

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Validación de modelo numérico de atenuador de
impacto para Fórmula SAE

Autor: Antonio Gutiérrez González

Tutor: Luis Távara Mendoza, Jesús Justo Estebaranz

Dep. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de
Estructuras
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales

Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Validación de modelo numérico de atenuador de impacto para Fórmula SAE

Autor:

Antonio Gutiérrez González

Tutores:

Luis Távara Mendoza

Profesor Contratado Doctor

Jesús Justo Estebaranz

Profesor Ayudante Doctor

Dep. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017

Trabajo Fin de Grado: Validación de modelo numérico de atenuador de impacto para Fórmula SAE

Autor: Antonio Gutiérrez González

Tutor: Luis Távara Mendoza, Jesús Justo Estebaranz

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

A mi familia

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a Luis, mi tutor del proyecto, por el tiempo dedicado y la buena disponibilidad siempre mostrada, así como por todas sus explicaciones y soluciones dadas. Agradecer también a Jesús Justo, por su disposición a la hora de realizar los ensayos en el laboratorio.

Agradecer al equipo ARUS, dentro del cual se enmarca este trabajo, haciendo mención especial a mis compañeros del departamento de chasis. También a los patrocinadores del equipo que contribuyeron en material e instalaciones para el mismo.

Por último, agradecer a mi familia, la cual me ha apoyado durante todos estos años de estudio, confiando en mí, tanto en las buenas como en las malas.

Antonio Gutiérrez González

Estudiante del Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Sevilla, 2017

Resumen

La seguridad en la automoción es uno de los aspectos en los que se está haciendo más énfasis en los últimos años en este campo de la ingeniería. Cada vez se destinan más recursos para el estudio de elementos de seguridad, tanto activa como pasiva, ya sea en la industria del automóvil comercial como en la de competición. Estos estudios se dividen en una etapa de diseño y una imprescindible de ensayo dinámico real para validar los modelos.

La Fórmula SAE /*Formula Student*, competición automovilística de estudiantes, sigue la misma línea. Los monoplazas de competición deben llevar un elemento para absorber la energía en caso de impacto, llamado atenuador de impacto.

En este trabajo se lleva a cabo un estudio de un atenuador de impacto mediante la realización de un modelo en elementos finitos con el *software* Abaqus. El objetivo es poder predecir los resultados finales en términos de energía absorbida, desaceleraciones y deflexiones máximas, ya que no es posible realizar muchos ensayos reales debido a su alto coste.

Una vez que el modelo en elementos finitos cumpla con los requisitos técnicos exigidos por la competición, se comparan los resultados con un ensayo real del mismo dispositivo.

Abstract

Safety in the automotive industry is one of the aspects that are being emphasized in recent years in this field of engineering. More and more resources are devoted to the study of safety elements, both active and passive, either in the commercial automotive industry or in the competition industry. These studies are divided into a design stage and an actual dynamic test to validate the models.

The Formula SAE/Formula Student, automotive student competition, follows the same line. The single-seater racing cars must carry an element to absorb the energy in case of impact, called impact attenuator.

In this work is carried out a study of an impact attenuator by means of a finite elements model with the software Abaqus. The objective is to predict the final results in terms of absorbed energy, decelerations and maximum deflections, since it is not possible to carry out many actual tests due to their high cost

Once the finite element model meets the technical requirements required by the competition, the results are compared with an actual test of the same device.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
Índice de Gráficas	xxi
Notación	xxiii
1 Introducción	1
1.1. <i>Fórmula SAE</i>	1
1.2. <i>Objetivos del proyecto: Atenuador de impacto</i>	1
2 Normativa	5
2.1. <i>Elementos del conjunto atenuador de impacto</i>	5
2.2. <i>Normativa del atenuador de impacto</i>	5
3 Antecedentes	7
3.1. <i>Atenuador de impacto estándar</i>	7
3.2. <i>Atenuador de impacto de fibra de carbono</i>	7
4 Fundamentos de la resistencia ante impactos	9
4.1 <i>Conceptos básicos</i>	9
4.1.1 Definiciones	9
4.1.2 Importancia de la energía en los estudios de impacto	10
4.2 <i>Colapso</i>	11
4.3 <i>Deflexión máxima en un impacto</i>	11
4.4 <i>Estrategia para el diseño de estructuras ante impacto</i>	12
4.4.1 Fuerzas	12
4.4.2 Distribución de la fuerza	13
5 Diseño preliminar	15
5.1 <i>Selección del material</i>	15
5.1.1 Posibilidades	15
5.1.2 Material seleccionado	15

5.2	<i>Cálculos básicos</i>	17
5.3	<i>Ensayo real cuasi-estático</i>	20
5.3.1	Probeta pequeña	20
5.3.2	Probeta de tamaño real	22
6	Modelo numérico en elementos finitos	25
6.1	<i>Simulación estática</i>	25
6.1.1	Modelo en Abaqus simulación estática	25
6.1.2	Resultados simulaciones estáticas	29
6.2	<i>Simulación dinámica simple</i>	32
6.2.1	Modelo en Abaqus simulación dinámica simple	32
6.2.2	Resultados simulaciones dinámicas simples	33
6.3	<i>Estudio placa anti-intrusión</i>	38
6.4	<i>Simulación dinámica completa</i>	41
6.4.1	Modelo en Abaqus simulación dinámica completa	41
6.4.2	Resultados simulaciones dinámicas completas	45
7	Ensayo real de impacto	51
7.1	<i>Preparación del ensayo</i>	51
7.2	<i>Resultados y comparación</i>	53
8	Conclusiones y trabajos futuros	57
9	Bibliografía	59
A.	Anexo: modificación del <i>step</i> estático	61
B.	Anexo: uso de Filezilla y Cluster	63

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tipos de <i>honeycomb</i> disponibles.	17
Tabla 2. Conclusiones de los cálculos básicos	19
Tabla 3. Resultados ensayo cuasi-estático probeta pequeña.	21
Tabla 4. Resultados ensayo cuasi-estático probeta de tamaño real.	23
Tabla 5. Propiedades del aluminio serie 3000.	26
Tabla 6. Definición <i>step</i> estático.	27
Tabla 7. Resultados convergencia malla ensayo estático.	29
Tabla 8. Resultados comparación fuerzas máximas.	31
Tabla 9. Resultados simulaciones dinámicas simples.	34
Tabla 10. Resultados del estudio de los refuerzos y placa.	41
Tabla 11. Resultados simulación dinámica completa.	49
Tabla 12. Acelerómetros instalados en el ensayo real de impacto.	52
Tabla 13. Medidores de velocidad y otros equipos usados en el ensayo real de impacto.	52
Tabla 14. Resultados ensayo de impacto.	55

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Monoplaza ART-16 en el circuito de Hockenheimring.	1
Figura 2. Accidente en Fórmula 1.	2
Figura 3. <i>Crash Test</i> a chasis de Fórmula 1.	2
Figura 4. Esquema del conjunto atenuador de impacto.	5
Figura 5. Atenuador de impacto estándar (ART-14).	7
Figura 6. Atenuador de impacto de fibra de carbono (ART-15 y 16).	8
Figura 7. Gráfica típica en impactos y sus términos.	9
Figura 8. Esquema representativo de un impacto.	10
Figura 9. Gráfica y términos que intervienen en el colapso.	11
Figura 10. Relación de energías en un impacto.	12
Figura 11. Tipos de estructuras según su resistencia.	12
Figura 12. Ejemplo de impacto con pico inicial de fuerza.	13
Figura 13. Fenómeno del <i>bottoming out</i> .	14
Figura 14. Ejemplo gráfico de impacto deseado.	14
Figura 15. Estructura tipo <i>honeycomb</i> .	16
Figura 16. Gráfica esfuerzo-deformación típica del <i>honeycomb</i> .	16
Figura 17. Geometría de las celdillas del <i>honeycomb</i> elegido.	19
Figura 18. Dimensiones generales del atenuador de impacto.	19
Figura 19. Montaje de probeta pequeña en máquina de ensayo.	20
Figura 20. Probeta pequeña tras ensayo.	21
Figura 21. Montaje de probeta de tamaño real en máquina de ensayo.	22
Figura 22. Probeta de tamaño real tras ensayo.	22
Figura 23. Modelo plástico simplificado: plástico perfecto.	25
Figura 24. Detalle de la pared doble del <i>honeycomb</i> .	26
Figura 25. <i>Assembly</i> de la simulación estática.	27
Figura 26. Módulo <i>Interaction</i> simulación estática.	28
Figura 27. Detalle del tamaño de elementos en el mallado.	29
Figura 28. Detalle del modo de fallo por pandeo.	30

Figura 29. Probeta tras simulación estática.	30
Figura 30. <i>Assembly</i> modelo dinámico simple.	32
Figura 31. Módulo <i>Load</i> y <i>Mesh</i> del modelo dinámico simple.	33
Figura 32. Deformación a los 0,003 s con malla de 0,5 mm.	35
Figura 33. Deformación a los 0,005 s con malla de 0,5 mm.	35
Figura 34. Detalle deformación con malla de 0,5 mm.	35
Figura 35. Deformación a los 0,006 s con malla gruesa.	36
Figura 36. Deformación a los 0,01 s con malla gruesa.	36
Figura 37. Detalle deformación con malla gruesa.	36
Figura 38. Módulo <i>Mesh</i> del modelo simétrico.	37
Figura 39. Dimensiones placa anti-intrusión y marco frontal.	39
Figura 40. <i>Assembly</i> del estudio de los refuerzos.	39
Figura 41. Módulo <i>Load</i> del estudio de los refuerzos.	40
Figura 42. Ejemplo de resultados estudio del refuerzo.	40
Figura 43. Estructura para el ensayo de impacto.	41
Figura 44. Modelo simétrico tipo <i>wire</i> de la estructura.	42
Figura 45. Creación de perfiles tubulares en la sección <i>Property</i> .	42
Figura 46. <i>Assembly</i> del conjunto atenuador de impacto en Abaqus.	43
Figura 47. Unión entre placa anti-intrusión y estructura.	43
Figura 48. Unión entre atenuador de impacto y placa anti-intrusión.	44
Figura 49. Unión punto referencia móvil al conjunto.	44
Figura 50. Condiciones de contorno del modelo completo.	45
Figura 51. Mallado del modelo completo.	45
Figura 52. Evolución de la simulación dinámica completa.	46
Figura 53. Comparación atenuador de impacto antes y después.	47
Figura 54. Comparación placa anti-intrusión antes y después.	47
Figura 55. Estructura representativa del chasis para ensayo.	51
Figura 56. Atenuador de impacto real montado en la estructura.	51
Figura 57. Conjunto atenuador de impacto en las instalaciones del ensayo.	52
Figura 58. Recuperación elástica en ensayo real.	55
Figura 59. Reportaje fotográfico del ensayo de impacto.	56
Figura 60. Posibles diseños futuros.	57
Figura 61. Modificación del <i>step</i> estático.	62
Figura 62. Interfaz del FileZilla	63
Figura 63. Cluster.	64

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Ensayo cuasi-estático probeta pequeña: Fuerza-Desplazamiento	21
Gráfica 2. Ensayo cuasi-estático probeta de tamaño real: Fuerza-Desplazamiento.	23
Gráfica 3. Resultados convergencia malla simulación estática.	29
Gráfica 4. Resultados comparación fuerzas máximas.	31
Gráfica 5. Resultados simulaciones dinámicas simples.	34
Gráfica 6. Comparación de resultados modelos simétrico y completo.	37
Gráfica 7. Curva Fuerza-Desplazamiento modelo simétrico completa.	38
Gráfica 8. Fuerza-Desplazamiento simulación dinámica completa.	48
Gráfica 9. Aceleración-tiempo ensayo de impacto.	53
Gráfica 10. Fuerza-desplazamiento ensayo de impacto.	54
Gráfica 11. Energía-desplazamiento ensayo de impacto.	54

Notación

N	Newton
MPa	Megapascal
mm	Milímetro
m	Metro
s	Segundo
km	Kilómetro
g	Aceleración de la gravedad
J	Julio
kg	Kilogramo
~	Aproximadamente
Tn	Tonelada

1 INTRODUCCIÓN

1.1. Fórmula SAE

La Fórmula SAE o *Formula Student* es una competición automovilística de carácter universitario a nivel mundial. Organizada por la *SAE International (Society of Automotive Engineers)*, está considerada como la competición universitaria más prestigiosa en el ámbito de la ingeniería.

El objetivo de la competición es diseñar, fabricar, ensamblar y testear un monoplaza de competición, para que posteriormente se ponga a prueba y se compita entre los distintos equipos de universidades de todo el mundo. Cada año se celebran distintas pruebas, en prestigiosos e históricos circuitos de velocidad.



Figura 1. Monoplaza ART-16 en el circuito de Hockenheimring.

Las pruebas a las que se someten los monoplazas se dividen en estáticas y dinámicas, además de someterse previamente a una exhaustiva inspección técnica.

En la inspección técnica se revisa el cumplimiento de la normativa, además hay que llevar la muestra del atenuador de impacto ensayado para su comparación con el implementado en el coche, así como presentar un documento donde se recojan todos los datos de los ensayos y el diseño.

En las pruebas estáticas se analiza el diseño conceptual del vehículo valorando el uso apropiado de la ingeniería, un informe de costes y un plan de negocio para una hipotética producción en serie del vehículo. En las pruebas dinámicas se evalúa el comportamiento del vehículo en pista. Hay una prueba de aceleración, otra que mide el comportamiento en curva o aceleración lateral, otra en circuito de conos donde se pone a prueba la maniobrabilidad de cada monoplaza y se finaliza con una prueba de resistencia.

1.2. Objetivos del proyecto: Atenuador de impacto

La seguridad en los vehículos es una de las mayores áreas de investigación en el campo de la ingeniería de automoción. La industria del automóvil está desarrollando nuevos sistemas y técnicas de seguridad pasiva y activa para incrementar la seguridad de los ocupantes de vehículos. Igualmente, en el campo de la competición, cada vez es más estricto el diseño de los elementos de seguridad para evitar que los fuertes

accidentes que se pueden producir acaben siendo fatales, como ya ha pasado en varias ocasiones a lo largo de la historia de la competición automovilística.



Figura 2. Accidente en Fórmula 1.¹

Por ello, ha habido un gran aumento en el interés por la seguridad, realizándose más investigaciones para conocer la respuesta de los vehículos ante impactos y diseñar estructuras para prevenir daños. El objetivo general de los ingenieros es diseñar estructuras capaces de absorber gran cantidad de energía durante un impacto y limitar las desaceleraciones que sufre el cuerpo humano.

Sin embargo, el tiempo de desarrollo y coste pueden llegar a ser elevados. Es por ello que el uso de distintos *softwares* puede reducir estos problemas de una manera eficiente. Por otro lado, los resultados de las simulaciones no pueden ser usados directamente en la vida real sin ninguna validación experimental.



Figura 3. *Crash Test* a chasis de Fórmula 1.²

Igualmente, en la Fórmula SAE, un elemento de seguridad de este tipo es requerido, el denominado atenuador de impacto. Este dispositivo es una estructura deformable colocada en la parte frontal del monoplaza. El

¹ https://www.formula1.com/en/championship/inside-f1/safety/cockpit-crash-tests/Crash_tests.html

² <http://www.racecar-engineering.com/wp-content/uploads/2014/06/uphondara109ka.jpg>

objetivo principal del atenuador de impacto es disipar de manera progresiva la energía cinética dada por un obstáculo durante un impacto frontal. Es el primer componente estructural que reacciona al impacto, por lo que su diseño ingenieril es muy importante: la desaceleración dada al conductor durante un impacto puede tener consecuencias mortales y es necesario mantenerlas lo más bajas y progresivas posibles.

El objetivo de este trabajo es comprender bien la resistencia y comportamiento ante impactos y diseñar mediante un programa de elementos finitos un atenuador de impacto bajo la normativa de la Fórmula SAE. Estos resultados se comparan con los obtenidos mediante un ensayo dinámico de impacto real, para así validar el modelo.

2 NORMATIVA

La normativa de la *Formula Student* [2] es un documento en el que se recogen aspectos de carácter técnico, administrativo, organizativo o de regulación de las competiciones. Está dividido en varias partes según el contenido. La organización impone una amplia normativa en la que se restringe el diseño del monoplaza en sus distintas áreas, para garantizar la seguridad o regular el comportamiento del vehículo.

La normativa que hace referencia al atenuador de impacto está en la Parte-T: Requisitos técnicos generales; dentro del Artículo 3: Habitáculo del piloto.

Para poder participar en las competiciones hay que cumplir cada una de las normas impuestas por la organización.

2.1. Elementos del conjunto atenuador de impacto

En la figura 4 se pueden ver los distintos elementos que componen el conjunto atenuador de impacto y cómo debe ser la disposición en el vehículo:

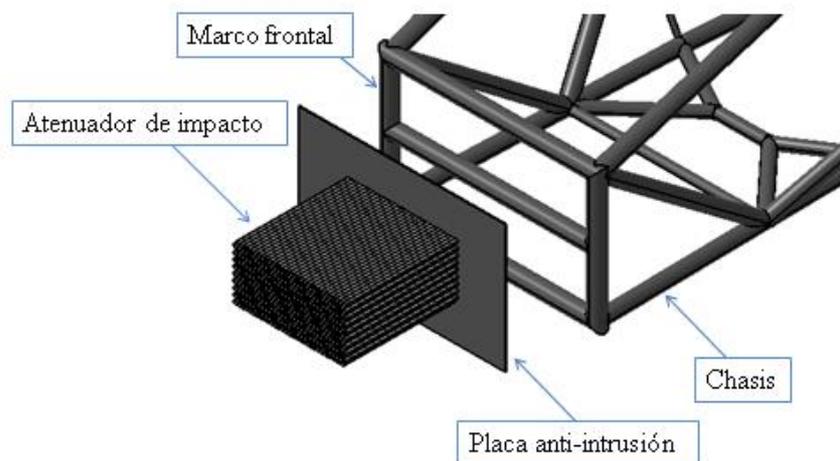


Figura 4. Esquema del conjunto atenuador de impacto.

2.2. Normativa del atenuador de impacto

A continuación se detallan los puntos de la normativa más relevantes a la hora de llevar a cabo el diseño del conjunto atenuador de impacto:

T3.20 Atenuador de impacto

T3.20.1: Por delante del marco frontal debe haber un conjunto atenuador de impacto, consistiendo en un atenuador de impacto y una placa anti-intrusión.

T3.20.2: El atenuador de impacto debe:

- Ser al menos de 200 mm de largo, con su longitud orientada a lo largo del eje principal de la estructura.
- Ser al menos de 100 mm de alto y 200 mm de ancho con una distancia mínima de 200 mm por delante del marco frontal.

- c) Estar unido de forma segura a la placa anti-intrusión o directamente al marco frontal.

T3.20.3: La placa anti-intrusión debe:

- a) Ser una placa sólida de acero de al menos 1,5 mm o de aluminio de al menos 4 mm, o una alternativa aprobada según T3.38 (para placas de material compuesto, que conllevaría realizar unos ensayos de laboratorio adicionales: no se contempla en este proyecto).
- b) Estar unida segura y directamente al marco frontal.
- c) Tener un perfil exterior que cumpla con los requisitos de T3.20.5.

T3.20.4: Los métodos aceptados para unir el conjunto atenuador de impacto, atenuador de impacto y placa anti-intrusión son:

- a) Soldadura, donde las soldaduras son continuas o interrumpidas. Si es interrumpida el ratio soldadura/espacio debe ser al menos 1:1. La longitud de cada soldadura debe ser mayor que 25 mm.
- b) Uniones atornilladas, usando al menos 8 tornillos de Métrica 8 mm, calidad 8.8, con bloqueo positivo. La distancia entre dos centros de tornillo debe ser al menos 50 mm.
El atenuador de impacto puede unirse a la placa anti-intrusión usando un adhesivo estructural. El adhesivo debe ser apropiado para usar con ambos tipos de materiales.

T3.20.5: Los requisitos para el perfil exterior del conjunto atenuador de impactos dependen del método de unión al marco frontal:

- a) Para uniones soldadas, el perfil debe extenderse al menos hasta la línea central de los tubos del marco frontal por todos los lados.
- b) Para uniones atornilladas, el perfil debe igualar las dimensiones exteriores del marco frontal alrededor de todo el perímetro.

T3.21 Requerimiento de datos del atenuador de impacto

T3.21.1: Todos los equipos deben enviar un informe de datos del atenuador de impacto usando la plantilla *Impact Attenuator Data* (IAD).

T3.21.2: El informe debe incluir:

- a) Datos de un ensayo dinámico que prueben que el conjunto atenuador de impacto, montado al frente de un vehículo con una masa total de 300 kg e impactando un sólido (barrera de impactos no flexible) con una velocidad de impacto de 7,0 m/s, desacelera el vehículo a una proporción que no exceda los 20 g de media y los 40 g de pico. La energía absorbida en esta prueba debe satisfacer o superar los 7350 Julios.
- b) Cálculos mostrando cómo la energía absorbida y desaceleraciones presentadas han sido obtenidas.
- c) Un esquema del método de ensayo.
- d) Fotos del atenuador, con la altura del atenuador antes y después del ensayo.

T3.21.3: Durante dicho ensayo, el atenuador de impacto debe estar unido a la placa anti-intrusión usando el método de fijación diseñado en el vehículo. El conjunto atenuador de impacto debe estar unido a una sección estructural representativa del diseño del chasis. Debe haber al menos 50 mm de espacio hacia atrás desde la placa anti-intrusión hasta el accesorio base del ensayo.

Ninguna parte de la placa anti-intrusión puede flexar permanentemente más de 25 mm de la posición de la placa anti-intrusión antes del ensayo.

T3.21.4: El ensayo dinámico del atenuador de impactos solo puede ser llevado a cabo en una instalación de ensayo dedicada a ello y supervisado por equipo profesional o profesor de la Universidad. Los equipos no tienen permitido construir sus propios dispositivos de ensayos dinámicos.

3 ANTECEDENTES

Durante los tres primeros años en los que el equipo de *Formula Student* de la Universidad de Sevilla, ARUS Andalucía Racing, ha diseñado monoplasas, se han usado dos tipos distintos de atenuador de impacto.

3.1. Atenuador de impacto estándar

El primer año se montó el “*Standard Impact Attenuator*”. Este atenuador es diseñado y fabricado por la propia organización de la competición, con el objetivo de comercializarlo a aquellos equipos que no puedan hacer un diseño propio en esta área.

Este atenuador es de una espuma especial para impactos y de un gran volumen. Pesa más de 0,7 kg e implica hacer un marco frontal y parte delantera del chasis más grande. Esta opción da un gran margen de mejora para hacer diseños propios, orientados a la compacidad y reducción del peso.

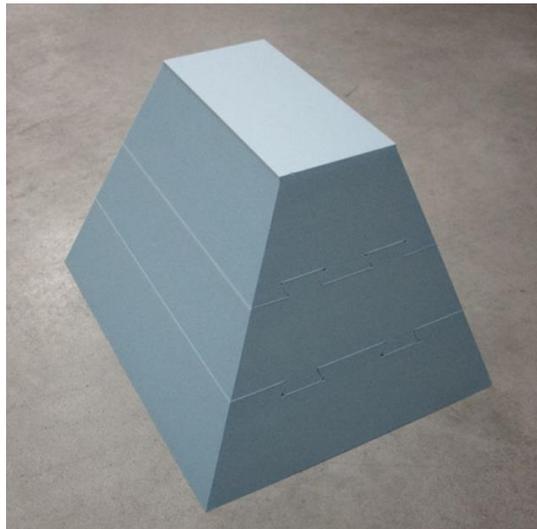


Figura 5. Atenuador de impacto estándar (ART-14).³

3.2. Atenuador de impacto de fibra de carbono

En los dos siguientes años se montó otro atenuador de impacto, esta vez de diseño propio. Este diseño estaba basado en el modelo de daño progresivo de la fibra de carbono. Tenía una forma corrugada y un esquema de apilado determinado para evitar el pandeo de la estructura y permitir una evolución del daño continua y progresiva.

