



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA - MECÁNICA APLICADA

Diseño de un dispositivo para impacto lateral para un vehículo compacto

TESIS
PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Ing. Sergio Omar Romero Lecuona

TUTOR PRINCIPAL:
Dr. Fernando Velázquez Villegas
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

Ciudad de México, noviembre de 2022



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Borja Ramírez Vicente

Secretario: Dr. González González Leopoldo A.

1er Vocal: Dr. Velázquez Villegas Fernando

2do Vocal: Dr. Espinosa Bautista Adrián

3er Vocal: Dr. Dorador González Jesús Manuel

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Ciudad de México

TUTOR DE TESIS:

Dr. Fernando Velázquez Villegas

A handwritten signature in black ink, consisting of several overlapping loops and strokes, positioned above a horizontal dashed line.

FIRMA

Este trabajo fue realizado en las instalaciones del Centro de Ingeniería Avanzada (CIA), que es parte de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

Este proyecto se llevó a cabo gracias a las becas para estudios de maestría otorgadas por CONACyT y la UNAM

Agradezco el apoyo brindado

Dedicado a:

A mis padres y a Raque, que me enseñaron el valor de una familia. Y a Jaz, por hacer de los sueños la realidad.

Agradecimientos

A la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) por la oportunidad y la experiencia de realizar mis estudios de Maestría.

Al Dr. Fernando Velázquez Villegas, por haber sido un excelente asesor, pero sobre todo, por ser una excelente persona.

A Federico Pérez Lecuona, por haberme ayudado con los problemas técnicos.

A Omar Alfredo Fragoso Medina, por haber aportado sus conocimientos al desarrollo de este proyecto.

A los profesores: Adrián Espinosa, Vicente Borja, Manuel Dorador y Leopoldo González. Por su revisión y su valiosa retroalimentación a este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por el apoyo económico brindado para realizar mis estudios de maestría.

Resumen

En este trabajo se resumen los criterios de seguridad pasiva establecidos para los automóviles, que serán sometidos a la prueba de impacto lateral. Posteriormente se busco un modelo con el cual se pudiera realizar una simulación virtual del choque por medio del análisis por elementos finitos.

Como resultado de esta investigación, se propuso un dispositivo basado en geometrías celulares, el cual es capaz de incrementar la seguridad pasiva de un automóvil compacto. El desempeño del dispositivo diseñado fue evaluado según lo establecido en los estándares de prueba FMVSS, por sus siglas en inglés (Estándar Federal de Seguridad para Vehículos Motorizados).

El objetivo de este trabajo fue diseñar un dispositivo que remplazara la barra lateral de un auto compacto. Los criterios para evaluar el desempeño del dispositivo durante un ensayo estandarizado de impacto lateral fueron: la energía absorbida, la energía específica absorbida (SEA), la aceleración medida en puntos clave del vehículo, fuerza de reacción y la intrusión de los componentes estructurales del vehículo en el habitáculo.

Este documento está organizado en tres capítulos, introducción, planteamiento del problema, objetivos, conclusiones y trabajo a futuro.

Contenido

Introducción	8
Planteamiento del problema	9
Objetivo.....	10
Objetivos específicos.....	10
1. Marco Teórico	10
1.1 Regulaciones	10
1.1.1 Estándar de seguridad FMVSS 214.....	11
1.1.2 Impacto lateral con barrera móvil deformable	13
1.2 Objeto de estudio.....	15
1.3 Dispositivos de seguridad actuales	16
1.4 Fenómenos no lineales.....	19
1.5 Método de elemento finito para análisis explícito.	21
1.6 Fenómeno de impacto con deformación plástica.....	21
2. Metodología	23
2.1 Geometrías para absorber energía de impacto	23
2.1.1 Búsqueda de patrones geométricos para absorber energía de impacto.....	24
2.1.2 Comparativo geométrico y de energía específica absorbida	30
2.2 Estudio de las geometrías seleccionadas.	31
2.3 Diseño del dispositivo propuesto.....	37
2.4 Selección de materiales.....	39
2.4.1. Manufactura.....	41
2.4.2 Optimización del dispositivo	42
3. Modelo y análisis simplificados de impacto lateral vehicular.....	44
Conclusiones	55
Trabajo a futuro	55
Referencias y bibliografía.....	56
Apéndice.....	60

Introducción

Este trabajo aborda la seguridad pasiva de los vehículos; en particular la que brinda la barra lateral. Ésta es uno de los principales elementos estructurales de los automóviles, por lo que es de vital importancia durante los ensayos de impacto lateral. El objetivo de este trabajo es analizar diversas opciones de absorbedores de energía para diseñar una propuesta de un dispositivo que mejore el nivel de seguridad del vehículo en cuestión de: capacidad de absorción de energía, aceleración en puntos clave del vehículo, fuerza de reacción de la estructura y otros criterios recomendados por los estándares internacionales.

A continuación, se presenta de manera breve el contenido de cada uno de las secciones de este trabajo.

En el capítulo 1 se describe el estándar FMVSS, por sus siglas en inglés (Estándar Federal de Seguridad para Vehículos Motorizados), que será utilizado para evaluar el dispositivo de seguridad. También se revisaran algunos de los dispositivos que existen en automóviles actuales y, finalmente, se dará una introducción a los fenómenos no lineales y a su análisis por medio del método de los elementos finitos.

En el capítulo 2 se revisó el estado del arte de los absorbedores de energía, los cuales han sido analizados bajo diversas condiciones de carga. Posterior a una adecuada comparación enfocada al uso específico de este proyecto, se diseñó y optimizó un dispositivo de impacto basado en un absorbedor existente.

En el capítulo 3 se analizó comparativamente un diseño de barra lateral actual contra el diseño propuesto. Con el fin de ahorrar costos computacionales, el análisis fue realizado en un modelo simplificado recomendado en el estado del arte.

Finalmente, se presentan las conclusiones y el trabajo a futuro. Los ensayos numéricos de impacto lateral muestran que el diseño propuesto tiene, comparado con la barra lateral que tradicionalmente se coloca en los vehículos comerciales, ventajas significativas en cuanto a energía disipada, máximos de fuerza y aceleración, así como sus gradientes. Esto se traduce en una mayor seguridad de los ocupantes del vehículo. La barra lateral original se comporta, según lo señalan los resultados, más como un resorte que como un disipador.

Planteamiento del problema

Actualmente, los sistemas de seguridad ocupan un lugar preferente en la organización y fabricación de un vehículo. Estos sistemas se dividen en dos grandes grupos [1]:

1. La seguridad activa. Agrupa todos los sistemas enfocados en evitar un accidente, como lo son: frenos ABS, control de estabilidad, tracción integral etc.
2. Seguridad pasiva. Son todos aquellos sistemas que actúan cuando se está produciendo un accidente: bolsas de aire, cabeceras, cinturones de seguridad, etc.

En los últimos años, se ha realizado una gran cantidad de mejoras a la seguridad activa de los vehículos que, sin duda, ha ayudado a reducir la probabilidad de una colisión vehicular. Sin embargo, cuando un choque es inminente, la seguridad pasiva de un vehículo toma el rol primario para preservar la integridad de los ocupantes. Según datos de 2015, en México cada año mueren en promedio 16,000 personas a causa de accidentes viales [2].

El impacto frontal y lateral son los casos más severos de colisión vehicular ya que son los que más muertes y lesiones causan [3]. A pesar de las mejoras en métodos de simulación y experimentales, el nivel de seguridad aún no es el deseado, especialmente en impacto lateral [4]. Muestra de ello es que durante 2015, 51% de los vehículos involucrados en muertes por impacto lateral fueron clasificados con mal desempeño durante los ensayos de choque [5].

Dado que es el fenómeno que ocurre con más frecuencia y también el que más lesiones reporta, los esfuerzos en investigación se han enfocado principalmente en estudiar el impacto frontal. Sin embargo, como se ha descrito anteriormente, el impacto lateral ha causado un número de muertes considerable. Es por ello que se necesita desarrollar mecanismos capaces de mejorar la seguridad de los ocupantes de un vehículo durante un choque lateral.

Objetivo

Diseñar un dispositivo capaz de absorber mayor energía de impacto que los sistemas de seguridad pasiva convencionales, sin incrementar drásticamente el peso del vehículo.

Objetivos específicos

1. Incrementar la energía interna del vehículo a través de un dispositivo de deformación controlada.
2. Disminuir la intrusión¹ de la puerta en habitáculo.
3. Realizar una propuesta de diseño que sea posible de manufacturar mediante métodos convencionales.
4. Disminuir la cantidad y magnitud de gradientes de aceleración que se registran en diversos puntos del vehículo durante un ensayo estandarizado de choque lateral.

1. Marco Teórico

1.1 Regulaciones

Para evaluar la seguridad pasiva de los automóviles en el mercado, diferentes instancias gubernamentales y privadas han creado estándares que clasifican el rendimiento de los vehículos durante una colisión. La evaluación de impacto toma en cuenta diferentes fenómenos que se presentan antes, durante y después del impacto.

Global NCAP es una plataforma de cooperación mundial que promueve la adopción de estándares de seguridad activa y pasiva alrededor del mundo, sus programas se enfocan en la evaluación de vehículos nuevos de diferentes marcas que se lanzan a los mercados. Para garantizar la cobertura mundial y la evaluación conforme a las disposiciones en las diferentes regiones del planeta, Global NCAP se vale de diversas organizaciones regionales como ANCAP, EURO NCAP, ASEAN NCAP, CNCAP, JNCAP, LATIN NCAP, NHTSA entre otros [6].

NHTSA por sus siglas en inglés (Administración Nacional de la Seguridad del Tráfico en Autopistas) es una organización estadounidense dedicada a crear estándares de seguridad vial que ayuden a prevenir choques y las pérdidas asociadas a ellos, tanto humanas como financieras [7]. Para evaluar diversos aspectos de la seguridad

¹ Desplazamiento de los componentes estructurales del vehículo (puerta exterior, barra lateral, puerta interior) hacia el interior de la cabina. El desplazamiento es provocado por el impacto de otro vehículo o de la barrera móvil deformable. Como se muestra en la Figura 2.

vehicular, NHTSA ha creado una serie de estándares conocidos como FMVSS por sus siglas en inglés (Estándar Federal de Seguridad para Vehículos Motorizados).

1.1.1 Estándar de seguridad FMVSS 214

Es un procedimiento de prueba en laboratorio creado por la NHTSA con el propósito de tener una guía para homologar la prueba de impacto lateral en Estados Unidos, así como los resultados. Este estándar es aplicable a vehículos de pasajeros, vehículos de pasajeros multi propósito, camionetas y camiones los cuales tengan un GVWR, por sus siglas en inglés (Clasificación de peso bruto del vehículo), menor a 2721.6 Kg (6000lb) [8]. La clasificación de peso bruto del vehículo GVWR es un valor dado por el fabricante que se refiere a el peso del vehículo completamente cargado para su uso [9], es decir, es el peso del vehículo cuando contiene el 100 por ciento de la capacidad de todos los fluidos, incluyendo el aire de las llantas [8].

Los criterios para evaluar la seguridad de un auto, incluyen la medición de diferentes parámetros como intrusión de la carrocería y aceleración en puntos clave del vehículo [8]. Para obtener la lectura de esta última variable se instalan acelerómetros en diversos puntos del vehículo. Las ubicaciones de los acelerómetros se encuentran enumeradas del 1 al 12 en la Figura 1.

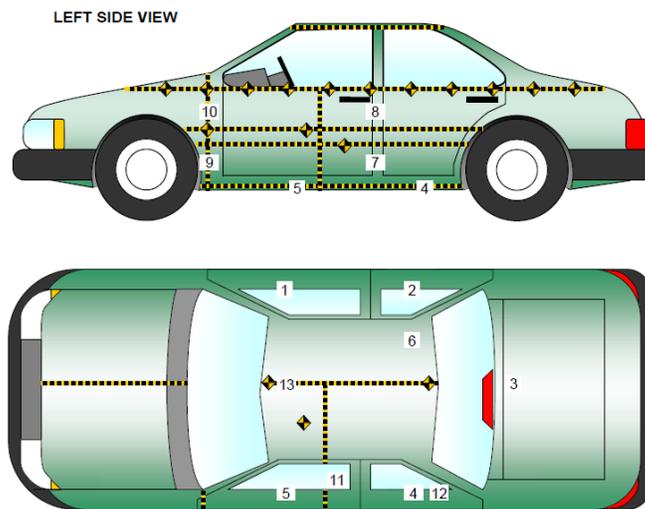


Figura 1. Ubicación de los acelerómetros en un vehículo de prueba [10]

Antes de la prueba, se deben identificar los puntos donde ocurrirá la medición, para ello es necesario trazar una vertical que pasa por la base del pilar A o el cierre de la puerta delantera, esta línea es denominada "línea vertical". A 940mm en dirección de la longitud del vehículo se encuentra la línea central de impacto, la cual es el objetivo de la barrera móvil deformable (MDB), como se muestra en la Figura 2.

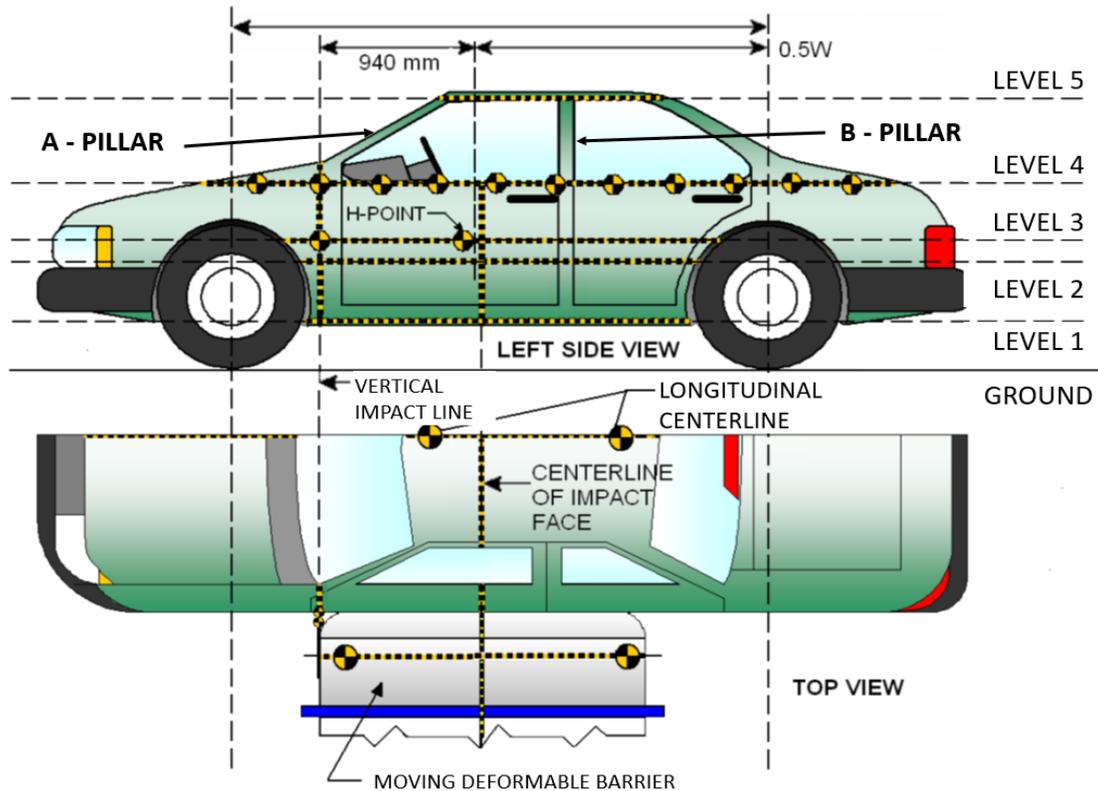


Figura 2. Puntos objetivo del vehículo de prueba [10]

En el vehículo a probar se establece un plano en el centro de la carrocería que es paralelo a la línea central longitudinal del vehículo. Antes del impacto se debe medir la distancia desde el plano de referencia hacia todo lo largo de la carrocería en el área de impacto y en los 5 niveles establecidos en la Figura 2. Después del impacto, utilizando la misma referencia, se deben tomar las mediciones del aplastamiento e intrusión de la carrocería en el habitáculo [10].

Previo al ensayo, un maniquí que representa a un hombre promedio se coloca en el asiento del conductor. El maniquí es instrumentado en puntos clave donde se pudieran presentar lesiones graves [11], tales como:

- Cabeza
- Cuello
- Hombros
- Tórax
- Abdomen
- Femoral

El parámetro principal para determinar el daño causado al maniquí por el impacto es conocido como HIC, por sus siglas en inglés (Criterio de lesión en cabeza). El

cual mide el riesgo de lesión en cabeza como un factor dependiente de la aceleración y el cual se calcula con la Ecuación 1 [8].

$$HIC = \left[\frac{1}{t_2 - t_1}, \int_{t_1}^{t_2} A_r dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde $A_r = A_x + A_y + A_z$ es la resultante de la aceleración en magnitud g , medida en el centro de gravedad de la cabeza del maniquí y t_1 y t_2 son dos puntos cualesquiera en el tiempo del impacto que no están separados por más de 36 milisegundos [8].

1.1.2 Impacto lateral con barrera móvil deformable

La barrera móvil deformable MDB es un dispositivo desarrollado para realizar la prueba vehicular de impacto lateral, en la parte frontal de la barrera hay una cara de aluminio de impacto que simula la rigidez del extremo frontal de un vehículo [12].

El peso de la MDB debe ser entre $1361 \pm 4 \text{ kg}$, La dirección de sus llantas debe de ser a $27^\circ \pm 1^\circ$ medidos desde su eje longitudinal, ya que el impacto no se realiza de forma perpendicular al vehículo. Las dimensiones generales de la MDB son mostrados en la Figura 3.

