

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY
CAMPUS TOLUCA**

Escuela de Ingeniería y Ciencias



**TECNOLÓGICO
DE MONTERREY®**

**OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DEL
LARGUERO DELANTERO DE UN VEHÍCULO ORIENTADO A
INCREMENTAR SU CAPACIDAD DE ABSORCIÓN DE ENERGÍA
ANTE UN IMPACTO FRONTAL.**

**TESIS PRESENTADA COMO REQUISITO PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

Mauricio Sobrino y Arjona Guzmán

Asesor: Dr. Moisés Jiménez Martínez

Sinodales:

Dr. Enrique Cuan Urquizo

Dr. Mariel Alfaro Ponce

Toluca de Lerdo, Estado de México

Junio de 2022

AGRADECIMIENTOS

Deseo hacer constar mi agradecimiento a mi profesor y presidente de mi comité, el Dr. Moisés Jiménez Martínez, por su orientación y pronta retroalimentación a lo largo de este proceso; su inquebrantable apoyo en conjunto con su asesoramiento profesional me permitió mejorar mis habilidades en el planteamiento y delimitación del problema. La investigación no habría llegado a su conclusión sin su participación.

Tampoco podría haber emprendido este viaje académico sin mi comité de defensa, la Dra. Mariel y el Dr. Enrique, quien generosamente me brindaron su conocimiento y experiencia.

Finalmente, pero no menos importante, me gustaría agradecer a mi compañera de vida, Fernanda B. Jiménez, por la cantidad infinita de apoyo, amor y aliento que me brindó en todo momento para completar esta aventura académica; siempre empujándome más lejos de lo que pensé que podía ir.

RESUMEN

Ante las cada vez más estrictas regulaciones gubernamentales en materia de emisiones de gases contaminantes, la industria automotriz se encuentra al borde de una revolución tecnológica para volverse, en el mediano plazo, totalmente electrificada. Para darle frente a los líderes en la fabricación y venta de vehículos eléctricos como son Tesla o Rivian, los fabricantes de autos evalúan la factibilidad de transformar sus modelos actuales a gasolina en versiones eléctricas, buscando economizar tiempo de diseño y desarrollo al utilizar la misma estructura, pero reemplazando el tren motriz a gasolina por una motorización eléctrica; tomando ventaja a su vez del prestigio y aceptación que un determinado vehículo ya tiene en los consumidores para potencializar su comercialización.

Sin embargo, el uso de un tren motriz eléctrico resulta en autos más pesados, siendo estos aproximadamente 32% más pesados que sus predecesores a gasolina, lo que supone un mayor riesgo para los peatones, ciclistas, motociclistas y vehículos más livianos ante una colisión. En ese sentido, la presente investigación está orientada a mejorar la resistencia al impacto y reducir el peso de la carrocería mediante la optimización de los parámetros de diseño del larguero frontal como son el material, espesor, así como la distancia entre los puntos de soldadura de las láminas que lo conforman a través de un arreglo ortogonal L16 y cuyos efectos en la absorción de energía, fuerza máxima y media de impacto, fueron evaluados por medio de un análisis explícito no lineal con ayuda del método de elemento finito usando RADIOSS para su solución.

Cómo resultado de este estudio se tiene que es posible aumentar la capacidad de absorción de energía mientras que a su vez se disminuye el peso del larguero mediante la modificación de sus parámetros iniciales de diseño y sin modificar la geometría o la superficie del larguero, por lo que no se requieren cambios en los herramientas del proceso de estampado dando como resultado un bajo costo de implementación.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	6
1.1 ANTECEDENTES	7
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
1.3 JUSTIFICACIÓN	16
1.4 OBJETIVOS	17
1.4.1 OBJETIVOS GENERALES	17
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
1.5 HIPÓTESIS	17
1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES	17
1.7 ESTADO DEL ARTE	18
2. MARCO TEÓRICO	24
2.1 CLASIFICACIÓN VEHICULAR	24
2.2 PRUEBAS DE IMPACTO FRONTAL	25
2.3 ANÁLISIS EXPLÍCITO NO LINEAL	27
3. METODOLOGÍA	29
3.1 SELECCIÓN DE GEOMETRÍAS	30
3.2 PREPARACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO	32
3.2.1 REFINAMIENTO DE MALLA	32
3.2.2 CONFIGURACIÓN DEL MATERIAL Y PROPIEDAD	34
3.2.3 MODELADO DE LOS PUNTOS DE SOLDADURA	36
3.2.4 CONFIGURACIÓN DEL CONTACTO GENERAL	37
3.2.5 CONDICIONES DE FRONTERA	38
3.2.6 DEFINICIÓN DE VARIABLES DE SALIDA Y PARÁMETROS DE SOLUCIÓN	40
3.3 VALIDACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO	41
3.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS	43
3.4.1 SELECCIÓN DE FACTORES Y NIVELES	43
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS	46
4.1 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS 6 RIELES SELECCIONADOS	46
4.1.1 IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO	47
4.1.2 IMPACTO FRONTAL CON TRASLAPE DEL 25%	52
4.2 OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO	57
5. CONCLUSIONES	61
6. REFERENCIAS	62

LISTA DE FIGURAS

FIG. 1 – INFOGRAFÍA SOBRE LA DISTRIBUCIÓN VEHICULAR MUNDIAL.	7
FIG. 2 – DISTRIBUCIÓN DE EMISIONES DE GEI POR SECTOR Y MEDIO DE TRANSPORTE EN LOS ESTADOS UNIDOS PARA EL AÑO 2019.....	8
FIG. 3 – PESO PROMEDIO DE UN VEHÍCULO NUEVO Y PARTICIPACIÓN EN EL MERCADO POR TIPO DE VEHÍCULO DE 1975 AL 2020	8
FIG. 4 – RENDIMIENTO REAL DE COMBUSTIBLE POR TIPO DE VEHÍCULO DESDE 1975 HASTA 2020.....	9
FIG. 5 – EMISIONES DE CO ₂ ASOCIADAS AL USO DE UN BEV Y UN PHEV CON RESPECTO A LAS DE UN AUTO A GASOLINA NUEVO.	10
FIG. 6 – VENTAS MUNDIALES POR REGIÓN Y PARTICIPACIÓN EN EL MERCADO GLOBAL DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS DE 2010 A 2019.	10
FIG. 7 – PRONÓSTICO DE VENTAS ANUALES DE VEHÍCULOS DE PASAJEROS.	11
FIG. 8 – COMPARATIVA DEL PESO TOTAL DEL VEHÍCULO ENTRE LA VERSIÓN ELECTRIFICADA Y A GASOLINA PARA UN MISMO MODELO.	12
FIG. 9 – DISTRIBUCIÓN DEL PESO PARA UN VEHÍCULO PROMEDIO.	13
FIG. 10 – DECESOS EN ACCIDENTES DE TRÁNSITO POR MILLONES DE VEHÍCULOS REGISTRADOS AL AÑO CON RESPECTO A SUS DIMENSIONES.	14
FIG. 11 – FUERZAS PRESENTADAS EN LOS DIFERENTES COMPONENTES DE LA CARROCERÍA BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL.	15
FIG. 12 – ENERGÍA ABSORBIDA POR LOS DIFERENTES COMPONENTES DE LA CARROCERÍA BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL.	15
FIG. 13 – RELACIÓN FUERZA-DEFORMACIÓN DE LA COLUMNA CON DIFERENTES CONCENTRADORES DE ESFUERZOS [29].	18
FIG. 14 - RELACIÓN FUERZA-DEFORMACIÓN DE LA COLUMNA CON DIFERENTES COMBINACIONES DE COSTILLAS CÓNCAVAS Y CONVEXAS [29].....	18
FIG. 15 – ENERGÍA DEL SISTEMA DURANTE LA COLISIÓN. DIVERSAS VISTAS DE LA DEFORMACIÓN DEL AUTO AL FINAL DE LA COLISIÓN [30].	19
FIG. 16 – DEFORMACIÓN DEL LARGUERO FRONTAL CON UN ESPESOR DE LÁMINA DE (A) 1.5 MM Y (B) 2.5 MM AL FINAL DE LA COLISIÓN [30].	19
FIG. 17 – (A) MODELO DE ELEMENTO FINITO DEL RIEL FRONTAL HÍBRIDO DE ACERO Y ALUMINIO JUNTO CON (B) LAS CARACTERÍSTICAS DE LA ZONA DE CONEXIÓN ENTRE AMBAS PARTES [31].	20
FIG. 18 – (A) CONDICIONES DE FRONTERA Y (B) CARACTERÍSTICAS DE LA VELOCIDAD TIPO RAMPA APLICADA [31].....	20
FIG. 19 – FACTORES Y NIVELES UTILIZADOS POR ZHOU ET AL. [31].	21
FIG. 20 – (A) VALORES OBTENIDOS DE FUERZA DE IMPACTO MÁXIMA, ENERGÍA TOTAL ABSORBIDA Y MASA PARA LOS EXPERIMENTOS 3, 6, 12 Y 14 JUNTO CON SU DESVIACIÓN RESPECTO AL MODELO BASE. (B) GRÁFICA DE FUERZA Y (C) ENERGÍA ABSORBIDA PARA LOS 4 EXPERIMENTOS Y EL MODELO BASE [31].	21
FIG. 21 – (A) CONDICIONES DE FRONTERA Y MODELADO DE PUNTOS DE SOLDADURA POR ELEMENTOS (B) 1D Y (C) 3D [32].	22
FIG. 22 – ESPECIFICACIONES DE LA GEOMETRÍA Y DISTANCIAMIENTO DE LOS PUNTOS DE SOLDADURA UTILIZADOS POR DIMA ET AL. [32].	22
FIG. 23 – RELACIÓN FUERZA-DESPLAZAMIENTO PARA LA COLUMNA TIPO TOP-HAT CON DIFERENTES DISTANCIAS ENTRE PUNTOS DE SOLDADURA PARA EL (A) MODELO I Y (B) MODELO II [32].	22
FIG. 24 – UBICACIÓN DE LOS PUNTOS DE SOLDADURA EN LA COLUMNA TIPO TOP-HAT UTILIZADA POR PURNAMA & ISTIYANTO [33].	23
FIG. 25 – TIPOS DE ANÁLISIS ESTRUCTURALES MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO [38].	28
FIG. 26 – DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO PARA LA METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.	29
FIG. 27 – ANÁLISIS EXPLORATORIO DE LOS RIELES FRONTALES UTILIZADOS POR VEHÍCULOS DE DIFERENTES SEGMENTOS.	30
FIG. 28 – GEOMETRÍAS Y DIMENSIONES DE LOS RIELES FRONTALES SELECCIONADOS PARA SU ANÁLISIS NUMÉRICO.	31
FIG. 29 – CREACIÓN DE “ARANDELAS” ALREDEDOR DEL BARRENO PARA CONTROLAR EL PATRÓN DE MALLADO.	32
FIG. 30 – EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE MALLA PARA LA GEOMETRÍA DE LOS 6 RIELES SELECCIONADOS A TRAVÉS DE LA HERRAMIENTA “QUALITY INDEX” EN HYPERMESH CON LOS CRITERIOS DE CALIDAD DE MALLA ESPECIFICADOS EN LA TABLA 6.	33
FIG. 31 – DATOS DE ENTRADA REQUERIDOS PARA ESPECIFICAR EL MATERIAL LAW2 CUANDO IFLAG = 1 EN RADIOSS [41].....	34
FIG. 32 – MODELADO DEL PUNTO DE SOLDADURA CON UN ELEMENTO RESORTE TIPO VIGA [41].	36
FIG. 33 – ESPECIFICACIONES DE LOS PUNTOS DE SOLDADURA UTILIZADOS EN EL MODELO DE ELEMENTO FINITO.	37
FIG. 34 – DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL VEHÍCULO ANTE UN IMPACTO FRONTAL Y PARA EL MODELO SIMPLIFICADO DEL LARGUERO.....	39
FIG. 35 – VISUALIZACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO COMPLETO EN HYPERMESH.	39
FIG. 36 – UBICACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS EN EL MODELO DE ELEMENTO FINITO.	40
FIG. 37 – (A) MÁQUINA DE ENSAYO INSTRON 8506. (B) DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ENSAYO REALIZADO POR SONG ET AL. (C) COLUMNA DE TIPO “DOUBLE-HAT” LUEGO DEL ENSAYO [46].	41
FIG. 38 – ESPECIFICACIONES GEOMÉTRICAS DE LA COLUMNA TIPO “DOUBLE-HAT” UTILIZADA POR SONG ET AL. [46].	42
FIG. 39 – MODELO DE ELEMENTO FINITO PARA EL ENSAYO REALIZADO POR SONG ET AL.	42
FIG. 40 – COMPARACIÓN DE LA FUERZA DE IMPACTO DEL ENSAYO EXPERIMENTAL REALIZADO POR SONG ET AL. CON LA DE LA SIMULACIÓN DEL MISMO ENSAYO CON LOS PARÁMETROS UTILIZADOS EN EL MODELO DE ELEMENTO FINITO DE LOS RIELES FRONTALES.	43
FIG. 41 – ENERGÍA ABSORBIDA POR LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO.	47

FIG. 42 – FUERZA DE IMPACTO EN LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO.	48
FIG. 43 – PULSO DE CHOQUE PARA LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO.	49
FIG. 44 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “A” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	50
FIG. 45 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “B” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	50
FIG. 46 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “C” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	50
FIG. 47 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “D” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	51
FIG. 48 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “E” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	51
FIG. 49 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “F” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	51
FIG. 50 – ENERGÍA ABSORBIDA POR LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25%.	52
FIG. 51 – FUERZA DE IMPACTO EN LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25%.	53
FIG. 52 – PULSO DE CHOQUE PARA LOS RIELES SELECCIONADOS BAJO UNA CONDICIÓN DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25%.	54
FIG. 53 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “A” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN.	55
FIG. 54 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “B” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN.	55
FIG. 55 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “C” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN.	55
FIG. 56 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “D” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN. ...	56
FIG. 57 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “E” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN.	56
FIG. 58 – DEFORMACIÓN DEL RIEL “F” PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25% A 5, 10 Y 20 MS LUEGO DE LA COLISIÓN.	56
FIG. 59 – DIAGRAMA DE EFECTOS PRINCIPALES PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE TRASLAPE AL 25%.	58
FIG. 60 – DIAGRAMA DE EFECTOS PRINCIPALES PARA LA PRUEBA DE IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO.	58
FIG. 61 – RESPUESTA EN LA ABSORCIÓN DE ENERGÍA PARA LAS TRES PROPUESTAS DE OPTIMIZACIÓN DE DISEÑO DEL RIEL “A”.	60
FIG. 62 – PULSOS DE CHOQUE PARA LAS TRES PROPUESTAS DE OPTIMIZACIÓN DE DISEÑO DEL RIEL “A”.	60

LISTA DE TABLAS

TABLA 1 – CLASIFICACIÓN VEHICULAR EMPLEADA POR LAS AGENCIAS GUBERNAMENTALES DE ESTADOS UNIDOS Y LA UNIÓN EUROPEA [34].	24
TABLA 2 – CLASIFICACIÓN VEHICULAR DE ACUERDO CON LA COMISIÓN EUROPEA [34].	24
TABLA 3 – DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS DE IMPACTO FRONTAL REALIZADAS POR LA IIHS [36].	25
TABLA 4 – DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS DE IMPACTO FRONTAL REALIZADAS POR LA NHTSA [37].	26
TABLA 5 – GUÍA PARA EL MALLADO DE BARRENOS.	33
TABLA 6 – CRITERIOS DE CALIDAD DE MALLA.	34
TABLA 7 – SISTEMA DE UNIDADES.	34
TABLA 8 – PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL ESPECIFICADO PARA CADA UNO DE LOS RIELES ESTUDIADOS.	35
TABLA 9 – ESPESOR DE LÁMINA ESPECIFICADO PARA CADA UNO DE LOS RIELES ESTUDIADOS.	35
TABLA 10 – PARÁMETROS UTILIZADOS PARA EL CONTACTO TYPE7 EN EL MODELO FEM DE LOS RIELES FRONTALES.	38
TABLA 11 – PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES SELECCIONADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS.	44
TABLA 12 – ESPESORES SELECCIONADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS.	45
TABLA 13 – DISTANCIA ENTRE PUNTOS DE SOLDADURA SELECCIONADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS.	45
TABLA 14 – FACTORES Y NIVELES SELECCIONADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS.	45
TABLA 15 – RESISTENCIA AL IMPACTO FRONTAL DE TIPO “FULL WIDTH” Y “OVERLAP” PARA LOS 6 RIELES SELECCIONADOS.	46
TABLA 16 – RESULTADOS DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS EFECTUADO AL RIEL “A”.	57
TABLA 17 – DESVIACIÓN EN LA RESISTENCIA AL IMPACTO Y PESO DEL DISEÑO ORIGINAL DEL RIEL “A” PARA LAS PROPUESTAS DE OPTIMIZACIÓN.	59

1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

El automóvil, desde su invención en 1886 por Carl Benz, revolucionó la industria del transporte a medida que redujo los tiempos de traslado e incrementó el alcance terrestre al que se podía llegar fuera de los ajustados itinerarios y limitadas rutas del ferrocarril, quien dominaba el transporte terrestre en esa época. Sin embargo, no fue hasta 1908 cuando Henry Ford introdujo al mercado su ingenioso modelo T y que posteriormente en 1913 instaló la primera línea de ensamble móvil para la producción en masa de un vehículo completo, que el automóvil se convirtió en un medio de transporte accesible para todos; pues hasta ese momento solo la clase alta podía costear el elevado costo de tener un vehículo [1].

De acuerdo con un estudio realizado por la empresa líder mundial en inteligencia automotriz WardsAuto, el automóvil es el medio de transporte más utilizado en el mundo actualmente con un parque vehicular cercano a los 1.4 billones y un crecimiento ponderado anual del 4.6% al 2016 [2]. Pero, para poner las cosas en perspectiva, en 2016 se tenía una población mundial de 7.4 billones [3] de los cuáles 1.9 billones tenían de entre 0 a 14 años [4] dejándonos con un total de 5.5 billones de personas con edad para manejar un vehículo; lo que significa que un 25% de la población mundial tiene un automóvil actualmente.

Desafortunadamente, el parque vehicular global no se distribuye uniformemente alrededor del mundo (véase Fig. 1), siendo Estados Unidos el país con el mayor número de vehículos registrados con un total de 276.5 millones en 2019 [5], seguido muy de cerca por China con 253.9 millones quien presenta la mayor tasa de crecimiento vehicular con un impresionante incremento del 225% en 10 años (2010-2019) [6]. Sin embargo, con respecto a su población, Estados Unidos presenta la mayor concentración de vehículos con una relación de 1:1.2, lo que significa que para 2019 existía casi un automóvil por cada habitante.

El crecimiento desmesurado de los vehículos en circulación, tanto en los Estados Unidos como en el mundo, ha traído consigo consecuencias adversas para el medio ambiente; pues los automóviles son impulsados, en su mayoría, por motores de combustión interna (ICE) alimentados por combustibles fósiles que producen gases contaminantes como lo son el dióxido de carbono (CO₂) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). Los cuáles, también conocidos como gases de efecto invernadero (GEI), son los causantes del calentamiento global. En ese sentido, según la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA), el sector del transporte es el mayor contribuyente de las emisiones antropogénicas de GEI en los Estados Unidos con un 29% del total emitido en 2019, del cual el 82% es atribuido a los vehículos automotores (véase fig. 2) [7].

Derivado de lo anterior, tanto las estrictas regulaciones como las fuertes sanciones impuestas por las agencias gubernamentales han ejercido una inmensa presión sobre los fabricantes de automóviles para que exploren diferentes métodos y tecnologías que ayuden a frenar las emisiones vehiculares de gases contaminantes a la atmósfera.

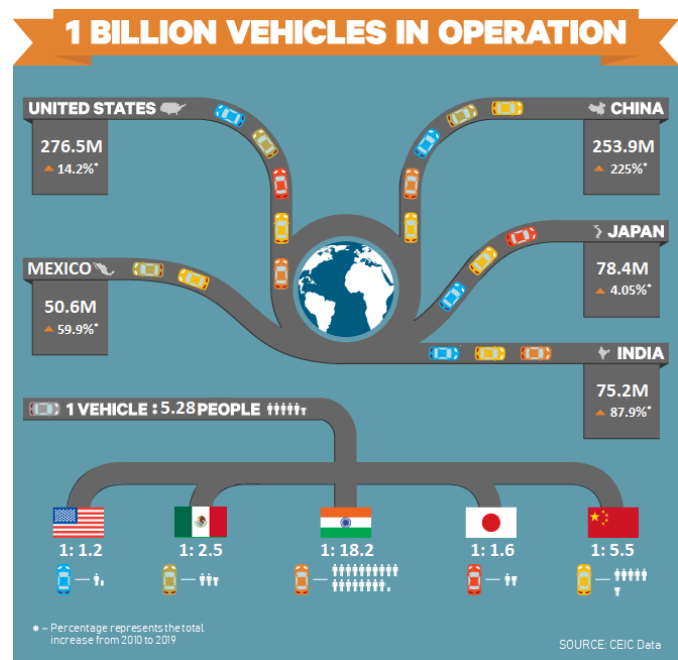
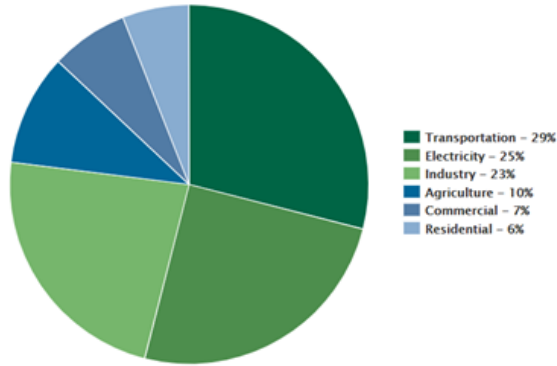


Fig. 1 – Infografía sobre la distribución vehicular mundial.

2019 U.S. GHG Emissions by Sector



2019 U.S. Transportation Sector GHG Emissions by Source

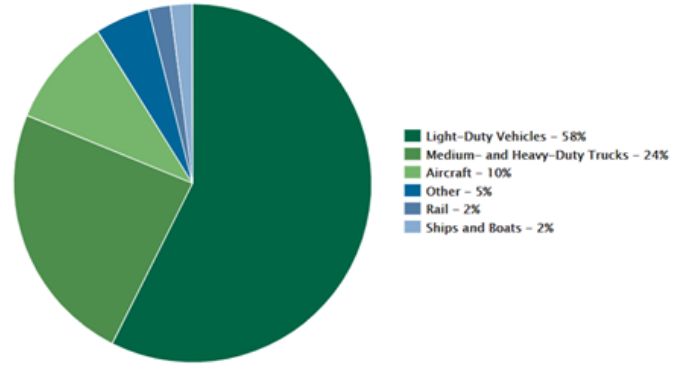


Fig. 2 – Distribución de emisiones de GEI por sector (izquierda) y medio de transporte (derecha) en los Estados Unidos para el año 2019.

En este sentido, la reducción de peso del vehículo surgió como una solución estratégica adoptada por los diversos fabricantes de automóviles a través de la cual se podía reducir significativamente el consumo de combustible, y con ello, las emisiones de CO₂. Esto debido a que un automóvil más liviano requiere menos energía para superar su propia inercia, resultando en una menor potencia requerida para mover el vehículo. Así, la reducción de peso se convirtió en la forma más fácil de reducir las emisiones de CO₂ ya que, de acuerdo con el Departamento de Energía de los Estados Unidos, una reducción del 10% en el peso del vehículo puede resultar en una mejora de ahorro de combustible del 6 al 8% [8].

Según el Informe de Tendencias Automotrices de la EPA de 2020, a partir del año modelo 1975 hasta 1981, el peso promedio de los automóviles de pasajeros disminuyó un 21%, de 4,060 libras (1,842 kg) a aproximadamente 3,200 libras (1,451 kg) [9]; esto probablemente debido a que en 1970 el Congreso de los Estados Unidos aprobó la histórica Ley de Aire Limpio (“Clean Air Act”) con lo que le otorgó a la recién creada EPA la autoridad legal para regular la contaminación de los automóviles y otras formas de transporte dentro del territorio americano adoptando estándares de emisiones más estrictos [10].

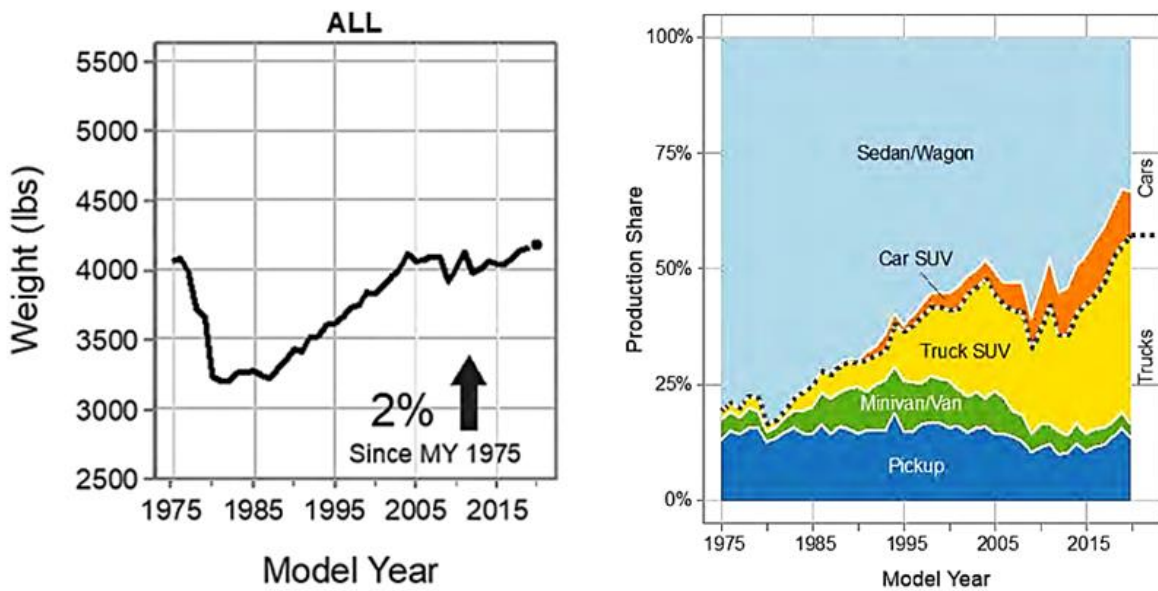


Fig. 3 – Peso promedio de un vehículo nuevo (izquierda) y participación en el mercado por tipo de vehículo (derecha) desde el año 1975 hasta el 2020

Posteriormente, del año modelo 1981 hasta el 2004, la tendencia se invirtió y el peso promedio de los vehículos nuevos comenzó a subir lenta pero continuamente. Para el año modelo 2004, el peso promedio de los vehículos nuevos había aumentado un 28% y alcanzó las 4,111 libras (1,865 kg), lo que significa un incremento del 2% con respecto a los vehículos del año 1975. En parte, esto se debe a que la demanda de los clientes cambió su preferencia por vehículos más grandes y pesados como lo son las SUVs, minivans y pickups, denominados bajo la clasificación de la EPA como camiones, los cuales pasaron de tener una participación en el mercado del 15% en 1980 a un 55% para el 2020 según se observa en la Fig. 3 [9].

Sin embargo, en contraste con lo anterior, a partir del año modelo 1975 hasta 1985 el rendimiento real de combustible de los vehículos nuevos se incrementó en un 66%, de 12 MPG (5.1 km/l) a 20 MPG (8.5 km/l) aproximadamente (véase Fig. 4) como consecuencia de la disminución del peso total del vehículo que se presentó en ese mismo periodo de tiempo. No obstante, del año modelo 1985 hasta el 2005, el rendimiento real de combustible se mantuvo prácticamente constante pese a que el peso del vehículo se incrementaba año con año en ese tiempo, esto gracias al desarrollo de nuevas tecnologías orientadas al mejoramiento de la eficiencia del motor, así como a la capacidad de filtrar y controlar las emisiones por los convertidores catalíticos [9].

Fue entonces cuando la industria automotriz se encontró de nueva cuenta con la necesidad de buscar alternativas para reducir las emisiones ante las cada vez más estrictas regulaciones gubernamentales, ya que el desarrollo de todas las nuevas tecnologías en el tren motriz se mitigaba con el aumento en el peso del vehículo, siendo incapaces de lograr una mejora importante en el rendimiento de combustible.

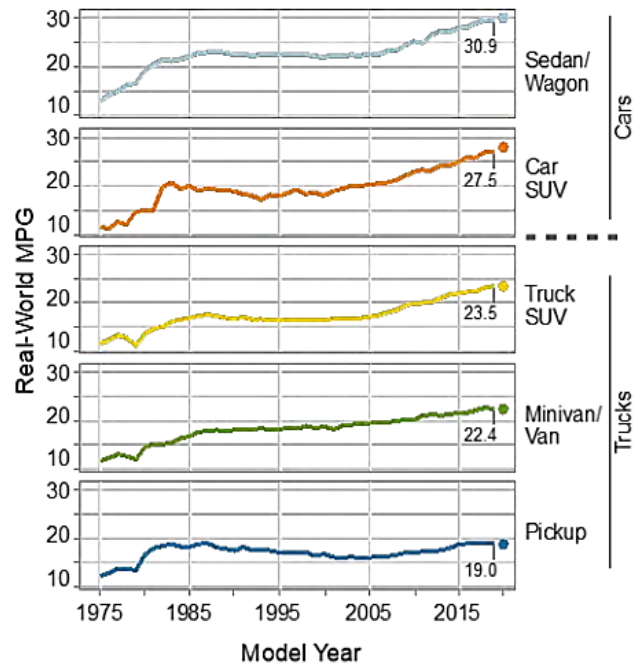


Fig. 4 – Rendimiento real de combustible por tipo de vehículo desde 1975 hasta 2020.

Ante esta problemática, los vehículos eléctricos (EVs) surgieron como una alternativa estratégica para culminar con las emisiones de CO₂, pues por un lado los vehículos eléctricos de batería (BEVs) no producen emisiones al ser impulsados por un motor eléctrico alimentado únicamente por baterías. Sin embargo, si bien cargar estas baterías puede aumentar las emisiones de gases contaminantes en las plantas de energía eléctrica, las emisiones totales asociadas con la conducción de EVs siguen siendo típicamente menores que las de los autos a gasolina, particularmente si la electricidad se genera a partir de fuentes renovables como el viento [11]. La figura 5 muestra las emisiones de CO₂ asociadas a un BEV, específicamente para un Fiat 500e modelo 2019, las cuales son casi un 200% menores a las de un auto a gasolina convencional y hasta un 400% menos si el vehículo es recargado en la ciudad de Los Ángeles, California; esto último gracias a que el estado de California es el mayor productor de electricidad a partir de fuentes renovables de los Estados Unidos [12].

Por otro lado, tenemos los vehículos híbridos enchufables (PHEVs) que, mediante un motor eléctrico, son capaces de conducir sin emisiones, generalmente entre 18 y 30 millas (29 y 48 km) [13], pero pueden funcionar con gasolina o diésel para viajes más largos. En contraste con los BEV, las emisiones de CO₂ asociadas a los PHEV, específicamente para una Chrysler Pacifica modelo 2021, son un 52% menores a las de un auto a gasolina convencional (véase Fig. 5) siendo estas un 92% mayores a las de los BEVs.

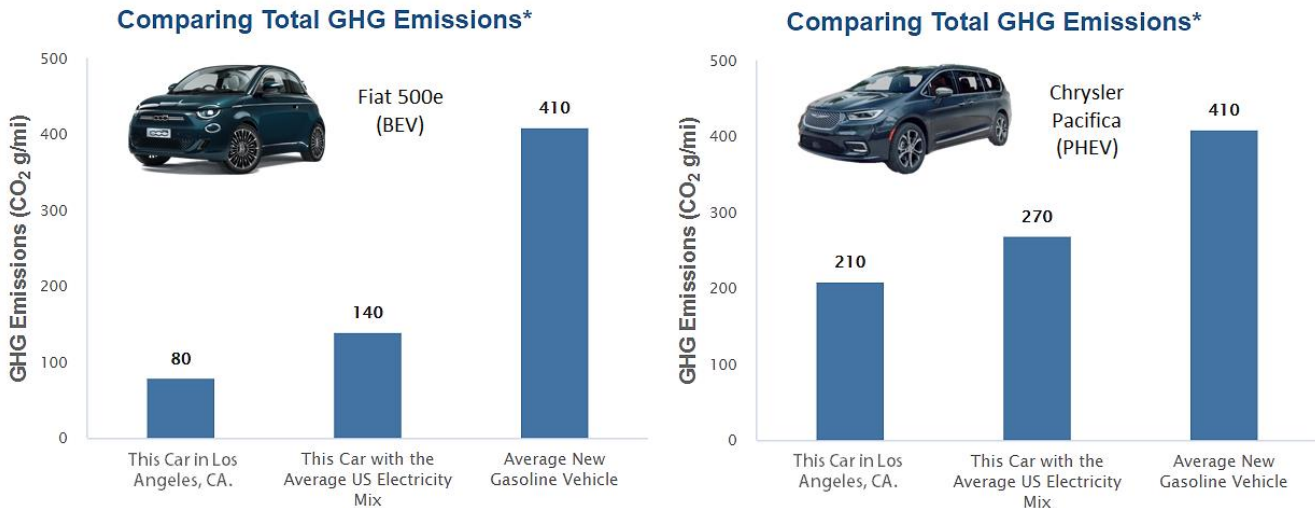
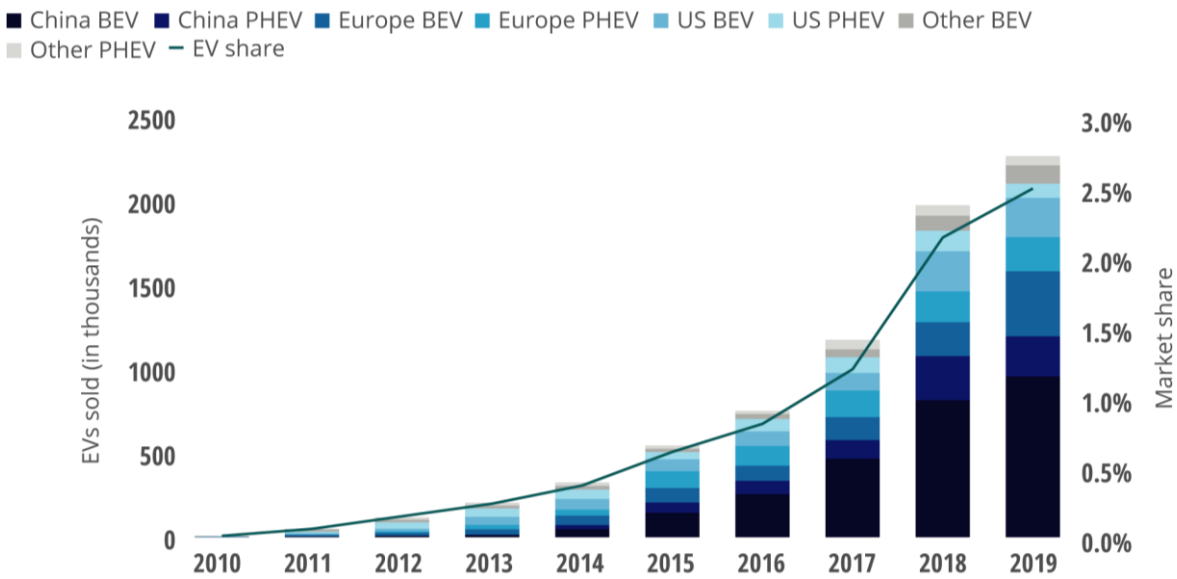


Fig. 5 – Emisiones de CO₂ asociadas a la conducción de un BEV (izquierda) y un PHEV (derecha) con respecto a las emisiones promedio de un auto a gasolina nuevo.

Antes de que la pandemia de COVID-19 sacudiera la industria automotriz, junto con todas las demás industrias, los vehículos eléctricos se estaban moviendo constantemente hacia el centro de atención. De acuerdo con el último reporte de ventas de EVs realizado por la firma de servicios profesionales Deloitte, las ventas anuales combinadas de BEVs y PHEVs superaron la marca de los dos millones de vehículos por primera vez en 2019 con un incremento del 15% con respecto al 2018 y una participación en el mercado global del 2.5% [14]. La figura 6 nos muestra como las ventas de los vehículos eléctricos se mantuvieron prácticamente estancadas hasta el 2014, año en el que la unión europea aprobó su nuevo estándar de emisiones denominado como EURO 6 y que entró en vigor para septiembre del 2015 [15], cuando las ventas comenzaron a incrementarse estrepitosamente principalmente en China y la Unión Europea.

