

## **CAPÍTULO 6**

### **RECOMENDACIONES EN EL DISEÑO DEL MODELO PARA SU ADECUACIÓN EN EL PROGRAMA DE ELEMENTOS FINITOS**

#### **6.1 LA INTERACCIÓN DEL DISEÑO DEL VEHÍCULO Y EL PROGRAMA DE ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS**

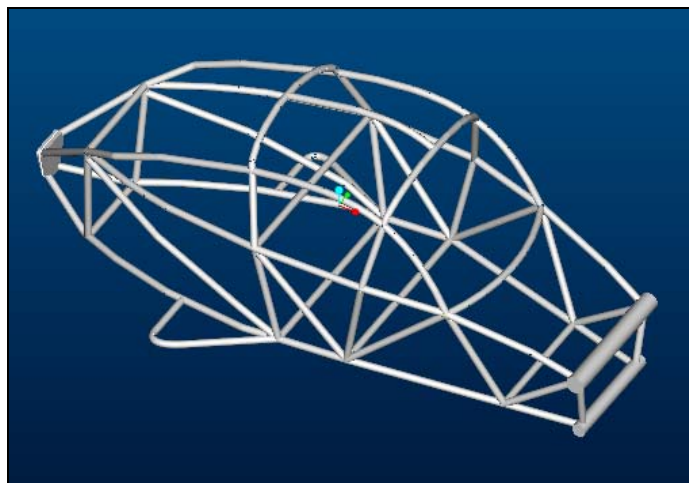
Como se vio en el capítulo anterior uno de los problemas que se podría generar durante la importación del modelo al programa de análisis de elementos finitos es la incapacidad de lectura de datos por parte de este, imposibilitando desarrollar un análisis aproximado con resultados que satisficieran resultados apegados a un efecto real de fuerzas o cargas estáticas. Aclarando todas las dudas de importación y exportación por parte de los programas CAD y procesador fue factible determinar la posibilidad de importar los elementos curvos que la estructura del automóvil posee, obteniendo un éxito total en la decodificación de estos elementos por parte del programa procesador.

Sin embargo para efectos de tiempo y duración de las pruebas y análisis requeriremos minimizar el rango de errores que se pueden generar aún después de la importación del modelo hacia el programa de análisis de elementos finitos, ya que el tiempo de procesamiento de estos análisis es a veces tardado y depende de factores externos como lo es la memoria RAM del computador que se vaya a utilizar, y los errores de geometría que se puedan generar dentro del análisis por causas del diseño del automóvil.

Estos errores de geometría se dan principalmente por los diferentes relieves que tenga el modelo, así como las secciones abiertas y elementos que se localicen en un solo punto, teniendo superficies muy cercanas entre estos. Pero todo depende de una buena interacción y comunicación entre el programa de análisis de elementos finitos y el programa de diseño CAD que se este utilizando.

Es por eso que para minimizar este tipo de errores se modificarán algunas partes del modelo hecho, y así proporcionar un modelo que sea mucho más adaptable en el programa de análisis de elementos finitos para que el procesamiento de los datos sea mucho más rápido y no se generen también los errores de geometría que podrían interrumpir el análisis provocando un rompimiento del análisis aún en curso.

Si esto llegará a pasar el paso sería volver a identificar las zonas de conflicto que se esperaría tener dentro del modelo o también especularlas para hacer las modificaciones necesarias para que se procesara el modelo de manera segura dentro del programa de análisis de elementos finitos.



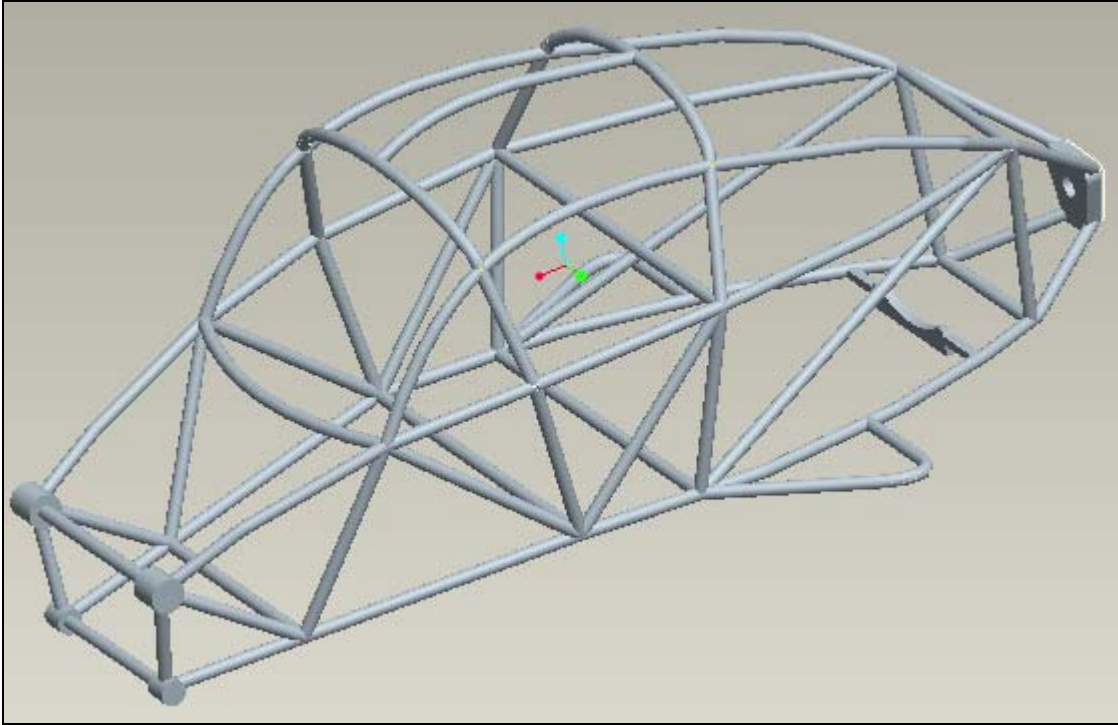
**Figura 6.1 Modelo *part* de la estructura del automóvil creada en Pro/ENGINEER.**

## **6.2 RECOMENDACIONES EN EL DISEÑO DEL VEHÍCULO**

Las recomendaciones y los cambios que se propusieron, fueron hechos de tal manera que las uniones cumplieran con su trabajo y no se distorsionara la imagen original del modelo. Con estas modificaciones se buscó que los errores de geometría fueran nulos, ya que no sería conveniente tener alguna sección del modelo incapaz de analizarse dentro del procesamiento de datos y verificación de geometría.

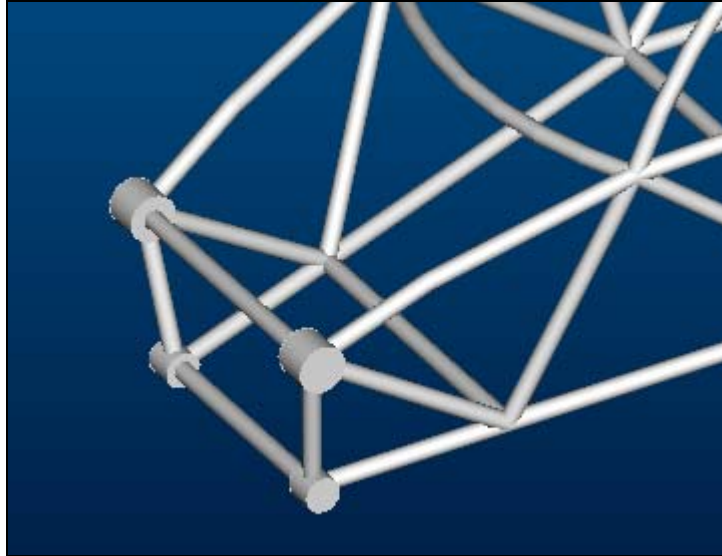
Básicamente los cambios fueron en zonas estratégicas en donde se podría tener una zona con demasiadas secciones inconclusas o abiertas sin cerrar alguna superficie. También se debe poner atención a las secciones que dentro del programa CAD en el proceso del wireframe tuvieron algún conflicto de unión en alguna intersección de elementos, ya que cuando se hace el modelo sólido en base a este se obtendrían las mismas características de tamaño o de intersección entre elementos que tendría el wireframe. Por ejemplo los elementos curvos que se encuentra en la parte posterior del automóvil en los laterales del motor es un elemento que tuvo muchos conflictos de unión dentro del proceso del wireframe. Aunque este proceso puede ser tardado y complejo en algunos casos en los que los modelos y el programa CAD no ayudan mucho a la determinación de estas secciones o elementos teniendo que recurrir a métodos iterativos para el mejoramiento del modelo.

Con estas aclaraciones procedemos a hacer los cambios pertinentes al modelo, para un posterior análisis exitoso del modelo.



