

Trabajo Fin de Grado

Análisis de carga axial del componente “front rail”
de automóvil utilizando el software GAS 2.0

Axial load analysis of the automobile front rail
component using GAS 2.0 software

Autor/es

Pablo Fumanal Mur

Director/es

David Valladares Hernando

Titulación del autor

Ingeniería Mecánica

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
2021

Título: Análisis de carga axial del componente “front rail” de automóvil utilizando el software GAS 2.0

Title: Axial load analysis of the automobile front rail component using GAS 2.0 software

Resumen:

En el siguiente Trabajo de Fin de Grado se llevará a cabo un análisis de 7 secciones del “front rail” de diferentes modelos de automóviles mediante el software GAS 2.0, de las cuales 3 se analizarán con mayor profundidad mediante la obtención de más secciones del “front rail”, previamente las secciones habrán sido obtenidas mediante el programa LS-PrePost. También se realizarán modificaciones en dichas secciones, tanto de geometría como de material, con el fin de observar las consecuencias que tiene estos cambios sobre el análisis realizado y observar que configuraciones son favorables a la absorción de energía.

Índice

| | |
|---|----|
| 1. Introducción..... | 4 |
| 2. Objetivos..... | 7 |
| 3. Estado del arte | 8 |
| 3.1. Seguridad pasiva e instituciones..... | 8 |
| 3.2. Estudios previos..... | 10 |
| 3.3. Teoría de pandeo | 11 |
| 3.4. Normativa europea | 13 |
| 4. Metodología..... | 14 |
| 4.1. Aprendizaje de uso del LS-PrePost y obtención de las secciones..... | 14 |
| 4.2 Comprensión del funcionamiento del software GAS 2.0..... | 15 |
| 4.3. Aprendizaje de uso del GAS 2.0 e introducción de las secciones..... | 19 |
| 4.4. Materiales y espesores | 19 |
| 4.5. Pruebas y modificaciones | 21 |
| 5. Descripción de modelos | 22 |
| 6. Cálculos y resultados | 26 |
| 6.1. Modelos principales..... | 26 |
| 6.2. Modelos seleccionados | 33 |
| 6.3. Modificaciones en los modelos seleccionados | 36 |
| 6.4. Carga axial que soporta el “front rail” VS peso del vehículo..... | 39 |
| 6.5. Sección del “front rail” VS carga axial que soporta..... | 40 |
| 6.6 Carga axial que soporta VS distancia parachoques-parte posterior de la rueda delantera..... | 41 |
| 7. Conclusiones y futuras líneas de estudio..... | 43 |
| 8. Bibliografía..... | 45 |

1. Introducción

Actualmente la investigación en la optimización de choques en automóviles se centra en identificar la mejor topología y estructura de la carrocería con respecto a la resistencia al choque que se analice.

El desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado será realizado dentro del campo de la seguridad del automóvil, y más precisamente dentro de la seguridad pasiva, este concepto de seguridad engloba todos los sistemas adoptados para proteger a los ocupantes de vehículos contra lesiones, o para reducir sus consecuencias una vez que se ha producido el accidente. Dentro de esta seguridad pasiva tenemos elementos como el cinturón de seguridad, los airbags, los reposacabezas, los vidrios del coche y el grupo en el que se engloba nuestro elemento a analizar que es el chasis y la carrocería. El objetivo principal de estos dos elementos del vehículo es conseguir habitáculos indeformables, o lo menos deformables posible y chasis capaces de absorber los impactos, tanto frontales como laterales, gracias a su propia deformación y rotura. Cuando un material se somete a tensión mecánica, pueden suceder dos cosas, simplificando: o bien aguanta y transmite dicha tensión a otro elemento (el cuerpo humano), o bien se rompe, disipando la energía de la colisión. Al romperse la carrocería, nos está protegiendo [1][2].

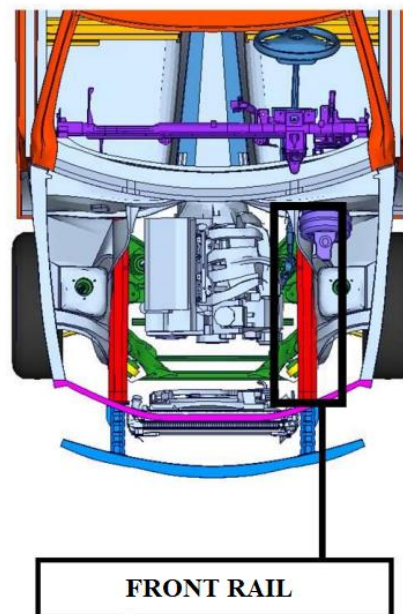


Figura 1.1 Localización del “front rail” en un automóvil.

La función principal de los componentes a analizar es deformarse para así mantener el habitáculo del vehículo intacto y amortiguar el impacto mediante la absorción de energía debida a la deformación del componente. Es decir, reducir la deceleración que llega al ocupante del vehículo para que el impacto que llegue a este sea mucho menor. Para que ello se lleve a cabo existe un factor muy importante que es el diseño de la

sección de el “front rail”. Mediante el software GAS 2.0 realizaremos un análisis de las secciones de “front rail” de diferentes automóviles.

Este análisis de secciones con GAS es un estudio de carga axial máxima para que no se produzca pandeo, lo cual es de aplicación e interés en una situación de crash frontal, para diseñar las secciones del front rail que han de trabajar frente a carga axial.

Los objetivos principales de este trabajo son varios y se explicarán a continuación.

Un objetivo principal de este trabajo es observar las diferencias en los resultados que obtenemos al realizar un ensayo tipo crash en el “front rail” de automóviles de diferente tamaño, desde un turismo convencional, pasando por un modelo SUV y hasta llegar a un utilitario de mayor volumen y peso como puede ser una pick-up.

Otro objetivo que se considera primordial en este trabajo es el análisis de la geometría del “front rail” con la finalidad de observar que tipo de geometría es más favorable en una situación de impacto frontal.

Por último, en cuanto a objetivos, se analizará la influencia de cambios geométricos y de materiales en las secciones de los largueros de los 3 automóviles estudiados con mayor profundidad con el fin de observar la energía que se absorbe en las diferentes secciones del mismo “front rail”. La idea es encontrar una relación entre tipo-tamaño del automóvil con las cargas axiales máximas obtenidas en GAS para cada caso y si fuese posible, reducir peso del front rail intentando mantener o incrementar la carga axial que soportaba la geometría original.

En cuanto al alcance, se realizará una selección de secciones de largueros mediante el programa LS-PrePost, de las cuales obtendremos tanto su geometría como material del que están fabricados los largueros. Dichas secciones se obtendrán de los distintos modelos gratuitos que se encuentran en la página web de la NHSTA [3] (National Highway Traffic Administration) perteneciente al United States Department of Transportation.

A continuación, se introducirán los datos obtenidos en el software GAS 2.0, creando así las secciones y asignándoles el material correspondiente a cada una de ellas con el fin de que el ensayo se asemeje lo más posible a la realidad. Se realizarán los ensayos pertinentes para obtener los resultados necesarios en 7 secciones de vehículos. Una vez se tengan los resultados se analizarán y compararan con los resultados de las diferentes secciones. Posteriormente se procederá al análisis en profundidad de 3 largueros de 3 automóviles diferentes, esto se llevará a cabo obteniendo 2 secciones más de cada larguero mediante el programa utilizado anteriormente, para después introducir las en el GAS 2.0 como se ha hecho con las secciones anteriores.

Una vez introducidas en el programa se realizarán los cálculos necesarios y se analizarán los resultados. Una vez analizadas se procederá a realizar cambios en dichas

secciones para ver que configuración es más favorable en cuanto a geometría y material de fabricación.

Las secciones con las que continua el trabajo son:

- Metodología, en la que se explicará la misma además de los programas utilizados y criterios seguidos para las selecciones que se realizan a lo largo del trabajo.

- Cálculos y resultados, en esta sección aparecerán reflejados todos los cálculos hechos en los diferentes automóviles y todos los datos relevantes de las secciones.

- Conclusiones, donde se reflejarán las conclusiones obtenidas una vez realizados los cálculos y análisis de resultados.

- Bibliografía, en ella se mostrarán los libros, enlaces y fuentes en general de las que se ha obtenido información.

2. Objetivos

- Diferencias en el ensayo tipo crash frontal para automóviles de diferente tamaño, se pretende observar la influencia del peso, tipo de vehículo o tamaño frente a la resistencia a pandeo de sus componentes “front rail”.

- Observar que geometría sería más favorable en una situación de impacto frontal, al analizar diversos automóviles se podrá observar que configuración es más efectiva, cual es más eficiente y cual está mejor aprovechada.

- Analizar la influencia de cambios geométricos y de materiales en las secciones de los largueros delanteros que absorben la energía en una situación de impacto frontal. Se analizarán diversas secciones de automóviles de distinto tipo y posteriormente se profundizará en 3 automóviles seleccionados. Se analizarán más secciones de estos automóviles y posteriormente se realizarán cambios en la sección para observar que configuración resistirá más o será más ligera.

3. Estado del arte

3.1. Seguridad pasiva e instituciones

Ahora se habla de la seguridad pasiva del vehículo, distintos sistemas y elementos que actúan en el momento de la colisión con el fin de reducir o mitigar los daños o lesiones que se puedan generar a causa de un siniestro.

Este trabajo se trata seguridad pasiva, concretamente la seguridad pasiva estructural, es decir, en la carrocería del vehículo. La carrocería es un elemento estructural que en la actualidad juega un papel muy importante en la seguridad del automóvil. Para diseñar un automóvil ya no se debe tener en cuenta solo el diseño, sino que la seguridad de los ocupantes es algo primordial.

La carrocería de los vehículos no solo debe satisfacer las condiciones de diseño, sino que debe cumplir también una serie de características relacionadas con la seguridad en caso de siniestro. La seguridad en la carrocería se genera a partir de la absorción de energía que llega al habitáculo. Esta absorción se genera a partir de las deformaciones a lo largo de la trayectoria de la carrocería, reduciéndose en la célula central o habitáculo de pasajeros, para reducir las lesiones graves o mortales derivadas de un accidente.



Figura 3.1.1 Estructura interna del vehículo encargada de absorber energía en caso de impacto [4].

La carrocería autoportante debe poseer una serie de exigencias, donde las propiedades mecánicas del material deben garantizar la resistencia, siendo ligera, pero a su vez muy rígida y deformable. Para lograr una deformación programada también se vale de puntos fusibles (zonas con un diseño específico, donde permite deformarse en la zona más próxima a la zona de impacto, estos diseños son generalmente surcos o ranuras que permiten realizar este efecto, otorgando mayor absorción de energía), cambios en la geometría, concentradores de esfuerzo (son orificios o agujeros que disipan la energía y la redirecciona a otras zonas adyacentes a la estructura, ayudan a distribuir la energía hacia otros elementos reduciendo el impacto directo sobre una zona, permitiendo que la energía viaje perdiendo su fuerza final) entre otros para lograr mitigar el efecto de la colisión [4].

Tal y como se realizará en este trabajo, los fabricantes utilizan diversas geometrías o cambios de sección con el propósito de disipar energía, el ejemplo más claro es que el comportamiento de una estructura completamente recta no es igual a una estructura con cambios de geometría o zonas con curvaturas.

En cuanto a instituciones que realizan ensayos y clasifican los vehículos en cuanto a seguridad pasiva encontramos instituciones como la de Euro NCAP. Euro NCAP ha creado un sistema de valoración de seguridad de cinco estrellas para ayudar a los clientes, a sus familias y a las empresas a comparar vehículos con más facilidad e identificar las opciones más seguras en función de sus necesidades.

La valoración de seguridad se determina a partir de una serie de ensayos en vehículos, diseñados y llevados a cabo por Euro NCAP. Estas pruebas representan, de forma sencilla, escenarios de accidentes reales que podrían causar lesiones o la muerte en los ocupantes de los vehículos o los usuarios de la carretera.



Figura 3.1.2 Logotipo Euro NCAP.

El número de estrellas refleja el rendimiento del vehículo en las pruebas de Euro NCAP, pero también se ve influenciado por el tipo de equipamiento de seguridad que ofrece el fabricante en cada mercado. De este modo, una gran cantidad de estrellas no solo demuestra que el resultado de una prueba fue bueno, sino también que el equipamiento de seguridad del modelo evaluado es de fácil acceso para todos los consumidores europeos. La valoración de estrellas va más allá de los requisitos legales y no todos los nuevos vehículos deben superar las pruebas de Euro NCAP. Un vehículo que solo cumple con las demandas mínimas legales no tiene por qué recibir estrellas. Esto también significa que un vehículo con una calificación baja no es necesariamente inseguro, pero no es tan seguro como sus competidores mejor valorados. Euro NCAP realiza estos ensayos en los fabricantes que se lo solicitan, es decir son voluntarios, pero al final la mayoría de los fabricantes lo solicitan, ya que da información de la seguridad al vehículo. Por último, decir que se suele solicitar por todos los fabricantes ya que, si no los realizan, los competidores en el mercado sí que lo hacen [5].

