



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**



FACULTAD DE INGENIERÍA

**“DISEÑO CONCEPTUAL DE
CHASIS PARA UN AUTO
ELÉCTRICO POR MEDIO DE
OPTIMIZACIÓN
TOPOLÓGICA”**

T E S I S

Para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico

Presenta:

Paulo Reynaldo Calvo Alfaro

Director de Tesis:

Dr. Fernando Velázquez Villegas

Ciudad Universitaria

Agosto de 2010.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

Por este medio quiero agradecer a todas las personas que me apoyaron y ayudaron durante la realización de mi tesis.

Mis agradecimientos van dirigidos a:

A mi madre, Margarita, por apoyarme, motivarme y desvelarse para ayudarme a ser cada día mejor.

A mi padre, Isaac, por convencerme de estudiar ingeniería y hacer todo esto posible.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por permitirme estudiar en la excelente Facultad de Ingeniería, donde aprendí a ser un ingeniero a lo largo de estos años.

Al Grupo de Diseño Mecánico Óptimo, particularmente al Dr. Fernando Velázquez Villegas y al M.I. Antonio Zepeda Sánchez, quienes me ayudaron a enfocar mis habilidades y aficiones de manera que me desarrollara profesionalmente.

A mis amigos, quienes me apoyaron a lo largo de la carrera, brindándome su amistad y consejo.

A mis tíos, al Dr. Felipe Alfaro y el Lic. Eduardo Alfaro, quienes me apoyaron económica y espiritualmente para poder realizar mi carrera.

A mi querida amiga, Aidé; quién me ayudó a despertar mis habilidades y me brindó su apoyo y cariño, para volverme una persona de provecho y mejorar día a día. Gracias.

CONTENIDO GENERAL

1. Introducción
2. Estado del arte
3. Metodología
4. Condiciones de operación y restricciones del chasis
5. Obtención de la región de topología
6. Discusión de resultados
7. Conclusiones
8. Referencias

CONTENIDO

<i>Agradecimientos</i>	2
Contenido General	3
Introducción	7
Optimización Estructural	7
Diseño a optimizar.	7
Metodología de solución.....	7
Alcances y suposiciones	8
Justificación de la propuesta	8
Objetivos	10
Capítulo 1 Estado del Arte	11
Capítulo 2 Metodología	14
Introducción	14
Método del Elemento Finito	14
Optimización Topológica.....	18
Funcionamiento de Design Studio Genesis (DSG)	18
Funcionamiento de DOT.....	19
Proceso Global de Optimización	19
Método de Optimización Topológica de <i>Design Studio Genesis</i>	20
Equipo de cómputo utilizado	21
Capítulo 3 Condiciones de operación y restricciones del chasis	22
Introducción	22

Condiciones de Operación	22
Casos de Carga.....	23
Caso de carga W	26
Caso de carga FRB.....	27
Caso de carga FLB.....	28
Caso de carga BRB	28
Caso de carga BLB	29
Caso de carga BSB.....	29
Parámetros, Objetivos y Restricciones de Optimización Topológica	31
Parámetros de la región de topología inicial	31
Objetivos de optimización	31
Restricciones de optimización.....	32
Capítulo 4 Obtención de la Región de Topología.....	33
Introducción	33
Material usado para la optimización	33
Malla Sólida	34
Regiones de Topología	34
Región de Topología 1 (TR1)	35
Región de Topología 2 (TR2)	37
Región de Topología 3 y 4 (TR3 y TR4)	38
Región de Topología 5 (TR5)	39
Región de Topología 6 (TR6)	40
Región de Topología 7 (TR7)	41
Región de Topología 8 (TR8) REGIÓN de topología final	42
Dimensiones generales de la TR8.....	43

Resultado de la optimización	44
Capítulo 5 Discusión de Resultados y Conclusiones	48
Introducción	48
Características Particulares	48
(1) Soporte de carrocería por pilares A, B y C	51
(2) Anclaje de los asientos de conductor y pasajeros	55
(3) Baterías	59
(4) Suspensión	61
Características Generales	64
Distribución de Densidades	64
Propuestas simplificadas de estructuras	65
Desempeño del Perfil	66
Demostración de optimización	68
Conclusiones	73
TRABAJO FUTURO.....	74
Referencias.....	75

INTRODUCCIÓN

OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL

La optimización estructural es un método que se utiliza para la generación de diseños óptimos (mecanismos, marcos o estructuras), tomando en cuenta el mejoramiento de sus propiedades de manera que se tengan mejores cualidades con menor material.

La optimización estructural topológica tiene por objetivo el agregar o retirar material en donde es requerido para, de esta manera, poder fortalecer puntos críticos que requieren de más masa para proveer, por ejemplo, más rigidez, mejorar la transferencia de calor, cambiar el centro de masa, etc.; y quitar material donde éste no ayude al mejoramiento del objeto, es decir, material ineficiente.

Las industrias que han tenido éxito en la aplicación de este método son la aeroespacial, la automotriz, así como la de la construcción; ya que éstas necesitan optimizar sus diseños de manera que puedan lograr los mejores resultados con menor material y menor costo.

DISEÑO A OPTIMIZAR.

El producto que será sometido a optimización es un chasis automotriz, el cual pertenece a un auto de uso turístico. Este tendrá una configuración de tres llantas montadas en dos ejes, de las cuales dos estarán en la parte frontal del chasis; además, este eje tendrá la tracción del vehículo que es propulsado por 2 motores independientes. La tercera llanta estará en la parte posterior del chasis y contendrá, a su vez, la dirección del vehículo.

METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN

La determinación de la propuesta de diseño final presentada fue generada con base en los siguientes puntos:

1. Investigar el estado del arte de chasis automotrices actuales con la misma configuración de llantas.
2. Determinar alcances y suposiciones requeridos para poder delimitar la tesis
3. Investigar requerimientos y restricciones los cuales un chasis automotriz debe de cumplir
4. Diseñar la región de topología que permita al programa optimizador trabajar, de manera que se obtenga el diseño conceptual más cercano a las dimensiones reales.
5. Simular las condiciones de carga.
6. Con base en la simulación, mejorar la región de topología para obtener resultados más precisos.
7. Repetir el proceso de diseño de la región de topología y su simulación hasta obtener una mejor región de topología.
8. Discutir resultados y concluir

ALCANCES Y SUPOSICIONES

En esta propuesta se tiene como objetivo la creación de un perfil topológico cuya función es la de proveer de un diseño conceptual, el cual podrá servir como guía para un proceso más profundo de diseño, el cual puede ser abordado por otros métodos de optimización más adecuados para su diseño y manufactura.

Para la construcción de un chasis deben tomarse en cuenta muchas características, entre las cuales están su resistencia en caso de impacto y durabilidad durante su uso cotidiano; sin embargo en esta propuesta se consideran solamente las cargas necesarias sobre el chasis para asegurar una resistencia al uso cotidiano, de las cuales sólo se considerarán cargas relativas al peso de los componentes en estado estático. También son consideradas las cargas relativas a las recibidas por la pista de rodamiento sobre el chasis en las partes donde se soporta la suspensión. Quedan excluidas las cargas sobre la carrocería y chasis provenientes de frenado súbito, como cargas sobre anclajes de asientos y cinturones de seguridad, también, cargas relativas a la operación de puertas, uso de un remolque o ser remolcado y levantamiento del vehículo para sustitución de llantas

Por otro lado, se propuso el análisis modal para la estructura, sin embargo en simulaciones realizadas en algunas de las regiones de topología, se observaba que el añadir este análisis, aumentaba radicalmente el tiempo de procesamiento, además de que el modo que interesaba en este caso (el de torsión) ya se simulaba con los casos de carga por impacto de baches; por lo que el análisis modal quedó excluido de esta propuesta.

Toda prueba de impacto por accidente queda excluida de esta propuesta.

JUSTIFICACIÓN DE LA PROPUESTA

La optimización estructural del chasis de un auto contribuye, en gran medida, a la reducción de la masa total debido a que éste recibe las cargas más grandes durante su uso cotidiano. Muchos componentes en el auto reciben cargas, sin embargo el chasis es el soporte de todos los componentes, por lo que el chasis es el componente con más masa y volumen, sólo comparado con el tren motriz.

Reducir el tamaño o el peso del chasis y aumentar sus prestaciones es un objetivo que se han planteado muchas armadoras en todo el mundo, esto es debido a la presión económica por el aumento del valor de los combustibles, así como la desaceleración económica global. Por otro lado, las legislaciones en diversos países exigen cada vez mejores estándares de seguridad; además, los compradores aumentan sus expectativas respecto a las funciones y capacidades que su auto debe tener y que éste tenga un ciclo de vida más largo; por lo tanto ya no están dispuestos a cambiar su auto por un modelo nuevo. De este modo, estas presiones provocan que se tengan objetivos contrarios, el peso contra funciones secundarias (“infotainment”) llevando a descartar capacidades de los componentes no necesarios, de manera que contribuya a obtener un mejor diseño.

Reducir el peso y conservar o aumentar las capacidades de un componente es de los más relevantes objetivos en la rama automotriz y aeronáutica en los últimos años. Aunque en épocas pasadas ya se tomaba en cuenta este enfoque, es hasta nuestros días que ha cobrado mayor importancia, ya que una

de las formas más efectivas para reducir el consumo de combustible en un vehículo es reducir la carga que su motor debe desplazar. Por lo anterior, obtener un diseño óptimo de un componente es ahora más importante que nunca, ya que el reducir la masa y aumentar las prestaciones del vehículo nos brinda una eficiencia mayor.

Tomando en cuenta la cantidad de energía que se requiere durante el ciclo de vida de un automóvil [9][10], de acuerdo con la figura I.1, se puede ver que la mayor cantidad de energía consumida es durante su operación, por lo que la optimización de su consumo en esta fase es crucial para la reducción de contaminantes.

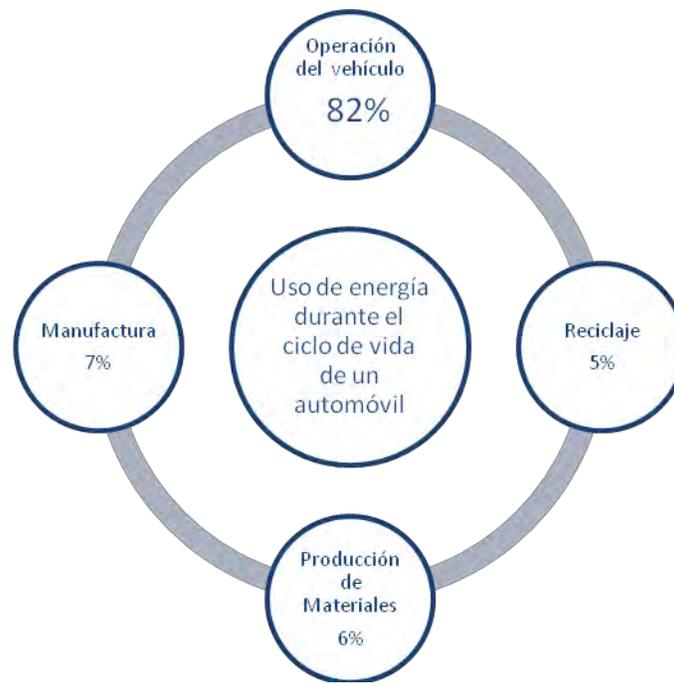


Figura I.1 Proporción de energía consumida durante las etapas del ciclo de vida de un automóvil

Otro criterio a considerarse es el costo que tiene el desarrollo de nuevas tecnologías o procesos para reducir el peso de un vehículo, de acuerdo con la figura I.2, se muestra que la única manera de hacer el vehículo más ligero sin incrementar los costos, es por medio del mejoramiento del chasis o el equipamiento. La inversión necesaria para reducir el peso de los componentes de la carrocería o los materiales usados en el auto es muy alta [11]; por otro lado, mejorar el chasis o el equipamiento reduce los costos. Es por estas razones que se está empezando.

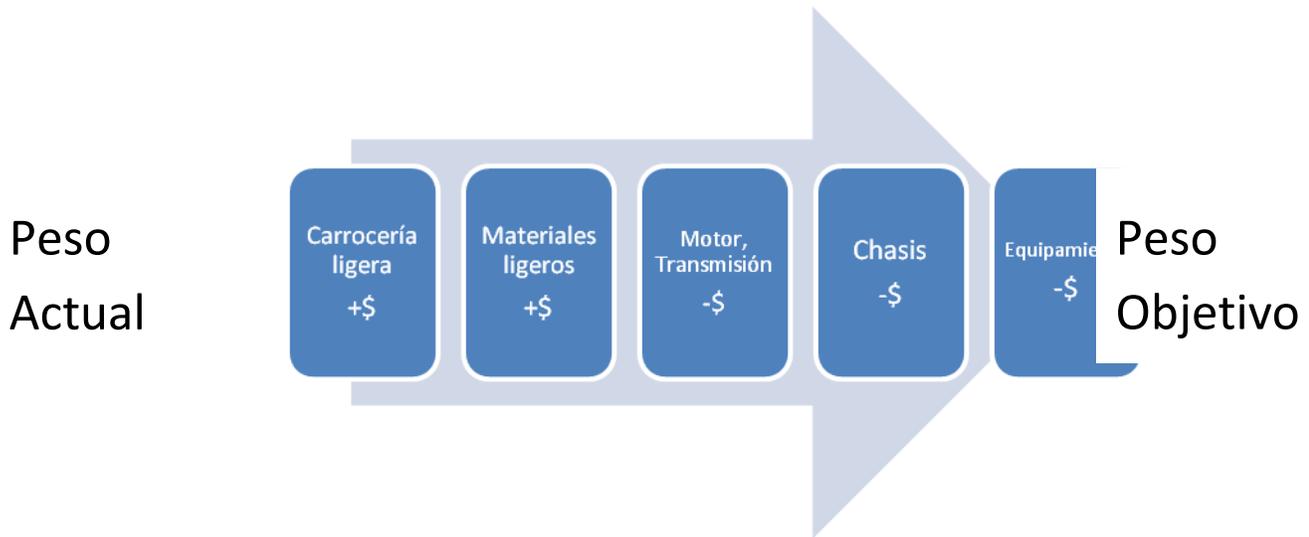


Figura I.2 Reducción de peso efectivo

OBJETIVOS

Aplicar la metodología de la optimización estructural al diseño conceptual del chasis de un auto eléctrico de baja velocidad, con una fracción de masa como restricción y la mínima energía de deformación como objetivo.

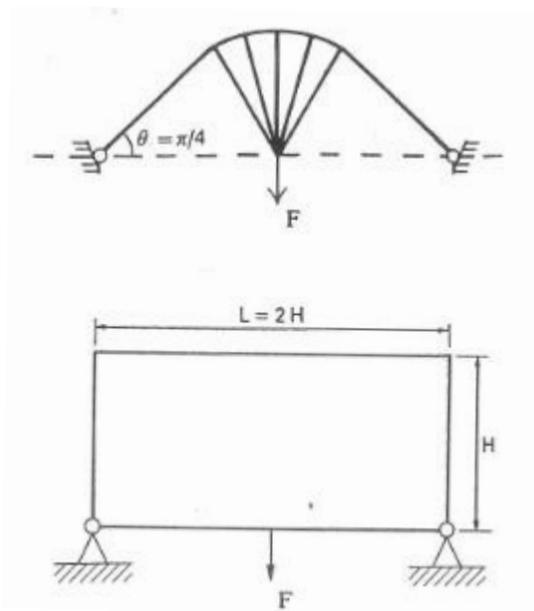
Objetivos Particulares:

1. Proponer las condiciones de operación del chasis del auto eléctrico
2. Establecer la secuencia de pasos para optimizar topológicamente la estructura del chasis
3. Obtener el diseño conceptual del chasis

Objetivo Personal: Desarrollar conocimientos sólidos de diseño mecánico óptimo

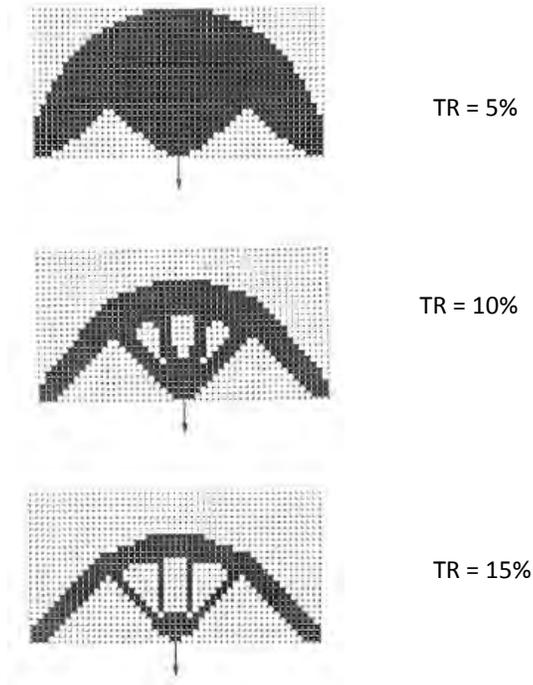
El desarrollo de componentes automotrices a lo largo de la historia fue un proceso de ensayo y error en sus orígenes, generando cambios cuando se presentaban problemas y repitiendo las características que los mejoraba. Con la llegada de la mecánica computacional (i.e. CAD, CAE, CAM), el ingeniero fue capaz de anticipar fallas en su diseño al poner a prueba sus ideas por medio de la simulación. Sin embargo, el diseño provenía del ingeniero o diseñador, cambiando las características a su criterio, simulándolo de nuevo por computadora o fabricando o probando en prototipos. Con la aplicación de la optimización estructural se puede obtener un diseño cuya forma o dimensiones serán generadas por las restricciones y objetivos que el ingeniero le solicite.

La aplicación de optimización estructural empezó con el trabajo de Michel [6], donde nos muestra cómo sería la forma ideal de estructuras bidimensionales para ciertos casos de carga mecánicas. Este enfoque fue usado inicialmente para aplicaciones de ingeniería civil. Por ejemplo, en la figura 3.1 se puede apreciar un ejemplo de las estructuras de Michel



Se muestra una placa bidimensional a la cual se le aplica una carga puntual y que además tiene restricciones en los extremos de la placa. Un proceso de optimización basado en el nivel de esfuerzo, se puede ver en la figura 3.2

Figura 1.1 Estructura de Michel



Por el criterio del nivel de esfuerzo se puede optimizar un diseño, al aplicar una tasa de rechazo, la cual es la razón de un esfuerzo elemental entre el esfuerzo máximo de la estructura. Por lo que los elementos que estén sometidos a un menor esfuerzo son retirados, y los de mayor esfuerzo son conservados. Como se puede ver en la figura, cada imagen muestra una tasa de rechazo diferente siendo la figura optimizada más esbelta la que tiene una tasa de rechazo mayor. (TR: Taza de rechazo)

Figura 1.2 Diferentes tasas de rechazo

La optimización en nuestros días es usada ampliamente en industrias que requieren de desempeños sobresalientes y que requieren eficiencia elevada, como la industria automotriz, la cual está presionada por el aumento de los precios de combustibles; la industria aeronáutica, cuyo caso es similar a la anterior. La industria aeronáutica tiene más tiempo aplicando la optimización ya que las condiciones de operación y las normatividades son más estrictas para un vehículo aéreo que para uno terrestre.

La optimización estructural ha sido un tema de interés por más de 100 años, empezando con el trabajo de Michel en 1904. En las décadas de los 40's y 50's se empezó a usar analíticamente para la optimización de componentes de estructuras de aeronaves. En 1960, Schmit fue el primero en trabajar con técnicas de programación matemáticas para resolver problemas restringidos desiguales no lineales para diseñar estructuras elásticas bajo casos de carga múltiples.

Como se verá con este enfoque, cada vez que el diseñador requiere la evaluación de la función objetivo y sus restricciones, un análisis completo realizado usando el método de los elementos finitos se debe hacer. Aún usando algoritmos de optimización modernos, este proceso requiere de muchos análisis, así como de muchas iteraciones de sensibilidad. Durante el proceso de optimización, se puede volver más eficiente el proceso por medio de calcular los gradientes (sensibilidades) de las funciones de los objetivos y restricciones

Imaginando que un modelo compuesto por elementos finitos cuyos nodos tienen una gran cantidad de grados de libertad, y muchos casos de carga así como requerir análisis estáticos y análisis modal, el costo de la optimización es muy bajo, ya que solo requiere de equipo de cómputo para realizar las optimizaciones. Por otro lado, si podemos limitar el número de análisis detallados por método de los

elementos finitos al orden de diez casos, entonces podemos argumentar que el diseño óptimo puede ser encontrado por el esfuerzo de sólo encontrar un diseño aceptable usando métodos tradicionales de “modificar y probar”.

El uso de programación matemática para optimización estructural tomó un giro en 1974 cuando Schmit y Farsi publicaron el concepto de técnicas de aproximación para síntesis estructural. Estos conceptos fueron refinados y descritos con más detalle por Schmit y Miura [7].

A mediados de los 80s técnicas de aproximación fueron refinadas aún más con el desarrollo de lo que es comúnmente llamado “aproximaciones de segunda generación” y su refinamiento continúa hoy en día.

INTRODUCCIÓN

Para la realización de esta propuesta hace falta la ayuda de dos herramientas principales; el análisis por elemento finito y la optimización topológica. El análisis por elemento finito provee un informe de la situación de las restricciones y solicitaciones que se presentan en el modelo. La información que brinda puede ser relativa a esfuerzos, desplazamientos, etc. La optimización topológica usa estos resultados para poder determinar la mejor geometría retirando o agregando material de manera que satisfagan los objetivos y restricciones que serán aplicados en este segundo proceso.

MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO

El método de elemento finito requiere la solución de la ecuación matricial

$$\mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{P} \quad (2.1)$$

Donde la matriz general \mathbf{K} es la superposición o ensamble de las matrices de rigidez de los elementos \mathbf{k}_i

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^N \mathbf{k}_i$$

Donde N es el número de elementos finitos de la estructura. Las columnas de la matriz \mathbf{P} contienen los vectores de carga de cada condición de carga y las columnas de \mathbf{u} son los desplazamientos nodales correspondientes. La matriz de rigidez es una función de las variables de diseño que definen la estructura y es simétrica. Los vectores de carga \mathbf{P} pueden ser también una función de las variables de diseño si incluimos, por ejemplo, el peso mismo de la estructura, o cargas aerodinámicas o térmicas.

Asumiendo que un diseño propuesto ha sido especificado, podemos crear la matriz de rigidez \mathbf{K} y los vectores de carga \mathbf{P} . Por lo tanto, debemos resolver para los desplazamientos \mathbf{u} como:

$$\mathbf{u} = \mathbf{K}^{-1} \mathbf{P}$$

En la práctica, realmente no se invierte la matriz \mathbf{K} sino que se descompone \mathbf{K} y se resuelven las ecuaciones usando sustitución hacia adelante o hacia atrás.

La matriz de rigidez de los elementos \mathbf{k}_i se crea de la matriz de rigidez \mathbf{k}_i^0 en el sistema coordenado local del elemento y matriz de transformación geométrica \mathbf{T} :

$$k_i = T^T k_i^0 T$$

Habiéndose calculado los desplazamientos conjuntos \mathbf{u} , se pueden calcular las fuerzas de cada elemento, usando los desplazamientos y la matriz de rigidez de elemento asociada a cada elemento, transformada al sistema coordenado local por

$$\mathbf{u}^0 = T\mathbf{u}$$

Donde \mathbf{u} y \mathbf{u}^0 contienen sólo aquellos desplazamientos asociados con los nodos de cada elemento. Las fuerzas en cada elemento son ahora

$$\mathbf{f} = k_i^0 \mathbf{u}^0$$

Finalmente, de estas fuerzas podemos calcular los esfuerzos y sus respectivas restricciones. También, teniendo los desplazamientos nodales, podemos formar las restricciones de desplazamiento directamente. Para ejemplificar el uso del método anterior, se propone un ejemplo a continuación. Se recuerda que este ejemplo está formado por elementos bidimensionales, ya que es más fácil de explicar que los elementos hexaédricos tridimensionales usados para esta propuesta.

Ejemplo 2.1

Considérese una estructura formada por 3 barras mostrada en la figura 2.1, la cual es ejemplo clásico resuelto por Schmit en 1960 [8].