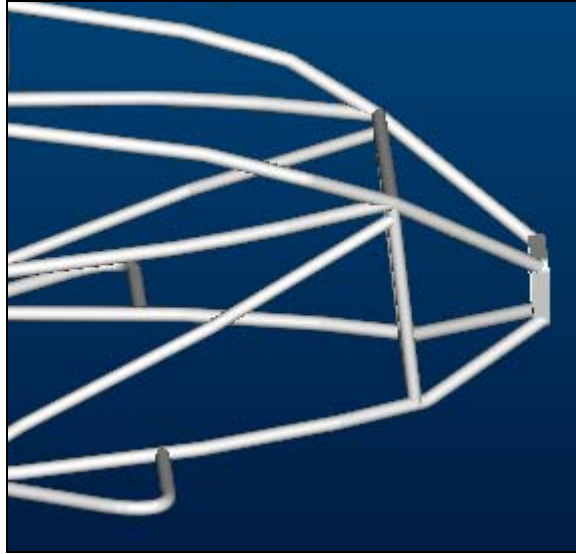
**Figura 6.2 Modelo modificado del automóvil Tubolare**

Una de las primeras modificaciones fue cambiar la parte delantera del automóvil, la cual estaba integrada por dos extrusiones que tenían la particularidad de tener una dimensión muy extensas, y se logró recortar una gran parte de estas para que se pudiera aproximar a las medidas e imagen original del modelo original, solo quedaron las extrusiones en las cuatro esquinas que contienen a las conexiones con los otros elementos de la parte delantera, esto es debido a que es más probable que este elemento actúe como una superficie que envuelva a todos los demás elementos y también porque se asegura que no haya ninguna sección abierta en esas esquinas, ya que sin las extrusiones sería incapaz de taparse por completo. La probabilidad de utilizar estas conexiones en el análisis es muy poca y eso nos da una ventaja mucho mayor para que este tipo de análisis pueda ser efectuado.



**Figura 6.3 Parte delantera modificada al automóvil**

Otra parte importante que tuvo un cambio significativo fueron los elementos laterales que se encuentran en la zona del motor y que forman parte de la suspensión trasera del automóvil. Estos elementos eran originalmente curvos, pero dada su complejidad de unión entre estos y las intersecciones dentro del modelo del wireframe se anticipó que esta podría ser una zona de conflicto por lo que se sugirió hacer los modelo recto desde una intersección de elementos a otra. Esto con el fin de que estos elementos terminarán en una sola intersección y se consideraran como puntos nodales para así tener un mejor desempeño del modelo en el análisis. También se añadió una parte importante en la parte trasera que es el soporte donde va el motor, esto para aproximar de una manera más precisa el modelo y condiciones originales del problema que se plantea en la realidad. El propósito de estos cambios fue también eliminar los mensajes de error que se presentarían dentro del procesamiento de datos y el número de ecuaciones que generarían dichos elementos ya se generarían más puntos nodales dentro del modelo.



**Figura 6.4 Elemento del chasis antiguo**

La figura 6.4 muestra el modelo sin modificaciones en la parte trasera, el cambio entre los elementos de la parte trasera tuvo lugar en las conexiones de estos elementos y en la parte donde va el motor como se puede ver en la figura 6.5, se especula que este cambio ahorrará muchas ecuaciones y tiempo de trabajo dentro del procesamiento de los datos.



**Figura 6.5 Elemento del chasis nuevo.**

Una vez que se han efectuado todos los cambios sugeridos para el análisis se concluye la etapa total modificaciones al modelo para entrar de lleno a la etapa del Pre procesamiento en la cual se importará el modelo ya modificado para su posterior análisis.

### **6.3 DATOS IMPORTANTES PARA LA ETAPA DEL PRE PROCESAMIENTO**

Algunos de los datos importantes a considerar dentro de nuestro análisis son los siguientes:

- Fuerzas.
- Condiciones de frontera.
- Grosor de la pared del tubo, (calibre).
- Material.

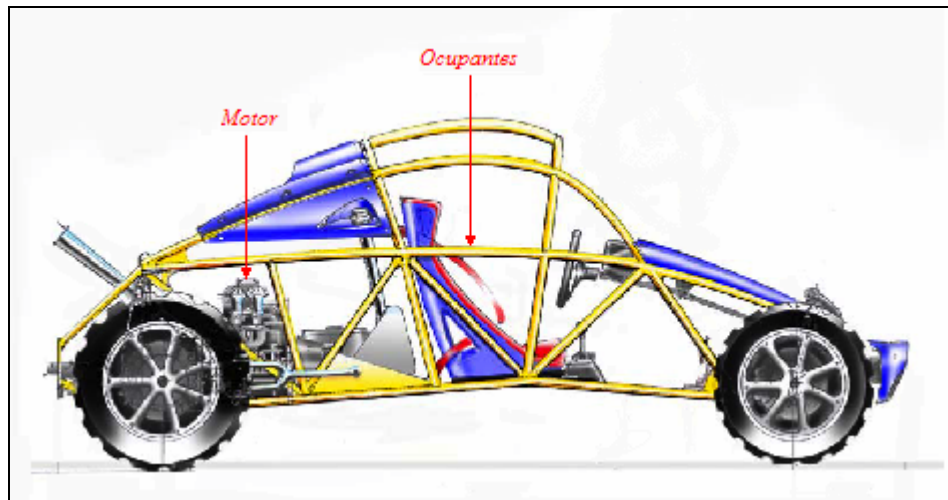
Cada uno de estos datos son importantes para poder hacer el análisis ya que serán introducidos dentro del programa de Elementos Finitos para poder procesar el análisis. También es importante establecer las zonas de contacto de las fuerzas y de las condiciones de frontera ya que esto permitirá una mejor simulación del modelo dentro del programa.

#### **6.3.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS OBJETOS QUE INTERACTÚAN CON LA ESTRUCTURA Y SU PESO.**

Entre los elementos que más se destacan por su efecto de esfuerzo que pueden producir sobre la estructura de auto son dos primordialmente.

1. Ocupantes en los asientos.
2. Motor y caja de engranes.

De acuerdo con cada uno de estos se establecerán los siguientes diagramas de cuerpo libre, por su zona que se establece de acuerdo a la figura 6.6, estos diagramas están representados en dos dimensiones.



**Figura 6.6 Modelo dibujado del Tubolare señalando los elementos más importantes considerados en el análisis**

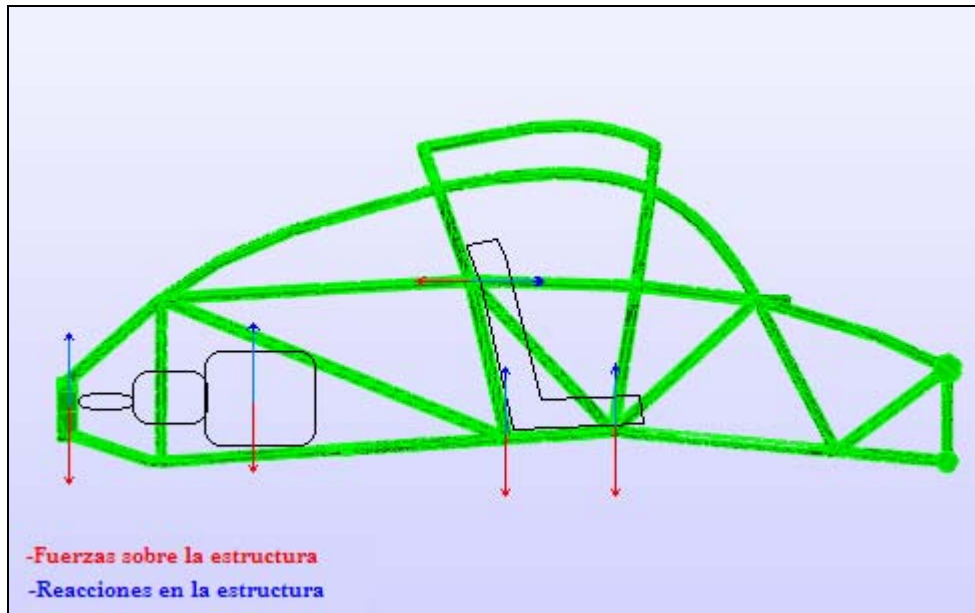
Uno de cada estos objetos ejerce fuerzas sobre la estructura, debido al peso que tienen cada uno de ellos. El peso estimado de los componentes por separado son:

- 2 Ocupantes + asientos = 140kg. + 8kg. = 148 kg. (aprox).
- Motor + Caja de engranes = 115kg. + 50kg. = 160 kg. (aprox).

Para ver un poco mejor como están las fuerzas aplicadas a la estructura del automóvil se representará gráficamente en un diagrama de cuerpo libre de dos dimensiones, las fuerzas que actúan y las reacciones de estas en la estructura. Son vistas en dos dimensiones ya que es más fácil ver como es la disposición de estas sobre la estructura.

Cabe aclarar que el peso del vehículo ya está considerado dentro de los datos globales del FEA Editor y que es calculado de manera inmediata en el análisis.





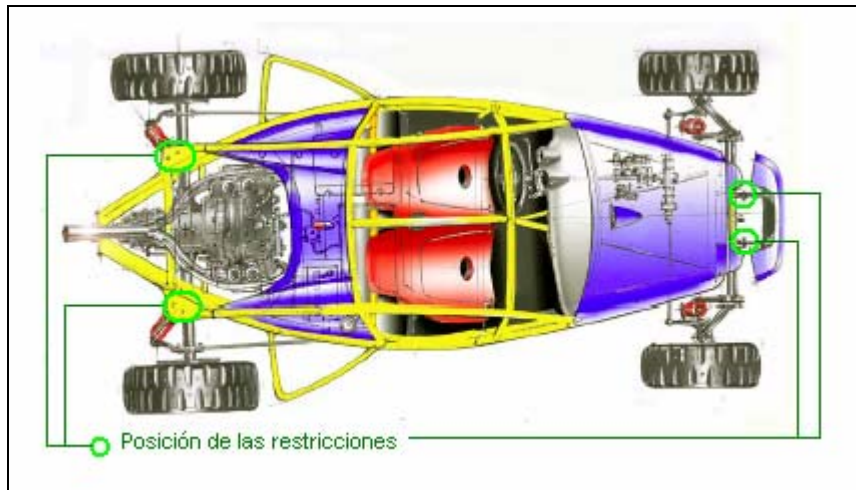
**Figura 6.7 Diagrama de cuerpo libre estableciendo las fuerzas Dentro del modelo.**

Haciendo el sistema de fuerzas en la estructura podemos observar a simple vista en la figura 6.7 que se encuentra en equilibrio nuestro modelo con respecto a las ecuaciones que se generarían por el diagrama de cuerpo libre.