EVs: annual passenger-car and light-duty vehicle sales in major regions

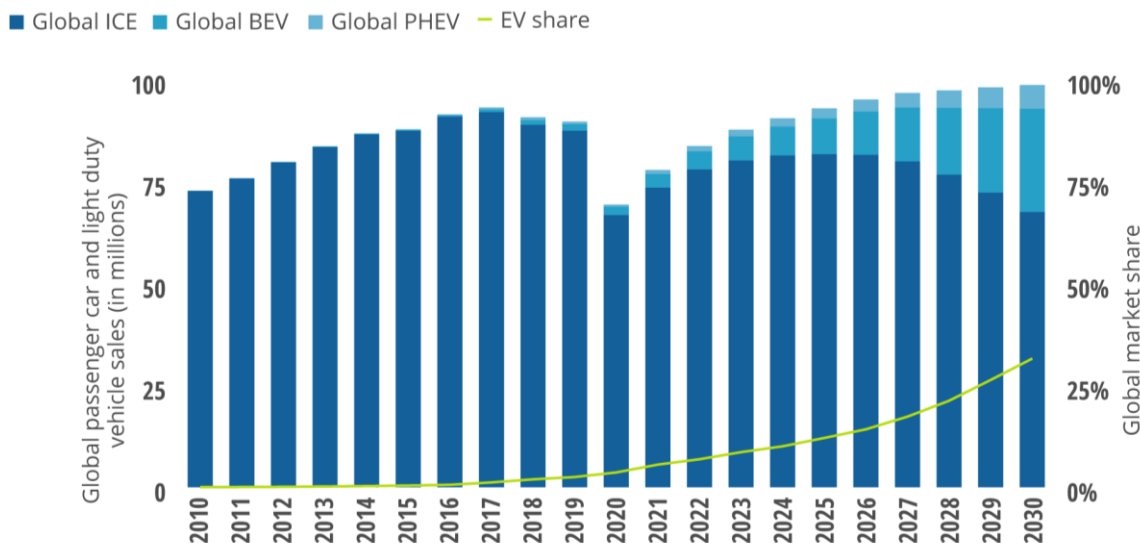


Source: Deloitte analysis, IHS Markit, EV-volumes.com²

Fig. 6 – Ventas mundiales por región y participación en el mercado global de vehículos eléctricos de 2010 a 2019.

En tanto, con base al último informe del Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (UNEP) donde las emisiones globales de gases de efecto invernadero deben reducirse un 7.6% cada año a partir del 2020 y hasta el 2030 en un intento por frenar el calentamiento global y lograr un aumento en la temperatura de solo 1.5°C para finales del siglo XXI [16], se pronostica que las ventas de EVs continuarán en ascenso a una tasa de crecimiento anual combinada del 29% durante los próximos diez años a partir de 2020 hasta lograr una participación en el mercado global del 32% para el 2030 (véase Fig. 7). La recuperación de las ventas luego de la pandemia de COVID-19 hará que los vehículos ICE vuelvan a crecer hasta 2025, pero luego experimentarán una disminución constante en la penetración del mercado a partir de entonces [14].

Outlook for annual global passenger-car and light-duty vehicle sales, to 2030



Source: Deloitte analysis, IHS Markit, EV-Volumes.com¹⁶

Fig. 7 – Pronóstico de ventas anuales de vehículos de pasajeros.

Finalmente, es claro que actualmente los BEV ya superan a los PHEV en volumen de ventas a nivel mundial (véase Fig. 6) gracias a la impactante reducción en las emisiones de CO₂ que presentan con respecto a las de un auto a gasolina convencional (véase Fig. 5) por lo que se espera que en los próximos 10 años las ventas de los BEVs crezcan de manera desproporcional a los PHEVs de modo que en 2030 representen el 81% de los vehículos eléctricos en el mundo [14]. Pero, la problemática histórica descrita anteriormente entre el peso total del vehículo vs. la eficiencia de combustible no hace su excepción en los vehículos eléctricos cuyas investigaciones se centran en incrementar su autonomía.

A manera de resumen, esta sección tuvo por objeto mostrar los antecedentes que motivaron a la presente investigación, donde la creciente tendencia de los vehículos per cápita en el mundo como el medio de transporte más utilizado, hacen del automóvil, un objeto de estudio y análisis para la siguiente década. En ese sentido, las cada vez más estrictas regulaciones contaminantes sentaron un precedente para la incursión de los vehículos eléctricos en el mercado europeo y chino principalmente, con una proyección de crecimiento global muy positiva en la siguiente década. Y, por último, en contraste con la creciente tendencia en la demanda de los consumidores por vehículos más robustos como son las SUVs y pickups en los últimos años, los vehículos eléctricos se enfrentan con el peso añadido por las baterías que demanda la búsqueda de materiales ligeros en conjunto con la optimización de diseño para lograr una reducción de peso que les permita incrementar su autonomía.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Así como en los vehículos convencionales sucede que a mayor sea el volumen del tanque de combustible pueden viajar más lejos sin repostar, los vehículos eléctricos con mayor capacidad de batería tienen una mayor autonomía. Sin embargo, las baterías tienen una energía específica considerablemente menor a la del combustible, pues cuando un vehículo se llena con 10 gal (38 l) de gasolina, contiene alrededor de 323 kWh de energía eléctrica incorporada en el combustible [17] mientras que agrega 28 kg de peso al vehículo [18] que perderá gradualmente a medida que se quema el combustible en el motor. Por el contrario, las baterías de los BEV en promedio contienen 43 kWh de energía eléctrica [19] y agregan 230 kg de peso al vehículo [20], además del peso estructural adicional requerido para transportar estas baterías, y que el vehículo deberá soportar aún después de que la batería se haya agotado.

Los vehículos eléctricos tienden a pesar mucho más que los automóviles a gasolina debido en gran medida a que los paquetes de baterías pueden llegar a ser muy pesados, por ejemplo, en el caso del Tesla Model 3 Long Range el conjunto de acumuladores pesa poco más de 450 kg, lo que constituye aproximadamente una cuarta parte de su peso total de 1,930 kg. Luego, cuando el peso total del vehículo aumenta, la carrocería debe fortalecerse. Lo que se traduce en láminas más gruesas junto con una estructura deformable más robusta para acomodar el peso adicional. Por otro lado, si una batería se perfora o se daña severamente como resultado de una colisión, puede resultar en una explosión. Motivo por el cual los paquetes de baterías deben protegerse mediante un caparazón metálico resistente que actúa como armadura.

Si bien la revolución de los autos eléctricos es inevitable, éstos tienen muchos desafíos: rango de conducción, costo, disponibilidad, infraestructura de carga rápida etc. Pero encima de todo eso está su peso como es el caso de la F-150 eléctrica que pesa 700 kg más que su predecesor a gasolina, situación que también se presenta en vehículos eléctricos más pequeños como es el caso del Hyundai Kona o Nissan Versa (véase Fig. 8) [21].

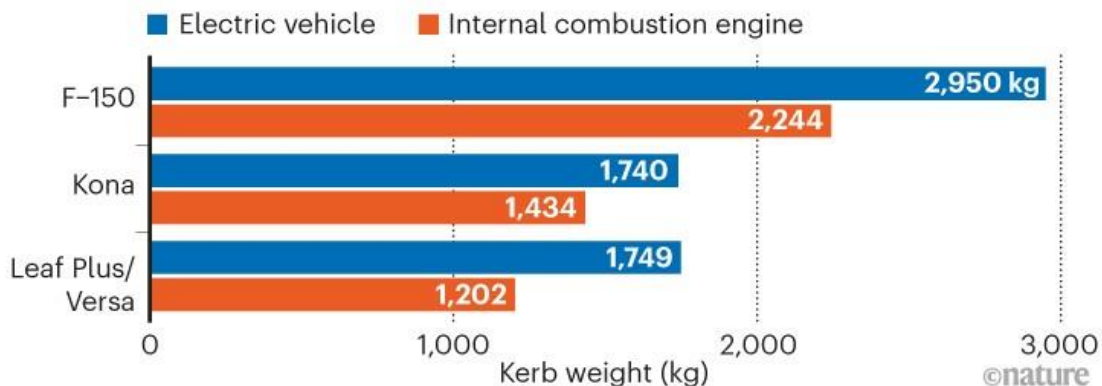


Fig. 8 – Comparativa del peso total del vehículo entre la versión electrificada y a gasolina para un mismo modelo.

Desde que se introdujeron las baterías de iones de litio en 1991, la mayoría de los avances en la tecnología de las baterías se han destinado a aumentar la distancia que un automóvil eléctrico puede recorrer con una sola carga y a aumentar la potencia del automóvil. Por ejemplo, en la última década Nissan lanzó al mercado una versión de largo alcance de su vehículo eléctrico insignia Leaf, con el triple de alcance (364 kilómetros) y el doble de potencia (214 hp). Pero su peso también ha crecido un 14%, hasta los 1,749 kg [21].

Es una realidad que el rango de conducción se ha vuelto clave para la adopción generalizada de los vehículos eléctricos, pues la mayoría de los consumidores compran automóviles en función de su autonomía ya que les preocupa perder energía y no poder recargar en un viaje largo. Sin embargo, la mayoría de los viajes en automóvil son cortos: al supermercado, centros comerciales o a la escuela.

En Estados Unidos, por ejemplo, los conductores recorren un promedio de 59 kilómetros al día [22] condición que se encuentra muy por debajo de la autonomía máxima de los vehículos eléctricos; la cuál va desde los 95 km (Smart EQ forfour) hasta los 450 km (Mercedes EQS 450+) con un promedio de 321 km para los vehículos eléctricos disponibles en el mercado al 2021 [23]. Luego, seguir incrementando el rango de conducción en los próximos años hará que los vehículos eléctricos sean más prácticos para las personas que necesitan recorrer largas distancias regularmente, por ejemplo, por motivos de trabajo; pero no generará un valor agregado en el conductor promedio a medida que la infraestructura de carga rápida continúa creciendo.

Pero ¿por qué el peso es tan importante? Lo primero y más importante es la seguridad. La probabilidad de que los pasajeros mueran en una colisión con otro vehículo aumenta en un 12 % por cada 500 kg de diferencia entre vehículos [21]. Este riesgo adicional no se aplicaría si todos condujeran autos de peso similar. Pero hasta que esto suceda, es probable que aumente la cantidad de víctimas envueltas en colisiones de auto a medida que los vehículos eléctricos pesados se unan al parque vehicular existente más liviano.

Ahora bien, de acuerdo con un reporte realizado por la firma global de investigación y asesoría ARANCA, en un vehículo promedio se tiene que alrededor del 80% del peso se distribuye entre el chasis, el tren motriz y la carrocería junto con otros componentes exteriores tales como faros, calaveras, fascias, etc. (véase Fig. 9). Por ende, la industria automotriz ha estado cambiando su enfoque de investigación hacia estos componentes para lograr una reducción general en el peso del vehículo [24].

Luego, mientras que el chasis engloba todos aquellos componentes relacionados con la suspensión y dirección del vehículo, el tren motriz incluye todos los elementos encargados de generar la potencia y transmitirla hacia las ruedas del automóvil; por lo que llevar a cabo una reducción de peso en estos dos grupos funcionales resultaría sumamente complejo, pues el más mínimo cambio ya sea en la geometría o en los materiales de sus componentes impactaría directamente en su desempeño, requiriendo múltiples validaciones para confirmar sea un diseño factible.

En contraste, el objetivo de la carrocería y sus componentes es el proporcionar seguridad a sus ocupantes contra choques de todo tipo: delantero, trasero, lateral o incluso volcadura, cumpliendo con el Estándar Federal de Seguridad de Vehículos Motorizados (FMVSS) No. 208. También debería poder proteger a los ocupantes del ruido, vibración y / o aspereza (NVH) absorbiendo o reduciendo estas condiciones. En este sentido, siendo que la carrocería constituye aproximadamente el 28% del peso del vehículo, existe una amplia área de oportunidad para la reducción de peso en este grupo funcional mientras que las validaciones requeridas para determinar si la propuesta de diseño es factible se limitaría a aquellas especificadas por en el estándar No. 208 de la FMVSS en cuestión de resistencia a la colisión y absorción de energía, las cuáles que pueden llevarse a cabo a través de la simulación de elemento finito.

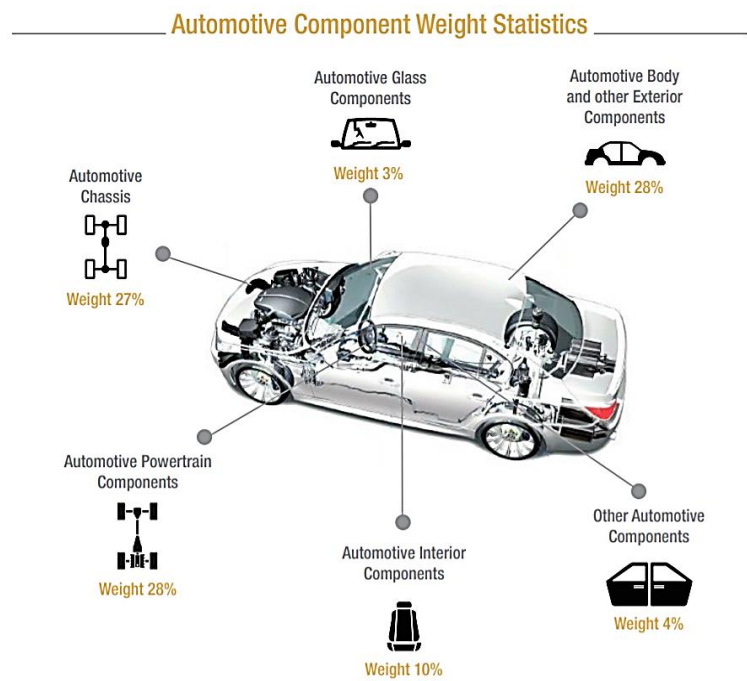


Fig. 9 – Distribución del peso para un vehículo promedio.

Actualmente, los accidentes de tránsito son una de las principales causas de muerte en los Estados Unidos, con más de 100 personas que mueren cada día, mientras que más de 2,5 millones de conductores y pasajeros son tratados por los departamentos de emergencia como resultado de lesiones en accidentes cada año [25]. En ese sentido, en cuanto a la seguridad de los ocupantes se refiere, tanto el tamaño como el peso del vehículo afectan las fuerzas que experimentan las personas dentro del mismo durante una colisión. Y la magnitud de esas fuerzas está directamente relacionada con el riesgo de lesiones.

En vehículos de mayor tamaño, la mayor distancia que existe desde la parte delantera del vehículo hasta el habitáculo proporciona más protección durante las colisiones frontales, que representan más del 50% de las muertes por accidentes de tránsito. Por lo que, cuanto mayor sea la distancia, más se puede aplastar el bastidor del vehículo antes de aplastar a las personas que están dentro. Por otro lado, el peso es importante cuando dos vehículos colisionan entre sí, puesto que el vehículo más pesado empujará al más liviano hacia atrás durante el impacto, ocasionando que se ejerza menos fuerza sobre las personas dentro del vehículo pesado y más sobre las personas dentro del vehículo ligero.

El Instituto de Seguros para la Seguridad en las Carreteras (IIHS) demostró el papel del tamaño y el peso del vehículo en una colisión mediante una serie de pruebas de choque en el año 2019, emparejando un SUV mediano con un automóvil compacto (ambos fabricados por KIA), así como un automóvil grande con un subcompacto (ambos fabricados por Toyota) en colisiones frontales entre sí. Ambos vehículos pequeños, el Kia Forte 2018 y el Toyota Yaris iA 2018, obtuvieron buenas calificaciones en las cinco pruebas del IIHS relevantes para la protección del conductor, pero tuvieron un desempeño deficiente en colisiones con los vehículos más grandes [26].

Las mejoras en la protección contra colisiones han hecho que los vehículos de todos los tamaños sean más seguros, pero los vehículos más grandes siguen siendo más seguros que los más pequeños, incluso con esas mejoras. Como se puede observar en la Fig. 10, las muertes por accidentes de tránsito disminuyen a medida que aumenta el tamaño del vehículo mientras que, a su vez, para un mismo tamaño de vehículo los decesos han disminuido sustancialmente a medida que el año modelo del vehículo es más reciente, esto último como resultado del desarrollo tecnológico en materia de protección al ocupante. Un gráfico similar que use el peso en lugar del tamaño se vería casi igual.

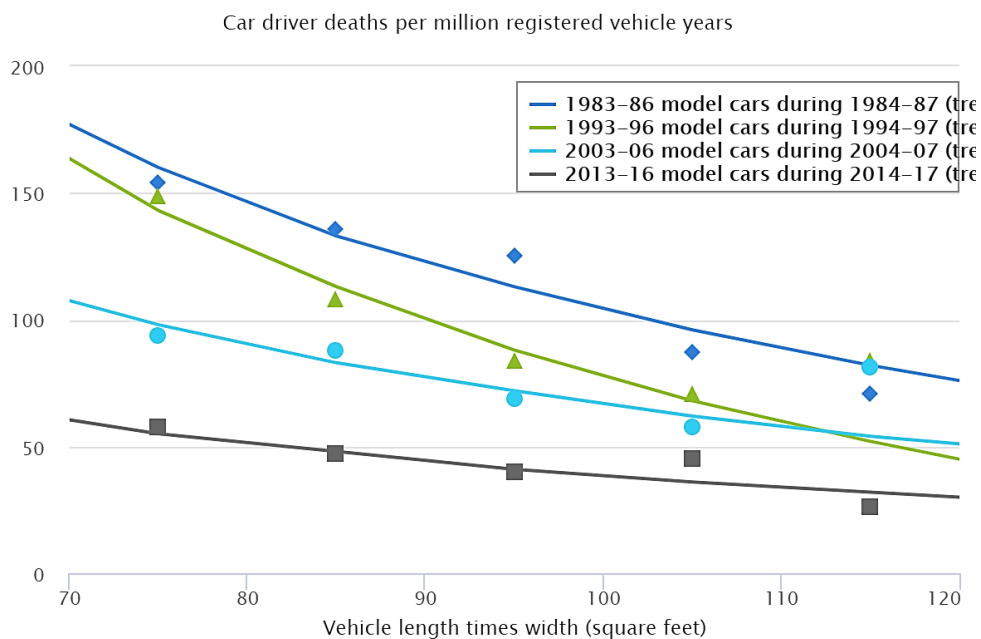


Fig. 10 – Decesos en accidentes de tránsito por millones de vehículos registrados al año con respecto a sus dimensiones.

En contraste con lo anterior, de acuerdo con el informe anual generado por la Administración Nacional de Seguridad Vial en las Carreteras (NHTSA) en 2019, el 54.2% de los accidentes de tránsito reportados en ese año fueron de tipo frontal, seguido por las colisiones traseras con un 24.8% y luego por las colisiones laterales ya sea por el costado izquierdo o derecho con un 10% cada una, mientras que el 1% restante fue desconocido. Por otro lado, del total de los accidentes frontales reportados, el 63.8% de ellos resulto en una fatalidad mientras que para el resto de los tipos de colisiones menos del 10% termino en el deceso de alguno de sus ocupantes. Por lo que, en resumen, el tipo de colisión más frecuente y que a su vez presenta la mayor tasa de fatalidad, es el de tipo frontal [27].

En ese sentido, para todos los impactos frontales, la región del riel delantero juega un papel muy importante ya que éste absorbe una cantidad significativa de energía durante las colisiones. Para una condición de impacto frontal y vehículo dados, el riel frontal absorbió 120 kN de fuerza, que es alrededor de un 40% más en comparación con las fuerzas tomadas por los otros componentes de la carrocería (véase Fig. 11).

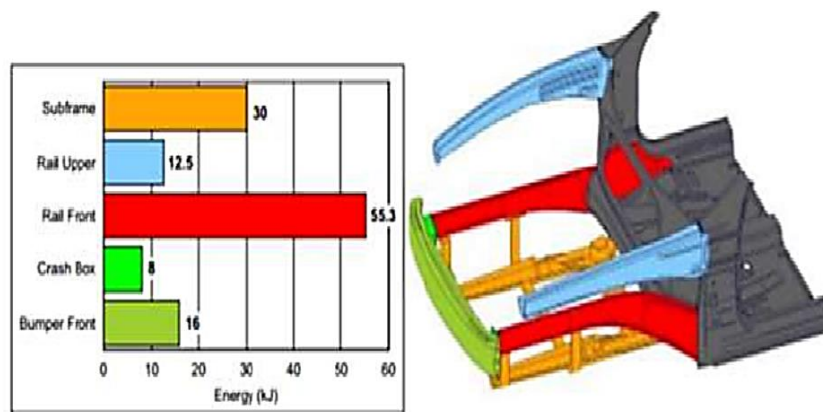


Fig. 11 – Fuerzas presentadas en los diferentes componentes de la carrocería bajo una condición de impacto frontal.

Ahora bien, si se analiza la cantidad de energía absorbida, el riel frontal absorbió alrededor del 45% tal y como se puede observar en la Fig. 12.

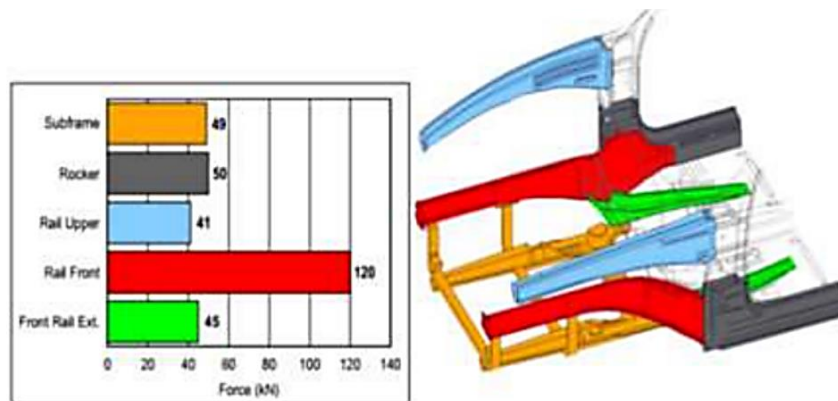


Fig. 12 – Energía absorbida por los diferentes componentes de la carrocería bajo una condición de impacto frontal.

Finalmente, con base en los fundamentos descritos anteriormente, la presente investigación tendrá como objeto de estudio el larguero frontal de la carrocería de un vehículo con el fin de lograr a través de su optimización de diseño una reducción de peso, mientras que a su vez se mantiene o mejora la capacidad de absorción de energía del componente para garantizar la protección de los ocupantes, buscando atender así a la problemática mostrada en esta sección.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El Reino Unido, California, la Unión Europea, Canadá y otros planean eliminar gradualmente la venta de vehículos que funcionan con combustibles fósiles a partir de 2030; Noruega planea hacerlo antes. Los consumidores están interesados. En mayo de 2021, Ford Motor Company presentó una versión totalmente eléctrica de su camioneta pick-up más vendida, la F-150 Lightning. Para agosto, tantos clientes habían reservado una que Ford duplicó su objetivo de producción inicial. Luego, la empresa anunció que gastará miles de millones de dólares para construir fábricas de baterías y una planta de camiones eléctricos en Estados Unidos [21].

A su vez, en marzo de 2022, Stellantis (antes Fiat Chrysler Automobiles) presentó “Dare Forward 2030”, su audaz plan estratégico para la próxima década en la que se compromete a convertirse en el campeón de la industria en la lucha contra el cambio climático, alcanzando cero emisiones netas de carbono para 2038. Derivado de lo anterior, estableció que el 100 % de las ventas en Europa y el 50 % de las ventas en los Estados Unidos serán vehículos eléctricos de batería (BEV) para fines de esta década. Mientras que planean tener más de 75 modelos de BEV y alcanzar ventas globales anuales de cinco millones de vehículos eléctricos para 2030 [28].

Sin embargo, los grandes fabricantes de automóviles de todos los tiempos se enfrentan a empresas automotrices emergentes tales como Tesla, Lucid Motors y Rivian, quienes desde su fundación se han dedicado únicamente al desarrollo y fabricación de vehículos eléctricos, poniéndolos en desventaja en la carrera por acaparar el mercado de los vehículos eléctricos en la siguiente década. Pues en los últimos años, mientras los fabricantes tradicionales se enfocaron en mejorar la eficiencia de sus vehículos a través de la reducción del tamaño y la cilindrada de sus motores en respuesta a las cada vez más estrictas regulaciones de emisiones contaminantes, las compañías de vehículos eléctricos se dedicaron a incrementar el rango de conducción, la potencia y la capacidad de carga regenerativa al mismo tiempo que perfeccionaban la carrocería para la protección de los paquetes de baterías ante un impacto; llevando a Tesla a convertirse en un marco de referencia para todos los demás fabricantes.

Para darle la vuelta al marcador, los fabricantes de autos comenzaron a evaluar la factibilidad de transformar sus modelos actuales a gasolina en versiones eléctricas, buscando ahorrar tiempo de diseño y desarrollo al utilizar la misma estructura y equipamiento interior, pero remplazando el tren motriz por una motorización eléctrica, al mismo tiempo que toman ventaja del prestigio y aceptación que un determinado vehículo ya tiene en los consumidores para potencializar su comercialización. En este sentido, las empresas automotrices han impulsado a sus colaboradores a desarrollar diferentes alternativas para lograr adecuar las carrocerías de sus vehículos actuales, las cuales ya han pasado con éxito por una innumerable cantidad de pruebas de desempeño, para acomodar un tren motriz eléctrico con el menor de los cambios y componentes añadidos posibles para minimizar los costos asociados al rediseño que indirectamente influirán en el precio de venta de la unidad.

En virtud de lo descrito anteriormente y como colaborador de la industria automotriz, la presente investigación surge de la misión estratégica de la compañía para incrementar su portafolio de vehículos electrificados para finales de esta década en respuesta a la lucha contra el cambio climático y a las estrictas regulaciones de emisiones contaminantes. Mientras que los resultados obtenidos de esta investigación cobrarán importancia en la factibilidad de adaptar la carrocería de nuestros productos para acomodar un tren motriz electrificado, lo que impactará la capacidad de respuesta de las plantas de ensamble y reducirá los costos asociados al cambio de herramientas, dando como resultado una reducción en el tiempo requerido para el lanzamiento de las versiones electrificadas de los vehículos actuales. Finalmente, al examinar como incrementar la capacidad de absorción de energía de los rieles delanteros en paralelo con la disminución de su peso para sopesar la masa adicional proveniente de los paquetes de baterías; se busca ofrecer alternativas innovadoras que lleven a la compañía a ser un marco de referencia para el resto de las armadoras, en tanto que la información obtenida de esta investigación funja como pauta para el desarrollo de las nuevas carrocerías.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVOS GENERALES

- Examinar la resistencia al impacto frontal de los largueros delanteros de diversas carrocerías con el fin de optimizar los parámetros de diseño del larguero encontrado con el mejor desempeño, orientado a incrementar la capacidad de absorción de energía por medio de un análisis explícito no lineal a través del método de elemento finito.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar el conjunto de largueros frontales a examinar basado en las características de su geometría, así como en las carrocerías de los automóviles identificados por la compañía como prioritarios para el lanzamiento de su versión electrificada.
- Llevar a cabo el proceso de refinamiento de malla para cada uno de los largueros seleccionados con el fin de alcanzar la calidad de malla deseada.
- Preparar el modelo de elemento finito para conducir un análisis explícito no lineal utilizando RADIOSS.
- Instrumentar virtualmente los largueros para conocer el pulso de choque a través de acelerómetros.
- Validar el modelo de elemento finito por comparación con ensayos físicos del estado del arte.
- Determinar los parámetros de diseño a analizar y optimizar del riel frontal seleccionado con base en los estándares corporativos, los costos asociados a su implementación, así como en la factibilidad de su producción con el herramental ya existente.
- Realizar un diseño de experimentos para evaluar los efectos de los parámetros de diseño seleccionados en la absorción de energía del larguero frontal.
- Analizar los datos obtenidos de las simulaciones realizadas, de acuerdo con el diseño de experimentos, y con ello obtener la combinación de parámetros que maximicen la absorción de energía del larguero.

1.5 HIPÓTESIS

Es posible incrementar la capacidad de absorción de energía para el diseño actual del larguero delantero de un vehículo ante una condición de impacto frontal mediante la modificación de sus parámetros iniciales de diseño sin incrementar el peso del componente.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

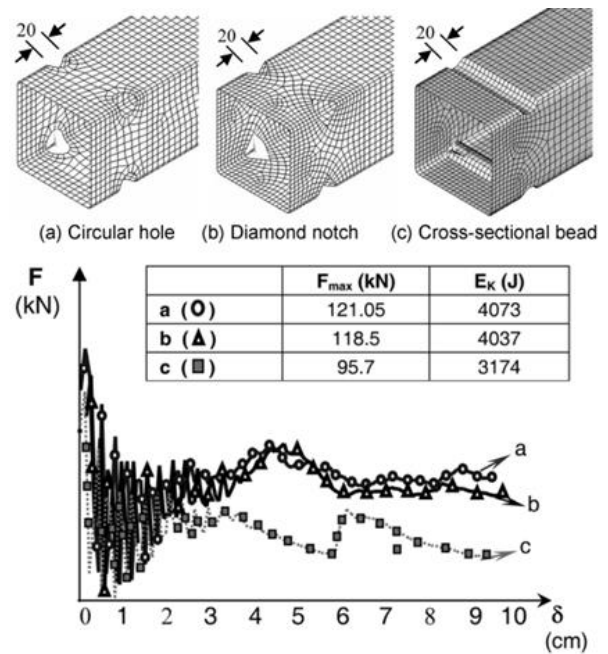
- Los largueros estudiados en la presente investigación pertenecen exclusivamente a carrocerías de chasis autoportante, quedando excluidas del análisis aquellas carrocerías con bastidor.
- El presente estudio se limita a los vehículos comercializados en el continente americano.
- Únicamente son objeto de estudio las dos láminas principales que conforman al larguero, excluyendo todos los refuerzos tanto internos como externos del análisis de elemento finito.
- El presente trabajo de investigación se centra solamente en el análisis numérico para la validación de las propuestas de diseño obtenidas del larguero frontal.

1.7 ESTADO DEL ARTE

Eren et al. realizaron un análisis explícito no lineal utilizando ANSYS y LS-DYNA para disminuir la fuerza máxima de aplastamiento y aumentar la capacidad de absorción de energía de una columna de sección transversal cuadrada durante un impacto. Para ello, se enfocaron en analizar cómo diversos tipos de concentradores de esfuerzos reducen la fuerza máxima de aplastamiento y cómo estas modificaciones estructurales cambian la forma de plegado de la columna.

En ese sentido, primero evaluaron el comportamiento de una columna simple ante un impacto, la cual consistió en fijar un extremo de la columna y dejar caer una masa de 400 kg a una velocidad de 30 km/h. Posteriormente examinaron tres columnas con diferentes tipos de concentradores de esfuerzos: agujero circular, agujero tipo diamante y muesca (véase Fig. 13); todas bajo la misma condición de impacto para entonces poder comparar la capacidad de absorción de energía, el tipo de plegado y la relación fuerza-deflexión de cada una de las columnas. En donde se encontró que la muesca fue la que presentó la menor fuerza máxima de aplastamiento con 95.7 kN junto con una buena capacidad de absorción de energía con 3,174 J en comparación con los otros dos tipos de concentradores de esfuerzos analizados (véase Fig. 13) [29].

Fig. 13 – Relación fuerza-deformación de la columna con diferentes concentradores de esfuerzos [29].



Luego de encontrar que la muesca mostraba un mejor desempeño al impacto que el resto de los iniciadores examinados, realizaron el análisis de cuatro columnas adicionales, pero ahora con diferentes combinaciones de costillas cóncavas y convexas como iniciadores de aplastamiento (véase Fig. 14). Hallando que, si bien las cuatro columnas presentaron aproximadamente la misma fuerza máxima de aplastamiento, cuando las dos filas de costillas en cada una de las caras de la columna eran convexas se obtenía una mayor capacidad de absorción de energía que el resto de las columnas de 3,278 J (véase Fig. 14) [29].

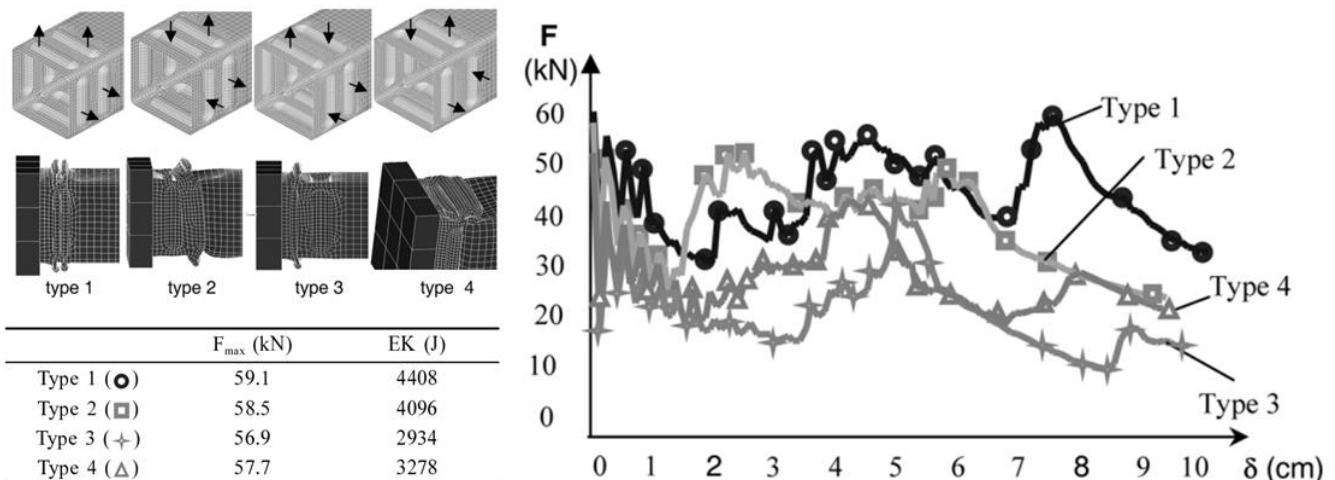


Fig. 14 - Relación fuerza-deformación de la columna con diferentes combinaciones de costillas cóncavas y convexas como concentradores de esfuerzos [29].

Finalmente, compararon los resultados pertenecientes a la columna simple con los obtenidos en la columna con 2 filas de costillas convexas en cada una de sus caras como iniciadores de aplastamiento, reduciendo la fuerza máxima de aplastamiento en un 54.4 % de 129.5 kN a 59.1 kN mientras que se incrementó un 25.5% la energía absorbida de 3,513 J a 4408 J. Esto significa que se reduce la aceleración hacia adelante de los ocupantes en el momento del choque y también se reduce el riesgo para el otro automóvil involucrado en la colisión [29].

Liu et al. evaluaron la capacidad de absorción de energía de un automóvil durante una prueba de impacto frontal contra una pared rígida con una velocidad inicial de 50 km/h conforme a la C-NCAP (China New Car Assessment Program) realizando una simulación mediante el método de elemento finito utilizando Hypermesh y LS-DYNA (véase Fig. 15). Al examinar la cantidad de energía absorbida por diferentes componentes de la carrocería encontraron que los largueros frontales, en conjunto, absorbieron 31,520 J representando el 19.7% de la energía total absorbida por el vehículo; por lo que el larguero frontal resultó ser la principal estructura de la carrocería en absorber energía ante un impacto frontal. Por otro lado, observaron que mientras la parte delantera de los rieles sufren una deformación por aplastamiento, la parte trasera muestra una deformación de magnitud similar, pero por flexión, lo que reduce su capacidad de absorción de energía [30].

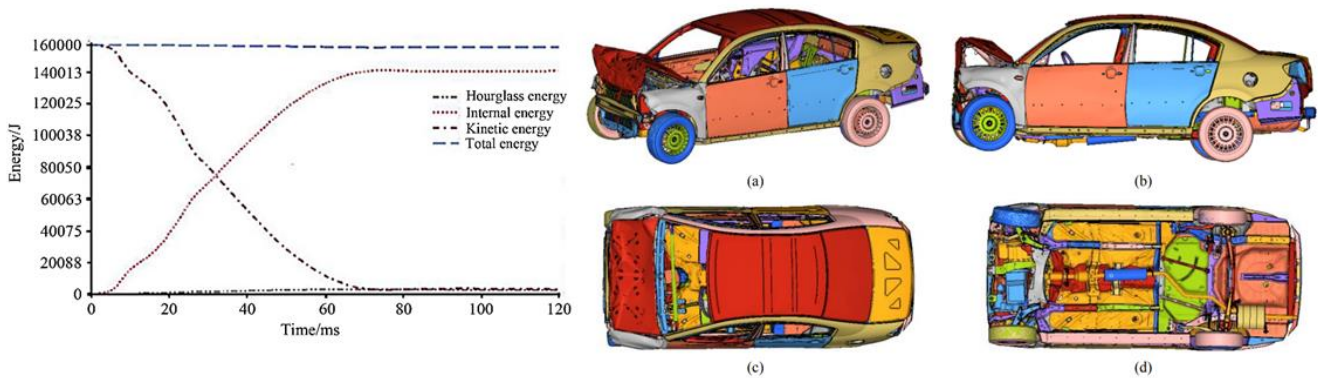


Fig. 15 – Energía del sistema durante la colisión (izquierda). Diversas vistas de la deformación del auto al final de la colisión (derecha) [30].