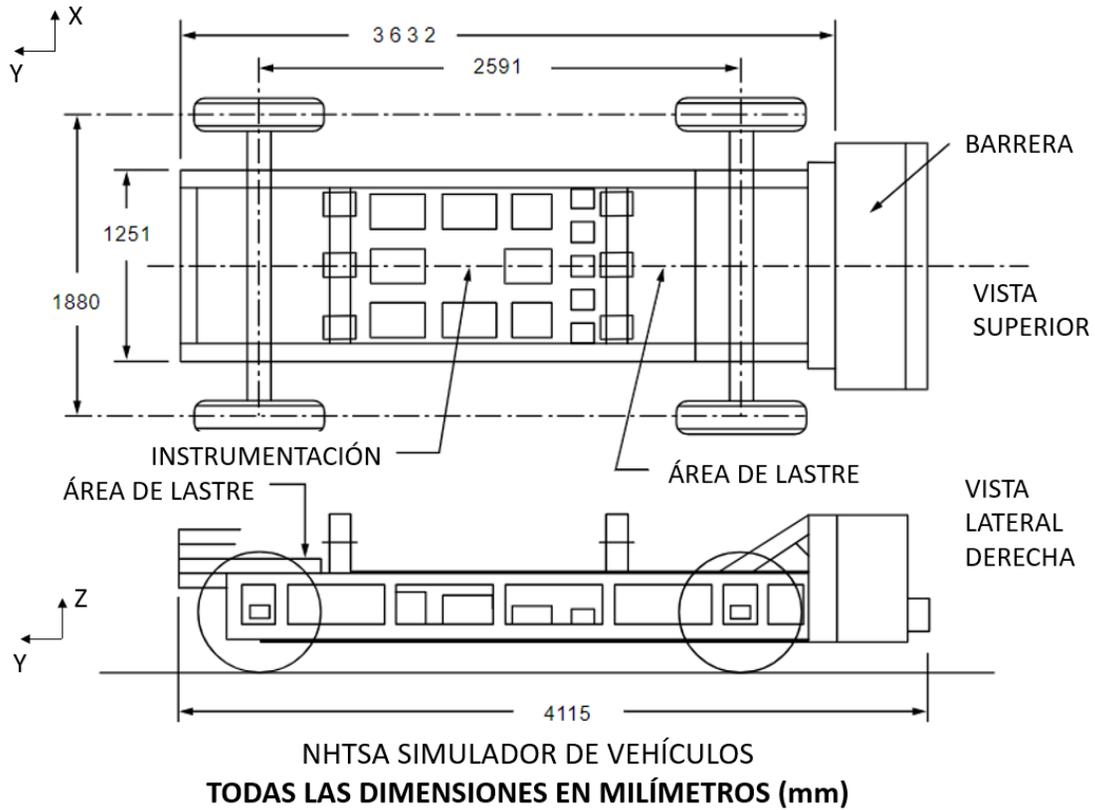
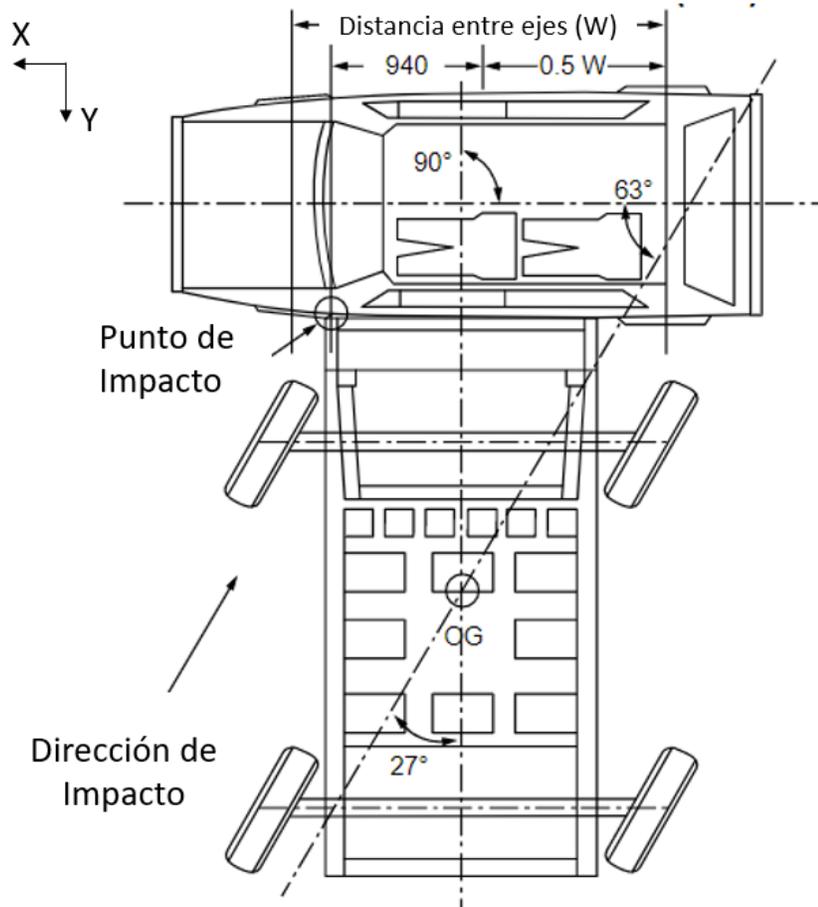


Figura 3. Barrera móvil deformable MDB de acuerdo con FMVSS214 [13].

Los vehículos de pasajeros sometidos a la prueba de choque lateral, son impactados por la MDB cuando esta viaja a $61.9 \pm 0.8 \text{ Km/h}$. La barrera viaja a 63° del eje longitudinal del vehículo. Tanto la barrera como el vehículo son identificados con una línea central de impacto descrita anteriormente; al momento del choque, ambas líneas son perpendiculares y están alineadas. Un desfase de $\pm 51 \text{ mm}$ es permitido en la prueba física [8]. La prueba de impacto lateral es ilustrada en la Figura 4.



**CONFIGURACIÓN DE LA PRUEBA
TODAS LAS DIMENSIONES EN MILÍMETROS (mm)**

Figura 4. Prueba de impacto lateral de acuerdo con FMVSS214 [13]

La prueba busca asegurar que existe una adecuada protección en las regiones corporales críticas mencionadas anteriormente. Esta prueba ha impulsado a los fabricantes a fortalecer el pilar B y los elementos de seguridad dentro de las puertas [3]. Esta zona es de gran interés para el objetivo principal del proyecto.

1.2 Objeto de estudio

A diferencia del impacto frontal, donde el espacio y la estructura vehicular benefician el diseño e instalación de mecanismos que reducen los efectos del impacto en los ocupantes, el impacto lateral se encuentra con el obstáculo del reducido espacio para la instalación y diseño de atenuadores, particularmente en los vehículos compactos, en los cuales los ocupantes son más susceptibles de recibir daños durante una colisión debido a dos factores principales.

1. La distancia que hay entre el ocupante y la estructura vehicular es más corta que en SUV o camionetas
2. El espacio en el interior de la puerta es más reducido que en vehículos más grandes.

La NHTSA [7] pone a disposición del público algunos modelos de vehículos utilizados en simulaciones de impacto, debido a las razones mencionadas, se ha elegido el modelo compacto Toyota Yaris 2010 como objeto de estudio el cual se muestra en la Figura 5.

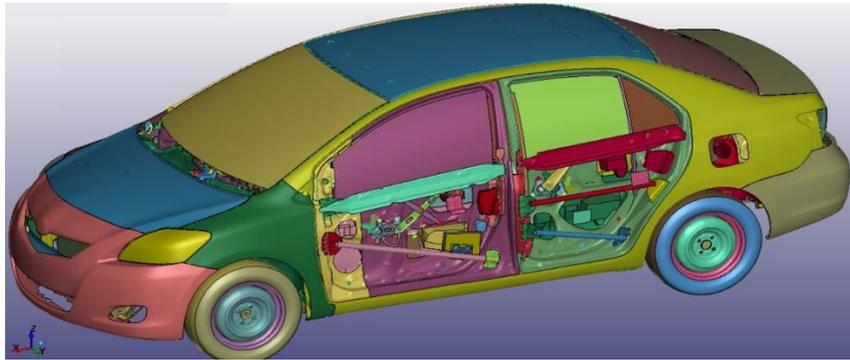


Figura 5. Toyota Yaris 2010 [7]

1.3 Dispositivos de seguridad actuales

Una parte importante de la seguridad pasiva es el diseño de la estructura del vehículo, dicha estructura contiene elementos de deformación progresiva para absorber la energía del impacto, en caso de colisión, estos elementos se deformarán para proteger el habitáculo [1]. La Figura 6 muestra algunos de los elementos estructurales más importantes del vehículo.



Figura 6. BMW Serie 5, estructura de seguridad [14].

Actualmente, los dispositivos más utilizados para mejorar el comportamiento de los vehículos durante la prueba de impacto lateral son los pilares y la barra lateral. Los pilares A y B, son comúnmente diseñados con aceros de alta o ultra alta resistencia. Este tipo de materiales ayuda a disminuir la intrusión en la cabina debido a la alta rigidez que añaden a la estructura. En algunas ocasiones, los aceros de ultra alta resistencia también son utilizados para el diseño de la barra lateral, como lo muestra la Figura 7. Aunque otros fabricantes han optado por usar aceros de menor resistencia, como lo muestra la Figura 8.



Figura 7. Estructura de acero Chevrolet Malibu [15].

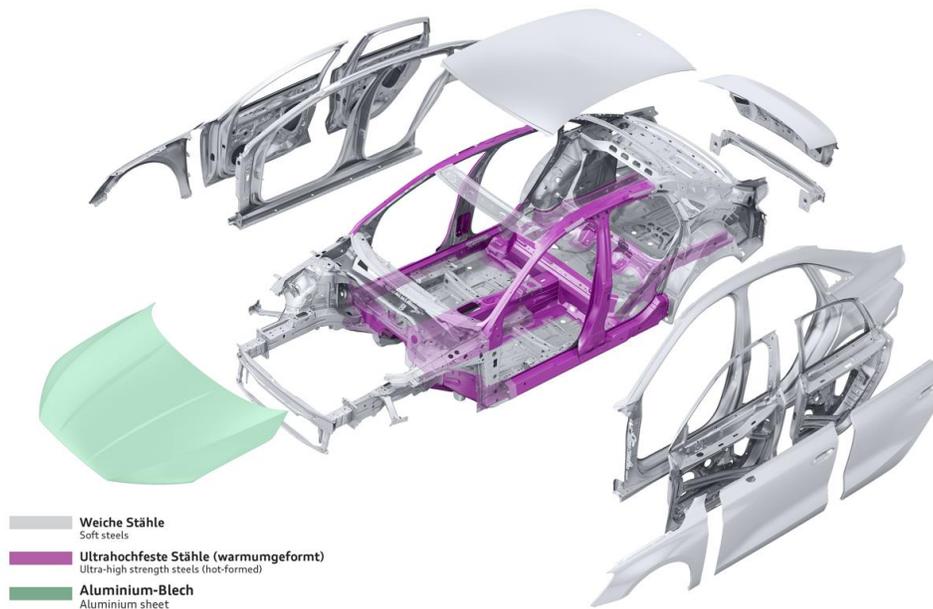


Figura 8. Materiales utilizados en la estructura de un auto [16].

Los aceros de alta resistencia al carbono y los aceros de alta resistencia baja aleación (HSLA por sus siglas en inglés), ofrecen una excelente combinación de resistencia y ductilidad, lo cual los ha convertido en una buena alternativa para usos estructurales en la industria automotriz. Además de su elevada resistencia mecánica, estos aceros poseen buena resistencia a la corrosión y buena soldabilidad. Debido a estas características, los aceros de alta resistencia y HSLA, han sido ampliamente utilizados para la fabricación de automóviles ya que permiten reducir el espesor de los componentes.

A pesar de no haber un criterio homologado para la denominación de los aceros de ultra alta resistencia, estos pueden considerarse como una familia de aceros que tienen un esfuerzo de fluencia mayor a 1380MPa. Los aceros de ultra alta resistencia constituyen una gama muy amplia que está compuesta por diferentes tipos de familias, como lo son: Baja aleación - medio carbono, algunos aceros al molibdeno, algunos aceros de la familia D, etc. [17]

Como se mostró en las imágenes previas, en el diseño de la barra lateral es común ver perfiles de acero estampado. El material y el perfil dependen del fabricante. Sin embargo, para reducir la posibilidad de lesiones debido al impacto, también es necesario reducir los niveles de aceleración, así como sus gradientes. Lo cual se puede lograr con materiales de menor rigidez.

Actualmente, la industria automotriz experimenta un fuerte cambio debido a la incorporación de más componentes plásticos, el desarrollo de polímeros avanzados

y materiales compuestos han impulsado este cambio. Hoy en día los plásticos se utilizan para reducir el peso, haciendo que los automóviles sean más eficientes en términos de consumo de combustible. Además de reducir el peso, los plásticos son materiales de alta durabilidad, buena resistencia a la corrosión y bajo costo [18].

Debido a la flexibilidad en el diseño de piezas plásticas, ha sido posible moldear piezas de geometrías complejas y así reemplazar componentes hechos de otros materiales [18].

Los termoplásticos compuestos son una familia de materiales que pueden incluir refuerzos de fibra de vidrio, las piezas moldeadas se pueden estampar o termo formar.

Al reemplazar una pieza metálica con compuestos termoplásticos los fabricantes no solo reducen peso, sino que pueden mejorar la resistencia de los vehículos al impacto y simplificar el proceso de fabricación [19]. DuPont ha desarrollado una propuesta de barra lateral utilizando un termoplástico compuesto de poliamida con fibra de vidrio [20], la cual se muestra en la Figura 9.

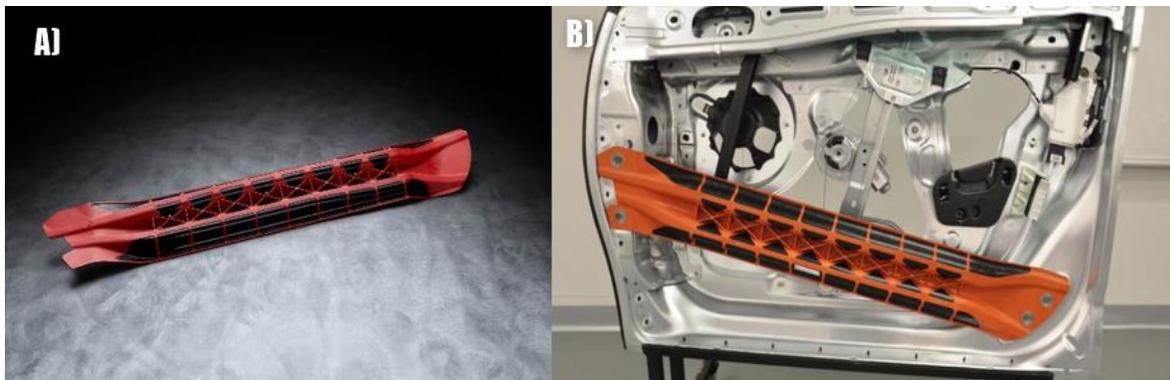


Figura 9. A) Diseño de barra lateral DuPont [19]. B) Barra lateral DuPont instalada [20].

Si bien, las poliamidas son polímeros con esfuerzo de fluencia relativamente alto, lo cual los hace aptos para soportar altas cargas estáticas. También son termoplásticos con bajo grado de semi cristalinidad, baja capacidad de deformación plástica y relativamente frágiles [21].

El dispositivo mostrado en la Figura 9, cuenta con costillas altas, que pueden ayudar a incrementar el momento de inercia del dispositivo. Sin embargo, en la parte frontal no se puede identificar alguna característica o patrón geométrico que incremente la cantidad de energía interna del diseño.

1.4 Fenómenos no lineales

Para algunas aplicaciones de análisis por elementos finitos, la limitación de la linealidad puede impedir una evaluación exacta de un problema debido a la

presencia de fenómenos no lineales, el comportamiento no lineal de un problema puede ser causado por diversos factores, como la no linealidad del material [22].

Por ejemplo, cuando la respuesta estructural (esfuerzo-deformación), es linealmente proporcional a la aplicación de la carga (fuerza, presión, momento, temperatura, etc.), entonces se considera un fenómeno lineal. Si la reacción no cumple con esta propiedad, entonces el fenómeno se considera no lineal. La Figura 10 A) muestra un caso comparativo de carga-desplazamiento lineal y la B) un caso no lineal [23].

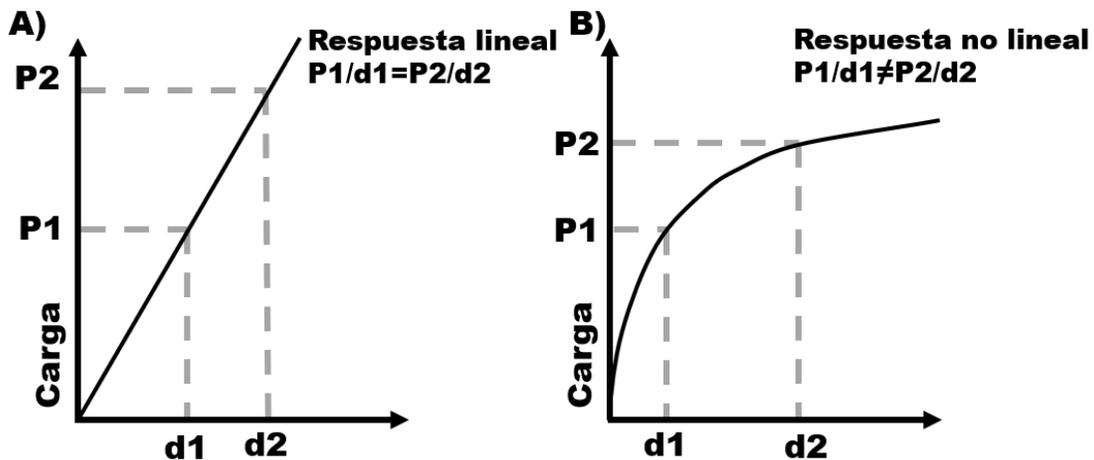


Figura 10. A) Ejemplo de carga desplazamiento lineal. B) Ejemplo de carga desplazamiento no lineal [23]

Existen tres razones principales por las cuales un fenómeno es no lineal:

- **Geometría:** La no linealidad geométrica está relacionada a las grandes deformaciones o desplazamientos, las secciones transversales de una geometría pueden sufrir cambios significativos debido a alta deformación, llevando a la geometría a comportarse de una forma no lineal.
- **Material:** Cuando el esfuerzo que sufre una pieza fabricada de cierto material rebasa el límite de proporcionalidad, el material comienza a tener respuesta no lineal a la carga. En el caso de los metales, este límite diferencia la deformación plástica de la elástica, aunque en el caso de los polímeros, este límite puede presentarse antes de que el material llegue al esfuerzo de fluencia.
- **Aplicación de carga no lineal:** Este fenómeno se presenta cuando la aplicación de una carga varía en el transcurso de un análisis, lo cual se presenta durante un impacto. Estas condiciones de carga pueden incluso agregarse o quitarse durante el transcurso de un análisis [23].

1.5 Método de elemento finito para análisis explícito.

El análisis explícito se utiliza para determinar la respuesta de una estructura a un fenómeno que cambia rápidamente con respecto del tiempo, como lo es un impacto, una explosión o una onda, los cuales tienen un tiempo de duración menor a 1 segundo [23]. Dado que el tiempo es una variable conocida, el algoritmo se enfoca en encontrar los parámetros del fenómeno físico, tales como la aceleración o la fuerza [24]. Este tipo de análisis también puede utilizarse para modelar problemas mecánicos con alto grado de no linealidad, como la alta deformación plástica [23].

La ecuación de equilibrio que trata de resolver este problema se expresa en la Ecuación 2 [23], [24].

$$M \frac{d^2 u}{dt^2} + C \frac{du}{dt} + k u = F_{ext}(t) \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

u : Es el desplazamiento, cuyas primer y segunda derivada con respecto al tiempo representan la velocidad y la aceleración, respectivamente.

