4
Figura 1-5. Mangueta ART-20C	5
Figura 1-6. Modelo de 1/4 de vehículo [1]	6
Figura 1-7. Desplazamiento de la masa no suspendida en las tres situaciones	7
Figura 1-8. Desplazamiento de la masa suspendida en las tres situaciones	7
Figura 2-1. Equilibrio de fuerzas y momentos en el plano longitudinal	10
Figura 2-2. Equilibrio de fuerzas y momentos en el plano transversal	11
Figura 2-3. Variación de la fuerza de sustentación con la velocidad	13
Figura 2-4. Variación la resistencia aerodinámica con la velocidad	14
Figura 2-5. Equilibrio de fuerzas en el plano horizontal	16
Figura 3-1. Geometría original	24
Figura 3-2. Malla generada	24
Figura 3-3. Puntos con desplazamientos restringidos	25
Figura 3-4. Desplazamientos restringidos	26
Figura 3-5. Elementos RBE2 que comunican las cargas	27
Figura 4-1. Estructura ósea adaptada a las tensiones	31
Figura 4-2. Tipos de optimización	32
Figura 4-3. Crecimiento de la fabricación aditiva por sectores y países [22]	34
Figura 4-4. Cuota de ventas de sistemas por tecnología [22]	35
Figura 4-5. Esquema DED [22]	35
Figura 4-6. Esquema PBF [22]	36
Figura 4-7. Espacio disponible dentro de la llanta	38
Figura 4-8. Geometría a optimizar	39
Figura 4-9. Espacio de diseño y de no diseño	40
Figura 4-10. Modelo de elementos finitos Inspire	40
Figura 4-11. Ventana de parámetros de optimización	42
Figura 4-12. Filtro de densidad	45
Figura 4-13. Primer diseño	46
Figura 4-14. Resultados primer diseño. a) Magnitud de los desplazamientos. b) Tensiones de von Mises	47
Figura 4-15. Zona crítica sometida a flexión	47
Figura 4-16. Rediseño de la zona superior	48

Figura 4-17. Tensiones de von Mises en la zona crítica	48
Figura 4-18. Cartelas añadidas al diseño final	49
Figura 4-19. Escenario de curva. a) Desplazamientos. b) Tensiones de von Mises	49
Figura 4-20. Tensiones de von Mises en los puntos críticos. a) Frenada, 400 MPa. b) Entrada en curva, 385 MPa. c) Curva, 410 MPa.	50
Figura 4-21. Convergencia de la solución	51
Figura 5-1. Sucesión de situaciones dinámicas	54
Figura 5-2. Ciclo de carga en el punto crítico 1	54
Figura 5-3. Ciclo de carga en el punto crítico 2	55
Figura 5-4. Curvas S-N del Scalmalloy [28]	57
Figura 5-5. Trazado de FSG [29]	58

1 INTRODUCCIÓN

En este documento se recoge parte del trabajo llevado a cabo durante la temporada 2020 - 2021 y 2021 - 2022 en relación a la mangueta delantera del vehículo de combustión.

El objetivo del mismo fue hacer un rediseño de dicho componente para reducir el peso de la masa no suspendida, la cual es clave en el comportamiento dinámico de vehículo.

Durante este capítulo se va a introducir el contexto en el que se desarrolla este trabajo y se explicarán los aspectos fundamentales que lo motivan y la metodología que se va a seguir.

1.1 Formula Student

La Formula Student es una competición donde equipos pertenecientes a universidades de todo el mundo compiten con los vehículos que durante una temporada han diseñado y fabricado. Los eventos tienen lugar en prestigiosos circuitos como Assen (Países Bajos), RedBull Ring (Austria), Hockenheim (Alemania), Montmeló (España), entre otros y durante estos, los coches se evalúan en diferentes apartados. La competición consta de pruebas estáticas y dinámicas.

- Pruebas estáticas: Se evalúan aspectos técnicos en relación con los diseños de las diferentes piezas y subsistemas que componen el coche en función a los objetivos que le equipo se propone a principio de temporada. También, se valora el desarrollo de los costes de cada pieza, así como el del proceso de montaje y ensamblaje. Por último, se puntúa un plan de negocios elaborado por el equipo en el cual el monoplaza se considera el producto que se pretende comercializar.
- Pruebas dinámicas: En las pruebas dinámicas se evalúa el comportamiento y rendimiento del vehículo en diferentes aspectos como: aceleración, paso por curva, velocidad a una vuelta, resistencia y eficiencia en el consumo de energía.



Figura 1-1. Prueba de skidpad FSA 2021



Figura 1-2. Prueba de aceleración FSA 2021

Para poder participar en las pruebas dinámicas, los vehículos deben pasar una exhaustiva revisión en la que se evalúa que el monoplaza haya sido diseñado en base al reglamento que proporciona la SAE (*Society of Automotive Engineers*) y que cumple todas las medidas de seguridad necesarias. Tanto en esta prueba como en la de defensa de diseño los jueces encargados de la evaluación son antiguos participantes en la competición y experimentados profesionales del mundo del automóvil.

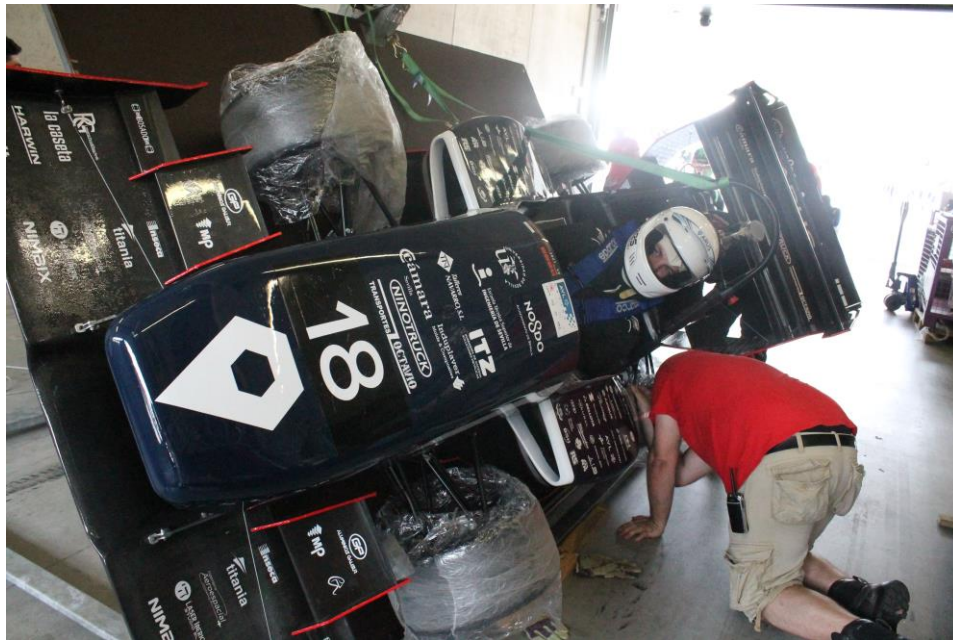


Figura 1-3. Prueba de vuelco FSA 2021

1.2 Organización del equipo

El equipo ARUS (*Andalucian Racing Team* de la Universidad de Sevilla) lo forman exclusivamente alumnos de la Universidad de Sevilla. El objetivo de este es diseñar y fabricar un vehículo de combustión y otro eléctrico en base a la normativa que rige la competición. Con estos dos monoplazas el equipo asiste a las competiciones para las que se clasifica en los exámenes de admisión que organizan estas.

Para llevar a cabo su objetivo, ARUS se divide en departamentos encargados de la consecución de las pruebas dinámicas: Aerodinámica, Suspensión, Dinámica, Chasis, Ergonomía, Motor, Electrónica y e-Power train (en el vehículo eléctrico). Al frente de cada departamento hay un *Team Leader* (TL) y estos a su vez están coordinados por cuatro Directores Técnicos (DT), dos para cada monoplaza.

Por otro lado, hay departamentos enfocados en las pruebas estáticas, estos son: Business, Cost & Manufacturing y Marketing. Cada uno de estos está dirigido por un *Team Leader* y a su vez, todos están coordinados por el Director de Organización (DO).

Al frente de la estructura global del equipo se encuentra el *Team Manager* (TM). El equipo cuenta también con un miembro encargado de hacer las labores de tesorería y otro las de secretaría.

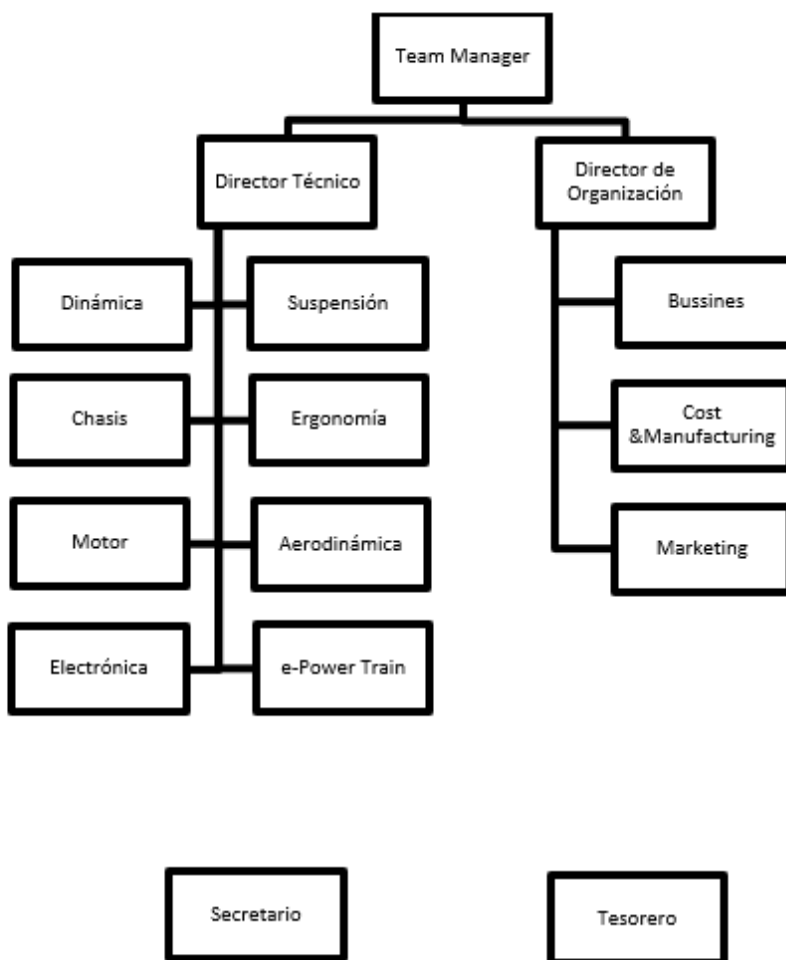


Figura 1-4. Organización de ARUS

1.3 La mangueta

La mangueta es un elemento perteneciente a la suspensión, que como se ve en la Figura 1-4 es uno de los departamentos que se ven involucrados en la fabricación del ART (como se denominará al vehículo).

La suspensión es el sistema mecánico encargado de maximizar el agarre de los neumáticos a la carretera, favorecer un comportamiento dinámico óptimo y atenuar las irregularidades del asfalto para permitir al piloto una conducción más cómoda y segura.

La mangueta es la pieza que conecta el eje de la rueda con los triángulos de la suspensión. En la Figura 1-5 se muestran los elementos que componen la suspensión delantera resaltando las manguetas en azul.

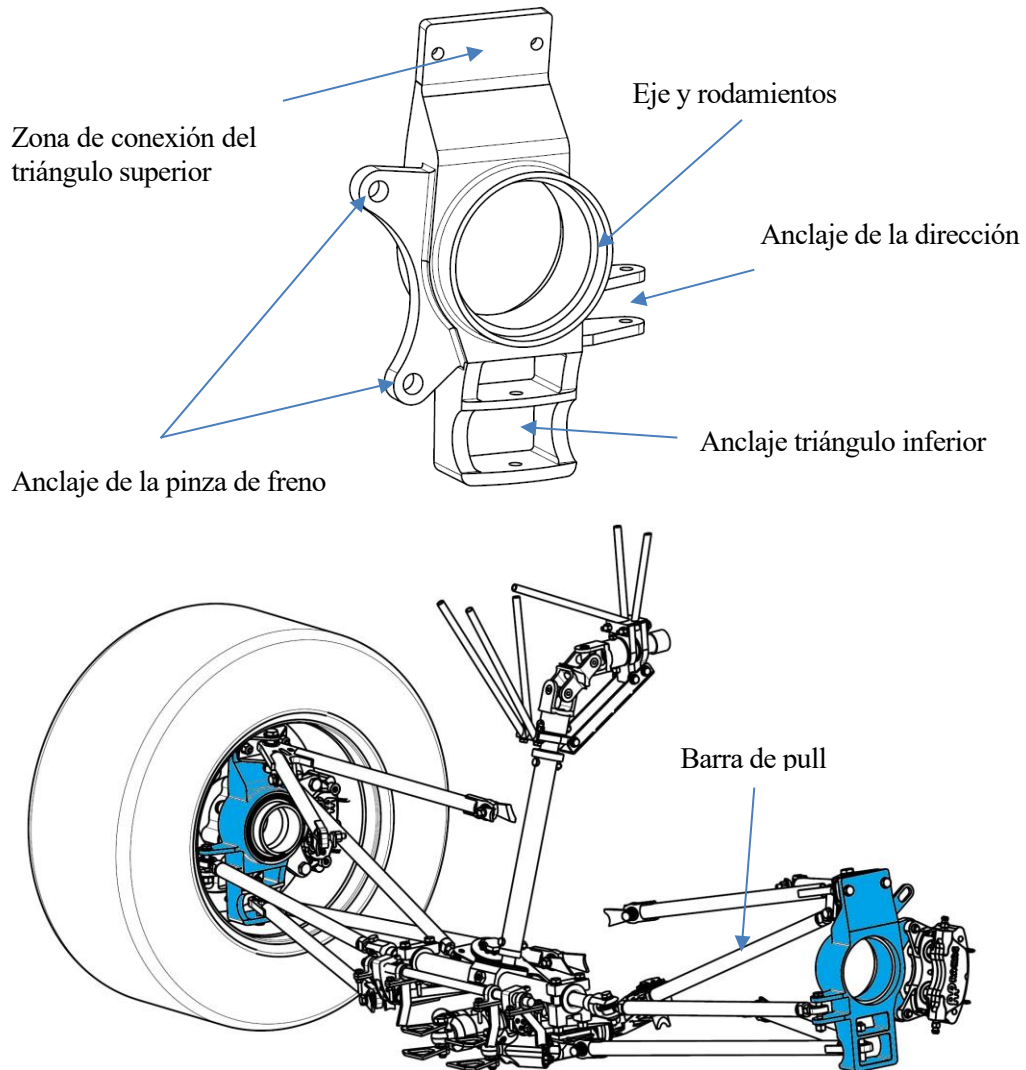


Figura 1-5. Mangueta ART-20C

Se trata de una pieza fundamental en cualquier vehículo ya que es uno de los componentes encargados de transmitir los esfuerzos desde el neumático hasta el conjunto de muelle y amortiguador. En consecuencia, debe ser lo suficientemente resistente para soportar las cargas que se van a inducir en ella ya que la seguridad del piloto depende de esto.

En la Figura 1-5 se pueden apreciar los diferentes elementos que interaccionan con la mangueta.

El primer lugar está el eje al que se fija la rueda mediante los espárragos. El eje va acoplado a la mangueta mediante dos rodamientos permitiéndole girar libremente.

Luego está la pinza de freno que se atornilla a la mangueta e introduce en ella fuerzas cuando el piloto pisa el pedal de freno.

Posteriormente se encuentra la barra de la dirección o *tie* que va atornillada en el aplique delantero de la mangueta, la cual introduce una fuerza que se opone al momento autoalineante que genera el neumático, permitiendo al vehículo girar. El momento autoalineante es un mecanismo que aporta estabilidad a la dirección y es la causa por la que el volante tiende a ponerse recto cuando el conductor lo suelta.

Finalmente se pueden apreciar los triángulos, tanto el superior como el inferior. Estos están encargados de derivar parte de las fuerzas generadas durante la conducción al chasis y a los demás elementos de la suspensión. En el caso del triángulo superior la conexión con la mangueta se hace a través de una pieza en forma de U cuya separación respecto a la mangueta se controla mediante unas placas. Este sistema de conexión sirve para

modificar el *camber* que es la inclinación de la rueda cuando esta se mira desde un plano frontal del vehículo.

En la parte delantera el vehículo cuenta con una suspensión de tipo *Pull-Rod*, lo que implica que la *pull bar* absorbe los esfuerzos funcionando a tracción. En la figura anterior se puede ver que esta se une por un extremo al triángulo superior y por el otro al *rocker*.

Todo lo comentado en estos párrafos sobre las cargas que infieren en la mangueta se comentará detenidamente más adelante.

1.4 Importancia de la masa no suspendida

La masa no suspendida engloba a todas las partes que no están sustentadas por los elementos de amortiguación como son las ruedas, las pinzas de freno, los ejes, la mangueta, etc. Por otro lado está la masa suspendida que se compone de todos los elementos que son sustentados por la amortiguación como, por ejemplo: el chasis, la carrocería, el piloto y el motor, entre otros.

Uno de los aspectos con mayor influencia en el comportamiento dinámico del vehículo es la relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida. Es evidente que cuanto menor es la masa de nuestro vehículo mejor será su comportamiento en diferentes aspectos como la frenada, la aceleración y el paso por curva ya que se disminuyen fuerzas de inercia y, por tanto, mejora la agilidad del vehículo.

Más allá de la reducción de masa cabe destacar la importancia de reducir la masa no suspendida para las diferentes situaciones dinámicas anteriormente mencionadas.

En el caso de la frenada y la aceleración, la disminución de la masa en los diferentes elementos que rotan implica que su momento de inercia se reduce y, por tanto, al motor le resultará más sencillo hacerlas girar y a los frenos se les facilita la tarea de detenerlas.

En curva, la reducción de la masa no suspendida que se encuentra, en su mayoría, en los extremos más alejados del centro de gravedad repercute en una mayor agilidad del vehículo en el paso por curva al reducir las inercias.

$$I = \int x^2 dm$$

Por último para maximizar el agarre y absorber las irregularidades del terreno, es ventajoso tener un porcentaje de masa no suspendida lo más bajo posible ya que, a diferencia de la masa suspendida, las inercias de la no suspendida no pueden ser controladas por los elementos de amortiguación. Para ejemplificar esto se ha elaborado un modelo de un cuarto de vehículo, en la Figura 1-6 se representa este de forma esquemática. En el Anexo se incluye el código de Matlab.

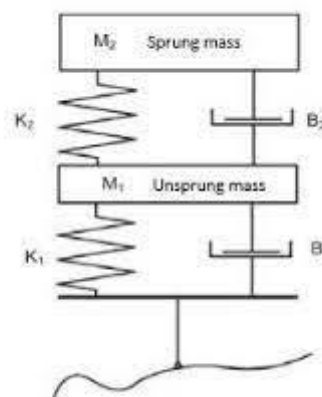


Figura 1-6. Modelo de 1/4 de vehículo [1]

Se ha empleado una masa total del vehículo con piloto de 305 kg y se han probado tres situaciones diferentes: un 40% de masa no suspendida, un 20% de masa no suspendida y un 10% de masa no suspendida.

En las siguientes imágenes se muestra el desplazamiento de la masa no suspendida y de la masa suspendida,

respectivamente, para cada caso estudiado.

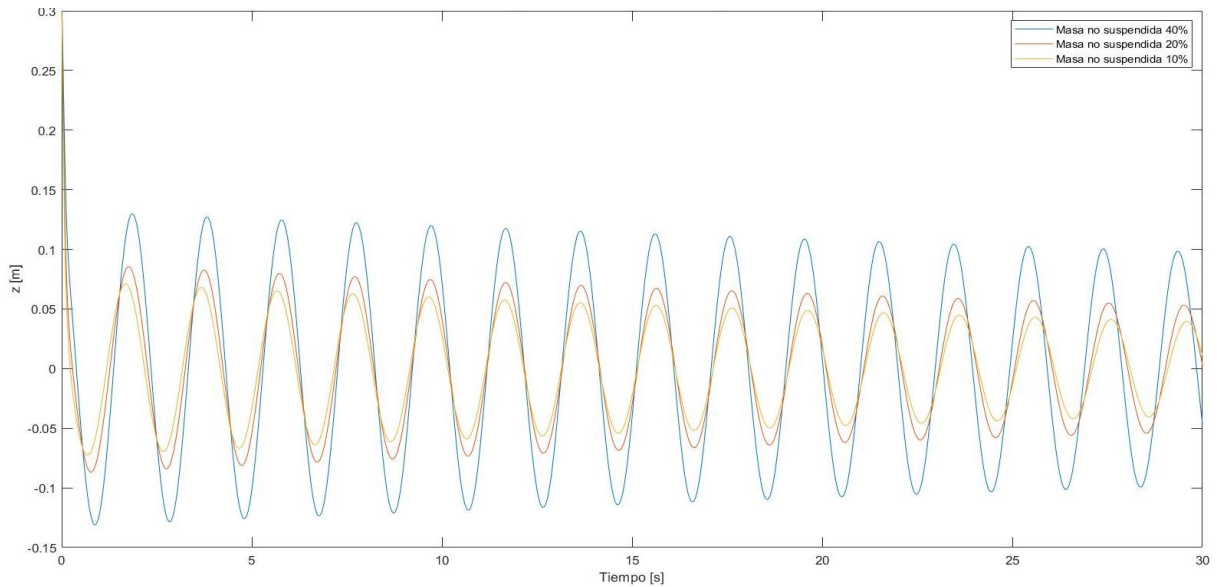


Figura 1-7. Desplazamiento de la masa no suspendida en las tres situaciones

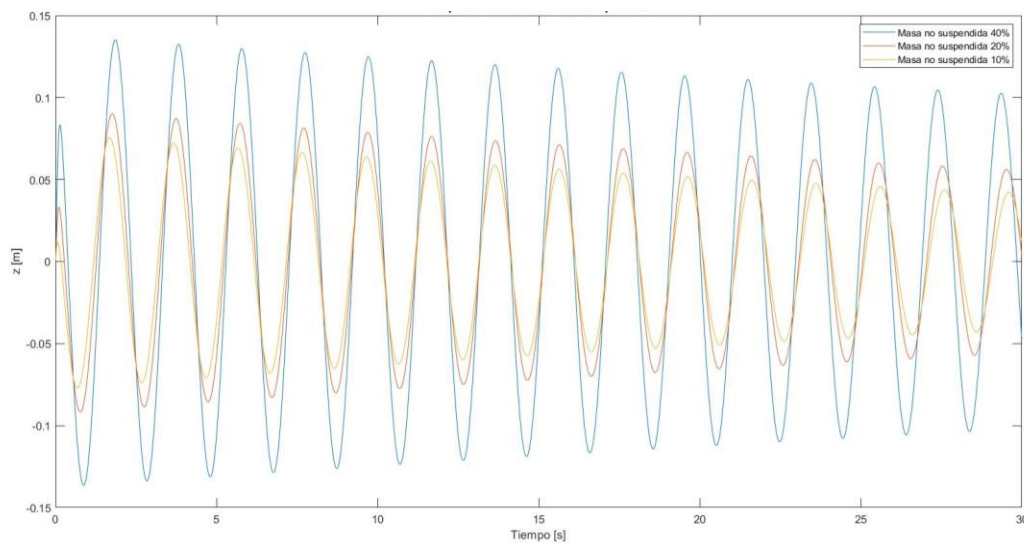


Figura 1-8. Desplazamiento de la masa suspendida en las tres situaciones

De la respuesta obtenida del sistema hay que destacar que, si se analiza el desplazamiento de la masa suspendida, este disminuye cuando conforme el porcentaje de peso que representa la masa no suspendida disminuye. Esto implica que pese a mantenerse el peso del vehículo constante, al representar la masa no suspendida un porcentaje menor de este, la amplitud de las vibraciones experimentadas por el conductor disminuye. Esto es una muestra más de la importancia de reducir la masa no suspendida.

