



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Estudio experimental de los disipadores pasivos de
pared delgada para amortiguar impacto

presentada por

Ing. Hugo Emmanuel Castillo García

como requisito para la obtención del grado de

**Maestra en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Dariusz Szwedowicz Wasik

Codirector de tesis

Dr. Eladio Martínez Rayón

Cuernavaca, Morelos, México. Agosto de 2022.

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo monetario que recibí durante mis estudios de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica, el cual me permitió desempeñar mis actividades de manera satisfactoria.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, por todo el conocimiento brindado y el apoyo recibido.

Dr. Dariusz Szwedowicz y Dr. Eladio Martínez por el soporte brindado para realizar este proyecto de investigación.

A los miembros de comité revisor de este trabajo. Dra. Claudia Cortés García, Dr. Wilberth Melchor Alcocer Rosado y Dr. Quirino Estrada.

A mis profesores del CENIDET que siempre se dieron el tiempo y la paciencia suficientes para contestar a todas mis dudas e inquietudes académicas.

A mis compañeros de la generación 2019, Issac, Mayo, Alejandro, Josafat y Víctor por las gratas experiencias que compartimos.

Cuernavaca, Mor., 01/agosto/2022
No. De Oficio: SAC/21/2022
Asunto: Autorización de impresión de tesis

HUGO EMMANUEL CASTILLO GARCÍA
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LOS DISIPADORES PASIVOS DE PARED DELGADA PARA AMORTIGUAR IMPACTO", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE
Excelencia en Educación Tecnológica®
"Educación Tecnológica al Servicio de México"



DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares



EDUCACIÓN | 
CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA

CMAZ/CHG



Cuernavaca, Mor., 13/junio/2022

No. Oficio: DIM/186/2022

Asunto Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del **ING. HUGO EMMANUEL CASTILLO GARCÍA**, con número de control M19CE067, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LOS DISIPADORES PASIVOS DE PARED DELGADA PARA AMORTIGUAR IMPACTO**" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

ATENTAMENTE

DR. DARIUSZ SZLWOMIR SZWEDOWICZ WASIK
Director De Tesis

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
Codirector De Tesis

DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA
Revisor 1

DR. RAFAEL CAMPOS AMEZCUA
Revisor 2

DR. QUIRINO ESTRADA BARBOSA
Revisor 3

c.c.p: Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza Subdirección Académica
c.c.p: Expediente
MACJ/JMA



Instituto Intermedio Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62450, Cuernavaca, Morelos
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408, e-mail dm@cenidet.tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



2022 Flores
del Maestri

DEDICATORIAS

A mis padres **DMGL** y **SHCP** por hacerme entender que la vida está llena de retos, pero un más, que la vida está llena de posibilidades y esperanza. Gracias por creer en mí.

A mi hermano **ACG** quien siempre está ahí para brindarme consejos y palabras de apoyo.

A mis padrinos **AYGG** y **JLG** con quienes hemos pasado momentos muy agradables y me han apoyado en momentos de dificultad.

A **VRA** por estar siempre presente en mi vida, gracias por todo el apoyo incondicional que me has dado.

A mis amigos de Cursos **RH**, **YC**, **MM** y **CD** gracias por todos aquellos momentos que hemos compartido, tantas matemáticas, tantas risas, tanto de todo.

A mi **FAMILIA** por ser ese gran sustento en mi vida y en especial a aquellas personas que se adelantaron en esta carrera contra el tiempo, NANA, TITÍ, ABUELO ROMÁN, estas líneas quedarán plasmadas para siempre al igual que ustedes en mí.

Contenido

Lista de figuras	7
Lista de tablas	10
Simbología.....	11
Resumen	12
<i>Abstract</i>	12
Capítulo 1. Introducción	13
1.1 Objetivo general	15
1.2 Objetivos específicos	15
1.3 Metas	16
1.4 Alcances.....	16
1.5 Estado del arte	17
1.5.1 Estructuras de pared delgada	17
1.5.2 Regulaciones	31
1.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica.....	32
1.7 Descripción del problema.....	33
Capítulo 2. Marco teórico	34
2.1 Modelado por elemento finito	34
2.2 Parámetros de resistencia al choque	36
2.3 Modelo teórico de Mooney-Rivlin	37
Capítulo 3. Selección del sujeto de estudio	39
3.1 Cálculo de momento de área	40
3.2 Relación de variables.....	41
3.3 Dimensiones	43
3.4 Selección del material.....	44
Capítulo 4. Resultados numérico-experimentales	45
4.1 Sistema 1	46
4.1.2 Banco Experimental	46
4.2.2 Modelo numérico.....	46
4.2.3 Independencia de malla	47
4.2.3 Variación de la distancia entre soportes.....	50
4.2 Sistema 2	55
4.2.1 Banco Experimental	55
4.2.2 Modelo numérico.....	56

4.2.3 Análisis paramétrico.....	61
4.3 Sistema 3	65
4.3.1 Banco Experimental	65
4.3.2 Modelo numérico.....	66
Capítulo 5. Análisis de los resultados.....	69
5.1 Carga Pico	69
5.2 Energía de absorción y carga promedio	70
5.3 Energía específica de absorción y CFE	71
Capítulo 6. Conclusiones y comentarios finales.....	72
6.1 Conclusiones.....	72
6.2 Trabajos futuros.....	73
6.2 Comentarios finales	73
Bibliografía.....	74

Lista de figuras

Figura 1. Estadística nacional de accidentes de tránsito, elaboración propia.....	13
Figura 2. Estadísticas de accidentes de tránsito, Morelos, elaboración propia.	13
Figura 3. Estructura de deformación programada	14
Figura 4. Estructura de deformación programada. Tomada de Duan et al., 2016.....	14
Figura 5. Estructura de deformación programada (Duan, y otros, 2016).....	15
Figura 6. Configuración experimental y numérica (Xiao, et al., 2015).....	17
Figura 7. Estudio realizado por Estrada y otros 2016	18
Figura 8. Configuración general, tomada de (Wang, et al., 2016)	18
Figura 9. Estudio numérico-experimental, tomada de (Wang, et al., 2016).....	19
Figura 10. Prueba experimental-Modelo numérico, tomado de (Zhu, Wang, Cheng, & Li, 2016).....	19
Figura 11. Tipos de carga y geometrías (Baroutaji, et al., 2017)	20
Figura 12. Destalles del modelo numérico propuesto (Estrada, et al., 2017).....	21
Figura 13. Estudio realizado por Estrada et al. (2018)	22
Figura 14. Equipo experimental, tomada de Sanchit Yogesh et al. (2018)	22
Figura 15. Desarrollo experimental, tomada de (Sanchit Yogesh & V. A., 2018).....	23
Figura 16. Resultados (tubo vacío, viga de espuma y viga rellena), tomada de (Sanchit Yogesh & V. A., 2018).....	23
Figura 17. Modelo numérico propuesto por Estrada et al. (2019).....	24
Figura 18. Estudio realizado por (Yang, et al., 2019)	25
Figura 19. Estudio realizado por (Chen & Xinying, 2019).....	25
Figura 20. Geometría de los perfiles evaluados por (Liu, et al., 2019)	26
Figura 21. Modelo propuesto por Yadav et al. (2019)	27
Figura 22. Viga origami, modelo de aluminio. Tomada de (Li & Zhong, 2019).....	27
Figura 23. Prueba de tres puntos, tomada de (Li & Zhong, 2019).....	28
Figura 24. Configuración experimental y diagrama de la prueba, tomada de (Zhixin & Xiong, 2019).....	28
Figura 25. Resultados, espesor 0,95 mm, tomada de Zhixin et al. (2019)	29
Figura 26. Configuración general del modelo, tomada de (Díaz Álvarez, et al., 2020).....	30
Figura 27. Resultados de la prueba de impacto, tomada de Díaz Álvarez et al. (2020).....	30

Figura 28. Sistema de transporte "Moto Taxi", fuente: El imparcial de Oaxaca.	33
Figura 29. Modelo discreto de los sistemas propuestos	33
Figura 30. Viga simplemente apoyada	39
Figura 31. Sección transversal.....	40
Figura 32. Momento máximo en función de la longitud.....	41
Figura 33. Segundo momento de área, perfil cuadrado.....	41
Figura 34. Segundo momento de área, perfil circular	42
Figura 35. Segundo momento de área, perfil cuadrado, diferentes dimensiones “be”	43
Figura 36. Trabajos empleando aleaciones de aluminio (Vergara, 2021).....	44
Figura 37. Resumen de los sistemas analizados	45
Figura 38. Modelo experimental, sistema 1	46
Figura 39. Modelo numérico	46
Figura 40. Análisis de independencia de malla	47
Figura 41. Comparación del modelo discreto y la prueba experimental	48
Figura 42. Deformación final del perfil.....	49
Figura 43. Análisis paramétrico de variación de la colocación de soportes.....	50
Figura 44. Curva fuerza-desplazamiento de los modelos propuestos	51
Figura 45. Proceso de deformación $1 < F'/A < 3$, Sim1.	52
Figura 46. Estado final de deformación, Sim2.....	52
Figura 47. Proceso de deformación, $7 < F'/A < 10$, Sim 3.	53
Figura 48. Proceso de deformación, $F'/A > 10$, Sim4 y Sim5.....	53
Figura 49. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, variación de la colocación del soporte.	54
Figura 50. Modelo experimental, prueba de flexión	55
Figura 51. Prueba experimental de compresión	56
Figura 52. Modelo discretizado.....	56
Figura 53. Curva fuerza-desplazamiento, sistema 2.....	57
Figura 54. Soporte, perfil tipo “c” con variaciones en el espesor	58
Figura 55. Modelado de la tornillería	58
Figura 56. Estados finales de deformación.....	59
Figura 57. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, Sistema 2.	60

Figura 58. Parámetros geométricos del dissipador. Sistema 2.....	61
Figura 59. Diagramas de desplazamiento a) Sim 1, b) Sim 2, c) Sim 3, d) Sim 4, e) Sim 5.	62
Figura 60. Diagramas de Von Mises a) Sim 1, b) Sim 2, c) Sim 3, d) Sim 4, e) Sim 5.....	62
Figura 61. Curvas fuerza - desplazamiento	63
Figura 62. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, variación de la colocación del soporte	64
Figura 63. Banco experimental, sistema 3.....	65
Figura 64. Dimensiones del tope de impacto	65
Figura 65. Modelo discreto del sistema 3.....	66
Figura 66. Restricción tipo "coupling"	66
Figura 67. Curva fuerza-desplazamiento, sistema 3.....	67
Figura 68. Estados finales de deformación.....	68
Figura 69. Carga pico	69
Figura 70. Energía de absorción.....	70
Figura 71. Carga promedio.....	70
Figura 72. Comparación de resultados numéricos y experimentales de SEA.....	71
Figura 73. Comparación de resultados numéricos y experimentales de CFE	71

Lista de tablas

Tabla 1. Ventajas y desventajas de un análisis FEM.....	34
Tabla 2. ABAQUS Standard – Explicit, tomado de (Estrada Regalado, 2017)	35
Tabla 3. Momento de área del modelo	40
Tabla 4. Dimensiones del sujeto de prueba	43
Tabla 5. Parámetros de resistencia al choque, independencia de malla	47
Tabla 6. Configuración geométrica de los disipadores analizados.....	50
Tabla 7. Parámetros de resistencia al choque	51
Tabla 8. Parámetros de resistencia al choque	59
Tabla 9. Configuración geométrica de los disipadores analizados (prueba de 3 puntos)....	61
Tabla 10. Parámetros de resistencia al choque, sistema 2	63
Tabla 11. Parámetros de resistencia a choque, sistema 3	68

Simbología

Símbolo	Descripción
A	Longitud de la sección transversal del perfil cuadrado experimental
B	Longitud del perfil cuadrado experimental
be	Longitud externa de la sección transversal del perfil cuadrado
bi	Longitud interna de la sección transversal del perfil cuadrado
C_n	Distancia del eje neutro hasta donde se determina el esfuerzo
C	Radio del indentador
C_{ij}	Coefficientes de Mooney-Rivlin
E	Longitud del soporte
E_a	Absorción de energía
E_e	Eficiencia energética
F	Distancia del inicio de la viga al soporte
F'	Distancia entre soportes
I	Momento de área
I_j	Invariantes del tensor de deformación de Green
L	Longitud de la viga
M_{max}	Momento máximo
P	Carga puntual
P_m	Fuerza de aplastamiento promedio
P_{max}	Carga pico
R_a, R_b	Reacciones
r_i	radio interno de la sección transversal del perfil circular
SEA	Energía específica de absorción
t_1	Espesor de perfil cuadrado
t_2	Espesor del perfil circular
W	Función de densidad de energía
λ_i	Elongaciones principales

Resumen

En este documento se presenta la investigación realizada en materia de simulación numérica y experimentación, de diferentes configuraciones de un disipador pasivo construido con estructuras de pared delgada cuando es sometido a cargas de baja velocidad. Se muestran los resultados de la búsqueda bibliográfica basada en los tópicos de simulación numérica, estructuras de pared delgada, elementos de seguridad, pruebas experimentales, parámetros de resistencia al choque y algunas regulaciones nacionales para tener un esquema global sobre el planteamiento del problema. Los resultados se desglosan por cada configuración estudiada que involucra el modelo numérico, las pruebas experimentales y su evaluación acorde a los parámetros de resistencia al choque. Se hace una comparativa de los resultados y finalmente se dan las conclusiones, comentarios finales y trabajos futuros de esta investigación.

Abstract

This document presents the research carried out in terms of numerical simulation and experimentation, of different configurations of a structure based on thin-walled parts when subjected to low-speed loads, to analyze its passive energy dissipation. The results of the bibliographic search based on the topics of numerical simulation, thin-walled structures, safety elements, experimental tests, crashworthiness parameters and some national regulations are shown to have a global outline of the problem statement. The results are divided by each case of studied that involves the numerical model, experimental tests and their evaluation according to crashworthiness parameters. A comparison of the results is made, conclusions, final comments and future work of this research are listed at the end.

Capítulo 1. Introducción

Durante las últimas dos décadas, en México se han registrado 8,481,168 accidentes de tránsito terrestre en zonas urbanas y suburbanas. De acuerdo con el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI), 5,927,382 de estos corresponden a la colisión entre vehículos automotores. En la Figura 1 se observa que el máximo de percances registrados se presentó durante el año 2007 (476,279 totales y 338,481 entre vehículos), siendo un punto que ha marcado una tendencia descendente en la cantidad de accidentes viales a nivel nacional.

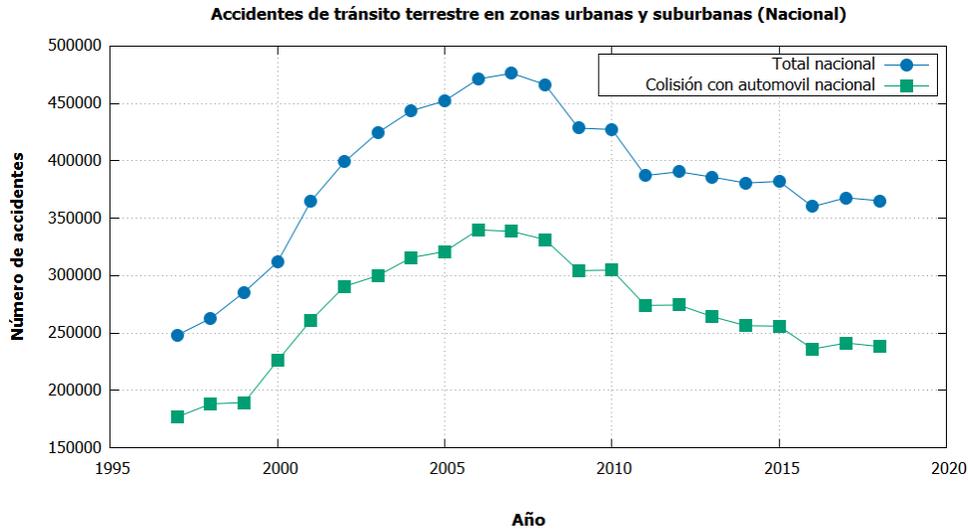


Figura 1. Estadística nacional de accidentes de tránsito, elaboración propia.

En la estadística particular del estado de Morelos, se tienen registrados 138,141 incidentes de tránsito, de los cuales el 61.52% corresponde al impacto entre vehículos. Entre el año 2005 y 2007, el número de accidentes viales se incrementó en un 131.43% (Figura 2), siendo el máximo registrado en este último año. Posteriormente, entre 2008 y 2018 el promedio de choques entre vehículos asciende a los 5,439 anuales.

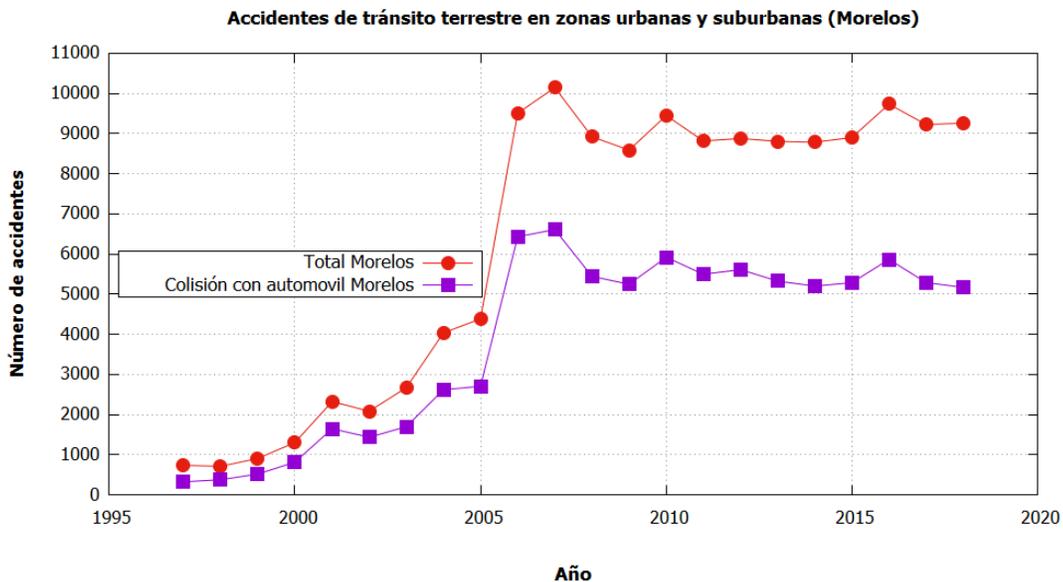


Figura 2. Estadísticas de accidentes de tránsito, Morelos, elaboración propia.

Ante esta situación y con la finalidad de salvaguardar la integridad de los pasajeros, la industria automotriz trabaja continuamente en el desarrollo de sistemas de absorción de impacto. Dentro de estos, se encuentra la estructura o carrocería de deformación programada, la cual emplea sistemas pasivos de disipación de energía (barras y perfiles con pliegues, canales, orificios, refuerzos, etc.) y elementos colapsables (columna de la dirección, los componentes del motor, las ruedas, etc.) para absorber un porcentaje de la magnitud del impacto. En la Figura 3, se muestra un esquema general de la carrocería de un vehículo. En color rojo los elementos deformables y en tonalidad gris la jaula o celda de seguridad (parte no deformable de la estructura).

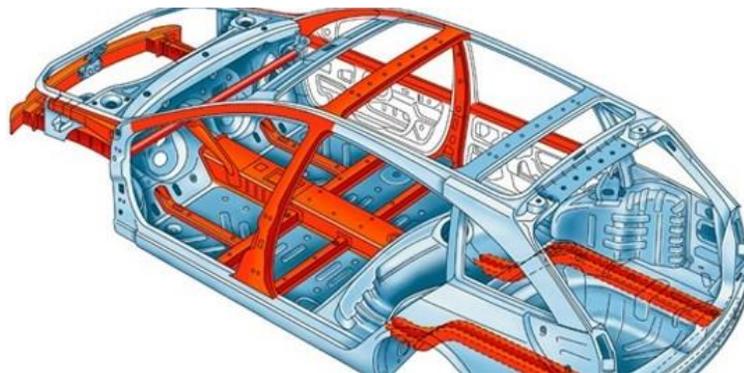


Figura 3. Estructura de deformación programada

De acuerdo con Duan *et al.* (2016), la carrocería de un vehículo se divide en tres zonas funcionales: la jaula de seguridad, la zona de transición y la zona de impacto (Figura 4). La jaula de seguridad tiene como objetivo: resistir la magnitud del impacto para salvaguardar la integridad de los pasajeros que se encuentran dentro del autotransporte. Como su nombre lo dice, la zona de transición es la encargada de transmitir el impacto desde la parte frontal del vehículo hasta la parte posterior; finalmente, la zona de impacto tiene como objetivo absorber la mayor cantidad de energía generada en la colisión, a través de la deformación plástica.

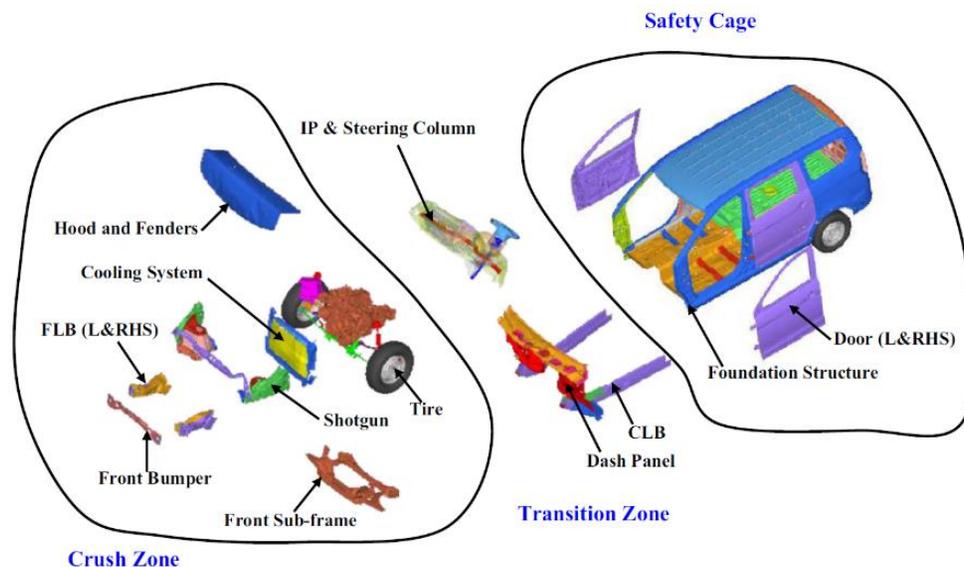


Figura 4. Estructura de deformación programada. Tomada de Duan *et al.*, 2016

En la Figura 5, se muestra el recorrido de la carga de impacto y el porcentaje de la energía absorbida cuando la estructura es sometida a un impacto frontal.

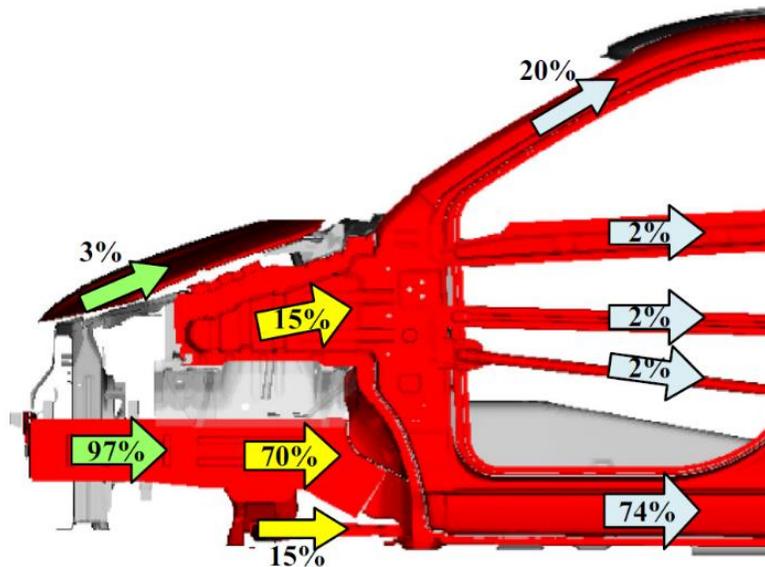


Figura 5. Estructura de deformación programada (Duan, y otros, 2016)

Es notorio en la figura, que la canalización principal de energía se lleva a cabo a través de la viga frontal longitudinal. Esta estructura transfiere el 70% de la energía del impacto y absorbe más del 50%. Cuando se trata de una colisión a baja velocidad, son la defensa frontal (*Front Bumper*) y la viga frontal (*bumper beam*) las estructuras encargadas de absorber el impacto, por lo que resulta de importancia, conocer su respuesta ante estas condiciones de choque.

1.1 Objetivo general

Realizar el estudio numérico y experimental de un disipador pasivo de energía conformado por estructuras de pared delgada, sometido a condiciones de impacto de baja velocidad; para proponer su integración como un elemento de seguridad de un vehículo automotor.

1.2 Objetivos específicos

- Desarrollar el modelo discreto del sistema propuesto y sus derivados en el programa de elemento finito ABAQUS.
- Evaluar el desempeño de forma experimental y numéricamente las tres configuraciones de disipador propuestas en este trabajo.
- Analizar la relación entre las variables independientes (longitud, sección transversal y espesor de la pared) con las variables dependientes (absorción de energía, carga pico y energía específica).

1.3 Metas

Las metas planteadas para el desarrollo de la presente investigación se enlistan a continuación:

- Elaborar el modelo discreto del problema por elemento finito.
- Elaboración de los planos técnicos del prototipo de un disipador de impacto.
- Desarrollo e implementación de un banco experimental para pruebas de impacto a baja velocidad.
- Indicaciones de construcción y diseño del prototipo analizado.

1.4 Alcances

Los alcances establecidos de la presente investigación se plantean a continuación:

- Realizar la simulación numérica del modelo propuesto y sus derivados.
- Diseño y construcción de los prototipos a estudiar.
- Montaje del banco experimental.
- Realización de pruebas experimentales y numéricas.
- Conclusiones e indicaciones para construir protecciones pasivas de impacto.

1.5 Estado del arte

1.5.1 Estructuras de pared delgada

Xiamo, *et al.*, 2015, realizaron la evaluación de una viga frontal longitudinal, rellena con espuma *functionally graded foam* (FGF). Para llevar a cabo este estudio emplearon el modelado por elemento finito (FEM) y una sección experimental. En esta última, el sujeto de prueba es una viga de parachoques de acero rellena con espuma sometido a una prueba cuasi estática de tres puntos.

