

## **SIMULACIÓN DE DESEMPEÑO DEL HABITÁCULO DE SEGURIDAD DE UN VEHÍCULO LIVIANO A IMPACTO FRONTAL SOBRE UNA PARED RÍGIDA POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

### **PERFORMANCE SIMULATION OF THE SAFETY CABIN OF A LIGHT VEHICLE AT FRONT IMPACT ON A RIGID WALL BY THE FINITE ELEMENT METHOD**

Edwin Alfonso Chamba<sup>1</sup>, Rodrigo Andrés Cárdenas<sup>2</sup>, Bryan Jhon Briceño Martínez<sup>3</sup>, Diego Geovanni Cuasapud Puentes<sup>4</sup>  
e-mail : <sup>1</sup>echamba.monar1989@gmail.com, <sup>2</sup>andres.cardenasyanez1989@gmail.com, <sup>3</sup>bryan.briceno@unl.edu.ec, <sup>4</sup>dcuasapud.mdm@uisek.edu.ec

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, IX Edición 2020, No. 7 (10)

#### **Resumen**

Los ingenieros, generalmente utilizan programas computacionales que les permite realizar estudios y análisis basados en métodos explícitos e implícitos, lo cual admite tratar fenómenos físicos que antes eran imposibles analizar con procesos simples de cálculo. El presente estudio se enfoca en determinar una metodología para el análisis de desempeño del habitáculo de seguridad de un vehículo liviano a impacto frontal sobre una pared rígida por el método de los elementos finitos , mediante un modelo CAD en un programa computacional, después se realizó el PRE PROCESAMIENTO, donde permite revisar la geometría, es decir validar errores frecuentes al generar malla de elementos finitos por ejemplo: interferencia, separaciones, duplicados, redondeos, caras duplicadas, entre otras, que se generaron al momento de dibujar el modelo, posterior a esto se determina la SOLUCIÓN en el software Ls Dyna, mediante simulación explícita se visualiza convergencia tomando en cuenta la propiedad de tracción de materiales mediante probetas ensayadas bajo la Norma Técnica ecuatoriana NTE INEN 109:2009 en el Centro de Fomento Carrocero de la ciudad de Ambato,. Se continuo con un POST- PROCESAMIENTO, que son resultados de la simulación, obtenidos donde se determinó el comportamiento estructural del habitáculo de seguridad evaluando el desempeño al someterse a un impacto frontal a una velocidad de 56 Km/h.

**Palabras Clave:** Impacto frontal, simulación, habitáculo de seguridad, elementos finitos, Crashworthiness.

#### **Abstract**

*Engineers generally use computer programs that allow studies and analysis based on explicit and implicit methods, which admit physical phenomena that were previously impossible to analyze with simple calculation processes. The present study focuses on determining a methodology for the performance analysis of the safety cabin of a light vehicle at frontal impact on a rigid wall by the finite element method, using a CAD model in a computer program, then performed the PRE PROCESSING, where it allows to review the geometry, that is, to validate frequent errors when generating a finite element mesh, for example: interference, separations, duplicates, rounds, duplicate faces, among others, that were generated at the time of drawing the model After this, the SOLUTION is determined in the Ls Dyna software, by means of the explicit simulation convergence is visualized taking into account the tensile property of materials by means of test pieces tested under the Equatorial Technical Standard NTE INEN 109: 2009 at the Development Center Body builder of the city of Ambato,. It was continued with a POST-PRO-CESSATION, which are results of the simulation, obtained where the structural behavior of the security cabin was determined by evaluating the performance when subjected to a frontal impact at a speed of 56 km / h.*

**Keywords:** Frontal impact, simulation, safety compartment, finite elements, Crashworthiness.

## 1. Introducción

El presente proyecto pretende obtener información sobre el desempeño del habitáculo de seguridad de un automóvil al ser impactado sobre una pared rígida; el estudio dinámico se basa en simulación por el Método de Elementos Finitos (MEF), de la carrocería sometida a carga de impacto frontal.

Con el rápido desarrollo de la economía global y la tecnología de ingeniería, la industria del automóvil ha cambiado inmensamente el estilo de vida de las personas en las últimas décadas, y el uso de vehículos ha sido popular en diversos campos. Pero el accidente de tráfico se ha convertido simultáneamente en un grave problema social. La mortalidad causada por el accidente del vehículo se ha mantenido en un alto nivel. El impacto frontal representa el 40% de todas las colisiones de vehículos, causando el 70% del total de muertes de tráfico. (Wang & Wang, 2016)

Otro caso que estudia un modelo de automóvil y su comportamiento en un choque es el realizado por el Colegio de Ingeniería de la Universidad Estatal de Florida donde se crea un modelo por Elementos Finitos de todo el auto asignando los diferentes componentes, materiales con los mismos tipos de conexiones y uniones para realizar un estudio de impacto frontal y lateral en diferentes escenarios, otro objetivo de este trabajo fue analizar una estructura modificada a partir del modelo de fábrica como muchos de los fabricantes de autos lo hacen en nuestro país. Se concluye que los resultados numéricos fueron comparados con los resultados experimentales en diferentes niveles de validación, encontrando una buena correlación para cada caso; el ensayo de volcamiento de acuerdo a la norma R 66 puede registrar distribuciones de las condiciones iniciales dependiendo de la estructura del automóvil. (Morka, Kwaśniewski, & Wekezer, 2005)

### Planteamiento del problema

En un informe emitido por la Organización Mundial de la Salud (OMS), en el año 2010 se encontró Ecuador como uno de los países con más muertes por accidentes de tránsito en Latinoamérica. El 50,09% son ocasionados por falta de experiencia o descuido del conductor, el 13,2% por desacato a las leyes de tránsito, el 12,31% por superar límites de velocidad, por embriaguez son el 9,73%, el 7,69% por situaciones externas sin comprobar y el 6,99% por descuido de otros implicados. (Agencia Nacional de Tránsito 2010).

Se considera que una prueba de choque es una forma de pruebas destructiva para garantizar un diseño seguro en caso de impacto o colisión. Pero no siempre es económico destruir un espécimen para garantizar su seguridad, especialmente en el caso de producción a pequeña escala. La simulación de choque es muy popular últimamente, porque es una representación virtual de un ensayo destructiva de impacto de un vehículo empleando una simulación por computadora con el fin de examinar el nivel de seguridad del vehículo y sus ocupantes en diferentes condiciones como la velocidad de colisión, colisionar el objeto, el material y el número del componente del objeto colisionando, entre otros, por lo tanto, ahorra el tiempo y el coste. (Mishra & Pradhan, 2016)

Mediante el análisis de una estructura real con el método de los elementos finitos para evaluar el desempeño de la cápsula de seguridad del habitáculo del conductor y copiloto a impacto frontal sobre una barrera rígida. El programa de elementos finitos para este análisis es el software de simulación LS DYNA.

El estudio y la metodología de análisis planteados, podrían servir de base y objeto de estudio para ensayos virtuales de impactos frontales, laterales y por alcance.

Además de proporcionar un documento técnico que posiblemente ayude en las investigaciones forenses de accidentes de tránsito.

Es importante conocer que en Ecuador aún no se realiza este tipo de ensayos, por los altos costos que representa, sin embargo, el Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos para América Latina y el Caribe (Latin NCAP) ofrece información transparente y real de las pruebas realizadas en Latinoamérica, entre sus principales miembros activos se encuentran los siguientes países: Bolivia, Chile, Colombia, Costa Rica, Uruguay, Argentina y Brasil. (Latin Ncap, 2018).