Para evitar la deformación por flexión, propusieron aumentar el espesor de las dos láminas que conforman a los largueros frontales de 1.8 mm a 2.5 mm. Después de la mejora, al correr nuevamente la simulación observaron que la deformación por flexión se debilitó mientras que la deformación por aplastamiento se incrementó (véase Fig. 16), logrando que, en conjunto, absorbieran 37,920 J lo que corresponde al 23,7% de la energía total absorbida por el vehículo. En contraste con el diseño previo, se tiene que la capacidad de absorción de energía de los rieles frontales aumentó un 4% derivado de incrementar su espesor 0.7 mm [30].

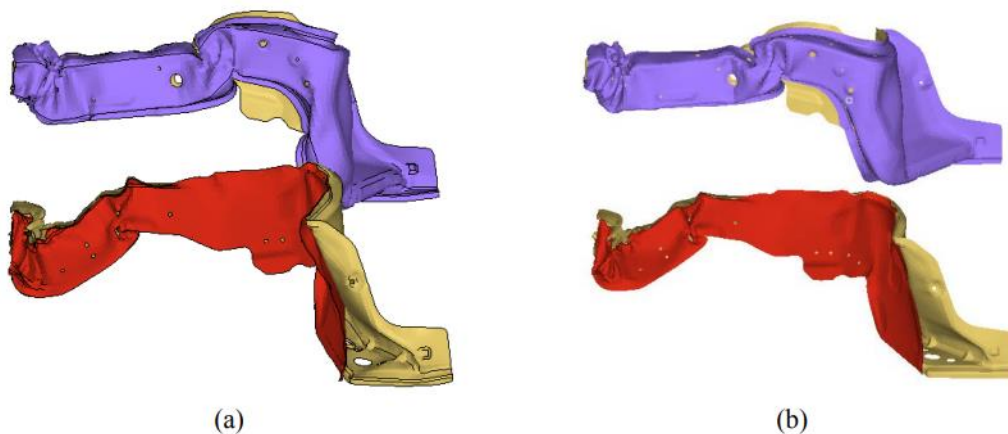


Fig. 16 – Deformación del larguero frontal con un espesor de lámina de (a) 1.5 mm y (b) 2.5 mm al final de la colisión [30].

En resumen, la deformación de los rieles delanteros mejoró de manera efectiva al aumentar el grosor de las láminas que los conforman. Además, se observó que la deformación en la parte delantera del riel debe ser suficiente en tanto que en la parte trasera ésta debe ser menor, pues la deformación por aplastamiento absorbe más energía que aquella por flexión, dando como resultado que el automóvil pueda absorber eficientemente la energía cinética, evitar una alta aceleración y evitar que el panel de instrumentos invada en mayor medida.

Zhou et al. estudiaron la resistencia al impacto del riel en forma de S extraído del marco frontal de un automóvil. Para reducir la fuerza de impacto máxima y aumentar la energía total absorbida, emplearon materiales híbridos en el riel, utilizando una aleación de aluminio para la parte delantera y acero avanzado de alta resistencia (AHSS) para la parte trasera. Los resultados de su investigación mostraron que, al hacer coincidir razonablemente los tipos de materiales utilizados tanto para la parte delantera como trasera del riel frontal, así como el espesor de lámina de las dos partes y la proporción de longitud para la parte de aluminio, la fuerza de impacto máxima y el peso total del riel frontal en forma de S se puede reducir, mientras que la energía total absorbida se puede aumentar considerablemente. Por lo tanto, la resistencia al impacto y el peso ligero del riel delantero en forma de S mejoraron significativamente en consecuencia.

Para su estudio realizaron un análisis explícito no lineal mediante el uso de Hypemesh y LS-DYNA, cuyo modelo de elemento finito consistió en fijar completamente el extremo posterior del riel delantero, mientras que los nodos del extremo frontal están conectados a una placa rectangular rígida (véase Fig. 17). En cuanto a la carga, ésta la aplicaron en forma de velocidad con un comportamiento tipo rampa en el centro de gravedad de la placa rígida en la dirección X para modelar la deformación forzada real del riel delantero de un automóvil en caso de una colisión frontal. El tiempo de rampa que utilizaron fue de 0.05 s y una velocidad constante de 2,000 mm/s (véase Fig. 17) [31]. En cuanto a la interfaz de unión entre la aleación de aluminio y el AHSS para el riel híbrido propuesto, la parte delantera de aluminio se superpone a la parte trasera de AHSS para formar una junta de traslape en la zona de conexión con una longitud de superposición de 20 mm (véase Fig. 18) [31]. La junta traslapada fue simulada usando puntos de soldadura de nodo rígido en LS-DYNA.

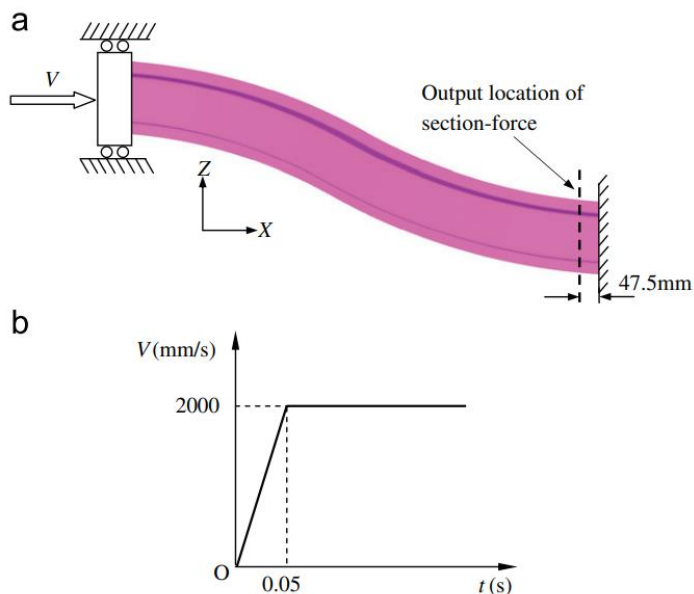


Fig. 18 – (a) Condiciones de frontera y (b) características de la velocidad tipo rampa aplicada [31].

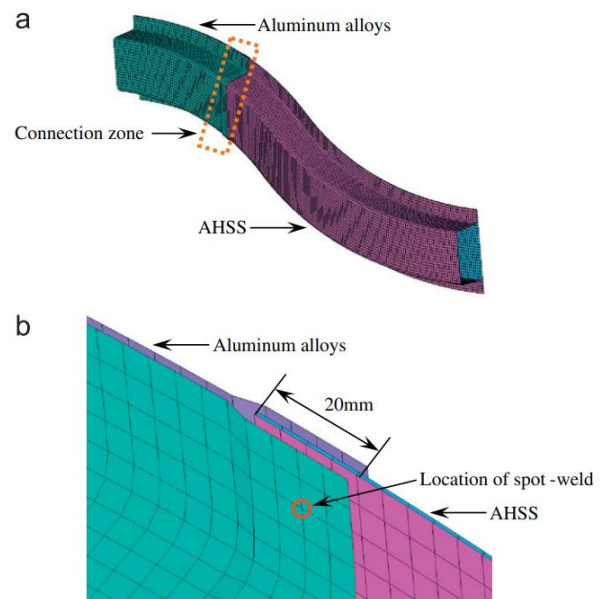


Fig. 17 – (a) Modelo de elemento finito del riel frontal híbrido de acero y aluminio junto con (b) las características de la zona de conexión entre ambas partes [31].

Ahora bien, para su análisis Zhou et al. ejecutaron un total de 16 simulaciones basados en un arreglo ortogonal con el fin de investigar el efecto de cinco factores con cuatro niveles cada uno en el desempeño de choque del riel delantero híbrido formado de acero y aluminio. Estos factores incluyeron diferentes tipos de materiales de aleación de aluminio (M_{Al}) y AHSS (M_{AHSS}), los espesores de lámina de las dos partes (t_{Al} y t_{AHSS}) y la proporción de longitud de la parte de aluminio (λ) cuyos niveles que utilizaron se muestran en la Fig. 19.

	λ	M_{Al}	t_{Al} (mm)	M_{AHSS}	t_{AHSS} (mm)
1	0.2	AA6060-T4	1.6	Trip450/800	0.8
2	0.3	AA6111-T4	2.0	DP500/800	1.2
3	0.4	AA5052-H34	2.4	DP700/1000	1.6
4	0.5	AA6061-T6	2.8	Mart950/1200	2.0

Fig. 19 – Factores y niveles utilizados por Zhou et al. [31].

Teniendo en cuenta los requisitos generales para la fuerza de impacto máxima, la energía total absorbida y la reducción de peso, Zhou et al. obtuvieron que los experimentos 3, 6, 12 y 14 tuvieron el mejor rendimiento integral en comparación con las demás combinaciones analizadas. Básicamente, las cuatro opciones son capaces de reducir significativamente la fuerza de impacto máxima y la masa total del riel frontal tipo S junto con un aumento efectivo en la energía total absorbida (véase Fig. 20). Especialmente el experimento 3 puede aumentar la energía total absorbida en un 117.83 % en comparación con el modelo base, mientras que la fuerza máxima y la masa total son más pequeñas que la base en un 16% y 7.73% respectivamente, por lo que la resistencia al impacto y el peso del riel delantero tipo S mejoran significativamente [31].

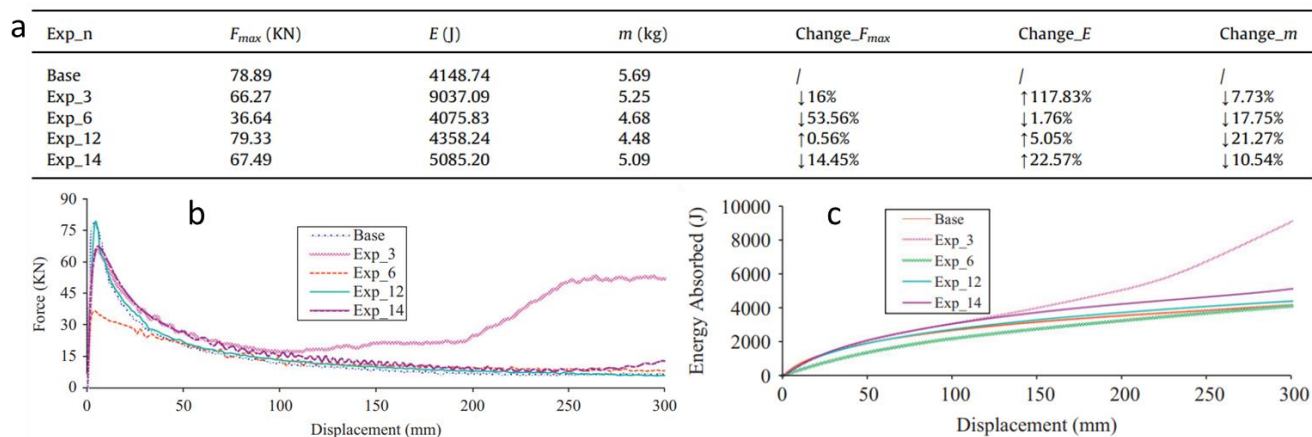


Fig. 20 – (a) Valores obtenidos de fuerza de impacto máxima, energía total absorbida y masa para los experimentos 3, 6, 12 y 14 junto con su desviación respecto al modelo base. (b) Gráfica de fuerza y (c) energía absorbida para los 4 experimentos y el modelo base [31].

Dimas et al. analizaron el efecto del espaciamiento de los puntos de soldadura, en la resistencia al impacto de una columna de acero medio carbono ST37 con sección transversal de tipo sombrero de copa (top-hat) al evaluar el desplazamiento, así como la fuerza máxima y media de aplastamiento a través de un análisis numérico utilizando Hypermesh y RADIOSS. Para ello, el modelo de elemento finito que utilizaron fue similar al realizado por Eren et al. (véase Fig. 21) con la diferencia de que la masa que impacta a la columna es de 65 kg y se mueve axialmente a una velocidad 7.30 mm/ms [32]; por otro lado, los puntos de soldadura que unen a las dos láminas de la columna fueron modelados tanto por elementos 1D tipo viga (modelo I) como por elementos 3D tipo solido (modelo II) según se puede observar en la Fig. 21, esto último con el fin de evaluar si existían diferencias en los resultados obtenidos según como se modelaran los puntos de soldadura.

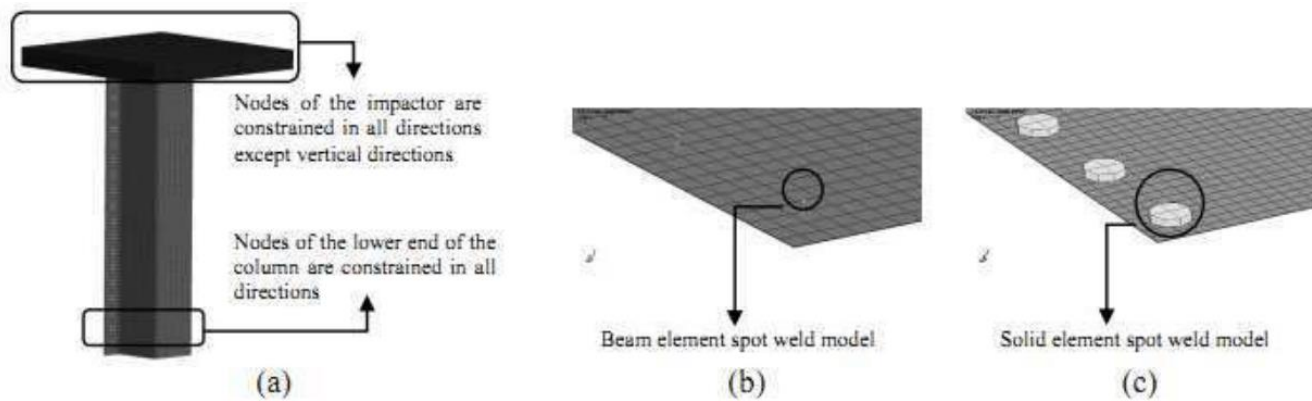


Fig. 21 – (a) Condiciones de frontera y modelado de puntos de soldadura por elementos (b) 1D y (c) 3D [32].

En cuanto al espaciamiento de los puntos de soldadura, éste lo definieron en función de la longitud natural de plegado (H) definida como $H/t = 0.617(L/t)^{0.62}$ a partir del perímetro de la sección transversal (L) y el espesor (t) de la columna (véase Fig. 22) y cuyo espaciamiento variaron desde $0.5H$ hasta $2H$ en intervalos de 0.25 [32].

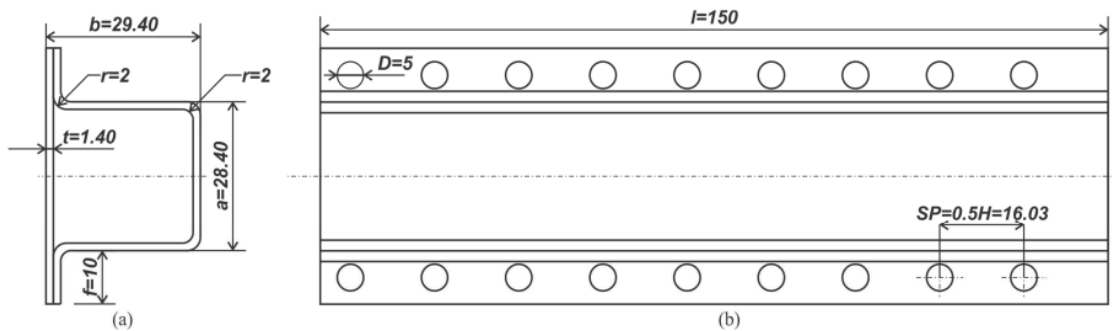


Fig. 22 – Especificaciones de la geometría y distanciamiento de los puntos de soldadura utilizados por Dima et al. [32].

Beam Element Spot Weld Model (Model-I)						Solid Element Spot Weld Model (Model-II)				
SP [H]	δ [mm]	P_{max} [kN]	P_m [kN]	CFE	SEA [kJ/kg]	δ [mm]	P_{max} [kN]	P_m [kN]	CFE	SEA [kJ/kg]
0.50	53.47	69.73	32.28	0.46	19.84	36.85	74.39	46.78	0.63	28.73
0.75	54.32	69.49	31.78	0.46	19.40	44.82	72.17	38.49	0.53	23.63
1.00	56.27	68.54	30.68	0.45	18.77	49.12	69.58	35.14	0.50	21.57
1.25	54.84	69.15	31.48	0.46	19.18	52.89	68.58	32.64	0.48	20.07
1.50	56.85	68.13	30.37	0.45	18.56	55.51	68.90	31.10	0.45	18.97
1.75	57.64	67.76	29.95	0.44	18.37	55.17	67.89	31.29	0.46	19.18
2.00	61.70	67.80	27.99	0.41	17.10	56.01	67.73	30.82	0.46	18.97

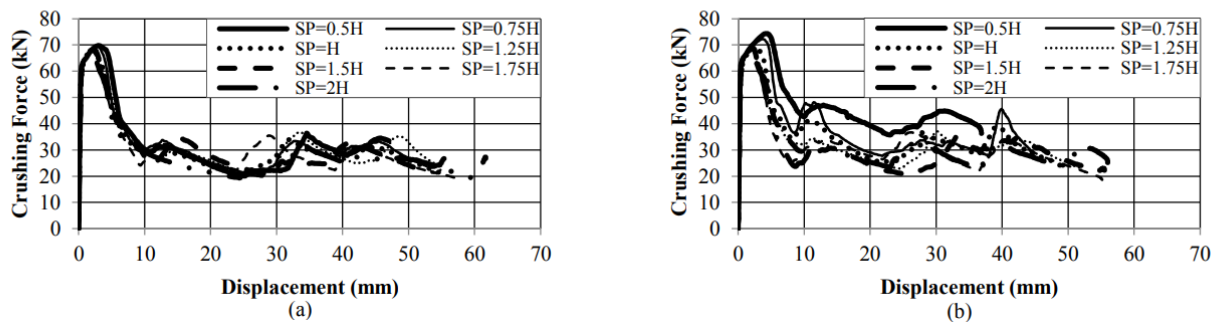


Fig. 23 – Relación fuerza-desplazamiento para la columna tipo Top-Hat con diferentes distancias entre puntos de soldadura para el (a) modelo I y (b) modelo II [32].

En cuanto a los resultados obtenidos, Dima et al. observaron que a medida que se incrementaba la distancia entre los puntos de soldadura, el desplazamiento de la columna tendía a aumentar para ambos modelos (véase Fig. 23). Sin embargo, la diferencia es más significativa para el Modelo II. Por otro lado, cuando el espaciamiento de los puntos de soldadura aumenta, la fuerza máxima de impacto para ambos modelos tiende a disminuir, en tanto que la diferencia en el Modelo I es menos significativa en comparación con el Modelo II. Esta tendencia también es válida para la fuerza promedio de impacto, pero el efecto es más significativo en comparación con la diferencia en la fuerza máxima (véase Fig. 23). Por lo que, se tiene que el efecto de la distancia entre los puntos de soldadura, así como su modelado, influyen en la fuerza promedio más que en la fuerza máxima de impacto.

Purnama & Istiyanto realizaron un estudio muy similar a la de Dimas et al. pero, además de analizar el efecto de la distancia entre los puntos de soldadura, evaluaron el efecto que tiene la distancia de la línea de puntos de soldadura con respecto al borde de la columna tipo Top-Hat denominada como “x” en la Fig. 24, obteniendo que la reducción del paso de los puntos de soldadura puede aumentar la absorción de energía entre un 1.70% y un 9.91%, mientras que acercar la línea de puntos de soldadura al borde exterior de la brida puede reducir la fuerza máxima de impacto en un 8.11 % a 21.67% [33].

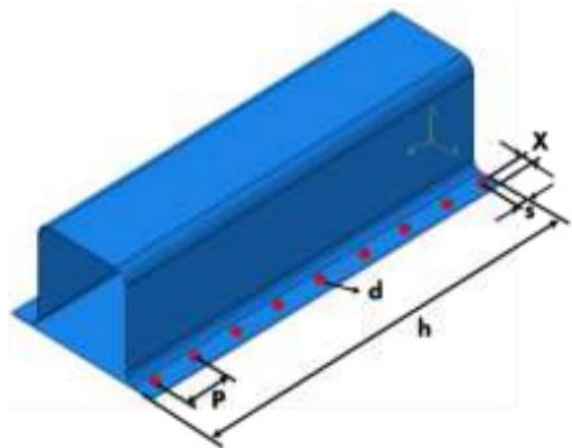


Fig. 24 – Especificaciones de la ubicación de los puntos de soldadura en la columna tipo top-hat utilizada por Purnama & Istiyanto [33].

Por consiguiente, de la investigación realizada tanto por Dimas et al como por Purnama & Istiyanto se obtiene que, al disminuir el distanciamiento, y por ende incrementar el número de puntos de soldadura, la columna se vuelve más rígida necesitando una fuerza mayor para iniciar el mecanismo de plegado, así como para crear los pliegues subsecuentes, lo que significa una disminución en la magnitud de la fuerza máxima y un incremento en la fuerza promedio de aplastamiento mejorando la resistencia al impacto de la columna.

Para concluir con esta sección, a partir del estado del arte previamente descrito se puede observar que, aunque otros autores han realizado una serie de investigaciones obteniendo logros importantes sobre las características de impacto y el diseño liviano en la estructura de los largueros delanteros de un vehículo, sus estudios se han enfocado principalmente a un parámetro de diseño a la vez, como los concentradores de esfuerzos estudiados por Eren et Al., el espesor de lámina por Liu et al. o la ubicación de los puntos de soldadura tanto por Dimas et al. como por Purnama & Istiyanto. Sin embargo, el análisis de como dos o más parámetros de diseño influyen a la vez en la resistencia al impacto del riel frontal no es ampliamente investigado o reportado. Por otro lado, los estudios hasta ahora revisados, con excepción de Liu et al., utilizan solamente geometrías simplificadas como representación del riel frontal de un vehículo, el cual presenta una geometría mucho más compleja.

Pero, uno de los pocos estudios enfocados a la optimización de los parámetros de diseño del riel frontal realizado por Zhou et al. en la que analizan diferentes combinaciones de espesores y materiales para optimizar su diseño híbrido propuesto para un riel tipo S compuesto por acero y aluminio, mostró gran capacidad para aumentar la resistencia al impacto con respecto a su modelo inicial. Con base en lo anterior, la presente investigación tiene por objeto analizar los efectos de 3 parámetros de diseño como es el espesor de lámina, material y la distancia entre los puntos de soldadura, haciendo uso de la geometría real de diversos largueros frontales utilizados en la carrocería de vehículos que se encuentran en circulación actualmente, con el fin de optimizar su diseño para las versiones electrificadas al incrementar su resistencia al impacto a medida que se reduce su peso para sopesar la masa adicional proveniente de los paquetes de baterías y la estructura adicional para soportarlas.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 CLASIFICACIÓN VEHICULAR

Para regular las emisiones de gases contaminantes producidos por los distintos tipos de automóviles, así como debido a la venta y distribución de éstos alrededor del mundo, los gobiernos y las organizaciones privadas han desarrollado diferentes esquemas para clasificar todos los vehículos que existen en la actualidad. Sin embargo, no todos estos esquemas coinciden entre sí, pudiendo un automóvil tener diferentes clasificaciones según la región o el mercado en el que se distribuya; esto es debido a la disparidad entre las diferentes regiones del mundo en la comprensión del “tamaño del vehículo”, ya que mientras algunos esquemas se basan en el peso del auto, otros utilizan la longitud o el volumen combinado de la cabina y el maletero para categorizarlos.

No obstante, los vehículos se clasifican principalmente desde dos perspectivas, desarrolladas por las agencias gubernamentales americanas y europeas respectivamente; cuyo medio de clasificación se detalla a continuación en la Tabla 1 al igual que la organización encargada de cada categorización.

Tabla 1 – Clasificación Vehicular empleada por las agencias gubernamentales de Estados Unidos (USA) y la Unión Europea (UE) [34].

REGIÓN	ORGANIZACIÓN	MEDIO DE CLASIFICACIÓN
USA	Insurance Institute for Highway Safety (IIHS)	Se fundamenta en el propósito y la longitud total del vehículo.
	National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)	Se basa en el peso bruto del vehículo (GVWR).
	United States Environmental Protection Agency (US-EPA)	Basado en la suma del volumen de la cabina y el portaequipaje.
UE	European New Car Assessment Program (EuroNCAP)	Esta fundado en el propósito al que será destinado el vehículo.
	British Market	Contempla el volumen total de la cabina y el maletero.
	European Commission	Se basa en el propósito, tamaño y equipamiento del vehículo.

Pese a la gran diversidad de esquemas de categorización, la clasificación vehicular más utilizada en el mundo es la especificada por la Comisión Europea que, a diferencia de otros esquemas, considera las características del equipamiento del vehículo para su categorización; la cual se conforma por 10 clases identificadas por una letra mayúscula (A, B, C, D, E, F, G, J, M, S), dando lugar a los ya conocidos segmentos de mercado. La Tabla 2 muestra la descripción de cada clase o segmento junto con algunos vehículos característicos a manera de ejemplo.

Tabla 2 – Clasificación vehicular de acuerdo con la Comisión Europea [34].

SEGMENTO	DESCRIPCIÓN	EJEMPLOS
A	Mini Cars	Smart Fortwo, Fiat 500, Hyundai i10
B	Small Cars	VW Polo, Renault Clio, Seat Ibiza
C	Medium Cars	VW Golf, Ford Focus, Toyota Corolla
D	Large Cars	Mercedes Clase-C, Audi A4, Honda Accord
E	Executive Cars	Mercedes Clase-E, BMW Serie 5, Chrysler 300
F	Luxury Cars	Mercedes Clase-S, BMW Serie 7, Audi A8
G	Super Luxury Cars	Ferrari 458 Italia, Lamborghini Gallardo
J	Sport Utility Vehicles (SUV)	VW Tiguan, KIA Sportage, Range Rover
M	Multi-Purpose Vehicles (MPV)	Mercedes Clase-B, Opel Zafira
S	Sport Cars	Audi TT, Porsche 911

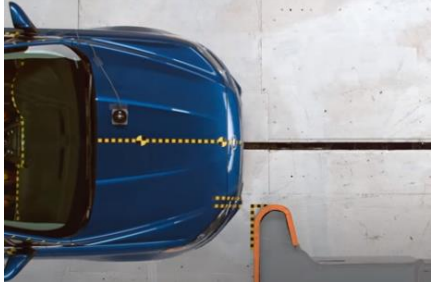
2.2 PRUEBAS DE IMPACTO FRONTAL

Debido a que el alcance de la presente investigación se limita a los vehículos comercializados en el continente americano, según se especificó previamente en la sección 1.6, a continuación se detallan únicamente las pruebas de impacto realizadas por las agencias gubernamentales estadounidenses, las cuáles son el Instituto de Seguros para la Seguridad en las Carreteras (o en inglés, IIHS: Insurance Institute for Highway Safety) y la Administración Nacional de Seguridad Vial en las Carreteras (o en inglés, NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration).

La NHTSA comenzó a colisionar autos en 1978 para probar su desempeño durante choques de impacto frontal, más tarde agregó las pruebas de impacto lateral y de vuelco, así como los listados de los sistemas avanzados de asistencia al conductor (o en inglés, ADAS: Advanced Driver Assistance Systems) y la tecnología de seguridad recomendada en su Programa de Evaluación de Autos Nuevos (o en inglés, NCAP: New Car Assessment Program). En cambio, la IIHS, que es una organización sin fines de lucro respaldada por la industria de seguros, realiza su propia serie de seis pruebas de impacto en más de 100 vehículos nuevos cada año. En cuanto a las calificaciones, la IIHS utiliza los adjetivos bueno, aceptable, marginal o deficiente para calificar el desempeño de los vehículos en las pruebas de impacto, en tanto que la NHTSA utiliza una escala de 5 estrellas [35].

La IIHS evalúa la resistencia al impacto frontal de un vehículo mediante dos pruebas: superposición moderada y superposición ligera, esta última es realizada en ambos lados del vehículo, es decir tanto del lado del conductor como del pasajero. La Tabla 3 detalla las características de las pruebas de impacto frontal realizadas por la IIHS.

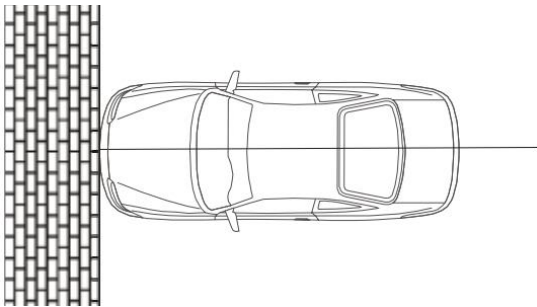
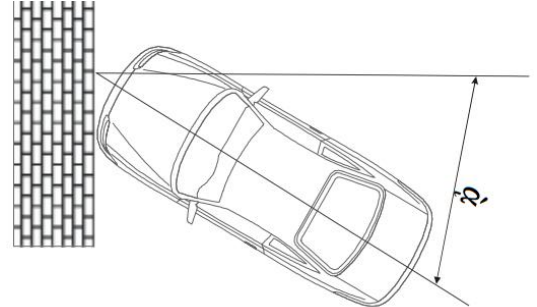
Tabla 3 – Descripción de las pruebas de impacto frontal realizadas por la IIHS [36].

PRUEBA	DESCRIPCIÓN	ILUSTRACIÓN
SUPERPOSICIÓN MODERADA	El vehículo viaja a 40 mph (\approx 65 km/h) hacia una barrera con una cara deformable de 2 pies de altura (\approx 60 cm) compuesta por una estructura celular de tipo panal de aluminio. El 40% del ancho total del vehículo golpea la barrera del lado del conductor. Las fuerzas de la prueba son similares a las que resultarían de un choque frontal entre dos vehículos del mismo peso, a 40 mph cada uno.	
SUPERPOSICIÓN LIGERA (CONDUCTOR)	El vehículo se desplaza a 40 mph (\approx 65 km/h) hacia una barrera rígida de 5 pies de altura (\approx 152 cm). El 25% del ancho total del vehículo golpea la pared, ya sea del lado del conductor o del pasajero. La prueba está diseñada para replicar lo que sucedería cuando la esquina delantera izquierda o derecha de un vehículo choca con otro vehículo o un objeto como un árbol o un poste de luz.	
SUPERPOSICIÓN LIGERA (PASAJERO)		

La IIHS considera tres factores para determinar la calificación de un vehículo en las pruebas frontales de superposición moderada y superposición pequeña que son: la resistencia estructural, la magnitud o gravedad de las lesiones y el movimiento del “dummy”. En cuanto a la parte estructural se refiere, los parámetros de validación consisten en la cantidad y el patrón de intrusión en el habitáculo, de modo que, a una menor intrusión o deformación de la cabina, significa que la estructura absorbió de una mejor manera la energía del impacto. Ahora bien, en cuanto a la gravedad de las lesiones se refiere, las medidas registradas por los sensores en la cabeza, cuello, pecho, piernas y pies del “dummy” indican el nivel de estrés o deformación en esa parte del cuerpo que, en otras palabras, se traduce en el riesgo de tener una lesión [36].

A diferencia de la IIHS, los vehículos de pasajeros en las pruebas de la NHTSA se impactan a una velocidad de 35 mph (≈ 56 km/h) contra una barrera rígida que cubre el ancho total del vehículo, según se especifica en el Estándar Federal de Seguridad de Vehículos Motorizados (o en inglés, FMVSS: Federal Motor Vehicle Safety Standard) No. 208. El objetivo de la prueba de impacto frontal regulada por la FMVSS No. 208 es medir qué tan bien un vehículo de pasajeros protegería a sus ocupantes en caso de una colisión frontal en el mundo real, buscando mitigar principalmente dos efectos adversos durante una colisión: la rápida desaceleración y el aplastamiento del habitáculo [37]. A continuación, la Tabla 4 detalla las características de las pruebas de impacto frontal estipuladas por la FMVSS No. 208.

Tabla 4 – Descripción de las pruebas de impacto frontal realizadas por la NHTSA [37].

PRUEBA	DESCRIPCIÓN	ILUSTRACIÓN
<p>IMPACTO FRONTAL COMPLETO</p>	<p>El vehículo se desplaza ya sea a 48 km/h de acuerdo con la FMVSS No. 208 o a 56 km/h según la NCAP y se impacta de manera perpendicular con una barrera rígida. Esta prueba simula la colisión frontal entre dos vehículos moviéndose a la misma velocidad.</p>	
<p>IMPACTO FRONTAL OBLICUO</p>	<p>El vehículo se desplaza a 48 km/h y se impacta con una barrera rígida con un ángulo de 30° desde la línea perpendicular a la pared a la línea de la trayectoria del vehículo.</p>	

En un choque severo, la velocidad del vehículo a menudo disminuye de su velocidad inicial previo al impacto a cero en cien milésimas de segundo. Una de las principales maneras de minimizar las lesiones derivadas de este abrupto cambio en la velocidad es extender la cantidad de tiempo necesario para reducir la velocidad del vehículo: cuanto menos abrupto sea el cambio en la velocidad, menor será la fuerza del impacto sobre el ocupante. Dado a lo anterior, la parte delantera de los vehículos está diseñada para deformarse de manera controlada en caso de una colisión para dar a sus ocupantes el tiempo adicional necesario para desacelerar de manera segura durante un impacto [37].

En una colisión frontal de superposición, solo un lado de la parte delantera del vehículo golpea la barrera, por lo que una parte más pequeña de la estructura absorbe la energía del choque; siendo más probable que se produzca una intrusión en el habitáculo. Por consiguiente, una prueba de superposición es más exigente para la estructura de un vehículo que una prueba de ancho completo, mientras que esta última es más exigente para los cinturones de seguridad y las bolsas de aire [36].

De manera general, la NHTSA evalúa el desempeño de un vehículo bajo una condición de impacto frontal a partir tanto de la degradación del espacio de supervivencia del habitáculo que se mide por medio de la intrusión, así como la magnitud de la desaceleración de la cabina que se mide por la amplitud y la duración del historial de tiempo de desaceleración, conocido también como pulso de impacto; ya que ambos efectos tienen el potencial de causar lesiones [37].

A manera de resumen, la IIHS realiza pruebas frontales de traslape tanto al 25 y 40% del ancho total de vehículo, mientras que la NHTSA realiza pruebas frontales de ancho completo.

2.3 ANÁLISIS EXPLÍCITO NO LINEAL

Durante las últimas décadas se ha visto una creciente aplicación de la ingeniería asistida por computadora (o en inglés CAE: Computed Aided Engineering) para la simulación de fenómenos de impacto, particularmente debido al desarrollo de equipos de cómputo con altas capacidades de procesamiento y las técnicas de procesamiento paralelo. Por consiguiente, el aumento en los estándares de seguridad del ocupante se puede atribuir a la mejora del rendimiento estructural en la resistencia al impacto a través del análisis de elemento finito. El efecto del impacto en las estructuras es un problema y el segundo, de suma importancia, es la seguridad de los ocupantes. La simulación de las pruebas de impacto para la seguridad de los ocupantes ofrece resultados razonablemente precisos hoy en día, lo que permite ahorrar mucho tiempo durante el ciclo de diseño [38].

En la mecánica estructural, el método de elemento finito es un método numérico comúnmente utilizado para resolver problemas complejos y predecir el comportamiento de una estructura. Para resolver el problema, el método de elemento finito subdivide un problema grande en partes mucho más pequeñas y simples llamadas elementos finitos. Las ecuaciones simples que modelan a estos pequeños elementos se ensamblan más adelante en un sistema de ecuaciones mucho más grande para modelar el problema completo. Finalmente, el método de elemento finito usa técnicas basadas en el cálculo de variaciones para aproximar una solución, minimizando una determinada función de error asociada [39].

Existen tres fuentes básicas de no linealidad en un modelo de elemento finito: los materiales (hiper elasticidad, flujos plásticos, falla), el contacto (colisiones e impactos a alta velocidad) así como de la deformación geométrica (pandeo y colapso), las cuales se describen continuación [38].