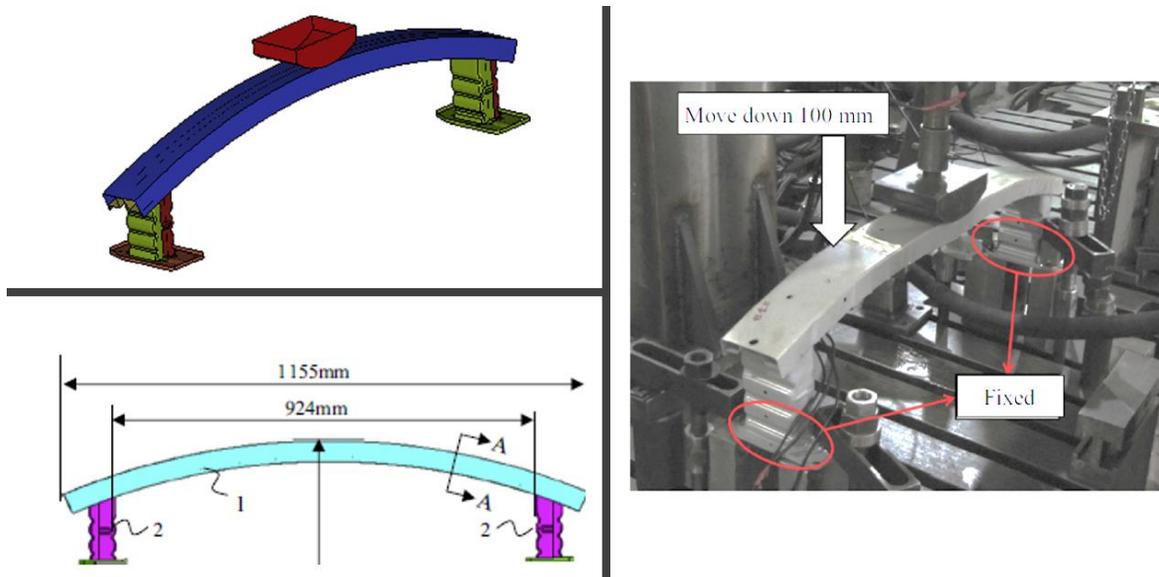
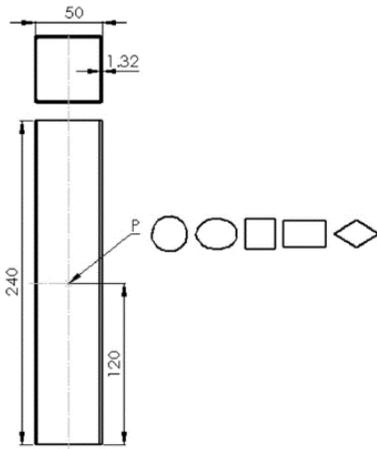


Figura 6. Configuración experimental y numérica (Xiao, *et al.*, 2015)

Los soportes del parachoques son anclados a la plataforma de trabajo, durante la prueba, el indentador (de 152 mm de radio) se desplaza de manera vertical a una velocidad de 0.01 m/s. La prueba finaliza cuando éste alcanza un desplazamiento de 100mm. La configuración geométrica, la prueba experimental y el modelo FEM se muestran en la Figura 6.

En relación con el estudio de estructuras de pared delgada (EPD), Estrada *et al.* (2016) realizaron un estudio numérico sobre las características de la absorción de energía en perfiles de acero estructural, cuando se implementan diferentes discontinuidades geométricas. Como se observa en la Figura 7a, éstas se situaron a la mitad de la altura del perfil en lados opuestos. Los diferentes grupos de imperfecciones evaluadas en este estudio se muestran en la Figura 7b y se observa que comparten el mismo valor de área.



a) Localización

Specimen code	Imperfection shape	Specification (mm)		Aspect ratio	Area (mm ²)	Nomenclature
		a	b			
I-A		6.00	6.00	1.00	113.09	
I-B		6.64	5.41	1.22	113.09	
I-C		7.97	4.51	1.76	113.09	
I-D		9.30	3.86	2.40	113.09	
I-E		10.63	3.38	3.14	113.09	
I-F		11.96	3.00	3.97	113.09	
Specimen code	Imperfection shape	Specification (mm)		Aspect ratio	Area (mm ²)	Nomenclature
		a	b			
II-A		5.31	5.31	1.00	113.09	
II-B		6.64	5.41	1.22	113.09	
II-C		7.97	4.51	1.76	113.09	
II-D		9.30	3.86	2.40	113.09	
II-E		10.63	3.38	3.14	113.09	
II-F		11.96	3.00	3.97	113.09	
Specimen code	Imperfection shape	Specification (mm)		Aspect ratio	Area (mm ²)	Nomenclature
		D	d			
II-A		15.03	15.03	1.00	113.09	
II-B		18.79	12.03	1.56	113.09	
II-C		22.55	10.02	2.25	113.09	
II-D		26.31	8.59	3.06	113.09	
II-E		30.07	7.51	4.00	113.09	
II-F		33.83	6.68	5.06	113.09	

b) Tipos de discontinuidad

Figura 7. Estudio realizado por Estrada y otros 2016

Los autores concluyeron que implementar cualquier tipo de discontinuidad, representa el aumento en las capacidades de absorción de energía en todas las estructuras. El mejor rendimiento de absorción de energía obtenido fue de un 12.54% adicional (correspondiente al perfil con una discontinuidad de forma curva) al compararse con una estructura que no cuenta con discontinuidades.

La resistencia a la flexión de perfiles cuadrados multi celda, es estudiada por Wang *et al.* (2016). El estudio se conformó por un análisis numérico y un estudio experimental por medio de una prueba de tres puntos. La configuración general del modelo se muestra en la siguiente Figura.

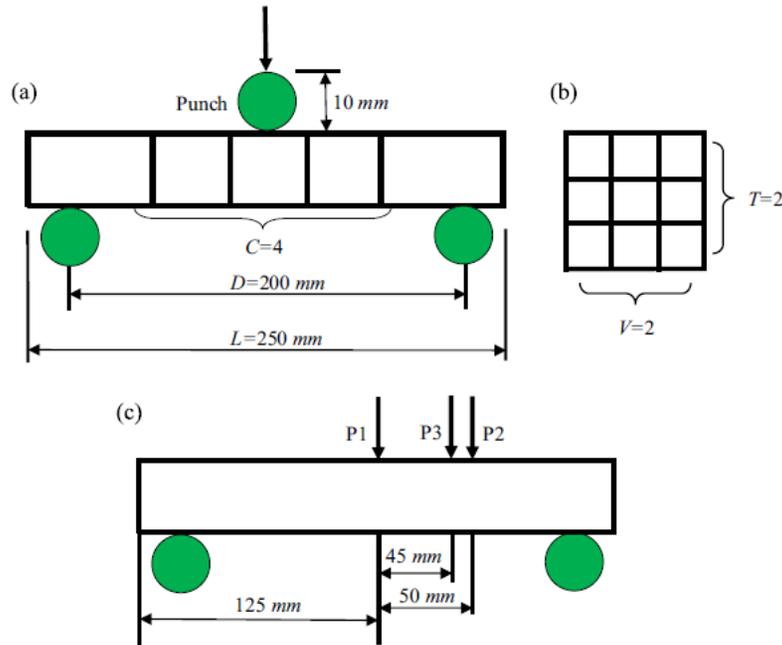


Figura 8. Configuración general, tomada de (Wang, et al., 2016)

El modelo numérico se desarrolló a través de un código de elemento finito, explícito no lineal, usando la paquetería LS-DYNA. La malla del modelo se estableció estructurada hexaédrica, tanto para el perfil como para los soportes y el indentador. Nuevamente, se emplean elementos simples para representar estos últimos. El sujeto de prueba constó de un perfil de aluminio aleación AA1100-O vacío y otros 15 del mismo material con relleno en multi celda en diferentes configuraciones. Los modelos se sometieron a una celda de carga de 10 kN y cada uno se caracterizó acorde a su resistencia al choque (Figura 9).

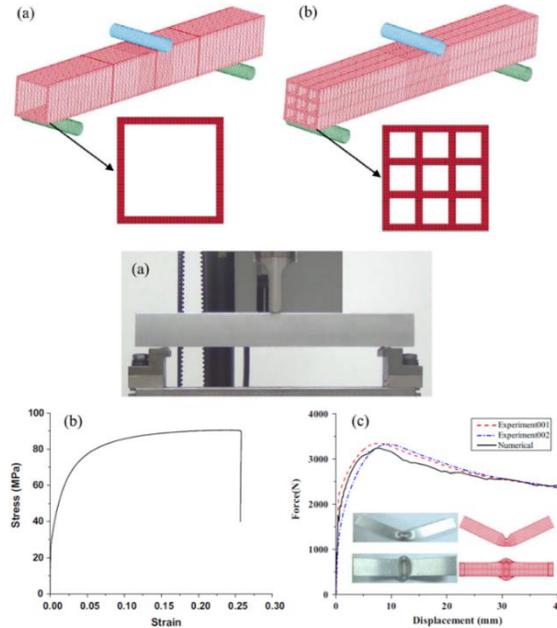


Figura 9. Estudio numérico-experimental, tomada de (Wang, et al., 2016)

En su estudio, Zhu *et al.* (2016), proponen un modelo numérico (código de elemento finito) para predecir el comportamiento de un parachoques, a baja velocidad y bajo dos condiciones de carga diferentes. La característica principal de este elemento radica en su fabricación a base de un material compuesto (*carbon fiber reinforced plastic, CFRP*). Para validar su modelo, desarrollan un a prueba cuasi estática de tres puntos a un tubo fabricado con CFRP. En la siguiente Figura, se muestran ambas partes del proceso (numérico-experimental).

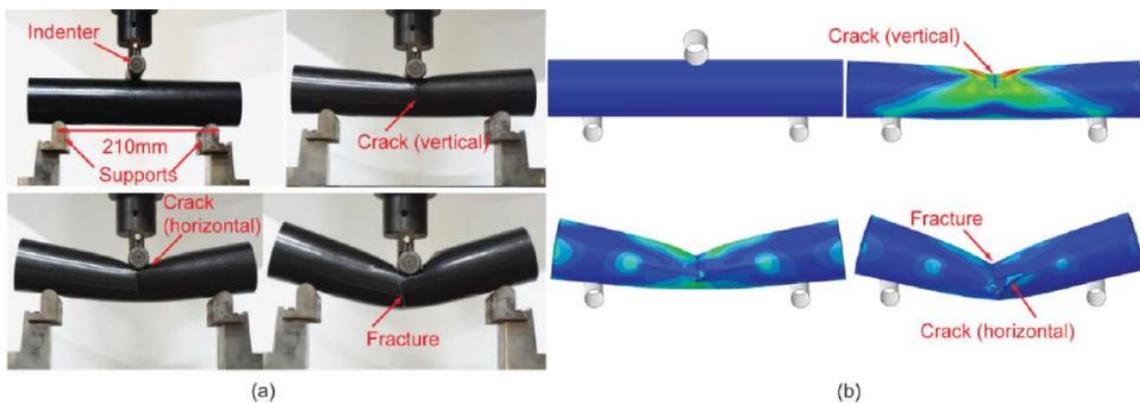
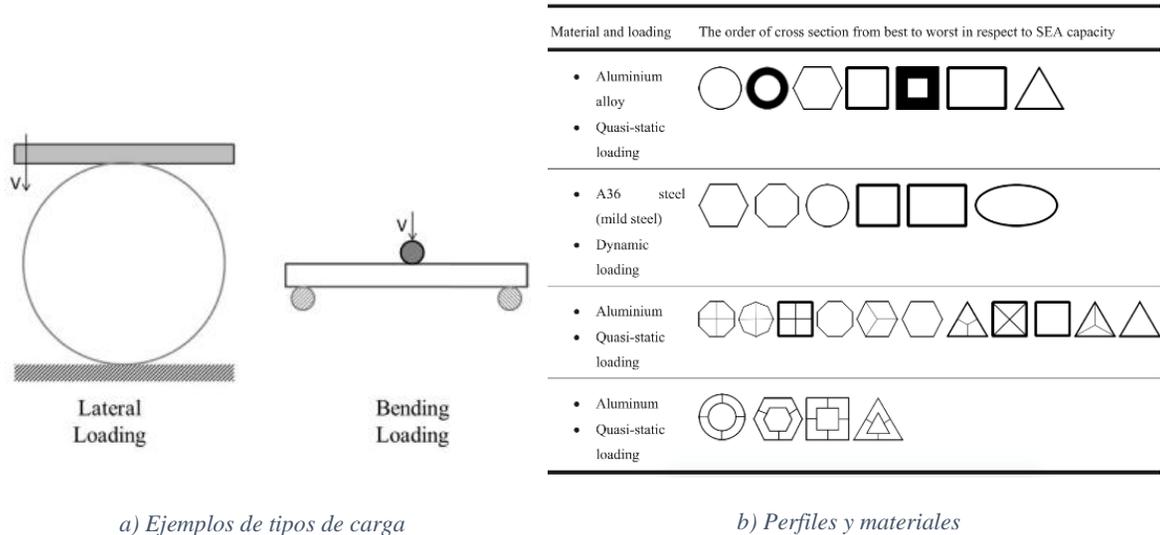


Figura 10. Prueba experimental-Modelo numérico, tomado de (Zhu, Wang, Cheng, & Li, 2016)

En el estudio realizado por Baroutaji *et al.* (2017), enumeraron los parámetros principales que afectan la capacidad que tiene una EPD para absorber energía, estos son: el material de la estructura, su geometría estructural y el tipo de carga al que es sometida (ver Figura 11a). De igual manera, enlistaron las geometrías y materiales más usados en la industria para la fabricación de absorbedores de energía (Figura 11b). En este trabajo, presentaron una recopilación de diferentes estudios realizados sobre la resistencia al impacto y deformación de estas estructuras, cuando son sometidas a diferentes tipos de carga. El absorbedor de sección circular fue reportado como el más eficiente dentro de este aglomerado de estudios revisados.



a) Ejemplos de tipos de carga

b) Perfiles y materiales

Figura 11. Tipos de carga y geometrías (Baroutaji, et al., 2017)

Concluyen que, en las aplicaciones automotrices, los absorbedores de energía consisten en estructuras de pared delgada capaces de deformarse de manera axial, lateral y a flexión; siendo los colapsados axialmente aquellos que proporcionan una mayor absorción de energía que los colapsados lateralmente o por flexión.

En el marco del análisis por elemento finito de estructuras de pared delgada, Estrada *et al.* (2017) analizaron el efecto que tienen las discontinuidades en la resistencia al impacto de un perfil de aluminio. En este estudio, se evaluaron cuatro configuraciones diferentes, donde las discontinuidades se fijaron de diámetro constante; se situaron en paredes opuestas y se varió su posición en la longitud del perfil. Cada estructura fue evaluada al ser sometida al impacto de una masa en dirección axial, cuya velocidad se fijó constante. En la Figura 12a, se muestran los parámetros dimensionales y las condiciones de frontera del modelo numérico. En todos los casos, el implementar discontinuidades mostró una reducción de la carga pico de hasta un 4.74% respecto a un perfil sin imperfecciones. De igual manera se reportó un incremento en la absorción de energía y en la eficiencia de la fuerza de aplastamiento de un 7 y 12.69% respectivamente. Con relación a la posición de las discontinuidades, reportan los autores que la mejor respuesta se obtuvo al situarlos en la parte superior del perfil. Siguiendo con este hallazgo, propusieron un sistema de parachoques (Figura 12b), el cual respondió de manera satisfactoria a las pruebas numéricas realizadas.

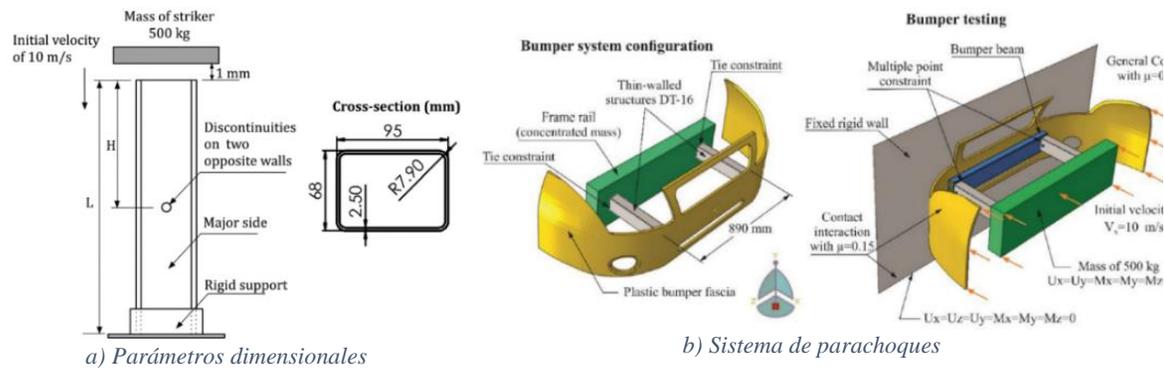
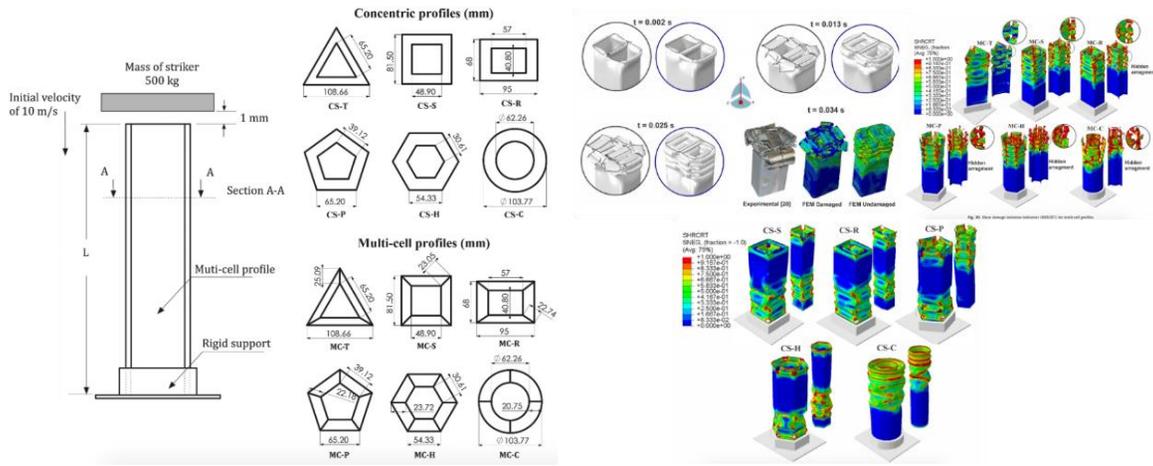


Figura 12. Destalles del modelo numérico propuesto (Estrada, et al., 2017)

En su tesis de maestría, Coutiño (2017) analizó el comportamiento de sistemas pasivos de absorción de impacto. Planteó como caso base el estudio numérico y experimental de un perfil circular 6063-T6. Identificó los parámetros que influyen en el proceso de aplastamiento y diseñó una estructura de pared delgada conformada por un perfil interno de aluminio (TE1214) y un perfil externo de acero (TS). También analizó el efecto que tienen las discontinuidades en la capacidad de absorción de energía, el uso de un perfil elíptico y el uso de fricción como una herramienta de absorción de energía.

La investigación realizada por Rivas (2017), se centró en un sistema pasivo de absorción de impacto. La configuración estudiada, consistió en una estructura tubular circular doble con discontinuidades geométricas. (Rivas, 2017) propuso una variación en los parámetros dimensionales para reducir las fuerzas de colapso y aumentar la eficiencia de fuerza de impacto y energética. A través de un análisis por elemento finito estableció un modelo con condiciones de impacto a baja velocidad, con el cual se obtiene un aumento en los valores de la disipación de energía de impacto por fricción, la eficiencia de fuerza de impacto y la eficiencia energética respecto a un modelo que no cuenta con discontinuidades geométricas. Concluye el autor que la variación entre el modelo numérico y las pruebas realizadas en estado cuasiestático, se encuentra por debajo del 12%.

En su siguiente publicación, Estrada *et al.* (2018) a través de gráficas Esfuerzo-deformación-tiempo y gráficos de las simulaciones numéricas, mostraron la deformación que presentan las estructuras de pared delgada bitubulares concéntricas y perfiles multi celda al ser sometidos a impacto. En la Figura 13 se muestran las diferentes configuraciones estudiadas y algunos de los resultados obtenidos del estudio numérico. Evaluando los resultados obtenidos en la absorción de energía, la fuerza de aplastamiento promedio, la carga pico, la energía específica absorbida y la eficiencia de la fuerza de aplastamiento, los autores concluyen que la sección transversal circular, es la más favorable para diseñar absorbedores concéntricos y multi celda empleando estructuras de pared delgada. Esto se debe a que su proceso de deformación plástica involucra una distribución uniforme de los esfuerzos en la geometría circular, aunado a una alta resistencia al colapso y una buena estabilidad estructural.



a) Perfiles estudiados

b) Resultados numéricos

Figura 13. Estudio realizado por Estrada et al. (2018)

Sanchit *et al.* (2018), realizaron la comparación de la cantidad de energía que absorbe una estructura formada por espuma metálica (AlSi10Mg), un perfil rectangular semi relleno con espuma y un perfil sin espuma, a través, de una prueba de tres puntos. En la siguiente figura se muestra el diagrama del banco de pruebas y el equipo experimental utilizado en este estudio.

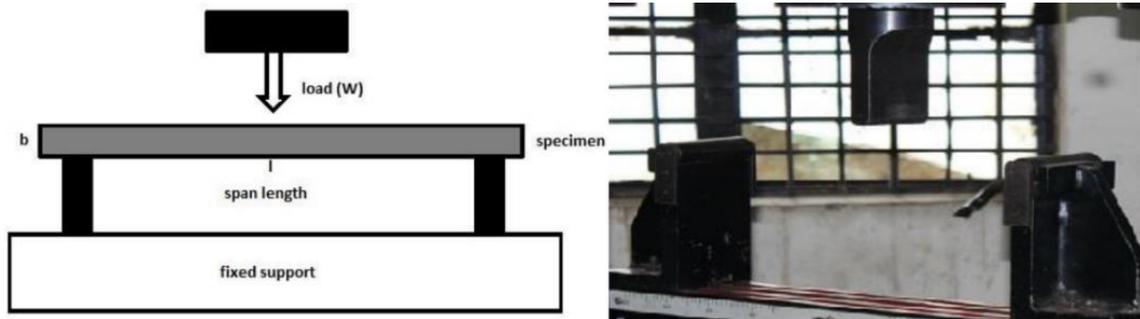


Figura 14. Equipo experimental, tomada de Sanchit Yogesh et al. (2018)

En total se realizaron nueve pruebas, tres por cada tipo de estructura, teniendo un desarrollo experimental como el que se muestra en la Figura 15. Los modelos estudiados tienen una longitud de 400mm. La colocación de los soportes se hizo conforme a esta longitud y bajo la premisa que la estructura se recargara apropiadamente sobre los rodillos.

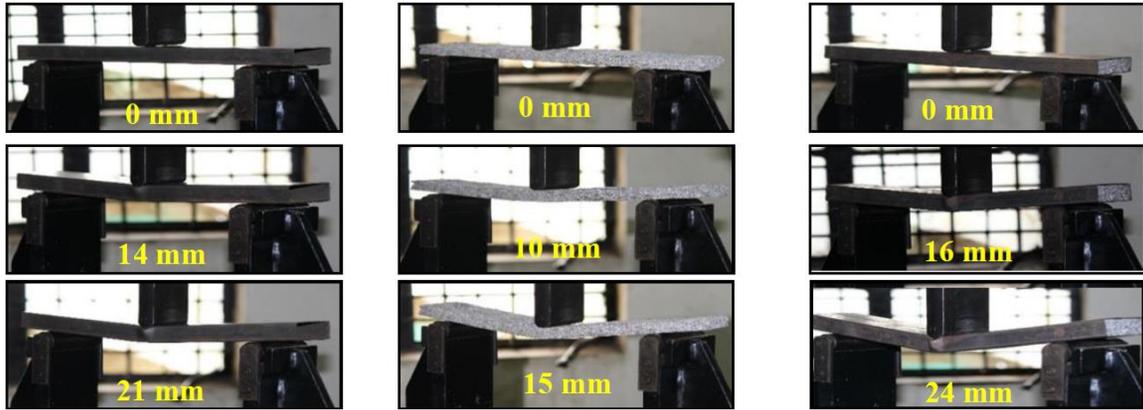


Figura 15. Desarrollo experimental, tomada de (Sanchit Yogesh & V. A., 2018).

Los resultados de esta investigación arrojaron que la estructura metálica vacía soportó una carga de 8.08 kN, la estructura formada por espuma metálica sostuvo una carga de 0.60 kN y finalmente el perfil relleno de espuma, una carga de 10.04 kN. Los resultados mostrados en la Figura 16, ilustran la capacidad de absorción de carga de las estructuras, siendo la última de ellas la que presenta un mejor desempeño.

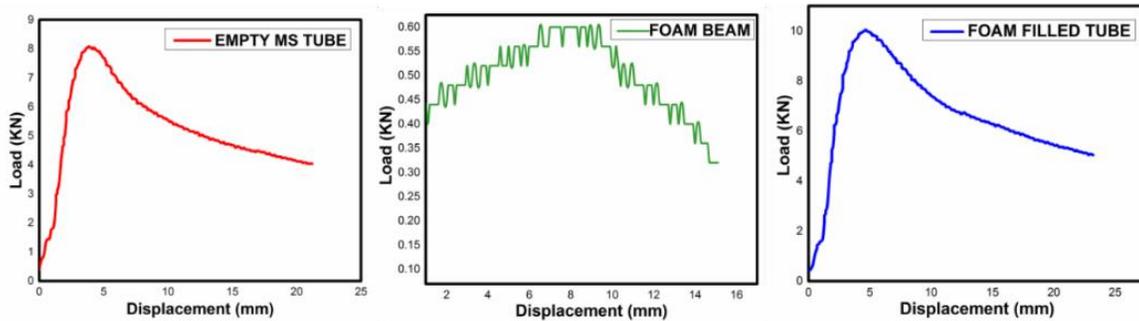


Figura 16. Resultados (tubo vacío, viga de espuma y viga rellena), tomada de (Sanchit Yogesh & V. A., 2018).

En su publicación más reciente, Estrada *et al.* (2019) conjuntaron las dos investigaciones anteriores para realizar el estudio numérico de perfiles bitubulares con discontinuidades mediante un análisis por elemento finito. Las secciones bitubulares estudiadas, así como sus parámetros dimensionales se muestran en la Figura 17a. Los resultados obtenidos mostraron que el arreglo de sección circular y el hexagonal, presentan valores similares en la eficiencia de la fuerza de aplastamiento (3.12% de diferencia). Sin embargo, por cuestiones de manufactura, es el primero de ellos el que representa la mejor opción para este tipo de absorbentes. Se encontró que el comportamiento mecánico de las estructuras bitubulares, está ligado a la distancia radial entre los perfiles interno y externo. Contrario a las expectativas de los autores, se observó que, a mayor distancia entre perfiles, la absorción de energía también aumenta (este comportamiento se da cuando la relación de separación se encuentra entre 0.2 y 0.4). En relación con el análisis agregando discontinuidades a un perfil bitubular, los autores propusieron la siguiente configuración: discontinuidades circulares en ambos perfiles (interno y externo) localizados en paredes opuestas variando su posición en la longitud (Figura 17b).

Encontraron que la configuración bitubular circular, con discontinuidades circulares situadas en la parte superior de ambos perfiles, presenta el mejor rendimiento de resistencia al choque y fue utilizado para proponer un sistema de parachoques en ferrocarriles.