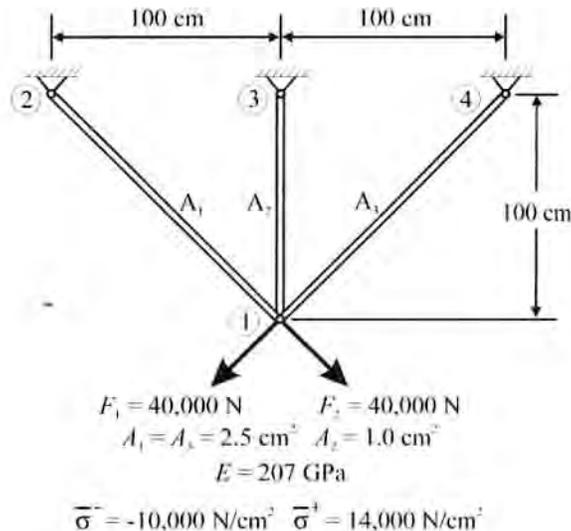


Figura 2.1 Diagrama de cuerpo libre de estructura de tres barras

Las cargas F_1 y F_2 son dos condiciones de carga individuales. Omitiendo los grados de libertad correspondientes a los nodos fijos (2, 3 y 4), las matrices de rigidez de cada elemento asociadas con los grados de libertad independientes en el nodo 1 son:

$$k_1 = \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) \\ -\text{sen}\left(\frac{\pi}{4}\right) \end{pmatrix} \frac{A_1 E}{L_1} \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) & -\text{sen}\left(\frac{\pi}{4}\right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 183,000 & -183,000 \\ -183,000 & 183,000 \end{bmatrix}$$

Similarmente,

$$k_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 207,000 \end{bmatrix}$$

$$k_3 = \begin{bmatrix} 183,000 & 183,000 \\ 183,000 & 183,000 \end{bmatrix}$$

Superponiendo las matrices de rigidez de cada elemento,

$$K = k_1 + k_2 + k_3 = \begin{bmatrix} 366,000 & 0 \\ 0 & 573,000 \end{bmatrix}$$

Los vectores de carga son separados en sus componentes y acomodados en dos columnas formando la carga P .

$$P = \begin{matrix} F_1 & F_2 \\ \begin{bmatrix} -28,300 & 28,300 \\ -28,300 & -28,300 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

Ahora de la ecuación 2.1, resolvemos para los desplazamientos

$$U = K^{-1}P = \begin{bmatrix} \frac{1}{366,000} & 0 \\ 0 & \frac{1}{573,000} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -28,300 & 28,300 \\ -28,300 & -28,300 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.07732 & 0.07732 \\ -0.04939 & -0.04939 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Las componentes de fuerza de cada elemento ahora pueden ser calculadas. Primero, los desplazamientos son transformados al sistema coordenado local. Considerando sólo al elemento número 1, los desplazamientos en el nodo 1 en el sistema coordenado local son

$$\mathbf{u}_1^0 = T\mathbf{u}_1$$

$$= \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) & -\operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{4}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0.07732 & 0.07732 \\ -0.04939 & -0.04939 \end{bmatrix}$$

$$\begin{matrix} \text{CC1} & \text{CC2} \\ = & [-0.01975 & 0.0896] \end{matrix}$$

CC1: caso de carga 1

Las fuerzas en el elemento 1 son

$$f_1 = \frac{A_1 E}{L_1} \mathbf{u}_1^0$$

$$= 366,000[-0.01975 \quad 0.08960]$$

$$\begin{matrix} \text{CC1} & \text{CC2} \\ = & [-7,230 \quad 32,790] \end{matrix}$$

Los esfuerzos en el miembro 1 bajo las condiciones de carga 1 y 2 son

$$\sigma_{11} = \frac{f_{11}}{A_1} = -2,890 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{12} = \frac{f_{12}}{A_1} = 13,210 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para los límites de esfuerzos mostrados en la figura 2.1, se pueden ahora crear restricciones en la forma necesitada para la optimización como se ve a continuación:

$$g_1 = \frac{\sigma_{11}}{\bar{\sigma}^-} - 1 = -\frac{2,890}{-10,000} - 1 = -0.711$$

$$g_2 = \frac{\sigma_{12}}{\bar{\sigma}^+} - 1 = -\frac{2,890}{-14,000} - 1 = -1.206$$

$$g_3 = \frac{\sigma_{12}}{\bar{\sigma}^-} - 1 = -\frac{13,120}{-10,000} - 1 = -2.312$$

$$g_4 = \frac{\sigma_{12}}{\bar{\sigma}^-} - 1 = -\frac{13,120}{-14,000} - 1 = -0.063$$

En la misma manera, fuerzas, esfuerzos, y finalmente las restricciones de los miembros 2 y 3 son calculados para dar un total de 12 restricciones de esfuerzo para optimización. Si las restricciones de desplazamiento son consideradas, éstas pueden ser calculadas usando la ecuación 2.2 directamente con los límites apropiados de desplazamiento.

La función objetivo usual en optimización estructural es el peso y es determinada directamente del modelo estructural como la suma de los pesos de los elementos

$$W = \sum_{i=1}^N \rho_i A_i L_i$$

Donde ρ , es el peso del material del elemento i . En este ejemplo

$$W = 0.03[2.5(2)(\sqrt{2})(100) + 1.0(100)] = 24.2 \text{ N}$$

OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

FUNCIONAMIENTO DE DESIGN STUDIO GENESIS (DSG)

Este programa es el que fue utilizado para la generación de las simulaciones y optimización para esta tesis, el programa es una interfaz gráfica de pre y postprocesamiento de análisis mecánicos basados en elemento finito, que se usa para realizar el análisis estructural y la optimización.

El programa DOT (Design Optimization Tools) es el programa que utiliza DSG para optimizar los diseños por lo que una explicación de cómo es que funciona es pertinente para esta tesis.

El programa DOT usa métodos de búsqueda numérica para encontrar un valor mínimo o máximo de una función sujeta a límites en otras funciones. Métodos de optimización numérica como éste son formalmente conocidos como Técnicas de Programación Matemática. Las funciones involucradas deben ser calculadas como funciones de las “variables de diseño”. Si se quiere maximizar una función, DOT lo hace al minimizar la parte negativa de esa función, lo cual no es apreciable en los archivos de salida.

El usuario debe especificar un conjunto inicial de variables de diseño (también llamadas variables de decisión), y debe proveer los algoritmos para evaluar las funciones objetivo y de restricción cada vez que las variables de diseño son cambiadas por DOT. El concepto básico es resolver el problema en dos pasos. El primero es determinar una “dirección de búsqueda” la cual define como cambian las variables de diseño. La idea clave es que todas las variables de diseño serán cambiadas simultáneamente de manera que mejoren el diseño. La segunda parte es para determinar que tan lejos moverse en dicha dirección, y esto es llamado “Búsqueda unidimensional”. Este proceso de encontrar una dirección de búsqueda y luego buscar es llamado una “iteración” y es repetido hasta converger en un óptimo [3].

PROCESO GLOBAL DE OPTIMIZACIÓN

Usando conceptos de aproximación la estructura básica del proceso se muestra en la figura 2.2 y se describe a continuación [5];

1. Analizar el diseño inicial con un análisis completo por elemento finito
2. Evaluar todas las funciones de restricción y acomodarlas de acuerdo a su importancia. Conservar únicamente restricciones críticas o potencialmente críticas para su consideración más adelante durante este ciclo de diseño.
3. Iniciar el análisis de sensibilidad para calcular los gradientes del conjunto conservado de restricciones. Estos pueden ser calculados como gradientes de respuestas intermedias en términos de variables intermedias. También, sólo retener un número pequeño de restricciones similares en cada región de la estructura.
4. Usando estos gradientes, construir aproximaciones y crear un problema de optimización para ser resuelto por un código en general de optimización, y resolverlo. Aquí, la aproximación puede ser lineal, o puede ser modificada en varias formas. Durante esta optimización aproximada, límites de movimiento son impuestos a las variables de diseño, si las soluciones han convergido a un óptimo aceptable, terminar. En otro caso repetir desde paso 2

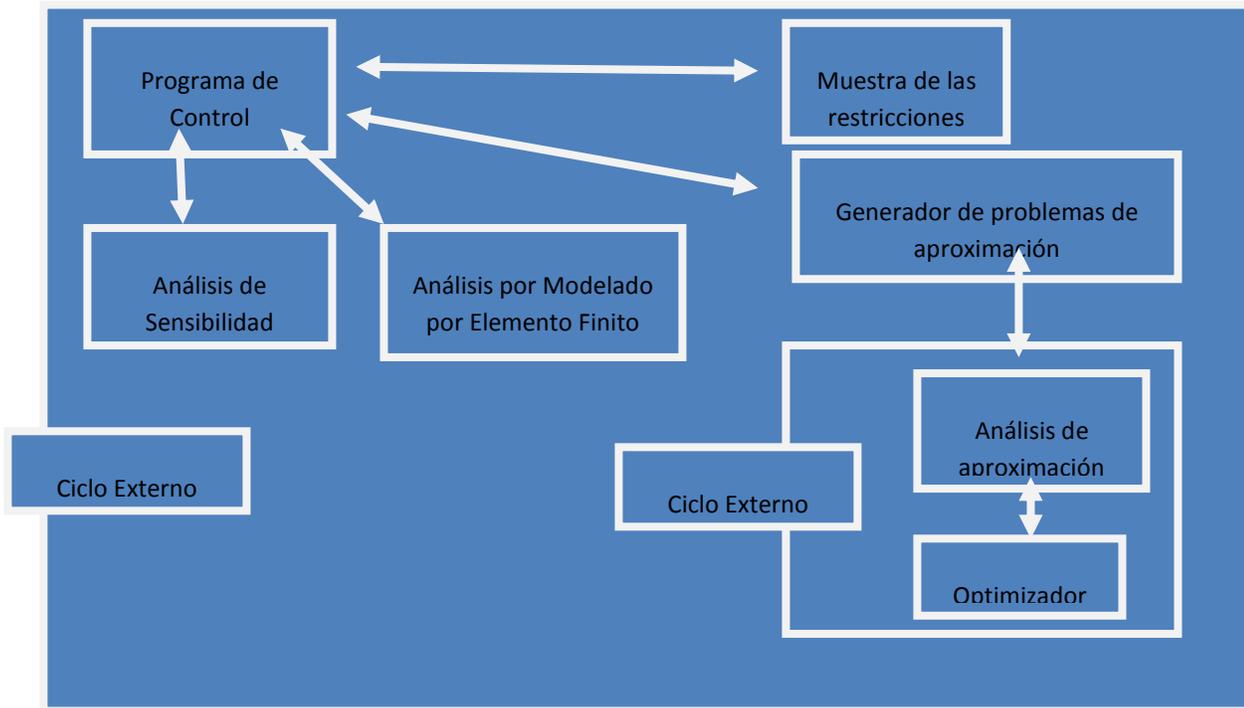


Figura 2.2 Diagrama del proceso global de optimización en DSG Genesis

MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA DE *DESIGN STUDIO GENESIS*

La optimización topológica es un método para encontrar la distribución óptima de material en un espacio dado. A diferencia de la optimización de forma o de dimensión, la optimización topológica no requiere de un diseño inicial. Normalmente, el diseño empieza con un bloque de material, que aquí se llamará Región de Topología (TR). Se entiende por región de topología a la cantidad de material inicial dispuesta para la optimización topológica, del cual se retirará o agregará material de manera que mejoren las cualidades deseadas. Formada por un gran número de elementos finitos, la optimización topológica quitará de la región de topología los elementos innecesarios. Esta optimización tiene un número limitado de respuestas asociadas con ella. Estas respuestas son principalmente usadas para crear una estructura rígida y ligera.

La optimización topológica es usada normalmente por ingenieros de diseño para crear diseños conceptuales, cuando la optimización topológica termina, optimización por forma y por dimensiones puede ser realizada para refinar la solución. Para hacer este siguiente paso en la creación de un nuevo diseño el ingeniero debe reconstruir el modelo de análisis usando sólo los elementos que dejó la optimización por topología.

En *DSG*, la optimización topológica trabaja creando variables de diseño asociadas con el módulo de Young y la densidad de cada elemento en la región. El valor de la variable de diseño varía de 0.0 a 1.0, donde 1.0 indica que el elemento tiene una rigidez normal así como su masa, y 0.0 indica que el elemento no tiene rigidez ni masa. La optimización topológica puede ser usada con casos de carga estáticos, de eigenvalores, de pandeado, dinámicos y aleatorios. Los resultados relevantes son los desplazamientos, energía de deformación, frecuencia natural, factores de carga de pandeado, velocidades directas/modales/aleatorias y respuestas de aceleración. Los resultados de análisis faltantes (e.g. esfuerzos, deformación y fuerzas) sólo deberían ser usados como referencias, ya que son teóricamente válidos sólo en los límites de las variables de diseño (0.0 y 1.0) La razón de esto es obvio: las propiedades de los materiales no son realmente variables. Esto es solo un método para identificar que material mantener (variable de diseño cercana a 1.0) y qué material descartar (variable de diseño cercana a 0.0) [3].

Respuestas geométricas como momentos de inercia, centros de gravedad y de fracción de masa pueden ser también usadas en optimización topológica. Requerimientos de fabricación como tamaño mínimo de elemento, que sea capaz de ser fundido, extruido, estampado y simetrías pueden ser impuestos si son necesarios.

EQUIPO DE CÓMPUTO UTILIZADO

Para la realización de esta tesis se utilizaron diferentes equipos de cómputo. Una tabla con la descripción básica de los equipos se presenta a continuación.

Tabla 2.1 Equipo utilizado para el desarrollo de la propuesta

Equipo #	Intel Core 2 Duo	Memoria Ram	Sistema Operativo
1	Intel Core 2 Duo 3.00 GHz	4 GB	Windows Vista 32 Bits
2	Intel Core 2 Duo 3.16 GHz	8 GB	Windows Vista 64 Bits
3	Intel Core 2 Duo 1.83 GHz	3 GB	Windows 7 32 Bits

CAPÍTULO 3 CONDICIONES DE OPERACIÓN Y RESTRICCIONES DEL CHASIS

INTRODUCCIÓN

Este vehículo está destinado para uso turístico y de transporte público; es decir, realizará viajes exclusivamente en la ciudad y de baja velocidad, la cual se estima en un máximo de 40 km/h, dos de las características más importantes que tiene es que es un vehículo de tres ruedas distribuidas en dos ejes; el eje frontal constará de una suspensión conformada por un par de llantas, las cuales también tendrán la tracción del automóvil, mientras que el eje trasero no tendrá tracción; sin embargo, éste tendrá la dirección.

A continuación en la figura 3.1 se puede ver la distribución de asientos y la configuración de los mismos:

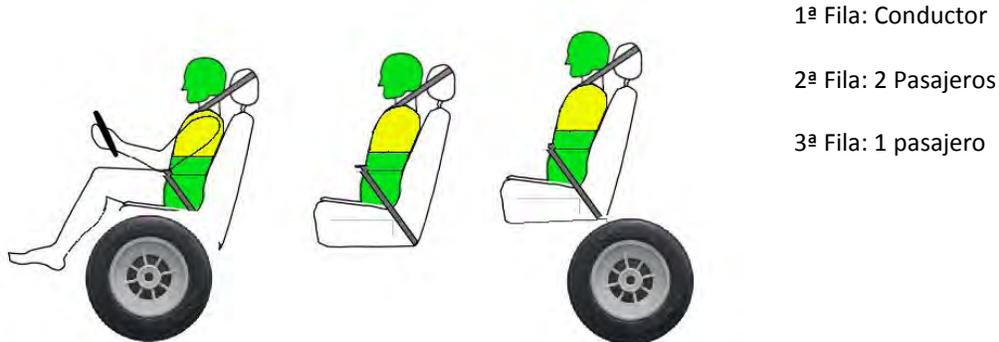


Figura 3.1 Distribución de asientos en auto eléctrico

CONDICIONES DE OPERACIÓN

Las condiciones a las que estará sometido el vehículo serán inferiores al uso cotidiano de un vehículo común, ya que esta propuesta será para un vehículo de baja velocidad y para uso urbano exclusivamente. Sin embargo, se consideraron condiciones adversas para su desplazamiento en el tipo de pista de rodamiento mexicano, la cual está formada en su mayoría por un recubrimiento de asfalto que es de poca duración que, aunado a la precipitación pluvial, se desgasta rápidamente generando huecos en su superficie conocidos popularmente como baches. Debido a esto, estas condiciones extremas de circulación están presentes en los casos de carga. Una de las condiciones más extremas a la que se someterá el vehículo será la de soportar el impacto contra un objeto en su suspensión durante un viraje, el cual se entiende como un bache. Las cargas a las cuales estará sometida la suspensión debida a este impacto se pueden apreciar en la figura 3.2. Las cargas aquí descritas corresponden a los requerimientos mínimos en un vehículo subcompacto de 5200 N de la Volkswagen, de acuerdo con las normas de seguridad de la DIN (Deutsche Institut für Normung) 70000 [2].



Aquí se pueden ver las cargas aplicadas sobre una de las llantas del eje delantero. La resultante de las fuerzas horizontales tiene una dirección de 135° con respecto al desplazamiento del auto, con una magnitud de 9899 N que combinada con la fuerza vertical de 16000 N da una fuerza total de 18,815 N, con una dirección de 31.7° aproximadamente respecto a la vertical y a -135° respecto a la dirección del auto

Figura 3.2 Cargas aplicadas en eje delantero

Para el caso de carga en la suspensión trasera, un ajuste adecuado debe realizarse, ya que la suspensión sólo consta de una llanta y además contiene la dirección. Se deben ajustar los datos de la referencia para que la magnitud de la carga sea el doble de la que resistiría una llanta en una suspensión trasera tradicional, ya que en nuestro vehículo se usará una llanta. Además la resultante del impacto debe de ser parecida a la de la suspensión delantera, ya que al ser la llanta que tiene la dirección, el impacto de un bache sería similar al delantero porque esta llanta estaría más expuesta a impactos oblicuos. A continuación se puede observar la distribución de fuerzas que debe resistir el chasis en un auto convencional en la figura 3.3, pero para nuestro caso, se duplicará esta fuerza ya que una llanta soportará solamente a la suspensión trasera, y se tomará el vector unitario del caso de la llanta delantera para la dirección de dicha fuerza.



Se proponen 3 casos de carga, dado que al tener más libertad de movimiento, las cargas presentadas pueden venir de más direcciones. Será una proveniente por la derecha, otra por la izquierda y otro por el centro, los impactos oblicuos tendrán la dirección ya mencionada para el caso delantero.

Figura 3.3 Cargas aplicadas en el eje trasero

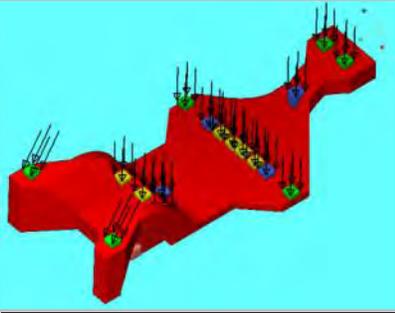
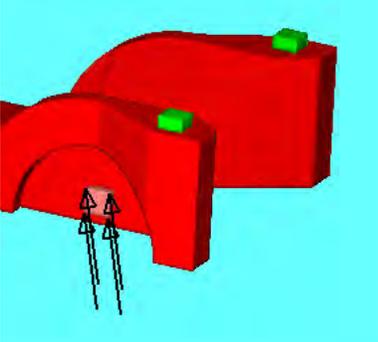
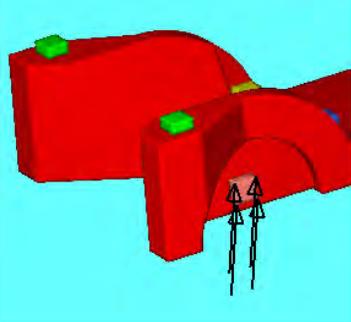
CASOS DE CARGA

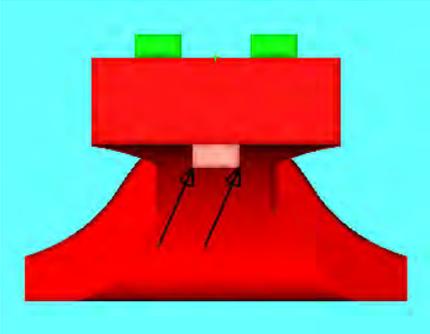
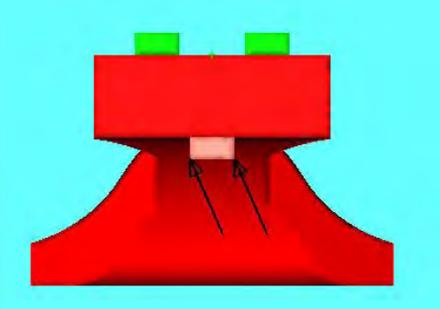
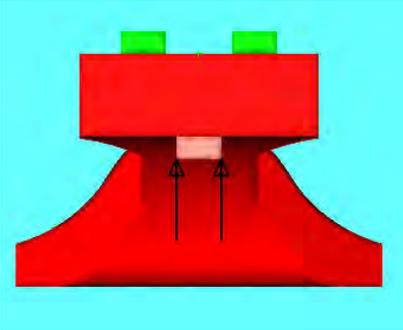
Los casos de carga que se aplicarán en esta propuesta se pueden ver en la tabla 3.1, para poder simplificar los casos de carga, se propuso la utilización de regiones donde se aplicarían las cargas que no podrían ser modificados por el programa optimizador, ya que si se permitiera la modificación de la zona, el proceso eliminaría las zonas que tienen un esfuerzo menor a otras y también de acuerdo con la

importancia que se le da dentro de las opciones de optimización, por lo cual se propuso la utilización de regiones simples que simularían los puntos de aplicación de cargas o zonas que pudieran ser restringidas. Dichas zonas no tienen elementos de optimización, por lo que permanecerán tal cual como fueron diseñadas en un principio. Por otro lado, las cargas serán aplicadas puntualmente en todos los casos de carga y en los vértices de dichas zonas, esto para ayudar a simplificar el proceso.

Para ejemplificar las cargas se utilizará la región de topología final que se diseñó en esta tesis: la región de topología 8 (TR8)

Tabla 3.1 Casos de carga

Caso de Carga	Descripción	Cargas	Restricciones	Diagrama
Peso vehicular total (W)	En este caso se usará el peso de la carrocería, usuarios y baterías, en una condición estática	Se considerarán los pesos de la carrocería, usuarios, asientos y baterías	Se restringirá completamente el movimiento en la cara externa	
Impacto por bache en llanta delantera derecha (FRB)	Se considera un impacto con componentes en las tres dimensiones, el cual hipotéticamente proviene de golpear un objeto al pasar por encima de él	Una carga única proveniente del impacto	Sólo se restringen el grupo de la llanta izquierda y de la suspensión trasera, dejando libre solamente la llanta delantera derecha	
Impacto por bache en la llanta delantera izquierda (FLB)	Se considera un impacto con componentes en las tres dimensiones, el cual hipotéticamente proviene de golpear un objeto al pasar	Una carga única proveniente del impacto	Sólo se restringen el grupo de la llanta derecha y de la suspensión trasera, dejando libre solamente la llanta	

	por encima de él		delantera izquierda	
Impacto por bache en la llanta delantera por la izquierda (BLB)	Se considera un impacto con componentes en tres dimensiones, el cual hipotéticamente proviene de golpear un objeto al pasar por encima de él.	Una carga única proveniente del impacto	Se restringe el movimiento en el eje delantero, dejando libre el trasero.	
Impacto por bache en la llanta delantera por la derecha (BRB)	Se considera un impacto con componentes en tres dimensiones, el cual hipotéticamente proviene de golpear un objeto al pasar por encima de él.	Una carga única proveniente del impacto	Se restringe el movimiento en el eje delantero, dejando libre el trasero.	
Impacto por bache en la llanta delantera por el centro (BSB)	Se considera un impacto con componentes en tres dimensiones, el cual hipotéticamente proviene de golpear un objeto al pasar por encima de él.	Una carga única proveniente del impacto	Se restringe el movimiento en el eje delantero, dejando libre el trasero.	

CASO DE CARGA W

En este caso de carga se incluyen únicamente cargas relativas al peso (de ahí el uso de la letra “w” correspondiente a la palabra inglesa “weight”) generado por los componentes que se incluyeron en esta propuesta, las cuales son, el peso de la carrocería que en este caso es el toldo del vehículo, que tendrá un peso aproximado de 200 kg, éste contiene el peso de los postes A, B y C, además del parabrisas y el medallón. El peso de la carrocería se distribuye en 6 grupos de topología sin optimización, donde los dos grupos delanteros simulan las posiciones de los postes A, en este caso las cargas tendrán un ángulo de 60° respecto a la superficie de rodamiento. La distribución de los grupos de topología en una vista superior se pueden ver a continuación en la figura 3.4

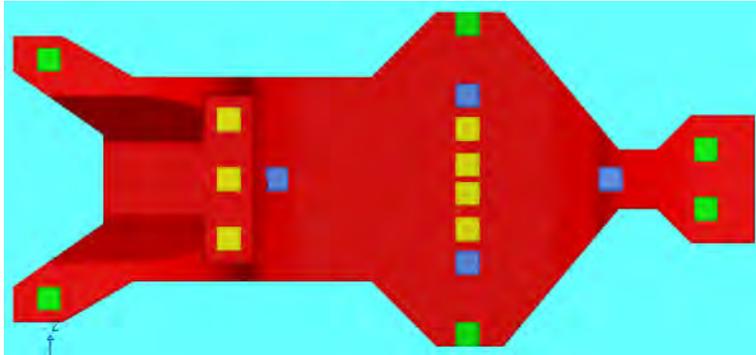


Figura 3.4 Vista superior de la TR8, mostrando grupos de topología

Como se puede ver a continuación, las posiciones simplificadas de la carrocería son los cuadrados en color verde, las cargas se consideraron igualmente distribuidas en magnitud, por lo que, la única diferencia entre ellas es que en las cargas asignadas para los postes A estaban en ángulo respecto a la superficie de rodamiento.