Todo lo ya mencionado motiva la realización de este trabajo, que es la reducción de peso de la mangueta, uno de los componentes más voluminosos de la suspensión.

Para cumplir con el propósito del trabajo se va a hacer un rediseño de la pieza con el objetivo de que esta sea elaborada mediante técnicas de fabricación aditiva. La fabricación aditiva es una de las tecnologías de

fabricación que más crecimiento está experimentando en los últimos años. Este método permite obtener geometrías imposibles de fabricar mediante tecnologías convencionales como el mecanizado. De esta forma se puede obtener una reducción de la cantidad de material empleado en la pieza y, a su vez, maximizar el aprovechamiento de las capacidades mecánicas de este.

Por estos motivos, la fabricación aditiva está siendo empleada por los equipos más punteros de la competición que colaboran con empresas del sector para llevar a cabo estos diseños. En este sentido, existen trabajos e investigaciones previas, como:

- Customization of Automotive Structural Components using Additive Manufacturing and Topology Optimization [2]
- Comprehensive view on racing car upright design and manufacturing [3]
- Mangueta optimizada del equipo Delta Racing y fabricada por Eplus 3D [4]

1.5 Metodología a seguir

Tras introducir el contexto en el que se ha llevado a cabo este trabajo y habiendo explicado los motivos que lo han impulsado, se desarrolla a continuación la metodología que se va a seguir.

En primer lugar se estudiarán las cargas que ha de soportar la mangueta, empleando para ello datos adquiridos en la prueba de vuelta cronometrada, *autocroos* de Formula Student Netherlands 2018. Introduciendo esos valores de aceleraciones adquiridos en un modelo de transferencia de peso, se obtendrán las fuerzas en las huellas de contactos de los neumáticos.

En segundo lugar se usarán las fuerzas anteriormente calculadas para introducirlas en un modelo de elementos finitos de las manguetas actuales. Con los resultados obtenidos se evalúa la posibilidad de llevar a cabo una optimización topológica de la pieza.

En tercer lugar se empleará el programa Altair Inspire para realizar la optimización topológica de la pieza. Se introduce en él una preforma y las cargas previamente calculadas. Con estos datos y estableciendo diferentes parámetros a maximizar o minimizar, esto se verá más adelante, se obtiene una optimización a partir de la cual se puede extraer una geometría.

Por último, una vez obtenida la geometría optimizada, se procederá a realizar un análisis a fatiga estudiando los diferentes puntos críticos que haya en la mangueta.

Al limitarse este trabajo a la consecución de una geometría optimizada que cumpla unas exigencias mínimas de resistencia y vida a fatiga no se va a profundizar en postprocesos de mecanizado que serían necesarios en algunas superficies para asegurar las tolerancias de fabricación necesarias para el ajuste de los rodamientos que unen la mangueta al eje, tampoco se profundizará en cuestiones prácticas de cómo fabricar la pieza.

2 CÁLCULO DE CARGAS

En este capítulo se va a proceder al cálculo de los diferentes casos de cargas que van a afectar a la mangueta en las distintas situaciones dinámicas que se van a estudiar. Estas situaciones son las típicas que se producen en cualquier circuito de Formula Student: frenada, entrada en curva, curva pura, salida de curva y aceleración. Para ello se va a emplear el registro de aceleraciones obtenido en la prueba de endurance de Formula Student Netherland de 2018, no se usan registros más recientes ya que en las últimas temporadas el equipo ha experimentado problemas con la telemetría. Además de tener las aceleraciones alcanzadas en los tres ejes, se cuenta con la velocidad lineal del vehículo en el momento en el que se tomó cada valor de la aceleración. Este dato va a ser importante ya que se pretende añadir al modelo la carga adicional que introducen los elementos aerodinámicos.

2.1 Modelo de transferencia de peso

Para el cálculo de las fuerzas generadas en la huella del neumático se ha seguido como referencia el procedimiento explicado en “Performance Vehicle Dynamics” de James Balkwill [5].

Se establece un balance de momentos en los diferentes escenarios de carga. En dicho balance se introducen las fuerzas de inercia que actúan en el centro de gravedad (CG) del vehículo y las fuerzas aerodinámicas que actúan en un punto denominado centro de presiones (CP).

El equilibrio de momentos se plantea para los diferentes escenarios de carga, que son: frenada, aceleración, entrada en curva, curva pura (no hay aceleración longitudinal), salida de curva y aceleración. De cada uno de estos escenarios se obtendrán las fuerzas en la huella de contacto necesarias para realizar los análisis de elementos finitos.

2.1.1 Fuerzas de inercia

Las fuerzas de inercia son las que actúan en el centro de gravedad del vehículo a causa de las aceleraciones, longitudinales y horizontales, que este experimenta en cada momento. Se denomina aceleración longitudinal a la que tiene la dirección del “eje x” y aceleración lateral a la que tiene la dirección del “eje y”. Se representa lo anterior en la

Para poder calcular la normal generada en la huella de contacto de cada rueda se deben plantear el equilibrio de fuerzas y momentos en dos planos diferentes. Por un lado, es necesario hacer el equilibrio en el plano longitudinal y, por otro lado, en el plano transversal.

2.1.1.1 Equilibrio en el plano longitudinal

Las fuerzas generadas en las diferentes situaciones dinámicas deben contrarrestarse con las reacciones en los neumáticos. En la Figura 2-1 se representan las fuerzas que actúan en el vehículo.

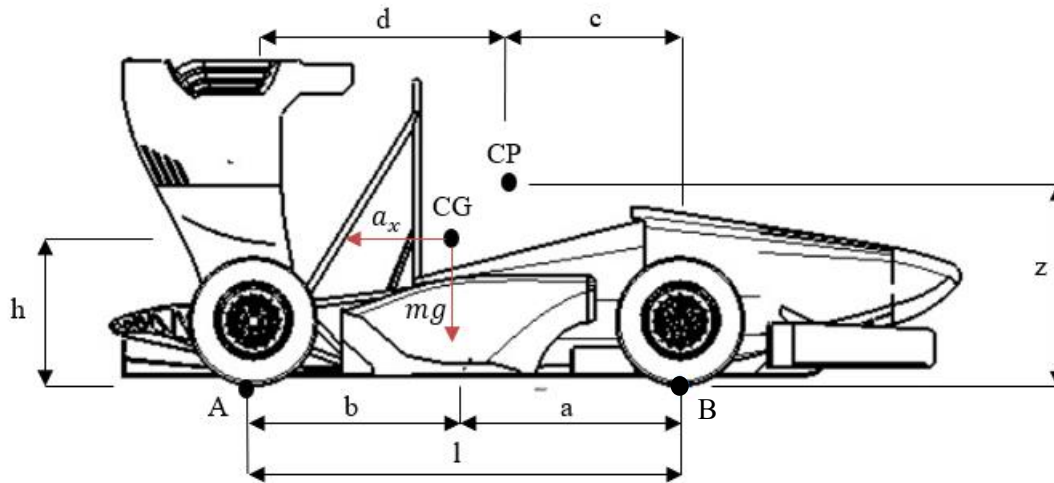


Figura 2-1. Equilibrio de fuerzas y momentos en el plano longitudinal

Para calcular la reacción en el eje delantero se va a establecer el equilibrio de momentos respecto al punto "A".

$$\sum_A M_i = 0$$

$$F_{zf} = mg \cdot \frac{b}{l} - ma_x \cdot \frac{h}{l}$$

Actuando del mismo modo respecto al punto "B" se obtiene la reacción en el eje trasero.

$$\sum_B M_i = 0$$

$$F_{zr} = mg \cdot \frac{a}{l} + ma_x \cdot \frac{h}{l}$$

Si se introduce el parámetro "ρ" que representa el reparto de pesos referido al eje delantero, es decir, el porcentaje de masa que es soportada por el eje delantero en estático y que depende de la posición del centro de gravedad. Este parámetro se calcula como a, que es la distancia del CG al eje delantero, entre l, que es la distancia total entre ejes.

$$\rho = \frac{a}{l}$$

El porcentaje de masa soportado por el eje trasero se calcula como.

$$1 - \rho = \frac{b}{l}$$

Introduciendo este parámetro en las expresiones anteriores.

$$F_{zf} = \rho mg - ma_x \cdot \frac{h}{l}$$

$$F_{zr} = (1 - \rho)mg + ma_x \cdot \frac{h}{l}$$

Si se analizan las expresiones obtenidas, se aprecia que la fuerza vertical en cada rueda depende de la ubicación del CG, de la distancia entre ejes y de la aceleración longitudinal experimentada.

2.1.1.2 Equilibrio en el plano transversal

De forma análoga al caso anterior, se puede plantear el equilibrio en el plano transversal. Este caso las reacciones en los neumáticos del lado izquierdo y derecho deben equilibrar los momentos generados por el peso del vehículo y la fuerza generada por la aceleración lateral. En la Figura 2-2 se representa lo anterior.

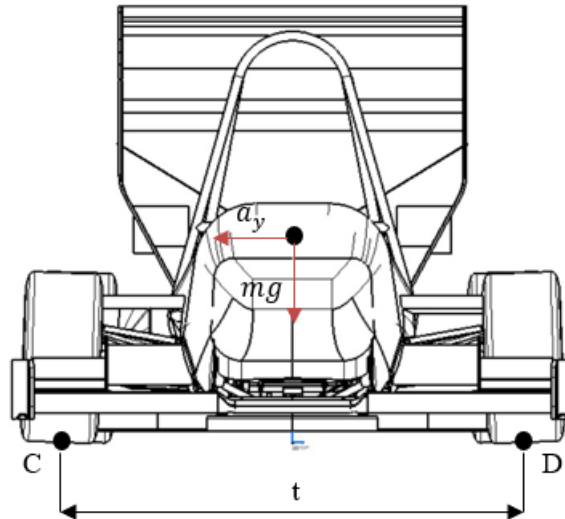


Figura 2-2. Equilibrio de fuerzas y momentos en el plano transversal

Para reacción en el lado izquierdo se establece el equilibrio de momentos respecto al punto “C”.

$$\sum_C M_i = 0$$

$$F_{zi} = \frac{mg}{2} - ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

En el caso de la reacción en el lado derecho el equilibrio se plantea respecto del punto “D”.

$$\sum_D M_i = 0$$

$$F_{zd} = \frac{mg}{2} + ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

Las expresiones anteriores serían válidas si el reparto de pesos entre el eje delantero y trasero fuese idéntico, sin embargo, esto no suele ser así en la mayoría de los coches. La rigidez torsional del chasis debido a la falta de simetría provoca que la transferencia de peso en el eje delantero y trasero no sea idéntica. Para introducir este factor de una forma sencilla se empleará en coeficiente ρ , visto en el apartado anterior.

$$F_{zif} = \rho \frac{mg}{2} - \rho ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

$$F_{zdf} = \rho \frac{mg}{2} + \rho ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

$$F_{zir} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} - (1 - \rho) ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

$$F_{zdr} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} + (1 - \rho) ma_y \cdot \frac{h}{t}$$

2.1.1.3 Caso general

En el Apartado 2.1.1.1 y Apartado 2.1.1.2 se han planteado por separado dos escenarios diferentes. Por un lado, una situación en la que solo hay aceleración longitudinal y por otro lado, un caso en el que solo actúa la aceleración lateral. En general, en un circuito suelen actuar las dos componentes de la aceleración de forma simultánea, por lo tanto, es preciso combinar ambos casos.

Si se analizan las expresiones obtenidas anteriormente, se puede deducir que el peso soportado por cada rueda dependerá de; el peso que recae en cada neumático en estático, más el que es transferido por la aceleración longitudinal, más el que es transferido por la aceleración lateral. Las expresiones que describen el modelo de transferencia de peso a causa de las fuerzas de inercia son las siguientes:

$$F_{zif} = \rho \frac{mg}{2} - \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} - \rho ma_y \frac{h}{t}$$

$$F_{zdf} = \rho \frac{mg}{2} - \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} + \rho ma_y \frac{h}{t}$$

$$F_{zir} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} + \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} - (1 - \rho) ma_y \frac{h}{t}$$

$$F_{zdr} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} + \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} + (1 - \rho) ma_y \frac{h}{t}$$

2.1.2 Fuerzas aerodinámicas

En un vehículo de competición como el que se trata en este trabajo, la aerodinámica juega un papel fundamental en el desempeño del monoplaza en las diferentes pruebas. Se diferencia entre dos tipos de fuerzas aerodinámicas.

Por un lado, está la componente horizontal de la fuerza aerodinámica que es la resistencia aerodinámica, más conocida como *drag* por su designación en el mundo anglosajón. Esta fuerza se opone al avance del vehículo y, por tanto, será deseable minimizarla.

Por otro lado, está la componente vertical de la fuerza aerodinámica denominada fuerza de sustentación. Esta es la responsable de que los aviones vuelen al generar una fuerza vertical de sentido ascendente. Por el contrario, en el mundo de la automoción lo que se pretende es que la fuerza generada sea en sentido descendente para aumentar la normal en la huella de los neumáticos y maximizar el agarre. En consecuencia, es conveniente maximizar esta fuerza aerodinámica.

En mayor o menor medida, los elementos capaces de generar fuerza de sustentación, más conocida en automoción como *downforce*, generan también resistencia aerodinámica. Según el propósito del vehículo se tenderá a disminuir el drag o maximizar el *downforce*.

Debido a las características de la Formula Student, con circuitos revirados y de rectas cortas, el paso por curva es más determinante que la velocidad punta alcanzada por el vehículo. Por tanto, el ART posee un conjunto de elementos aerodinámicos que generan una notable cantidad de *downforce*.

2.1.2.1 Centro de presiones, CP

Las fuerzas aerodinámicas son fuerzas de superficie, esto complica su tratamiento. Para poder introducir las en el modelo de transferencia de peso se deberá simplificar su interacción con el vehículo, reduciéndolas a una fuerza puntual. Según trabajos previos llevados a cabo por el equipo, se puede establecer una reducción de las fuerzas aerodinámicas a una fuerza puntual mediante un modelo CFD del vehículo y se calcula la siguiente ubicación para el centro de presiones.

Tabla 2-1. Posición del centro de presiones

Altura del CP (z) [mm]	Distancia respecto al eje delantero [mm]
585	832

La posición del centro de presiones no es un valor constante ya conforme aumenta la velocidad, la geometría de la suspensión varía ya que esta se comprime, además, la efectividad de los elementos aerodinámicos disminuye al aumentar la velocidad debido a que en la parte trasera el flujo de aire es turbulento, desplazando el centro de

presiones a la parte delantera. Por tanto, debemos simplificar este factor y asumir que la posición del punto es constante. Esta suposición es posible ya que para el rango de velocidades en el que se mueve el vehículo en las competiciones la variación del CP es pequeña.

El punto calculado se ha situado en el plano de simetría del monoplace. Para que eso sea correcto el aire debe incidir de forma paralela a dicho plano. Esto se cumple en recta, pero no en curva. Se van a distinguir dos tipos de curvas, curva lenta y curva rápida.

En curva lenta, el ángulo de incidencia del aire respecto al eje de simetría es grande y genera que el CP se desvíe significativamente, sin embargo, al ser la velocidad muy baja en este tipo de curvas el efecto de la aerodinámica es muy bajo y, por tanto, el error cometido es asumible.

En curva rápida, el ángulo de incidencia del aire respecto al eje de simetría es pequeño. Por esta razón, el error llevado al suponer que el centro de presiones está en el plano de simetría es pequeño.

En resumen se puede asumir que la posición del centro de presiones es constante en todo momento.

En las Figura 2-3 y Figura 2-4 se muestra la variación con la velocidad de la componente vertical y horizontal, respectivamente, de la fuerza aerodinámica. Como he comentado anteriormente, estas gráficas han sido obtenidas gracias a trabajos previos del departamento de Aerodinámica.

Como se ha comentado en la introducción de este capítulo, el hecho de conocer la velocidad a la que iba el monoplace a la hora de tomar los valores de aceleraciones permite mediante las gráficas introducir los valores de las cargas aerodinámicas en el CP para tener en cuenta su contribución en los diferentes escenarios de carga.

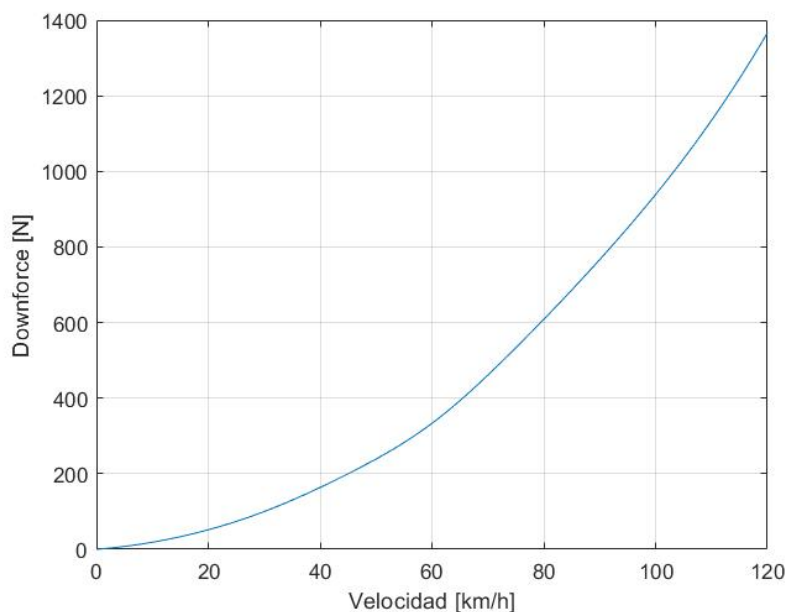


Figura 2-3. Variación de la fuerza de sustentación con la velocidad

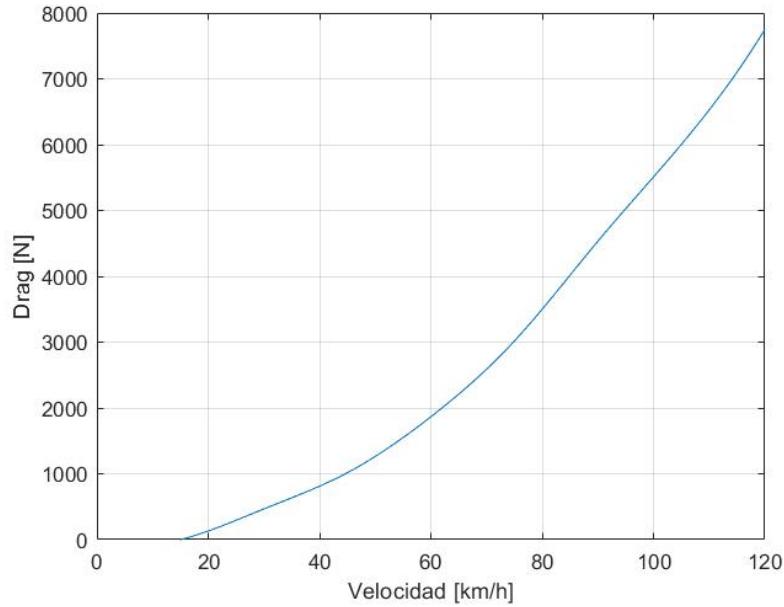


Figura 2-4. Variación la resistencia aerodinámica con la velocidad

2.1.2.2 Introducción de las fuerzas aerodinámicas en el modelo

Si se plantea el equilibrio en el plano longitudinal de forma similar a como se hizo en el Apartado 2.1.1.1, pero esta vez introduciendo únicamente las fuerzas aerodinámicas. Se llega a las siguientes ecuaciones:

$$F_{zif} = -\frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \frac{c}{l} \cdot \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdf} = -\frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \frac{c}{l} \cdot \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zir} = \frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \frac{d}{l} \cdot \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdr} = \frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \frac{d}{l} \cdot \frac{D_f}{2}$$

Si en las expresiones obtenidas se introduce el parámetro “ φ ”.

$$\varphi = \frac{c}{l}$$

$$1 - \varphi = \frac{d}{l}$$

Las ecuaciones anteriores quedan de la siguiente forma:

$$F_{zif} = -\frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \varphi \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdf} = -\frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + \varphi \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zir} = \frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + (1 - \varphi) \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdr} = \frac{1}{2}D_g \frac{z}{l} + (1 - \varphi) \frac{D_f}{2}$$

2.1.3 Modelo completo de transferencia de peso

Una vez estudiadas por separado las contribuciones de las fuerzas de inercia y de las fuerzas aerodinámicas, es necesario combinarlas para obtener un modelo global que permita, a partir de los datos de entrada: masa del vehículo, datos geométricos, aceleraciones y velocidad, obtener la fuerza vertical en la huella de contacto de cada neumático.

$$F_{zif} = \rho \frac{mg}{2} - \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} - \rho ma_y \frac{h}{t} - \frac{1}{2} D_g \frac{z}{l} + \varphi \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdf} = \rho \frac{mg}{2} - \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} + \rho ma_y \frac{h}{t} - \frac{1}{2} D_g \frac{z}{l} + \varphi \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zir} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} + \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} - (1 - \rho) ma_y \frac{h}{t} - \frac{1}{2} D_g \frac{z}{l} + (1 - \varphi) \frac{D_f}{2}$$

$$F_{zdr} = (1 - \rho) \frac{mg}{2} + \frac{1}{2} ma_x \frac{h}{l} + (1 - \rho) ma_y \frac{h}{t} - \frac{1}{2} D_g \frac{z}{l} + (1 - \varphi) \frac{D_f}{2}$$

Es preciso comentar que lo que se busca con el modelo es obtener las cargas en la situación de equilibrio, por ello se han despreciado los elementos de amortiguación. Estos elementos: amortiguadores, muelles, neumáticos, barra estabilizadora, etc. Afectan al transitorio, es decir, a la forma en la que se llega a la posición de equilibrio.

2.2 Fuerzas en la huella de contacto

El neumático es el elemento encargado de contrarrestar las fuerzas que se generan en las diferentes situaciones dinámicas para que el piloto pueda realizar la trazada deseada en cada momento. En consecuencia, en la huella de contacto entre la rueda y el asfalto se generarán fuerzas en sentido perpendicular y paralelo al neumático para equilibrar la fuerza lateral y longitudinal que se ha visto en el apartado anterior.

El agarre que es capaz de ejercer un neumático es una cuestión compleja y escapa al propósito de este trabajo, pero digamos que este depende de varios factores como:

- Velocidad relativa entre el punto de contacto y la carretera
- Tipo de asfalto sobre el que se circula
- Condiciones ambientales (humedad y temperatura)
- Presión de llenado [6]

Todos los factores anteriores modifican el coeficiente de fricción del neumático, sin embargo, atendiendo a la expresión de la fuerza de rozamiento, otro aspecto importante es la fuerza normal en la huella de contacto.

$$|F_{roz}| \leq \mu |F_z|$$

Dado que no se conoce con exactitud el coeficiente de fricción de cada neumático, pero si se sabe que el vehículo tiene el mismo compuesto en las cuatro ruedas. Es razonable suponer que los coeficientes μ de los cuatro neumáticos son todos iguales y, por ende, las fuerzas en la huella de contacto dependerán exclusivamente de la carga vertical soportada por cada uno.

Considerando lo anterior y teniendo un modelo que permite conocer la carga vertical en el neumático, se puede hacer el siguiente planteamiento.

En cada huella de contacto se van a generar dos fuerzas una en sentido perpendicular al vehículo y otras en sentido longitudinal. Las primeras deben equilibrar la fuerza centrípeta y las segundas la fuerza longitudinal. Cada neumático ejercerá una fuerza proporcional al porcentaje de carga vertical que soporta respecto al total.