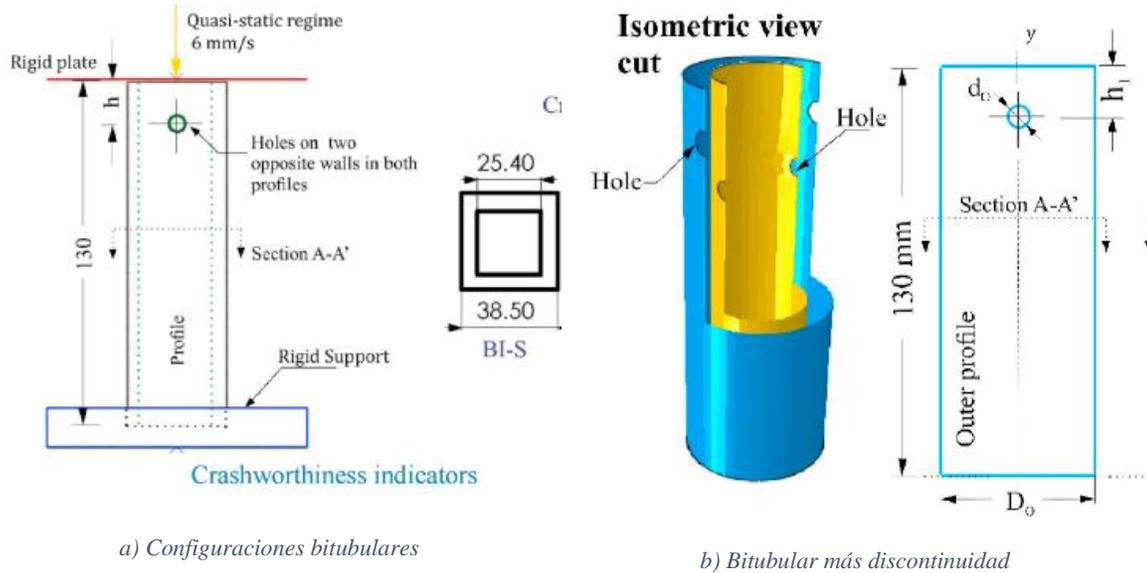


Figura 17. Modelo numérico propuesto por Estrada et al. (2019)

Obtener un diseño ligero y resistente al impacto ha sido uno de los retos principales en la industria automotriz, pues encontrar una configuración ideal no es sencillo, ya que la mayoría de las veces estos dos parámetros se contraponen.

Un sistema de parachoques híbrido es propuesto por (Yang, et al., 2019), el cual se compone de una cubierta superior de aluminio (*upper hat*) y una cubierta inferior de acero de alta resistencia (*lower hat*), unidas por 38 remaches de acero. Como en un sistema convencional, el parachoques híbrido se conectó a las cajas de choque. La configuración del sistema se muestra en la Figura 18a. A través de un modelado discreto evaluado por elemento finito (Figura 18b) y su correspondiente experimentación, encontraron que, a diferencia de los sistemas de un solo material, el parachoques híbrido presenta la tasa más alta de absorción de energía y en general, cumple con los requisitos para la protección de peatones en colisiones a baja velocidad y para la transferencia de carga en choques de alta velocidad.

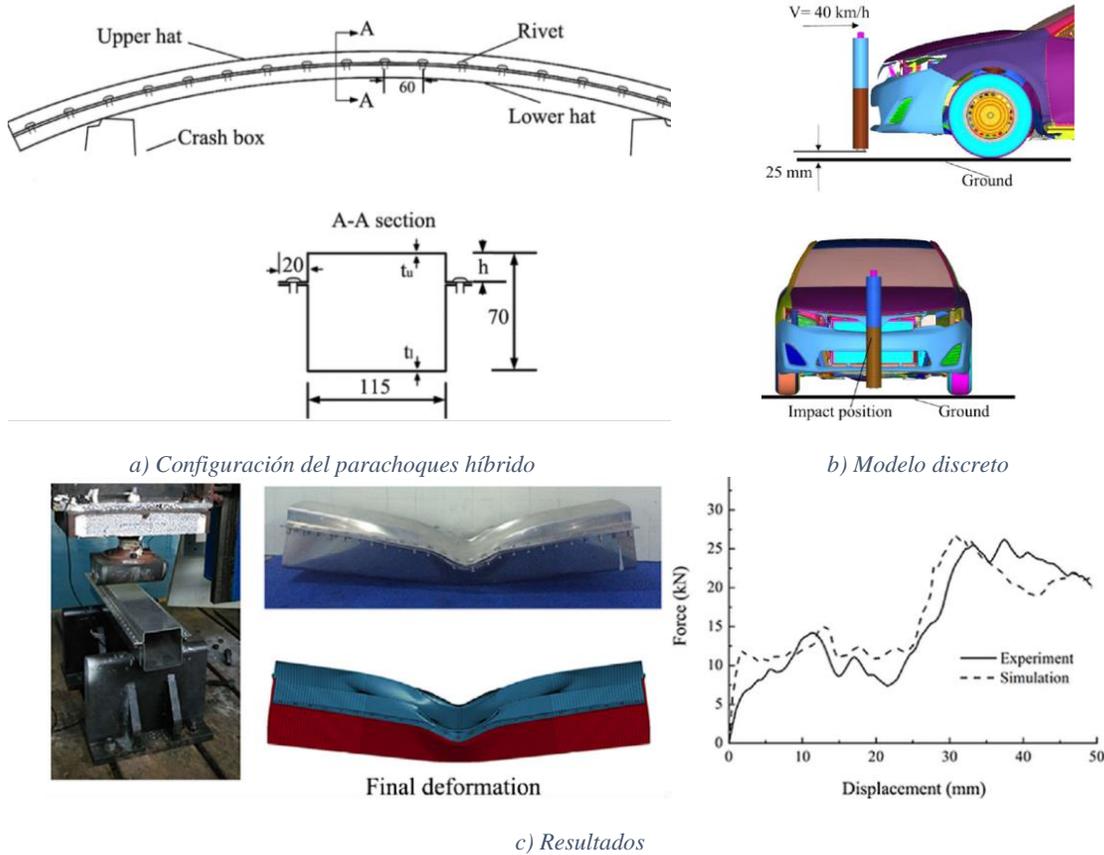


Figura 18. Estudio realizado por (Yang, et al., 2019)

A través de un estudio de optimización multivariable, (Chen & Xinying, 2019), buscaron la mejor distribución de materiales con los que debe diseñarse y fabricarse la carrocería de un vehículo. Consideraron diferentes parámetros como: el tipo de choque al que puede ser sometido el auto, el costo, los tipos de materiales, entre otros (Figura 19a).

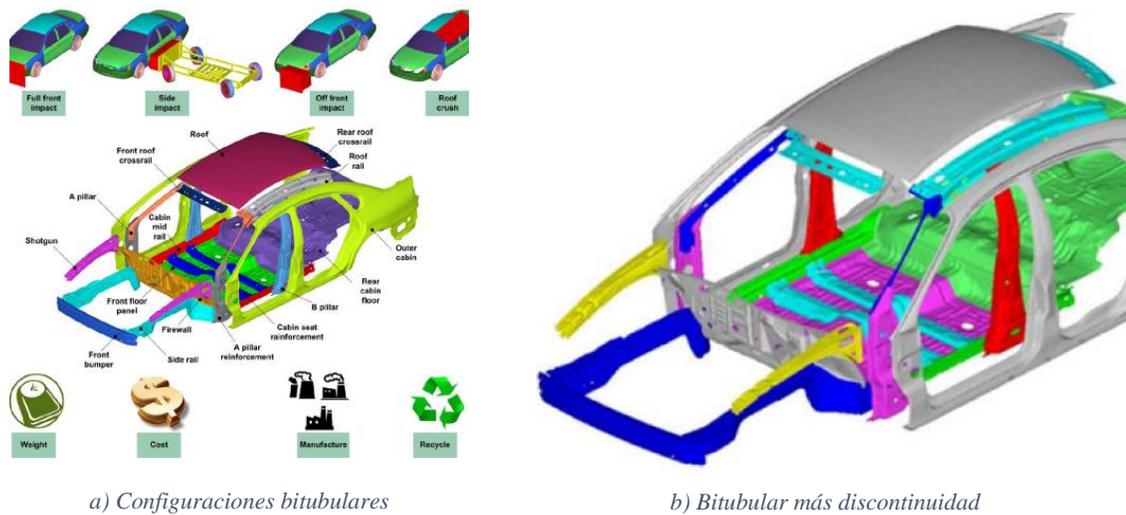


Figura 19. Estudio realizado por (Chen & Xinying, 2019)

En la Figura 19b, se muestra la disposición final de materiales en la carrocería. En lo que respecta a la viga frontal (*front bumper*), el material propuesto por los autores es el **GFRP**, el cual corresponde un material compuesto cuya especificación es: plástico reforzado con vidrio (*Glass-Fibre-Reinforced Plastic*).

Para mejorar el rendimiento de la estructura de una viga frontal, del sistema de parachoques de un auto (*bumper beam*), Liu *et al.* (2019) evaluaron tres perfiles de diferente sección transversal (Figura 20), fabricados con un material compuesto (fibra de carbono acoplada con aleación de aluminio).

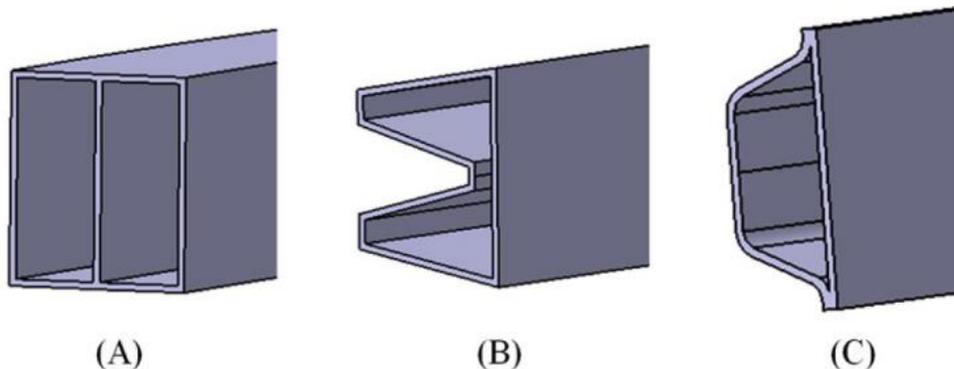


Figura 20. Geometría de los perfiles evaluados por (Liu, et al., 2019)

En términos de energía, los autores encontraron que el promedio de absorción de una viga fabricada con el material compuesto, comparada con una de aluminio puro no es significativa. De los perfiles evaluados, el de tipo A, presenta una disipación de energía por fricción y deformación mayor que los otros dos. Desde el punto de vista económico, los autores comentaron que, al satisfacer un diseño automotriz ligero, el incremento en el costo es muy pequeño, siendo \$ 9.63 USD el costo de una viga de aluminio y \$9.8 USD el costo de una viga fabricada con el material compuesto.

En vehículos automotrices, la viga frontal es un elemento que se somete a un daño máximo, cuando el vehículo se enfrenta a una colisión. Es una pieza fundamental en cuestiones de seguridad, cuyo objetivo es minimizar la transferencia de impacto al resto del auto. Yadav *et al.* (2019), realizaron un análisis de elemento finito, a un sistema de parachoques ya existente de manera comercial (Figura 21a). Propusieron un conjunto de rediseños a esta configuración, los cuales consistieron en adicionar soportes cruzados o costillas y soportes tipo C de 1.4 mm de espesor. Las configuraciones mostradas en la Figura 21b-c, se evaluaron bajo una condición de impacto frontal a 48 km/h. Los resultados obtenidos, arrojaron que la última configuración (con soportes tipo C), presenta un incremento del 45% en la absorción de energía y un 10% de reducción en el daño por intrusión al vehículo, comparado con el modelo original.

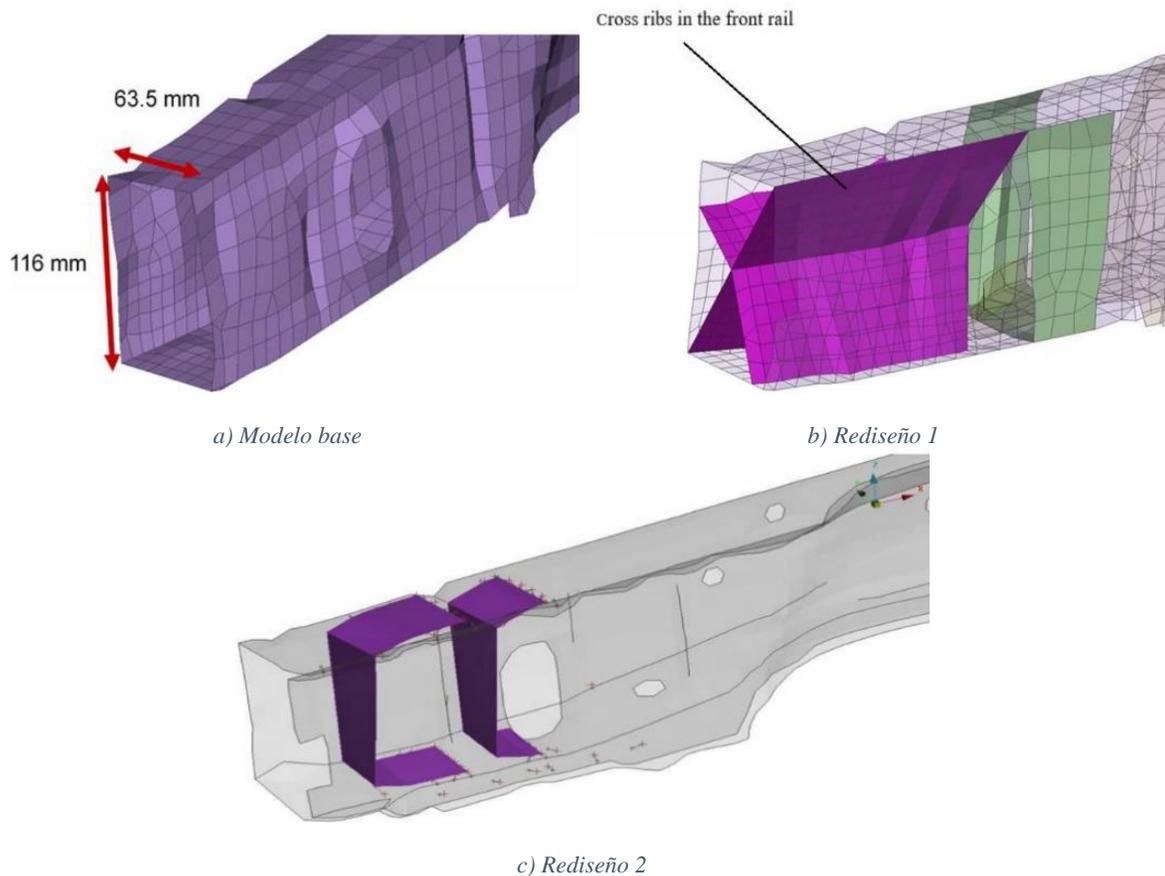


Figura 21. Modelo propuesto por Yadav et al. (2019)

Li et al. (2019) propusieron un sistema de absorción de energía basado en una sección transversal variable. Sugieren una estructura formada por módulos repetitivos que siguen un patrón de origami, como se muestra en la siguiente Figura.



Figura 22. Viga origami, modelo de aluminio. Tomada de (Li & Zhong, 2019)

La evaluación de este elemento se realizó de dos maneras, en forma experimental y numérica. En esta investigación llevaron a cabo seis experimentos en la máquina universal, sometiendo

a una prueba de tres puntos a diferentes modelos (Figura 23). Se tomó como referencia a un elemento de sección transversal constante y sus valores característicos son comparados con los obtenidos del modelo propuesto.

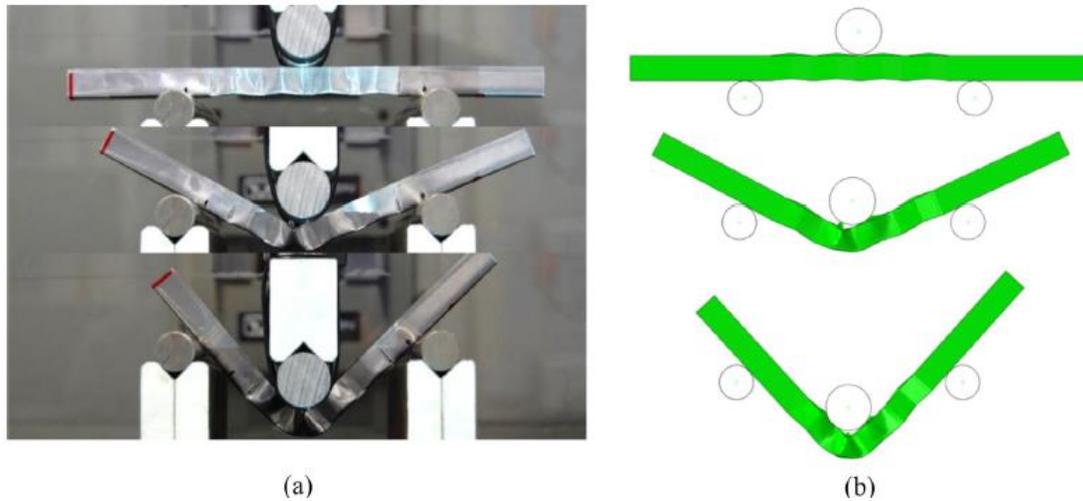


Figura 23. Prueba de tres puntos, tomada de (Li & Zhong, 2019).

Zhixin *et al.* (2019), realizaron el estudio numérico-experimental de estructuras de pared delgada de sección rectangular. El análisis numérico lo ejecutaron a través de la paquetería LS-DYNA y la experimentación consistió en un a prueba cuasi estática de tres puntos, con un indentador local cilíndrico de 12 mm. El equipo experimental y un boceto con las dimensiones generales del modelo se muestran en la Figura 24.

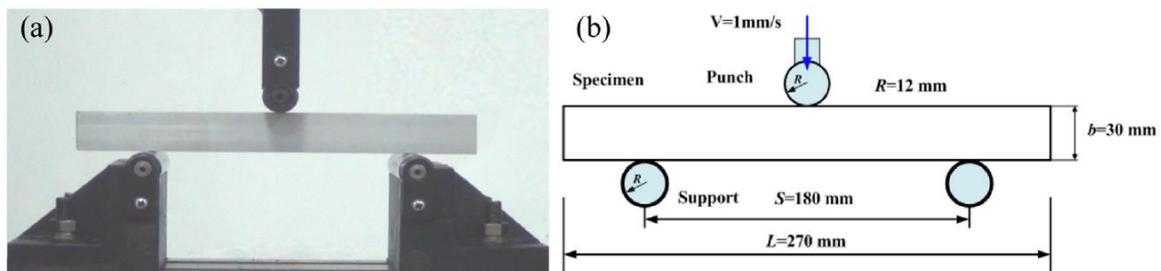


Figura 24. Configuración experimental y diagrama de la prueba, tomada de (Zhixin & Xiong, 2019)

Los sujetos de prueba consistieron en perfiles de aluminio de diferente espesor (0.95 y 1.95 mm). Las pruebas realizadas fueron cuatro, dos por cada espesor. La celda de carga utilizada fue de 10 kN y se fijó una velocidad constante de 1 mm/s. El desarrollo de una prueba y simulación ejecutada a un perfil con espesor de 0.95 mm, se muestran en la Figura 25. Puede observarse que, en el modelo numérico, la malla presenta un refinamiento en la zona central de la estructura, ya que es la zona de interés, mientras que los soportes y el indentador son representados con elementos simples sin tomar en cuenta toda su geometría. Los autores concluyen que hay cuatro parámetros geométricos que juegan un papel fundamental en los resultados de una prueba de tres puntos. Aseguran que la distancia entre los soportes es un factor crítico, pues este afecta la manera en que se deforma la estructura y su respuesta ante la carga aplicada. El segundo parámetro es el ancho de la estructura, al cual se le atribuye

una menor influencia, en como ésta se deforma. El tercer parámetro es el espesor del perfil, el cual juega un papel fundamental en la manera en que la estructura se deforma y por consiguiente en su reacción ante la carga aplicada. El último parámetro y que juega un papel relevante en el proceso de deformación de la pieza, es el diámetro del indentador.

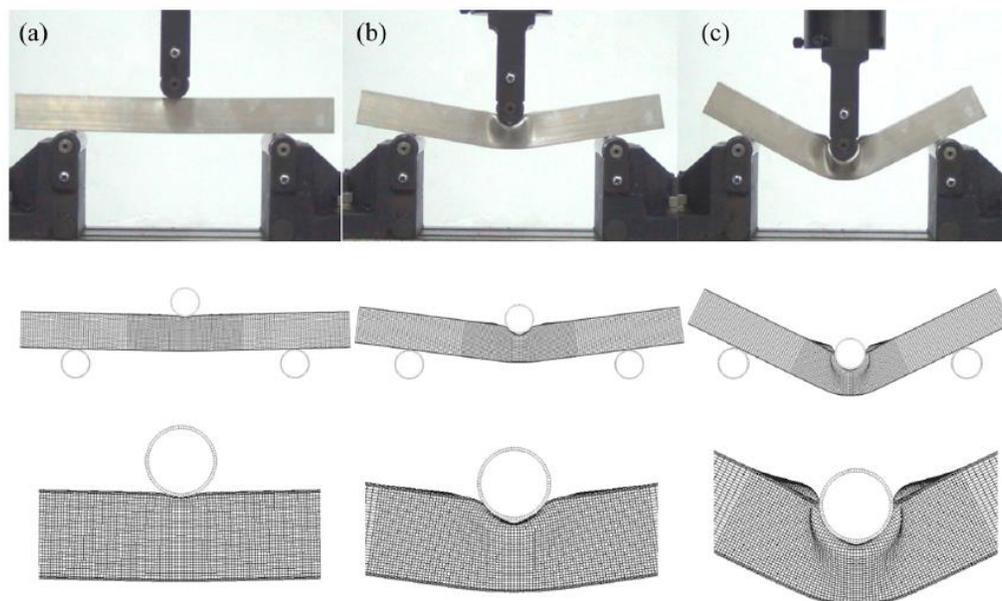


Figura 25. Resultados, espesor 0,95 mm, tomada de Zhixin et al. (2019)

Mhatre *et al.* (2019) propusieron la configuración de un *bumper* y lo compararon con el sistema de parachoques del vehículo Toyota *Camry*. Su estudio consistió en variar los materiales de la viga, empleando una aleación de magnesio con y sin recubrimiento. Los autores concluyeron que el uso del magnesio genera menor estrés en la pieza, que si esta fuera de acero. Para mejorar el efecto del parachoques, introdujeron un material de recubrimiento (resina epoxi), que mostró resultados positivos a medida que el valor de tensión y deformación se redujo.

En su publicación más reciente, Díaz Álvarez *et al.* (2020) analizaron el comportamiento de vigas frontales, hechas de un material compuesto (*PLA/flax*), sometidas a impactos de baja velocidad. La configuración del sistema se muestra en la Figura 26. El procedimiento experimental consistió en dos etapas, la primera de ellas un análisis mediante un equipo *drop-weight test* y la segunda en una prueba de tres puntos.

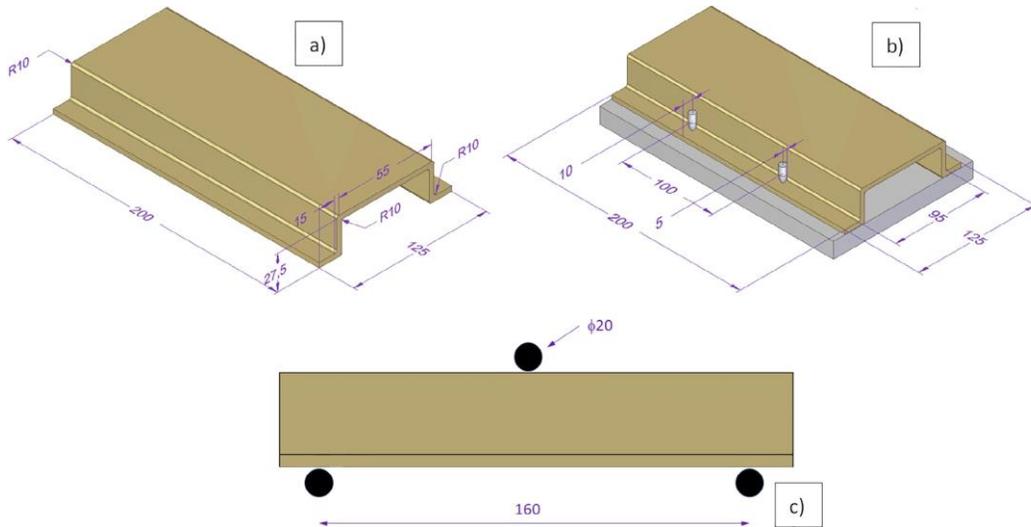


Figura 26. Configuración general del modelo, tomada de (Díaz Álvarez, et al., 2020)

Algunos de los resultados de la primera prueba se muestran en la Figura 27. Una vez impactadas estas vigas, sus propiedades residuales son calculadas a través de una prueba de tres puntos en máquina universal. Después de evaluar con ambas pruebas, encontraron que el daño generado por el primer impacto produce una reducción significativa en la rigidez del modelo, mientras que, la fuerza residual no se ve afectada por el mismo.

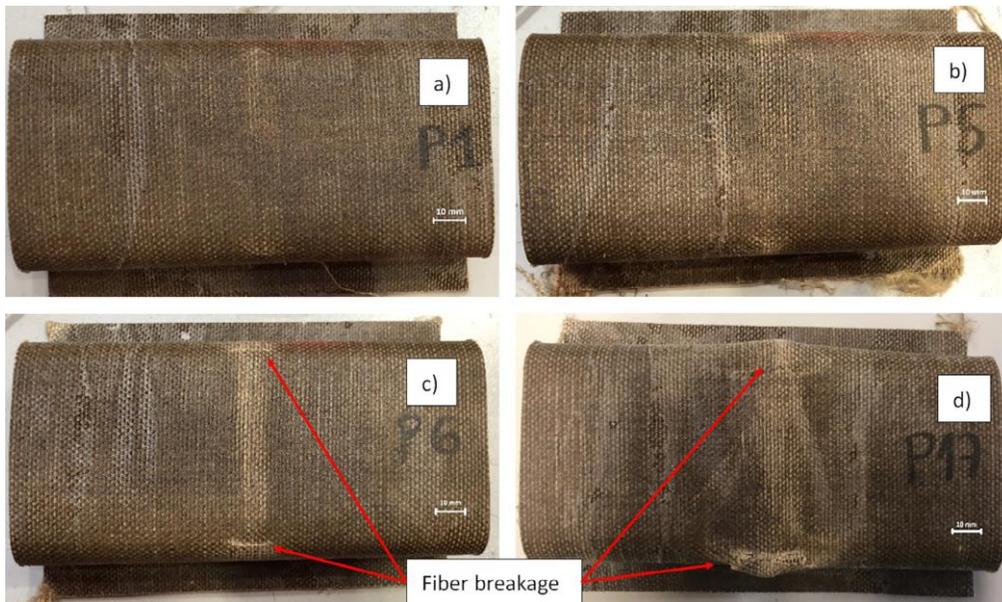


Figura 27. Resultados de la prueba de impacto, tomada de Díaz Álvarez et al. (2020).