### Seguridad vehicular en el Ecuador

El país se encuentra innovado de manera constante y se ha actualiza de acuerdo a seguridad vehicular, el primer paso fue la emisión y cumplimiento del Reglamento Técnico Ecuatoriano (RTE) 034, Anexo III A, que exigió la incorporación de elementos mínimos de seguridad en cualesquiera automóviles que se comercialice. (Arizaga Cáceres & Gómez Rodríguez, 2015)

La industria de ensambladores y fabricantes de autopartes del Ecuador han realizado grandes



como único objetivo absorber energía en impactos a pequeñas y grandes velocidades (crashworthiness), en el área de Ingeniería automovilística y aeronáutica ha incrementado la exigencia en seguridad. Existen nuevos componentes estructurales, que presentan como beneficio ser más ligeros permitiendo la disminución en consumo de combustible y manteniendo la propiedad de absorción de energía, lo que obliga a optimizar los diseños empleando herramientas numéricas que desmullen el costo en ensayos en modelos completos. (Millán, 2013)

La Figura 3 indica el papel principal de la zona de transición, es transferir las cargas de choque del extremo frontal al extremo trasero del vehículo, mientras que el papel principal de la zona de aplastamiento es absorber lo más posible la energía cinética por modos de deformación plástica. La absorción de energía y la relación de absorción de energía en las partes claves deformables. Se puede ver que el haz longitudinal delantero es el camino de carga principal, que transfiere el 70% de la carga de choque y absorbe más del 50%. (Dan et al., 2016)

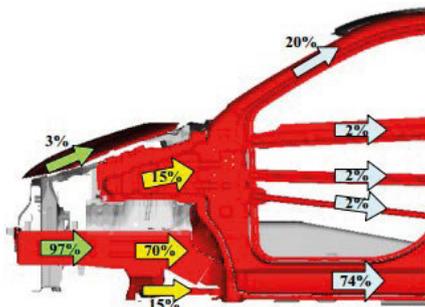


Figura 3. Distribución de la trayectoria de carga para el impacto frontal. Recuperado de Duan, Sun et al. 2016.

Por lo tanto, el objetivo de “crashworthiness” es una estructura de vehículo optimizada que puede absorber la energía del choque por deformaciones controladas del vehículo mientras que mantiene el espacio adecuado de modo que la energía residual del choque pueda ser manejada por los sistemas de retención para minimizar la transferencia de las cargas de choque a los ocupantes del vehículo. (Deformación Programada). (Du Bois et al., 2000)

### La deformación programada

La Figura 4, muestra la viga longitudinal delantera (FLB) que tiene un patrón mixto de deformación axial y de flexión bajo el impacto frontal del vehículo. En comparación con la deformación por flexión, el modo de deformación axial es un patrón preferido

para absorber la energía cinética. Para aprovechar al máximo el espacio de trituración de la zona de aplastamiento y explotar el máximo potencial de absorción de energía. (Duan et al., 2016)

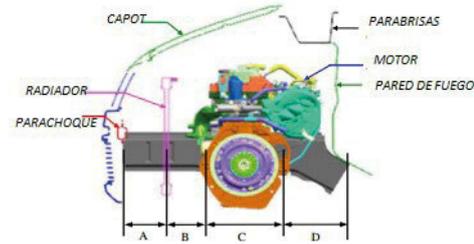


Figura 4. Espacio de aplastamiento para la estructura de la parte delantera. Recuperado de Duan, Sun et al. 2016.

El FLB se divide en 4 espacios diferentes, donde se espera que el espacio A y el espacio B generen un colapso axial relativamente uniforme y progresivo, el espacio C se define por las dimensiones del compartimento del motor y el espacio D espera que la alta rigidez de flexión resista a la deformación por flexión. Entre estos espacios, el ‘espacio A’, ‘espacio B’ y ‘espacio C’ pertenecen a la zona de aplastamiento, que se utilizan para absorber la energía cinética, mientras que el ‘espacio D’ pertenece a la zona de transición, cuyo objetivo principal es la transferencia de carga de impacto. (Duan et al., 2016)

### Ensayos y pruebas de choque

Las colisiones de vehículos en el mundo real son eventos dinámicos únicos en los que el vehículo puede chocar con otro vehículo de forma, rigidez y masa similares o diferentes; o puede chocar con otro objeto estacionario tal como un árbol, una pared o un pilar de puente. Generalmente, con el propósito de desarrollar un reglamento y normas, los expertos en seguridad clasifican las colisiones de vehículos como choques frontales, laterales, traseros o de vuelco. Además, el vehículo puede experimentar un solo impacto o múltiples impactos.

La Figura 5, indica un método empleado por IRCOBI, es decir un estudio para la evaluación virtual puede producir resultados correctos, si se adopta un enfoque de validación de modelo estructurado, indicando que es un requisito previo para cualquier evaluación virtual. Para lo cual se realizó una comparación de un modelo de vehículo genérico de referencia en LS-DYNA y VPS. (Ghosh et al., 2016)

Lo que es clara justificación la utilización del método en estudios similares de impacto frontal.

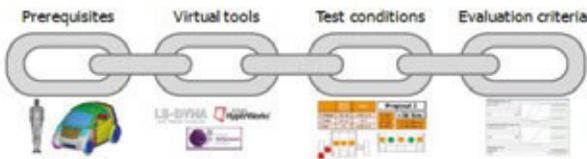


Figura 5. Elementos clave necesarios para la evaluación virtual. Recuperado de Ghosh, Mayer et al., 2016.

Los datos obtenidos de una simulación de choque indican la capacidad de la carrocería del vehículo para proteger a los ocupantes del vehículo durante una colisión contra lesiones.

En el Colegio de Ingeniería Automotriz de la Universidad de Ingeniería y Ciencia en Shanghái, como indica la Figura 6, se realizó un estudio sobre el rendimiento de absorción de energía, ya que es uno de los índices más importantes en la seguridad del vehículo durante el impacto, en donde se verifico, que la modificación debe hacerse en la parte frontal del vehículo mejorando la absorción de energía y la seguridad de la cabina, así como también la utilización de un modelo simplificado para disminuir el gasto computacional (Chen, Yang, & Wang, 2015).

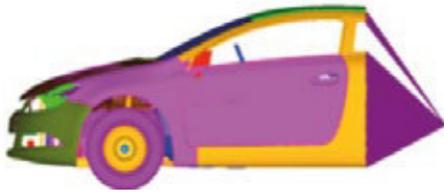


Figura 6. Modelo simplificado. Recuperado de Chen, Yang et al., 2015.

El impacto frontal “ideal”, que presenta menos daños en los ocupantes y vehículo, es completamente frontal. Es decir, si la trayectoria es inclinada, se genera mayor perjuicio en la carrocería, ya que la distribución de fuerzas no es uniforme permitiendo que existan áreas desprotegidas a un choque (Muñoz Agudo, 2015). La Figura 7 indica diferentes zonas durante el impacto de un vehículo.

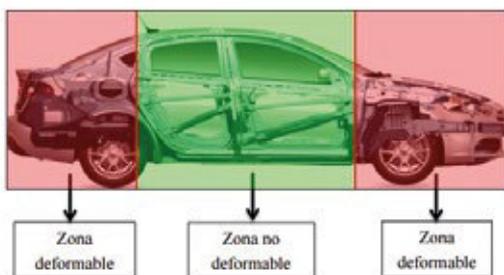


Figura 7. Diferentes zonas durante el impacto de un vehículo. Recuperado de Muñoz Agudo, 2015.

## Tipo de Estudio

El presente proyecto se basa en un enfoque de investigación histórico lógico, en la fase inicial se refiere a los antecedentes, trabajos realizados sobre el tema y donde se obtienen fuentes de investigación, permitiendo construir un marco sobre los referentes teóricos en las áreas científicas y técnicas sobre impactos en vehículos sedan, posterior, se revisan las normativas para ensayos de choque, y los programas computacionales que permitan realizar los estudios virtuales. Luego utilizará el método de análisis síntesis para el diseño de la carrocería del vehículo sedán. Finalmente se procede con la simulación mediante el método de elementos finitos para realizar el estudio de la metodología para el análisis de desempeño del habitáculo de seguridad de un vehículo liviano a impacto frontal sobre una pared rígida por el método de los elementos finitos.