### **6.3.2 CONDICIONES DE FRONTERA**

Para las condiciones de frontera se estableció de antemano un análisis estático totalmente rígido, y para cada una de las sujeciones donde va soportado el modelo se estableció como totalmente restringido el movimiento de traslación y de rotación, en los tres ejes correspondientes. Dando a entender con esto que se considera cualquier conexión con el piso y el mismo piso rígidos, como lo es la suspensión trasera y delantera, con esto de antemano se sabe que aumentan los esfuerzos dentro del modelo, ya que establece la

condición del modelo totalmente estático. Los puntos donde el modelo se conecta con el sistema de suspensión se muestran en la figura 6.8.



**Figura 6.8 Puntos que restringen al modelo o condiciones de frontera.**

### 6.3.3 DEFINICIÓN DEL TIPO DE ELEMENTO

Para la definición del elemento tendremos que establecer las propiedades que tiene el tubo, dentro del sistema CAD el modelo fue hecho con tubos con un diámetro de .0381 mts. lo cual es importado directamente al programa ALGOR en la escala correcta por lo que no se tomará en cuenta esta medida ya que por default la acepta. Sin embargo es necesario saber que tanto grosor tendrá la pared del tubo, esta definición del elemento es posible determinarla de acuerdo al calibre que se utilizará para la construcción del modelo. La información fue proporcionada por la compañía Tecnoidea S.A. de C.V., para lo cual se utilizó la tabla 6.1 para ver la especificación del tubo.

**Tabla 6.1 Calibre del tubo para un diámetro exterior de 1 ½ pulg.**

Diámetro pulgadas	Calibre (MSG)													
	22	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11			
	.030"	.036"	.042"	.048"	.054"	.060"	.067"	.075"	.090"	.105"	.120"			
<b>1 1/2</b>	TN	TG	TN	TG	TN	TN	TG	TN	TN	TG	TN	TG	TN	TN

Con este calibre de tubo se establece que el grosor de pared del tubo es de 1.905 mm. Esta definición del tubo será introducida dentro del programa de Elementos finitos para que las dimensiones reales del tubo sean establecidas en el análisis.

#### **6.3.4 EL MATERIAL Y SUS ESPECIFICACIONES**

El material del cual están fabricados los tubos es el acero con designación internacional AISI 4130 ó Chromemoly 4130, la presencia de molibdeno en este material hace que este acero sea resistente a la fragilidad causada por el temple, entre un 0.15-0.35% de plomo mejora la maquinabilidad con herramientas de acero rápido HSS.

Se logra una máxima ductilidad controlando el contenido de azufre bajo 0.01%, el contenido de carbón es nominalmente 0.30% y con esto relativamente un contenido medio de carbón por lo que la aleación es excelente en la fusión y soldabilidad de estructuras.

Las aplicaciones típicas incluyen el uso de estructuras en la ingeniería de aeronaves, y en tubos para aplicación de soldado o en componentes de grande y mediano diámetro en los cuales se requiere alta resistencia a la tracción y tenacidad.

También es utilizado en la industria automotriz para la construcción de motores, partes y repuestos sometidos a muy altos esfuerzos como cigüeñales ejes de leva, árboles de transmisión, barras de acoplamiento, piñones, ruedas dentadas y estructuras soldables entre otras.

**Tabla 6.2 Composición química del Chromemoly 4130**

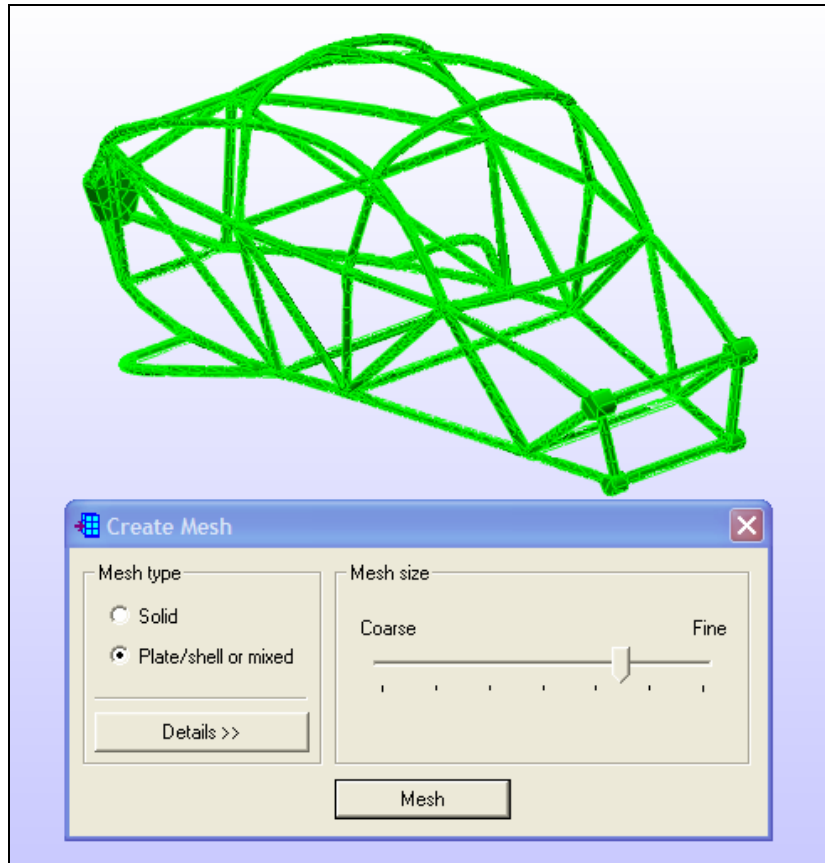
	<b>C</b>	<b>Si</b>	<b>Mn</b>	<b>P</b>	<b>S</b>	<b>Cr</b>	<b>Mo</b>
<b>Min</b>	0.28	0.15	0.40	0	0	0.80	0.15
<b>Max</b>	0.33	0.35	0.60	0.035	0.040	1.10	0.25

Los aleantes determinan, fundamentalmente en este material, la capacidad de endurecimiento como también la firmeza y maquinabilidad del acero. Otras asignaciones que se le pueden dar a este acero entre otras son: DIN: 25CrMo4 W, SAE 4130H ó Böhler V330 & V340. Los electrodos que se pueden utilizar para la soldadura de este material son: E8018-B2, E9018B2. Este material en especial se encuentra en las librerías de ALGOR lo cual permite una rápida introducción de los datos al programa de análisis de elementos finitos

#### **6.4 ETAPA DE PRE PROCESAMIENTO DEL ANÁLISIS**

Tal y como se planteó en el capítulo anterior se manejará de la misma manera el procedimiento de importación y empezaremos desde el mallado para definir esta etapa. El modelo se abre directamente en el programa ALGOR dentro de la interfaz de CAD como un archivo neutral IGES y se procede a mallarlo automáticamente con la opción de *Create Mesh*. Dentro de este ambiente es posible refinar la malla cuantas veces se desee, pero lo importante es establecer un mallado no muy fino ni muy grueso, ya que eso afectará a los resultados del análisis. Un mallado fino provoca que los cálculos nodales dentro del computador sean mucho mayores, y por consiguiente el tiempo de ejecución del análisis se extienda mucho más. Por otro lado un mallado grueso establece elementos demasiado

toscas y por ende no tendrán una aproximación la geometría del modelo real, simulando un análisis alejado de cálculos más aproximados.



**Figura 6.9 Modelo mallado en el FEMPRO.**

Una vez que se ha mallado el modelo se procede a establecer los parámetros iniciales del modelo que se determinaron anteriormente, todo esto se puede hacer directamente desde la interfaz del FEA Editor el cuál nos permitirá ingresar los datos para ingresarlos de manera correcta.

### 6.4.1 INTRODUCCIÓN DE LOS DATOS EN EL FEA EDITOR

El FEA Editor se maneja dentro de un ambiente de trabajo muy versátil y este contiene herramientas muy poderosas que facilitan el trabajo para la edición de las fuerzas y condiciones de frontera ya que maneja un sistema similar al de AutoCAD. Dentro de esta interfaz es donde el modelo mallado obtiene las propiedades reales del problema. La primera acción que se toma dentro del FEA Editor es establecer el sistema de unidades, en nuestro caso escogeremos el **sistema métrico internacional (mks)**.