En relación con las pruebas impacto a baja velocidad, Hosseinzadeh *et al.* (2005), estudiaron y caracterizaron una defensa de coche que está disponible de manera comercial. Establecieron tres casos de estudio, el primero de ellos considerando estructura del parachoques sin refuerzo de costillas bajo carga de impacto y el coche sin pasajeros. El segundo caso consistió en adicionar un refuerzo de costillas a la estructura y el coche sin

pasajeros. Finalmente, la última prueba consistió en impactar la estructura reforzada y considerando el coche con la ocupación máxima. Consideraron cinco diferentes materiales para la estructura de defensa: acero, aluminio, GMT, SMC y PEP. Las pruebas se realizaron conforme a la *E.C.E. UNITED NATIONS AGREEMENT [UNITED NATIONS AGREEMENT, Uniform Provisions concerning the Approval of Vehicles with regards to their Front and Rear Protective Devices (Bumpers, etc.)*, E.C.E., 1994].

MIDAS NFX Automotive, propone una metodología para desarrollar las pruebas de impacto a baja velocidad, de las defensas automotoras. Para un impacto frontal y trasero se propone una velocidad de colisión de 14-16 km/h, (NFX, 2013).

1.5.2 Regulaciones

El proceso de diseño y simulación numérica juegan hoy en día un papel fundamental en el proceso de innovación y desarrollo tecnológico, estas herramientas permiten conocer el desempeño de un producto en etapas tempranas de su concepción antes de un proceso de manufactura. En la última década en México ha ganado terreno el autotransporte catalogado como motocarro o también conocido como “mototaxi”, de acuerdo con el informe técnico Radiografía (2020), la mayoría de las regulaciones estatales se enfocan en aspectos como tránsito/vialidad, diseño y uso de calles, normas de circulación y pocas de estas leyes prestan atención en los estudios de ingeniería, procesos de diseño, manufactura y seguridad que ofrecen este tipo de vehículos.

Realizando una búsqueda de normatividad local, el estado de Oaxaca a través de su periódico oficial emitió en 2020 la última actualización de la **Ley de Movilidad para el Estado de Oaxaca**, (Oaxaca, 2021). Esta ley reconoce como un servicio público de pasajeros de modalidad colectiva al mototaxi, especifica que este servicio se prestará únicamente con automotores de tres ruedas. En cuestiones de seguridad, diferentes artículos de esta ley hacen alusión a diferentes criterios que este modo de transporte debe cubrir como: la antigüedad de los vehículos para brindar servicio (no mayor a tres años), está prohibido brindar el servicio con motocicletas adaptadas con remolque, el número de pasajeros que puede transportar (máximo 3), no pueden ingresar a vías primarias ni tramos carreteros, portar póliza de seguro vigente, contar con equipo de emergencia, entre otros. A pesar de que esta ley hace referencia a un reglamento, no se registran especificaciones técnicas involucradas con los criterios de diseño en materia de seguridad.

A nivel nacional la Norma Oficial Mexicana **Nom-194-SCFI-2015**, establece los dispositivos de seguridad esenciales en vehículos ligeros nuevos cuyo peso no exceda los 3,857 kg y que se comercialicen dentro de territorio de los Estados Unidos Mexicanos. En la lista proporcionada en este escrito se enlistan los siguientes dispositivos: apoyacabeza, cinturón de seguridad, indicadores, controles, espejos retrovisores, sistemas de asientos, llantas, faros delanteros, luces de advertencia, luz de freno, luces de matrícula, luces de posición, luces de reversa, luces direccionales, reflejantes, sistema limpia parabrisas, sistema de frenado, velocímetro. Tomando en cuenta estos accesorios un motocarro cumple con las especificaciones sin embargo no hay mención de criterios de diseño y estudios de ingeniería.

El gobierno de México a través del portal de la secretaría de economía (México, 2022) proporciona el registro de empresas productoras de vehículos automotores ligeros nuevos con planta en construcción, sin embargo, la misión de este sitio es crear un padrón de productores para efectos fiscales y no para la implementación de una regulación en materia de seguridad, criterios de diseño e ingeniería.

1.6 Conclusiones de la revisión bibliográfica

Importantes contribuciones para este trabajo, ofrece la construcción de este estado del arte, en lo referente al estudio de estructuras de pared delgada y al diseño de sistemas de viga frontal en parachoques de automóviles. A continuación, se presentan las apreciaciones finales respecto a los trabajos consultados.

Se encuentra en la literatura una amplia gama de configuraciones de EPD estudiadas (bitubulares, con y sin discontinuidades, diferentes geometrías de imperfección, etc). De igual manera se identificó que el modelo más estudiado corresponde a someter una EPD a una carga axial.

Cada investigación consultada consta de una parte numérica y una parte experimental. La primera de ellas se lleva a cabo mediante elemento finito. Los programas más utilizados son: ABAQUS, ANSYS y LS-DYNA. Se emplean elementos simplificados para los soportes y el identador de la máquina. Se deben tomar en cuenta los materiales de todas las geometrías involucradas en el estudio con sus respectivos coeficientes de fricción entre sus interacciones. La condición de frontera del identador se fija como una velocidad constante o un desplazamiento total.

Se han reportado aplicaciones de las EPD en sistemas de parachoques en automóviles y ferrocarriles. Sin embargo, es aquí donde esta investigación cobra relevancia, pues las aplicaciones propuestas consideran las vigas longitudinales frontales y no la *bumper beam* de los automóviles.

En relación con el diseño de parachoques frontales para autos, se encontraron diferentes configuraciones, las cuales se clasifican en dos tipos: por tipo de material y por geometría. Se han probado sistemas de acero, aluminio y materiales compuestos, siendo estos últimos dos los que presentan el mejor desempeño. En la segunda clasificación, por geometría, se ha identificado una oportunidad para desarrollar este trabajo investigación, al proponer el uso de una EPD bitubular para amortiguar el impacto de una carga lateral.

De acuerdo con la búsqueda ejecutada en materia de regulaciones, se concluye que hay una carencia de información pública relacionada con especificaciones técnicas y criterios de diseño que siguen los fabricantes de este tipo de automotores.

1.7 Descripción del problema

Los disipadores pasivos de pared delgada son usados hoy en día en el sector transporte para absorber la energía generada durante las colisiones. La absorción de energía, los mecanismos de disipación de energía y la resistencia al choque que presentan estas estructuras, reciben especial atención y son objetos de estudio para la ingeniería actual. A través de un análisis paramétrico y un proceso de simulación numérica por elemento finito, se propone un sistema pasivo de absorción de energía para amortiguar impacto. Una aplicación directa de este sistema se propone sea en vehículos del sector transporte con baja regulación en México, en la Figura 28 se muestra un ejemplo de estos automotores.



Figura 28. Sistema de transporte "Moto Taxi", fuente: El imparcial de Oaxaca.

Se parte de un modelo base, característico de una prueba cuasi estática de tres puntos, el cual consta de un perfil de sección cuadrada y soportes cilíndricos (Figura 29a). Este modelo es sometido a un análisis paramétrico y simulación numérica para obtener sus valores de resistencia al choque en función de su configuración geométrica. Una vez caracterizado el modelo base, se hace una modificación geométrica al sistema, se agregan dos soportes de un perfil tipo C unidos por 2 tornillos con su respectiva tuerca (Figura 29b).

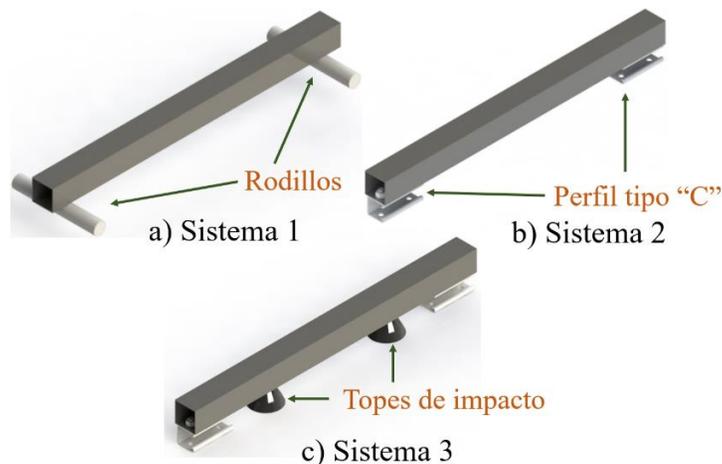


Figura 29. Modelo discreto de los sistemas propuestos

Finalmente, a esta configuración se agregan topes de impacto de elastómero (Figura 29c). Una vez obtenida la relación que existe entre la absorción de energía, parámetros de resistencia al choque y mecanismos de deformación, se pretende obtener la configuración geométrica de un disipador con el mejor rendimiento para colisiones a baja velocidad.

Capítulo 2. Marco teórico

Los sistemas pasivos son aquellos que no requieren de una fuente adicional de energía para cumplir con el funcionamiento para el cual fue diseñado. Las estructuras de pared delgada entran en esta categoría y se definen como un elemento tridimensional, donde una de sus dimensiones es significativamente pequeña en relación con las otras dos (Bischoff, et al., 2018). Estas estructuras son empleadas en sistemas de seguridad para generar procedimientos de deformación programada o controlada, de acuerdo con Li *et al.* (2019), estos sistemas se diseñan para absorber energía cinética a través de grandes deformaciones plásticas, cuando se someten una carga de impacto. La carga de impacto depende de la velocidad con la que este ocurre, Szabo *et al.* (1992), consideran un choque de baja velocidad (*low speed crash*, LSC) cuando este sucede entre los 8 y 24 km/h.

2.1 Modelado por elemento finito

Las técnicas numéricas en la Ingeniería han experimentado un gran desarrollo en las últimas décadas, en particular, la simulación computacional de componentes mecánicos ha sido una de las disciplinas que se han visto beneficiadas con este despliegue científico. El desarrollo de estos métodos, en conjunción con el avance tecnológico de equipos de cómputo, nos permite hoy en día predecir el comportamiento de diferentes dispositivos y piezas que operan bajo condiciones de operación específicas.

El método del elemento finito, FEM por sus siglas en inglés, es un método de discretización espacial que permite segmentar un dominio en un número finito de celdas no superpuestas a través de un proceso denominado mallado. De esta forma cada volumen de control queda asociado a cada uno de los puntos de la malla. Espino, (2004), argumenta que este método permite transformar las condiciones de equilibrio en un conjunto de ecuaciones algebraicas en función de los desplazamientos nodales. Después de obtener la solución de este sistema de ecuaciones, se pueden obtener las deformaciones y los esfuerzos en cada elemento. Al igual que otras técnicas numéricas de discretización espacial, la exactitud y precisión de los resultados, depende de la cantidad de elementos que se utilizan para representar el dominio computacional. Algunas de las principales ventajas e inconvenientes de la simulación computacional empleando el método de los elementos finitos, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de un análisis FEM

Ventajas	Desventajas
Reducción sustancial de tiempos y costos en los nuevos diseños	Las herramientas FEM no son baratas
Posibilidad de analizar sistemas o condiciones difíciles de instrumentar.	Se necesita personal calificado.
Capacidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas.	No siempre es posible obtener resultados lo suficientemente precisos.

Al ser una herramienta de la ingeniería asistida por computadora (CAE), se requiere de un código computacional estructurado en torno a los algoritmos numéricos que pueden emplearse para encontrar solución a este tipo de problemas. Estos códigos se componen principalmente de tres partes:

Pre-procesamiento.

Consiste en definir cuáles serán los datos de entrada que se asignarán al código FEM acerca del problema. Las actividades que se llevan a cabo por parte del usuario en esta etapa son las siguientes:

- Definir la geometría a estudiar: Esto significa establecer el dominio computacional.
- Mallar: Consiste en la división del dominio computacional en un número mayor de celdas o volúmenes de control.
- Seleccionar el fenómeno físico a modelar en el problema.
- Establecer las propiedades de los materiales involucrados en el caso de estudio.
- Definir las condiciones de frontera.

Solución (*solver*).

Representa la parte central del programa de resolución, durante esta fase se resuelven las ecuaciones que se han establecido previamente en el preproceso. Dependiendo del fenómeno a modelar, el usuario debe seleccionar el *solver* adecuado que permita asegurar la convergencia física y numérica del problema. Estrada Regalado (2017) realiza una comparativa entre el uso de un algoritmo “*Standard*” y un algoritmo “*Explicit*” en la herramienta ABAQUS, que facilita la toma de decisiones de nuevos usuarios.

Tabla 2. ABAQUS Standard – Explicit, tomado de (Estrada Regalado, 2017)

ABAQUS Standard	ABAQUS Explicit
Uso recomendado: Lineal / No lineal estático. No lineal dinámico a baja velocidad. Difusión de masa. Ideal para modelado cuasiestático. Transferencia de calor.	Uso recomendado: Caso dinámico a alta velocidad: <i>Drop test</i> , choque, etc. Grandes deformaciones. Modelado de daño. Contacto.
Paso de tiempo: Puede ser grande	Paso de tiempo: Corto por convergencia
Ventajas: Resuelve las ecuaciones del equilibrio estático. Aplicable a diferentes tipos de elementos. Aplicable a casos no estructurales. Estabilidad alta.	Ventajas: Ideal para tratar con grandes discontinuidades. Ideal para resolver casos de impacto, pandeo, arrugado, falla de materiales y agrietamiento.

De manera general las actividades que desarrolla el código computacional durante este apartado son las siguientes:

- Se plantean en cada celda las ecuaciones que describen el fenómeno.
- Las ecuaciones se discretizan y linealizan para obtener un sistema algebraico de ecuaciones.
- Se resuelve numéricamente, de forma iterativa, el sistema algebraico para obtener la solución final de esfuerzos, desplazamientos y deformaciones.

Post-procesamiento.

Esta es la última parte por realizar en un estudio FEM y consiste en mostrar los resultados de manera gráfica para su análisis, después de haber realizado las simulaciones correspondientes. Debido al gran desarrollo tecnológico que se ha tenido en los últimos años, los diferentes softwares que se emplean en este tipo de estudios incluyen una amplia gama de opciones para visualizar los datos, por ejemplo:

- Visualizar la geometría y malla del problema.
- Generar mapas y contornos de color acorde a los datos obtenidos de la simulación.
- Manipular la vista (rotar, acercar, escalar, etc.)
- Hacer animaciones para visualizar los resultados en forma dinámica.

2.2 Parámetros de resistencia al choque

La caracterización teórica de las estructuras de pared delgada se lleva a cabo a través de diferentes parámetros de resistencia al choque, los cuales son independientes de la geometría, el material y el tamaño de la estructura.

Estrada *et al.* (2016), identifican dos parámetros para determinar la respuesta de una estructura cuando es sometida a una fuerza de aplastamiento. El primero de estos parámetros es la absorción de energía (*energy absorption*, E_a), la cual se obtiene de calcular el área bajo la curva carga-desplazamiento por medio de la siguiente ecuación:

$$E_a = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n-1} (F(\delta)_{i+1} + F(\delta)_i) \cdot ((\delta)_{i+1} - (\delta)_i) \quad (1)$$

El segundo de estos parámetros es la carga pico (*peak load*, P_{\max}), la cual representa el valor de la carga máxima de aplastamiento, que soporta una estructura antes de vencer su rigidez inicial. Después de alcanzar la carga pico, la fuerza requerida para continuar con una deformación plástica decrece. Esta fuerza se denomina, fuerza de aplastamiento promedio y expresa la relación entre la energía de absorción (E_a) y el desplazamiento (Ecuación 2):

$$P_m = \frac{E_a}{\delta} \quad (2)$$

La eficiencia energética (*energy efficiency*, \mathbf{E}_e), es un parámetro adimensional que relaciona la energía de absorción, el valor de la carga pico y el desplazamiento. Esta variable se representa mediante la ecuación 3.

$$E_e = \frac{E_a}{P_{max} \cdot \delta} \quad (3)$$

Cuando las estructuras evaluadas tienen diferente masa se emplea el criterio de la energía específica de absorción (SEA). Se define como la relación entre la energía de absorción (\mathbf{E}_a) y la masa (\mathbf{m}) de la estructura:

$$SEA = \frac{E_a}{m} \quad (4)$$

La eficiencia de la fuerza de aplastamiento es un parámetro que provee información útil para evaluar el desempeño de la estructura absorbiendo energía, se denota como **CFE** por sus siglas en inglés (*crush force efficiency*) y se calcula de la siguiente manera:

$$CFE = \frac{P_m}{P_{max}} \quad (5)$$

2.3 Modelo teórico de Mooney-Rivlin

Los modelos de materiales hiperelásticos se usan hoy en día para modelar materiales donde las soluciones implican grandes deformaciones. En particular el modelo teórico de Mooney-Rivlin genera la formulación para un material con deformación elástica no lineal, incompresible, con propiedades mecánicas isotrópicas e isotérmicas.

Este modelo relaciona las tensiones y deformaciones a través de una función de densidad energética de deformación (W), la cual se puede expresar como una función de:

Elongaciones principales: $W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$

Invariantes de deformación: $W(I_1, I_2, I_3)$

Donde λ representa la relación entre la longitud final e inicial de cada una de las direcciones principales e I representa las primeras invariantes del tensor de deformación de Green (Rivlin, 1947).

Las invariantes pueden definirse en función de las elongaciones de la siguiente manera:

$$I_1 = (\lambda_1)^2 + (\lambda_2)^2 + (\lambda_3)^2 \quad (6)$$

$$I_2 = (\lambda_1 \cdot \lambda_2)^2 + (\lambda_2 \cdot \lambda_3)^2 + (\lambda_3 \cdot \lambda_1)^2 \quad (7)$$

$$I_3 = (\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3)^2 \quad (8)$$

Para materiales incompresibles $I_3 = 1$ por lo que la expresión general de este modelo se define como:

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (9)$$

El número de términos de la expansión se determina dependiendo de la aplicación y la precisión requerida. A partir de este modelo se han obtenido las diferentes expresiones de la función de densidad de energía conocidas como Neo-Hook, James-Green-Simpson, Signiorini, Yeoh, Peng y Peng-Landel (Moreno, et al., 2018).

Los modelos más utilizados en códigos de elemento finito son: Mooney-Rivlin de primer orden o de dos constantes (Ecuación 10) y el modelo de segundo orden o de cinco constantes (Ecuación 11).

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (10)$$

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3) \quad (10)$$

Donde C_{10} , C_{01} , C_{11} , C_{20} y C_{30} representan las constantes del material.

Capítulo 3. Selección del sujeto de estudio

Para definir un sujeto de prueba, es necesario obtener un modelo matemático que permita conocer el efecto de la geometría sobre los fenómenos involucrados durante el proceso. Para ello se ha establecido el cálculo de la carga máxima soportada por la viga con la cual se supera el umbral de la deformación elástica. El modelo matemático empleado corresponde al de una viga isostática, simplemente apoyada, cargada puntualmente. En la siguiente Figura se muestra la configuración del modelo.

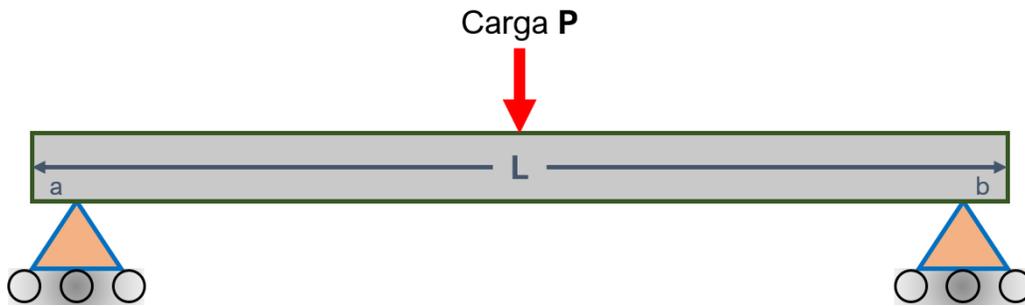


Figura 30. Viga simplemente apoyada

La viga de longitud L es cargada puntualmente con una magnitud P , por lo tanto, las reacciones en los soportes (puntos a y b) están dados por la siguiente ecuación:

$$R_a = R_b = \frac{P}{2} \quad (6)$$

El momento máximo del modelo está dado por:

$$M_{max} = \frac{P \cdot L}{4} \quad (7)$$

El esfuerzo máximo que soporta la viga, con el cual se supera el umbral de la deformación elástica, se expresa como:

$$\sigma_{yp} = \frac{M_{max} \cdot C_n}{I} \quad (8)$$

donde:

$$\begin{aligned} \sigma_{yp} &= \text{Esfuerzo máximo} \\ C &= \text{Distancia del eje neutro hasta donde se determina el esfuerzo} \\ I &= \text{Momento de área} \end{aligned}$$

Sustituyendo la ecuación 2 en 3 se puede resolver para encontrar la carga máxima:

$$P_{max} = \frac{\sigma_{yp} \cdot 4 \cdot I}{L \cdot C} \quad (9)$$

3.1 Cálculo de momento de área

En la siguiente figura se muestra la sección transversal de una configuración bitubular concéntrica cuadrado-circular, que servirá para el desglose de las ecuaciones de su respectivo momento de área.

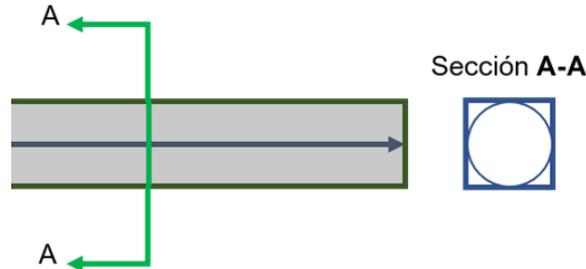


Figura 31. Sección transversal

El momento de área está compuesto por los momentos individuales de cada geometría que compone la configuración de la sección transversal, en la siguiente tabla se enlista cada uno de ellos.

Tabla 3. Momento de área del modelo

Geometría	Momento de área
	$I_e = \frac{b_e^4}{12}$
	$I_r = I_e - I_i = \frac{(b_e)^4 - (b_e - 2t_1)^4}{12}$
	$I_{ce} = \frac{R_e^4}{4}$
	$I_c = \frac{\left(\frac{b_i}{2}\right)^4 - \left(\frac{b_i}{2} - t_2\right)^4}{4}$
	$I_T = \frac{(b_e)^4 - (b_e - 2t_1)^4}{12} + \frac{\left(\frac{b_i}{2}\right)^4 - \left(\frac{b_i}{2} - t_2\right)^4}{4}$

3.2 Relación de variables

El efecto que tiene la longitud del sujeto de prueba sobre el momento máximo del modelo se presenta en la ecuación 7, en la gráfica de la Figura 32 se muestra su comportamiento:

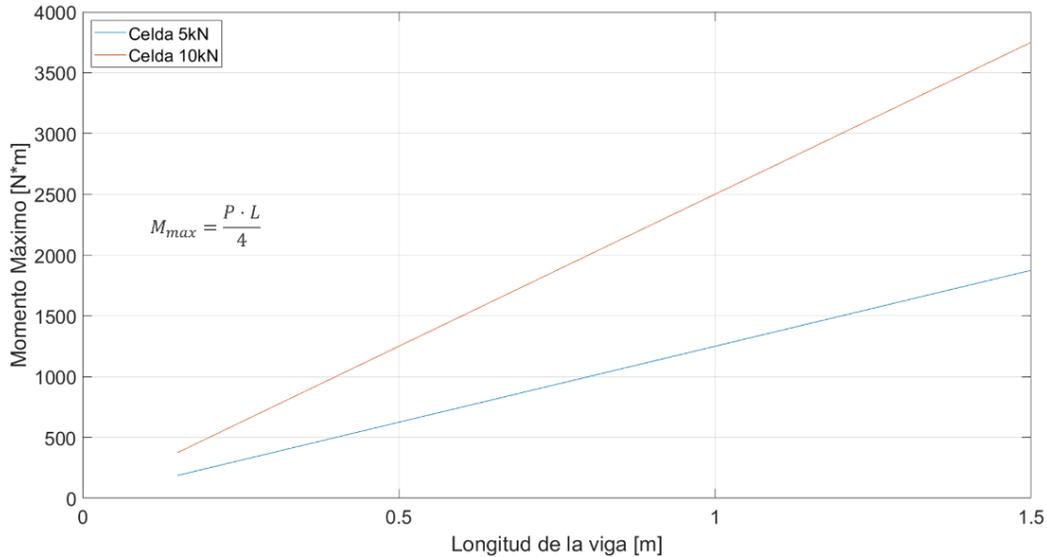


Figura 32. Momento máximo en función de la longitud

Considerando una carga constante sobre la viga de 5 y 10 kN, los cuales corresponden a las celdas de carga de la máquina universal, se aprecia en la Figura 32 que la relación entre ambas variables es lineal. Se consideraron sujetos de prueba de 15 cm de longitud, incrementados en igual magnitud hasta 1.5 m.

En la siguiente Figura se muestra el efecto que tiene aumentar el espesor del perfil cuadrado, sobre su segundo momento de área. El parámetro b_e , se mantuvo constante en 38.1 mm.

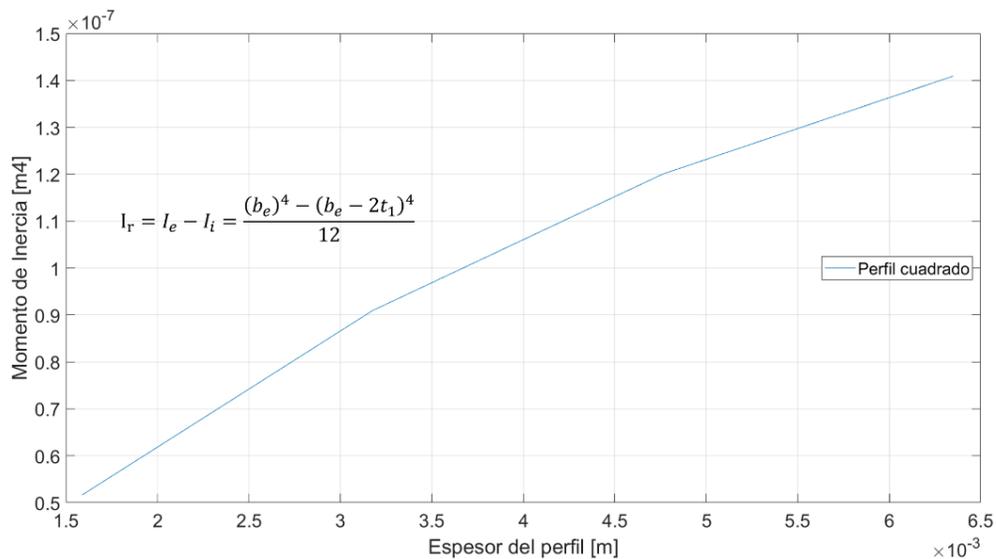


Figura 33. Segundo momento de área, perfil cuadrado

En la Figura 34 se observa que a medida que se incrementa el espesor del perfil cuadrado (t_1), su momento de área reacciona de igual manera. Los espesores utilizados corresponden a materiales que se encuentran de manera comercial, es decir 1/16", 1/8", 3/16" y 1/4".

Debido a que las medidas del perfil circular dependen de los espesores del perfil cuadrado, en la siguiente Figura se muestra el efecto que tienen estas dimensiones sobre el segundo momento de área del perfil circular.