Los grupos de topología que contenían la simplificación de las posiciones de los postes A se ubicaron en la parte delantera del hueco donde se encuentran las ruedas del eje delantero, la distancia entre los postes A es de 900 mm. Los grupos de topología que contienen a los postes B se encuentran alineados con las posiciones simplificadas del segundo grupo de baterías y también con el grupo del asiento central. Además este grupo se encuentra completamente en los extremos de la región de topología, para de esta manera maximizar el espacio interior del vehículo, la distancia entre los grupos de topología de los postes B es de 1200 mm. Finalmente, los grupos de topología que contienen los postes C de la carrocería se encuentran en la parte trasera de la región de topología final, a una distancia entre los postes de 150 mm. La posición de los postes A respecto a la longitud del vehículo fue arbitraria pero se tomó en cuenta el diseño preliminar.

Las restricciones de movimiento que tiene la región de topología, son el empotramiento total de las caras externas de los grupos de topología “Suspensión” lo cual simula el caso en que el vehículo estuviese en reposo soportando las cargas provenientes del peso de todos los componentes ya mencionados. La distribución de las cargas en una vista lateral izquierda de la región de topología se pueden ver a continuación en la figura 3.5, donde se pueden observar las cargas provenientes de los

pesos de los componentes mencionados, así como de las restricciones de movimiento en el grupo de topología suspensión. La figura muestra una vista lateral.

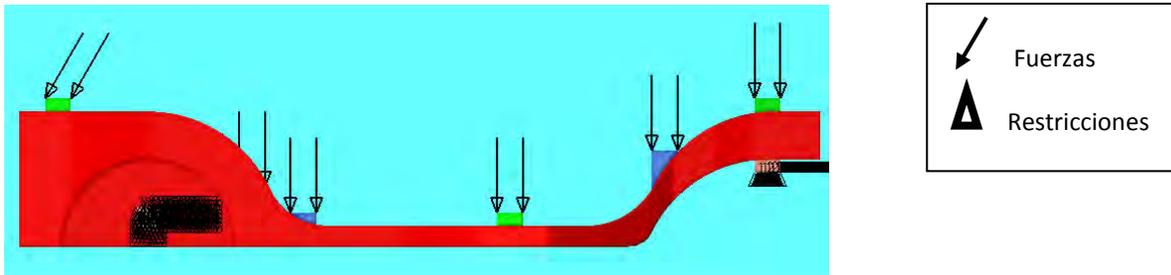


Figura 3.5 Vista lateral de la TR8 mostrando caso de carga *W*

CASO DE CARGA FRB

En este caso de carga se incluyen las cargas generadas por un impacto recibido en la llanta delantera derecha (de ahí las siglas “FRB” que significan “Front Right Bump”), el cual es generado en el momento en que el vehículo cae en un bache con su llanta delantera derecha durante su circulación (10 años de vida [2]). De acuerdo con la figura 3.2 se puede notar que las cargas están aplicadas al centro de la llanta y que las direcciones, sentidos y cargas resultantes sobre el chasis no son las mismas, sin embargo, por simplificación de la simulación se tomaron estas direcciones y cargas de la llanta, directamente sobre el anclaje de la suspensión. Para las restricciones de movimiento, se consideran empotradas la llanta delantera derecha y la trasera, con la intención de simular el impacto proveniente de un bache en una dirección oblicua a la del desplazamiento. En una vista inferior de la región de topología en la figura 3.6 se puede apreciar cómo es que se restringe el movimiento y se aplican las cargas en este caso.

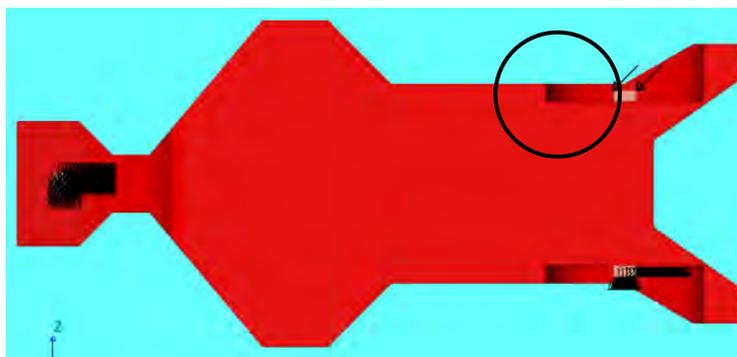


Figura 3.6 Vista inferior de la TR8 mostrando cargas y restricciones en caso de carga *FRB*

En la figura se puede apreciar el grupo de topología “Suspension”, donde se le aplica la carga por el impacto del bache así como el empotramiento en la parte externa del anclaje simplificado izquierdo de la suspensión derecha y también en la cara inferior del anclaje de la suspensión trasera.

CASO DE CARGA FLB

Para este caso de carga se incluyen las cargas generadas por un impacto recibido en la llanta delantera izquierda (de ahí las siglas “FLB” que significan “Front Left Bump”), el cual, de nuevo, es generado en el momento en que el vehículo cae en un bache con su llanta delantera izquierda durante su circulación. En este caso también se utilizaron las cargas propuestas en la figura 3.2, sólo que las direcciones fueron adecuadas para que correspondieran simétricamente al lado izquierdo del vehículo. También se consideraron las simplificaciones como en el caso FRB. La diferencia entre este caso y el anterior radica únicamente en que las cargas se aplican en el anclaje izquierdo. A continuación, en la figura 3.7, en una vista inferior de la región de topología, se pueden observar las cargas y restricciones de movimiento impuestas en este caso.

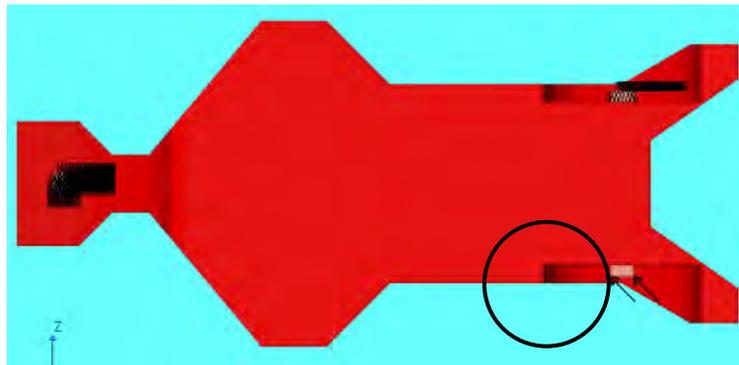


Figura 3.7 Vista inferior de la TR8 mostrando cargas y restricciones en caso de carga FLB

CASO DE CARGA BRB

Este caso de carga presenta un comportamiento similar a los anteriores, con la diferencia de que ahora las cargas se aplican en el anclaje de la suspensión trasera, (de ahí las siglas “BRB” que significan “Back Right Bump”), de nuevo, generadas por la simulación de un impacto trasero. La determinación de este caso de carga se basó en la figura 3.3, con las consideraciones explicadas para este caso, y también se simplificó la forma en que se aplicaban las cargas del anclaje de la suspensión trasera al ser

las mismas provenientes de el centro de la llanta como en los casos de carga anteriores. Para las restricciones de movimiento, se considera empotrada la suspensión delantera, por lo cual las caras externas del grupo de topología que representan el anclaje simplificado de la suspensión delantera, están empotradas. Una vista inferior de la región de topología en la figura 3.8 muestra el caso de carga.

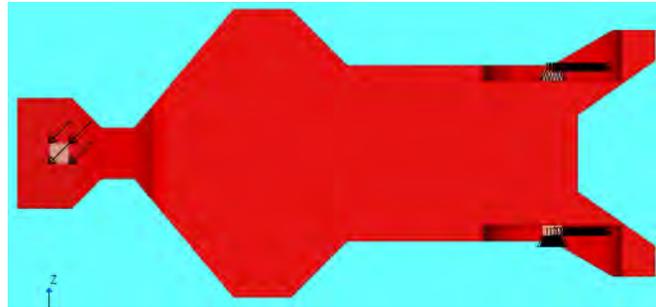


Figura 3.8 Vista inferior de la TR8 mostrando cargas y restricciones en caso de carga BRB

CASO DE CARGA BLB

Este caso de carga es similar al BRB sólo que las fuerzas provienen del lado izquierdo (de ahí las siglas “BLB” que significan “Back Left Bump”), Se utilizaron las mismas condiciones que en casos anteriores.

Para las restricciones de movimiento, se consideran empotrados los anclajes de la suspensión delantera. Una vista inferior de la región de topología en la figura 3.9 muestra el caso de carga.

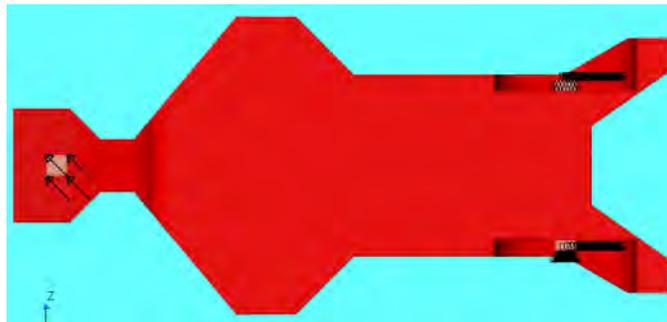


Figura 3.9 Vista inferior de la TR8 mostrando cargas y restricciones en caso de carga BLB

CASO DE CARGA BSB

Finalmente, en este caso se tiene el impacto recto en la suspensión trasera (de ahí las siglas “BSB” que significan “Back Straight Bump”). De manera análoga a los casos anteriores se puede apreciar el caso de carga en la siguiente figura.

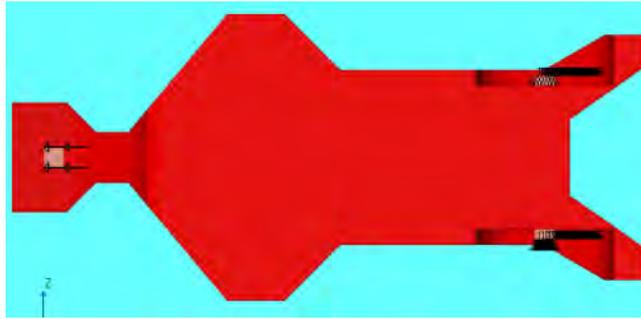


Figura 3.10 Vista inferior de la TR8 mostrando cargas y restricciones en caso de carga BSB

La clasificación y características de los grupos de topología usados se pueden ver en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Clasificación y características de los grupos de topología

Grupo de elementos de Topología	Característica que representa	Cargas por grupo de elementos [N]			Explicación
		Total	Individual	Por nodo	
 Verde	Carrocería	2000	333.5	83.5	Se asignó un valor de 2000 N debido a que se estimó un peso de alrededor de 200 kg de la carrocería. Todas las cargas se considerarán con dirección vertical y sentido hacia abajo, con excepción de las cargas ubicadas en los grupos de topología que representan los postes A del vehículo, ya que éstos se propusieron con un ángulo de inclinación respecto al suelo de 60°
 Azul	Asientos usuario y	3400	850	212.5	El valor total se determinó al considerar usuarios de un peso de 80 kg (Aprox. 800 N) y asientos de 5 kg (Aprox. 50 N) cada uno. En este caso también se consideran las cargas verticales hacia abajo.
 Amarillo	Baterías	2100	300	75	En este caso las baterías tienen un peso aproximado de 30 kg (Aprox. 300 N) cada una para un total de 210 kg (Aprox. 2100 N) por las siete que se especificaron. En este caso también se consideran las cargas verticales hacia abajo.
 Rosa	Suspensión Delantera		19000	4750	Este valor se obtuvo de acuerdo con un caso de impacto por bache [2]

	Suspensión Trasera	30000	7500	Este valor también se obtuvo de la referencia [2] sin embargo se tuvo que adecuar a este vehículo, duplicando la carga para el caso de ejes traseros ya que la referencia es para un auto de 4 ruedas, así como también las direcciones de impacto, ya que tiene un comportamiento de llanta delantera por ser direccional
---	-----------------------	-------	-------------	--

PARÁMETROS, OBJETIVOS Y RESTRICCIONES DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

PARÁMETROS DE LA REGIÓN DE TOPOLOGÍA INICIAL

Para poder generar una optimización hacen falta al menos estas características. Los parámetros de optimización contienen las cualidades que tendría la optimización, como masa inicial de trabajo, la masa inicial de trabajo es con la cual va a empezar a optimizar, si se usa la mitad de la masa de la región inicial, significa que cambiará la densidad de la región entera en el primer ciclo de diseño, y a partir de ahí redistribuirá la masa, densificando o no donde se requiera, *DSG* usa este método para generar los cambios topológicos. Se usa una fracción de masa inicial para acelerar el proceso de optimización, porque si se usara una fracción de masa cercana a la unidad empezaría por retirar muy poco del material original, llevándonos a un proceso muy largo de optimización. La asignación de fracción de masa inicial es completamente arbitraria y depende de la experiencia del diseñador.

Otro parámetro a mencionar es la capacidad de generar un diseño con simetrías, en este caso se usó una restricción de simetría con respecto a un plano paralelo a la dirección de manejo, el cual se encuentra exactamente a la mitad de la región de topología inicial, por lo que los resultados eran forzados a ser simétricos, aunque dicha restricción no es completamente posible, ya que la malla original que contenía la región de topología no es simétrica, por lo cual el programa no puede forzar los resultados a ser simétricos sin tener antes una malla simétrica

OBJETIVOS DE OPTIMIZACIÓN

El objetivo más común y usado en optimización topológica es el de mínima energía de deformación, la razón de usar este objetivo es que una de las características más importantes de un chasis automotriz es que sea lo más rígido posible, ya que de esta manera se protege a los ocupantes así como a los

componentes del auto, ya que la deformación del chasis podría provocar que mecanismos o componentes se desconectaran, así como una condición de incomodidad para los usuarios y la posibilidad de que estas perturbaciones pudieran amplificarse por las demás cargas en el auto. La condición de rigidez es completamente necesaria y forzosa, ya que aunque la carrocería pudiera deformarse mucho y pudiera concentrar fuerzas en su anclaje con el chasis, esto puede evitarse con un diseño adecuado de dichos anclajes de la carrocería con el chasis, la carrocería debe estar preparada para esta falta de deformación, de manera que el chasis no funcione como una restricción para la carrocería u otros componentes flexibles.

RESTRICCIONES DE OPTIMIZACIÓN

En este caso de nuevo se usa la masa, se usará como restricción una fracción de masa, de manera que sólo nos quede una fracción de la inicial, por lo que el usar una fracción de masa final depende de qué tan delgado se requiera el resultado, siendo este parámetro dependiente de los resultados, ya que así como se pueden generar diseños muy gruesos con una fracción de masa grande, así también se puede a la inversa, diseños muy delgados con fracciones de masa pequeños. La fracción de masa final depende totalmente de cada prueba de optimización y se puede ir afinando conforme al revisar los resultados.

La utilización de factores como esfuerzos o desplazamientos no se recomienda en este caso, ya que al ser un diseño conceptual, no un diseño final, la masa final está todavía muy por arriba de la deseada y así a su vez los esfuerzos que reporten no son valores a considerar, ya que esto no será construido directamente.

CAPÍTULO 4 OBTENCIÓN DE LA REGIÓN DE TOPOLOGÍA

INTRODUCCIÓN

Para la generación de un objeto o pieza optimizada con el enfoque topológico es necesario primero, contar con una región de topología que contenga el espacio suficiente para poder permitir funcionar al método. Se entiende por Región de Topología un espacio delimitado que contiene elementos los cuales pueden estar sometidos a cargas, restricciones y optimización. El tener una región de topología mucho más grande que el espacio máximo que necesitamos nos puede conducir a generar un resultado que no esté dentro de nuestras posibilidades de crear, por lo tanto los límites de dimensiones se tienen que determinar antes de realizar una optimización, ya que, aunque la optimización topológica crea diseños conceptuales sin tener un diseño previo, es necesario tomar en cuenta que el espacio que se le asigne inicialmente será lo único que podrá usar, así que si el resultado rebasa el espacio delimitado, entra en conflicto o no cumple con las características que deseamos depende totalmente del diseñador. Las regiones de topología fueron diseñadas con la ayuda del programa de diseño por computadora (CAD) *NX Nastran Siemens*, con el cual se pudo crear un elemento sólido. El elemento sólido necesariamente tenía que ser un elemento único debido a que los módulos de mallado de los programas CAE requerían de que fuera un sólido de una sola pieza, por lo que el diseño en CAD requirió de ajustes más específicos para que pudiera funcionar la simulación.

MATERIAL USADO PARA LA OPTIMIZACIÓN

Se consideró un acero de las siguientes características:

Tipo	Isotrópico
Módulo de Young	200 GPa
Módulo de Poisson	0.28
Densidad	7800 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Estos valores son los necesarios para el funcionamiento del programa, ya que se requiere del módulo de Young y el de Poisson para el análisis de esfuerzos, mientras que la densidad es necesaria para el programa de optimización ya que éste necesita la relación peso-volumen. El material es idealizado, por lo tanto no corresponde intencionalmente a ningún acero comercial.

MALLA SÓLIDA

El tipo de elemento usado para mallar el sólido obtenido por CAD, fue un elemento tetraédrico de 4 puntos, la decisión de no hacerlo de 10 puntos fue tomada para poder remallarlo en *DSG*, ya que este software no maneja con elementos de 2do grado; sin embargo, al remallar cada elemento por este software se generan 12 nuevas partes, por lo que la capacidad de procesamiento ya no es alcanzable con el equipo disponible. El tamaño mínimo de elemento con el que se pudo trabajar fue de 16 mm para el caso de la región de topología TR8 (i.e. Topology Region 8).

Sin embargo, el uso de la propiedad de remallado, no se usó en las últimas regiones de topología, debido a que se generaban demasiados elementos, así que se malló manualmente desde el software de CAE.

La malla se generó por medio de dos malladores durante el diseño, para algunas pruebas, fue obtenida por medio de *Algor 2010 Autodesk* software con aplicaciones CAD y CAE, así como *NX Nastran Siemens* los cuales son capaces de generar mallas con diferentes tipos de elementos (i.e. tetraédricos, hexaédricos, cúbicos, etc.); Ambos generan archivos que contienen la información requerida por el software de optimización, el cual utiliza exclusivamente archivos de simulación en formato .dat, por lo que se tuvo que aprender a generar simulaciones con la información mínima necesaria para que ésta pudiera ser exportada al formato que es necesario.

En el caso de *NX* sólo requiere que se asigne un material y un mallado para exportar correctamente los archivos, mientras que en *Algor* era necesario simular completamente un caso, por lo que implica mucho tiempo. Por otro lado, se hicieron intentos con otros programas que también generaban mallas, por ejemplo, se intentó utilizar el programa *Abaqus Dassault Systemes*, el programa crea archivos que contienen la información necesaria, aunque el formato en que se encontraban era diferente al necesario para funcionar en *DSG*, por lo que se tendrían que ajustar manualmente los archivos, descartando el uso de este programa. También se intentó mallar por medio del módulo de análisis de *CATIA Dassault Systemes*, debido a que el proceso de mallado requiere necesariamente un mallado superficial por cada superficie y luego un mallado del sólido, el tiempo que tomaría mallar el sólido sería muy largo, por lo que también se descartó su uso.

REGIONES DE TOPOLOGÍA

El primer paso para hacer una optimización topológica es tener una región donde el software pueda agregar o remover material a discreción; sin embargo, la región inicial debe ser una aproximación acercada a la forma deseada, dado que sólo quitará o removerá material dentro de esta región.

Adicionalmente, entre más material contenga la región más elementos serán, así que no es aceptable tener una región de topología grande. Estas razones son contradictorias, pero determinar la forma ideal requirió de un proceso continuo de mejoramiento que cambió la región inicial para dar un resultado más preciso, al generar geometrías que fueran mucho más suaves. Al principio el tamaño de la región sólo permitía trabajar con elementos de 30 a 25 mm, ya que con este tamaño de elemento se obtenían alrededor de medio millón de elementos, haciendo que el proceso de optimización fuera demasiado largo para que pudiese ser procesado en una computadora común. El proceso para determinar regiones de topología, requirió de al menos 8 regiones diferentes que representaban la región a optimizar, al principio la primera aproximación fue una placa plana en elementos superficie, la cual contenía las posiciones en dos dimensiones de las posiciones de la suspensión trasera y delantera así como de la distribución de los asientos y baterías. Después se fueron generando regiones en sólido, las cuales fueron haciéndose más complejas y con menor material.

REGIÓN DE TOPOLOGÍA 1 (TR1)

En la primera aproximación para empezar a aplicar las capacidades de optimización, se propuso el uso de una forma más simple que un sólido, que en este caso es una superficie. Ésta cuenta con las posiciones simplificadas de la suspensión, así como una simplificación de las cargas. Al ser una superficie, la optimización topológica no parecía la más adecuada como primer paso, por lo que una optimización topográfica fue utilizada en esta región, la región de topología 1 (TR1) se puede ver en la figura 4.1

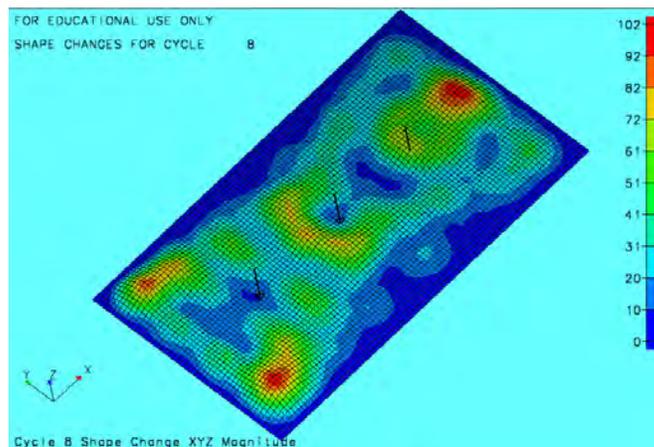


Figura 4.1 Cambio de forma por optimización topográfica en TR1 de superficie

Dado que la optimización topográfica no bastaba para el caso de estudio, se propuso el cambio a optimización topológica, por lo que la creación de una placa sólida fue necesaria. Al principio se crearon casos de carga individuales que contenían la carga de la carrocería, usuarios, baterías y motor

por separado, al obtener la región optimizada, se pudo constatar que al dejar toda la región con opción a ser modificada, desaparecieron los puntos de aplicación de la carga, el programa retira material tomando en cuenta la importancia que se le da a cada caso de carga, y en los lugares donde la carga es pequeña o poco importante, el programa elimina material, como se puede ver a continuación en la figura 4.2

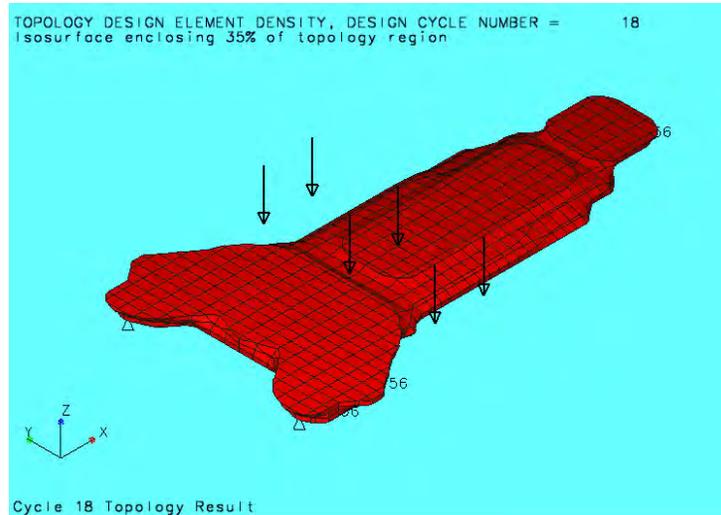


Figura 4.2 TR1 sólida optimizada mostrando casos de carga no tan relevantes

Después de una serie de pruebas más extensas con placas en vez de láminas, se propuso el uso de una placa sólida que representara de una forma más apropiada para obtener el diseño deseado. En este caso la distribución de fuerzas fue más completa, ya que ahora incluía las cargas de la carrocería y asientos en un solo caso de carga, así como regiones no optimizables, para evitar la pérdida de material en zonas clave. La última aproximación por placa plana se puede ver en la figura 4.3

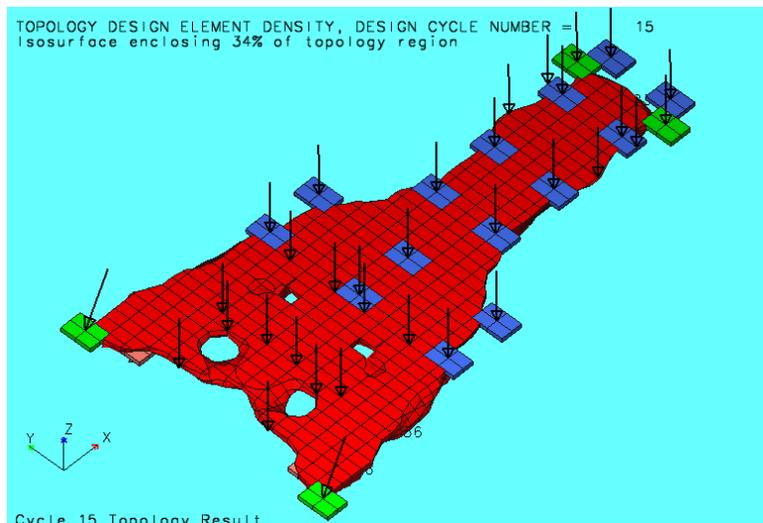


Figura 4.3 TR1 con grupos de topología y cargas de peso

En esta región se propuso un sólido con la forma aproximada de una carrocería automotriz, para poder trabajar en una zona muy parecida a la que tendría el chasis, esta región fue creada en un software de diseño de CAD (*Nastran NX 6.0*) y se diseñó con las dimensiones y características que en el momento estaban propuestas por el Equipo de diseño del CDMIT-FI-UNAM (Centro de Diseño e Innovación Tecnológica). Esta región de topología inicial contiene un par de huecos donde se colocarían los ejes, así como también los grupos no diseñables de topología que soportarían las cargas y restricciones de manera que no pierdan material como en los casos observados en la optimización del TR1. Los casos de carga se simplificaron a 3, los cuales son, el peso de la carrocería (para ser más precisos el techo), los asientos con el peso de los usuarios y el peso de las baterías del auto. El peso del motor dejó de incluirse en este caso y los siguientes, ya que por disposiciones del diseño, dicho peso recaería sobre la suspensión y no en el chasis, por lo que fue eliminado del caso de estudio. La región de topología inicial se puede apreciar en la figura 4.