3.2. Estudios previos

A cerca del tema principal de este trabajo se han realizado diversos estudios que se relacionan estrechamente con él, es el caso de los estudios e investigadores que se citarán a continuación.

Schneider y Jones [6] realizaron un estudio reciente de secciones de acero de alta resistencia de paredes delgadas. Informaron resultados experimentales en secciones de acero de alta resistencia cuadradas y de sombrero de copa y se compararon con secciones de acero dulce. Se observó que se encontró un mayor grado de efectividad para las secciones de sombrero de copa soldadas por puntos de acero dulce que para secciones similares hechas de acero de alta resistencia.

También tenemos diversos trabajos numéricos como los de Omar [7], que realizó una simulación numérica del comportamiento de aplastamiento de estructuras de acero de sombrero de copa y de doble sombrero utilizando LS-DYNA y comparó las predicciones con resultados experimentales para el choque estático. También empleando LS-DYNA, Yamashita [8] hizo un estudio numérico del comportamiento de varias secciones transversales en forma de sombrero de diversos materiales bajo esfuerzo axial. Se examinó la influencia las secciones “top hat”, la forma compleja de la sección transversal y las imperfecciones iniciales en el comportamiento del colapso e hicieron una comparación con datos experimentales. Huh y Kang [9] investigaron el comportamiento de choque de tubos cuadrados de acero de alta resistencia tanto experimental como numéricamente [10].

En cuanto a absorción de energía podemos ver los estudios de Johnson y Reid [11], que en dos artículos identificaron los modos dominantes de deformación de elementos estructurales simples. En 1985, Reid [12] investigó sobre el progreso de los absorbedores de energía metálicos desde 1978 a 1985. Posteriormente, Jones [13] publicó un artículo de revisión de la literatura sobre el comportamiento plástico dinámico de las estructuras en el que citaba 194 referencias, la mayoría de las cuales eran publicado después de 1978. En 1993, Reid [14] investigó la deformación plástica de los absorbedores de energía comprimidos axialmente. Cada sistema de absorción de energía tiene sus propias características y particularidades con las que es necesario estar familiarizado para poder comprender cómo responden las estructuras metálicas a las cargas impulsivas. Debido a la extrema complejidad de los mecanismos de colapso, algunas de estas características de rendimiento se determinaron mediante procedimientos experimentales. En consecuencia, las relaciones empíricas resultantes se limitan a aplicaciones limitadas.

Sobre las cargas dinámicas tenemos los siguientes estudios:

Centrándonos en ensayos de impacto tenemos el estudio de Ren [15], el cual investigó el pandeo plástico dinámico de carcasas cilíndricas hechas de aleación de aluminio, que muestra un endurecimiento por deformación considerable con cierto

efecto de velocidad de deformación, e informó que el modo de deformación se ve afectado por la velocidad del impacto (V). Se encontró que cuando la velocidad del impacto es menor que un cierto valor crítico V_{CR1} , el cilindro exhibirá solo una deformación plástica uniforme en ambas direcciones, axial y radial. Asimismo, cuando la velocidad V es mayor que V_{CR1} comienza a aparecer el modo de deformación en concertina. Por otro lado, cuando la velocidad del impacto supera otro valor crítico V_{MICR2} (más grande que V_{CR1}) el modo de deformación cambiará de concertina a modo de deformación de diamante.

Acerca de la velocidad de deformación, Postlethwaite y Mills [16] que estudiaron el pandeo dinámico en estructuras metálicas, observaron que la energía absorbida en el impacto dinámico de los tubos se obtendría mediante un factor de escala, y que las longitudes de onda plásticas, estáticas y dinámicas son las mismas. Se observó que la sensibilidad a la velocidad de deformación del material ejerce un efecto importante sobre la respuesta de las estructuras y debe tenerse en cuenta en los materiales sensibles a la velocidad de deformación.

En cuanto a inercia, Reid y Reddy [17] examinaron experimentalmente el efecto de inercia en matrices unidimensionales de tubos y anillos metálicos comprimidos lateralmente. Se observó en su estudio que la deformación plástica se concentra en los anillos en el lado impactado de la matriz. Harrigan [18] estudió el efecto de inercia tanto experimental como numéricamente en la inversión de tubos metálicos y el aplastamiento axial de panales de aluminio. El efecto de inercia tiende a reducir la fuerza de aplastamiento en la inversión del tubo a medida que aumenta la velocidad de inversión, y esto se atribuye al mecanismo de deformación en la inversión del tubo. La masa invertida ayuda a sacar el material de la matriz y, por lo tanto, reduce la fuerza de aplastamiento [19].

En cuanto a tema de unión de las secciones, en caso de uniones continuas, encontramos los estudios de Fay y Suthurst [20], que presentaron un trabajo en el que se discutió el efecto del diseño de la sección sobre el comportamiento de impacto de las secciones de vigas cajón unidas y se presentaron los resultados de las pruebas realizadas en las secciones rediseñadas. De su trabajo resultó que la simple sustitución de la soldadura por puntos por la soldadura por difusión con la misma solución geométrica para las piezas a ensamblar no era satisfactoria, limitando el análisis a un solo material para ambas partes [21].

3.3. Teoría de pandeo

El pandeo es un fenómeno llamado inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y, que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

En ingeniería estructural el fenómeno aparece principalmente en pilares y columnas, y se traduce en la aparición de una flexión adicional en el pilar cuando se halla sometido a la acción de esfuerzos axiales de cierta importancia.

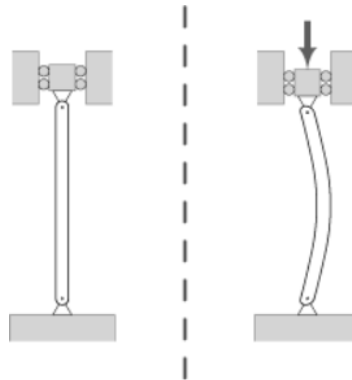


Figura 3.3.1 Ejemplo de un ensayo de pandeo.

Como un ejemplo intuitivo sencillo considérese una barra de diámetro D sometida a una fuerza axial de compresión. Si tal barra actuando como “columna”, fuera de longitud D , no surgiría ninguna cuestión acerca de la inestabilidad y este miembro corto podría soportar una fuerza considerable. Por otra parte, si la misma barra tuviera una longitud de varios diámetros, al ser sometida a una fuerza axial aún menor que la que puede soportar la pieza corta podría llegar a ser lateralmente inestable, presentándose en ella pandeo lateral y podría fallar o sufrir colapso. Una regla delgada ordinaria, si se somete a compresión axial, fallará de esta manera [22].

Un factor importante en este fenómeno es la configuración de la barra, ya que la carga afectará de diferente forma.
$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

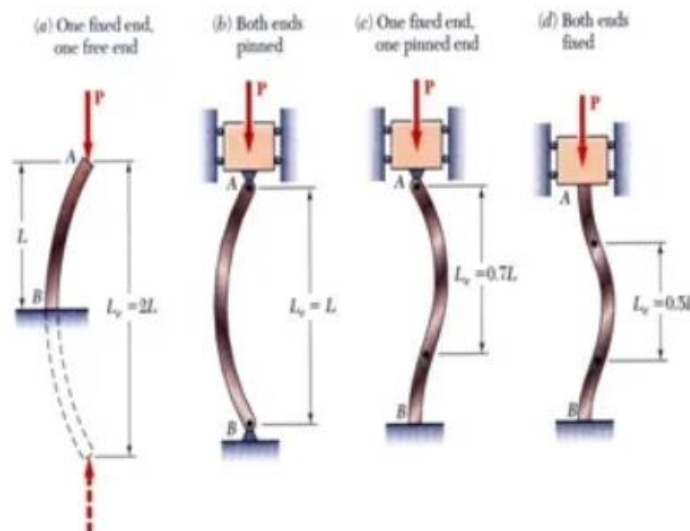


Figura 3.3.2 Posibles configuraciones en un ensayo a pandeo.

3.4. Normativa europea

En cuanto a accidentes y seguridad pasiva, la UE estableció una serie de objetivos para cumplir en el periodo de 2011 a 2020, los cuales se citan a continuación, de esta lista de objetivos los últimos tres están relacionados con el objeto de estudio de este proyecto [23][24].

- Elaborar una especificación armonizada para la instalación de dispositivos sonoros o visuales que recuerden el uso del cinturón de seguridad en los vehículos y fomentar su generalización mediante un acuerdo voluntario.
- Generalizar los sistemas de sujeción universales de los dispositivos de retención para niños.
- Mejorar los automóviles a fin de reducir la gravedad de los accidentes de los que son víctimas peatones y ciclistas.
- Estudiar las causas y los medios para prevenir las lesiones causadas por el “latigazo”.
- Apoyar la fabricación de dispositivos de retención inteligentes.
- Adaptar al progreso técnico las directivas relativas a las colisiones frontales, laterales y traseras de los vehículos pesados para limitar el empotramiento de los vehículos, e introducir criterios de absorción de energía.
- Aumentar la compatibilidad de los vehículos.
- Examinar los efectos en la seguridad vial de la proliferación de vehículos «4×4», sports utility vehicles y multipurpose vehicles.

Por orden europea, a partir de 2022 los coches serán más seguros. La UE ha aprobado una normativa que recapitula los sistemas de seguridad que tendrán que montar todos los modelos nuevos en 2022 y todos los que salgan de fábrica a partir de 2024.

Estos son los objetivos que la UE propuso en el pasado para mejorar la seguridad en los vehículos, actualmente se han propuesto objetivos que implican la implantación de una tecnología superior en los vehículos. De la lista que se muestra a continuación, el que se relaciona con la seguridad pasiva es el objetivo de que los automóviles instalen alertas de cinturón también en las plazas traseras [25][26].

- Asistente inteligente de velocidad.
- Freno de emergencia (BAS, BA, EBA, DBC, AFU, SAFE, MBA, HBA).
- Aviso por distracción o salida.
- Cámaras y sensores que detecten obstáculos.
- Detectores de somnolencia.
- Pérdida de atención.
- Caja negra.
- Cámaras o sensores de marcha atrás.
- Bloqueo para conductores ebrios.
- Alerta de cinturón también en las plazas traseras.

4. Metodología

A continuación, se explicará la metodología seguida para la realización de este Trabajo de Fin de Grado.

4.1. Aprendizaje de uso del LS-PrePost y obtención de las secciones

Se parte de la base de datos que se encuentra en la página web de la NHSTA (National Highway Traffic Administration) perteneciente al United States Department of Transportation, en ella encontramos los modelos gratuitos de diferentes tipos de automóviles de los cuales obtendremos nuestras secciones, estos modelos van desde turismos convencionales hasta vehículos de mayor tamaño como puede ser una pick-up. Se realiza una familiarización con el programa y sus comandos siguiendo los diferentes documentos encontrados en su página web [27].



Figura 4.1.1 Logotipo NHSTA (National Highway Traffic Administration).

Descargamos los modelos y mediante el programa LS-PrePost vamos “desmontando” los modelos con el comando “*model → sel part*” hasta llegar a las piezas que nos interesan, en nuestro caso los “front rail”, de los cuales se mostrarán imágenes más adelante. Una vez aislado el componente procedemos a tomar las medidas de las secciones usando el comando “*EleTol → Measur*” y vamos tomando la posición nodo por nodo hasta completar la sección. Con este programa también obtendremos tanto el material como los espesores de las piezas a analizar. En el Anexo I están reflejadas las imágenes de cómo se han realizado estos pasos.



Figura 4.1.2 Logotipo LSTC, empresa proveedora del software LS-PrePost.

En cuanto a la selección de las 7 secciones se ha tenido en cuenta la posición y la geometría de estas, con el objetivo de que estén en una zona equivalente en los diferentes modelos de automóviles analizados.

4.2 Comprensión del funcionamiento del software GAS 2.0

¿Por qué utilizar GAS 2.0? Básicamente estamos analizando secciones de paredes delgadas que están en diseños de automóviles, son secciones muy largas que pueden ser muy eficientes en masa, sin embargo, junto con esa eficiencia de masa viene un nuevo modo de fallo, el pandeo de las placas que forman la sección. El análisis clásico de secciones no hace tener en cuenta el fallo por pandeo en las placas. Esa es la función del GAS 2.0 una aplicación que estima la resistencia de las secciones de pared delgada donde el pandeo de la placa está presente [28][29].

Básicamente lo que se pretende es determinar cuándo ocurrirá el pandeo de la placa y estimar la capacidad máxima de carga a pandeo, para ello se usa el rendimiento de la sección efectiva, presente en los anexos IV y V de este trabajo.