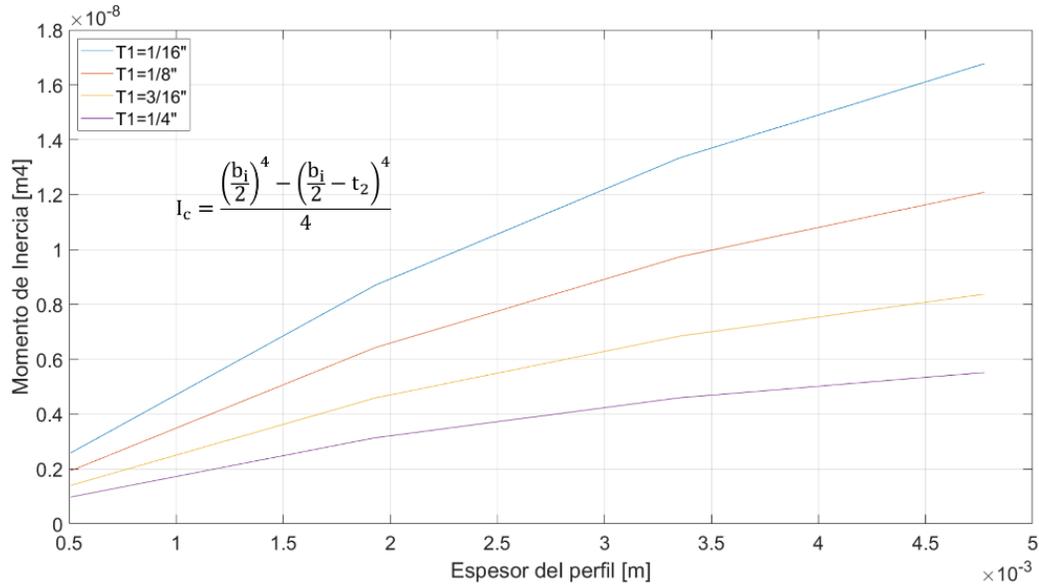


Figura 34. Segundo momento de área, perfil circular

En la Figura 34 se observa que el espesor del perfil cuadrado repercute de manera significativa en el momento de área del perfil circular. En otras palabras, a menor diámetro exterior del perfil circular, menor momento de área tendrá. Por el contrario, si se aumenta el espesor del perfil circular este aumenta su momento de área.

En la siguiente gráfica se muestra el efecto que tiene cambiar las dimensiones del parámetro "b_e" (longitud del cuadrado exterior) sobre el segundo momento de área del perfil cuadrado y por consiguiente del perfil circular.

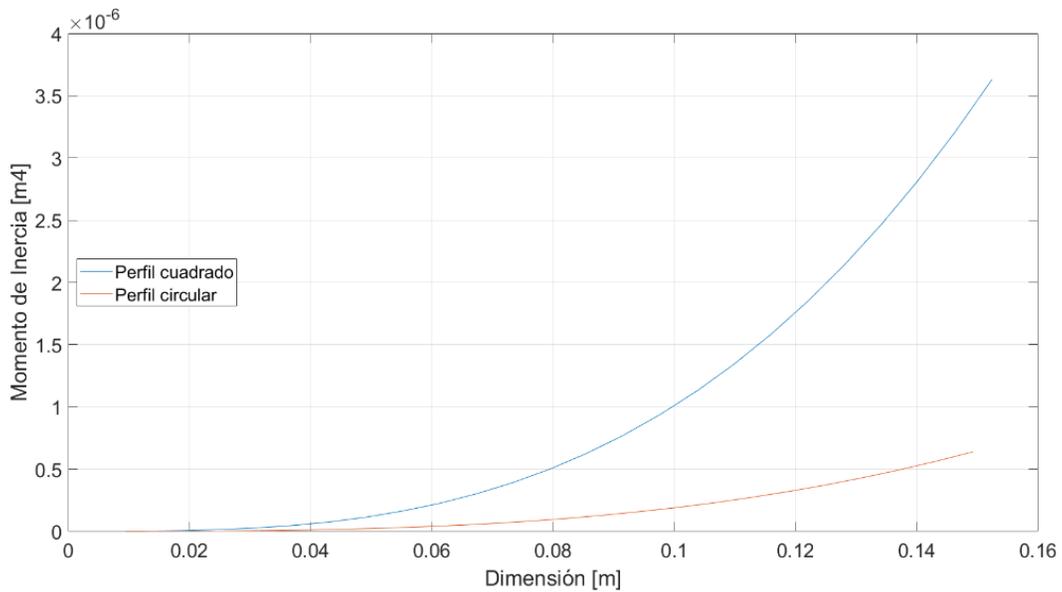


Figura 35. Segundo momento de área, perfil cuadrado, diferentes dimensiones “be”

En la Figura 35 se observa que variar la dimensión del cuadrado exterior del perfil, tiene un efecto exponencial en el segundo momento de área del sistema completo. Se fijó el espesor de ambos perfiles en 1/16”, correspondiente a las medidas que se encuentra de manera comercial.

3.3 Dimensiones

Con base en los resultados mostrados anteriormente, los alcances planteados en este trabajo de investigación y tomando en cuenta el espacio de trabajo en la máquina universal con la que se cuenta, se ha optado por desarrollar la experimentación con un sujeto de prueba que conste de las siguientes dimensiones:

Dimensión	Magnitud
b _e	38.1 mm
t _l	1.58 mm
L	700 mm

Tabla 4. Dimensiones del sujeto de prueba

3.4 Selección del material

Los sistemas de disipación de energía se construyen principalmente con componentes de pared delgada. La selección del material determina la capacidad de energía a disipar, en este sentido las estructuras fabricadas con aleaciones de aluminio presentan un comportamiento favorable. En su estudio, Vergara, 2021 hace una recopilación bibliográfica de diferentes investigaciones sobre estructuras de pared delgada construidas con aleaciones de aluminio, en la Figura 36 se muestran dicha recopilación.

Tipo de Aluminio	Características del estudio	Referencia
AA6060	Analizaron el impacto oblicuo en un automóvil, utilizando perfiles cónicos corrugados aplicado en el sistema de parachoques de vehículo.	Alkhatib, Tarlochan, Hashem, & Sassi, 2018.
AA6061-O	Presentaron un mecanismo de disipación empleando perfiles de sección bitubulares, presentando discontinuidades, su aplicación se presentan en el sistema de para choques.	Zahran, Xue, Esa, & Abdelwahab, 2018.
EN AW-7108 T6	Realizaron un estudio empleando perfiles multicelulares empleados en impactos en puertas de vehículos incluyendo criterios de falla	Estrada <i>et al.</i> 2018.
6061-T5	Estudiaron el sistema de parachoques a cargas axiales, evaluando perfiles de sección cuadrada.	Ramírez- <i>et al.</i> 2018.
AA6060T4	Analizaron la disipación de energía utilizando perfiles de aluminio, son empleados en el sistema de parachoques.	Esmaeili-Marzdashti, <i>et al.</i> , 2017.
AA6060-T4	Estudiaron perfiles de sección tipo sombrero el cual es utilizado como sistema de parachoques a impactos frontales.	Sun, Fang, Tian, Li, & Li, 2015.
6061-T6	Analizaron la disipación de energía en la caja de impacto considerando los estándares de impacto frontal de la EuroNcap.	Tanlak & Sonmez, 2014.
6063-T5	Realizaron un análisis comparativo entre diferentes perfiles para determinar un rendimiento favorable en absorción de energía en un sistema de choques.	Elmarakbi, Long, & MacIntyre, 2013.
5050-H32	Desarrollaron un sistema de disipación de energía utilizando perfiles de pared delgada en las barras de seguridad empleadas en las puertas de un vehículo, comparando los resultados con perfiles de acero y magnesio	Ghadianlou & Abdullah, 2013.
AA710850-T6	Realizaron un análisis utilizando perfiles de aluminio considerando pruebas axiales y pruebas a flexión.	Dirschmid, Hooputra, Mader, & Werner, 2005.

Figura 36. Trabajos empleando aleaciones de aluminio (Vergara, 2021)

El material seleccionado para realizar las pruebas experimentales es el aluminio 6063-T5.

Capítulo 4. Resultados numérico-experimentales

En esta sección se presentan los resultados del análisis numérico experimental de los disipadores propuestos, en la siguiente imagen se expone un resumen que contiene el prototipo, la clave con la cual se han identificado en el análisis de resultados, las pruebas experimentales realizadas y el modelo discreto del problema.

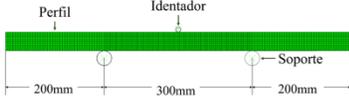
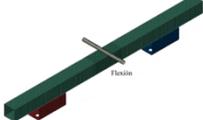
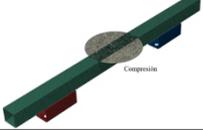
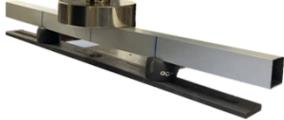
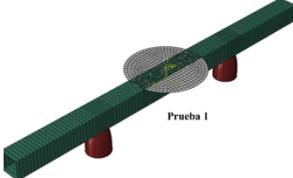
Disipador	Pruebas experimentales	Modelo numérico	Clave
<p>Sistema 1.</p> 	<p>Flexión</p> 	<p>ABAQUS – Dynamic Explicit</p> 	S1
<p>Sistema 2.</p> 	<p>Flexión</p> 	<p>ABAQUS – Dynamic Explicit</p> 	S2-Flex
	<p>Compresión</p> 	<p>ABAQUS – Dynamic Explicit</p> 	S2-Comp
<p>Sistema 3. Prueba 1</p> 	<p>Compresión</p> 	<p>ABAQUS – Dynamic Explicit</p> 	S3-P1
<p>Sistema 3. Prueba 2</p> 		<p>ABAQUS – Dynamic Explicit</p> 	S3-P2

Figura 37. Resumen de los sistemas analizados

La experimentación se realizó conforme al procedimiento señalado en la norma *ASTM E9-89^a, 1995, Standard Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature.*

4.1 Sistema 1

4.1.2 Banco Experimental

Con la finalidad de generar una curva de referencia para validar el modelo numérico, se realizó una prueba de flexión a 3 puntos. En la Figura 38 se muestra la configuración del banco experimental. Se utilizó un perfil de aluminio de 38.1 mm x 38.1 mm de sección, 1.5 mm de espesor y una longitud de 700 mm, acorde al sujeto de prueba seleccionado anteriormente.



Figura 38. Modelo experimental, sistema 1

La distancia entre soportes se fijó en 300 mm, el radio de los rodillos en 15 mm y el radio del indentador en 5 mm. La prueba experimental se realizó en una máquina universal de pruebas Shimadzu AG-X plus con una celda de carga de 100 kN. Se estableció una velocidad al indentador de 6 mm/min hasta alcanzar un desplazamiento máximo de 30 mm.

4.2.2 Modelo numérico

De manera representativa en la Figura 39 se muestra la discretización realizada. El perfil se modeló como un componente deformable tipo “shell” de Aluminio 6063-T5, empleando elementos S4R, mientras que en los soportes y el indentador se consideraron elementos discretamente rígidos (R3D4). Se estableció un contacto superficie – superficie con coeficiente de fricción Aluminio-Acero de 0.3 (Zhixin & Xiong, 2019) entre los rodillos de soporte y el perfil de aluminio y un contacto general entre superficies con coeficiente 0.15 (Vergara et, al.,2019).

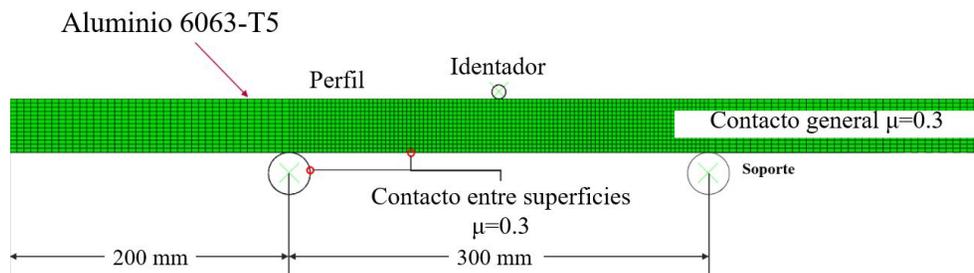


Figura 39. Modelo numérico

4.2.3 Independencia de malla

Para el estudio de independencia de malla se consideró un tamaño general de 5 mm con un refinamiento en la zona de contacto de 2 mm, 2.5 mm y 3 mm (Vergara, 2021). En la Figura 40 se muestra la comparación de la curva fuerza – desplazamiento de cada modelo.

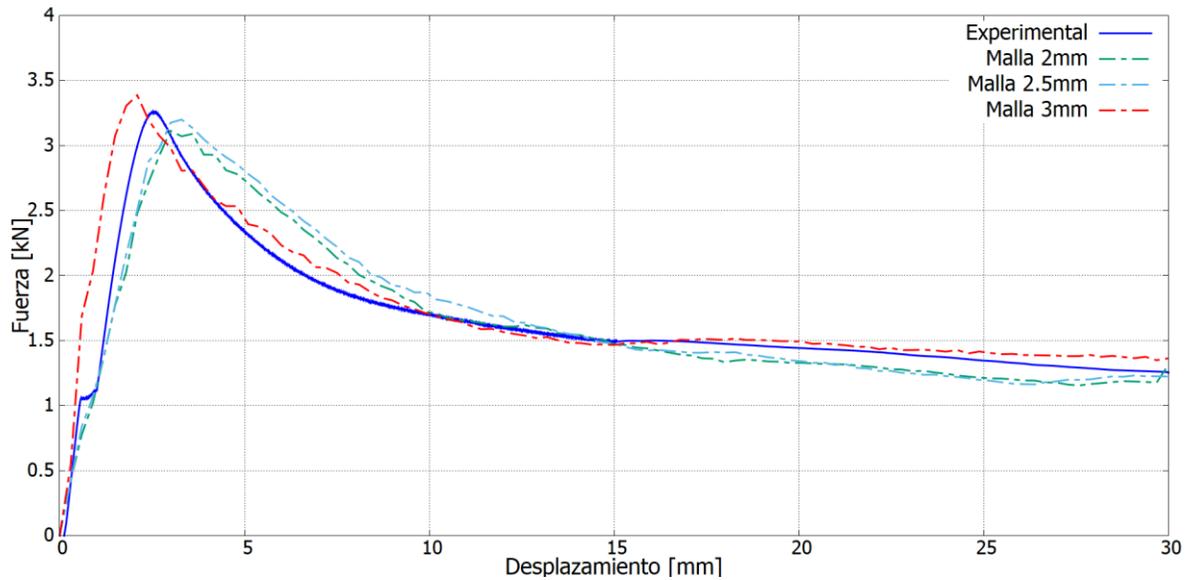


Figura 40. Análisis de independencia de malla

Para validar el modelo de simulación, se utilizan además los parámetros de resistencia al choque, los resultados se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5. Parámetros de resistencia al choque, independencia de malla

Modelo	P_{max} [kN]	%^e	P_m [kN]	%^e	E_a [J]	%^e	SEA [J/kg]	%^e	CFE [-]	%^e
<i>Experimental</i>	3.26	--	1.66	--	49.71	--	168.72	--	0.51	--
<i>Malla 2mm</i>	3.11	4.60	1.64	1.20	49.13	1.16	166.74	1.17	0.53	3.92
<i>Malla 2.5mm</i>	3.20	1.84	1.67	0.60	50.20	0.98	170.38	0.98	0.52	1.96
<i>Malla 3mm</i>	3.39	3.98	1.74	4.81	52.17	4.94	177.04	4.93	0.52	1.96

^e Se refiere al porcentaje de diferencia con respecto a los valores obtenidos experimentalmente.

De los resultados anteriores, el modelo que tiene un refinamiento de 2.5mm presenta la diferencia porcentual mas baja en cada uno de los parámetros de resistencia al impacto, siendo este el tamaño utilizado para el modelo discreto.

La comparación entre el modelo con el concepto de malla ganador y la prueba experimental se muestra en la Figura 41. En la curva fuerza – desplazamiento se identifican zonas características en un proceso de flexión a tres puntos (Vergara, 2021). La primera de ellas es la región elástica, la cual se presenta desde el inicio de la prueba hasta alcanzar la carga máxima, en esta región se considera que el comportamiento de la estructura es lineal. Al continuar con la aplicación de la carga se hace la transición hacia la zona de colapso de la estructura, en esta región se presentan deformaciones en las aristas del perfil y en las caras laterales. Finalmente, se presenta la región de aplastamiento donde se presenta una mayor deformación plástica a través de la generación del lóbulo central en el perfil. La energía de absorción (E_a) se presenta en la Figura 41 b), la energía que se muestra es la energía interna del modelo ya que la energía cinética es muy pequeña al ser un análisis cuasiestático. Wang *et al.*, 2016 y Zhixin & Xion, 2019 presentan resultados con una correlación similar en este parámetro.

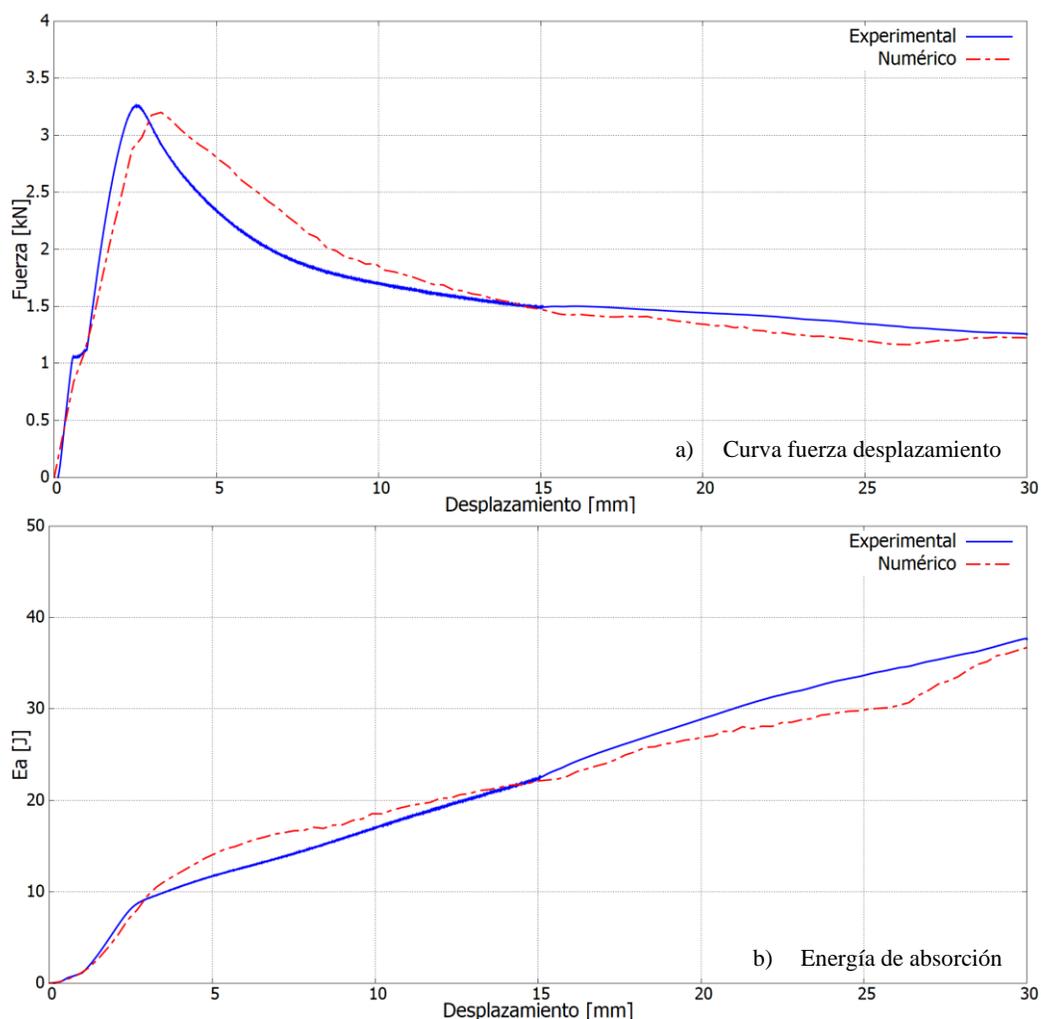


Figura 41. Comparación del modelo discreto y la prueba experimental

El estado final de deformación se muestra en la Figura 42. La comparación de ambos resultados arroja una diferencia menor al 5%, con lo cual el modelo discreto queda validado y permite hacer un análisis de variación geométrica utilizando sus condiciones de frontera en nuevas simulaciones.

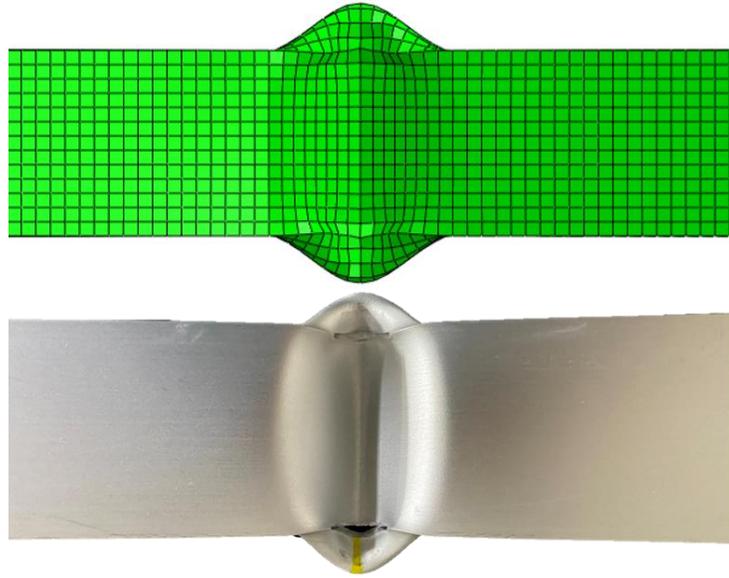


Figura 42. Deformación final del perfil

4.2.3 Variación de la distancia entre soportes

La incorporación de un dissipador de energía a un sistema de seguridad contra impacto varía según los puntos de sujeción que este tiene. Los soportes son el mecanismo por el cual el perfil de pared delgada se incorpora al sistema general de seguridad, ello conlleva a una variación en la colocación de los soportes a lo largo del perfil. De acuerdo con Huang *et al.* (2018), cuando un perfil de pared delgada es sometido a una prueba de tres puntos, se presentan tres maneras en las que ocurre la deformación de la estructura: abolladura (*indentation*), flexión con abolladura (*bending with indentation*) y colapso de flexión (*bending collapse*). Esta clasificación se hace de manera visual acompañada de un parámetro adimensional que relaciona la longitud de la sección transversal (A) con la distancia entre los soportes (F'), esta relación permitirá evaluar el comportamiento de las diferentes estructuras.

Las dimensiones de la sección transversal del perfil cuadrado $A = 38.1$ mm, la longitud del perfil $B = 700$ mm, el radio del indentador $C = 5$ mm, el diámetro de los rodillos $E = 30$ mm y el desplazamiento del indentador $D = 30$ mm se establecieron como valores constantes. En la Tabla 6 se muestra las variables consideradas en el análisis

Tabla 6. Configuración geométrica de los dissipadores analizados

Modelo	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]	F'	F'/A
Sim 1	38.1	700	5	30	30	300	100	2.62
Sim 2	38.1	700	5	30	30	250	200	5.25
Sim 3	38.1	700	5	30	30	200	300	7.87
Sim 4	38.1	700	5	30	30	150	400	10.50
Sim 5	38.1	700	5	30	30	100	500	13.12

La Figura 43 muestra la configuración geométrica de los parámetros a estudiar, así como el desarrollo del modelo discreto de cada prueba numérica.

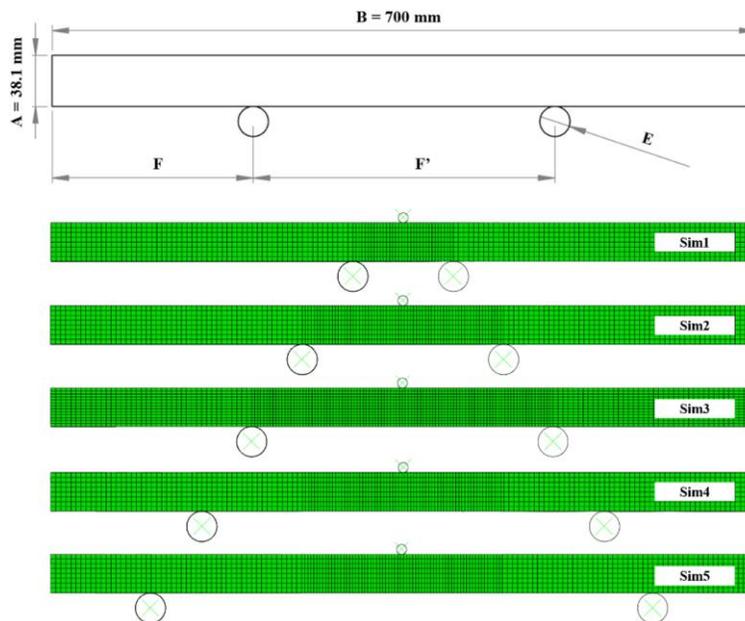


Figura 43. Análisis paramétrico de variación de la colocación de soportes

En la Figura 44 se presentan las curvas fuerza-desplazamiento del análisis de variación, siendo el modelo Sim3 la referencia del estudio. Se aprecia que el patrón de deformación es igual en todas las estructuras, la carga máxima (P_{max}) se alcanza en los primeros 5mm de desplazamiento. En el modelo Sim1 se observa que la carga alcanza un segundo valor máximo, no mayor al principal registrado y esto es ocasionado por el contacto que existe entre las paredes del perfil y el identador. En el resto de los modelos se observa que alcanzada la P_{max} comienza una transición, donde el perfil opone resistencia a la carga de manera plástica.

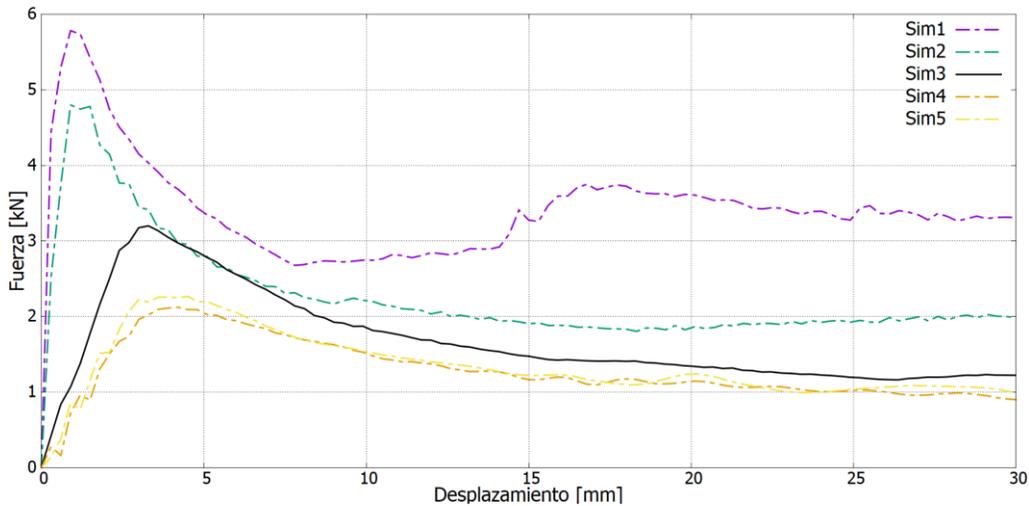


Figura 44. Curva fuerza-desplazamiento de los modelos propuestos

El valor máximo de la carga pico se obtiene en el modelo Sim1 con 5.78 kN, este aumento significativo en la P_{max} , se debe al incremento en la rigidez del sistema por una relación baja F'/A , es decir, mientras más cercanos se encuentren los soportes uno de otro, habrá una mayor resistencia a la flexión por parte del perfil. Como se muestra en la Tabla 7 el registro máximo de absorción de energía E_a y SEA se presenta en el modelo Sim1, con un valor de 102.25 J y 347 J/kg respectivamente, esto equivale a un incremento del 103% referente al disipador base. La estructura Sim1 presenta un valor de CFE de 0.59, el cual es uno de los valores más altos del análisis.