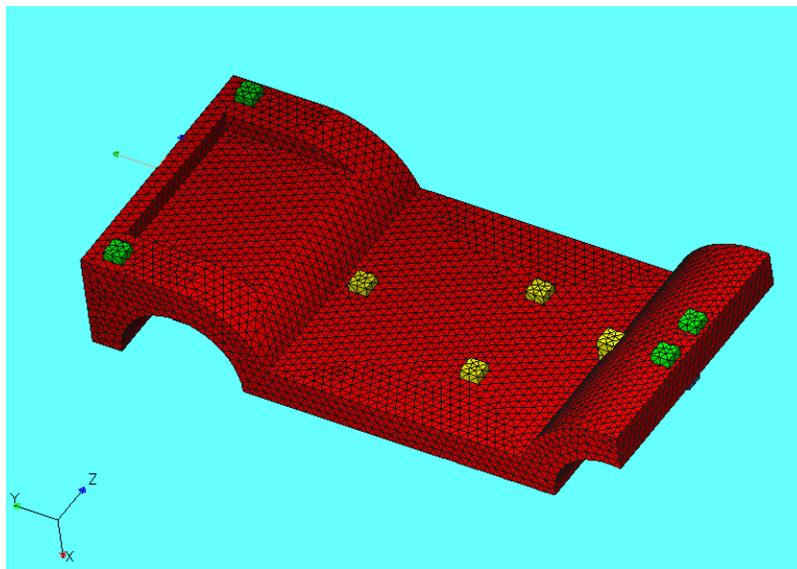


Figura 4.4 TR2

En este caso no se utilizó un grupo de elementos no diseñables para el caso de las baterías, ya que la disposición de las mismas todavía no estaba decidida, por lo que como en otros casos, la desaparición de los elementos se presentó como puede verse en la figura 4.5

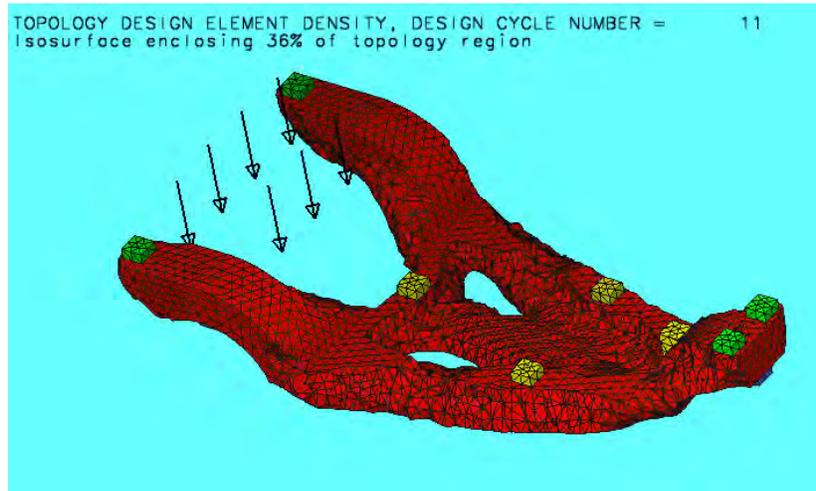


Figura 4.5 TR2 optimizada presentando pérdida de material bajo cargas no relevantes

Sin embargo una forma más acercada a un chasis empezaba a formarse, por lo que se decidió cambiar de nuevo la región de topología inicial.

REGIÓN DE TOPOLOGÍA 3 Y 4 (TR3 Y TR4)

En este caso se asignaron las posiciones provisionales de las baterías, las cuales se proponían en hilera paralela a la dirección de manejo. También se aumentó el espacio disponible para el conductor al eliminar material de la región. La región puede ser vista en la figura 4.6

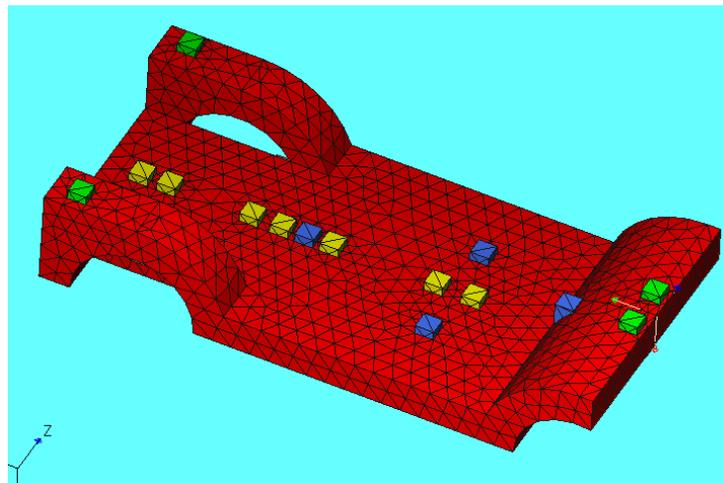


Figura 4.6 TR3

Aunque, como la distribución de las baterías estaba en proceso de diseño, de nuevo fue necesario cambiar los grupos de no diseño, ya que el acomodo de las baterías fue ahora en dos líneas perpendiculares a la dirección de manejo, la región 4 se puede ver en la figura 4.7, sin embargo este

paso se puede considerar paralelo al desarrollo de la propuesta, ya que no fue necesario en la depuración de la forma final de la región de topología óptima.

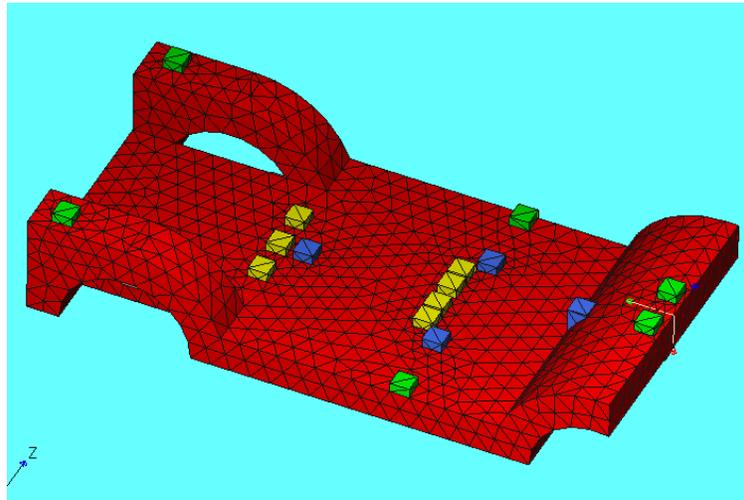


Figura 4.7 TR4

De nuevo, la región no estaba completamente preparada para proveer de un espacio correcto para optimizar, ya que al eliminar el espacio frontal, se quitaba material para el soporte de la carrocería, por lo que se propuso una nueva región.

REGIÓN DE TOPOLOGÍA 5 (TR5)

Esta región de topología es muy parecida a la región de topología final, obtenida en la última aproximación, ya que muchas de las características que se usaron en ésta, fueron perfeccionadas en las demás regiones. Las características principales de esta región es que la zona de las salpicaderas fue unida en su totalidad con la Región, para permitir una continuidad de material y no forzar una optimización con este hueco, también se suavizaron los bordes para tener formas geométricas menos abruptas en las optimizaciones. En esta región se incluyó la suspensión en dos secciones, pero por complejidad ya no se presentó en la siguiente región. La región se puede ver en la figura 4.8

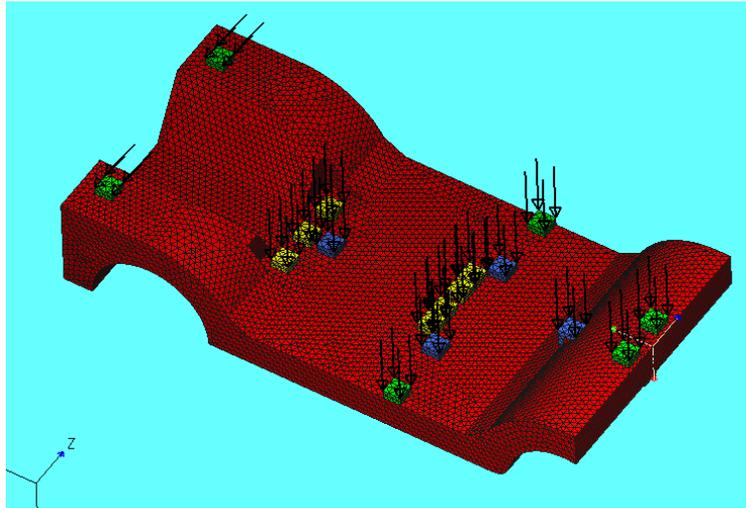


Figura 4.8 TR5 con caso de carga *W*

En esta figura también se puede ver la distribución de cargas por el peso de la carrocería, asientos y baterías.

REGIÓN DE TOPOLOGÍA 6 (TR6)

En esta región se retiró el grupo doble para la suspensión delantera, la complejidad de las cargas que serían aplicadas en la suspensión en pruebas de cargas por impacto llevaron a simplificar el grupo no diseñable de la suspensión, por lo que se utilizó un solo grupo de elementos por llanta, como se venía haciendo en otras regiones. Cuando se realizó la optimización de esta región se observó que, debido al grosor de la placa de la base de la región, se formaban cavidades muy grandes las cuales estaban conectadas entre ellas por pilares, por lo que se decidió cambiar el espesor. Las cavidades se pueden ver en la figura 4.9

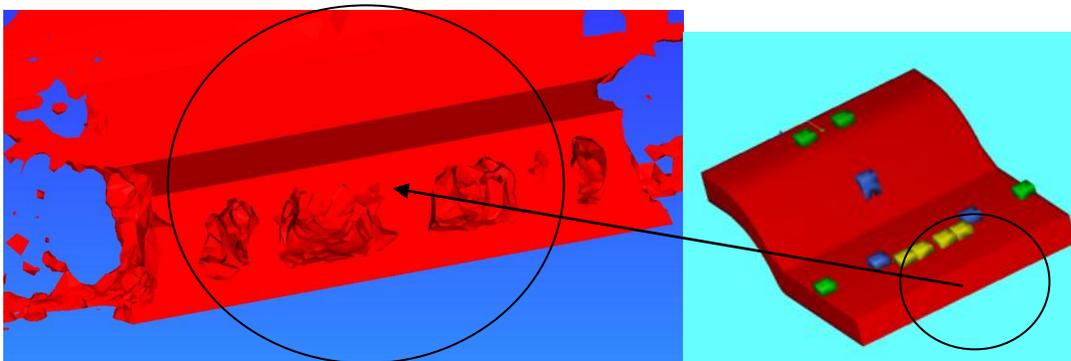


Figura 4.9 Cavidades encontradas en la placa central de la TR6

Las cavidades, corren a lo largo de la base del chasis, las cuales harían mucho más compleja la manufactura, aunado a que el grosor también interferiría con la disposición ergonómica del interior del auto, por lo que este espesor fue reducido para evitar ambos problemas.

REGIÓN DE TOPOLOGÍA 7(TR7)

La región de topología 7 sólo es diferente de la 6 por el grosor de la placa de la base, el comportamiento de la placa en la optimización ya no presentó el tipo de cavidades como en la región anterior. La optimización también reveló una forma mucho más compleja y satisfactoria, aunque también una gran cantidad de asimetrías creadas debido a falta de simetría en la malla, por lo que una región final con una malla más fina sería requerida, dado que ahora se sabía con certeza que ya no variaba mucho la forma de la optimización; esto debido a que esta forma se venía repitiendo en las optimizaciones anteriores. Por lo que la siguiente forma sería la definitiva. La optimización presentó formas asimétricas como se puede ver a continuación en la figura 4.10

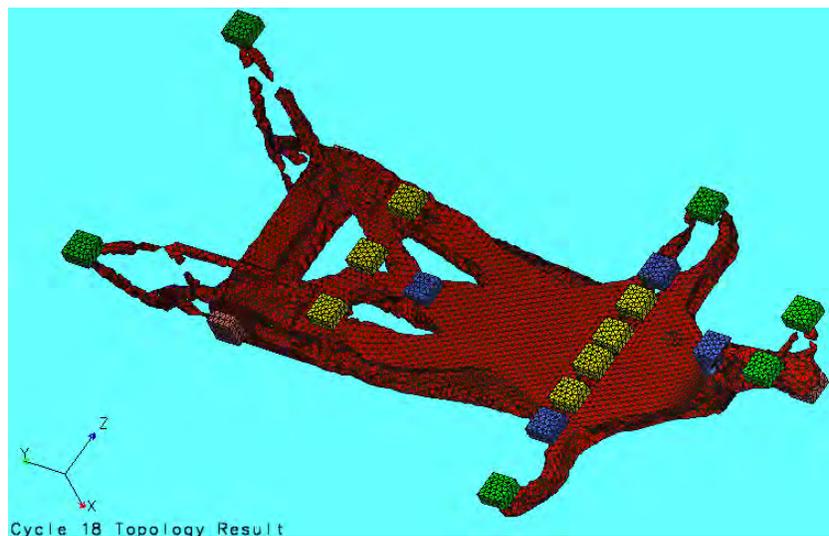


Figura 4.10 Resultado de optimización de la TR7

La eliminación de la asimetría ya se intentaba en otras regiones, utilizando condiciones de simetría. En este caso se aplicó una restricción de simetría por el eje longitudinal del chasis, pero aún con esta restricción, la forma deseada no podía lograrse, ya que hacía falta tener una malla simétrica o elementos más pequeños, y ya que no se pudo lograr controlar la generación de una malla simétrica, se procedió a generar una malla con elementos más pequeños. Por lo que en la siguiente región se buscó una solución.

En esta región final se decidió recortar partes de la forma inicial que no se necesitaban en la optimización, por lo que se pudo reducir considerablemente la cantidad de elementos que se usaron. De esta manera se pudieron usar elementos más pequeños de manera que se pudiera hacer más fina la malla, reduciendo las asimetrías observadas en la figura 4.10. La región final se puede apreciar en la figura 4.11

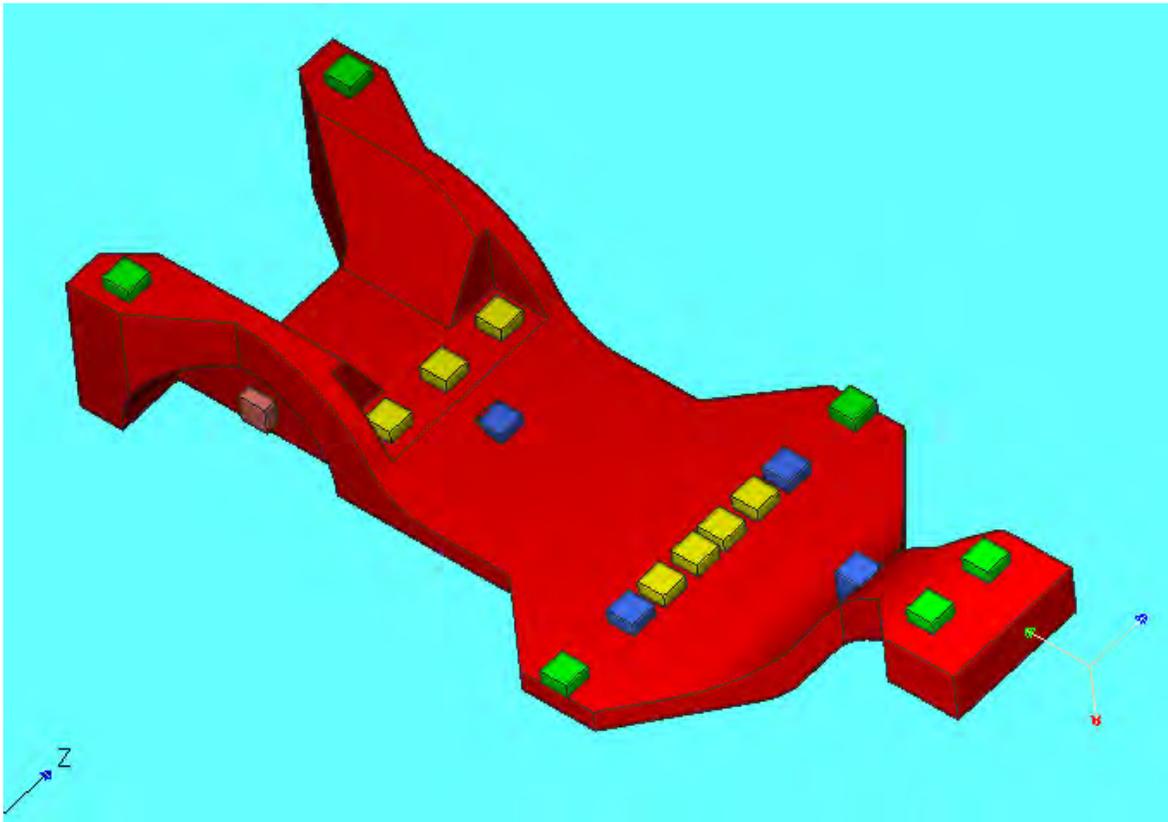


Figura 4.11 TR8

Para su mallado se propuso la utilización de otro software de mallado que generara una malla mucho más simple y con menores elementos, se intentó usar el mallador de *Algor 2010 Autodesk* sin embargo, éste generaba una malla de tetraedros muy similar a la de *NX Nastran Siemens*, aunque el primero podía generar más tipos de malla, entre ellas mallar con cubos. No obstante, al usar esta malla en las optimizaciones, se descubrió que la traducción de los elementos a el formato *.dat* de los cubos era incorrecta, ya que se presentaban superficies libres dentro del sólido, al parecer la traducción de un formato a otro borraban algunos elementos conectores, el error se puede ver a continuación en la figura 4.12

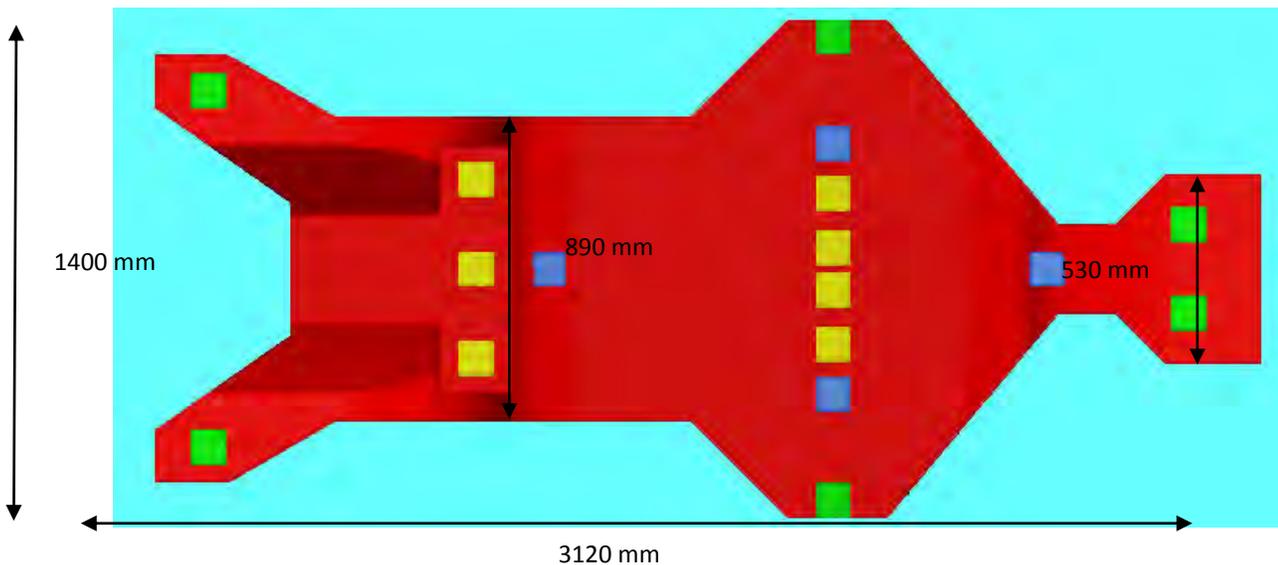


Figura 4.12 Superficies libres entre los elementos cúbicos

Los puntos más oscuros muestran las superficies libres, en esta imagen se puede ver la región de topología inicial, la cual ya presenta cavidades, por lo que se propondrá un tipo diferente de mallado de manera que no aparezcan dichas cavidades. El mallado que se propuso fue un mallado en tetraedros de 16 mm, cuyo tamaño fue el menor que se pudo usar, ya que al usar mallas más pequeñas, el software dejaba de funcionar.

DIMENSIONES GENERALES DE LA TR8

La región de topología final tiene las siguientes dimensiones generales, como se puede ver en la siguiente figura



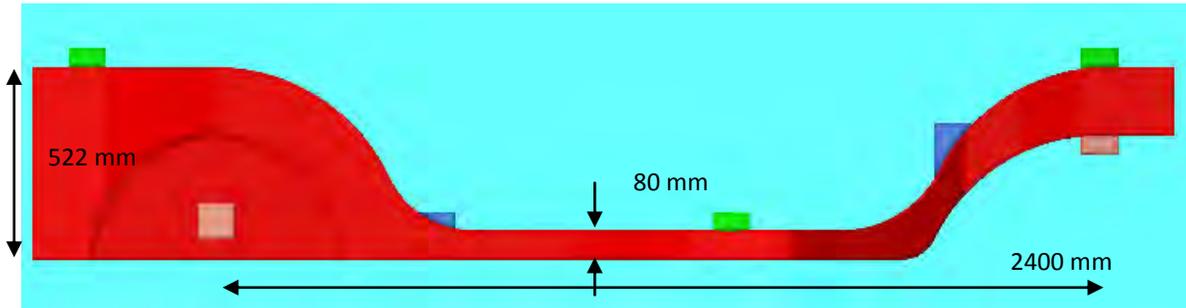


Figura 4.13 Dimensiones generales de la TR8

RESULTADO DE LA OPTIMIZACIÓN

El perfil final obtenido presentó buenas características de simetría, sin embargo, con elementos más pequeños la solución hubiese sido más precisa, no obstante, puede considerarse suficientemente buena, ya que la optimización topológica solo es una aproximación a un diseño, procedimientos más avanzados de optimización definirán un perfil definitivo. El perfil optimizado resultante se obtuvo en la iteración no. 25. La figura 4.14 muestra la distribución de material para una malla con elementos tetraédricos de 16 mm.