Primero se explicará brevemente la Teoría:

1. Sección de pared delgada hecha de 4 placas conectadas entre sí, se aplica una carga axial en la sección.
2. Incrementando la fuerza y aumentamos el estrés en la sección, como se muestra aparece el fenómeno del que estamos hablando en la placa, el pandeo. La tensión de pandeo (σ_{CR}) tanto del espesor, de la anchura de la placa.
3. En el gráfico podemos observar la tensión de pandeo de la placa y la relación de esta con el cociente entre la anchura y el espesor. Lo que es realmente crítico es esa relación anchura-espesor, no la anchura o el espesor por sí solos. El pandeo se dará cuando los valores del ensayo se adentren en la zona roja de la gráfica.

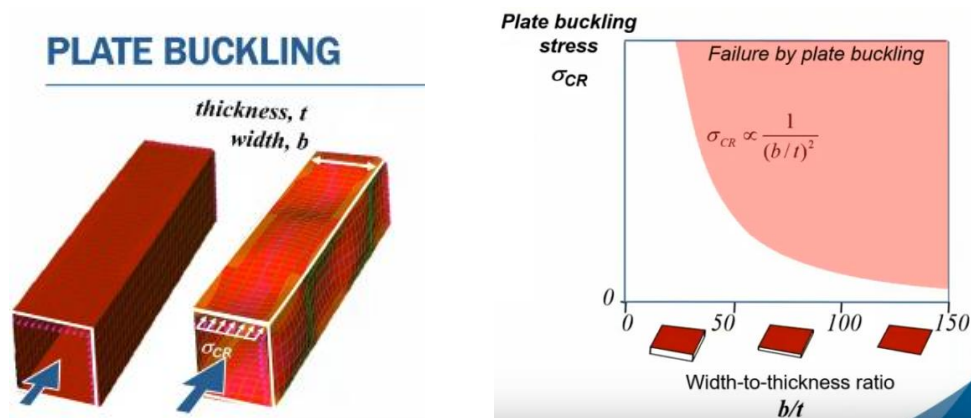


Figura 4.2.1 Vigas sometidas a carga axial y gráfica tensión de pandeo frente a relación anchura/espesor [29].

Para ver este fenómeno, primero realizaremos un ejemplo sobre una placa. Tomaremos una placa de acero de $\sigma_Y = 200 \text{ MPa}$ con una relación de anchura/espesor de 60. Como podemos observar estaríamos en el límite de pandeo.

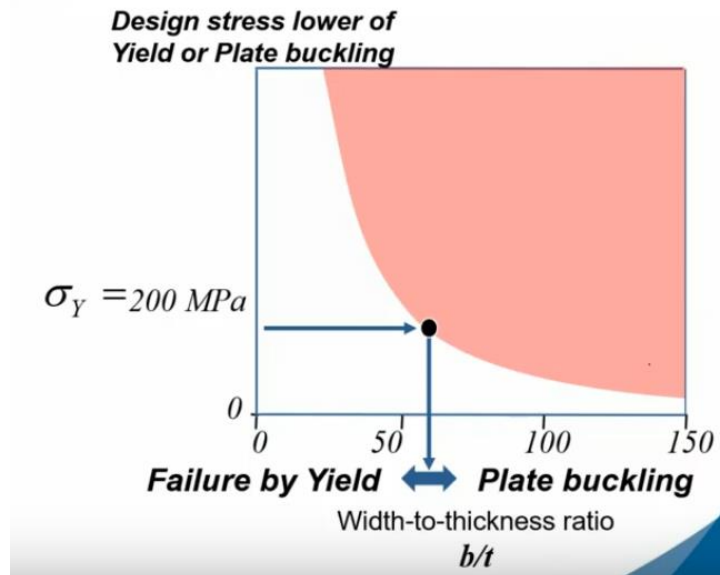


Figura 4.2.2 Gráfica de una placa de acero con $\sigma_Y = 200 \text{ MPa}$ y relación anchura/espesor = 60 [29].

Si tomamos la misma placa, pero tomamos un acero superior de unos 600 MPa, lo que vemos es que está en la zona de pandeo, por lo que la placa pandearía antes de aprovechar al 100% el potencial del material, lo que nos dice que, para aprovechar este acero de impacto más alto, lo que debemos hacer es cambiar las propiedades de la placa para aprovechar esa tensión de fluencia más elevada.

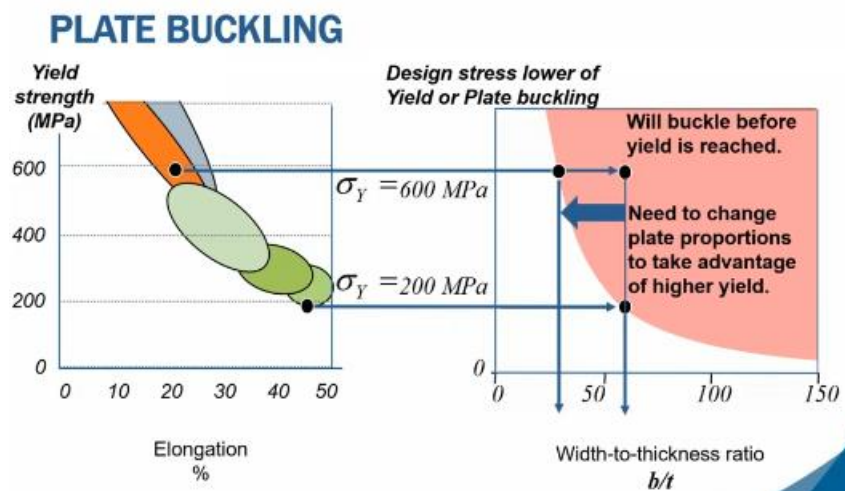


Figura 4.2.3 Gráfica de comparación de placas de acero con diferentes características [29].

Este ejemplo ha sido enfocado hacia una sola placa, a continuación, se enfocará hacia una sección hecha de placas.

Volviendo a la sección cuadrada de cuatro placas planas, en la primera imagen se está aplicando una carga P en un extremo y una distribución de tensiones en el otro extremo con una carga relativamente baja, con las que no se ha alcanzado el límite elástico ni el límite de pandeo.

Si se continúa aumentando la carga se llegará a la tensión de pandeo, como se puede apreciar en la imagen, las placas de la sección están onduladas.

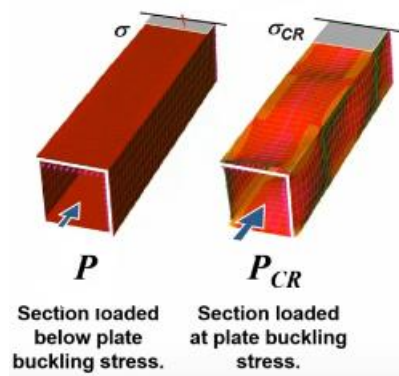


Figura 4.2.4 Viga con carga aplicada y viga en pandeo [29].

Si aumentamos aún más la carga, se llega a la capacidad de carga máxima de la sección y se puede observar que la distribución de tensiones no es tan uniforme, además, el límite elástico se ha alcanzado en los bordes de la placa. La manera de visualizar esto es con la “*effective section*” donde se puede observar el material que realmente está trabajando frente a esa carga. En la imagen de la derecha se sustituye la placa real por una placa eficaz que está bajo una tensión uniforme. Lo que está haciendo realmente es eliminar el material que es posible para que la sección se comporte de la misma forma.

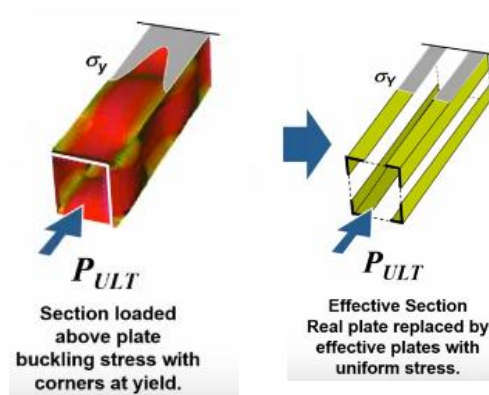


Figura 4.2.5 Viga carga máxima y viga optimizada [29].

Y esta es la verdadera función del GAS 2.0, puede coger un concepto de diseño muy complejo, modelarlo en el programa y este nos dirá el rendimiento de la sección efectiva

y las áreas donde el material es menos efectivo. Posteriormente se puede rediseñar esa sección para mejorar su capacidad de carga, para ello podemos realizar diversos cambios, como puede ser una entalla o redondeo de las esquinas. Son modificaciones muy pequeñas que están encaminadas a analizar el rendimiento de la sección.

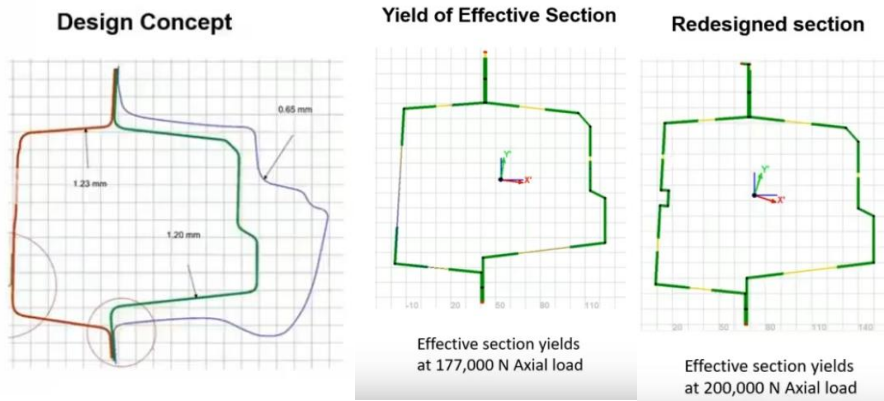


Figura 4.2.6 Proceso de optimización de una sección [29].

Por último, hay que aclarar que este programa se centra en el pandeo de placas, no en el pandeo de vigas. El programa está concebido para el diseño de elementos de automóvil, y rara vez se ve una configuración de viga en la estructura de un vehículo.

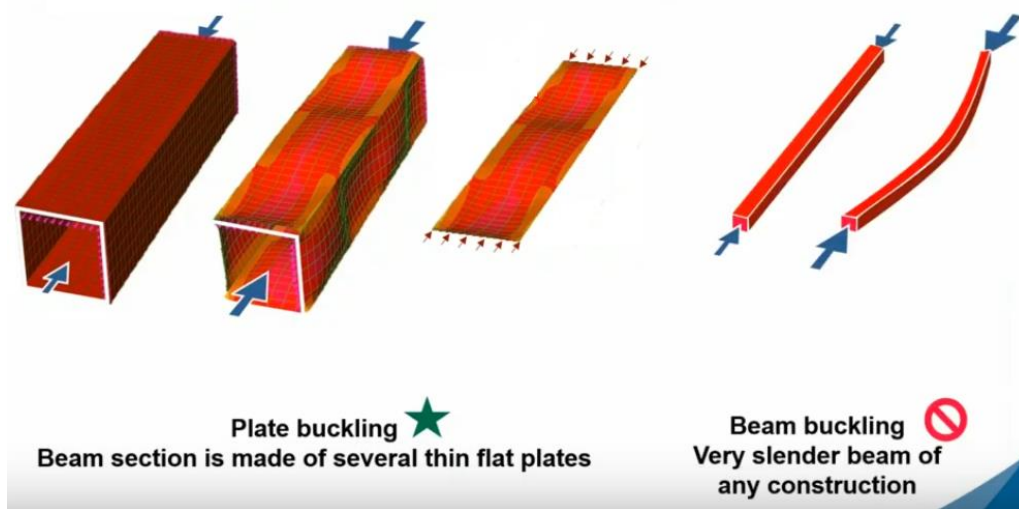


Figura 4.2.7 Diferencia entre pandeo de placas y de vigas [29].

4.3. Aprendizaje de uso del GAS 2.0 e introducción de las secciones

En primer lugar, se visualizan los tutoriales gratuitos que nos proporciona la página web del programa [28], dicho programa pertenece al American Iron and Steel Institute.



Figura 4.3.1 Logotipo American Iron and Steel Institute.


Una vez visualizados los tutoriales y obtenida una cierta destreza con el programa se procede a la introducción de las secciones nodo por nodo, para después unirlos mediante líneas y agregar a estas los valores de espesor y material oportunos, por último, se añadirán las soldaduras.

Con todos los valores ya introducidos en la sección se realiza el análisis de esta. Se llevará a cabo un análisis de propiedades efectivas de carga axial que nos dará el valor que soporta la sección, además también se puede realizar un análisis de la efectividad con la que está trabajando dicha sección. Todos estos resultados están reflejados en el trabajo más adelante. En el Anexo II están reflejadas las imágenes de cómo se han realizado estos pasos.