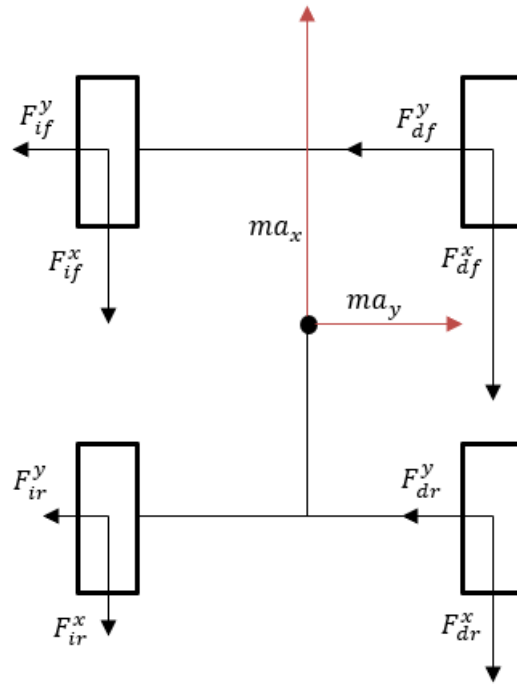


Figura 2-5. Equilibrio de fuerzas en el plano horizontal

$$\%FL = \frac{F_{zif}}{F_{zif} + F_{zdf} + F_{zir} + F_{zdr}}$$

$$\%FR = \frac{F_{zdf}}{F_{zif} + F_{zdf} + F_{zir} + F_{zdr}}$$

$$\%RL = \frac{F_{zir}}{F_{zif} + F_{zdf} + F_{zir} + F_{zdr}}$$

$$\%RR = \frac{F_{zdr}}{F_{zif} + F_{zdf} + F_{zir} + F_{zdr}}$$

$$F_{xif} = \%FL \cdot ma_x$$

$$F_{yif} = \%FL \cdot ma_y$$

$$F_{xdf} = \%FR \cdot ma_x$$

$$F_{ydf} = \%FR \cdot ma_y$$

$$F_{xir} = \%RL \cdot ma_x$$

$$F_{yir} = \%RL \cdot ma_y$$

$$F_{xdr} = \%RR \cdot ma_x$$

$$F_{ydr} = \%RR \cdot ma_y$$

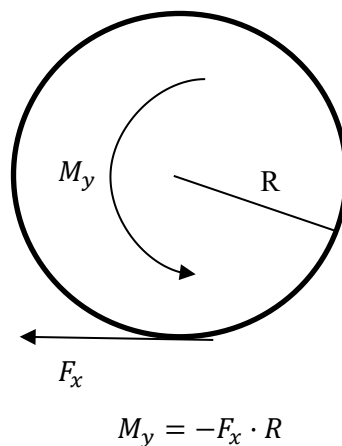
Ahora son conocidas todas las fuerzas en la huella de contacto. Lo siguiente será particularizar el cálculo para el caso de la aceleración positiva, es decir, para cuando el vehículo aumente de velocidad.

En esta situación dadas las características del ART que es de tracción trasera, es en el eje trasero donde se realiza todo el trabajo. Por tanto, en este caso simplemente se dividirá la fuerza longitudinal entre dos y esa será la fuerza generada en la huella de contacto de cada neumático del eje trasero.

2.3 Momento de frenada

Por último, falta por tener en cuenta la fuerza que debe soportar la mangueta cuando se frena el vehículo ya que la pinza de freno que es el elemento encargado de hacer esta acción está atornillada a la pieza.

Las pastillas de la pinza friccionan con el disco de freno, introduciendo un momento en la mangueta. Como en todos los cálculos efectuados en este trabajo se pretende estar siempre del lado de la seguridad. Es por ello que se van a despreciar la ayuda que aporta la resistencia aerodinámica y se va a calcular el momento de frenada como aquel necesario para contrarrestar la fuerza longitudinal en la huella de contacto, de tal forma que la rueda quede bloqueada y no gire.



2.4 Cargas en las situaciones dinámicas

Haciendo uso de las ecuaciones planteadas en las secciones anteriores es posible determinar las cargas que se inducen en la mangueta en las diferentes situaciones que se pretenden estudiar.

Para ello se cuenta con los siguientes datos geométricos.

Tabla 2-2. Datos geométricos

h [mm]	z [mm]	t [mm]	l [mm]	ρ	φ	R [mm]
285	585	1175	1535	0,5067	0,542	228,5

En la Tabla 2-3 se va a presentar los datos concretos de aceleraciones y velocidades empleados en cada caso. Tal y como se comentó al inicio de este capítulo, los datos han sido extraídos de un registro que se elaboró en Formula Student Netherlands 2018.

Tabla 2-3. Datos dinámicos

	$a_x \left[\frac{m}{s^2} \right]$	$a_y \left[\frac{m}{s^2} \right]$	$v \left[\frac{km}{h} \right]$
Aceleración	9,73	0	50,46
Frenada	-13,73	0	60,72
Entrada en curva	-10,17	-10,42	46,78
Curva	0	-18,74	63,20
Salida de curva	5,13	-5,01	56,54

En las siguientes subsecciones se van a presentar los valores de cargas obtenidos en los diferentes casos. A continuación, se muestra una imagen del modelo empleado.

Cabe mencionar que los datos de aceleraciones se han introducido en “g’s” ya que en el registro se encuentran en esa unidad. En la tabla anterior las aceleraciones se han expresado en unidades del Sistema Internacional.

También es preciso comentar que a las cargas calculadas se les ha aplicado un coeficiente de seguridad de 1,5 que se considera adecuado dada la metodología en la forma de obtener las cargas y la finalidad de la pieza.

Tabla 2-4. Modelo en Excel

Modelo de transferencia de peso			
Velocidad [km/h]		60	
F_FL [N]	835.7240074	F_FR [N]	459.5484509
W_FL [kg]	85.21709059	W_FR [kg]	46.85922819
%FL	25.43%	%FR	13.98%
Gx [g's]		0.523	
		Gy [g's]	
		-0.511	
F_RL [N]	1188.729455	F_RR [N]	802.9592189
W_RL [kg]	121.2123437	W_RR [kg]	81.87613122
%RL	36.16%	%RR	24.43%
Downforce [N]		Drag [N]	
350		162	

Fuerzas en la huella de contacto y momento debido a la frenada (coef. 1,5 aplicado)			
Fx [N]	585.31	Fx [N]	321.85
Fy [N]	-571.8770311	Fy [N]	-314.464107
Fz [N]	1253.59	Fz [N]	689.32
Brake [Nm]	200.61	Brake [Nm]	110.31
Gx [g's]		0.523	
		Gy [g's]	
		-0.511	
Fx [N]	832.54	Fx [N]	562.36
Fy [N]	-813.4348964	Fy [N]	-549.4564355
Fz [N]	1783.09	Fz [N]	1204.44
Brake [Nm]	285.35	Brake [Nm]	192.75

2.4.1 Resultados

Tabla 2-5. Fuerzas en la huella de contacto y momento de frenada

	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_y [Nm]
Aceleración	0	0	776,14	0
Frenada	-2189,55	0	1778,5	750,47
Entrada en curva	-2073,76	-2123,76	2171,88	710,78
Curva	0	-3698,80	2235,20	0
Salida de curva	0	-571,88	1253,59	0

En esta tabla se muestran las fuerzas que actúan en la huella de contacto del neumático delantero. Pese a que hay dos neumáticos en el eje delantero, solo se muestran la fuerzas de aquel que soporta una mayor carga. Además, se puede apreciar como la importancia de la aceleración y la salida curva es menor en comparación con el resto de los escenarios. Por tanto, en el siguiente capítulo no se va a considerar.

3 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Uno de los grandes descubrimientos que un hombre puede hacer, una de sus grandes sorpresas, es encontrar que puede hacer lo que temía que no podía hacer.

-Henry Ford-

En este capítulo se realiza un análisis de elementos finitos para ver las tensiones que se alcanzan en la pieza con la geometría actual. Considerando las tensiones alcanzadas, se evaluará la posibilidad de reducir masa de la pieza haciendo un rediseño de esta para su elaboración mediante técnicas de fabricación aditiva. Para ello se va a realizar una breve explicación de que es el método de los elementos finitos; se va a mostrar la malla generada para realizar dicho análisis, las restricciones de contorno impuestas y la forma en la que se han introducido las cargas en la mangueta; por último, se van a analizar los resultados obtenidos. Para todo esto se usarán los programas de Altair que es patrocinador del equipo ARUS.

3.1 Método de los Elementos Finitos

A continuación se introduce en qué consiste el Método de los Elementos Finitos para poner en contexto los diferentes pasos a la hora de ejecutar el modelo que se verán en los apartados siguientes.

El Método de los Elementos Finitos (MEF) surgió como una extensión de los conceptos que en las décadas de los 40 y 50 se manejaban sobre el análisis estructural de sistemas de barras. “El primer trabajo de este método surgió en el año 1956 debido a Turner, Clough, Martin y Topp, empleándose por primera vez el término “Elemento Finito” por primera vez en 1960 introducido por Clough” [7].

Este método parte de la idea de discretizar el dominio de estudio de modo que se llegue a una solución aproximada del problema real. Esto es necesario dada la gran complejidad de la mayoría de los problemas en el ámbito de la elasticidad, si bien el planteamiento de problemas de gran dificultad es posible haciendo uso de la teoría de la elasticidad, su resolución resulta imposible en la mayoría de los casos. Esto motiva el desarrollo del MEF, aplicable a problemas de diversas índoles: magnetismo, mecánica de fluidos, transmisión de calor, etc.

Para ello, en primer lugar, se sustituye el dominio continuo por uno discreto que aproxima el original. Esta discretización acarrea la generación de elementos y nodos.

En segundo lugar, se asocian unas funciones que describen los desplazamientos en el elemento. Con estas lo que se hace es establecer un número finito de grados de libertad en el dominio completo, el problema pasa de tener infinitos grados de libertad a un número N de grados de libertad.

En función del material y de las funciones previamente definidas se calculan unas matrices elementales para cada elemento del dominio.

Posteriormente se ensamblan las matrices elementales para obtener la matriz global del sistema, K .

También se calcula el vector de cargas, F , que depende de las cargas exteriores conocidas y que, al igual que en el caso de las matrices elementales, se calcula para cada elemento y luego se ensambla para construir un vector global. Además, se aplican las condiciones de contorno en desplazamientos, habiendo desplazamientos conocidos (aquellos a los que se les ha aplicado la condición de contorno) y otros desconocidos (que constituyen las incógnitas).

Finalmente, el problema queda formulado de la siguiente forma:

$$K \cdot U = F$$

K es la matriz de global del sistema.

U es el vector de desplazamientos, compuesto de desplazamientos conocidos y libres.

F es el vector de fuerzas, compuesto de fuerzas externas y reacciones en los nodos con desplazamientos restringidos.

Conocidos los desplazamientos, las ecuaciones de la elasticidad permiten obtener las deformaciones y las tensiones.

Existen empresas de software que desarrollan programas especializados en el ensayo mediante MEF de pieza para diferentes disciplinas. En lo que incumbe a este trabajo, algunas de las más destacadas son las siguientes: ANSYS (Ansys Mechanical), Autodesk (Nastran), Dassault Systèmes (Abaqus), Altair (Hyperworks).

La mayoría de los programas de elementos finitos siguen la misma estructura diferenciando tres módulos principales.

El primer módulo es el preprocesador, en este módulo se puede generar o editar la geometría, aunque, por lo general, se usan programas CAD (*Computer Aided Design*) especializados como CATIA o SolidWorks. También, se elabora la malla, que es la discretización del dominio de la pieza y se añade el material del que está hecha la pieza. Finalmente, se introducen las cargas y las condiciones de contorno en desplazamientos.

El segundo de los módulos es el procesado, en él se resuelve el problema que ha sido formulado en el preprocesador.

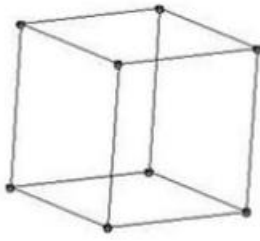
Por último tenemos el post procesador, cuya función es mostrar los resultados de una forma visual para que puedan ser interpretados por el usuario. Del procesador salen valores de desplazamientos asociados a cada nodo y tensiones en cada elemento. Para que todos los datos obtenidos puedan ser interpretados por el usuario este último módulo hace representaciones gráficas de la pieza donde mediante una escala de colores se pueden ver la variación de diversas magnitudes como: tensiones, desplazamientos o deformaciones.

Todos los módulos anteriormente descritos pueden pertenecer al mismo desarrollador de software o se pueden importar de uno a otro, aunque no pertenezcan al mismo desarrollador siempre que haya compatibilidad entre los archivos que genera el primero y que admite el segundo. Por ejemplo, se puede plantear el problema en el preprocesador de Hyperworks y se puede resolver con el procesado de Abaqus. En este trabajo se han empleado las herramientas de Altair.

3.2 Discretización de la pieza

El primer paso a la hora de hacer el análisis de la pieza es generar la malla, que es como se suele denominar al proceso de discretizar el dominio de la pieza. Para ello se pueden emplear diferentes tipos de elementos, usando siempre el mismo o incluso combinándolos entre sí. El programa empleado, Hyperworks, soporta los siguientes tipos de elementos (solo se muestran los elementos tridimensionales ya que para la pieza los elementos 1D y 2D no son válidos) [8].

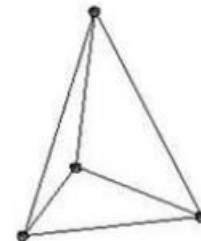
- Elementos de primer orden



Elementos hexa

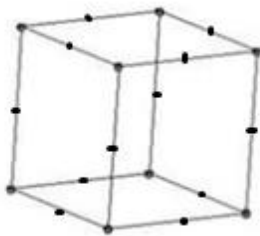


Elementos penta

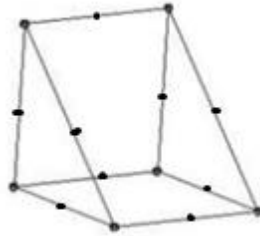


Elementos tetra

- Elementos de segundo orden



Elementos hexa



Elementos penta



Elementos tetra

La diferencia entre los elementos de primer y segundo orden es que estos últimos cuentan con un mayor número de nodos y, por tanto, las funciones pueden tener más términos y ser más precisas.

Por otro lado, los elementos hexaédricos permiten obtener mallas estructuradas, lo cual no implica necesariamente mejores resultados, pero sí un menor coste computacional. Por el contrario, los elementos tetraédricos son aptos para geometrías complejas que no pueden ser malladas de forma estructurada, esta versatilidad involucra un mayor coste computacional.

En la Figura 3-1 se muestra la geometría de la pieza que se pretende estudiar.

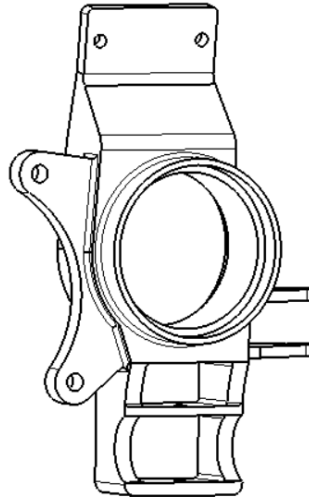


Figura 3-1. Geometría original

Dada su forma algunas zonas de la geometría podrán ser malladas mediante una malla estructurada de elementos hexaédricos.

Antes de comenzar lo primero es simplificar la geometría de la pieza eliminando elementos que no son indispensables en la pieza. Un ejemplo claro son los redondeos cuya función es reducir la concentración de tensiones pero que dificultan el proceso de generación de la malla.

En la Figura 3-2 se puede apreciar la discretización realizada, se trata de una malla estructurada de elementos hexaédricos y pentaédricos; para ello ha sido necesario eliminar los redondeos de la pieza que se ven en la Figura 3-1 e ir dividiendo la pieza en partes simples que pudiesen ser malladas de forma estructurada, siempre asegurando la conectividad entre las diferentes mallas. La conectividad es el hecho de que los nodos que limitan una región estén conectados con los de la contigua de tal forma que no se produzcan “saltos” entre mallas.

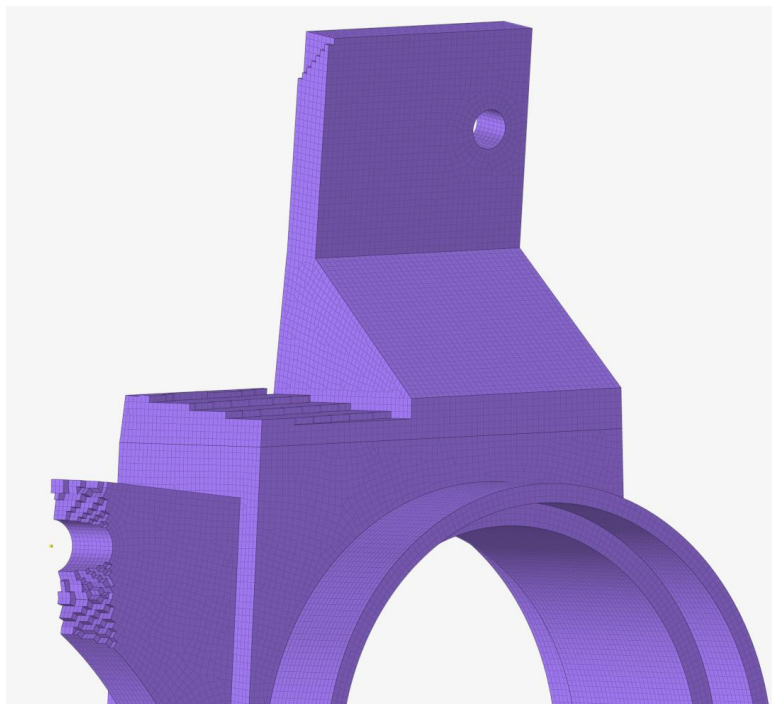


Figura 3-2. Malla generada

Para los elementos se ha seleccionado un tamaño característico de 1 mm. En las zonas de los orificios donde van los tornillos para tener una mayor resolución se ha particionado la geometría y se ha aumentado la densidad de los elementos.

3.3 Condiciones de contorno

Generada la malla, es el momento de introducir las condiciones de contorno en desplazamientos y en fuerzas. Para simular de forma correcta los escenarios de carga es necesario estudiar cómo se introducen las cargas en la mangueta y como se limitan los desplazamientos de esta.

3.3.1 Desplazamientos

Para poder realizar un análisis estático de cargas, como el que se va a hacer, es preciso restringir los movimientos como sólido rígido de la pieza que se pretende estudiar. Los grados de libertad de la mangueta se van a limitar en tres puntos diferentes de forma que el modelo sea lo más realista posible. En la Figura 3-3 se muestra el montaje de la mangueta y los triángulos de la suspensión y se señalan los puntos en los que se van a restringir grados de libertad. En los siguientes párrafos se van a detallar los grados de libertad que se limitan, hay que tener en cuenta que hay seis grados de libertad, tres desplazamientos y tres rotaciones

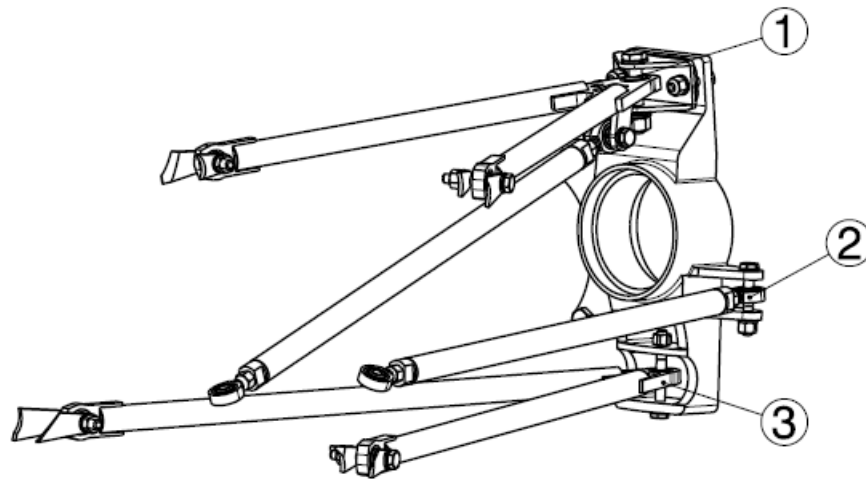


Figura 3-3. Puntos con desplazamientos restringidos

El punto 1 es la unión del triángulo superior con la mangueta. Esta se realiza usando una pieza en forma de U que está atornillada a la mangueta. Además, la barra de *pull*, encargada de transmitir las cargas al amortiguador, se conecta el triángulo superior; por tanto, los desplazamientos en el plano que forman las dos barras del triángulo están restringidos y, debido a que se trata de un análisis estático, se supone que el amortiguador está en un punto de equilibrio del cual no se desplaza, por lo que el *pull* impide el desplazamiento en la dirección normal al plano anterior. En consecuencia, los desplazamientos en cualquier dirección están restringidos, sin embargo, todas las rotaciones están permitidas ya que el triángulo se une a la mangueta mediante una rótula.

El punto 2 es la unión de la barra de la dirección con la mangueta. En este punto únicamente está restringido el desplazamiento en la dirección de la barra, los demás giros y desplazamientos están permitidos. El mencionado desplazamiento está restringido ya que se supone que el piloto está ejerciendo una fuerza en el volante para mantener la rueda en esa posición.

El punto 3 es la unión del triángulo inferior con la mangueta. Al igual que en el punto 1, el triángulo impide los desplazamientos en las direcciones contenidas en el plano que forman las dos barras, sin embargo, al contrario que en el triángulo superior, el desplazamiento en la dirección perpendicular al plano mencionado sí está permitido. Del mismo modo que en los otros casos, las uniones de las barras con la mangueta se hacen mediante rótulas, por lo que todas las rotaciones están permitidas.

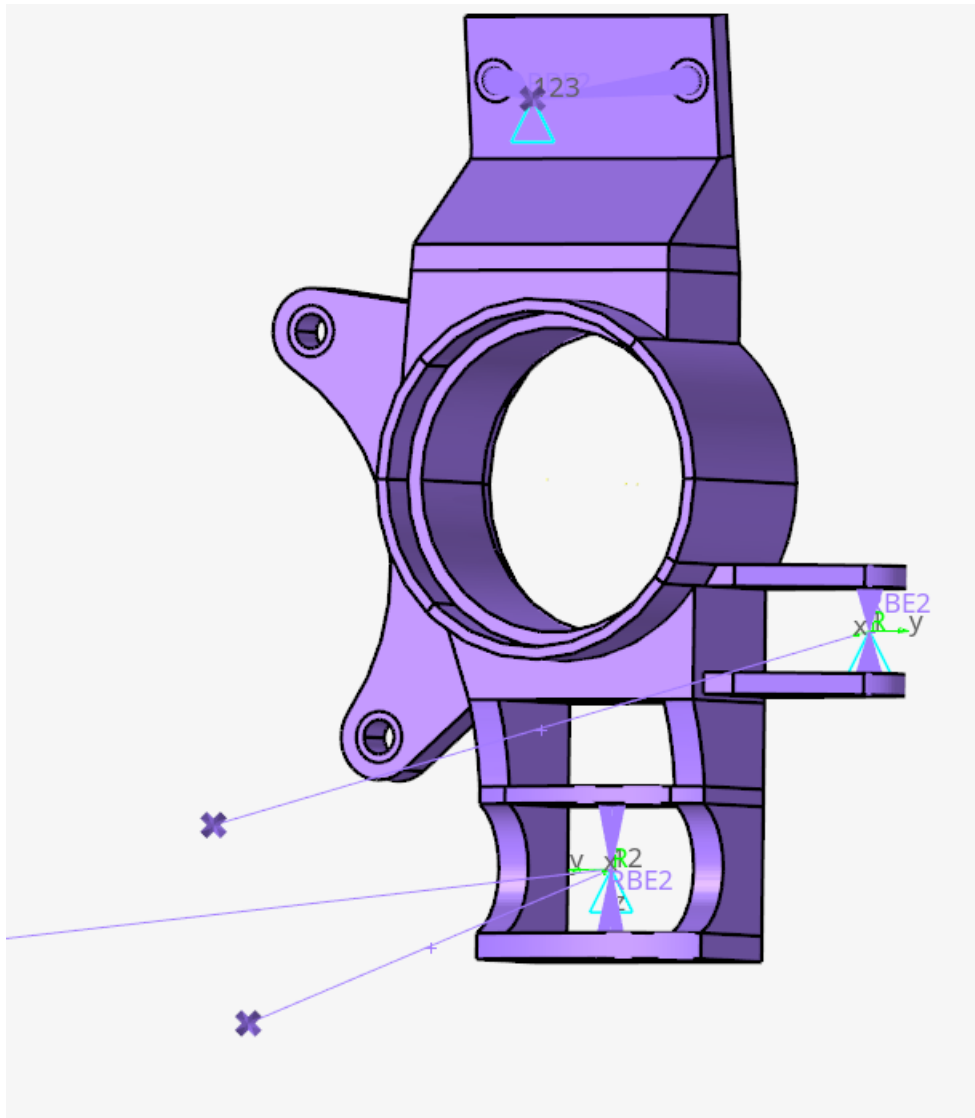


Figura 3-4. Desplazamientos restringidos

Los triángulos de color azul claro señalan los puntos cuyos grados de libertad han sido restringidos, los sistemas de coordenadas verdes son sistemas locales empleados para limitar de forma adecuada los desplazamientos, por último, están los elementos que conectan los puntos restringidos con los nodos de los orificios, son elementos RBE2.