- **La no linealidad geométrica** tiene en cuenta que la sección transversal de la geometría puede cambiar como resultado de una gran deformación, mientras que en el análisis estático lineal la sección transversal se considera constante.
- **La no linealidad del material** ocurre cuando el esfuerzo excede el límite elástico, la ley de fuerza-desplazamiento no es lineal o cuando las propiedades del material cambian con las cargas aplicadas, por lo que el material ya no se comportará de forma lineal. Las causas de la no linealidad del material pueden ser deformaciones permanentes y grietas.
- **La no linealidad de contacto** surge cuando las condiciones de frontera en un modelo de elemento finito cambian durante el transcurso del análisis. Las condiciones de frontera podrían agregarse o eliminarse del modelo debido a la no linealidad de las condiciones a medida que avanza el análisis.

Los métodos implícitos y explícitos son enfoques utilizados en el análisis numérico para obtener aproximaciones a las soluciones de ecuaciones diferenciales parciales y ordinarias variables en el tiempo. El enfoque implícito es útil en problemas donde la dependencia del tiempo en la solución no es un factor importante, como sucede en el análisis estático, modal, etc. mientras que el enfoque explícito es útil para resolver problemas dependientes del tiempo con una alta deformación. El análisis explícito se utiliza principalmente para determinar la respuesta dinámica de una estructura debido a la propagación de ondas de tensión, un impacto o a las cargas dependientes del tiempo que cambian rápidamente. Este tipo de análisis también se puede utilizar para modelar fenómenos con escalas de tiempo de menos de 1 segundo, generalmente del orden de milisegundos (véase Fig. 25) [38].

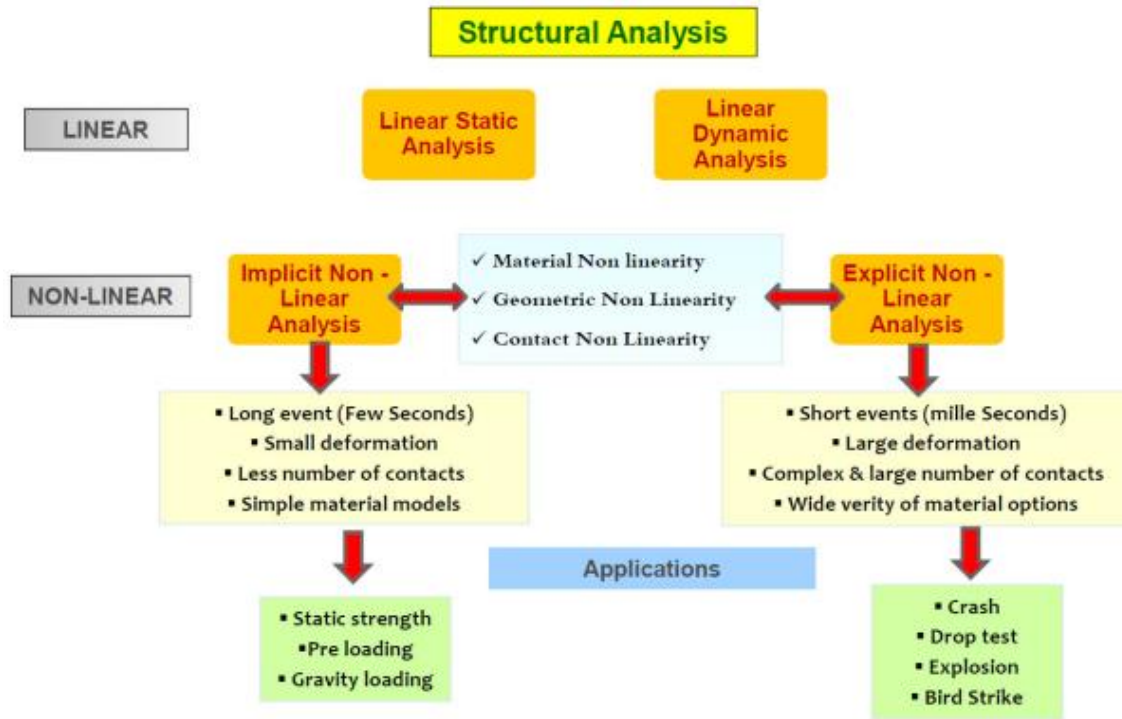


Fig. 25 – Tipos de análisis estructurales mediante el método de elemento finito [38].

Cuando resolvemos problemas dinámicos, el método de elemento finito se utiliza para la discretización espacial, mientras que para la discretización temporal se usa siempre el método de diferencias finitas. En donde el tiempo de respuesta total se divide en intervalos de tiempo mucho más pequeños llamados pasos o incrementos de tiempo. Las ecuaciones de equilibrio se resuelven y el valor de las incógnitas se determina en $(t + \Delta t)$ con base en el conocimiento de sus valores en el tiempo t . En el contexto del análisis explícito, el paso de tiempo es el tiempo requerido para que una onda de choque (gobernada por la velocidad del sonido) se propague a través de la distancia más pequeña del elemento [38].

Ahora bien, una solución explícita es estable si $\Delta t \leq \Delta t_{critica}$ en cambio, esta es inestable si la información pasa a través de más de un elemento por incremento de tiempo. Luego, el paso de tiempo crítico se calcula como:

$$\Delta t_c = \frac{l_c}{c} \text{ donde: } c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ con: } \begin{array}{l} l_c = \text{longitud del elemento} \\ c = \text{velocidad del sonido} \\ E = \text{módulo de young} \\ \rho = \text{densidad} \end{array}$$

Con base en lo anterior se tiene que el tamaño mínimo de elemento utilizado afecta directamente el tiempo total de solución, al ser directamente proporcional con el intervalo de tiempo crítico [38].

3. METODOLOGÍA

El desarrollo de la presente investigación se divide principalmente en dos etapas, siendo el análisis numérico de diferentes geometrías para el riel frontal y posteriormente la optimización de los parámetros de diseño a través de un arreglo ortogonal para el larguero resultante con el mejor desempeño de la primera etapa. A manera de resumen, la investigación sigue el proceso ilustrado por el diagrama de flujo de la Fig. 26, en donde se incluyen los diferentes procesos y subprocesos desarrollados para cumplir con los objetivos generales y específicos descritos previamente en la sección 1.4; dichos procesos se detallarán a continuación en esta sección.

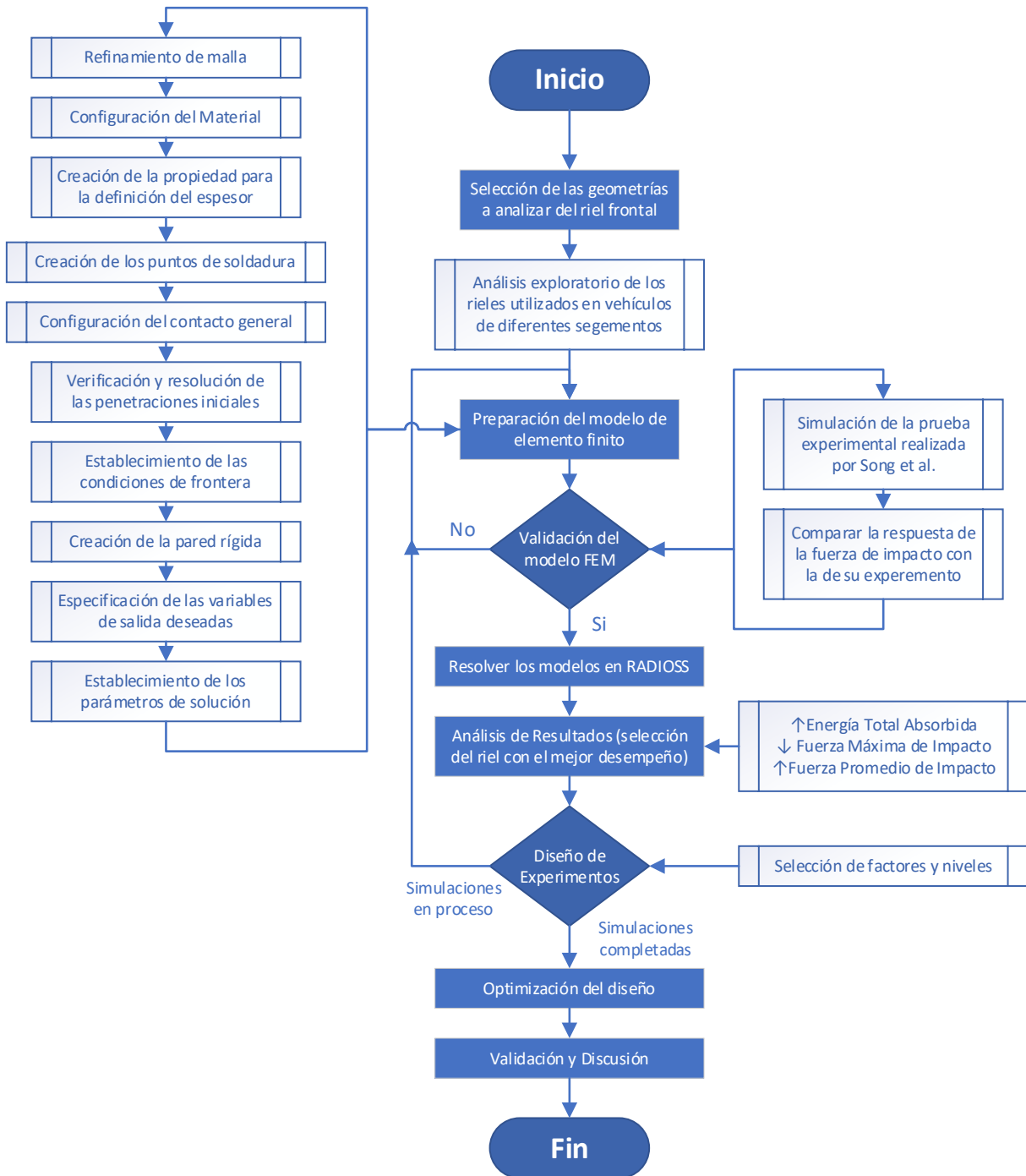


Fig. 26 – Diagrama de flujo de proceso para la metodología de la investigación.

3.1 SELECCIÓN DE GEOMETRÍAS

Se llevó a cabo un análisis exploratorio de los rieles frontales utilizados por vehículos de diferentes segmentos, en donde se observó una gran variedad de perfiles longitudinales y tipos de sección transversal, además de materiales, espesores y arreglos de concentradores de esfuerzos. A manera de resumen, la Fig. 27 nos muestra los hallazgos obtenidos de este estudio exploratorio, a partir de la cual se puede tener un panorama general sobre la relación existente entre la geometría de los rieles y el tipo de automóvil. Por ejemplo, se puede observar que un mismo riel frontal puede llegar a ser utilizado por vehículos de diferentes segmentos, siempre y cuando el peso bruto promedio de ambos vehículos sea similar; de esta manera se puede deducir que existe una relación estrecha entre la masa del vehículo y la geometría del riel frontal.

Por otro lado, a partir de la Fig. 27 se puede observar que los vehículos analizados del segmento A presentan un riel frontal de perfil sencillo con un área de sección transversal pequeña, a diferencia de los vehículos estudiados para el segmento S, cuyo riel presenta un perfil mucho más complejo con un área transversal mayor; mientras que el espesor de lámina para el riel del segmento S (3 mm) es del doble que el utilizado por el riel del segmento A (1.5 mm). Luego, considerando que el peso de los vehículos de ambos segmentos es prácticamente el mismo (1,100 kg), se puede desprender la hipótesis de que el diseño de los rieles frontales no solo considera el tamaño y el peso del vehículo, sino que también la capacidad de aceleración y velocidad punta que pueden llegar a desarrollar, los cuales son aspectos característicos de los autos del segmento S.

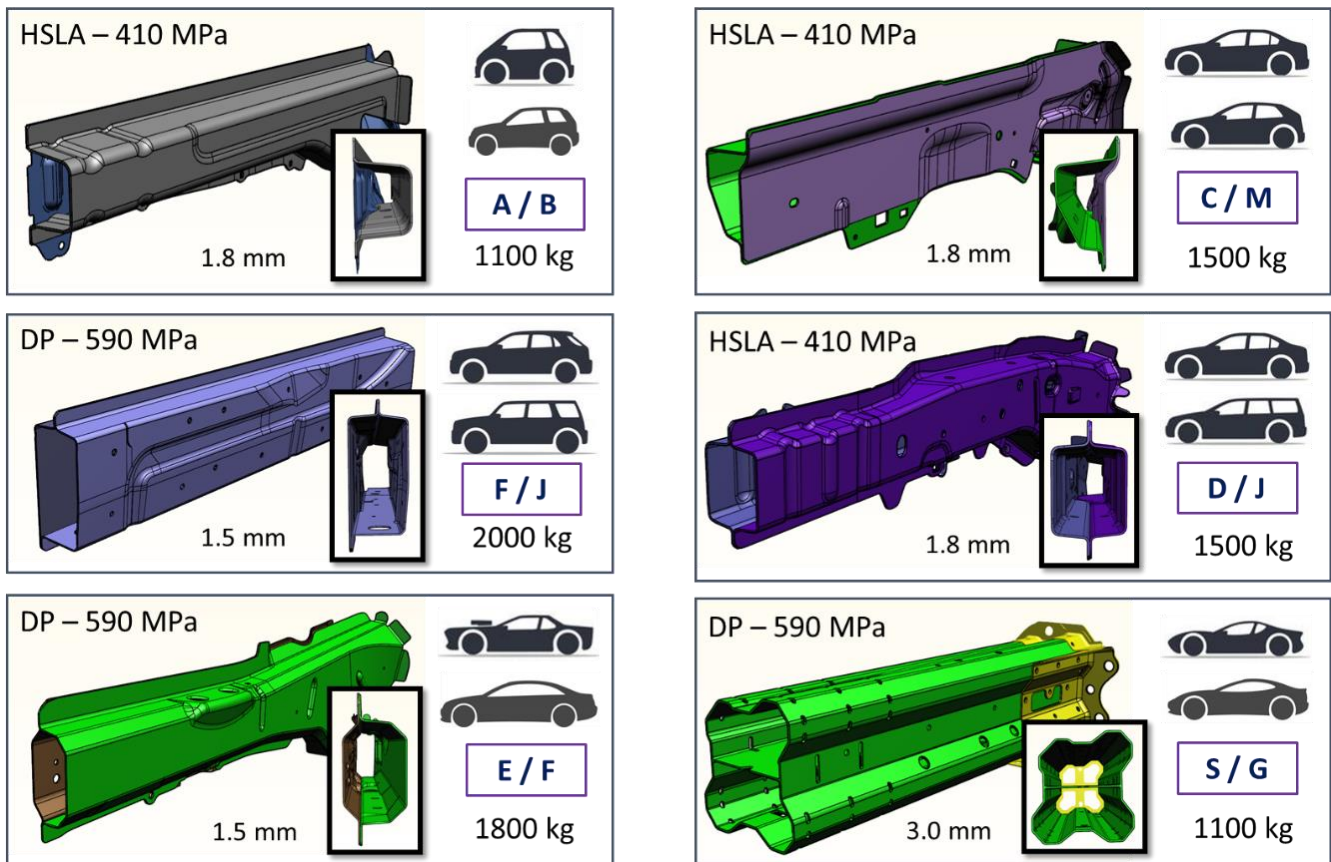


Fig. 27 – Análisis exploratorio de los rieles frontales utilizados por vehículos de diferentes segmentos, en la que se incluye el peso promedio de los vehículos que usan el mismo riel, espesor, y el esfuerzo último a la tensión del material especificado.

Adicional a lo anterior, a partir de la Fig. 27 se puede ver que los largueros delanteros utilizados en las carrocerías tanto de vehículos como SUV's con un peso promedio igual o menor a los 1,500 kg están hechos de acero de baja aleación de alta resistencia (HSLA, por sus siglas en inglés: High Strength Low Alloy) mientras que los utilizados por vehículos más pesados y/o de alto desempeño están hechos de aceros bifásicos (DP, por sus siglas en inglés: Dual Phase). Siendo esto congruente con el hecho de que, a mayor masa y/o velocidad del vehículo, mayor la energía que deberá ser absorbida por la carrocería ante un impacto, así el acero bifásico al tener una mayor resistencia a la tracción que el HSLA tiene una mayor tenacidad y, por ende, absorbe más energía.

Finalmente, los rieles utilizados en los vehículos analizados de los segmentos E y F prácticamente no presentan concentradores de esfuerzos o iniciadores en su geometría a diferencia del resto de los largueros estudiados que cuentan ya sea con muescas, costillas o agujeros a lo largo de su perfil para propiciar el plegado del riel (véase Fig. 27). Es posible que esto sea debido a que, al ser vehículos pesados, la deformación por aplastamiento este enfocada principalmente en otros elementos de la carrocería tales como la caja de choque, el parachoques entre otros componentes que se encuentran frente al larguero para que en conjunto sean capaces de absorber la energía ante un impacto.

Ahora bien, apoyado en la necesidad de conocer la factibilidad de acoplar un tren motriz electrificado en las carrocerías de los vehículos actuales y con base al análisis exploratorio previamente descrito, analicé visualmente el diseño de los largueros delanteros de todos aquellos vehículos cuya versión electrificada busca lanzar la compañía en los próximos años. Luego, he seleccionado los rieles frontales que se muestran en la Fig. 28 y que he denominado con las letras de la "A" a la "F" para facilitar su referencia a lo largo del documento. Su selección fue basada únicamente en su geometría dadas las diferencias en el tipo de sección transversal, perfil longitudinal, así como en el tipo y arreglo de concentradores de esfuerzos; esto con el fin de tener un análisis mucho más amplio al comparar rieles con geometrías muy diferentes entre sí.

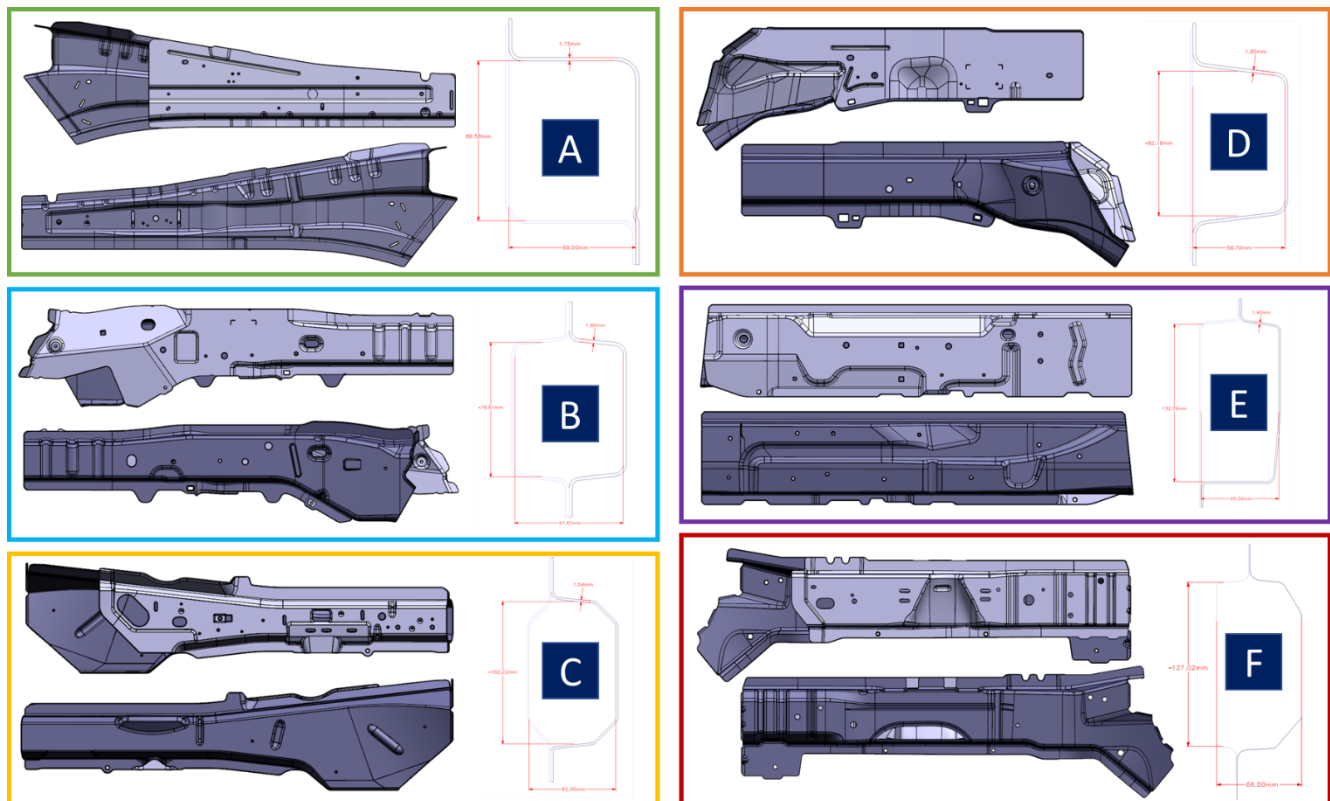


Fig. 28 – Geometrías y dimensiones de los rieles frontales seleccionados para su análisis numérico.

Por ejemplo, el riel A cuenta con múltiples concentradores de esfuerzos de tipo muesca a lo largo de su perfil longitudinal además de que el área de su sección transversal se incrementa gradualmente a lo largo del riel. Por otro lado, el riel B posee un arreglo de iniciadores de costillas cóncavas y convexas como las evaluadas por Eren et al. así como una sección transversal de tipo “double-hat”, que junto con la de tipo “top-hat” presente en el riel D, son de las geometrías más utilizadas por el estado del arte. Mientras tanto, los rieles C y F presentan una sección transversal hexagonal, pero a diferencia del riel F, el C no presenta iniciadores en su geometría.

Finalmente, la geometría de los 6 largueros mostrados en la Fig. 28 fue exportada en formato STEP (.stp) para posteriormente importarla a Hypermesh y comenzar con la preparación del modelo de elemento finito, cuyo proceso se detalla a continuación en la sección 3.2.

3.2 PREPARACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO

3.2.1 REFINAMIENTO DE MALLA

De acuerdo con el estándar corporativo de modelado de elemento finito para simulaciones virtuales de impacto, se especifica un tamaño de elemento promedio de 6 mm con un mínimo de 3 mm para partes metálicas. Luego, dado que únicamente se simulará la geometría de los dos rieles delanteros por medio de una simplificación del vehículo, se decidió utilizar el tamaño mínimo especificado de 3 mm para tener una mejor aproximación en el detalle de la geometría de los diferentes tipos de concentradores de esfuerzos como costillas, muescas u orificios quienes determinarán como se plegará el riel durante el impacto; por lo que una menor desviación entre la malla y la superficie de estos iniciadores dará como resultado una mayor precisión en los resultados de la simulación.

Además de ser fundamentales para la absorción de energía de la carrocería, los rieles frontales también funcionan como punto de sujeción para diversos componentes del vehículo, tal es el caso de las líneas de frenos, mangueras o arneses eléctricos; es por eso por lo que las geometrías de los rieles presentan múltiples barrenos a lo largo de su perfil longitudinal. Luego, al ser concentradores de esfuerzos inherentes, es importante cuidar el patrón de mallado alrededor de los agujeros evitando los elementos TRIA en su periferia, ya que estos incrementan la rigidez de manera local provocando un aumento de hasta el 6% en el error relativo de la simulación con respecto a los elementos QUAD [40]. Para controlar mejor el patrón de malla que rodea a los múltiples barrenos, se han introducido las denominadas “arandelas”, las cuáles recortan la superficie alrededor del barreno con uno o más círculos espaciados a una determinada distancia (véase Fig. 29).

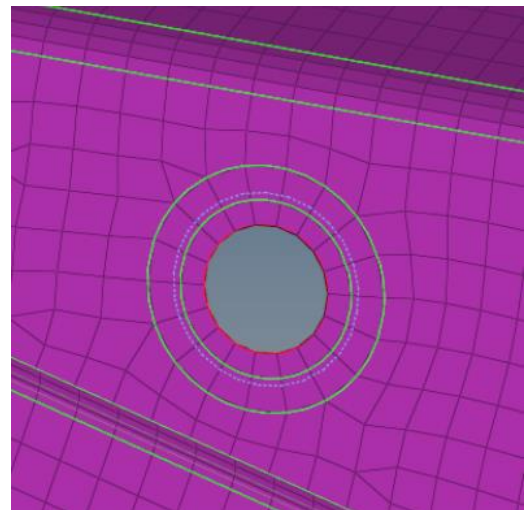



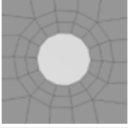
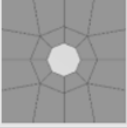
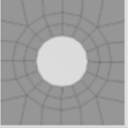


Fig. 29 – Creación de “arandelas” alrededor del barreno para controlar el patrón de mallado.

Lo anterior se llevó a cabo en apego a los parámetros recomendados por el estándar corporativo, los cuáles van en función del diámetro del barreno, según se observa en la Tabla 5. Posteriormente se procedió al proceso de reparación y refinamiento de malla con el fin de tener un total de 0 elementos fallidos (véase Fig. 30) de acuerdo con los criterios de calidad de malla especificados en la Tabla 6 los cuales están descritos, de igual manera, en el estándar corporativo. Este proceso se realizó de manera manual utilizando principalmente la función “element optimize” dentro de la herramienta “Quality Index”, así como mediante las herramientas “replace”, “edit element” y “node edit” con el fin de cuidar la deformación de la malla, lo cual no podría hacerse en el caso del uso de herramientas automatizadas como “elem cleanup”, y lograr la mayor aproximación posible a la geometría de la superficie mejorando la calidad de los resultados obtenidos por la simulación.

Tabla 5 – Guía para el mallado de barrenos.

Diámetro del barreno	Número mínimo de nodos	Número de filas de elementos	Ejemplo	Diámetro del barreno	Número mínimo de nodos	Número de filas de elementos	Ejemplo
< 3 mm	Cerrar el barreno	0		8 – 10 mm	10	1	
4 – 6 mm	6	1		10 – 12 mm	14	2	
6 – 8 mm	8	1		12 – 14 mm	16	2	

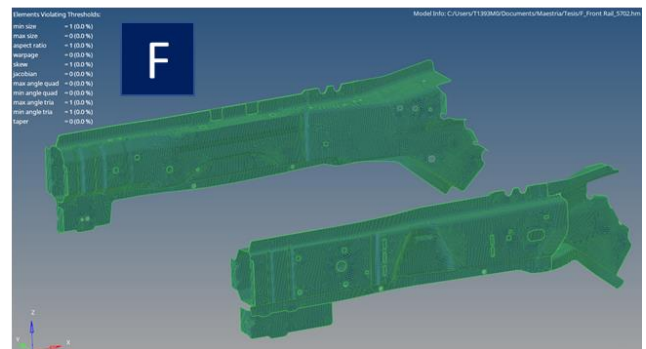
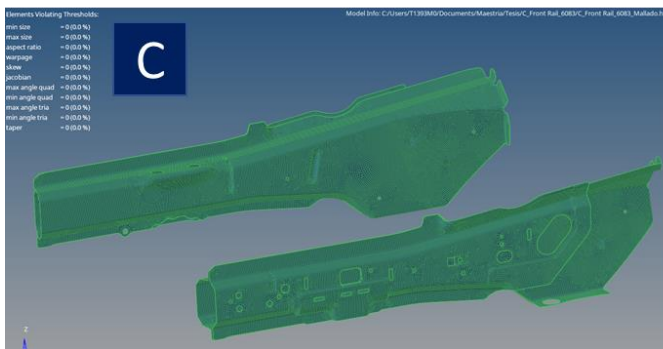
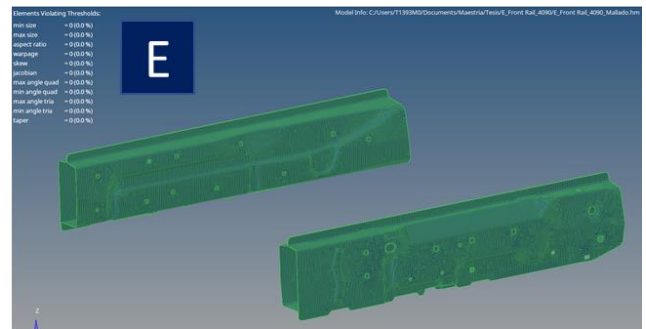
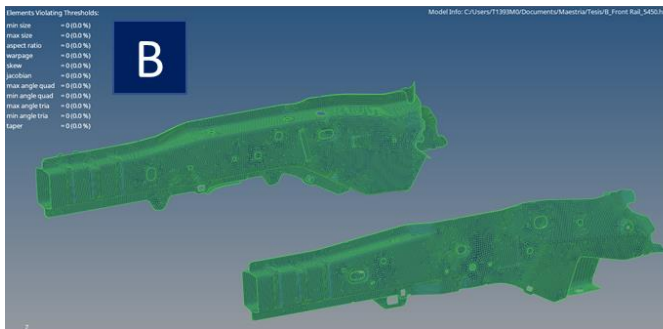
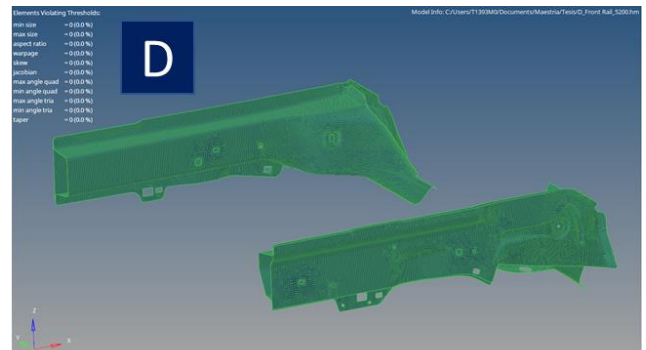
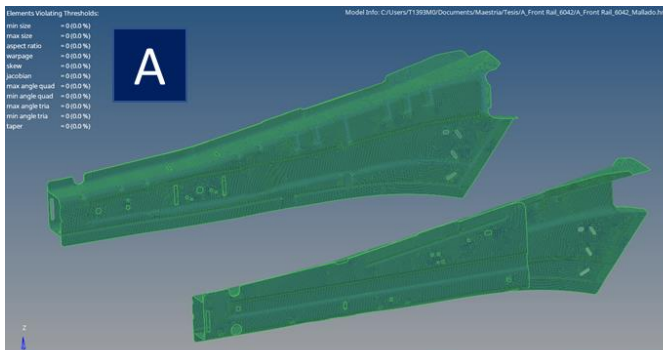


Fig. 30 – Evaluación de la calidad de malla para la geometría de los 6 rieles seleccionados a través de la herramienta “Quality Index” en HyperMesh con los criterios de calidad de malla especificados en la Tabla 6.

Tabla 6 – Criterios de calidad de malla.

Criterio de Calidad	Límite	Criterio de Calidad	Límite
Minimum Size	2	Jacobian	0.6
Maximum Size	20	Max. Angle Quad	140
Aspect Ratio	5	Min. Angle Quad	40
Warpage	15	Max. Angle Tria	120
Skew	40	Min. Angle Tria	30

3.2.2 CONFIGURACIÓN DEL MATERIAL Y PROPIEDAD

Para modelar el material de los rieles se utilizó el material elastoplástico de Johnson-Cook (LAW2), utilizando el modo simplificado de datos de entrada (lflag = 1) la cual requiere únicamente de los valores del esfuerzo de cedencia (SIGY), el esfuerzo último a la tensión (UTS) y la elongación a la fractura (E_UTS) de la curva esfuerzo deformación ingenieril (véase Fig. 31); además claro de los valores de la densidad (Rho_initial), módulo de young (E) y la relación de poisson (n). Con este modo de entrada, RADIOSS calcula automáticamente el valor equivalente para los coeficientes a, b y n requeridos para el tipo de entrada convencional cuando lflag = 0. En cuanto a las unidades, se utilizaron las especificadas por el estándar corporativo las cuáles se muestran en la Tabla 7.

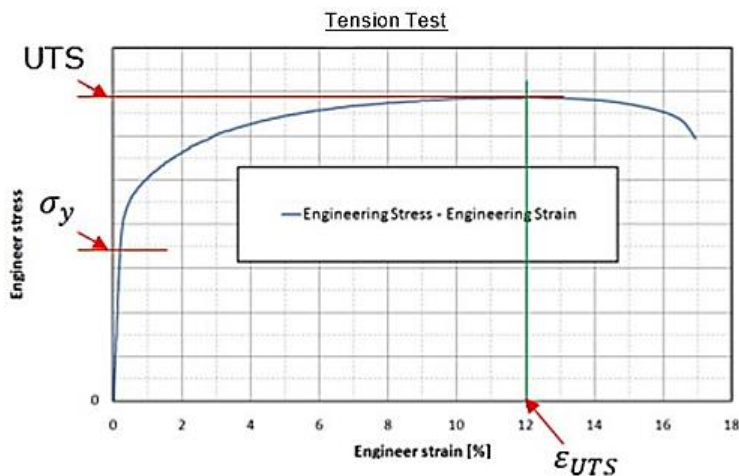


Fig. 31 – Datos de entrada requeridos para especificar el material LAW2 cuando lflag = 1 en RADIOSS [41].

Tabla 7 – Sistema de Unidades

Variable	Unidad
Longitud	mm
Tiempo	ms
Masa	Kg
Fuerza	kN
Esfuerzo	Gpa
Velocidad	m/s – mm/ms
Aceleración	mm/ms ²

De acuerdo con las especificaciones de diseño, los rieles frontales estudiados están hechos por diferentes grados de acero HSLA y DP cuyas propiedades mecánicas específicas para cada modelo de riel se detallan en la Tabla 8. Siendo dichos valores los introducidos en la especificación del material dentro del modelo de elemento finito de cada uno respectivamente.

Ahora bien, debido a que la relación entre la longitud y el espesor de las láminas que conforman a los largueros frontales es muy alta, siendo la longitud 380 veces más grande que el espesor en promedio, se utilizó una técnica de mallado 2D a través de la extracción de la superficie media de las láminas que conforman a los rieles. Luego, se requiere de la creación de una propiedad de tipo P1_SHELL para especificar el espesor de los elementos 2D de acuerdo con el grosor delimitado por diseño para cada uno de los largueros estudiados y cuyos valores se muestran en la Tabla 9.

Tabla 8 – Propiedades mecánicas del material especificado para cada uno de los rieles estudiados.

Propiedades Mecánicas	Geometría del Riel Frontal					
	A	B	C	D	E	F
Material	HSLA	HSLA	DP	HSLA	DP	DP
Densidad [g/cm ³]	7.75	7.75	7.85	7.75	7.85	7.85
Módulo de Young [GPa]	205	205	200	205	200	200
Relación de Poisson	0.28	0.28	0.18	0.13	0.18	0.18
Esfuerzo de Cedencia [Mpa]	345	345	340	340	340	340
Esfuerzo de Fluencia [Mpa]	414	414	590	410	590	590
Elongación a la Fractura [%]	0.22	0.22	0.20	0.25	0.20	0.20

Tabla 9 – Espesor de lámina especificado para cada uno de los rieles estudiados.

Espesor	Geometría del Riel Frontal					
	A	B	C	D	E	F
[mm]	1.75	1.80	1.54	1.80	1.50	1.80

Para la configuración de la tarjeta P1_SHELL, además del espesor (Thick), se requiere definir los parámetros tales como el tipo de formulación para los elementos 2D (Ishell), el número de puntos de integración (N), la variación del espesor durante la deformación (Ithick) y el tipo de proyección plástica iterativa (Iplas).

En cuanto al tipo de formulación, QBAT es la formulación más precisa de RADIOSS, pero al estar completamente integrada ocupa de dos a tres veces más recursos computacionales que la formulación predeterminada llamada Q4. Sin embargo, la formulación QEPH tiene la mejor relación costo-beneficio, pues generalmente no consume más de un 15% de los recursos utilizados por la formulación Q4 mientras que los resultados obtenidos son cercanos a los de QBAT [41]. Aunado a lo anterior, Bathassali comparó los resultados obtenidos del impacto de una viga simple utilizando las formulaciones Q4 y QEPH, encontrando que la Q4 generaba un error de energía, la cual indica el cambio porcentual en la energía total del sistema con respecto a la energía inicial, del 11% en tanto que la QEPH apenas alcanzaba un 0.1% [42].