4.4. Materiales y espesores

Los materiales utilizados son aceros los cuales proporciona la librería del programa automáticamente, estos materiales están incluidos en el Anexo III de este trabajo. El criterio que se ha seguido para su selección es buscar el material con una tensión de fluencia similar a la obtenida del modelo en el LS-PrePost, además de tener en cuenta los usos para los que está concebido ese material según el programa.

En cuanto a espesores, estos han sido seleccionados directamente de los modelos, con lo cual en el GAS 2.0 se ha introducido el valor exacto que ha proporcionado el modelo del vehículo.

En el menú “*Part*→*Material*” el software nos abre el listado de materiales que se pueden asignar a cada parte, si hacemos clic en el símbolo de ayuda  abrimos la tabla “*Material tips*” que se muestra a continuación:

Material Tips

| GRADE NOMENCLATURE | | TYPICAL VEHICLE USAGE |
|-------------------------------------|-----------|---|
| COLD ROLLED | CR | 1 Deep Draw / Stiffness |
| HOT ROLLED | HR | 2 Anti-intrusion / Roll Forming |
| BAKE HARDENABLE | BH | 3 Energy Absorbing / Crash |
| HIGH STRENGTH LOW ALLOY | HSLA | 4 General High Strength Use |
| INTERSTITIAL FREE | IF | 5 Anti-intrusion / Hot Stamping |
| FERRITE BAINITE (HR ONLY) | FB | 6 Energy Absorbing / Hot Stamping |
| STRETCH FLANGE GRADE (SUBSET OF FB) | SF | 7 Suspension / Frame |
| DUAL PHASE | DP | 8 Exposed class A Surface / Panel / Dent Resistance |
| TRANSITION INDUCED PLASTICITY | TRIP | |
| COMPLEX PHASE | CP | |
| MULTI-PHASE | MP | |
| MARTENSITIC GRADES | MS | |
| PRESS HARDENED STEEL | PHS | |
| RETAINED AUSTENITE (3RD GEN) | RA | |
| STRUCTURAL STEEL | SS | |
| MIN. YIELD / TENSILE STRENGTHS | xxxY/xxxT | |
| TYPICAL SHEET THICKNESS | | |
| COLD ROLLED - Lower Thickness | | Typically 0.5 mm to 2.0 mm - <u>Inquire with steel supplier to confirm capability</u> |
| HOT ROLLED - Higher Thickness | | Typically > 2.0 mm - <u>Inquire with steel supplier to confirm capability</u> |

Figura 4.4.2 Tabla informativa de la nomenclatura que el software GAS 2.0 utiliza en cuanto a materiales.

Esta tabla informativa nos permite entender la nomenclatura que usa el programa en cuanto a los materiales que nos ofrece, es importante comprender esta tabla ya que gracias a esta información se seleccionará el material que más se ajuste a nuestras características.

Esta tabla está compuesta por tres partes, Grade Nomenclature, Typical Vehicle Usage y Typical Sheet Thickness. Comenzamos analizando el apartado de Grade Nomenclature, las dos primeras líneas de esta sección (CR, HR) nos indican el tipo de laminado que se ha aplicado al material. Las siguientes líneas (BH, HSLA, IF, FB, SF, DP, TRIP, CP, MP, MS, PHS, RA, SS) nos indican el tipo de acero que se selecciona. Por último, la línea xxxY/xxxT nos da información acerca de la tensión de fluencia (Y) y de “Ultimate Tensile Strength (UTS)” (T).

A continuación, nos centraremos en el apartado Typical Vehicle Usage, en este apartado la tabla informa sobre el uso de cada material en el campo de los vehículos. Los usos son los siguientes:

- Uso 1: aceros para embutición profunda / aceros que proporcionen rigidez.
- Uso 2: aceros anti-intrusión / perfilados
- Uso 3: absorción de energía / crash
- Uso 4: uso general de alta resistencia
- Uso 5: anti-intrusión / estampado en caliente
- Uso 6: absorción de energía / estampado en caliente
- Uso 7: suspensión / estructura
- Uso 8: cara expuesta / panel / resistencia a abolladuras

Es importante tener en cuenta estos usos a la hora de seleccionar el material, que en este estudio interesan materiales que tengan la característica de absorción de energía/crash (3, 6) o de uso general de alta resistencia (4).

Por último, la sección de Typical Sheet Thickness, en esta sección se indica claramente el espesor que admite cada acero dependiendo del laminado que se le ha aplicado. El Cold Rolled (CR) tiene un espesor bajo que se encuentra normalmente entre 0,5 mm y 2,0 mm, sin embargo, el Hot Rolled (R) tiene unos valores superiores a los 2 mm (estos valores nos los define el programa, para confirmar el rango de espesores de los materiales se debería consultar al proveedor del material). Este apartado también se debe tener en cuenta a la hora de crear nuestra sección, dependiendo del espesor que se necesite se seleccionará un tipo de laminado u otro.

4.5. Pruebas y modificaciones

El objetivo de este trabajo es realizar un análisis a pandeo del elemento, por tanto, se llevará a cabo un análisis de fuerza axial del cual obtendremos los resultados, este programa también permite realizar análisis de momentos en los ejes “X” e “Y” siendo los ejes de abscisas y ordenadas respectivamente. Esta prueba se realizará en las 7 secciones, para posteriormente seleccionar 3 y realizar modificaciones. También se recogerán los momentos que nos proporciona el programa en este trabajo para las 7 secciones principales, estos momentos nos permiten observar hacia que dirección tiende a deformarse el larguero analizado, pero su estudio queda fuera del alcance de este trabajo.

Las modificaciones que se realizarán en las secciones serán principalmente de geometría y de cambios de material, con la introducción de entallas, con el fin de observar que efecto tiene los cambios en la resistencia a carga axial de los largueros.

5. Descripción de modelos

- 1. Toyota Yaris año 2010:
Largo 4300 mm, ancho 1690 mm, altura 1520 mm, peso 1101 kg.

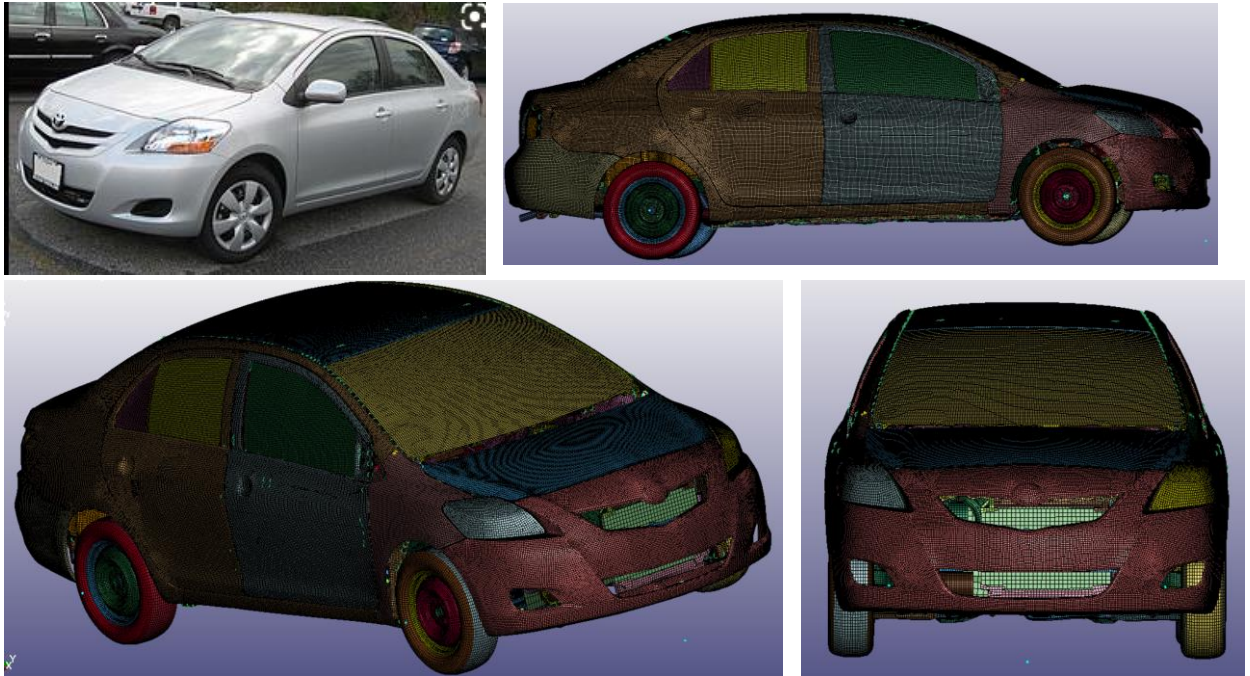


Figura 5.1 Modelo Toyota Yaris 2010.

- 2. Ford Taurus año 2001:
Largo 5020 mm, ancho 1860 mm, altura 1420 mm, peso 1506 kg.



Figura 5.2 Modelo Ford Taurus 2001.

- 3. Toyota Rav-4 año 1997:
Largo 4115 mm, ancho 1695 mm, altura 1660 mm, peso 1432 kg.

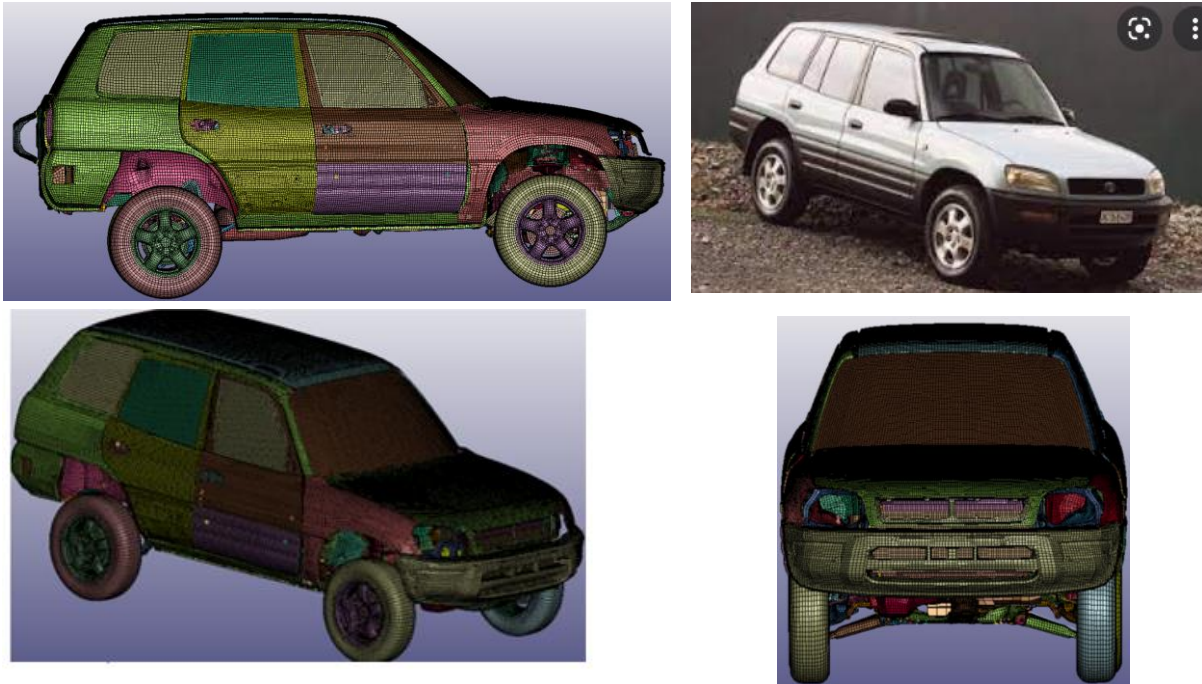


Figura 5.3 Modelo Toyota Rav-4.

- 4. Ford Explorer año 2003:
Largo 4813 mm, ancho 1832 mm, altura 1814 mm, peso 2243 kg.



Figura 5.4 Ford Explorer 2003.

- 5. Ford Econoline año 1998:
Largo 5382 mm, ancho 2014 mm, altura 2001 mm, peso 2201 kg.



Figura 5.5 Ford Econoline 1998.

- 6. Toyota Venza año 2010:
Largo 4801 mm, ancho 1905 mm, altura 1610 mm, peso 1476 kg.



Figura 5.6 Toyota Venza 2010.

- 7. Ford F250 año 2006:
Largo 6250 mm, ancho 2060 mm, altura 2040 mm, peso 2998 kg.