Estos elementos RBE2 son elementos rígidos que sirven para conectar un nodo independiente con otro u otros nodos dependientes. Este elemento puede relacionar los grados de libertad del nodo dependiente con los de los nodos independientes. Son uniones 1D que aportan rigidez adicional al modelo. Se usan frecuentemente para simular uniones atornilladas y en restricciones de grados de libertad [9].

Dado que los valores de tensiones y desplazamientos en los tornillos no son de interés en este caso, no es necesario simularlo y, además, al ser de acero, la rigidez de los tornillos es muy superior a la de la mangueta, por tanto, es una simplificación asumible.

3.3.2 Cargas

En la Figura 1-5 se muestra el montaje de la suspensión delantera. En el capítulo 2 se vio que las fuerzas se generan en la huella de contacto, posteriormente, estas fuerzas viajan por el neumático hasta la llanta, la cual va atornillada al eje de la rueda. Este eje se acopla a la mangueta mediante dos rodamientos que se encuentran alojados en el orificio cilíndrico central, ver Figura 3-1, de forma que las cargas que se originaron en la huella de contacto se transmiten a la mangueta a través de los rodamientos.

Por otro lado, también se vio que cuando el coche frena se genera un momento que es introducido en la mangueta a través de la pinza de freno.

Para introducir las cargas que se generan en la huella se van a emplear elementos rígidos tipo RBE2 que simularán la rigidez adicional que añade el eje y los rodamientos. Estos elementos van a conectar la huella de contacto (punto rojo), donde se introducirán las cargas, con la superficie de asiento de los rodamientos en la mangueta. También se va a unir el centro del eje (punto naranja), donde se introduce el momento de frenada, con la zona en la que va atornillada la pinza de freno. En los mencionados puntos se introducirán las cargas de los diferentes escenarios.

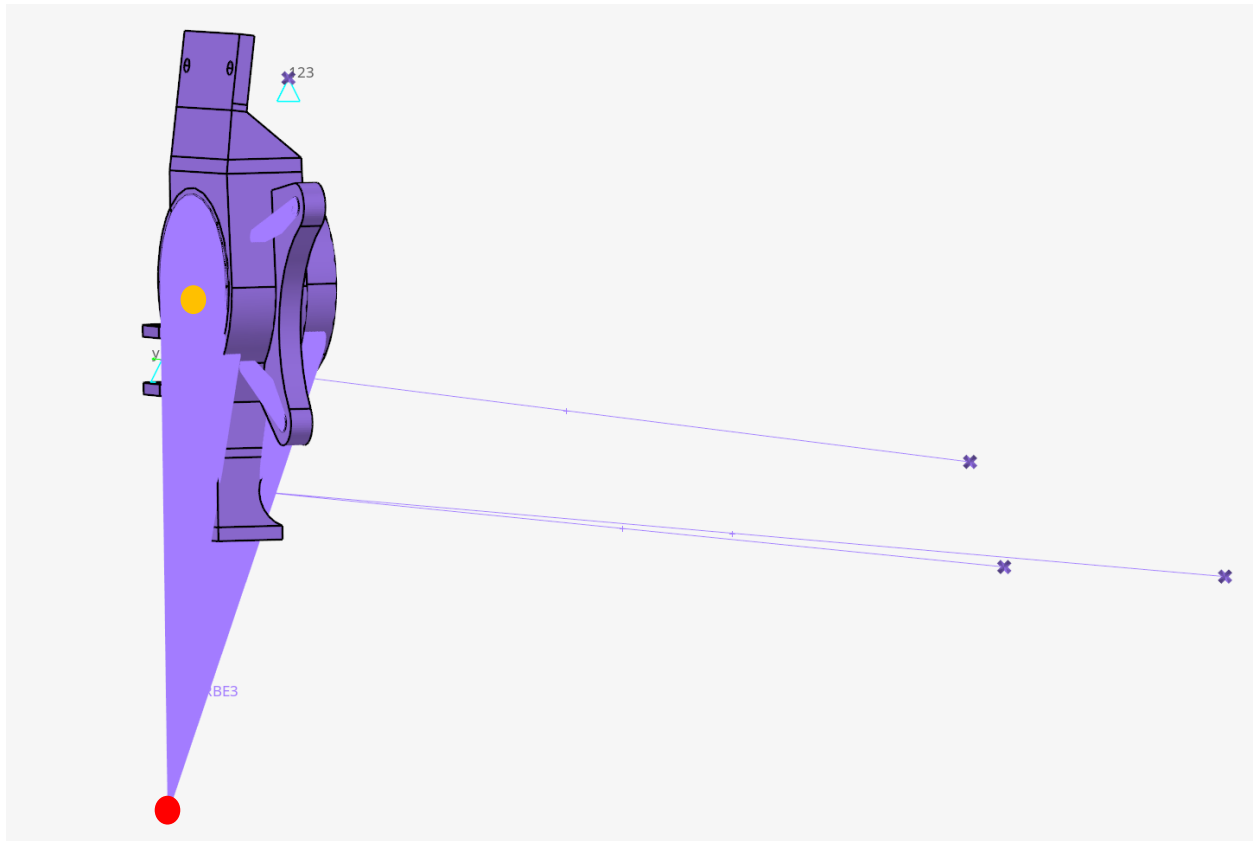


Figura 3-5. Elementos RBE2 que comunican las cargas

3.4 Material

Por último, antes de poder ejecutar la simulación de elementos finitos es necesario asignar una propiedad a los elementos que conforman la malla. Esto se puede hacer seleccionando directamente los elementos o bien aplicando la propiedad al componente que ha sido mallado y que, indirectamente, esta se aplique en los elementos.

Antes de poder aplicar la propiedad es preciso definir las cualidades mecánicas del material que la constituye. Para este ensayo se va a usar el aluminio 7075-T6.

Esta aleación pertenece a los aluminios de la serie 7XXX que son aleaciones tratables térmicamente de moderada a muy alta resistencia, por lo que son ideales para piezas sometidas a tensiones. Sin embargo, son sensibles a la corrosión bajo tensión, por tanto, se le aplica un tratamiento de temper sobre envejecido (T6) para conseguir una mejor relación entre resistencia mecánica, resistencia a la corrosión y resistencia a la fractura.

La aleación previamente mencionada es de uso bastante común en la industria, es fácilmente mecanizable, como la mayoría de los aluminios, tiene un coste asumible y presenta una relación peso resistencia bastante buena.

Tabla 3-1. Propiedades mecánicas aluminio 7075-T6 [10]

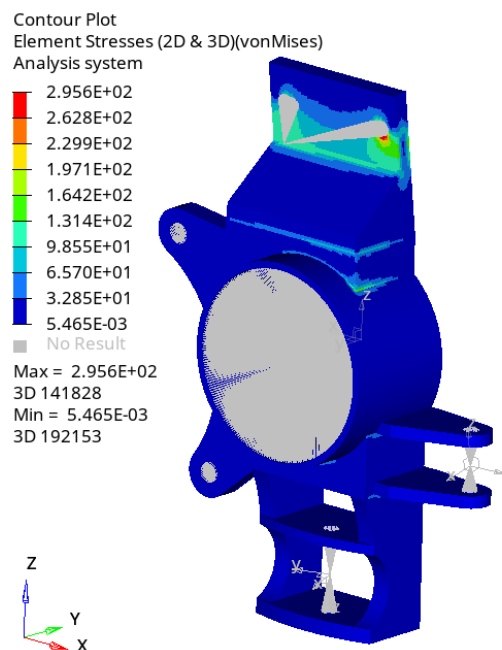
Tensión de rotura, σ_u	560 MPa
Tensión de fluencia, σ_y	480 MPa
Módulo de elasticidad, E	70 GPa
Módulo de cizalladura, G	26 GPa
Coefficiente de Poisson, ν	0,32
Densidad, ρ	2,81 g/cm ³

3.5 Resultados

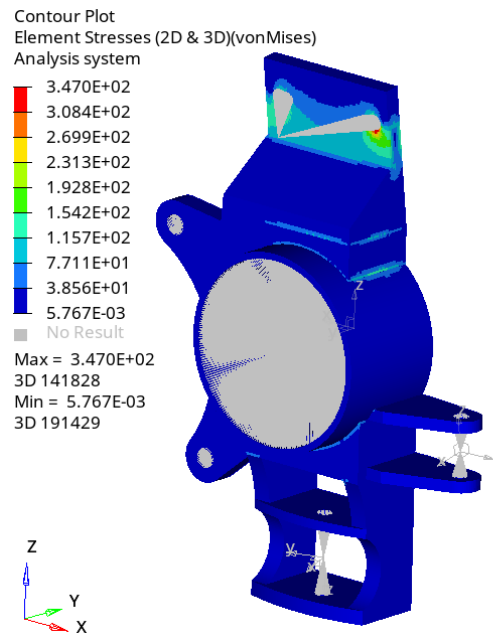
Finalizada ya la elaboración del modelo en el preprocesador es el momento de calcular la solución al problema elástico planteado con el *solver* y finalmente visualizar los resultados obtenidos mediante el post procesador.

A continuación, se muestran los resultados que se han obtenido de la simulación. Como se mencionó al final del anterior capítulo, no se han simulado los casos de la aceleración y salida de curva ya que las cargas en estas situaciones son mucho menores que en los otros casos.

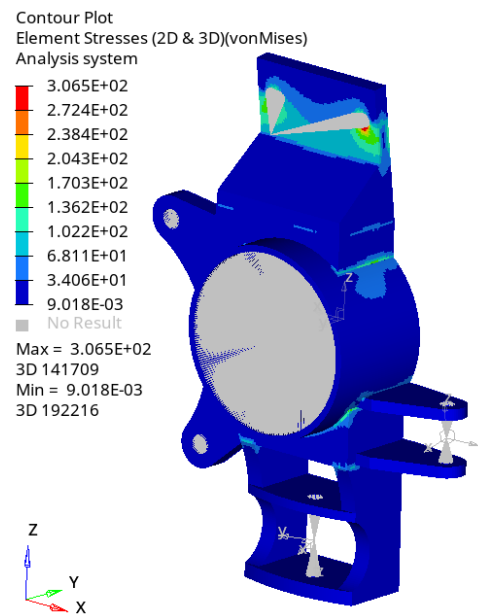
- Frenada



- Entrada en curva



- Curva



Se puede apreciar como las tensiones alcanzadas son menores que la tensión de von Mises, por tanto, según este criterio el material no plastifica. Además, las mayores tensiones se dan en la zona de anclaje del triángulo superior siendo en el resto de la pieza relativamente bajas.

Por tanto, a tenor de los resultados, hay margen para optimizar topológicamente la pieza.

4 OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

El arquitecto del futuro se basará en la imitación de la naturaleza, porque es la forma más racional, duradera y económica de todos los métodos. – Antoni Gaudí –

En este capítulo se va a abordar el rediseño de la mangueta con el objetivo de reducir el peso de la misma, para ello se va a realizar una optimización topológica de la pieza haciendo uso de Altair Inspire y de Hyperworks.

La optimización topológica está experimentando un fuerte crecimiento en los últimos años a raíz del desarrollo de software especializado y de tecnologías de fabricación aditiva. Sin embargo, el concepto de optimización topológica, entendido como la distribución eficiente del material para resistir las cargas con el mínimo volumen, no es novedoso. Del mismo modo que sucede en muchos aspectos de la ingeniería, las innovaciones que aplica el ser humano en sus diseños son soluciones inspiradas en la observación de los seres vivos, a los que el proceso de evolutivo ha ido adaptando al medio que los rodea.

Uno de los casos más llamativos es el de los huesos humanos que, pese a tener una gran porosidad son capaces de soportar las cargas de forma óptima con un peso contenido facilitando la movilidad. Esto es así debido a que la estructura porosa interna está alineada con las direcciones de las tensiones principales. Esto permite resistir las cargas con una mínima cantidad de material [11].

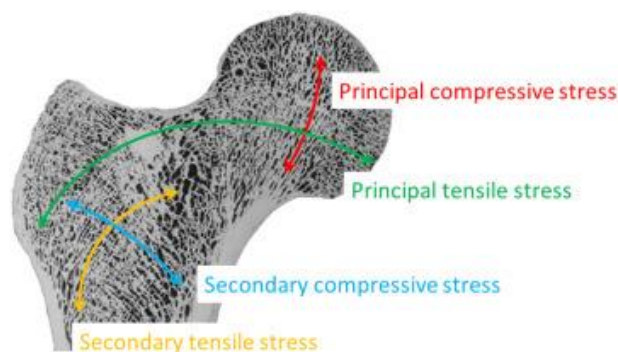


Figura 4-1. Estructura ósea adaptada a las tensiones

Otro ejemplo, que se encuentra en la naturaleza es como los árboles crecen de tal modo que son capaces de soportar su peso propio y las cargas del viento de forma eficiente. Adaptaciones de esto llevadas a cabo por el hombre pueden ser vistas en La Sagrada Familia, de Gaudí o en el aeropuerto de Stuttgart en el ámbito de la ingeniería estructural.

4.1 Principios de la optimización topológica

Existen diversos tipos de optimización, estos se muestran en la Figura 4-2. En primer lugar, a) representa la optimización de tamaños. Se aplica frecuentemente en estructuras de barras para dimensionar estas en función de cómo son solicitadas.

En segundo lugar, b) ejemplifica la optimización de forma. Esta consiste en modificar la forma de algunos elementos manteniendo la morfología general de la pieza.

Por último, c) refleja la optimización topológica que es en la que se centra este trabajo y en la cual, partiendo de un dominio inicial, Ω , en dos o tres dimensiones, se van seleccionando las zonas de dicho dominio donde es necesario que el material permanezca, Ω^{mat} y por tanto, se elimina de las zonas en las que el material no es solicitado [12].

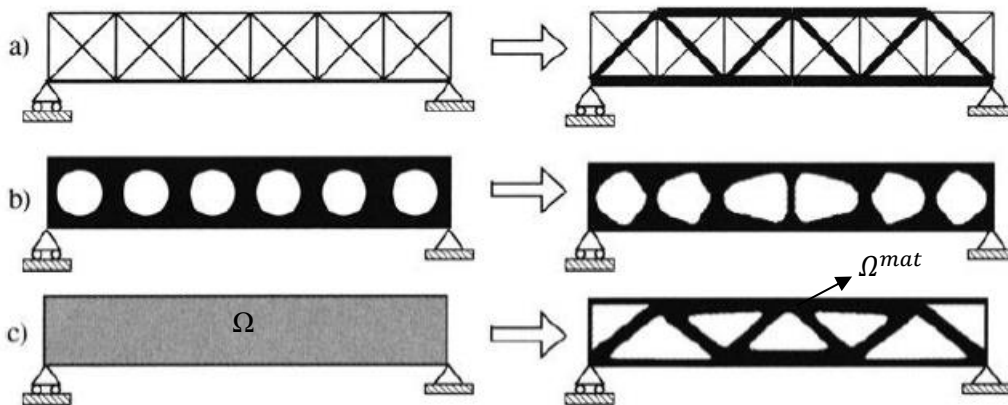


Figura 4-2. Tipos de optimización

Se puede definir el diseño óptimo del dominio Ω^{mat} como el problema de optimizar la elección del tensor de rigidez $E_{ijkl}(x)$ que es variable en el dominio. Esta variable puede tomar diferentes valores.

$$E_{ijkl}(x) = 1_{\Omega^{mat}}(x)E_{ijkl}^0; \quad 1_{\Omega^{mat}} = \begin{cases} 1 & \text{si } x \in \Omega^{mat} \\ 0 & \text{si } x \in \Omega \setminus \Omega^{mat} \end{cases}$$

La expresión anterior refleja que si el punto a analizar pertenece al dominio de material solicitado su rigidez será E_{ijkl}^0 , definida por las propiedades del material. Sin embargo, si este punto se halla en una zona del dominio Ω que no pertenece a Ω^{mat} , la rigidez asignada tendrá su valor mínimo. Se puede apreciar que el problema de valores discretos distribuidos en el dominio, con zonas de material y otras de no material. El enfoque más común es sustituir las variables discretas por variables continuas y luego introducir alguna forma de penalización que lleve la solución a valores discretos. De este modo se hace depender la rigidez del material de una función que es interpretada como la densidad del material, constituyendo esta la variable de diseño. Se requiere que la solución arroje zonas de material y otras de no material, de modo que los valores intermedios de densidad deben ser penalizados. Una forma muy extendida y eficiente de penalización es el SIMP-model (*Solid Isotropic Material with Penalization*):

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p E_{ijkl}^0; \quad p > 1$$

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V; \quad 0 \leq \rho(x) \leq 1, \quad x \in \Omega$$

El exponente p debe ser mayor que uno para penalizar las densidades intermedias. En la práctica se suele trabajar

con un valor de $p \geq 3$. Por otro lado, se aprecia como la variable $\rho(x)$ es la densidad ya que su integral en el dominio Ω es menor igual al volumen de la pieza final, siendo este menor o igual que el volumen del dominio inicial.

Las diversas soluciones disponibles en el mercado como pueden ser Altair Inspire [13] y Fusion 360 [14], entre otras; usan el MEF para resolver el problema de optimización y asignar valores de densidad a los elementos. El usuario en la parte de post procesado puede filtrar la solución para que muestre los elementos comprendidos en un cierto intervalo de densidades.

4.1.1 Posibles objetivos de una optimización topológica

Una vez definido el dominio que se pretende optimizar e introducidas las cargas y las restricciones de desplazamientos es necesario definir unos objetivos a optimizar. En función de los objetivos que se establezcan los resultados de las optimizaciones pueden variar.

El programa que se emplea en este trabajo, Altair Inspire, permite seleccionar tres objetivos para llevar a cabo la optimización topológica.

En primer lugar, se puede maximizar la rigidez. Cuando se elige esta opción la forma generada en el espacio de diseño es tal que se minimiza el desplazamiento en el modelo. Para llevar a cabo este tipo de optimización es necesario, obligatoriamente, definir un objetivo de masa. Opcionalmente se pueden aplicar restricciones a las frecuencias de vibración y restricciones a los desplazamientos [15].

En segundo lugar, es posible maximizar la frecuencia de vibración. Esto genera una forma con la frecuencia de vibración lo más alta posible. Si se elige este tipo de optimización será necesario definir por lo menos una de las siguientes variables: objetivo de masa, restricciones de espesor o restricciones en desplazamientos [16].

Por último, existe la opción de minimizar la masa. Cuando se selecciona este criterio se genera una estructura lo más liviana posible pero capaz de soportar las cargas aplicadas. En este caso es necesario especificar un factor de seguridad basado en el límite elástico, a las tensiones generadas en la pieza, restricciones en las frecuencias y/o restricciones en los desplazamientos [17].

4.2 Fabricación aditiva

Para la fabricación de la mangueta dado el bajo número de unidades requeridas y las propiedades mecánicas requeridas solo son viables dos tecnologías de fabricación: mecanizado y fabricación aditiva metálica.

Actualmente, el equipo cuenta con manguetas mecanizadas en aluminio 7075-T6. Dado que el objetivo de este trabajo es hacer un nuevo diseño que reduzca el peso de la pieza, pero que mantenga la capacidad de la pieza de soportar las cargas, es necesario emplear una tecnología que aporte una mayor libertad de diseño. Por tanto, la fabricación aditiva se antoja como una alternativa razonable. Este método de fabricación permite realizar físicamente los resultados obtenidos del proceso de optimización topológica visto en el apartado anterior, por tanto, ambos conceptos están íntimamente relacionados.

La fabricación aditiva, comienza en 1983 cuando Charles W Hull desarrolla el proceso de SLA, basada en polímeros sensibles a la luz, cuya patente fue registrada en 1986, mismo año en el que fundó la empresa 3D Systems [18].

En 1991 Stratasys produce la primera máquina de FDM y en 1992 3D Systems fabrica la primera impresora de SLA. Además, ese mismo año DTM desarrolla la tecnología SLS. Esta tecnología es similar a la anterior, la diferencia reside en que mientras la SLA emplea un polímero sensible a la luz en estado líquido, la SLS emplea un polímero en forma de polvo y laser para realizar la sinterización [19].

En 1994 la empresa EOS crea la tecnología DMLS, comenzando así la fabricación aditiva metálica. En 1999 Fockele & Schwarze introducen el primer sistema de LB-PBF y Extrude Hone introduce la tecnología BJT, ambas en el ámbito de la fabricación aditiva metálica, conocida como MAM por sus siglas en inglés [20].

Desde su comienzo la tecnología no ha parado de desarrollarse con la aparición de nuevas formas de fabricación aditiva y el perfeccionamiento de las ya existentes.

Según el Wohlers report de 2022 [21], la industria de la fabricación aditiva experimentó un crecimiento del 19,5% en el año 2021. Esto supone un 7,5% más que respecto al año 2020 y pese a que este dato está condicionado por la pandemia sufrida a nivel mundial, refleja claramente que la industria va en aumento y que el número de aplicaciones en diferentes sectores es cada vez mayor, destacando en el automovilístico, aeroespacial y sanitario.

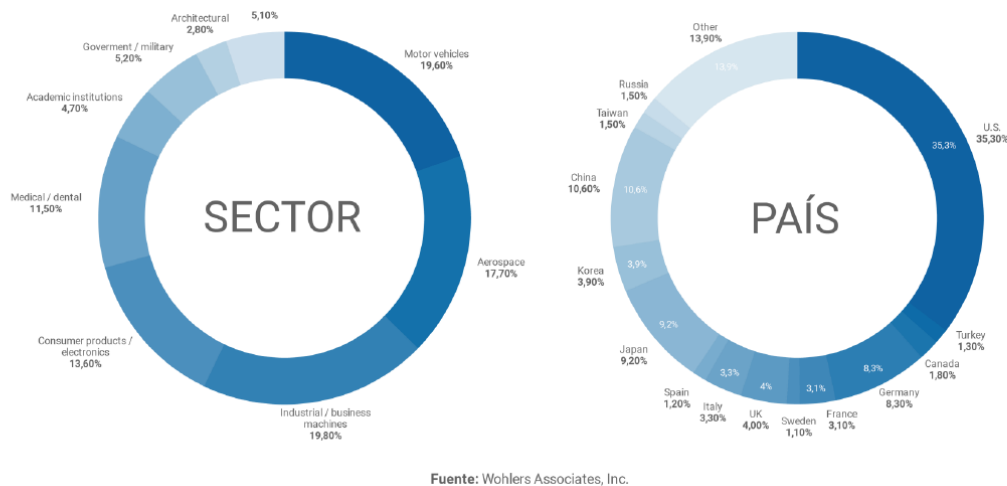


Figura 4-3. Crecimiento de la fabricación aditiva por sectores y países [22]

Son varias las tecnologías existentes en el ámbito de la fabricación aditiva. Estas, según los criterios de la ASTM F42 committee, se clasifican dependiendo del material que emplean, la técnica de deposición o la forma en la que el material es fusionado o solidificado.