Ahora bien, cuando se tiene un elemento 2D elástico, la variación normal de la tensión a lo largo del espesor es lineal; por lo tanto, la energía interna se puede obtener por integración analítica. Pero, en el caso de plasticidad, la distribución de las tensiones se vuelve no lineal demandando un mínimo de tres puntos de integración para tener en cuenta la no linealidad [41]. Por otro lado, por defecto se tiene que el grosor de los elementos 2D es constante durante la deformación utilizando el espesor inicial para calcular las deformaciones e integrar las tensiones. En cambio, si se utiliza un espesor variable (Ithick = 1), el espesor real se calcula para el cálculo de la deformación y la integración de tensiones [41].

Finalmente, de acuerdo con la guía de RADIOSS, para obtener resultados precisos en simulaciones de impacto con falla de materiales dúctiles se recomienda utilizar una proyección plástica iterativa (Iplas = 1) y tomar en cuenta la variación del espesor (Ithick = 1) junto con un total de 5 puntos de integración (N = 5).

3.2.3 MODELADO DE LOS PUNTOS DE SOLDADURA

Existen tres maneras diferentes de modelar puntos de soldadura en RADIOSS, las cuáles son: conexión por nodo, conexión por viga tipo muelle y conexión por sólido. La conexión por nodo contempla una sola interfaz TYPE2 con la primera superficie como lado maestro y algunos nodos de la segunda superficie como nodos esclavos, con esta solución, la malla de la superficie maestra es independiente de la ubicación del punto de soldadura mientras que los nodos esclavos de la segunda malla deben respetar la ubicación de la soldadura. Dicha solución no es conveniente para nuestro modelo de elemento finito ya que la ubicación de los puntos de soldadura en los largueros no es aleatoria, es decir tienen una ubicación específica por diseño con respecto a los bordes de la brida del riel y con una determinada distancia entre puntos; por lo que difícilmente los nodos de la malla esclava coincidirán con la ubicación real de los puntos de soldadura en el larguero. Además, el principal problema con este enfoque de modelado es que la conexión es indeformable y con una fuerza infinita.

Por otro lado, se tiene la conexión por viga tipo muelle, la cual consiste en dos interfaces atadas por un resorte. El punto de soldadura se modela con un elemento de resorte tipo viga (TYPE13) el cual utiliza un par de nodos independientes que no están conectados a los elementos de la malla, por lo que el punto de soldadura se puede ubicar en cualquier parte de la malla, tanto de la primera como de la segunda superficie, sin la necesidad de que haya un nodo en ese punto (véase Fig. 32). Además, esta solución es más precisa ya que se pueden introducir las propiedades mecánicas de la soldadura directamente al elemento resorte TYPE 13, por lo que se puede deformar e incluso fracturar. Finalmente se tiene la conexión sólida, que consiste en modelar el punto de soldadura con un elemento 3D, específicamente un prisma rectangular, en conjunto con una interfaz TYPE2 para unir el sólido con ambas superficies. Si bien esta solución es la más precisa de las 3, su definición es mucho más compleja, además de los recursos computacionales asociados para su solución.

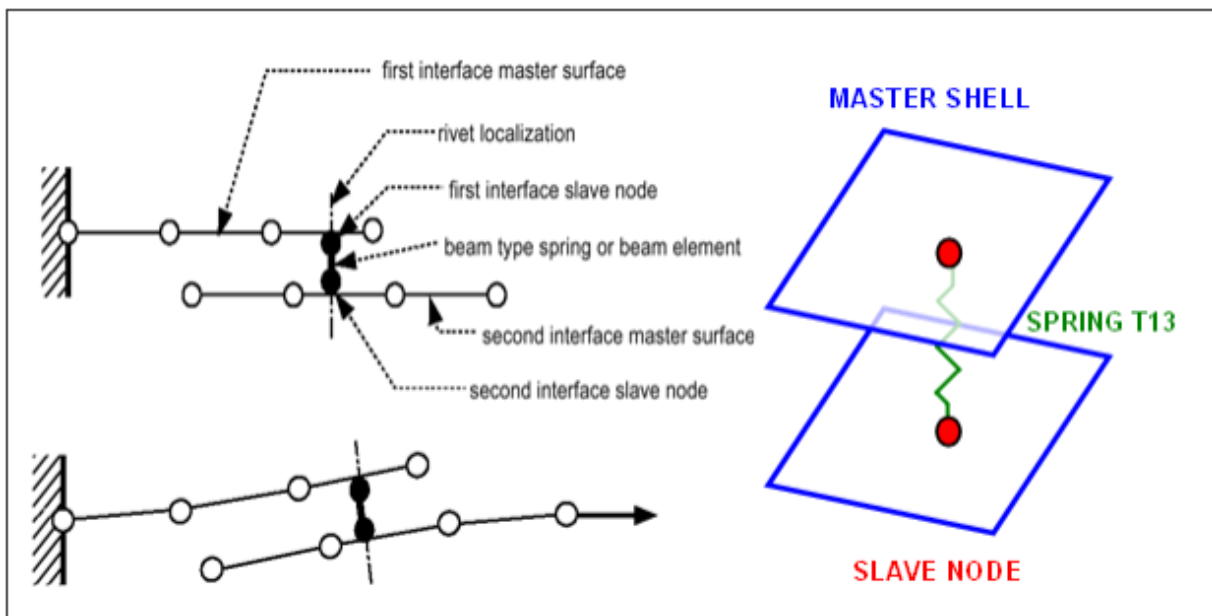


Fig. 32 – Modelado del punto de soldadura con un elemento resorte tipo viga [41].

Finalmente, de acuerdo con el estudio realizado por Dimas et al., en la que se estudia el efecto del modelado de los puntos de soldadura (1D y 3D) en los valores de la fuerza máxima y promedio de aplastamiento, así como en la energía absorbida por una columna ante un impacto; se encontró que existe una variación del 9% entre ambas maneras de modelar la soldadura y que, además, dicha variación disminuye conforme se incrementa la distancia entre los puntos de soldadura [32]. Por lo que, se utilizaron los elementos TYPE2(spring) para modelar los puntos de soldadura en el modelo de elemento finito para todos los rieles frontales a analizar.

Para que la comparación entre los modelos seleccionados del riel frontal sea más acertada, se utilizó la misma ubicación de los puntos de soldadura para todos los rieles. Luego, siendo que el promedio de la distancia entre los puntos de soldadura especificada por diseño para las distintas geometrías es de 78.89 mm, se decidió utilizar un espaciamiento general de 80 mm entre los puntos para todos los rieles. Adicional a ello, se especificó una distancia de 10 mm del borde del riel a la línea de puntos de soldadura, así como 12 mm del borde al primer punto de soldadura de la línea tal y como se muestran en la Fig. 33.

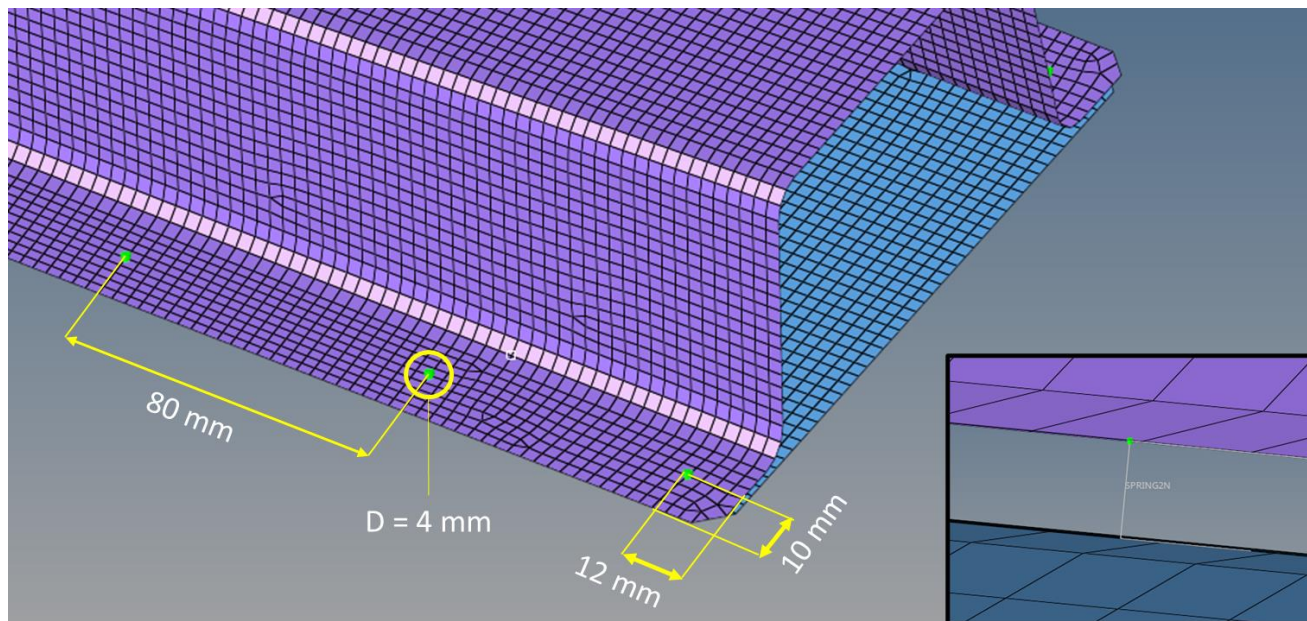


Fig. 33 – Especificaciones de los puntos de soldadura utilizados en el modelo de elemento finito.

3.2.4 CONFIGURACIÓN DEL CONTACTO GENERAL

El modelado preciso de las interfaces de contacto es esencial para poder capturar correctamente la interacción de toque o rozamiento entre cuerpos. En ese aspecto, RADIOSS tiene una gran cantidad de tipos de contacto desarrollados para diversas aplicaciones. En RADIOSS, se crea una interfaz definiendo el segmento maestro y el conjunto de nodos esclavos, en tanto que el algoritmo de contacto verificará para cada intervalo de tiempo la penetración potencial de un nodo esclavo a través de un segmento maestro.

El contacto TYPE7 es una interfaz de propósito general que puede simular todo tipo de impacto entre un conjunto de nodos esclavos y una superficie maestra. A diferencia de las interfaces TYPE3 y TYPE5, la interfaz TYPE7 no está orientada, por lo que los nodos esclavos pueden pertenecer a la superficie maestra. Por ende, esta interfaz puede simular un auto impacto, especialmente el abultamiento durante un choque a alta velocidad, siendo el tipo de interfaz utilizado en el modelo de elemento finito para simular el contacto general de todos los nodos y elementos de los rieles frontales durante el impacto.

Ahora bien, para la configuración de la tarjeta TYPE7 se requiere definir un conjunto de parámetros los cuáles se describen a continuación por la Tabla 10. Los valores para cada uno de estos fueron definidos en función de los parámetros recomendados por el estado del arte; utilizados por Kumarasamy para el estudio de la resistencia al impacto de una columna de sección transversal cuadrada [43] o por Chandrasekar para evaluar el efecto de las muescas en la deformación de una caja de choque [44]. Finalmente, estos valores fueron validados de acuerdo con las sugerencias para simulaciones de impacto de alta velocidad descritas en la guía de RADIOSS [41].

Tabla 10 – Parámetros utilizados para el contacto TYPE7 en el modelo FEM de los rieles frontales.

Parámetro	Descripción	Valor	Acción
Istf	Determina cómo se calcula la rigidez de la interfaz.	4	Establece la rigidez de la interfaz en función de las propiedades de la superficie maestra y los nodos esclavos.
Igap	Determina cómo se calcula el tamaño de la brecha.	2	Establece un espacio variable para tener en cuenta la distancia real entre las partes.
Idel	Acción a tomar si un elemento es eliminado durante el contacto.	2	Elimina los nodos esclavos de la interfaz de contacto debido a la eliminación del elemento.
Fric	Coefficiente de fricción.	0.2	---
Gapmin	Brecha mínima para la activación de la interfaz.	1.0	Especifica el grosor mínimo del modelo para evitar problemas numéricos. Por lo general, la mitad de la parte más delgada, pero con un valor ≥ 0.5 mm.
Inacti	Acción a tomar si existe una penetración inicial.	6	Elimina las penetraciones iniciales cuando sea posible. De lo contrario, reduce a menos el 30% de la brecha definida y la ajusta.
Iform	Tipo de formulación de la fricción.	2	Las fuerzas de deslizamiento se calculan utilizando los parámetros de rigidez de la interfaz.

3.2.5 CONDICIONES DE FRONTERA

Se estudiará la resistencia al impacto de los rieles frontales seleccionados a través de dos pruebas distintas de impacto frontal, denominadas como de ancho completo (o en inglés, Full Width) y de traslape menor (o en inglés, Small Overlap), las cuáles se describieron anteriormente en la sección 2.2. Ambas pruebas consisten en impactar el vehículo contra una pared rígida a una determinada velocidad inicial (30 mph y 40 mph respectivamente), con la diferencia de que en la de Full Width la pared abarca el frente total del vehículo mientras que en la de Small Overlap, ésta abarca solo un 25% del ancho total del vehículo.

Ahora bien, para determinar las condiciones de frontera del modelo de elemento finito, se comenzó por realizar un diagrama de cuerpo libre con el fin de conocer las fuerzas involucradas tanto en la pared como en el vehículo durante el impacto (véase Fig. 34). Luego, dado que llevar a cabo la simulación del vehículo completo requeriría de una gran cantidad de recursos computacionales al igual que de tiempo para la preparación del modelo de cada uno de sus componentes, se optó por realizar una simplificación del sistema analizando únicamente la geometría de los rieles frontales.

Para ello, primero fue necesario agregar una masa concentrada en el extremo posterior del larguero (véase Fig. 34) a fin de contemplar la inercia del resto del vehículo, cuyos componentes no se incluyen en el modelo de elemento finito. Tomando en cuenta que de manera general la distribución de peso para los vehículos de tracción delantera es de F60-R40%, es decir que el 60% del peso total del vehículo se encuentra soportado por las llantas delanteras mientras que el 40% por las llantas traseras, así como que los rieles frontales se encuentran justo sobre las ruedas delanteras, se tiene que la masa detrás de los rieles es de aproximadamente 40% del peso total del vehículo. Por lo que, dado que el peso promedio de los vehículos estudiados es de 1,625 kg, la magnitud de la masa concentrada aplicada fue de 650 kg.

Por otro lado, ya que el vehículo se encuentra rodando sobre un plano previo al impacto, fue necesario restringir los grados de libertad del extremo posterior del larguero, específicamente el desplazamiento en “Z” así como la rotación en “Y” (véase Fig. 34) emulando así que los rieles se encuentran acoplados al vehículo. Finalmente, tanto la velocidad inicial como la fuerza de gravedad se trasladaron directamente del vehículo al larguero, ya que estas fuerzas se aplican por igual a todos y cada uno de los componentes del vehículo.

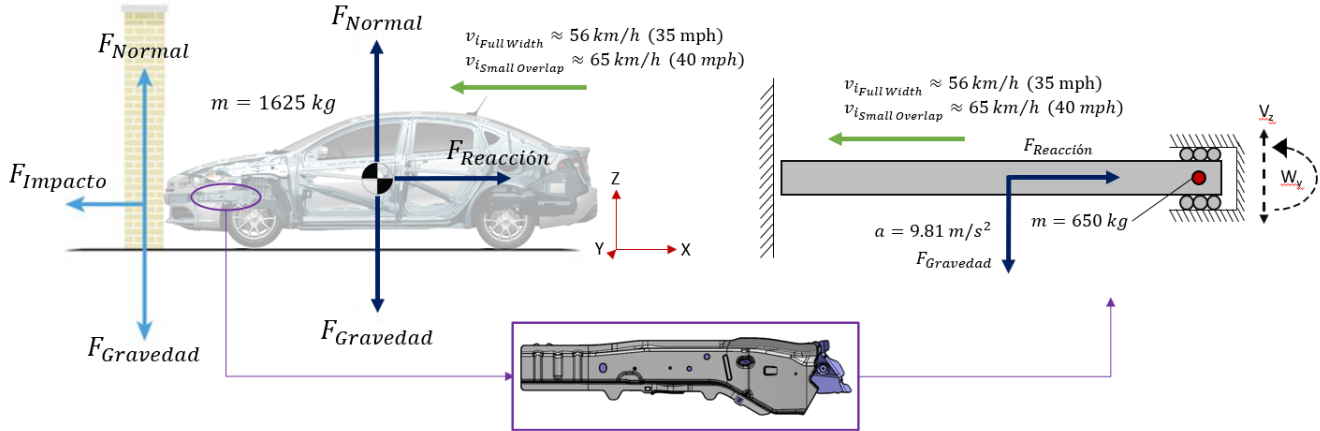


Fig. 34 – Diagrama de cuerpo libre del vehículo ante un impacto frontal (izquierda) y para el modelo simplificado del larguero (derecha).

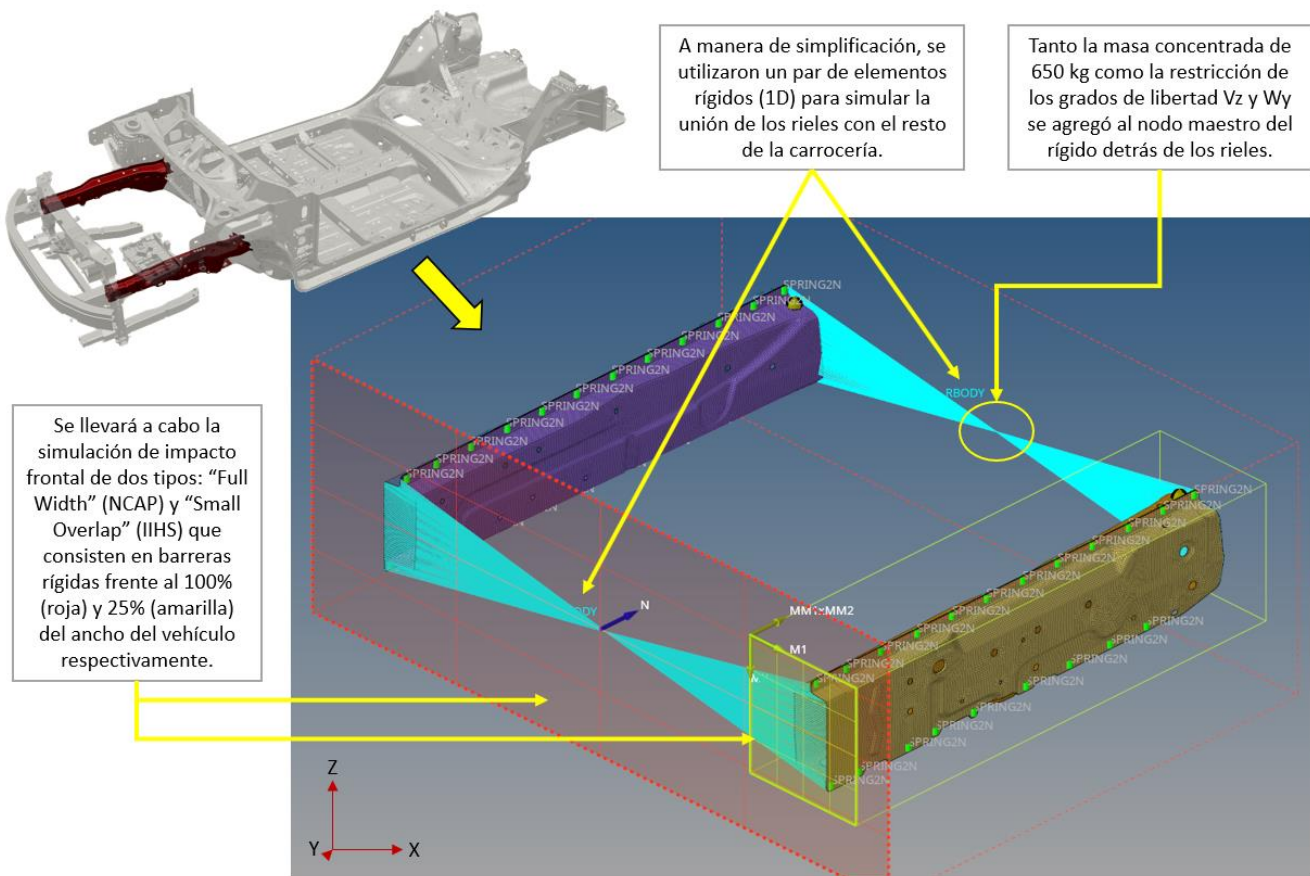


Fig. 35 – Visualización del modelo de elemento finito completo en HyperMesh.

En cuanto al modelo de elemento finito, la simplificación se realizó mediante la adición de un par de elementos rígidos 1D para unir los extremos anterior y posterior de ambos rieles respectivamente, emulando así que estos se encuentran unidos al parachoques delantero en un extremo y a la pared de fuego por el otro (véase Fig. 35). Luego, la masa concentrada, así como la restricción de los grados de libertad en Vz y Wy se aplicaron al nodo maestro del rígido posterior (véase Fig. 35). En tanto a la velocidad inicial, se utilizó la especificada por la NCAP para impactos frontales de ancho completo (35 mph \approx 15.56 m/s) y por la IIHS para impacto desfasado al 25% (40 mph \approx 17.88 m/s), la cual se aplicó a todos los nodos de los rieles en la dirección de “-X”. En cuanto a la gravedad, se utilizó una magnitud de $9.81 \times 10^{-3} \text{ mm/ms}^2$ aplicada en la dirección de “-Z” a todos los nodos de los rieles. Finalmente, se crearon dos paredes rígidas para las pruebas de impacto frontal de pared completa y traslape, ambas colocadas a 10 mm del extremo anterior de los rieles (véase Fig. 35).

3.2.6 DEFINICIÓN DE VARIABLES DE SALIDA Y PARÁMETROS DE SOLUCIÓN

Para evaluar la resistencia al impacto frontal de los rieles delanteros se requiere obtener el comportamiento de la fuerza de impacto y la energía absorbida a lo largo de la duración de la colisión. Para ello, dado que la fuerza de impacto será de igual magnitud, pero en dirección contraria a la fuerza de reacción en la pared rígida, se creó un historial de tiempo para la pared rígida con el fin de que se registre la fuerza de reacción para cada intervalo de tiempo de la solución y con ello conocer la respuesta de esta variable durante la colisión. Por otro lado, dado que el modelo de elemento finito contiene únicamente la geometría de los rieles, la energía interna del sistema será igual a la energía absorbida por los largueros; por lo que su respuesta se puede obtener a partir de las variables globales obtenidas de manera predeterminada por la solución del modelo sin la necesidad de agregar un historial de tiempo adicional para cada uno de los componentes de los rieles.

Finalmente, se agregó un acelerómetro en el extremo posterior del riel izquierdo y derecho con el fin de evaluar las aceleraciones que se estarían transmitiendo al habitáculo, recordando que los rieles se encuentran soldados a la pared de fuego en ese extremo, y con ello tener una noción de las aceleraciones a las que podría estar sujeto el conductor en un dado momento. La frecuencia de corte utilizada en la configuración de los acelerómetros fue de 1.65 kHz correspondiendo a la frecuencia límite del filtro CFC 1000 especificado por la norma SAE J211 para el análisis de las aceleraciones para propósito general en el impacto de un vehículo [45].

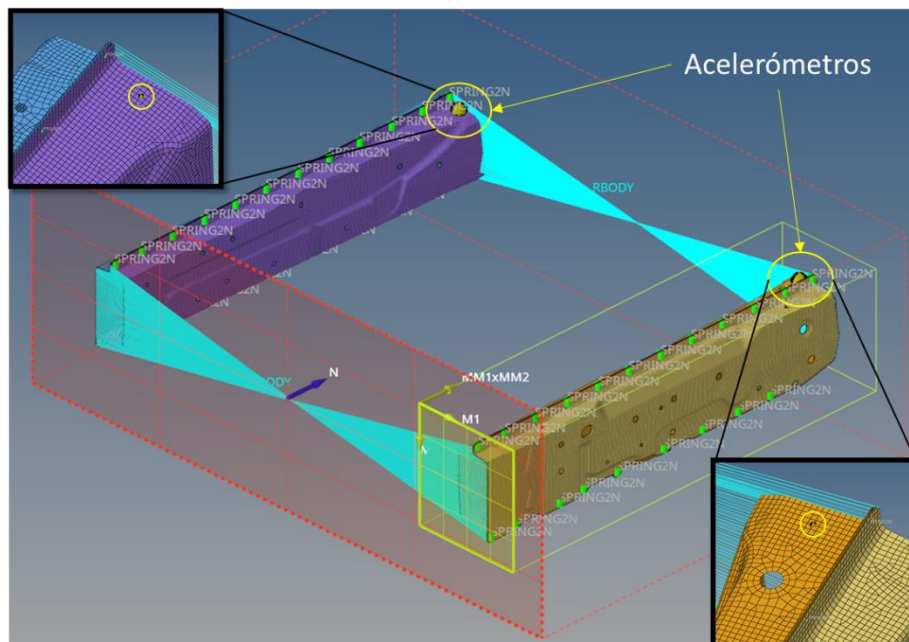


Fig. 36 – Ubicación de los acelerómetros en el modelo de elemento finito.

En cuanto a los parámetros de solución, se estableció un tiempo de terminación de 40 ms seguido por una frecuencia de salida de animación y de historial de tiempo de 0.5 y 0.1 ms respectivamente, en tanto que el paso de tiempo nodal fue de 0.0001 ms. Este último definido conforme a la guía de RADIOSS de la siguiente manera:

$$\Delta t \leq \frac{l_c}{c}; \text{ donde } c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \text{ con: } \begin{matrix} l_c = 2 \text{ mm} \\ E = 210 \text{ GPa} \\ \rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 \end{matrix} \rightarrow \Delta t = 2 / \sqrt{\frac{210}{7.85 \times 10^{-6}}} = 0.00038 \text{ ms}$$

Utilizando el módulo de Young y densidad del acero de los rieles junto con el tamaño mínimo de elemento de 2 mm de acuerdo con los criterios de calidad de malla especificados en la Tabla 5, se obtuvo un paso de tiempo nodal máximo de 0.00038 ms; optando por utilizar el valor mínimo inferior del mismo orden de 0.0001 ms para evitar problemas de estabilidad durante la solución sin incrementar los recursos computacionales, así como el tiempo requerido para su procesamiento.

Finalmente, se revisaron las penetraciones iniciales previo a la exportación del modelo de elemento finito debido tanto a la propiedad del espesor como al contacto general de los elementos, corrigiendo cualquier penetración mediante la herramienta de reparación automática verificando que la magnitud de la interferencia sea del orden de 0.001 mm evitando así posibles deformaciones de la malla.

3.3 VALIDACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO

Para validar la preparación del modelo de elemento finito, como lo son los criterios de calidad de malla utilizados, así como los diversos parámetros especificados en el modelado del material, espesor, los puntos de soldadura y el contacto general entre los elementos, se tomó como referencia los resultados experimentales obtenidos por Song et al. quienes llevaron a cabo la compresión de una columna de tipo “double-hat” mediante una máquina de ensayo Instron 8506 a una velocidad constante de 5 mm/min hasta alcanzar un desplazamiento de 120 mm [46] cuyo diagrama de cuerpo libre se muestra a continuación en la Fig.). La columna está hecha de acero FEE355 con un esfuerzo de cedencia de 380 MPa y un esfuerzo último de 430 MPa [46], así como una elongación a la fractura de 23%, relación de poisson de 30%, densidad de 7.85 gr/cm³ y un módulo de Young de 210 GPa [47]. En tanto que las dimensiones de la sección transversal de la columna sometida al ensayo por Song et al. se detallan en la Fig. 37 al igual que la ubicación de los puntos de soldadura cuyo diámetro es de 6 mm.

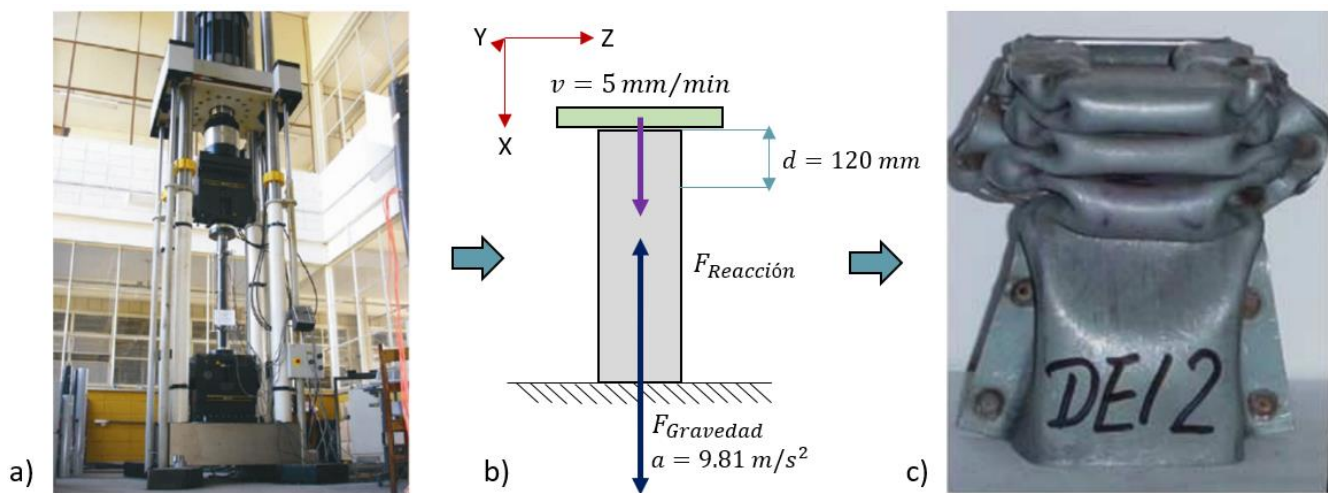


Fig. 37 – (a) Máquina de ensayo Instron 8506. (b) Diagrama de cuerpo libre del ensayo realizado por Song et al. (c) Columna de tipo “double-hat” luego del ensayo [46].

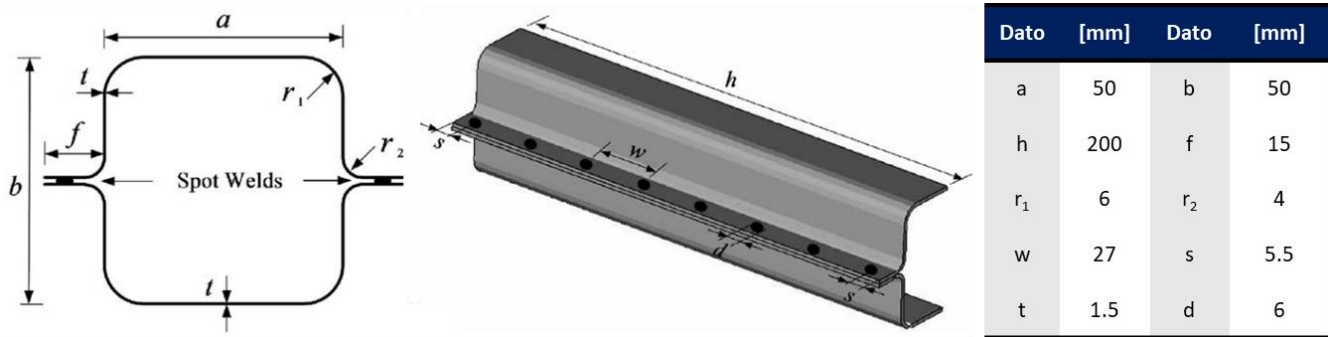


Fig. 38 – Especificaciones geométricas de la columna tipo “double-hat” utilizada por Song et al. [46].

Ahora bien, utilizando los mismos parámetros especificados para el modelo de elemento finito de los largueros frontales a lo largo de la sección 3.2, se generó el modelo para el ensayo realizado por Song et al. modificando únicamente los valores del espesor en la propiedad y las propiedades mecánicas en el material, además claro de dibujar previamente la geometría de la columna con base en las especificaciones de la Fig. 38 utilizando Siemens NX e importándola en HyperMesh para su posterior mallado de acuerdo con los criterios de la Tabla 6. Luego, en vez de tener una pared rígida estática como sucede en el caso del modelo de los rieles frontales, ésta se definió como una pared rígida móvil con una velocidad constante de 500 mm/min en la dirección de “+X” (la velocidad se incrementó para reducir el tiempo de solución del modelo). Finalmente se restringieron todos los grados de libertad del nodo maestro del rígido en el extremo inferior de la columna para emular que ésta se encuentra totalmente fija como sucede en la máquina de ensayo (véase Fig. 39).

Una vez que se ha completado la solución del modelo de elemento finito, se extrajo la curva de la fuerza de impacto con respecto al desplazamiento de la pared para contrastarla con la respuesta obtenida en el ensayo realizado por Song et al. cuya comparación se muestra a continuación por la Fig. 40. Como se puede observar, se tiene una muy buena correlación entre la simulación y el ensayo experimental al inicio del impacto con una desviación del 7.07% en la fuerza máxima de aplastamiento, pero conforme continua la deformación de la columna, la desviación se incrementa. A pesar de que se tiene una respuesta análoga en los pliegues de la columna, la fuerza media de impacto obtenida por la simulación presenta una desviación del 23.07% respecto a los datos experimentales.

Esto se debe en gran medida a que la velocidad de la pared rígida móvil se incrementó de 5 mm/min, velocidad con la que se condujo al ensayo experimental, a 500 mm/min con el fin de reducir el tiempo de solución. En códigos de análisis no lineales como LS-DYNA, PAM CRASH y RADIOSS se adopta un procedimiento de solución explícito para tratar los problemas de impacto en los que la inercia juega un papel dominante.

Por lo que, para que sea compatible con la solución explícita, la tasa de carga debe acelerarse para evitar una gran cantidad de pasos de tiempo al modelar un problema cuasi estático. Por ende, se puede concluir que el modelo de elemento finito tiene una buena correlación con respecto al ensayo experimental de Song et al. y, en consecuencia, el modelo de los rieles frontales estudiados en la presente investigación.

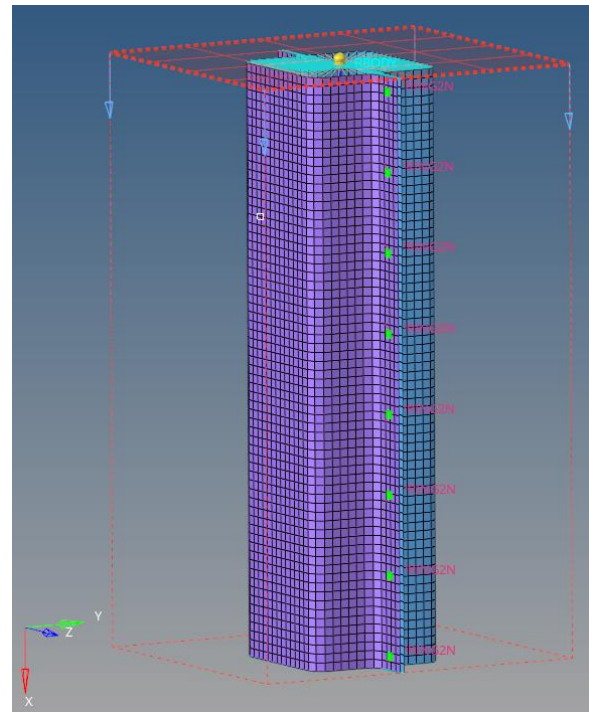


Fig. 39 – Modelo de elemento finito para el ensayo realizado por Song et al.

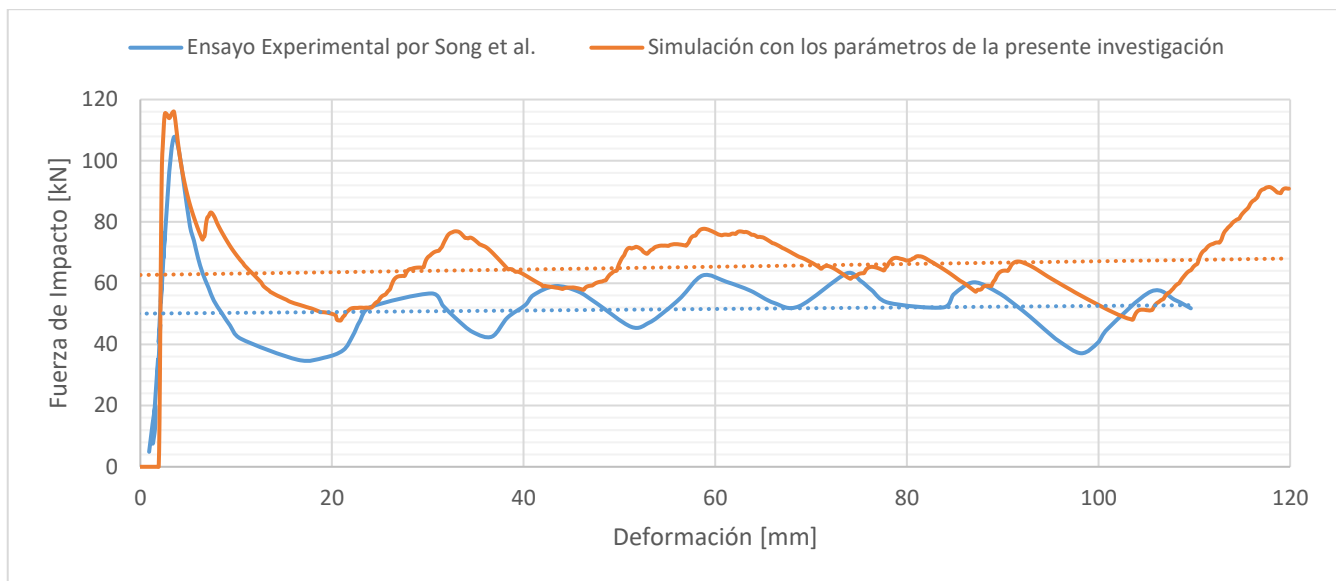


Fig. 40 – Comparación de la fuerza de impacto del ensayo experimental realizado por Song et al. con la de la simulación del mismo ensayo con los parámetros utilizados en el modelo de elemento finito de los rieles frontales.