Tabla 7. Parámetros de resistencia al choque

Modelo	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/kg]	CFE [-]
Sim 1	5.78	3.41	102.25	347.02	0.59
Sim 2	4.80	2.28	68.48	232.43	0.48
Sim 3	3.20	1.67	50.20	170.38	0.52
Sim 4	2.12	1.29	38.69	131.30	0.61
Sim 5	2.27	1.35	40.46	137.33	0.59

Este sistema tiene una relación $1 < F'/A < 3$, de acuerdo con Huang & Zhang, 2018, la deformación característica en estos elementos consiste en un proceso de cambio gradual entre abolladura y flexión con abolladura. Al inicio del proceso la deformación es casi puramente abolladura, sin embargo, en tiempos posteriores el perfil se flexiona y continúa abollándose (Figura 45).

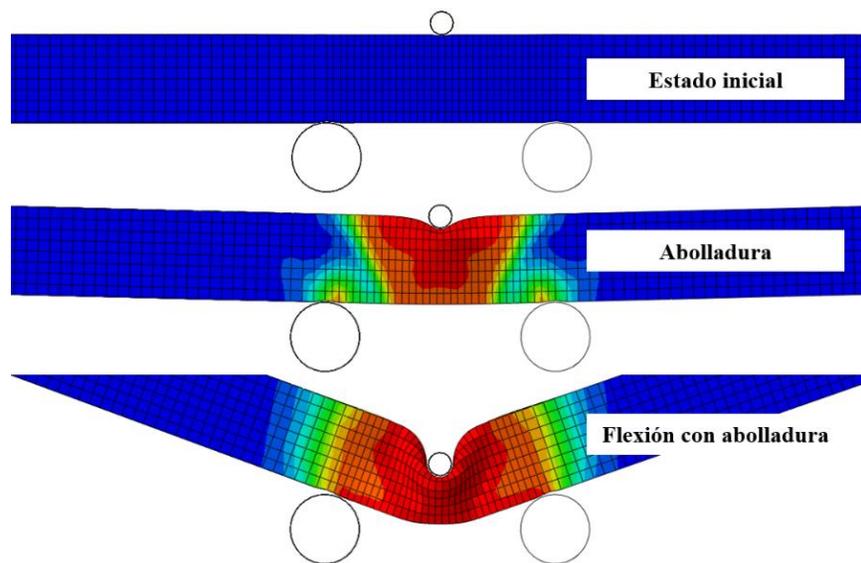


Figura 45. Proceso de deformación $1 < F'/A < 3$, Sim1.

Una de las premisas del análisis de resistencia al impacto es disminuir la carga pico, lo cual previene lesiones en los ocupantes (Vergara, 2021), de esta manera se permite descartar al modelo Sim1 como un elemento que brinde una mejor disipación de energía.

Conforme la relación F'/A incrementa, los valores de P_{max} y E_a presentan un decremento en su magnitud, esto se debe a la disminución de la rigidez a la flexión y la reducción en el momento de flexión del perfil. De esta manera el mecanismo de deformación predominante cuando hay una relación $3 \leq F'/A \leq 7$ es flexión con abolladura, en el cual el indentador se incrusta en el perfil de aluminio al mismo tiempo que este se flexiona. Este proceso es el característico del modelo Sim2, en la Figura 46 se muestra el estado final de deformación de este sistema.

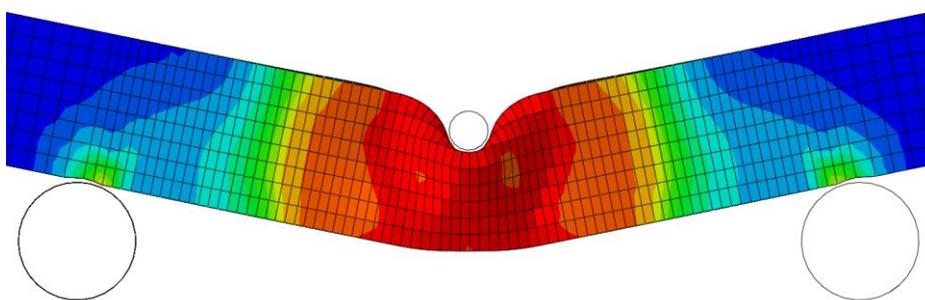


Figura 46. Estado final de deformación, Sim2.

Cuando existe una relación $7 < F'/A < 10$, como en modelo Sim3 (Figura 47), la deformación del sujeto de prueba se da en dos etapas. Inicialmente predomina una flexión con abolladura y progresivamente cambia a colapso de flexión.

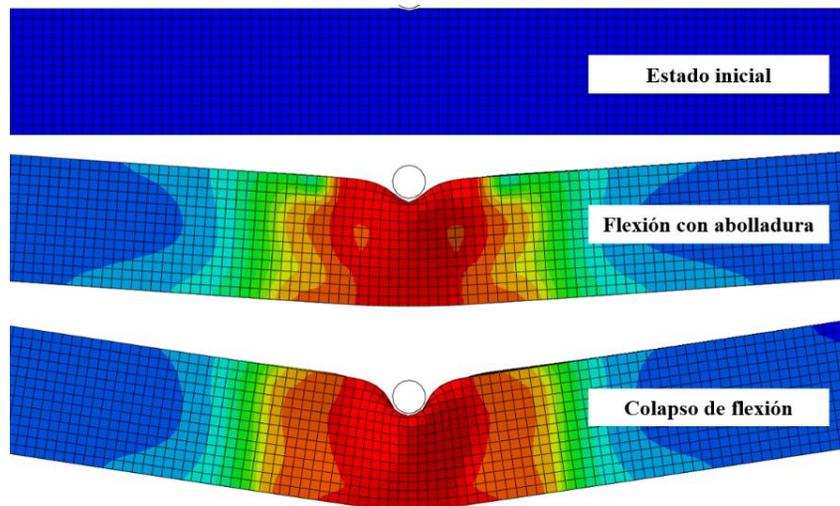


Figura 47. Proceso de deformación, $7 < F'/A < 10$, Sim 3.

Al obtener una relación $F'/A > 10$, como en los casos Sim4 y Sim5, el proceso de deformación que predomina en el sujeto de prueba es la flexión y hasta cierto punto llega a presentarse un proceso de abolladura. En la Figura 48 se observa que el lóbulo central presenta una menor deformación y la ondulación del perfil una profundidad menor.

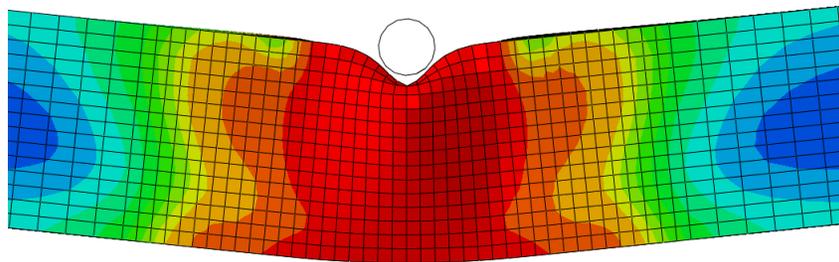


Figura 48. Proceso de deformación, $F'/A > 10$, Sim4 y Sim5.

Los valores de la E_a y CFE se muestran en la Figura 49. La energía de absorción presenta un patrón de decaimiento a medida que la distancia entre los soportes se incrementa. Este fenómeno es ocasionado por una disminución en el área bajo la curva fuerza-desplazamiento al modificar la rigidez del sistema. La disipación óptima de energía se presenta cuando se obtiene un valor de CFE 1, los valores más altos registrados son 0.61 y 0.59 que corresponden a los sistemas Sim4 y Sim5 respectivamente.

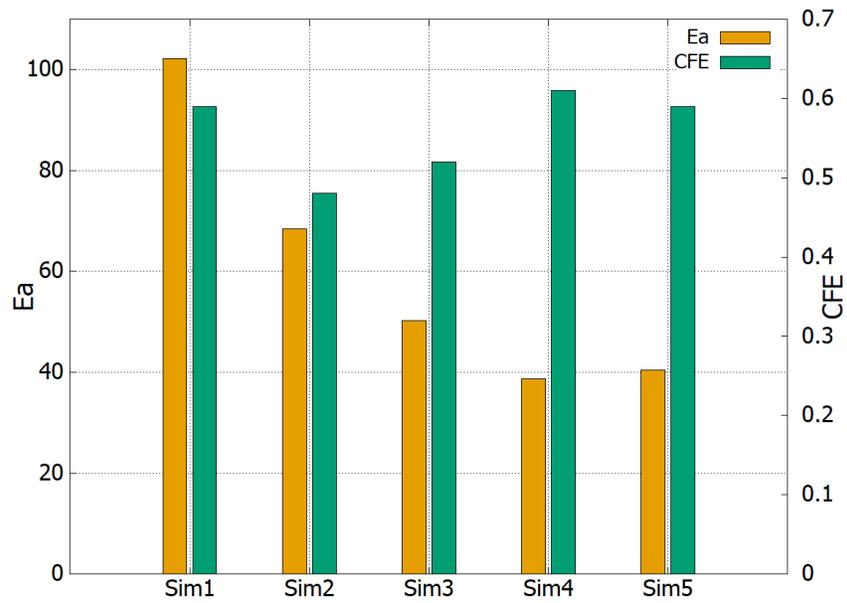


Figura 49. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, variación de la colocación del soporte.

Acorde con los resultados del comportamiento del perfil sometido a flexión con la variación de la distancia entre soportes, se establece que la mayor disipación de energía se obtiene dentro de un intervalo:

$$10.50 \leq F'/A \leq 13.12 \quad (11)$$

4.2 Sistema 2

El perfil tipo “C” es un elemento de pared delgada cuya función es brindar una interfaz de sujeción entre el perfil de aluminio y la superficie donde este sea colocado. Al incorporar este elemento se adiciona masa a la configuración del disipador y la rigidez del sistema cambia, con ello se pretende que la interacción de ambas estructuras contribuya mejorar la disipación de energía.

4.2.1 Banco Experimental

El ensayo experimental de este disipador requirió del maquinado de una base para acoplarlo al centrador de la máquina universal. Este soporte se compone de una placa de acero de 1/2” con un cuñero a dos diámetros en los extremos, de esta manera se aseguró el centrado con el indentador y un asentamiento correcto en el área de prueba. En la Figura 50 se muestra la configuración del banco experimental de la primera prueba realizada a este sistema. La longitud del perfil, la sección y el espesor se conservaron en 700 mm, 38.1 x 38.1 mm y 1.5 mm respectivamente.



Figura 50. Modelo experimental, prueba de flexión

La longitud de los soportes se fijó en 100 mm, la distancia entre ellos en 320 mm y el radio del indentador en 5 mm. El segundo ensayo experimental a esta configuración geométrica consistió en una prueba de compresión empleando el indentador tipo plato de la máquina. En la Figura 51 se muestra el montaje final. Se estableció una velocidad de prueba de 6 mm/min hasta alcanzar un desplazamiento máximo de 30 mm, para ambos ensayos.



Figura 51. Prueba experimental de compresión

4.2.2 Modelo numérico

La simulación numérica se hizo mediante un código de elemento finito no lineal, en la Figura 52 se muestra la discretización realizada. En comparación con el modelo numérico del sistema uno los soportes no se modelaron como elementos discretamente rígidos, se les confirió una sección tipo “*shell homogeneous*”, es decir, se consideraron como elementos de pared delgada con un espesor de 2.5 mm. Adicionalmente se agrega a esta configuración la presencia de cuatro elementos tipo sólido cuya función es representar la tornillería. A estas secciones se les asignó un material con propiedades plásticas – elásticas, Módulo de Young = 200 GPa, Relación de Poisson = 0.29, Límite elástico = 203 MPa (SIMULIA, 2019).

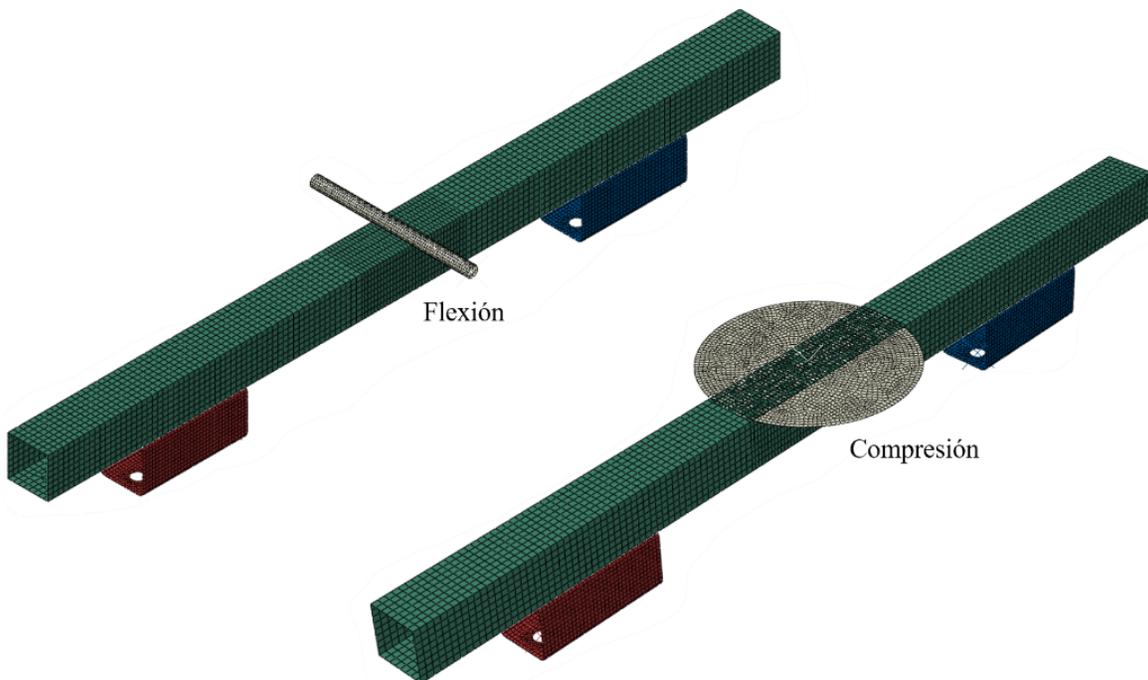


Figura 52. Modelo discretizado

El indentador, el perfil, la tornillería y los soportes se mallaron con elementos tipo hexaedro con un tamaño general de 5 mm y 2.5 mm de refinamiento en las zonas de contacto. Debido al número de elementos y nodos que conforman el modelo, se empleó cómputo en paralelo utilizando cuatro procesadores para correr cada simulación, arrojando un tiempo de cómputo aproximado de 5451 s.

La validación del código numérico se realizó a través de las curvas fuerza-desplazamiento de cada uno de los modelos, la inspección de los estados finales de deformación y sus parámetros de resistencia al choque. En la Figura 53 se muestran los resultados las curvas de ambas pruebas. El valor de la carga máxima registrado durante el ensayo de flexión es de 2.63 kN, mientras que el alcanzado de manera numérica es de 2.76 kN, con ello se obtiene una diferencia del 5%. La incorporación de los soportes tipo C y la tornillería causan un decremento del 20% en la P_{max} respecto al Sistema 1, esto se debe al cambio de masa y rigidez.

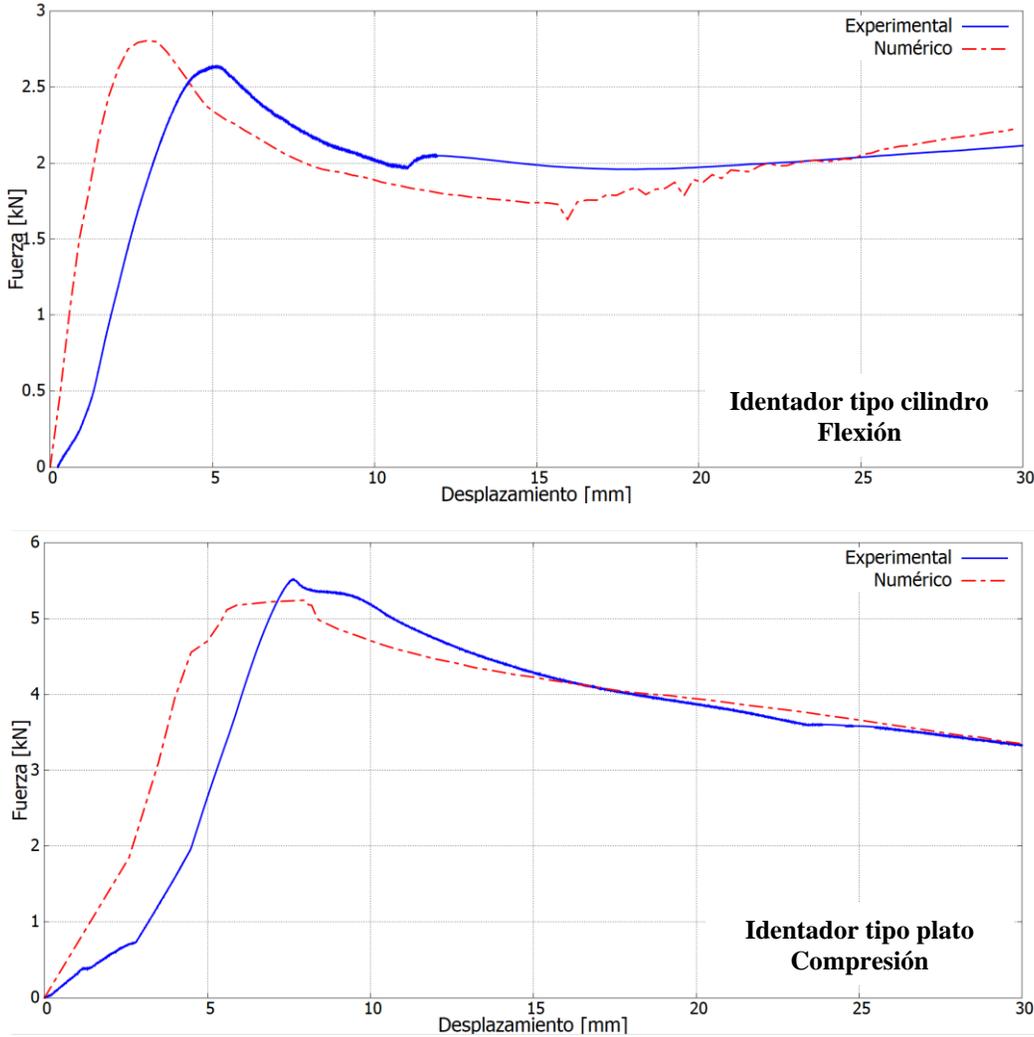


Figura 53. Curva fuerza-desplazamiento, sistema 2

Cuando se cambia el indentador y se incrementa el área de contacto, el valor de la carga soportada por el sistema se incrementa, los máximos registrados son 5.51 kN y 5.24 kN para el ensayo experimental y numérico respectivamente. Referente al sistema 1, los valores obtenidos representan un incremento de este parámetro del 70%. La diferencia entre las tendencias de las gráficas de la Figura 53 y por ende las diferencias en los parámetros de resistencia al choque son ocasionados por diferentes factores, uno de ellos es la no homogeneidad del espesor en los perfiles, esto se muestra en la Figura 54. La paquetería modela los elementos con un espesor homogéneo en toda su sección y longitud, sin embargo, se muestra muy sensible a este parámetro.

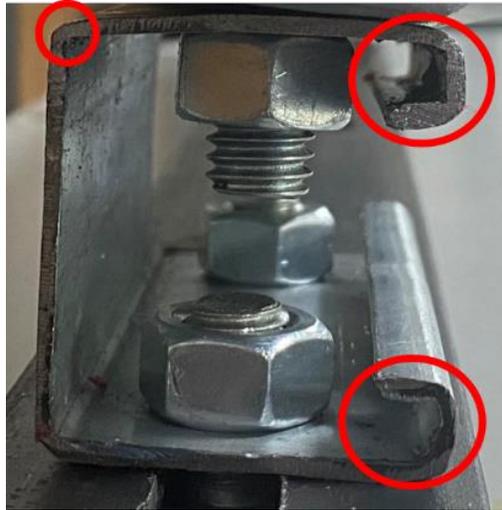


Figura 54. Soporte, perfil tipo "c" con variaciones en el espesor

Otro aspecto que influye es el modelado de la tornillería, en este dissipador el conjunto tuerca-tornillo se simplificó por un elemento sólido mostrado en la Figura 55. Adicional a la geometría se asignaron únicamente restricciones tipo "tie", este tipo de condición actúa como una liga entre las caras de este elemento y las caras del soporte y el perfil en donde hay contacto. Es importante analizar la respuesta del elemento cuando se asigna una condición de precarga.

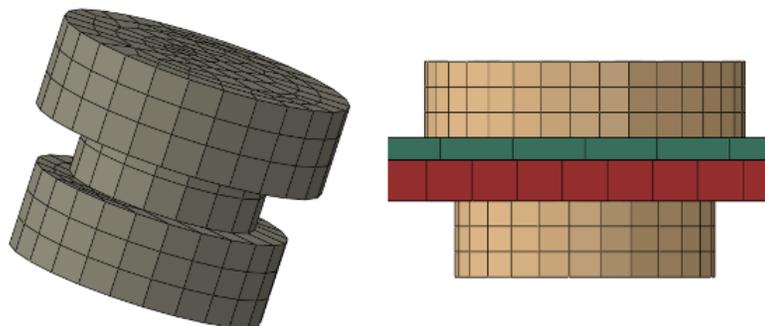


Figura 55. Modelado de la tornillería

Los estados finales de deformación se muestran en la Figura 56, se aprecia una estrecha similitud entre los resultados del modelo numérico y las pruebas experimentales. En ambos modelos, flexión y compresión, se muestra la generación característica de lóbulos en el perfil de aluminio, sin embargo, la distribución no es simétrica ya que el lóbulo de mayor tamaño se presenta en la zona posterior del perfil. Esto se debe a que la restricción impuesta por los soportes y las sujeciones restringe el movimiento del perfil en dirección vertical y este presenta una rotación sobre el eje axial en dirección a la zona discontinua del perfil tipo c.

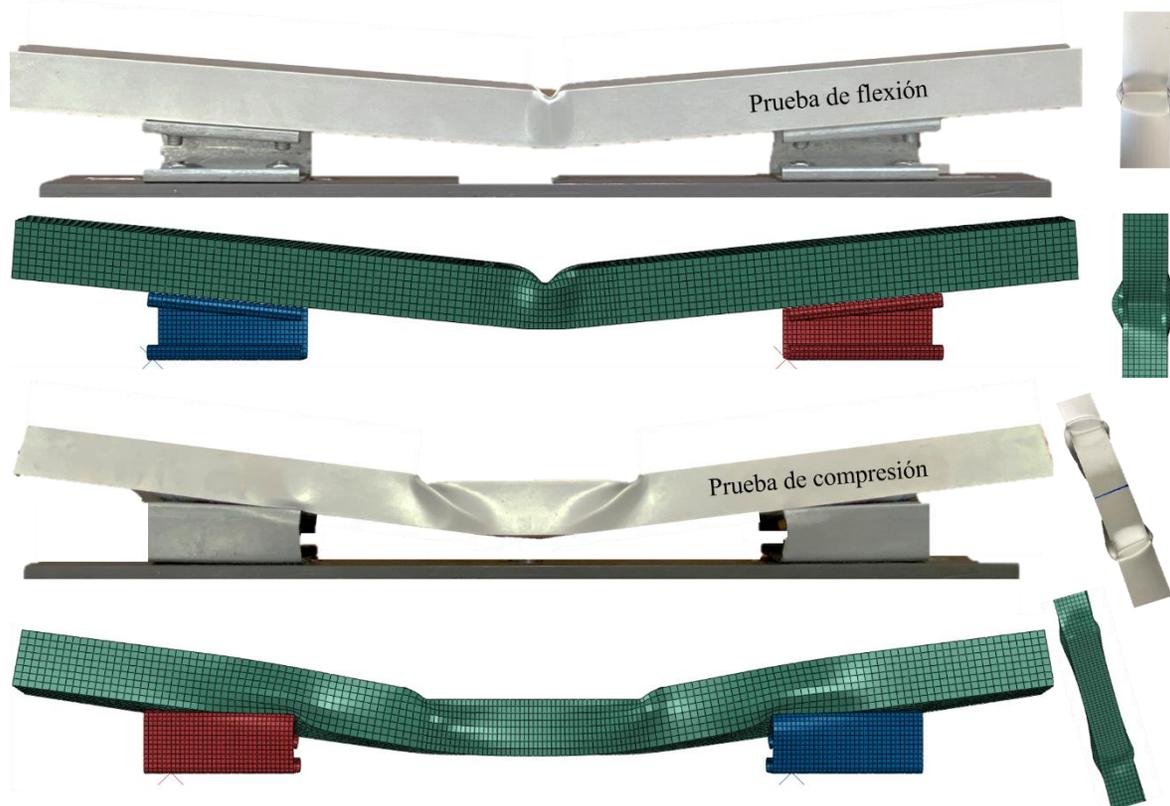


Figura 56. Estados finales de deformación

En la Tabla 8 se muestran los valores característicos de resistencia al choque obtenidos de ambas pruebas numérico-experimentales. Aunque los estados de deformación se muestran equiparables, la diferencia de los resultados presentados en las gráficas esfuerzo-deformación, juega un papel fundamental en el cálculo de estos.

Tabla 8. Parámetros de resistencia al choque

Modelo	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/kg]	CFE [-]
<i>S2-Flex experimental</i>	2.63	2.00	58.74	71.68	0.74
<i>S2-Flex numérico</i>	2.76	1.83	54.71	66.77	0.66
<i>S2-Comp experimental</i>	5.51	3.59	107.83	131.59	0.65
<i>S2-Comp numérico</i>	5.24	4.13	123.55	150.77	0.79

En la Figura 57 se aprecia que en el modelo a flexión el porcentaje de diferencia en la energía de absorción es del 6% y la diferencia alcanzada en la CFE en un 8.91%. Con ello se establece que el modelo numérico subestima los resultados de la prueba experimental, sin embargo, se encuentran dentro de un rango aceptable. Por el contrario, la simulación de la prueba de compresión sobre estima los parámetros mencionados hasta en un 15%.