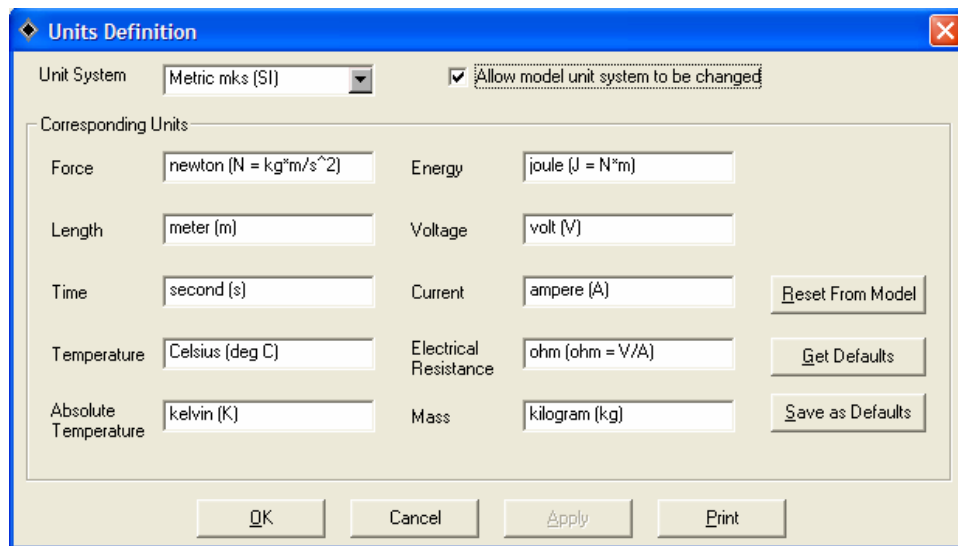


Figura 6.10 Ventana de la definición de las unidades en ALGOR.

Una vez que se establecieron las unidades se procede a establecer las condiciones de frontera y las fuerzas que actuarán en el modelo. Con la herramienta de selección y el botón derecho del mouse es posible seleccionar cualquier punto nodal o alguna superficie para añadir las características estáticas del problema real. En la siguiente figura se puede observar como quedaron establecidas las condiciones de frontera en el modelo. Las condiciones de frontera fueron combinadas con elementos de restricción elásticos que

simulaban la acción de la suspensión, a este tipo de condición de frontera es necesario declarar el coeficiente de rigidez que tiene un resorte helicoidal real.

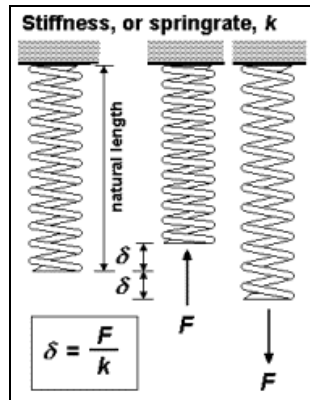


Figura 6.11 Ley de Hooke, coeficiente de restitución  $k$

Los coeficientes para este tipo de vehículo basado en la suspensión de un automóvil sedán VW son los siguientes:

Suspensión delantera: 78807.08267 N/m

Suspensión trasera: 52538.05059 N/m

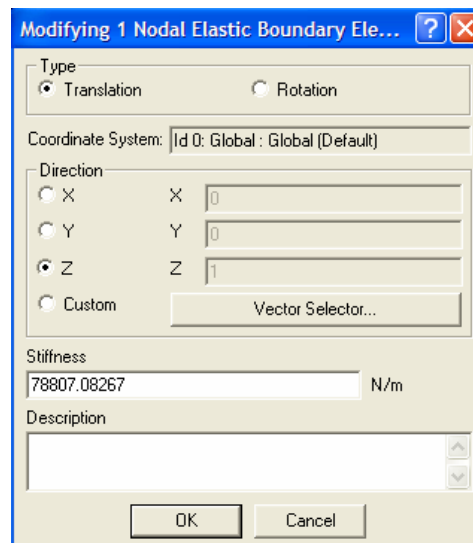
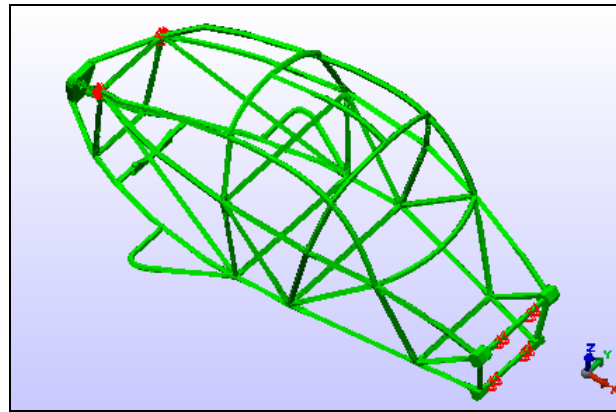


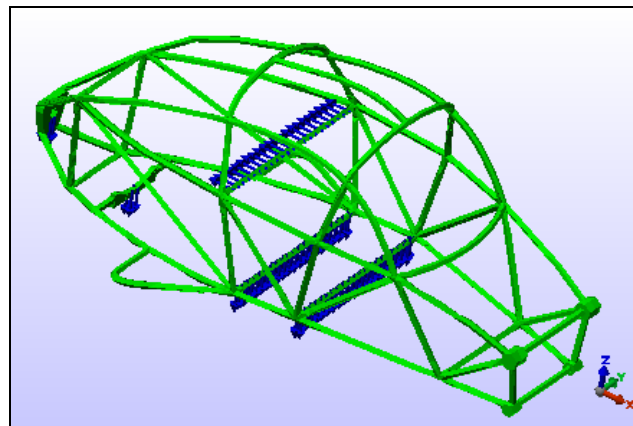
Figura 6.12 Ingreso del coeficiente de restitución del resorte helicoidal en ALGOR.

Con este elemento es posible hacer el análisis lo más cercano posible a las condiciones reales del problema, también se dejó libre la traslación sobre el eje Z para que no se impida el movimiento a lo largo del elemento amortiguado, todos los demás grados fueron restringidos ya que no se consideraban necesarios para el análisis.



**Figura 6.13** Puntos de las condiciones de frontera establecidos en el modelo.

Después que las condiciones de frontera fueron establecidas, se proceden a añadir las fuerzas que fueron establecidas en el diagrama de cuerpo libre, éstas fuerzas fueron distribuidas a juicio propio de acuerdo al sketch otorgado por la compañía.



**Figura 6.14** Fuerzas establecidas en el modelo de acuerdo a criterio del sketch.



Se especificaron a criterio las fuerzas porque dentro de los problemas de estática es posible determinar una fuerza en base a una carga distribuida pero no una fuerza en cargas distribuidas. Las fuerzas de los ocupantes fueron distribuidas en las dos vigas de manera equitativa a lo largo de lo que sería cada sección de cada pasajero sobre diez nodos cada uno, y las fuerzas del motor se establecieron de manera puntual debido a que se conoce el centro de gravedad del motor así como su soporte.

El siguiente paso es especificar el material. Se pueden introducir las especificaciones de algún material especial. Pero en este caso solo será necesario aplicar el material desde la biblioteca de ALGOR.

The screenshot shows a software dialog box titled "Element Material Specification". The main title is "Isotropic Plate" and the selected material is "Steel (4130)". The dialog contains several input fields with their respective units and values:

Property	Value	Unit
Mass Density	7822.9	kg/m <sup>3</sup>
Modulus of Elasticity	206840000000	N/m <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.3	
Thermal Coefficient of Expansion	0.0000135	1/°C
Shear Modulus of Elasticity	0	N/m <sup>2</sup>

At the bottom of the dialog, there are buttons for "OK", "Cancel", "Apply", "Print", "Unlock Properties", "Previous Apply", and "Reload From Library". A small 3D model of a rectangular plate is visible in the top right corner.

Figura 6.15 Especificaciones del material 4130 en ALGOR.

Para completar la introducción de datos solo es necesario agregar las condiciones de gravedad que serán aplicadas al modelo esto se logra por medio de la ventanilla de datos

globales, en donde se especifica el multiplicador de la gravedad y la constante de la gravedad en el eje correcto.

## 6.5 PROCESAMIENTO O ANÁLISIS DEL MODELO

Una vez que han sido añadidos todos los datos del problema, el siguiente paso es analizar el modelo con la herramienta Perform Analisis, en esta etapa todos los cálculos quedan ocultos y solo una ventana permite observar los detalles verificación de geometría, así como los nodos que son analizados, las matrices y demás.

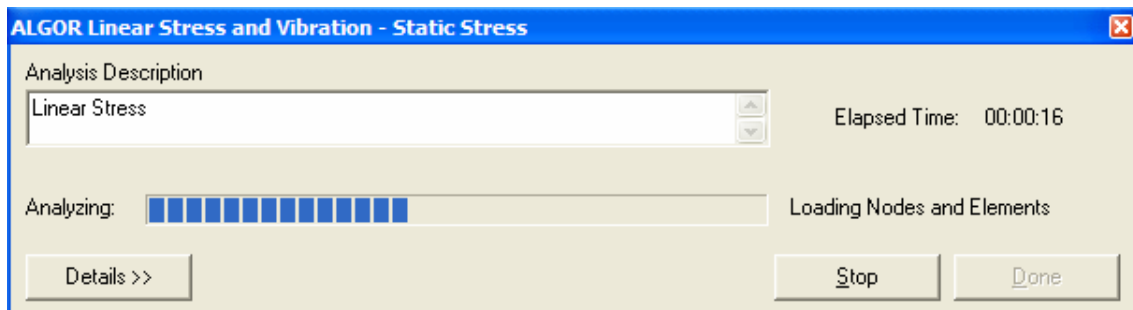


Figura 6.16 Ventana que muestra el avance del análisis.