## 2. Materiales y Métodos

El enfoque CAD-FEM propuesto se basa en cuatro fases principales secuencialmente acoplados como se resume en la Figura 8. En la primera fase se desarrollará la asignación de elementos de estudio para realizar la geometría CAD del habitáculo de seguridad y la revisión de Normativa para realizar Clash Test; el modelado 3D comprende la segunda fase y será realizado con operaciones de diseño computacional que permitan su posterior análisis.

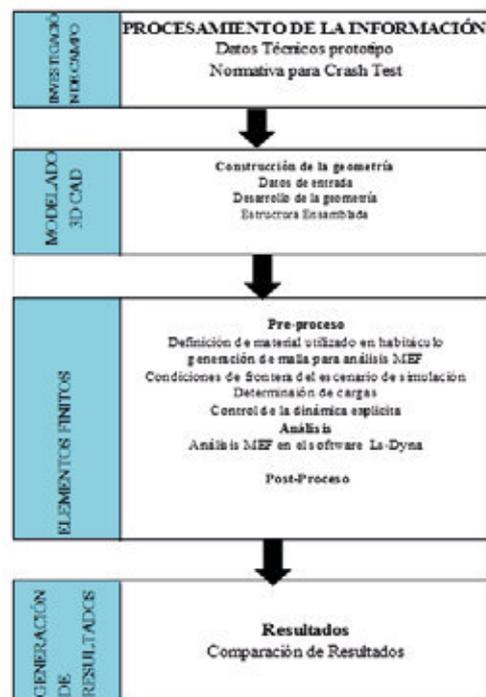


Figura 8. Diagrama de proceso-Método

La tercera fase se centra en tres fases que son: pre proceso, análisis y Post proceso. En el pre proceso para el método de elementos finitos cuasi estáticos del habitáculo de seguridad se importará el modelo CAD al software LS DYNA, obteniendo como resultado el modelo 3D importado a un sistema de elementos finitos sin perder ningún detalle de diseño, donde se creará una malla ideal, se establecerán las condiciones de frontera para el escenario de simulación y se realizará el control de la dinámica explícita.

El Análisis al Método de Elementos Finitos comprende el “solver” que es un método numérico aplicado al ensayo deseado que se acerca al comportamiento real del fenómeno físico simulado, para lo cual el software aplica algo-ritmos matemáticos y resolución de ecuaciones diferenciales avanzadas.

El Post proceso corresponde a la validación de los resultados obtenidos mediante el Software Ls Dyna, con un método numérico, para esto se realizará en el programa MATLAB Demo, ya que posee un lenguaje amigable en la programación, así como también presenta herramientas matemáticas y numéricas con respecto a la resolución de matrices.

La cuarta fase corresponde a la comparación de resultados, con respecto a las simulaciones realizadas, adicional, se empleará un total de 6 materiales para validación del estudio y mediante métodos de selección de materiales se verificará cual podría ser el sustituto al caracterizado.

### Selección y asignación de elementos de estudio.

Se realizaron 62.305 ventas de vehículos en el año 2016, de los cuales hubo producción local del 50,7% que corresponde a 31.563 unidades. Entre las marcas favoritas en la compra de vehículos se encontraban: Chevrolet (40%), Kia (11%), Hyundai (7%), Suzuki (6%) y Toyota (5%). Lo que equivale decir al 69% de la participación de mercado. Los vehículos que prefiere el mercado ecuatoriano son los siguientes: los automóviles con el 44%, los SUV con el 26%, las camionetas abarcan el 21 % y los vehículos de transporte pesado con el 9% (Cinae, 2017).

Por esta razón el estudio se realizará sobre el vehículo Sedan Chevrolet Aveo Emotion GLS AC 1.6 4P 4X2 TM, la Figura 9, indica las medidas principales:

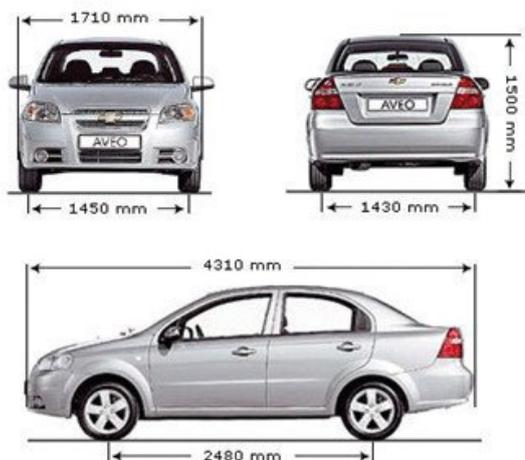


Figura 9. Dimensiones del vehículo Aveo. Recuperado de <http://automotoresonline.blogspot.com/2016/03/chevrolet-aveo-lt-16-manual.html>

### Parámetros del ensayo de impacto frontal

La NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration, que en español significa Agencia Norteamericana de Seguridad en Carretera, realizó por primera ocasión el 1 de enero de 1972, normas de impactos para vehículos. El ensayo a superar radicaba en superar un impacto a velocidades de 40 a 56 Km/h contra un muro rígido, normal al desplazamiento del vehículo. Consistiendo por defecto que usan los fabricantes, organizaciones de homologación y NCAP, la Figura 10, presenta ensayos de choque utilizados a nivel mundial.

IIHS		EuroNCAP			US-NCAP		Japan NCAP	
64 km/h	54 km/h	64 km/h	50 km/h	29 km/h	56 km/h	62 km/h	64 km/h	56 km/h

Figura 10. Ensayos de choque frontal NCAP. Recuperado de Eggers, 2013.

Construcción de la geometría en un Software para modelado y análisis de elementos finitos

El modelado de la carrocería y habitáculo de seguridad vehículo Sedan Chevrolet Aveo Emotion GLS AC 1.6 4P 4X2 TM, se la realizará en el programa NX, llamado Siemens NX o sencillamente Unigraphics, consiste en un software CAD/CAM/CAE creado por la Empresa Siemens PLM Software.

El software para análisis estructurales de NX utiliza NX Nas-tran, el solver de FEA más avanzado en materia de rendimiento computacional, precisión,

fiabilidad y escalabilidad.

### Diseño del Cad

Se obtendrá las medidas del vehículo real para ingresar-las en el software.

Obteniendo los siguientes resultados:



Figura 11. Cad vehículo Sedán

La Figura 12, permite observar el habitáculo de seguridad del modelado realizado.

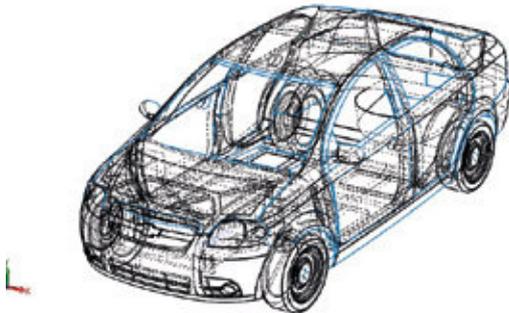


Figura 12. Cad vehículo Sedán-Estructura habitáculo de seguridad visible

### Generación de malla para el análisis MEF

LS- Pre post es un avanzado pre y pos procesador que se incluye con el programa LS- DYNA. La Interfaz del usuario ha sido diseñada para ser eficiente e intuitiva. LS- Pre post se ejecuta en programas que utilizan gráficos OpenGL para lograr un renderizado y ploteo rápido en XY.

Para el presente estudio se va a utilizar una Malla 2D tipo superficie, tamaño 30 mm, teniendo en cuenta el número de elementos para la simulación, como indica la Figura 13 y 14.

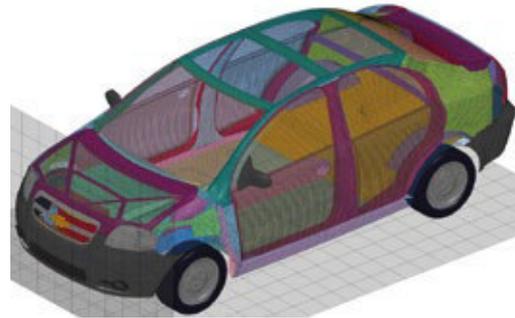


Figura 13. Habitáculo Mallado



Figura 14. Habitáculo y carrocería con malla 2D.

