



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

---

---

FACULTAD DE INGENIERÍA

REDISEÑO ESTRUCTURAL PARA VEHÍCULO UTILITARIO  
Y EVALUACIÓN MEDIANTE PAQUETERIA FEM

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

ADRIANA MARÍA PROVIDELL URANGO

DIRECTOR DE TESIS:

M. en C. OSVALDO RUIZ CERVANTES

CIUDAD UNIVERSITARIA, 2015.





Universidad Nacional  
Autónoma de México



**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.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

---



## Agradecimientos

Muchas personas han sido parte de este proyecto de tesis, que cual significa una etapa importante dentro de mi desarrollo profesional y personal, a todos les agradezco su apoyo.

A la UDIATEM por proporcionar el modelo de la estructura del vehículo, tanto a los profesores como a los estudiantes que participaron en su desarrollo y a los compañeros del cubículo que me ayudaron constantemente.

A mi tutor M.C. Osvaldo Ruiz Cervantes con quien tuve la oportunidad de trabajar y sobre todo ampliar mi conocimiento en el uso de herramientas de análisis estructurales y muchos temas interesantes al respecto.

A mis sinodales por sus aportaciones y críticas: Dr. Armando Ortiz Prado, M.I. Antonio Zepeda Sánchez, Ing. Mariano García del Gallego y M.C. Edgar Isaac Ramírez Díaz.

A mi familia, mi mamá María Nelcy Urango y mi pareja Alam Israel de la Torre, por su apoyo moral, que ha sido vital en este proceso.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Contenido

Prólogo .....	4
Objetivo.....	5
Metas.....	5
Capítulo 1 Estructura del chasis. ....	6
1.1 Historia del Chasis .....	6
1.2 Definición de chasis.....	6
1.3 Tipos de chasis.....	7
1.4 Diseño de chasis .....	10
1.4.1 Clasificación de vehículos.....	10
1.4.2 Configuración del tren de potencia.....	12
1.4.3 Requerimientos para el diseño de un chasis.....	14
1.4.4 Pruebas estructurales.....	14
Capítulo 2 Optimización Topológica. ....	17
2.1 Parámetros de entrada .....	17
2.2 Software comercial .....	18
2.3 Clasificación de análisis .....	18
2.4 Ejemplos de uso de MEF para la evaluación de estructuras.....	19
2.5 La optimización topológica .....	24
2.6 Optimización topológica en ABAQUS® .....	26
2.6.1 Parámetros de diseño .....	27
2.6.2 Función objetivo.....	27
2.6.3 Restricciones .....	27
2.6.4 Restricciones geométricas.....	27
2.6.5 Condiciones de paro.....	28
Capítulo 3 Fundamentos teóricos. ....	29
3.1 Propiedades del Acero A36 .....	29
3.2 El módulo de Young .....	30



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



3.3	Coeficiente de Poisson .....	30
3.4	Esfuerzo de cedencia.....	31
3.5	Esfuerzo último .....	31
3.6	Energía de deformación .....	31
3.7	Energía de deformación elástica para esfuerzos normales y esfuerzos cortantes .....	32
3.8	Criterio de Tresca o del esfuerzo cortante máximo .....	33
3.9	Criterio de Von Miseses o de la máxima energía de distorsión .....	34
3.10	Factor de Seguridad .....	35
3.11	Rigidez Torsional y de Flexión .....	36
Capítulo 4 Metodología de Modelado .....		37
4.1	Análisis de esfuerzos estructura inicial .....	37
4.1.1	Cargas aplicadas a la estructura .....	38
4.1.2	Condiciones de frontera.....	39
4.1.3	Ensamblado .....	40
4.1.4	Mallado.....	40
4.2	Análisis de optimización.....	41
4.2.1	Definición de proceso de optimización .....	43
Capítulo 5 Resultados.....		49
5.1	Caso 1 Análisis de esfuerzo peso suspendido sin optimización .....	49
5.2	Caso 2 Optimización de la estructura .....	52
5.3	Refuerzos propuestos .....	55
Conclusiones .....		58
Referencias.....		59



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Prólogo

Este trabajo de tesis surge de la necesidad de mejorar los procesos de diseño automotriz, mediante el uso de herramientas proporcionadas por programas de diseño y análisis estructurales actuales, para ello, se utilizó el módulo de optimización del software comercial ABAQUS®, el cual es una herramienta que se enseña en la Facultad de Ingeniería y es conveniente profundizar en su manejo, y se aplica en una estructura de un Vehículo Utilitario Todoterreno (VUT) diseñado por la UDIATEM (Unidad de Diseño y Asistencia Técnica en Materiales), para optimizar su estructura.

Así que se presenta una metodología para rediseñar una estructura utilizando un proceso de optimización topológica. Se utilizó una estructura inicial, la cual se sometió a un análisis estructural para conocer la distribución de esfuerzos original, ésta presentaba esfuerzos del orden de 275 MPa en regiones críticas (considerando que el esfuerzo de cedencia del acero A36 usado es de 250 MPa) se determinó que era necesario colocar refuerzos en la estructura. La determinación de los refuerzos se realizó mediante un proceso de optimización topológica, este proceso redistribuye la masa en una región de diseño utilizando parámetros como la energía de deformación y el volumen. Sin embargo, los resultados de este proceso generalmente no son manufacturables, así que se propuso la ubicación y geometría de perfiles comerciales, finalmente se sometió la estructura con los refuerzos propuestos a un análisis estructural, con fines comparativos. Los resultados mostraron que la estructura con los refuerzos propuestos presenta una distribución de esfuerzos más homogénea y una disminución de los esfuerzos (a un rango de 41 y 66 MPa).

En el capítulo 1 se presenta un panorama del desarrollo de diseño en estructuras automotrices, los tipos de chasis actuales, la clasificación de vehículos y su diversificación, los requerimientos para el diseño de un chasis y el tipo de pruebas estructurales que se utilizan. En el capítulo 2 se muestran los tipos de análisis que se realizan mediante el uso del método de elementos finitos, (método numérico que permite la solución de sistemas de ecuaciones diferenciales y por consecuencia encuentra una amplia aplicación en ingeniería), descripción y ejemplos de las aplicaciones en diseño automotriz, y finalmente se describe la optimización topológica en ABAQUS®. En el tercer capítulo puntualmente se expone los conceptos utilizados, los cuales se encuentran ampliamente desarrollados. El capítulo 4 describe la metodología utilizada, en este capítulo se decidió exponer de forma clara el uso del módulo de optimización, ya que se busca que este trabajo pueda ser útil en el desarrollo de nuevos proyectos que requieran utilizar esta herramienta, así que se muestra paso por paso como se utilizó este módulo. Finalmente en el capítulo 5 se muestran los resultados de los tres análisis aplicados en la estructura.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

---



## Objetivo

Desarrollo del análisis estructural que permita la optimización topológica en la estructura del chasis de un vehículo utilitario con el uso del Software Comercial Abaqus®.

## Metas

Realizar una simulación para determinar el estado de esfuerzos antes de realizar modificaciones.

Realizar una optimización topológica y con el resultado proponer el tamaño y localización de refuerzos, utilizando Abaqus®, que sirva como base para trabajos futuros en esta área de desarrollo.

Realizar una simulación del estado de esfuerzos final y comparar los resultados.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Capítulo 1 Estructura del chasis.

### 1.1 Historia del Chasis

Históricamente el desarrollo de la estructura del chasis fue dándose de manera paulatina, ya que en un inicio se le dió prioridad al desarrollo del tren de potencia para alcanzar mayores velocidades y capacidades de carga, el diseño del chasis era de manera intuitiva, posteriormente se empezó a dar más importancia a la comodidad, la confiabilidad y la seguridad del pasajero, lo que derivó en mejores sistemas de suspensión y frenado.

Hasta 1930 la estructura de los vehículos se fabricaba por separado, lo que dio lugar a la carrocería independiente. Después de la Primera Guerra Mundial, Edward Budd inventó una prensa capaz de ejercer una gran presión sobre hojas de acero, lo que permitió el desarrollo de carrocerías de una sola pieza de acero o varias que al soldarse formaban una estructura más ligera y resistente ya que al ser de una sola pieza mejoraba la rigidez del vehículo, y se evitaba el ruido, este fue el principio de la carrocería autoportante.

Hasta 1950 en los talleres de manufactura de chasis, no había más de 50 personas entre ingenieros y trabajadores, por lo que el desarrollo era un proceso tardado. Un ejemplo fue el desarrollo del Mercedes Benz S-class W108/109 al que le tomó una década su desarrollo y comercialización. Actualmente para que un proyecto sea competitivo se considera que el desarrollo no debe exceder más de 3 años, para lograrlo se hace uso de técnicas computacionales como el método de elementos finitos (MEF) que se ha venido desarrollando rápidamente desde 1970 a la fecha.

### 1.2 Definición de chasis

Chasis es el nombre que se le da a la estructura de soporte del vehículo, únicamente con los elementos indispensables para que pueda avanzar. La estructura depende de la función a que se le destine, por ejemplo: coche de turismo, sport, vehículo utilitario, etcétera, ya que juega un papel importante para determinar su estabilidad, la comodidad de los pasajeros, la dinámica y la agilidad del vehículo.

Normalmente los vehículos se conforman por tres grandes sistemas: el tren de potencia, la carrocería y el sistema chasis/suspensión. El tren de potencia consiste en los componentes para poner en marcha el vehículo, la carrocería es la estructura que permite que haya espacio para los pasajeros, y el chasis/suspensión permiten que el vehículo pueda rodar y ser maniobrado.





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Algunos vehículos modernos han mezclado el chasis y la carrocería en una sola estructura conocida como autoportante, como resultado no todas las piezas se encuentran claramente identificadas por separado. Otros como las pick-up y vehículos todoterreno continúan usando la configuración de chasis independiente o bastidor que permite la operación del vehículo aún sin la carrocería.

## 1.3 Tipos de chasis

El objetivo estructural del chasis es soportar las cargas externas e internas durante la conducción, las cargas externas son las fuerzas desde el suelo y los neumáticos, que se transmiten por la suspensión y sus elementos móviles y las cargas aerodinámicas. Las cargas internas son producidas por la masa del vehículo, de las personas y/o equipaje, y por las reacciones del tren de potencia.

Existen varias configuraciones de la estructura de un chasis, puede estar separada de la carrocería como en los vehículos industriales y algunos vehículos todo terreno, pueden estar integrados en una sola estructura conocida como monocasco o autoportante; o puede ser chasis plataforma o una estructura tubular.

### a) Chasis independiente o bastidor

Está formado por un conjunto de elementos metálicos, tipo vigas que sirven como plataforma y la carrocería se fija mediante sujetadores mecánicos (pernos, tornillos y tuercas) o soldadura. El ensamblado de las piezas con sujetadores mecánicos permite que sean fácil montar y desmontar los elementos, el tiempo de ensamblado es relativamente corto y no requiere el uso de herramientas muy especializadas; mientras que la soldadura implica una unión permanente, mejora la rigidez y disminuye el ruido. Esta configuración es capaz de soportar todas las cargas y los componentes mecánicos se fijan de tal forma que pueda circular sin la carrocería.

En este caso la carrocería tiene su propio piso y se puede atornillar, lo que facilita las reparaciones. Se utilizan principalmente en vehículos destinados al transporte de personas y mercancías, vehículos todo terreno, vehículos industriales pesados (furgonetas), autobuses y vehículos especiales como grúas.

Está compuesto por vigas longitudinales (largueros) y vigas transversales (travesaños) unidas por remaches, tornillos o soldadura y llevan refuerzos donde se colocan los componentes mecánicos o la carrocería, ver figura 1.1.

En el caso de los todoterreno, el chasis se diseña con la finalidad de resistir los esfuerzos generados por las irregularidades del camino y para que la conducción sea lo más cómoda posible. Mientras que en los vehículos de carga el diseño se enfoca a resistir el esfuerzo asociado a las cargas, ya que estos vehículos no alcanzan grandes velocidades.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

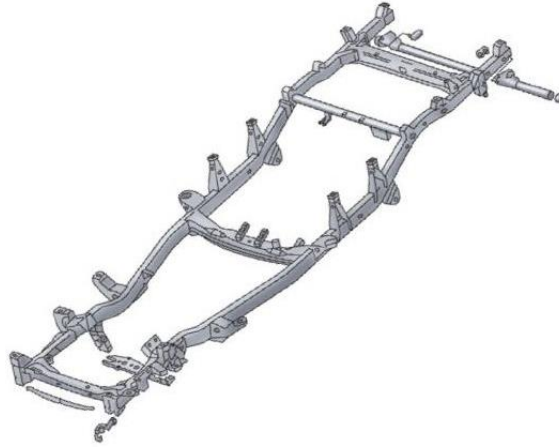


Figura 1.1. Chasis independiente de un todoterreno [24]

### b) Chasis autoportante

Los vehículos modernos tienen una estructura unitaria conocida como monocasco o carrocería autoportante, está formada por chapas metálicas que se unen mediante soldadura o ensamblado, de tal forma que la carrocería y el chasis están unidos, pueden ser de acero, aluminio o materiales compuestos, prácticamente todos los autos de turismo desde 1980 utilizan este tipo de configuración. En la figura 1.2 se aprecia una carrocería de este estilo.

Las ventajas de esta configuración son: estructura ligera, estable, se puede fabricar en serie, tienen un centro de gravedad bajo, disminuye vibraciones y ruidos.

Sobre esta estructura se montan los elementos exteriores como: puertas, aletas delanteras, capos, hasta completar la carrocería del vehículo y los elementos mecánicos. Las chapas están diseñadas para conseguir la rigidez o comportamiento deseado en cada zona.



Figura 1.2. Chasis autoportante [19]



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



### c) Carrocería con chasis plataforma

Es una plataforma que se une a la carrocería por medio de puntos de soldadura, es una base que soporta las partes mecánicas y a la carrocería, algunas ventajas asociadas a esta configuración es que es más ligera y puede tener numerosos elementos desmontables. Se puede encontrar en vehículos semi-industriales y vehículos de turismo, se muestra un ejemplo en la figura 1.3.

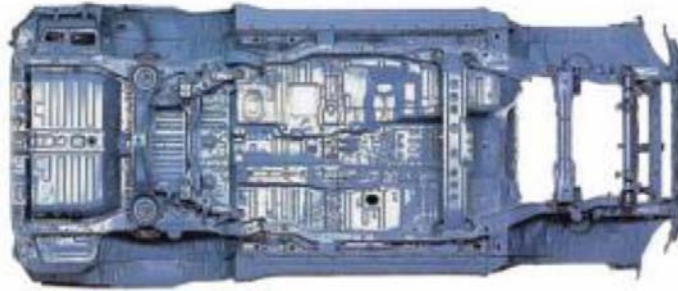


Figura 1.3. Chasis plataforma [13]

### d) Chasis tubular

Esta destinado para vehiculos especiales, consta de un armazon formado por tubos ya sean rectangulares o circulares de acero, cuya principal ventaja es la reduccion de peso, generalmente se utilizan para vehiculos de competición, la carroceria se atornilla al chasis y puede estar hecha de fibra de carbono o de vidrio, figura 1.4.



Figura 1.4. Chasis tubular de cuadríciclo [24]



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 1.4 Diseño de chasis

Actualmente la estructura del chasis depende de la aplicación a la que este destinado el vehículo sin embargo la tendencia es diseñar estructuras más livianas para mejorar el rendimiento de combustible y rígidas para evitar deformaciones asociadas a las irregularidades del suelo.

El chasis es responsable del comportamiento dinámico, confort y seguridad para el pasajero, la dinámica de conducción es muy importante ya que esto determina la capacidad de respuesta de un conductor ante situaciones críticas.

La reducción de peso es otro de los factores importantes en el diseño de un chasis, ya que de este depende en gran medida el costo asociado a la cantidad de material necesario y su manufactura; y el uso eficiente de la potencia generada por el motor.

Antes de analizar los conceptos de diseño para el chasis es necesario entender la clasificación de vehículos y las configuraciones del tren de potencia, ya que estos determinan la forma del chasis.

### 1.4.1 Clasificación de vehículos

Hasta hace unos 30 años la clasificación de un vehículo era con base a su forma ya que sólo había pequeños grupos como: el sedan, compacto, fastback, camioneta, deportivo, coupe y convertible pero actualmente hay muchas variantes y es más sencillo clasificar un vehículo de acuerdo a parámetros de diseño como la distancia entre ejes (Wheel base), su peso o su dinámica. De acuerdo a la distancia entre ejes un vehículo pequeño es aquel cuya distancia entre ejes es menor a 2.5 m, los vehículos medianos tienen una distancia entre 2.5 m y 2.8 m, y vehículos grandes tienen una distancia entre ejes mayor a 2.8 m. El peso normalmente comprende la masa de todos los elementos indispensables en un vehículo, incluyendo la masa de líquidos como la gasolina y otros, y no considera el peso de las personas o cargas variables, bajo esta clasificación los vehículos pueden ser ligeros si su masa es menor a 1100 kg, de peso medio si su masa es mayor a 1100 kg y menor a 1550 kg, y pesados si su masa es mayor a 1550 kg. Dinámicamente los vehículos se pueden clasificar dependiendo del tipo de suspensión, la disposición del motor y la tracción, distribución de peso o cualquier parámetro que afecte la dinámica del automóvil. Por ejemplo existen configuraciones económicas con el motor adelante, de tracción delantera, y otras más caras con suspensiones delantera y trasera multibrazo, amortiguadores de aire y tracción en las cuatro ruedas.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

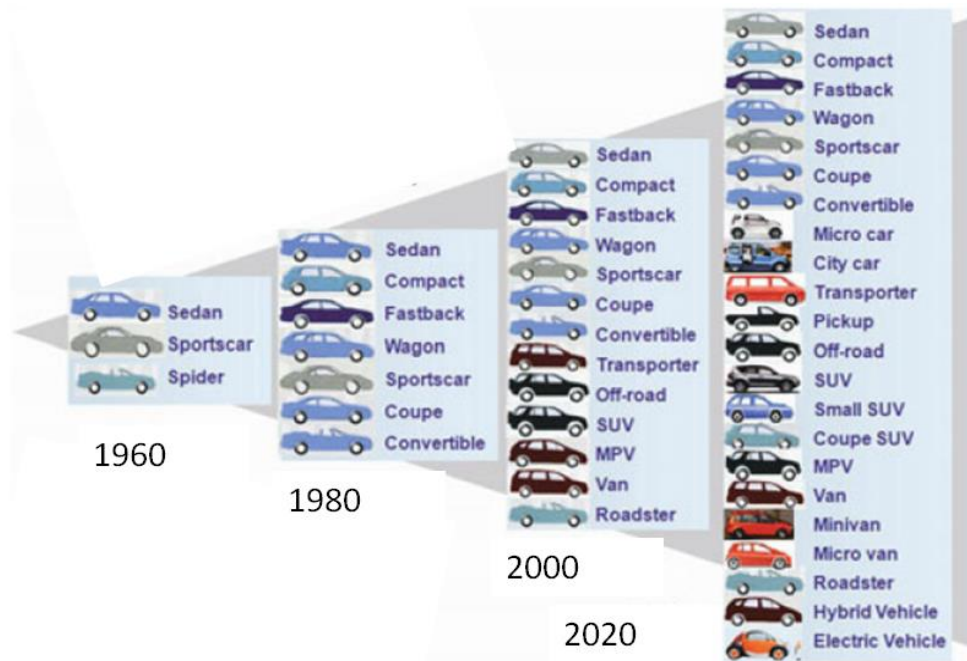


Figura 1.5. Diversificación de clasificación de vehículos [3]

También se ha visto que la clasificación de los vehículos es de acuerdo a sus características de confort, parámetros como: el ancho de asiento, el espacio para las piernas, la longitud total del interior del vehículo, el volumen del maletero y las demás características son de acuerdo al tipo de motor y los lineamientos básicos de ergonomía que debe cumplir.

