



## ING. AUTOMOTRIZ

**Trabajo integración Curricular previa a la obtención del título de Ingeniero en Automotriz.**

**AUTORES:**

Ricardo Emanuel Defaz Mafla  
Pedro Fernando Díaz Cevallos

**TUTOR:**

Ing. Andrés Castillo

Adaptación mediante elementos finitos del frame del modelo Honda CRF 450 RX año 2019 dentro de un análisis estático.

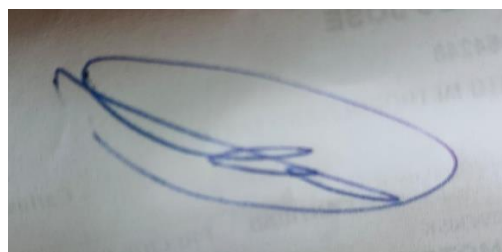
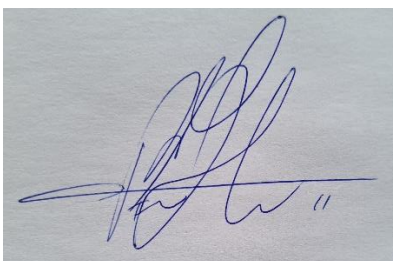


## **Certificación**

Yo **Pedro Diaz y Ricardo Defaz** declaro bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de propiedad Intelectual, reglamento y leyes.

**Pedro Diaz y Ricardo Defaz**



Yo, **Andrés Castillo Reyes** certifico que conozco al autor del presente trabajo siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.

Andrés Castillo Reyes  
Director de Tesis  
Escuela de Ingeniería Automotriz

## **Dedicatoria**

*Dedico mi tesis, a mi madre que estuvo siempre apoyándome a Chester mi mascota y a mis familiares.*

*Ricardo Defaz.*

*Dedico mi tesis, a todas las personas que me apoyaron en este periodo de vida, en especial a mi familia Padre, Madre y Hermano.*

*Pedro Diaz*

## **Agradecimiento**

*Agradezco a la institución, a mis docentes, compañeros por esta etapa la cual fue culminada con éxito.*

*Pedro Diaz – Ricardo Defaz.*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>Certificación .....</b>	<b>3</b>
<b>Dedicatoria .....</b>	<b>4</b>
<b>Agradecimiento.....</b>	<b>5</b>
<b>ARTICULO.....</b>	<b>7</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>8</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>10</b>
<b>FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA .....</b>	<b>10</b>
<b>MATERIALES Y MÉTODOS .....</b>	<b>12</b>
<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....</b>	<b>16</b>
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>21</b>
<b>REFERENCIAS .....</b>	<b>23</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>25</b>

## ARTICULO

Mejora mediante elementos finitos del fraem del modelo Honda CRF 450 RX año 2019 dentro de un análisis estático.

Andrés Castillo, Ricardo Emanuel Defaz Mafla.<sup>3</sup>, Pedro Fernando Díaz Cevallos.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> *Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador, email  
acastillo@uide.edu.ec, Quito – Ecuador*

<sup>3</sup> *Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador, email  
ridefazma@internacional.edu.ec, Quito - Ecuador*

<sup>4</sup> *Ingeniería Automotriz – Universidad Internacional del Ecuador, email  
pediazce@internacional.edu.ec, Quito – Ecuador*

## RESUMEN

Cada día la demanda de recambio del parque automotor de las motocicletas de competencia crece en el país, comprar una motocicleta de este segmento no garantiza que no se pueda dañar en la competencia o en el uso práctico del modelo, el deporte evoluciona y las prestaciones para este segmento de alta exigencia aumenta debido al alto nivel que poco a poco se va a generar en el país dando uno de los problemas que en muchas de las marcas permanece, ya que, su postura conservadora permite que existan ciertos detalles en sus modelos actuales, el cual es, la ruptura del frame en las Hondas CRF, un modelo muy solicitado en el medio OFF ROAD, por lo cual es necesario realizar una mejora en las tensiones y desplazamientos de las piezas, por lo tanto, se da un sustento en investigaciones científicas y tesis relacionadas al tema. Sosteniendo de tal forma nuestra investigación que nos indica que el fin de esto es mejorar la isometría, tener en cuenta un paso tan importante como la repartición de las fuerzas para que no exista algún tipo de fisuras o rupturas al momento de su uso o del uso en competencias. Comparar la resistencia de la tracción, con Von Mises, el máximo de la simulación da 4mm de espesor, observar que el frame y el material mejora con el propósito de disminuir la deformación y verificar que el nuevo diseño de frame llegue a un punto elástico, lo que quiere decir que no sufre rupturas, lo cual se logra demostrar con programas CAD, CAM y CAE con simulaciones de la isometría que se llevó a cabo en el frame original consiguiendo la reducir la deformación y la presión máxima, mediante la aplicación del criterio de distribución de fuerzas.