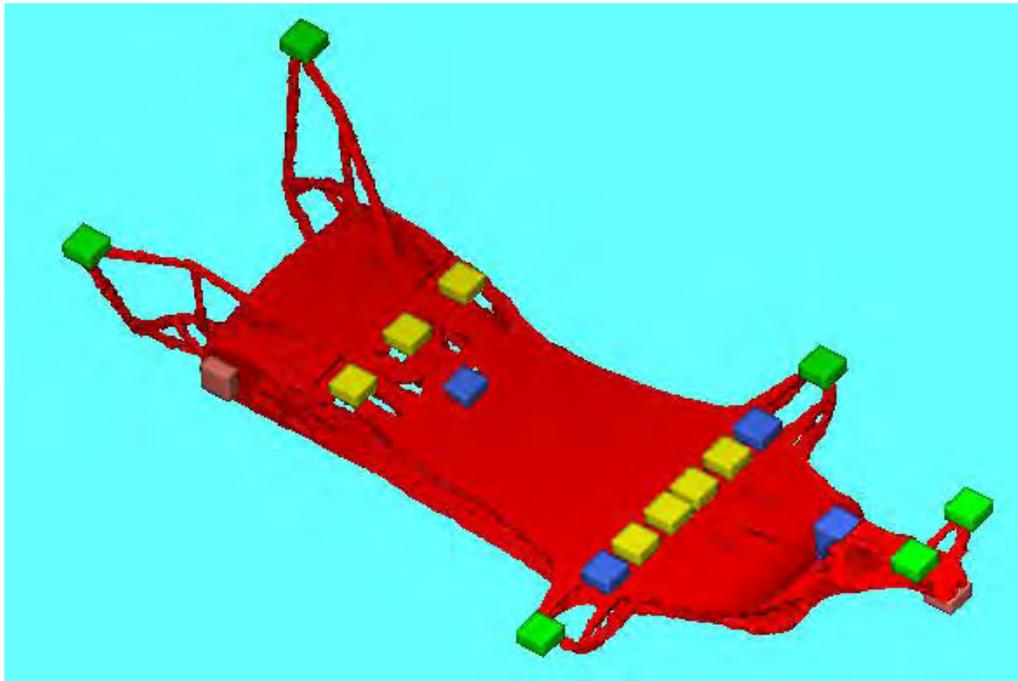


Figura 4.14 Resultado de optimización de la TR8

Observando al mismo perfil pero mostrando las cavidades escondidas, que se encuentran por debajo de otros elementos; se puede ver una estructura mucho más compleja, la figura 4.15 representa esta imagen.

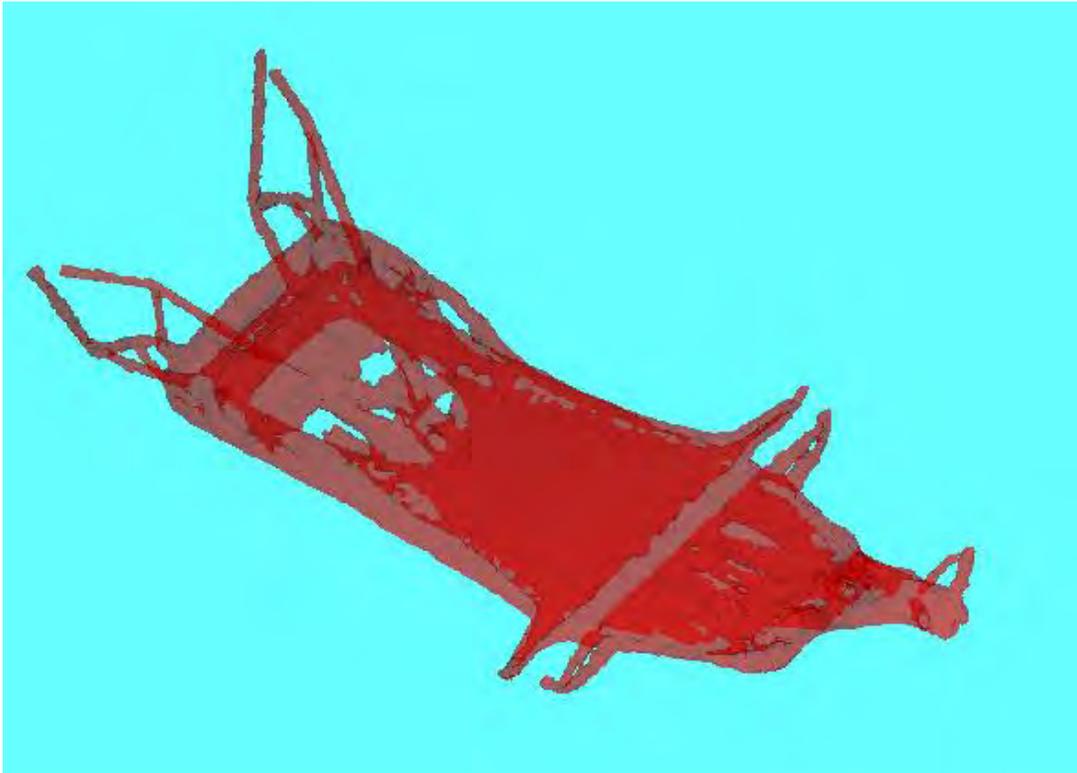
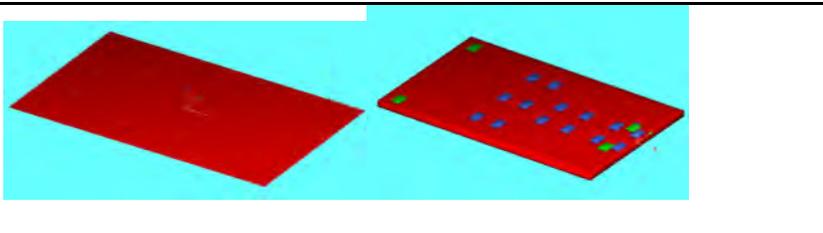
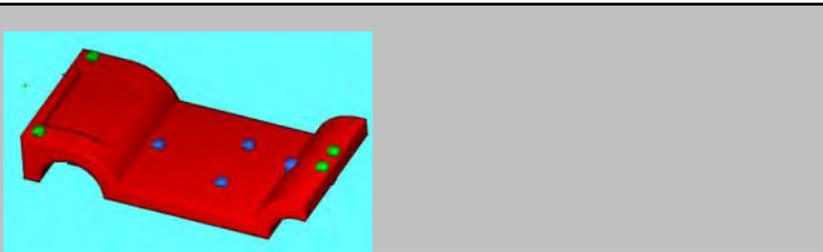
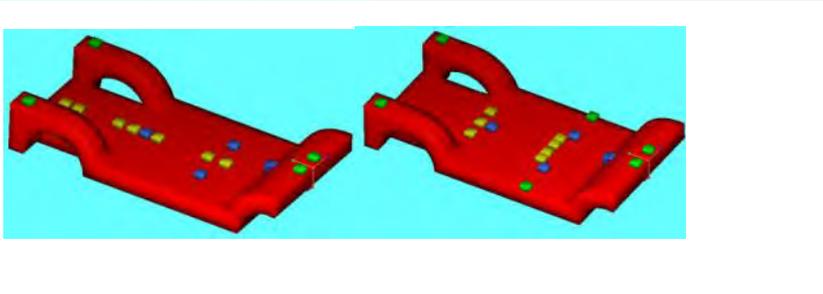
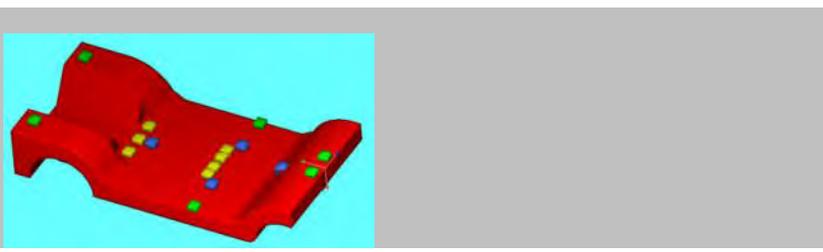
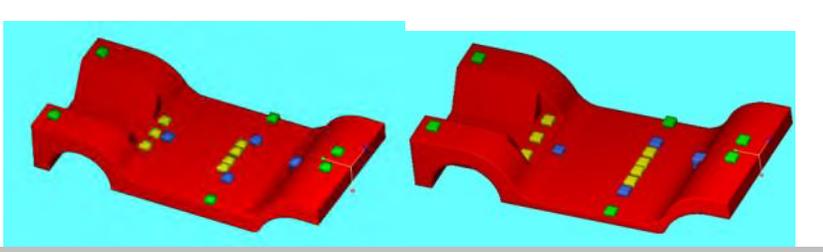
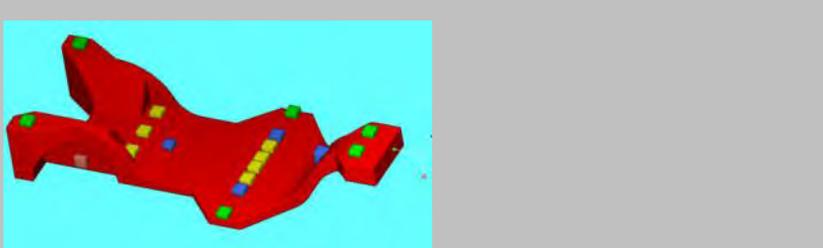


Figura 4.15 Partes huecas de la optimización de la TR8

En esta optimización, las cavidades que se encontraban en la parte plana han pasado a ser dos láminas, las cuales permiten un proceso de manufactura más adecuado que cuando se presentaban las cavidades irregulares en otras regiones de topología anteriores.

Una tabla que contiene el proceso de desarrollo de la región de topología final, se puede ver a continuación.

Tabla 4.1 Desarrollo de la región de topología final

TR1	
TR2	
TR3 y TR4	
TR5	
TR6 y TR7	
TR8	

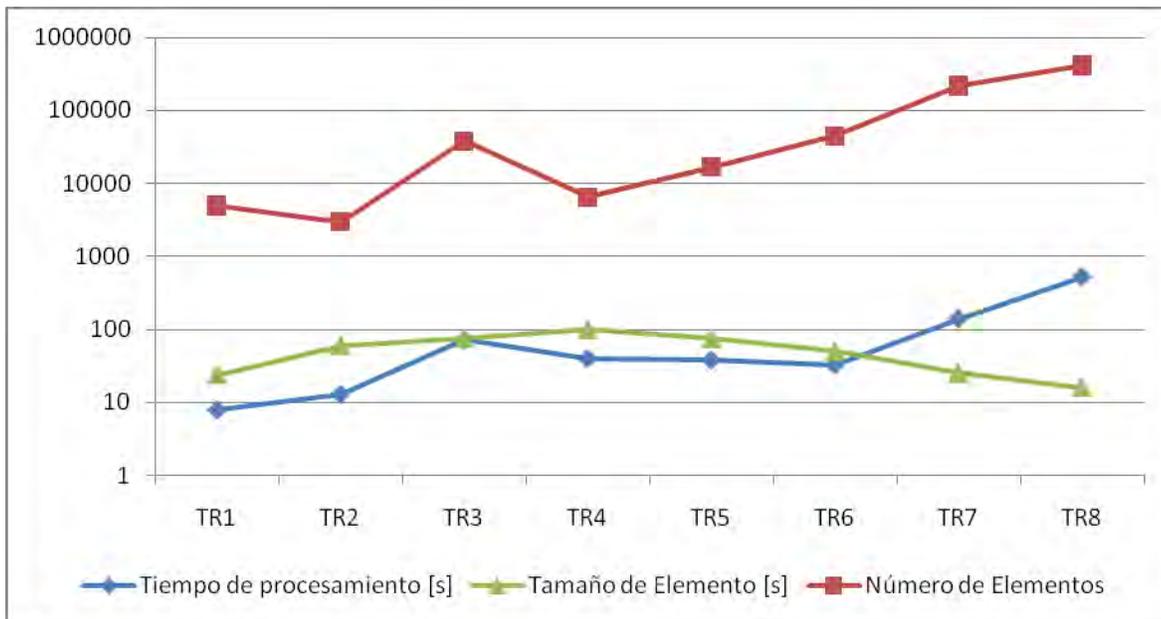
A continuación se mostrará una tabla que contiene los tiempos de procesamiento y número de elementos para las diferentes regiones de topología. Se tomará como ejemplo de tiempo de

procesamiento el tiempo que le toma al programa analizar todos los casos de carga. También se presenta la tabla 4.3 con escala logarítmica base 10, para describir gráficamente el cambio de los valores de la tabla 4.2 contra las regiones de topología.

Tabla 4.2 Comparativa entre regiones de topología

Región	Tiempo de procesamiento [s]	Número de Elementos	Tipo de Elemento	Tamaño de Elemento [s]
TR1	8	5000	Cuadrado	24
TR2	13	3000	Hexagonal	60
TR3	72	38000	Hexagonal	75
TR4	40	6461	Hexagonal	100
TR5	38	16864	Hexagonal	75
TR6	33	44567	Hexagonal	50
TR7	141	218275	Hexagonal	25
TR8	522	415634	Hexagonal	16

***Para todos las regiones se usó el mismo equipo de computo**



Gráfica 4.1 Comparativa entre regiones de topología y sus tamaños de elemento y tiempo de procesamiento escala logarítmica base 10

INTRODUCCIÓN

En este capítulo, se discutirán las diferentes características observadas en el chasis, desde un punto de vista particular. Las características particulares mostrarán las cualidades de cada sección del chasis, mostrando su relación respecto a otras secciones así como con la totalidad de la estructura.

También se mostrará el comportamiento del chasis con respecto a los desplazamientos máximos y la energía de deformación mínima presentes en los elementos de la malla.

A su vez, se incluye una aproximación a propuestas de estructuras simplificadas para un desarrollo posterior (estando esto fuera del alcance de esta tesis), y una demostración de la optimización por medio de la presentación de imágenes mostrando los perfiles de esfuerzos y de desplazamientos

CARACTERÍSTICAS PARTICULARES

La región de topología al ser optimizada, se obtuvo una geometría bastante compleja, por lo que una descripción de las diferentes secciones de la misma se dará a continuación. En la figura 5.3 se puede ver la forma optimizada mostrando las diversas partes en las cuales se separa el chasis. El material de color gris transparente es el material original de la región de topología TR8.

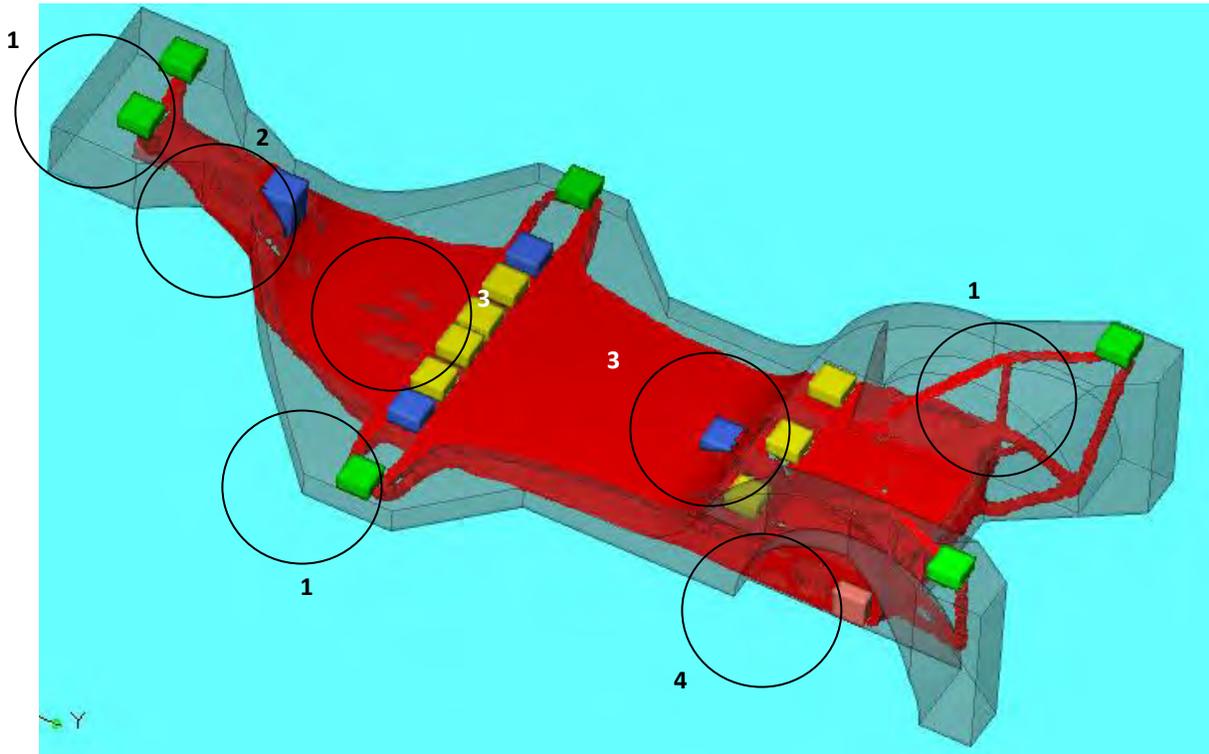


Figura 5.3 Secciones particulares de la TR8 optimizada

Por otro lado, también se incluirá una descripción de la distribución de densidad por cada sección. Una imagen que contiene toda la región de topología se muestra a continuación.

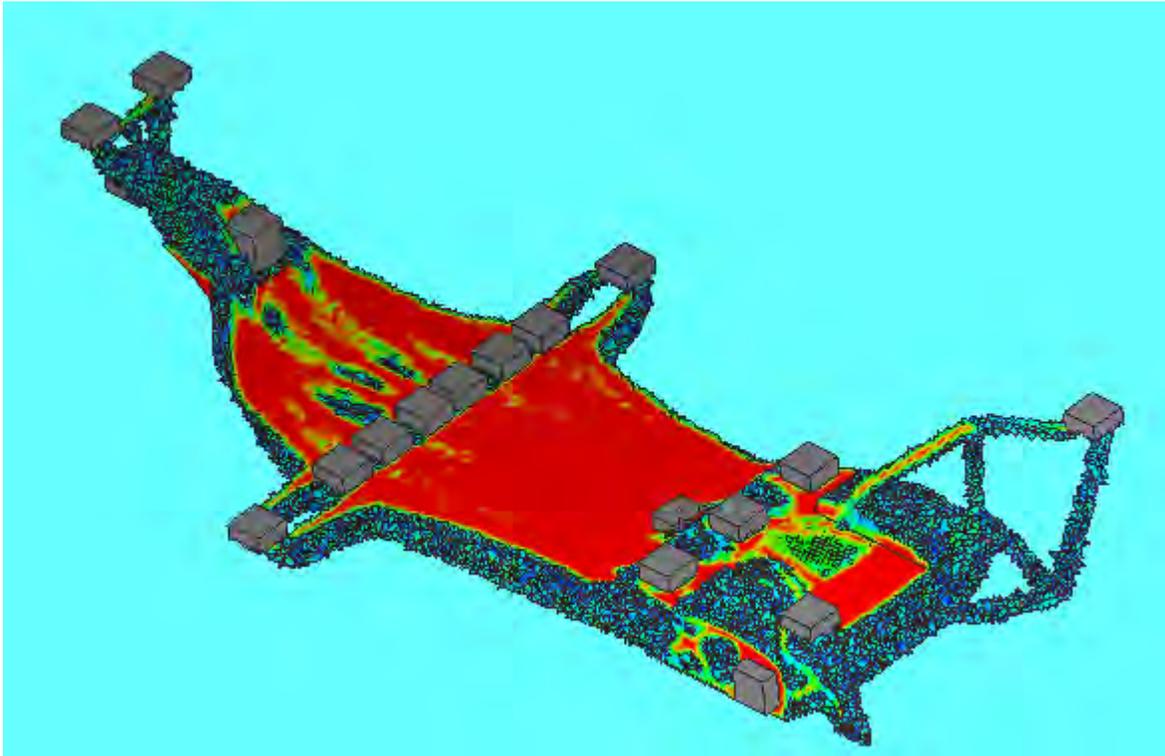


Figura 5.4 Perfil de densidades de la TR8

Como se puede ver, la distribución de densidad no es uniforme, sin embargo un patrón de densidades puede observarse, en la discusión de cada sección también se mostrará dicha distribución. Las imágenes que se presentarán en cada caso mostrarán el perfil optimizado obtenido, así como la región de topología inicial. Las imágenes presentarán las cargas aplicadas a las diferentes regiones, sin embargo, como no se pueden mostrar las cargas individuales sobre cada elemento, se verán flechas indicando cargas sobre otros elementos, se muestren dichos elementos o no.

La magnitud de fuerzas en este grupo de topología, fue el de los más bajos entre las demás cargas respectivas al peso. Por lo que la cantidad de material que se requiere para soportar las cargas es mucho menor a las demás. En las siguientes imágenes se puede apreciar la geometría que se generó para tener la energía de deformación más pequeña así como la menor cantidad de masa.

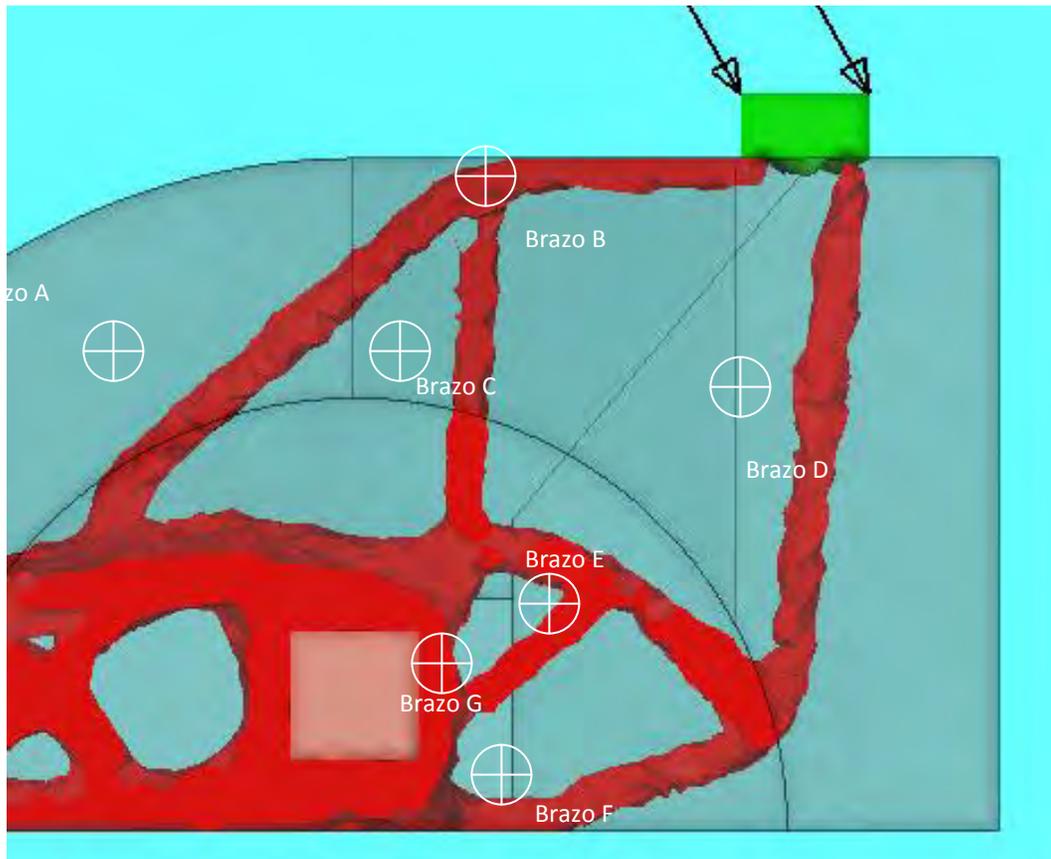


Figura 5.5 Diferentes componentes de el soporte del anclaje de los postes A

En la siguiente figura se muestran diferentes vistas del soporte de la carrocería, así como la similitud del soporte con un ejemplo de optimización clásica, esto con el objetivo de mostrar las coincidencias en el diseño.