Las camionetas tipo van se pueden dividir en micro, mini, medianas, e incluso de lujo, en general tienen la capacidad de transportar hasta 5 personas en condiciones cómodas. El sedan se puede dividir en tres tamaños, los vehículos transportistas tienen un diseño que se enfoca en darle más espacio al pasajero y a la carga y normalmente no se comprometen tanto a darle confort a los usuarios. Las Pick-ups son vehículos para 3 pasajeros máximo en la cabina y tienen un espacio grande en la parte de atrás para transportar cargas, normalmente el chasis de la pick up es de tipo marco de escalera (ladderframe). Los vehículos utilitarios normalmente tienen un claro del suelo aproximado a 50 centímetros y son usados para servicios generales en empresas, también existen subclasificaciones como el deportivo y todoterreno, que pueden ser usados en aplicaciones agrícolas.

Debido a esta diversificación, es muy difícil tener un chasis para cada tipo de vehículo, así que los fabricantes normalmente trabajan por módulos, donde cada chasis tiene la posibilidad de variar algunas características como: la distancia entre ejes o las cargas para cada neumático. El precio de los vehículos de producción en serie se utiliza como base para diseñar los módulos y las configuraciones de la plataforma.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



### 1.4.2 Configuración del tren de potencia

El motor es una de las principales cargas en el chasis y esta determina en gran medida el comportamiento de los esfuerzos en él debido a los efectos inerciales durante la conducción, por eso, es muy importante comprender como puede ser la configuración del tren de potencia porque esta define básicamente la posición del motor y la tracción de las llantas.

Se puede encontrar que la posición del motor puede ser:

- Delantera
- En medio
- Atrás

Para cada caso el motor puede estar montado:

- Longitudinalmente
- Transversalmente

Y la tracción puede aparecer de tres formas:

- Tracción en las llantas delanteras
- Tracción en las llantas traseras
- Tracción en las cuatro llantas

Así que en total existen 18 configuraciones, de las cuales no todas son técnica o económicamente posibles, las configuraciones más comunes son:

- Motor adelante montando transversalmente con tracción delantera

Generalmente usada para vehículos de hasta tamaño medio, es una configuración económica y brinda una buena estabilidad, un buen uso del espacio y se puede usar en climas fríos.

- Motor adelante montado longitudinalmente con tracción delantera

Se puede encontrar normalmente para vehículos de tamaño medio en adelante, incluye las ventajas que se mencionaron en el caso anterior y además permite el uso de motores más grandes con 8, 10 y 12 cilindros.

- Motor adelante montado longitudinalmente con tracción trasera

Esta es una configuración sobre todo muy segura, se utiliza para vehículos de tamaño medio en adelante, mejora la dinámica vehicular y pueden usarse motores de 8, 10 y 12 cilindros.





## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



- Motor atrás montado transversalmente con tracción trasera

Esta configuración se encuentra normalmente en vehículos deportivos pequeños, es cara, pero mejora la maniobrabilidad del vehículo y aumenta mucho la tracción.

- Motor atrás montado longitudinalmente con tracción en las cuatro ruedas.
- Motor adelante montado transversalmente con tracción en las cuatro llantas.
- Motor adelante montado longitudinalmente con tracción en las cuatro ruedas.

Para todas las configuraciones con tracción en las cuatro ruedas, es común encontrarlas en vehículos utilitarios deportivos.

En la figura 1.6 se puede observar el porcentaje en el mercado de cada configuración.

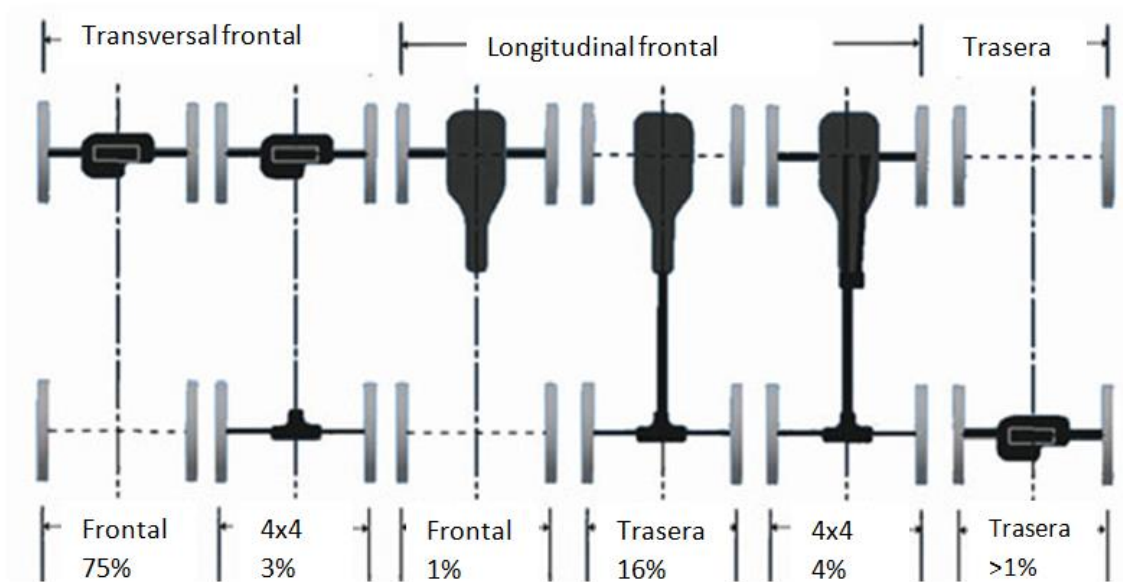


Figura 1.6. Porcentaje de configuración de tren de potencia [3]



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 1.4.3 Requerimientos para el diseño de un chasis

Los requerimientos para diseñar un chasis generalmente son los mismos, no necesariamente todos tienen que ser los mejores en cada punto, dependiendo del tipo de vehículo se le dará prioridad a las características para su desempeño y comprenden lo siguiente:

- Seguridad, comportamiento estable y predecible, y que se tenga un buen control de maniobrabilidad en todas las condiciones.
- Estabilidad, por ejemplo que sea capaz de seguir una trayectoria derecha a pesar de los obstáculos.
- Precisión y manejo intuitivo, que sea cómodo.
- Confiable, es decir que pueda frenar en una distancia corta, y que tenga sistemas automáticos de emergencia.
- Bajo peso para ahorrar consumo de combustible.
- Bajo precio de manufactura.
- Compatibilidad de diseño (diseño modular).
- Diseño aerodinámico.
- Factores de uso de espacio interno, externo y carga.

Para darle prioridad a estos conceptos, o varios de ellos, es necesario entender la dinámica de cada componente del conjunto chasis. La composición del chasis/suspensión comprende los siguientes elementos: configuración de suspensión delantera, configuración de suspensión trasera, configuración del muelle y amortiguador, configuración de la dirección, configuración del sistema de frenado y sistemas de control.

## 1.4.4 Pruebas estructurales

La prueba más representativa aplicada a la estructura del chasis y la carrocería es la prueba de rigidez estructural, es importante definir un límite de deformación, ya que una deformación excesiva dañará el mecanismo de las piezas y/o alterará el comportamiento de la suspensión.

La rigidez estructural se mide con pruebas de rigidez torsional y de flexión, un análisis local de las deformaciones mediante pruebas de torsión y flexión es muy útil para encontrar discontinuidades en la estructura del vehículo, las zonas donde aparecen discontinuidades son regiones que tienen un alto potencial de ruptura durante la operación de un vehículo debido a las deformaciones cíclicas que surgen durante la marcha.





## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



La prueba de torsión simula la situación en la que el vehículo pasa por un “borde” con una sola llanta, mientras que la prueba de flexión muestra lo que pasaría si se coloca más peso sobre la estructura.

Ambas pruebas pueden hacerse en el mismo banco de pruebas y este se puede reconfigurar para cada prueba. El banco de pruebas está hecho con un material mucho más rígido que el del vehículo y tiene dispositivos móviles para sujetar y aplicar las cargas en el vehículo.

Las piezas que se retiran del vehículo son los interiores (asientos, paneles laterales), el tren de potencia completo, el parachoque y las llantas, pero se mantienen las suspensiones y se intercambian los muelles y amortiguadores por piezas sólidas para aumentar la rigidez de la suspensión y “congelar” la geometría bajo investigación.

Es una práctica común hacer pruebas con la carrocería incluyendo parabrisas, puertas, etc..., con el fin de verificar las uniones y observar su aportación en el comportamiento.

La restricción para la prueba de torsión es que el eje trasero está fijo al bloque y el eje delantero es el que se ajusta a la estructura que aplica el torque, mientras que en la prueba de flexión ambos ejes se encuentran fijos.

En la prueba de torsión se aplica un torque puro al eje delantero con ayuda de un marco articulado, y en el de flexión se aplica una carga vertical en el centro de la estructura.

Los desplazamientos se miden con transductores, en las pruebas de torsión se colocan en los pivotes superiores de cada suspensión y en la de flexión se coloca uno en medio del vehículo y otros en varias partes para evaluar deformaciones locales.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Figura 1.7. Banco de pruebas de torsión [12]



Figura 1.8. Banco de pruebas de flexión [12]



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Capítulo 2 Optimización Topológica.

El método de elementos finitos (MEF), es un método numérico que brinda soluciones estimadas mediante la discretización de un medio continuo en pequeños elementos, es una técnica usada en ingeniería ya que permite resolver sistemas de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, lo que permite modelar diversos problemas físicos como: la transferencia de calor, deformación de cuerpos sólidos, problemas de mecánica de fluidos, reacciones químicas, campos electromagnéticos, entre otros. El objetivo principal de un análisis estructural mediante MEF, es evaluar el comportamiento de un componente o ensamble cuando se le aplican cargas, ya sean reales o estimadas. Esto se realiza en la etapa media del diseño, antes de hacer pruebas reales que son costosas y toman tiempo.

ABAQUS® es un programa comercial que utiliza el método de elemento finito para modelar problemas físicos, en este trabajo se utilizó para hacer un análisis estructural y topológico de un chasis. En esta sección se describen los parámetros de entrada para realizar un análisis estructural, se describen los tipos de análisis que se pueden realizar para el diseño de estructuras, y se describe que es una optimización topológica y las características del módulo de optimización de ABAQUS®.

### 2.1 Parámetros de entrada

En cualquier tipo de análisis (estático o dinámico) se requiere de un modelo que sea susceptible a ser mallado, este modelo debe tener información importante sobre la geometría y forma.

Para el caso de simulaciones estructurales lineales, las propiedades del material que se deben conocer son: el módulo de Young (E), coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), la densidad del material y el esfuerzo de cedencia como límite de la región elástica. Para simulaciones no lineales se debe tener bien identificada la curva esfuerzo-deformación real y en algunos casos la dependencia con la temperatura.

Si lo que se quiere evaluar es la resistencia de la estructura entonces se deben conocer los límites de resistencia establecidos, para análisis de durabilidad se debe hacer un análisis de cargas cíclicas.

Además se establecen las condiciones de frontera (y condiciones iniciales para los análisis dinámicos), las condiciones de frontera son: fuerzas conocidas, momentos, desplazamientos y velocidades en diferentes puntos. También se necesitan establecer cuáles son las superficies en contacto en el modelo.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 2.2 Software comercial

Existen varios programas comerciales desarrollados como: ABAQUS®, ANSYS®, NASTRAN®, MARC-MENTAT®, etc., y para el mallado es posible utilizar un subprograma como PATRAN® o HYPERMESH®, existen además programas específicos que incluyen: programas de mallado, de cómputo lineales y no-lineales, de oscilaciones y vibraciones, de simulación de choque, para simular los procesos de manufactura, de optimización topológica y de análisis de durabilidad.

## 2.3 Clasificación de análisis

Los análisis que se pueden realizar mediante el método de elemento finito en el ámbito de la mecánica para evaluar estructuras en general, pueden ser divididos en problemas estáticos y dinámicos, sencillamente en los problemas estáticos no se consideran los efectos inerciales y en los dinámicos si y la dependencia respecto al tiempo. Además se puede subdividir en análisis lineales y no lineales.

Los análisis lineales no consideran aspectos como las grandes deformaciones, comportamientos elastoplásticos, un análisis no-lineal puede proveer evaluaciones sobre situaciones más complejas, por lo que la decisión sobre qué tipo de análisis hacer debe estar sujeta al tipo de resultados deseados.

### a) Análisis de esfuerzos

En un análisis de esfuerzos los datos de entrada más importantes son las cargas aplicadas bajo cierto escenario, en un análisis por elemento finito se obtienen valores para las deformaciones y esfuerzos, y al comparar los valores calculados, con valores conocidos de los materiales, se determina si un material puede fallar bajo las solicitaciones o si es susceptible de un proceso de optimización. La confiabilidad de un análisis de este tipo depende de la calidad del modelo, de la discretización del mismo y de la precisión de las cargas de entrada.

### b) Análisis de rigidez

Un número creciente de componentes están basados en los análisis de rigidez, que consisten principalmente en conocer los desplazamientos de una pieza o componente bajo cierta carga. Así se pueden obtener curvas de fuerza vs desplazamiento de varios puntos. La precisión de estos análisis depende del modelo y de las solicitaciones, generalmente los cálculos son suficientemente precisos que no requieren de verificación experimental.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



### c) Análisis de frecuencia natural

También es posible hacer análisis de frecuencias con el objetivo de mantener la frecuencia natural de un componente por debajo de una velocidad de oscilación determinada, para evitar problemas de ruido y excitaciones de la frecuencia natural (resonancia).

### d) Análisis de tiempo de vida y durabilidad

Además de los análisis de esfuerzos y rigidez, es posible conocer la vida útil de una pieza, para ello es necesario conocer su comportamiento mediante modelos matemáticos basados en el comportamiento de materiales sujetos a cargas cíclicas, es necesario conocer el cambio de propiedades con el tiempo y la progresión de las cargas. Se considera que el material falla cuando se fractura o se deforma plásticamente.

### e) Análisis de choque

También es importante evaluar el comportamiento en caso de choque, para este tipo de análisis se utilizan métodos explícitos, en ocasiones se simula con la presencia de personas para evaluar los daños no solo de la estructura sino también de las personas a bordo.

### f) Análisis de optimización de forma y topología

Los métodos de elemento finito no solamente sirven para analizar piezas ya diseñadas, también pueden ser útiles para determinar la forma y topología óptima de una pieza. Se requieren parámetros de entrada como: carga aplicada, las condiciones de frontera y el requerimiento de diseño (peso mínimo, máxima rigidez, esfuerzo máximo permitido).

## 2.4 Ejemplos de uso de MEF para la evaluación de estructuras

En un análisis mediante MEF de un chasis sometido a varias cargas (Parra J., 2007), se realizó un modelo 3D en SOLID EDGE® el cual presentaba una geometría muy próxima del chasis en estudio. El cambio más significativo que se hizo fue en cuanto a la longitud de los largueros, sin afectar la posición de los barrenos y otras formas generales.

El análisis se realizó con ANSYS WORKBENCH®, bajo condiciones estáticas y de comportamiento lineal. Las fuerzas que se consideraron para el análisis fueron: carga máxima en el eje delantero, carga máxima en el eje posterior, peso bruto total y capacidad máxima de tracción.

Los resultados obtenidos fueron de 60 MPa en las regiones críticas, principalmente en la parte trasera, debido a la distribución de carga.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



En otro estudio para un chasis de un tractocamión (Mehdi Mahmoodi-k, 2014 ) el objetivo era determinar el comportamiento por fatiga en la estructura, así que se consideró el uso de un factor de seguridad. El análisis se llevó a cabo de la siguiente manera: primero se hizo un diseño CAD simétrico de placas (Shell), se asignaron las propiedades del acero API 5L X65 con un módulo de Young de 210 GPa, coeficiente de Poisson de 0.3, esfuerzo de cedencia de 440 MPa y densidad de 7800 kg/m<sup>3</sup>.

Las masas juegan un papel importante en la dinámica del vehículo y es necesario determinarlas para hacer el análisis y se consideró: la masa del chasis, masa del motor, batería, el depósito de combustible, el sistema de frenos, el piloto y/o pasajeros, el diferencial, los ejes de las ruedas, bumper frontal, radiador, transmisión y equipaje. Ver figura 2.1.