³ <http://www.formula-seven.com/shop-products/impact-attenuator-t-12/>



Figura 6. Atenuador de impacto de fibra de carbono (ART-15 y 16).

A pesar de ser un diseño bastante innovador, resultaron varios problemas tanto en la fase de diseño, como en la de fabricación y testeado.

En primer lugar, los resultados experimentales no coincidían con los resultados obtenidos analíticamente mediante elementos finitos. Cualitativamente sí se predecía bien el resultado, pero cuantitativamente no. Eso se debió en parte a que el material utilizado no recogía los efectos disipativos de la delaminación entre las capas del atenuador. También cabe destacar, que las condiciones de contorno en las que se hicieron los ensayos en elementos finitos no eran del todo adecuadas, ya que simulaban el impacto sobre el atenuador y no sobre el conjunto, que incluye la placa anti-intrusión y el marco frontal, los cuales pueden sufrir deformaciones excesivas y no hacer válido el atenuador de impacto, así como absorber más energía debido a la deformación.

Además, el método de fabricación, preimpregnación manual de las láminas, resultó ser poco efectivo: no siempre se fabricaban bien los modelos, y luego experimentalmente diferían los resultados entre las diferentes muestras. Este método de fabricación, que en su momento se vio como el más viable tanto técnica como económicamente, dio al equipo muchos problemas.

Por lo expuesto anteriormente, para el ART-17, se decidió diseñar otro atenuador de impacto usando otro material, el cual fuera más factible en fabricación u obtención y preciso en su modelado en elementos finitos.

4 FUNDAMENTOS DE LA RESISTENCIA ANTE IMPACTOS

Para comprender bien el diseño de un atenuador de impacto, en este caso para uso en *Formula Student*, es muy importante conocer en qué se debe basar dicho diseño. Para ello hay que conocer cuál va a ser el contexto físico en el que va a ser útil, y en este caso es la resistencia ante impactos, lo que se conoce en inglés como *crashworthiness*.

Es fundamental conocer los conceptos claves antes de empezar a diseñar, para asegurar que el diseño vaya a cumplir los requisitos relativos a la resistencia ante impacto y poder optimizar el diseño (peso, coste...) junto con otros objetivos (estilo, rendimiento...).

4.1 Conceptos básicos

El enfoque de la resistencia ante impactos se basa en impactos a baja y media velocidad sobre estructuras donde los fenómenos de colapso estructural y efecto inercial de componentes son dominantes.

4.1.1 Definiciones

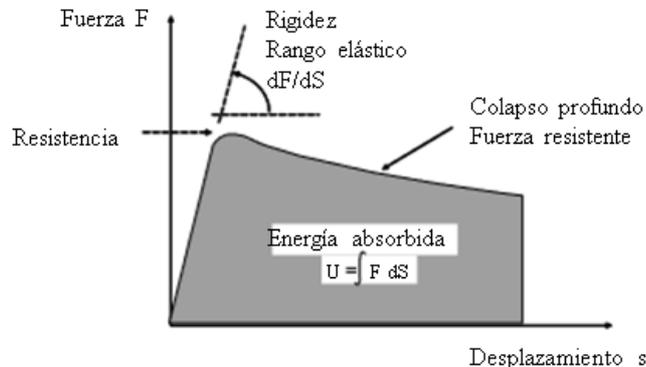


Figura 7. Gráfica típica en impactos y sus términos. [4]

Rigidez: es la pendiente de la curva Fuerza-Desplazamiento en la región elástica (antes del límite elástico).

Resistencia: es la fuerza requerida para iniciar el colapso de la estructura (máxima fuerza que puede soportar la estructura, en este caso, ante un impacto).

Colapso profundo: es el rango del comportamiento en la fase del colapso (en grandes desplazamientos).

Fuerza resistente en el colapso profundo: es la fuerza que la estructura puede producir para resistir el desplazamiento en la fase de colapso profundo. Puede variar al incrementarse este desplazamiento.

Energía absorbida: es la energía de deformación (U) absorbida por la estructura. Por el Principio de Conservación de la Energía, esto es igual al Trabajo Exterior (W) hecho en la estructura por la fuerza F para alcanzar el desplazamiento s.

$$U = W = \int F dS$$

4.1.2 Importancia de la energía en los estudios de impacto

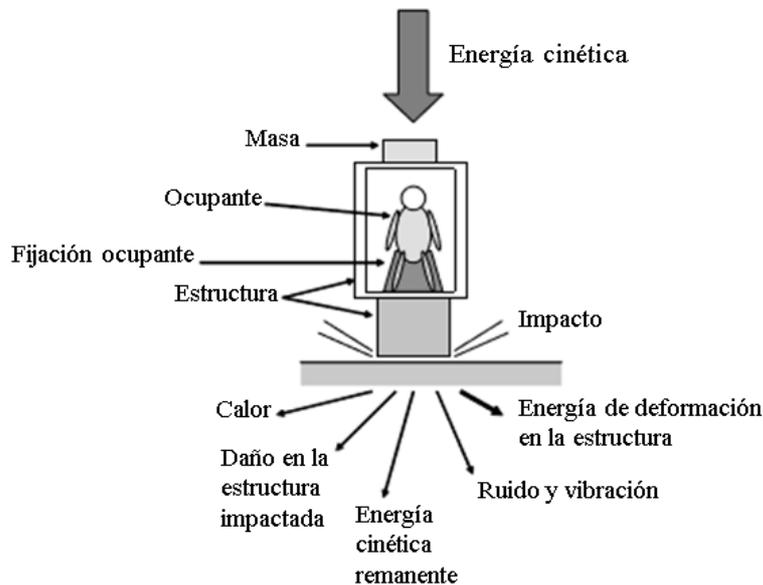


Figura 8. Esquema representativo de un impacto. [4]

En un accidente grave, el movimiento del vehículo es detenido repentinamente golpeando otro objeto (generalmente inamovible), el suelo o pared.

- Masa = m
- Velocidad antes del impacto = v
- Energía cinética (E_c) antes del impacto = $\frac{1}{2} m v^2$
- Energía cinética después del impacto = 0

La energía cinética original debe ser transformada en otras formas de energía, como:

1. Si el objeto impactado es deformable (otro vehículo, por ejemplo), parte de esta energía es usada para deformarlo. Si el objeto impactado es totalmente rígido (un muro rígido, por ejemplo), entonces no absorberá nada de energía.
2. Deformación de la estructura/vehículo impactador. La mayor parte de la energía es transformada en energía por deformación del vehículo (o sus mecanismos para atenuar impactos). Si el objeto contra el que se impacta es totalmente rígido, entonces toda la energía cinética es convertida en energía por deformación del propio vehículo.
3. Ruido, vibración, calor, etc., representan energía transferida al ambiente por el objeto impactado.
4. Rebote de la estructura tras el impacto, como energía cinética remanente o residual.

En un fuerte impacto, la energía que aparece es suficiente como para llevar a la estructura a su fase de colapso profundo, dándose por tanto grandes desplazamientos.

4.2 Colapso

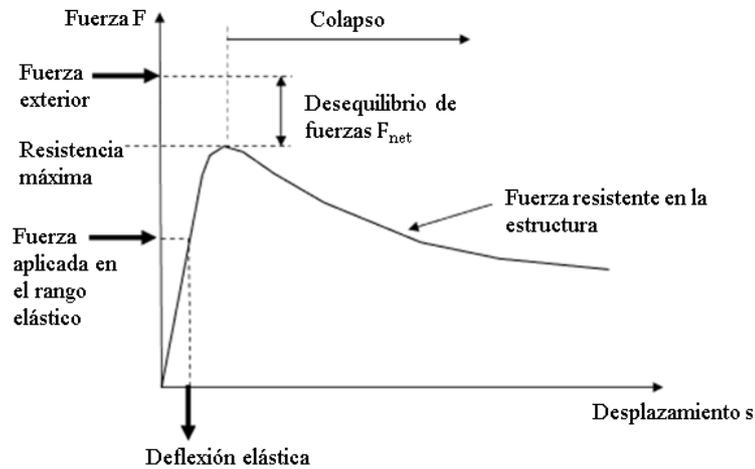


Figura 9. Gráfica y términos que intervienen en el colapso. [4]

En el rango elástico:

$\sum F = 0 \rightarrow F_{\text{ext}} = F_{\text{int}}$; así que la fuerza estructural interna puede llegar a equilibrar la fuerza exterior aplicada, siendo la deflexión estable y constante, determinada por la ley de Hooke: $F = k \cdot s$

Colapso:

Si la fuerza aplicada es mayor que la máxima resistencia de la estructura, entonces no se puede mantener el equilibrio estático: $\sum F \neq 0$

Esto es así porque hay una limitación estructural en la máxima fuerza que puede soportar que no se puede igualar con la exterior. Hay por tanto un desequilibrio: $\sum F = 0 \rightarrow F_{\text{ext}} - F_{\text{int}} = F_{\text{net}} > 0$

El equilibrio ahora es dinámico:

$$\sum F = m \cdot a \quad (m = \text{masa}; a = \text{aceleración})$$

Por tanto la deflexión no será constante con el tiempo, y no estará controlada por las ecuaciones estáticas. Esto es lo que representa el colapso de la estructura.

4.3 Deflexión máxima en un impacto

En el rango de colapso profundo, la fuerza ya no determina la deflexión. Las fuerzas en la estructura están determinadas por la propia naturaleza de la estructura.

En un impacto contra una barrera rígida, en la que se produce la parada total del vehículo, la energía de entrada es la energía cinética. El vehículo parará cuando toda la energía de entrada haya sido usada en energía de deformación en la estructura.

El movimiento cesa cuando: $U_{\text{estructura}} = \int F \, dS = \text{Energía de entrada} = E_c$

En este punto la estructura alcanza su máximo punto de deflexión (instantánea), s_{max} . Después de que el movimiento del vehículo cese, hay una descarga en la fuerza y una recuperación residual en deformación elástica en algunas partes de la estructura.

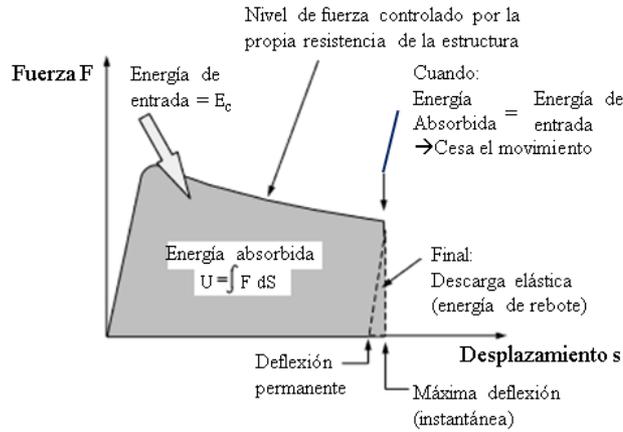


Figura 10. Relación de energías en un impacto. [4]

4.4 Estrategia para el diseño de estructuras ante impacto

4.4.1 Fuerzas

Balance de energía: Energía inicial $\approx E_c = U_{\text{estructura}} = \int F dS$

En el caso de un impacto, las fuerzas en la estructura subirán lo necesario para causar la deflexión de tal forma que la energía cinética del impacto sea transformada en energía de deformación en la estructura.

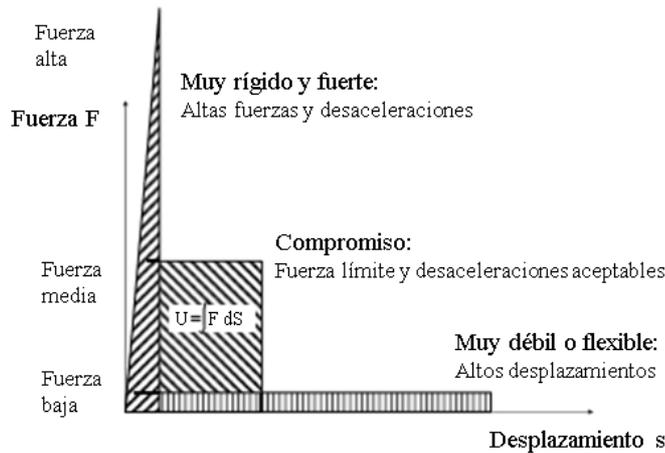


Figura 11. Tipos de estructuras según su resistencia. [4]

¿Qué estrategia en el diseño estructural debería usarse?

- a) Rígido y fuerte: pequeños desplazamientos

Se puede pensar que para protecciones ante impacto la estructura debería ser muy fuerte. Por ejemplo, una hipotética estructura “infinitamente rígida” nunca alcanzaría su máxima resistencia bajo ninguna condición de carga. Todas las deformaciones serían elásticas en este caso, por lo que las deflexiones serían pequeñas, previniendo la intrusión de la estructura y el consecuente daño en el ocupante. Sin embargo, la deflexión elástica es pequeña, por lo que:

La fuerza F llega a ser extremadamente grande para hacer posible el equilibrio $\int F dS = E_c$.

Esto causa grandes desaceleraciones en el vehículo, lo que daña al ocupante (o carga transportada).

b) Baja fuerza de colapso: limitar fuerza

Una alternativa es hacer que la fuerza de colapso sea baja. Por lo tanto, se establece una fuerza límite en la estructura que reduce las desaceleraciones y daños en los ocupantes

En este caso, si la fuerza de colapso es muy baja, las deflexiones llegan a ser muy grandes, pudiendo causar el choque contra ocupantes.

c) Compromiso: fuerzas tolerables y deflexiones aceptables

La solución de diseño debe ser un compromiso, para que $\int F dS = E_c$.

Fuerzas de colapso moderadas, F , que producen desaceleraciones tolerables para los ocupantes mientras que las deflexiones limitadas no causan el choque contra los ocupantes del habitáculo.

4.4.2 Distribución de la fuerza

Es importante saber que la estructura colapsa por el modo más débil posible. En estructuras en serie como la que tenemos en nuestro caso, en la que un absorbedor de energía, atenuador de impacto, es seguido de la estructura principal, el chasis, experimentan aproximadamente la misma fuerza.

4.4.2.1 Ejemplos

Una vez vistos los conceptos básicos de la resistencia al impacto de estructuras, se va a analizar dos ejemplos básicos que se pueden dar en un atenuador de impacto usado para *Formula Student*.

Ejemplo de problema de atenuador de impacto con pico inicial de fuerza

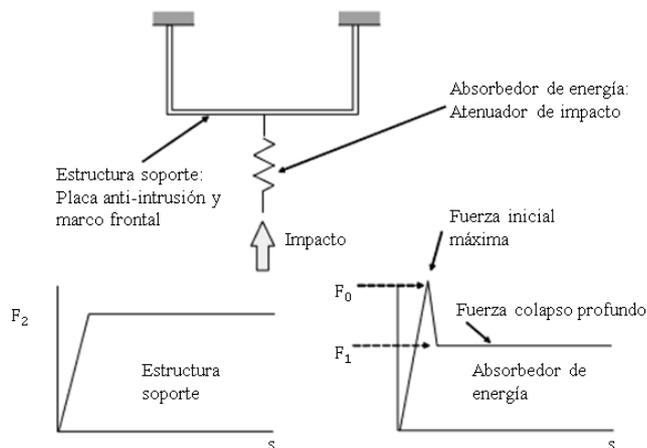


Figura 12. Ejemplo de impacto con pico inicial de fuerza. [4]

F_0 = Fuerza inicial de compresión del atenuador de impacto.

F_1 = Fuerza de colapso en el atenuador de impacto.

F_2 = Fuerza de colapso del chasis.

Si $F_0 > F_2$ el chasis colapsará a la fuerza F_2 y habrá intrusión al habitáculo. El atenuador de impacto no colapsará y no absorberá energía.

Para asegurar que el atenuador de impacto colapse y haga su función, la parte delantera del chasis debe ser reforzada (aumentar F_2 : $F_2 > F_0$), haciendo un diseño más resistente.

Ejemplo de mecanismo de colapso que cambia durante el colapso

Bottoming out: una parte de la estructura alcanza su límite de colapso (no se puede comprimir más). Entonces, la fuerza crece rápidamente hasta que cause el colapso de la siguiente parte más débil de la estructura.

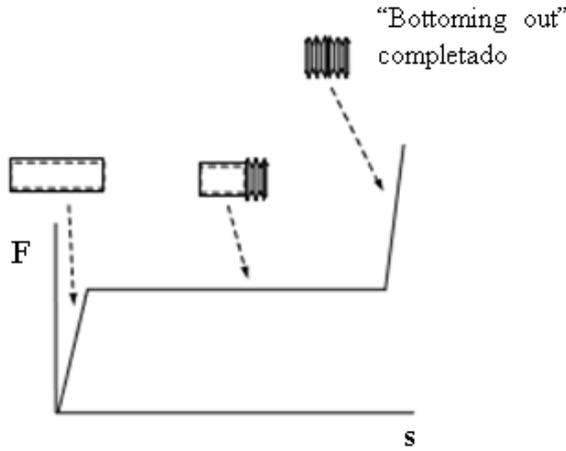


Figura 13. Fenómeno del *bottoming out*. [4]

Continuando con el ejemplo anterior:

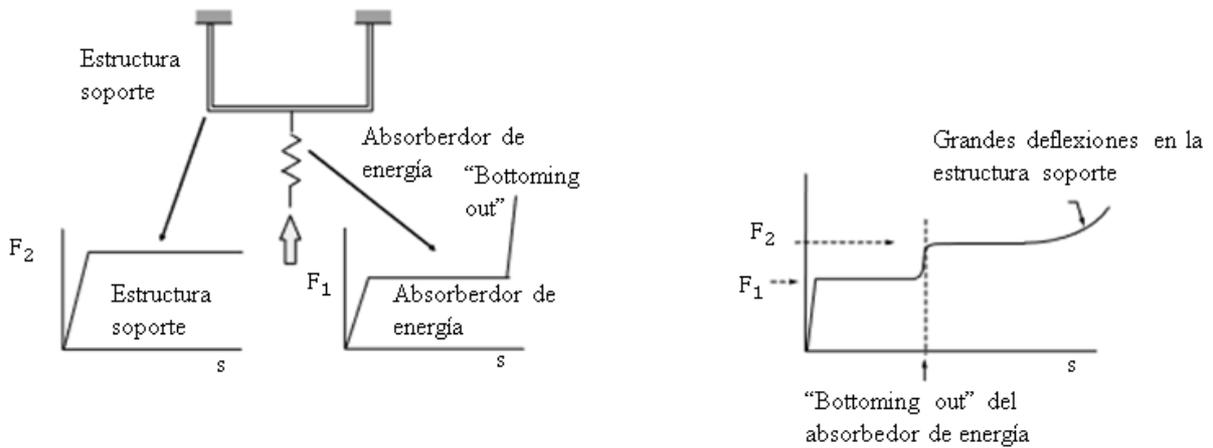


Figura 14. Ejemplo gráfico de impacto deseado. [4]

Si la fuerza de colapso del atenuador de impacto, F_1 , es menor que la fuerza de colapso del chasis (placa anti-intrusión y marco frontal), F_2 , entonces el atenuador de impacto colapsa primero.

Cuando el atenuador de impacto alcance su distancia final de compresión, la capacidad de carga aumenta causando el colapso del chasis y conllevando deflexiones en el conjunto de soporte.

5 DISEÑO PRELIMINAR

5.1 Selección del material

Para seleccionar el material del atenuador de impacto hay que tener en cuenta una serie de características que tendría que cumplir:

- Tener baja densidad, para que pese poco y sume en el objetivo general del equipo de disminuir el peso del monoplaza.
- Gran capacidad de absorción de energía.
- Facilidad en el proceso de fabricación.
- Precio, suministro, disponibilidad, etc.

5.1.1 Posibilidades

Teniendo esto en cuenta, se presentan varias posibilidades:

1. Fibra de carbono: ampliamente usada en deportes de motor y en la industria aeronáutica, tiene buenas propiedades en cuanto a la absorción de energía. En el caso de la fibra de carbono, el mecanismo de absorción de energía no es la deformación plástica como en metales, si no por destrucción de la matriz y fibras.
En general presenta buenas propiedades mecánicas, así como ligereza. Sin embargo, presenta mayor dificultad para simularlo correctamente en elementos finitos y en el proceso de fabricación.
2. Espuma de poliuretano: material de baja densidad con gran capacidad de absorción de energía. Puede soportar grandes deformaciones a la vez que absorbe gran cantidad de energía específica.
Sin embargo, hay mayor desconocimiento sobre este material, y el suministro es más complicado.
3. Aluminio en panel de abeja: también llamado *honeycomb*, permite absorber una cantidad elevada de energía en el mínimo espacio ocupado. Presenta una capacidad excelente para absorber energía cinética además de producirse una compresión uniforme, previniendo así un fallo de la estructura soporte. Este tipo de material se usa ampliamente en la industria del automóvil así como en la aeroespacial por sus propiedades de absorción de energía. Además, el panel de abeja presenta excelentes propiedades mecánicas como ligereza, rigidez o resistencia a compresión y cortadura.

5.1.2 Material seleccionado

Según lo descrito en el apartado anterior, se opta por realizar el atenuador de impacto de *honeycomb* de aluminio, ya que es el material con más posibilidades de obtener dentro del equipo ARUS. Además, es ampliamente usado en la industria para temas relacionados con la absorción de impactos.

El *honeycomb* de aluminio consiste en finas láminas de aluminio que forman un patrón de celdas. Usualmente son de tipo hexagonal pero también existen celdas cuadradas, circulares, etc. Se puede suministrar en láminas para que sirvan como núcleo en material compuesto, o también en mayores dimensiones, en forma de bloque, para aplicaciones de absorción de energía.

La estructura del material es como se muestra en la figura 15:

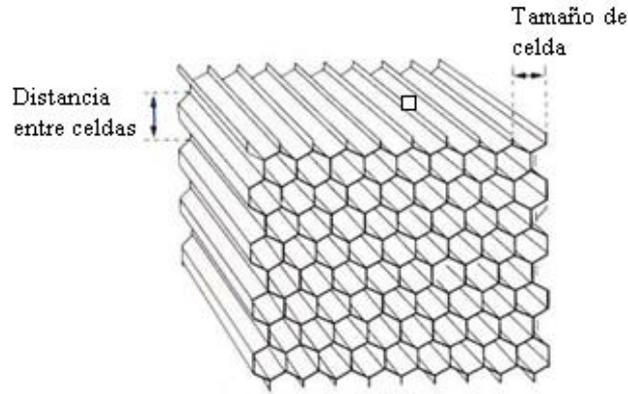


Figura 15. Estructura tipo *honeycomb*.

Se fabrican con diferentes tamaños de celda y espesores (espesores de lámina), con ello se consiguen distintas densidades del material. Según esta configuración, se presenta un amplio rango de resistencias para el material.