Dentro de esta ventana también es posible observar los mensajes de error que se pueden generar en el análisis del modelo, uno de los más comunes son los errores de geometría que son causados por secciones abiertas o por la intersección de superficies que no encajan bien dentro del modelo. Este fue el principal problema que presentaba el modelo ya que no es hasta este punto donde se pueden apreciar los errores más difíciles de notar dentro de un modelo. El primer problema que se pudo solucionar fue el modelado sólido de la estructura dentro del programa de elementos finitos ya que con los modelos

verificados hechos en estructura de alambre eran por lo regular secciones rectas y no poseían ningún elemento curvo. Pero esto fue posible gracias a la nueva interfaz de CAD en combinación con la información que exporta el tipo determinado de archivo que se utilice.

## 6.6 POST PROCESAMIENTO O RESULTADOS

La etapa del procesamiento para esta versión del modelo fue un éxito, ya que se pudo completar el análisis sin ningún error. Una vez completada esta fase los resultados son presentados dentro del ambiente del Superview en donde fue posible observar los diferentes tipos esfuerzos y deformaciones unitarias de acuerdo a las teorías de fallas más importantes que predicen el comportamiento de cedencia del material. También se observaron los desplazamientos máximos y mínimos. A continuación se expondrán estas gráficas con los datos obtenidos del análisis.

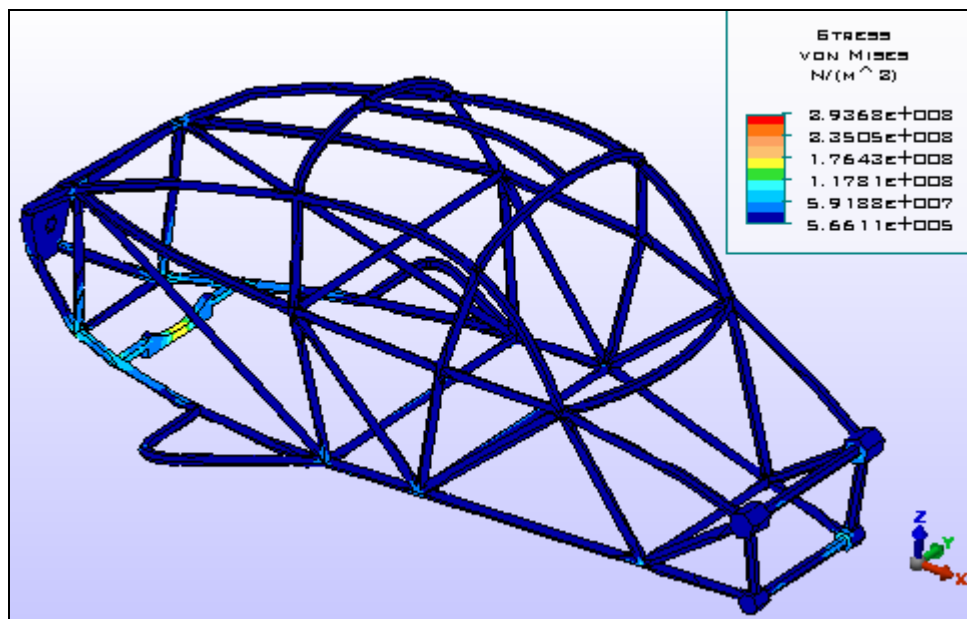


Figura 6.17 Esfuerzos Von Mises mostrando el valor máximo y mínimo en la estructura.

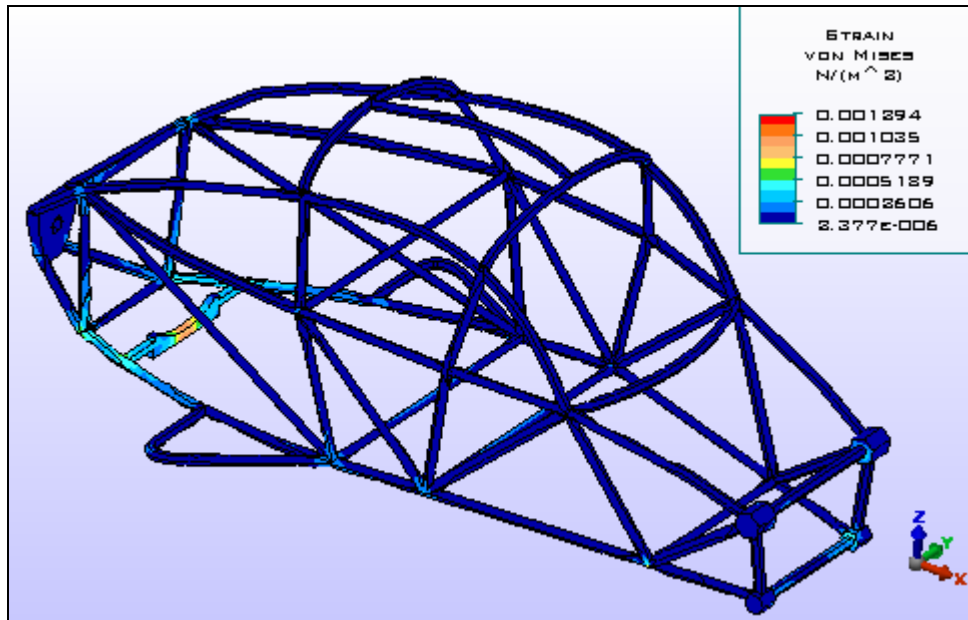


Figura 6.18 Deformaciones que existen dentro de la estructura.

Los resultados que se obtuvieron fueron acordes con lo esperado ya que no se esperaba una deformación y esfuerzos muy altos debido a la amortiguación de la estructura por la suspensión.

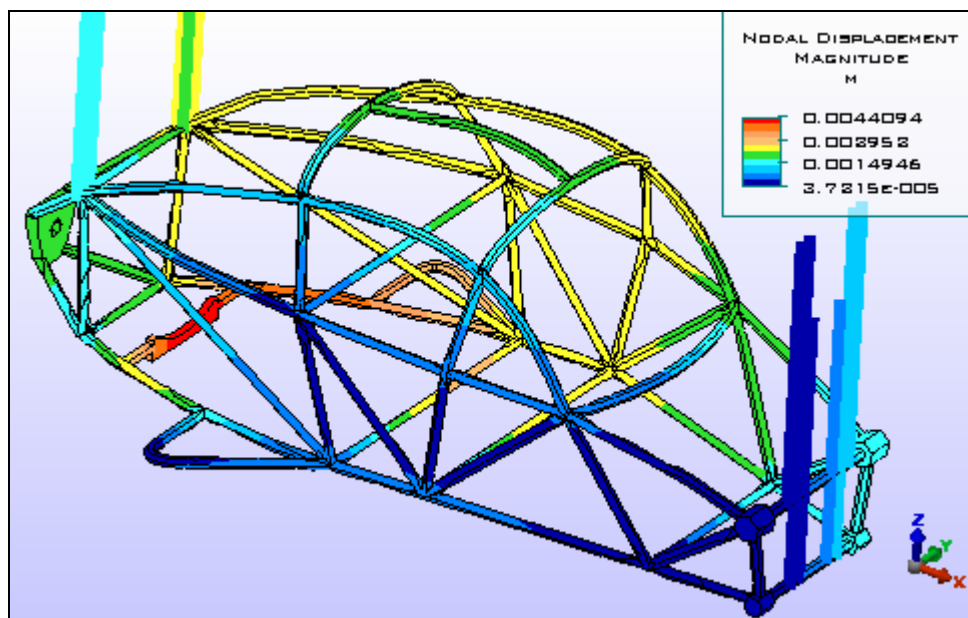
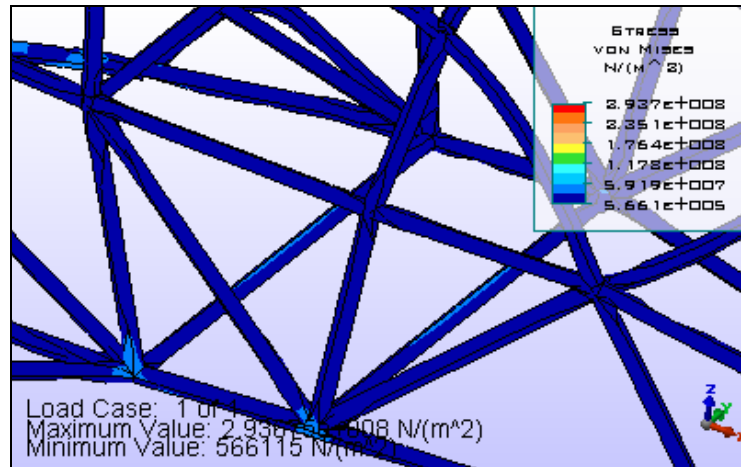


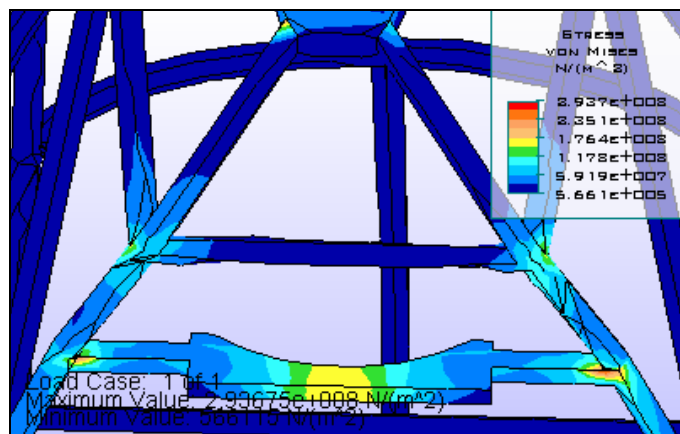
Figura 6.19 Desplazamientos máximos y mínimos en la estructura.