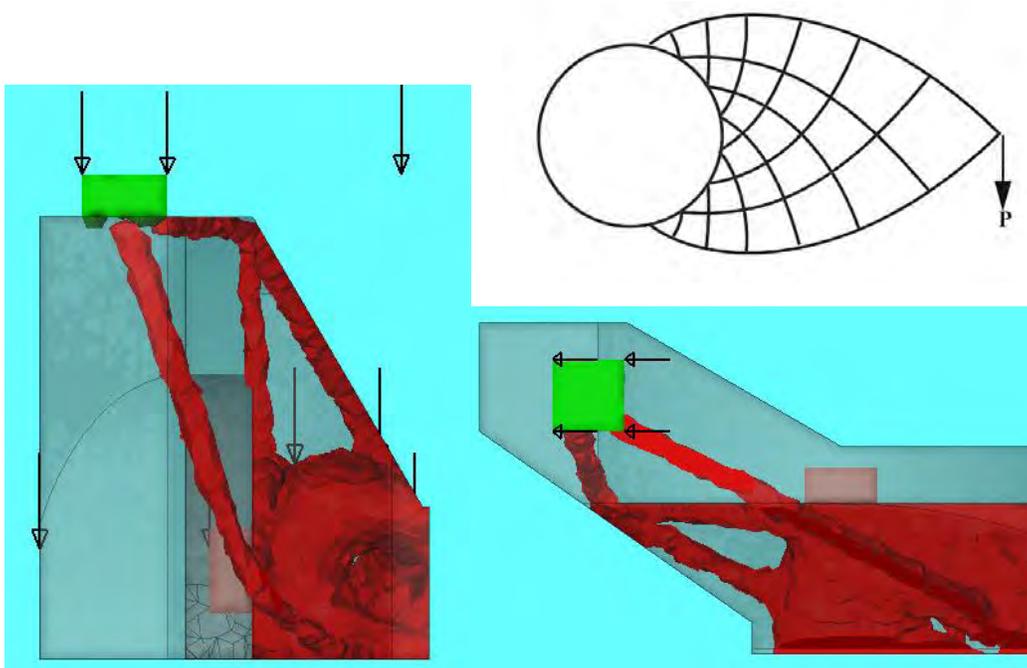
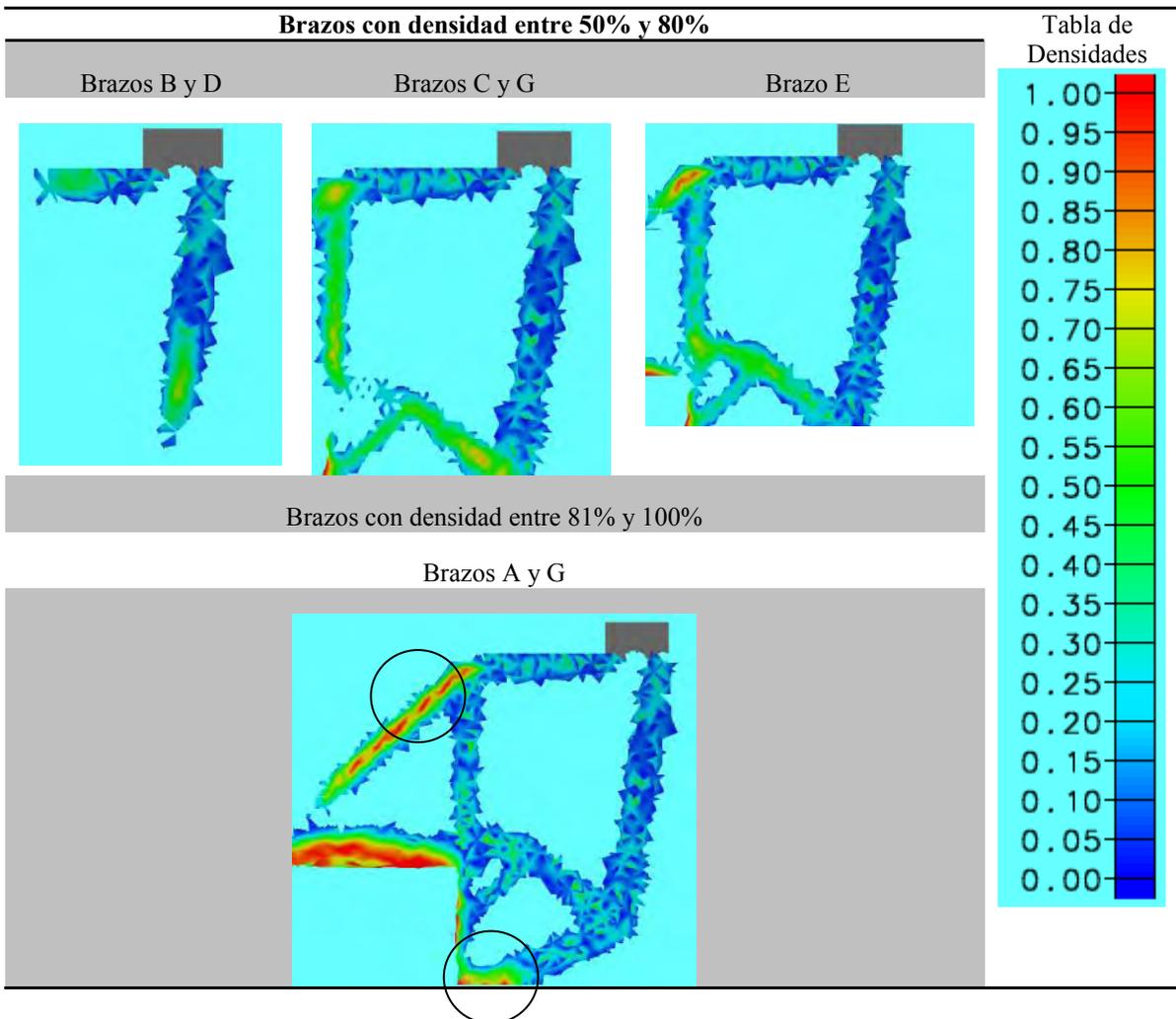


Figura 5.6 *Diferentes vistas de soporte de anclaje de postes A y estructura de Michel*

Como se puede observar, la cantidad de material necesario para generar las estructuras que soportan la carrocería por medio de los postes, es mucho menor en comparación con la parte central del chasis. Además, se puede apreciar en la figura 5.6 la similitud a un caso clásico de estructura de Michel. Tomando en cuenta la distribución de material con respecto a la densidad del mismo, se puede observar que en esta sección, la necesidad de contar con el material propuesto no es obligatoria para todos los brazos que componen el soporte. Por ejemplo se puede observar por medio de la Tabla 5.1 la distribución de densidad en los diferentes componentes del soporte de los pilares A. Las imágenes contienen vistas de corte de tal forma que se ilustre de la mejor forma la composición de los brazos.

Tabla 5.1 Perfil de densidades de soporte de anclaje para postes A



De acuerdo con éstos resultados, se puede proponer en los brazos A y G usar acero, mientras que en los demás brazos sustituirlo por otro material menos rígido pero de mayor volumen. Por lo tanto se puede proponer la reducción de material en la zona.

Para el caso de los soportes de los postes B, como se puede ver en la figura 5.7, se observa que el soporte, aparentemente, no sostiene completamente la región de topología; sin embargo hay que recordar que este error aparecía en simulaciones con mallados más gruesos por razones previamente explicadas

Finalmente, el soporte de los pilares C es una forma bastante simple que se refuerza con el soporte de la suspensión trasera. Se puede observar una trayectoria de carga longitudinal de tensión entre los soportes, ya que se generó material en esa parte para evitar que se separaran. Dichas descripciones se pueden observar a continuación en la figura 5.7

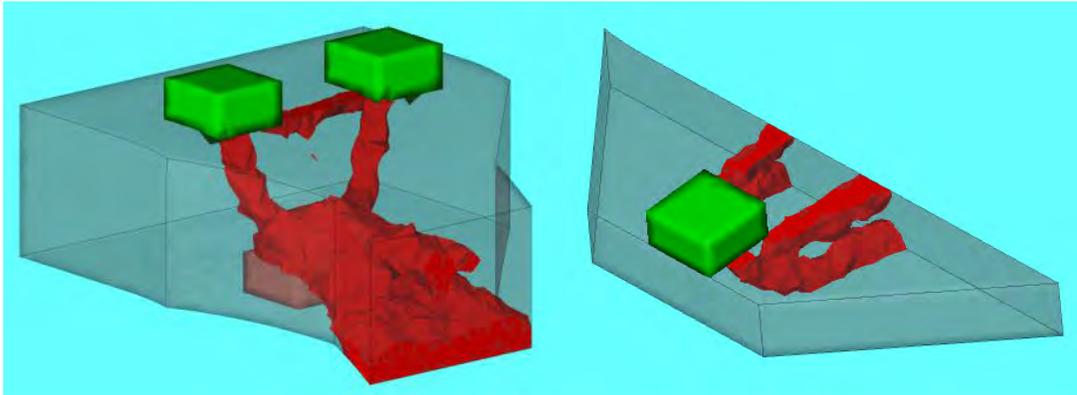
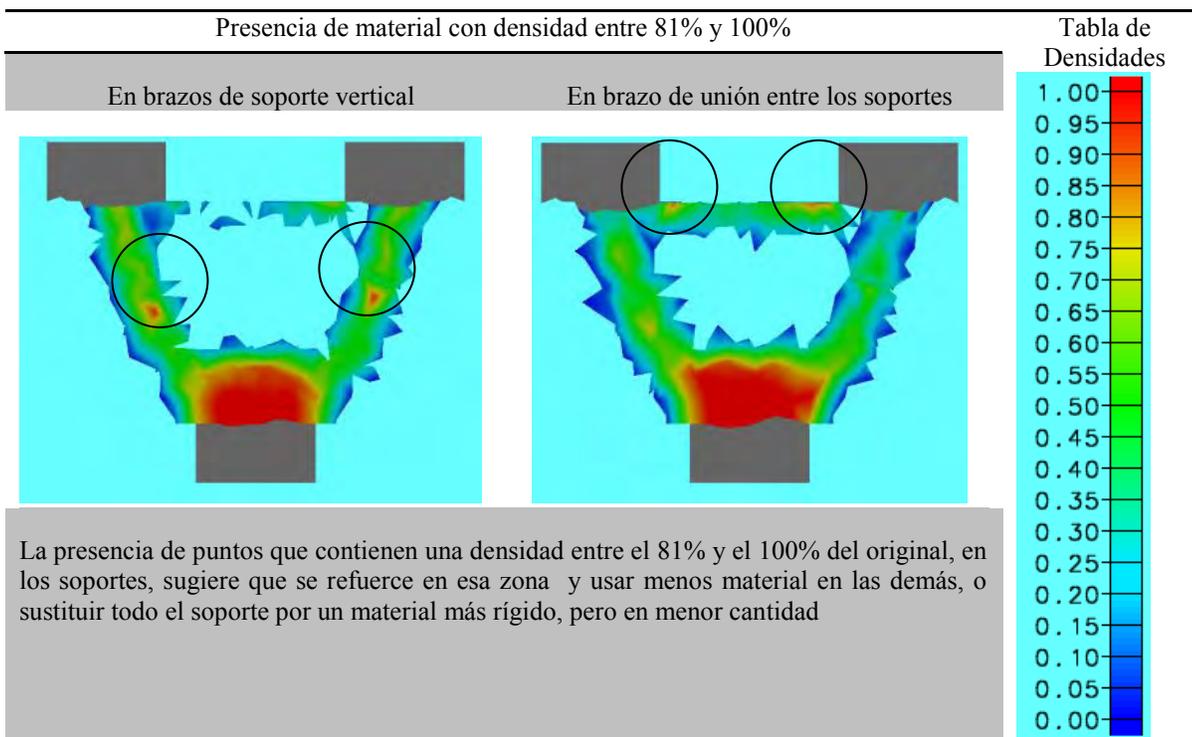


Figura 5.7 Soporte de Anclajes para postes B y C

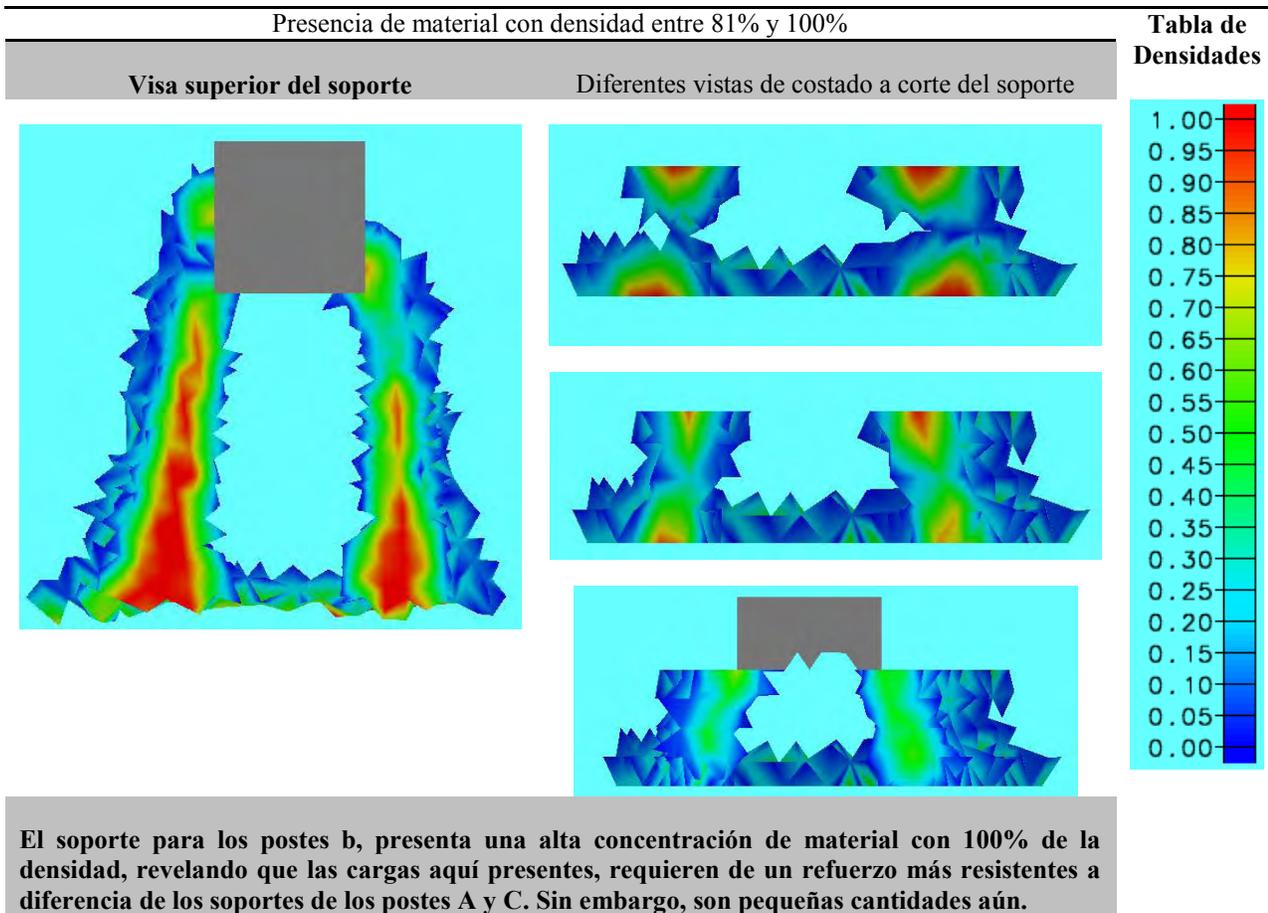
La distribución de densidad para los soportes de los pilares B y C se puede ver en las tablas siguientes, las cuales contienen vistas de corte de los brazos que sostienen los postes.

Tabla 5.2 Perfil de densidades de soporte de anclajes de postes C



Ahora se muestra la tabla que contiene la distribución de densidades de los soportes de los postes B

Tabla 5.3 Perfil de densidades de soportes de anclaje de postes B



(2) ANCLAJE DE LOS ASIENTOS DE CONDUCTOR Y PASAJEROS

En este caso, como en todas las cargas del caso W son estáticas, no se abordó el caso de cargas dinámicas ya que están fuera de esta propuesta. Las formas generadas para soportar los anclajes de los asientos se refuerzan en varios puntos con los soportes de otros grupos de topología, como baterías, suspensión, etc. A continuación se puede apreciar el resultado obtenido para el caso del asiento de pasajeros trasero

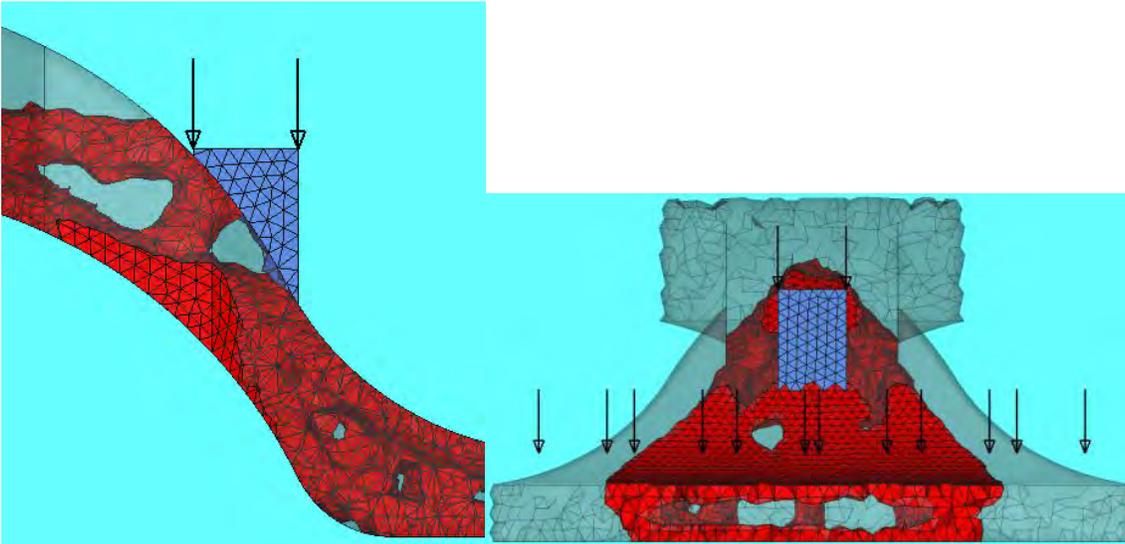


Figura 5.8 *Vistas lateral y frontal a corte de anclaje de pasajero en 3^a fila*

Aislando la geometría que soporta el asiento de la totalidad del chasis, se puede observar la forma que se requiere para soportar las cargas estáticas provenientes del asiento trasero.

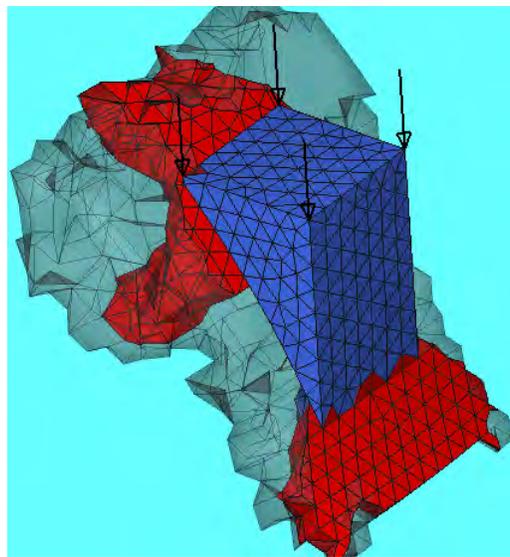
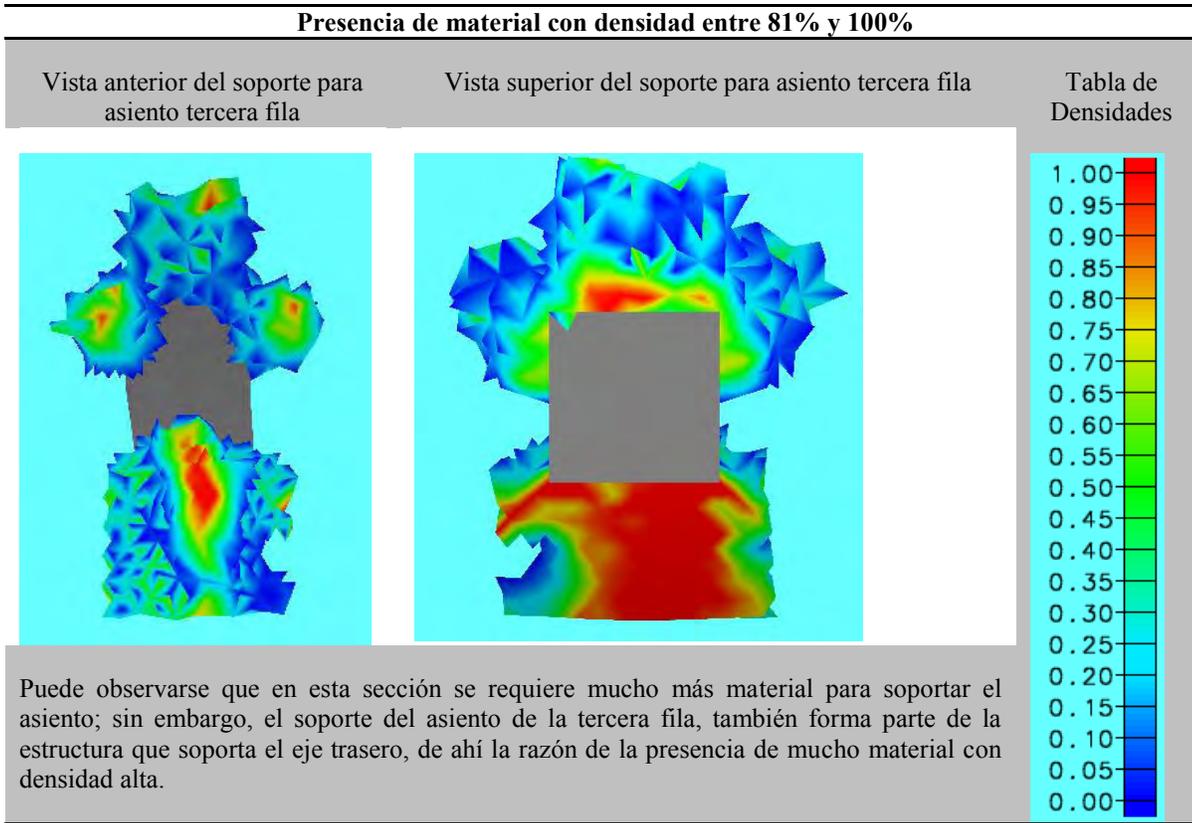


Figura 5.9 *Estructura aislada del anclaje del asiento de la 3^a fila*

De nuevo, revisando el perfil de densidades presentes, se puede observar una distribución de acuerdo con la siguiente tabla.

Tabla 5.4 Perfil de densidades de soporte de anclaje de asiento en 3ª fila



Ahora, para el caso de los soportes del asiento doble para pasajeros, se puede observar que al tener las cargas ubicadas en los extremos de la región, la geometría generada para soportar dichas cargas es bastante congruente ya que solamente tiene que soportar fuerzas verticales.