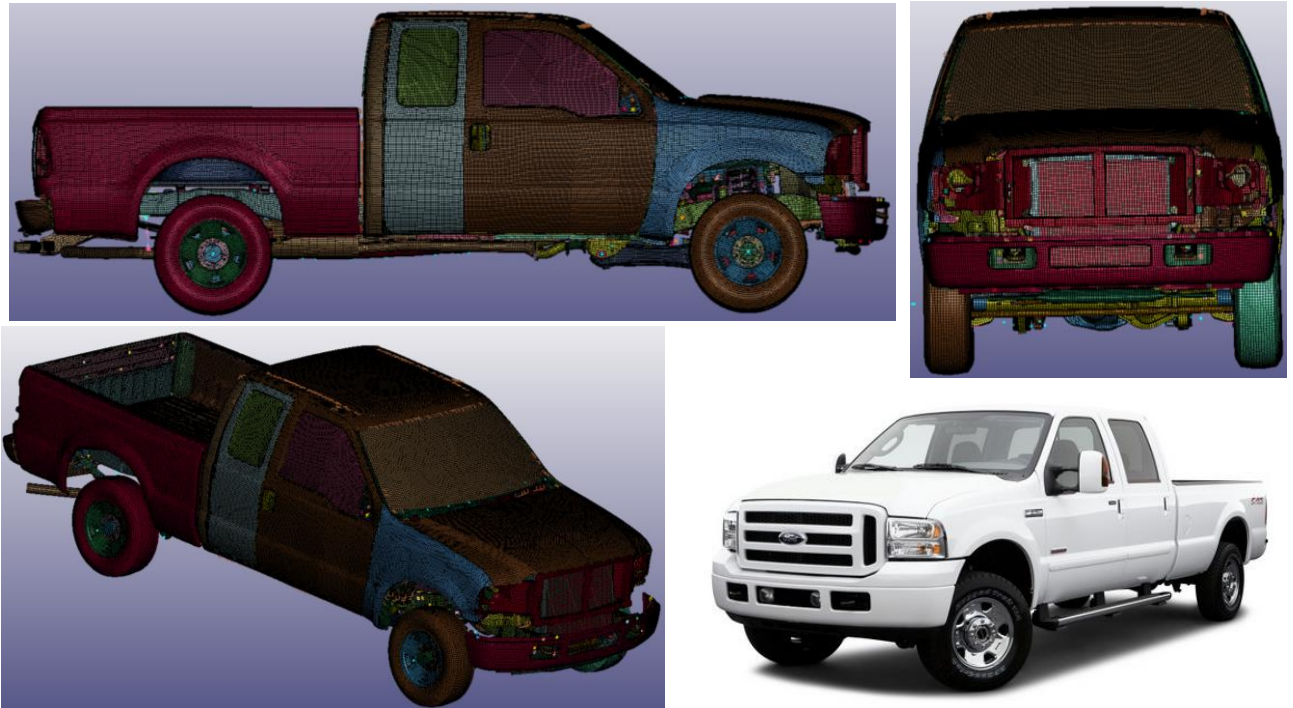


Figura 5.7 Ford F250 2006.

6. Cálculos y resultados

A continuación, como hemos ido explicando se procede a analizar las secciones de 7 automóviles diferentes, posteriormente seleccionaremos 3 automóviles y realizaremos un análisis con más profundidad sobre sus “front rail” y, por último, se realizarán cambios en estas secciones para analizar su comportamiento y como mejorar estas secciones.

6.1. Modelos principales

- 1. Toyota Yaris año 2010:

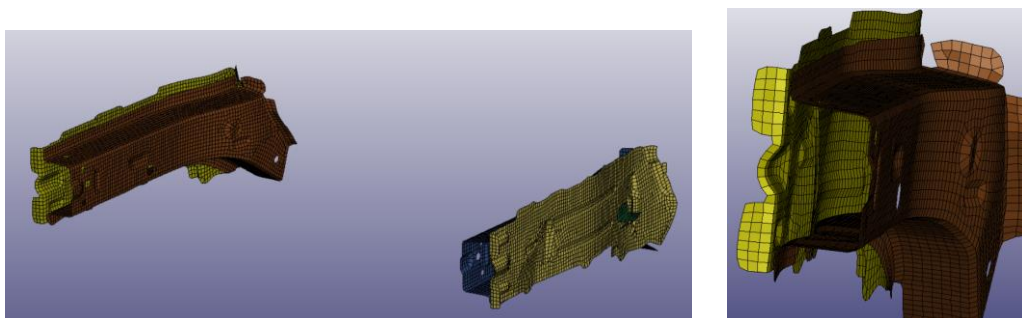


Fig. 6.1.1 Sección estudiada del Toyota Yaris.

| Modelo: Toyota Yaris | Línea azul | Línea verde |
|--|-----------------|-----------------|
| Espesor (mm) | 1,67 | 1,84 |
| Material | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 390 | 340 |
| $M_{X+}(N*mm)$ | 6221900 | |
| $M_{X-}(N*mm)$ | 6221900 | |
| $M_{Y+}(N*mm)$ | 4346900 | |
| $M_{Y-}(N*mm)$ | 4346900 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 257340 | |

Fig. 6.1.2 Valores Toyota Yaris.

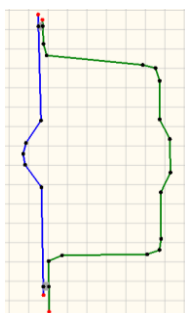


Fig. 6.1.3 Sección en GAS 2.0 del Toyota Yaris.

- 2. Ford Taurus año 2001:



Fig. 6.1.4 Sección estudiada del Ford Taurus.

| Modelo: Ford Taurus | Línea azul | Línea verde |
|--|------------------|------------------|
| Espesor (mm) | 1,91 | 1,90 |
| Material | CR-370Y/550T-PHS | CR-370Y/550T-PHS |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 370 | 370 |
| M_{X+} (N*mm) | 12825000 | |
| M_{X-} (N*mm) | 12426000 | |
| M_{Y+} (N*mm) | 8510400 | |
| M_{Y-} (N*mm) | 161080000 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 276450 | |

Fig. 6.1.5 Valores Ford Taurus.

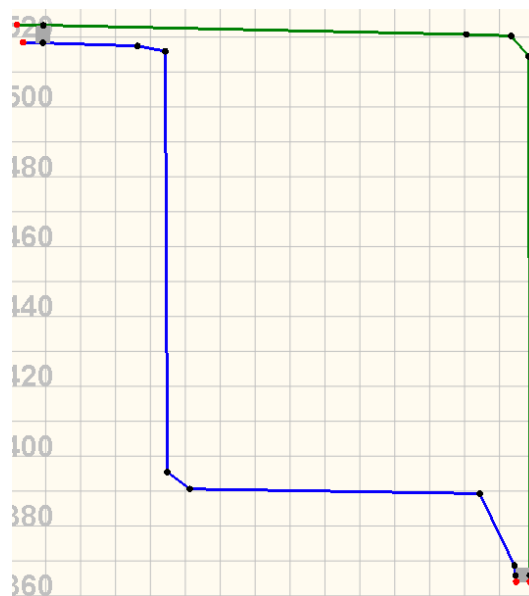


Fig. 6.1.6 Sección en GAS 2.0 del Ford Taurus.

| Modelo: Toyota Rav-4 | Línea azul | Línea verde |
|---|-----------------|-------------------|
| Espesor (mm) | 1,65 | 1,63 |
| Material | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HSLA |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 340 | 300 |
| $M_{X+}(N*mm)$ | 7557900 | |
| $M_{X-}(N*mm)$ | 7715200 | |
| $M_{Y+}(N*mm)$ | 4604500 | |
| $M_{Y-}(N*mm)$ | 3913900 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 188010 | |

28

- 4. Ford Explorer año 2003:

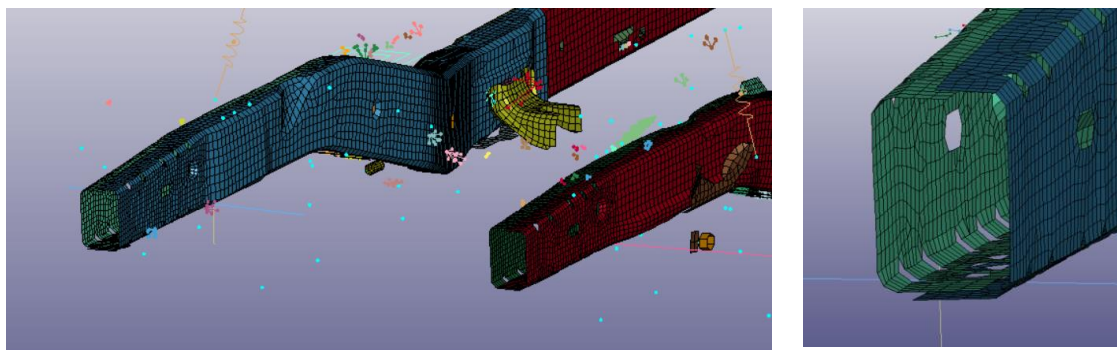


Fig. 6.1.10 Sección estudiada del Ford Explorer.

| Modelo: Ford Explorer | Línea azul | Línea verde |
|--|-------------------|-------------------|
| Espesor (mm) | 3,83 | 3,85 |
| Material | HR-400Y/460T-HSLA | HR-400Y/460T-HSLA |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 400 | 400 |
| $M_{X+}(N*mm)$ | 17487000 | |
| $M_{X-}(N*mm)$ | 17487000 | |
| $M_{Y+}(N*mm)$ | 12236000 | |
| $M_{Y-}(N*mm)$ | 12236000 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 580680 | |

Fig. 6.1.11 Valores Ford Explorer.

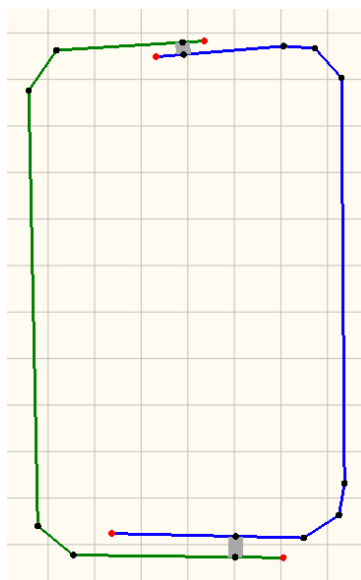


Fig. 6.1.12 Sección en GAS 2.0 del Ford Explorer.

- 5. Ford Econoline año 1998:

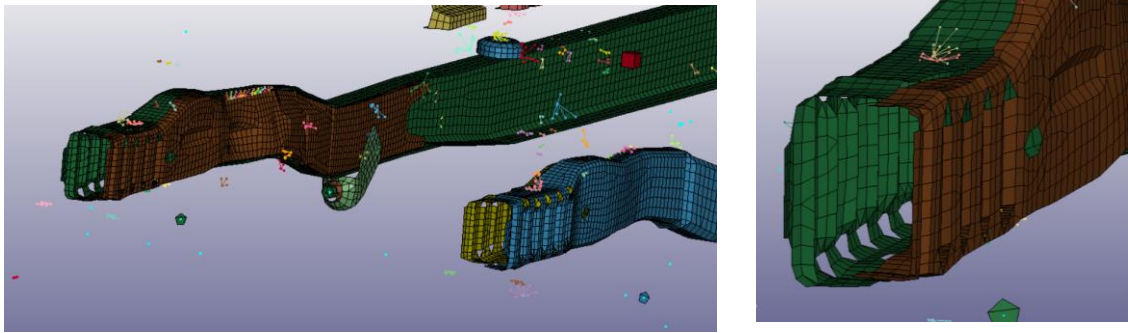


Fig. 6.1.13 Sección estudiada del Ford Econoline.

| Modelo: Ford Econoline | Línea azul | Línea verde |
|--|-------------------|-----------------|
| Espesor (mm) | 5,13 | 3,43 |
| Material | HR-340Y/410T-HSLA | HR-275Y/380T-SS |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 340 | 275 |
| $M_{X+}(N*mm)$ | 27556000 | |
| $M_{X-}(N*mm)$ | 27556000 | |
| $M_{Y+}(N*mm)$ | 15360000 | |
| $M_{Y-}(N*mm)$ | 15360000 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 645630 | |

Fig. 6.1.14 Valores Ford Econoline.

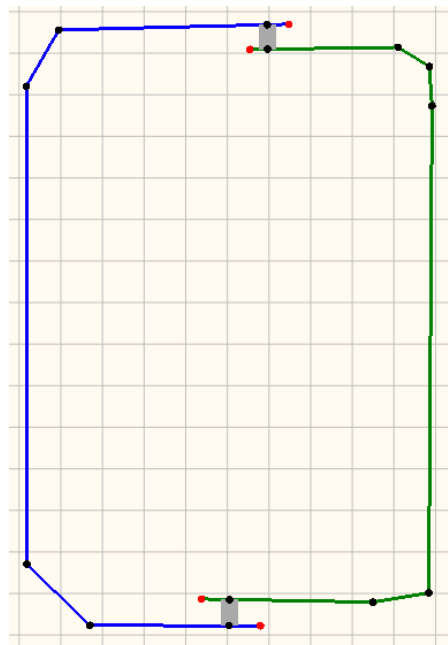


Fig. 6.1.15 Sección en GAS 2.0 del Ford Econoline.