Para poder tener una noción del comportamiento de la estructura es necesario observar las partes más afectadas por las fuerzas estáticas. Las siguientes imágenes muestran estos elementos y sus esfuerzos para poder juzgar su desempeño dentro de nuestro análisis.



**Figura 6.20** Esfuerzos máximos en la zona de pasajeros 59.19 MPa.

Como es posible observar en la zona del soporte del motor existen esfuerzos muy altos (figura 6.21) en los puntos de contacto entre la estructura y este.



**Figura 6.21** Esfuerzos en el soporte del motor.

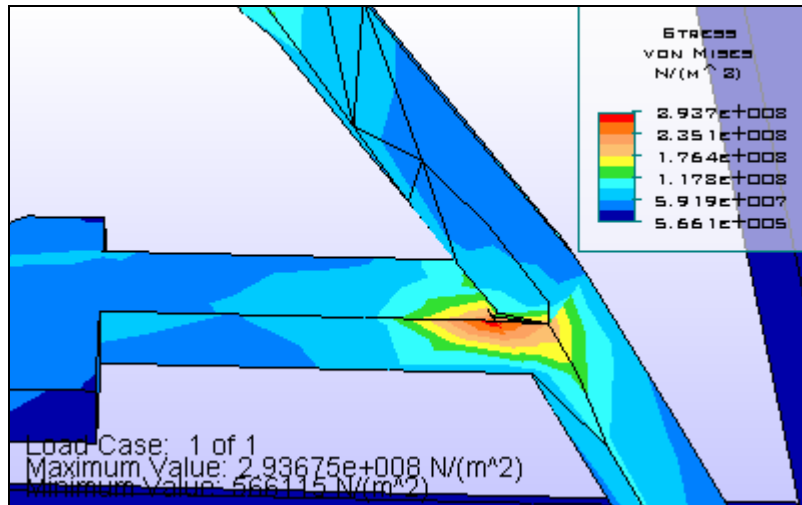


Figura 6.22 Esfuerzos en la zona de unión entre el soporte y la estructura.

Como es posible observar en la figura 6.23 estos esfuerzos se extienden a lo largo de los elementos que están cerca del soporte del motor, transmitiendo la energía llega cerca de las uniones soldadas del vehículo lo que nos indica que las concentraciones mayores se dará en la soldadura.

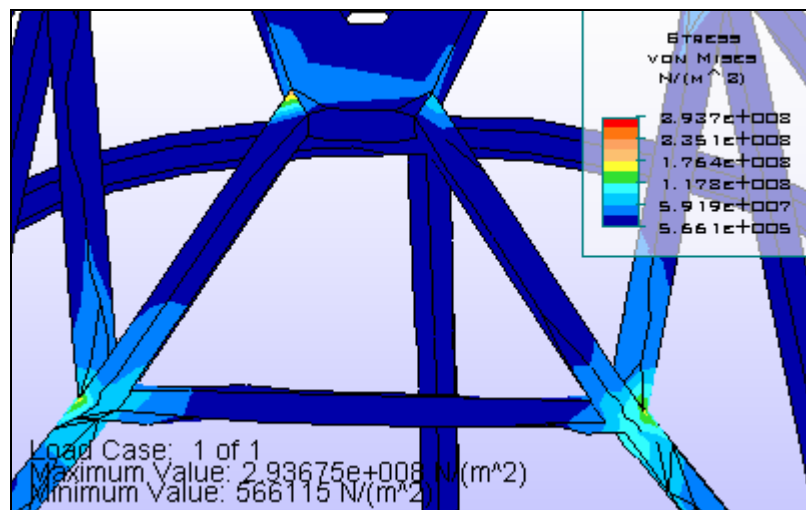
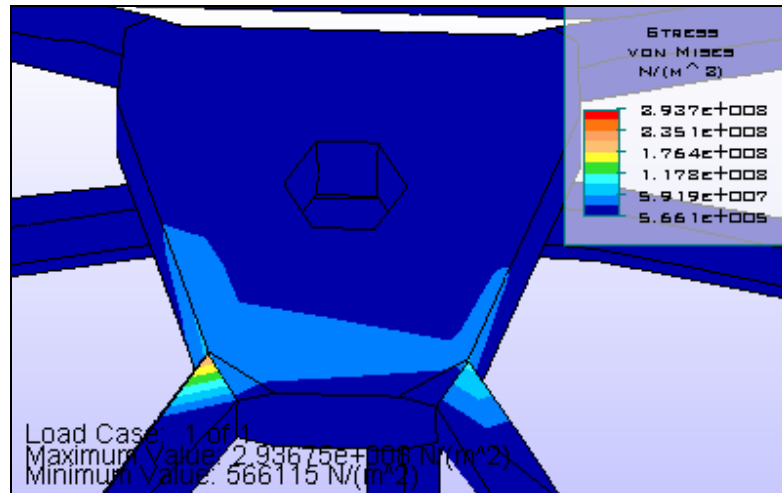
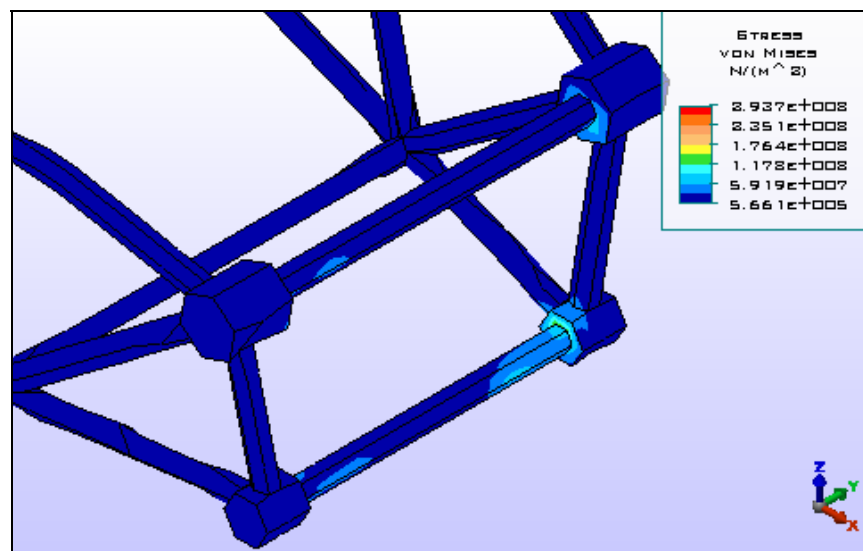


Figura 6.23 Esfuerzos en los elementos cercanos al soporte del motor.



**Figura 6.24** Esfuerzos presentados en la placa que soporta la flecha transmisión.

También se presentaron esfuerzos en la parte delantera del vehículo debido a los elementos que simulan las uniones entre la estructura y la suspensión delantera provocando esfuerzos en los elementos tubulares y en los puntos de contacto con un valor estimado de 117.8 MPa.



**Figura 6.25** Esfuerzos en la defensa del vehículo y secciones de unión

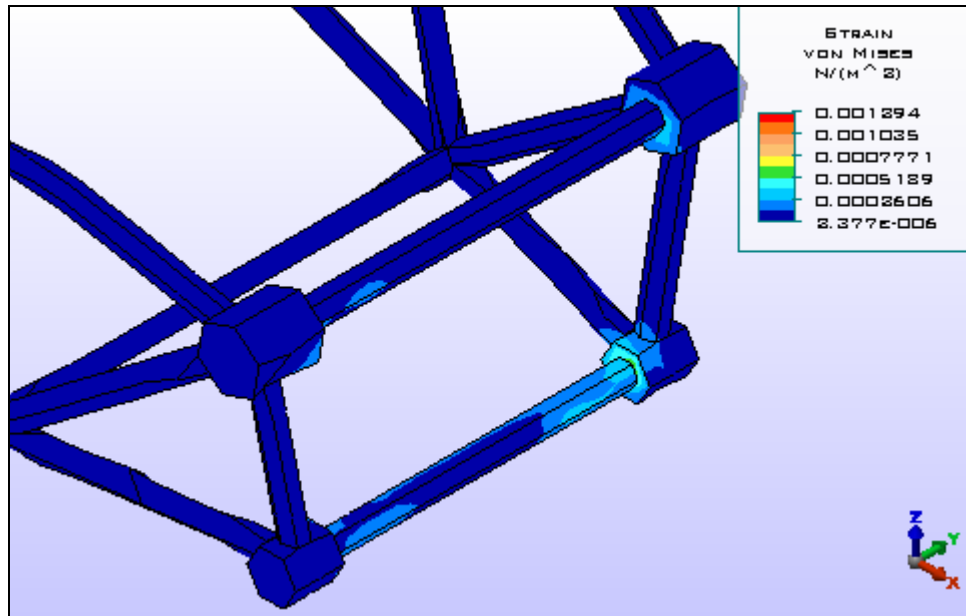


Figura 6.26 Deformaciones presentadas en la defensa del vehículo.