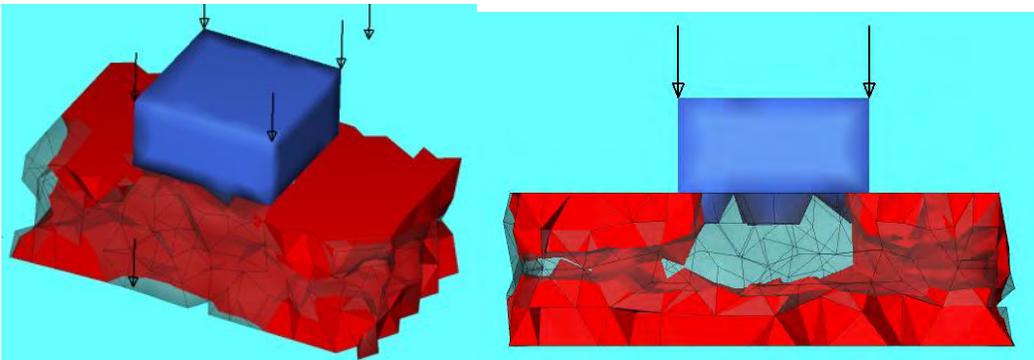


Figura 5.10 Estructura aislada de soporte de anclaje de asientos en 2ª fila

Para el caso del asiento del conductor se presenta una geometría parecida a las anteriores. Aislando el soporte de la estructura principal:

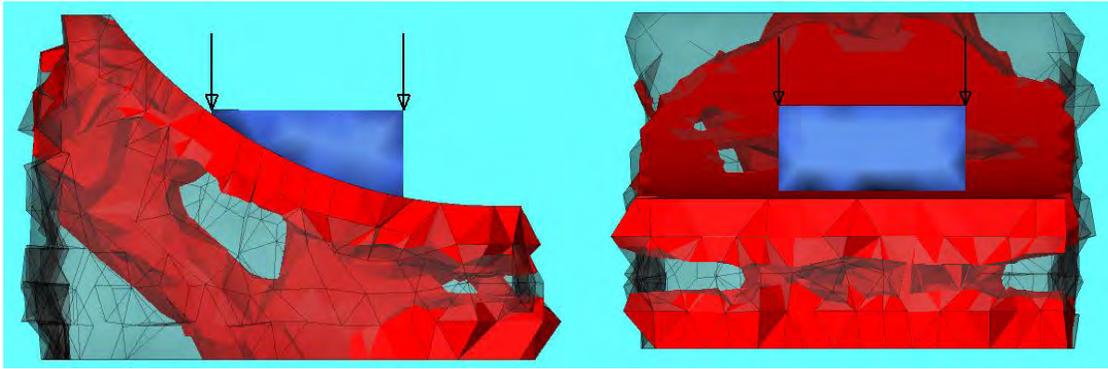
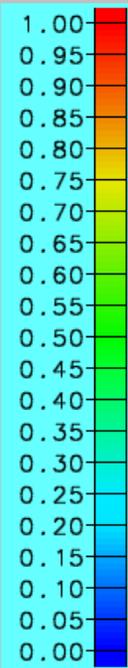
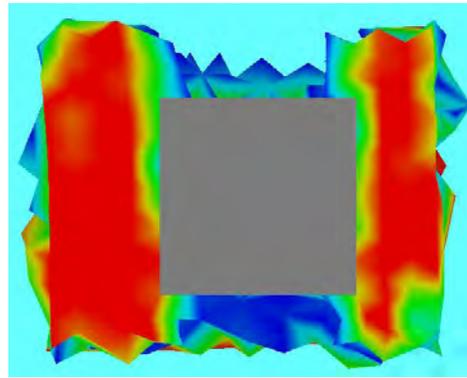
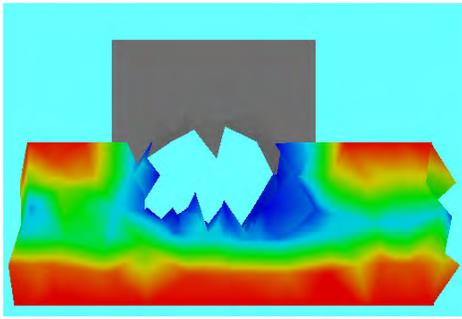


Figura 5.11 Estructura aislada de soporte de anclaje de asiento del conductor

A continuación una tabla con la distribución de densidad para el soporte del asiento del conductor.

Tabla 5.4 Perfil de densidades de soporte de anclaje de asiento del conductor

Presencia de material con densidad entre 81% y 100%		
Vista lateral a corte del soporte del asiento del conductor	Vista frontal a corte del soporte del asiento del conductor	Tabla de Densidades
Vista lateral de corte del soporte de segunda fila de asientos	Vista superior del soporte de segunda fila de asientos	



En este caso de nuevo se presenta una gran cantidad de material con densidad alta, por la misma razón que la del asiento de la tercera fila; el soporte del asiento del conductor también es parte de la estructura que da rigidez al chasis.

Para el caso de la segunda fila de asientos, la alta densidad del soporte se debe a la gran concentración de cargas en la zona, ya que 4 baterías y 2 pasajeros se sitúan allí.

(3) BATERÍAS

El tipo de soporte generado para el grupo de baterías reportó dos comportamientos diferentes como en el caso de los anclajes de los asientos. Los soportes de las baterías alojadas junto a los anclajes de la segunda fila de asientos presentaron un comportamiento similar a esos anclajes, ya que la geometría de los grupos de topología son iguales, la única diferencia fue la magnitud de la fuerza.

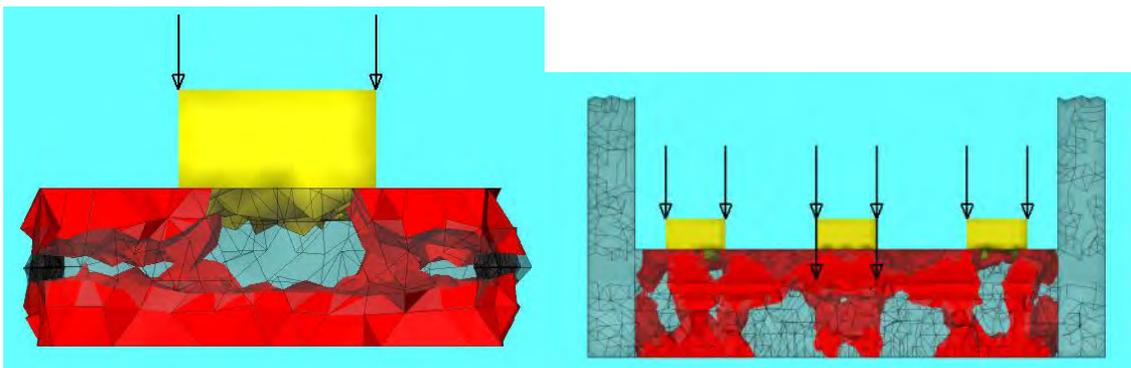


Figura 5.12 Estructura aislada del soporte de baterías, vistas de costado y frontal

Ahora, para el caso de las baterías alojadas frente al asiento del conductor, se puede observar una geometría diferente, aunque con un comportamiento similar a las anteriores. La sección que contiene el soporte de las baterías se puede mostrar a continuación

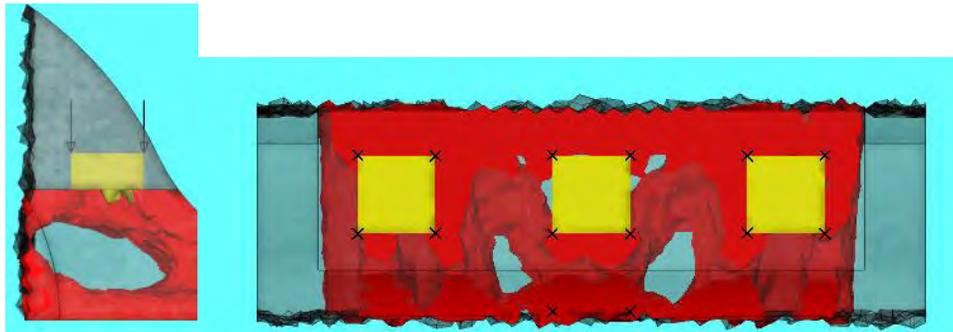
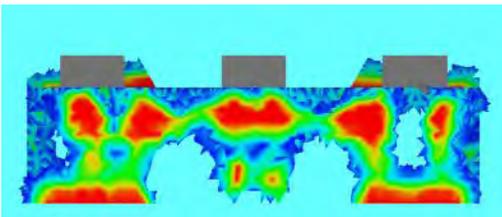
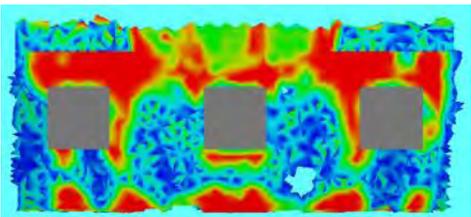
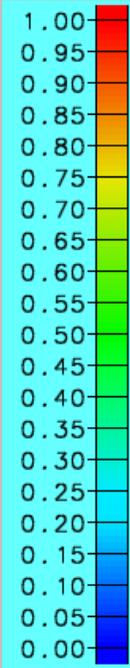
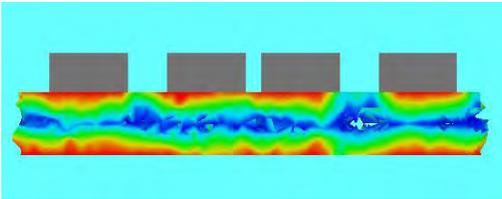
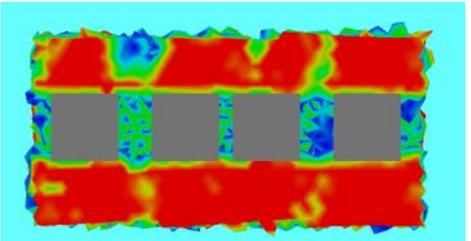


Figura 5.13 Estructura aislada del soporte de baterías, vista de costado y superior

A continuación se muestra una tabla con la distribución de densidades para el soporte de las baterías.

Tabla 5.5 Perfil de densidades del soporte de baterías

Presencia de material con densidad entre 81% y 100%		
Vista frontal a corte de primera fila de baterías	Vista superior de primera fila de baterías	Tabla de Densidades
		
Vista frontal a corte de segunda fila de baterías	Vista superior de segunda fila de baterías	
		
<p>La estructura de la primera fila de baterías forma parte también de la estructura del chasis, por lo que material de alta densidad está presente en zonas alejadas a la vecindad de los soportes de la primera fila. Para el caso de la segunda fila, se repite la misma condición, sólo que ahora se está paralelo a la estructura inferior al chasis</p>		

(4) SUSPENSIÓN

Los grupos de topología que conformaban la suspensión fueron los que se sometieron a las cargas más grandes en comparación con las demás, por lo que la mayoría de la estructura final se conformó respecto a esta carga, como se verá a continuación. La carga aplicada que se puede observar es la FRB.

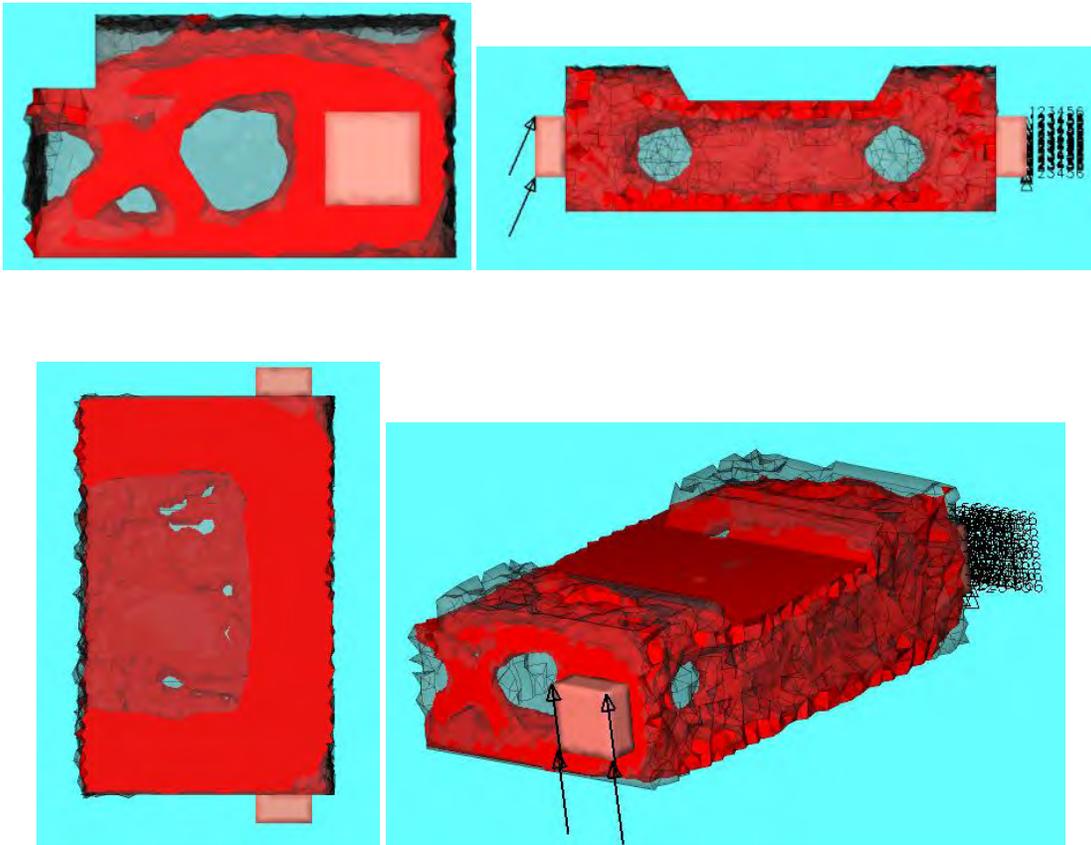
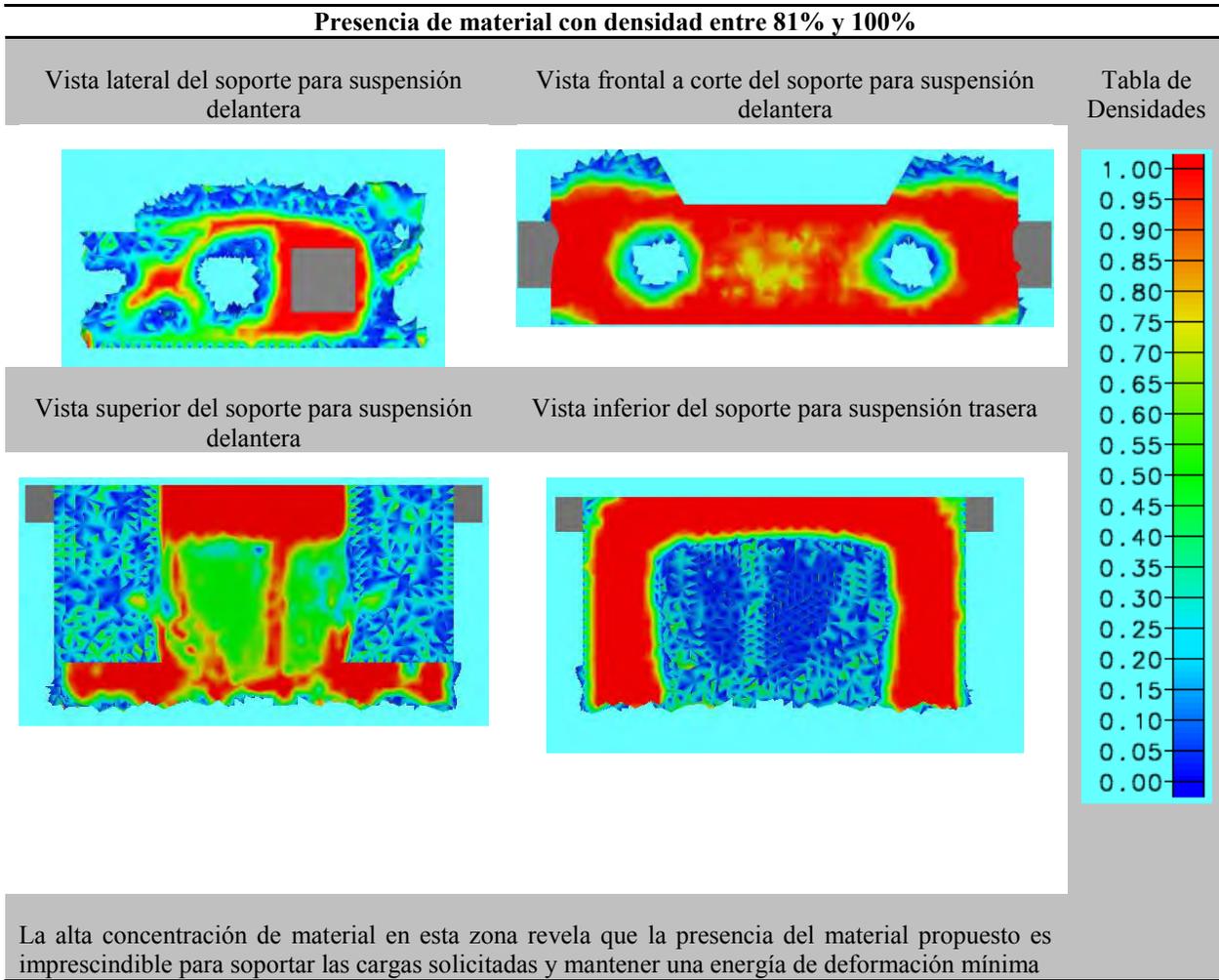


Figura 5.14 Estructura aislada del soporte de la suspensión delantera

A continuación una tabla con la distribución de densidades

Tabla 5.6 Perfil de densidades del soporte de la suspensión delantera



Para la parte de la suspensión trasera, no se presentó una forma tan compleja, sin embargo requirió de mayor material por las razones antes dadas. Para ejemplificar se mostrará la carga BSB.

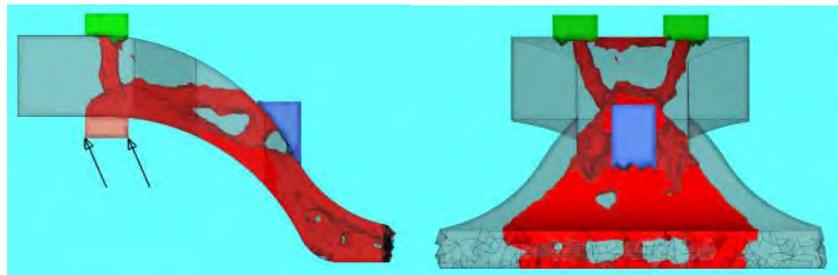


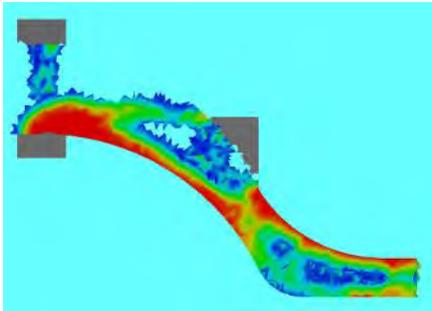
Figura 5.16 Estructura aislada del soporte de la suspensión trasera

Como se puede ver en la figura 5.14, la estructura que soporta la suspensión trasera es mucho más grande y robusta que las que soportan la carrocería o los asientos. Por otro lado, la estructura que soporta el asiento trasero también ayuda a dar rigidez a la estructura. Por último, se presenta la distribución de densidades en la tabla siguiente:

Tabla 5.7 Perfil de densidades del soporte de la suspensión trasera

Presencia de material con densidad entre 81% y 100%

Vista lateral a corte 1 del soporte de suspensión trasera



Vista lateral a corte 2 del soporte de suspensión trasera

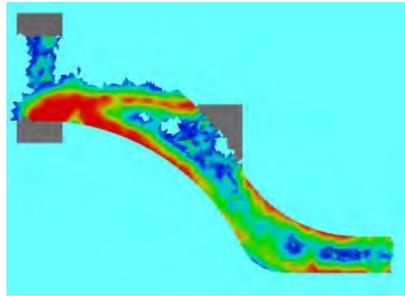
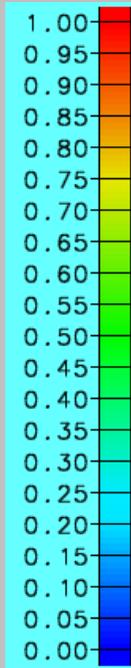
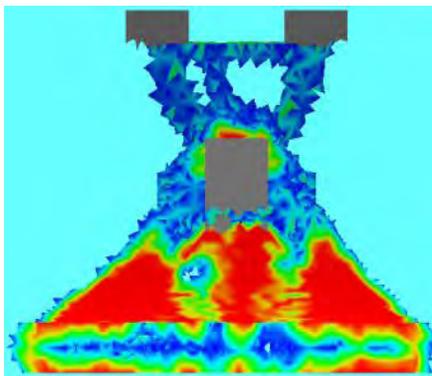


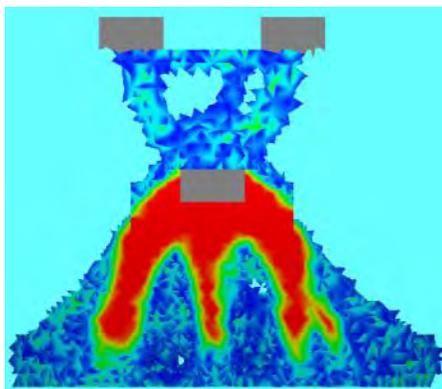
Tabla de densidades



Vista frontal del soporte de suspensión trasera



Vista posterior del soporte de suspensión trasera

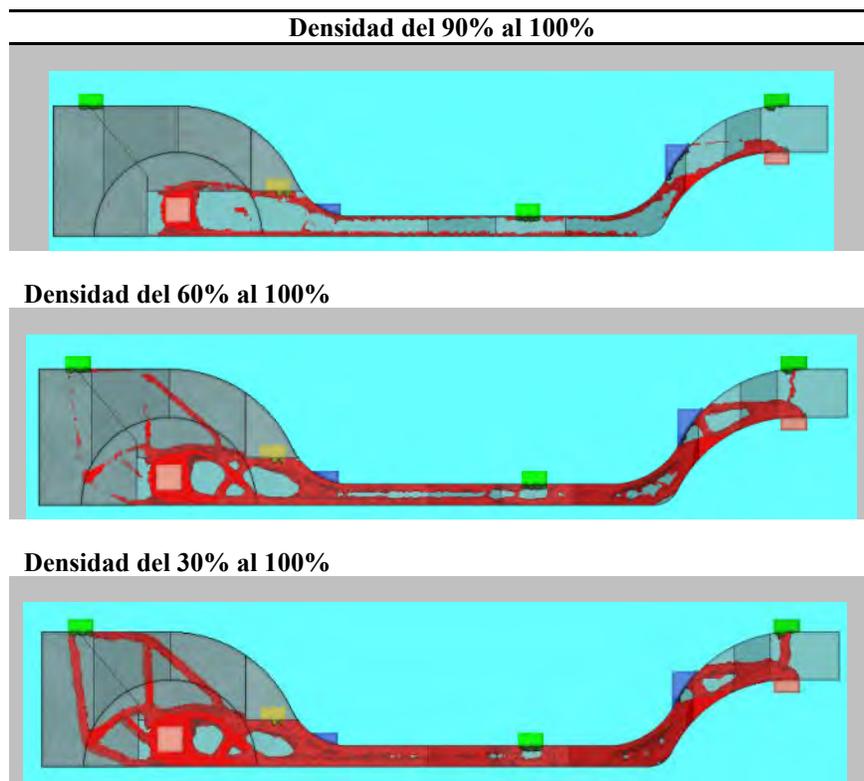


En este caso, la estructura que contiene el soporte del asiento, el soporte de la carrocería por medio de los postes C, y el soporte de la suspensión trasera, forman una sola estructura que se bifurca en dos placas.

DISTRIBUCIÓN DE DENSIDADES

La distribución de densidades a lo largo del perfil, fue variable como se pudo observar a detalle en cada sección. Sin embargo una distribución estratégica, de material con alta densidad, puede observarse en secciones críticas; por ejemplo, la sección que contiene el soporte de la suspensión delantera, trasera y el cuerpo principal del chasis. Una tabla que muestra el material con diversas proporciones de densidad para todo el chasis puede verse a continuación

Tabla 5.8 Elementos con diversas densidades



Como se puede observar en la imagen superior, solamente una pequeña parte del chasis necesita tener las dimensiones mostradas para que la estructura cumpla con las restricciones. Mientras que en las demás partes, se puede sustituir la geometría mostrada, por un perfil mucho más delgado

PROPUESTAS SIMPLIFICADAS DE ESTRUCTURAS

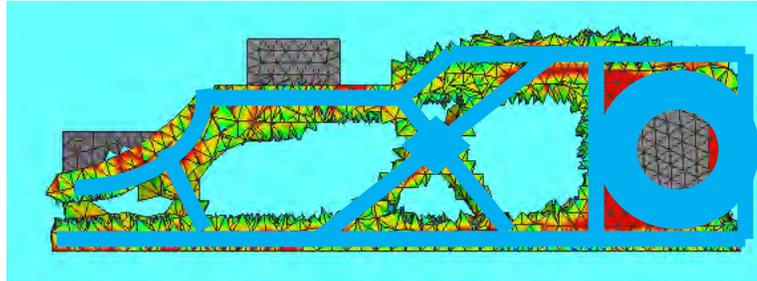
De acuerdo con la tabla anterior y las distribuciones individuales de densidad mostradas, se puede concluir a que el diseño conceptual, se puede fragmentar en (tantas) regiones principales. Una tabla que describe cada región se puede ver a continuación.