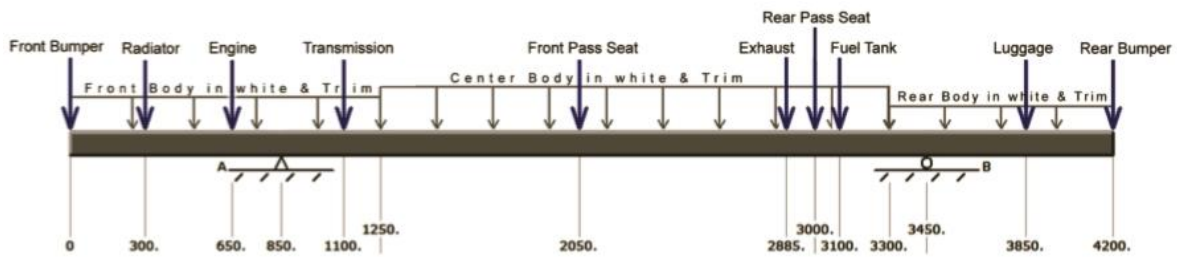


Figura 2.1. Distribución de cargas en el chasis [15]

Debido a la dificultad que representa conocer el comportamiento dinámico y oscilatorio de las cargas, se aplicó un factor de seguridad al coeficiente de las cargas estáticas. Posteriormente se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento cortante, figura 2.2, y se define un perfil adecuado que sea capaz de disminuir el peso y resistir las cargas.





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

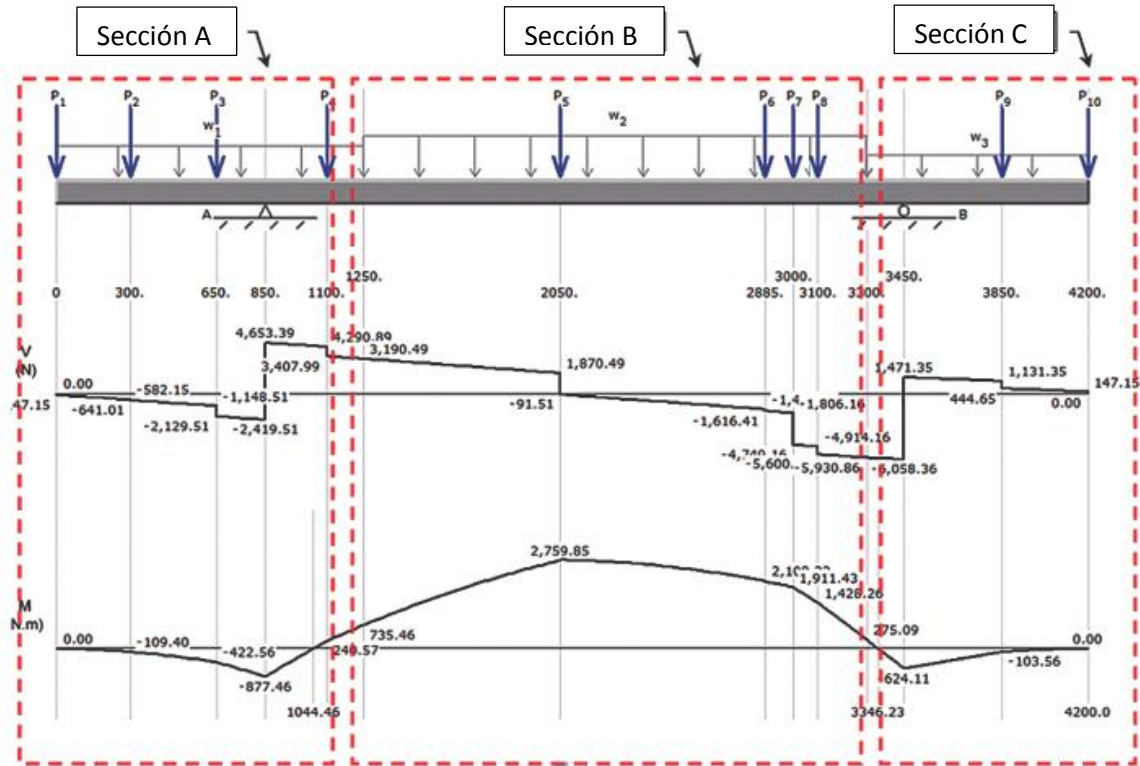


Figura 2.2. Diagramas de fuerza cortante y momento flector [15]

Los factores de seguridad de los perfiles que se usaron se muestran en la tabla 1.2

Tabla 2.1. Factor de seguridad

Sección	Perfil	Factor de Seguridad
A	Rectangular U	1.92-2.03
B	Rectangular U	2.11-1.85
C	Rectangular U	2.54-2.32

En este estudio se alcanzaron esfuerzos de hasta 150 MPa en algunas regiones, como se aprecia en la figura 2.4, y estos están determinados por la distribución de peso.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

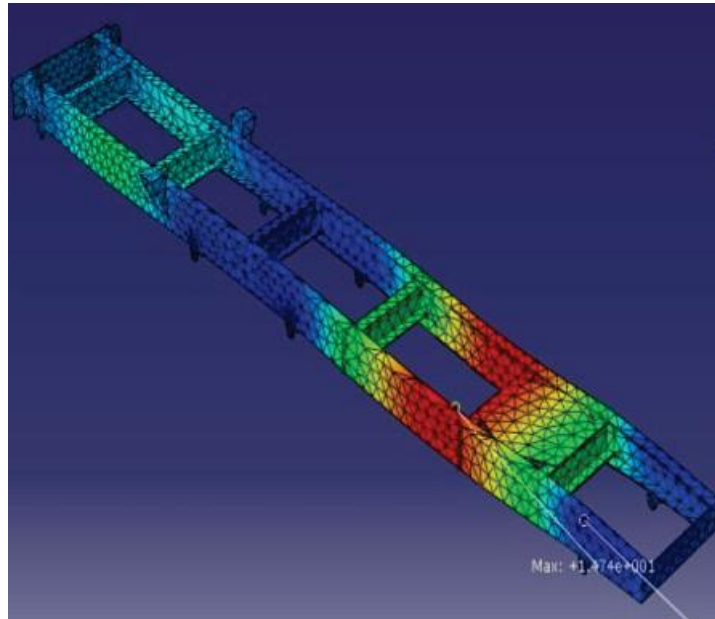


Figura 2.4. Distribución de esfuerzos en el chasis [15]

En otro estudio (Mohd Hanif Mat, 2012) se diseñó un vehículo “Eco-Challenge” con el objetivo de competir en una carrera, en el cual el equipo ganador es aquel que puede recorrer una mayor distancia y consumir menos combustible, se hizo el análisis en Abaqus CAE®, se realizó un modelo con perfiles “beams”, de secciones circulares y rectangulares, con espesores entre 2.3 y 2.5 mm, las propiedades asignadas al material fueron: módulo de Young de 207 GPa, coeficiente de Poisson 0.3, densidad de 7800 kg/m<sup>3</sup>, esfuerzo de cedencia de 300 MPa, esfuerzo último 400 MPa y porcentaje de deformación en la ruptura de 35%.

En este caso se realizaron 5 simulaciones: análisis de carga estática, aplicación de una carga de 4g en el arco principal, caso de aceleración de 1.5g, caso de frenado de 1.5g y aplicación de un par de 2500 Nm/grado.

Para la carga estática se definieron las cargas en varios puntos a lo largo del chasis, se tomó un factor de seguridad de 1.5 para tomar en cuenta las incertidumbres asociadas al proceso de manufactura y de las cargas aplicadas, y se restringe el movimiento en los puntos donde se ubica la base de la rueda delantera y trasera. De este análisis se obtuvieron los esfuerzos máximos desarrollados en la estructura con valores de 52.3 MPa.

El análisis con una carga de 4g, es para analizar el caso de choque y verificar que la cabina proteja al conductor, lo que se hizo fue fijar la base y aplicar la carga al arco de la cabina, los resultados obtenidos fueron un esfuerzo máximo de 85.6 MPa y desplazamiento máximo de 7.6 mm que todavía dejaba un claro de 50 mm entre la cabina y el conductor.





## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Para las pruebas de aceleración y frenado de 1.5g, se tiene que en ambos casos los esfuerzos máximos se encuentran cercanos a los puntos de montaje del motor, ya que al ser una de las masas más grandes, el efecto de la fuerza de reacción en los soportes debida a la aceleración se incrementa.

Finalmente la prueba de torsión, es una de las más críticas porque la carga se aplicó en un solo extremo y simula el caso en el cual un vehículo pasa sobre un obstáculo con una sola llanta, esto sucede también si lo atraviesa en diagonal, el esfuerzo máximo registrado con una carga de 2500 Nm/grado, fue de 190 MPa y una deformación de 5.2 mm.

En otro estudio (Chayogén M., 2013), se realiza un análisis estático de la estructura de un ómnibus para que el vehículo soporte mayores cargas y sea más veloz.

En este análisis se consideran los casos en que las cargas producen efectos de flexión y torsión, y un caso combinado de estas. La flexión es el caso más común en una estructura, sin embargo, generalmente no provoca deformaciones significativas pero no se puede decir lo mismo de la torsión.

Para determinar la carga estática se sumaron las cargas de: la estructura del ómnibus, del motor, asientos, pasajeros, peso del tanque de combustible, peso de la caja de cambios, radiador y batería y se distribuyeron en un número de puntos determinado, en la figura 2.5 se observa la distribución de cargas para el caso de flexión, torsión y caso combinado.

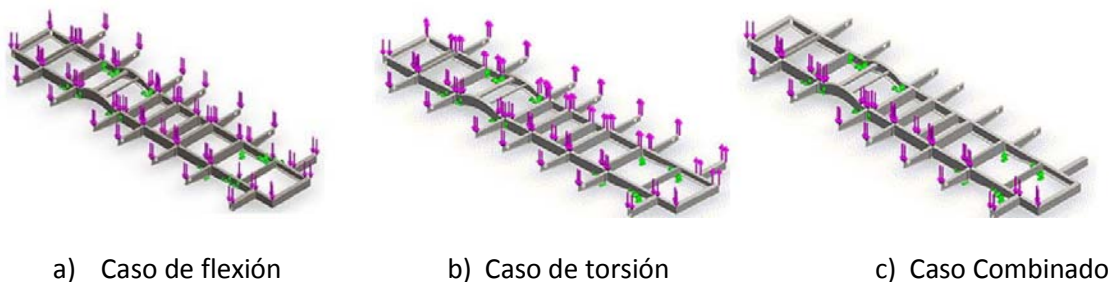


Figura 2.5. Distribución de cargas para flexión, torsión y caso combinado [7]

El caso de torsión es más significativo ya que representa las irregularidades del terreno como son baches y topes y el desbalanceo de la carga útil.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Los resultados de los análisis estáticos son como se muestra:

Tabla 2.2 Resultados

Resultados	Caso de Flexión	Caso de Torsión	Caso Combinado
Tensiones Von Mises (MPa)	3.6	38	76.2
Desplazamientos (mm)	0.13	1.2	2.47

## 2.5 La optimización topológica

La optimización es un proceso matemático en el que se busca maximizar o minimizar una función, está puede estar sujeta a una o varias restricciones. La optimización topológica es un proceso para determinar la mejor distribución de material dentro de un volumen denominado dominio de diseño.

Se trata de obtener la forma que debe tener una pieza (o el valor de ciertos parámetros) para minimizar o maximizar una cantidad física como por ejemplo: la energía de deformación, tensión máxima alcanzada, etc. mientras el equilibrio y otras restricciones y variables de diseño son satisfechas.

En el caso de diseño de estructuras o maquinaria, generalmente se parte de un diseño propuesto, y se evalúa su comportamiento bajo ciertas condiciones de carga y condiciones de frontera, con los resultados se plantea un nuevo diseño mejorado, sin embargo, éste queda sujeto a la experiencia y práctica del diseñador y no garantiza una geometría óptima.

El uso de técnicas de optimización para componentes industriales conduce a la obtención de piezas de menor peso y mejores prestaciones. Desde el punto de vista industrial, la disminución del material utilizado en una pieza, suele llevar asociada una reducción de costes que es muy importante en sectores donde se fabrican grandes series, tales como el sector automovilístico.

Por esta razón resulta útil utilizar procesos de optimización para obtener un primer modelo y posteriormente realizar el diseño a detalle en CAD para obtener un modelo más sencillo y que sea manufacturable, en la figura 2.6 se visualiza este proceso.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

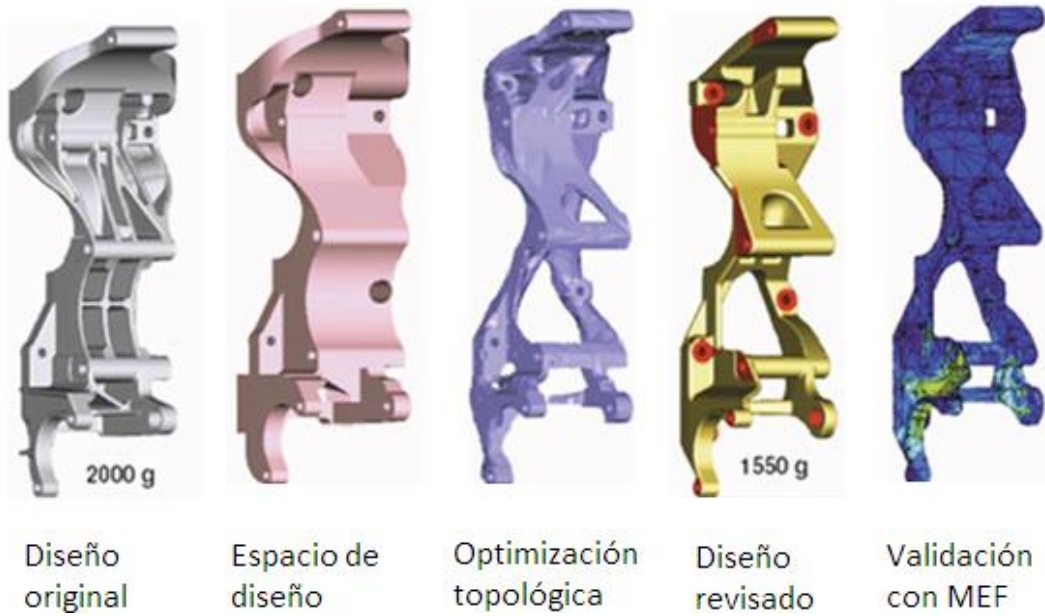


Figura 2.6. Proceso de optimización topológica [3]

La optimización topológica también se ha usado en el diseño de estructuras automotrices, donde el objetivo es reducir el peso sin alterar parámetros de seguridad y conducción como: la rigidez torsional y de flexión, la seguridad en caso de choque, la rigidez en los puntos de conexión para la suspensión, motor o caja de engranes, en la figura 2.7 se muestran los resultados de un chasis optimizado a partir del espacio de diseño de un Ferrari F430.

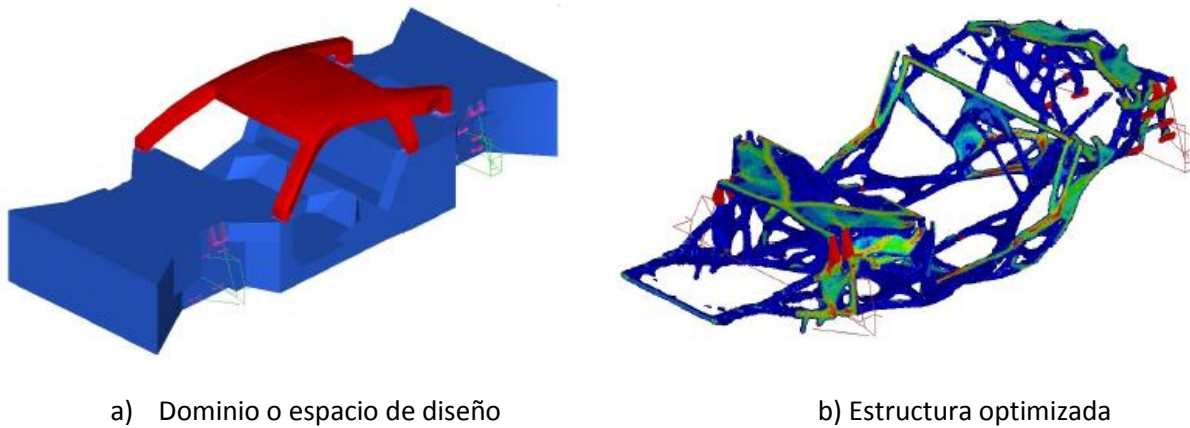


Figura 2.7. Chasis optimizado a partir de un espacio de diseño [6]



## 2.6 Optimización topológica en ABAQUS®

ABAQUS® tiene la capacidad de resolver diversos problemas, lineales y no lineales, estáticos o dinámicos, térmicos, etc. En esta sección se describe uno de los análisis que puede realizar: la optimización topológica.

La optimización estructural es un proceso que permite refinar diseños para obtener estructuras más rígidas, ligeras y duraderas. En ABAQUS® es posible realizar tres tipos de optimizaciones estructurales: **la topológica** que consiste en cambiar la distribución de material en una región de diseño, **la de forma** que modifica la malla de la superficie de una región de diseño y **la de tamaño** que cambia el espesor de una región de diseño cambiando el espesor de elementos *shell* (2D). En esta sección se describen las características generales para realizar una optimización topológica.

La optimización topológica es un proceso en el cual se cambia la distribución de masa, maximizando la rigidez de los elementos de una región inicial, conservando las condiciones de frontera establecidas y las cargas aplicadas, como se ilustra en la figura 2.8.