M : Es la matriz de masa

C : Es la matriz de amortiguamiento

k : Es la matriz de rigidez.

F_{ext} : Es un vector de fuerza externa dependiente del tiempo.

La solución del problema consiste en encontrar las componentes de desplazamiento nodales, así como su primera y segunda derivada.

1.6 Fenómeno de impacto con deformación plástica

Cuando el fenómeno de impacto vehicular es modelado como un sistema mecánico, este puede ser explicado mediante la ley de la conservación de la energía. Antes de un impacto existe una cierta cantidad de energía cinética, siendo el fenómeno un choque inelástico, la energía cinética es intercambiada por la energía que representa la deformación plástica de las estructuras involucradas, la cual es llamada trabajo plástico o energía interna. La energía cinética restante en el sistema es atribuida al movimiento que tiene la barrera móvil deformable después del impacto. Otra forma de energía que se presenta en la simulación, es la energía de holgura [25] la cual está asociada a errores de cálculo como el hecho de que los materiales se consideren hiperelásticos [26]. El fenómeno se ilustra en la Figura 11.

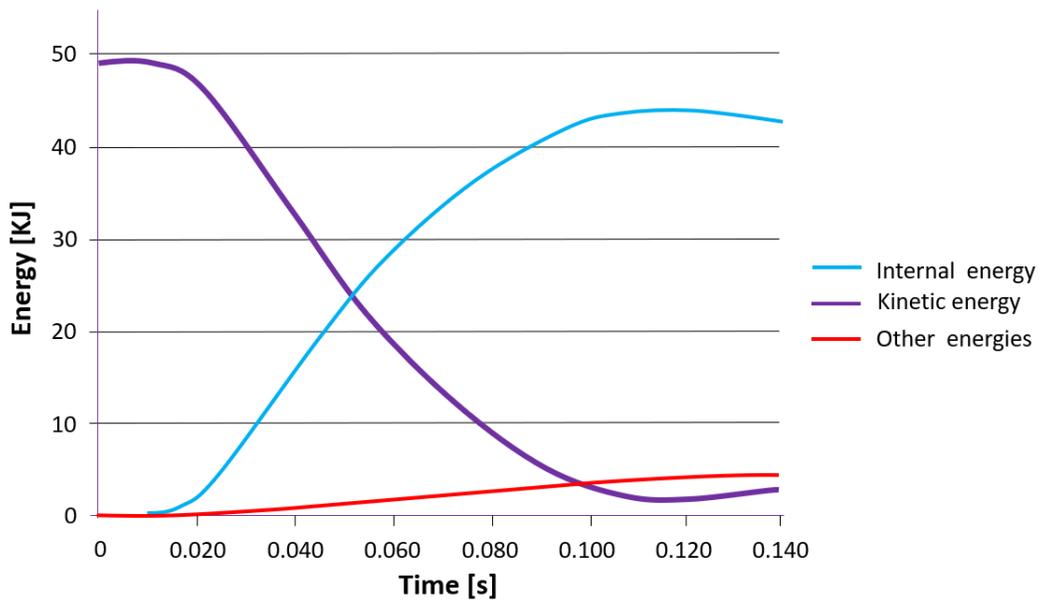


Figura 11. Comportamiento usual de la energía de un impacto vehicular [25]

2. Metodología

2.1 Geometrías para absorber energía de impacto

En la industria automotriz, los fabricantes de vehículos compiten para producir vehículos más seguros, los cuales permitan prevenir lesiones fatales de los ocupantes en caso de colisión. Es por ello que el estudio de la resistencia al impacto se ha convertido en un tema importante dentro de la investigación.

La resistencia al impacto, es el estudio de la deformación plástica en las estructuras. Este tipo de estudio se ha realizado en múltiples patrones que hoy en día se encuentran en las estructuras de vehículos, aeronaves y en divisores de autopistas. En la industria de la transportación, estos patrones se han definido como absorbedores de energía de impacto [27].

Para la propuesta de diseño se recolectaron algunos patrones, los cuales se seleccionaron según los resultados reportados en la respectiva bibliografía. Dada la diversidad de pruebas y resultados, es necesario establecer un criterio que permita realizar una comparación adecuada.

La energía absorbida (EA), es un criterio principalmente usado en geometrías de pared delgada para evaluar su habilidad de disipar la energía de un impacto por medio de deformación plástica. La energía absorbida se calcula con la Ecuación 3 [28]

$$EA(d) = \int_0^{d \max} F(x) dx \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- $F(x)$: es la fuerza de reacción de la estructura en función del desplazamiento x que se presenta durante el proceso de choque.
- $d \max$: es el desplazamiento de la condición de frontera provocada por el choque.

La energía específica absorbida (SEA por sus siglas en inglés), representa la cantidad de energía que absorbe la geometría por unidad de masa. Es un indicador usualmente utilizado para comparar la habilidad para absorber energía de diferentes estructuras hechas con diferentes materiales. La SEA se calcula con la Ecuación 4 [28].

$$SEA = \frac{EA(d)}{m}$$

Ecuación 4

Donde:

- $EA(d)$: Es la energía absorbida descrita por la Ecuación 3. La cual es función del desplazamiento de la condición de frontera donde se realiza el coque.
- m : Es la masa de la estructura.

2.1.1 Búsqueda de patrones geométricos para absorber energía de impacto

Estructura de doble flecha

Varios estudios han demostrado que las estructuras auxéticas tienen buenas propiedades de absorción de energía debido a que poseen relaciones de Poisson negativas, esto significa que a diferencia de las estructuras convencionales, las estructuras auxéticas pueden contraerse cuando son comprimidas. Como resultado de estas investigaciones, estas estructuras han sido utilizadas en diversos campos de la ingeniería como empaques, biomedicina, ingeniería automotriz y aeroespacial [29].

La estructura de doble flecha es un tipo de estructura auxética compuesta de cuatro vigas, dos de ellas son cortas e inclinadas. Las dos vigas restantes son más largas que las anteriores. Hay tres parámetros geométricos que definen la estructura: los dos ángulos de inclinación de las vigas y la distancia que hay entre los vértices [29]. Los parámetros geométricos se muestran en la Figura 12 A.

Para la construcción de una estructura de impacto basada en el patrón de doble flecha, una flecha como la mostrada en la Figura 12 A, se entrecruza con otra, lo cual da origen a una celda, posteriormente varias celdas son unidas en un arreglo bidireccional para generar una capa, las cuales se sobreponen para generar la estructura, como se muestra en la Figura 12 B.

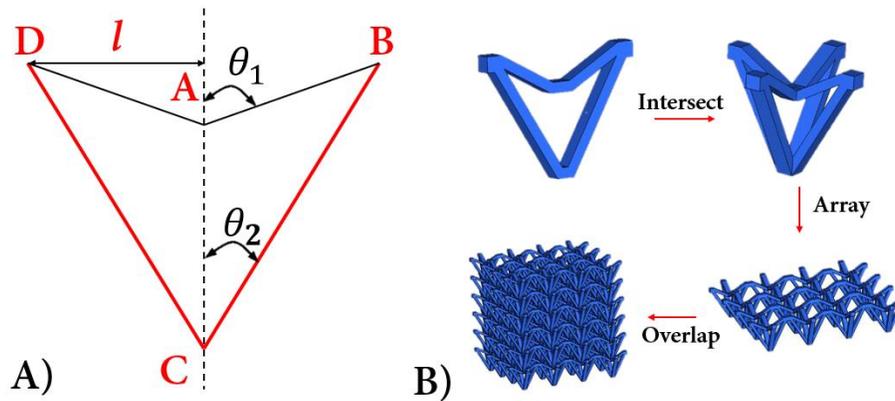


Figura 12. A) Parámetros geométricos de la estructura de doble flecha.
 B) Proceso de ensamble de la estructura de doble flecha [29]

La optimización paramétrica realizada por Gao et al [29], muestra que la característica geométrica que tiene un mayor efecto en la energía específica absorbida es el ángulo θ_2 , como se muestra en la Figura 13.

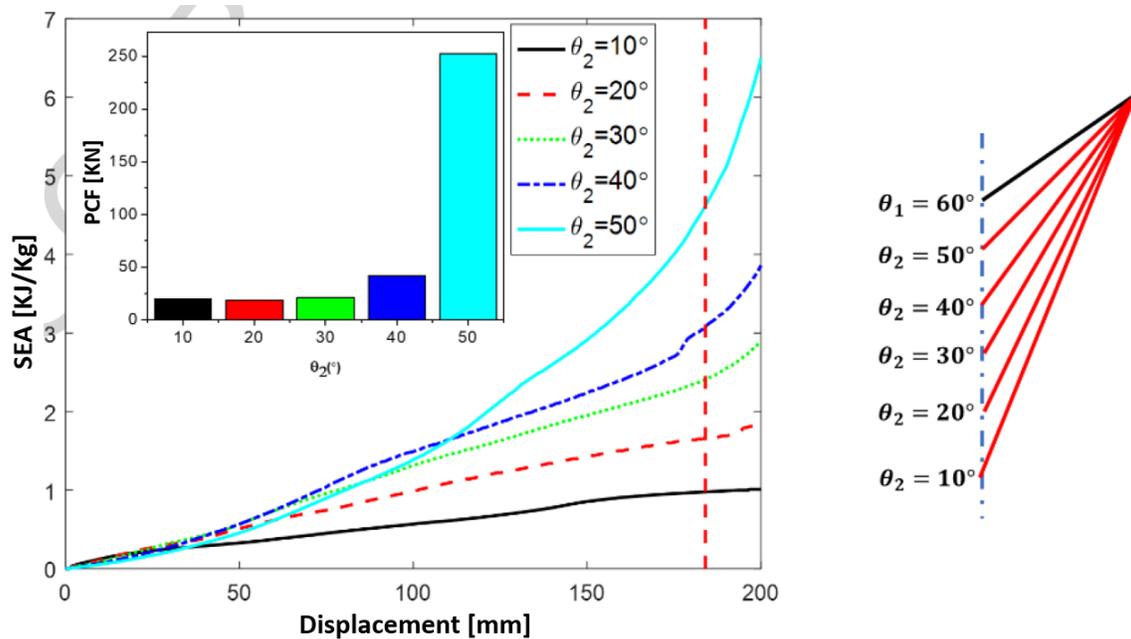


Figura 13. Efecto del ángulo θ_2 en la energía específica absorbida [29].

Dado que el diseño está hecho con un material de bajo espesor, la eficiencia de la estructura depende de la forma y cantidad de micro celdas. Las cuales se compactan para absorber la energía del impacto [27].

Tubo corrugado cónico de pared delgada

Los tubos de pared delgada son geometrías ampliamente utilizadas en la industria automotriz ya que ofrecen muchas ventajas como, buena capacidad para absorber

energía, bajo peso y bajo costo de manufactura [30]. Debido a estas ventajas, diferentes secciones transversales de tubos han sido utilizadas, tales como las circulares, cuadradas, pentagonales, cónicas, tubos de múltiples celdas y arreglos tubulares [27]. Aunque recientemente se ha descubierto que los tubos cónicos de son preferibles a los tubos rectos ya que tienen mejor respuesta de deflexión y mayor eficiencia de absorción de energía en comparación a los tubos rectos [28].

En la naturaleza existen varias estructuras que han servido de inspiración para crear geometrías de tubos cónicos de pared delgada. Esta propuesta de tubo cónico corrugado trata de imitar la forma de una palmera, la cual tiene una forma cónica de secciones múltiples que son acotadas por un ángulo y la longitud del cono [28], como se muestra en la Figura 17.

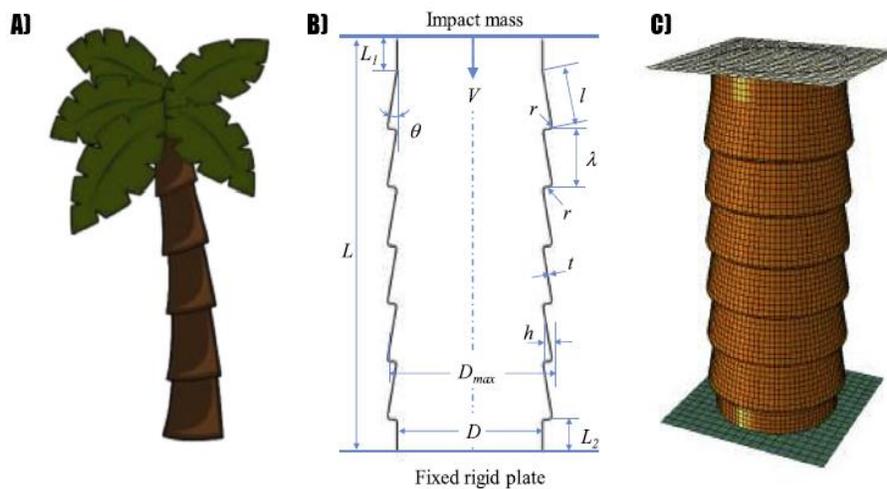


Figura 14. A) Geometría de una palmera. B) Configuración del tubo corrugado. C) Modelo de elementos finitos del tubo corrugado [28]

La deformación del tubo cónico de pared delgada depende de la configuración de los conos, la energía específica absorbida también es altamente influenciada por el ángulo θ mostrado en la Figura 14 B y por el espesor de pared, el cual provoca un incremento lineal en la energía específica absorbida [28], como se muestra en la Figura 18.

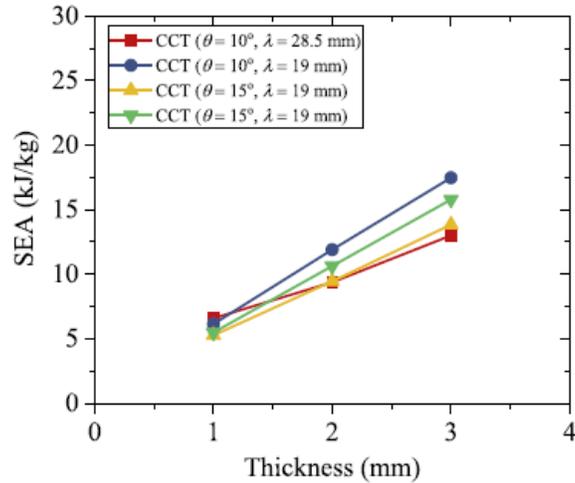


Figura 15. Energía específica absorbida del tubo corrugado de pared delgada en función del espesor [28].

Estructura auxética cilíndrica

Como se mencionó anteriormente, las geometrías auxéticas han llamado la atención de los investigadores debido a que poseen constantes de Poisson negativas, las cuales mejoran sus propiedades de impacto. Del mismo modo, se han nombrado algunas ventajas del uso de los tubos de pared delgada.

En el caso de las estructuras auxéticas cilíndricas, la relación de Poisson negativa provoca que la estructura haga contacto con ella misma en la dirección radial cuando se le aplica una carga axial. La estructura propuesta por Gao et al. [31] se muestra en la Figura 16 A. Esta configuración está basada en un tubo de pared delgada formado de un arreglo de celdas auxéticas llamadas doble V, la cual se muestra en la Figura 16 B.

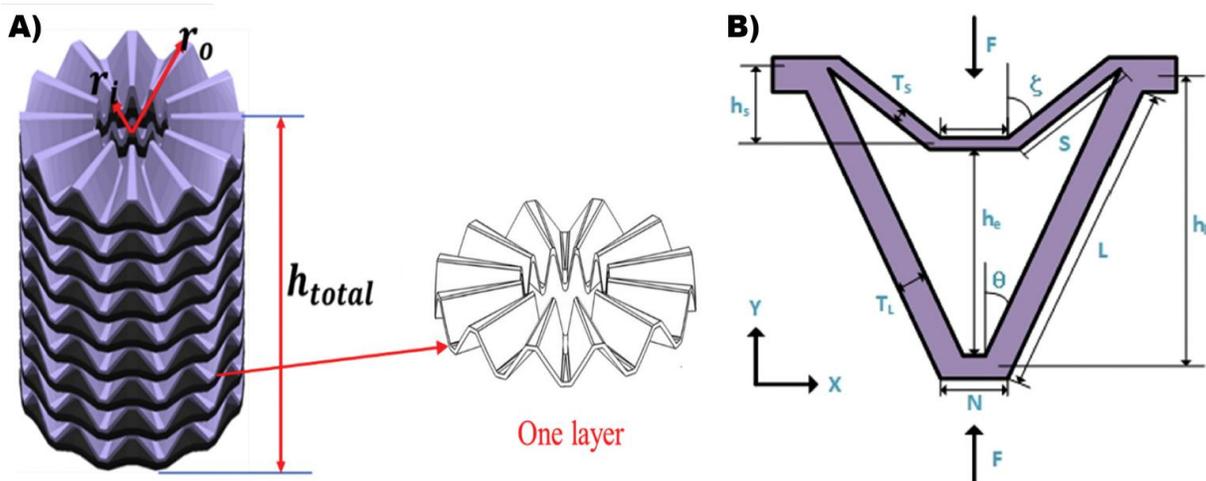


Figura 16. A) Estructura cilíndrica de radio de Poisson negativo. B) Representación de la mitad de una celda doble V. [31]

La celda que se muestra en la Figura 16 B es barrida en una trayectoria concéntrica al eje de cilindro formando una capa. El tamaño de la estructura está controlado con los radios interno y externo, posteriormente las capas pueden unirse por medio de soldadura u otros métodos. El número de celdas en una capa η_c , el número de capas en una estructura η_l , los espesores T_s y T_l y la altura h_s son 5 parámetros esenciales para mejorar la eficiencia de absorción de energía de la estructura [31]. La Tabla 1 muestra los parámetros optimizados y el valor máximo correspondiente de SEA.

Tabla 1. Parámetros optimizados de la estructura auxética cilíndrica. [31]

η_l	η_c	h_s (mm)	T_l (mm)	T_s (mm)	SEA (KJ7Kg)
11	13	10	1.6	1.2	6.06

Panal de abeja

Previamente, se ha mencionado la influencia que ha tenido la naturaleza en el desarrollo de nuevas estructuras. Las geometrías creadas por la naturaleza son usualmente imitadas para crear nuevos diseños con mejores cualidades de absorción de energía. En consecuencia, algunas variantes de estructuras de pared delgada han surgido, las cuales tienen mejor desempeño en impactos comparados con los diseños tradicionales.

La estructura diseñada por Hu et al [32], es un diseño de panal de abeja con tubos circulares, la cual se basa en el patrón microscópico encontrado en el tronco del bambú, como se muestra en la Figura 17.