Donde indica el número de elementos que se obtuvieron en la carrocería, es decir 114.143 elementos finitos, de acuerdo al tamaño de la malla.

### Condiciones de frontera del escenario de simulación

En el programa LS- Prepost es donde se van a cargar las condiciones de frontera para la simulación. La Tabla 1 especifica las variables ingresadas como condiciones de frontera:

Tabla 1. Condiciones de Frontera

Variable	Valor
Norma	USNCAP-EUCE 94
Velocidad	56 Km/h (15.5 m/s; 1.556e+004 mm/s)
Muro	Pared Solida de 70 Ton.
Tiempo	0,50 ms
Material	024-Piece Wire_Linear_Plasticity

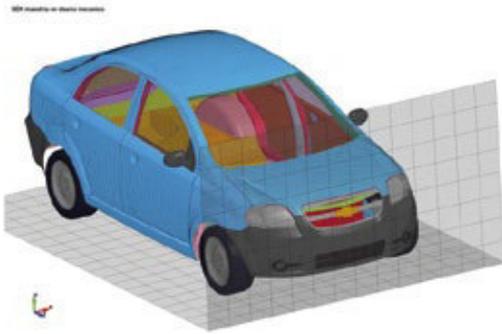


Figura 15. Condiciones de borde para escenario de simulación

### 3. Resultados y Discusión

#### Datos materiales

El ensayo de tracción de un material consiste en someter a una probeta normalizada a un esfuerzo de tracción hasta que se produce la rotura. Este ensayo mide la resistencia de un material a una fuerza aplicada lentamente. Las velocidades de deformación en un ensayo de tensión deben ser pequeñas.

En un ensayo de tracción pueden determinarse diversas características de los materiales elásticos:

- Módulo de elasticidad o Módulo de Young,
- Coeficiente de Poisson,
- Límite de proporcionalidad:
- Límite de fluencia o límite elástico aparente
- Límite elástico.
- Carga de rotura.
- Alargamiento de rotura.
- Área de estricción

Para obtener las características mecánicas reales, se realizó 5 probetas bajo la norma técnica ASTM E8 de material y aprovechar la opción que presenta el software, fue necesario someter a cinco probetas del material del habitáculo de seguridad a pruebas de tracción, como se observa en la Figura 16, estas pruebas se realizaron en el laboratorio de análisis de materiales del centro de Fomento Productivo carroceros Metal Mecánico de la ciudad de Ambato, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 2. Resultados de caracterización de materiales 2

Probeta	Resistencia a la rotura (Mpa)	Límite de fluencia (Mpa)
1	197,25	195,09
2	139,06	139,73
3	219,33	202,06
4	238,94	230,15
5	201,09	205,16
Promedio	247,234	194,438
$\bar{x}$		

La Figura 17, muestra información proporcionada de la caracterización del material, mediante el esfuerzo deformación en una probeta:

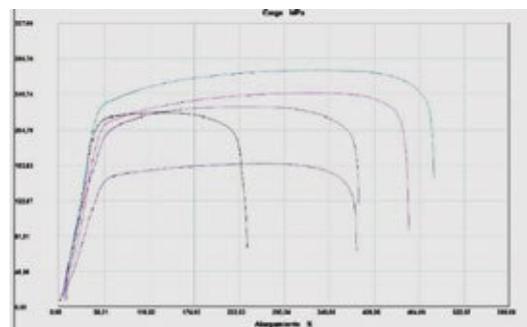


Figura 17. Resultados Gráficos del ensayo de tracción sometidos a Carga. Recuperado de LRM.

Las resistencias de materiales no lineales se asignan al Cad. La prueba de tracción se terminó en componentes de patrón para obtener la curva de esfuerzo-deformación de ingeniería. El esfuerzo real y la tensión auténtica se utilizaron como centro de la tarjeta de material en el software. La tarjeta de material utilizada en LS\_DYNA es "Mat Piecewise linear Plasticity\_24". Esta ley modela el material plástico elástico isotrópico usando características definidas para la curva de esfuerzo-tensión de plástico. Esta es una versión elástica de plástico que aplica el módulo de Young si el esfuerzo es menor que el límite de elasticidad y las curvas de esfuerzo-deformación medidas si la tensión es mayor que la tensión de fluencia.

#### Variables obtenidas en el análisis computacional

Los resultados obtenidos en el análisis se exponen a continuación, para la validación del estudio se va a trabajar en base a la relación entre la energía interna y Hourglass (control de reloj de arena).

El Control de Hourglass se trata de modos de

control de reloj de arena, es decir son modos no físicos de deformación que se producen en los elementos no integrados y que no producen esfuerzos.

El valor de energía Hourglass en un tiempo de 0,05 segundos es  $1,3 \times 10^6$  Nmm.

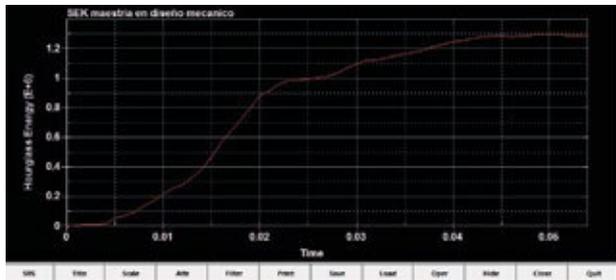


Figura 18. Hourglass.

Para validar los resultados obtenidos en el estudio, se ha recurrido a la relación entre la energía interna de deformación de impacto versus el valor de la energía del Hourglass. Si la Energía de Hourglass es menor al 10 % de la Energía Interna la solución es aceptable. (LIVEMORE ,2014).

Se procede al cálculo de la relación entre la energía interna por deformación vs la energía Hourglass.

$$H = \frac{\text{Hourglass}}{\text{Energía}_{int}}$$

$$H = \frac{1,3 \times 10^6 \text{ Nmm}}{122 \times 10^6 \text{ Nmm}} * 100\%$$

$$H = 1.065\%$$

$$H < 10\%$$

Ec. 1

El valor obtenido de  $H$  es menor al 10% por lo tanto el análisis es válido para las condiciones establecidas en la simulación a 56 km/h. En la figura 23, se muestra el comportamiento de la energía interna y la energía Hourglass que no sobrepasa el 10% de la energía interna.

### Balance de energía

Para el presente estudio se observa que mientras la energía total permanece constante, la energía cinética decae totalmente a los 0.05 s. Así como también, la energía interna del sistema asciende, formando un entrecruzamiento a los 0.025 s, permitiendo visualizar la transformación de energía.

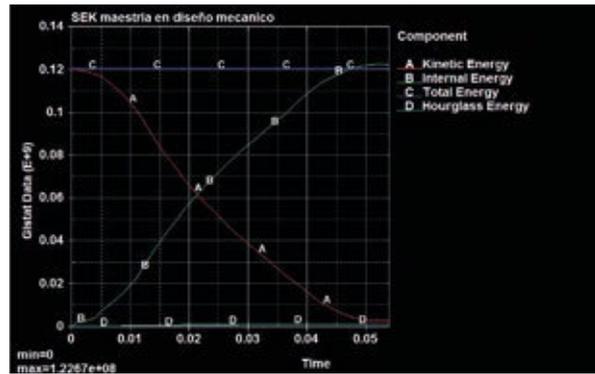


Figura 20. Curvas de energía

La gráfica de energía frente al tiempo para el modelo de elementos finitos completo del habitáculo con la carrocería durante la prueba de impacto frontal se ilustra en la Figura 20. La precisión está asegurada ya que la energía total permanece constante y la energía del Hourglass no supera el 10 % de la energía interna.