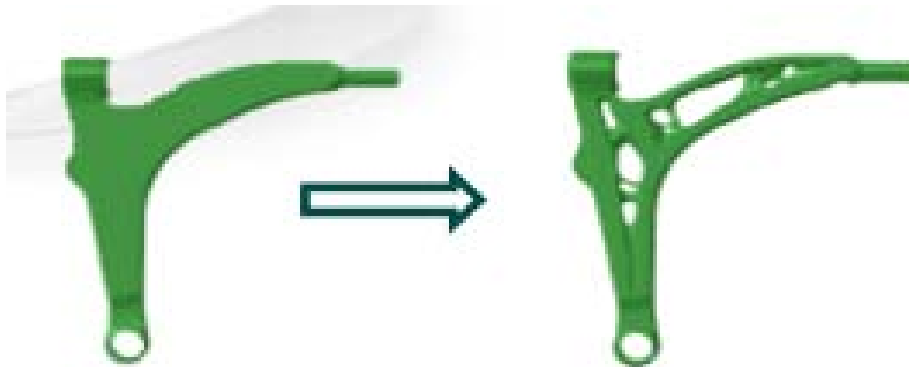


Figura 2.8. Ejemplo de optimización en Abaqus® [22]

Para realizar una optimización topológica en ABAQUS® se utiliza el modulo respectivo, las características principales de éste y su función se describen a continuación.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 2.6.1 Parámetros de diseño

Los parámetros de diseño son valores escalares que se extraen del archivo de salida “output database file”, estos valores se utilizan para definir la función objetivo y las restricciones de la optimización.

En el caso de optimización de estructuras generalmente se considera la energía de deformación y el volumen como parámetros de diseño.

Estos parámetros se calculan con operadores, por ejemplo: si se utiliza el volumen se debe especificar que es el valor de la suma de volumen en la región de diseño, si se utiliza el esfuerzo de Von Mises, entonces se debe especificar que se trata del valor máximo de esfuerzo en la región.

## 2.6.2 Función objetivo

Las funciones objetivo se definen a partir de los parámetros de diseño, y la finalidad es minimizar o maximizar un parámetro de diseño seleccionado.

Se pueden especificar varias funciones por ejemplo: la energía de deformación, desplazamientos y rotaciones, fuerzas de reacción y fuerzas internas, volumen, peso de un material, etc. En el caso de la energía de deformación esta considera la energía total de todos los elementos de una región de diseño, por lo tanto, si se define una función objetivo con este parámetro se debe aplicar en toda la región de diseño.

## 2.6.3 Restricciones

Las restricciones también se definen con los parámetros de diseño, la diferencia radica en que permiten tener un valor mayor al valor inicial del parámetro seleccionado, mayor que una fracción inicial del parámetro seleccionado, menor que el valor inicial del parámetro seleccionado o menor que una fracción inicial del parámetro seleccionado. En el caso de minimizar la energía de deformación en la función objetivo, entonces se debe definir una restricción de volumen, de otra forma, el modelo simplemente utiliza todo el volumen de la región de diseño ya que esta sería la configuración más rígida.

## 2.6.4 Restricciones geométricas

Las restricciones geométricas se aplican en la región de diseño y sirven para delimitar los modelos o para que la manufactura sea más sencilla. Se pueden aplicar restricciones para que no se



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

---



modifiquen ciertas superficies, se puede establecer el tamaño mínimo de los elementos, se puede definir la dirección de desmolde en caso de que se busque crear una pieza por forja.

### 2.6.5 Condiciones de paro

En general las condiciones de paro definen el número de ciclos máximos que puede realizar cada análisis, estas ya están definidas pero pueden ser modificadas por el usuario. También es posible definir condiciones de paro locales, por ejemplo: si se define un valor de desplazamiento máximo, la optimización puede detenerse en un ciclo si sobrepasa este valor.



## Capítulo 3 Fundamentos teóricos.

El objetivo de esta sección es describir los fundamentos en los que está basado el trabajo de la tesis. Muchos de los conceptos mostrados se encuentran ampliamente desarrollados, así que se expone puntualmente el concepto de cada uno de ellos y su aplicación en el problema.

Sobre el material usado, se consideraron las propiedades de acero estructural A36, en particular se utilizó el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y la densidad. Se definió también una región plástica, aunque no es de interés esta región ya que es indeseable que la estructura del vehículo se deforme plásticamente, es decir de forma permanente, es importante definirla, porque esta región empieza cuando se supera el esfuerzo de cedencia, el cual se considera el límite máximo.

Los criterios de falla de cortante máximo y de máxima energía de distorsión se discuten, ya que se utilizan para usar el valor de cedencia de un ensayo de tracción como límite elástico para un estado de esfuerzos general.

Para la optimización es necesario entender los conceptos de energía de deformación y rigidez, ya que el procedimiento de la optimización minimiza la energía de deformación y simultáneamente aumenta la rigidez y en cada ciclo disminuye cierta cantidad de volumen.

### 3.1 Propiedades del Acero A36

Los aceros al carbono o al carbono-manganeso, conocidos también como aceros estructurales, son aceros que generalmente están sometidos a grandes cargas y en situaciones donde se requiere una gran resistencia mecánica. El acero A36 es un tipo de acero estructural con bajo contenido de carbono (Contenido max. de C 0.26%), en la figura 3.1, se muestra una comparación de varios tipos de acero incluyendo el A36, y en la figura 3.2 se muestra una curva de esfuerzo-deformación típica para acero de bajo carbono.

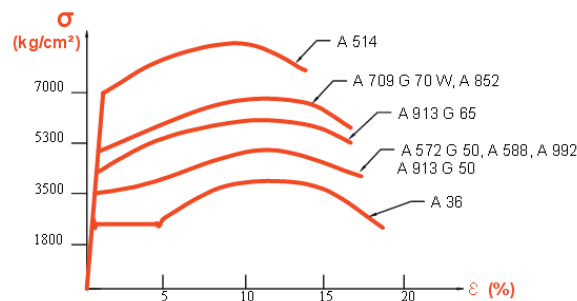


Figura 3.1. Curvas esfuerzo- deformación de varios aceros [8]





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

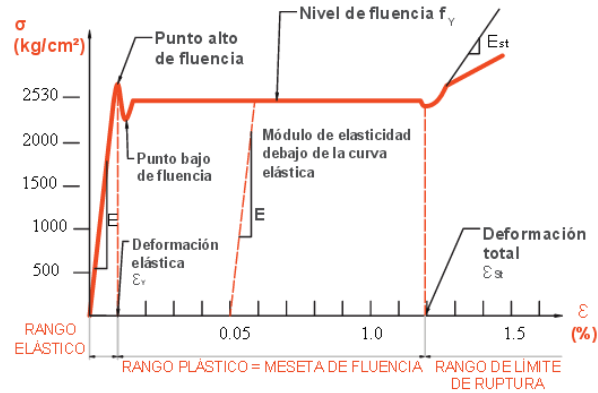


Figura 3.2. Curva esfuerzo-deformación para aceros de bajo carbono [8]

De la figura 3.1 se observa que el acero A 36 tiene un valor bajo de esfuerzo de cedencia, comparado con otros aceros, de acuerdo a la literatura este valor es de 250 MPa, y tiene un esfuerzo de ruptura que va de 400 -550 MPa, en la figura 3.2 se observa que los aceros de bajo contenido de carbono tienen una región de fluencia en la cual no existe endurecimiento y se deforma plásticamente. Sin embargo, en este estudio solamente la región elástica es de interés debido a que las deformaciones plásticas son indeseables en la estructura del chasis.

## 3.2 El módulo de Young

Muchas estructuras en ingeniería se diseñan para que presenten pequeñas deformaciones, en una curva esfuerzo deformación, la región elástica implica que un material puede deformarse y recuperar su forma original, el comportamiento elástico se caracteriza por la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación. La proporción entre el esfuerzo de cedencia y la deformación en la región elástica se conoce como módulo de elasticidad (E), para el caso del acero A 36 se considera que:  $E=200$  GPa.

## 3.3 Coeficiente de Poisson

Cuando en un material existe una elongación en una dirección provocada por una carga axial, se acompaña de una contracción lateral, es decir, una deformación lateral, la proporción entre la deformación lateral y axial es una constante para cada material conocida como coeficiente de Poisson y se denota por  $\nu$ . Definida como:





## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



$$\nu = - \frac{\text{deformación unitaria lateral}}{\text{deformación unitaria axial}} \quad (3.1)$$

En el caso de que el material sea isotrópico, entonces se tiene que:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = - \frac{\nu \sigma_x}{E} \quad (3.2)$$

Para el material seleccionado se tiene un valor de 0.3

### 3.4 Esfuerzo de cedencia

El esfuerzo de cedencia, es un valor que se obtiene experimentalmente de las pruebas de tensión en una probeta, se considera el límite de la región elástica y para el acero A 36 su valor es de 250 MPa [14].

### 3.5 Esfuerzo último

El esfuerzo último se considera cuando el material alcanza su valor máximo en la curva esfuerzo deformación, para el Acero A 36 este valor oscila entre 400-550 MPa, para este caso se definió de 400 MPa, y el porcentaje de elongación en ese punto es de 15%.

### 3.6 Energía de deformación

Es el aumento de energía asociada con la deformación del elemento, es el trabajo realizado por las cargas aplicadas a un elemento, en un diagrama de fuerza contra distancia representa el área bajo la curva figura 3.3, y se define como:

$$\text{Energía de deformación} = U = \int_0^{x_1} P dx \quad (3.3)$$

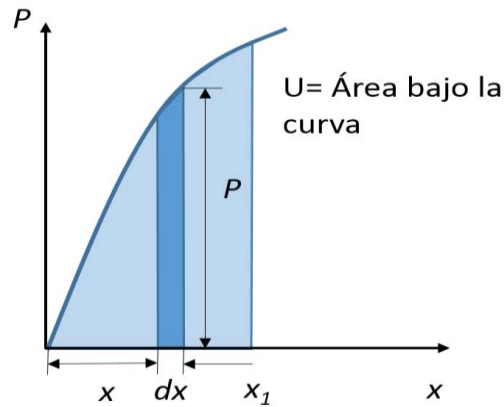


Figura 3.3. Trabajo debido a una carga P [1]

Si la energía de deformación se divide por el volumen entonces se obtiene la densidad de energía de deformación o energía de deformación por unidad de volumen

$$\text{Densidad de energía de deformación} = u = \frac{U}{V} = \int_0^{x_1} \frac{P}{A} \frac{dx}{l} = \int_0^{\epsilon_1} \sigma_x d\epsilon_x \quad (3.4)$$

Y representa el área bajo la curva esfuerzo-deformación.

### 3.7 Energía de deformación elástica para esfuerzos normales y esfuerzos cortantes

En un elemento estructural donde la distribución de esfuerzos no es uniforme, la densidad de energía de deformación se calcula en pequeños elementos, es decir elementos diferenciales y al final se integran. Queda entonces:

$$u = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta U}{\Delta V} = \frac{dU}{dV} \quad (3.5)$$

Cuando la deformación es provocada por esfuerzos normales y permanecen en el rango elástico, se aplica la Ley de Hooke y puede escribirse:

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (3.6)$$

Entonces al sustituir en la ecuación 4 e integrar queda que la densidad de energía de deformación es:

$$u = \int_0^{\epsilon_1} E\epsilon_x d\epsilon_x = \frac{1}{2} E\epsilon_x^2 = \frac{1}{2E} \sigma_x^2 \quad (3.7)$$



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Sustituyendo la ecuación 7 en la 5 y despejando U resulta:

$$U = u dV = \int_0^{x_1} \frac{1}{2E} \sigma_x^2 dV \quad (3.8)$$

Que es una expresión solamente válida para deformaciones elásticas y se conoce como deformación elástica.

En el caso de que un material se deforme por la acción de un esfuerzo cortante  $\tau_{xy}$ , entonces la densidad de energía de deformación en un punto dado se calcula como:

$$u = \int_0^{\gamma_{xy}} G \tau_{xy} d\gamma_{xy} \quad (3.9)$$

Donde  $\gamma_{xy}$  es la deformación cortante, de manera análoga para valores de  $\tau_{xy}$  dentro de los límites proporcionales entonces se puede utilizar la relación  $\tau_{xy} = G\gamma_{xy}$ , donde G es el módulo de rigidez, así que al sustituir en 4 queda:

$$u = \frac{1}{2} G \gamma_{xy}^2 = \frac{1}{2G} \tau_{xy}^2 \quad (3.10)$$

Así que para calcular la energía de deformación asociada a esfuerzos cortantes se sustituye 10 en la ecuación 5 y se despeja U, esta ecuación solamente es válida en la región elástica:

$$U = u dV = \int_0^{\gamma_{xy}} \frac{1}{2G} \tau_{xy}^2 dV \quad (3.11)$$

### 3.8 Criterio de Tresca o del esfuerzo cortante máximo

Al realizar un ensayo de tracción, se obtiene experimentalmente el esfuerzo de cedencia de un material dúctil, este ensayo es muy útil para definir las regiones elásticas y plásticas de materiales como las aleaciones y los aceros. Sin embargo es necesario el uso de criterios de falla que permitan utilizar el valor de cedencia de un ensayo uniaxial como un límite cuando se obtiene un estado de esfuerzos bajo otras condiciones.

El criterio de Tresca, asume que la deformación plástica empieza cuando el valor del esfuerzo cortante máximo de un estado general de esfuerzos es mayor que un cierto valor crítico.

Esto es:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_3) \quad (3.12)$$

De un ensayo de tracción y de torsión se tiene que el cortante máximo es:



$$k = \frac{1}{2} S_Y \quad (3.13)$$

Así que al igualar estas ecuaciones para cualquier estado de esfuerzos se tiene que:

$$S_Y = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3.14)$$

### 3.9 Criterio de Von Misses o de la máxima energía de distorsión

Bajo este criterio se considera que la falla de un material comienza cuando la energía de distorsión máxima por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos en el punto crítico sea mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen en una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia. La energía de distorsión es la energía de deformación total por unidad de volumen menos la energía total por unidad de volumen de los esfuerzos hidrostáticos, figura 3.4

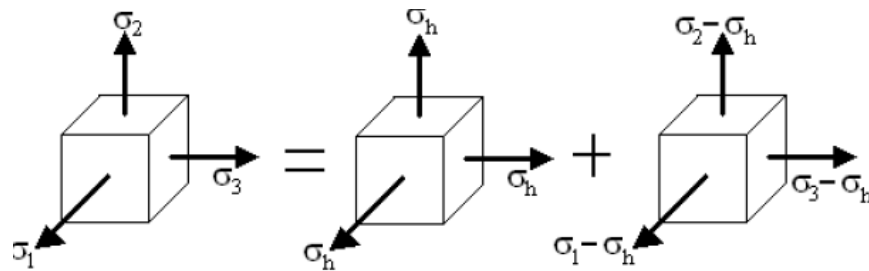


Figura 3.4. Estado de esfuerzos general compuesto por tensor hidrostático y desviador [11]

La energía de distorsión es entonces:

$$U_d = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (3.15)$$

En un ensayo de tensión en una probeta, la fluencia se produce cuando:  $\sigma_1 = S_Y$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , entonces la energía de distorsión queda:

$$U_{dY} = \frac{1}{6G} S_Y^2 \quad (3.16)$$

Por lo tanto cualquier estado de esfuerzos es seguro si:

$$U_d < U_{dY} \quad (3.17)$$

Sustituyendo las ecuaciones 16 y 17 en 15 queda:

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] < 2S_Y^2 \quad (3.18)$$



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Lo que implica que cualquier punto de coordenadas  $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$  estará seguro siempre que se encuentre dentro de la superficie definida por:

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = 2S_y^2 \quad (3.19)$$

En la figura 3.4 se muestra el área que delimitan los criterios de Tresca y Von Mises para el caso bidimensional, el criterio de Tresca forma un hexágono, mientras que el de Von Mises forma una elipse, la falla se presentará cuando alguno de los esfuerzos principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$ , se encuentre fuera de las áreas sombreadas, el criterio de Tresca es más conservador y permite tener más certeza cuando se quiere evitar que un material falle. Sin embargo en la mayoría de los cálculos ingenieriles se encuentra más extendido el uso del criterio de Von Mises debido a que es más preciso.

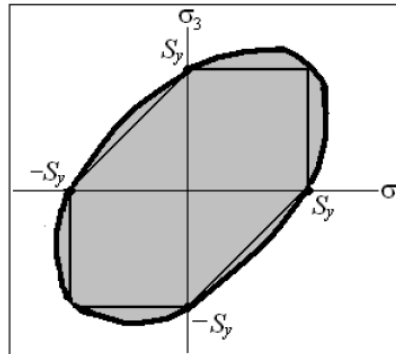


Figura 3.4. Áreas delimitadas por el criterio de Tresca y Von Mises [11]

### 3.10 Factor de Seguridad

Es necesario definir un factor de seguridad, ya que en el cálculo de estructuras existen incertidumbres, tanto en las cargas, como en la manufactura y las propiedades de los materiales, el origen de estas incertidumbres se enuncian a continuación:

- Incertidumbre sobre las cargas consideradas: En este análisis se consideran solamente las cargas más representativas cuando el vehículo se encuentra estático, sin embargo, durante la conducción aparecen fuerzas inerciales debido a sus movimientos, tales como frenado, aceleración, en un plano horizontal o inclinado, la presencia de curvas o irregularidades en suelo.
- Incertidumbre en las propiedades mecánicas de los materiales: aunque se utilizan los valores de las propiedades a partir de los ensayos practicados en muestras en los materiales



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



que se emplearán en la construcción de las estructuras, siempre existirán ligeras discrepancias, asociadas a la anisotropía de los materiales.

- Incertidumbre debido a las dimensiones de los elementos estructurales. Estos estarán asociados principalmente a los procesos de manufactura y maquinado, ya que es muy difícil garantizar las dimensiones de los planos estructurales.

En el estudio de Mehdi Mahmoodi-k en 2014, se recomienda que el factor de seguridad para aplicaciones en carretera sea de 3, mientras que para vehículos todo terreno se recomienda que sea hasta de 5. En otro estudio se establece que los factores de seguridad para algunos perfiles en U van de 1.95 a 2.5.

### 3.11 Rigidez Torsional y de Flexión

La rigidez es un concepto que relaciona la fuerza aplicada a un elemento y su desplazamiento. En el diseño de estructuras automotrices es necesario limitar las deformaciones ya que una deformación excesiva puede llegar a alterar el comportamiento dinámico del vehículo y su operación, por ejemplo modificando el comportamiento de la suspensión o impidiendo el cierre de puertas.

La rigidez a flexión es la razón entre una carga aplicada en medio de la distancia entre ejes (wheelbase) y el desplazamiento de ese punto, mientras que la rigidez torsional es la razón entre un par torsional aplicado en la suspensión delantera manteniendo fija la trasera y el ángulo de rotación.