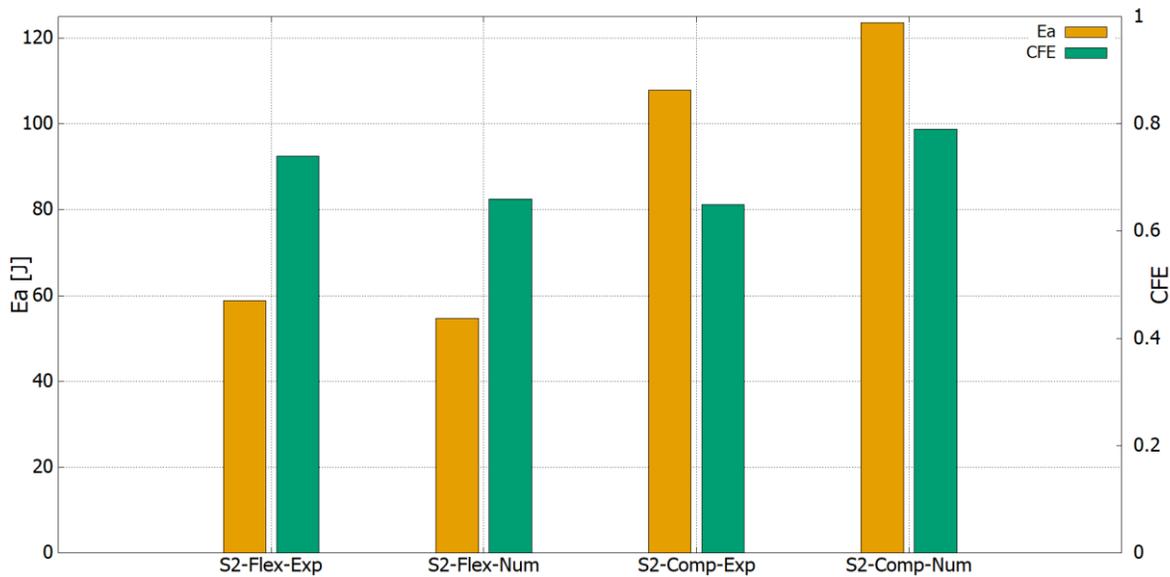


Figura 57. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, Sistema 2.

Con estos resultados el modelo numérico del proceso a flexión se asume como validado, es posible hacer un análisis paramétrico y buscar la configuración del disipador con el mejor desempeño para aplicaciones de baja velocidad. Los datos experimentales del modelo a compresión se han tomado únicamente como referencia para las futuras aplicaciones.

4.2.3 Análisis paramétrico

En la Figura 58 se muestran los parámetros geométricos involucrados en este análisis. Para emular la prueba de tres puntos se establecieron como constantes la sección transversal del perfil cuadrado $A = 50.8$ mm y la longitud del perfil $B = 700$ mm. Se empleó un soporte de longitud $E = 100$ mm variando su posición sobre la longitud del perfil (F), en un rango de 0 a 120 mm en incrementos de 30 mm. Se confirió al indentador un desplazamiento constante en dirección vertical y debido a su geometría cilíndrica, un radio constante $C = 5$ mm.

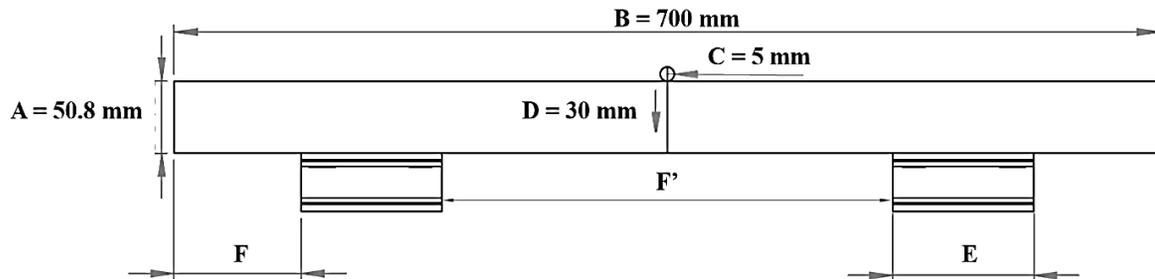


Figura 58. Parámetros geométricos del disipador. Sistema 2

Un total de cinco modelos se analizaron de manera numérica, en la Tabla 9 se presenta la configuración de cada uno.

Tabla 9. Configuración geométrica de los disipadores analizados (prueba de 3 puntos)

Modelo	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]	F' [mm]	F'/A
Sim 1	50.8	700	5	30	100	0	500	9.80
Sim 2	50.8	700	5	30	100	30	440	8.66
Sim 3	50.8	700	5	30	100	60	380	7.48
Sim 4	50.8	700	5	30	100	90	320	6.29
Sim 5	50.8	700	5	30	100	120	260	5.11

Los diagramas de desplazamiento de los modelos se muestran en la Figura 59, se aprecia que el aumento en el parámetro (F) se manifiesta a través de un proceso de flexión en el perfil, lo cual ocasiona un incremento en el desplazamiento de sus extremos en sentido contrario a la dirección de aplicación de la fuerza. El mínimo registrado corresponde al modelo Sim 1 con 8.06 mm y el máximo obtenido se localiza en el modelo Sim 5 con 24.22 mm. Adicionalmente los soportes de acero presentan un desplazamiento significativo hacia la parte interior, el valor obtenido es de 9.82 mm en la dirección de la aplicación de la fuerza.

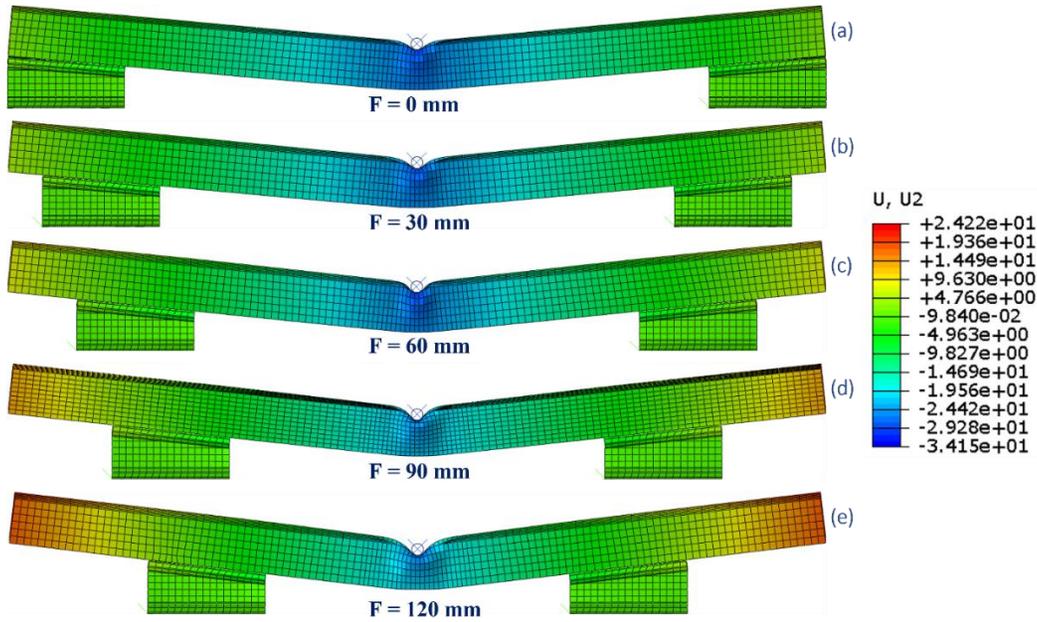


Figura 59. Diagramas de desplazamiento a) Sim 1, b) Sim 2, c) Sim 3, d) Sim 4, e) Sim 5.

La distribución de esfuerzos en los diferentes modelos se muestra en la Figura 60 a través del diagrama de Von Mises. El valor máximo registrado (201.6 MPa) se presenta en la zona central del perfil y en los soportes de acero, con lo cual se asegura un proceso de deformación plástica en la sección de aluminio. Se observa que la variación en la colocación del soporte modifica la manera en la que los esfuerzos se distribuyen en el prototipo; a medida que F' se reduce los esfuerzos se concentran hacia la región central de la pieza. Durante este proceso los soportes experimentan un proceso de deformación elástica y su posición no cambia la manera en la que los esfuerzos se distribuyen en su geometría.

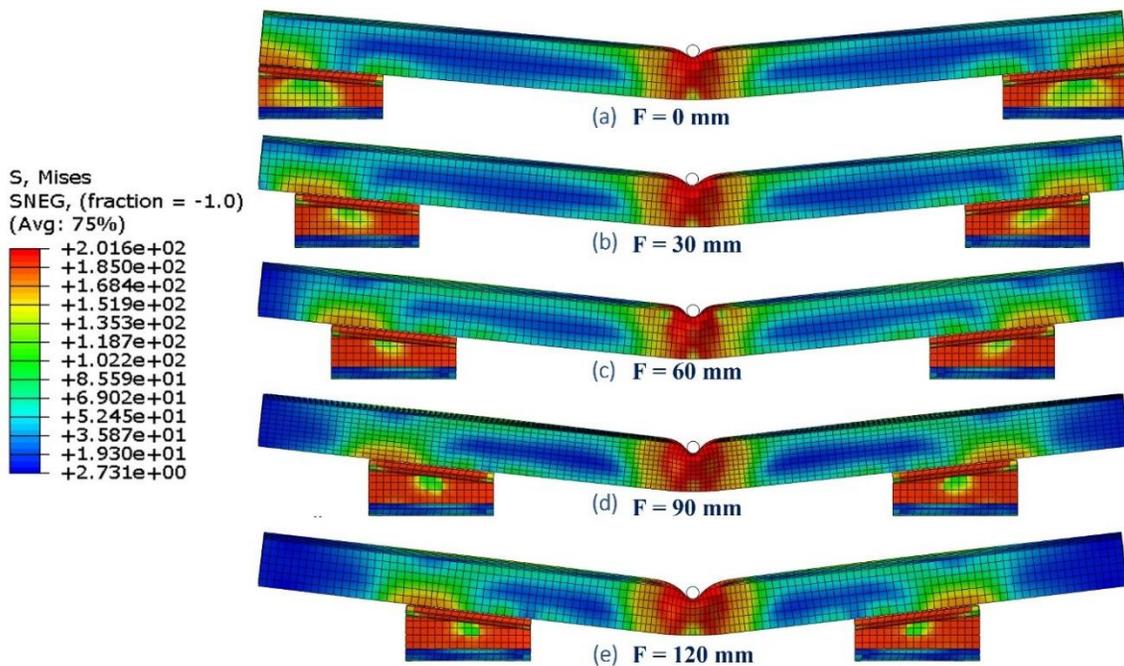


Figura 60. Diagramas de Von Mises a) Sim 1, b) Sim 2, c) Sim 3, d) Sim 4, e) Sim 5.

Con la finalidad de comparar y obtener los parámetros característicos de cada modelo, se presentan las gráficas fuerza-desplazamiento en la Figura 61.

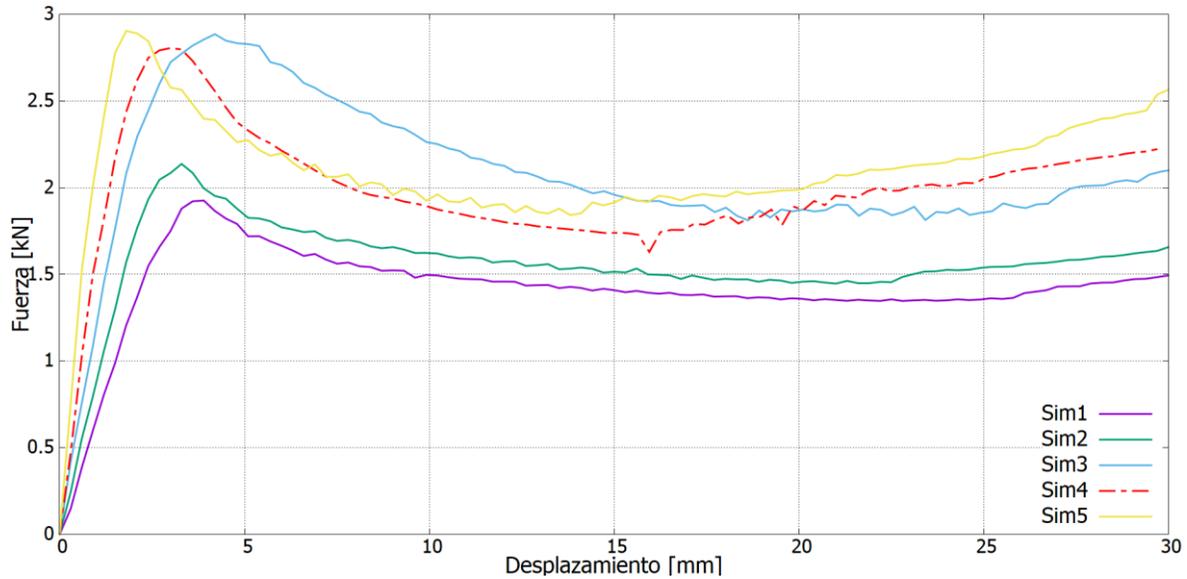


Figura 61. Curvas fuerza - desplazamiento

De acuerdo con (Zhixin & Xiong, 2019), una curva de este estilo se puede dividir en tres etapas; en la primera de ellas la fuerza aumenta casi de forma lineal hasta alcanzar el primer pico. En la segunda etapa, la fuerza decae de manera gradual y finalmente la fuerza crece de manera lineal hasta el final de la prueba. Esta tendencia se debe principalmente a dos factores; la geometría y el espesor de la pared del perfil. En la Tabla 10 se muestran los parámetros que definen el desempeño en la absorción de energía de la estructura.

Tabla 10. Parámetros de resistencia al choque, sistema 2

Modelo	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/kg]	CFE [-]
Sim 1	1.93	1.4	42.55	51.92	0.74
Sim 2	2.14	1.56	46.83	57.15	0.73
Sim 3	2.89	2.08	62.45	76.21	0.72
Sim 4	2.76	1.82	54.71	66.77	0.66
Sim 5	2.90	2.11	63.33	77.28	0.73

En la Figura 62, se muestra la comparativa de resultados de la energía de absorción y la CFE. Al igual que en el sistema 1, los parámetros más altos se encuentran en el dispositivo cuyos soportes tienen un valor (F'') bajo. En este análisis los valores máximos registrados corresponden al modelo Sim 5 con 63.33 J de absorción y una eficiencia de 0.73, el cual presenta el mejor desempeño *crashworthiness* de este conjunto analizado.

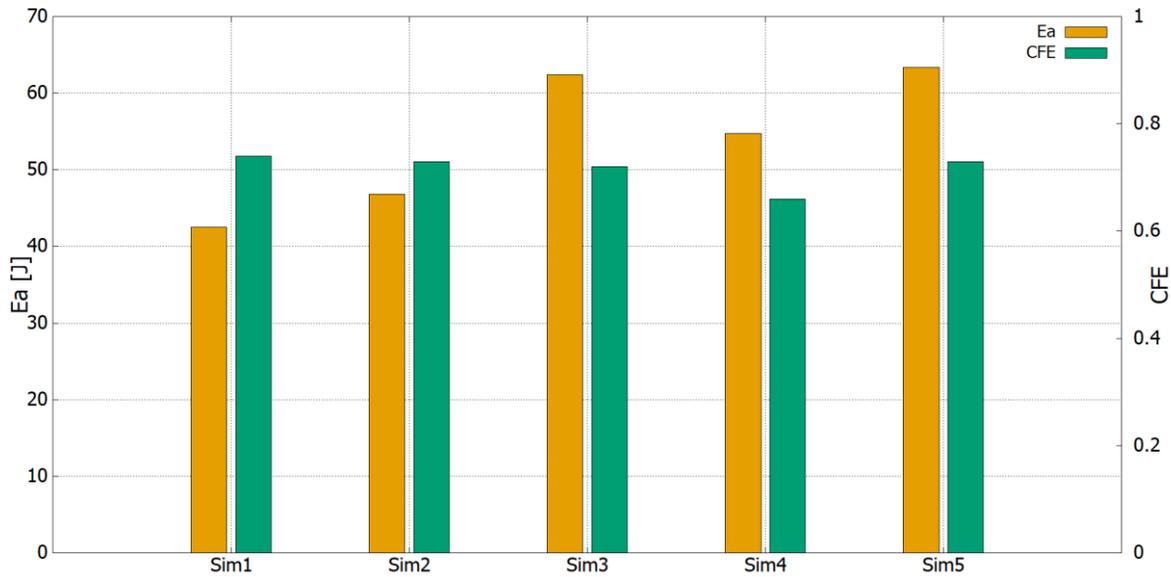


Figura 62. Energía de absorción y eficiencia de la fuerza de aplastamiento, variación de la colocación del soporte

Con estos resultados se concluye que el incrementar la masa del sistema a través de la incorporación de los perfiles tipo C, mejora los parámetros de disipación de energía del sistema.

4.3 Sistema 3

Los topes de elastómero son elementos utilizados para proteger superficies que son sometidas a diferentes condiciones de carga, por ejemplo: el cierre de puertas, el sello a presión en ductos, estabilizadores de movimiento, parachoques en melles de carga, entre otras. Con la incorporación de estos elementos se pretende incrementar el rendimiento *crashworthiness* del sistema al combinar los mecanismos de disipación de energía en forma plástica y elástica.

4.3.1 Banco Experimental

Para ensayar experimentalmente este dispositivo, se realizó una prueba de compresión a dos etapas, la primera de ellas únicamente con los *bumpers* de elastómero y la segunda incorporando los soportes de acero. En la Figura 63 se muestra la configuración de cada una de las pruebas. Debido a que no se diseccionó el tope de impacto y con la finalidad de obtener una curva de referencia para el sistema aluminio-elastómero, se asignó un desplazamiento de 20 mm al indentador con una velocidad de 6mm/min para realizar la primera prueba. Las dimensiones generales del tope se muestran en la Figura 64. Posteriormente, en el segundo ensayo se mantuvo la velocidad y se incrementó el desplazamiento a 30 mm.

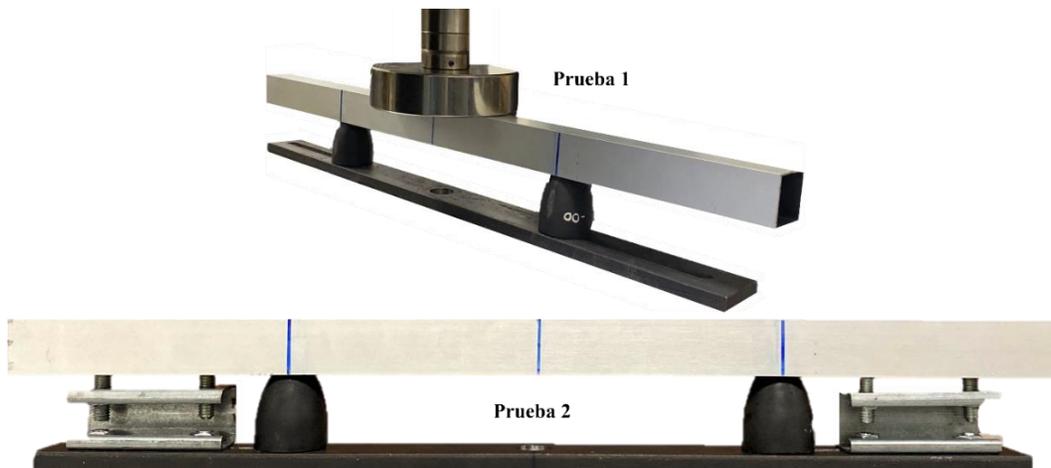


Figura 63. Banco experimental, sistema 3

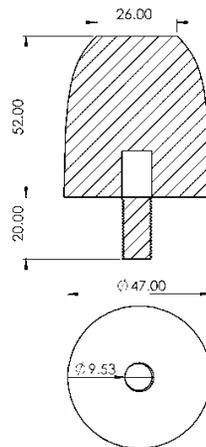


Figura 64. Dimensiones del tope de impacto

4.3.2 Modelo numérico

La discretización de los prototipos estudiados se muestra en la Figura 65, se utilizaron elementos tipo hexaedro de forma preferencial para el mallado, se confirió un tamaño general de 7 mm y 4 mm de refinamiento en las zonas de contacto. El modelo de la prueba uno está conformado por 11,740 elementos y el de la prueba dos consta de 16,844. El tope de impacto se modelo como un sólido homogéneo de caucho ($\rho= 1.2 \times 10^{-9}$ tonn/mm³) con propiedades hiperelásticas empleando los coeficientes del modelo Mooney-Rivling ($C_1=0.736$, $C_2=0.184$) obtenidos por Belhassen *et al.* (2017). En ambos casos, las dimensiones y materiales del perfil y los soportes son iguales a los usados en los sistemas anteriores.

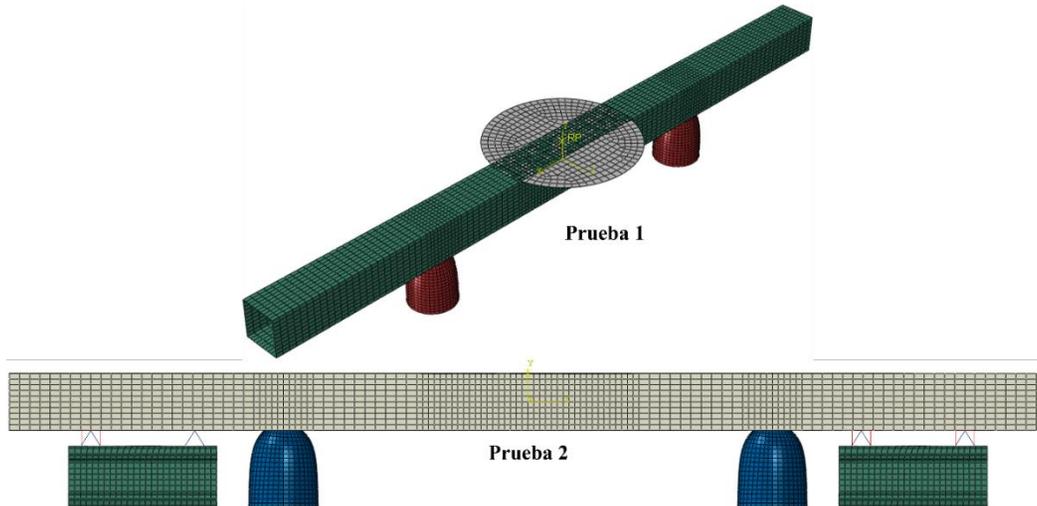


Figura 65. Modelo discreto del sistema 3

Debido a que en el segundo prototipo existe un elemento sólido que conecta el soporte de acero con el perfil de aluminio, se ha optado por modelar esta interacción a través de un apoyo distante utilizando una restricción tipo “coupling”, en la Figura 66 se muestra la configuración establecida. Esta estrategia de modelado de tornillería es propuesta por Santelli, (2017). En su investigación menciona que al unir los nodos a un nodo central y modelar en este las condiciones de contorno, el nodo colector no registrará momentos adicionales en el apoyo ni causará deformaciones inexistentes en las superficies ligadas, lo cual mejora el comportamiento del sistema.

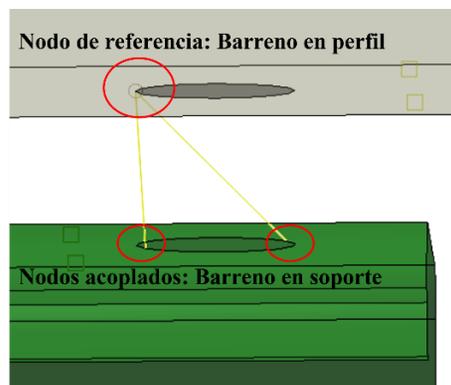


Figura 66. Restricción tipo "coupling"

. En la Figura 67 se muestran los resultados la curva fuerza-desplazamiento. Con la finalidad de validar el modelo numérico, se hace una comparación entre los valores de la carga máxima registrada y la tendencia de la curva. El primer modelo arroja una carga pico de 5.32 kN en el experimento y 4.98 kN en la corrida numérica, con ello una diferencia del 6%.

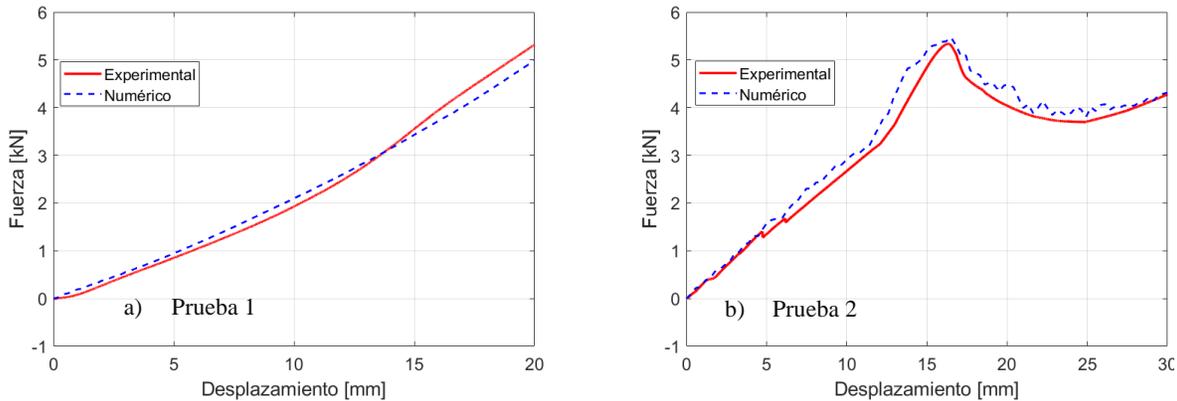


Figura 67. Curva fuerza-desplazamiento, sistema 3

Es remarcable la tendencia de la curva, se aprecia que la fuerza se incrementa de manera lineal hasta el final de la prueba y esto se debe a que se mantuvo el experimento en la región elástica de ambos materiales. En la Figura 67b se muestran los resultados de la segunda prueba, la carga máxima obtenida de forma numérica es de 5.47 kN y en el experimento de 5.34 kN, la diferencia entre ambos es menor al 5%. Se observa que la presencia de ambos elementos, soporte y tope de impacto, prolongan la región elástica del sistema, alcanzado la carga máxima después de 15 mm de desplazamiento, comparado con los 7 mm que le toma al Sistema 2 alcanzar el pico de fuerza. Después de alcanzar la carga mayor, la fuerza decrece gradualmente y se incrementa de forma lineal hasta el final de la prueba.

Los estados finales de deformación se muestran en la Figura 68. En el primer ensayo el tope de caucho actúa como el elemento disipador de energía, lo que implica cero deformaciones en el perfil de aluminio. Tanto en la prueba experimental como numérica, se aprecia el proceso de compresión que experimentan los topes al aplicar la carga sobre el perfil, una vez retirado el indentador el sistema regresa a su configuración original. En el segundo prototipo existe una diferencia notable en el estado final de deformación del sistema. En la prueba experimental el perfil hace un ligero contacto con la región superior del soporte, ya que la sección de aluminio se desliza tomando como eje de referencia el cuerpo del tornillo, sin embargo esto no se reproduce en el análisis numérico debido a restricción impuesta entre estos dos elementos. Una vez retirada la carga, los topes de impacto y soportes regresan a su configuración inicial, sin embargo la deformación del perfil permanente al entrar en la región plástica del sistema. El cambio geométrico en la sección de aluminio se da principalmente en la región central, esta es coincidente con lo obtenido en pruebas de compresión y se aprecia gran semejanza entre la experimentación y simulación.