- 6. Toyota Venza año 2010:

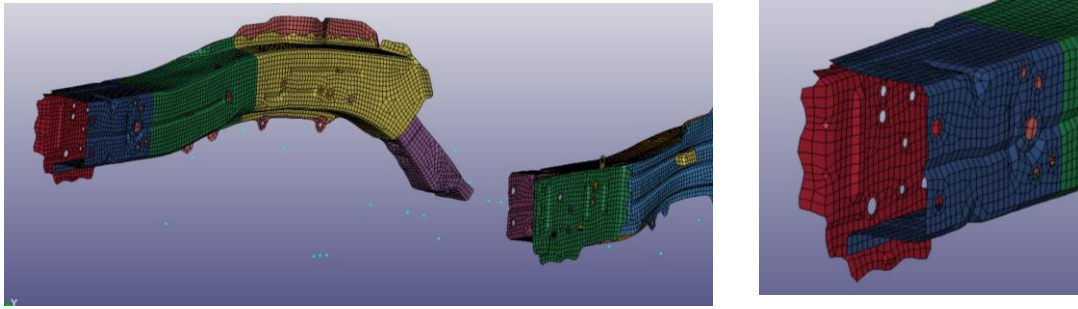


Fig. 6.1.16 Sección estudiada del Toyota Venza.

| Modelo: Toyota Venza | Línea azul | Línea verde |
|--|-----------------|-----------------|
| Espesor (mm) | 1,70 | 1,50 |
| Material | CR-340Y/590T-DP | CR-340Y/590T-DP |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 340 | 340 |
| M_{X+} (N*mm) | 6916200 | |
| M_{X-} (N*mm) | 7111500 | |
| M_{Y+} (N*mm) | 5026800 | |
| M_{Y-} (N*mm) | 5026800 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 232820 | |

Fig. 6.1.17 Valores Toyota Venza.

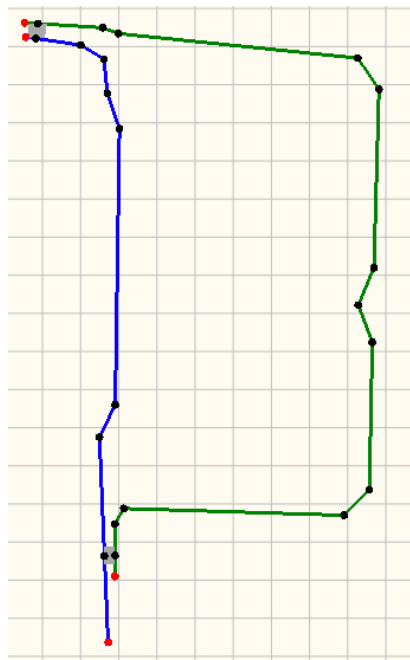


Fig. 6.1.18 Sección en GAS 2.0 del Toyota Venza.

- 7. Ford F250 año 2006:

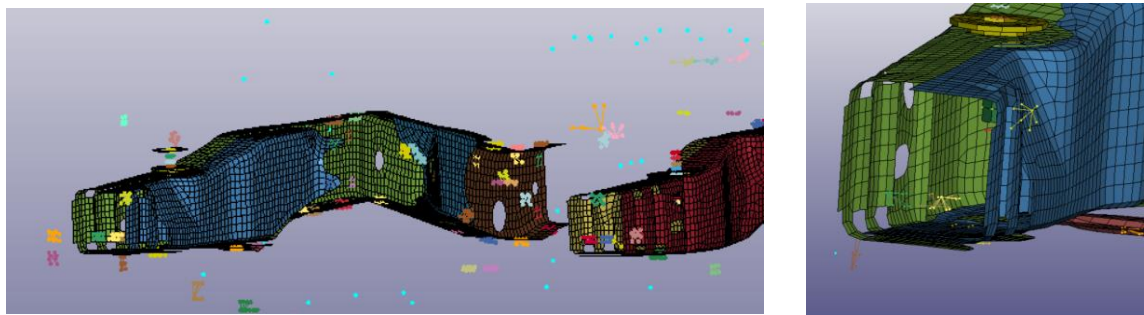


Fig. 6.1.19 Sección estudiada del Ford F250.

| Modelo: Ford F250 | Línea azul | Línea verde |
|--|-------------------|-------------------|
| Espesor (mm) | 5,10 | 4,10 |
| Material | HR-300Y/370T-HLSA | CR-300Y/370T-HSLA |
| Tensión de fluencia (σ_y) (MPa) | 300 | 300 |
| M_{X+} (N*mm) | 20872000 | |
| M_{X-} (N*mm) | 20872000 | |
| M_{Y+} (N*mm) | 16763000 | |
| M_{Y-} (N*mm) | 16763000 | |
| Carga frente a pandeo (N) | 643790 | |

Fig. 6.1.20 Valores Ford F250.

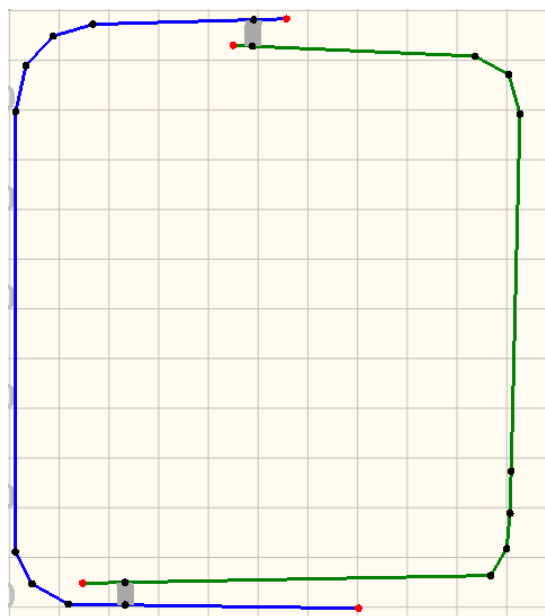


Fig. 6.1.21 Sección en GAS 2.0 del Ford F250.

6.2. Modelos seleccionados

En esta sección del trabajo se han seleccionado 3 modelos de automóvil diferentes, el Toyota Yaris (turismo convencional), el Toyota Rav-4 (SUV) y el Ford F250 (Pick-up). A continuación, se procederá al análisis en profundidad de sus secciones.

- 1. Toyota Yaris

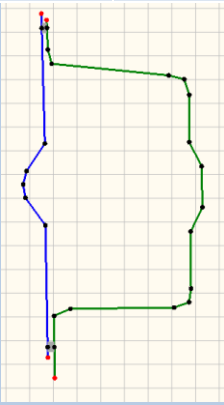
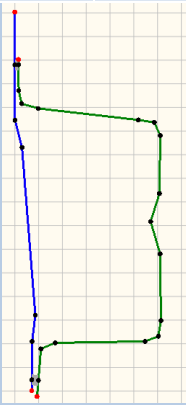
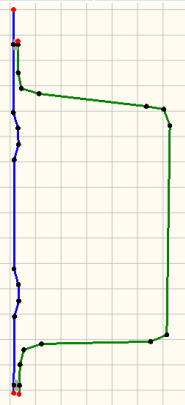
| Modelo: Toyota Yaris | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|----------------------------|--|-----------------|--|-----------------|--|-----------------|
| | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 1,67 | 1,84 | 1,67 | 1,84 | 1,67 | 1,84 |
| Material | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP |
| σ_y (MPa) | 390 | 340 | 390 | 340 | 390 | 340 |
| Sección |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 257340 | | 241580 | | 238920 | |

Fig. 6.2.1 Valores secciones Toyota Yaris.

Observando los datos obtenidos podemos ver como las secciones frontal y final soportan una carga axial similar, mientras que la sección intermedia soporta una carga menor. Esto probablemente sea debido a que las otras dos secciones presentan una geometría más compacta, además, como podemos ver claramente tienen esquinas más redondeadas lo que favorece el aprovechamiento de la sección.

También podemos ver que hay líneas de la sección intermedia que no trabajan al 100%, lo cual está reflejado en el Anexo IV de este trabajo.

- 2. Toyota Rav-4

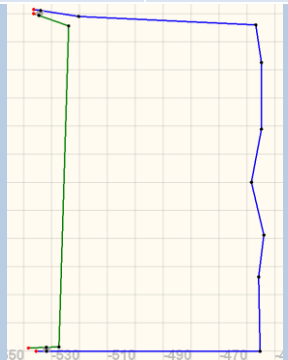
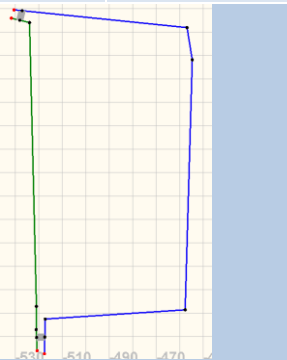
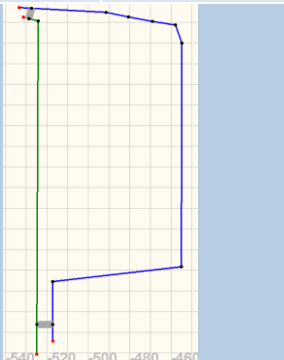
| Modelo: Toyota Rav-4 | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|----------------------------|---|-------------------|--|-------------------|---|-------------------|
| | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 1,65 | 1,63 | 1,65 | 1,63 | 1,65 | 1,63 |
| Material | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA |
| σ_y (MPa) | 340 | 300 | 340 | 300 | 340 | 300 |
| Sección |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 188010 | | 165630 | | 177760 | |

Fig. 6.2.2 Valores secciones Toyota Rav-4.

A la vista de estos resultados vemos que la sección frontal soporta una carga mucho mayor que las otras dos, lo que puede ser debido a que presenta una entalla en forma de V lo que hace que esa parte de la sección esté mucho mejor aprovechada que en las otras dos secciones.

Como en el modelo anterior, en el Anexo IV podemos ver cómo hay diferentes partes de las secciones que no están aprovechadas completamente.

- 3. Ford F250

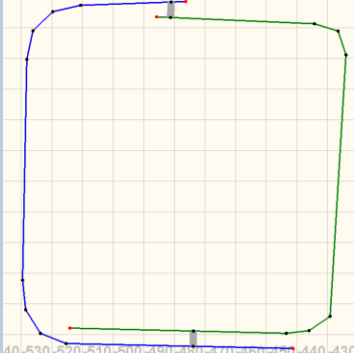
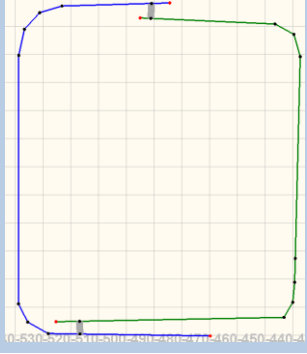
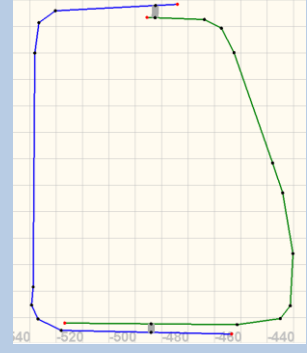
| Modelo: Ford F250 | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|---------------------------|---|-------------------|--|-------------------|---|-------------------|
| | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 5,10 | 4,10 | 5,10 | 4,10 | 5,10 | 4,10 |
| Material | HR-300Y/370T-HLSA | HR-300Y/370T-HLSA | HR-300Y/370T-HLSA | HR-300Y/370T-HLSA | HR-300Y/370T-HLSA | HR-300Y/370T-HLSA |
| σ_y (MPa) | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 |
| Sección |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 655910 | | 643790 | | 647330 | |

Fig. 6.2.3 Valores secciones Ford F250.

Podemos ver que las tres secciones tienen un valor de resistencia a pandeo muy elevado. Además de tener un espesor bastante elevado, lo que contribuye a una resistencia tan elevada, como podemos ver en el Anexo IV, la sección está muy optimizada. Esto indica que se ha realizado un trabajo previo de diseño, lo que hace que todas las líneas de las secciones trabajen completamente y se aproveche al máximo su potencial.