Se asume que un rango aceptable de rigidez a flexión es del orden de 7 kN/mm a 10 kN/mm, mientras que para la rigidez torsional es de 700 kNm/rad a 1,500 kNm/rad, [12].



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Capítulo 4 Metodología de Modelado.

En esta sección se describen las simulaciones que se llevaron a cabo en el modelo de la estructura del chasis proporcionado por la UDIATEM (Unidad de Investigación y Asistencia Técnica en Materiales). Primero se realizó un análisis estructural para determinar la distribución inicial de esfuerzos, luego se definió una **región de diseño** en la que se podrían colocar refuerzos en la estructura, sin modificar las demás regiones del modelo, así esta región es la que se somete al proceso de optimización topológica. A partir de los resultados de la optimización se propone la geometría y ubicación de los refuerzos, finalmente la estructura con los refuerzos propuestos se somete a un tercer análisis estructural, con la finalidad de comparar la estructura original y la final.

### 4.1 Análisis de esfuerzos estructura inicial

El análisis para determinar la distribución de esfuerzos se realizó mediante un análisis estático, utilizando las masas más representativas como: el motor, 2 personas, tanque de gasolina y la carga de media tonelada. El modelo es tridimensional y está formado por un conjunto de piezas, sin embargo, para realizar el análisis de una forma más práctica se consideró que el conjunto de piezas en realidad es una sola pieza, esto se logró haciendo uso de la función “merge” que se encuentra en el módulo de ensamblado, el modelo final de la estructura es como se muestra en la figura 4.1. Dicha consideración es válida tomando en cuenta que la mayoría de las piezas se unen por soldadura, y aunque las propiedades de la soldadura no son iguales que las de la estructura, queda fuera de este estudio el análisis de este tipo de unión.

La estructura original fue diseñado por integrantes de la UDIATEM y varios estudiantes de la Facultad de Ingeniería que participaron activamente en su desarrollo, la cual fue sujeta a un análisis estructural en ABAQUS® y se determinó que era funcional. A partir de esta, se modificaron algunas regiones como: el soporte del radiador en la parte frontal del vehículo ya que no se consideró como parte de la estructura, también se removieron algunos soportes ya que se encontraban en la región de optimización, así que se generó la estructura que se muestra en la figura 4.1, que es el punto de partida de este trabajo. Para hacer el análisis estructural en ABAQUS®, fue necesario importar la pieza y escalarla, ya que originalmente se diseñó con unidades de milímetros.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

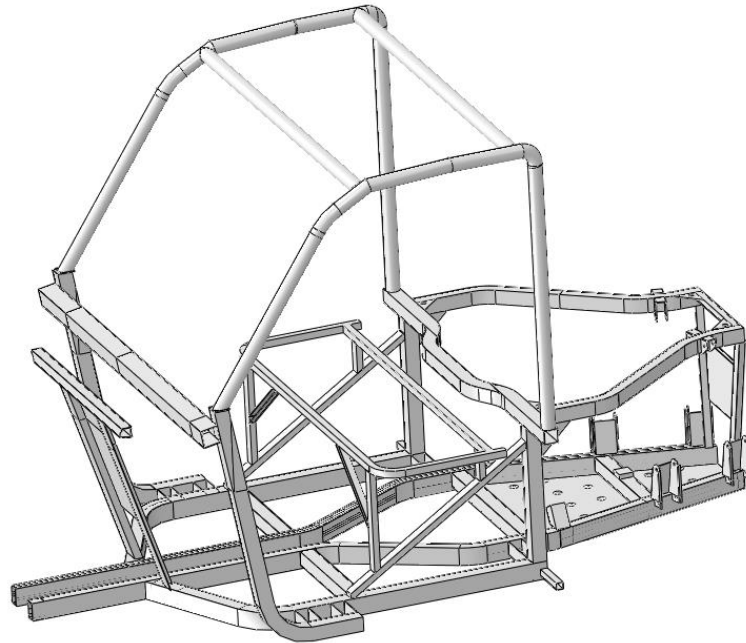


Figura 4.1. Modelo 3D de la estructura del chasis

La masa original de esta estructura es de 140 kg, y las propiedades del acero que se asignó como material se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Propiedades usadas para Acero Estructural A 36

Material	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Módulo de Young [GPa]	Coefficiente de Poisson	Esfuerzo de Cedencia [MPa]	Esfuerzo Ultimo [MPa]	Porcentaje de elongación
A 36	7860	200	0.3	250	400	15 %

## 4.1.1 Cargas aplicadas a la estructura

Las cargas aplicadas a la estructura, se plantearon como fuerzas aplicadas sobre superficies, por lo que se calcularon con unidades de Presión (Pa). Las cargas más significativas fueron: el motor de 100 kg, la masa de 2 personas de 75 kg cada una, la carga de 500 kg, el tanque de gasolina lleno de





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



50 kg y la batería de 20 kg. En la figura 4.2 se muestran las superficies sobre las que se aplicaron las cargas y la magnitud en Pascales aplicada en cada superficie.

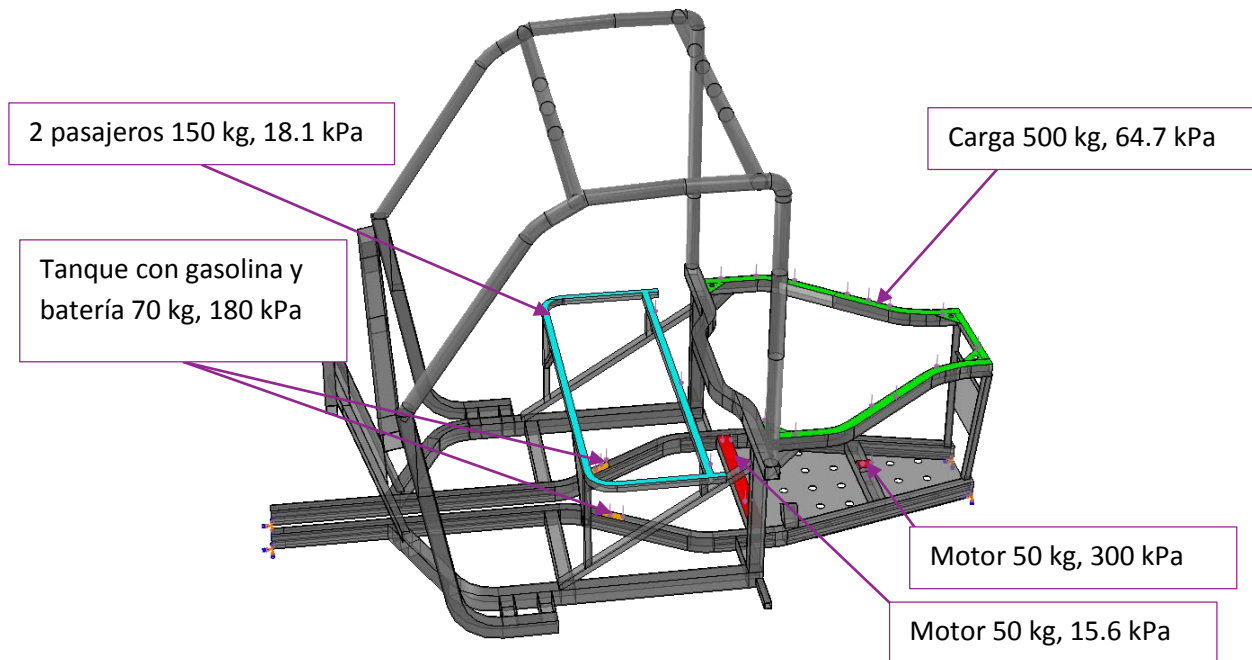


Figura 4.2. Cargas aplicadas en la estructura

## 4.1.2 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera se aplicaron en los extremos inferiores de los largueros mediante la restricción de todos los grados de libertad, es decir empotrando estos nodos, como se muestra en la figura 4.3, esta consideración se justifica ya que solamente se realiza el análisis en un instante dado y representa la condición más extrema para un análisis de peso suspendido como este.

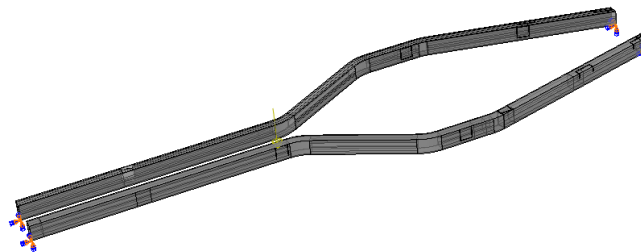


Figura 4.3. Nodos empotrados



## 4.1.3 Ensamblado

En el módulo de ensamblado se utilizó la herramienta MERGE, para formar una sola pieza, esta consideración simplifica el análisis ya que no es necesario definir un ensamblado.

## 4.1.4 Mallado

El tamaño de la malla asignada fue de 1 cm y los elementos de mallado son tipo Tet, el número de elementos total fue de 429,000 cabe destacar que debido a la complejidad de la geometría fue necesario definir varias particiones en el modelo, posteriormente estas particiones son muy útiles para delimitar las regiones de diseño para el análisis de optimización y las que no son parte de este análisis. En la figura 4.4 se muestra el mallado final de la estructura.

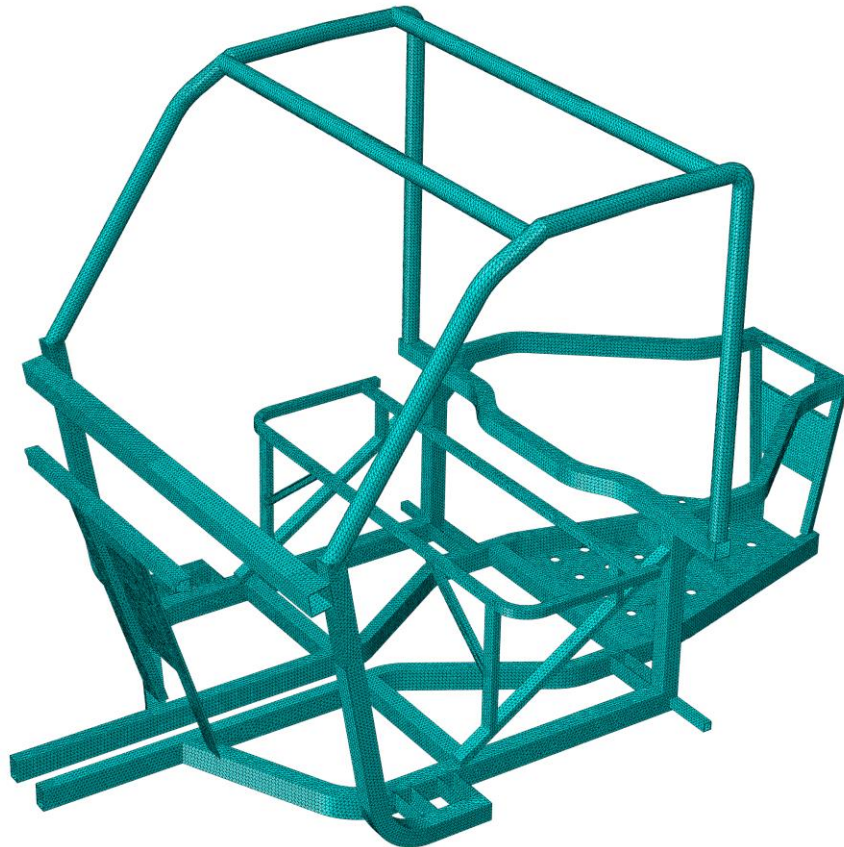


Figura 4.4. Mallado final



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 4.2 Análisis de optimización

La estructura del chasis soporta un conjunto de cargas bajo ciertas condiciones de frontera, en este trabajo, se utiliza el proceso de optimización topológica para determinar la ubicación de refuerzos en la estructura para mejorar su rigidez, por lo tanto, la función objetivo es la energía de deformación y en este caso se minimiza, lo cual corresponde a maximizar la rigidez, sin embargo, dado que la rigidez depende de la geometría del cuerpo, es necesario establecer una restricción de volumen para disminuir la masa de la región optimizada.

Para realizar el análisis de optimización fue necesario hacer varias modificaciones en el modelo 3D del chasis, la más importante fue la creación de placas para cubrir la parte inferior y lateral del chasis, ya que estas representan las regiones de optimización.

La creación de placas tuvo la finalidad de definir la ubicación óptima de refuerzos en la estructura, sin embargo, se respetaron las dimensiones generales de la estructura, modificando únicamente las regiones que no afectan el ensamblado de los demás elementos. Los largueros que originalmente eran perfiles rectangulares de calibre 12, fueron sustituidos por barras rectangulares (no huecas), ya que se consideraron parte de las regiones de optimización.

El material considerado fue acero A 36 y se conservaron las propiedades descritas en la sección 3.5, mediante el uso de particiones se definieron 2 secciones, una de **diseño** que es la región que se optimiza y otra que queda intacta, se muestran en la figura 4.5, la región verde es la región de optimización y la amarilla es la que se mantiene intacta.

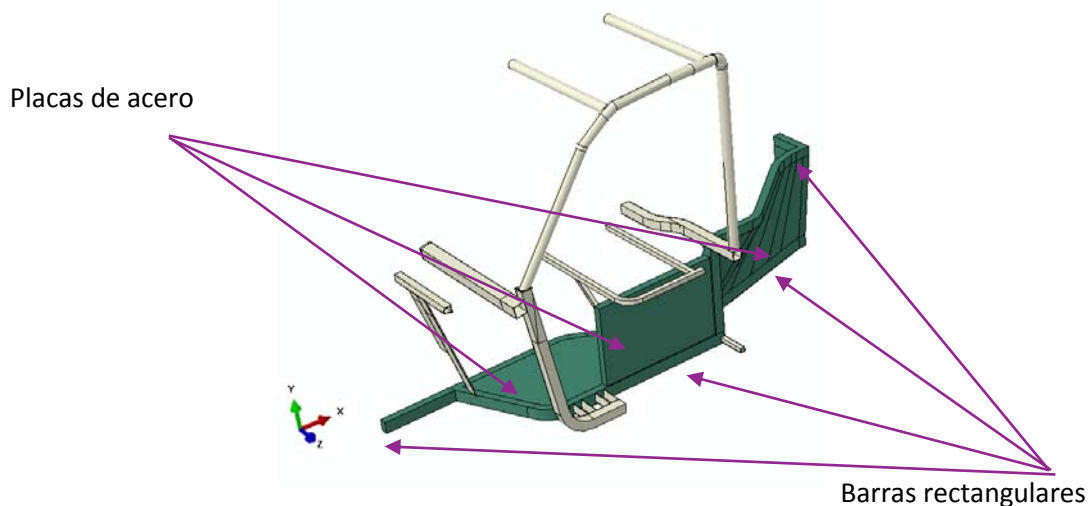


Figura 4.5. Región de optimización



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Para reducir el tiempo de cómputo, se aprovechó la forma simétrica de la estructura y se trabajó solamente con la mitad. Esta consideración requiere el uso de una condición de frontera adicional en los nodos del plano de corte, la cual restringe el movimiento traslacional en el eje Z, y rotacional en el eje X y Y. La condición de frontera para empotrar el modelo en los nodos inferiores de los largueros se conserva. Las condiciones de frontera se muestran en la figura 4.6.

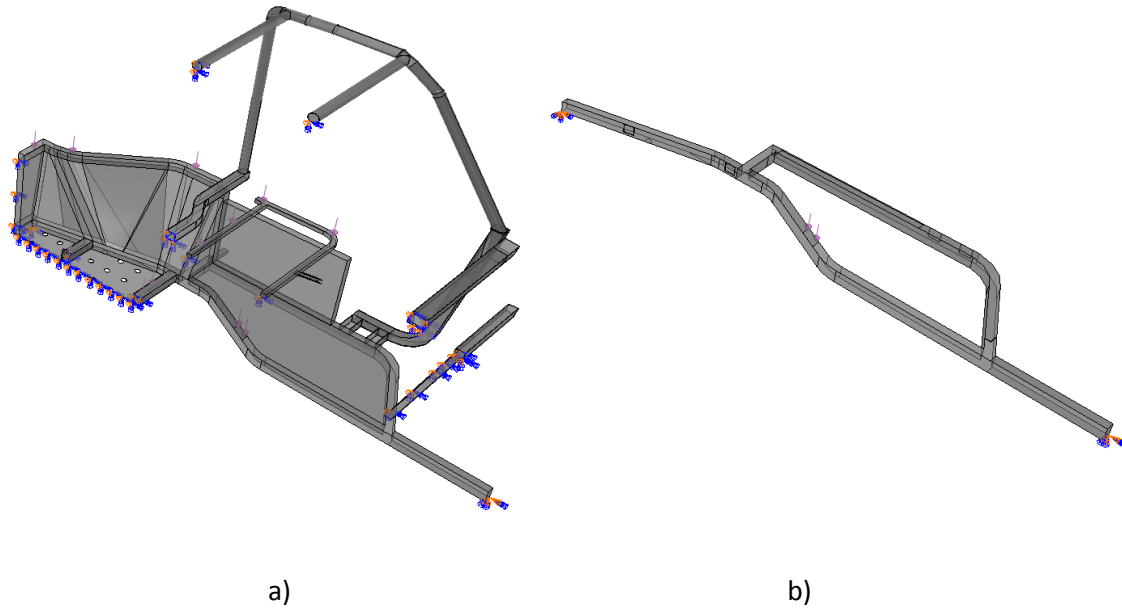


Figura 4.6. a) Condición de frontera en los nodos del plano de corte; b) Condición de empotramiento en los extremos del larguero.