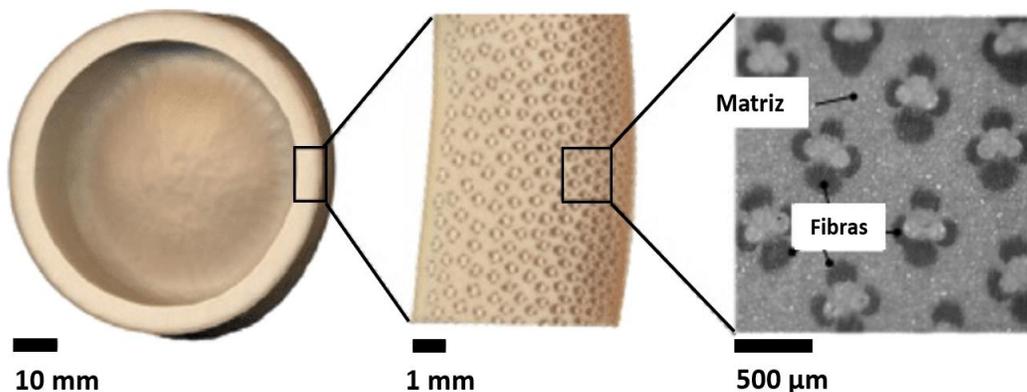


Figura 17 Sección transversal de un tronco de bambú y su patrón microscópico. Adaptado de [33]

Cada fibra vascular del bambú está cubierta con el tejido de la celda, formando así el patrón del tronco. Sin embargo, los patrones naturales no siempre pueden ser copiados con exactitud, algunos de ellos deben ser adaptados a formas que faciliten su manufactura. La configuración de las celdas sugiere un patrón similar a un panal

de abeja, donde cada celda central está rodeada por otras seis en un arreglo hexagonal [32], como se muestra en la Figura 18.

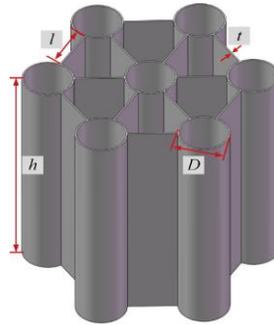


Figura 18. Representación del patrón panal de abeja encontrado en el tronco del bambú [32].

Si bien es cierto que existe una gran variedad de geometrías para diseñar las celdas de una estructura panal de abeja, los tubos de sección transversal circular han demostrado tener capacidad de deformación progresiva y controlada, a diferencia de las secciones transversales cuadradas, además de tener mayor capacidad de absorción de energía [34].

Con el propósito de maximizar la energía específica absorbida, Hu et al [32] optimizó paramétricamente el panal de abeja bajo un caso de impacto. Las dos características seleccionadas para realizar la optimización de la estructura fueron l y D . Los resultados a nivel simulación se muestran en la Tabla 2.

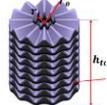
Tabla 2 Características geométricas de la estructura panal de abeja [32].

D (mm)	L (mm)	t (mm)	h (mm)	SEA KJ/Kg
15	15	0.5	100	38.6

2.1.2 Comparativo geométrico y de energía específica absorbida

La Tabla 3 muestra el comparativo de las geometrías encontradas durante la búsqueda en el estado del arte. En ella se muestran los valores de energía específica absorbida (SEA) reportados en los respectivos artículos y la altura de las estructuras.

Tabla 3. Resumen de las geometrías: Tubo corrugado [28], panal de abeja [32], doble flecha [29], Estructura auxética cilíndrica [31].

Geometrías	Tubo corrugado	Panal de abeja	Doble flecha	Estructura cilíndrica
				
Energía específica absorbida	17 kJ/kg	38.6 kJ/kg	5 kJ/kg	6.06 KJ/Kg
Tamaño (altura)	135mm	100mm	105mm	250mm

Para el diseño del dispositivo, es necesario conocer el espacio disponible para el diseño, principalmente en la puerta frontal ya que es el área más afectada por la prueba de impacto. La amplitud del espacio no es constante a lo largo de toda la puerta. La Figuras 19 A muestra un esquema de los cortes tomados como referencia para medir el interior de la puerta, las Figuras 19 B, C Y D muestran los cortes y el espacio disponible para el diseño del dispositivo en diversos puntos de la puerta.

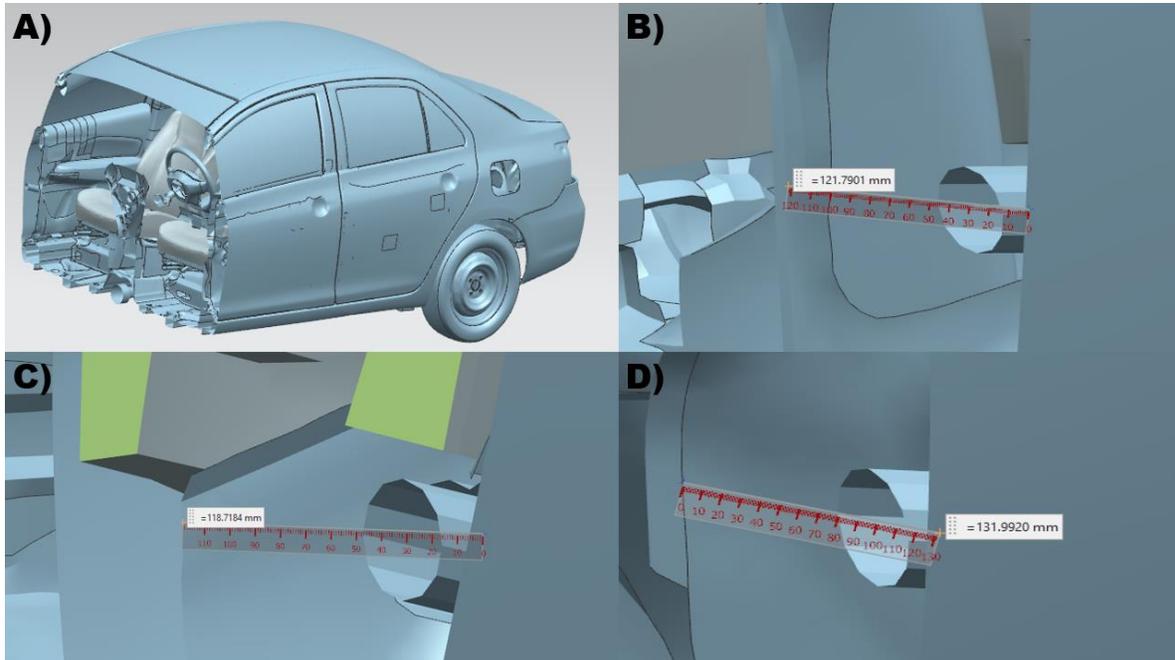


Figura 19 A) Área del corte, B) Corte a la altura de la cadera del conductor, C) Corte a la mitad del asiento, D) Corte a la altura de las rodillas del conductor

En el diseño de estructuras vehiculares se busca reducir el peso, para mejorar el consumo de combustible. Sin embargo, también se busca mejorar el comportamiento durante las pruebas de choque. El principal parámetro utilizado para medir la eficiencia de las estructuras es la energía específica absorbida (SEA) [35]. La SEA es un indicador de la capacidad para absorber energía de diferentes estructuras hechas con diferentes materiales [28].

De acuerdo con el comparativo realizado en la Tabla 3, las geometrías del tubo corrugado de pared delgada y el panel de abeja representan las mejores opciones para ser estudiadas por separado, ya que la SEA de ambas supera por más del doble de unidades a la estructura de doble flecha y a la estructura cilíndrica auxética.

2.2 Estudio de las geometrías seleccionadas.

Los estudios que se realizaron en las geometrías mostradas anteriormente, se enfocan en la capacidad de absorción de energía que tienen las diferentes estructuras. Sin embargo, existen tres factores principales que tienen relevancia en el índice de energía absorbida, los cuales se muestran en la Figura 20.

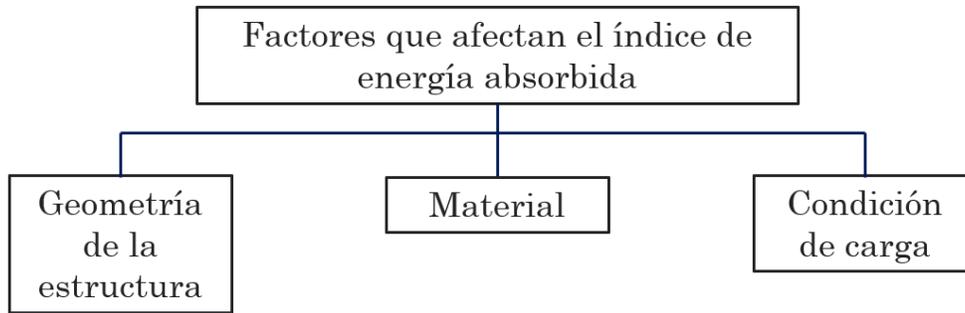


Figura 20. Factores que afectan en índice de energía absorbida [27].

El valor de SEA que se encontró en la bibliografía, puede comparar la energía absorbida tomando en consideración la geometría y la masa de la estructura, que depende principalmente del material. Sin embargo, la condición de carga bajo la cual las estructuras seleccionadas fueron estudiadas es diferente a la que se evaluará durante el ensayo de impacto lateral, principalmente por dos cuestiones:

- Si bien, en ambas publicaciones se abordó el comportamiento de las geometrías bajo un caso de impacto, las características del impactor y la velocidad del mismo fueron diferentes en cada estudio.
- El propósito de ambos trabajos, fue encontrar la configuración optimizada de una celda unitaria. Para diseñar un dispositivo de impacto se requerirá más de una celda.

Por estas razones, es necesario establecer un criterio de simulación que permita comparar el comportamiento de los patrones seleccionados en igualdad de condiciones y en un caso de simulación que aproxime la condición vehicular.

Como se ha mencionado, el dispositivo será utilizado como reemplazo de la barra lateral mostrada en la Figura 5, la cual tiene una longitud de 923.4mm, como se muestra en la Figura 21.

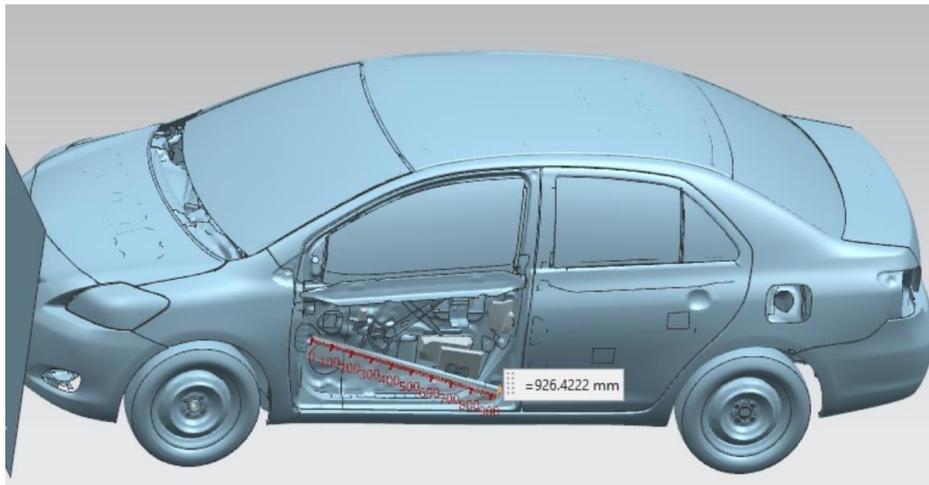


Figura 21. Longitud de la barra lateral delantera.

El caso de impacto establecido en la norma FMVSS214 [8] propone que el vehículo sea impactado por una barrera móvil que viaja a $61.9 \pm 0.8 \text{ km/h}$ y que tiene un peso de $1361 \pm 4 \text{ kg}$. Con el fin de comparar el comportamiento en un caso de estudio similar al de la norma, ambas geometrías serán probadas en el siguiente caso de simulación:

Un elemento rígido que viaja a una velocidad $V_0 = 62.7 \text{ Km/h}$ y que tiene una masa asociada igual a la máxima establecida en la norma (1365 Kg), impactará a las geometrías seleccionadas. El arreglo se encuentra sobre otro elemento rígido con grados de libertad completamente restringidos. El caso de simulación se representa en la Figura 22.

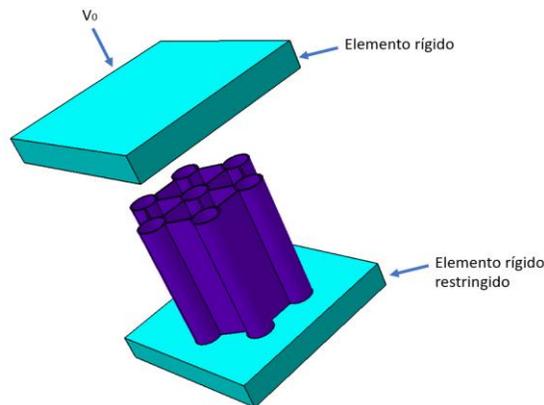


Figura 22. Representación del caso de impacto

Las estructuras que serán simuladas consisten en un arreglo lineal de las geometrías seleccionadas. Para que el arreglo de tubos corrugados se aproxime a la longitud de la actual barra lateral se utilizaron 15 de ellos, como se muestra en la Figura 23 A. En el caso del arreglo de panales de abeja, solo es posible colocar 10 de ellos, como se muestra en la Figura 23 B. La diferencia en el número de celdas unitarias, se debe a la diferencia de tamaño que existe entre ellas, la cual se muestra en la Figura 24.

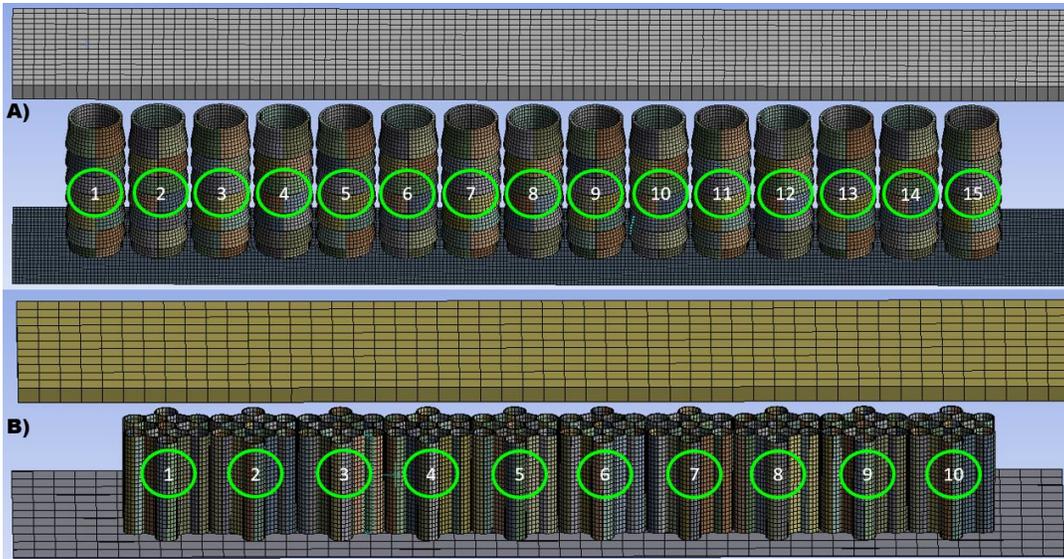


Figura 23. A) Arreglo de tubos corrugados, B) Arreglo de panales de abeja

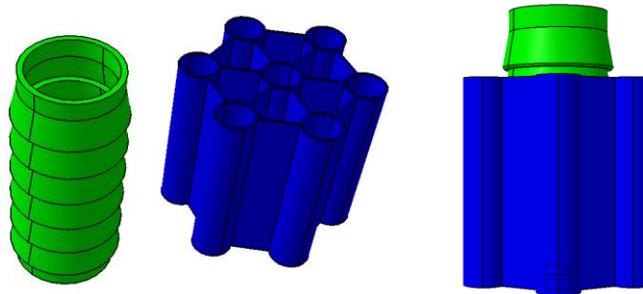


Figura 24. Comparativo de las geometrías seleccionadas.

El material que se utilizará para la simulación es una aleación de aluminio que tiene las siguientes propiedades, este material fue asignado según los estudios realizados en las respectivas fuentes bibliográficas de los absorbentes de energía [28], [32]:

$$\rho = 2710 \text{ Kg/m}^3$$

$$\sigma_y = 255 \text{ MPa}$$

$$E = 68.9 \text{ GPa}$$

Las características más relevantes de las geometrías que componen las estructuras a probar se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Características de las geometrías que se probarán.

	Espesor (mm)	Altura (mm)	Peso (g)
Tubo corrugado	3	135mm	197

Panal de abeja	1	100mm	184

Es importante mencionar que el tubo corrugado es una geometría 35% más alta que el panal de abeja. Esta característica le da una ventaja por la longitud disponible para ser aplastada y así, alcanzar un valor más alto de energía interna. Sin embargo, el espacio disponible en el interior de la puerta no es tan grande, como se mostró en la Figura 19.

El arreglo de tubos corrugados podría convertirse en una opción viable si, durante el análisis, presentara un rendimiento considerablemente mejor al del panal de abeja. Esta consideración se debe a que, el tubo corrugado deberá ser adaptado al espacio en el vehículo. Los principales parámetros a tomar en cuenta para este criterio son: energía interna y SEA.

Los resultados de la simulación se presentan a continuación.

➤ **Energía interna.**

La estructura de panal de abeja y la de tubos corrugados quedaron comprimidas en los milisegundos 8.5 y 11.5 respectivamente. Debido a que un impacto vehicular ocurre en un periodo de tiempo muy corto, es necesario que la energía cinética de la placa sea disipada con una tasa elevada [36]. En este criterio, el arreglo de panal de abeja muestra un mejor comportamiento, ya que provoca que el fenómeno termine más rápidamente.

El arreglo de tubos corrugados fue capaz de absorber el 100% de la energía del impacto mediante trabajo plástico, mientras que el arreglo de panal de abeja disipó el 94%. La gráfica de conservación de la energía de ambos sistemas se muestra en la Figura 25.