Tabla 4-1. Tecnologías de fabricación aditiva [22]

Proceso	Material	Deposición
<i>VAT Photopolymerization</i>	Fotopolímeros y cerámicos	Líquido
<i>Material Jetting</i>	Fotopolímeros y ceras	Líquido
<i>Binder Jetting</i>	Metales, polímeros y cerámicos	Polvo
<i>Material Extrusion</i>	Polímeros y metales	Filamento / alambre
<i>Powder Bed Fusion</i>	Metales, polímeros y cerámicos	Polvo
<i>Sheet Lamination</i>	Híbridos, metales y cerámicas	Láminas
<i>Directed Energy Deposition</i>	Metales	Alambre

En la Figura 4-4 se muestra la demanda que tienen las diferentes tecnologías. Dentro de las tecnologías MAM. Las dos más empleadas son PBF (*Powder Bed Fusion*) y DED (*Direct Energy Deposition*).

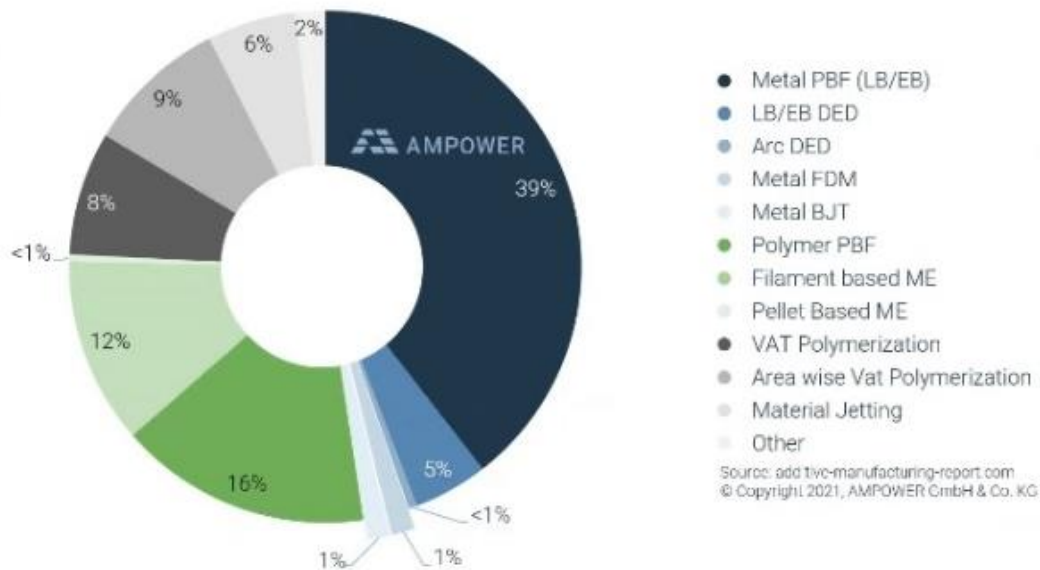


Figura 4-4. Cuota de ventas de sistemas por tecnología [22]

4.2.1 Direct Energy Deposition

En este tipo de tecnología el material se fusiona con el resto de la pieza a la par que se deposita en el sitio requerido. Para fusionar el material se emplea una fuente de energía térmica focalizada. El material puede ser depositado en forma de polvo o alambre, siendo el alambre bastante más barato que el polvo.

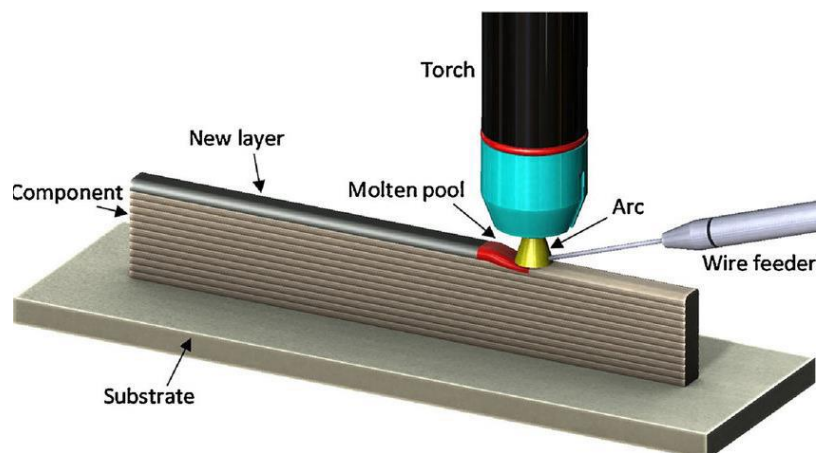


Figura 4-5. Esquema DED [22]

Entre sus principales ventajas están:

- Alta tasa de deposición.
- Empleable en reparaciones.
- Permite el uso de alambre.
- Buenas propiedades mecánicas, aunque hay anisotropía.

Por el contrario, dentro de las limitaciones se pueden destacar las siguientes:

- Limitaciones con las superficies en voladizo.
- Acabado superficial muy basto.
- Necesidad de complejos sistemas de manipulación para piezas 3D.

4.2.2 Powder Bed Fusion

Se trata de un proceso de fabricación aditiva en el que energía térmica focalizada fusiona regiones concretas de una capa de polvo que ha sido previamente depositada.

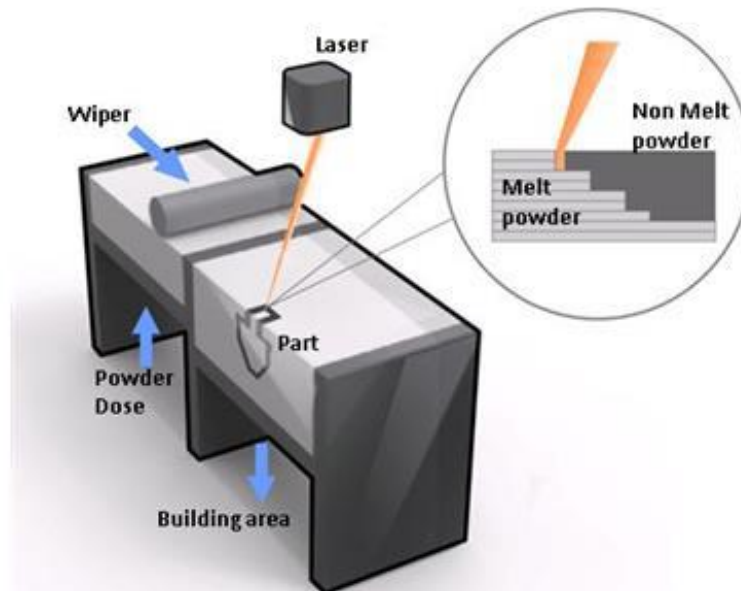


Figura 4-6. Esquema PBF [22]

Cuenta con una serie de ventajas como son:

- Buena precisión dimensional.
- Buen acabado superficial.
- Menor limitación en las superficies en voladizo.
- Buenas propiedades mecánicas y con baja anisotropía.
- Variedad de materiales disponibles.

Las limitaciones más importantes de esta tecnología son las siguientes:

- Bajas tasas de producción.
- Volumen de construcción relativamente pequeño.

Para los requerimientos de la pieza, la precisión dimensional y la baja anisotropía son fundamentales. Lo anterior, unido al hecho de que como muestra la Figura 4-4 las tecnologías de PBF son las más habituales en el mercado hace que esta tecnología sea la idónea para elaborar la pieza.

4.3 Materiales en MAM

Una de las ventajas de la tecnología elegida, PBF, es la amplia variedad de materiales disponibles: aleaciones de acero, aluminio, titanio, níquel, cromo-cobalto y cobre [23].

Cada clase de material tiene sus aplicaciones. En lo que se refiere a la pieza que se está diseñando en este trabajo, el principal requerimiento es que sea capaz de soportar unas cargas relativamente elevadas con un peso contenido. Por tanto, una buena relación entre sus propiedades mecánicas y su densidad es fundamental.

Ante estas necesidades hay dos aleaciones, de las citadas previamente, que encajan dentro de los requerimientos: las aleaciones de aluminio y las aleaciones de titanio.

Es preciso tener en cuenta que dentro de estos grupos existe una muy amplia variedad de aleaciones que cada fabricante desarrolla. Esto hace que las posibilidades de elección sean amplias y que resulte sencillo encontrar un material adecuado para cada propósito.

Dentro de las aleaciones de aluminio destaca en particular por su elevado límite elástico el Scalmalloy®. Se trata de una aleación de aluminio con Sc y Zr desarrollada por Airbus Group Innovations para su aplicación en tecnologías de fabricación aditiva. Presenta unas propiedades mecánicas similares a las del aluminio 7075-T6 [24,25].

Por otro lado, en lo que se refiere a las aleaciones de titanio, una de las más comunes es la aleación de Ti6Al4V, cuyo uso está muy extendido dentro de las tecnologías de PBF ya que ofrece unos resultados muy satisfactorios en lo que se refiere a densidades en la pieza final [26].

En la Tabla 4-2 se muestran las propiedades de ambos materiales. Cada fila muestra dos valores diferentes de tensiones debido a que las piezas elaboradas mediante técnicas de fabricación aditiva suelen presentar anisotropía. Esta depende de la tecnología y del material empleados. En este caso se aprecia que para ambos materiales la anisotropía es baja. La dirección XY quiere decir que la probeta ha sido traccionada en una dirección contenida en el plano de fabricación, probeta elaborada en horizontal; mientras que la dirección Z representa que la probeta ha sido traccionada en dirección perpendicular al plano de fabricación, probeta elaborada en vertical.

Tabla 4-2. Propiedades mecánicas del Scalmalloy® y del Ti6Al4V

	Scalmalloy®	Ti6Al4V
Tensión de rotura, σ_u		
Dirección XY	520 ± 10 MPa	1195 ± 19 MPa
Dirección Z	520 ± 15 MPa	1143 ± 7,2 MPa
Tensión de fluencia, σ_y		
Dirección XY	490 ± 10 MPa	1269 ± 9 MPa
Dirección Z	490 ± 15 MPa	1219 ± 20 MPa
Elongación plástica		
Dirección XY	15,8 ± 2,7 %	5 ± 0,5 %
Dirección Z	15,8 ± 2,6 %	4,89 ± 0,6 %
Densidad, ρ		
Teórica	2,67 g/cm ³	4,42 g/cm ³
Módulo de Young, E	70,9 ± 0,3 GPa [27]	

De la tabla se puede extraer que la aleación de titanio presenta una mejor relación entre su peso y su tensión de fluencia. Sin embargo, es más cara y presenta varios inconvenientes derivados de su alto punto de fusión que hacen que el proceso de fabricación sea mucho más complejo ya que, el aumento de las tensiones en la pieza causado por las altas temperaturas alcanzadas en el proceso de fusión, propicia que la pieza se pueda despegar de la placa de fabricación y que se produzcan deformaciones que alteren la geometría de la pieza.

Por estos motivos se va a seleccionar la aleación de aluminio como material de la pieza. Además, el Scalmalloy® presenta unas propiedades similares al aluminio 7075-T6 con el que el equipo trabaja frecuentemente y en el

que fue elaborado el diseño de mangueta anterior.

4.4 Modelo en Altair Inspire

En este apartado se va a presentar el modelo elaborado con el fin de realizar la optimización topológica de la mangueta. Para ello se va a emplear el programa Inspire de la empresa Altair. Se trata de un programa que permite al usuario generar de forma sencilla estructuras optimizadas. Se trata de un software sencillo que se va a usar para obtener una geometría inicial.

Posteriormente esta será simulada en Hyperworks que pertenece a la misma empresa. En este caso se trata de una herramienta más compleja cuyo propósito es asegurar que la geometría previamente obtenida cumple con los requerimientos.

Como se vio en el apartado 4.1, la optimización topológica consiste en seleccionar las regiones pertenecientes a un dominio inicial, donde el material debe permanecer para que la estructura cumpla los requerimientos con el mínimo volumen necesario o maximizar su rigidez para un volumen dado. Por tanto, el primer paso del proceso de optimización debe consistir en establecer el dominio inicial. Esto es comúnmente conocido como espacio de diseño. Por otro lado, para garantizar la funcionalidad de la pieza es necesario establecer zonas de no diseño, es decir, regiones cuya geometría debe ser conservada ya que esta es esencial para que la pieza pueda cumplir su propósito.

4.4.1 Espacio de diseño y no diseño

Para obtener la geometría de la mangueta se podría haber introducido el diseño de mangueta que monta el coche en este momento, sin embargo, esto limita las posibles formas optimizadas a la geometría actual de la mangueta. Para evitar este problema se ha optado por hacer un nuevo diseño de mangueta con la intención de que este ocupe el máximo espacio disponible. Este espacio está limitado ya que la mangueta debe caber dentro de la llanta.

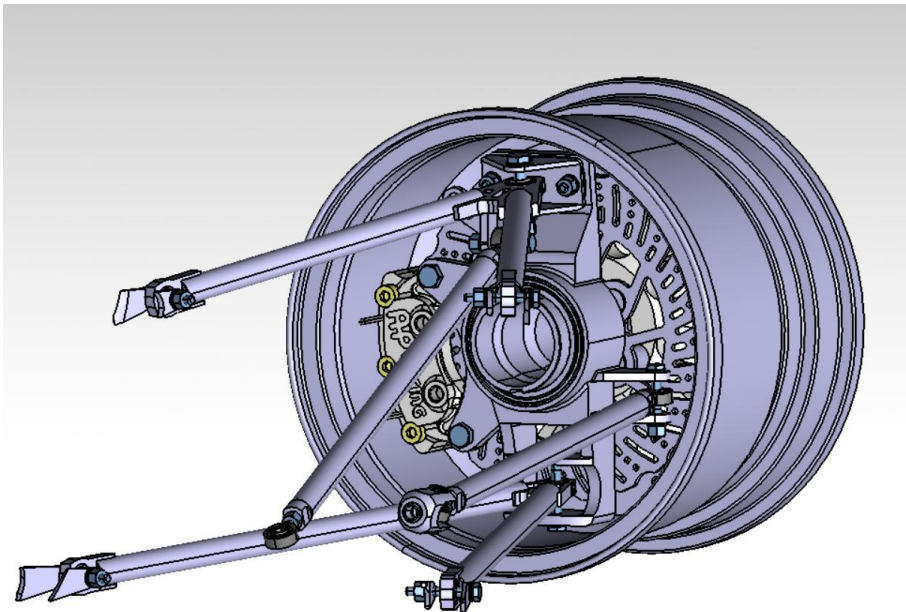


Figura 4-7. Espacio disponible dentro de la llanta

Teniendo en cuenta las limitaciones de espacio y las necesidades de la pieza para que esta sea funcional se ha realizado la siguiente pieza preliminar que constituye el espacio de diseño.

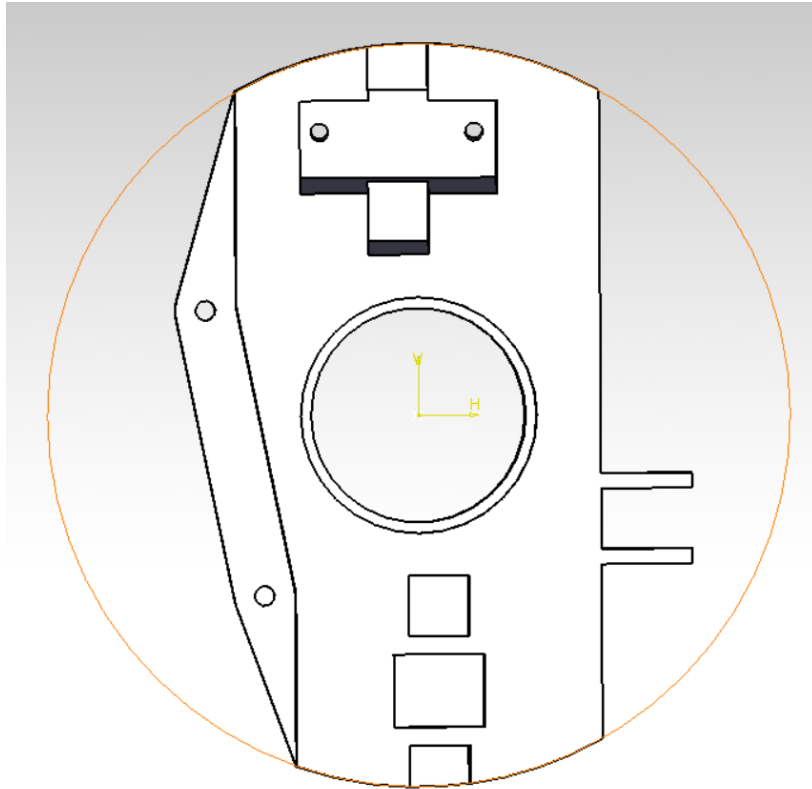


Figura 4-8. Geometría a optimizar

En la parte superior de la pieza, donde se une el triángulo superior a la mangueta, se ha creado la superficie en la que van las placas que controlan el ángulo de camber. Los huecos encima del espacio rectangular grande se han añadido pensando en el proceso de montaje, ya que el operario debe ser capaz de introducir y apretar correctamente los tornillos.

En la parte inferior también se ha dejado el espacio necesario para que el triángulo inferior se conecte a la mangueta. En este caso, también, se han dejado sendos huecos en la parte superior e inferior ya que el operario debe ser capaz de realizar el montaje del triángulo.

En la parte derecha de la pieza se ha diseñado el acople de la barra de la dirección. En la parte izquierda se ubican los orificios en los que van los tornillos que anclan la pinza de freno a la mangueta.

Por último, en la parte central de la pieza se ha diseñado la zona en la que asientan los rodamientos que conectan la mangueta y el eje.

Como se aprecia en la Figura 4-8, toda la geometría está contenida en la llanta, la cual se representa mediante una circunferencia naranja.

El siguiente paso es introducir la geometría en Inspire, donde se va a realizar la optimización topológica. Para ello, una vez se ha importado la geometría es necesario, a fin de garantizar la funcionalidad de la pieza, definir zonas de no diseño. Estas zonas van a ser los orificios de los tornillos y la zona en la que asientan los rodamientos. En el caso de los tornillos M6 se va a dejar una zona de no diseño de 12 mm de diámetro. Para los tornillos M8 se va a dejar una zona de no diseño de 18 mm de diámetro. Finalmente, en el caso de la zona en la superficie de asiento de los rodamientos se va a establecer un espesor de 5 mm para la zona de no diseño.

En la Figura 4-9 se muestra el espacio de diseño en color marrón y el espacio de no diseño en gris.

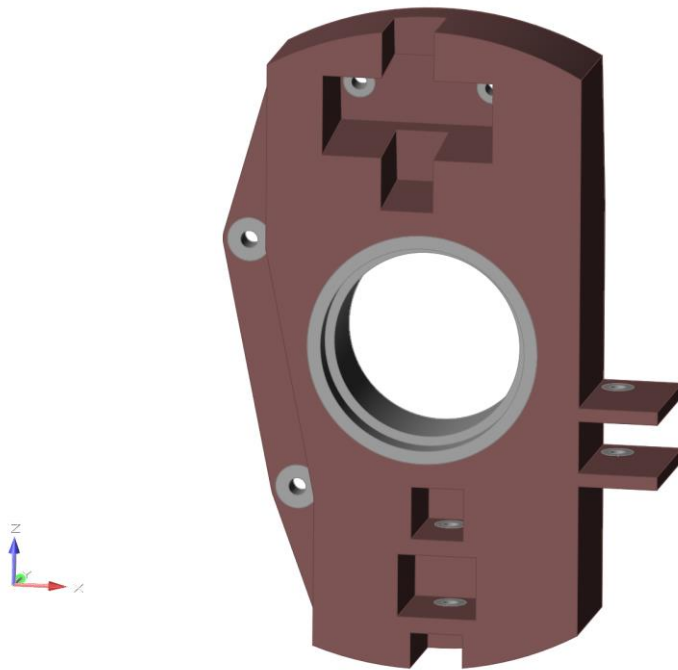


Figura 4-9. Espacio de diseño y de no diseño

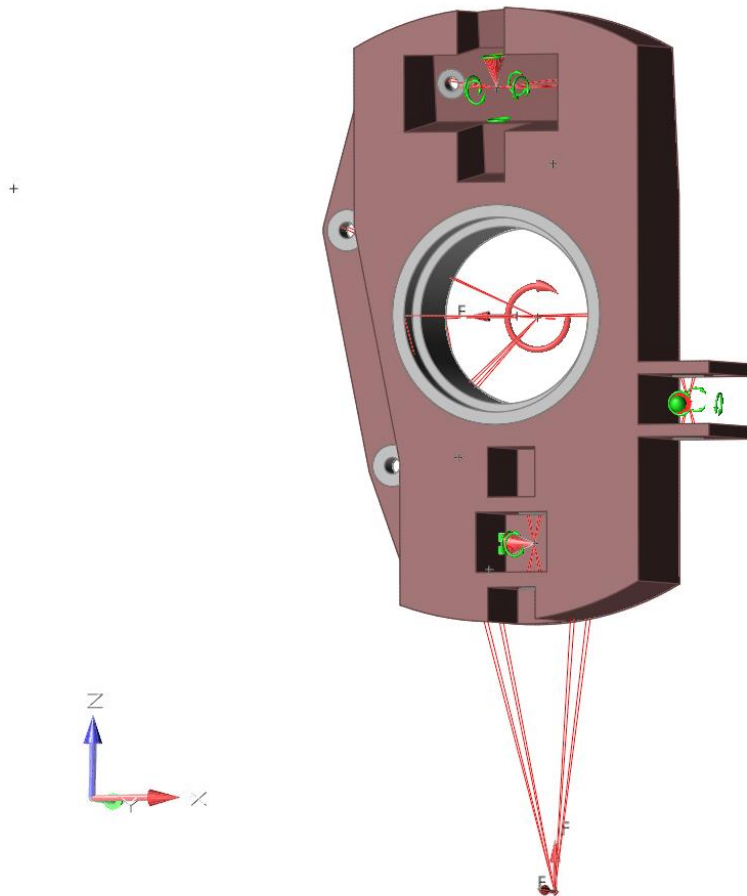


Figura 4-10. Modelo de elementos finitos Inspire

Una vez establecidos las zonas en las que se puede eliminar material y las que deben ser conservadas de forma íntegra es momento de realizar el modelo de elementos finitos que se muestra en la Figura 4-10

Inspire, al tratarse de un programa enfocado en el desarrollo rápido de geometrías optimizadas como paso previo a un diseño final más detallado, no necesita que el usuario genere la malla. El propio programa es capaz de generarla de forma autónoma, con mayor o menor tamaño de elemento según los requerimientos del usuario.

Obviando el proceso de mallado, la generación del modelo de elementos finitos es muy similar a la vista en el Capítulo 3. Primero es necesario establecer los diferentes sistemas de coordenadas locales que permitan restringir de forma correcta los grados de libertad. Posteriormente se procede a restringir los desplazamientos en los puntos y del modo que se vieron en el Subapartado 3.3.1. Luego se introducen las cargas de los diferentes escenarios dinámicos vistas en el Subapartado 2.4.1. Tanto a la hora de añadir las restricciones de desplazamientos, como a la hora de introducir las cargas en el modelo se han empleado los elementos RBE2 vistos en los subapartados del capítulo 3 citados previamente. Por último, se genera una propiedad cuyo material tiene las propiedades mecánicas del Scalmalloy® y se aplica en la pieza, tanto en la zona de diseño como en las zonas de no diseño. Estas propiedades están reflejadas en la Tabla 4-2.

4.4.2 Optimización topológica del modelo

Una vez el modelo de elementos finitos está completamente definido es el momento de realizar las optimizaciones.