**Palabras clave:** Frame, ASTM E8, ensayo, acero AISI 4340, esfuerzo.

## ABSTRACT

Every day the demand for spare parts of the fleet of competition motorcycles grows in the country, buying a motorcycle in this segment does not guarantee that they cannot be damaged in competition or in the practical use of the model, the sport is evolving and the benefits for this highly demanding segment to increase due to the high level that little by little is going to be revealed in the country, giving one of the problems that many of the brands maintain since their conservativeness allows certain details to exist in their current models, which is , the rupture of the frame of the Hondas CRF, a highly requested model in the OFF ROAD environment, for which it is necessary to make an improvement in the tensions and displacements of the parts, therefore, we will rely on scientific research and theses related to the theme. Sustaining our research in such a way that it indicates that the purpose of this is to improve isometry taking into account a step as important as the distribution of forces so that there is no type of fissures or ruptures at the time of its use or use in competitions. Comparing the traction resistance, with Von Mises, the maximum of the simulation gives



4mm of thickness, we observe that the frame improves, the material was improved in order to reduce deformation and verify that the new frame design reaches the elastic point , which means that it does not suffer ruptures, which we are demonstrating with CAD, CAM and CAE programs with simulations of the isometry that was carried out in the original frame, achieving the reduction of deformation and the maximum pressure, through the application of criteria of distribution of forces

**Keywords:** Frame, Rod arm, ASTM E8, test, AISI 4340 steel, strain.

## **INTRODUCCIÓN**

Al paso del tiempo el deporte del motociclismo ha crecido en Ecuador y a nivel mundial, haciendo que el mercado de las marcas de motocicletas aumente su investigación, pero muchas de las marcas conservadoras mantienen sus modelos, generando un problema, la ruptura del frame de las Hondas CRF ya que el deporte va evolucionando y las prestaciones de las motos aumentan para el alto nivel que existe por lo cual es necesario realizar una mejora en las tensiones y desplazamiento de las piezas, por lo tanto, nos apoyaremos en investigaciones científicas y tesis relacionadas al tema.

El estudio se centra en la mejora del frame de una CRF 450 RX 450 2019 para mejorar y mantener rendimiento en rigidez (Dong, 2022). Tomando en cuenta los valores de tensión, desplazamiento, que estén dentro de las tolerancias del material original del frame.

Realizando el estudio del frame, (MEJÍA, DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE, 2015) coincide que el sub chasis debe ser robusto para resistir las condiciones de manejo en pista (momentum, curvas y saltos).

de la motocicleta para una mejora, se aumentó el espesor y cambiando los materiales sin alterar los valores o mejorándolos, para implementar en el vehículo.

Después de haber presentado los estudios de apoyo, el objetivo de esta investigación es realizar una mejora en el sub chasis mediante el método de elementos finitos de un frame del modelo CRF 450 RX 2019, con una modificación en la parte interna.

Se caracterizará el material con el apoyo de fuentes científicas, estableciendo el modelo matemático por el análisis estático con el apoyo del programa Force Effect. Se modela y se simula el frame mediante el Software Autodesk Inventor y finalmente comparar los resultados sin modificaciones y modificada.

## **FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

Mediante el análisis de elementos finitos según (Moreno, 2004) es un procedimiento basado en técnicas computacionales, que puede ser usado para analizar estructuras y diferentes sistemas continuos, resolviendo problemas de ingeniería. Es un método numérico versátil, y que es ampliamente aplicado para resolver problemas que cubren casi todo el espectro de análisis ingenieriles (Cubillos, 2015). según (Reyes, 2016) el método de elemento finitos es una de las soluciones para problemas de ingeniería, mejorando la calidad de diseño además de reducir el tiempo de desarrollo de

producto. Caracterizados por modelos matemáticos, en donde interviene un conjunto de parámetros para predecir fallos en todo sistema físico continuo con un material específico (Cabrera, 2016).

Este tipo de análisis constituye una alternativa de mejora al método tradicional de diseño teniendo en cuenta que en la actualidad los fabricantes atraerán el interés con descripciones del chasis y el desarrollo del cuadro y centralización, posicionamiento, masa y grados revitalizados de flexión y rigidez para alcanzar un nuevo nivel de pilotaje y desarrollo usado en ingeniería (Suquillo, 2018) (Acevedo, 2020).