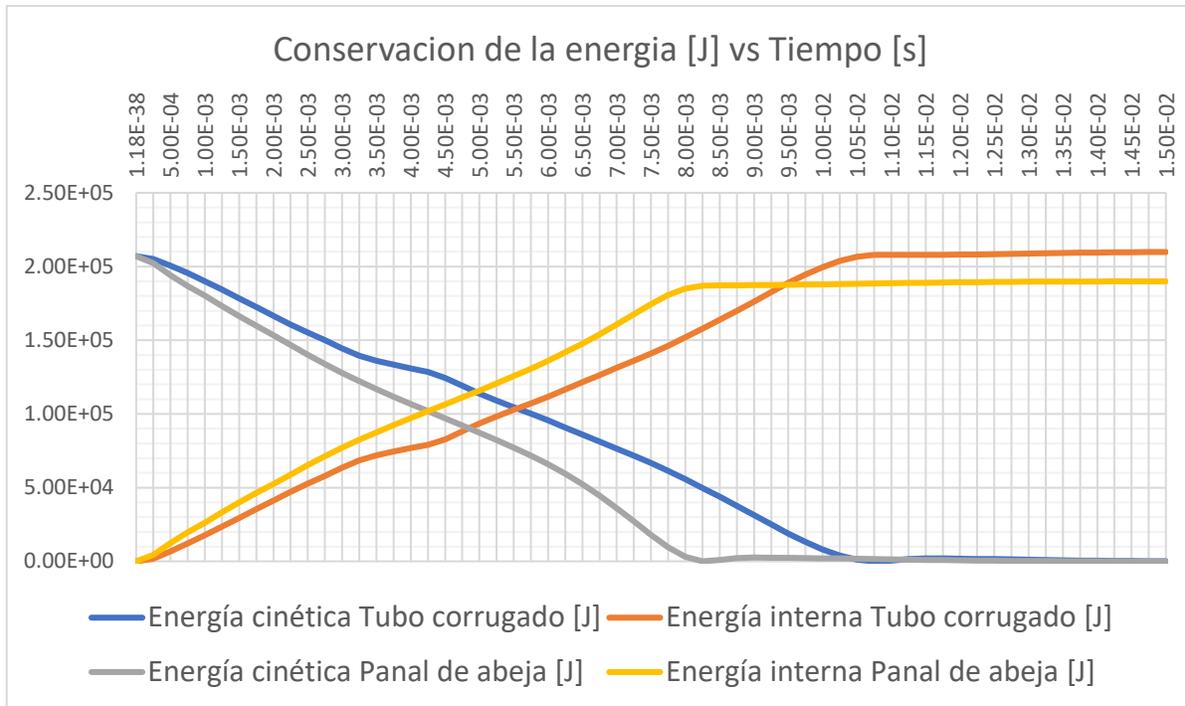


Figura 25. Gráfica de conservación de la energía vs tiempo

Como se mencionó en el párrafo anterior. La estructura de panales de abeja absorbió el 94% de la energía cinética mediante energía interna, el restante 6% es disipada mediante energía de contacto. La energía de contacto, es una medida de control de los algoritmos de dinámica explícita para evitar la auto penetración de los elementos involucrados [26], [37]. Para mayor confiabilidad de la simulación, es recomendable que la energía de contacto no sea mayor a 10% [37].

➤ **Energía específica absorbida**

Como se mencionó anteriormente, este parámetro es el indicador principal para evaluar la eficiencia de una estructura ante un impacto. Para la simulación que se realizó con los arreglos de panel de abeja y tubo corrugado el resultado de la energía específica absorbida es el siguiente:

Arreglo de tubos corrugados:

$$\frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Peso del arreglo}} = \frac{209.850\text{KJ}}{2.955\text{Kg}} = 71.0152 \text{ KJ/Kg}$$

Arreglo de panel de abeja:

$$\frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Peso del arreglo}} = \frac{189.930\text{KJ}}{1.84\text{Kg}} = 103.2228 \text{ KJ/Kg}$$

➤ Conclusiones

El arreglo de panales de abeja no solo es una geometría más simple y fácil de manufacturar, sino que también mostró tener una eficiencia 45% mayor en cuanto energía absorbida por unidad de masa (SEA).

Ambas estructuras fueron probadas bajo el mismo caso de simulación y usando el mismo material. Según lo mostrado en la Figura 20, la considerable ventaja en SEA que tiene el panal de abeja sobre el tubo corrugado, es atribuida a su geometría, no al material. Por tanto, la ventaja de la estructura se conservaría aun si se utilizara un material diferente al ya simulado.

2.3 Diseño del dispositivo propuesto

Si bien, el patrón con el que el dispositivo será diseñado ya está establecido, es necesario adaptarlo para que tenga una base manufacturable y que aporte en buena medida a la absorción de energía. Para ello se consideró una viga en C que será optimizada para maximizar su SEA.

El patrón geométrico seleccionado será colocado sobre la base propuesta. Para simplificar la manufactura, ambos componentes del dispositivo se diseñaran con el mismo material. El diseño del dispositivo se muestran en la Figura 26.

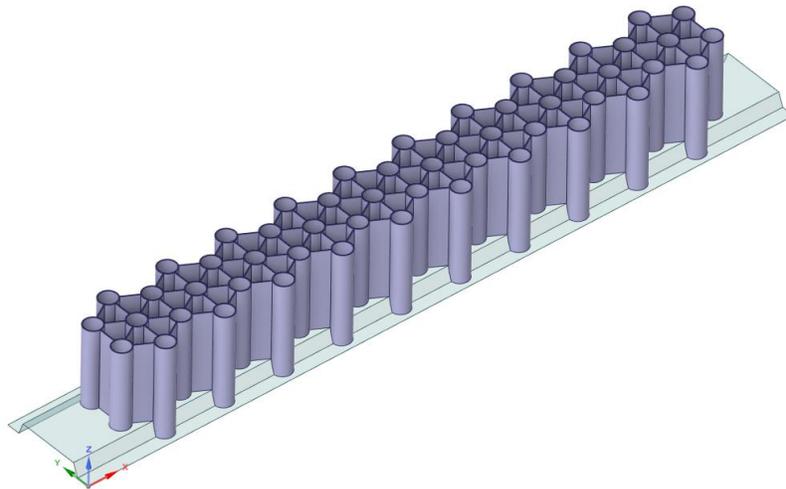


Figura 26. Diseño del dispositivo propuesto

Para el diseño de la base donde se colocó el patrón, se deben considerar dos cotas que definen la geometría. La primera de ellas es el ángulo de inclinación del perfil contra el eje vertical y el segundo es la altura de la costilla. Ambos parámetros se muestran en la Figura 27.

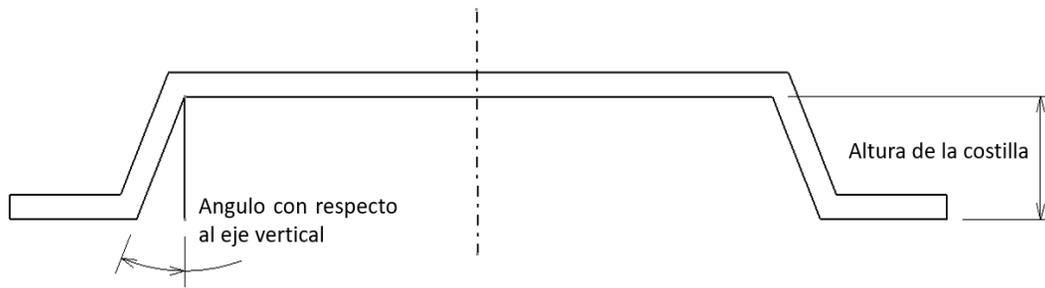


Figura 27. Parámetros a optimizar en la base del dispositivo.

Como se hizo anteriormente para seleccionar el patrón geométrico óptimo, la SEA será el criterio base para seleccionar la combinación de valores más eficiente. El caso de simulación será el mismo que se muestra en la Figura 22.

Los valores a simular para el ángulo son de 20° a 30° combinados con los valores de altura de la costilla de 10mm a 20mm, los resultados se muestran en la gráfica de la Figura 28.

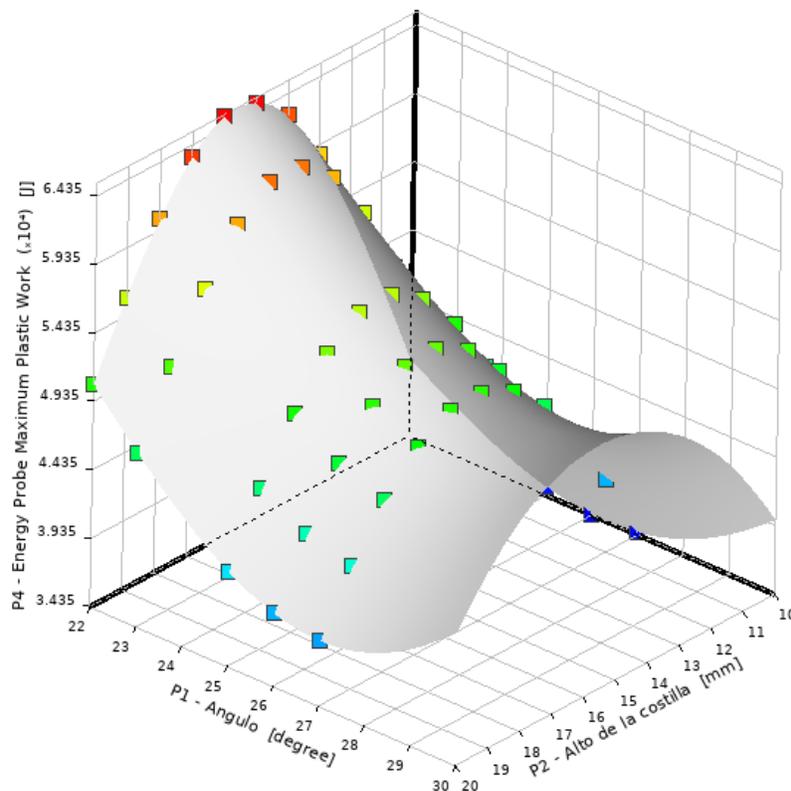


Figura 28. Superficie de respuesta de la base del dispositivo de impacto.

En la gráfica de la Figura 28 se puede notar que los valores óptimos de SEA se encuentran en el centro del eje P2 “Altura de la costilla”. El valor de energía absorbida disminuye hacia los extremos, lo cual nos indica que no es necesario realizar más iteraciones hacia ninguna dirección del eje.

Por otra parte, el eje P1 “Angulo”, el valor más alto se encuentra hacia el origen del eje, particularmente el valor de 22° . El diseño que combina ambos valores, $P1 = 15mm$ y $P2 = 22^\circ$, es capaz de absorber $65.056 KJ / Kg$. Los resultados se muestran en Apéndice.

2.4 Selección de materiales

Actualmente la industria automotriz experimenta un fuerte cambio debido a la incorporación de más componentes plásticos, el desarrollo de polímeros avanzados y materiales compuestos han impulsado este cambio. Hoy en día los plásticos se utilizan para reducir el peso para conseguir que los automóviles sean más eficientes en términos de consumo de combustible. Además de reducir el peso, los plásticos son materiales de alta durabilidad, buena resistencia a la corrosión, bajo costo y permiten amplia flexibilidad de diseño [18].

Debido a la complejidad de la pieza, el método de manufactura propuesto es inyección. El moldeo de piezas por inyección es un método común para la fabricación en masa de piezas complejas a precios económicos y que necesita un número mínimo o nulo de operaciones secundarias después del moldeo [38].

La semi cristalinidad es importante en los polímeros ya que afecta las propiedades mecánicas y ópticas, esto se debe a que un polímero semicristiano tiene mayor densidad y a que la unión entre cadenas es más fuerte. La semi cristalinidad también aumenta la resistencia de los polímeros a las altas temperaturas y a los ataques químicos [39]. La resistencia a la tensión y el módulo de elasticidad también incrementan con el grado de semi cristalinidad. La siguiente pirámide muestra una clasificación de los polímeros según su desempeño y su morfología [40].

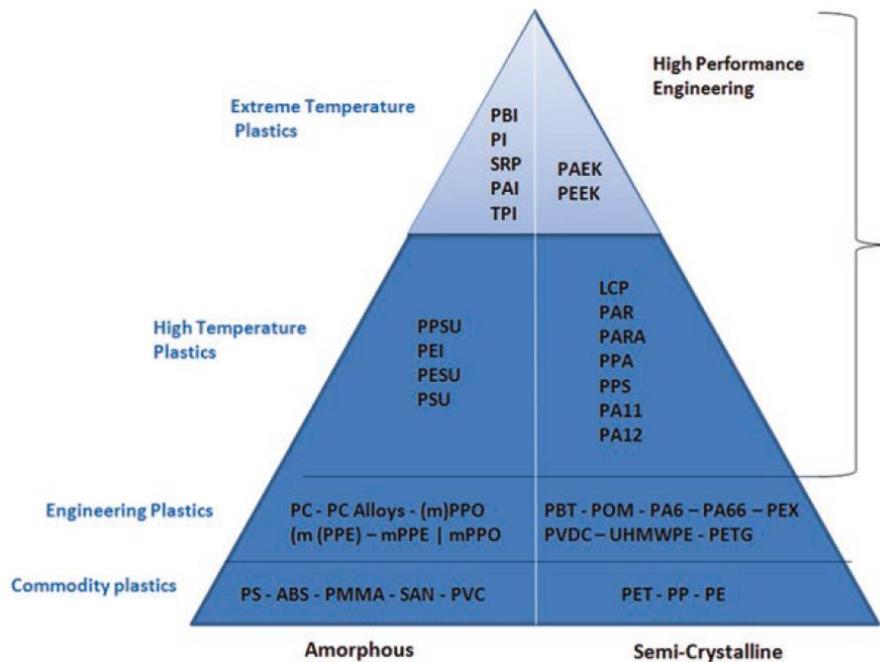


Figura 29. Pirámide de polímeros termoplásticos [40].

Como se muestra en la imagen anterior, el polipropileno (PP) es un polímero cristalino utilizado para una amplia gama de aplicaciones. Como monómero, el PP tiene buena rigidez, sin embargo, su resistencia al impacto se ve afectada a bajas temperaturas.

Los copolímeros basados en PP contienen uno o más monómeros diferentes, los cuales son incorporados en la cadena polimérica para mejorar las propiedades del material base. Los copolímeros de impacto son ampliamente usados en aplicaciones automotrices, donde se requiere alta resistencia al impacto aun a bajas temperaturas [41].

INEOS Olefins & Polymers, es una compañía internacional de fabricación de productos petroquímicos. Su gama de productos cubren las necesidades de un amplio rango de industrias, incluida la automotriz [42].

El material INEOS 3950 es un copolímero de impacto basado en PP, adecuado para moldeo por inyección [43]. La copolimerización del polipropileno con etileno da como resultado un material mucho más duro y con una excelente resistencia al impacto [42]. Adicionalmente, este copolímero ha sido autorizado por el IMDS, por sus siglas en inglés (International Material Data System), para su uso en aplicaciones automotrices y está disponible en la región de Norte América [44]. Por estas razones se ha elegido como el material para diseñar el dispositivo de impacto.

2.4.1. Manufactura

Si bien, la inyección de plásticos es un área de aplicación que requiere un alto nivel de expertiz para hacer un análisis adecuado, es posible considerar algunos de los criterios más importantes del proceso, como lo son los siguientes:

➤ Línea de partición:

Normalmente, está ubicada en la dimensión más larga de una sección transversal. La sección debe de ser preferiblemente plana para proporcionar un adecuado movimiento para la apertura y cierre del molde [45]. La figura 30 A) muestra un ejemplo de línea de partición [45] y la Figura 30 B) muestra un corte paralelo al plano y – z de la Figura 26 así como la posible línea de partición del dispositivo.

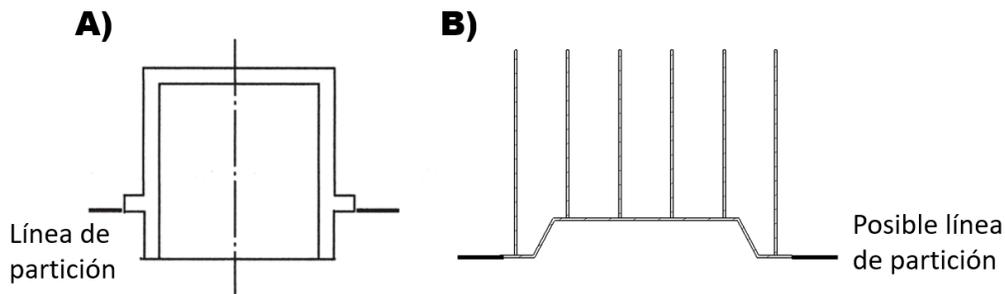


Figura 30. A) Ejemplo de línea de partición [45]. B) Posible línea de partición del dispositivo de impacto.

➤ Botadores o pines de eyección.

Para expulsar la pieza de los dados de inyección es necesario agregar algunos pines de eyección o botadores. Estos componentes normalmente son agregados en caras planas de la pieza y, preferentemente, por debajo de la línea de partición. Los pines deben colocarse en ambas direcciones para garantizar el desmoldeo de ambas cavidades del molde [45]. La posible ubicación de los botadores en el dispositivo diseñado se muestra en la Figura 31.

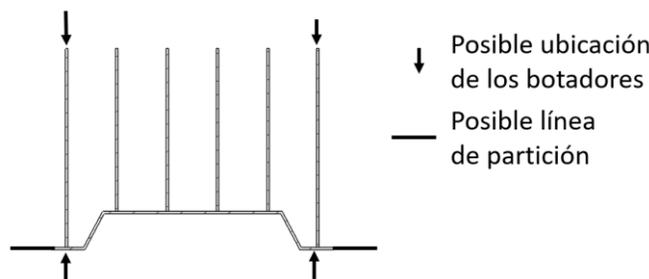


Figura 31. Posible ubicación de los botadores

➤ Dados auxiliares

Son normalmente utilizados para realizar barrenos en los costados de las piezas [45]. Dado que la pieza no cuenta con este tipo de características, un molde de dos dados podría ser suficiente para la manufactura del dispositivo.

2.4.2 Optimización del dispositivo

Si bien las dimensiones del dispositivo de la Figura 29 ya fueron seleccionadas con base a la optimización paramétrica realizada en este estudio y, por De Hu et al. [32] en el caso del patrón seleccionado. El espesor es una variable de diseño que aún no ha sido analizada

Para ello se realizaron diversos análisis variando el espesor desde 1mm hasta 3.5mm. El espesor máximo y mínimo a utilizar fueron establecidos según recomendaciones de fabricación [46].

➤ Energía específica absorbida

Es de esperar que a mayor espesor, el dispositivo sea capaz de absorber mayor cantidad de energía. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, la SEA no solo depende de la cantidad de energía absorbida, también depende de la cantidad de masa. La Tabla 5 y la gráfica de la Figura 32 muestran el comportamiento de la SEA según varía el espesor.

Tabla 5. Variación de la SEA según el espesor.