6.3. Modificaciones en los modelos seleccionados

- 1. Toyota Yaris modificaciones

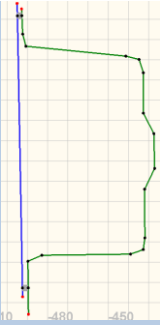
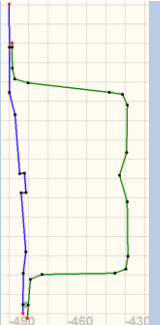
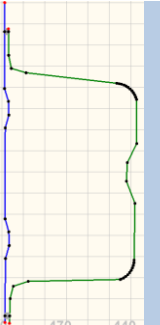
| Modelo: Toyota Yaris | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|----------------------------|--|-----------------|--|-----------------|--|-----------------|
| | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 1,67 | 1,84 | 1,47 | 1,84 | 1,67 | 1,84 |
| Material | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP | CR-390Y/620T-DP | CR-340Y/590T-DP | CR-390Y/620T-DP | CR-390Y/620T-DP |
| σ_y (MPa) | 390 | 340 | 390 | 340 | 390 | 390 |
| Sección modificada |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 208950 | | 240810 | | 248450 | |

Fig. 6.3.1 Valores secciones modificadas Toyota Yaris.

-Sección frontal: en esta sección se ha eliminado la entalla que teníamos originalmente, y como podemos ver la carga que soporta disminuye considerablemente frente al original. En este caso podemos apreciar la importancia de las entallas.

-Sección intermedia: añadiendo una entalla 2,5 mm de altura por 10 mm de anchura en la sección azul nos permite bajar el espesor del material, consiguiendo que nuestra sección soporte aproximadamente la misma carga.

-Sección final: en esta sección se han realizado modificaciones geométricas en la sección verde, las cuales son: un redondeo en las esquinas y una entalla similar a las de las secciones azules. Con estas modificaciones ha aumentado la carga que resiste la sección, con lo cual podríamos realizar cambios en el material y en el espesor con el fin de bajar el peso o abaratar costes.

La optimización de las secciones está reflejada en el Anexo V.

- 2. Toyota Rav-4 modificaciones

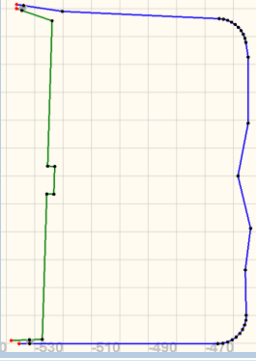
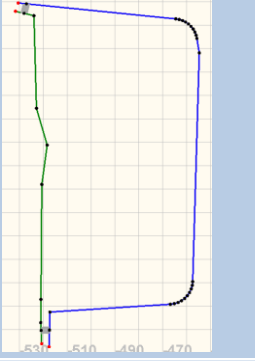
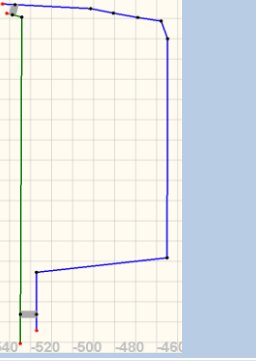
| Modelo: Toyota Rav-4 | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|----------------------------|--|-------------------|---|-------------------|--|-------------------|
| | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 1,65 | 1,63 | 1,65 | 1,63 | 2,00 | 2,00 |
| Material | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA | CR-340Y/590T-DP | CR-300Y/370T-HLSA |
| σ_y (MPa) | 340 | 300 | 340 | 300 | 340 | 300 |
| Sección modificada |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 215830 | | 198110 | | 235720 | |

Fig. 6.3.2 Valores secciones modificadas Toyota Rav-4.

-Sección frontal: en esta sección se ha realizado un redondeo de las esquinas y se ha incluido una entalla de dimensiones 2,5 cm de altura por 10 cm de anchura, lo que junto a la entalla en V que ya posee la sección hace que esta esté mucho más optimizada y soporte más carga.

-Sección intermedia: las modificaciones realizadas han sido el redondeo de las esquinas y la entalla en V que podemos ver en la línea verde, estos pequeños cambios hacen que la carga resistente suba considerablemente.

-Sección final: en esta última sección simplemente se ha modificado el espesor del material, lo que hace que resista más, pero en consecuencia también aumente el peso y la dificultad al mecanizarlo.

La optimización de las secciones está reflejada en el Anexo V.

- 3. Ford F250 modificaciones


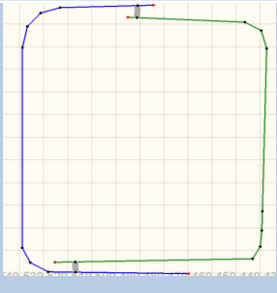
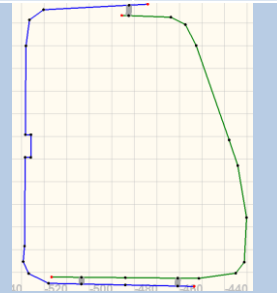
| Modelo: | Sección frontal | | Sección intermedia | | Sección final | |
|---------------------------|---|-------------------|--|-----------------|---|-----------------|
| Ford F250 | Azul | Verde | Azul | Verde | Azul | Verde |
| Espesor (mm) | 5,10 | 4,10 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 |
| Material | HR-300Y/370T-HSLA | HR-300Y/370T-HSLA | CR-600Y/780T-CP | CR-600Y/780T-CP | CR-600Y/780T-CP | CR-600Y/780T-CP |
| σ_y (MPa) | 300 | 300 | 600 | 600 | 600 | 600 |
| Sección modificada |  | |  | |  | |
| Carga frente a pandeo (N) | 656870 | | 452390 | | 567000 | |

Fig. 6.3.3 Valores secciones modificadas Ford F250.

-Sección frontal: realizando una pequeña modificación geométrica para que los puntos de soldadura de esta sección estén más próximos observamos como la resistencia experimenta una pequeña mejora.

-Sección intermedia: observamos que realizando una reducción de espesor para que entre dentro de los límites del CR (Cold Rolled), pero como vemos deberíamos elevar mucho el valor de tensión de fluencia para obtener algo parecido al espesor original.

-Sección final: en esta sección se ha realizado una reducción de espesor y se ha cambiado de material al igual que en la anterior, pero también se han modificado los puntos de soldadura de la parte inferior, con el fin de que trabaje completamente, y se ha añadido una entalla de dimensiones 2,5 cm de altura por 10 cm de anchura. Lo que hace que el valor obtenido por el programa este más próximo al original.

La optimización de las secciones está reflejada en el Anexo V.

6.4. Carga axial que soporta el “front rail” VS peso del vehículo

En este apartado se muestra una gráfica de la carga axial frente al peso de los vehículos analizados. Como podemos observar tenemos una clara tendencia de que a mayor peso la fuerza axial de los largueros aumenta, esto se debe a que la energía que deben absorber en caso de impacto es mayor.

Bien es cierto que tenemos dos excepciones claras. El caso del Toyota Yaris que es debido a que es un vehículo relativamente moderno (2010) frente al resto de los modelos analizados. La otra excepción es la Ford Econoline, debida al tipo de vehículo que es, ya que al ser una furgoneta es posible que tenga carga extra, con lo que la estructura tiene que estar preparada para absorber esa energía extra generada por el peso extra de la carga.

| MODELO | Lump mass (Kg) | Structural mass (Kg) | MASA TOTAL | CARGA AXIAL (N) |
|-----------------------|----------------|----------------------|------------|-----------------|
| Toyota Yaris (2010) | 17,20 | 1084 | 1101,20 | 257340 |
| Rav-4 (1997) | 55 | 1377 | 1432,00 | 188010 |
| Toyota Venza (2010) | 176,60 | 1300 | 1476,60 | 232820 |
| Ford Taurus (2001) | 56,25 | 1450 | 1506,25 | 276450 |
| Ford Econoline (1998) | 271,50 | 1930 | 2201,50 | 645630 |
| Ford Explorer (2003) | 444,30 | 1799 | 2243,30 | 580680 |
| Ford F250 (2006) | 473,60 | 2525 | 2998,60 | 643790 |

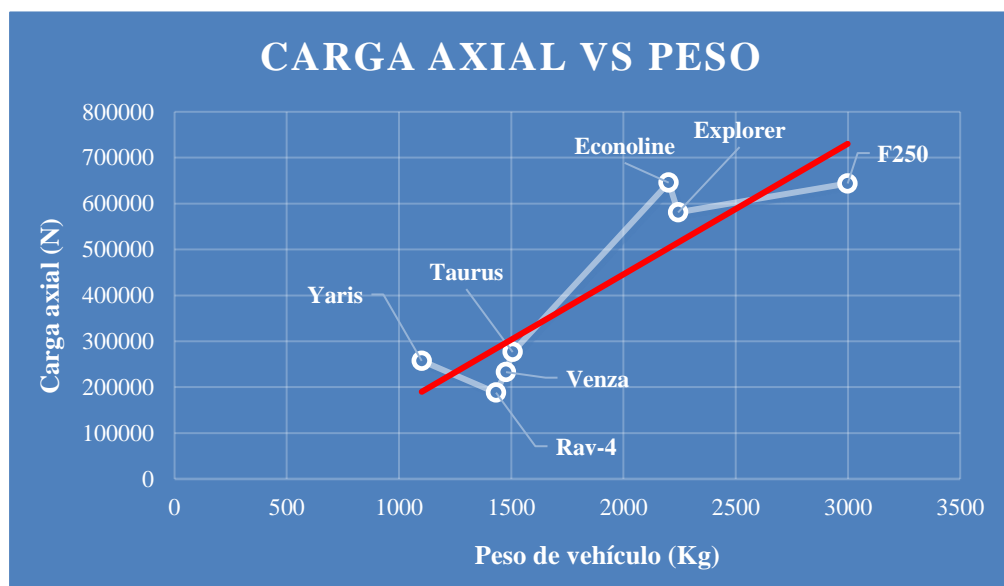


Fig. 6.4 Tabla y gráfica carga axial VS peso.

6.5. Sección del “front rail” VS carga axial que soporta

Analizando la sección transversal que ocupan los largueros frente a la carga axial, podemos ver una clara línea de tendencia positiva, la cual indica que, a mayor sección, más resiste axialmente el “front rail”. Bien es cierto que este parámetro depende mucho del material y espesor elegido, es decir, que puede ser modificado fácilmente.

| MODELO | CARGA AXIAL (N) | SECCIÓN (mm ²) | COEFICIENTE DE APROVECHAMIENTO (N/mm ²) |
|-----------------------|-----------------|----------------------------|---|
| Rav-4 (1997) | 188010 | 570,76 | 329,40 |
| Toyota Venza (2010) | 232820 | 684,75 | 340,01 |
| Toyota Yaris (2010) | 257340 | 720,24 | 357,29 |
| Ford Taurus (2001) | 276450 | 747,15 | 370,01 |
| Ford Explorer (2003) | 580680 | 1451,70 | 400 |
| Ford F250 (2006) | 643790 | 2186,40 | 294,45 |
| Ford Econoline (1998) | 645630 | 2047 | 315,40 |

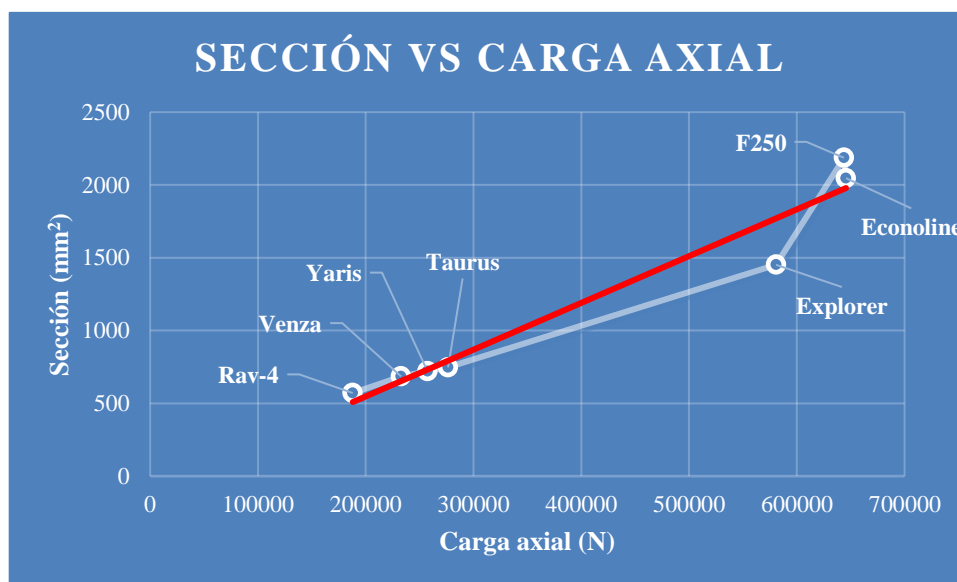


Fig. 6.5 Tabla y gráfica sección VS carga axial.