En el Subapartado 4.1.1 se explicaron los diferentes tipos de optimizaciones disponibles, si bien todas buscan distribuir la masa de la forma más eficiente posible, cada una se centra en un aspecto distinto. En el caso de la mangueta es preciso tener en cuenta que no solo se persigue reducir el peso, también es importante limitar al máximo las deformaciones en la pieza. Esto se debe a que la ubicación de los puntos donde se une la mangueta y los triángulos no es arbitraria, si no que forman parte de una geometría que ha sido previamente establecida. Por tanto, con el objetivo de evitar que la posición de los puntos se altere demasiado a causa de las cargas se va a optar por maximizar la rigidez.

En la Figura 4-11 se muestra el menú que aparece cuando se quiere ejecutar una optimización. A continuación, se detallan las diferentes opciones de arriba a abajo.

En primer lugar, se puede establecer un objetivo de masa, este se puede expresar de varias formas. Por un lado, se elige conservar una cierta cantidad del volumen del espacio de diseño o, por otro lado, asignar un objetivo de masa concreto.

En segundo lugar, es posible maximizar la frecuencia de vibración o solicitar que las frecuencias más bajas sean mayores que cierto valor.

En tercer lugar, se pueden establecer restricciones al espesor mínimo del resultado optimizado. Cuanto más bajo sea el espesor mayor será el tiempo que tarde en ejecutarse la optimización. Ese mismo efecto es el que tiene la opción inmediatamente inferior que permite obtener mejores resultados a costa de un mayor coste computacional.

Las dos opciones siguientes no han sido consideradas en ningún caso ya que no hay contactos y la gravedad es despreciable frente al resto de cargas.

Finalmente, la última opción permite seleccionar los casos de carga que van a ser tenidos en cuenta a la hora de ejecutar la optimización. En el caso de la mangueta se han tenido en cuenta todos los casos de carga y para la optimización se hace uso de la envolvente de resultados.

Se van a hacer optimizaciones con varios objetivos de volumen: 30%, 20%, 15% y 10%

En todos ellos se van a hacer dos ensayos, uno en el que se maximiza la frecuencia de vibración y otro en el que no.

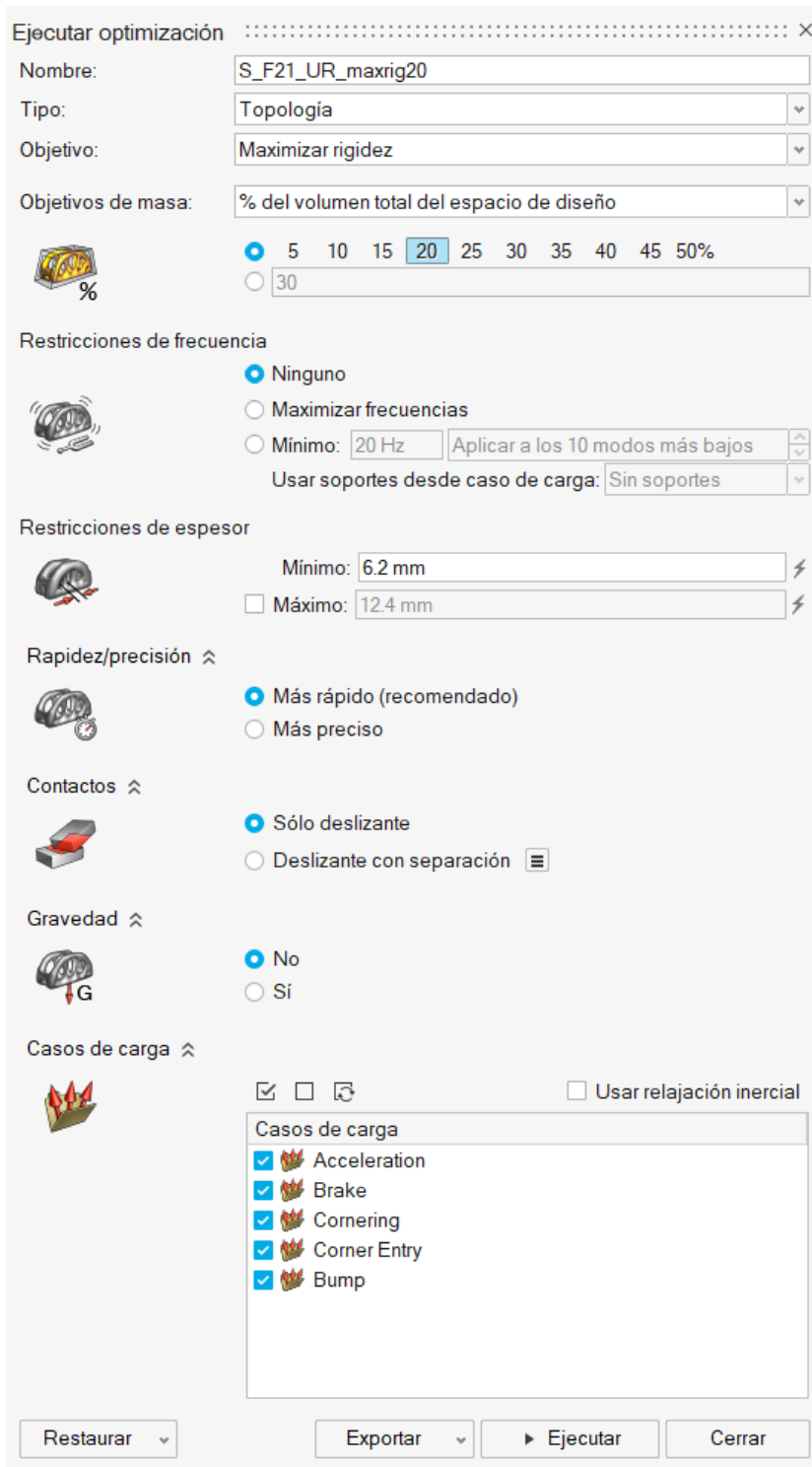
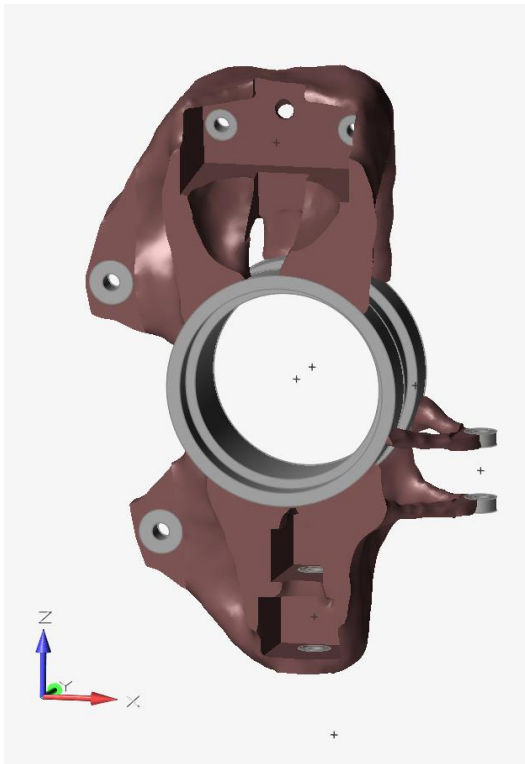


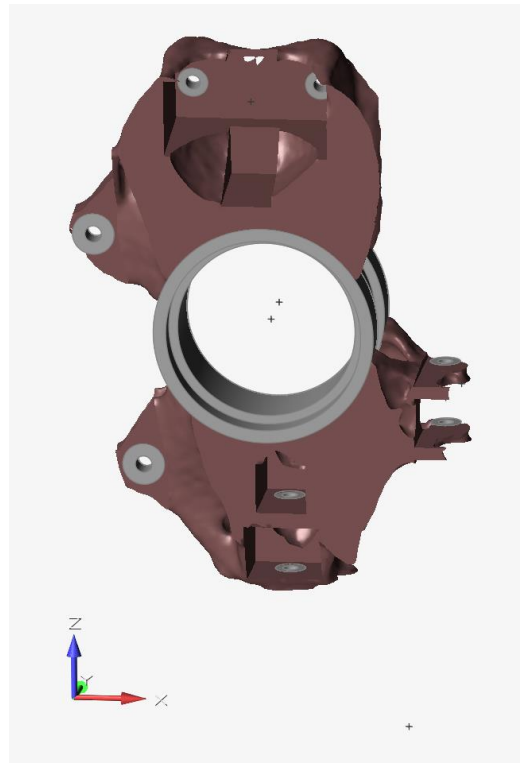
Figura 4-11. Ventana de parámetros de optimización

4.4.2.1 Resultados

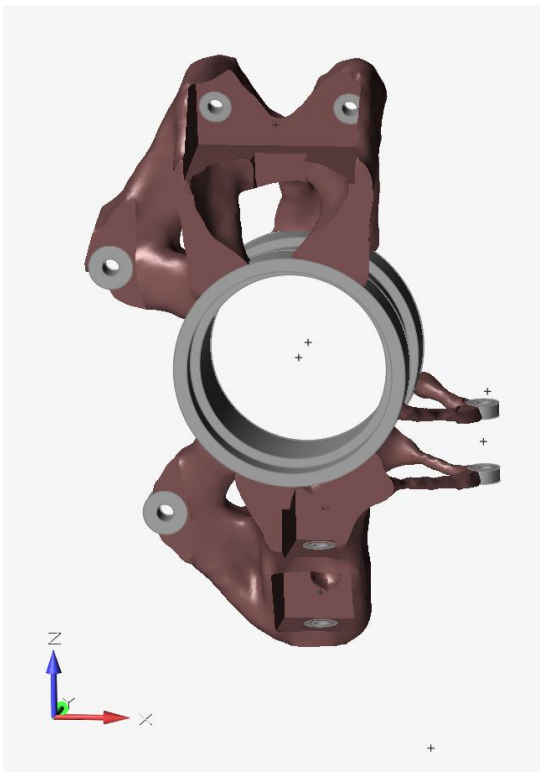
Volumen 30%



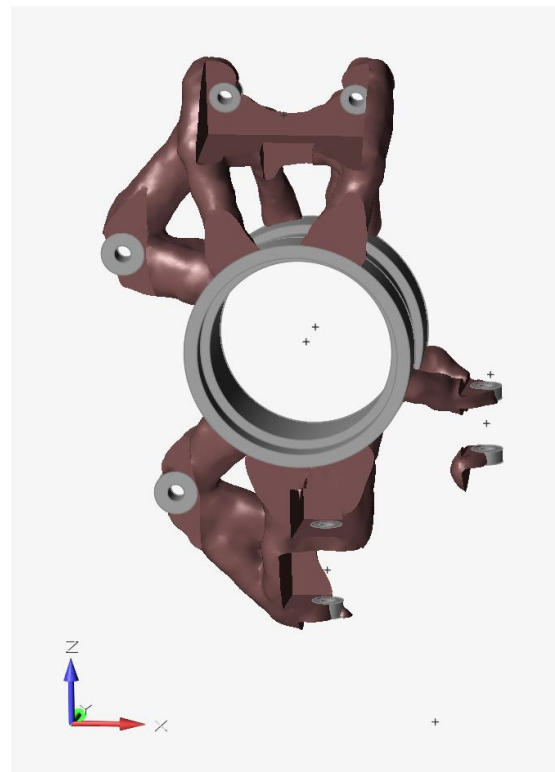
Volumen 30% y maximizar frecuencia



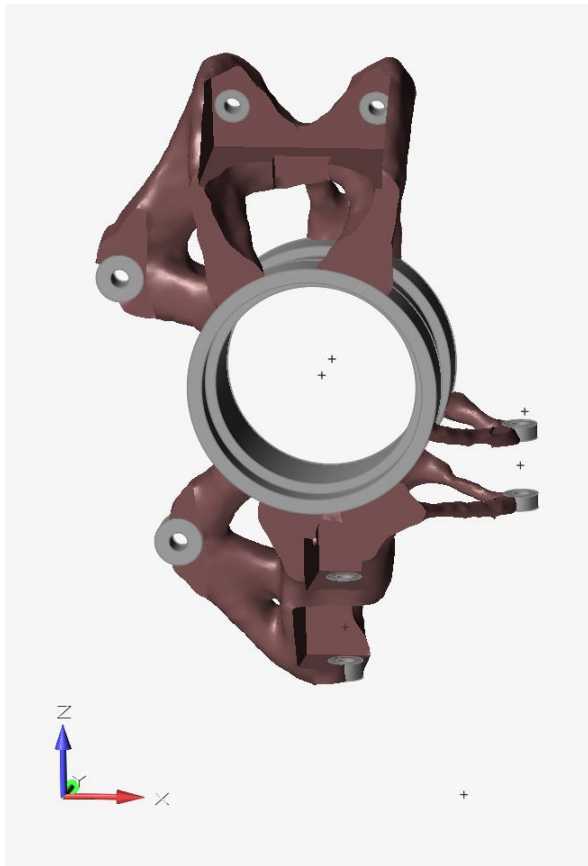
Volumen 20%



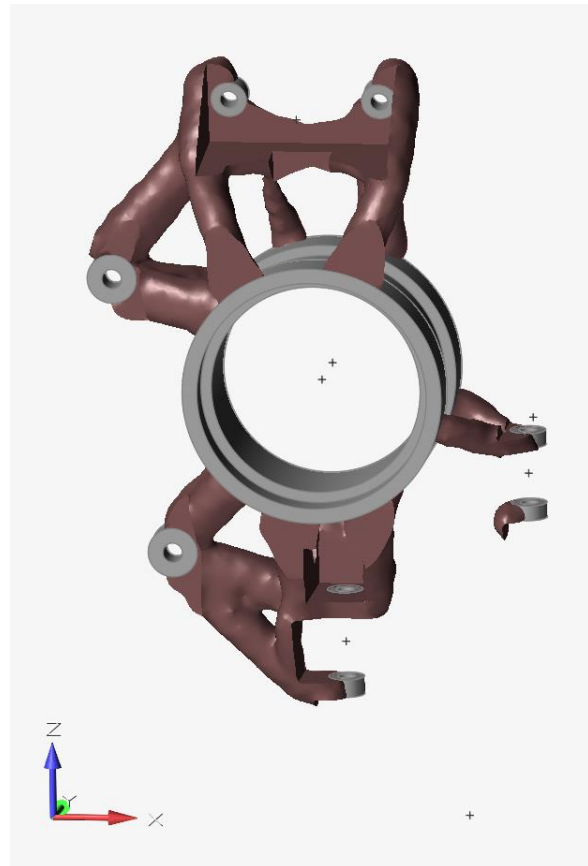
Volumen 20% y maximizar frecuencia



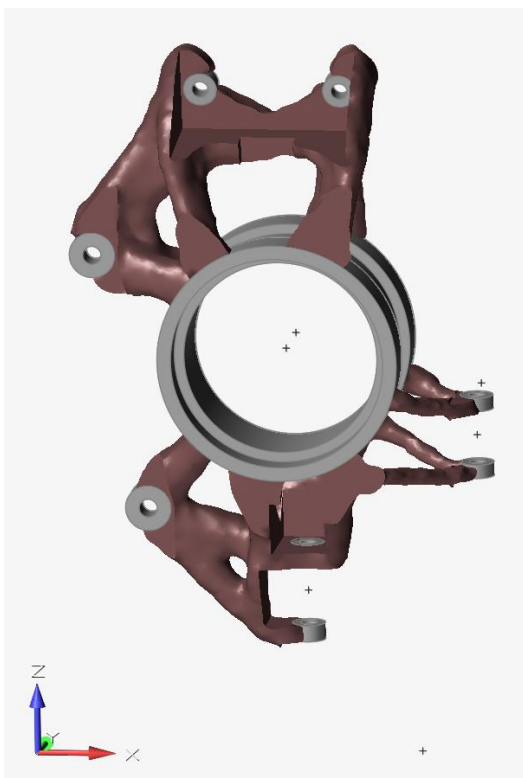
Volumen 15%



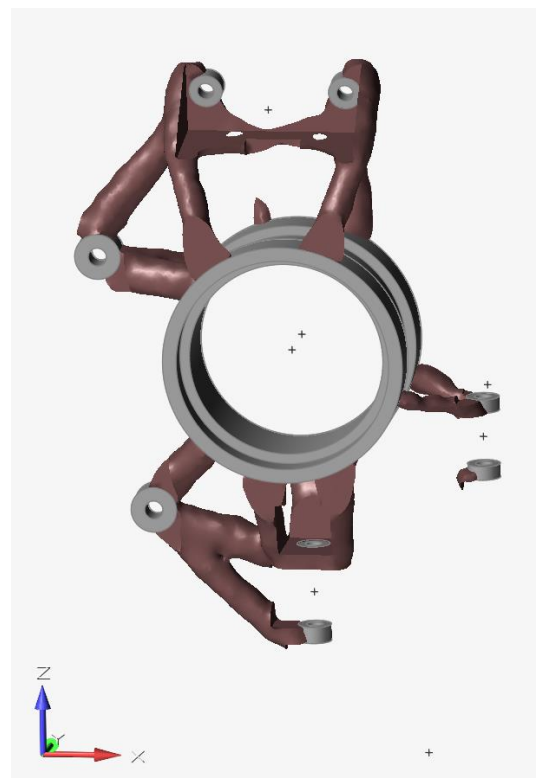
Volumen 15% y maximizar frecuencia



Volumen 10%



Volumen 10% y maximizar frecuencia



En las anteriores imágenes se han mostrado los resultados de las diversas optimizaciones ejecutadas. Se aprecia que, a excepción del caso en el que se conserva el 30% del volumen de diseño, las optimizaciones en las que se pretende maximizar las frecuencias de vibración generan fallos de conexión entre la zona donde conecta la barra de la dirección y el resto de la pieza. Por este motivo, se descartan estas optimizaciones de ahora en adelante.

En el Apartado 4.1 se mencionó que en el programa Inspire, al igual que en otros, es posible acotar los elementos mostrados a aquellos que superen un cierto valor de densidad. En las soluciones que han mostrado anteriormente la densidad está seleccionada de tal modo que se asegure una correcta conexión de las diferentes partes de la pieza.

En la Figura 4-12 se muestra como el selector está en un valor relativamente bajo de densidad para asegurar que la conexión de la zona de la barra de dirección con el resto de la pieza sea efectiva. Por este motivo se establece que una optimización que cuyo objetivo es conservar el 10% del volumen de diseño es un caso límite para que la propia optimización no altere las conexiones que han sido previamente establecidas.

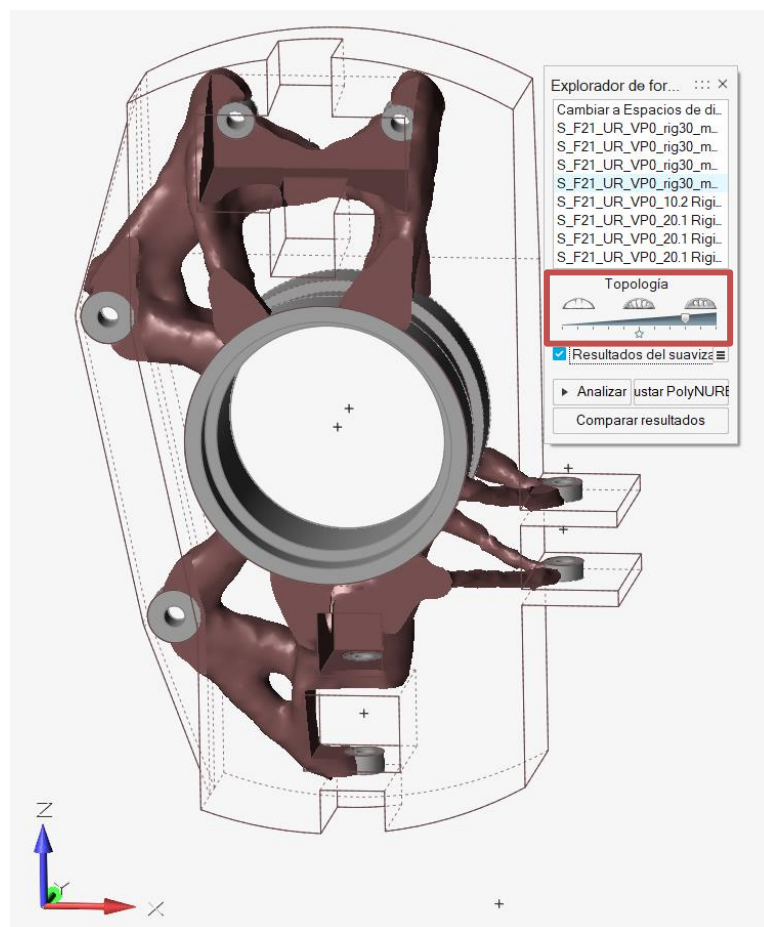


Figura 4-12. Filtro de densidad

El proceso desarrollado hasta este punto ha arrojado un modelo que le permite al usuario conocer la forma más eficiente de distribuir el material para alcanzar un objetivo determinado. Sin embargo, es trabajo del diseñador interpretar los resultados obtenidos y generar una geometría que, guiada por la optimización llevada a cabo, asegure la menor cantidad de inconvenientes en el proceso de fabricación y que facilite el proceso de montaje.

4.5 Mangueta optimizada

En este apartado se presentan las diferentes propuestas de diseño que se han realizado siguiendo como referencia la optimización topológica realizada en el capítulo anterior.

Con el objetivo de validar el diseño que obtengamos se va a realizar un modelo de elementos finitos de forma análoga a la vista en el Capítulo 3. Con los resultados generados veremos si el diseño realizado es adecuado o, por el contrario, es necesario variar la geometría, los objetivos de la optimización o el material empleado.

4.5.1 Primer diseño

En la Figura 4-13 se presenta el primer diseño realizado empleando la herramienta Polynurbs de Inspire.

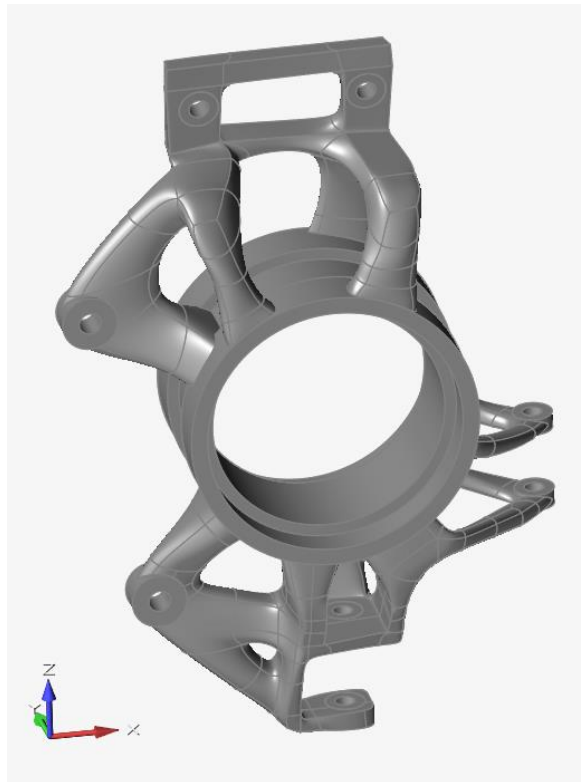


Figura 4-13. Primer diseño

El siguiente paso es obtener los valores de tensiones y desplazamientos en la mangueta. Para este análisis se ha empleado una malla de elementos tetraédricos de primer orden con tamaño medio de 4 mm y afinamiento en las zonas con curvatura de 0,8 mm.

Los resultados obtenidos se presentan en las siguientes imágenes. Estas corresponden al escenario de curva. En la imagen de la derecha, b), se aprecia como en la zona superior de la mangueta se alcanzan picos de tensión que superan los 600 MPa llegando a estar la tensión por encima de 500 MPa en un número significativo de elementos.

En consecuencia, el diseño planteado no cumple los requerimientos ya que en situaciones de curva la mangueta, según los resultados obtenidos, rompería.