La típica curva de fuerza-desplazamiento de este material es la mostrada en la figura 16:

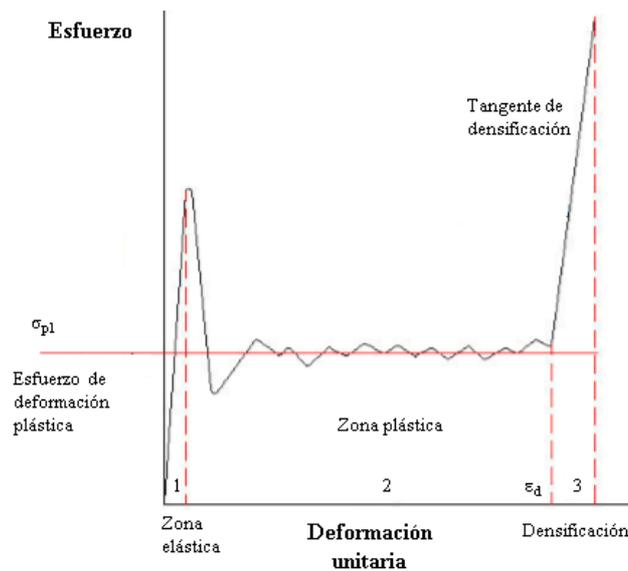


Figura 16. Gráfica esfuerzo-deformación típica del *honeycomb*. [7]

La mecánica de fallo del *honeycomb* empieza con una deformación axial elástica (se refiere a elástico si al retirar la carga la estructura vuelve a su geometría original sin deformaciones permanentes) de las paredes del *honeycomb* que se mantiene hasta que empieza a ocurrir la deformación plástica (deformación permanente de la geometría original). El fallo se ve reflejado con un pandeo de las paredes de la estructura, consecutivamente, haciendo pliegues, hasta que ocurre la densificación completa del material.

En la figura 16 se pueden observar las tres fases mencionadas anteriormente. La región elástica se ve reflejada en los resultados como un aumento casi lineal entre el esfuerzo y la deformación donde puede o no terminar con un pico que depende de si existe precarga en la probeta o no. Comienza luego la región plástica, en donde se estabiliza la curva a un valor de esfuerzo (esfuerzo de deformación plástica, *plateau* o *crush strength*: carga media por sección transversal) el cual puede presentar pequeñas oscilaciones, que tienen su origen debido a la formación periódica de pliegues en la probeta. Finalmente, vuelve a ocurrir un aumento en la pendiente de la gráfica llegando a la zona conocida como densificación, donde el material se ha pandeado y deformado completamente y no es capaz de absorber más energía.

Tanto para las condiciones dinámicas como para las condiciones cuasi-estáticas se utiliza un parámetro para caracterizar el *honeycomb*, el ya mencionado *crush strength*. Este esfuerzo caracteriza la carga que soporta la probeta antes de ser deformada completamente por lo que cuanto más alto sea este valor, mayor cantidad de energía podrá absorber la probeta mediante la disipación por deformación plástica.

Experimentalmente el valor es obtenido mediante el promedio de los esfuerzos registrados entre el 25% y el 75% de la deformación crítica, que a su vez se define como la deformación unitaria registrada después de la región elástica y antes de la densificación, es decir la deformación registrada en la zona plástica.

5.2 Cálculos básicos

En este apartado se pretende hacer una aproximación de las dimensiones del atenuador de impacto mediante ecuaciones. Además, también servirá para terminar de familiarizarse con ecuaciones básicas que rigen el comportamiento ante un impacto.

Posiblemente, los resultados aquí obtenidos no sean del todo reales, pero si pueden dar un orden de magnitud para empezar los posteriores análisis.

En primer lugar, hay que decidir qué tipo de *honeycomb* utilizar, esto es, el tamaño de celdilla y con ello la *crush strength*, σ_{crush} , correspondiente. Para ello, se presenta en la tabla 1 las distintas posibilidades que hay, teniendo en cuenta el catálogo de la empresa que patrocina este material al equipo ARUS [8]. Este material es AluNid®, el nido de abeja de aluminio de alta calidad desarrollado por ALUCOAT.

Tamaño de celda (mm)	Espesor hoja (μm)	Densidad (kg/m^3)	Tensión de <i>crush</i> (MPa)
6,35	50	56	0,90
9,52	50	40	0,50
12,7	50	29	0,30
19,1	50	20	0,15
6,35	70	80	1,65
9,52	70	54	0,85
12,7	70	40	0,50
19,1	70	27	0,5

Tabla 1. Tipos de *honeycomb* disponibles.

Según las características vistas, se elige el que tiene una tensión de *crush* mayor, 1,65 MPa, pues es el que absorberá más cantidad de energía. También generará un pico inicial de fuerza mayor, pero en principio no debe ser determinante ni superior a los 40 g que limita la norma.

Los datos iniciales de partida para plantear las ecuaciones del ensayo son:

- Velocidad inicial: $v_0 = 7 \text{ m/s}$
- Velocidad final: $v_f = 0 \text{ m/s}$
- Masa impactante: $m = 300 \text{ kg}$
- Tensión de *crush*: $\sigma_{crush} = 1,65 \text{ MPa}$

- Aceleración media máxima: $a < 20 \text{ g}$
- Aceleración pico máxima: $a_{peak} < 40 \text{ g}$
- Área de atenuador: A , incógnita
- Longitud del atenuador: L , incógnita
- Longitud máxima de compresión del atenuador: $L_{crush} \equiv$ Distancia recorrida: d
- Tiempo del impacto: t
- Fuerza: F

Se usarán algunas de las ecuaciones vistas en el capítulo 4 de teoría sobre dinámica de impacto, así como otras relativas al movimiento rectilíneo uniformemente acelerado:

- $F = m \cdot a$
- $F = \sigma_{crush} \cdot A$
- $E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \equiv W = F \cdot d$
- $v_f^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot d$
- $v_f = v_0 + a \cdot t$
- $d = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$

En primer lugar, se va a intentar aproximar las dimensiones del atenuador. Se supone una aceleración media de 15 g. Debe ser menor que 20 g según la normativa, considerando esto mucho, por lo que 15 g es un buen objetivo.

Para la longitud, L :

- $v_f^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot d \rightarrow d = L_{crush} = 0.166 \text{ m} = 166 \text{ mm}$

Lo que implica que: $L = 210 \text{ mm}$.

Esto nos indica que podríamos empezar las simulaciones con la longitud mínima que indica la norma, de 200 mm, pues es aproximado a este primer cálculo.

Para el área, A , teniendo en cuenta que según la norma la energía absorbida debe ser al menos de 7350 J:

- $E = 7350 \text{ J} = F \cdot L_{crush} = \sigma_{crush} \cdot A \cdot L_{crush} \rightarrow A = 0,027 \text{ m}^2$

Según esto, el atenuador podría tener aproximadamente un área (ancho x alto) de 200 mm x 135 mm, o de 220 mm x 120 mm. Dado su proximidad a las dimensiones mínimas exigidas por la norma, las simulaciones se empezarán con las dimensiones mínimas 200 mm x 100 mm.

Una vez vista las dimensiones, hay que ver si absorbería la energía mínima necesaria:

- $E = W = F \cdot d = m \cdot a \cdot L_{crush} \rightarrow E = 7470 \text{ J} > 7350 \text{ J}$

En principio cumpliría, o al menos, estaría cerca. Teniendo en cuenta que también se absorberá energía por deformación plástica de la placa anti-intrusión, parece que estas dimensiones satisfarán los términos energéticos.

Haciendo un número rápido de lo que se podría absorber por deformación plástica de la placa, suponiendo una aceleración pico menor de 40 g, por ejemplo, $a_{peak} = 30 \text{ g}$, y un desplazamiento menor del máximo de 25,4 mm, por ejemplo $d = 15 \text{ mm}$, tenemos:

- $E = W = F \cdot d = m \cdot a_{peak} \cdot d = 1324,35 \text{ J}$

Por tanto, se puede llegar a absorber una buena cantidad de energía por deformación plástica de la placa anti-intrusión.

Por último se va a determinar el tiempo que duraría el ensayo, t , con las condiciones iniciales dadas, y la

suposición de aceleración media:

- $v_f = v_0 + a \cdot t \rightarrow v_f = a \cdot t$
 - $d = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \rightarrow d = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$, siendo $d = L_{crush}$
- $\rightarrow \frac{v_f}{t} = \frac{2 \cdot d}{t^2} \rightarrow t = \frac{2 \cdot d}{v_f} = 0,047 \text{ s}$

Con esto, se terminan los cálculos básicos, y se sacan las primeras conclusiones:

Altura	~100 mm
Ancho	~200 mm
Profundidad	~200 mm
Energía absorbida	+8500 J
Tiempo previsto de impacto	~0,05 s

Tabla 2. Conclusiones de los cálculos básicos

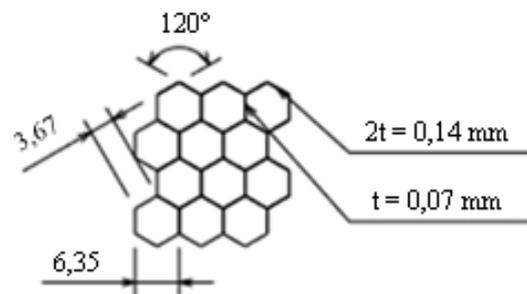


Figura 17. Geometría de las celdillas del *honeycomb* elegido.

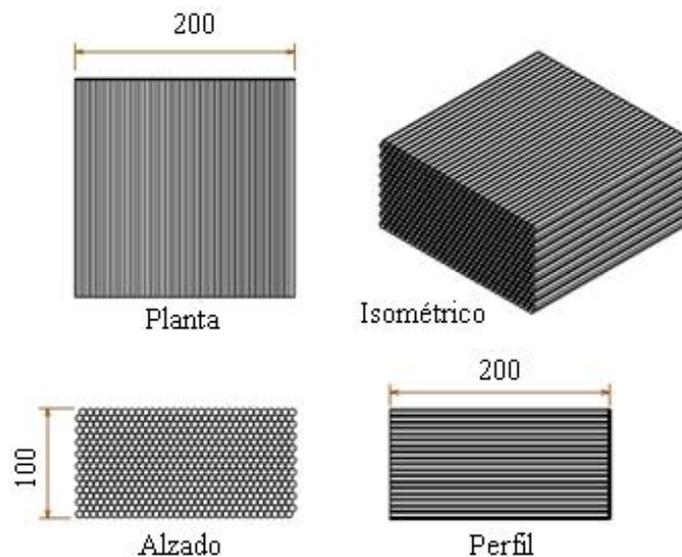


Figura 18. Dimensiones generales del atenuador de impacto.

5.3 Ensayo real cuasi-estático

Antes de pasar a las simulaciones en elementos finitos, se decide realizar unos ensayos de laboratorio sobre el material seleccionado. Estos ensayos consisten en ensayos cuasi-estáticos de compresión sobre una muestra con las dimensiones reales (200 x 100 x 200, en mm), y sobre otra muestra más pequeña (80 x 80 x 80).

El objetivo es seguir conociendo las características del material y así poder tener una primera correlación con el modelado en elementos finitos. Es por ello que se ensaya una muestra más pequeña, pues trabajar en elementos finitos con una probeta más pequeña ahorra tiempo computacional.

Ensayando la probeta con las dimensiones reales, se puede obtener la fuerza máxima que puede aguantar el atenuador antes de colapsar. Se obtiene la fuerza pico, que en principio se debe parecer a la que se obtenga en el ensayo dinámico, y ver un orden de magnitud de la aceleración máxima del ensayo.

Con la probeta de menor dimensión se obtiene también la fuerza máxima, y será con este modelo con el que se obtenga la correlación numérica. El objetivo será hallar el límite elástico del aluminio, pues simplemente se sabe que corresponde a una aleación de la serie 3000.

Los ensayos se llevan a cabo en el laboratorio del GERM, LERM, en máquinas de ensayos Instron. En primer lugar, se repasaron las probetas con el disco de corte de diamante para eliminar imperfecciones del corte anterior. Además, para asegurar la planitud y paralelismo se pegan en ambos extremos de las probetas unas placas rígidas de fibra de carbono mediante un adhesivo. También se coloca entre el aplicador de carga y las muestras hojas de papel que amortiguan y asientan la carga si hubiera alguna irregularidad, así como un dispositivo tipo rótula.

5.3.1 Probeta pequeña

En primer lugar se realiza el ensayo de la probeta pequeña, tal y como se ha indicado en los párrafos anteriores, en una máquina de ensayos Instron 4483.



Figura 19. Montaje de probeta pequeña en máquina de ensayo.

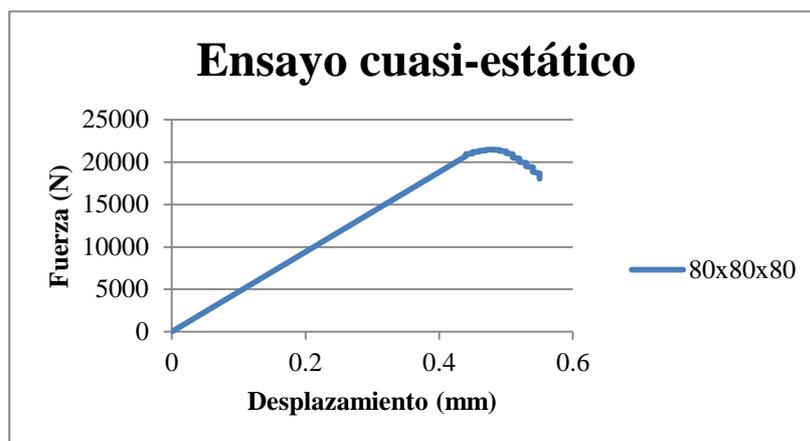
El ensayo se realizó hasta que se produjo la carga máxima, no llevando la probeta hasta la fase de colapso profundo, pues el dato de interés es la carga máxima para su posterior comparación en elementos finitos. Se podría obtener y comparar también la tensión en la fase de colapso profundo, *crush strength*, pero se incurriría en mayores tiempos tanto en estos ensayos de laboratorio como, especialmente, en las simulaciones posteriores.

En la siguiente imagen se puede observar la probeta ensayada, en la cual se aprecia el modo de fallo, siendo este el pandeo de las paredes de las celdillas. Al no llevar el ensayo al colapso profundo, solo se observa el primer pliegue de pandeo. Se observa además que se produce de un modo bastante uniforme.



Figura 20. Probeta pequeña tras ensayo.

En la gráfica 1 se muestran los resultados del ensayo, representando la fuerza frente al desplazamiento:



Gráfica 1. Ensayo cuasi-estático probeta pequeña: Fuerza-Desplazamiento

En la gráfica se puede observar que tras la parte elástica, hay un pico de fuerza máxima, la carga máxima que aguanta la probeta, posteriormente esta carga disminuye. Si el ensayo continuase, se observaría la fase plástica de colapso profundo, pero el parámetro de estudio va a ser solo la carga máxima.

En la siguiente tabla se muestra el resumen y resultados del ensayo:

Temperatura (°C)	22
Humedad (%HR)	50
Velocidad (mm/s)	0,5
Ancho (mm)	78,7
Fondo (mm)	78,6
Alto (mm)	80
Carga última (N)	21483,9

Tabla 3. Resultados ensayo cuasi-estático probeta pequeña.

5.3.2 Probeta de tamaño real

El ensayo de la probeta de tamaño real se realiza en una máquina Instron 8802, con una base de apoyo mayor, siguiendo el mismo método antes mencionado.



Figura 21. Montaje de probeta de tamaño real en máquina de ensayo.

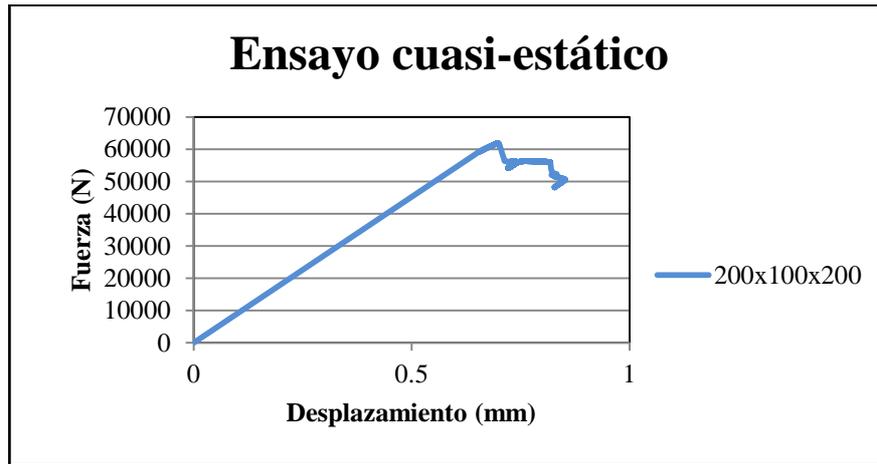
Igualmente que en el anterior ensayo, éste se lleva hasta que se produce el fallo, pues queremos registrar la carga máxima.

Al examinar la probeta tras el ensayo, se vuelve a apreciar el modo de fallo por el pandeo de las paredes. Algo importante que se observa tanto en este ensayo como en el anterior es que para alcanzar la carga máxima, se produce el pandeo de las paredes pero no llega a haber contacto entre ellas. Esto hay que tenerlo en cuenta para que cuando se vaya a modelar la simulación estática en elementos finitos no se incluya la interacción de contacto.



Figura 22. Probeta de tamaño real tras ensayo.

En la gráfica 2 se muestran los resultados del ensayo, en la que se representa la fuerza frente al desplazamiento, pudiéndose observar la parte elástica y lineal, el pico máximo de fuerza y la posterior disminución de la misma:



Gráfica 2. Ensayo cuasi-estático probeta de tamaño real: Fuerza-Desplazamiento.

En este ensayo la carga máxima es mucho mayor, pues las dimensiones también lo son.

Temperatura (°C)	22
Humedad (%HR)	50
Velocidad (mm/s)	0,5
Ancho (mm)	203
Fondo (mm)	102
Alto (mm)	202
Carga última (N)	61830,89

Tabla 4. Resultados ensayo cuasi-estático probeta de tamaño real.

Si esta carga última se repitiese en el ensayo dinámico, impactando una masa de 300 kg, se daría una aceleración de 21 g, siendo esto una aceleración pico, por lo que sería un buen dato.

6 MODELO NUMÉRICO EN ELEMENTOS FINITOS

Una vez hechos los cálculos básicos y haber obtenido más información sobre el material con los ensayos cuasi-estáticos de laboratorio, es el momento de pasar a realizar un modelo numérico para predecir el comportamiento ante el impacto del atenuador.

En primer lugar, se hace una simulación cuasi-estática, análoga a los ensayos de laboratorio anteriormente descritos. Además, se harán en base a la muestra de menor dimensión, para reducir tiempo computacional, como ya se ha argumentado.

El objetivo de estas simulaciones es obtener el límite elástico del material, σ_f , dado que no se conoce la curva de deformación plástica real del aluminio con el que está fabricado el *honeycomb*. Para simplificar esto, se trabajará con un modelo simplificado de comportamiento plástico, elasto-plástico ideal o plástico perfecto.

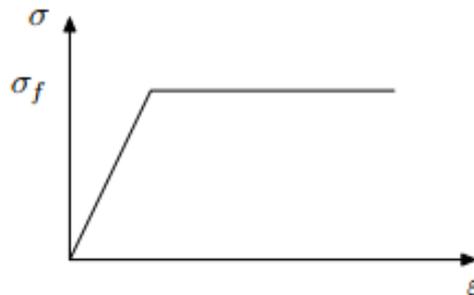


Figura 23. Modelo plástico simplificado: plástico perfecto.

Este tipo de modelo se suele usar para procesos en los que hay una acumulación de deformación plástica, como es el caso. Dan buenas aproximaciones cuando la deformación plástica es mucho mayor que la parte recuperable.

Una vez que se haya obtenido esa tensión de fluencia, y comprobado que el modo de fallo es el correcto, se pasará al análisis dinámico.

Toda la fase de análisis numérico se llevará a cabo usando el *software* Abaqus, por lo que se hará referencia a los distintos módulos y funciones que incluye este programa.

6.1 Simulación estática

6.1.1 Modelo en Abaqus simulación estática

Para el modelo en elementos finitos del ensayo cuasi-estático se toma como referencia la probeta pequeña ensayada. En primer lugar, se hará un estudio de convergencia de malla para luego hacer un barrido con diferentes límites elásticos para hallar el correcto.

A continuación se describe el modelo en elementos finitos para simular el ensayo real cuasi-estático, pasando por cada uno de los módulos de Abaqus.

- **Módulo Part:** en este módulo se crean dos superficies rígidas del tipo 3D *analytical rigid* que corresponden a las dos placas de carbono que se adhieren en el ensayo real, que no se deforman ni son objeto del estudio. Una servirá como apoyo fijo, y la otra la que controle el movimiento. Para el *honeycomb* se crea un sólido 3D deformable tipo lámina al que se le extruye la longitud. El *sketch* con

los hexágonos del *honeycomb* se hace por simplicidad en CATIA y se importa a Abaqus. Las dimensiones son de 80 x 80 x 80, en milímetros, como la probeta real.

- **Módulo *Property*:** en este módulo se crean los materiales y secciones. Las placas rígidas no necesitan de esto, pero si se crean unos puntos de referencia (RP), con los cuales controlar o restringir el movimiento de cada una.

Para el *honeycomb* hay que crear el material aluminio. Como se ha comentado anteriormente, el aluminio se corresponde con una aleación de la serie 3000, por lo que el valor del límite elástico puede variar según referencias de fabricantes entre 100 MPa y 160 MPa. Las propiedades de este material a introducir son por tanto las siguientes:

Propiedades elásticas	
Módulo de Young	Coficiente de Poisson
70000 MPa	0,33
Propiedades plásticas	
Tensión de fluencia	Deformación plástica
¿100-160? MPa	0

Tabla 5. Propiedades del aluminio serie 3000.

Como se ve en la tabla, la tensión de fluencia, σ_f , es una incógnita que se debe resolver con estas simulaciones, y solo se pone un punto para definir la plasticidad, como se comentó anteriormente por el modelo simplificado que se usa.

Además se crean dos secciones tipo *shell, homogeneous*, una de 0,07 mm (7 μm , tal y como dice la ficha técnica del fabricante) y otra de 0,14 mm. Esto es así porque las estructuras tipo *honeycomb* tienen partes en las que se comparte pared, en este caso las paredes verticales.

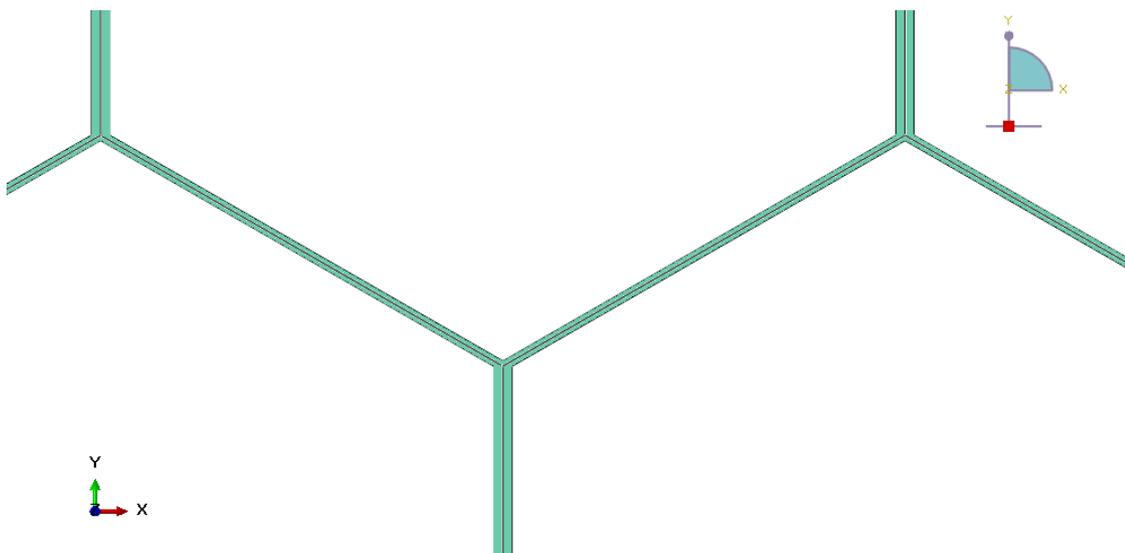


Figura 24. Detalle de la pared doble del *honeycomb*.