Espesor (mm)	1mm	1.5mm	2mm	2.5mm	3mm	3.5mm
Masa (Kg)	0.575	0.877	1.183	1.486	1.84	2.18
Energía absorbida (J)	8991.7	14723	21622	28099	37374	49160
SEA (J/Kg)	15637.74	16787.91	18277.26	18909.15	20311.96	22550.46

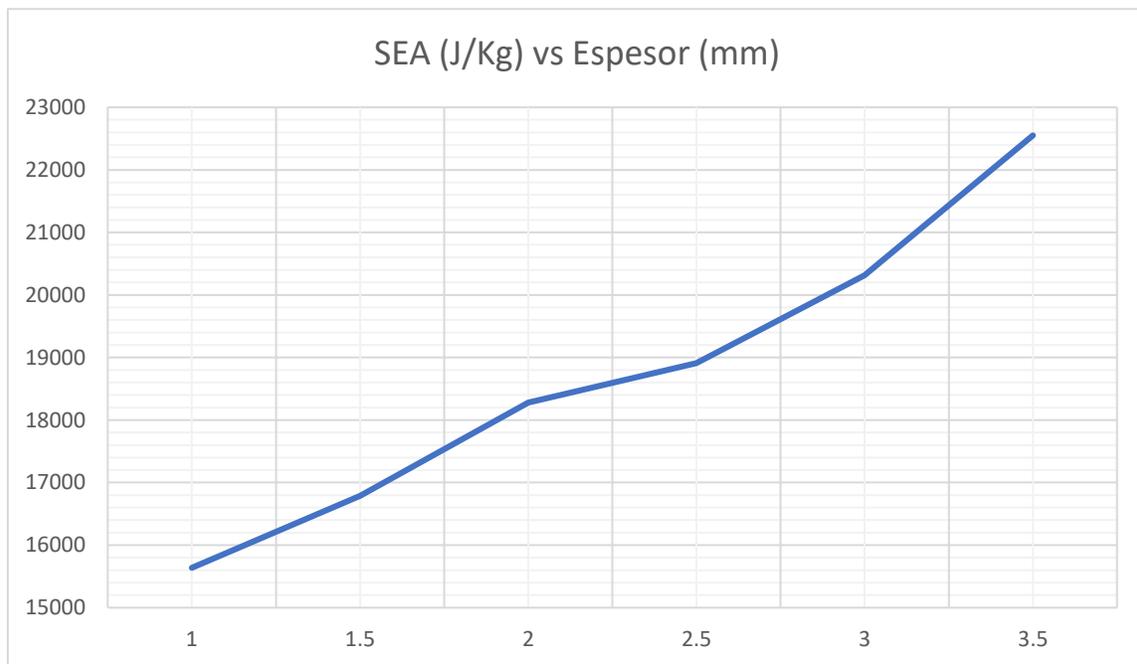


Figura 32. Gráfica de la SEA vs espesor

A pesar de que el comportamiento no es linealmente proporcional, se puede concluir que a mayor espesor la eficiencia de la pieza incrementa. La propuesta de

dispositivo con 3.5mm de espesor no solo es la que más energía absorbe, sino que también es la más eficiente en cuestión de SEA.

➤ **Aceleración del impactor**

La desaceleración del impactor se lleva a cabo a una tasa más elevada según incrementa espesor. Sin embargo, también es importante considerar que el diseño con espesor de 1mm presenta los gradientes de menor intensidad, como se muestra en la Figura 33.

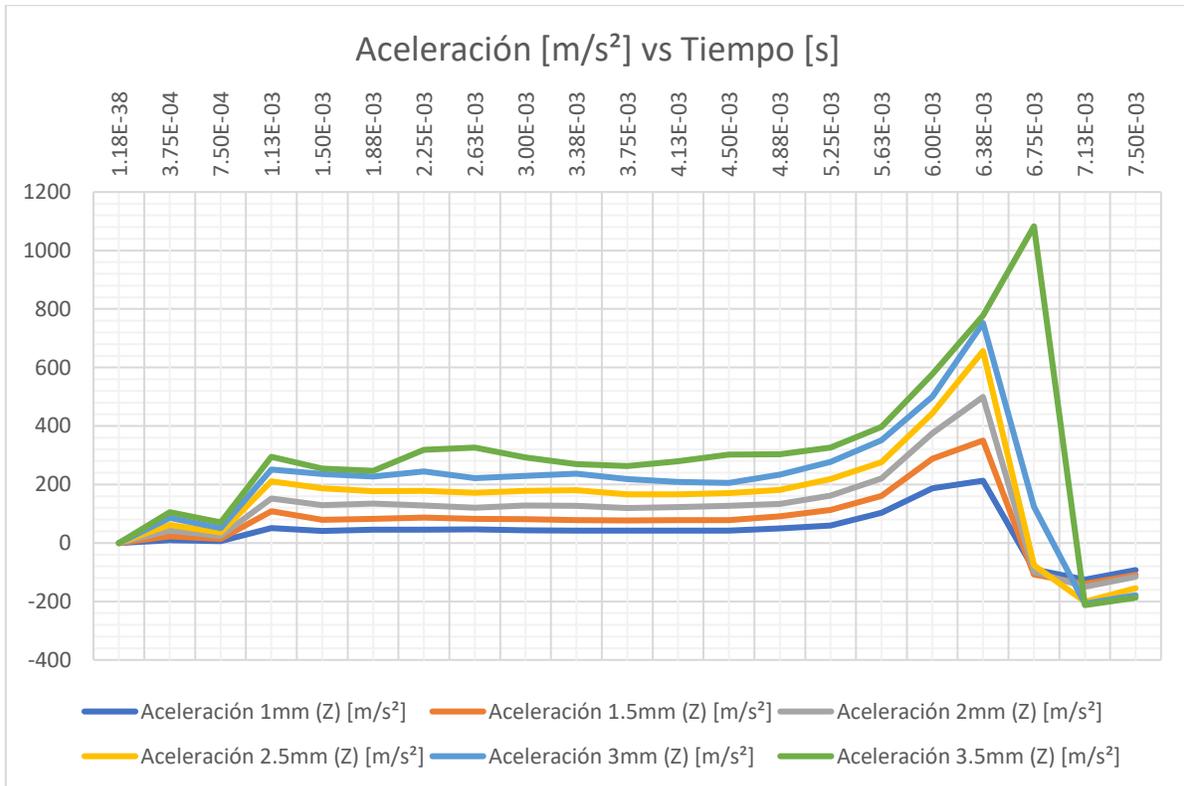


Figura 33. Grafica de aceleración del impactor vs tiempo

➤ **Conclusiones**

Es importante mencionar que, si bien el caso de simulación propuesto en la Figura 23 es una representación simplificada del impacto vehicular, el cual se utilizó para ahorrar costos computacionales durante la optimización del dispositivo, esta condición de carga no es exactamente lo que sucederá en la simulación vehicular.

Todas las opciones analizadas son manufacturables por medio de inyección. Si bien, la opción de 3.5mm de espesor es la variante con mayor cantidad de energía absorbida y con mejor eficiencia en cuanto a SEA, es necesario realizar el análisis vehicular para analizar el comportamiento del dispositivo en el caso de carga establecido por la FMVSS.

3. Modelo y análisis simplificados de impacto lateral vehicular.

El análisis por elementos finitos del impacto de vehículos motorizados ha sido ampliamente usado para identificar tanto daños al vehículo como a los pasajeros. Sin embargo, el análisis a detalle de todos los elementos de la estructura vehicular requieren tiempos y costos computacionales significativos. Para compensar estas limitaciones, se han realizado varios análisis utilizando modelos sustitutos o simplificados [36], [47]–[50].

El uso de modelos simplificados no solo involucra la reducción del número de elementos finitos en el modelo, sino que también disminuye considerablemente el número de grados de libertad. Durante una simulación vehicular se presentan grandes deformaciones y, como se mencionó anteriormente, las condiciones de carga no lineales representan cambios no constantes durante el impacto. Este conjunto de situaciones hace que las condiciones de frontera en modelos simplificados sea difícil de asignar [36].

Durante el ensayo de impacto lateral se presentan dos patrones de transferencia de carga. El primero es en dirección a lo ancho del vehículo, el cual se transfiere a través de los elementos estructurales que cruzan el vehículo de lado a lado. El segundo patrón se presenta con dirección a lo largo del vehículo [49]. Como lo muestra la Figura 34.

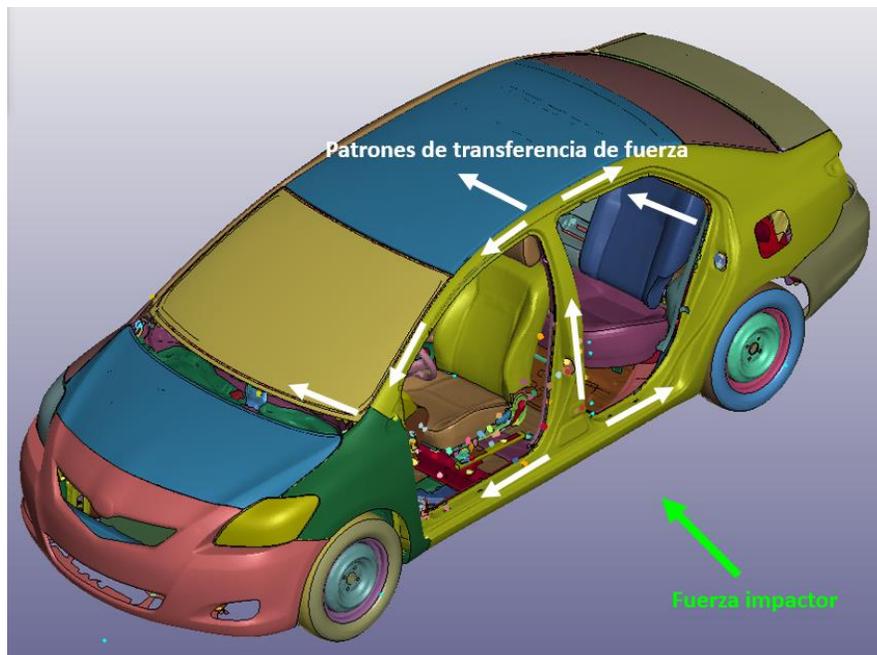


Figura 34. Patrones de transferencia de fuerza. Adaptado de [49]

El modelo simplificado mostrado en la Figura 35, se ha utilizado para explorar las propiedades del pilar B. Las condiciones de frontera se asignan en los círculos rojos con el propósito de representar la carga que se transfiere en dirección al ancho del

auto de prueba. Las condiciones de frontera son asignadas de manera que no influyan en el estudio de los elementos estructurales que se conservan para la simulación [49].

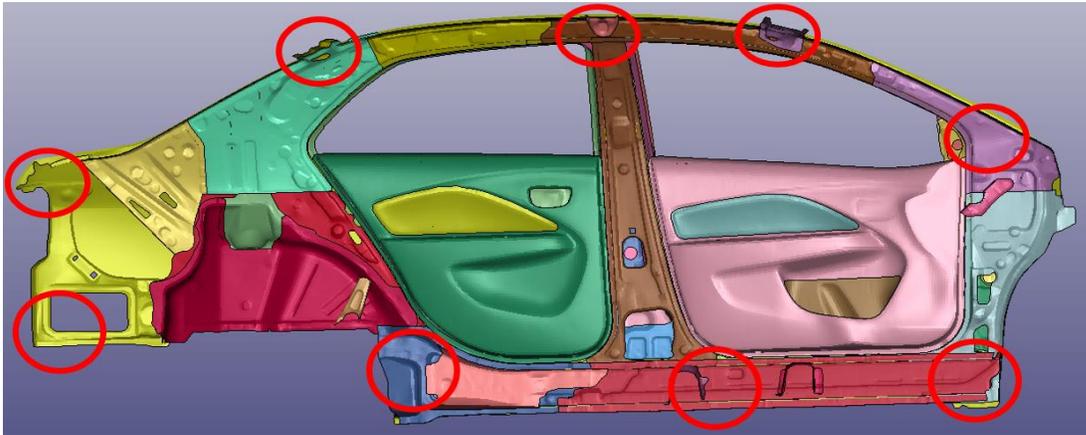


Figura 35. Modelo simplificado. Adaptado de [49].

Para el estudio del dispositivo diseñado, se utilizó el modelo simplificado propuesto por Zhuang et al. [49]. Con el propósito de simular el comportamiento vehicular, se han agregado elementos 1D, tal como se recomienda en [49]. Estos elementos se utilizaron para unir el modelo simplificado con el centro de masa del vehículo. En el centro de gravedad del auto, se ha asignado un nodo de masa que contiene el resto del peso del modelo original.

El modelo original, el desplazamiento en el eje Z está limitado por el contacto de las llantas con el piso. Sin embargo, las llantas del auto fueron removidas al no formar parte de la región de interés. Para reemplazar esta condición de frontera, en la unión de los elementos 1D con el modelo simplificado se restringió movimiento en el eje Z del modelo. Como se muestra en la Figura 36.

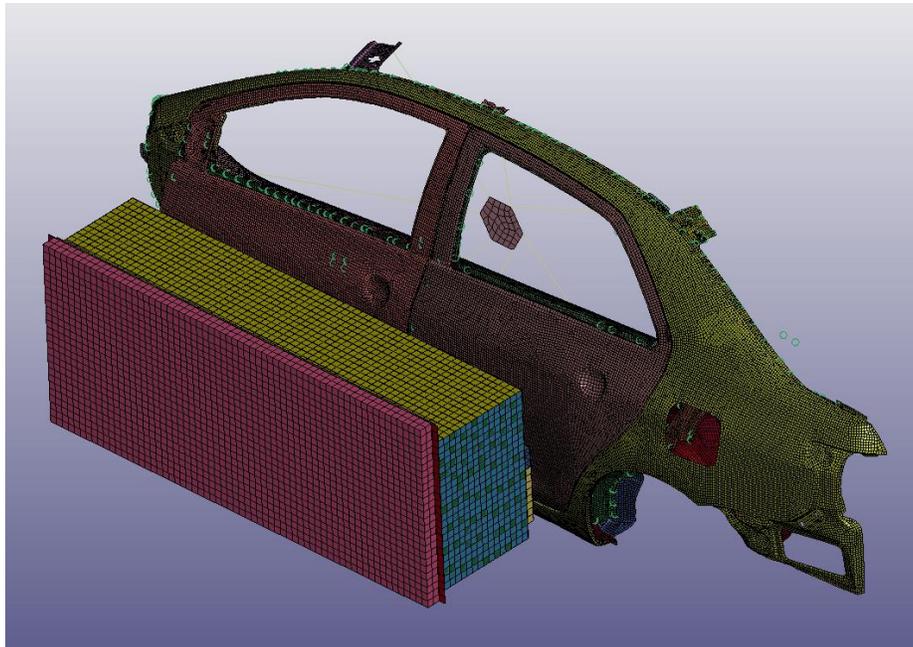


Figura 36. Modelo simplificado a analizar.

De igual forma, la barrera móvil deformable ha sido simplificada a manera de solo incluir la parte frontal. El resto de ella es representado por un nodo de masa ubicado en su centro de gravedad.

Para realizar el comparativo entre la condición original del auto y el análisis con el dispositivo propuesto, se reemplazó la barra lateral frontal del vehículo, como se muestra en la Figura 37.

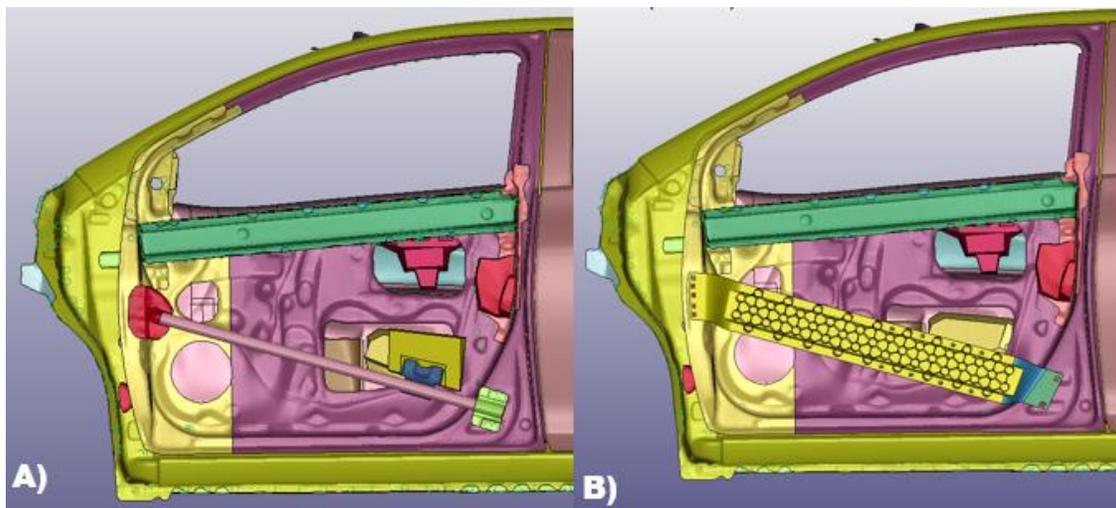


Figura 37. A) Condición original del modelo a simular. B) Modelo de simulación con el dispositivo propuesto

Antes de comenzar el análisis, es necesario remarcar las diferencias entre ambos diseños. La Tabla 6, muestra un comparativo de varios aspectos de ambos diseños, incluyendo su geometría, peso, sujeción al automóvil, el material con el que están diseñados, entre otros.

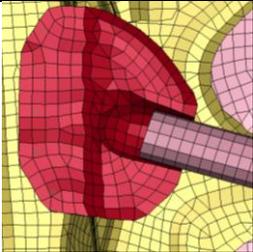
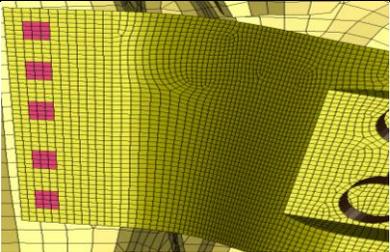
	Diseño Original	Diseño propuesto
Geometría	Tubo circular	Panal de abeja y viga
Volumen (m ³)	0.206x10 ⁻³	1.206 x10 ⁻³
Material	Acero	Ineos 3950
Espesor (mm)	2.2	1
Esfuerzo de fluencia (MPa)	800	26.9
Esfuerzo de ruptura (MPa)	1500	27
Masa del dispositivo (kg)	1.624	1.219
Sujeción al vehículo	 Soporte metálico soldado	 Insertos de acero y tornillos
Método de manufactura	Rolado con costura o extrusión	Inyección de plástico

Tabla 6. Comparativo del diseño original vs diseño propuesto

Es de remarcar la diferencia entre los volúmenes y el peso de ambos diseños. El dispositivo propuesto como remplazo de la barra lateral, tiene un volumen casi 6 veces mayor al del diseño original. Sin embargo, su peso es menor debido al uso de un material de baja densidad.

Según un estudio que compara la simulación virtual con la prueba real de choque [51], el modelo del Toyota Yaris muestra bajos índices de error durante los primeros 150ms del impacto.

Los resultados de la simulación realizada para este trabajo se muestran a continuación.

➤ **Desplazamiento en Y:**

Las Figuras 38 A y B, muestran los modelos simulados en el ms 150, la característica a analizar es el desplazamiento en el eje Y. Gran parte de la puerta delantera del modelo original se encuentra en color verde oscuro, el cual corresponde a un desplazamiento de 24.9 cm. Por otra parte, la puerta delantera del modelo que incluye el dispositivo propuesto es mayormente verde claro, el cual corresponde a un desplazamiento de 20.7 cm y en menor medida verde oscuro como lo muestran las Figuras 38 C y D.