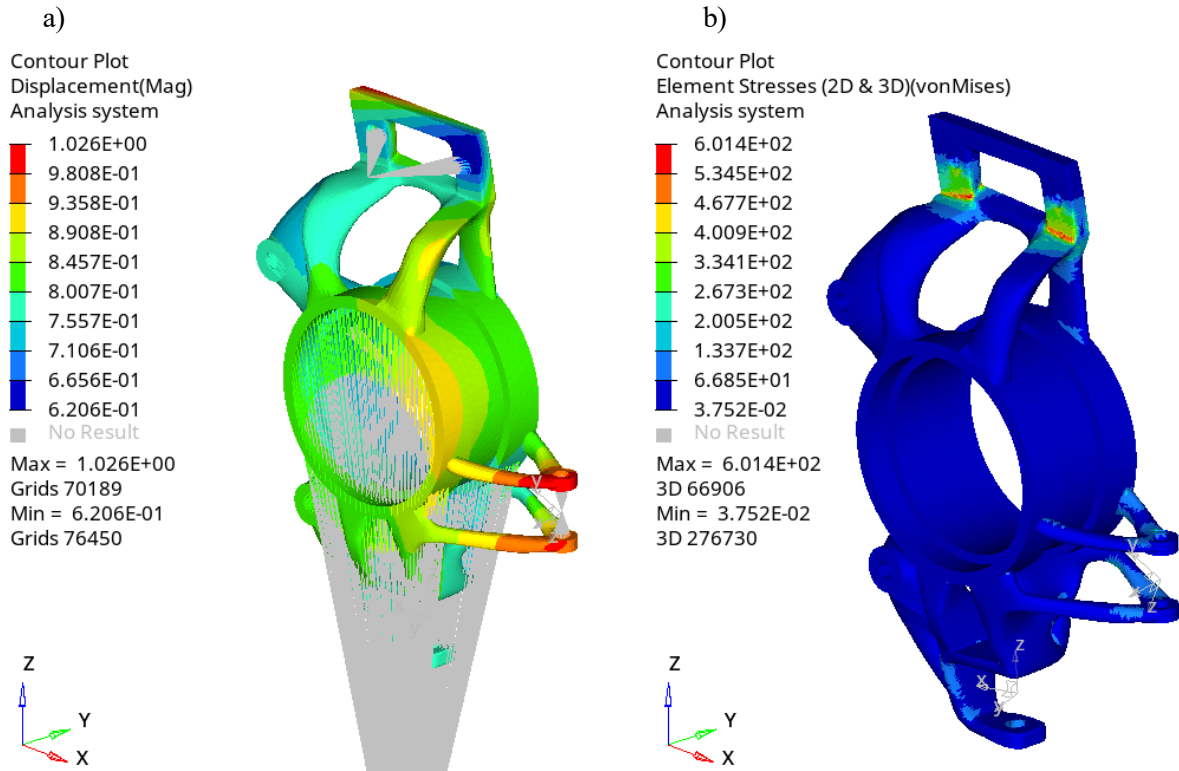


Figura 4-14. Resultados primer diseño. a) Magnitud de los desplazamientos. b) Tensiones de von Mises

Para poder solucionar el problema y hacer un rediseño correcto es necesario analizar que está pasando en la mangueta bajo ese escenario de carga. Si se centra el análisis en la zona crítica se aprecia que en ese punto la pieza trabaja a flexión. Por tanto, al ser el espesor de esa zona reducido las tensiones que se originan son demasiado elevadas.

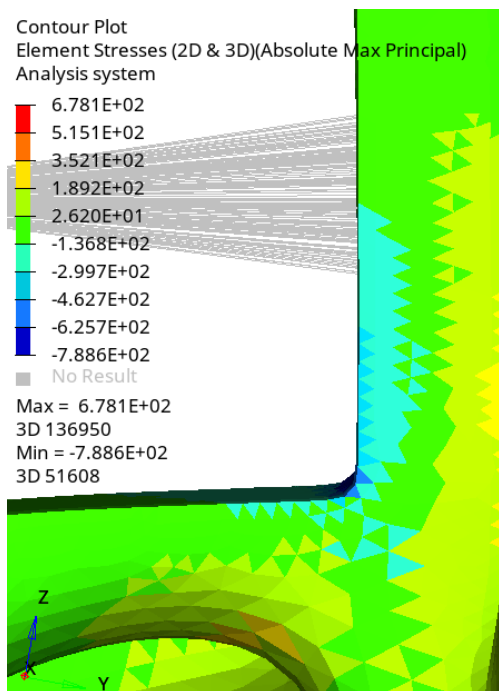


Figura 4-15. Zona crítica sometida a flexión

Si se analiza la imagen anterior junto con la Figura 4-7 se aprecia que el espesor de esa zona está limitado, por un lado, por el disco de freno y por el otro, por la pieza que sirve para acoplar el triángulo superior y que, por tanto, forma parte de la geometría del vehículo.

4.5.2 Segundo diseño

Dado que no se puede aumentar la sección se va a incrementar la cantidad de material aumentando la anchura de la zona sometida a flexión.

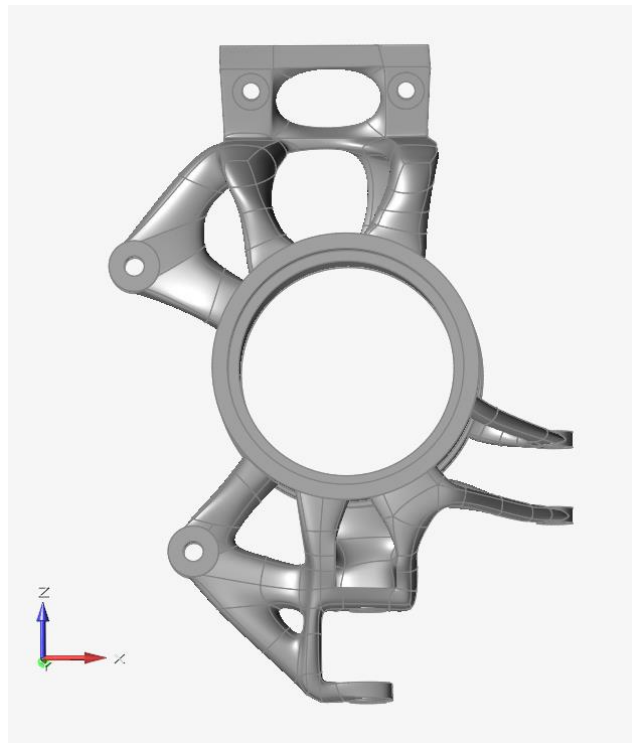


Figura 4-16. Rediseño de la zona superior

Sin embargo, como se muestra en la Figura 4-17, el aumento del ancho de la zona no consigue disminuir las tensiones generadas de forma significativa. En consecuencia, será necesario un tercer rediseño de la parte superior.

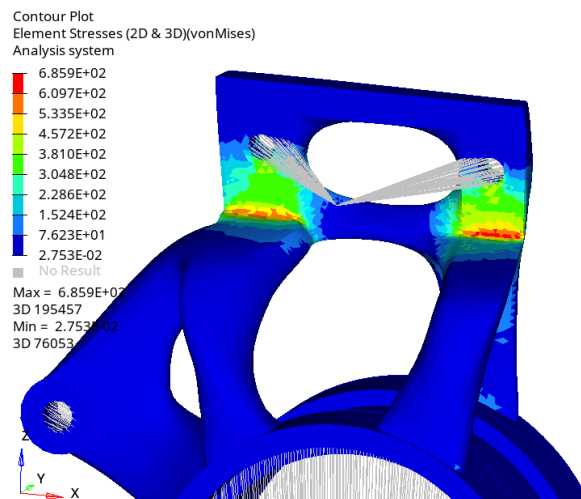


Figura 4-17. Tensiones de von Mises en la zona crítica

4.5.3 Diseño final

Dado que aumentar la anchura no es suficiente, es preciso añadir algún elemento que permita soportar el esfuerzo de flexión. Con este propósito se han generado una especie de cartelas en los laterales de la zona sometida a flexión. Estos elementos nuevos no interfieren con la conexión del triángulo superior, aunque dificultan levemente el montaje de la pieza. En las siguientes imágenes se muestra el nuevo diseño de la zona superior y los resultados de los análisis. Los ensayos MEF se han realizado con una malla de tamaño de elemento medio 1,5 mm y afinamiento de 0,3 mm en zonas críticas.

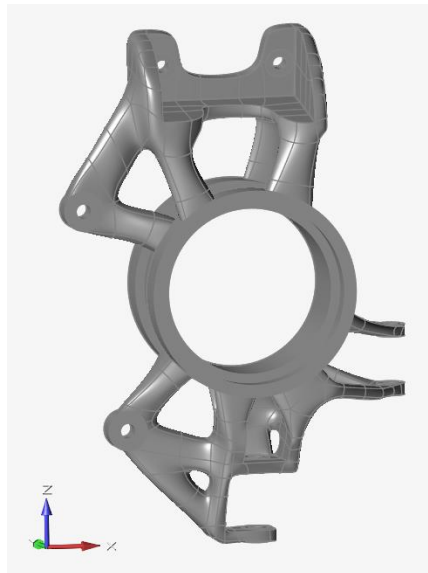


Figura 4-18. Cartelas añadidas al diseño final

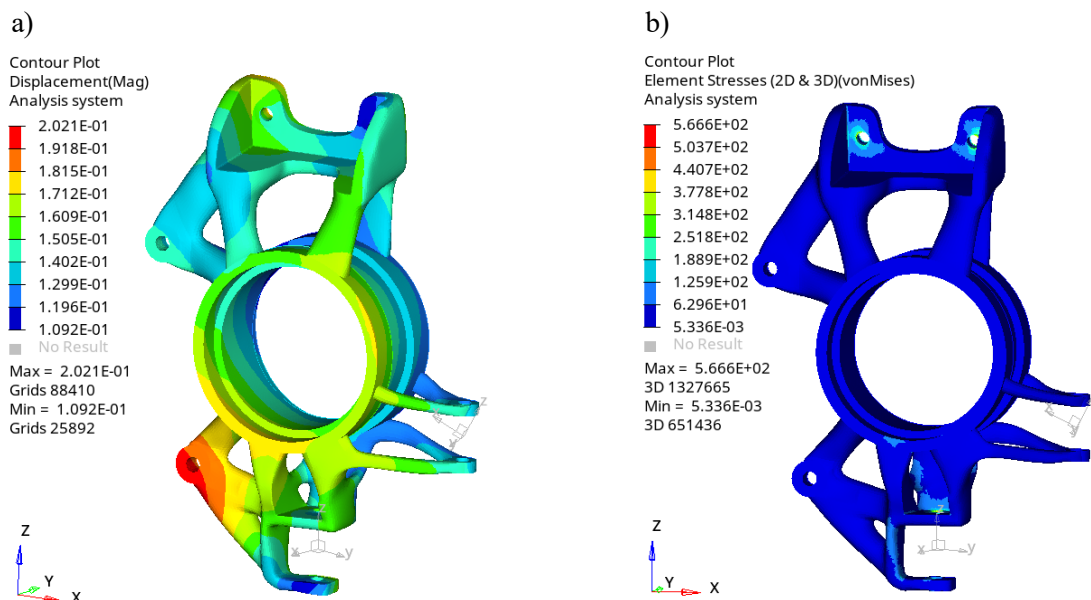


Figura 4-19. Escenario de curva. a) Desplazamientos. b) Tensiones de von Mises

Ahora que se han introducido las cartelas las zonas críticas de la pieza han pasado a ser los orificios en los que van los tornillos que sirven para conectar los triángulos con la mangueta. En las siguientes imágenes se van a analizar de forma más concreta las diferentes zonas críticas de la pieza en cada caso de carga.

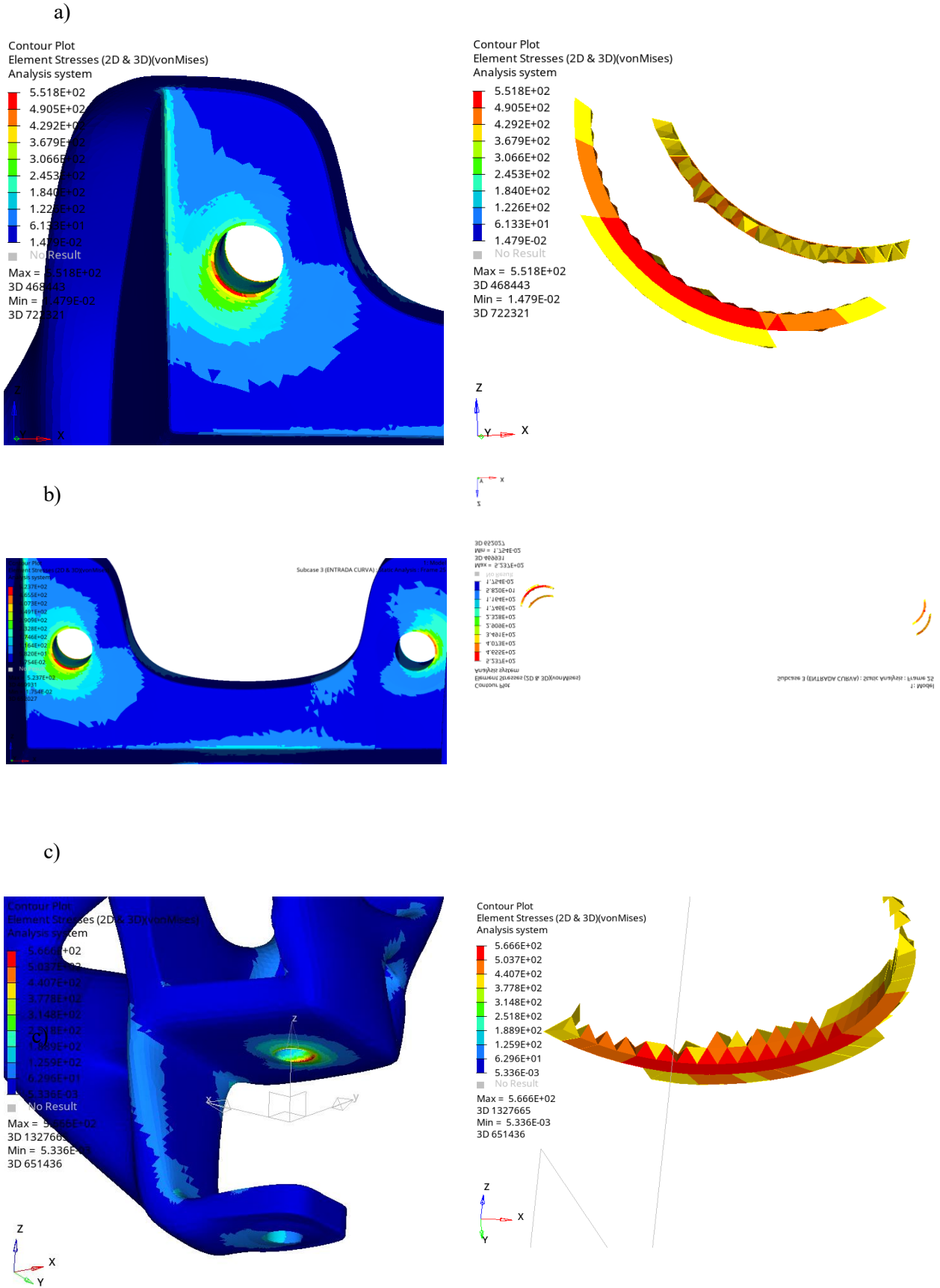


Figura 4-20. Tensiones de von Mises en los puntos críticos. a) Frenada, 400 MPa. b) Entrada en curva, 385 MPa. c) Curva, 410 MPa.

Para evaluar las tensiones en las zonas críticas se ha decidido no centrarse en los elementos cuyos valores de tensiones son máximos ya que esos elementos se encuentran conectados con uniones rígidas RBE2 y, por tanto, eso puede dar lugar a picos de tensión.

Por ese motivo se ha decidido usar como valores de tensiones creíbles aquellas que hacen que al filtrar los elementos por valores de tensión permitan visualizar dos capas de elementos.

Con este criterio se observa que en ningún caso se excede la tensión de plastificación y por tanto bajo un criterio de carga estática, sin tener en cuenta el comportamiento a fatiga, se puede considerar que la pieza resiste de forma correcta los casos de carga.

Por último, para ver la fiabilidad de los resultados obtenidos, se ha hecho una segunda malla con elementos algo más gruesos; tamaño medio de elemento 2 mm y afinamiento 0,6 mm en zonas críticas.

Con esta malla en los elementos de 0,6 mm se obtienen unos valores de tensión ligeramente menores que en la malla anterior. Esto concuerda ya que los valores de tensión tienden a converger, por debajo, a un determinado valor conforme los elementos reducen su tamaño. Además, se aprecia como la zona sometida a las mayores tensiones queda acotada a las zonas donde conecta el elemento rígido RBE2.

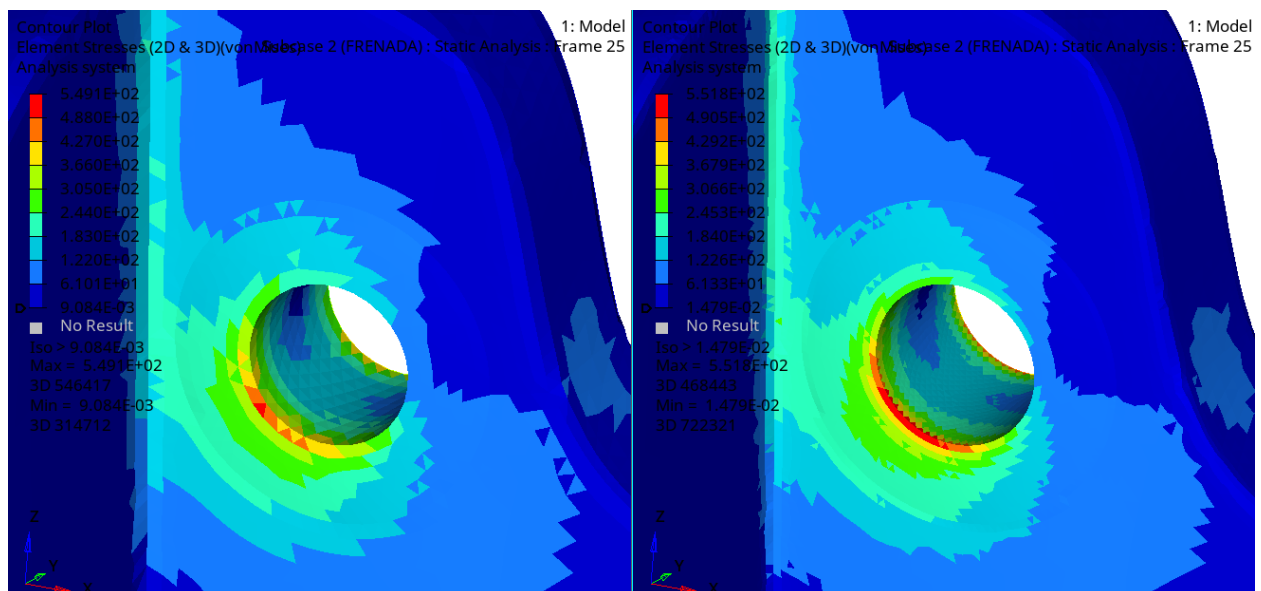


Figura 4-21. Convergencia de la solución

4.6 Comparativa

Se ha generado una geometría optimizada y se ha probado que es capaz de soportar las cargas aplicadas mediante un análisis de elementos finitos.

En la Tabla 4-3 se van a mostrar magnitudes significativas de la mangueta antigua y de la nueva para ver cómo ha repercutido la optimización en diversos apartados.

Por un lado, se ha disminuido el volumen de la pieza. Esto, sumado a que la densidad del material empleado ($2,67 \text{ g/cm}^3$) es ligeramente inferior a la del anterior ($2,81 \text{ g/cm}^3$) provoca una importante reducción del peso de la mangueta.

Además, al distribuir de forma más eficiente el material se consigue aumentar la rigidez de la pieza de forma notable.

Tabla 4-3. Comparación diseño antiguo contra diseño optimizado

	Diseño antiguo	Diseño nuevo	Mejora [%]
Volumen	246,3 cm^3	198,4 cm^3	19,44
Peso	692,1 g	529,7 g	23,46
Desplazamiento máximo	0,5 mm	0,2 mm	60

5 ANÁLISIS A FATIGA

En el capítulo anterior se estudió el comportamiento de la pieza bajo escenarios de carga estáticos. Sin embargo, la mangueta a lo largo de su vida útil estará sometida a cargas variables fruto de las diversas situaciones dinámicas que se dan en la conducción.

Con el propósito de estimar la duración de la pieza se va a realizar un análisis de vida a fatiga. Para ello es necesario establecer cuáles son los puntos críticos de la pieza. Posteriormente se deben definir los ciclos de carga a los que van a estar sometidos los puntos críticos. Finalmente, mediante la curva de vida a fatiga, se va a determinar el número de ciclos que soporta la pieza antes del fallo.

5.1 Puntos críticos

En el Subapartado 4.5.3 se mostraban los resultados de los análisis estáticos, en ellos se apreciaba como las zonas de conexión de los triángulos con la mangueta eran donde se alcanzaban los mayores valores de tensión de von Mises. Por tanto, estas zonas constituyen los puntos críticos de la pieza.

5.2 Ciclos de carga

5.2.1 Punto crítico 1

El primer punto crítico corresponde a los orificios donde se alojan los tornillos que conectan el triángulo superior con la mangueta. Esta zona es la responsable de soportar la carga vertical que se genera en la huella de contacto. Por tanto, trabajará constantemente con tensiones del mismo signo, pero variando la magnitud de esta.

Si uno piensa como se suceden las diferentes situaciones dinámicas verá que un circuito no es más que una sucesión de curvas unidas por rectas, a veces más largas y otras veces más cortas. Tomando como base esta idea se puede definir el ciclo de cargas como una sucesión de las cargas que se dan a lo largo de una curva. Por tanto, el ciclo está definido por los siguientes casos dinámicos: frenada, entrada en curva, curva, salida de curva y aceleración.

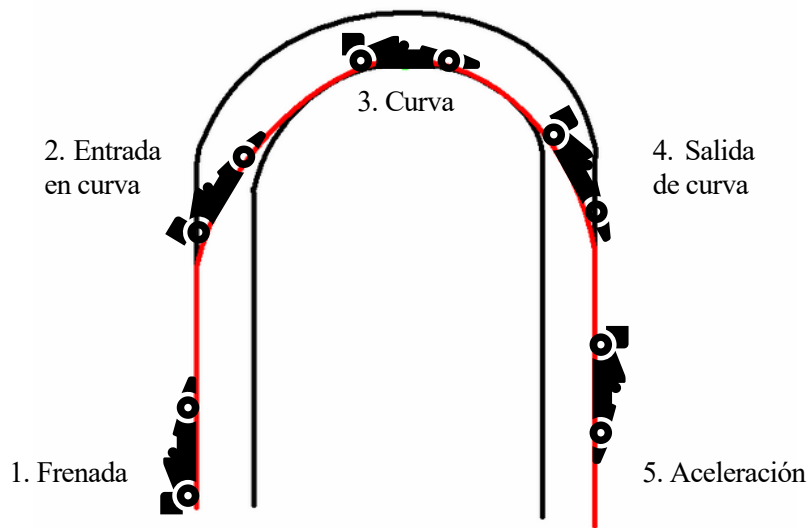


Figura 5-1. Sucesión de situaciones dinámicas

El capítulo anterior se centró en las tensiones de von Mises ya que estas constituyen un criterio para saber si la pieza plastifica o no. Este nuevo capítulo va a hacer uso de la máxima tensión principal que será la responsable de que la grieta crezca.

La siguiente gráfica muestra los valores de la máxima tensión principal alcanzados en el punto crítico a lo largo del ciclo de carga: $S_{max} = 400 \text{ MPa}$ $S_{min} = 86 \text{ MPa}$.