- Modulo *Assembly*: consiste en insertar todas las partes y montar el conjunto. Como las placas rígidas van pegadas a la probeta se colocan centradas y justamente pegadas, sin dejar espacio, como si se tratara de un panel *sandwich*.

En la figura 25 se pueden apreciar los dos puntos de referencia, RP móvil y RP fijo, de las placas rígidas, así como la estructura hexagonal:

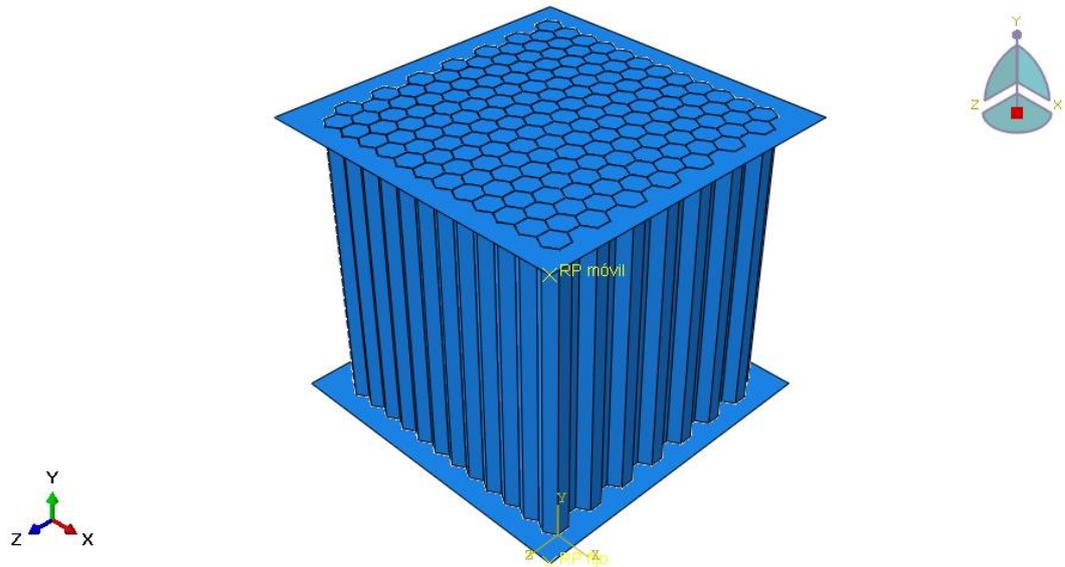


Figura 25. *Assembly* de la simulación estática.

- Modulo *Step*: al ser un ensayo cuasi-estático, el cual ha sido realizado a una velocidad muy baja, lo más adecuado es modelarlo como un ensayo estático (*Static, General*). En la siguiente tabla se definen los parámetros que se han ajustado en la definición de este *step*:

<i>Time period</i>	1
<i>NLGEOM</i>	ON
<i>Max. number of increments</i>	100000
<i>Increment size: initial</i>	0,001
<i>Increment size: minimum</i>	1e-5
<i>Increment size: maximum</i>	0,01

Tabla 6. Definición *step* estático.

Como se puede ver en la tabla anterior, se han activado las no linealidades, debido a la gran deformación que sufrirán las paredes. Además, en el apartado de incrementos, se inicia con uno pequeño para favorecer la convergencia de la solución y se ha puesto un número elevado de incrementos para no limitar la solución.

En este módulo también hay que pedir los resultados que queremos conocer. Lo que realmente

interesa es conocer la fuerza frente al desplazamiento, aunque también sería interesante observar gráficamente otras cosas, como verificar que no hay contacto, o las tensiones.

Para ello se crea un *History Output* en el que se pide para cada incremento el desplazamiento vertical y la fuerza de reacción en esa misma dirección (U2, RF2) del set creado para el punto de referencia móvil.

Para ver gráficamente la solución se crea un *Field Output* en el que se piden tensiones, deformaciones, fuerzas de contacto, fuerzas de reacción o desplazamientos. Para ahorrar peso en el archivo de las soluciones, se puede pedir cada, por ejemplo, 30 incrementos.

- **Modulo *Interaction*:** como se mencionó en el apartado de ensayo real, se pudo apreciar que no llegó a haber contacto entre las propias paredes del material, por lo que en este caso no será necesario modelar dicha interacción. Si lleváramos el material a la fase de colapso profundo, como ocurre en el ensayo dinámico, si sería necesario.

Sin embargo, si es necesario otro tipo de interacción. Ésta es entre las placas y el *honeycomb*, pues hay que unirlos. Para ello se usa la opción de restricción (*constraint*) del tipo *Tie*. Se define en ambos casos una superficie *master*, la más rígida, y una sección de nodos *slave*, que será el contorno de celdillas situados en ambos extremos. En la figura 26 se puede ver en detalle:

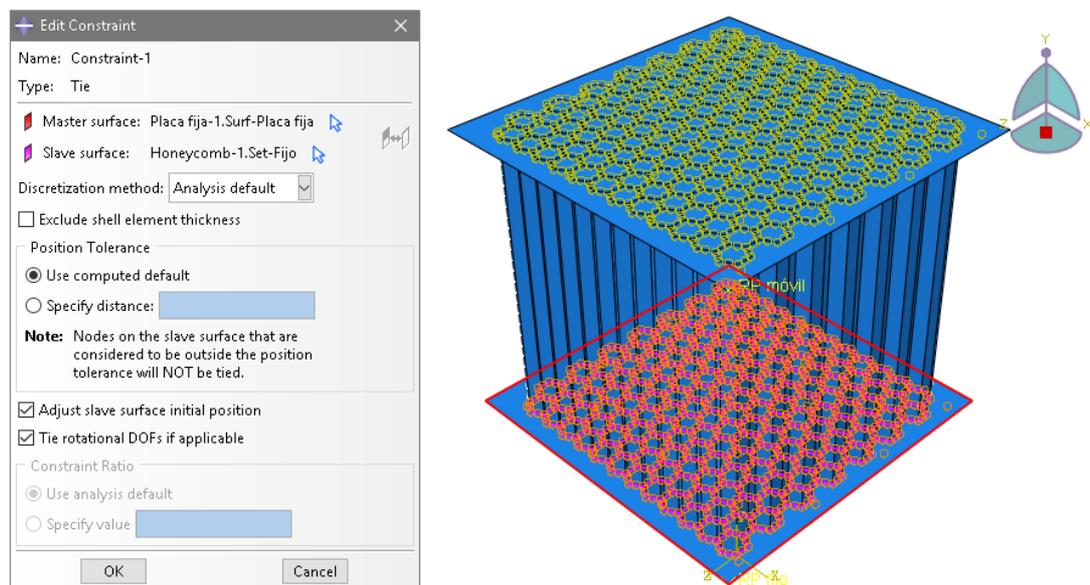


Figura 26. Módulo *Interaction* simulación estática.

- **Módulo *Load*:** como es un ensayo en el que se controla el desplazamiento, hay que imponer un desplazamiento y no una fuerza. Para ello, se le impone al punto de referencia móvil la condición de desplazamiento vertical, dando el valor de 1 mm (según el assembly, tiene que ser negativa). Además también se restringe al mismo punto cualquier movimiento que no sea en la dirección vertical.

El punto fijo se empotra, dando la condición de *Encastre*, asegurando que no se vaya a mover.

- **Módulo *Mesh*:** como se mencionó anteriormente, se mallará la pieza con diferentes tamaños de elemento para hacer un estudio de convergencia de malla. Se malla con los siguientes tamaños: 1,25 mm, 1,0 mm, 0,75 mm y 0,50 mm.

Las placas rígidas, del tipo *analytical rigid*, no se mallan.

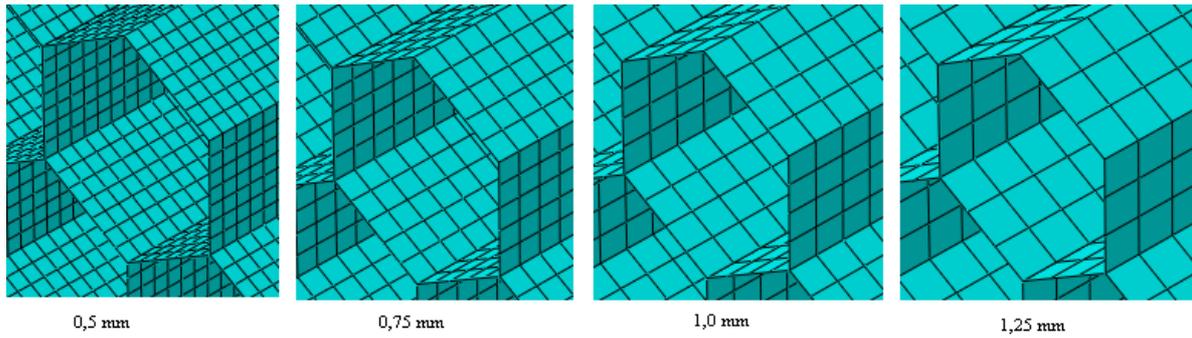
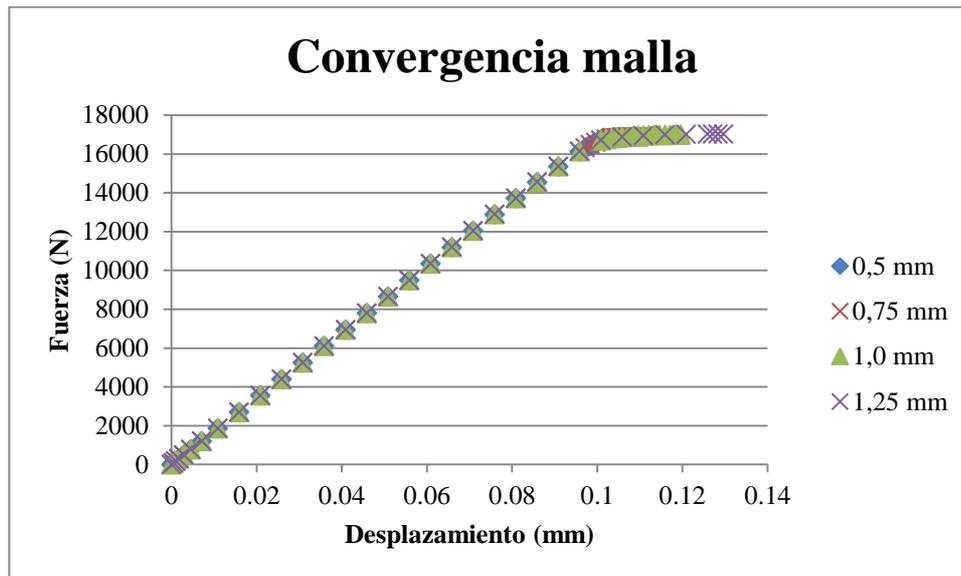


Figura 27. Detalle del tamaño de elementos en el mallado.

6.1.2 Resultados simulaciones estáticas

Como se dijo antes, el primer paso era hacer un estudio de convergencia del tamaño de los elementos, así como comprobar que el modo de fallo de la probeta, pandeo de las paredes, se vea reflejado en la deformada. Este estudio se ha hecho con un aluminio de límite elástico de 100 MPa, si bien se prodría haber hecho con otro valor.

Los resultados obtenidos en el ensayo cuasi-estático, llevado hasta rotura, son los siguientes:



Gráfica 3. Resultados convergencia malla simulación estática.

Tamaño elemento (mm)	Fuerza máxima (N)
1,25	17030,7
1,0	16983,6
0,75	16879,6
0,5	16818,4

Tabla 7. Resultados convergencia malla ensayo estático.

Como se puede ver tanto en la gráfica como en la tabla, el valor de la carga de rotura es muy similar en los cuatro casos, siendo la diferencia máxima entre ellos de 212,3 N, correspondiendo a un 1,25 % de diferencia entre la malla más fina y la más basta. Es por ello que se decide hacer los posteriores análisis estáticos con la malla de 1,25 mm de tamaño de elemento, pues hay un ahorro de tiempo computacional considerable.

Además en los cuatro casos se aprecia bien el correcto modo de fallo, el pandeo de las paredes y además de forma uniforme:

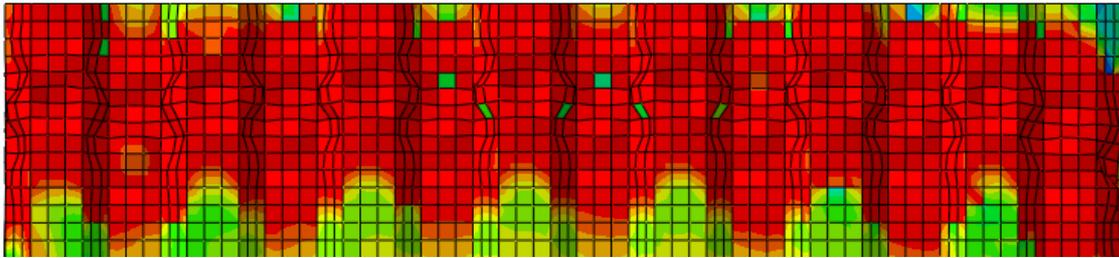


Figura 28. Detalle del modo de fallo por pandeo.

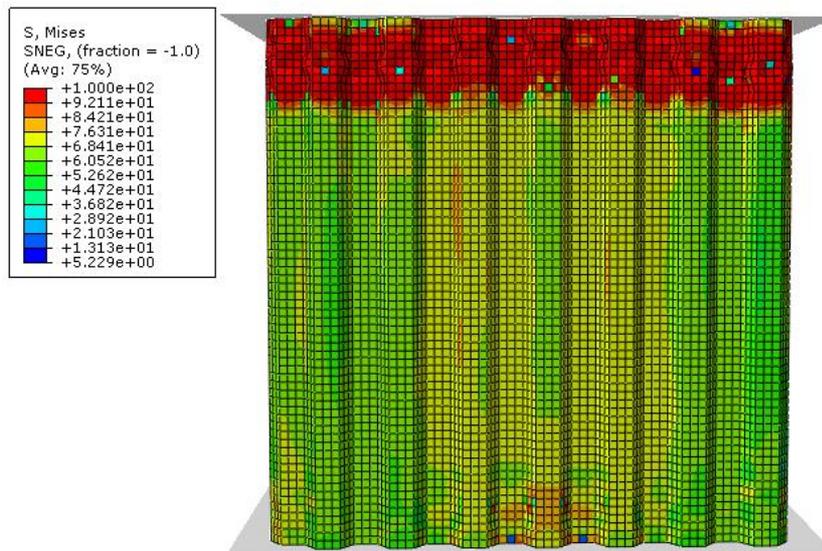
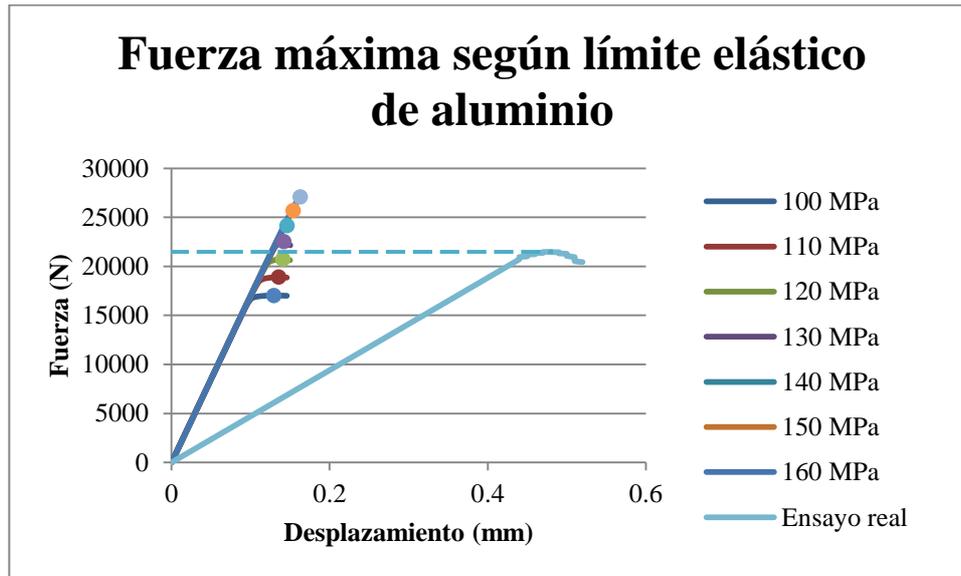


Figura 29. Probeta tras simulación estática.

Las dos figuras anteriores representan las tensiones de Von Mises. Se puede apreciar como la zona donde se produce el pandeo y por tanto el fallo, son aquellas que alcanzan el límite elástico del material.

Tras estos análisis, se hacen otros para buscar un límite elástico que se aproxime al real. Esto se hará por comparación de la fuerza máxima registrada en el ensayo real de laboratorio. Se hace un barrido con este análisis estático variando el límite elástico del aluminio.

Los resultados obtenidos y su comparación con el real son los siguientes:



Gráfica 4. Resultados comparación fuerzas máximas.

Límite elástico (MPa)	Fuerza máxima
100	17030,7
110	18900,0
120	20743,7
130	22501,9
140	24139,9
150	25675,4
160	27069,6

Tabla 8. Resultados comparación fuerzas máximas.

El resultado de fuerza máxima obtenido en el ensayo real fue de 21483,9 N, esto se corresponde con un límite elástico situado entre 120 MPa y 130 MPa. Se decide elegir el límite elástico de 130 MPa por quedar más cercano al valor obtenido en el ensayo real.

Observando la gráfica anterior, se puede ver que la pendiente del tramo elástico de las distintas simulaciones coincide. Sin embargo, si se comparan con la pendiente del ensayo real, difiere. En las simulaciones sale que las muestras ensayadas son más rígidas, es decir, tienen un mayor módulo elástico equivalente. Esto es lógico, pues el modelo en elementos finitos no recoge las posibles imperfecciones que pueda tener la probeta real, por tanto, es ideal. Sin embargo, difiere bastante del valor de rigidez equivalente real. Tras hacer algunos cambios en el modelo, geométricos y de material, con objeto de reducir la rigidez equivalente, se sigue observando esta diferencia. A pesar de esta diferencia de rigidez en el tramo elástico, se da por válido el modelo, pues al ser el objetivo final un ensayo dinámico en el que va a predominar la deformación plástica frente a la elástica, esto no debería repercutir en los resultados finales.

6.2 Simulación dinámica simple

6.2.1 Modelo en Abaqus simulación dinámica simple

Antes de hacer el ensayo de impacto completo, con el atenuador de impacto, la placa anti-intrusión y la estructura representativa del chasis, se hace un modelo de impacto solo con el atenuador y con una placa rígida como base, similar al estático. Esto es así porque primero hay que ver que la malla funcione bien. Antes se vio que los resultados de carga de rotura eran muy similares, así como que el modo de fallo era correcto. Sin embargo, ahora, al llevar el ensayo a la parte de colapso profundo, hay que verificar que la deformada plástica global es correcta, debiendo apreciar los pliegues de manera consecutiva y uniforme.

A continuación se hace un repaso de los detalles del modelo en Abaqus:

- Módulo *Part*: similar al anterior modelo estático, solo que ahora el *honeycomb* lleva las dimensiones reales del atenuador, por tanto las placas rígidas también se hacen mayores. El *sketch* del atenuador es ahora de 200 x 100 y se extruye 200 mm.
- Módulo *Property*: también exactamente igual que el anterior modelo, aunque ahora ya se sabe desde un principio que el límite elástico del aluminio es de 130 Mpa. Para el modelo dinámico es necesario poner la densidad del material, por lo que en este caso, al tratarse de aluminio, la densidad es, con unidades coherentes, de $2,68e-09 \text{ Tn/mm}^3$.

Ahora también es necesario añadir la masa impactante. Esto se añade en forma de inercia asociada a un punto, en este caso al punto de referencia creado en el anterior módulo y asociado a la placa móvil. Según la normativa de la competición la masa es de 300 kg, que se introducen en toneladas como 0,3 Tn.

- Módulo *Assembly*: ahora el honeycomb sólo esta pegado a una de las placas, la que se mueve, la otra placa rígida, contra la que se impacta, se deja con una pequeña separación (0,1 mm).

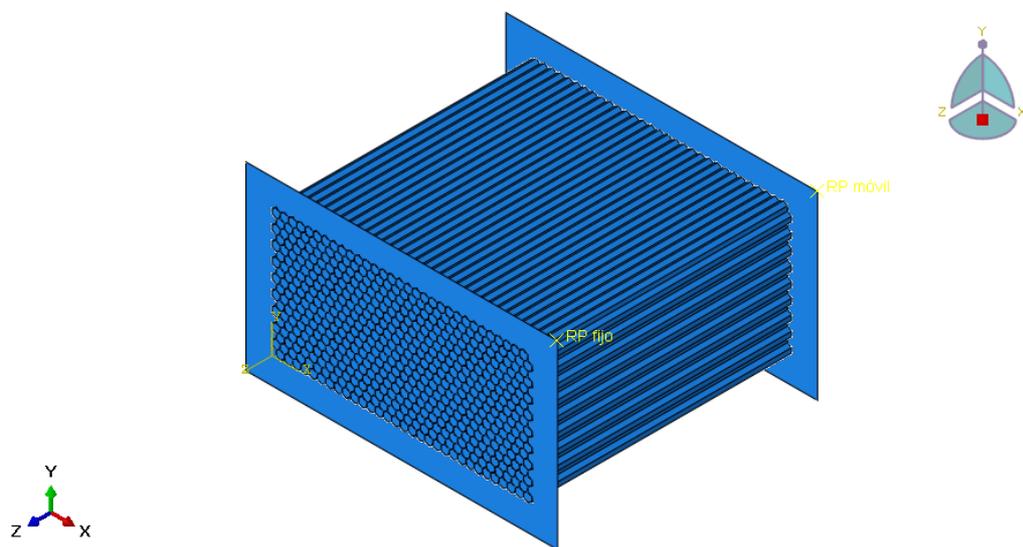


Figura 30. *Assembly* modelo dinámico simple.

- Módulo *Step*: para las simulaciones dinámicas se trabaja con análisis dinámico del tipo explícito (*Dynamic, Explicit*). Entre los ajustes, se debe activar las no linealidades y poner el tiempo de ensayo. Para estas simulaciones no se pondrá el tiempo total estimado en los cálculos básicos, ya que este modelo servirá para hacer un análisis de sensibilidad de malla y verificar deformada, por lo que un tiempo de 0,005 s es suficiente, ya que el impacto se hará a 7 m/s, recorriendo 35 mm y entrando en la zona de colapso plástico profundo.