Sosteniendo nuestra investigación que (SANTIAGO, 2015) nos indica que el fin de su investigación es mejora de la isometría teniendo en cuenta la repartición de las fuerzas para que no exista algún tipo de fisuro o ruptura al momento del funcionamiento. la repartición de fuerzas según (Jiménez, 2016) que los modelos matemáticos son de suma importancia para su investigación, los cuales ayudan a comprobar la validez de su información al momento de las simulaciones, por lo tanto (González, 2015) nos muestran que la simulación tiene que ser realiza por programas que cumplan el objetivo y las normativa, realizando las simulaciones por programas CAD y CAM, lo que nos permite determinar las fuerzas en el lugar exacto en el cual lo requerimos, tomando en cuenta las fuerzas estudiadas en el frame esto nos arroja unos resultados, esto nos ayuda a saber que tan optimo es la tensión y el desplazamiento. (Riveroa, 2018)nos informan que la tensión y el desplazamiento es un factor muy importante al rediseño de la pieza ya que estos números nos ayudan a determinar que tanto soportara.

Según (GP, 2021)nos fórmula que los técnicos venerados del Mundial como Steve Dixon creen que el chasis es la mejor y más fácil forma de progresar en términos de rendimiento teniendo aporte de pilotos de alto rendimiento que son de parte fundamental para las mejoras en las motocicletas.

(Gallego, 2020)nos informa que el costo de la fabricación es muy importante, por bien es cierto que el fabricar una pieza con mejorar no representa mucho gasto, pero al momento de una producción masiva. Si lo es gracias a Quintanilla nos aporta que la fabricación de piezas por maquinaria cnc es costoso la producción masiva, incluso agrandando los tiempos de entrega y demorando la producción por control de calidad (Condor, 2019). por lo tanto, se debe tomar en cuenta la fabricación, maquinaria al ocupar, mano de obra y materiales a usar. (Guerrero, 2021)nos aporta que la disponibilidad del material en la localidad que se fabricara la pieza o mejorar, es importante indagar que disponibilidad existe en el mercado tomando en cuenta el costo y las propiedades del mismo.

(Francoises de Armas Riveroa, 2019) Delgado nos aporta lo importante en la mejora de una pieza, a pesar de que ya tenemos la pieza no queremos crearla desde 0, solo mejorarla el método más optimo es realizar modificaciones de la pieza, por lo tanto, Designamos el material y soldamos nos indican que tenemos que regirnos a una norma de soldadura y saber

el material de aportación de la suelda y el gas, teniendo una experticia y criterio para saber la penetración de la suelda para que no existan fisuras o rupturas.

## MATERIALES Y MÉTODOS

Este trabajo está enfocado en el mundo de las competencias, considerando el alto nivel que existe en nuestro país, el objetivo es mejorar el frame, aumentando espesores y materiales, con el fin que el piloto tenga un buen manejo y un rendimiento superior al resto. El alcance de esta investigación es de tipo experimental, ya el problema es estudiado de forma controlada, para un análisis posterior. (Galarza, n.d.) En la Investigación se cometió el análisis del frame o sub-chasis de una motocicleta de modelo Honda CRF 450 RX 2019, de acuerdo con las especificaciones técnicas de la tabla 1, estos serán de apoyo para los calculas estáticos posterior realizar el diseño para la simulación computacional.

**Tabla 1.**  
Especificaciones técnicas Honda CRF 450 RX 2019  
**Fuente.** (Honda, 2019)

<b>Diámetro y Carrera</b>	<b>96,0mm x 62,1mm</b>
BASTIDOR	
<b>Tipo</b>	Doble tubo de aluminio
PARTE CICLO	
<b>Dimensiones (LxAxAI)</b>	2.175mm x 827mm x 1.260mm
<b>Distancia entre Ejes</b>	1477mm
<b>Ángulo de Lanzamiento</b>	27.4°
<b>Avance</b>	116mm
<b>Altura Asiento</b>	960mm

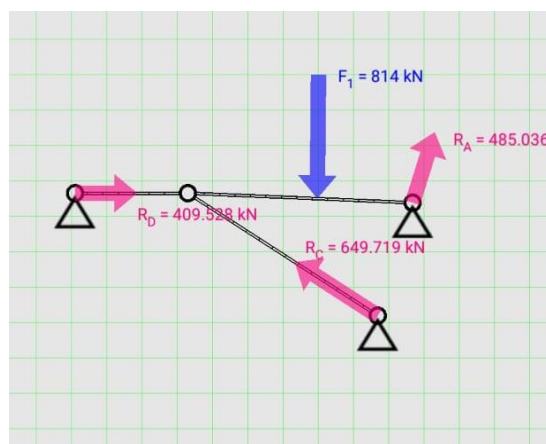
<b>Distancia Libre al Suelo</b>	328mm
<b>Peso en Orden de Marcha</b>	115,6kg
<b>SUSPENSIÓN</b>	
<b>Delantera, tipo</b>	Horquilla Showa USD de 49mm
<b>Trasera, tipo</b>	Amortiguador Showa con Sistema Honda Pro-Link

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

El elemento que se empleara para la elaboración del estudio es un material compuesto según la tabla 2, (Álvaro Remache, 2021) nos aporta que, para la caracterización de material con un método de espectrometría por chispa, con probetas para la determinación que es aluminio.