### 6.6.1 CRITERIO DE FALLAS VON MISES

Una vez hecho el análisis estático podemos concluir varias cosas, considerando que la parte del soporte del motor tiene el mismo tipo de elemento que toda la estructura y material por lo que será analizado aparte de la estructura para observar su comportamiento debido a las cargas estáticas, los esfuerzos generados en el análisis se basan en el criterio de fallas de fallas Von Mises:

- El esfuerzo más alto se da en la unión entre el soporte del motor y la estructura (véase figura 6.22) con un valor de 393.7 MPa.
- Estos esfuerzos son distribuidos a lo largo de la estructura llegando a zonas de contacto entre los elementos (véase figura 6.23) provocando esfuerzos en estas uniones de 176.4 MPa.



- Los esfuerzos en la zona de la defensa, debido a las uniones entre la suspensión y el vehículo tienen el mismo comportamiento (véase figura 6.26) presentándose en los cambios de sección que simulan la unión entre los elementos tubulares con un valor de 117.8 MPa. Estas son las zonas de contacto más importantes a considerar en la parte delantera del vehículo.
- Los esfuerzos en la zona de pasajeros (figura 6.20) son menores con un valor de 59.19 MPa y no hay evidencia de un pandeo de alto riesgo.
- El máximo desplazamiento se encuentra en la zona del motor con un valor de 4.4 mm, en la zona de pasajeros (figura 6.10) se presenta una deflexión menor con un valor de 3.9 mm. Sin embargo esto no afecta en gran manera a la zona de pasajeros.
- Es factible predecir la fractura en las zonas de contacto entre los elementos ya que con estas áreas pequeñas de contacto se necesita asegurar un buen proceso de soldado entre estos elementos.

### **6.6.2 CRITERIO DE FALLAS TRESCA**

También se consideró el criterio de falla TRESCA también conocido como criterio del máximo esfuerzo cortante y como su nombre lo dice esta basado en el máximo esfuerzo cortante para iniciar la deformación plástica pasando el punto cedente del material. El comportamiento de la estructura fue similar a los obtenidos en el criterio de Von Mises pero los valores variaron un poco más.

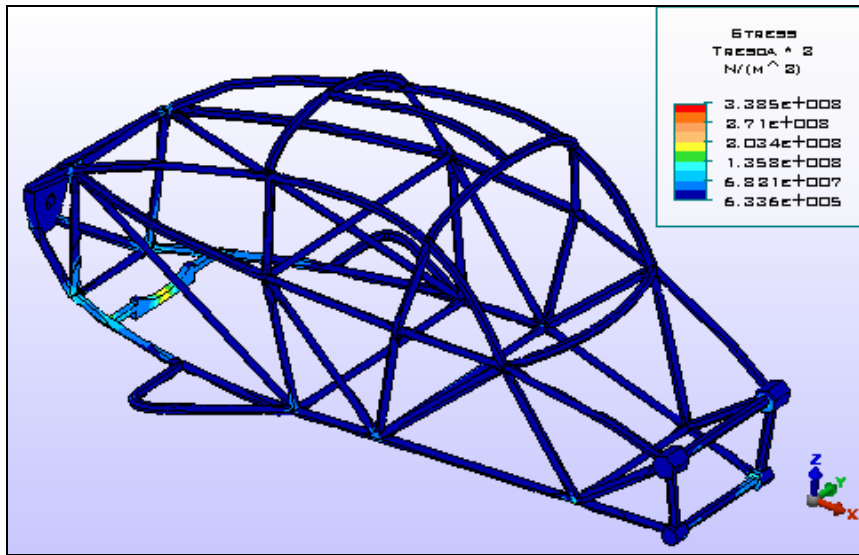


Figura 6.27 Esfuerzos mostrados por la teoría de fallas TRESCA.

Los esfuerzos máximos se dan en el soporte del motor considerando que tiene el mismo tipo de elemento y de material. Es muy fácil predecir que las zonas de contacto entre el soporte del motor y la estructura tendrán el más alto esfuerzos en toda la estructura, con un valor de 338.5 MPa como se observa en la figura 6.27.

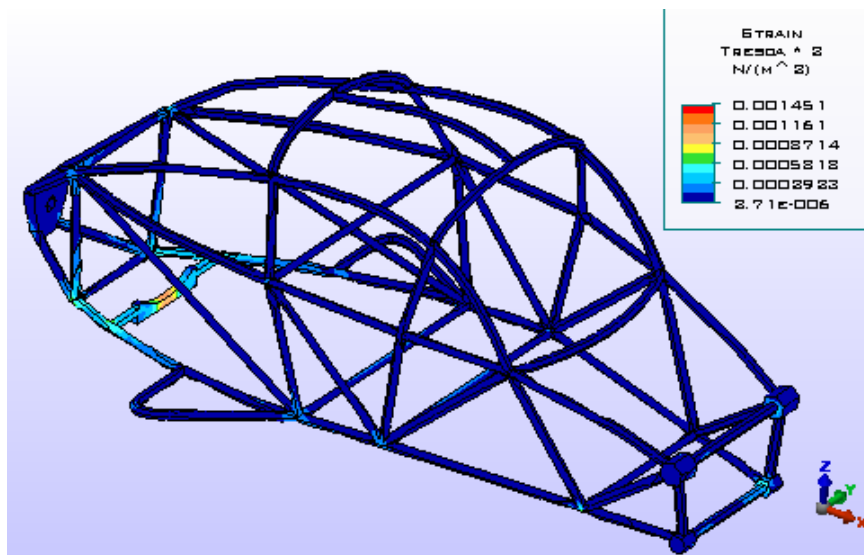


Figura 6.28 Deformación unitaria que presenta la teoría de fallas TRESCA.

Las deformaciones mayores también se presentaron en el soporte del motor y en las zonas de unión entre las superficies entre el soporte y la estructura, con valores de .001451 unidad de alargamiento por unidad de longitud.

Una vez determinado los valores máximos y mínimos, de los dos criterios se establecen la forma de evaluar estos resultados.

### **6.6.3 COMPARACIÓN DE ESFUERZOS ENTRE AMBOS CRITERIOS**

Los dos criterios dentro del programa ALGOR siguieron el mismo comportamiento, ya que los esfuerzos y las deformaciones se presentaron en los mismos lugares de ambos criterios, con esto podemos asegurar que estas zonas están seguramente propensas a la acción de esfuerzos por lo que se debe tomar los factores de seguridad en el diseño y manufactura debidas para que no exista el riesgo de alguna falla en la estructura.

Solamente los valores numéricos discrepan en un 14.016% por lo que existe una estrecha relación entre ambos, presentando mayores esfuerzos el criterio Von Mises.

Por el contrario las mayores deformaciones se presentan en base al criterio de TRESCA pero aún así se sigue manteniendo una estreches de los resultados de ambos criterios con una diferencia de 3.93%.

Sin embargo para efectos de análisis más exactos utilizaremos los resultados en base al criterio de fallas según Von Mises, ya que en base a experimentaciones en este campo, indican que los resultados más reales se inclinan hacia el criterio de Von Mises y según los comentarios de Mott [156:20] explica

“La teoría de falla por tensión debida a esfuerzo de corte (TRESCA) es la más conservadora de las dos y, en alguna medida, es más fácil de usar. La teoría de la

distorsión de la energía (Von Mises) es la que prevé con mayor precisión las fallas inminentes.”

A continuación se dan las propiedades geométricas del modelo a partir del eje coordenado CS1 (véase figura 6.29) situado en una de las conexiones de la zona de pasajeros

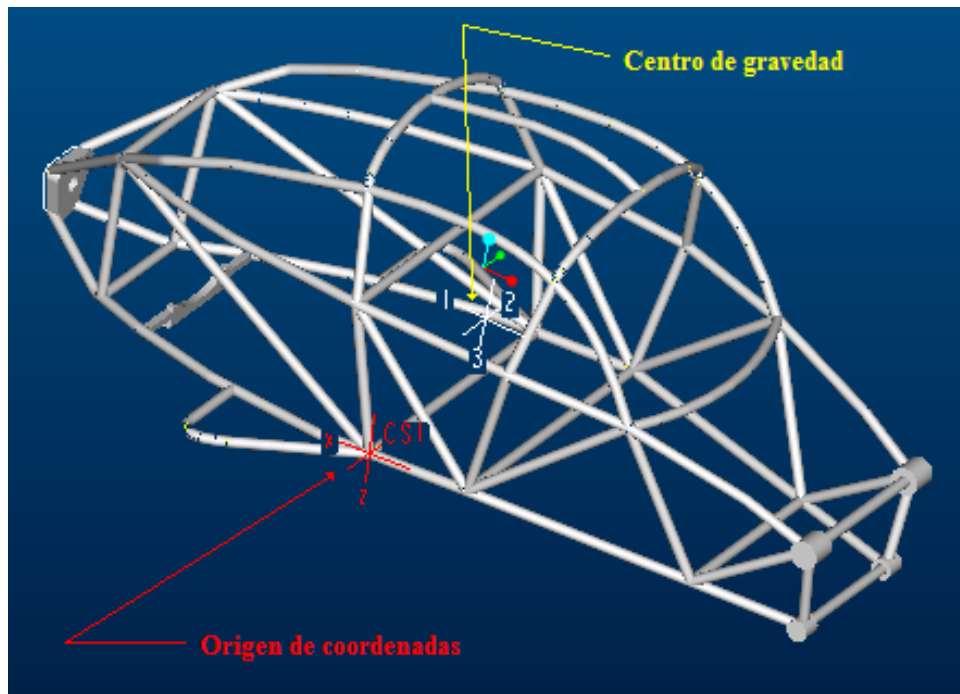


Figura 6.29 Origen de coordenadas CS1 para las propiedades geométricas

Tabla 6.3 Información adicional de las propiedades geométricas del modelo.