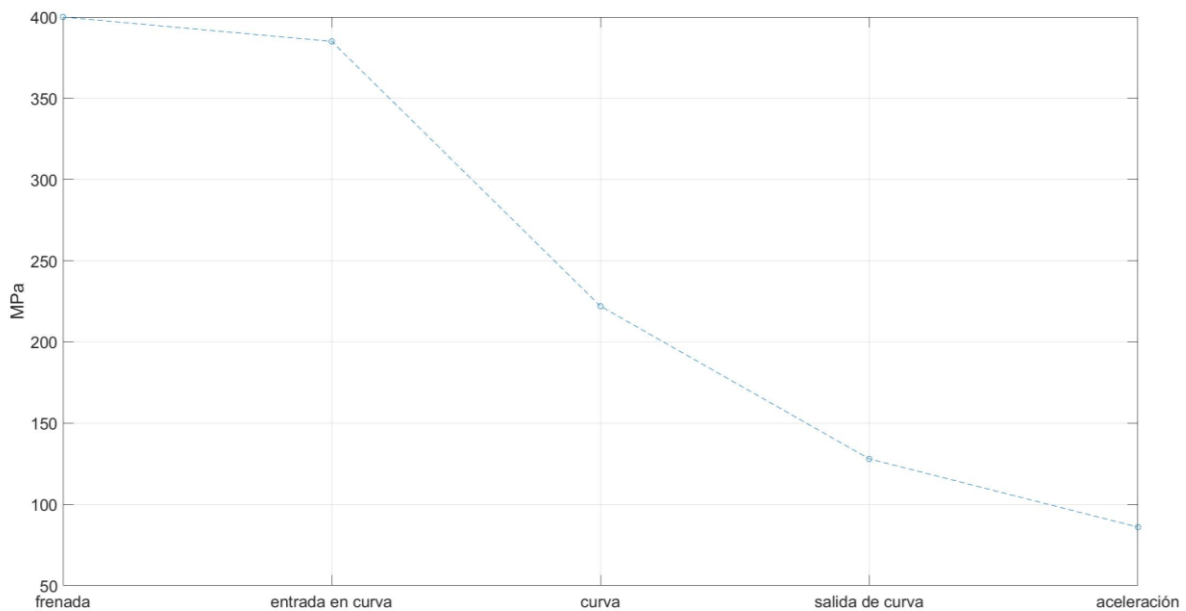


Figura 5-2. Ciclo de carga en el punto crítico 1

5.2.2 Punto crítico 2

El segundo punto crítico corresponde al orificio en el que se aloja el tornillo que conecta el triángulo inferior con la mangueta. Esta zona trabaja principalmente en la situación de curva. Por tanto, las tensiones variarán de signo en función de si la curva es a derecha o a izquierda. En este punto el ciclo de carga está caracterizado por dos escenarios: curva a izquierda y curva a derecha.

Uno de los escenarios de curva ya ha sido presentado en el Capítulo 2, sin embargo, falta comentar el caso de curva en el que la mangueta que se analiza es la interior de la curva. En esta situación las cargas son muy reducidas en comparación con el resto de las situaciones, pero en fatiga si es preciso tenerla en consideración ya que las tensiones en el punto crítico 2 cambian de signo, lo cual perjudica la vida a fatiga de la pieza.

Tabla 5-1. Cargas en la rueda interior de la curva

	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Curva 2	0	276,43	162,11

En la Figura 5-3 se muestra el ciclo de carga que experimenta el punto crítico 2 tras tener en cuenta la situación previamente presentada: $S_{max} = 400 \text{ MPa}$ $S_{min} = -37 \text{ MPa}$.



Figura 5-3. Ciclo de carga en el punto crítico 2

5.3 Número de ciclos

Se han establecido los ciclos de carga de ambos puntos críticos. Ahora se va a determinar el número de ciclos de carga que soporta cada punto crítico para determinar cuál de los dos es el que limita la vida a fatiga de la mangueta.

Para estimar la vida a fatiga se va a emplear la curva S-N que es el método más común en ingeniería especialmente para vidas superiores a los mil ciclos.

En ambos puntos a parte de una tensión alterna hay una tensión media. De los diferentes métodos que hay para introducir la influencia de la tensión media se va a emplear el de Goodman:

$$S_f = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_u}}$$

S_f = Tensión alterna equivalente

S_a = Tensión alterna

S_m = Tensión media

S_u = Tensión de rotura del material

Además, no se va a tener en cuenta ningún factor de seguridad ya que este se introdujo previamente en las cargas. A lo anterior se une que se ha supuesto que los escenarios dinámicos siempre van a ser extremos, es decir, en todas las curvas, aceleraciones y frenadas, se toman los valores más altos que se encontraron en el registro de datos del vehículo.

- Punto crítico 1:

$$S_a = 157 \text{ MPa}$$

$$S_m = 243 \text{ MPa}$$

$$S_f = 302 \text{ MPa}$$

- Punto crítico 2:

$$S_a = 218,5 \text{ MPa}$$

$$S_m = 181,5 \text{ MPa}$$

$$S_f = 341 \text{ MPa}$$

Se han obtenido los valores de tensión alterna equivalentes necesarios para estimar la vida a fatiga de la pieza. Ahora es necesario obtener el número de ciclos que soporta la mangueta mediante la curva S-N.

5.3.1 Curva S-N del Scalmalloy

Para estimar la vida a fatiga de la pieza se va a emplear una curva S-N obtenida de forma experimental con probetas de Scalmalloy mediante fabricación aditiva SLM [28].

El estudio empleado muestra diferentes curvas correspondientes a probetas que han sufrido diversos tratamientos superficiales. En el caso de la pieza se estima que para que tenga un comportamiento a fatiga adecuado es necesario realizar un tratamiento de shot peening.

El shot peening es un tratamiento relativamente común. Consiste en golpear la pieza con pequeñas bolas de acero de tal forma que en la superficie se generen tensiones residuales de compresión. Esto ayuda a que las grietas que se originen en la superficie tarden más tiempo en crecer aumentando el número de ciclos que soporta la pieza.

El ensayo ha sido realizado sometiendo a las probetas a esfuerzo axial y con tensión media nula.

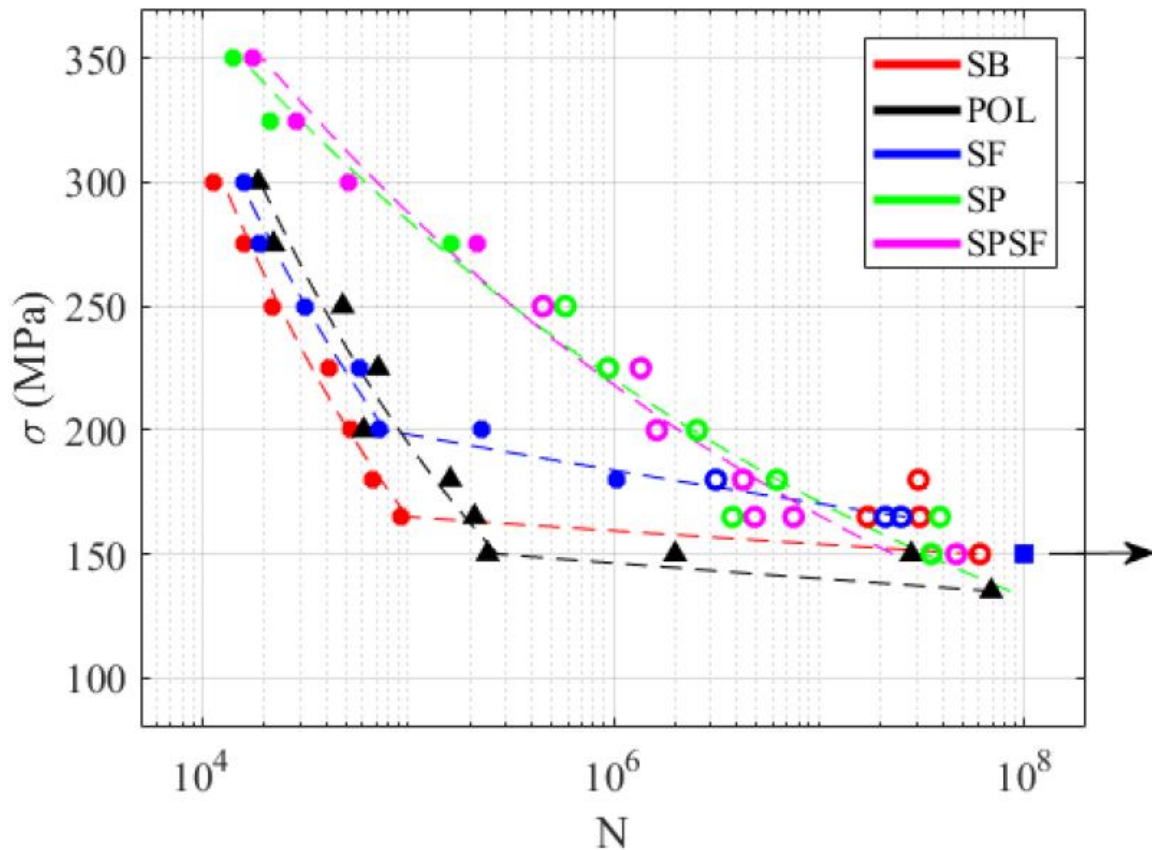


Figura 5-4. Curvas S-N del Scalmalloy [28]

5.3.2 Resultados

Con los anteriores valores de tensión media equivalentes vistos anteriormente se puede obtener el siguiente número de ciclos para cada punto:

- Punto crítico 1: $N = 60000$ ciclos
- Punto crítico 2: $N = 20000$ ciclos

Ahora es necesario traducir estos números de ciclos a tiempo de conducción. Este tiempo de conducción se puede dividir en dos: Competición y test.

Para estimar el número de ciclos que hay en una competición se va a tener en cuenta las dos pruebas más demandantes de cara a fatiga, que son la vuelta cronometrada y la prueba de resistencia.

Por norma general las competiciones no publican el trazado de los circuitos que elaboran en las competiciones, sin embargo, FSG tiene disponible en su página web un circuito tipo [29]. Se va a usar este circuito por dos razones; en primer lugar, es un dato proporcionado por una competición y publicado en su web oficial y en segundo lugar, FSG es la competición más prestigiosa de la temporada y sirve de referencia para muchas otras.

En la Figura 5-5 puede ver el mencionado circuito. Esta consta de 12 curvas a derecha y 11 a izquierda. Según la normativa de FSG [30] el trazado del circuito es de aproximadamente 1 km y la longitud de la prueba de resistencia es de 22 km esto sumado a que en la prueba de vuelta cronometrada hay 4 oportunidades implica un total de 26 vueltas por competición.

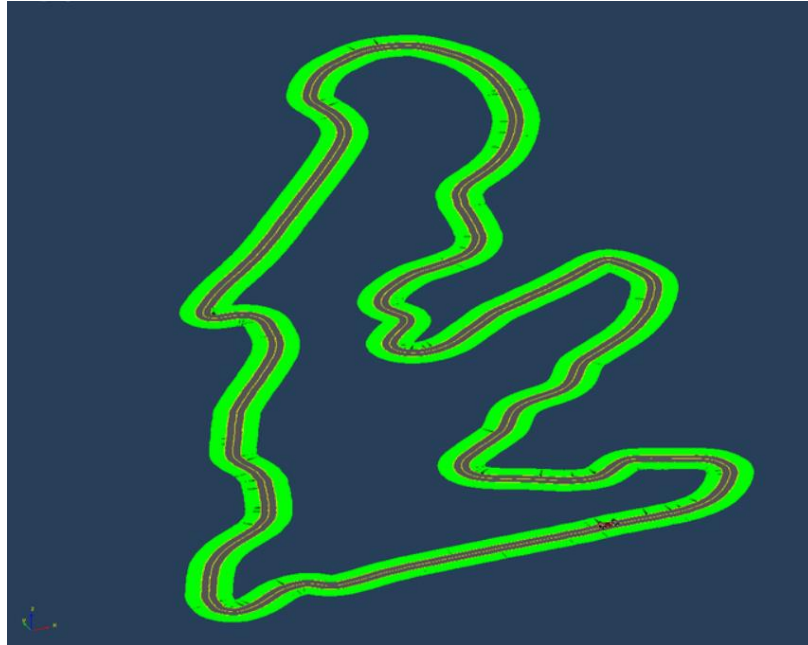


Figura 5-5. Trazado de FSG [29]

Se puede concluir que en una competición tipo FSG se recorren 312 curvas en un sentido y también se enlazarán 312 curvas a derecha e izquierda. Por tanto, en una competición se producen 312 ciclos de carga.

A lo largo de la temporada pasada el equipo participó en 4 competiciones, lo cual implicó una temporada excepcional que llevó al equipo al límite de sus capacidades logísticas. Se va a suponer que el equipo consigue participar en 4 competiciones todas las temporadas. Esto implica que, en competiciones, la mangueta experimenta 1248 ciclos de carga en ambos puntos críticos.

Por otro lado, faltan por estimar los ciclos que se producen durante la preparación de las pruebas. Se estima que la temporada pasada, en la que el coche comenzó a rodar relativamente pronto, se realizaron unos 200 km. Dado que este periodo consiste en preparar el coche para la competición, es razonable suponer que los trazados efectuados son similares a los de competición. Teniendo en cuenta la suposición anterior, durante la preparación para las competiciones la mangueta experimenta 2400 ciclos de carga.

En total la mangueta soporta 3648 ciclos de carga a lo largo de una temporada. Finalmente, se puede concluir que los 20.000 ciclos equivalen a **5,48 temporadas**.

Si se tiene en cuenta que el equipo ARUS diseña y fabrica un monoplace de competición cuyos componentes se rediseñan de forma frecuente, la vida obtenida se antoja suficiente. Además, la mangueta forma parte de la geometría del coche e interactúa con diversos componentes por lo que un cambio en algún elemento que esté relacionado con la mangueta o una variación de la geometría del vehículo probablemente implique un rediseño de la pieza en un plazo menor de cinco temporadas.

6 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha abordado el rediseño de la mangueta. Esta como se ha visto se trata de una pieza dentro del sistema de suspensión cuya función es estructural. Además, su diseño es fundamental para definir la geometría del vehículo, lo cual afecta al comportamiento dinámico del monoplaza. Por estos motivos es un componente esencial dentro del sistema de suspensión.

El objetivo del nuevo diseño ha sido aligerar el componente ya que al ser uno de los elementos más voluminosos del sistema de suspensión, su reducción de peso repercute de forma significativa. Se vio que, a parte de lo anterior, al tratarse de un elemento que forma parte de la masa no suspendida la importancia del peso eliminado es mucho mayor que en cualquier otro componente de la masa suspendida. Esto es debido en gran parte a que la inercia añadida al conjunto por parte de la masa no suspendida es elevada y, además, no está controlada por los elementos de amortiguación. A modo de ejemplo se expuso la respuesta en vibración libre del modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo.

Posteriormente se vio que el diseño antiguo de la mangueta tiene margen de mejora por lo que se decidió llevar a cabo una optimización topológica para fabricar una nueva pieza mediante fabricación aditiva, en concreto mediante PBF. Como se ha mostrado la fabricación aditiva está experimentando un fuerte crecimiento en la industria y cada vez más empresas la adoptan. Dentro de las tecnologías disponibles, la seleccionada es la más frecuente debido a sus ventajas frente a otras. Estas ventajas han motivado que sea la seleccionada para realizar la pieza.

Se ha demostrado con los ensayos expuestos que el diseño resultante de la optimización cumple a la hora de soportar las cargas calculadas en un análisis estático. Sin embargo, se debe garantizar que la pieza tiene una durabilidad suficiente, por tanto, se ha realizado un análisis a fatiga donde se ha concluido que la mangueta tiene una vida superior a las 5 temporadas antes de que se produzca el fallo.

Finalmente se plantean posibles líneas de mejora. Un posible desarrollo sería efectuar un rediseño de la conexión del triángulo superior con la mangueta. Si se analiza la geometría del nuevo diseño se puede apreciar que la forma está muy condicionada por la pieza en forma de U y las plaquitas que sirven para controlar el camber. Diseñando una nueva conexión menos voluminosa se podría mejorar la optimización.

Otra línea futura de trabajo es el estudio de los aspectos que incumben a la fabricación de la pieza y a procesos de acabado, ya sean tratamientos superficiales o mecanizados. Es preciso estudiar los parámetros de fabricación de la máquina para el material elegido, la dirección de impresión óptima y el diseño de los soportes necesarios. También es necesario diseñar el posible utillaje que se necesite en el posterior proceso de mecanizado.

REFERENCIAS

- [1] López I. ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI). n.d.
- [2] Jankovics D, Barari A. Customization of Automotive Structural Components using Additive Manufacturing and Topology Optimization. IFAC-PapersOnLine 2019;52:212–7. <https://doi.org/10.1016/J.IFACOL.2019.10.066>.
- [3] Hunar M, Jancar L, Krzikalla D, Kaprinay D, Srnicek D. Comprehensive view on racing car upright design and manufacturing. Symmetry (Basel) 2020;12. <https://doi.org/10.3390/SYM12061020>.
- [4] Delta Racing and Eplus 3D take to the track with 3D printed wheel carriers - 3D Printing Industry n.d. <https://3dprintingindustry.com/news/delta-racing-and-eplus-3d-take-to-the-track-with-3d-printed-wheel-carriers-196873/> (accessed April 6, 2022).
- [5] Balkwill J. PERFORMANCE VEHICLE DYNAMICS. 2017.
- [6] Heras Barras C. Estudio del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático. 2010.
- [7] Federico París Carballo. Teoría de la elasticidad. 1996.
- [8] Supported 3D Elements: • Tetra Elements. 2021.
- [9] Create, Review, and Edit RBE2 Elements n.d. https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/hwx/topics/pre_processing/model_build_and_assembly/rbe2_create_edit_review_c.htm?zoom_highlights=rbe2 (accessed June 22, 2022).
- [10] 7075-T6 Aluminium: Overview & Properties - Matmatch n.d. <https://matmatch.com/learn/material/7075-t6-aluminium> (accessed June 22, 2022).
- [11] Audibert C, Chaves-Jacob J, Linares JM, Lopez QA. Bio-inspired method based on bone architecture to optimize the structure of mechanical workpieces. Materials and Design 2018;160:708–17. <https://doi.org/10.1016/J.MATDES.2018.10.013>.
- [12] Bendsøe MP, Sigmund O. Topology Optimization. Springer Berlin Heidelberg; 2004. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-05086-6>.
- [13] Acelera el simulation-driven design | Altair Inspire n.d. <https://www.altair.com/es/inspire/> (accessed June 13, 2022).
- [14] Comprar suscripción de Fusion 360 | Obtener Precios del software de diseño CAD/CAM de Fusion |Tienda en línea de Autodesk España n.d. <https://www.autodesk.es/products/fusion-360/overview?term=1-YEAR&tab=subscription> (accessed June 13, 2022).
- [15] Maximize Stiffness n.d. https://2021.help.altair.com/2021.0.1/inspire/en_us/topics/inspire/structure/optimization_maximize_stiffness.htm (accessed June 13, 2022).
- [16] Maximize Frequency n.d. https://2021.help.altair.com/2021.0.1/inspire/en_us/topics/inspire/structure/optimization_maximize_frequency.htm (accessed June 13, 2022).
- [17] Minimize Mass n.d. https://2021.help.altair.com/2021.0.1/inspire/en_us/topics/inspire/structure/optimization_minimize_mass.htm (accessed June 13, 2022).
- [18] Learn Additive Manufacturing with Altair Inspire Print 3D eBook 3D` 3D eBook / Learn Additive Manufacturing with Altair Inspire Print3D. n.d.

- [19] 3D Printing History | AV Plastics n.d. <http://www.avplastics.co.uk/3d-printing-history> (accessed June 15, 2022).
- [20] Metal Additive Manufacturing history - Ampower Metal AM Market Report n.d. <https://additive-manufacturing-report.com/technology/metal/metal-additive-manufacturing-history/> (accessed June 15, 2022).
- [21] Wohlers T, Mostow N, Campbell I, Diegel O, Kowen J, Fidan I. Wohlers Report 2022 2022:427.
- [22] MODULE 2_04 AM Processes Technology overview n.d.
- [23] Materials for Powder Bed Fusion | Prima Additive n.d. <https://www.primaadditive.com/en/materials/powder-bed-fusion> (accessed June 15, 2022).
- [24] Spierings AB, Dawson K, Voegtlin M, Palm F, Uggowitzner PJ. Microstructure and mechanical properties of as-processed scandium-modified aluminium using selective laser melting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 2016;65:213–6. <https://doi.org/10.1016/J.CIRP.2016.04.057>.
- [25] Certified Scalmalloy n.d. <https://www.toyalgroup.net/>.
- [26] Rafi HK, Karthik N v., Gong H, Starr TL, Stucker BE. Microstructures and mechanical properties of Ti6Al4V parts fabricated by selective laser melting and electron beam melting. *Journal of Materials Engineering and Performance* 2013;22:3872–83. <https://doi.org/10.1007/s11665-013-0658-0>.
- [27] L-PBF PROCESS. n.d.
- [28] Aguado-Montero S, Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. RESISTENCIA A FATIGA DE LA ALEACIÓN SCALMALLOY FABRICADA MEDIANTE SLM. 5th Iberian Conference on Structural Integrity, Coimbra, March 30 - April 1st 2022.
- [29] FSG: Track Layout n.d. <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/track-layout/> (accessed June 21, 2022).
- [30] FSG_Rules_2020_V1 n.d.

GLOSARIO

BJT: Binder Jetting Technology	33
CAD: Computer Aided Desing	22
DMLS: Direct Metal Laser Sintering	33
FDM: Fused Deposition Modeling	33
FSA: Formula Student Austria	2
FSG: Formula Student Germany	57
FSN: Formula Student Netherlands	xi
LB-PBF: Laser Beam Power Bed Fusion	33
MAM: Metallic Additive Manufacturing	33
MEF: Método de los Elementos Finitos	21
PBF: Power Bed Fusion	xi
SLA: Stereolitografía	33
SLM: Selective Laser Melting	56
SLS: Selective Laser Sintering	33

Programa principal

```
clc,clear all
% Este archivo evalua un modelo de un cuarto de vehículo para estudiar la
% influencia de la masa no suspendida en la respuesta del sistema a
% vibración libre
m = 305;
rep = 0.60;
[t,x1] = Modelo_cuarto_vehiculo_VibLib(m,rep);
rep = 0.80;
[~,x2] = Modelo_cuarto_vehiculo_VibLib(m,rep);
rep = 0.90;
[~,x3] = Modelo_cuarto_vehiculo_VibLib(m,rep);
figure(1)
plot(t,x1(1,:),t,x2(1,:),t,x3(1,:))
legend('Masa no suspendida 40%','Masa no suspendida 20%','Masa no
suspendida 10%')
title('Desplazamiento de la masa suspendida')
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('z [m]')
figure(2)
plot(t,x1(2,:),t,x2(2,:),t,x3(2,:))
legend('Masa no suspendida 40%','Masa no suspendida 20%','Masa no
suspendida 10%')
title('Desplazamiento de la masa no suspendida')
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('z [m]')
```

Modelo_cuarto_vehiculo_VibLib

```

function [t,x] = Modelo_cuarto_vehiculo_VibLib(m,rep)

ms = m*rep; % [kg]
mns = m-ms;
ca = 3438.17;
cr = 0;
ka = 43781.5;
kr = 3200;
g = 9.81;

% Matriz de masa
M = [ms 0 ; 0 mns];
% Matriz de amortiguamiento
C = [ca -ca ; -ca cr+ca];
% Matriz de elasticidad
K = [ka -ka ; -ka kr+ka];
% Matriz de fuerzas
f = [-ms*g ; -mns*g];

gdl = length(M);

% Sistema con amortiguamiento genérico en vibración libre
A = [zeros(gdl) M ; M C];
B = [-M zeros(gdl) ; zeros(gdl) K];

% Cálculo de autovalores y autovectores
[V,w] = eig(-A\B);
V = V*diag(1./V(end,:));
% Cálculo de la solución
t = 0:0.01:30;
y0 = [0;0;0;0.3];
a = V.'*A*V;
z0 = a\V.'*A*y0;
z = [];
for r = 1:2*length(M)
    z(r,:) = z0(r)*exp(w(r,r).*t);
end
x = V([length(M)+1,end],:)*z;
end

```