Las cargas aplicadas sobre superficies consideradas para el análisis topológico son las mismas que las consideradas en el análisis estructural, ya que, la carga disminuye a la mitad, pero el área de aplicación también, por lo tanto en magnitud se mantienen constantes. Así las cargas que se consideraron se muestran en la figura 4.7.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

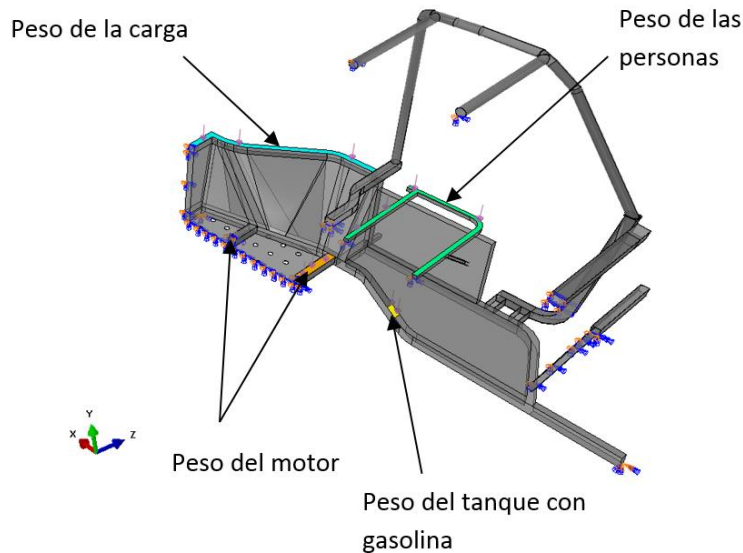


Figura 4.7. Cargas aplicadas en la estructura de optimización

### 4.2.1 Definición de proceso de optimización

En el módulo de optimización en ABAQUS®, se utilizó un algoritmo condicionado, el cual optimiza una región usando solamente la energía de deformación y el volumen como parámetros de diseño (Design Responses). También se estableció una restricción geométrica para “congelar” algunas superficies, evitando que desaparezcan del modelo 3D, esta restricción se considera ya que existen regiones dentro de la región de optimización que no se deben modificar, como las superficies exteriores de los largueros ya que en ellas se colocaran varios elementos como los soportes inferiores y superiores de la suspensión. En esta sección se muestra la manera de establecer estas condiciones.

Primero se creó un modelo de optimización, este puede ser de tamaño (*sizing*), forma (*shape*) o topológica (*topology*), la **optimización de tamaño** se aplica en modelos bidimensionales cuando se utilizan elementos *Shell* a los cuales se les asigna un espesor constante, este análisis sirve para modificar el espesor en ciertas regiones; la **optimización de forma** se utiliza en modelos 3D, normalmente al final de un proceso de diseño a detalle con la finalidad de suavizar las superficies mediante la modificación de la forma de la malla evitando así concentraciones de esfuerzos; y finalmente la **optimización topológica** es un proceso en el que se redistribuye la masa en una región de diseño.

En este trabajo se utilizó la optimización topológica, generalmente se congelan las superficies donde se aplican las cargas ya que estas regiones normalmente se mantienen fijas, aunque es posible que



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



se desplacen, se establecieron 35 ciclos como límite máximo, sin embargo si se cumple la restricción de volumen antes de completar el límite máximo de ciclos el proceso simplemente se detiene. En la pestaña *Advanced* se selecciona la opción del algoritmo condicionado para definir solamente la energía de deformación como función objetivo y el volumen como restricción, el algoritmo condicionado es más eficiente que el algoritmo general (*default*) ya que solamente requiere el uso de dos variables. En la figura 4.8 se muestra como definir el proceso.

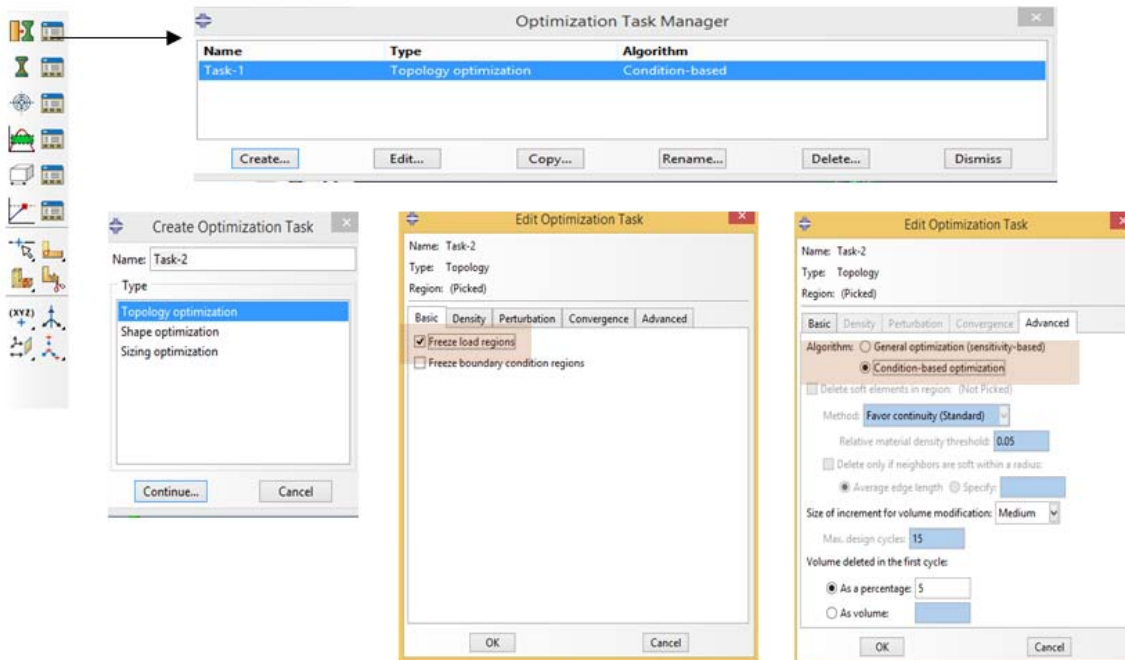


Figura 4.8. Crear un modelo de optimización topológica

En este paso también se define la región de optimización, que puede ser en todo el modelo, o solamente algunas regiones. En este caso se seleccionaron las placas y los largueros, en la figura 4.9 se muestra la visualización de esta selección.





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

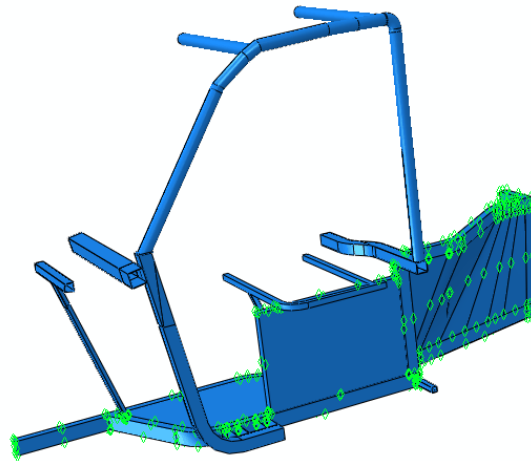


Figura 4.9. Selección de regiones de optimización

Se definen los parámetros de diseño *Design Responses*, en este caso son: la energía de deformación y el volumen, como se observa en la figura 4.10.

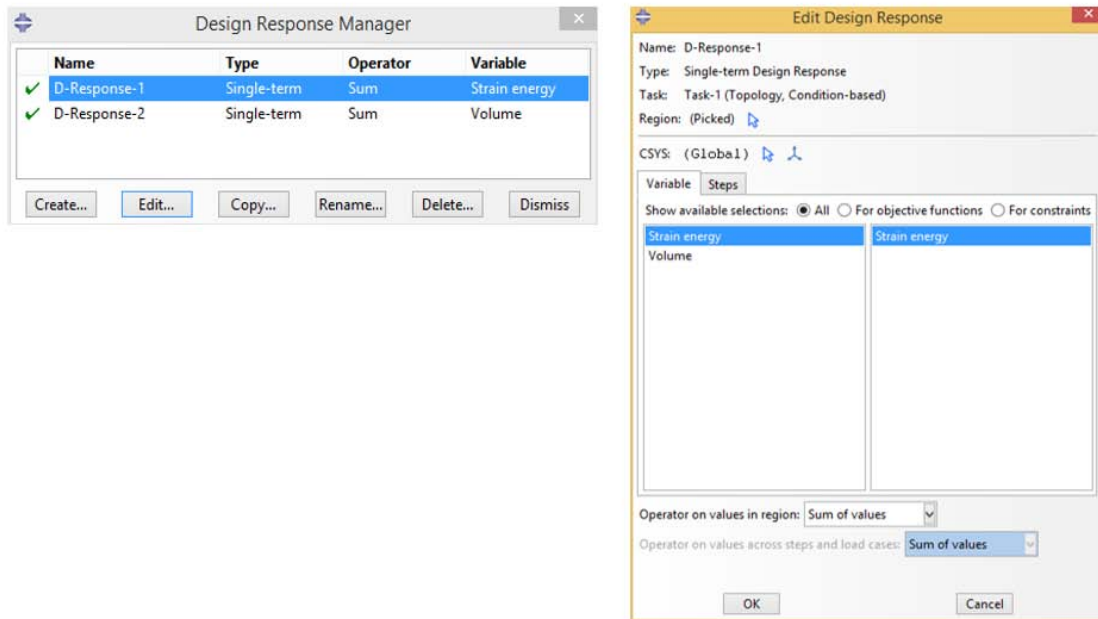


Figura 4.10. Definición de parámetros de diseño.

Posteriormente se crean las funciones: objetivo y de restricción. En este modelo, la función objetivo busca minimizar la energía de deformación, figura 4.11, y se debe definir al menos una restricción



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



de volumen , figura 4.12, en este caso se busca que el resultado sea solamente 15 % del volumen original de la región de optimización.

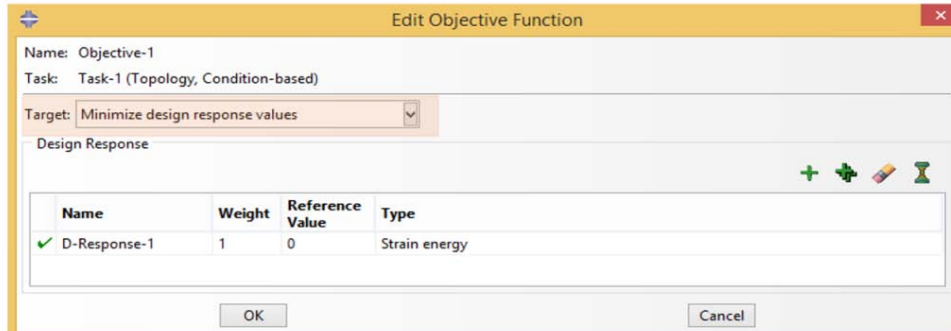


Figura 4.11. Función objetivo, minimizar energía de deformación

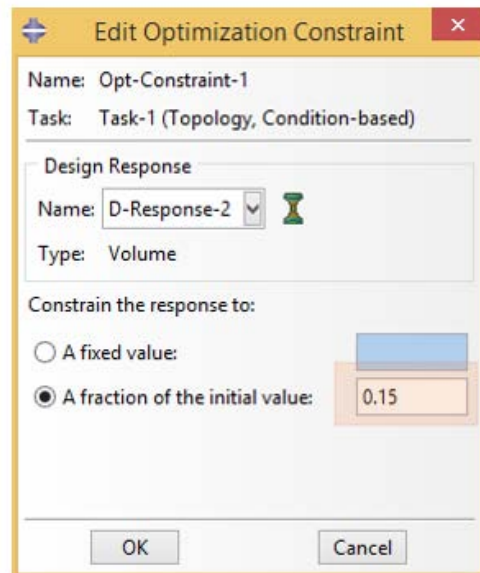


Figura 4.12. Restricción de volumen al 15% del valor original

Finalmente se definió una restricción geométrica que consiste en “congelar” superficies, evitando que estas sufran cambios durante la optimización.

Las superficies que se congelaron fueron las superficies externas de los largueros, ya que estas deben de conservarse ya que representan los límites del chasis original y sobre estas superficies están colocados los soportes de la suspensión. Para definir las es necesario crear varios sets de elementos, estos sets se forman solamente cuando el modelo ha sido mallado, ya que considera sus elementos. En la figura 4.13, se muestra un set de elementos en el soporte de la carga superior.





# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

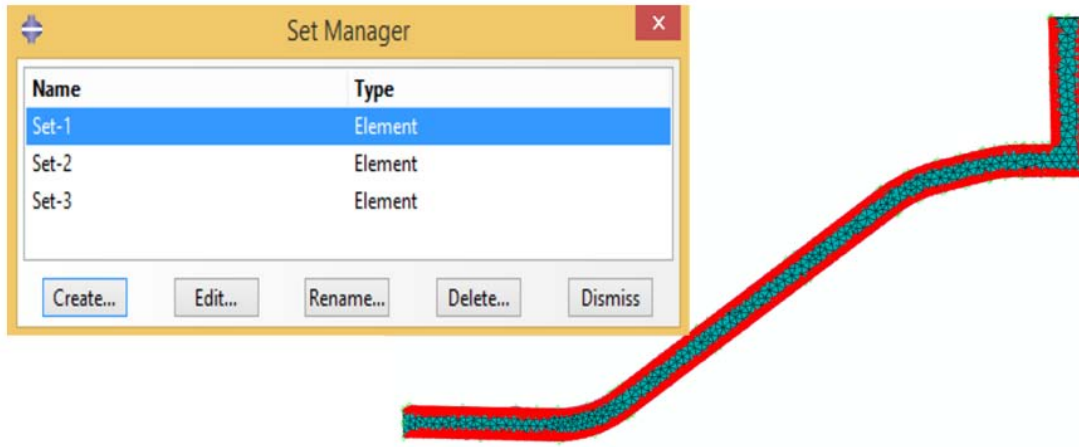


Figura 4.13. Ejemplo de Set-1 de elementos

Una vez creados se escoge la opción *frozen area*, y se seleccionan los sets creados, ver figura 4.14.

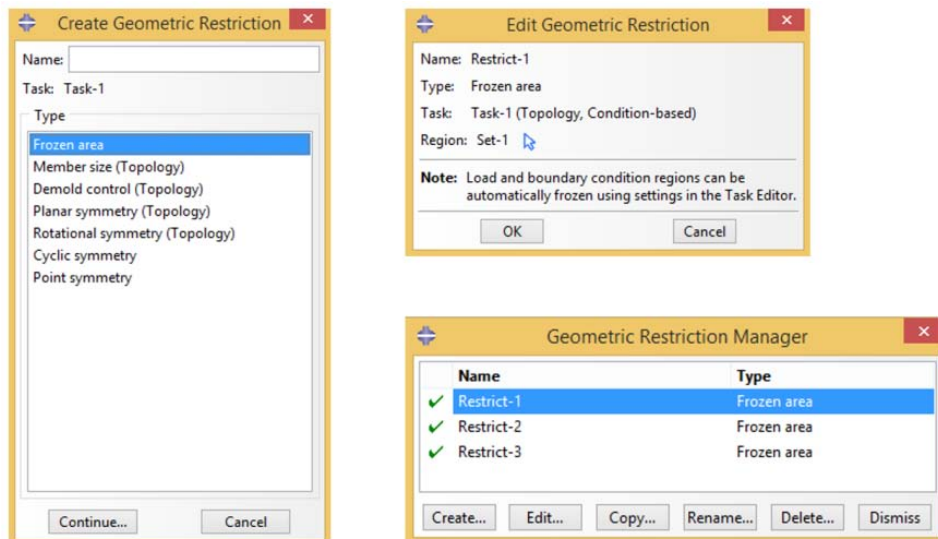


Figura 4.14. Restricciones geométricas

Finalmente las superficies que se congelaron son las que se muestran en la figura 4.15, resaltadas en color rosa.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

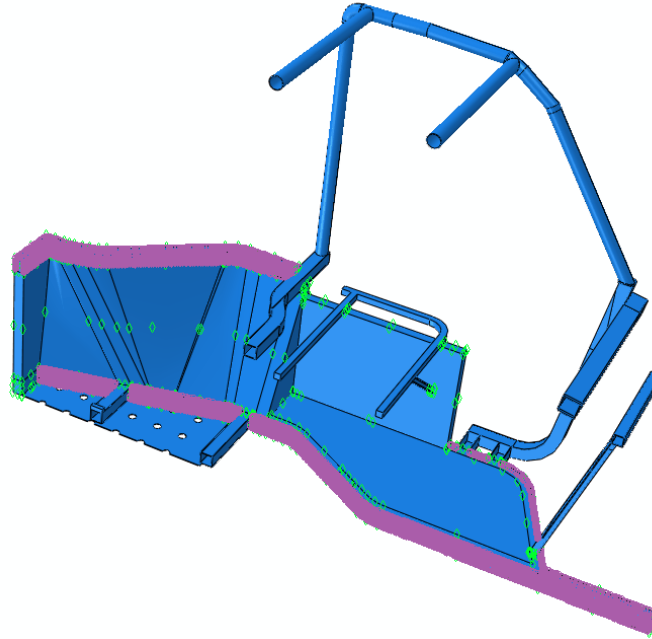


Figura 4.15. Restricción de Superficie



## Capítulo 5 Resultados.

### 5.1 Caso 1 Análisis de esfuerzo peso suspendido sin optimización

Es de interés conocer el estado inicial de la estructura, para tener un punto de referencia y de comparación con la estructura optimizada y la estructura con los refuerzos, los parámetros más importantes son: la masa, el rango de los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos, así la masa de la estructura original es de 139 kg.

Con las cargas y condiciones de frontera descritas en la sección 4.1.1, se obtienen los siguientes resultados. En la figura 5.1 se muestran los esfuerzos de Von Mises en toda la estructura original.