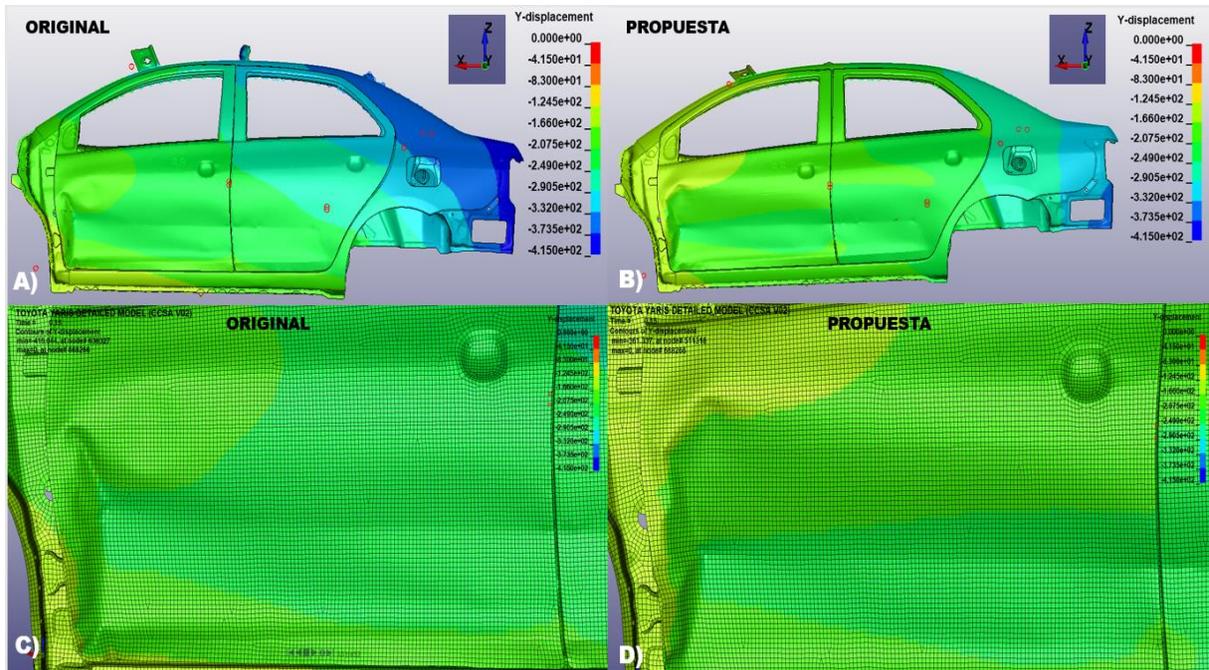


Figura 38. A) Desplazamiento en Y modelo original. B) Desplazamiento en Y modelo propuesto. C) Puerta delantera del modelo original. D) Puerta delantera del modelo propuesto.

Dado que el diseño propuesto muestra menor desplazamiento en la puerta frontal se puede esperar que la intrusión del impactor en el vehículo también sea menor. Este resultado contribuye a mejorar los criterios de seguridad mencionados en la sección 1.1.1.

➤ **Fuerza de reacción**

Para obtener el valor de la fuerza de reacción, se analizó el contacto entre los elementos internos del pilar B que se muestran en la Figura 39.



Figura 39. Elementos internos del pilar B..

En la Figura 40 se muestran las gráficas correspondientes a ambos análisis. Se puede observar que ambos modelos muestran un comportamiento similar durante los primeros 15 ms. Sin embargo, durante el resto del tiempo de la simulación, la gráfica correspondiente al modelo con el dispositivo propuesto muestra máximos de menor valor a los del modelo original. Además de que los valores de fuerza de reacción del diseño propuesto son, en general, menores, también se observan gradientes de menor intensidad.

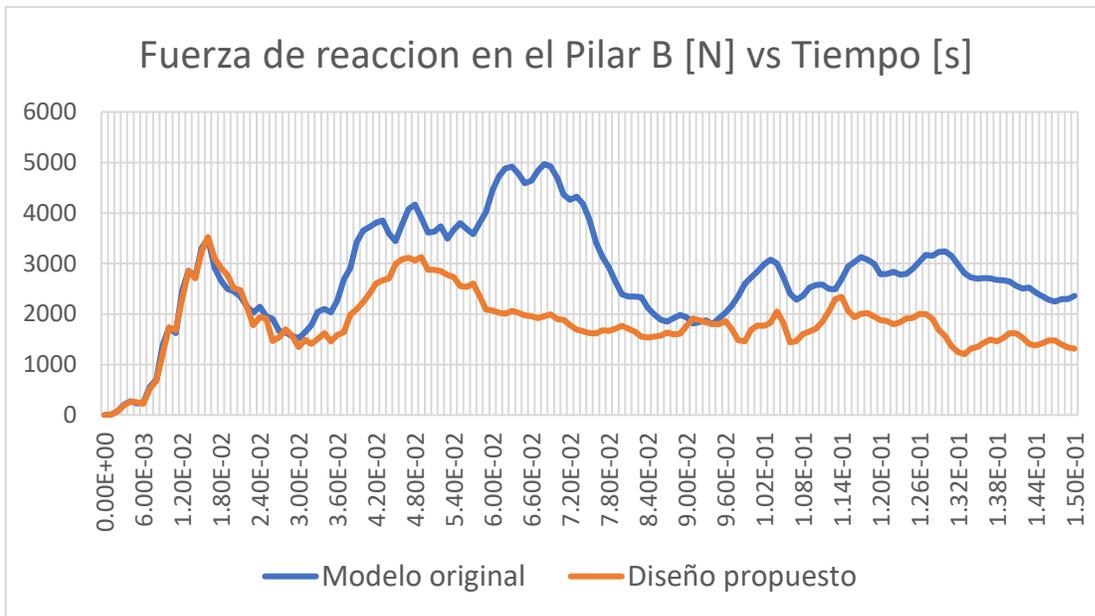


Figura 40. Gráfica de fuerza de reacción vs tiempo.

➤ **Aceleración:**

Como se mencionó anteriormente, antes de la prueba el vehículo es instrumentado con acelerómetros los cuales se muestran en la Figura 1. Debido a la simplificación del modelo, no es posible analizar la mayoría de ellos. Sin embargo, es posible estudiar el acelerómetro correspondiente a la posición 8 de la figura mencionada. La ubicación del punto de medición de la aceleración se muestra en la Figura 41.



Figura 41. Ubicación del acelerómetro en el modelo simplificado.

Durante la simulación de ambos modelos, se puede notar que el diseño original muestra un mínimo global menor en el ms 8. El pico mínimo es 21.5% menor, siendo los valores del modelo original y el diseño propuesto 115.8 G y 90.8 G, respectivamente. También se puede observar que, el modelo de simulación con el dispositivo propuesto es capaz de atenuar los picos de aceleración más rápidamente. A partir del ms 45, la gráfica del diseño propuesto muestra más estabilidad que la correspondiente al modelo original, la cual se comienza a mostrarse más estable a partir del ms 65, como se muestra en la Figura 42.

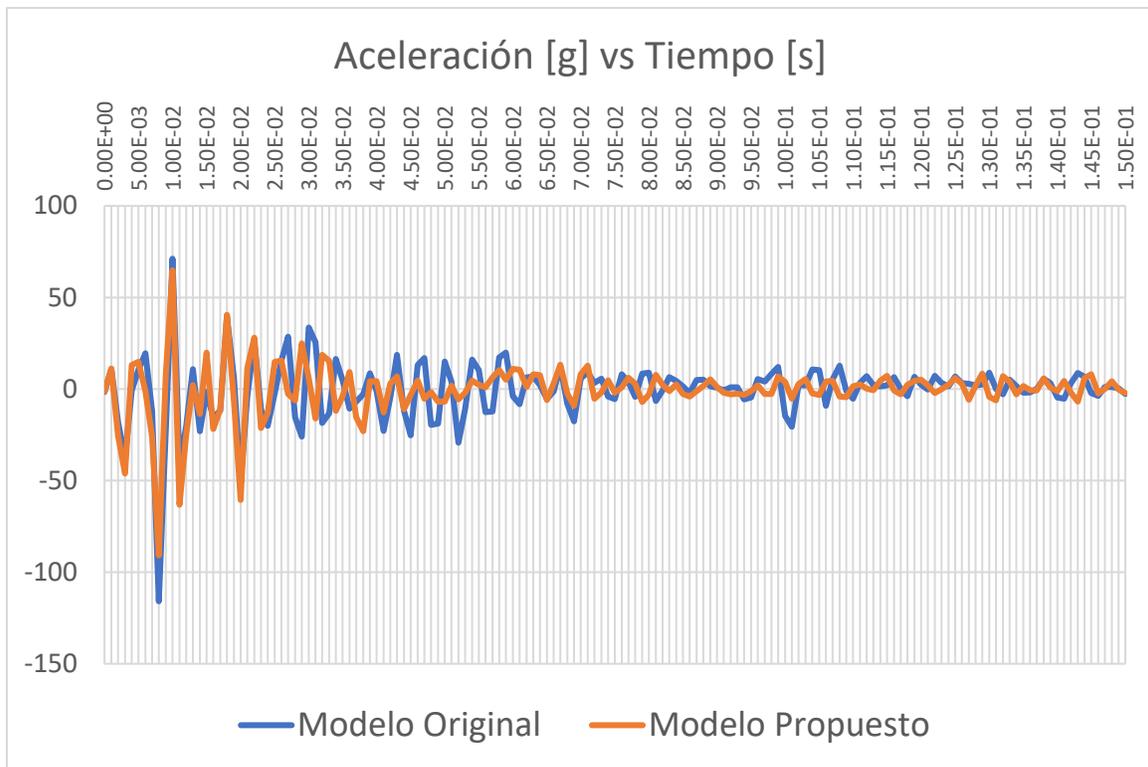


Figura 42. Gráfica de aceleración vs tiempo

➤ Energía interna

En la Tabla 6 se mencionaron las características del diseño y material de la barra lateral original. Debido a la geometría simple y el acero de muy alta resistencia con el que fue diseñada, esta actúa como un resorte, el cual rigidiza la estructura del vehículo. Por otro lado, el modelo propuesto, a pesar de haber sido diseñado con un material de baja densidad y resistencia es capaz de absorber mayor cantidad de energía como se muestra en la Figura 43.

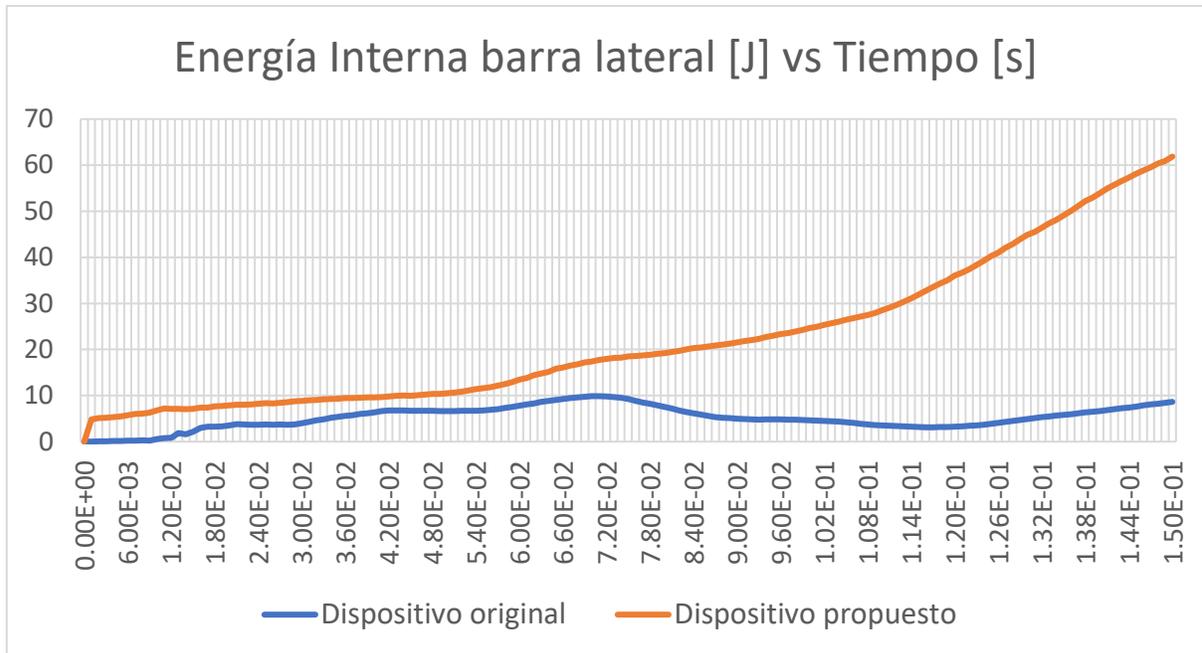


Figura 43. Gráfica de energía interna vs tiempo

En la Figura 43 se puede observar un aumento significativo en la energía interna a partir del ms 100, esto se debe a que la acción del dispositivo diseñado se divide en dos fases. La primera se le atribuye a la acción de la viga que sirve como base del dispositivo. La segunda fase es debida a la acción del panel de abeja, el cual comienza actuar en mayor medida a partir del ms 100. La energía absorbida de los elementos que componen al dispositivo propuesto se muestran en la Figura 44.

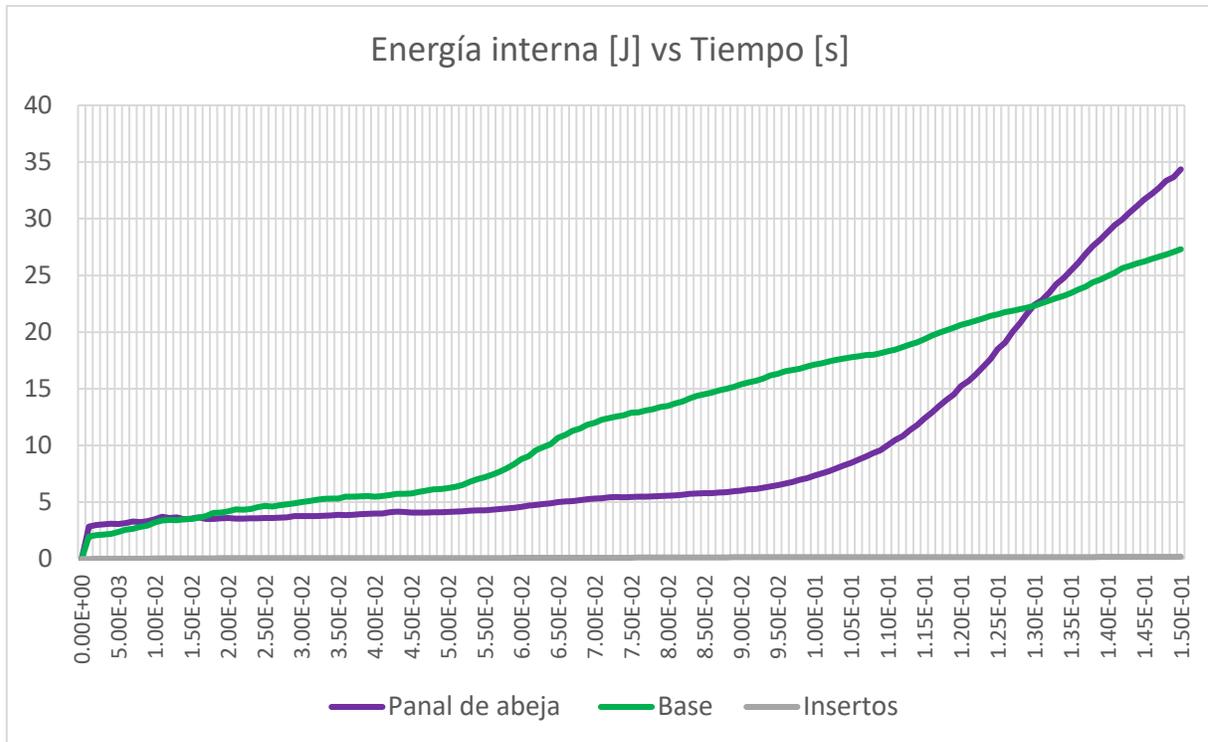


Figura 44. Gráfica de energía interna de los componentes del diseño propuesto vs tiempo

Como se mencionó anteriormente, el material seleccionado para el dispositivo de impacto es el copolímero INEOS 3950, el cual es un material basado en Polipropileno [43]. Ya que los termoplásticos son materiales que se comportan de manera dúctil [39], es posible utilizar el criterio de Von Mises para analizar el nivel de esfuerzo que sufre el componente.

La Figura 45 muestra el nivel de esfuerzo de Von Mises del dispositivo en el ms 150, las unidades de la escala de colores son MPa. Como se mencionó anteriormente, el material utilizado para el diseño tiene un esfuerzo de fluencia de 26.9 MPa.

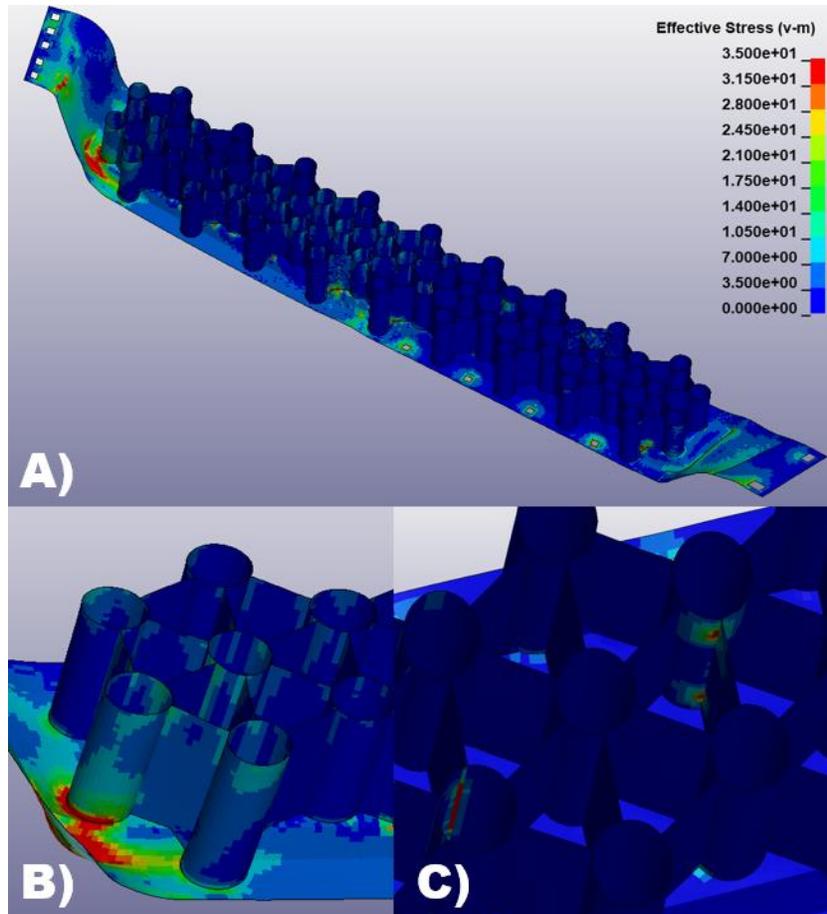


Figura 45. A) Esfuerzo de Von Mises en el dispositivo diseñado. B) Esfuerzo de Von Mises en la parte frontal del dispositivo. C) Esfuerzo de Von Mises en el centro del dispositivo.