Información del modelo			
<b>Volumen (m³)</b>	9.0236E-03	<b>Peso (N)</b>	6.9282E+02
<b>Centro de gravedad (m) con respecto al eje c. CS1</b>	<b>Momento de inercia de masa (N.s².m³)</b>		
<b>Xc</b>	-8.3973644E-02	<b>Ixx</b>	1.0980768E+02
<b>Yc</b>	5.3637859E-01	<b>Iyy</b>	3.4263108E+02
<b>Zc</b>	-3.1019311E-01	<b>Izz</b>	3.6932534E+02

## 6.7 DIFERENCIAS ENTRE EL MODELO VIRTUAL Y EL MODELO FÍSICO.

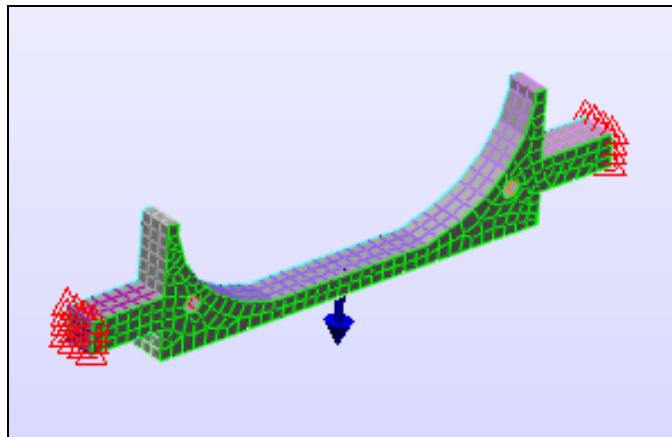
Estas diferencias se basan en el proceso de manufactura que se lleva a cabo en el modelo real ya que en el modelado sólido del vehículo dentro del programa CAD es difícil crear el material de soldadura para que se obtuvieran las mismas propiedades dentro del programa del método de los elementos finitos, es necesario aclarar las diferencias para establecer que los resultados fueron una aproximación de las condiciones reales de uso bajo cargas estáticas.

**Tabla 6.4 Diferencias entre el modelo real y el modelo virtual**

	<b>Modelo Real</b>	<b>Modelo Virtual</b>
1	Aportación de material (soldadura)	Sin material modelado entre las uniones (soldadura)
2	Peso considerado debido a la aportación del material	Sin considerar el peso de la soldadura en la estructura
3.	Concentración de esfuerzos debido al proceso de soldadura entre uniones	Sin considerar concentración de esfuerzos en las uniones en el principio de análisis
4	Soporte del motor ensamblado y con distinto material	Soporte del motor extruído en la misma estructura y con el mismo material
5.	Elementos unidos sin extrusiones grandes (Defensa)	Elementos unidos con extrusiones grandes (Defensa) <b>Figura 6.3</b>
6.	Elementos con curvatura en su geometría y conectados en distintos puntos (Parte Trasera)	Elementos rectos y unidos en una sola conexión (Parte Trasera) <b>Figura 6.5</b>

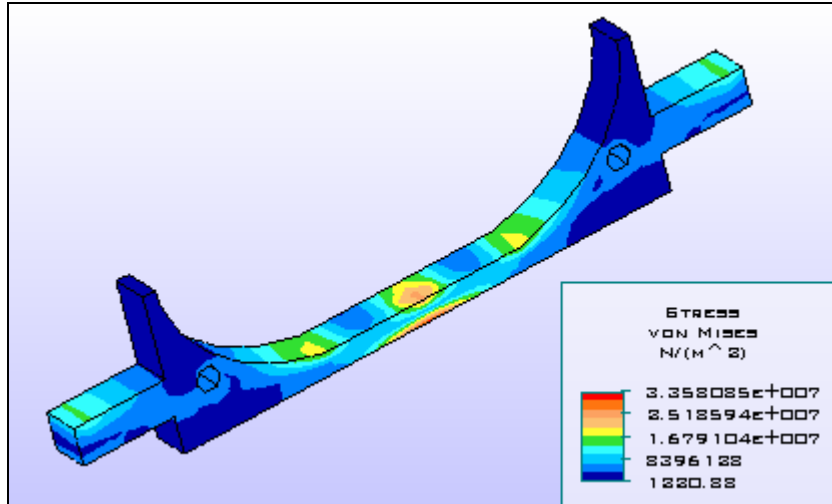
## 6.8 ANÁLISIS AL SOPORTE DEL MOTOR

De acuerdo con lo anteriormente presentado los datos presentados en el soporte del motor fue necesario hacer un análisis extra sobre este elemento para observar su comportamiento ante las cargas estáticas impuestas. Los pasos para el análisis de este soporte fueron los mismos sin embargo la adaptación de las condiciones de frontera, el tipo de mallado y el tipo de elemento fueron distintos para adaptar las condiciones reales del objeto real con el modelo sólido hecho también en Pro/ENGINEER.



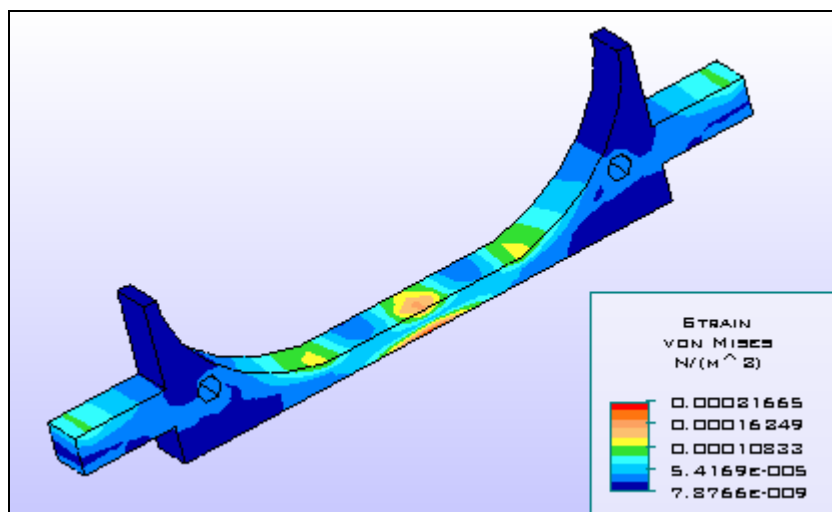
**Figura 6.30 Modelo del soporte del motor en sólido**

El mallado dentro del ambiente de ALGOR fue para un sólido cambiando así las propiedades genéricas del material. Los pasos similares a los vistos anteriormente serán omitidos debido a que solo se requieren los resultados del análisis para determinar el comportamiento de este elemento ante la acción de las cargas estáticas. Los resultados se presentan a continuación en las tablas mostradas.



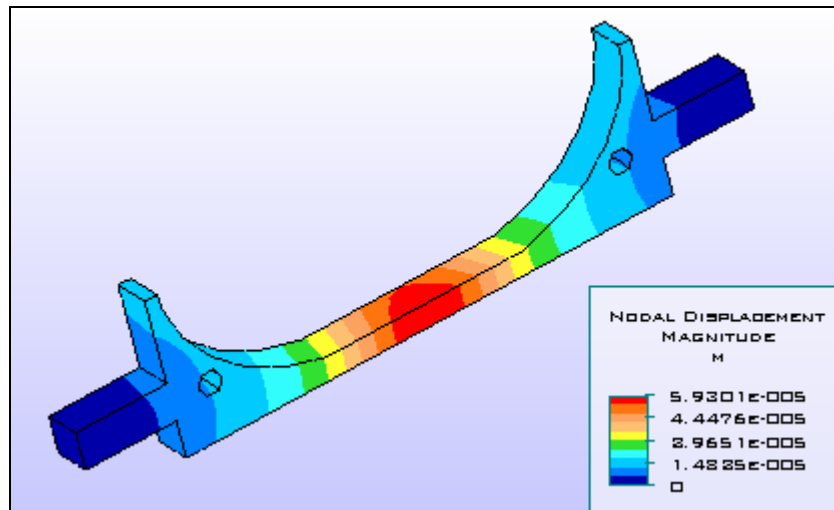
**Figura 6.31 Esfuerzos en el soporte del motor**

Los esfuerzos no sobrepasan los esfuerzos de cedencia del material con un valor de 33.58 MPa (véase figura 6.31) considerando un factor de diseño de 7.3 para este tipo de elemento trabaja bajo un excelente desempeño bajo la acción de cargas estáticas y también bajo condiciones de eventos mecánicos.



**Figura 6.32 Deformaciones en el soporte del motor**

El desplazamiento máximo que se observa es de 0.0000593 mts, por ende no se deflexiona demasiado al soporte del motor ni tiene un pandeo exagerado.



**Figura 6.33 Desplazamientos en el soporte.**

Con todos los resultados gráficos anteriormente vistos se deduce que la montura del motor es capaz de resistir los esfuerzos estáticos impuestos a causa del peso del motor.

En general este elemento tiene un factor de seguridad con un alto grado de confianza para estructuras estáticas, y para elementos de máquinas tendría que obtener un factor de seguridad mayor a 4 que es la condición real del vehículo bajo la acción de eventos mecánicos o mejor dicho aún puesto en marcha y rodando.