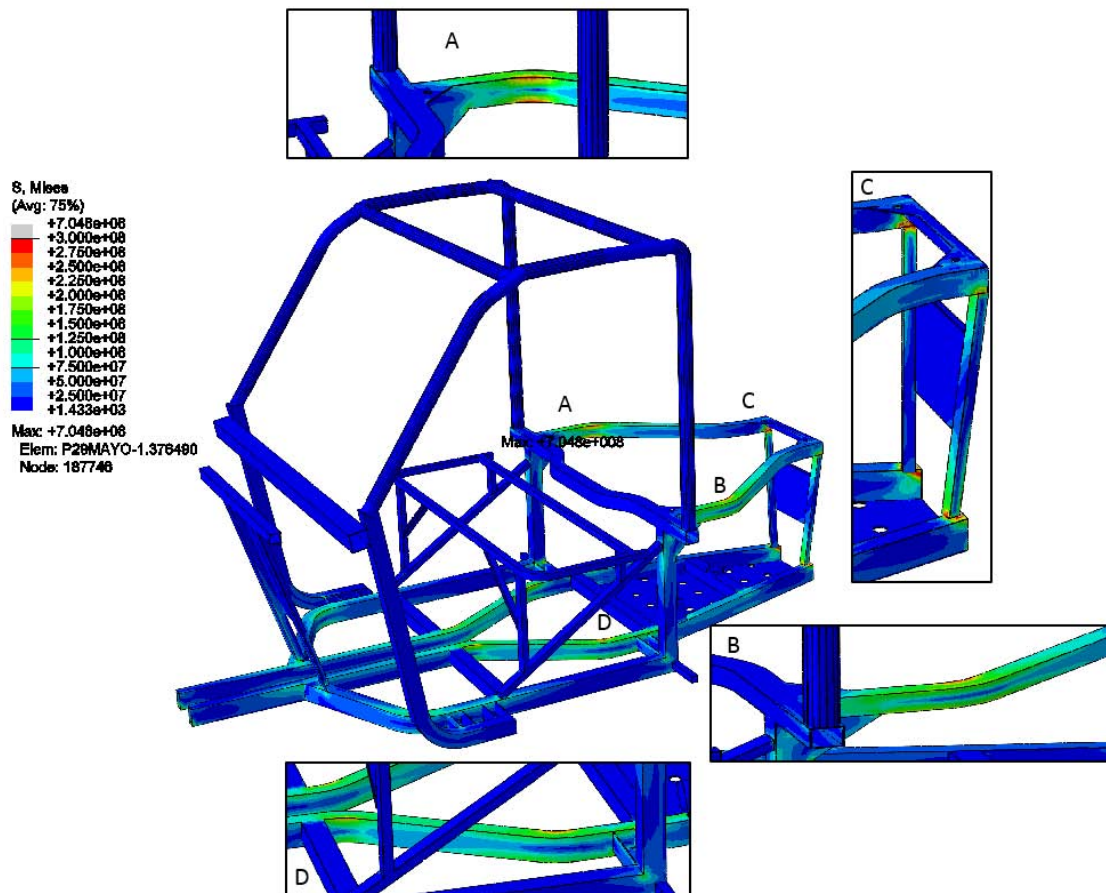


Figura 5.1. Distribución de esfuerzos de Von Mises en la estructura original

La escala mostrada está en Pascales, bajo las cargas aplicadas el rango de esfuerzos se encuentra entre 100 y 175 MPa, por lo que el vehículo prácticamente no se deforma plásticamente ya que no



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



supera el esfuerzo de cedencia (250 MPa), asimismo, se registran esfuerzos del orden de 275 MPa (regiones A,B,C y D), y se encuentran a lo largo de los largueros y en los perfiles superiores donde se coloca la carga de 500 kg, particularmente en las regiones donde cambian de dirección. Es importante notar que en este modelo se deforman plásticamente estas regiones y aunque es de forma localizada, se debe evitar esta situación. El esfuerzo máximo registrado en toda la estructura tiene un valor de 704 MPa, sin embargo, se considera que este valor no es representativo, ya que solamente se registra en un solo nodo, en el cual convergen varios elementos, figura 5.2.

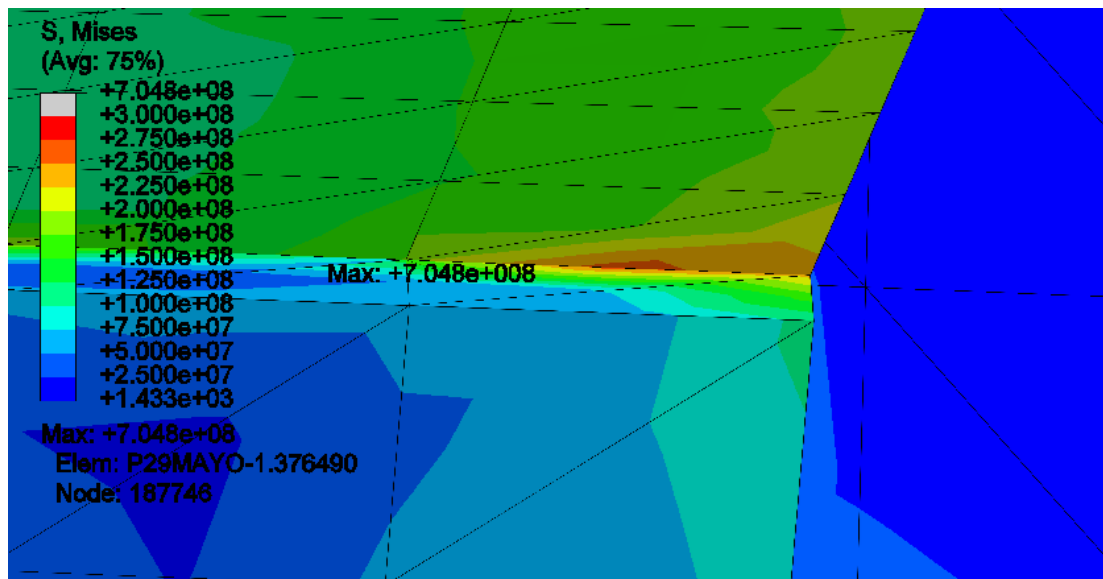


Figura 5.2. Esfuerzo máximo de Von Mises en la estructura original

El desplazamiento general de la estructura es como se observa en la figura 5.3, en la que se muestra el vector de desplazamiento resultante, la escala está en metros, es importante notar que debido a la forma en la que se aplicaron las cargas la deformación se debe principalmente a un comportamiento de flexión, en algunas regiones el desplazamiento de la pieza alcanza hasta 1.5 cm, mientras que el rango promedio de desplazamiento va de los 1.04 cm a 1.43 cm. En algunas regiones el desplazamiento se debe por la deformación a la que está sujeta la pieza, en particular en los largueros inferiores y exteriores. Pero en otras partes como en el capote el desplazamiento sencillamente es porque va siguiendo a la estructura.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.

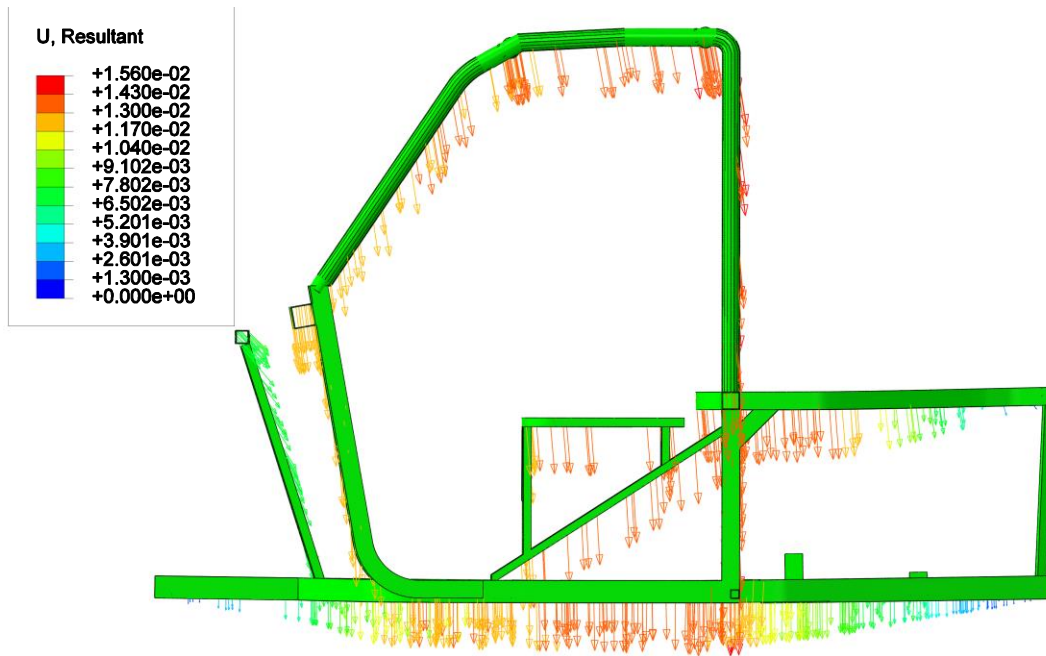


Figura 5.3. Deformación y vectores de desplazamiento resultante de la estructura original



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## 5.2 Caso 2 Optimización de la estructura

Los resultados del análisis de optimización topológica muestran la nueva disposición de masa en la región de diseño. Para realizar la optimización es necesario definir una región de diseño, es decir, el dominio donde se realizó el proceso, en esta región se retiraron los largueros inferiores y dos perfiles superiores, y se colocaron varias placas de acero, las cuales tienen una masa de 545 kg, así que la masa total de la estructura antes de la optimización es de 584 kg. Al final de la optimización la masa de la región de diseño disminuyó a 82 kg y la masa total a 121 kg.

El rango de valores del esfuerzo de Von Mises al final del proceso de optimización está entre 10 y 23 MPa, se encuentra que el esfuerzo máximo registrado al final de la optimización tiene un valor de 221 MPa, y se encuentra localizado en la arista frontal del larguero principal, la cual está empotrada.

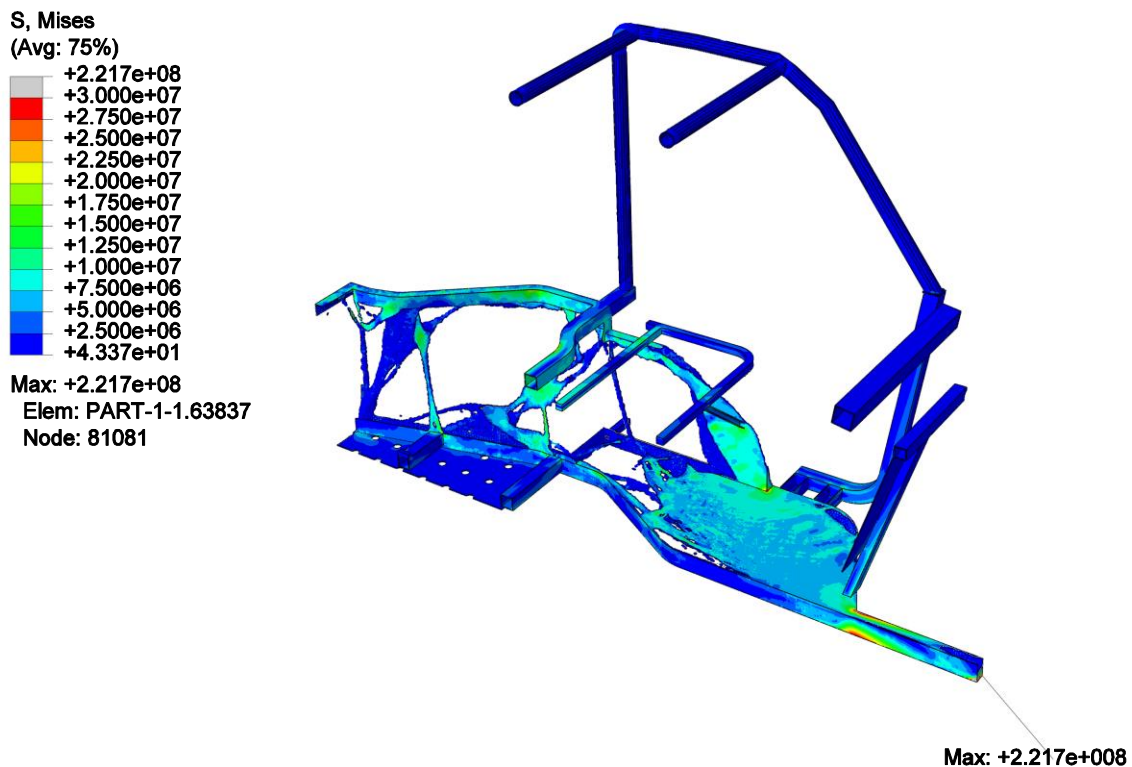


Figura 5.4. Distribución de masa y esfuerzos en la región optimizada





## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



El número necesario de ciclos para cumplir la restricción de volumen, 15% del volumen de la región de diseño (región amarilla) fue de 28. En la figura 5.5 se muestra el material retirado de la estructura.

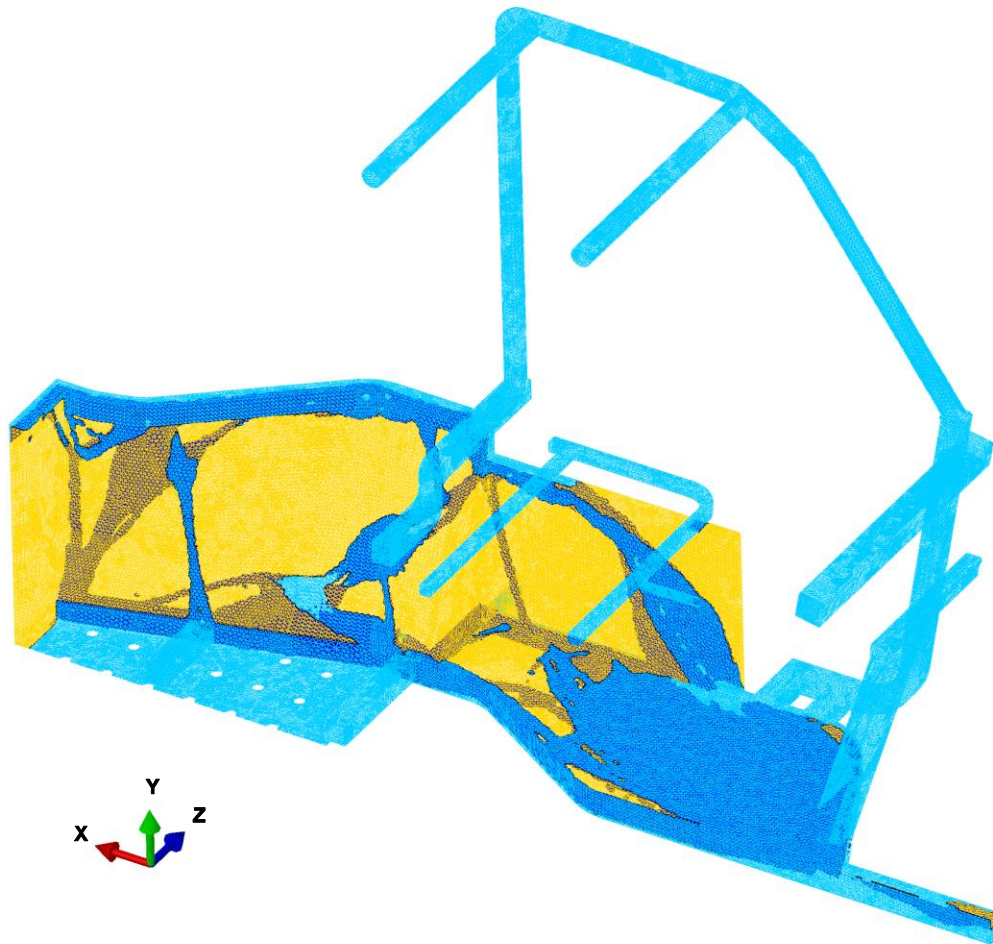


Figura 5.5. Material retirado de la estructura optimizada

De acuerdo a esta estructura se proponen los refuerzos, se observa que entre los largueros la distribución de masa se aproxima a dos placas, una inferior y otra superior, en general, se podría decir que se forman líneas de acción, por las cuales se trazaran los nuevos refuerzos. Y en la parte frontal se observa que se rellena completamente esa sección por lo tanto se propone colocar refuerzos unidos por soldadura tal que se forme una C.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Sobre el desplazamiento, se observa una disminución considerable, ya que el valor máximo registrado es de 1.3 milímetros, y en los largueros inferiores el desplazamiento (asociado a la deformación) se encuentra entre los valores de 0.5 y 1.2 milímetros. En la figura 5.6 se muestran los vectores de desplazamiento resultante.

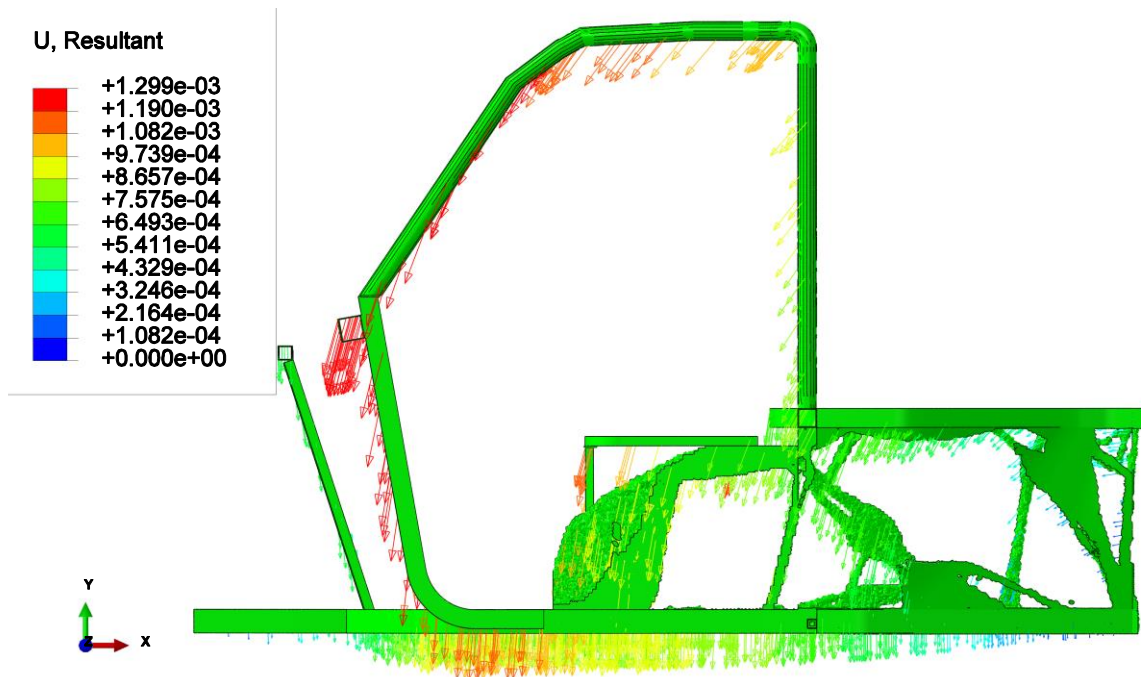


Figura 5.6. Vectores de desplazamiento resultantes de la estructura optimizada





## 5.3 Refuerzos propuestos

De acuerdo a la distribución de masa de la optimización, se propone la ubicación y forma de refuerzos en la estructura, de tal forma que estos sean manufacturables, así se propone la colocación de 9 refuerzos de 3x3 cm y un espesor de 2.66 mm, la colocación de 6 placas calibre 12 y la colocación de dos abrazaderas, como se muestra en la figura 5.7, la masa de la estructura con los refuerzos propuestos es de 169 kg.