El esfuerzo de Von Mises que sufre el dispositivo es mayor al de fluencia, por lo cual se deduce que varias zonas del mismo se encuentran en la zona de deformación plástica. El nivel de deformación que se tiene en este caso de simulación es favorable para la absorción de energía y, al mismo tiempo, se tiene menor desplazamiento en el eje Y que el diseño original, como se mostró en la Figura 38.

➤ Energía específica absorbida

La energía específica absorbida es un criterio para medir la eficiencia de una estructura para absorber energía [28]. En este rubro, el dispositivo propuesto mostró una clara superioridad al diseño original de la barra lateral, como se muestra a continuación.

$$\frac{\text{Energía absorbida diseño original}}{\text{Peso del componente}} = \frac{9.855J}{1.624 kg} = 6.068 J/kg$$

$$\frac{\text{Energía absorbida diseño propuesto}}{\text{Peso del componente}} = \frac{61.861J}{1.219 kg} = 50.747 J/kg$$

Del cálculo anterior se debe remarcar que la masa del dispositivo original es 1.33 veces mayor a la del dispositivo propuesto. Sin embargo, la diferencia en SEA es 8.36 veces mayor a favor del modelo propuesto.

Conclusiones

- Las geometrías celulares, como el panal de abeja, son opciones manufacturables capaces de absorber gran cantidad de energía durante un impacto.
- La adecuada combinación entre geometrías celulares y materiales poliméricos puede converger en dispositivos de seguridad vehicular más ligeros, y con mejor SEA que los dispositivos de seguridad convencionales.
- El diseño propuesto en este trabajo no solo es más ligero, también mostro mejor desempeño en rubros cuantitativos como:
 - Energía absorbida: el diseño propuesto absorbió 7.18 veces más energía que el original.
 - Energía específica absorbida: la SEA del dispositivo propuesto es 8.36 veces mayor a la del diseño original.
 - Aceleración: el pico mínimo es 21.5% menor al del modelo original.
- Algunos dispositivos actuales de seguridad pasiva (como el que se analizó en este trabajo) no actúan como atenuadores de impacto, sino como elementos que rigidizan las estructuras vehiculares. Si bien los dispositivos actuales cumplen con los estándares de seguridad regionales, no son diseños óptimos en cuanto a peso vehicular y SEA.

Trabajo a futuro

- Realizar el análisis del dispositivo en el modelo del vehículo completo y, en un periodo de tiempo más largo
- Realizar un estudio para definir los parámetros y adecuaciones necesarias en el diseño propuesto para su adecuada manufactura.
- Una vez que se hayan implementado las adecuaciones necesarias, se debe realizar otra simulación para corroborar los resultados.

Referencias y bibliografía

- [1] J. A. R. M. OSCAR BARRERA DOBLADO, *Sistemas de seguridad y confortabilidad*, Segunda ed. Madrid, 2019.
- [2] César Arellano García, “La Jornada,” 2022. <https://www.jornada.com.mx/notas/2021/11/09/sociedad/cada-ano-16-mil-muertes-por-accidentes-de-transito-en-mexico-anasevi/> (accessed Apr. 25, 2022).
- [3] EURO NCAP, “EURO NCAP,” 2021. <https://www.euroncap.com/> (accessed Jan. 21, 2021).
- [4] M. Yildizhan, B. Efendioğlu, N. Kaya, I. Öztürk, E. Albak, and F. Öztürk, “Design of improved energy absorbing pads to reduce occupant injuries in vehicle side impact,” *Int. J. Veh. Des.*, vol. 71, no. 1, pp. 174–190, 2016, doi: 10.1504/IJVD.2016.078775.
- [5] M. L. Brumbelow, B. Mueller, R. A. Arbelaez, and M. Kuehn, “Investigating Potential Changes To the Iihs Side Impact Crashworthiness Evaluation Program,” *Esv*, pp. 1–10, 2017.
- [6] G. NCAP, “Global NCAP.” <http://www.globalncap.org/> (accessed Jan. 20, 2021).
- [7] NHTSA, “NHTSA.” <https://www.nhtsa.gov/> (accessed Jan. 10, 2021).
- [8] Office of Regulatory Analysis and Evaluation, “LABORATORY TEST PROCEDURE FOR FMVSS No. 214, DYNAMIC SIDE IMPACT PROTECTION Moving Deformable Barrier Test Requirements Using Advanced Test Dummies,” no. September. p. 45, 2012, [Online]. Available: <https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/tp214d-09.pdf>.
- [9] Office of Regulatory Analysis and Evaluation, “FMVSS 110 Tire Selection and Rims for Motor Vehicles With a GVWR of 4 , 536 Kilograms or Less (For Light Truck Type Vehicles Only).” 2005.
- [10] Office of Regulatory Analysis and Evaluation, “NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION LABORATORY TEST PROCEDURE FOR FMVSS No . 214 , DYNAMIC SIDE IMPACT PROTECTION -Moving Deformable Barrier Impact Test Requirements- APPENDIX B CHECK SHEETS,” no. September. pp. 1–20, 2012.
- [11] Euro NCAP, “EUROPEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME (Euro NCAP) SIDE IMPACT MOBILE DEFORMABLE BARRIER TESTING PROTOCOL,” no. June, 2020.
- [12] Office of Regulatory Analysis and Evaluation, “NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION LABORATORY TEST PROCEDURE FOR FMVSS No . 214 , DYNAMIC SIDE IMPACT PROTECTION -Moving Deformable Barrier Test Requirements - APPENDIX C ALUMINUM HONEYCOMB BARRIER STRENGTH TEST.” 2017.
- [13] Cornell Law School, “Cornell Law School,” 2012. <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/49/571.214> (accessed Jun. 15, 2022).
- [14] BMW, “BMW GROUP PRESS CLUB.” <https://www.press.bmwgroup.com/> (accessed Nov. 23, 2021).

- [15] GM, "GM PRESSROOM." <https://media.gm.com/media> (accessed Nov. 23, 2021).
- [16] Audi, "Audi Media Center." <https://www.audi-mediacenter.com/> (accessed Nov. 23, 2021).
- [17] ASM Handbook Committee, *ASM HANDBOOK VOL. 1 Properties and Selection: Irons, Steels and High Performance Alloys*, 10th Ed. ASM International, 1993.
- [18] SZETEIOVÁ Katarína, "AUTOMOTIVE MATERIALS PLASTICS IN AUTOMOTIVE MARKETS TODAY," *Adv. Mater. Process.*, vol. 158, no. 2, pp. 50–52, 2000, doi: 10.1016/b978-0-08-034720-2.50017-4.
- [19] D. PONT, "THERMOPLASTIC COMPOSITES." <https://tp-composites.com/dupont-company/> (accessed Nov. 21, 2021).
- [20] WARDS IS Automotive, "WARDSAUTO." <https://www.wardsauto.com/> (accessed Nov. 23, 2021).
- [21] O. B. Brinkmann, *International Plastics Handbook*, 4th ed. Munich, 2006.
- [22] O.C. Zienkiewicz, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*. Waltham, Massachusetts. USA: Elsevier, 2014.
- [23] Altair, "Altair University," 2021. <https://certification.altairuniversity.com/> (accessed Mar. 06, 2022).
- [24] Ansys, "Ansys Learning," 2020. <https://www.youtube.com/c/AnsysLearning>.
- [25] T. Chotika, J. Biermann, and S. Koetnuyom, "Energy Absorption Analysis of Various Vehicles under Crash Test Simulation," 2011.
- [26] Ansys, *ANSYS Explicit Dynamics Analysis Guide 2021 R1*. Canonsburg Pennsylvania, 2021.
- [27] N. A. Z. Abdullah, M. S. M. Sani, M. S. Salwani, and N. A. Husain, "A review on crashworthiness studies of crash box structure," *Thin-Walled Struct.*, vol. 153, no. April, p. 106795, 2020, doi: 10.1016/j.tws.2020.106795.
- [28] N. S. Ha, G. Lu, and X. Xiang, "High energy absorption efficiency of thin-walled conical corrugation tubes mimicking coconut tree configuration," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 148, no. August, pp. 409–421, 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2018.08.041.
- [29] Q. Gao, C. Ge, W. Zhuang, L. Wang, and Z. Ma, "Crashworthiness analysis of double-arrowed auxetic structure under axial impact loading," *Mater. Des.*, vol. 161, pp. 22–34, 2019, doi: 10.1016/j.matdes.2018.11.013.
- [30] Guoxing Lu and Tongxi Yu, *Energy absorption of structures and materials*, 1st ed., no. 1. Cambridge England, 2003.
- [31] Q. Gao, X. Zhao, C. Wang, L. Wang, and Z. Ma, "Multi-objective crashworthiness optimization for an auxetic cylindrical structure under axial impact loading," *Mater. Des.*, vol. 143, pp. 120–130, 2018, doi: 10.1016/j.matdes.2018.01.063.

- [32] D. Hu, Y. Wang, B. Song, L. Dang, and Z. Zhang, "Energy-absorption characteristics of a bionic honeycomb tubular nested structure inspired by bamboo under axial crushing," *Compos. Part B Eng.*, vol. 162, no. June 2018, pp. 21–32, 2019, doi: 10.1016/j.compositesb.2018.10.095.
- [33] R. Foster, M. Penellum, B. Sharma, D. U. Shah, R. M. Foster, and M. H. Ramage, "Relationship of structure and stiffness in laminated bamboo composites," *Constr. Build. Mater.*, vol. 165, no. March, pp. 241–246, 2018, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2017.12.166.
- [34] S. Palanivelu *et al.*, "Crushing and energy absorption performance of different geometrical shapes of small-scale glass / polyester composite tubes under quasi-static loading conditions," *Compos. Struct.*, vol. 93, no. 2, pp. 992–1007, 2011, doi: 10.1016/j.compstruct.2010.06.021.
- [35] K. J. Sabu Thomas, *Polymer Composites, Macro- and Microcomposites*. Weinheim, Germany: Wiley, 2012.
- [36] K. S. and M. F. H. H Fang *, "Numerical simulations of multiple vehicle crashes and multidisciplinary crashworthiness optimization," *Int. J. Crashworthiness*, no. October 2013, pp. 37–41, 2010, doi: 10.1533/ijcr.2005.0335.
- [37] LS-DYNA, "LS-DYNA Support," 2022. <https://www.dynasupport.com/howtos/general/contact-energy> (accessed Oct. 19, 2022).
- [38] David Kazmer, *Injection Mold Design Engineering*, 2nd Editio. Munich: Hanser Publications, 2016.
- [39] D. R. Askeland, *The Science and Engineering of Materials*, Sixth Edit., vol. 26, no. 6. Global Engineering, 2011.
- [40] P. Spiros, *Revolutionizing Aircraft Materials and Processes*, First edit. Cham, Switzerland: Springer, 2020.
- [41] C. & T. C. Maier, *Polypropylene The Definitive User's Guide and Databook*, First edit. Norwich, NY: Plastics Design Library, 1998.
- [42] "INEOS," *INEOS*, 2022. <https://www.ineos.com/> (accessed Oct. 13, 2022).
- [43] I. O. & P. USA, "No 3950 Polypropylene Impact Copolymer." INEOS, League City, TX.
- [44] INEOS Olefins & Polymers USA, "10-3950 POLYPROPYLENE IMPACT COPOLYMER CAS # 9010-79-1," 2022.
- [45] H. Rees, *Selecting Injection Molds*, First Edit. München, Germany, 2005.
- [46] 3D SYSTEMS, "Basics of Injection Molding Design," 2022. <https://www.3dsystems.com/quickparts/learning-center/injection-molding-basics>.
- [47] P. R. Berthelson, P. Ghassemi, J. W. Wood, G. G. Stubblefield, and M. D. Jones, "A finite element – guided mathematical surrogate modeling approach for assessing occupant injury

trends across variations in simplified vehicular impact conditions,” pp. 1065–1079, 2021.

- [48] B. D. Youn, K. K. Choi, R. Yang, and L. Gu, “Reliability-based design optimization for crashworthiness of vehicle side impact,” vol. 283, pp. 272–283, 2004, doi: 10.1007/s00158-003-0345-0.
- [49] W. Zhuang and Q. Xu, “Establishment method of the simplified model for research on the crashworthiness of B-pillar in side impact,” vol. 637, pp. 502–506, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.635-637.502.
- [50] R. Liang, X. Liu, Y. Hu, L. Ren, and C. Bastien, “An FSRW numerical simplification approach for vehicle frontal crashworthiness analysis,” *Int. J. Crashworthiness*, vol. 0, no. 0, pp. 1–15, 2021, doi: 10.1080/13588265.2021.2009687.
- [51] C.-D. (Steve) K. Dhafer Marzougui, Randa Radwan Samaha, Chongzhen Cui, “Extended Validation of the Finite Element Model for the 2010 Toyota Yaris Passenger Sedan,” 2012.

Apéndice

Tabla 7. Valores numéricos de la Figura 31.

Iteración	Angulo	Alto de la costilla	Energía absorbida	Masa	SEA
DP 0	20	20	50983.83984	1.054422355	48352.38899
DP 1	20	19	62454.33203	1.04431388	59804.1769
DP 2	20	18	55499.46484	1.034205406	53663.87037
DP 3	20	17	55742.69922	1.024096932	54431.07727
DP 4	20	16	51942.27344	1.013988457	51225.70484
DP 5	20	15	50967.39844	1.003879983	50770.4101
DP 6	20	14	44996.01953	0.993771509	45278.03336
DP 7	20	13	42636.5	0.983663035	43344.61955
DP 8	20	12	45784.89844	0.97355456	47028.59018
DP 9	20	11	44094.38281	0.963446086	45767.35891
DP 10	20	10	42027.20703	0.953337612	44084.28505
DP 11	21	20	51642.51563	1.050680759	49151.48125
DP 12	21	19	59974.29297	1.040758898	57625.53948
DP 13	21	18	60312.48828	1.030837037	58508.2667
DP 14	21	17	57186.51953	1.020915176	56014.95685
DP 15	21	16	58042.67188	1.010993315	57411.52886
DP 16	21	15	48078.59766	1.001071454	48027.13879
DP 17	21	14	39246.67969	0.991149593	39597.13041
DP 18	21	13	43562.60156	0.981227732	44396.01547
DP 19	21	12	44811.66406	0.971305871	46135.48153
DP 20	21	11	43829.92969	0.96138401	45590.45006
DP 21	21	10	41663.9375	0.951462149	43789.37991
DP 22	22	20	50574.61719	1.046983779	48305.0628
DP 23	22	19	61889.47266	1.037246306	59667.09383
DP 24	22	18	57425.92578	1.027508833	55888.49842
DP 25	22	17	60808.08203	1.01777136	59746.30888
DP 26	22	16	56737.01953	1.008033887	56284.83355
DP 27	22	15	64945.1875	0.998296414	65056.01603
DP 28	22	14	53720.86328	0.988558941	54342.60018
DP 29	22	13	41276.26563	0.978821468	42169.35057
DP 30	22	12	44029.77734	0.969083995	45434.42836
DP 31	22	11	43596.01172	0.959346522	45443.44585
DP 32	22	10	39935.78906	0.949609049	42054.97948
DP 33	23	20	51282.52734	1.043330067	49152.73599
DP 34	23	19	64750.39063	1.033774824	62634.90763
DP 35	23	18	64623.875	1.024219581	63095.72301
DP 36	23	17	62531.67969	1.014664338	61627.94663
DP 37	23	16	54170.95703	1.005109095	53895.59928

DP 38	23	15	63995.61328	0.995553852	64281.41796
DP 39	23	14	55616.64063	0.985998609	56406.40879
DP 40	23	13	41078.38281	0.976443366	42069.39617
DP 41	23	12	43190.00391	0.966888123	44669.08101
DP 42	23	11	42839.125	0.95733288	44748.4108
DP 43	23	10	41094.53906	0.947777637	43358.84013
DP 44	24	20	43963.90625	1.039718322	42284.43926
DP 45	24	19	60836.77734	1.030343216	59045.15737
DP 46	24	18	56233.35547	1.02096811	55078.46417
DP 47	24	17	56238.14453	1.011593004	55593.64716
DP 48	24	16	50341.53125	1.002217898	50230.12596
DP 49	24	15	62448.91016	0.992842792	62899.09205
DP 50	24	14	37709.97656	0.983467686	38343.8898
DP 51	24	13	39406.85547	0.97409258	40454.93856
DP 52	24	12	41189.42578	0.964717474	42695.84299
DP 53	24	11	40537.83594	0.955342368	42432.78359
DP 54	24	10	38623.79688	0.945967262	40829.95094
DP 55	25	20	36475.29297	1.036147284	35202.80709
DP 56	25	19	53952.36719	1.026950285	52536.49372
DP 57	25	18	51007.58203	1.017753285	50117.82596
DP 58	25	17	49438.26953	1.008556286	49018.85023
DP 59	25	16	44816.41406	0.999359287	44845.14695
DP 60	25	15	43163.14063	0.990162287	43591.98607
DP 61	25	14	32732.81641	0.980965288	33367.96604
DP 62	25	13	30660.07617	0.971768288	31550.80953
DP 63	25	12	29214.96094	0.962571289	30350.95819
DP 64	25	11	27960.85352	0.953374289	29328.30666
DP 65	25	10	26722.55078	0.94417729	28302.47144
DP 66	26	20	39670.08594	1.032615734	38417.08453
DP 67	26	19	49067.22656	1.023594872	47936.17858
DP 68	26	18	62056.32422	1.014574009	61164.90629
DP 69	26	17	63597.46094	1.005553147	63246.24523
DP 70	26	16	56086.95313	0.996532285	56282.12349
DP 71	26	15	52719.35938	0.987511423	53386.07551
DP 72	26	14	37735.40625	0.97849056	38564.91598
DP 73	26	13	39605.50781	0.969469698	40852.75475
DP 74	26	12	38927.54297	0.960448836	40530.57437
DP 75	26	11	37783.22266	0.951427974	39712.12084
DP 76	26	10	34347.86328	0.942407111	36446.94832
DP 77	27	20	39474.48438	1.029122491	38357.42073
DP 78	27	19	53967.71875	1.020275855	52895.22286

DP 79	27	18	59992.69922	1.01142922	59314.7776
DP 80	27	17	64031.22266	1.002582584	63866.28262
DP 81	27	16	55740.51172	0.993735948	56091.87412
DP 82	27	15	54879.70703	0.984889313	55721.70022
DP 83	27	14	49960.28516	0.976042677	51186.57856
DP 84	27	13	39616.3125	0.967196041	40959.96139
DP 85	27	12	39253.57422	0.958349406	40959.56443
DP 86	27	11	39923.97656	0.94950277	42047.24602
DP 87	27	10	39957.01953	0.940656134	42477.81743
DP 88	29	20	39874.66797	1.022246388	39006.9052
DP 89	29	19	45877.82813	1.013742701	45255.88998