Tabla 5.9 Propuestas simplificadas de estructuras

Regiones principales del diseño conceptual

Densidad del material superior al 60%

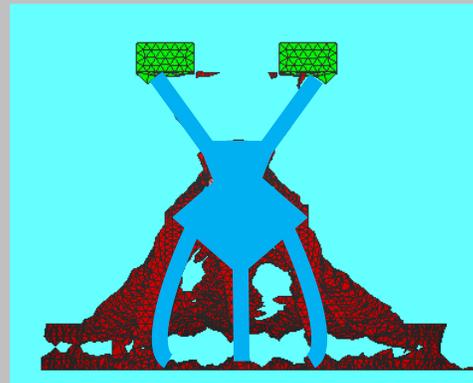
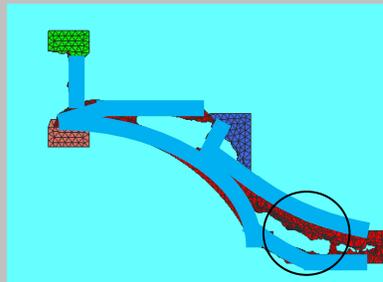
Estructura de soporte delantero



En esta imagen se muestra un perfil simplificado superpuesto a una vista lateral de la estructura. Esta parte de la región, se podría construir por medio de forja, y unirla a su simétrico del otro lado por medio de una placa, ya que el grosor en la parte superior e inferior de esta estructura, es constante.

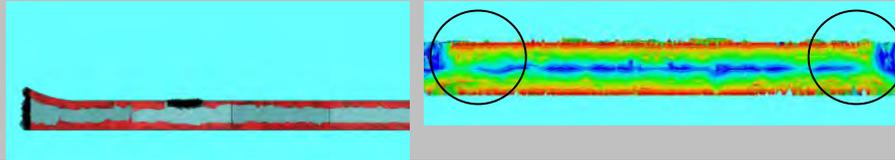
Densidad del material al 90 %

Estructura de soporte trasero



En estas dos imágenes se puede apreciar la compleja geometría que requiere esta estructura. La imagen de la izquierda muestra una vista lateral a corte del soporte, se observa una separación de la estructura para formar las placas de soporte de la parte central. En la parte derecha se observa una vista posterior donde se muestran los brazos posteriores que dan rigidez al soporte, y que luego se unen a la placa central inferior.

Placas de soporte central



Como se puede ver en la primera imagen, la parte que requiere que se tenga más material es la parte superior y la parte inferior, formando de esta manera dos placas. En la segunda imagen se puede ver que se presenta material conectivo entre las placas por sus extremos.

La segunda imagen también sugiere que se pueda proponer una estructura de “honeycomb”, de esta manera se mantendría la integridad estructural.

Anclaje de carrocería



La construcción de esta región se necesitaría realizar con varilla o tubería de diferentes grosores, ya que la densidad no es igual para todos los brazos del soporte.

DESEMPEÑO DEL PERFIL

El comportamiento de la energía de deformación y del desplazamiento máximo presentado a lo largo del perfil se puede ver de acuerdo con las siguientes tablas:



Antes de la optimización

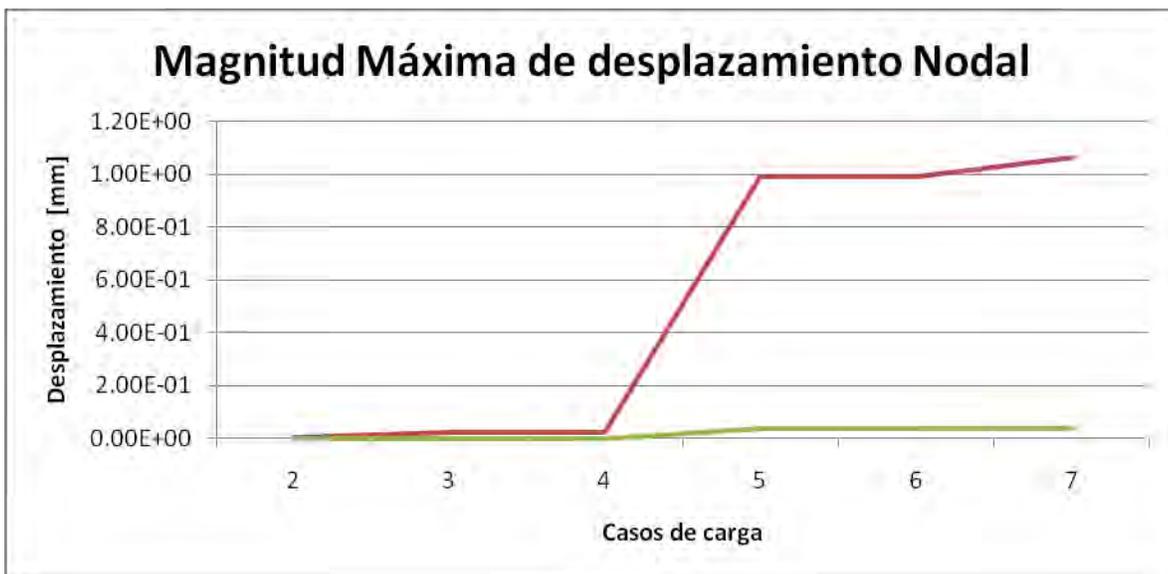


Después de la optimización



Gráfica 5.1 *Energía Máxima de deformación por elemento*

Esta gráfica muestra la máxima energía de deformación en un elemento dentro de toda la malla, es decir, los valores aquí mostrados son los de los elementos que mostraron mayor energía de deformación a lo largo de toda la región de topología. Por lo tanto se puede observar de la gráfica, que a pesar de que quedó menos de un quinto de la masa inicial, la energía de deformación presentada se redujo en gran medida, comprobando que el proceso de optimización fue exitoso en lograr el objetivo de mínima energía de deformación



Gráfica 5.2 *Magnitud Máxima de desplazamiento Nodal*

Respecto a la gráfica anterior se puede decir que, las magnitudes de desplazamiento también presentaron un mejoramiento significativo con respecto a la región de topología no optimizada. Los

valores máximos de desplazamiento por nodo, no rebasan la décima de milímetro, en comparación con los valores antes de la optimización, los cuales alcanzaban el milímetro de desplazamiento

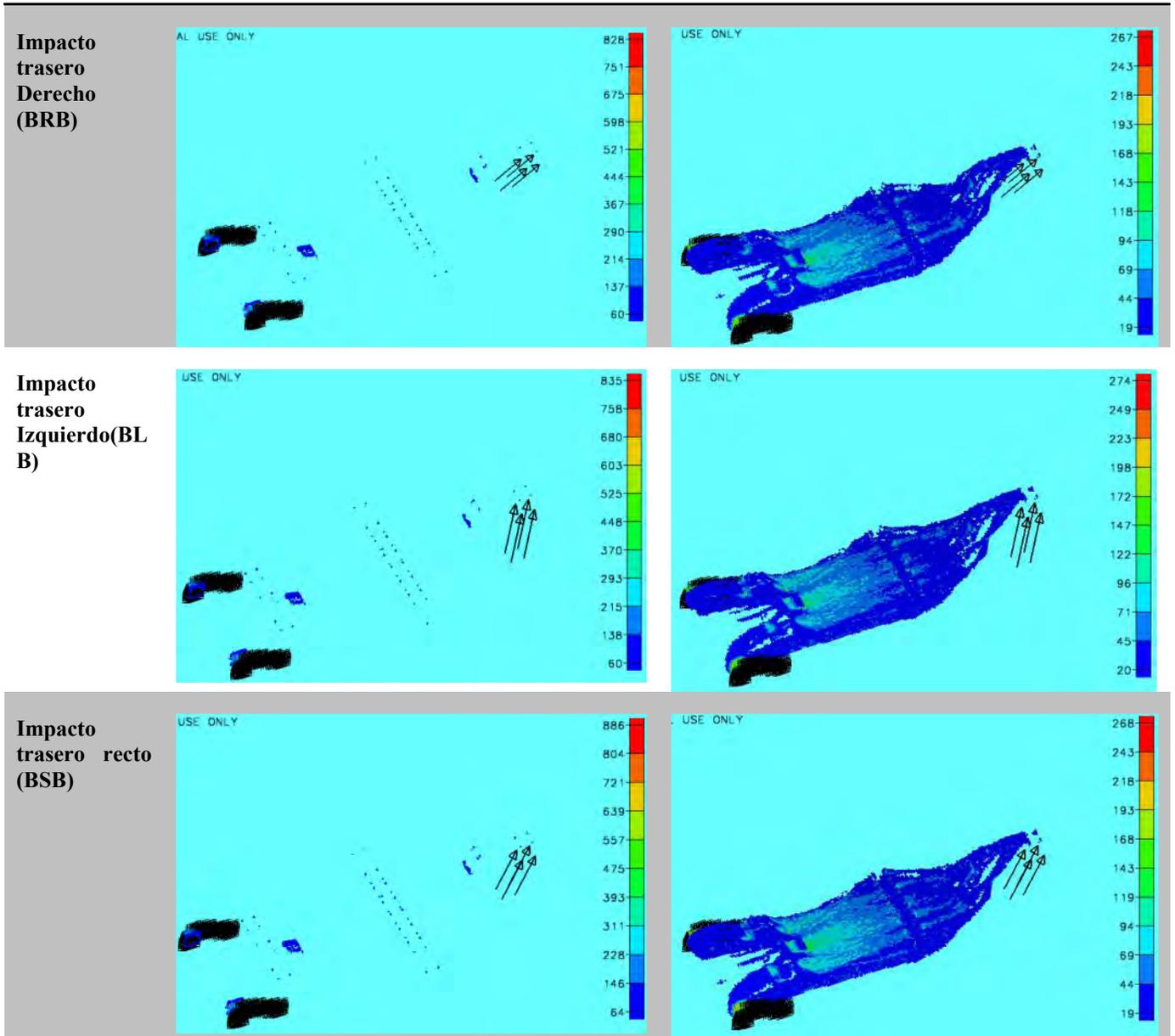
DEMOSTRACIÓN DE OPTIMIZACIÓN

Ya que el objetivo de esta optimización es lograr la estructura más rígida posible con la restricción de usar el 19% del material original, se tiene que demostrar que la estructura presenta una distribución de esfuerzos homogénea y en el mejor de los casos que se reduzcan los esfuerzos máximos en la estructura. Sin embargo, el objetivo de la optimización topológica es ser una guía para un proceso de diseño y optimización posterior, por lo que no puede ser usado un resultado de esta optimización como un diseño competitivo con diseños convencionales. Por medio de la siguiente tabla se mostrará la distribución de esfuerzos de Von Mises en la región de topología 8 (TR8) en comparación con los esfuerzos de Von Mises presentes en el diseño optimizado(O-TR8). Por otro lado, se filtraron los elementos con cargas menores a 1 MPa, ocultando de esta manera dichos elementos, con el objetivo de revelar las partes más esforzadas de la estructura.

Tabla 5.9 Comparativa de distribución de esfuerzos entre región de topología 8 y diseño optimizado

Comparativa de distribución de esfuerzos entre región de topología 8 y diseño optimizado

Caso de Carga	de TR8	O-TR8
Peso (W)		
Impacto frontal Derecho (FRB)		
Impacto frontal Izquierdo (FLB)		

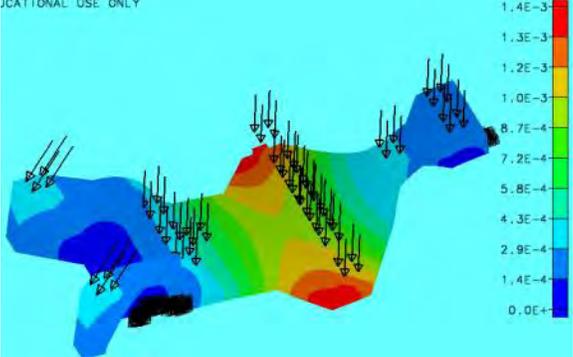
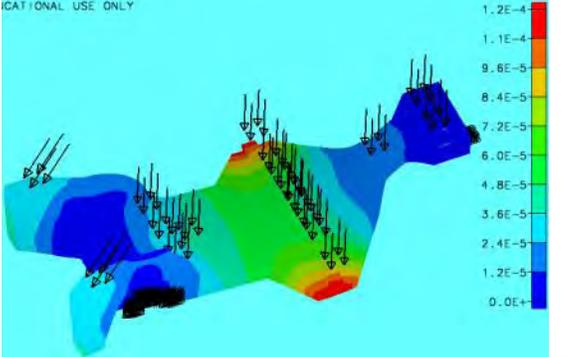
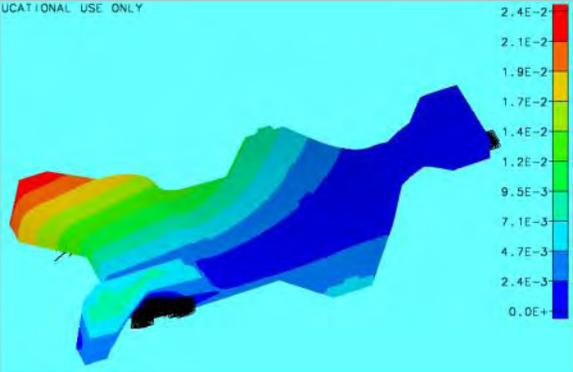
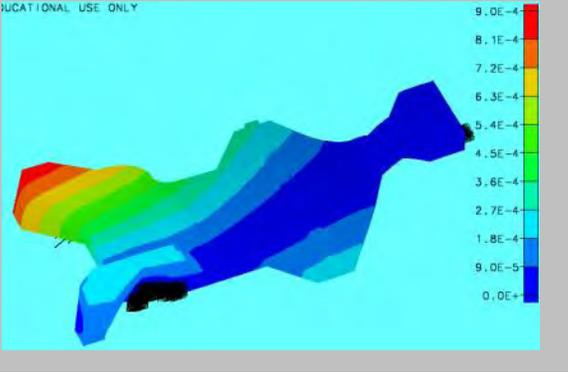
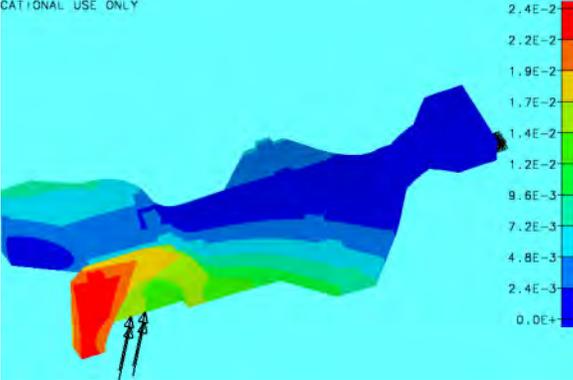
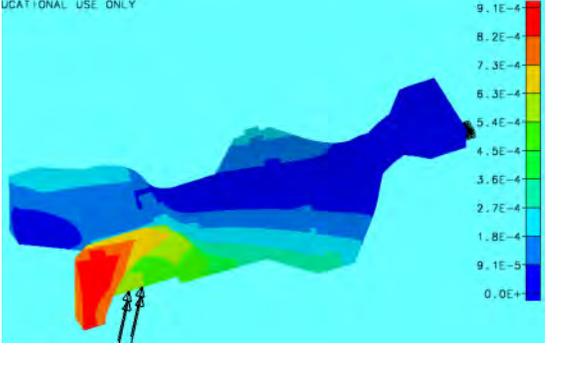


***Esfuerzos de Von Mises en MPa**

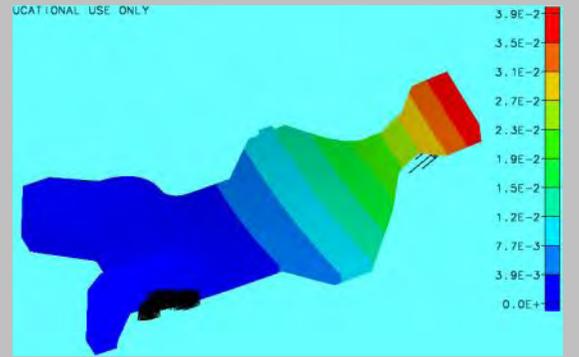
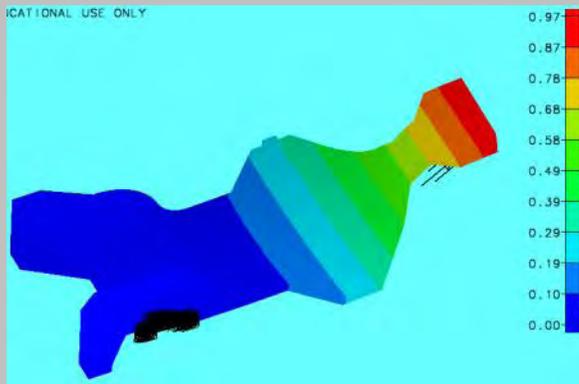
***Las imágenes presentan un filtro de esfuerzos que borra los elementos con valores de esfuerzos más bajos de manera que permitan mostrar los elementos con mayores esfuerzos.**

A continuación se mostrará una tabla que muestra la distribución de desplazamientos antes y después de la optimización

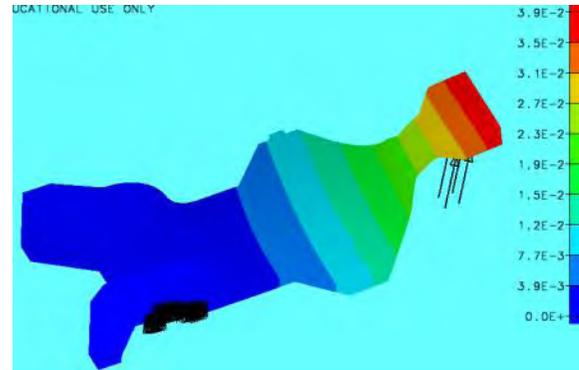
Tabla 5.10 Comparativa de distribución de desplazamientos entre región de topología 8 y diseño optimizado

Caso de Carga	TR8	O-TR8
<p>Peso (W)</p>		
<p>Impacto frontal Derecho (FRB)</p>		
<p>Impacto frontal Izquierdo (FLB)</p>		

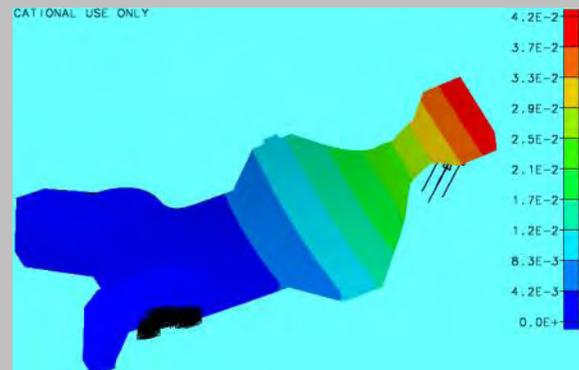
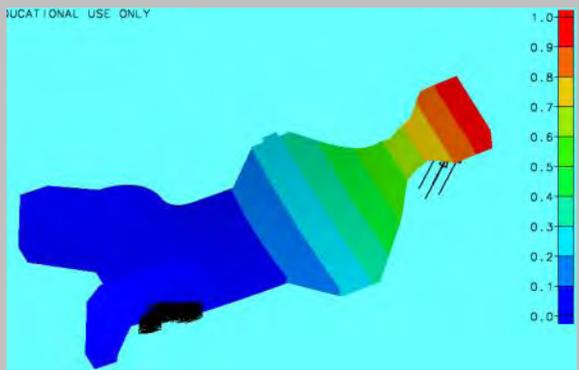
Impacto trasero Derecho (BRB)



Impacto trasero Izquierdo (BLB)



Impacto trasero recto (BSB)



***Unidades de desplazamiento en mm**

Con base en los objetivos se concluye que:

Se aplicó la metodología de la optimización estructural al diseño conceptual del chasis de un auto eléctrico de baja velocidad, empleando la masa como restricción. El diseño final presentó la mínima energía de deformación.

De acuerdo con los Objetivos particulares:

1. **Proponer las condiciones de operación del chasis del auto eléctrico.** Se propusieron las condiciones de operación de acuerdo con vehículos de 4 ruedas adaptando los requerimientos de estos a la propuesta de esta tesis. De estas condiciones, a su vez, fueron seleccionadas algunas con el objetivo de poder realizar una optimización con el equipo de cómputo disponible (cargas estáticas de peso e impactos sobre la suspensión provenientes de la pista de rodamiento).
2. **Establecer la secuencia de pasos para optimizar topológicamente la estructura del chasis.** Se estableció una secuencia de pasos para poder crear un diseño conceptual a través del diseño de la región de topología y su mejoramiento, su optimización y discusión de resultados. La secuencia generada, pasó desde sólidos modelados en CAD, hasta análisis que incluían condiciones de simulación y parámetros de optimización.
3. **Obtener el diseño conceptual del chasis.** El diseño obtenido representa a las trayectorias de carga generadas por los sistemas de fuerza aplicados al chasis, por lo tanto el perfil optimizado obtenido representa una estructura rígida y con la menor cantidad de material posible desde el punto de vista topológico. El volumen o peso que el diseño conceptual tiene, todavía no es relevante, ya que este paso de optimización solamente provee de las geometrías más rígidas que sirven para otros procesos de optimización.

De acuerdo con el Objetivo Personal

Desarrollar conocimientos sólidos de diseño mecánico óptimo. Para la realización de esta optimización, fue necesario el aprendizaje de la utilización de diversos programas de diseño, los cuales incluyen CAD y CAE. En estos programas se generaron los sólidos para la optimización. También se generaron las mallas sólidas tridimensionales que el programa de optimización requería, por lo que fue necesario aprender a generar archivos en formato adecuado para su optimización. Esta parte es crucial para la generación de diseños óptimos, ya que la mayoría de las veces, al optimizar algo, se utilizan diseños previamente generados y solamente hace falta mejorarlos.

Respecto a la utilización del software comercial de optimización, se puede decir que se obtuvieron conocimientos avanzados de optimización topológica, ya que para poder obtener el perfil optimizado, fue necesario aprender las particularidades del método de optimización, así como la metodología particular de este software, sumándolo al conocimiento previo de otros criterios de optimización.

También se obtuvieron conocimientos generales de otras formas de optimización, tales como: topográfica, topométrica, por dimensiones y de forma.

TRABAJO FUTURO

Dado que el trabajo realizado en esta tesis, no es un proceso completo, se propone a continuación una serie de pasos que se deben seguir con un enfoque topológico, a partir de esta propuesta

- 1. Optimización topológica del chasis con una malla más fina, con todos los casos de carga requeridos y con puntos de aplicación de fuerzas reales.** Dado que esta propuesta se realizó con equipo de cómputo académico y no de investigación, la malla realizada es demasiado gruesa para resultados más precisos; además, falta incluir todas las pruebas de impacto faltantes, así como vibraciones mecánicas (análisis modal) en el chasis. Por último, es necesario incluir los puntos no diseñables de donde provienen las cargas (i.e. anclajes de asientos, carrocería, soportes de baterías, así como anclajes de la suspensión), ya que en la propuesta se simplificaron estos componentes a paralelepípedos simples.
- 2. Optimización topológica particular de elementos individuales.** Ya que la estructura fue optimizada en lo general, se debe proceder a optimizar particularmente cada componente, aislando sus restricciones y cargas para cada caso individual. Este paso puede ser descartable, ya que la determinación de las condiciones de los casos individuales puede ser extensa, sin embargo, la optimización de componentes por separado es mucho más precisa y adecuada.
- 3. Simplificación de las geometrías generadas por las trayectorias de carga.** Se necesita simplificar la estructura generada por la optimización topológica, de manera que se puedan proponer componentes que se ajusten a los métodos de manufactura disponibles. Permitiendo de esta manera pasar a un siguiente método de optimización que ya pueda trabajar con esfuerzos y masas, ya que la optimización topológica no es un procedimiento final, sino, sólo un paso anterior

- [1] Donald M. Baskin, David B. Reed, Thomas N. Seel; “A Case Study in Structural Optimization of an automotive Body-in-White Design” Chrysler LLC MI USA 2008
- [2] Ulrich Seiffer, Lothar Wech; “Automotive Safety Handbook 2nd Edition” SAE International PA USA 2007
- [3] “Genesis User’s Manual”, Version 11.0, Vanderplaats Research & Development Inc. CO USA 2009
- [4] Ferdinand P. Beer, Russell Johnston, John DeWolf; “Materials Mechanics” McGraw-Hill México 2001
- [5] Garret N. Vanderplaats “Multidiscipline design optimization” Vanderplaats Research & Development, Inc. CA USA 2007
- [6] Y.M. Xie, G.P. Steven; “Evolutionary Structural Optimization” Springer 1997
- [7] Schmit, L.A., H. Miura; “Approximation Concepts for Efficient Structural Synthesis” NASA 1976
- [8] Schmit, L.A. “Structural Design by Systematic Synthesis” ASCE, New York 1960
- [9] Hanss-Hermann Braess, Ulrich Seiffert; “Handbook of Automotive Engineering” SAE International PA USA 2005
- [10] Emmelmann, H.-J., W. Wilhelm; “Karosserie- und Verdeckentwicklung des Golf III-Cabriolets” Haus der Technik e. V, Essen, Deutschland 1996
- [11] Freymann, R.; “Strukturdynamische Auslegung von Fahrzeugkarosserien” Berichte N0. 968, Deutschland 1992