Hay que prestar importancia ahora en el *Field Output*. Lo que se pida aquí, y su frecuencia,

influirá en el tamaño del archivo .odb, pudiendo llegar a ser éste muy pesado. Es por esto que la frecuencia de muestreo se reduce a que se guarden cada 0,001 s, por ejemplo, por lo que se guardarán, en este caso, *5 steps frames*. Además, con pedir tensiones y desplazamientos puede ser suficiente, pues no se va a mirar otra cosa.

En el caso del *History Output* se puede pedir cada incremento, pues esto apenas ocupa espacio, son solo datos en nodos escogidos.

- Módulo *Interaction*: para estas simulaciones, como se mencionó antes, el honeycomb solo está pegado a la placa móvil, por lo que se repite la interacción tipo *Tie* entre ambas, no habiendo en este caso entre el honeycomb y la placa contra la que impacta. Sin embargo, habrá otro tipo de contacto entre el honeycomb y dicha placa, así como un contacto entre las propias paredes del honeycomb que no se llegaba apreciar en las simulaciones estáticas. Este contacto se modela con un contacto tipo general (*General contact*) que incluye a todas las superficies, con una propiedad de contacto normal y tangente.
- Módulo *Load*: en este caso, al punto de referencia de la placa móvil se le asigna un campo de velocidades con valor igual a 7 m/s (7000 mm/s) en la dirección longitudinal, en este caso V3. Además se empotra el punto de referencia asociado a la placa que hace de muro rígido contra el que se impacta.
- Módulo *Mesh*: en este módulo, tal y como se hizo para las simulaciones estáticas, se probarán distintos tamaños de malla para hacer un estudio de sensibilidad en el mallado. Se prueba con 1,25 mm, 1,0 mm, 0,75 mm y 0,5 mm.

Se utiliza un elemento del tipo S4R, como en el caso estático, pero en este caso de la librería explícita.

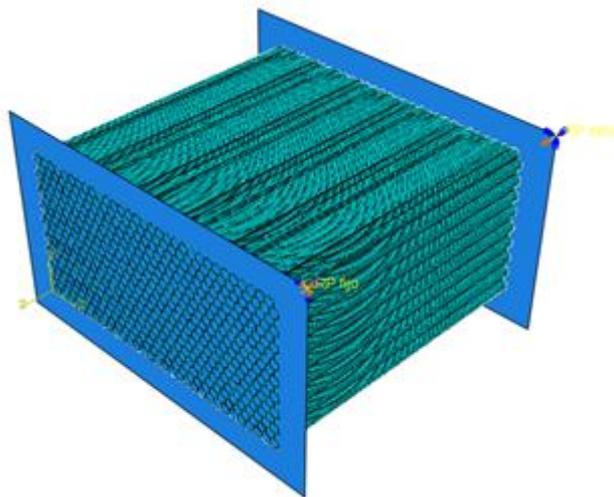
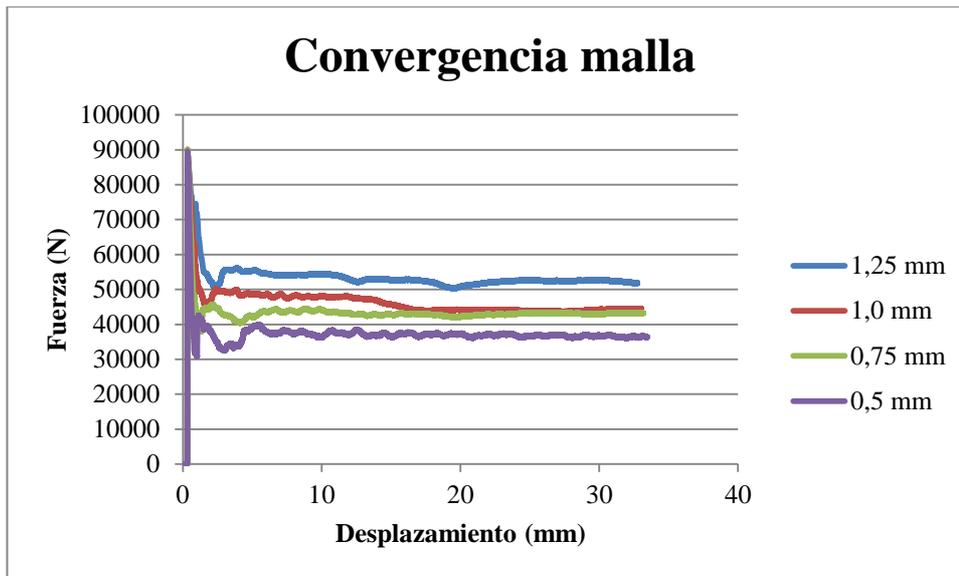


Figura 31. Módulo *Load* y *Mesh* del modelo dinámico simple.

6.2.2 Resultados simulaciones dinámicas simples

En primer lugar se muestran los resultados obtenidos de las cuatro simulaciones, cada una con un tamaño de elemento en el mallado distinto:



Gráfica 5. Resultados simulaciones dinámicas simples.

Tamaño de elemento (mm)	Fuerza máxima (N)	Fuerza colapso profundo (N)
1,25	89454,7	~52000
1,0	90053,1	~44000
0,75	90177,7	~43000
0,5	89701,2	~39000

Tabla 9. Resultados simulaciones dinámicas simples.

Como se puede apreciar tanto en la gráfica como en la tabla anteriores, los resultados son bastante similares en términos de fuerza máxima, siendo la fuerza resistente en la tramo de colapso profundo algo más diferente y asemejándose a medida que se disminuye el tamaño de elemento, por lo que hace pensar que con 0,5 mm el resultado es más exacto. Además, hay otro factor que permite concluir el uso de este mallado para los ensayos dinámicos: esto es la deformada global. Aunque en los ensayos estáticos se vio que con cualquier tamaño de elemento el fallo se producía por el pandeo de las paredes, ahora en el ensayo dinámico se aprecia que con el paso del tiempo estos pliegues consecutivos no son uniformes al usar tamaños de elementos mayores.

En las siguientes figuras (figuras 32 a 37) se puede apreciar como usando un tamaño de elemento de 0,5 mm los pliegues son consecutivos y de manera uniforme en todo el *honeycomb*. Sin embargo, a medida que se aumenta el tamaño se acentúa más esa deformada inestable.

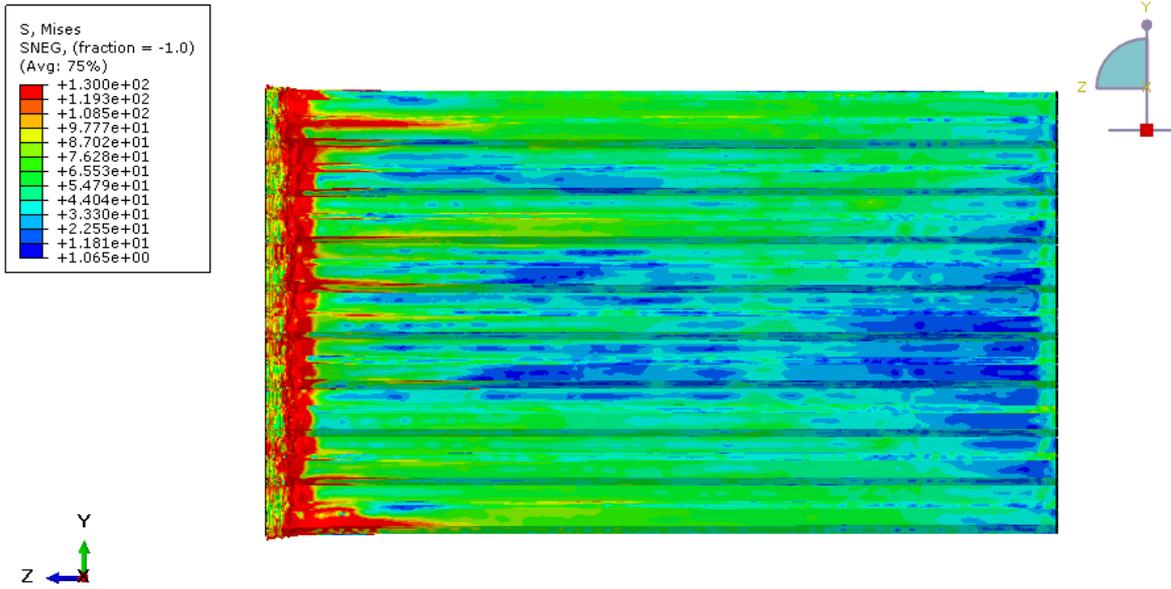


Figura 32. Deformación a los 0,003 s con malla de 0,5 mm.

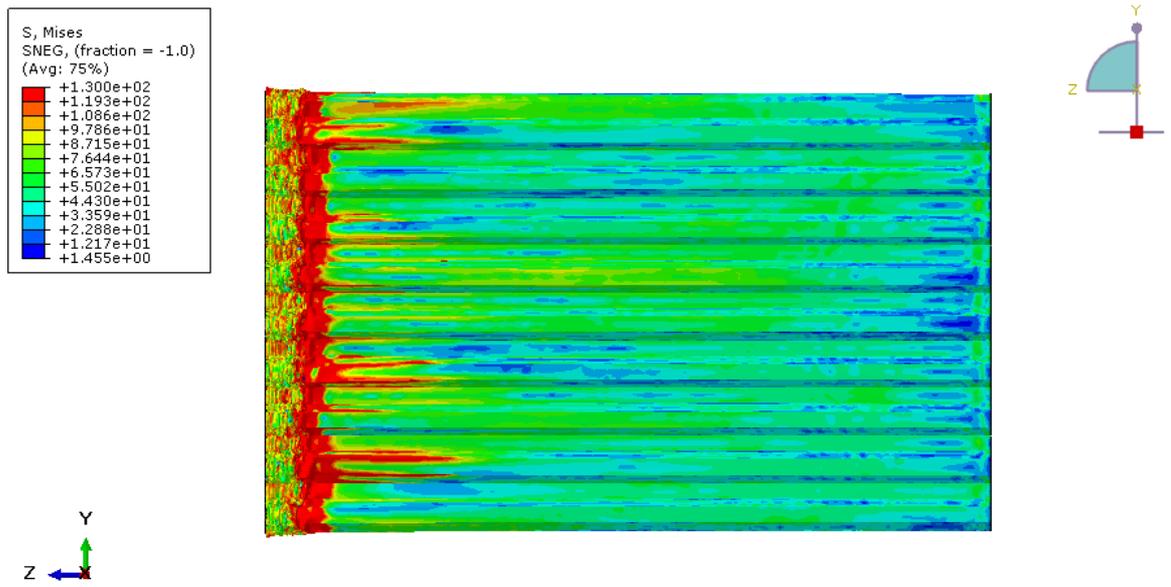


Figura 33. Deformación a los 0,005 s con malla de 0,5 mm.

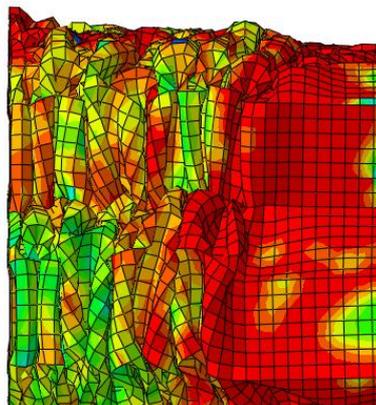


Figura 34. Detalle deformación con malla de 0,5 mm.

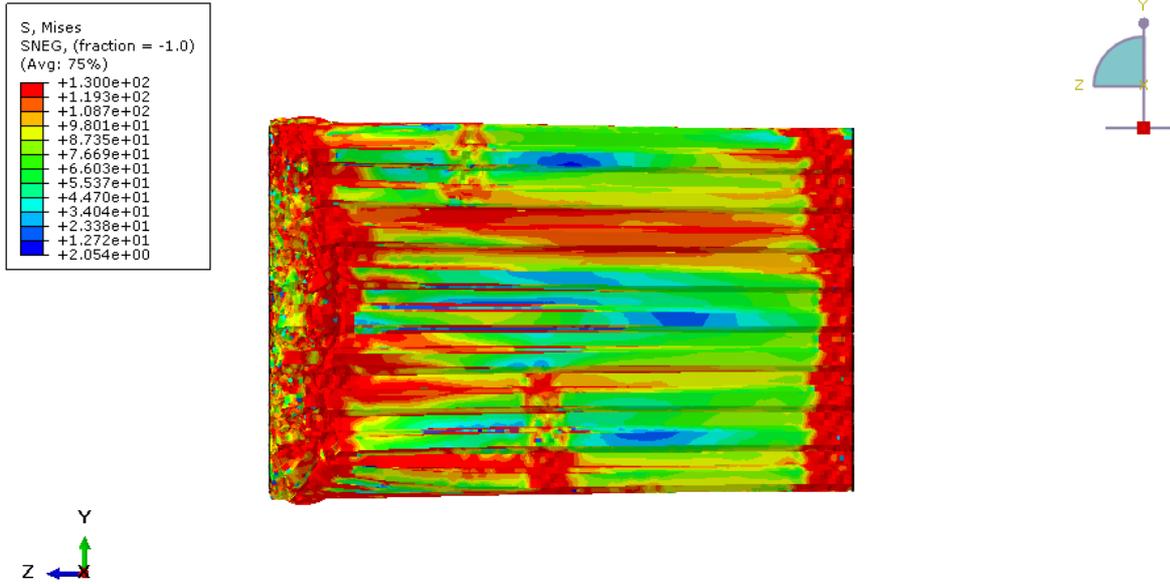


Figura 35. Deformación a los 0,006 s con malla gruesa.

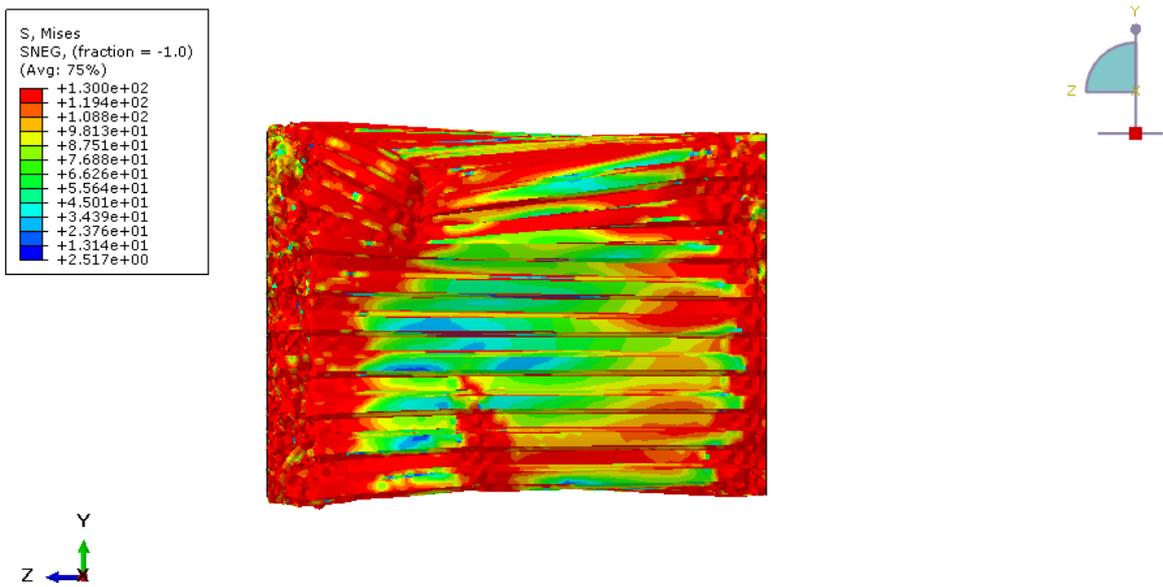


Figura 36. Deformación a los 0,01 s con malla gruesa.

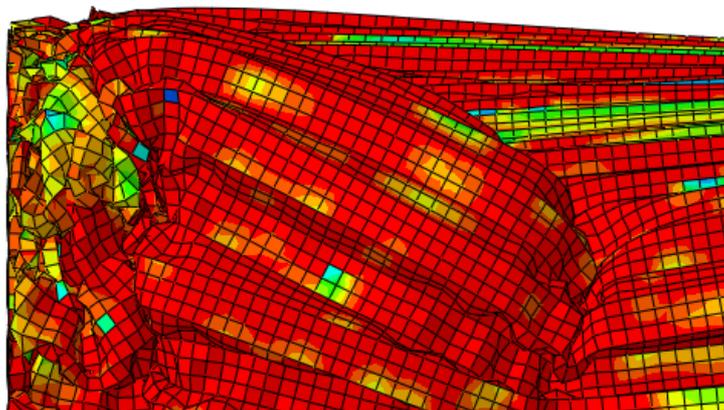


Figura 37. Detalle deformación con malla gruesa.

Como se puede apreciar en las imágenes anteriores, esta malla más gruesa hace que la onda del choque no se pueda propagar de manera uniforme, por lo que la deformada global no es correcta. Localmente se ve como el pandeo de las paredes no es tan perfecto y no permite de forma tan clara el contacto por aplastamiento de pandeos consecutivos.

Por este motivo, el tamaño de malla correcto es el de 0,5 mm. Esto aumenta considerablemente el tiempo computacional para resolver el problema. Por tanto, se decide hacer un estudio comparando este modelo completo con uno idéntico pero asumiendo doble simetría. Así que el nuevo modelo será un cuarto del modelo presentado anteriormente.

En la figura 38 se muestra una imagen en el módulo de mallado de Abaqus del modelo simétrico:

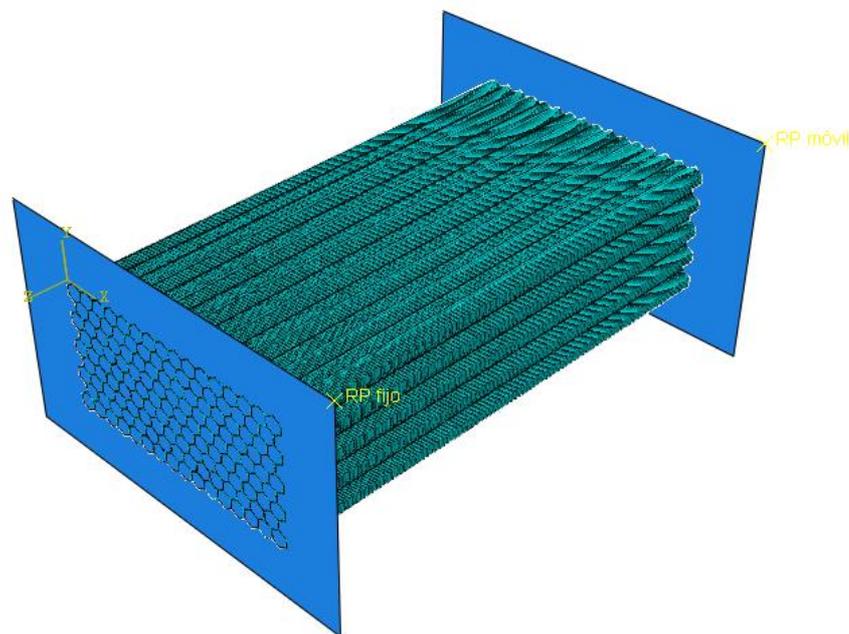
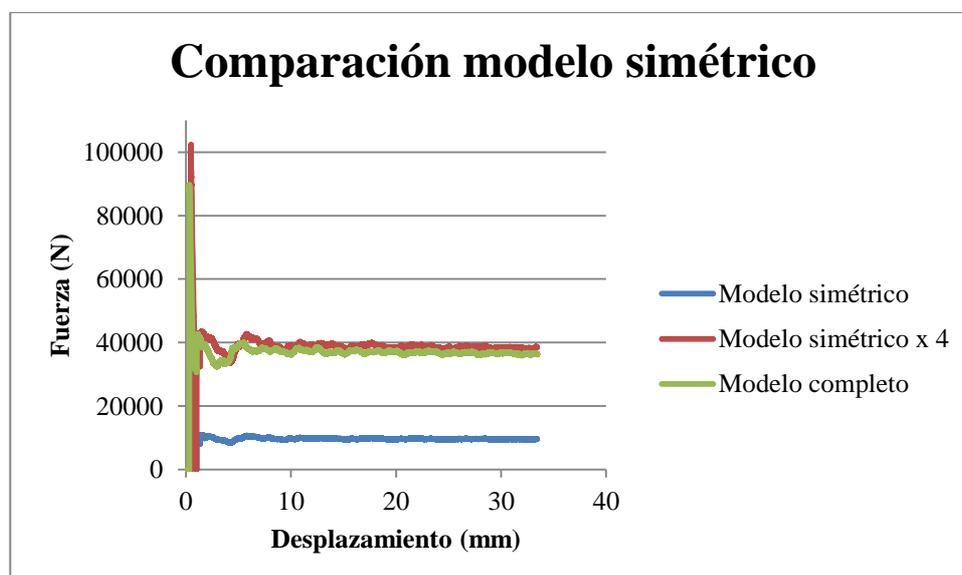


Figura 38. Módulo *Mesh* del modelo simétrico.

Se hace la misma simulación dinámica, con una duración de 0,005 s y se comparan los resultados:

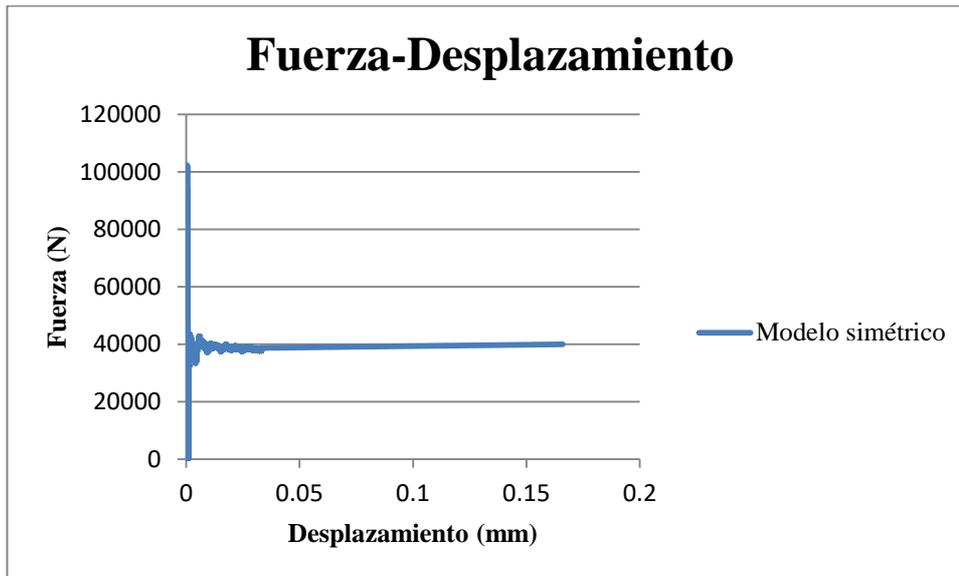


Gráfica 6. Comparación de resultados modelos simétrico y completo.

Como se puede apreciar en la gráfica, los resultados son muy similares, apenas hay diferencia en la fuerza resistente en colapso profundo y tampoco es muy significativa la diferencia en el pico inicial, por lo que la opción de trabajar con un cuarto de modelo es posible. Con esto, se ahorra mucho tiempo computacional.

Con esta comparación ya se está en disposición de trabajar en el modelo final completo, usando un aluminio de 130 MPa, un tamaño de elemento de 0,5 mm y un cuarto del modelo.