3.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Una vez culminada la solución del modelo de elemento finito para cada uno de los 6 rieles seleccionados, tanto bajo una condición de impacto frontal de ancho completo como de traslape, se llevó a cabo un análisis de los resultados obtenidos en cuanto a la respuesta de la fuerza de impacto y la energía absorbida durante la colisión para cada uno de los modelos de riel y cuyo detalle se describe más adelante en la sección 4.1. Sin embargo, derivado de este análisis, se seleccionará el riel con la mejor resistencia al impacto para posteriormente buscar optimizar sus parámetros de diseño con el fin de incrementar su capacidad de absorción de energía a través del diseño de experimentos que se detalla a continuación.

3.4.1 SELECCIÓN DE FACTORES Y NIVELES

Los parámetros geométricos tales como el tipo de perfil y el área de la sección transversal, la longitud, el modelo y arreglo de los concentradores de esfuerzos entre otros, son sin duda las variables de diseño que tienen un mayor efecto en la resistencia al impacto de los rieles frontales. Como se observó previamente en la sección 1.7, en el estudio presentado por Eren et al., se tiene que al agregar dos filas de costillas en cada una de las caras de una columna de sección transversal cuadrada se logró un incremento del 25% en la energía total absorbida con respecto a la columna sin las costillas. Sin embargo, dado que los rieles frontales son fabricados a partir de dos láminas estampadas de acero, modificar cualquier parámetro geométrico del riel conllevaría inevitablemente a un cambio en el herramental de estampado, ya sea en la matriz o en el punzón, resultando en elevados costos de implementación impactando negativamente la utilidad de la compañía.

Por lo que, siendo que se busca evaluar la factibilidad de adaptar la carrocería de los vehículos ya existentes para acomodar un tren motriz electrificado con el fin de reducir los costos y el tiempo requeridos para el lanzamiento de las versiones electrificadas de los vehículos actuales, modificar los parámetros geométricos de los largueros frontales resultaría contraproducente en ese sentido. Pero, existen otras variables de diseño más sutiles que en conjunto podrían mejorar la resistencia al impacto frontal en tanto que no requerirían cambios de herramental haciendo que los costos de implementación sean mucho más bajos, como lo son el material, el espesor y la distancia entre los puntos de soldadura a lo largo del riel.

Se tiene que la tenacidad es la capacidad de un material de absorber energía y deformarse plásticamente sin romperse, la cual está representada por el área bajo la curva esfuerzo-deformación del material. Por ende, la tenacidad de un material se maximiza cuando se tiene el mejor balance entre rigidez (esfuerzo último a la tensión) y ductilidad (elongación a la fractura); pues sabemos que a mayor rigidez menor ductilidad y viceversa. Por lo tanto, la capacidad de absorción de energía de los rieles frontales está directamente relacionada con las propiedades mecánicas del material del cual están fabricados.

Revisando el estándar corporativo de láminas de acero para aplicaciones automotrices, se tienen varios tipos y grados de acero aprobados para su uso por la compañía junto con las propiedades mecánicas para cada uno. De entre todos estos, se seleccionaron los materiales especificados en la Tabla 11, de los cuáles los aceros HSLA y DP son utilizados actualmente en diversos modelos de los 6 rieles seleccionados para su estudio previo; mientras que el aluminio y el acero AHSS fueron propuestos gracias a sus propiedades mecánicas similares al HSLA y DP, pero con una densidad menor, lo que se traduce en una reducción de peso.

Además, se puede observar como el acero AHSS presenta el mismo esfuerzo de cedencia y último a la tensión que el acero DP, pero con la ventaja de que es mucho más dúctil, incluso que el HSLA, con una elongación a la fractura de 27% convirtiéndolo en el material con la mejor relación entre rigidez y ductilidad lo que podría dar como resultado una mayor absorción de energía por unidad de volumen en tanto que es un 8% más liviano. En contraparte, se tiene el aluminio que presenta una rigidez similar al HSLA con la desventaja de ser un poco menos dúctil pero mucho más liviano. Por lo que los 4 materiales harán una excelente contra posición entre los aceros convencionales utilizados actualmente y aquellos avanzados con propiedades mejoradas.

Tabla 11 – Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados para la optimización de parámetros.

Material	Módulo de Young [GPa]	Esfuerzo de Cedencia [MPa]	Esfuerzo Último a la Tensión [MPa]	Elongación a la Fractura [%]	Relación de Poisson	Densidad [g/cm^3]
HSLA	205	340	410	25	0.13	7.75
DP	200	330	590	21	0.14	7.85
Aluminio	69	320	360	12	0.33	2.71
AHSS	196	330	590	27	0.16	7.20

En cuanto a los espesores especificados para los rieles analizados, de acuerdo con la Tabla 9, se tienen los valores de: 1.80, 1.75, 1.54 y 1.50, por lo que estos podrían resumirse en dos espesores principales: 1.5 y 1.8 mm como resultado de las tolerancias de +/- 0.05 mm. Luego, revisando los calibres comúnmente ofrecidos por el mercado para las láminas de acero, se encontró que los espesores especificados para los rieles analizados previamente son de calibre 15 (1.52 mm) y 16 (1.71 mm), este último que por cuestiones de recubrimiento o galvanizado estaría llegando a los 1.8 mm.

Luego, de acuerdo con el estado del arte, diversos autores han realizado estudios para diferentes componentes de la estructura del vehículo en donde al evaluar los efectos del espesor en la absorción de energía, se encontró que, al aumentar el espesor, la deformación por flexión se debilita mientras que se mejora la deformación por aplastamiento, dando como resultado un incremento en la absorción total de energía. Tal es el caso del estudio realizado por Liu et al., descrito anteriormente en la sección 1.7, donde al incrementar el espesor de los rieles frontales en 0.7 mm resultó en un incremento del 4% en la energía absorbida por los largueros.

Con base en lo anterior, se propuso utilizar los calibres 13 y 12 (~2.30 y ~2.70 mm), además de los calibres 15 y 16 (~1.80 y ~1.50 mm) que se especifican actualmente en los rieles seleccionados, para la optimización de los parámetros de diseño del riel (véase Tabla 12). No se seleccionaron calibres más bajos ya que irían en contra del objetivo de la reducción de peso en tanto que el calibre 14 (~1.90 mm) se descartó por su poca diferencia con el espesor especificado por diseño de 1.80 mm para el riel determinado con el mejor desempeño. Por último, no se seleccionaron calibres más altos ya que con el de 1.5 mm se podrá evaluar la influencia de una reducción en el espesor con respecto al original de 1.80 mm.

Tabla 12 – Espesores seleccionados para la optimización de parámetros.

Espesor / Calibre	12	13	15	16
[mm]	2.70	2.30	1.80	1.50

Finalmente, de la investigación realizada tanto por Dimas et al. como por Purnama & Istiyanto se obtiene que, al disminuir el distanciamiento entre los puntos de soldadura, se disminuye la magnitud de la fuerza máxima de impacto en tanto que la fuerza promedio de aplastamiento se incrementa, mejorando la resistencia al impacto de la columna. Por esta razón, se propuso variar el espaciado de los puntos de soldadura como parte de la optimización de los parámetros de diseño del riel frontal.

Considerando los lineamientos corporativos para el diseño de soldaduras en ensamblajes automotrices ferrosos, se tiene que el espaciado mínimo entre puntos está en función del espesor de las láminas de metal a unir por soldadura. Luego, retomando los espesores propuestos en la Tabla 12, por estándar corporativo se tiene que la distancia mínima entre puntos para un espesor de 1.50 mm y 2.70 mm es de 28 mm y 40 mm respectivamente. Tomando en cuenta que la distancia entre los puntos de soldadura se mantuvo constante con un valor de 80 mm para todos los rieles estudiados, según se especificó en la sección 3.2.3, se propuso utilizar los valores indicados en la Tabla 13, analizando dos valores por debajo y uno por arriba del especificado actualmente por diseño.

Tabla 13 – Distancia entre puntos de soldadura seleccionados para la optimización de parámetros.

Distancia entre Puntos de Soldadura				
[mm]	100	80	60	40

A manera de resumen, el diseño de experimentos consistió en evaluar los efectos de tres factores principales con cuatro niveles cada uno, cuyos valores se compilan en la Tabla 14, dando como resultado un total de 64 posibles combinaciones (3^4). Tomando en cuenta que cada simulación toma aproximadamente 5 horas en ejecutarse, realizar un diseño de experimentos de tipo factorial completo requeriría de mucho tiempo y recursos computacionales para completarse. Por lo que, se propone un arreglo ortogonal de tipo L16 de modo que con tan solo 16 simulaciones se puedan obtener resultados confiables respecto a los efectos en la capacidad de absorción de energía, así como en la magnitud de la fuerza máxima y media de impacto, como resultado del cambio en los parámetros de diseño estudiados logrando así su optimización.

Tabla 14 – Factores y niveles seleccionados para la optimización de parámetros.

Factor de Control	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3	Nivel 4
A Material	HSLA	DP	Aluminio	AHSS
B Espesor de lámina	2.70 mm	2.30 mm	1.80 mm	1.50 mm
C Distancia entre puntos de soldadura	100 mm	80 mm	60 mm	40 mm

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez que se ha detallado la metodología seguida por la presente investigación tanto para la preparación del modelo de elemento finito como para la selección de los parámetros de diseño a estudiar con el fin de mejorar la capacidad de absorción de energía de los rieles frontales de un vehículo, se procedió con la solución de las 12 simulaciones derivadas del análisis comparativo de los 6 largueros seleccionados seguido de las 32 simulaciones como resultado del arreglo ortogonal L16, recordando que se analizan los rieles bajo dos condiciones de impacto frontal distintas (full width y overlap). A continuación, en esta sección se mostrarán y analizarán los resultados obtenidos tanto para el análisis comparativo entre los 6 rieles seleccionados como para la optimización de los parámetros de diseño del arreglo ortogonal L16.

4.1 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS 6 RIELES SELECCIONADOS

A manera de resumen, la Tabla 15 compila los valores obtenidos para la energía total absorbida, así como la fuerza máxima y media de impacto, derivado del análisis comparativo de la resistencia a la colisión frontal tanto de tipo “full width” como “overlap” para los 6 largueros seleccionados en la sección 3.1. Luego, se puede observar que el riel “A” fue el que absorbió la mayor cantidad de energía para ambas pruebas de impacto frontal, pero presenta valores moderados en la fuerza máxima de impacto respecto al resto de los rieles estudiados, siendo en este rubro el riel “B” el que exhibió los valores mínimos. Por otro lado, nuevamente el riel “A” presentó el valor más elevado en la fuerza media de impacto, pero solo para la prueba de ancho completo, ya que en la de traslape fue el riel “F” quien mostró la mayor fuerza media de aplastamiento.

En ese sentido, se tiene que el riel “A” fue el modelo que presentó un mejor desempeño ante el impacto frontal, si bien su fuerza máxima de impacto no fue la más baja, mostró una gran capacidad de absorción de energía en conjunto con una elevada fuerza media de aplastamiento. Por lo que la geometría del riel “A” fue la elegida para su posterior análisis a través del diseño de experimentos para la optimización de los parámetros de diseño.

Tabla 15 – Resistencia al impacto frontal de tipo “full width” y “overlap” para los 6 rieles seleccionados.

Parámetro	Tipo de Impacto	A	B	C	D	E	F
Energía Total Absorbida [kJ]	Full Width	53.57	37.52	39.47	44.15	28.00	32.48
	Small Overlap	8.22	4.51	6.47	3.78	5.35	7.36
Fuerza Máxima de Impacto [kN]	Full Width	370.52	278.20	344.23	510.83	359.92	328.32
	Small Overlap	201.61	154.16	181.42	262.97	222.25	219.83
Fuerza Media de Impacto [kN]	Full Width	116.98	74.33	79.43	97.77	55.37	65.00
	Small Overlap	17.75	11.05	13.15	10.03	11.55	18.41

Finalmente, los resultados detallados provenientes del análisis comparativo de los 6 rieles seleccionados tales como las gráficas con la respuesta tanto de la energía absorbida como de la fuerza de impacto durante la colisión, así como las imágenes de la deformación de los largueros en diferentes intervalos de tiempo, se mostrarán a continuación en la sección 4.1.1 para el impacto frontal de ancho completo seguido por los resultados obtenidos en el impacto frontal con traslape del 25% (small overlap) en la sección 4.1.2.

4.1.1 IMPACTO FRONTAL DE ANCHO COMPLETO

De acuerdo con los resultados obtenidos para las pruebas de impacto de tipo “Full Width” se tiene que el larguero con la mayor capacidad de absorción de energía es el “A” con aproximadamente 54 kJ de energía a 40 ms luego del impacto (véase Fig. 41); a diferencia del riel “E” cuya absorción de energía en el mismo rango de tiempo fue de apenas 28 kJ. En tanto que los rieles “B” y “C”, su respuesta a la absorción de energía fue muy similar durante toda la colisión mostrando un nivel moderado de desempeño en contraste con el resto de los rieles estudiados.

Por otro lado, se puede observar como el riel “F” absorbe la mayor cantidad de energía respecto al resto durante los primeros 5 ms luego del impacto, pero luego su tasa de absorción cae estrepitosamente quedando entre los rieles con la menor energía total absorbida con 32 kJ a los 40 ms luego del impacto. Contrario a lo sucedido en el riel “D”, el cuál comenzó con una baja tasa de absorción de energía para luego incrementarse súbitamente a los 25 ms luego del impacto posicionándose como el riel con la mayor cantidad de energía absorbida debajo del riel “A” con aproximadamente 44 kJ.

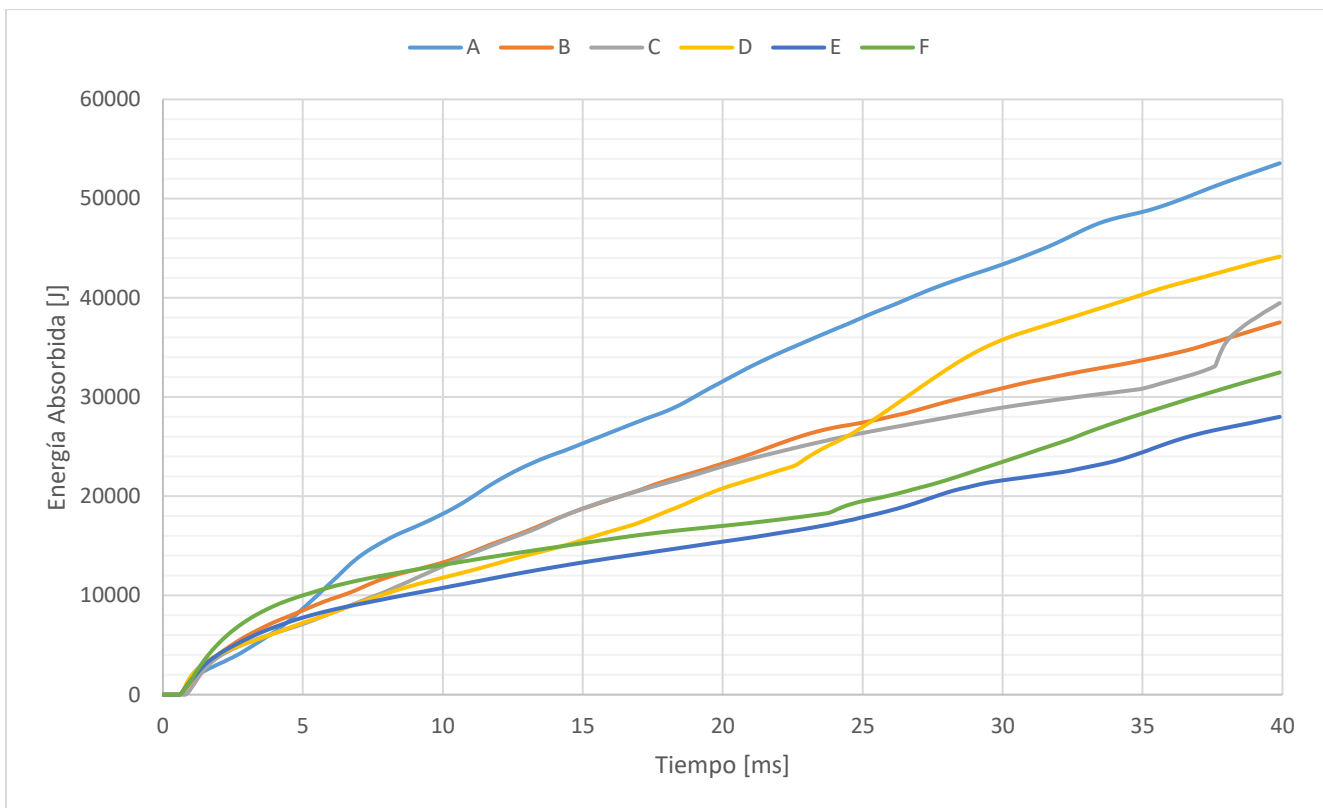


Fig. 41 – Energía absorbida por los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de ancho completo.

En contraste con lo anterior, al observar la fuerza de reacción en la pared rígida, se puede ver que el riel “A”, cuya geometría presenta múltiples iniciadores o concentradores de esfuerzos a lo largo de su perfil, presenta un comportamiento oscilatorio (véase Fig. 42). Esto es debido a que conforme se va plegando el riel, una parte de la fuerza es tomada por el material mientras que el resto es transferido a la pared, de modo que por cada pliegue hay una caída en la fuerza de reacción. A diferencia del Riel “E”, en donde a pesar de que la fuerza para comenzar con la deformación es casi la misma que para el riel “A” de 370 kN, presenta un comportamiento prácticamente plano a lo largo de la colisión, lo que significa una menor deformación y por consiguiente una menor energía absorbida. Esta misma condición se presenta en los rieles del C al F, donde la fuerza de impacto se mantiene prácticamente constante desde los 5 hasta los 23 ms luego del impacto, resultando en una mucha menor absorción de energía con respecto al riel “A”.

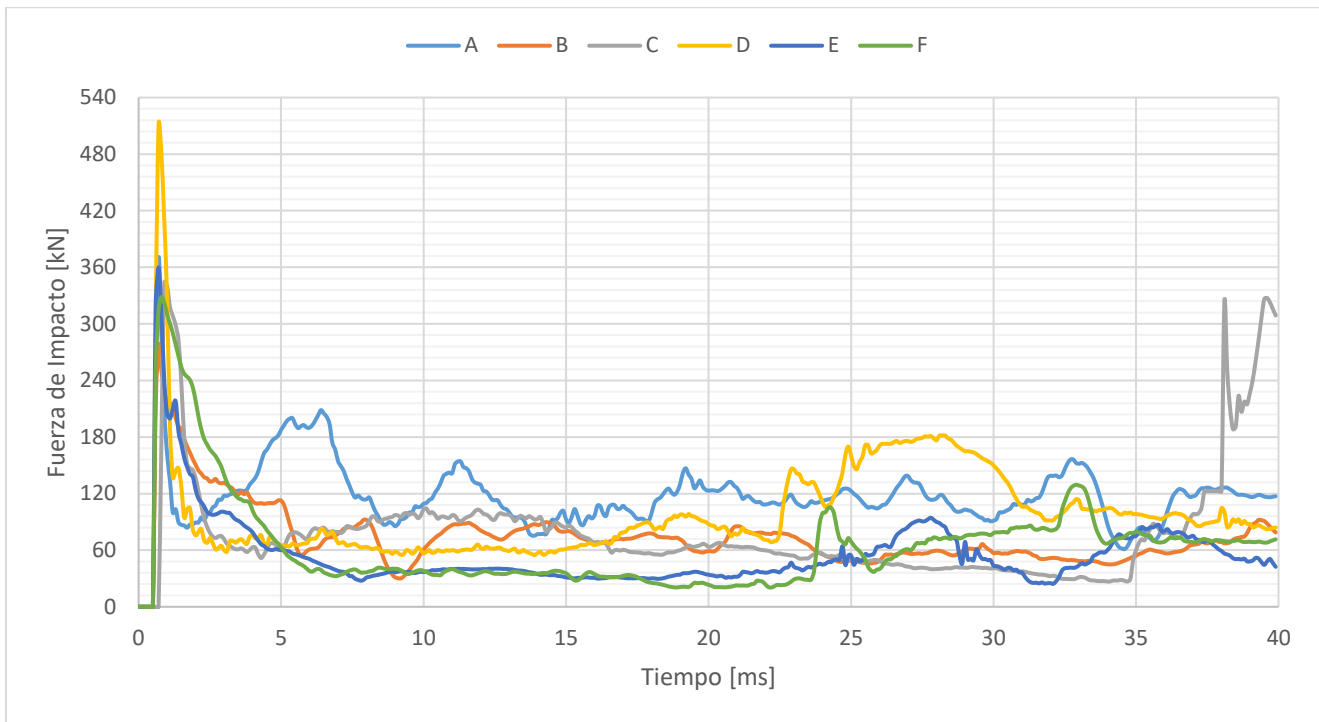


Fig. 42 – Fuerza de impacto en los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de ancho completo.

Por otro lado, más allá de analizar la absorción de energía, este tipo de análisis sirve también para evaluar cómo reaccionan los pasajeros ante el impacto. El pulso de choque describe la desaceleración del vehículo durante una colisión. La forma, duración y amplitud del pulso de choque afecta directamente el movimiento de los ocupantes durante un evento de colisión y, por lo tanto, la severidad de las lesiones. En ese sentido, es preciso conocer los pulsos de desaceleración de la estructura, que serán transmitidos por los rieles al habitáculo y posteriormente a sus ocupantes. Por esta razón, se instrumentó de manera virtual los largueros colocando un par de acelerómetros en el extremo posterior del larguero como se indicó previamente en la sección 3.2.6.

Para evaluar los pulsos de desaceleración experimentados por el riel, la norma SAE J211 requiere que las señales de las pruebas de impacto se filtren utilizando una de las cuatro clases de canal de frecuencia (CFC, por sus siglas en inglés) de filtros pasa bajas y, de acuerdo con esta norma, se especifica un filtro CFC 60 para la instrumentación estructural del vehículo específicamente para la evaluación de aceleraciones a través de simulaciones. Luego de llevar a cabo el filtrado de las señales provenientes de los acelerómetros mediante las herramientas embebidas de HyperGraph, la Fig. 43 muestra los pulsos de choque para los cada uno de los rieles durante la prueba de impacto frontal de ancho completo.

A partir de la Fig. 43 se puede observar que el riel “A”, quien presentó la mayor absorción de energía durante el impacto, presenta una aceleración máxima de 2 mm/ms^2 con una duración de 5 ms y con pocas oscilaciones alrededor del 0 a lo largo del impacto. Sin embargo, el larguero “E”, quien mostró la menor cantidad de energía absorbida en esta prueba, no presentó ningún pulso de desaceleración hasta los 20 ms luego del impacto donde comenzó a experimentar pulsos que incrementaban su magnitud a medida que avanzaba el tiempo hasta llegar a una aceleración máxima de 5 mm/ms^2 con una duración de más de 10 ms. En otras palabras, mientras el riel “A” realizaba una desaceleración progresiva a lo largo del tiempo, el riel “E” comenzó su desaceleración hasta los 20 ms de manera súbita con pulsos de gran magnitud y duración lo que podría aumentar el riesgo de lesiones para los ocupantes. Por último, si bien el riel “F” no mostró una gran absorción de energía, al observar su pulso de choque se tiene que este oscila por debajo de 1 mm/ms^2 , siendo este riel el que presentó menos variaciones súbitas de energía a lo largo del impacto.

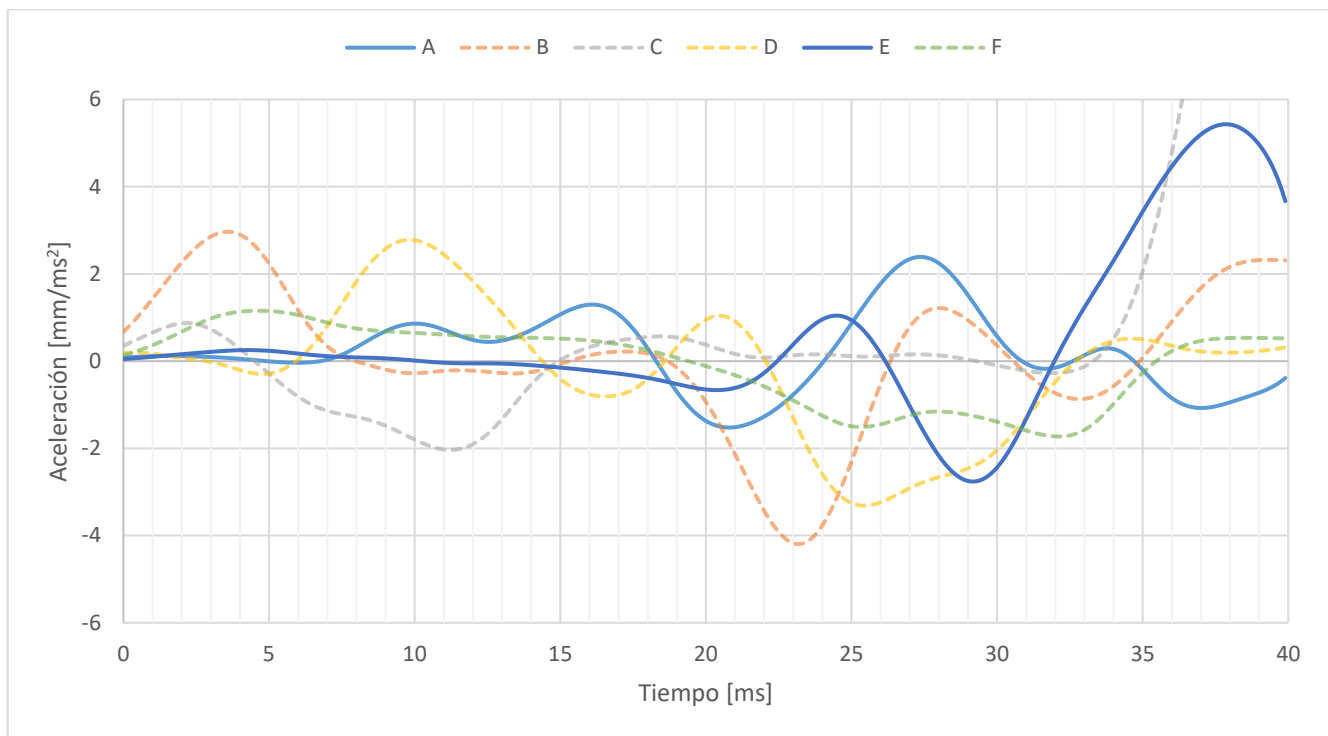


Fig. 43 – Pulso de choque para los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de ancho completo.

Ahora bien, analizando la forma en la que se compactan los rieles durante el impacto frontal, se puede observar a partir de la Fig. 44 que el riel “A” presenta principalmente una deformación por aplastamiento, en tanto que el arreglo de los concentradores de esfuerzos a lo largo del perfil del riel propicia un plegado uniforme haciendo que los rieles de ambos lados se compacten de manera simétrica, evitando así que el vehículo rote durante la colisión. Por el contrario, el riel “E” muestra en gran medida un patrón de deformación por flexión (véase Fig. 48), disminuyendo notablemente su capacidad de absorción de energía. Luego, la respuesta para la fuerza de impacto tanto del riel “A” como para el “E” es congruente con el patrón de deformación observado y, por ende, con la magnitud de energía absorbida por cada uno de los rieles durante la colisión.

En cuanto al riel “F”, anteriormente se había observado que presentaba una elevada tasa de absorción de energía al inicio del impacto, esto se debe principalmente a que al comienzo de la colisión el riel sufre una deformación por aplastamiento en dos puntos distintos de manera simultánea, al inicio y a la mitad del riel según se observa en la Fig. 49, mientras que el resto de los rieles presenta un solo punto de aplastamiento, con excepción del riel “B” (véase Fig. 45), que debido a la efectividad de sus concentradores de esfuerzos la tasa de absorción no fue tan elevada como la del riel “F”. Posteriormente, la tasa de absorción de energía del riel “F” cae súbitamente a los 5 ms luego del impacto ya que a partir de este punto el riel presenta únicamente una deformación por flexión, mientras que el resto de los largueros muestran una combinación de deformación por flexión y aplastamiento.

Finalmente, un punto característico que se puede observar a partir de las imágenes para la deformación de los rieles es la simetría que tienen entre sí el larguero del lado derecho con el izquierdo a la hora de deformarse. Por ejemplo, de acuerdo con la Fig. 45, ambos lados del riel “B” no se compactan por igual, ya que se puede observar como el larguero derecho se deforma mucho más rápido que el izquierdo ocasionando que el vehículo gire hacia la derecha durante el impacto. La misma condición sucede con el riel “C” (véase Fig. 46), donde ahora el larguero derecho se deforma primero que el izquierdo provocando entonces que el vehículo vire hacia la izquierda durante la colisión. Esto se debe principalmente a que el patrón de los iniciadores a lo largo de la superficie del riel en ambos lados es asimétrico, causando que uno se deforme antes que el otro.

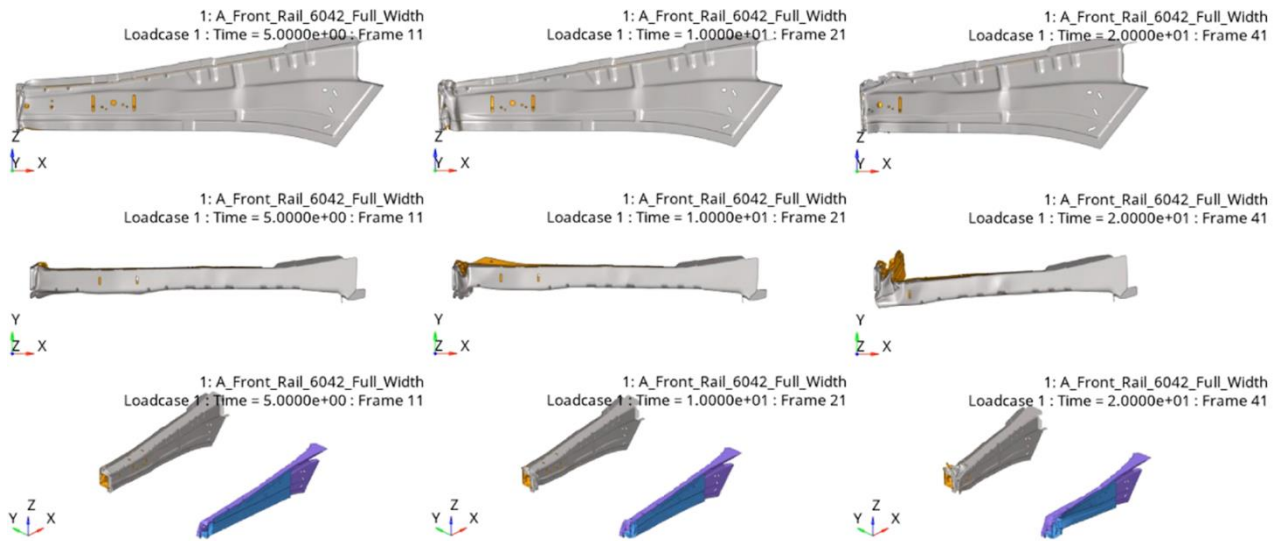


Fig. 44 – Deformación del riel “A” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

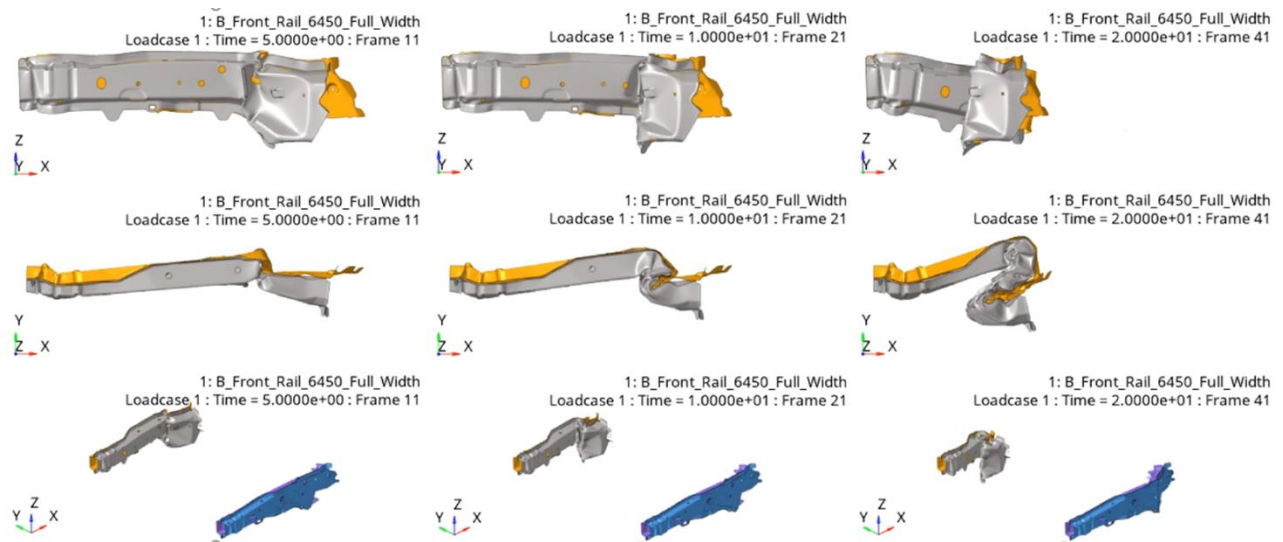


Fig. 45 – Deformación del riel “B” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

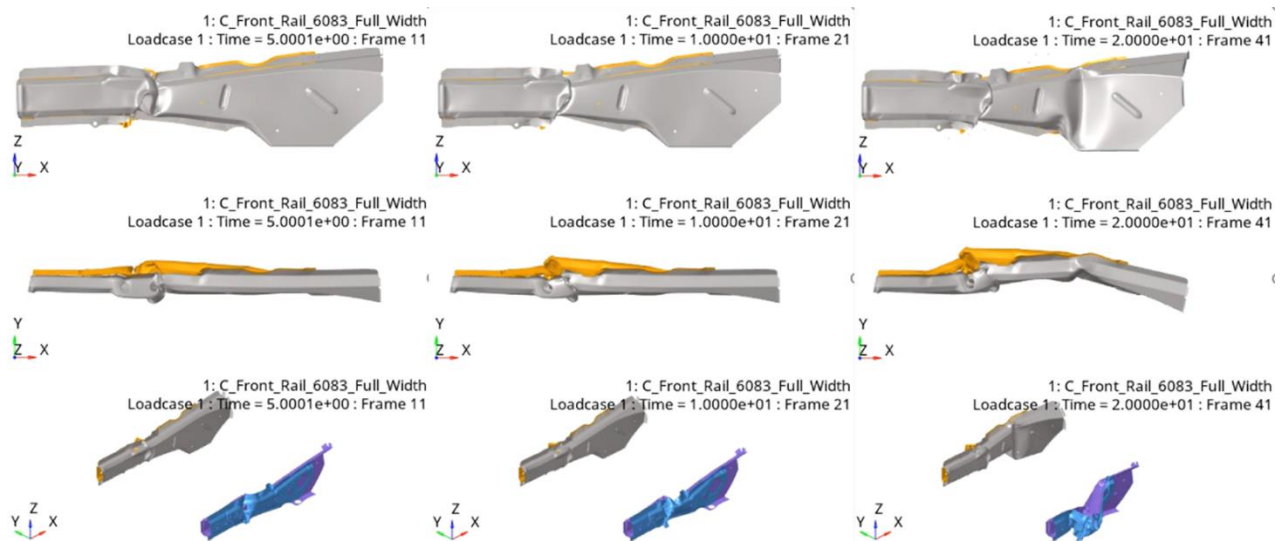


Fig. 46 – Deformación del riel “C” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