El balance energético es un método para evaluar la corrección del análisis numérico. La energía cinética cae continuamente desde el comienzo de la carrera (tiempo 0 segundos a 0.05 segundos). En el momento instancia de 0,050 segundos. La curva se inclina hacia abajo bruscamente, lo que muestra que la energía es absorbida debido a la fricción deslizante.

### Modelos matemáticos para el análisis de impacto frontal

Para el desarrollo de modelos matemáticos y su resolución para análisis de impactos es importante conocer e identificar las leyes y principios matemáticos y físicos que presenta este tipo de fenómeno físico. Para calcular la fuerza de impacto de los cuerpos (estructura y pared indeformable), se utiliza la teoría del impulso y cantidad de movimiento.

Por definición, el impulso es el producto de la carga aplicada sobre un cuerpo y el tiempo de duración, es la cantidad de movimiento ( $P$ ) y es igual a la masa ( $m$ ) por la velocidad final ( $V_e$ ) menos la masa por la velocidad inicial ( $V_o$ ), considerando que el impacto entre dos vehículos es totalmente inelástico, es decir el coeficiente de restitución ( $K$ ) es cero. La cantidad de movimiento, es un resultado del impulso, aunque matemáticamente son lo mismo, conceptualmente existen diferencias. La Figura 21, indica diferentes vistas del modelo antes que el vehículo impacte.

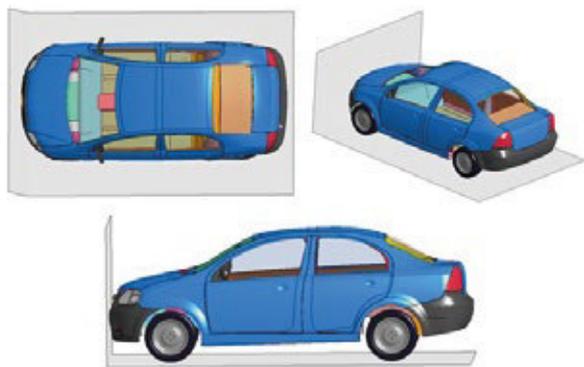


Figura 21. Vehículo sedan se impacta a 56 Km/h.

Diferentes vistas de los cuerpos a impactarse. Choque de los cuerpos totalmente inelástico.

A continuación, se presenta la Tabla 3 con los valores de velocidad, tiempo y masa para el cálculo de la fuerza de choque usando la teoría del impulso y cantidad de movimiento.

Tabla 3. Datos para el cálculo de la fuerza de choque

Concepto	Valor
Velocidad inicial de la barrera fija	Cero
Velocidad del vehículo sedan	56 Km/h
Tiempo de contacto en el choque	50 ms
Masa del vehículo	1085 Kg (m1)
Masa de la barrera fija	70000 Kg (m2)

El análisis matemático se lo realiza en la parte de la pared de fuego del habitáculo de seguridad, donde se determinó que es la zona crítica al momento del impacto, para el habitáculo de seguridad.

Aplicando la teoría del impulso se tiene:

$$P_1 = P_2 \quad \text{Ec. 2}$$

$$m_1 v_{01} + m_2 v_{02} = m_1 v_{f1} + m_2 v_{f2} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

$P$ : Cantidad de movimiento

$m$ : Masa

$v$ : Velocidad

$$VR = \frac{m_1 v_{01} + m_2 v_{02}}{m_1 + m_2}$$

$$VR = 0.8547 \frac{Km}{h} \quad \text{Ec. 4}$$

Entonces se puede calcular la fuerza producida en el choque:

$$I = \Delta P = P_f - P_0 \quad \text{Ec. 5}$$

$$P = mV$$

$$I = \Delta P = m V_f - m V_0$$

$$I = \Delta P = 1085 \left( 56 \frac{Km}{h} - 0.8547 \frac{Km}{h} \right)$$

$$I = 59832.6505 \text{ Kg} \frac{m}{s}$$

$$F = \frac{\Delta P}{\Delta t} \quad \text{Ec. 6}$$

$$F = 1196653,00 \text{ N}$$

De acuerdo a Duan Sun et al (2016), las fuerzas en un impacto frontal se distribuyen de acuerdo a lo indicado en la Figura 11, en donde indica que la fuerza resultante en el habitáculo de seguridad se encuentra entre un 15% a 20% de la fuerza total.

Para realizar el cálculo sobre la pared de fuego se tomará el 17.5 % de la fuerza total del impacto.

$$F_i = F * 17.5\%$$

$$F_i = 209414,27 \text{ N} \quad \text{Ec. 7}$$

Tomando la muestra en una viga, se puede determinar el esfuerzo normal por compresión al cual está sometida la placa, así como su deformación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 8}$$

El área correspondiente a la pared de fuego se determina mediante el largo de 1629.71 mm con 2 mm de espesor, como se muestra en la Figura 22:

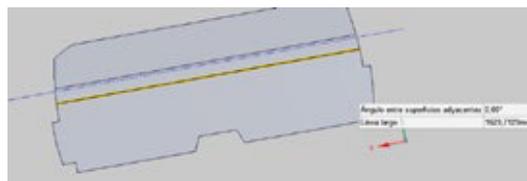


Figura 22. Zona de estudio de impacto

Por tanto, el esfuerzo al que está sometida la plancha es:

$$\sigma = F/A = (209414,27) / 3259,42$$

$$\sigma = 64,25 \text{ MPa}$$

El esfuerzo calculado se compara con obtenido en la tabla de ensayo realizado. Para los ensayos de tracción se utilizó 5 probetas siguiendo la norma ASTM E8, la figura 23 muestra el detalle de los valores obtenidos.

Probeta	FMax N	FYield N	FRot N	CMax MPa	C.Yield MPa	CRot MPa
1	2702,78	2281,51	2306,75	231,12	195,09	197,25
2	2716,98	2289,40	2278,35	165,83	139,73	139,06
3	2685,43	2196,31	2384,07	247,06	202,06	219,33
4	2892,12	2437,71	2530,89	273,05	230,15	238,94
5	2784,83	2545,58	2496,09	224,35	205,16	201,09
Media	2756,428	2350,302	2399,212	228,281	194,438	199,134
Desv. Std	84,696	139,929	111,900	39,624	33,321	37,445
Coef. V.	0,031	0,060	0,047	0,174	0,171	0,188
+3 Sigma	3010,517	2770,088	2734,913	347,151	294,400	311,468

Figura 23. Resultados numéricos previo al Análisis Gráfico. Tomado de LRM

El valor promedio obtenido en los ensayos de tracción tiene un valor de 228,281 MPa, siendo este valor el que servirá para hacer la comparación con el valor obtenido analíticamente.

En la Tabla 4, se presenta la comparación de los valores obtenidos.

Tabla 4. Cuadro comparativo de valores de resistencia

Resistencia del material	Resistencia calculate
228,281 MPa	64,25 MPa

De acuerdo a datos de la tabla el esfuerzo que se aplica en la superficie no supera el límite, por lo tanto, el elemento no ha superado la zona elástica.

Para determinar su deformación total por resistencia de materiales se determina de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{F \left( \frac{L}{2} \right)}{AE}$$

$$\delta = \frac{209414,27 * 814.855}{3.259,42 * 207 \text{ GPa}}$$

$$\delta = 0,252 \text{ mm}$$

Ec. 8

Para contrastar los resultados obtenidos analíticamente, se procede de la siguiente forma:

Se procede al modelado de la placa, como lo indica la Figura 24.

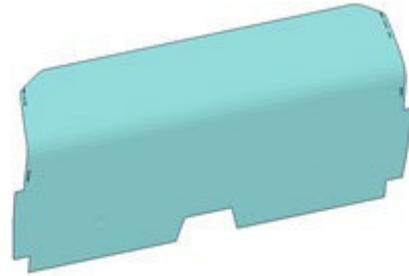


Figura 24. Modelado del elemento

El siguiente paso después de realizar el modelado, es el mallado, donde se aplica el tipo de malla el tamaño como lo indica la Figura 25.