Antes de pasar a tal ensayo, se calcula la energía absorbida por el atenuador de impacto, que no todo el conjunto, en base a los resultados del modelo simétrico anterior. Para ello se completa la curva Fuerza-Desplazamiento anterior, sabiendo que la compresión del *honeycomb* es aproximadamente de un 80% de la longitud inicial, y que la fuerza media está en torno a los 39000 N.



Gráfica 7. Curva Fuerza-Desplazamiento modelo simétrico completa.

Para calcular la energía, en este caso se podría aproximar rápidamente como el área encerrada bajo un rectángulo, pues básicamente esa es la forma. Sin embargo, para hacerlo de manera más precisa se usa la técnica que se usará posteriormente en el ensayo completo. Esto se hace aplicando la regla del trapecio, un método para calcular de manera aproximada el valor de una integral definida. Se calcula de la siguiente forma:

$$\int_{s_1}^{s_n} F \, dS = \sum_{i=1}^{n-1} (s_{i+1} - s_i) \left(\frac{F_{i+1} + F_i}{2} \right)$$

Aplicando esta fórmula sobre la serie de datos anteriores sale que el atenuador de impacto de *honeycomb* podría llegar a absorber 6603,86 J, que es inferior a los 7350 J exigidos por la norma. Sin embargo, esto no es alarmante como para aumentar las dimensiones del atenuador, pues según esto no se está lejos del objetivo, y como se vio en los cálculos básicos, la estructura de soporte, es decir, la placa anti-intrusión, puede llegar a absorber una gran cantidad de energía, incluso por encima de los 1000 J. Por tanto, el siguiente paso será analizar los refuerzos del atenuador de impacto.

6.3 Estudio placa anti-intrusión

Una vez analizado el atenuador de impacto en análisis dinámico y antes de pasar a la simulación completa con la pieza y la estructura, se van a relizar unos estudios para ver cuál es la mejor configuración para la estructura

soporte.

Este estudio se hará también con análisis en elementos finitos, usando Abaqus. Consistirán en análisis estáticos, aplicando una fuerza sobre la superficie que ocupa el atenuador de impacto, es decir, una superficie de 200 x 100 (mm²) centrado sobre la placa anti-intrusión.

Las dimensiones del marco frontal vienen ya determinadas por el diseño del chasis del monoplaza, así como las dimensiones de esos tubos. A no ser que en las simulaciones de impacto el marco frontal se deforme en exceso, se quedará así. Debido a estas dimensiones, las de la placa anti-intrusión quedan también determinadas, pues se extiende hasta la línea media del marco frontal, como se vio en la normativa, al ser de acero e ir soldada. Las dimensiones son las mostradas en la figura 39:

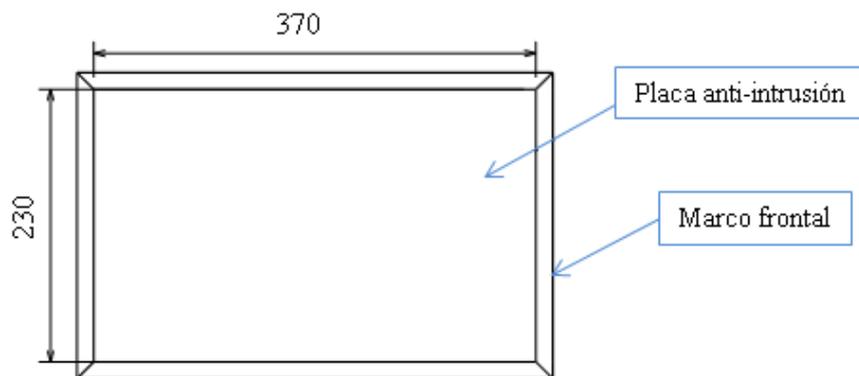


Figura 39. Dimensiones placa anti-intrusión y marco frontal.

Para este análisis sólo se modelará la placa anti-intrusión, para determinar el espesor, así como un refuerzo, pues la placa por si sola no es lo suficientemente rígida.

Se modela la placa y el refuerzo como elementos 3D de tipo placa deformable. A la placa se le hace una partición con la superficie del atenuador, donde se aplicará la carga. Tras asignar secciones y material, se monta el *assembly*, donde el refuerzo se pone justo detrás y se hace un *merge*. Con el *merge* simulamos que ambos elementos irán soldados y serán como una única pieza.

En la siguiente imagen se puede ver el *assembly* con unos refuerzos tipo nervios horizontales:

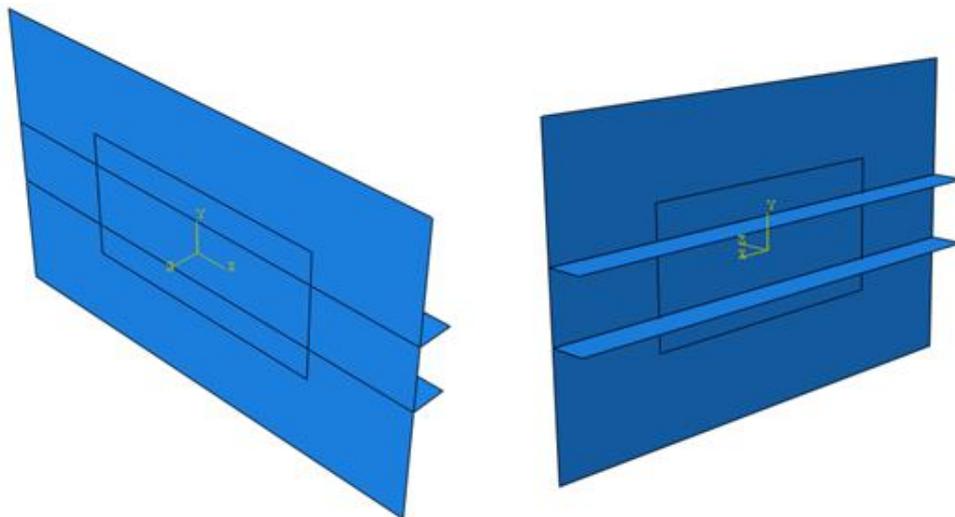


Figura 40. *Assembly* del estudio de los refuerzos.

El tipo de análisis es estático, y se pide en el *Field Output*, al menos, tensiones y desplazamientos.

En el módulo de interacciones no se tiene que modelar nada y en el de cargas se modela como sigue:

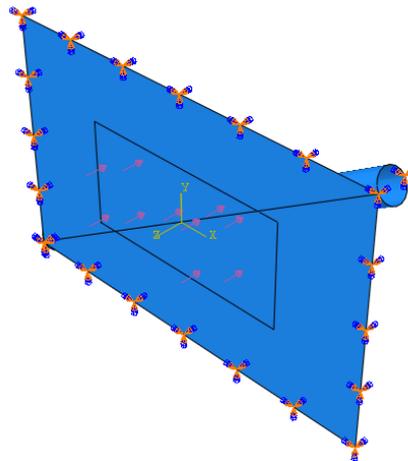


Figura 41. Módulo *Load* del estudio de los refuerzos.

Como se ve en la figura anterior, se impone restricción de empotramiento en los extremos de la placa, así como en los de los refuerzos. Aunque realmente esto no sea así, porque tiene más grados de libertad en la situación real, la soldadura al marco frontal si impone una restricción similar en los extremos.

En el centro se aplica la fuerza sobre la superficie en forma de presión. Como se vio en los resultados de las simulaciones dinámicas previas, la fuerza pico superaba los 80 kN y llegaba a los 100 kN en el modelo simétrico, si bien es cierto que en la situación de modelo completo este pico debería ser menor, pues al tener detrás una placa deformable en vez de infinitamente rígida, el pico se vería atenuado por el efecto elástico de la placa.

Como se explicó en el apartado teórico de resistencia ante impacto, en el segundo ejemplo, tras la fase de colapso de la primera estructura, el atenuador de impacto, vendría otro pico de fuerza de la siguiente estructura, en este caso, la placa anti-intrusión y el refuerzo, el cual sería un pico mayor. Por eso, para ir por el lado de la seguridad se supone una carga de 120 kN, lo que corresponde a una presión de 6 MPa sobre la superficie del atenuador.

En la siguiente imagen se pueden ver los resultados en desplazamiento de otro de los ejemplos de refuerzo:

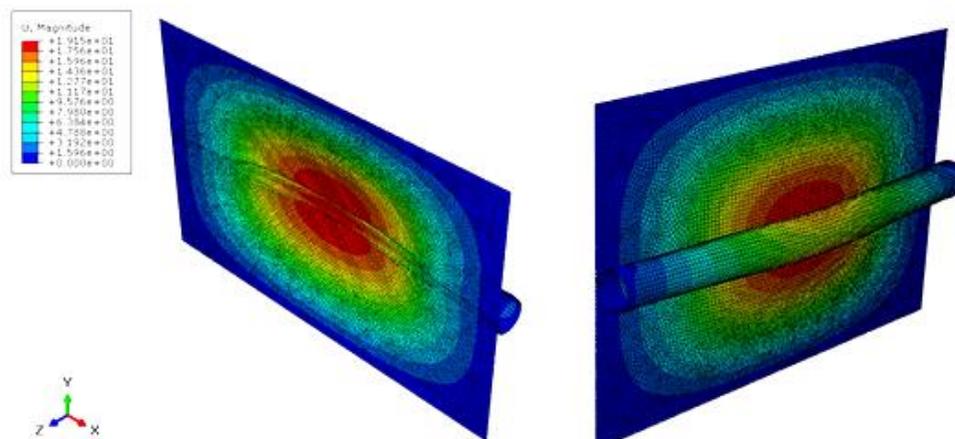


Figura 42. Ejemplo de resultados estudio del refuerzo.

Los refuerzos analizados son: tubo de 28 x 1,5 mm en vertical, horizontal y diagonal y dos nervios de 2 mm en vertical y en horizontal.

Tras los análisis, combinando espesores de la placa de 1,5 mm y de 2 mm con los distintos refuerzos se obtienen los siguientes resultados:

Placa: 1,5 mm	Desplaz. máx. (mm)	Placa: 2 mm	Desplaz. máx. (mm)
Tubo diagonal	26,2	Tubo diagonal	19,5
Tubo vertical	26,9	Tubo vertical	20,5
Tubo horizontal	25,8	Tubo horizontal	19,1
Nervios verticales	28,5	Nervios verticales	22,1
Nervios horizontales	29,2	Nervios horizontales	22,2

Tabla 10. Resultados del estudio de los refuerzos y placa.

Como se puede ver en la tabla anterior, el mejor resultado en términos de desplazamiento máximo es la combinación de la placa de 2 mm de espesor y el tubo horizontal, dando un desplazamiento máximo de 19,1 mm. Aún habiendo otras combinaciones que según este estudio quedarían por debajo del mínimo exigido por la norma de 24,5 mm, lo más coherente es seguir el estudio con la configuración más segura.

Teniendo esto en cuenta, y haciendo de nuevo un número rápido, si el desplazamiento máximo es de 19,1 mm y la carga que podría ser de 100 kN, se podría llegar a absorber 1900 J, superando en tal caso, en conjunto con el atenuador, lo mínimo exigido por la norma, y con bastante margen.

6.4 Simulación dinámica completa

6.4.1 Modelo en Abaqus simulación dinámica completa

Tras haber hecho todos los análisis previos, ya se está en disposición de hacer toda la simulación completa con toda la estructura.

A continuación se va a detallar el modelo en elementos finitos que simula el impacto real, es decir, el atenuador de impacto unido a la placa anti-intrusión, la barra de refuerzo, el marco frontal, y una pequeña estructura que simula la parte frontal del chasis, tal y como dice la norma. Esta estructura es como se muestra en la figura 43:

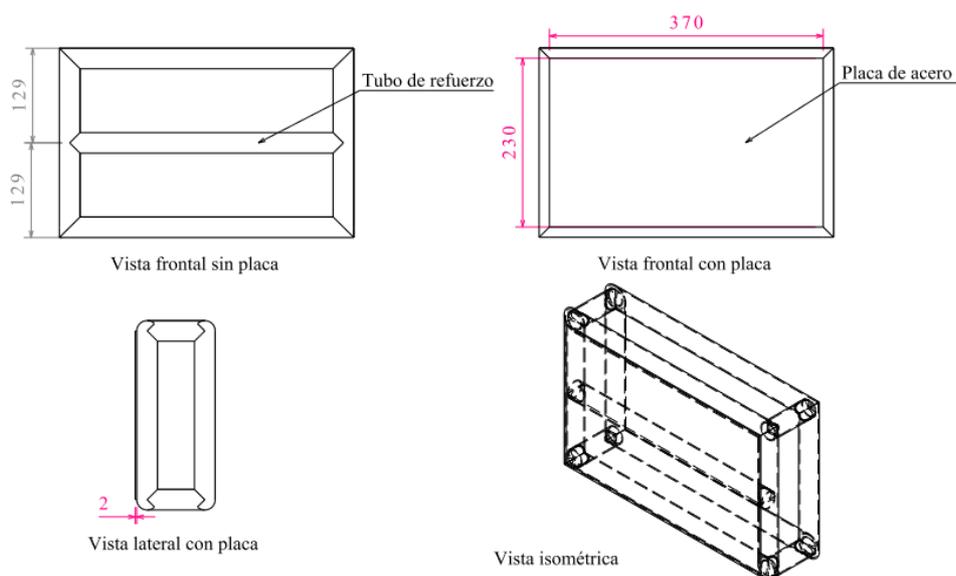


Figura 43. Estructura para el ensayo de impacto.

Para el modelo se trabajará, igualmente que con la estructura de *honeycomb*, con un cuarto de esta estructura metálica.

- Módulo *Part*: en este módulo se modela el atenuador como en el modelo dinámico simple, es decir, como tipo lámina y en un cuarto de las dimensiones. Igualmente, se modela una placa rígida tipo *analytical* que simula la barrera contra la que se impacta. Ahora, como partes nuevas a introducir, hay que modelar la placa anti-intrusión de acero, por lo que se modela un sólido deformable 3D tipo lámina y para la estructura un sólido deformable 3D tipo *wire*, definiendo los puntos a través de una de referencia. En la figura 44 se muestra esta última parte:

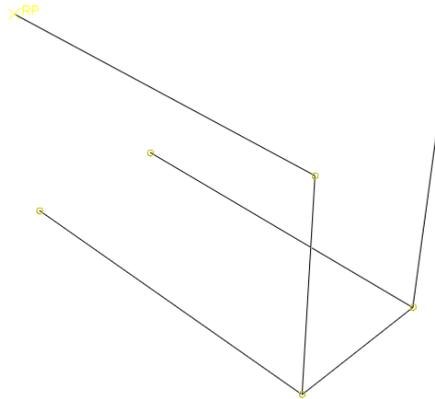


Figura 44. Modelo simétrico tipo *wire* de la estructura.

- Módulo *Property*: en primer lugar se definen los materiales. El aluminio de 130 MPa para el *honeycomb*, y dos aceros. Se define un acero de límite elástico 275 MPa para la placa anti-intrusión y otro de 575 MPa para los tubos de la estructura. También se trabaja con un modelo elasto-plástico ideal, con un solo punto en la curva plástica. Como se hiciera con el aluminio, para el acero también hay que introducir la densidad, $7,85e-9$ Tn/mm³, el módulo de *Young*, 210000 MPa y el coeficiente de *Poisson*, 0,28.

Posteriormente se asignan secciones: para el *honeycomb*, como se viene haciendo (pared doble y pared simple como lámina homogénea), para la placa, también su espesor como lámina homogénea, y para los tubos se crean las secciones de los tubos circulares, con los perfiles correspondientes.

Para el tubo de refuerzo, por aplicar simetría, se debe crear una sección que tenga la mitad de área y la mitad de inercia.

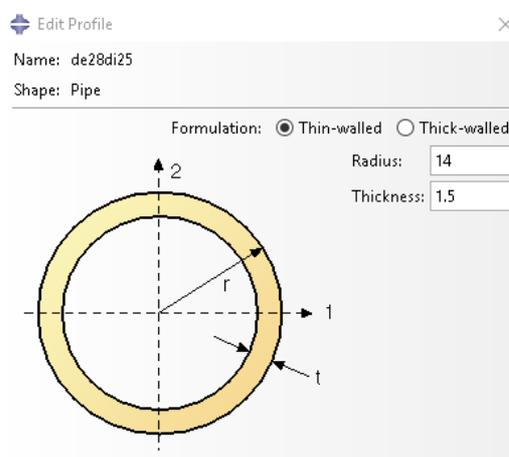


Figura 45. Creación de perfiles tubulares en la sección *Property*.

- Módulo *Assembly*: para montar el conjunto, se pone el *honeycomb* pegado a la placa anti-intrusión, en una esquina, y la placa se encaja también con la estructura. El muro rígido se coloca igual que en las otras simulaciones dinámicas a 0,1 mm de separación. En la figura 46 se muestra lo descrito:

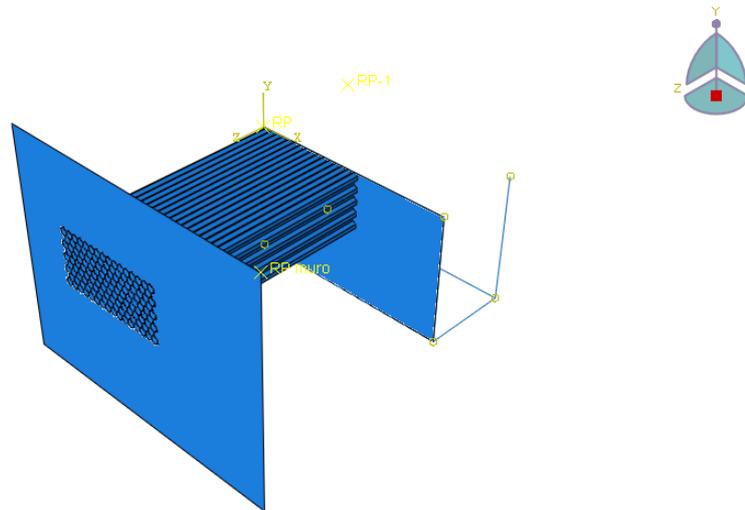


Figura 46. *Assembly* del conjunto atenuador de impacto en Abaqus.

Como se puede ver, se crea un punto de referencia, “RP-1”, que será el que controle el movimiento y contenga la masa. El punto de referencia “RP muro” es el que se crea en el módulo *Part* correspondiente a la placa rígida y el otro punto de referencia “RP” es la referencia para construir la estructura tipo *wire*.

- Módulo *Step*: se crea el análisis dinámico de tipo explícito, se activan las no linealidades y se pone un tiempo de ensayo de 0,05 s. Este tiempo se pone a corde a lo calculado en los cálculos básicos hechos en el apartado 5.2.

De igual forma que en los análisis dinámicos simples se pide el *Field Output*, para mostrar resultados cada 0,001 s y el *History Output*. En este último, se pide la fuerza de reacción al punto de referencia asociado al muro rígido fijo, y la velocidad al punto creado para controlar el movimiento.

- Módulo *Interaction*: a continuación se describen las distintas interacciones del modelo.

1.- Unión de la placa anti-intrusión a la estructura mediante *Tie*.

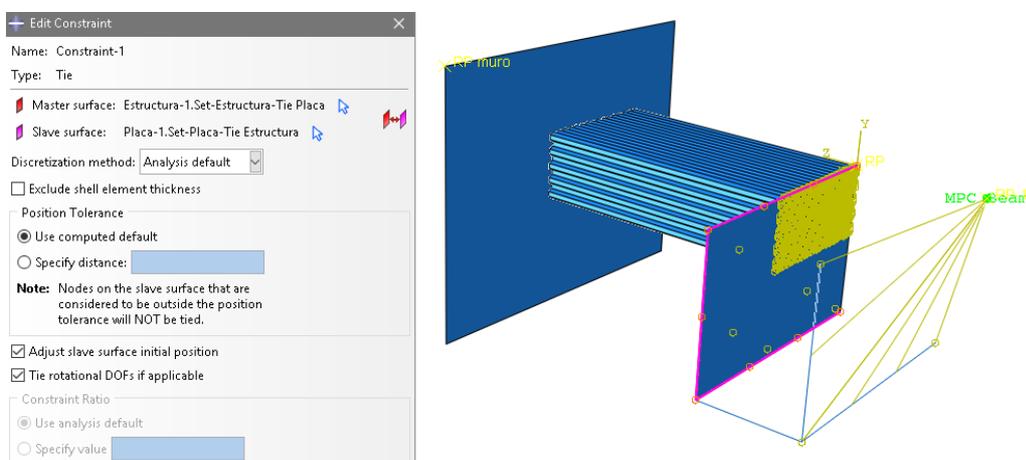


Figura 47. Unión entre placa anti-intrusión y estructura.

2.- Unión del *honeycomb* a la placa anti-intrusión mediante *Tie*.

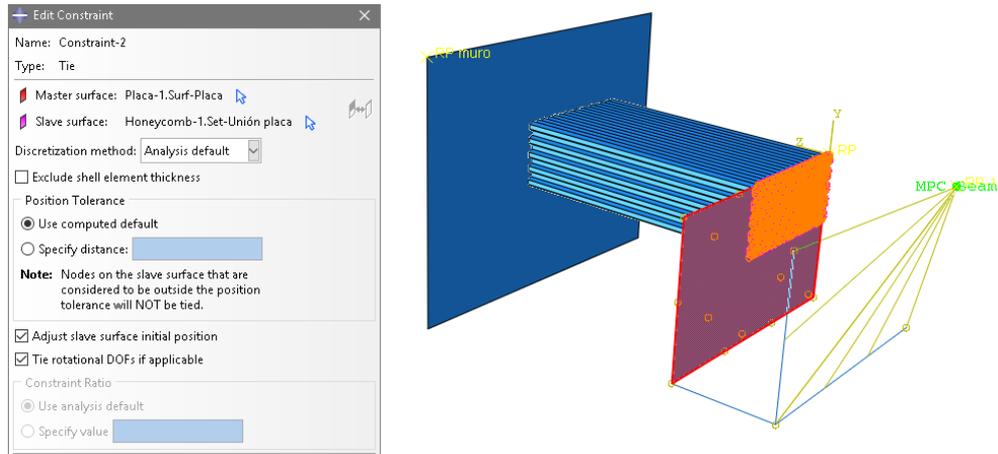


Figura 48. Unión entre atenuador de impacto y placa anti-intrusión.

3.- Unión rígida del punto de referencia que controla el movimiento con la estructura mediante *MPC Beam*. Esta unión irá solamente a la parte posterior de la estructura, pues si se pusiera a toda la estructura ésta no se podría deformar al ser una unión rígida.

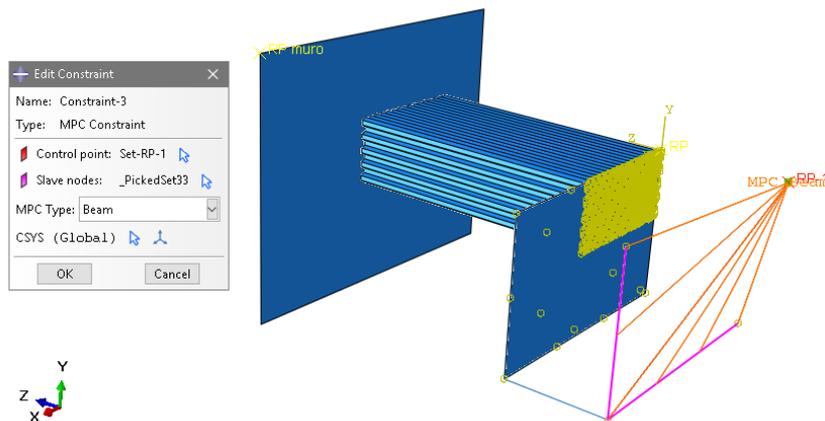


Figura 49. Unión punto referencia móvil al conjunto.