6.6 Carga axial que soporta VS distancia parachoques-parte posterior de la rueda delantera

Como podemos ver, en este apartado se ha analizado la carga axial que soporta el larguero frente a la distancia del frontal del vehículo hasta detrás de la rueda delantera, no tenemos una clara tendencia. Esto se debe principalmente a que son modelos de vehículos completamente distintos, se han analizado desde vehículos tipo SUV hasta tipo pick-up, pasando por utilitarios de ciudad. Este apartado se explicará mas en profundidad en las conclusiones. Es posible que los vehículos con una mayor distancia tengan un bloque motor de mayor potencia, de ahí que el espacio que necesiten sea mayor. Como se puede observar el Venza y el Taurus tienen una distancia considerable, pero la fuerza que soportan no es tan elevada como la de otros modelos con distancia similar, su peso es bastante menor en comparación con modelos como el Explorer, la F250 o la Econoline. Como se puede apreciar, estos modelos son completamente diferentes en cuanto a utilidad, ya que los modelos con menor distancia y fuerza axial resistente podemos decir que son modelos más enfocados a ciudad o carretera como el Rav-4 o el Yaris, sin embargo, los vehículos con mayor distancia y una carga axial no muy alta, estarán más enfocados a carretera ya que tendrán un bloque motor con mayor potencia que necesitará más espacio como el Venza o el Taurus. Por último, tenemos los vehículos con una distancia media-alta y una carga axial elevada, estos vehículos están más destinados uso de carga de materiales como la Econoline, al paso por terrenos abruptos como es el caso del Explorer o a ambos usos como podría ser el caso de la F250.

| MODELO | CARGA AXIAL (N) | DISTANCIA (mm) |
|---------------------|-----------------|----------------|
| Rav-4 1997 | 188010 | 1064,64 |
| Toyota Yaris 2010 | 257340 | 1094,59 |
| Ford Econoline 1998 | 645630 | 1135,93 |
| Ford Explorer 2003 | 580680 | 1156,00 |
| Toyota Venza 2010 | 232820 | 1265,98 |
| Ford F250 2006 | 643790 | 1336,10 |
| Ford Taurus 2001 | 276450 | 1357,51 |

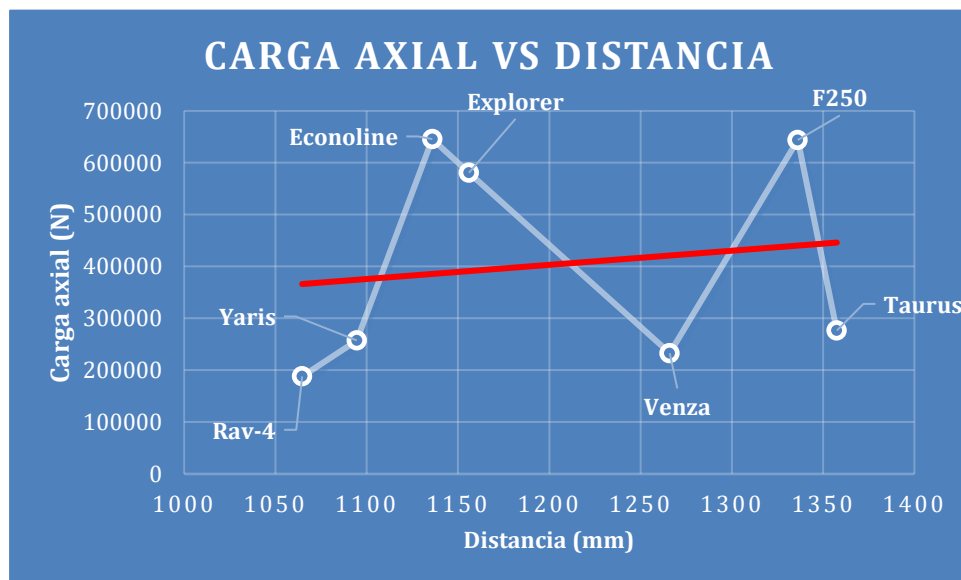


Fig. 6.6 Tabla y gráfica carga axial VS distancia.

7. Conclusiones y futuras líneas de estudio

La seguridad pasiva es un concepto fundamental en cuanto a la protección de los ocupantes de los vehículos o para reducir sus consecuencias una vez se ha producido el accidente. La aplicación de este tipo de seguridad en automóviles es imprescindible para garantizar la seguridad de estos.

En este trabajo se ha realizado un análisis de los componentes “front rail” de los vehículos, estos componentes son fundamentales en cuanto a seguridad pasiva. Son los componentes encargados de absorber la energía en caso de impacto frontal y hacer que la energía que llega al habitáculo de los usuarios sea mucho menor. A lo largo del trabajo se han realizado análisis de las secciones de diferentes tipos de automóviles, también se han realizado cambios en dichas secciones y se han analizado los datos obtenidos con el objetivo de ver la importancia de esos cambios.

El software Gas 2.0 utilizado en este estudio nos permite tener una visión frontal de la carga axial máxima que soportan las secciones escogidas, además de los momentos flectores que soportan. Aunque estos momentos flectores no se estudian en este trabajo, cabe destacar su importancia ya que de ellos depende la correcta deformación axial de elemento “front rail”. Como podemos observar en la Fig. 1.1 la localización del elemento está muy próxima a la del bloque motor, el cuál puede interferir en la deformación de el “front rail” lo que generaría una pérdida de seguridad hacia el habitáculo en caso de accidente, es decir el larguero se verá obstaculizado por el bloque motor y le restará eficacia. Este es un claro ejemplo de la importancia de estos momentos flectores.

Con la realización de este trabajo podemos darnos cuenta de que la seguridad pasiva tiene mucha importancia en el mundo del automóvil, prueba de ello son todos los elementos que los vehículos tienen incorporados en su estructura, las instituciones que se dedican a realizar pruebas y ensayos a los elementos de seguridad pasiva del vehículo. También es prueba de ello el empeño que realiza la Unión Europea en hacer que cada vez los vehículos incorporen más elementos de seguridad pasiva y activa.

Analizando las diferentes secciones se puede observar la importancia del diseño de estas, observamos que no solo deben cumplirse las características de diseño estético, sino que también deben hacerlo las características de seguridad en caso de siniestro. Estas características de seguridad están relacionadas directamente con el diseño del componente que se analiza en este trabajo, analizando las diversas secciones y realizando cambios como se ha hecho, podemos llegar a la conclusión que la inclusión de entallas y el redondeo de esquinas en las secciones tiene un efecto positivo en la carga axial que soportan. También es cierto que hay que tener diversos factores en cuenta a la hora de añadir dichos elementos ya que pueden generar problemas de diseño en los perfiles. Otros cambios que también se han realizado son los de espesor y de material, al realizar estos cambios se han obtenido los resultados que se esperaban, al

subir espesor o al sustituir el material por uno con mayor tensión de fluencia, la carga axial máxima que soportaba la sección aumentaba. Una de las conclusiones finales a las que se ha llegado es que, realizando una buena combinación de estos tres factores, se puede llegar a optimizar la sección del larguero y conseguir reducir el peso, siempre y cuando el coste de estos cambios sea rentable.

Mediante las gráficas realizadas podemos llegar a las siguientes conclusiones:

- Por lo general la tendencia es que, a mayor peso, mayor será la fuerza axial que resistirá el larguero ya que la energía que tiene que absorber en caso de accidente es mayor.
- A mayor sección transversal de “front rail” mayor fuerza axial resistirá, aunque como se ha dicho antes este factor dependerá del espesor, material y configuración de la sección elegidos.
- Se puede observar que no hay una clara dependencia de la distancia del frontal a la parte posterior de la rueda delantera frente la carga axial, sino que dependerá del tipo de vehículo.

A modo de conclusión global podemos decir que, realizando este trabajo, se puede observar que el tipo de vehículo influye de manera muy significativa sobre el diseño de la sección. Tenemos modelos como el Yaris o el Rav-4 enfocados principalmente al uso en ciudad, estos modelos tienen una carga axial relativamente baja. El Venza o el Taurus son modelos con una carga axial media ya que su uso está mas concebido hacia el uso en carretera, con lo cual en caso de accidente la energía a absorber será mayor. Por último, tenemos modelos con una carga axial elevada, estos modelos están enfocados al transporte de mercancías como la Econoline, también tenemos vehículos todoterreno como el Explorer, al estar diseñado para ir por terrenos abruptos es necesario que la sección del “front rail” se bastante resistente, debido a que puede llegar a ser necesario triar de él, para remolcar el vehículo en caso de quedar atascado. La F250 englobaría los dos últimos usos e incluso podría incluirse el de carretera, por ello debe tener una sección bastante resistente.

En el futuro se podría continuar este estudio analizando por elementos finitos los diferentes perfiles a carga axial para verificar numéricamente el resultado de GAS 2.0, también se podría analizar el avance de la seguridad en el “front rail” analizando y comparando vehículos anteriores a la década de los ochenta, frente a vehículos actuales de no más de dos años. Otro estudio interesante en este tipo de elementos de seguridad pasiva es, el estudio de los momentos flectores que se generan en los largueros, los cuales son influyentes en la deformación del “front rail”.

8. Bibliografía

- [1]. <https://www.fundacionmapfre.org/educacion-divulgacion/prevencion/prevencion-accidentes-mayores/elementos-seguridad-pasiva/>
- [2]. <https://tecvolucion.com/cuales-son-los-elementos-de-seguridad-pasiva-del-vehiculo/>
- [3]. <https://www.nhtsa.gov/>
- [4]. <https://www.pruebaderuta.com/seguridad-pasiva-en-la-carroceria.php>
- [5]. <https://www.euroncap.com/es/euro-ncap/>
- [6]. Schneider F, Jones N. Impact of thin-walled high-strength steel structural sections. *Proc Inst Mech Eng, Part D. J Automobile Eng* 2004;218(2):131–58.
- [7]. Omar T A, Kan C, Bedewi N E. Crush behaviour of spot welded hat section components with material comparison. *Proceedings of crashworthiness and occupant protection in transportation systems ASME, AMD* 1996;21:865–78.
- [8]. Yamashita M, Gotoh M, Sawairi Y. A numerical simulation of axial crushing of tubular strengthening structures with various hat-shaped cross-sections of various materials. *Key Eng Mater* 2003;233-236:193–8.
- [9]. Huh H, Kang W J. Crash-worthiness assessment of thin-walled structures with the high-strength steel sheet. *Int J Vehicle Design* 2002;30(1/2):1–21.
- [10]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0734743X05001053>
- [11]. Johnson W, Reid SR. Metallic energy dissipating systems. *Appl Mech Rev* 1978;31(3):277–88.
- [12]. Reid SR. Metal tubes as impact energy absorbers. In: Reid SR, editor. *Metal forming and impact mechanics*. New York: Pergamon Press, 1985:249–69.
- [13]. Jones N. Recent studies in the dynamic plastic behavior of structures. *Appl Mech Rev* 1989;42(4):95–115.
- [14]. Reid SR. Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers. *Int J Mech Sci* 1993;35(12):1035–52.
- [15]. Ren W, Mingbao H, Zhuping H, Qingchun Y. An experimental study on the dynamic axial plastic buckling of cylindrical shells. *Int J Impact Engng* 1983;1(3):249–56.
- [16]. Postlethwaite HE, Mills B. Use of collapsible structural elements as impact isolators, with special reference to automotive applications. *J Strain Analysis* 1970;5(1):58–73.
- [17]. Reid SR, Reddy TY. Experimental investigation of inertia effects in one-dimensional metal ring systems subjected to end impact — I. Fixed-ended systems. *Int J Impact Engng* 1983;1(1):85–106.
- [18]. Harrigan JJ, Reid SR, Peng C. Inertia effects in impact energy absorbing materials and structures. *Int J Impact Engng* 1999;22(9):955–79.
- [19]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0263823100000483>
- [20]. Fay PA, Suthurst GD. Redesign of adhesively bonded box beam sections for improved impact performance. *Int J Adhes Adhesives* 1990;10(3):128–38.
- [21]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0734743X08001243>

- [22]. http://ing.unne.edu.ar/mecap/Apuntes/Estabilidad_2/Cap10-Pandeo.pdf
- [23]. <https://tutorica.com/blog-d49/blog-legislacion/orientaciones-de-seguridad-vial-de-la-ue-para-2011-2020-objetivos-4-y-5/?p=10734>
- [24]. https://ec.europa.eu/transport/road_safety/sites/default/files/pdf/road_safety_citizen/road_safety_citizen_100924_es.pdf
- [25]. <https://movilidadelectrica.com/estos-10-sistemas-de-seguridad-seran-obligatorios-en-todos-los-coches-en-2022/>
- [26]. <https://noticias.coches.com/consejos/sistemas-de-seguridad-obligatorios-2022/337180>
- [27]. <https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/lsprepost/Training/Intro/>
- [28]. <https://www.steel.org/steel-markets/automotive/gas2/>
- [29]. [GAS2 0 Training Module 1 - Function of GAS - YouTube](#)