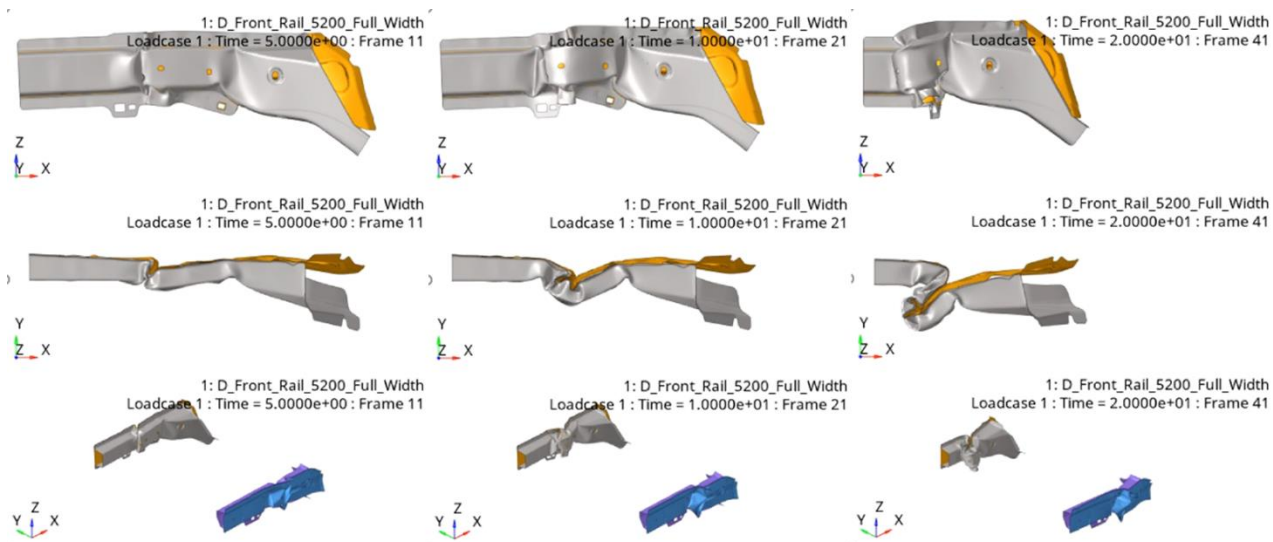


Fig. 47 – Deformación del riel “D” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

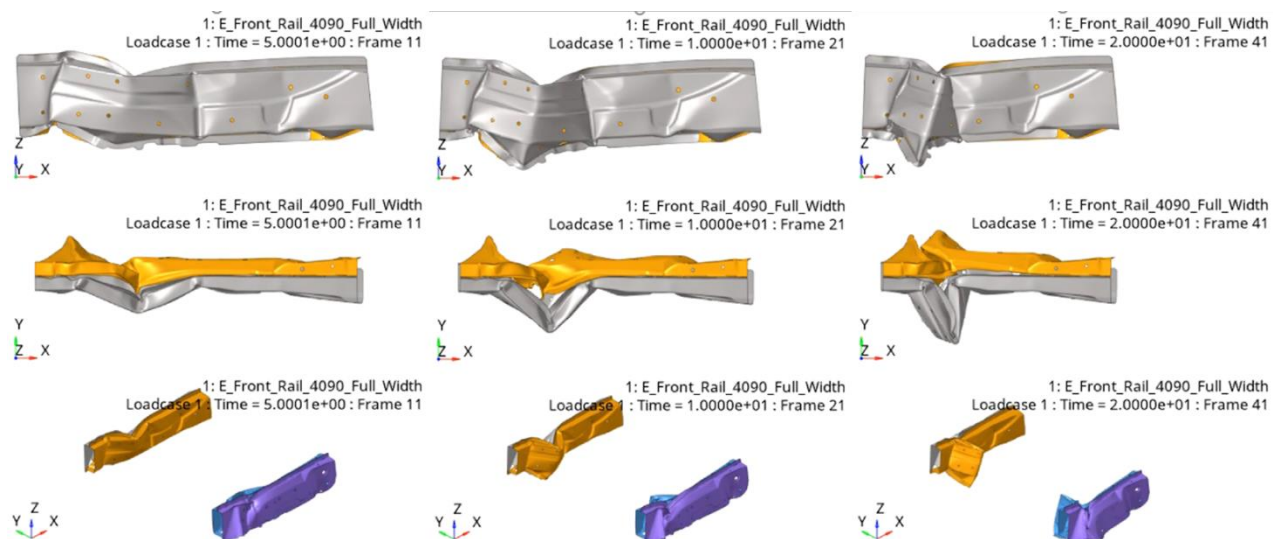


Fig. 48 – Deformación del riel “E” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

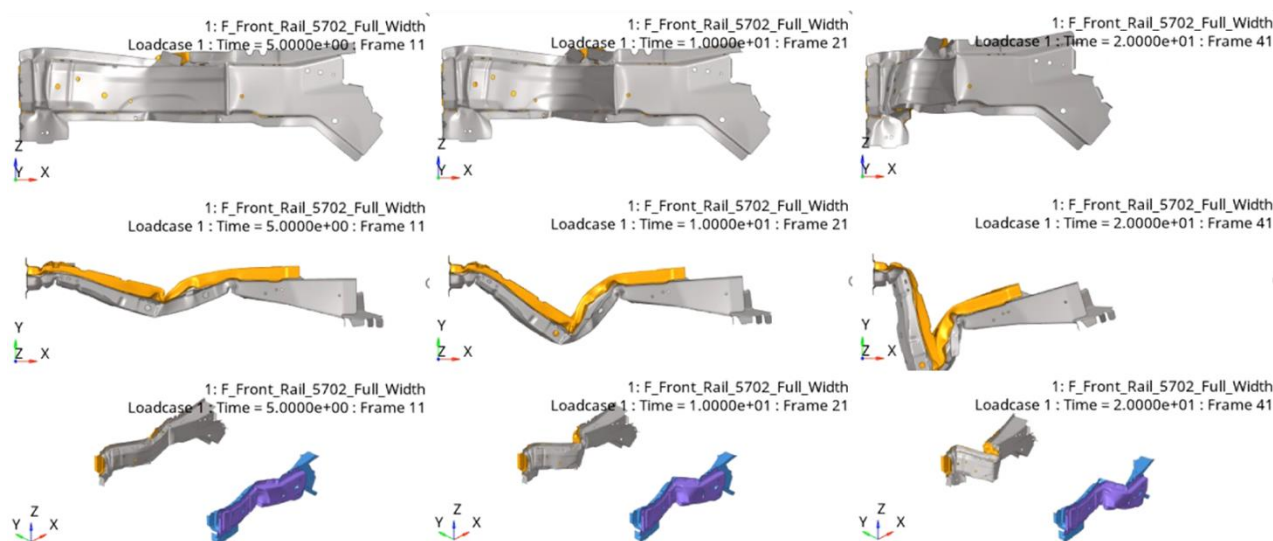


Fig. 49 – Deformación del riel “F” para la prueba de impacto frontal de ancho completo a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

4.1.2 IMPACTO FRONTAL CON TRASLAPE DEL 25%

De acuerdo con los resultados obtenidos para las pruebas de impacto de tipo “overlap” se tiene que el larguero con la mayor capacidad de absorción de energía, al igual que en la prueba de ancho completo, es el riel “A” con aproximadamente 8.2 kJ de energía a los 20 ms del impacto; a diferencia del riel “D” cuya absorción de energía en el mismo rango de tiempo fue de apenas 3.8 kJ (véase Fig. 50). En contraste con el desempeño de los rieles “B” y “D” en la prueba de ancho completo, en la que mostraron una capacidad de absorción de energía moderada superados únicamente por el riel “A”, en la prueba de traslape el desempeño de estos rieles se vio disminuido notablemente quedando entre los largueros con la menor energía absorbida con 4.5 y 3.8 kJ respectivamente; mientras que el riel “C” presentó un desempeño análogo en ambas pruebas de impacto frontal.

En tanto al riel “F”, este fue capaz de absorber energía mucho más rápido que el riel “A”, ya que a los 10 ms del impacto absorbió 7 kJ mientras que el “A” 6.5 kJ según se observa en la Fig. 50. Sin embargo, a partir de los 14 ms del impacto, la tasa de absorción del riel “F” cae súbitamente provocando que la energía total absorbida fuera menor a la del riel “A” a los 20 ms del impacto. Dicho comportamiento fue observado también en la prueba de ancho completo, pero con una menor efectividad ya que la elevada tasa de absorción del riel “F” se mantuvo por tan solo 5 ms en comparación de los 14 ms en la prueba de traslape.

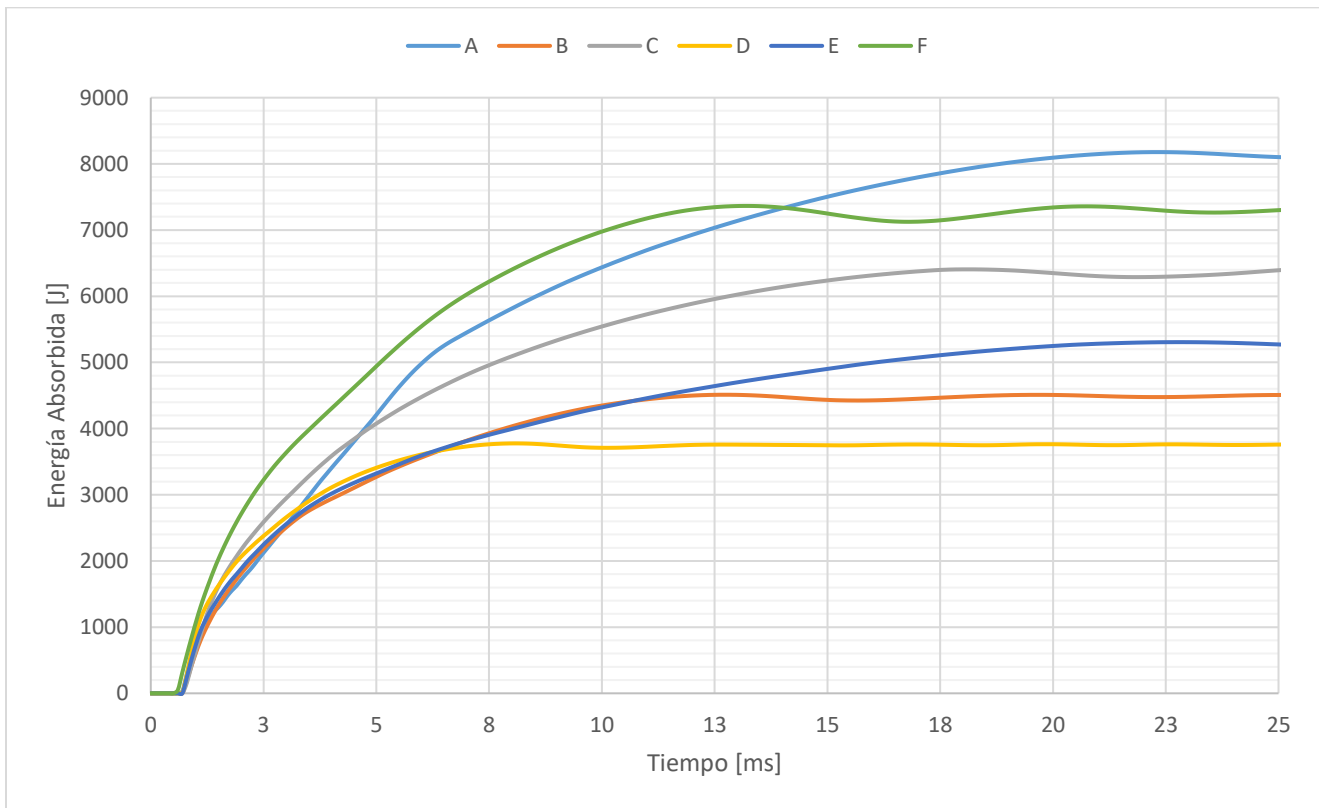


Fig. 50 – Energía absorbida por los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de traslape al 25%.

En cuanto a la fuerza de reacción en la pared rígida, se puede observar que los únicos largueros que presentaron un pico luego de la fuerza inicial requerida para comenzar con la compresión fueron los rieles “A” y “F” como se puede observar en la Fig. 51, lo que se traduce en una mayor deformación por aplastamiento y, por ende, en una mayor absorción de energía; siendo congruente con lo mostrado por el gráfico de energía absorbida en la Fig. 50. Mientras que el resto de los rieles mostraron una respuesta prácticamente sin oscilaciones importantes luego de la fuerza máxima de impacto, lo que significa que la deformación por flexión fue predominante en estos largueros durante la colisión.

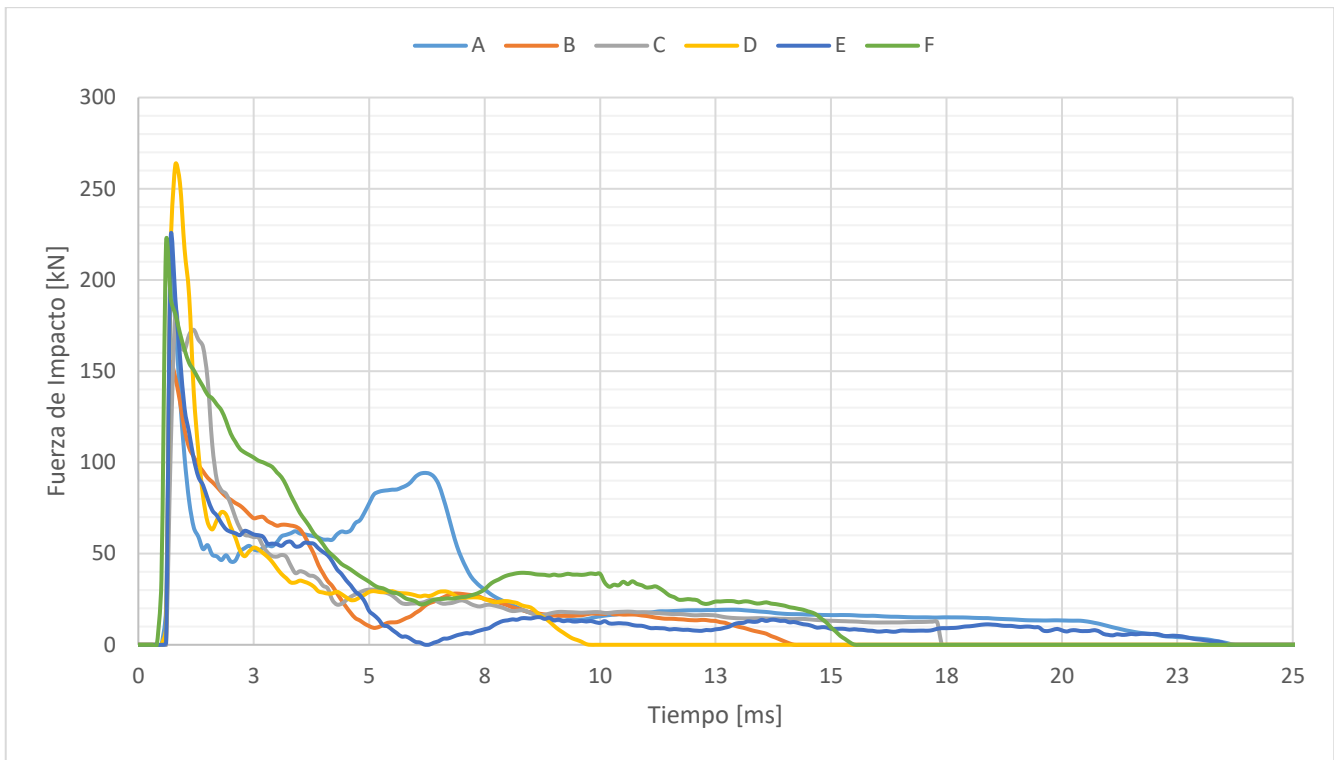


Fig. 51 – Fuerza de impacto en los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de traslape al 25%.

A diferencia de la prueba de ancho completo en donde a los 40 ms luego del impacto los rieles seguían siendo deformados por la colisión, en la prueba de traslape una parte de la energía cinética es absorbida por los rieles frontales mientras que el resto se traduce en un movimiento rotacional en “Z” como resultado de la inercia del vehículo, como cuando este choca con un poste en una esquina. Luego, se puede observar en la Fig. 51 como la fuerza de impacto llega a 0 a los 25 ms de la colisión, en tanto que en la Fig. 50 la energía se mantiene constante; lo que significa que los rieles han dejado de estar en contacto con la pared rígida. Como resultado de lo anterior, la absorción de energía por parte de los rieles para un impacto frontal de tipo “overlap” es mucho menor que para una condición de “full width”.

En cuanto a los pulsos de choque mostrados por la Fig. 52, se puede observar cómo estos tienen una respuesta análoga con la fuerza de impacto mostrada por la Fig. 51; teniendo que a mayor sea la fuerza máxima de impacto, mayor la amplitud del pulso de desaceleración, de ahí que se busque minimizar este valor al evaluar la resistencia al impacto de los componentes estructurales del vehículo. Por otro lado, mientras que el resto de los rieles presenta un pulso máximo de desaceleración de entre 3 y 4 mm/ms^2 con una duración de 6 ms, el riel “A” mostró una respuesta única al tener un pulso que aumenta gradualmente hasta un máximo de 2.7 mm/ms^2 y llegando a cero a los 8 ms luego del impacto. Este comportamiento significa que el larguero maneja de una mejor manera la absorción de energía que el resto de los rieles durante la prueba de impacto de traslape al 25%, resultando en un menor riesgo de lesiones para los ocupantes.

Por otro lado, al comparar los pulsos de choque obtenidos por los rieles en la prueba de traslape (véase Fig. 52) con los de la prueba de ancho completo (véase Fig. 43), se puede determinar que la prueba de superposición supone un mayor riesgo para los ocupantes, siendo que el rango de los pulsos de desaceleración es mucho mayor al mostrado por la prueba de ancho completo. De ahí la importancia de evaluar la resistencia al impacto de los largueros con ambos tipos de pruebas, con el fin de tener resultados más robustos que resulten en un beneficio para salvaguardar la vida de los ocupantes ante cualquier impacto frontal del vehículo.

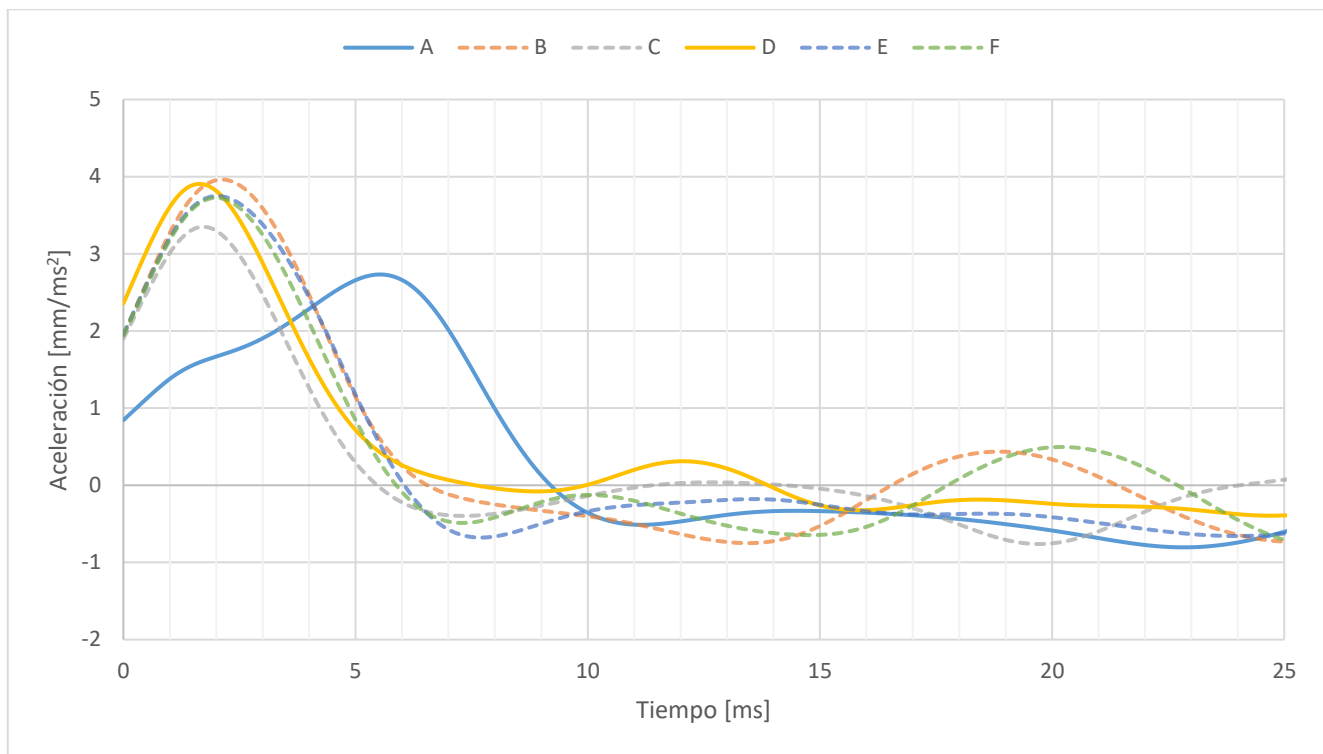


Fig. 52 – Pulso de choque para los rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de traslape al 25%.

Ahora bien, analizando la forma en la que se deforman los rieles durante el impacto frontal con traslape del 25%, se puede observar a partir de la Fig. 53 que el riel “A” exhibe principalmente una deformación por aplastamiento, pero a diferencia de la prueba de impacto de ancho completo (véase Fig. 44), la compresión se presenta en dos puntos distintos de manera simultánea al inicio de la colisión. Un fenómeno característico presentado por todos los rieles en la prueba de traslape, mientras que en la prueba de ancho completo únicamente los rieles “B” y “F” exhibieron este comportamiento. Lo anterior es debido a la transformación de la energía de traslación en energía rotacional que se presenta en la prueba de traslape luego del impacto con la pared rígida, provocando que el riel sufra una deformación simultánea por compresión en un extremo y por torsión en el extremo contrario.

Por otro lado, se puede observar la relación entre la cantidad de energía absorbida por el larguero con respecto a la velocidad de rotación del vehículo. Al observar la Fig. 53 se puede ver como el riel “A”, quien absorbió la mayor cantidad de energía, aún se encuentra en contacto con la pared rígida mostrando una ligera rotación en sentido antihorario a los 20 ms del impacto. En cambio, los rieles “B” y “D”, que resultaron ser los largueros con la menor energía absorbida en la prueba de traslape, presentaron una mayor rotación con respecto al del riel “A” para el mismo intervalo de tiempo de acuerdo con la Fig. 54 y Fig. 56 respectivamente. Por lo tanto, se tiene que la energía que no fue absorbida por los rieles se tradujo en una mayor velocidad de rotación.

Por último, si bien el impacto reside principalmente sobre el larguero izquierdo ya que es el que entra en contacto directo con la pared rígida, se puede observar como una pequeña parte de la energía es transferida al riel del lado contrario en mayor o menor medida al presentarse de igual manera una deformación en el mismo. Por ejemplo, al observar la deformación del riel “A”, una vez más la simetría de esta geometría se hace plausible, puesto que ambos rieles presentan el mismo perfil de deformación, aunque en menor escala para el riel del lado derecho. Esta misma condición se observa en el riel “E” (véase Fig. 57) en tanto que para el resto de las geometrías este fenómeno es casi imperceptible, es decir rotan en conjunto, pero la energía absorbida por el riel del lado derecho es muy pequeña dando como resultado una deformación mínima.

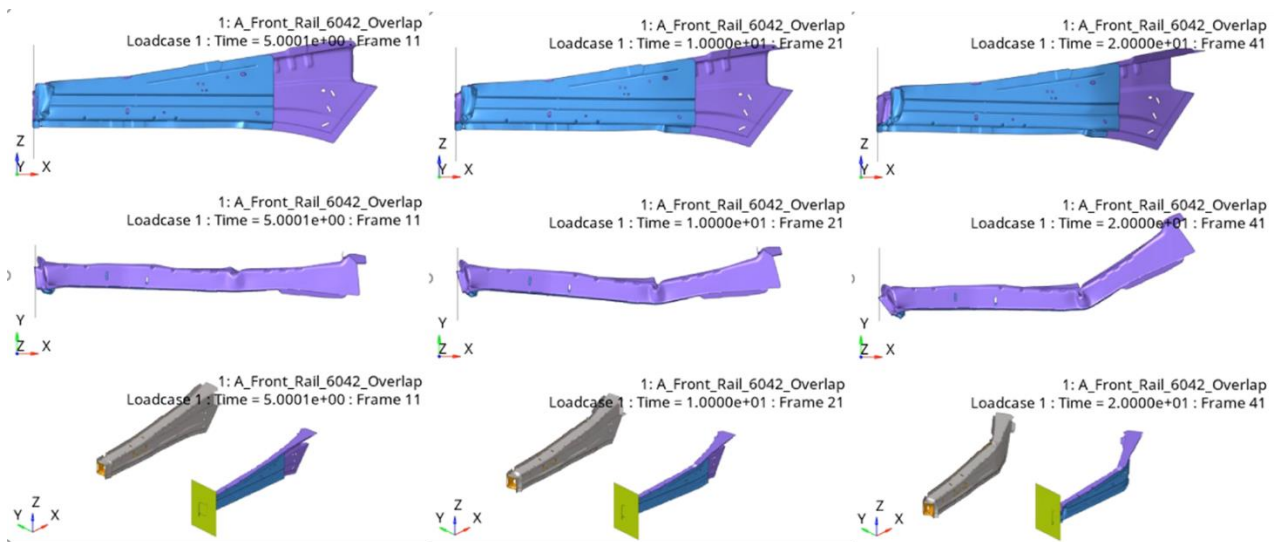


Fig. 53 – Deformación del riel “A” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

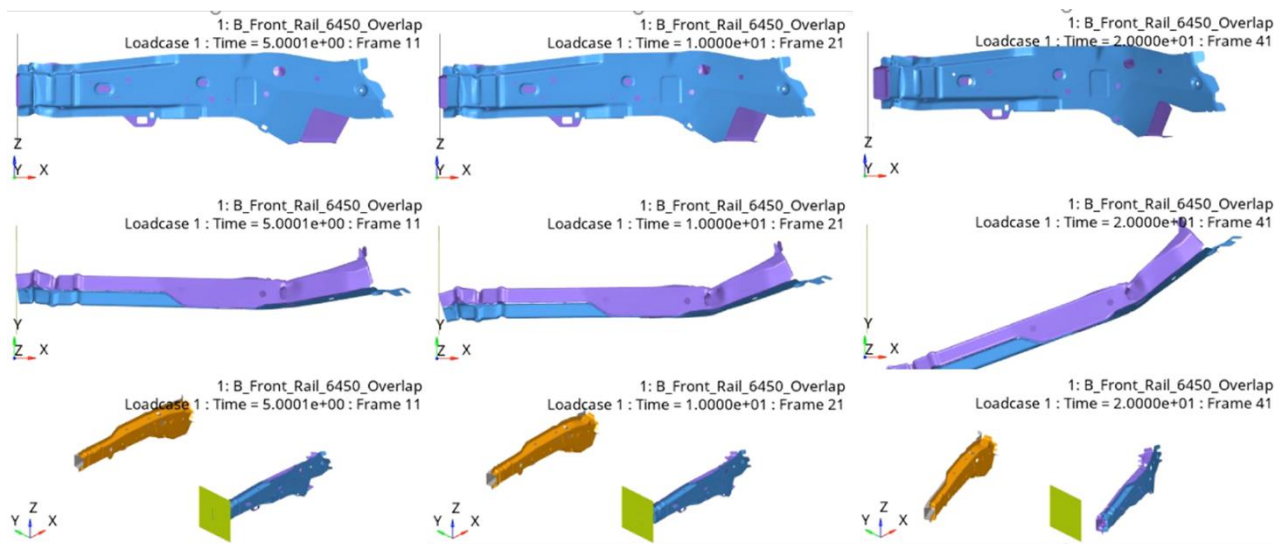


Fig. 54 – Deformación del riel “B” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

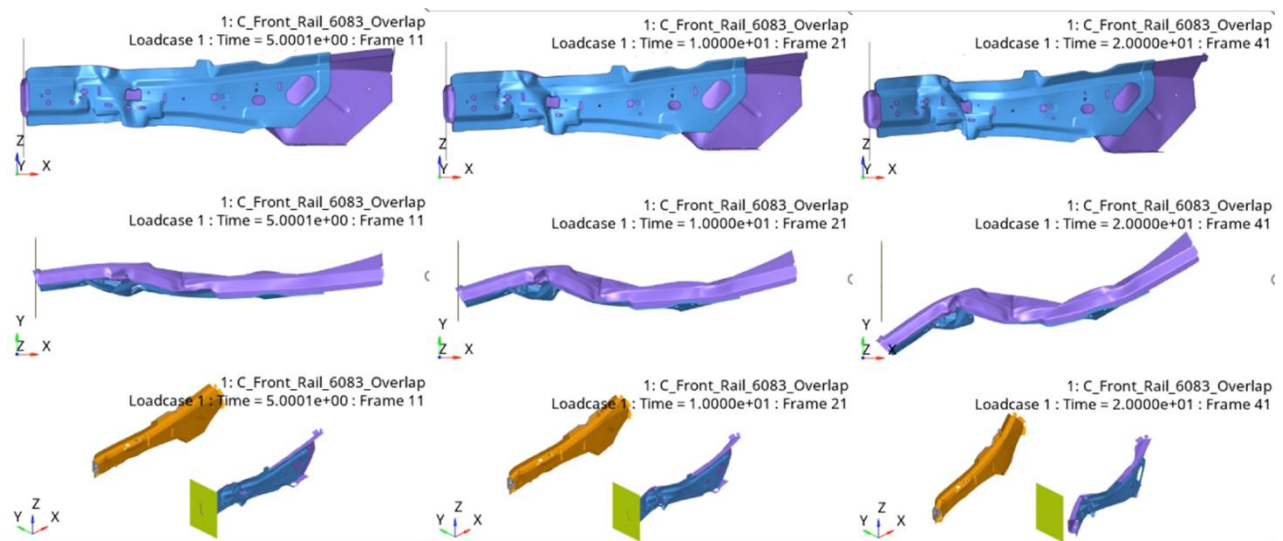


Fig. 55 – Deformación del riel “C” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

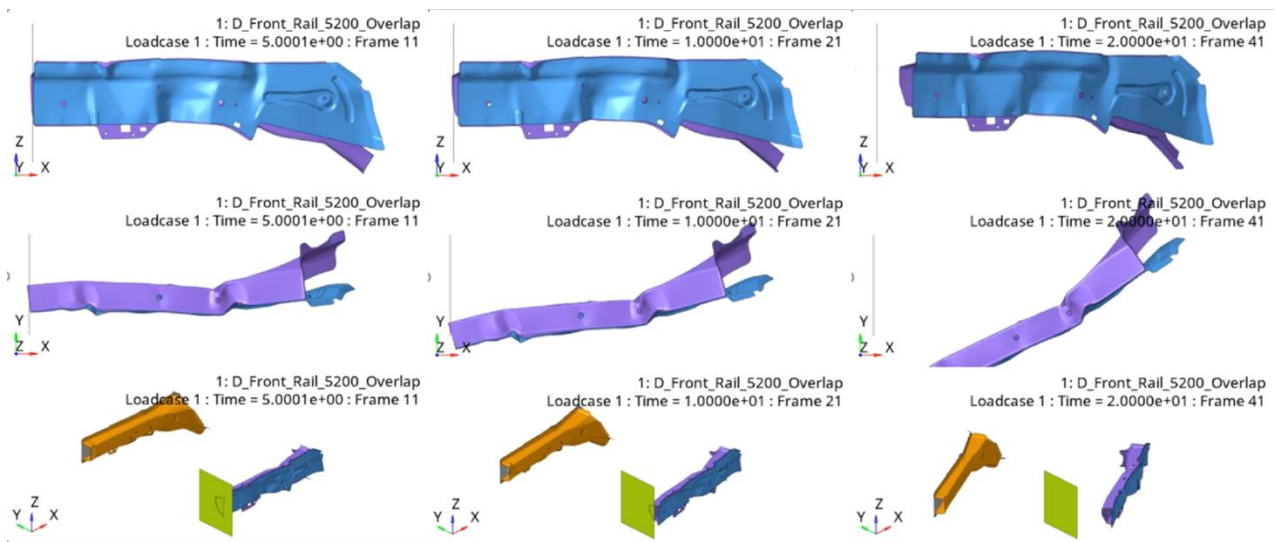


Fig. 56 – Deformación del riel “D” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

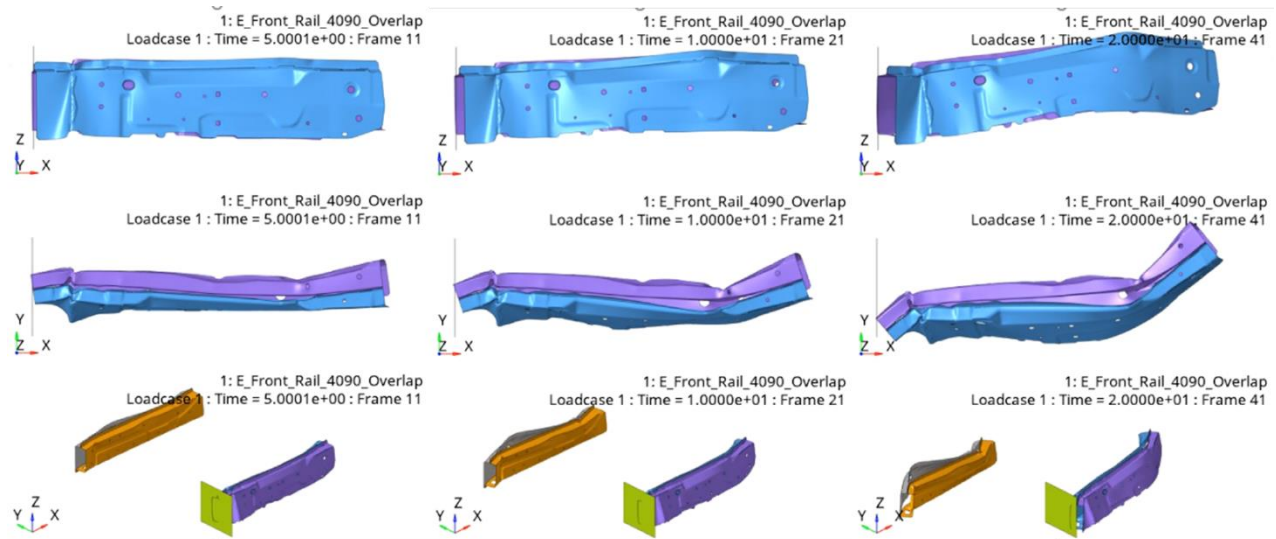


Fig. 57 – Deformación del riel “E” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

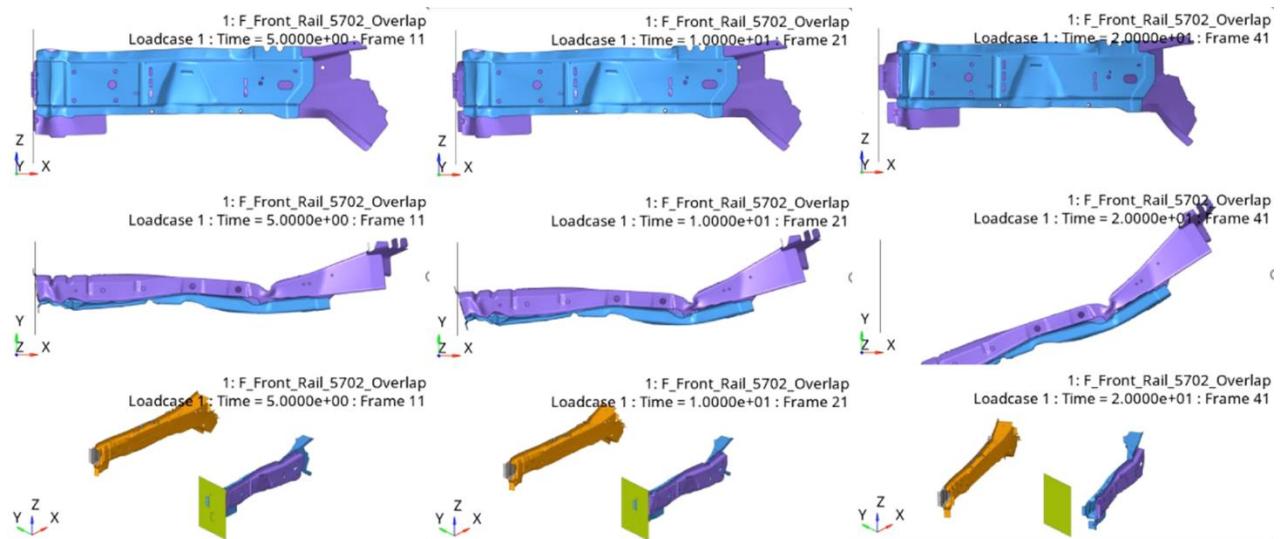


Fig. 58 – Deformación del riel “F” para la prueba de impacto frontal de traslape al 25% a los 5, 10 y 20 ms luego de la colisión.