4.- Contacto general entre todas las superficies.

5.- Ahora se hace en este módulo el incluir la inercia al punto de referencia. Antes se hizo en el módulo *Property* porque el punto de referencia estaba asociado a una parte del modelo.

- Módulo *Load*: a continuación se detallan las condiciones de contorno impuestas al modelo.
 - 1.- Simetría en X al atenuador de impacto, placa anti-intrusión y estructura ($U_1=U_2=U_3=0$).
 - 2.- Simetría en Y al atenuador de impacto, placa anti-intrusión y estructura ($U_2=U_1=U_3=0$).
 - 3.- Empotramiento del punto de referencia asociado al muro rígido fijo.
 - 4.- Restricción de traslación y rotación exceptuando la traslación en la dirección 3 al punto de referencia móvil y a la parte posterior de la estructura.
 - 5.- Campo de velocidad de 7000 mm/s al punto referencia móvil.

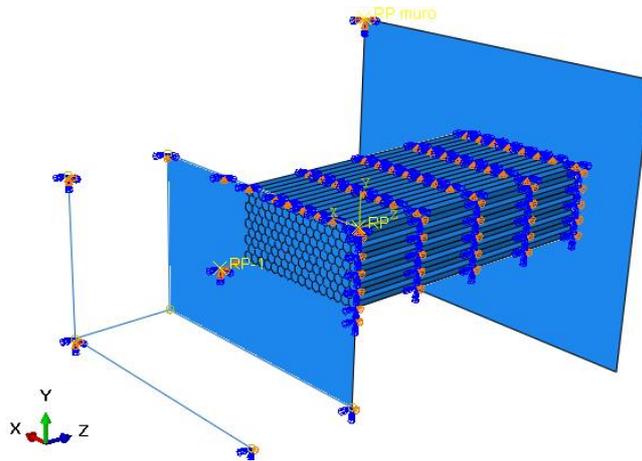


Figura 50. Condiciones de contorno del modelo completo.

- Módulo *Mesh*: para mallas el *honeycomb* se hace de la misma forma que en las simulaciones anteriores. Para la placa se usa el mismo tipo de elemento pero un tamaño mayor, 2 mm. Para la estructura se emplea elementos tipo *Beam* B31 usando también elementos de 2mm. Todos los elementos de la librería de elementos explícitos.

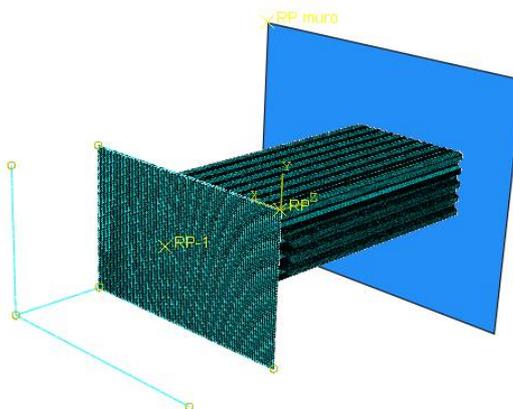


Figura 51. Mallado del modelo completo.

6.4.2 Resultados simulaciones dinámicas completas

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la simulación dinámica completa. La simulación se llevó a cabo impactando una masa de 0,09125 Tn (0,365 Tn dividido entre 4, al ser un cuarto del modelo real). Según lo visto en apartados anteriores, posiblemente se puede absorber incluso más de 8500 J con la deformación de la placa anti-intrusión. Es por ello que inicialmente se introduce al ensayo una energía cinética equivalente a 9000 J, si esto fuera excesivo, y deformara la placa anti-intrusión en exceso, se reduciría la masa impactadora.

En primer lugar se va a mostrar la evolución del impacto viendo de manera visual la deformada y mostrando las tensiones de Von Mises sobre el conjunto, con espesores y secciones tubulares. Mencionar que el ensayo ha terminado antes de tiempo, en vez de a los 0,05 s que se puso, a los 0,04 s.

Las siguientes capturas de la figura 52 se corresponden a los instantes de tiempo antes de iniciar el impacto (indeformada), 0,01 s, 0,02 s, 0,03 s y el último momento registrado a los 0,04 s.

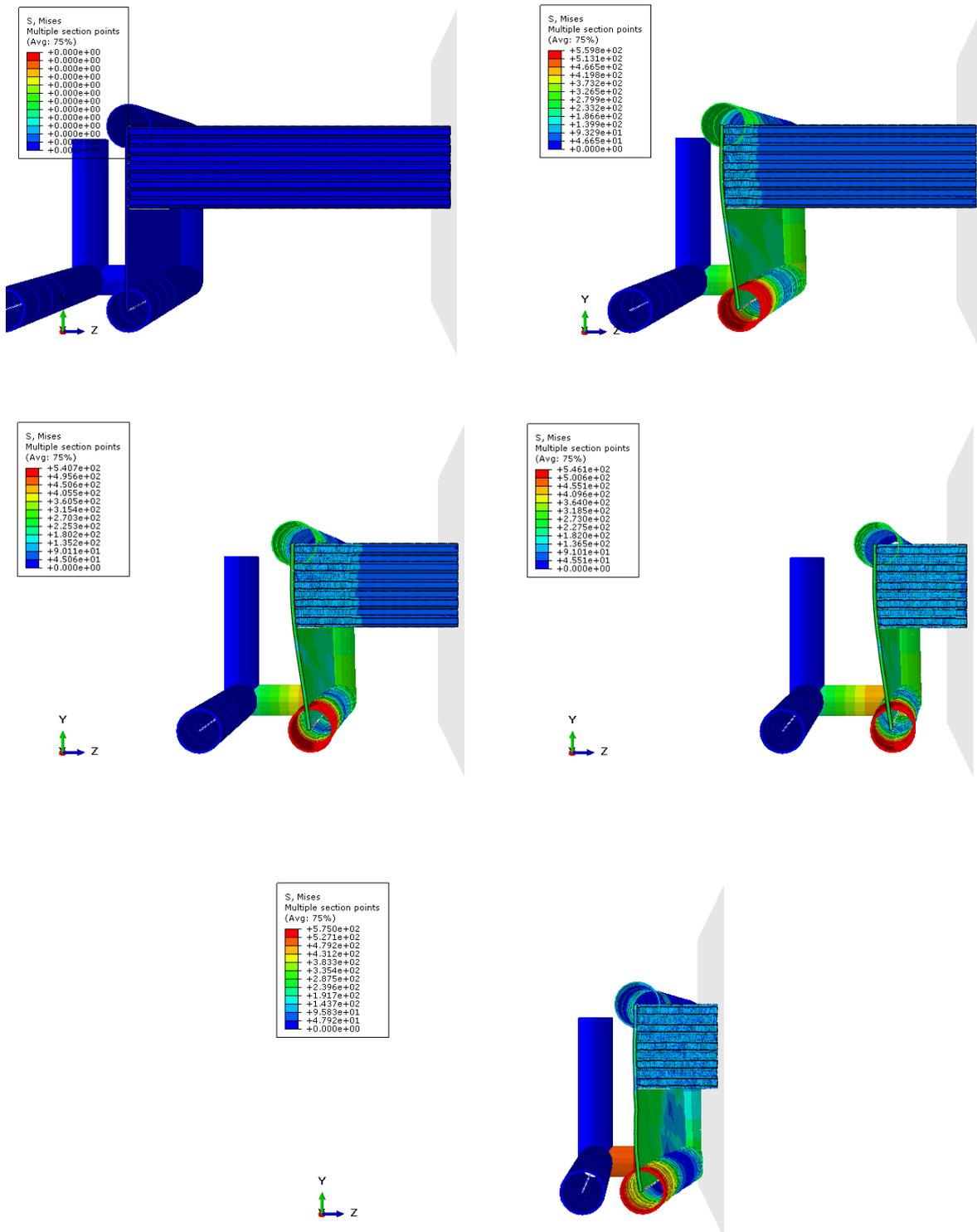


Figura 52. Evolución de la simulación dinámica completa.

En las imágenes de la figura 52 se puede observar como al iniciarse la deformación del atenuador de impacto se ha debido generar un pico de fuerza. Esto también ha hecho que la placa anti-intrusión colapse y entre en régimen plástico ($\sigma_f = 275$ MPa), pero no así el tubo de refuerzo, que es de un acero de mayor límite elástico ($\sigma_f = 575$ MPa).

En la tercera y cuarta imagen se puede ver como el atenuador de *honeycomb* se sigue deformando, y según lo visto en la teoría a una fuerza menor y constante. Este es el motivo por el cual la deformación del conjunto de soporte sigue siendo la misma.

En la última imagen se puede ver como el atenuador se ha comprimido por completo, habiéndose completado el pandeo de sus paredes (*bottoming out*), por lo que se genera un nuevo pico de fuerza y es éste el que hace que colapse la estructura de soporte.

La evolución global del impacto y las deformadas han seguido la lógica y lo que se presuponía que debía pasar. En la figura 53 se va a comparar el atenuador de impacto y la placa anti-intrusión antes y después del impacto.

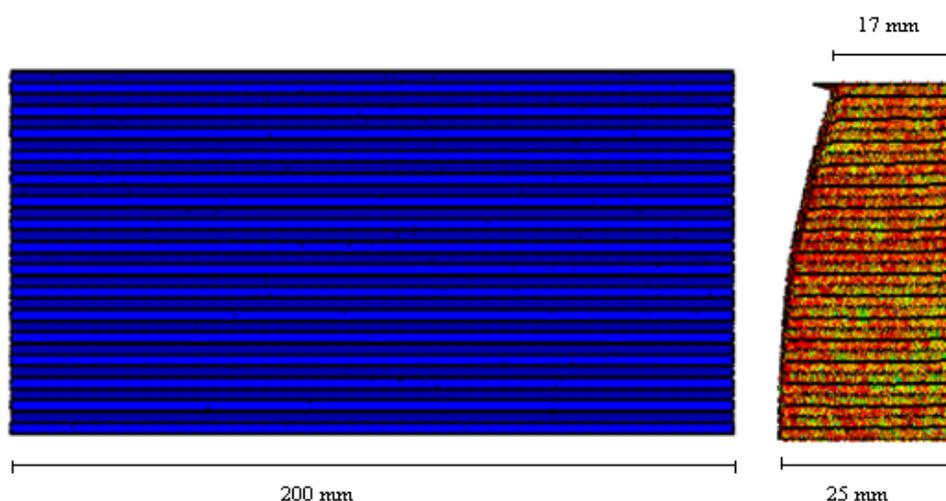


Figura 53. Comparación atenuador de impacto antes y después.

Como se muestra en la figura 53, el atenuador tras su compresión final queda por un lado con 17 mm y por el otro 25 mm; que haya dos valores es debido a la deformación central de la placa. Estos valores corresponden a un 83% y un 75% de deformación con respecto a la longitud inicial, por lo que se cumple la norma general de los fabricantes de *honeycomb*. La máxima deformación es por tanto de 166 mm.

La deformada de la placa anti-intrusión se puede observar en la figura 54:

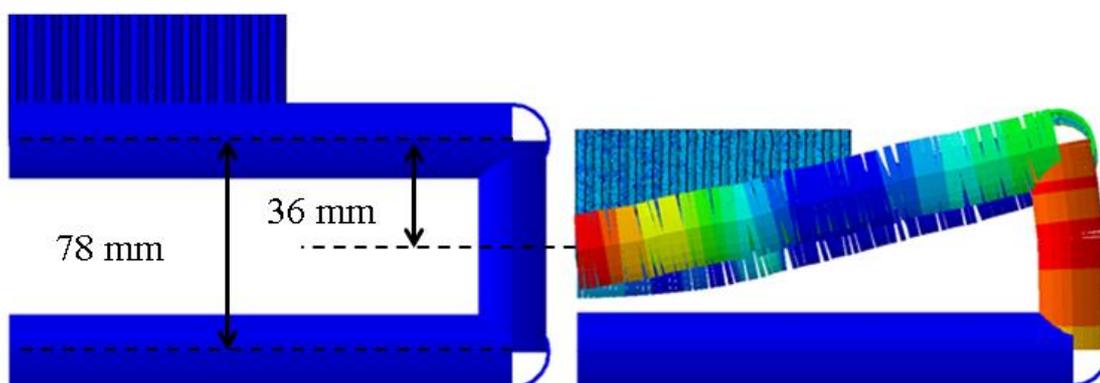
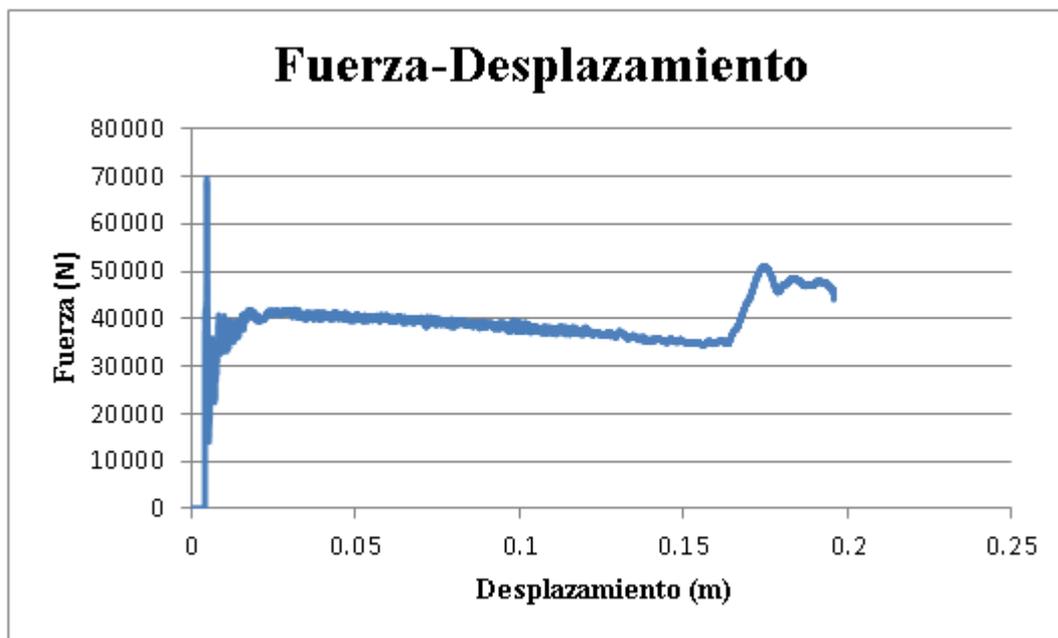


Figura 54. Comparación placa anti-intrusión antes y después.

Se puede observar como la placa anti-intrusión se deforma 36 mm, que es más de los 25,4 mm de desplazamiento máximo que exige la norma. Sin embargo, como se mencionó antes, la simulación no se llega a completar por lo que no se aprecia el efecto rebote tras el choque, la descarga elástica. Por tanto, lo que se aprecia en la imagen es la deformación máxima instantánea y no la permanente (esto se comentó junto a la figura 10). Es por ello, que la deformación permanente pueda cumplir la norma.

Una vez analizado el impacto gráficamente y comentando las deformadas, se va a analizar los resultados en términos de energía, aceleraciones y fuerza.

A continuación se presenta la gráfica de fuerzas frente a los desplazamientos:



Gráfica 8. Fuerza-Desplazamiento simulación dinámica completa.

En la gráfica 8 se puede observar lo que se comentó anteriormente al analizar gráficamente el impacto. En primer lugar hay un pico de fuerza, la carga máxima que aguanta el atenuador de impacto y que lo hace colapsar. Esta fuerza máxima es de 69747,6 N, que es inferior a la que se obtuvo en la simulación dinámica simple. Esto es porque el conjunto en general es menos rígido, pues en esas simulaciones, tras el atenuador, había una placa infinitamente rígida, por lo que ahora el conjunto colapsa con menos carga.

Tras este pico de fuerza se vuelve a apreciar un tramo de fuerza constante, el típico de estructuras *honeycomb*, alrededor de los 40000 N, similar a los que se obtuvo en la simulación dinámica simple. Este tramo termina cuando el atenuador de impacto se comprime por completo y empieza a colapsar la siguiente estructura. Es por ello que se aprecia otro pico de fuerza, en este caso inferior, de valor 50900 N. Este último pico es menor del que se esperaba y se supuso en los apartados anteriores.

Analizando los términos de aceleraciones resulta lo siguiente:

- $a_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{máx}}}{m \cdot g} = \frac{69747,6 \text{ N}}{365 \text{ kg} \cdot 9,81} = 19,48 \text{ g} < 40 \text{ g}$
- $a_{\text{media}} = \frac{\sum_i^n F_i/n}{m \cdot g} = \frac{40669,438 \text{ N}}{365 \cdot 9,81} = 11,36 \text{ g} < 20 \text{ g}$

Tras ver estos resultados se comprueba que en términos de aceleraciones, tanto máxima como media, se cumple con lo exigido en la normativa.

Queda analizar la simulación en cuanto a energía absorbida. Que la simulación se haya parado antes puede indicar que el conjunto atenuador de impacto ya no tenía más capacidad para seguir absorbiendo energía. Para obtener este dato se vuelve a usar la regla de los trapecios:

$$\bullet \int_{s_1}^{s_n} F \, dS = \sum_{i=1}^{n-1} (s_{i+1} - s_i) \left(\frac{F_{i+1} + F_i}{2} \right) \rightarrow E = 7600 \text{ J} > 7350 \text{ J}$$

Por tanto, en término de energía absorbida el conjunto atenuador de impacto también es válido, pues satisface lo mínimo exigido por la norma. Comparando este resultado con el obtenido en la simulación dinámica simple, se comprueba que la energía absorbida por la placa anti-intrusión y el refuerzo puede ser, efectivamente, del orden de 1000 J.

Sin embargo, se introdujo en el análisis 9000 J, por lo que aún quedaban 1400 J de energía cinética cuando se paró el ensayo. Esto implica que de seguir la simulación la estructura colapsaría aún más.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos en la simulación final:

Velocidad de ensayo (m/s)	7,03	Deformación placa anti-intrusión máxima (no permanente) (mm)	36
Energía absorbida (J)	7600	Máx. Desplazamiento atenuador de impacto ensayado (mm)	166
Desaceleración pico (g)	19,48	Desaceleración media (g)	11,358

Tabla 11. Resultados simulación dinámica completa.

7 ENSAYO REAL DE IMPACTO

7.1 Preparación del ensayo

Para la realización del ensayo real se fabricó la estructura representativa del chasis y se colocó el atenuador de impacto:



Figura 55. Estructura representativa del chasis para ensayo.



Figura 56. Atenuador de impacto real montado en la estructura.

El ensayo fue llevado a cabo en las instalaciones de CESVIMAP, centro de experimentación y seguridad vial situado en la localidad de Ávila. Fue llevado a cabo en condiciones satisfactorias y cumpliendo los estándares científicos para ensayos ingenieriles, con medidas físicas representativas tomadas con los distintos instrumentos usados.

El conjunto atenuador de impacto fue montado en el carro impactador de la misma forma que va en el monoplaza, usando para ello 3 tornillos M8 de calidad 8.8.

Fueron realizadas varias pruebas de velocidad para asegurar que la velocidad de impacto fuera, al menos, la requerida por la normativa, 7 m/s.

Un muro rígido de 35 Tn fue colocado de forma que su cara principal estuviera completamente perpendicular y centrada respecto al sistema de arrastre. También se colocaron dianas de seguimiento de objeto en las caras externas de la muestra de ensayo y en el carro de tal manera que se pudiera grabar con las cámaras de alta velocidad.

Se instrumenta el ensayo de la siguiente manera:

Acelerómetros instalados		
Nº de serie	Campo de medida	Ubicación
A144949 EJE X	200 g	Parte frontal. Centro
A144945 EJE Y	50 g	Parte frontal. Centro

Tabla 12. Acelerómetros instalados en el ensayo real de impacto.

Medidores de velocidad
Sistema sin contacto Láser @ 2kHz
Sistema óptico puntual @ 10kHz
Otros equipos
Cámara de alta velocidad
Calibre
Flexómetro clase II
Báscula pesa-ejes

Tabla 13. Medidores de velocidad y otros equipos usados en el ensayo real de impacto.

En la siguiente imagen se puede ver el montaje del conjunto atenuador de impacto y las instalaciones del ensayo:



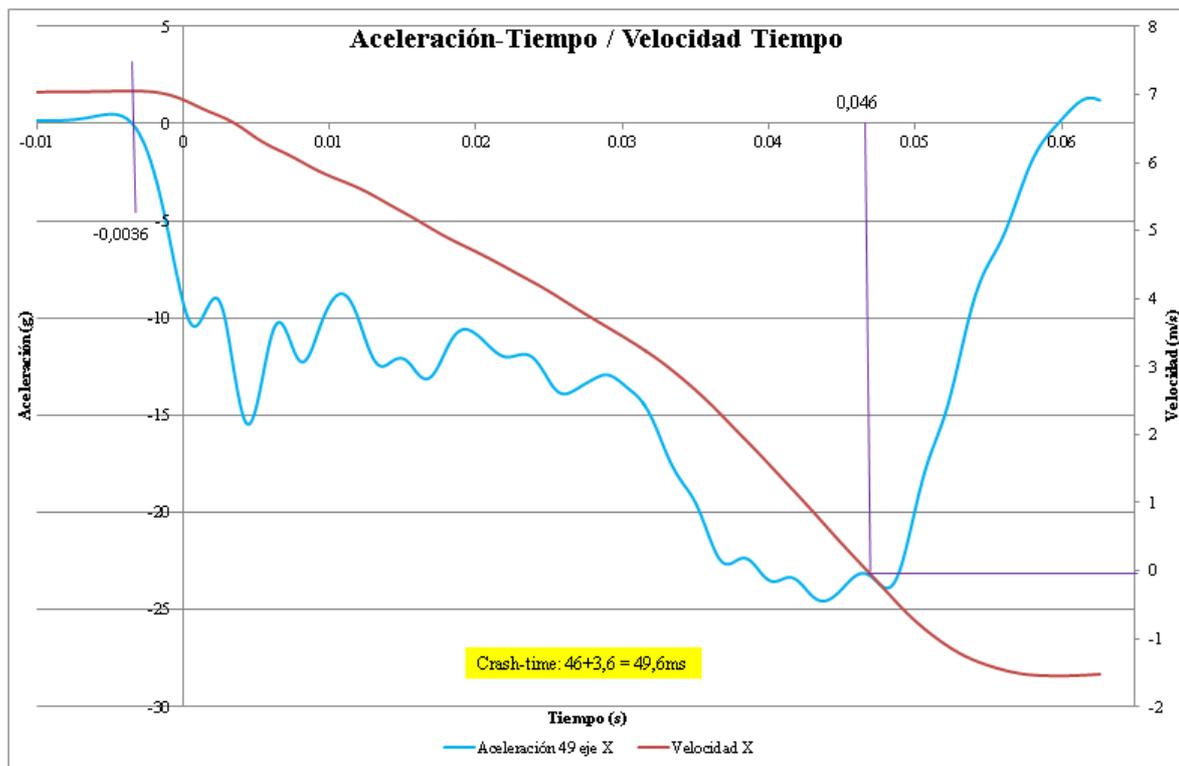
Figura 57. Conjunto atenuador de impacto en las instalaciones del ensayo.

7.2 Resultados y comparación

Los resultados corresponden a lanzar una masa de 365 kg a 7m/s, tal y como se hizo en la simulación en elementos finitos.