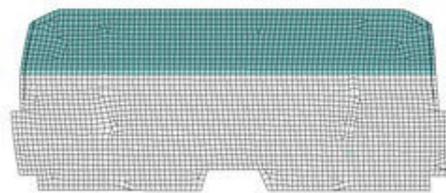


Figura 25. Mallado del elemento

Luego se le asigna las restricciones, en este caso una restricción fija, aplicando la restricción en un extremo de la placa como indica la Figura 26. Luego se aplica axialmente la misma fuerza normal de compresión que se utilizó en el cálculo matemático del método anterior que tiene un valor de 209414,27 N.

En el gráfico, en la escala de valores indica que la parte de color roja (Figura 26) significa que es donde se ejerce la fuerza normal de compresión, es por ésta razón que se genera la mayor deformación y va disminuyendo mientras se acerca al punto de fijación.

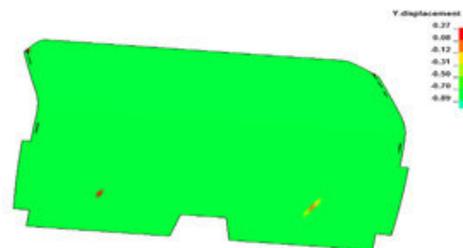


Figura 26. Parte de la estructura analizada en software en términos de deformación. Def Max 0,27 mm.

El resultado del cálculo del software es de 0,27 mm de deformación total de la parte analizada por este método.

### Análisis por el método del elemento finito

Para este análisis se va a utilizar el método directo, que puede verse como una extensión del método de rigidez, que es ampliamente utilizado en

análisis estructural. Este enfoque tiene una ventaja de presentar los aspectos principales del MEF, sin mucha manipulación matemática, como se muestra en la Figura 27 y 28.

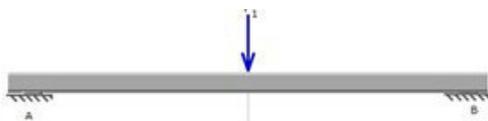


Figura 27. Viga hiperestática con carga puntual.

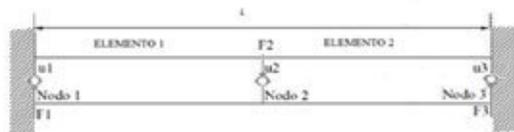


Figura 28. Elemento estructural a ser analizado

La F representa la fuerza que se aplica al nodo y  $\mu$  es el desplazamiento del nodo. La discretización ocupada mediante dos elementos lineales, se puede observar en la figura 28. Considérese el elemento de la viga uniforme y homogéneo. Al precisar 3 nodos, existen 3 grados de libertad, de éstos, en el nodo 2, está definido el desplazamiento, el único grado de libertad en fuerzas se define para el nodo 2, además, los dos siguientes nodos están restringidos por tanto su desplazamiento es cero (0), para este caso la Tabla 5 enumera las siguientes variables:

Tabla 5. Variables

Concepto	Valor
Desplazamiento u1	0
Desplazamiento u2	Incógnita
Desplazamiento u3	0
Fuerza F1	Incógnita
Fuerza F2	209414 N
Fuerza F3	Incógnita

Nota: Valores de cada nodo propuesto para la resolución del ejercicio

La forma general

$$[F]=[K][\mu]$$

Ec. 10

Dónde: [K] es la matriz de rigidez y  $[\mu]$  es el vector de desplazamientos nodales y [F] es el vector de fuerzas nodales.

La notación matricial general para cada elemento con dos grados de libertad.

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K11 & K12 \\ K21 & K22 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

La matriz de rigidez para cada elemento discretizado que en este caso será una estructura matricial de dos por dos.

$$F = \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix}$$

Por lo tanto, el valor constante K es:

$$K = \frac{EA}{L}$$

Ec. 11

$$K = \frac{207 \text{ GPa} \cdot 1629,71 \text{ mm}^2}{814,855 \text{ mm}}$$

Por tanto, las matrices para los dos elementos de este caso quedan así:

Para el element 1

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 414000000 & -414000000 \\ -414000000 & 414000000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \end{bmatrix}$$

Para el elemento 2

$$\begin{bmatrix} F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 414000000 & -414000000 \\ -414000000 & 414000000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Ensamblando las matrices para tener una matriz de rigidez global se generan las siguientes matrices:

Para el elemento 1 se tiene:

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 414000000 & -414000000 & 0 \\ -414000000 & 414000000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Para el elemento 2 se tiene:

$$\begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 414000000 & -414000000 \\ 0 & -828000 & 828000 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \end{bmatrix}$$

Resolviendo las matrices con el programa Matlab Demo, se obtiene lo siguiente:

$$K = [828000000]$$

$$F = [209414 \text{ N}]$$

$$u = K^{-1}F$$

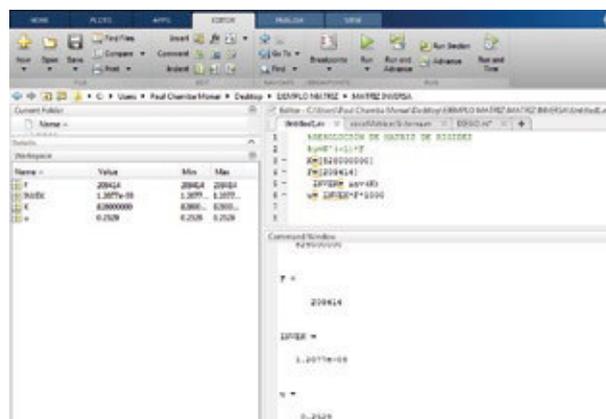


Figura 29. Cálculo de operaciones entre matrices realizado en Matlab Demo.

De acuerdo a los datos obtenidos en el software Matlab el desplazamiento calculado es de:

$$u_2 = 0.2529 \text{ mm}$$

Los datos obtenidos en referencia al desplazamiento son similares, para ello se lo compara en la Tabla 6:

Tabla 6. Comparativo de resultados obtenidos con diferentes métodos

Materiales - Esfuerzo deformación	Software MEF directo	Elementos finitos método
0,252 mm	0,27 mm	0,2529 mm

#### 4. Resultados y Discusión

De acuerdo a los resultados obtenidos en los diferentes métodos, se deduce que los valores son resultados conservadores.

La manera óptima para certificar una simulación computacional, será realizar un experimento físico con características parecidas, con condiciones iguales a las programadas dentro del software, pero la misma generaría un análisis costoso. Partiendo de esto no sería rentable realizar una validación física, para lo cual, al presente estudio se realizó de la siguiente manera:

- Validación mediante el método de Energía de Hourglass.
- Validación del fenómeno por elementos finitos método directo

Una vez que no se evidencio mayor margen de error, se procederá a realizar simulaciones con 6 diferentes materiales, empleados a nivel nacional e internacional, que puedan otorgar prestaciones similares o mejores a la obtenida en la probeta.

De acuerdo a Gonzales. (2013), respecto a los tipos de materiales empleados en las carrocerías, el acero ocupa el 75% del peso total, seguido por aluminio, plásticos entre otros.

La Tabla 7, indica los diferentes rangos de límite elástico para diferentes tipos de acero empleados en la fabricación de una carrocería en un vehículo.

Tabla 7. Rangos de límite elástico para los diferentes tipos de acero

GRUPO	LÍMITE ELÁSTICO	TIPO	MANUFACTURA
Aceros convencionales	<220 Mpa		
Aceros de alta resistencia	160-300 Mpa	BH	Reforzados en Hornos
	>340 Mpa	ALE	Afino de Grano
	> 220 Mpa	Refosforado	Solución sólida
Aceros de muy alta resistencia	500-600 Mpa	DP	Fases duras
	600-800 Mpa	TRIP	Fases duras
	800-1000 Mpa	CP	Fases duras
Aceros de ultra alta resistencia	1000-1250 Mpa	MS	Fases duras
	>1250 Mpa	BOR	Fases duras

Según Ashby y Johnson. (2010), la característica de un acero dulce no aleado convencional, se encuentra en ser laminado en frío con un bajo porcentaje de carbono, siendo un acero prácticamente suave, por esta razón, deben ser de mayores espesores, para soportar esfuerzos a los que se encuentran sometidos, se emplea como láminas para techar paneles automotrices.