4.2 OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Del análisis en la resistencia a la colisión de los 6 rieles seleccionados bajo una condición de impacto frontal de ancho completo y de traslape al 25%, se obtuvo que el riel “A” fue el larguero con el mejor desempeño según se especifica en la sección 4.1. Por ende, se utilizó este modelo de riel para efectuar el diseño de experimentos de acuerdo con el arreglo ortogonal seleccionado (L16) para la evaluación de los efectos en la resistencia al impacto de 3 factores con 4 niveles cada uno como se detalló en la sección 3.4.

A manera de resumen, la Tabla 16 reúne los valores obtenidos, tanto de la prueba de impacto de ancho completo como de traslape al 25%, para las respuestas estudiadas por el diseño de experimentos que son: la energía total absorbida (R1), la fuerza máxima de impacto (R2) y la fuerza media de impacto (R3) para cada uno de los ensayos realizados con la combinación de factores y niveles determinados por el arreglo ortogonal L16. Posteriormente, a partir de la Tabla 16 se puede observar que el experimento #13 maximiza la energía absorbida y la fuerza media de colisión en ambas pruebas de impacto, en tanto que el ensayo #12 minimiza la fuerza máxima de impacto.

Por ende, se tiene que al utilizar el espesor de lámina más grueso junto con la menor distancia entre puntos de soldadura en combinación con el material AHSS se alcanza la mayor absorción de energía. Caso contrario para la fuerza máxima de impacto, que se obtiene con el espesor de lámina más delgado junto con el material menos rígido que es el aluminio. Por lo tanto, se entiende que la fuerza máxima de impacto tiene un efecto inverso en la absorción de energía y la fuerza media de impacto con los factores de control seleccionados.

Tabla 16 – Resultados del diseño de experimentos efectuado al riel “A”.

Exp.	Factores de Control			Respuestas					
				Full Width			Small Overlap		
	A	B	C	R1 (J)	R2 (kN)	R3 (kN)	R1 (J)	R2 (kN)	R3 (kN)
1	1	1	1	65881.0	571.84	168.88	12552.5	296.42	28.15
2	1	2	2	68834.1	479.31	180.73	10866.2	253.08	23.98
3	1	3	3	55983.7	361.42	124.72	8474.4	199.01	18.52
4	1	4	4	44890.5	306.61	95.32	7319.9	171.55	16.13
5	2	1	2	72961.7	695.93	217.22	12597.8	361.70	29.05
6	2	2	1	66714.4	579.17	175.49	10932.9	298.21	24.71
7	2	3	4	61697.4	448.44	145.57	10056.4	241.49	21.68
8	2	4	3	41830.3	347.28	91.01	7465.8	192.78	16.28
9	3	1	3	60951.4	432.23	148.99	5917.8	230.43	14.52
10	3	2	4	54276.5	370.38	123.40	6091.1	190.44	14.15
11	3	3	1	34004.2	261.38	68.01	3932.4	137.30	8.80
12	3	4	2	30117.5	209.40	59.66	3815.3	111.77	8.16
13	4	1	4	76419.9	671.21	246.06	12872.0	347.10	30.08
14	4	2	3	71943.2	550.26	199.67	10817.8	283.20	24.62
15	4	3	2	52028.4	409.16	114.21	8460.5	216.57	18.34
16	4	4	1	44558.0	324.85	92.54	6555.0	179.46	14.23

Factor de Control		Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3	Nivel 4
A	Material	HSLA	DP	Al	AHSS
B	Espesor	2.70 mm	2.30 mm	1.80 mm	1.50 mm
C	Distancia PS	100 mm	80 mm	60 mm	40 mm

Respuestas	
R1 (J)	Energía Absorbida
R2 (kN)	Fuerza Máx. de Impacto
R3 (kN)	Fuerza Media de Impacto

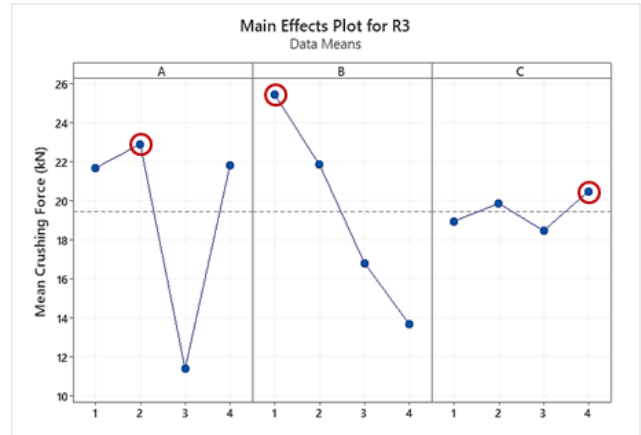
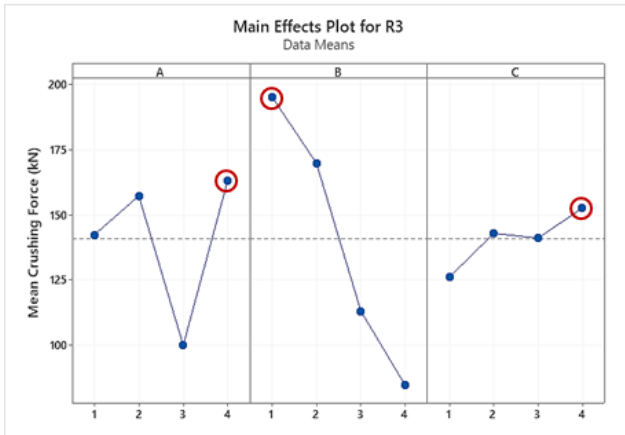
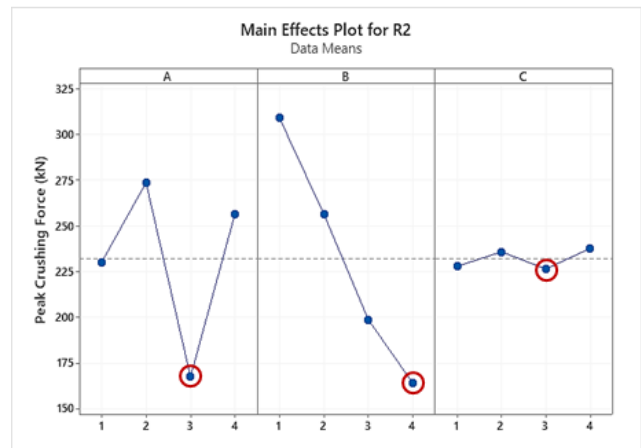
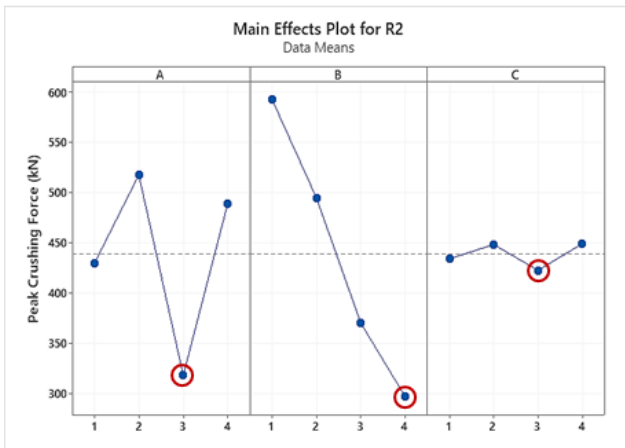
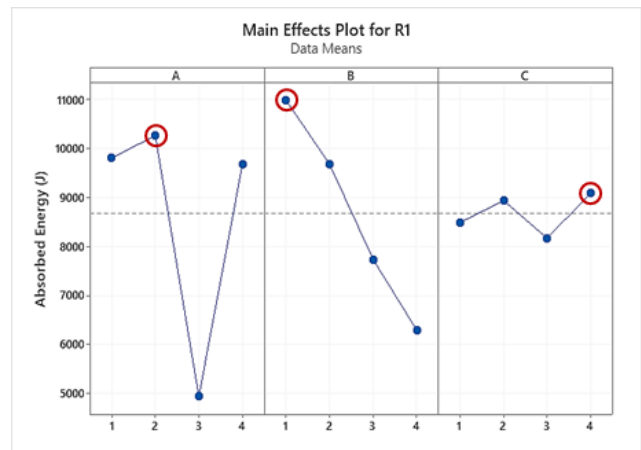
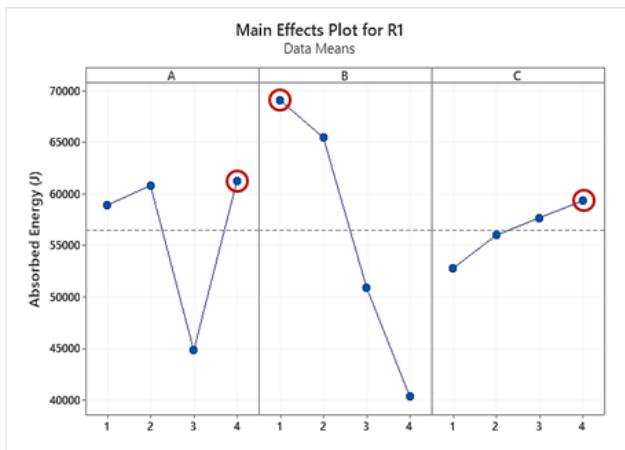


Fig. 60 – Diagrama de efectos principales para la prueba de impacto frontal de ancho completo.

Fig. 59 – Diagrama de efectos principales para la prueba de impacto frontal de traslape al 25%.

De acuerdo con los diagramas de efectos principales tanto para la prueba de impacto frontal de ancho completo (véase Fig. 59) como para la de traslape al 25% (véase Fig. 60), se puede observar que los niveles 4-1-4 para los factores A-B-C respectivamente maximizan la absorción de energía junto con la fuerza media de impacto para la prueba de ancho completo; en tanto que en la prueba de traslape son los niveles 2-1-4 los que logran este mismo efecto. Por lo que se tiene que el acero bifásico (DP) presenta un mejor desempeño con respecto al AHSS en la prueba de traslape, caso contrario a lo que sucede en la prueba de ancho completo. Por otro lado, en cuanto a la fuerza máxima se refiere, los niveles 3-4-3 minimizarían su magnitud en ambas pruebas de impacto, pero disminuirían en mucha mayor proporción la absorción de energía y la fuerza media de impacto con respecto a lo que se ganaría al disminuir la fuerza máxima de impacto.

En contraste con lo anterior, a partir de los diagramas de efectos principales, se puede determinar que el factor B (espesor de lámina) es el parámetro con mayor influencia en la respuesta con respecto al resto de los factores estudiados, ya que presenta la mayor distancia entre su valor máximo y mínimo. Contrario a lo presentado por el factor C (distancia entre los puntos de soldadura) que, si bien tienen una influencia en la respuesta, lo hace en mucho menor medida. Por otra parte, se tiene que conforme se incrementa el espesor de lámina y se disminuye la distancia entre los puntos de soldadura, se aumenta la absorción de energía en conjunto con la fuerza de impacto mejorando la resistencia al impacto del riel.

Resumiendo, se tiene que los niveles 2-1-4 para los factores A-B-C respectivamente maximizan la resistencia al impacto frontal con traslape del 25% en tanto que los niveles 4-1-4 lo hacen para la prueba de ancho completo, pero con un material más liviano, ya que el AHSS posee una menor densidad que el acero bifásico (DP). Sin embargo, buscando minimizar el peso de los largueros, se desprende una tercera alternativa de optimización que consistiría en usar el acero AHSS, que presenta un efecto positivo en la resistencia al impacto con la ventaja de ser menos denso que el DP, pero sin modificar el espesor especificado por diseño para el riel “A” de 1.80 mm, dando como resultado los niveles 4-3-4. A continuación la Tabla 16 muestra la desviación en el peso, la absorción de energía y la fuerza máxima de impacto con respecto al diseño original del riel “A” para las tres propuestas de optimización de diseño derivadas del arreglo ortogonal L16.

Tabla 17 – Desviación en la resistencia al impacto y peso del diseño original del riel “A” para las propuestas de optimización de diseño.

Propuestas de Optimización de Diseño				Peso	Full Width		Small Overlap	
					Absorción de Energía	Fuerza Máx. de Impacto	Absorción de Energía	Fuerza Máx. de Impacto
OPT 1	Maximiza la resistencia al Impacto			+49.38%	+43.28%	+91.48%	+66.01%	+81.66%
	A	B	C					
	2	1	4					
OPT 2	Maximiza la resistencia al impacto con un material más liviano			+37.01%	+42.66%	+81.16%	+56.57%	+72.16%
	A	B	C					
	4	1	4					
OPT 3	Minimiza el peso con una mayor resistencia al impacto			-8.66%	+21.22%	+14.67%	+16.49%	+13.96%
	A	B	C					
	4	3	4					

A partir de la Tabla 17, se puede observar que las propuestas 1 y 2 pueden incrementar la absorción de energía del riel “A” bajo una condición de impacto frontal, tanto de ancho completo como de traslape al 25%, hasta en un 43% y 66% respectivamente. Sin embargo, estas propuestas tienen la desventaja de que incrementan el peso del larguero hasta un 49%, lo que es contraproducente para las versiones electrificadas de los vehículos actuales debido al peso añadido por los paquetes de baterías y la estructura adicional para soportarlas, afectando así su autonomía. Además, también se genera un aumento hasta del 91% en la fuerza máxima de impacto lo que se traduce en una mayor aceleración experimentada por los ocupantes al momento de la colisión, lo que podría resultar en un riesgo para su seguridad.

Por el contrario, la propuesta 3 brinda una mejora en la resistencia al impacto frontal en un 21% para la prueba de ancho completo y 16% para la de traslape al 25%, en tanto que el peso del larguero se reduce un 8.6% con respecto al diseño original; con la única desventaja de que la fuerza de impacto se eleva ligeramente en un 14% para ambas pruebas de impacto. A continuación, la Fig. 61 muestra la respuesta en la absorción de energía para las tres propuestas de optimización de diseño en comparación con el diseño actual del riel “A”.

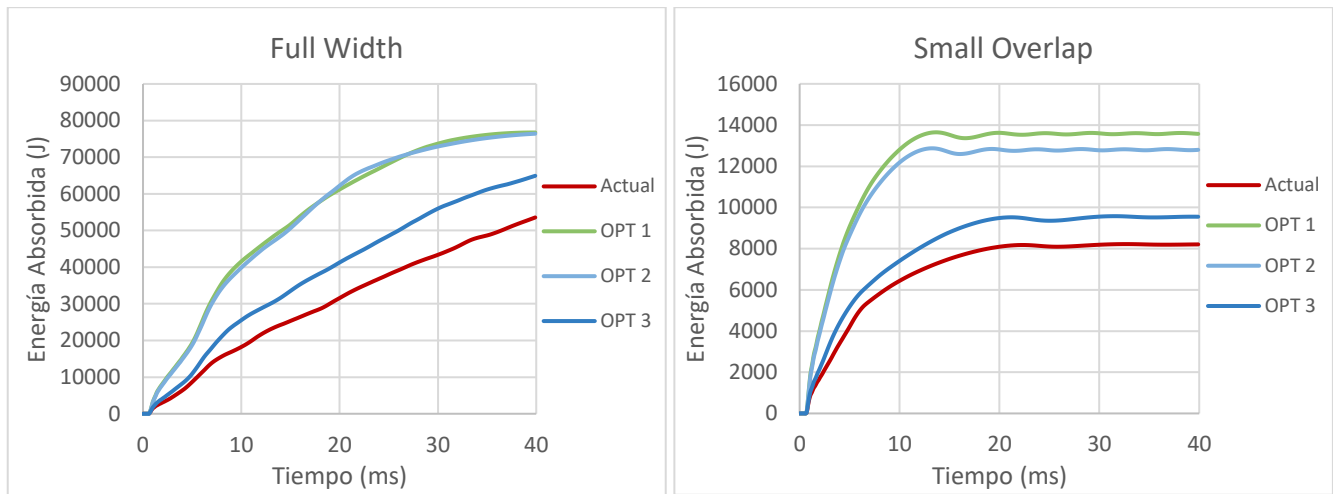


Fig. 61 – Respuesta en la absorción de energía para las tres propuestas de optimización de diseño del riel “A”.

Por otro lado, la Fig. 62 muestra los pulsos de choque para las propuestas de optimización del riel frontal en contraposición con el diseño actual, tanto para la prueba de impacto de ancho completo como de superposición. Luego, si bien la propuesta 3 aumenta ligeramente la fuerza máxima de impacto, la amplitud del pulso de choque se disminuyó sustancialmente con respecto al diseño actual en un 63% pasando de una amplitud máxima de 2.35 a 0.88 mm/ms^2 para la prueba de impacto de ancho completo, en tanto que la variación y duración de los pulsos se mantuvieron prácticamente sin cambio. De manera similar, en la prueba de traslape la amplitud del pulso de choque disminuyó, aunque en menor medida, un 8% con respecto al diseño actual. Por lo que, en resumen, aun cuando la propuesta 3 aumenta la fuerza máxima de impacto, esta no afecta negativamente el pulso de choque como es el caso de las propuestas 1 y 2, sino al contrario, supone una gran mejora que se traduce en un menor riesgo de lesiones para los ocupantes del vehículo.

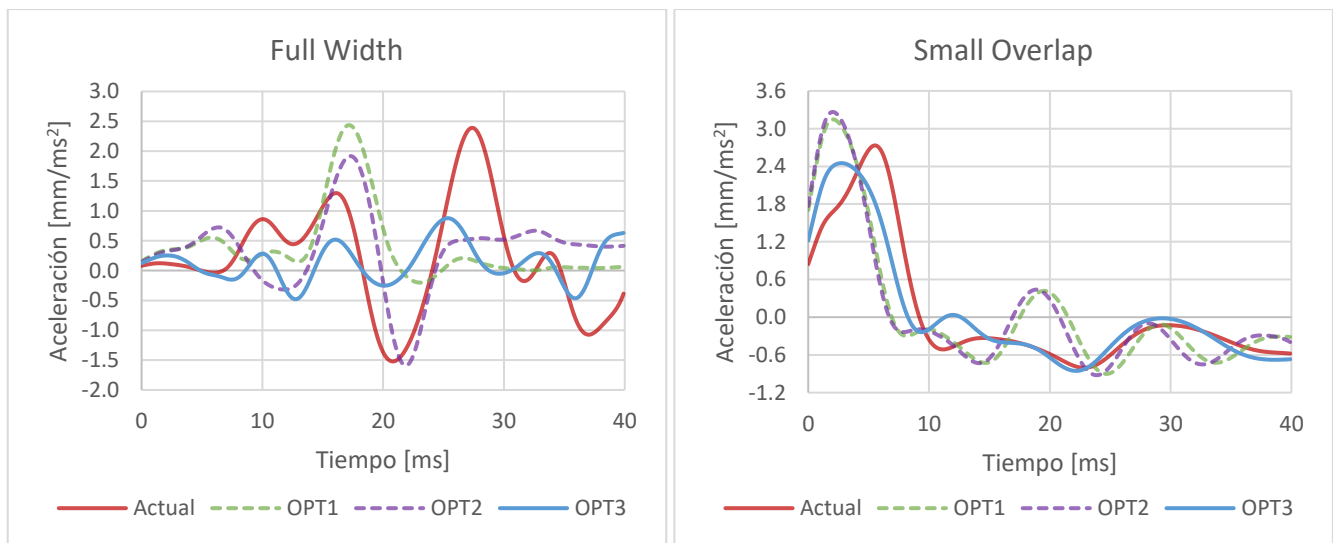


Fig. 62 – Pulsos de choque para las tres propuestas de optimización de diseño del riel “A”.

No obstante, de acuerdo con el estudio realizado por Eren et al., la fuerza máxima de impacto podría atenuarse con un arreglo de iniciadores en el extremo anterior del larguero como son los barrenos o muescas, que si bien no son tan efectivos como las costillas, este tipo de concentradores de esfuerzos no implicarían un cambio en el herramental de estampado de las láminas que conforman a los rieles, por lo que los costos de implementación podrían ser aceptables considerando los beneficios en el peso y la resistencia al impacto con respecto al rediseño completo de los rieles frontales.

5. CONCLUSIONES

Luego de analizar numéricamente diferentes geometrías de rieles frontales que son utilizados actualmente en la carrocería de vehículos de diversos segmentos, así como a la evaluación de los efectos del material, espesor y la distancia entre los puntos de soldadura del riel frontal en la resistencia a la colisión, se obtiene que es posible optimizar el diseño del larguero delantero de un vehículo, a través de la modificación de sus parámetros iniciales de diseño para incrementar su capacidad de absorción de energía ante un impacto frontal, mientras que a su vez se disminuye el peso total del componente, confirmando la hipótesis de la presente investigación.

Además, fue posible realizar dicha optimización de diseño sin modificar la geometría o la superficie del larguero, por lo que las propuestas de diseño plasmadas en el presente documento no implican la necesidad de un cambio en los herramientas del proceso de estampado de las láminas que conforman a los rieles delanteros, dando como consecuencia, un bajo costo de implementación. Luego, el presente estudio se alinea a la necesidad de la industria automotriz de evaluar la factibilidad de adecuar un tren motriz electrificado en la carrocería de los vehículos actuales, atendiendo a la demanda de las cada vez más estrictas regulaciones de gases contaminantes en las diferentes regiones del mundo al igual que para darle frente a las compañías emergentes, tales como Tesla o Rivian, quienes desde su fundación se han dedicado al desarrollo de vehículos eléctricos.

Basado en lo anterior, el inherente peso adicional que presentan los vehículos eléctricos debido al paquete de baterías, así como a la estructura adicional requerida por la carrocería para soportarlo, hacen de los hallazgos de esta investigación propicios para su aplicación en las versiones electrificadas. Por una parte, al incrementar la capacidad de absorción de energía del riel, el cuál es responsable de aproximadamente el 20% de la energía total absorbida por la carrocería durante un impacto frontal según el estudio realizado por Liu et al., se reduce la intrusión en el habitáculo del vehículo salvaguardando la seguridad de sus ocupantes, pues a mayor masa mayor la energía a absorber por la carrocería.

Por otro lado, al reducir el peso total del larguero se busca compensar el peso agregado por la electrificación del vehículo en aras de mejorar su autonomía. Dado que, es una realidad que el rango de conducción se ha vuelto clave para la adopción generalizada de los vehículos eléctricos, ya que la mayoría de los consumidores compran estos vehículos en función de su autonomía, pues les preocupa quedarse sin energía y no poder recargar durante un viaje largo con la misma facilidad con la que se puede hacer en un vehículo a gasolina, derivado de la aún no tan desarrollada red de estaciones de carga en diferentes regiones.

Adicionalmente, los hallazgos de la presente investigación no se limitan únicamente a los largueros frontales del vehículo, sino que también pueden ser extrapolados para distintos componentes de la carrocería, tales como los rieles traseros, travesaños, parachoques, entre otros. Esto gracias a que, de igual manera que los rieles frontales, consisten en un par de láminas de metal unidas entre sí por puntos de soldadura. Luego, de optimizar a la vez el diseño de diversas partes de la carrocería, se podría lograr un mayor impacto en el desempeño total del vehículo ante un impacto frontal.

Para abordar las implicaciones negativas de la optimización de parámetros en la fuerza máxima de impacto, los estudios futuros podrían abordar el incluir en el diseño de experimentos la incorporación de diferentes tipos y/o de arreglos de concentradores de esfuerzos en el extremo anterior del larguero, ya que de acuerdo con el análisis realizado por Eren et al., estos resultaron ser efectivos para atenuar la fuerza máxima de impacto en tanto que se mantiene la fuerza media de aplastamiento, por lo que no se sacrifica la capacidad de absorción de energía del riel. De igual manera, podría ampliarse la cantidad de materiales analizados por el diseño de experimentos, utilizando aquellos que tengan un módulo de Young bajo en conjunto con un alto esfuerzo último a la tensión y elongación a la fractura, de manera tal que se tenga la misma tenacidad que los aceros estudiados en el presente estudio, pero disminuyendo la fuerza requerida para iniciar la deformación plástica del material.

6. REFERENCIAS

- [1] PARISSIEN, Steven. Pioneers. In: *The life of the automobile: The complete history of the motor car*. Thomas Dunne Books, St. Martin's Press, 2014. p. 1–37.
- [2] PETIT, Sarah. World vehicle population rose 4.6% in 2016. *Wards Intelligence* [online]. 17 October 2017. [Accessed 22 August 2021]. Available from: <https://wardsintelligence.informa.com/WI058630/World-Vehicle-Population-Rose-46-in-2016>
- [3] Population, total. *The World Bank* [online]. [Accessed 22 August 2021]. Available from: <https://data.worldbank.org/indicator/SP.POP.TOTL>
- [4] Population ages 0-14, total. *The World Bank* [online]. [Accessed 22 August 2021]. Available from: <https://data.worldbank.org/indicator/SP.POP.0014.TO>
- [5] United States Number of Registered Vehicles. *CEIC Data* [online]. [Accessed 24 August 2021]. Available from: <https://www.ceicdata.com/en/indicator/united-states/number-of-registered-vehicles>
- [6] China Number of Registered Vehicles. *CEIC Data* [online]. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://www.ceicdata.com/en/indicator/china/number-of-registered-vehicles>
- [7] Fast Facts on Transportation Greenhouse Gas Emissions. *U.S. Environmental Protection Agency* [online]. [Accessed 22 August 2021]. Available from: <https://www.epa.gov/greenvehicles/fast-facts-transportation-greenhouse-gas-emissions>
- [8] Lightweight materials for Cars and Trucks. *U.S. Department of Energy* [online]. [Accessed 23 August 2021]. Available from: <https://www.energy.gov/eere/vehicles/lightweight-materials-cars-and-trucks>
- [9] The 2020 EPA Automotive Trends Report. *U.S. Environmental Protection Agency* [online]. January 2021. [Accessed 23 August 2021]. Available from: <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPDF.cgi?Dockkey=P1010U68.pdf>
- [10] History of Reducing Air Pollution from Transportation in the United States. *U.S. Environmental Protection Agency* [online]. [Accessed 23 August 2021]. Available from: <https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change/accomplishments-and-success-air-pollution-transportation>
- [11] Explaining Electric & Plug-In Hybrid Electric Vehicles. *U.S. Environmental Protection Agency* [online]. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://www.epa.gov/greenvehicles/explaining-electric-plug-hybrid-electric-vehicles>
- [12] MAROHL, Brett. New York generated the fourth most electricity from renewable sources of any state in 2019. *U.S. Energy Information Administration (EIA)* [online]. 23 November 2020. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=45996>
- [13] PHEV models currently available in the US. *EVAdoption* [online]. 12 August 2021. [Accessed 25 August 2021]. Available from: https://evadoption.com/ev-models/available-phevs/#current-phevs/?view_22_sort=field_3|asc
- [14] WALTON, Bryn, HAMILTON, Jamie and ALBERTS, Genviève. Electric vehicles: Setting a course for 2030. *Deloitte Insights* [online]. 28 July 2020. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://www2.deloitte.com/us/en/insights/focus/future-of-mobility/electric-vehicle-trends-2030.html>
- [15] EU: Light-duty: Emissions. *Transport Policy* [online]. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://www.transportpolicy.net/standard/eu-light-duty-emissions/>

- [16] El mundo debe reducir las emisiones 7,6% anual en la próxima década para lograr objetivo de 1,5°C. *UNEP* [online]. 26 November 2019. [Accessed 22 August 2021]. Available from: <https://www.unep.org/es/noticias-y-reportajes/comunicado-de-prensa/el-mundo-debe-reducir-las-emisiones-76-anual-en-la>
- [17] Fuel Conversion Factors to Gasoline Gallon Equivalents. *U.S. Department of Energy* [online]. [Accessed 25 August 2021]. Available from: <https://epact.energy.gov/fuel-conversion-factors>
- [18] Fuels - densities and specific volumes. *Engineering ToolBox* [online]. [Accessed 28 October 2021]. Available from: https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-densities-specific-volumes-d_166.html
- [19] Worldwide battery capacity in electric vehicles 2025. *Statista* [online]. 22 March 2021. [Accessed 28 October 2021]. Available from: <https://www.statista.com/statistics/309584/battery-capacity-estimates-for-electric-vehicles-worldwide/>
- [20] TOSTENGARD, Annika. 50 kwh Bosch EV battery will soon weigh just 190 kilograms. *The Green Optimistic* [online]. 22 October 2015. [Accessed 28 October 2021]. Available from: <https://www.greenoptimistic.com/bosch-electric-vehicle-battery-kg/>
- [21] SHAFFER, Blake, AUFFHAMMER, Maximilian and SAMARAS, Constantine. Make electric vehicles lighter to maximize climate and safety benefits. *Nature*. 2021. Vol. 598, no. 7880p. 254–256. DOI 10.1038/d41586-021-02760-8.
- [22] Average annual miles per driver by age group. *U.S. Department of Transportation* [online]. 29 March 2018. [Accessed 26 April 2022]. Available from: <https://www.fhwa.dot.gov/ohim/onh00/bar8.htm>
- [23] Range of full electric vehicles. *EV Database* [online]. [Accessed 26 April 2022]. Available from: <https://ev-database.org/cheatsheet/range-electric-car>
- [24] MHAPANKAR, Mayur. Weight Reduction Technologies in the Automotive Industry. *Aranca* [online]. 15 October 2015. [Accessed 28 October 2021]. Available from: <https://www.aranca.com/knowledge-library/special-reports/ip-research/weight-reduction-technologies-in-the-automotive-industry>
- [25] National Center for Statistics and Analysis. (2017, October). 2016 fatal motor vehicle crashes: Overviewexternal icon. (Traffic Safety Facts Research Note. Report No. DOT HS 812 456). Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration.
- [26] Vehicle Size and Weight. *IIHS* [online]. April 2021. [Accessed 28 October 2021]. Available from: <https://www.iihs.org/topics/vehicle-size-and-weight>
- [27] Table 43 Passenger Cars Involved in Crashes, by Crash Type, Initial Point of Impact, and Crash Severity, 2019. *NCSA / Tools, Publications, and Data* [online]. [Accessed 28 October 2021]. Available from: <https://cdan.nhtsa.gov/>
- [28] Dare forward 2030: Stellantis' blueprint for cutting-edge freedom of mobility. *Stellantis* [online]. 1 March 2022. [Accessed 27 April 2022]. Available from: <https://www.stellantis.com/en/news/press-releases/2022/march/dare-forward-2030-stellantis-blueprint-for-cutting-edge-freedom-of-mobility>
- [29] EREN, I., GÜR, Y. and AKSOY, Z. Finite element analysis of collapse of front side rails with new types of crush initiators. *International Journal of Automotive Technology*. 2009. Vol. 10, no. 4p. 451–457. DOI 10.1007/s12239-009-0051-z.
- [30] LIU, Chunke, SONG, Xinping and WANG, Jiao. Simulation analysis of car front collision based on LS-Dyna and Hyper Works. *Journal of Transportation Technologies*. 2014. Vol. 04, no. 04p. 337–342. DOI 10.4236/jtts.2014.44030.

- [31] ZHOU, Yunjiao, LAN, Fengchong and CHEN, Jiqing. Crashworthiness research on S-shaped front rails made of steel–aluminum hybrid materials. *Thin-Walled Structures*. 2011. Vol. 49, no. 2p. 291–297. DOI 10.1016/j.tws.2010.10.007.
- [32] DIMAS, Agustinus, DIRGANTARA, Tatacipta, GUNAWAN, Leonardo, JUSUF, Annisa and PUTRA, Ichsan Setya. The effects of spot weld pitch to the axial crushing characteristics of top-hat crash box. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 660, p. 578–582. DOI 10.4028/www.scientific.net/amm.660.578.
- [33] PURNAMA, Harry and ISTIYANTO, Jos. Analysis of spot-welding pitch on top hat structure against crashworthiness criteria. *Majalah Ilmiah Pengkajian Industri*. 2021. Vol. 15, no. 1. DOI 10.29122/mipi.v15i1.4628.
- [34] AKSOY, Hüseyin. Types of cars & car segments: What does A–B–C–D–E car segments mean? *Car Warning Lights* [online]. 26 October 2018. [Accessed 26 November 2021]. Available from: <https://carwarninglights.net/car-guide/car-segments/>
- [35] KURCZEWSKI, Nick. NHTSA and IIHS Crash Test Safety Ratings explained. *Car and Driver* [online]. 30 April 2021. [Accessed 11 May 2022]. Available from: <https://www.caranddriver.com/features/g35634275/what-to-know-about-the-wrecks-behind-the-ratings-feature/>
- [36] About our tests. *IIHS* [online]. [Accessed 26 November 2021]. Available from: <https://www.iihs.org/ratings/about-our-tests>
- [37] HOLLOWELL, William T, GABLER, Hampton C, STUCKI, Sheldon L, SUMMERS, Stephen and HACKNEY, James R. Review of Potential Test Procedures for FMVSS No. 208. *NHTSA* [online]. September 1998. [Accessed 12 May 2022]. Available from: https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/nprm_208.pdf
- [38] Introduction to Explicit Analysis using RADIOSS. *Altair* [online]. September 2017. [Accessed 12 May 2022]. Available from: https://designgyan.com/srp457/assets/images/papers/DG_17541091_1_Crash_Book_October_24_2017.pdf
- [39] GOKHALE, Nitin S. *Practical finite element analysis*. Sted : Finite to finite, 2008.
- [40] GOELKE, Matthias. 2D Meshing. *Altair University* [online]. [Accessed 2 May 2022]. Available from: <https://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2014/02/2Dmeshing.pdf>
- [41] *RADIOSS User Guide* [online]. Altair HyperWorks, 2017. [Accessed 2 May 2022]. Available from: <https://forum.altair.com/applications/core/interface/file/attachment.php?id=7353>
- [42] BATHASSALI, Manroop. Optimum Shell Element Formulation in Radioss for Explicit Analysis. *Skill-Lync* [online]. 3 February 2020. [Accessed 2 May 2022]. Available from: <https://skill-lync.com/student-projects/Optimum-Shell-Element-Formulation-in-Radiossfor-explicit-analysis-97341>
- [43] KUMARASAMY, N. Contact Interface Modeling using Type-7 and Type-11 in Hypermesh. *Skill-Lync* [online]. 7 November 2020. [Accessed 4 May 2022]. Available from: <https://skill-lync.com/student-projects/assignment-5-72>
- [44] CHANDRASEKAR, Sathesh. Comparing the effect of type-7 interface parameters, type-11 along with type-7 interface, and effect of notches in the crash box. *Skill-Lync* [online]. 26 August 2019. [Accessed 4 May 2022]. Available from: <https://skill-lync.com/student-projects/Comparing-the-effect-of-TYPE-7-contact-parameters-TYPE-11-along-with-TYPE-7-interface-and-effect-of-notches-in-the-crash-box-03620>

- [45] SAE J211-1: Instrumentation for Impact Test, Part 1, Electronic Instrumentation. *SAE* [online]. 1995. [Accessed 9 May 2022]. Available from: <https://law.resource.org/pub/us/cfr/ibr/005/sae.j211-1.1995.html>
- [46] SONG, Hong-Wei, FAN, Zi-Jie, YU, Gang, WANG, Qing-Chun and TOBOTA, A. Partition energy absorption of axially crushed aluminum foam-filled hat sections. *International Journal of Solids and Structures*. 2005. Vol. 42, no. 9-10p. 2575–2600. DOI 10.1016/j.ijsolstr.2004.09.050.
- [47] ThyssenKrupp PAS 355 Structural Steel for Cold Forming. *MatWeb* [online]. [Accessed 9 May 2022]. Available from: <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8eab8a0ca2d7405fbfc59f6de5b7a827>
- [48] TENG, Tso-Liang, CHANG, Peng-Hsiang, LIANG, Cho-Chung and FUNG, Da-An. Application of crash pulse on the car crashworthiness design. *Advances in Mechanical Engineering*. 13 September 2017. Vol. 9, no. 9. DOI 10.1177/1687814017700096.