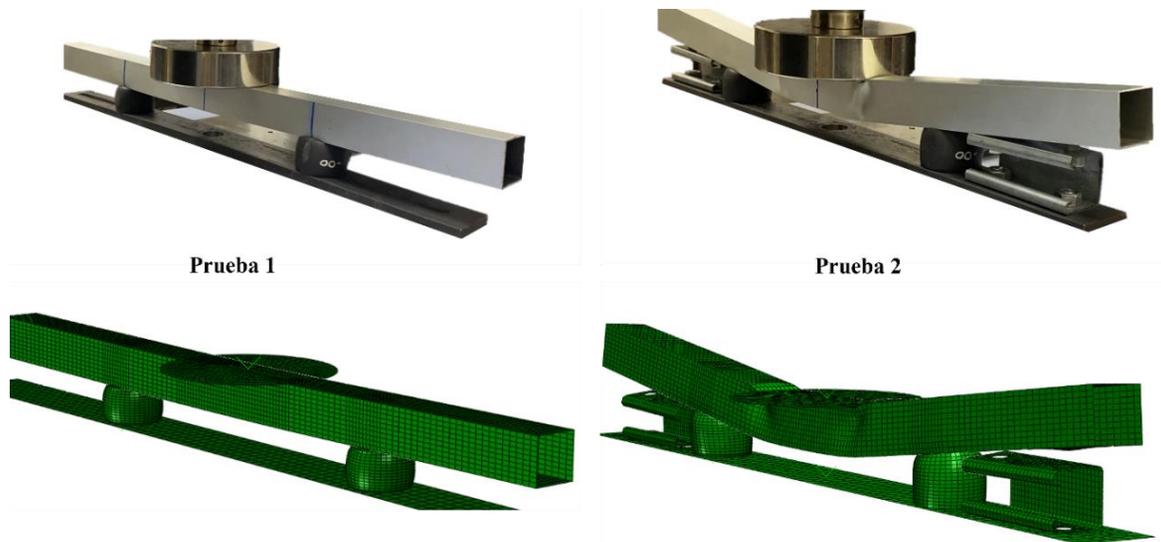


Figura 68. Estados finales de deformación

En la Tabla 11 se muestran los criterios que determinan el comportamiento del sistema al ser sometido a una fuerza de aplastamiento. El primer modelo presenta una diferencia entre los parámetros numéricos y experimentales menor al 5%, este hecho es remarcable incluso desde la tendencia mostrada en la gráfica de fuerza-desplazamiento. En lo que respecta al segundo modelo, la diferencia en la energía de absorción, la carga promedio y la SEA entre el estudio numérico y el experimento asciende a un 6%, por su parte el parámetro CFE tiene una diferencia del 4%. Con estos resultados se infiere que la interacción de los cinco elementos que conforman el modelo incrementa los parámetros de “*crashworthiness*” de la Prueba 2 con respecto de la primera.

Tabla 11. Parámetros de resistencia a choque, sistema 3

Modelo	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/kg]	CFE [-]
<i>Prueba 1 experimental</i>	5.32	2.22	44.38	48.88	0.42
<i>Prueba 1 numérico</i>	4.98	2.20	44.36	48.86	0.45
<i>Prueba 2 experimental</i>	5.34	3.12	93.56	61.85	0.58
<i>Prueba 2 numérico</i>	5.47	3.33	99.66	66.08	0.61

Capítulo 5. Análisis de los resultados

A continuación, se presenta una comparación resumida entre los diferentes sistemas propuestos por cada parámetro estudiado.

5.1 Carga Pico

En la Figura 69 se muestran los valores obtenidos de la carga pico, es remarkable que el modelado numérico de las diferentes configuraciones ensayadas tiene una correlación aceptable con los experimentos realizados, exceptuando el Sistema 2 a compresión (S2-Comp) cuya validación se ha discutido en la sección 4.2.2. Tomando como punto de partida el sistema 1 (S1) ensayado a flexión, se observa que la carga disminuye al modificar la rigidez del sistema agregando los soportes y elementos de sujeción (sistema S2-Flex). Al incrementar la región de contacto entre el indentador y el perfil (prueba de compresión), este parámetro aumenta su magnitud y se observa como prácticamente se duplica. Al reemplazar los soportes de acero por topes de impacto hay un decremento del 3% en la carga, esto se debe a que las condiciones de prueba difieren en 10 mm de desplazamiento por lo visto en la sección 4.3.1, sin embargo, este escenario es prometedor para futuras investigaciones. Al hacer la combinación de topes y soportes se muestra cómo la carga se conserva, sin embargo, este último modelo se deja como precedente para realizar un análisis paramétrico e identificar la disposición óptima de los soportes a lo largo de la longitud del perfil.

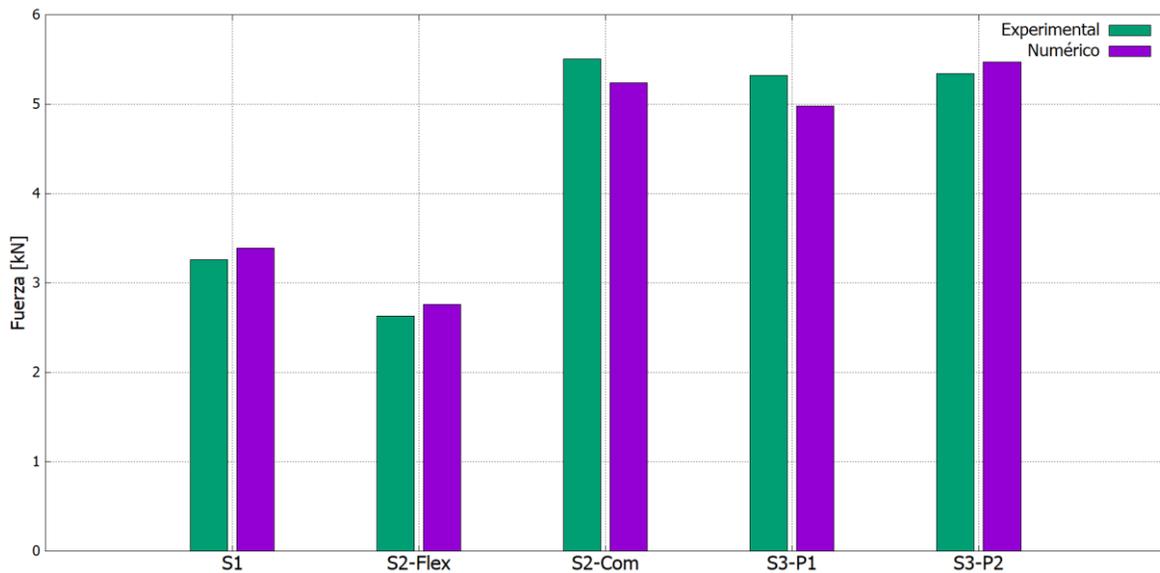


Figura 69. Carga pico

5.2 Energía de absorción y carga promedio

En el gráfico mostrado en la Figura 70 se hace una comparativa de la energía que absorbe cada uno de los disipadores analizados. Después de calcular este parámetro a través de la Ecuación 1, se observa que los valores más altos corresponden al Sistema 2 a compresión y el sistema que combina soportes y topes de impacto, la diferencia en valores experimentales es de un 19% entre ambos. Las pruebas a compresión arrojan valores por debajo de los antes mencionados y la razón está en el área de contacto que hay entre el indentador y el perfil.

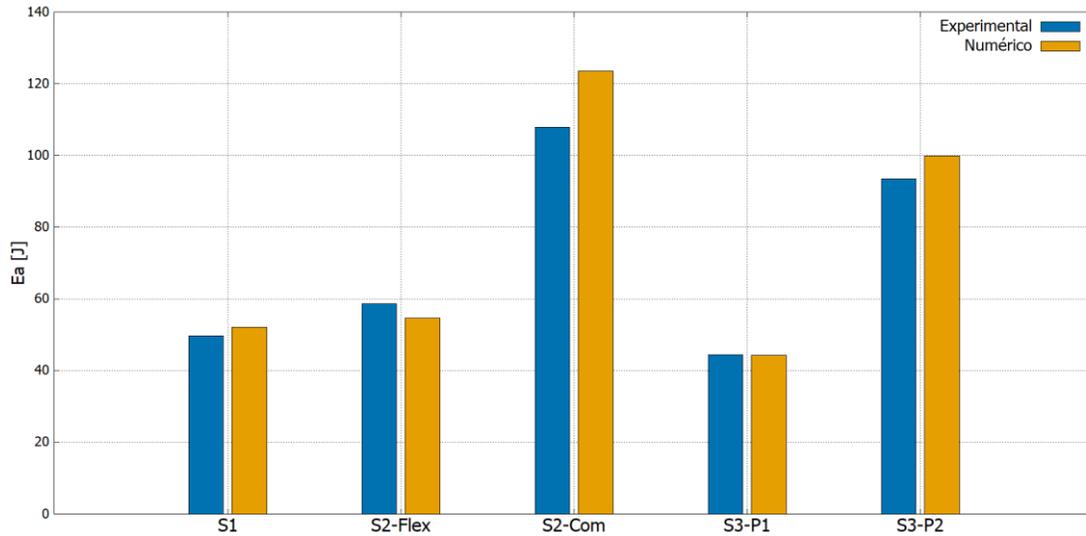


Figura 70. Energía de absorción

En la Figura 71 se muestra la comparativa de la P_m de los disipadores. Ya que este valor es directamente proporcional a la E_a , los resultados son los esperados obteniendo los valores más altos en los sistemas S2-Comp y S3-P2, siendo 3.59 kN el valor máximo registrado experimentalmente. En cuanto a las pruebas de flexión el sistema S2-Flex, pese a ser más rígido que el S1, registra un valor superior a este en un 15%.

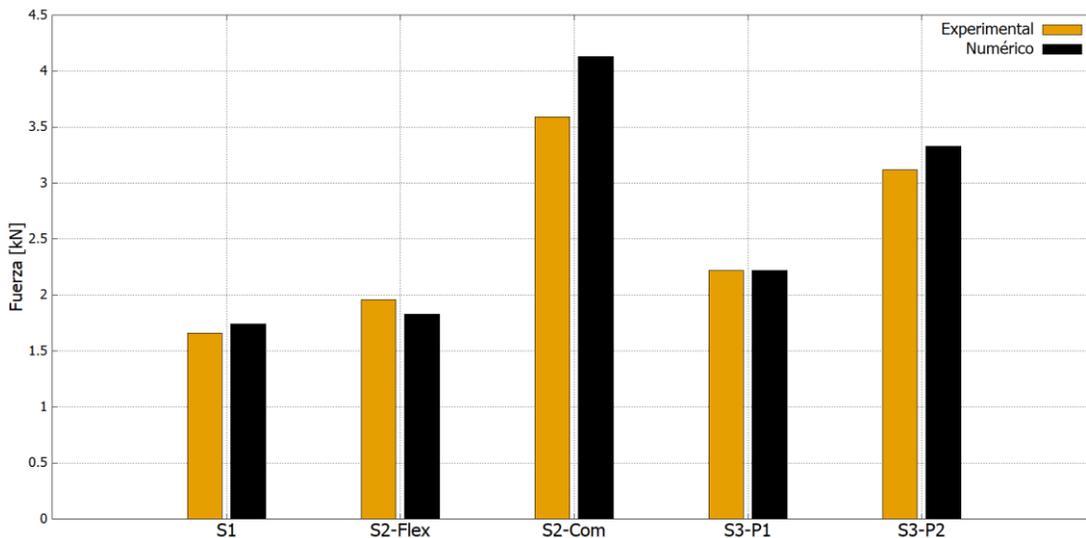


Figura 71. Carga promedio

5.3 Energía específica de absorción y CFE

El sistema que presenta el valor máximo de *SEA* es el S1 y se observa que conforme la masa de los disipadores aumenta este parámetro se reduce (Figura 72). En el caso de la eficiencia de la fuerza de aplastamiento el valor máximo se registra en el sistema 2, esto se debe a que la diferencia entre el pico y el promedio de la fuerza es de un 25%, comparado con el 40% que se registra en los demás modelos (Figura 73). Esto implica que el aumentar la masa y modificar la rigidez del sistema impactan ampliamente en este parámetro.

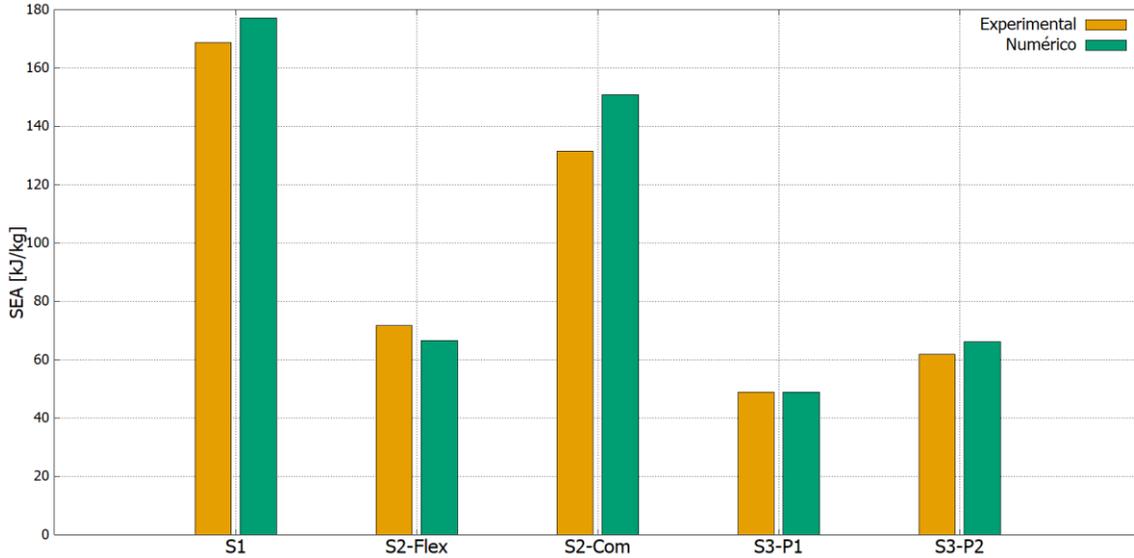


Figura 72. Comparación de resultados numéricos y experimentales de SEA

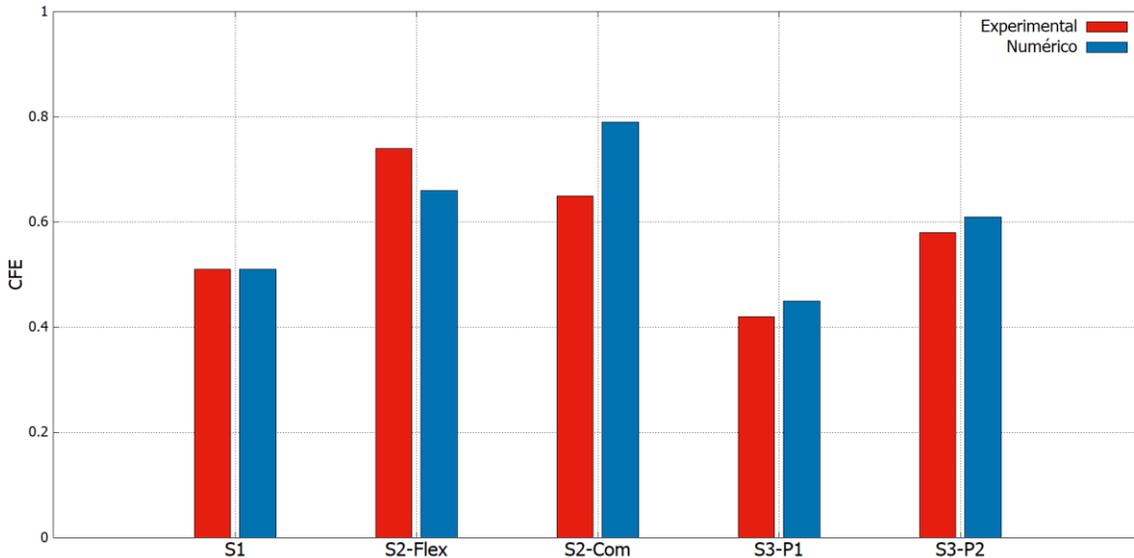


Figura 73. Comparación de resultados numéricos y experimentales de CFE

Capítulo 6. Conclusiones y comentarios finales

6.1 Conclusiones

En el presente trabajo se realizaron pruebas experimentales a diferentes modelos de un disipador pasivo construido a partir de elementos de pared delgada. Las pruebas experimentales han permitido la validación de diferentes modelos numéricos. A continuación, se presentan las indicaciones generales que permiten mejorar el desarrollo del modelado por elemento finito.

- El modelado de las estructuras de pared delgada juega un papel fundamental en los resultados obtenidos numéricamente, en este trabajo se emplearon elementos tipo *shell homogéneos*, sin embargo, es importante analizar qué pasa cuando se modelan como elementos tipo sólido homogéneo e importar la geometría CAD ya con el espesor asignado.
- En ocasiones no es posible representar al 100% los fenómenos de deformación que se presentan en las pruebas experimentales, sobre todo cuando está presente la región plástica en los materiales, aproximaciones hiperelásticas, elementos de sujeción y una combinación entre estructuras de pared delgada que pueden ser no homogéneas por su tratamiento antes de las pruebas. En este trabajo se han desarrollado 5 modelos discretos, de los cuales, 4 han sido validados mostrando una buena correlación con los resultados de las pruebas experimentales.
- Como se discutió en secciones anteriores, un parámetro que afecta significativamente a los resultados es el modelado de la tornillería. En este trabajo el conjunto tuerca-tornillo se simplificó por un elemento sólido y se ensayaron dos diferentes maneras de modelar su interacción con los demás elementos. En primera instancia se optó por un modelado a través de restricciones tipo “*tie*” para ligar las caras del tornillo con las caras del soporte. Posteriormente se asignaron restricciones tipo “*coupling*” entre las aristas conectadas por la tornillería, esto adicional a los contactos existentes. Esta última técnica mostró un resultado favorable para el modelado de este tipo de elementos, esto se ve reflejado en la correlación existente en las curvas fuerza-desplazamiento del modelo donde se implementaron. (Ver capítulo 3)

En relación con los parámetros de resistencia al choque, se puede determinar que:

- Se han estudiado dos diferentes configuraciones que no han sido reportadas en la literatura, la configuración con perfiles tipo C y con topes de elastómero, lo cual es un punto de partida para la investigación y desarrollo de este tipo de sistemas y su aplicabilidad en condiciones de baja velocidad.
- Por la presencia de los soportes y los elementos de sujeción, la rigidez del sistema cambia del modelo 1 a los modelos 2 y 3 (ver sección 4.1, 4.2 y 4.3). La restricción impuesta al perfil en su movimiento vertical representa un decremento del 20% en la P_{max} en pruebas de flexión, sin embargo, esto se ve compensado cuando se incrementa el área de contacto entre el perfil y el indentador.

- Haciendo un análisis global de los parámetros de resistencia al choque, los sistemas 2 y 3 combinando soportes y topes de impacto, son los sistemas que presentan un mejor desempeño al someterse a procesos de deformación, todo eso indica que pueden ser utilizados como elementos de seguridad para disipar energía ante colisiones de baja velocidad.

En relación con el prototipo.

- Se encontraron diferencias entre el diseño generado en software CAD y el dispositivo en físico, se concluye que estas se deben al proceso de manufactura. Como se demostró en este trabajo, los elementos de sujeción tuerca-tornillo incrementan la rigidez del sistema impactando en su desempeño. Un trabajo a futuro puede ser el reemplazo de estos elementos por sujeciones tipo clip de plástico, los cuales son usados hoy en día en la industria automotriz. El reto principal recae en modelar estas estructuras en elemento finito.

6.2 Trabajos futuros

Buscar la integración del sistema estudiado a un automotor que circule actualmente.

Desarrollar un modelo que permita simular elementos de sujeción con una precarga asignada. Este puede ser un estándar de apoyo a estudiantes en el desarrollo de nuevas investigaciones.

Hacer una variación en los materiales de los elementos que conforman este sistema.

Encontrar el proceso adecuado de manufactura para fabricar los prototipos basados en estructuras bitubulares cuadrado-circular.

6.2 Comentarios finales

Con la realización de este trabajo se han identificado diferentes áreas de oportunidad que pueden implementarse en el grupo de simulación del CENIDET:

- La base de datos que contiene investigaciones realizadas en este campo es amplia, con base en ello, se sugiere estandarizar ciertos procesos de simulación a través de manuales o un compendio de buenas prácticas, lo cual impactaría de forma positiva en la curva de aprendizaje de nuevos estudiantes que se involucran en este campo.
- Contar con una base de datos de los materiales que se han estudiado en CENIDET, la cual incluya las propiedades físicas necesarias para emplear dichos materiales, en un código de elemento finito.
- Para reducir la curva de aprendizaje de los tesisistas en el desarrollo de las pruebas experimentales, se puede generar un material de apoyo audiovisual y escrito para realizar el trabajo de manera independiente. De igual manera se sugiere generar un archivo estándar que se utilice para configurar las pruebas en la máquina universal.

Bibliografía

Baroutaji, A., Sajjia, M. & Abdul-Ghani, O., 2017. On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments. *Thin-Walled Structures*, pp. 137-163.

Autodesk, 2019. *Inventor, soporte y aprendizaje*. [En línea]

Available at: <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ESP/Inventor-Help/files/GUID-42FECEEA-1F24-4470-AA60-5C358AA88A86-htm.html>

[Último acceso: Noviembre 2019].

Belhassen, L., Koubaa, S., Wali, M. & Dammak, F., 2017. Anisotropic effects in the compression beading of aluminum thin-walled. *Thin-Walled Structures*, pp. 902-910.

Bischoff, . M., Ramm, E. & Irlinger, J., 2018. Models and finite elements for thin-walled structures. *Encyclopedia of Computational Mechanics Second Edition*, pp. 1-86.

Chen, Y. & Xinying, C., 2019. Multi-material design of a vehicle body considering crashworthiness safety and social effects. *International Journal of Crashworthiness*, pp. 1-10.

Coutiño, E., 2017. *Evaluación numérica del desempeño de un sistema pasivo de disipación de energía con paredes delgadas*. s.l.:Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Díaz Álvarez, A., Jiao Wang, L., Feng, C. & Santiuste, C., 2020. Energy absorption and residual bending behavior of biocomposites beams. *Composite Structures*, Issue 245.

Duan, L. y otros, 2016. Crashworthiness design of vehicle structure with tailor rolled blank. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, pp. 321-338.

Espino Román, P., 2004. *Modelado numérico con verificación experimental de un amortiguador de impacto tipo elastómero*. Cuernavaca: CENIDET.

Estrada Regalado, Y., 2017. *Estado del arte del método de los elementos finitos*. Estado de México: UNAM.

Estrada, Q. y otros, 2018. Crashworthiness behavior of aluminum profiles with holes considering damage criteria and damage evolution. *International Journal of Mechanical Sciences*, pp. 776-791.

- Estrada, Q. y otros, 2019. Effect of radial clearance and holes as crush initiators on the crashworthiness performance of bi-tubular profiles. *Thin-Walled Structures*, pp. 43-59.
- Estrada, Q. y otros, 2016. The performance of energy absorption in structural profiles with different discontinuities. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp. 1081-1094.
- Estrada, Q. y otros, 2016. Effect of quadrilateral discontinuity size on the energy absorption of structural steel profiles. *Eksploatacja i Niezawodność*, pp. 186-193.
- Estrada, Q. y otros, 2017. Crashworthiness behavior of aluminum profiles with holes considering damage criteria and damage evolution. *International Journal of Mechanical Sciences*, pp. 776 - 791.
- Hosseinzadeh, R., Shokrieh, . M. & Lessard, L., 2005. Parametric study of automotive composite bumper beams subjected to low-velocity impacts. *Composite Structures*, pp. 419-427.
- Huang, Z. & Zhang, X., 2018. Three-point bending collapse of thin-walled rectangular beams. *International Journal of Mechanical Sciences*.
- Liu, Y. y otros, 2019. Energy absorption and response speed of composite/aluminium alloy coupling bumper beam in compact electric cars. *International Journal of Crashworthiness*, pp. 1-14.
- Li, Y. & Zhong, Y., 2019. Open-section origami beams for energy absorption. *Mechanical Sciences*, pp. 741-757.
- México, G. d., 2022. *Secretaría de Economía*. [En línea]
Available at: <https://www.gob.mx/tramites/ficha/registro-de-empresas-productoras-de-vehiculos-automotores-ligeros-nuevos-con-planta-en-construccion/SE1392>
- Mhatre, G. y otros, 2019. Dynamic Analysis of Bumper Beam. *International Research Journal of Engineering and Technology*.
- Moreno, M. y otros, 2018. Revisión de Modelos Hiperelásticos utilizados en tejidos in 6th Engineering, Science and Technology Conference. *KnE Engineering*, pp. 100-110.
- NFX, m., 2013. *Low-speed crash test (RCAR bumper test)*. s.l.:NFX.
- Oaxaca, G. d. E. d., 2021. Ley de Movilidad para el Estado de Oaxaca. *Periodico Oficial*, 16 Enero, pp. 2-24.
- Radiografía, 2020. *De las leyes de movilidad en México*. México, Céntrico, pp. 9-14.

Rivas, J., 2017. *Estudio numérico del comportamiento de sistemas pasivos de absorción de impacto*. s.l.:Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Rivlin, R., 1947. Large elastic deformations of isotropic materials. IV. further developments of the general theory. *Royal Society*, 397(241), p. 379.

Sanchit Yogesh, J. & V. A., K., 2018. *Investigation on energy absorption properties of Al-foam, foam filled and*. Nashik, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.

Santelli, J., 2017. Análisis de uniones atornilladas mediante FEA. *Mecánica Computacional*, Volumen XXXV, pp. 2333-2357.

SIMULIA, 2019. *Simple plastic deformation with unloading*. Hertogenbosch: SIMULEON.

Szabo, T. & Welcher, J., 1992. *Dynamics of low speed crash tests with energy absorbing bumpers*, s.l.: SAE Technical Paper.

Vergara, J., 2021. *Sistema pasivo de disipación de energía de impacto lateral, estudio, modelado y construcción*. Cuernavaca: CENIDET.

Vergara, J. y otros, 2019. Disipación de energía por deformación plástica en estructuras de pared delgada de sección compuesta bajo cargas de flexión. *Tecnologico Nacional de México*.

Wang, Z., Li, Z. & Zhang, X., 2016. Bending resistance of thin-walled multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, Issue 107, pp. 287-299.

Xiao, Z., Fang, J., Sun, G. & Li, Q., 2015. Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam. *Advances in Engineering Software*, pp. 81-95.

Yadav, S., Krishana, R. & Srivastava, A., 2019. Desing modifications of a car front rail and it's analysis. *International Research Journal of Engineering and Technology*.

Yang, S., Sun, Y. & Qi, C., 2019. Performance assessment and optimal design of hybrid material bumper for pedestrian lower extremity protection. *International Journal of Mechanical Sciences*.

Zhixin, H. & Xiong, Z., 2019. Three-point bending of thin-walled rectangular section tubes with indentation mode. *Thin-Walled Structures*, Issue 137, pp. 231-250.

Zhu, G., Wang, Z., Cheng, A. & Li, G., 2016. Design optimisation of composite bumper beam with variable cross-sections for automotive vehicle. *International Journal of Crashworthiness*.