García. (2009), afirma que los aceros de alta resistencia se dividen según el proceso de endurecimiento, es decir en aceros reforzados, micro aleados y desfosforados, que se emplean en la industria automotriz en la fabricación de molduras exteriores, como son, puertas, cofres, techo, o elementos estructurales como bastidores inferiores, refuerzos de suspensión, travesaños, largueros.

De acuerdo a Beneke. (2010), indica que el aluminio es ligero en relación al acero inoxidable, de tal forma que su empleo en la manufactura automotriz, incrementa constantemente, siendo la primera aleación ligera, junto con el titanio y el Magnesio. Otra característica indica al aluminio de producción económica, sin embargo, se encuentra en relación 2:1, con respecto a los aceros.

Flock. (2012), menciona acerca de las diferentes aleaciones del Aluminio en la fabricación de paneles automotrices, e indica que las más utilizadas son aleaciones de AlMgSi y AlMg, especial en los paneles exteriores, debido a las excelentes propiedades de resistencia y conformado, que presenta.

#### 5. Conclusiones

Se evaluó el desempeño del habitáculo de seguridad que brindan protección a los ocupantes de un vehículo en un ensayo computacional de choque frontal sobre una pared rígida mediante una metodología de cálculo

simplificada por el análisis de elementos finitos asistido por computador, que permite evaluar, la correcta interacción estructural y las zonas afectadas en caso de un evento similar al analizado.

La metodología empleada permitió cubrir las hipótesis trazadas para el proyecto que se dividió en 4 etapas, asignación de elementos de estudio, seguido de un modelado 3D, evaluación de materiales y análisis de resultados, que garantizan la confiabilidad y repetitividad del mismo.

Se pudo determinar que, en el habitáculo, por los diferentes desplazamientos y esfuerzos al cual se encontró sometida la estructura, se presentaron deformaciones que no presentan amenaza para los ocupantes al tratarse de un material de tipo Acero, adicional, al ser el impacto absorbido por la parte frontal en su totalidad, disminuye la amenaza para los pasajeros, es decir el riesgo de lesiones es mínima, con la condición que los ocupantes utilicen los cinturones de seguridad.

Se analizó todo el flujo de datos obtenidos en las pruebas en ruta monitoreadas definiendo cada uno de los factores que inciden directamente en el consumo de energía que proporciona el conjunto de batería para con estos factores determinar su autonomía.

Los elementos como el parachoques, el motor y los rieles absorben la mayor parte de la energía antes que el habitáculo de seguridad sea afectado. Una gran proporción de la energía de choque es absorbida por estos componentes después de aproximadamente 0.025seg de la iniciación del choque.

De acuerdo a los datos obtenidos del desplazamiento se concluye que existe una deformación mínima del habitáculo de seguridad, además que si bien hubo intrusión de componentes en la pared de fuego estos son mínimos. Por lo tanto, se puede suponer que los ocupantes de la cabina no sufrirían ningún daño si un componente se introduce en la cabina en caso de colisión.

En gestión para el aprendizaje universitario. Jefe de laboratorio Mecánica de Patio, docente de la Universidad De Las Fuerzas Armadas ESPE- Departamento de Energía Y Mecánica

## 6. Recomendaciones

Sería importante dar continuidad a este tipo de

estudio, realizando una caracterización del material utilizado en las partes laterales y posteriores del vehículo, de tal forma simular choque en alcance y lateral, verificando la seguridad de un vehículo Sedán a este tipo de eventos.

Realizar un acercamiento a GM, de tal forma acceder a planos o escaneos 3D, del vehículo, lo que permitirá disminuir el tiempo en elaboración del modelo, acercándose a un 99% de semejanza, ya que el bosquejo actual, presenta de un 60 a 70 %, además, sería importante conocer las características mecánicas de los materiales empleados en el habitáculo, lo que evitaría realizar probetas bajo normativa.

Se observó buenos resultados, utilizando otro tipo de aceros en el habitáculo de seguridad, indicando que pueden ser sustitutos en la elaboración del mismo a excepción de aleaciones.

Con el constante avance de la tecnología digital y empleando Cae, la simulación en el Ecuador, se convertirá en una herramienta esencial y útil en la etapa de diseño, como alternativa rentable conjuntamente con el análisis por elemento finitos.

## 7. Referencias

- [1] Arechiga, David Alonso García. Evolución de la carrocería.
- [2] Arízaga Cáceres, Edison Reinaldo, & Gómez Rodríguez, Diego Patricio. (2015). Análisis de los sistemas faltantes de seguridad vehicular de la categoría M1 en la norma NTE INEN 034: 2010 y una propuesta de mejora.
- [3] Chen, Hao, Yang, Yali, & Wang, Liangjie. (2015). Vehicle front structure energy absorbing optimization in frontal impact. *Open Mechanical Engineering Journal*, 9(1), 168-172.
- [4] Du Bois, Paul, C. Chou, Clifford, Fileta, Bahig, Khalil, Tawfik, King, Albert, Mahmood, Hikmat, . . . Wismans, Jac. (2000). *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection*. Southfield, Michigan, EEUU: Automotive Applications Committee, American Iron and Steel Institute.
- [5] Duan, Libin, Sun, Guangyong, Cui, Junjia, Chen, Tao, Cheng, Aiguo, & Li, Guangyao. (2016). Crashworthiness design of vehicle structure with tailor rolled blank. *Structural and*

- Multidisciplinary Optimization, 53(2), 321-338.
- [6] Ghosh, Pronoy, Mayer, Christian, Deck, Caroline, Bourdet, Nicolas, Meyer, Frank, Willinger, Remy, . . . Weber, Jens. (2016). Head Injury Risk Assessment in Pedestrian Impacts on Small Electric Vehicles using Coupled SUFEHM-THUMS Human Body Models Running in Different Crash Codes. Paper presented at the IRCOBI Conference Proceedings.
- [7] Gu, Xianguang, Dai, Jianhua, Huang, Xiaodong, & Li, Guangyao. (2017). Reliable optimisation design of vehicle structure crashworthiness under multiple impact cases. *International Journal of Crashworthiness*, 22(1), 26-37.
- [8] Gu, Xianguang, Sun, Guangyong, Li, Guangyao, Huang, Xiaodong, Li, Yongchi, & Li, Qing. (2013). Multiobjective optimization design for vehicle occupant restraint system under frontal impact. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 47(3), 465-477.
- [9] Jara, Raquel (Producer). (2017, Junio 06). El habitáculo del coche: de la seguridad a la superconectividad. Retrieved from <http://www.seguros.es/blog/el-habitaculo-del-coche.html>
- [10] Millán, Marcos Rodríguez. (2013). Análisis experimental y numérico de la influencia del estado tensional en la deformación de fallo de elementos estructurales de aluminio. Universidad Carlos III de Madrid.
- [11] Mishra, Neeraj Kumar, & Pradhan, Sharad K. (2016). Crashworthiness of a truck cabin using finite element simulation. *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, 8(4), 250.
- [12] Morka, Andrzej, Kwaśniewski, Lesław, & Wekezer, Jerry W. (2005). Assessment of passenger security in paratransit buses. *Journal of Public Transportation*, 8(4), 4.
- [13] Muñoz Agudo, Daniel. (2015). Diseño optimizado de elementos estructurales para absorción de energía en choques. Viga con apoyo doble sometida a compresión.
- [14] Nimir, Yassin Lutfi, Abdullah, Kassim, & Lon, Wong Lek. (2014). Assessment of crashworthiness of the frontal part of a local car model. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 9(3-4), 352-362.
- [15] Olivares, Gerardo, & Yadav, Vikas. (2009). Injury mechanisms to mass transit bus passengers during frontal, side and rear impact crash scenarios. Paper presented at the Proceedings of the 21st (ESV) International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles.
- [16] Pérez, D Illescas. (2009). Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera. Madrid: Universidad Carlos III-Escuela Politécnica Superior Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [17] Philip, J, & Mungale, S. (2013). Correlation of test results for ECE-R29 load cases with CAE simulation. Paper presented at the Proc. Altair Technology Conf.
- [8] Portillo, Martin, Chacón, Rubén, Moreno, Miguel, & Ponzo, Francisco Ignacio Bongiorno. (2011). Simulación y análisis de una prueba de choque de un automóvil tipo deportivo, utilizando un software basado en el método de los elementos finitos. *Ciencia e Ingeniería*, 69-78.
- [19] Rosero Añazco, Ramiro Andrés. (2009). Desarrollo de un reglamento técnico referente a elementos de seguridad para vehículos de categoría M1.
- [20] Samaniego Terán, José Daniel. (2014). Lecciones del intervencionismo estatal en el desarrollo industrial del Ecuador: un análisis a partir de la industria automotriz. Quito, Ecuador: Flasco Ecuador.
- [21] Vicente, José Manuel Barrios, Salazar, Andrés Aparicio, Sáez, Luis Martínez, & Álvarez, Antonio García. ESTUDIO DE LA SEGURIDAD DE LOS NIÑOS EN LOS AUTOCARES.
- [22] Wang, Tao, & Wang, Liangmo. (2016). Numerical Simulation and Structural Improvement for the Crashworthiness Capacity of M1 Type Commercial Vehicle. Paper presented at the ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference.
- [23] Gu, Xianguang, Sun, Guangyong, Li,