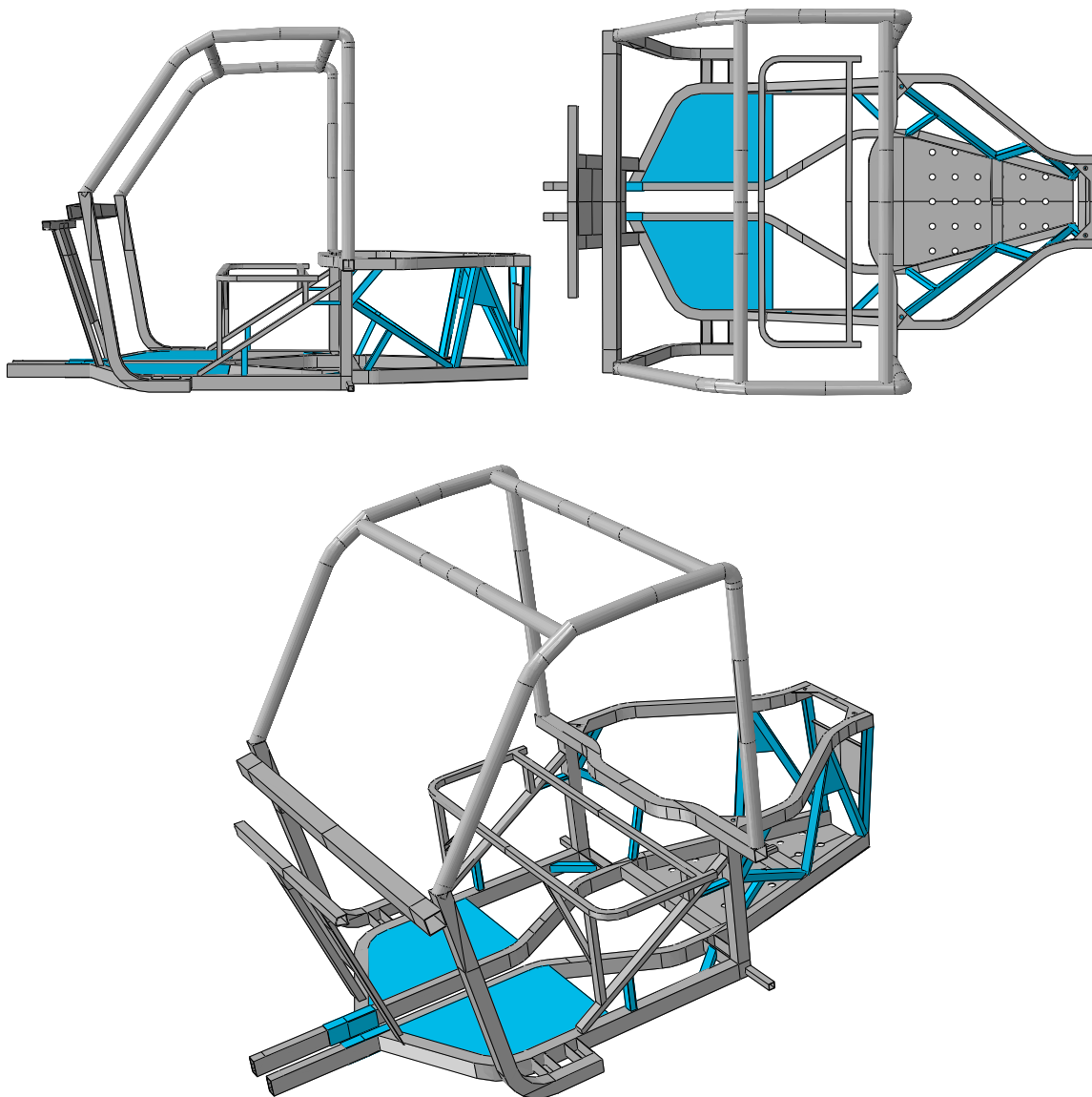


Figura 5.7. Estructura con refuerzos



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



La estructura con los refuerzos se somete a un análisis de esfuerzos, en la figura 5.8 se muestran los resultados comparativos entre la estructura original y la estructura con los refuerzos propuestos, para tener una mejor visualización se estableció el límite máximo de la escala fuera de 100 MPa, las regiones grises solamente representan que están por encima de los 100 MPa y por debajo de 369 MPa, el esfuerzo máximo registrado es de 369 MPa el cual se encuentra en el empotramiento. Se observa que con los refuerzos propuestos la distribución de esfuerzos de Von Mises es mucho más homogénea, y varían en un rango de 41 y 66 MPa, si se estableciera un factor de seguridad definido como la razón entre el esfuerzo de cedencia y el esfuerzo de diseño, entonces sería de 4.

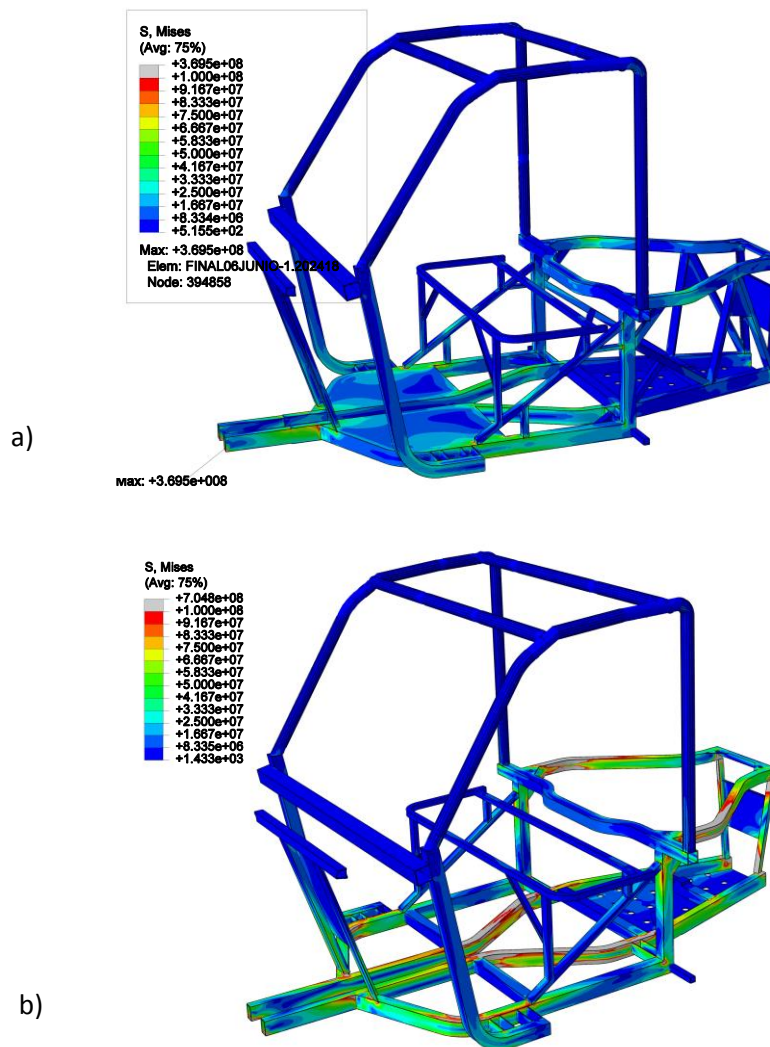


Figura 5.8. a) Estructura con refuerzos, b) estructura original



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



Mientras que el desplazamiento registrado fue del orden de 2.8 a 4 mm, lo cual se aprecia en la figura 5.9, lo que resulta en un desplazamiento mucho menor ya que la estructura inicial presentaba desplazamientos de hasta 1.5 cm.

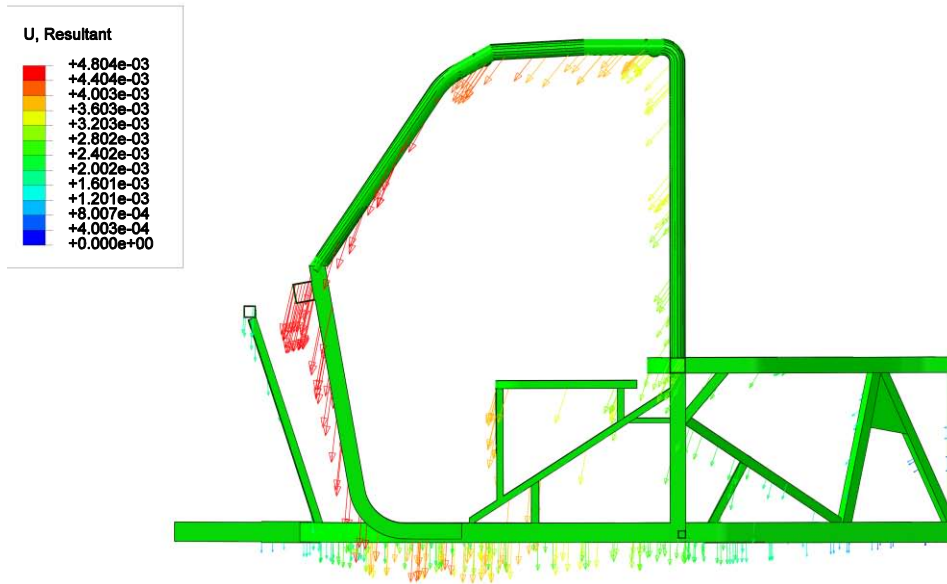


Figura 5.9. Desplazamiento estructura final

La sección transversal de los refuerzos propuestos puede variar, pueden ser soleras, ángulos, tubos o perfiles cuadrados, etc., para cada caso, la distribución de esfuerzos será diferente, sin embargo, lo que realmente es fundamental es respetar los puntos de conexión, ya que estos fueron definidos con base a los resultados de la optimización.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Conclusiones

- Se mejoró la rigidez de la estructura ya que se obtuvo una distribución más homogénea de los esfuerzos en la estructura. Evitando en primera instancia la deformación plástica en la estructura, y disminuyendo los rangos de los valores de desplazamiento registrados de valores del orden de 0.5 a 1.2 centímetros a rangos entre 2.8 y 4 milímetros.
- La masa de la estructura original fue de 139 kg y en la estructura con los refuerzos propuestos de 168 kg, es decir aumento 29 kg, sin embargo, la estructura original se deformaba plásticamente en varias regiones, registrando esfuerzos de hasta 275 MPa, lo cual implica que se superaba el esfuerzo de cedencia, y en general presentaba un rango de 100 a 175 MPa, mientras que en la estructura final los esfuerzos oscilan entre 44 y 61 MPa, considerando que el esfuerzo de cedencia es de 250 MPa se alcanza un factor de seguridad de 4.
- La estructura que se sometió al proceso de optimización tenía una masa total de 584 kg, sin embargo la masa de la región de optimización fue de 545 kg por lo que en este proceso la masa disminuyó 463 kg. El número de ciclos necesarios fue menor a lo establecido (35 ciclos) y se logró completar el análisis en 28 ciclos, y el rango de valores de esfuerzos fue de 10 a 23 MPa.
- Se considera una alternativa en el diseño de estructuras, la habilidad para optimizar ciertas regiones sin alterar el resto de la estructura. Esto puede representar una ventaja significativa en el tiempo para desarrollar y analizar una estructura.
- La propuesta de diseño debe pasar a una etapa posterior de diseño a detalle, donde se analice la configuración final de las uniones o ensamblado.
- La descripción de la metodología cumple con la finalidad de describir el proceso de optimización usando ABAQUS®, por lo que se recomienda en trabajos futuros utilizarla y explorar nuevas herramientas como las restricciones geométricas o el uso de otros parámetros de diseño.
- En este trabajo solamente se llevó a cabo el análisis de las masas suspendidas, sin embargo, a futuro se puede hacer un análisis considerando las reacciones en el chasis desde la suspensión asociadas a la conducción. La suspensión es un elemento importante que se debe analizar con cuidado, ya que determina la estabilidad del vehículo cuando se encuentra en movimiento, sin embargo, una vez conocidas las reacciones dinámicas, se pueden aplicar en el chasis y usar la metodología planteada en esta tesis.
- Los resultados de optimización topológica dependen de la forma en la que se aplican fuerzas en la estructura, por esta razón, resulta imperativo conocer las reacciones dinámicas, asociadas a los efectos inerciales de los elementos del vehículo, sobre todo en casos críticos, por ejemplo: durante el curvado en una pendiente, volcadura, etc.



# Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



## Referencias

1. **Beer P. Ferdinand, Johnston E. R., DeWolf J.T, Mazurek D.F. ,** *Mecánica de Materiales*, Editorial Mc. Graw Hill, sexta edición, Capítulos 11, Apendice A-12.
2. **Bendsoe Martin Philip, ,** *Generating optimal topologies in structural desing using a homogenization method*, Computer methods in applied mechanics and engineering 197-224, Holanda, 1988.
3. **Bernd Heibing, Metin Ersoy,** *Chassis Handbook, Fundamentals, Driving dynamics, Componets, Mechatronics, Perspectives*, 2011.
4. **Calderon Giovanni, Gallo Rodolfo,** *Introducción al Método de los Elementos Finitos: Un enfoque matemático*, XXIV Escuela Venezolana de Matemáticas, Mérida, Venezuela, 2011.
5. **Camacho López Carlos Julio,** *Tesis Optimización topológica estructural de ensambles*, Universidad Nacional de Colombia Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica Bogotá D. C., Colombia, 2011.
6. **Cavazzuti Marco, Splendi Luca,** *Structural Optimization of automotive chassis: theory, setup, desing*. Departamento de Ingeniería Mecánica y Civil, 2010.
7. **Chagoyén Méndez César A., Constantina Álvarez Peñal, Yunelky Brito Fernández, Jorge L. Moya Rodríguez, Ernesto L. Chagoyén Méndez,** *Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado*, Ingeniería Mecánica. Vol. 16. No. 2, 2013.
8. **Cházaro R. C., Alvarez V. O.,** *Elección del tipo de Acero para estructuras*, *El Acero Hoy*, Disponible en: [http://www.gerdaucorsa.com.mx/articulos/Eleccion del Tipo de Acero para Estructuras.pdf](http://www.gerdaucorsa.com.mx/articulos/Eleccion%20del%20Tipo%20de%20Acero%20para%20Estructuras.pdf) (última revisión 05 de abril de 2015)
9. **Costi D., Baldini A., et. Al,** *Automotive Chassis Topology Optimization: a comparison between spider and coupe desings*, Proceedings of the World Congress on Engineering Vol III, 2011.
10. **Dassault Systems,** *Topology and Shape Optimization with Abaqus®*, Michigan, Octubre 2011.
11. **De Casto P. Carlos Armando,** *Teorías de falla bajo cargas estáticas*.
12. **Genta Giancarlo, Morello Lorenzo,** *The automotive Chassis Vol 1: Components Desing*, Springer, 2009.
13. **Gómez Morales T., Martín Navarro J., Agueda Casado E., Gonzalo Gracia J., García Jiménez J.L.,** *Elementos estructurales del vehículo*, Ed. Paraninfo, 2da Edición, 2009.
14. **MatWeb material property data,** *ASTM A36 Steel*, <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1844977c5c8440cb9a3a967f8909c3a&ckck=1>, (última revisión 07 de marzo de 2015).
15. **Mehdi Mahmoodi-k, Iraj Davoodabadi, Vinko Višnjić, Amir Afkar,** *Stress and Dynamic Analysis of optimized trailer chassis*, Technical Gazette 21, 3, 599-608, 2014.



## Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación mediante el uso de paquetería FEM.



16. **Mohd Azizi Muhammad Nor, et al**, *Stress Analysis of a Low Loader Chassis*, Engineering Procedia, 41, 995-100, 2012
17. **Mohd Hanif Mat, Amir Razdi Ab. Gnadi**, *Desing and Analysis of "Eco" Car Chassis*, Procedia Engineering 41, 1756 – 1760, 2012.
18. **Parras P. A., Rios L. A., et. Al**, *Estudio del comportamiento bajo carga de un chasis para transporte de pasajeros por medio de la tecnología de elementos finitos de la empresa Equitel Cumandes S.A.*, Avances Investigación en Ingeniería, 2007.
19. **Pérez Jose Manuel Alonso**, *Tecnología del automóvil, chasis*, Paraninfo, 8 Edición, España, 2010.
20. **Reza N. Jazar**, *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*, Springer, 2008.
21. **Simulia Abaqus®**, *Abaqus Analysis Users Guide*, Abaqus 6.14, Chap. 13 Optimization Techniques, 2014.
22. **Simulia Abaqus®**, *Abaqus Examples Problems Guide*, Chap. 11, Topology optimization analisys, 2014.
23. **Victoria Nicolás Mariano**, *Tesis, Optimización de forma y topología con malla fija y algoritmos genéticos*, Universisda Politécnica de Cartagena, Departamentos de estructuras y construcción, Colombia, 2006.
24. **Vizán Viñas Gregorio**, *Estructuras del vehículo, transporte y mantenimiento del vehículo*, Editex, Unidad 3 Estructuras del vehículo pp 12-14,2008.
25. **Wang Y., Luo Z., and Zhang N.**, *Design Optimization of Structures using A Nodal Density-Based SIMP Method*, APCOM & ISCM 11-14th December, Singapore, 2013.