A continuación se presentan las gráficas de interés: aceleración, fuerzas y energía absorbida. Se muestran junto con la gráfica de velocidad frente al tiempo para comprobar cuando es el momento en el que el conjunto atenuador de impacto cesa el movimiento. El resto de datos corresponden al retroceso del carro impactador y no hay que tenerlos en cuenta.

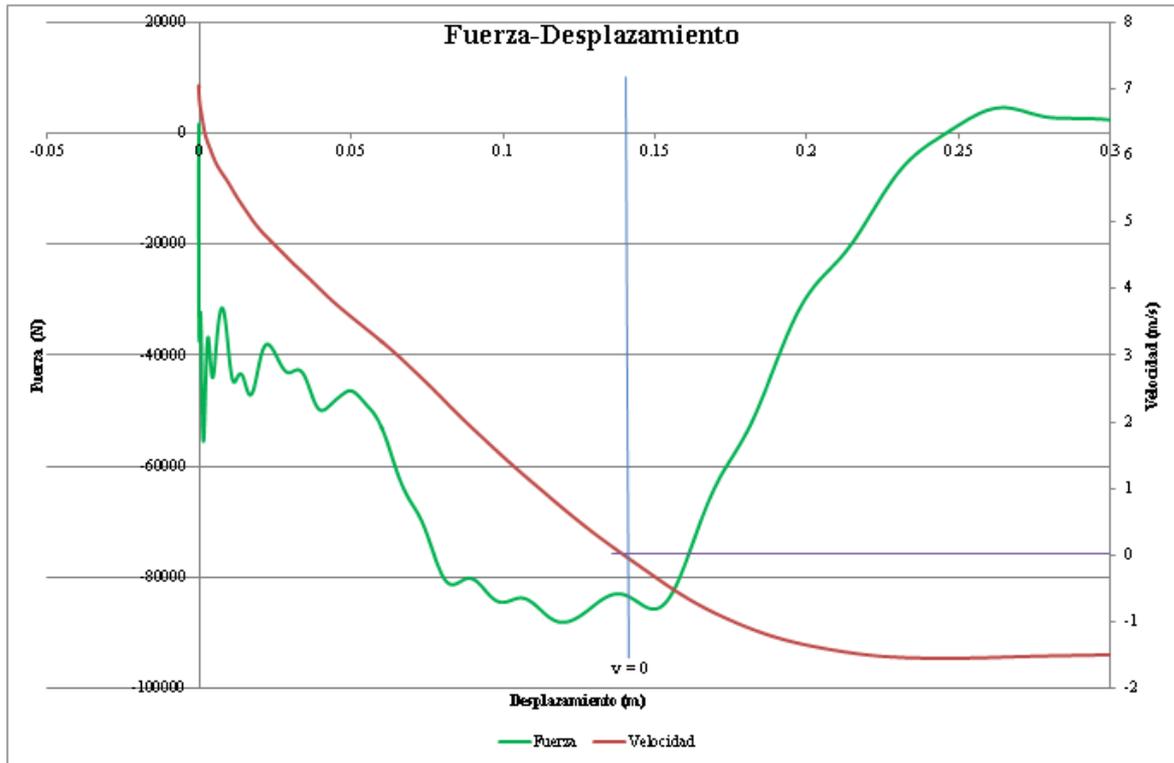
En la gráfica de aceleración-tiempo se puede ver como hay un pico inicial en la aceleración, un tramo constante y luego otro pico de aceleración. El primer pico corresponde al colapso del atenuador de impacto y el segundo al de la estructura soporte.



En esta gráfica se puede ver también que el tiempo del ensayo estuvo cercano a los 0,05 s que se calculó en los cálculos básicos.

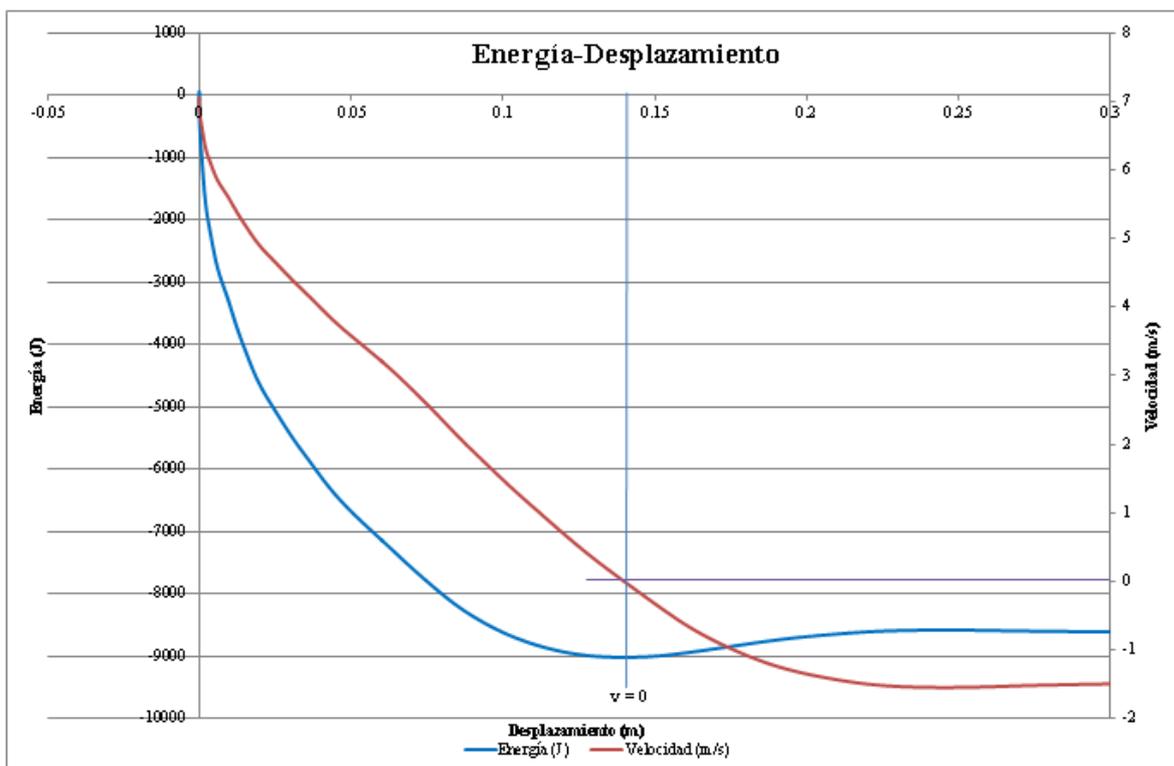
La siguiente gráfica corresponde a la fuerza frente al desplazamiento, que es similar a las aceleraciones, pues provienen de ellas.

Comparando esta gráfica con la obtenida en la simulación, se puede apreciar que el segundo pico, el relacionado con el colapso de la estructura es de 88000 N, mayor que el obtenido en la simulación. El tramo de fuerzas constantes en el régimen plástico del *honeycomb* si es más similar, en torno a los 40000 N, y el pico inicial de fuerza es menor, en torno a los 56000 N.



Gráfica 10. Fuerza-desplazamiento ensayo de impacto.

Estas diferencias en las fuerzas hacen que el conjunto atenuador de impacto real si sea capaz de absorber la energía completa.



Gráfica 11. Energía-desplazamiento ensayo de impacto.

A continuación se muestran los resultados del ensayo:

Velocidad de ensayo (m/s)	7,03	Deformación placa anti-intrusión (mm)	22
Energía absorbida (J)	9019	Máx. Desplazamiento atenuador de impacto ensayado (mm)	166
Desaceleración pico (g)	24,57	Desaceleración media (g)	14,06

Tabla 14. Resultados ensayo de impacto.

Se puede observar en la tabla anterior que finalmente si se ha absorbido toda la energía cinética con una deformación permanente de la placa anti-intrusión que cumple la normativa. Además los términos de desaceleraciones también cumplen. Hay que destacar que el término de energía absorbida es muy bueno, supera con creces lo exigido, y mejora lo que había.

Se puede observar que los términos de aceleraciones no son del todo dispares, pero al ser las fuerzas más elevadas en general, también lo son las desaceleraciones. Estas desaceleraciones representan unos buenos resultados, pues la desaceleración media es baja, así como la máxima.

El resultado de máximo desplazamiento del atenuador de impacto es de 166 mm, coincidiendo con la simulación. Esto reafirma que la forma de modelar geoméricamente y en el mallado del *honeycomb* es correcta.

En la figura 58 se presenta una comparación del video a cámara lenta en la que se intenta mostrar el instante de desplazamiento máximo de la placa y el refuerzo con la posterior recuperación elástica. Aunque no se aprecia de forma muy clara, cabe mencionar que esta recuperación es notable.

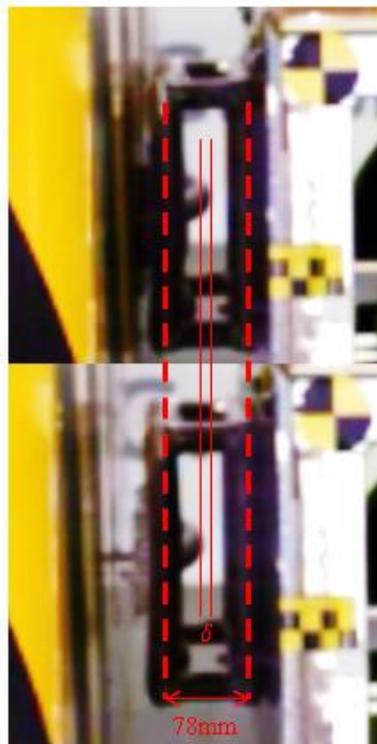


Figura 58. Recuperación elástica en ensayo real.

Con línea de trazos roja se marca la línea central de los tubos, de perfil, siendo esta distancia de 78 mm. Con línea continua roja más fina se marca el máximo desplazamiento instantáneo y la posterior deformación permanente, habiendo una diferencia δ . Haciendo una comparación gráfica, se puede determinar que esta recuperación elástica es de aproximadamente 11 mm. Si se produjera una recuperación elástica de este orden en la simulación dinámica completa, el máximo desplazamiento de la placa anti-intrusión también cumpliría la normativa.

A continuación se muestran en la figura 59 una serie de imágenes relativas al ensayo, antes y después del impacto:



Figura 59. Reportaje fotográfico del ensayo de impacto.

8 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Tras realizar la simulación final, la dinámica completa, y comparar los resultados con el ensayo real, se puede concluir que se está cerca de obtener un modelo definitivo que predecirá el impacto completo.

Por un lado se ha desarrollado un modelo para simular el *honeycomb* muy satisfactorio. Desde las primeras simulaciones cuasi-estáticas se podía apreciar como el *honeycomb* fallaba del modo correcto y posteriormente, con un buen mallado, se ha comprobado como en el régimen de colapso profundo se deforma completamente realizando pliegues por pandeo.

Por otro lado, se ha desarrollado un modelo del conjunto atenuador de impacto completo que funciona bien. Con que funcione bien se hace referencia a que todas las condiciones de interacción actúan bien, que las condiciones de contorno son correctas, y que se pueden graficar los resultados correctamente, siendo el proceso global del impacto bastante coherente.

Sin embargo, el resultado final no ha sido el exacto. Analizando las gráficas se puede concluir que esto se debe al modelado del material. La hipótesis de usar un modelo elasto-plástico perfecto posiblemente sí que de buenos resultados, pero seguramente en donde está el fallo es en el límite elástico del material.

Se ha desarrollado un trabajo para hallar este valor mediante las simulaciones estáticas, comparando con un ensayo real. Y es en esto último en lo que hay que trabajar de cara al futuro. Se deben de realizar más ensayos de laboratorio, para tener más certeza de que con lo que se compara sea correcto. Y además, se deberían ensayar las muestras hasta la fase de colapso profundo, y así poder comparar también la denominada *crush strenght*.

Por tanto, en cuanto a conclusiones y trabajos futuros del modelo en elementos finitos, habría que centrar los esfuerzos en modelar mejor las propiedades del aluminio del *honeycomb*.

Por otro lado, también se van a proponer una serie de aspectos de diseño para intentar mejorar el rendimiento del atenuador:

- 1.- Combinar diferentes tipos de *honeycomb* con el objetivo de hacer las desaceleraciones más progresivas aún, disminuyendo el pico inicial de fuerza al usar un tipo de *honeycomb* con menos densidad.
- 2.- Combinación con otro material, como pudiera ser una espuma *foam*, con el mismo objetivo anterior.
- 3.- Introducir una placa anti-intrusión de material compuesto. Como la norma lo permite, estaría bien de cara a hacer un diseño más innovador y combinar materiales.
- 4.- En el caso de un cambio de chasis, de un tubular de acero a uno tipo monocasco, estudiar la adaptación del conjunto atenuador de impacto a un marco frontal de fibra de carbono con el uso de *inserts* metálicos.

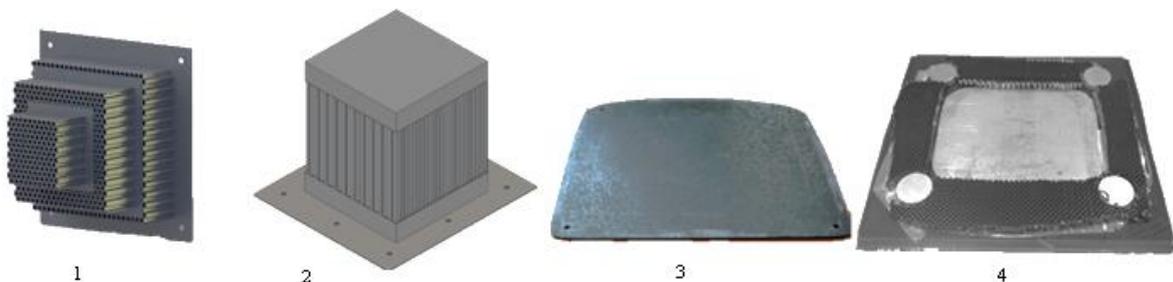


Figura 60. Posibles diseños futuros.

9 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Carlos Pagola Correa, “Estudio numérico y experimental de un atenuador de impacto para Fórmula SAE”, 2015.

- [2] SAE INTERNATIONAL (2016) 2017-18 Formula SAE® Rules – September 2, 2016 Rev A.

- [3] SIMULIA Abaqus 6.13 CAE/Analysis user's guide.

- [4] J.C.Brown, “Introduction to crash energy management”.

- [5] HexWeb™ Honeycomb Attributes and Properties: A comprehensive guide to standard Hexcel honeycomb materials, configurations, and mechanical properties.

- [6] HexWeb™ Honeycomb Energy Absorption Systems: Design Data.

- [7] D.F.Avenidaño, J.P.Casas-Rodríguez, A.Marañón, “Caracterización dinámica de estructuras celulares hexagonales”.

- [8] <http://alunid.com/es/ficha-tecnica/>

A. ANEXO: MODIFICACIÓN DEL *STEP* ESTÁTICO

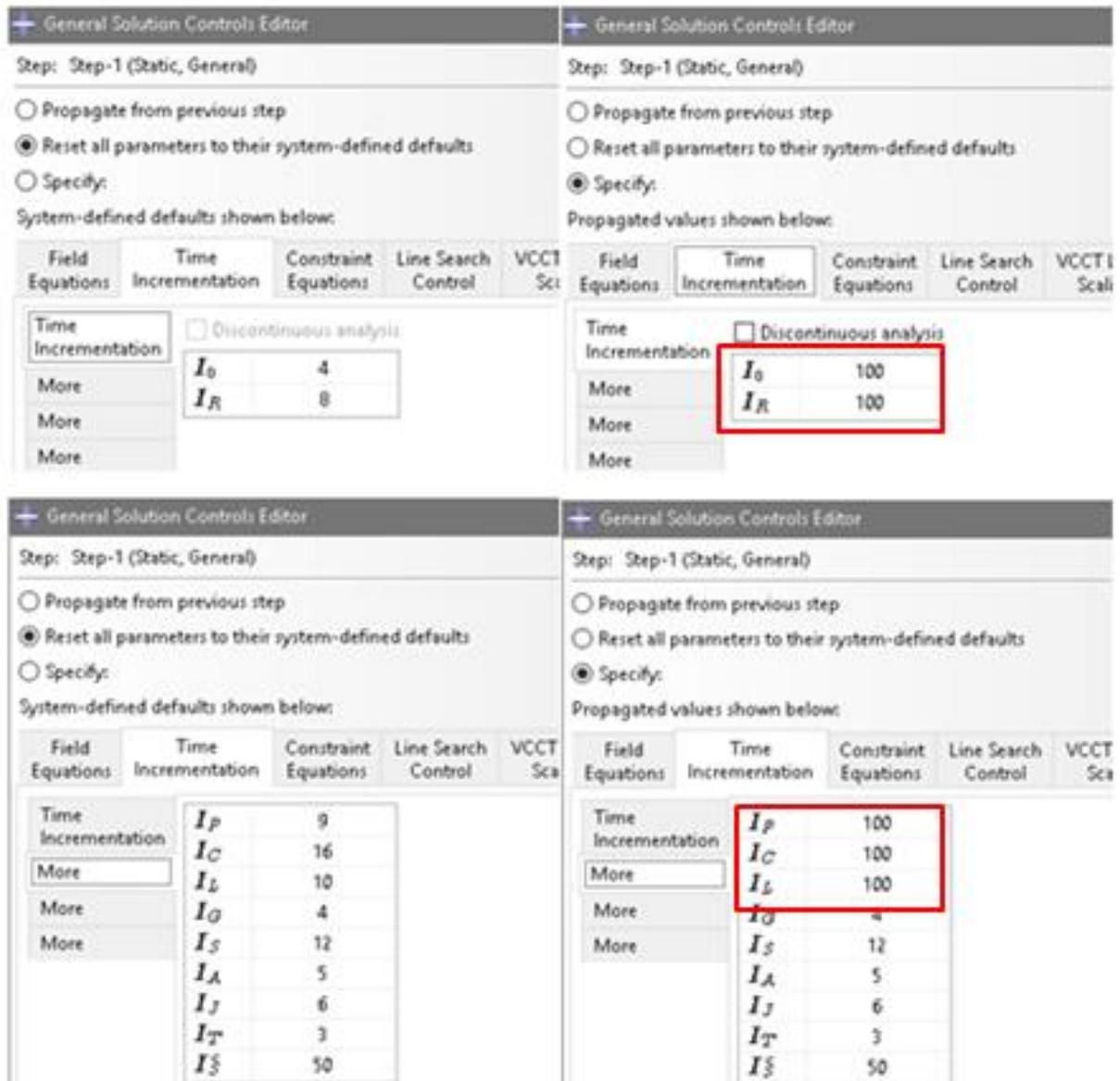
Al resolver las simulaciones cuasi-estáticas se observa en un principio la dificultad para obtener la convergencia de la solución del problema. Esto ocurre por llevar el material a la zona de plastificación.

Este problema hacía que solo se pudiera obtener la parte elástica de la curva fuerza-desplazamiento, no pudiendo comprobar la fuerza máxima del ensayo, que era el objetivo de las simulaciones.

Para solucionar el problema se hizo una modificación en el *step*, cambiando unos parámetros que hacen referencia al número de iteraciones que se realizan en cada incremento. Esto se encuentra en el apartado *General solution controls editor*, y los parámetros modificados fueron los siguientes:

- I_0 : número de iteraciones tras el cual se verifica si el residuo disminuye durante dos iteraciones.
- I_R : número de iteraciones tras el cual comienza a verificarse el criterio de convergencia logarítmica en cada iteración.
- I_P : número de iteraciones de equilibrio consecutivas tras el cual se cambia el valor de tolerancia residual.
- I_C : número máximo de iteraciones consecutivas para alcanzar el equilibrio.
- I_L : número de iteraciones de equilibrio consecutivas por encima del cual el tamaño del siguiente incremento se reduce.

Aunque la modificación de estos parámetros se debe hacer con conocimiento y cuidado, un aumento en el número de iteraciones ayuda a resolver el problema en cualquier caso, o al menos que la solución deje de converger más tarde. Hay que mencionar también que estos cambios hacen que se obtenga la solución pero el tiempo computacional aumenta mucho. A continuación se muestran los valores por defecto y los nuevos:

Figura 61. Modificación del *step* estático.

B. ANEXO: USO DE FILEZILLA Y CLUSTER

En este trabajo se han llevado a cabo cuatro tipos de simulaciones diferentes: el estudio de la placa anti-intrusión, la simulación cuasi-estática, la dinámica simple y la dinámica completa. Todas ellas, exceptuando la primera, requerían de un amplio tiempo computacional y más aún las dinámicas. Un gran número de elementos, mucho contacto entre superficies, altas tensiones, etc. hacían el problema complejo.

Es por ello que sin el uso de las dos herramientas siguientes habría sido imposible llevar a cabo el trabajo con un ordenador portátil convencional.

El FileZilla es un programa de transferencia de archivos desde un ordenador local hacia un servidor y viceversa (cuando se obtenga la solución). En la figura 62 se puede ver la interfaz del programa: en la izquierda están las cosas del ordenador del usuario y en la derecha lo que hay en el servidor, en este caso el Cluster.

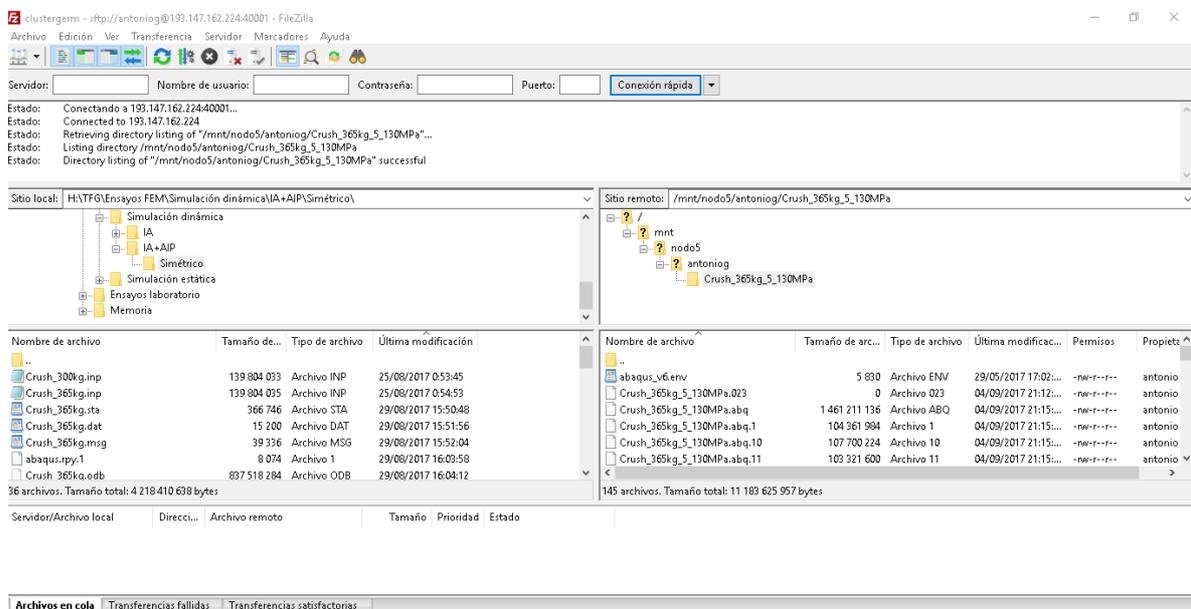


Figura 62. Interfaz del FileZilla