- Guangyao, Huang, Xiaodong, Li, Yongchi, & Li, Qing. (2013). Multiobjective optimization design for vehicle occupant restraint system under frontal impact. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 47(3), 465-477.
- [24] Philip, J. and S. Mungale (2013). Correlation of test results for ECE-R29 load cases with CAE simulation. *Proc. Altair Technology Conf.*
- [25] Morka, A., et al. (2005). "Assessment of passenger security in paratransit buses." *Journal of Public Transportation* 8(4): 4.
- [26] AGENCIA NACIONAL DE TRANSITO "Estadísticas de transporte terrestre y seguridad vial" 2015 [En línea] Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#Vir5EqxZER> (febrero, 2015)
- [27] AGENCIA NACIONAL DE TRANSITO "Normas y Reglamentos INEN aplicados al Transporte, Tránsito y Seguridad Vial" [En línea] Recuperado: <http://www.ant.gob.ec/old/index.php/normas-y-reglamentos-inen-aplicados-al-transporte> (febrero, 2015)
- [28] Samaniego Terán, J. D. (2014). Lecciones del intervencionismo estatal en el desarrollo industrial del Ecuador: un análisis a partir de la industria automotriz, Quito, Ecuador: Flacso Ecuador.
- [29] La Cámara de la Industria Automotriz Ecuatoriana (CINAE). Recuperado de : <http://www.cinae.org.ec/Anuario/anuario2017.pdf>
- [30] ASOCIACIÓN DE EMPRESAS AUTOMOTRICES DEL ECUADOR [En línea] Recuperado: [http://www.aeade.net/wp-content/uploads/2017/04/Sector-en-cifras\\_7-abril-2017-2.pdf](http://www.aeade.net/wp-content/uploads/2017/04/Sector-en-cifras_7-abril-2017-2.pdf)
- [31] Arízaga Cáceres, E. R. and D. P. Gómez Rodríguez (2015). Análisis de los sistemas faltantes de seguridad vehicular de la categoría M1 en la norma NTE INEN 034: 2010 y una propuesta de mejora.
- [32] Cueva Chacón, D. G., et al. (2010). "El control en la aplicación de penas y reducción de puntos en contravenciones en la ley orgánica de transporte terrestre, tránsito y seguridad vial periodo enero-agosto del 2009."
- [33] Pérez, D. I. (2009). "Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera." Madrid: Universidad Carlos III-Escuela Politécnica Superior Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [34] Youn, B. D., et al. (2004). "Reliability-based design optimization for crashworthiness of vehicle side impact." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 26(3): 272-283.
- [35] Arechiga, D. A. G. "Evolución de la carrocería."
- [36] Millán, M. R. (2013). Análisis experimental y numérico de la influencia del estado tensional en la deformación de fallo de elementos estructurales de aluminio, Universidad Carlos III de Madrid.
- [37] Pérez, D. I. (2009). "Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera." Madrid: Universidad Carlos III-Escuela Politécnica Superior Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [38] Rosero Añazco, R. A. (2009). "Desarrollo de un reglamento técnico referente a elementos de seguridad para vehículos de categoría M1."
- [39] Nimir, Y. L., et al. (2014). "Assessment of crashworthiness of the frontal part of a local car model." *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing* 9(3-4): 352-362.
- [40] Duan, L., et al. (2016). "Crashworthiness design of vehicle structure with tailor rolled blank." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 53(2): 321-338.
- [41] Wang, T. and L. Wang (2016). Numerical Simulation and Structural Improvement for the Crashworthiness Capacity of M1 Type Commercial Vehicle. ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, American Society of Mechanical Engineers.
- [42] Gu, X., et al. (2017). "Reliable optimisation design of vehicle structure crashworthiness under multiple impact cases." *International Journal of Crashworthiness* 22(1): 26-37.

- [43] Gu, X., et al. (2013). “Multiobjective optimization design for vehicle occupant restraint system under frontal impact.” *Structural and Multidisciplinary Optimization* 47(3): 465-477.
- [44] Ghosh, P., et al. (2016). Head Injury Risk Assessment in Pedestrian Impacts on Small Electric Vehicles using Coupled SUFEHM THUMS Human Body Models Running in Different Crash Codes. *IRCOBI Conference Proceedings*.
- [45] Mishra, N. K. and S. K. Pradhan (2016). “Crashworthiness of a truck cabin using finite element simulation.” *International Journal of Vehicle Structures & Systems* 8(4): 250.
- [46] Chen, H., et al. (2015). “Vehicle front structure energy absorbing optimization in frontal impact.” *Open Mechanical Engineering Journal* 9(1): 168-172.
- [47] Muñoz Agudo, D. (2015). Diseño optimizado de elementos estructurales para absorción de energía en choques. Viga con apoyo doble sometida a compresión.



<sup>3</sup>Bryan Briceño - Magíster en Diseño Mecánico, Universidad Internacional SEK, Ecuador. Ingeniero Mecánico Automotriz, Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Ecuador. Docente Tiempo Completo de la Facultad de Energía de las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja.



<sup>4</sup>Diego Cuasapud. - Ingeniería Mecánica en la Universidad Tecnológica América, graduado de Magíster en Diseño Mecánico en la Universidad Internacional SEK del Ecuador. Actualmente trabaja en TECNOREV, empresa dedicada a mantenimientos de vehículos automotores, donde se desempeña como Gerente Propietario.

REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	18 Agosto 2020
Fecha aceptación	18 diciembre 2020

8. Biografía



<sup>1</sup>Edwin Chamba Monar. MBA - M.Sc. Diseño Mecánico, Universidad Internacional SEK. Ingeniero Automotriz, Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga. Trabaja en CELEC EP, brindando servicios

administrativos y de asesoramiento en mantenimiento de flotas vehiculares y compras públicas.



<sup>2</sup>Andrés Cárdenas Yánez. MBA - M.Sc. Diseño Mecánico, Universidad Internacional SEK. Ingeniero Automotriz, Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Latacunga. Director Administrativo - Docente a Tiempo Completo de la Carrera

de Mantenimiento y Reparación de Motores a Diésel y Gasolina del Instituto Superior Tecnológico Cotopaxi – Latacunga.