Por lo tanto, se realiza el diagrama de cuerpo libre con la ayuda del programa Froce Effect, tonado las medidas correctas y plasmándolas en el programa, tomando en cuenta el peso de las personas y el anclaje para poder determinar las fuerzas de reacción, como se muestra en la Figura 1.

**Figura 1.**  
Cargas aplicadas de acción y reacción al Frame

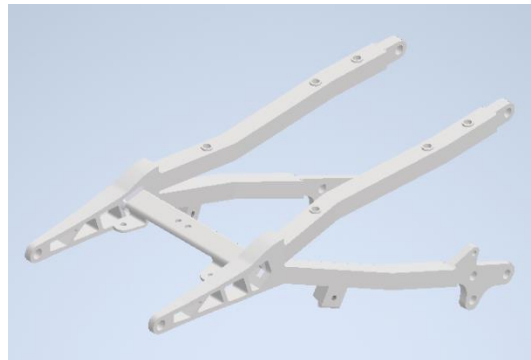


*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

A paso seguido se empezó a realizar el diseño con el soporte del Autodesk Inventor, realizando dibujos en segunda dimensión, para luego plasmarlo en tercera dimensión, como se muestra en la figura 2.

**Figura 2.**

Diseño del Frame en Inventor

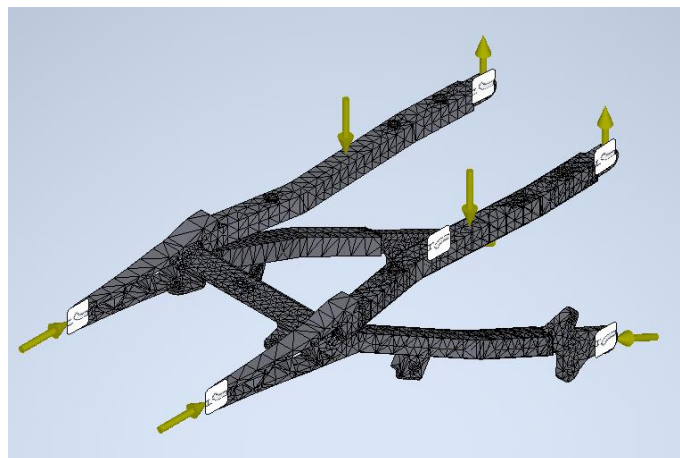


*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Como consiguiente se realiza el anclaje y el mallado para poder colocar las cargas dadas por el programa Force Effect como se muestra en la figura 3. para simular posterior mente.

**Figura 3.**

Diseño del Frame en Inventor Anclado, Mallado y Cargas.



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Sucesivamente se realiza las simulaciones con Aluminio, Acero, Titanio, Hierro Fundido y Acero al carbón de igual forma se modificó los espesores entre 1 mm y hasta 5 mm, para determinar el mejor material y espesor, con la comparativa de la escala de Von Mises y deformación. Como se muestra en el tabal 2 y 3.

**Tabla 2.**

Simulaciones espesores de Frame

<b>MODELO ESTANDAR (2MM)</b>	<b>DEFROMACION MAX</b>	<b>VON MISES MAX</b>
<b>1MM</b>	0.389MM	79.6 MPA
<b>2MM</b>	0.2555 MM	49.3 MPA
<b>3MM</b>	0.251MM	47.21MPA
<b>4MM</b>	0.249MM	46.96MPA
<b>5MM</b>	0.249MM	46.86MPA

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

**Tabla 3.**

Simulaciones materiales de Frame

<b>MODELO BASICO</b>	<b>DEFROMACION MAX</b>	<b>VON MISES MAX</b>
<b>Aluminio 6061</b>	0.2555 MM	49.3 MPA
<b>Acero</b>	0.128 MM	81.07MPA
<b>Titanio</b>	0.262MM	79.38MPA
<b>Hierro fundido</b>	0.223MM	80.54MPA
<b>Acero al carbón</b>	0.135MM	81.11MPA

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Repetidamente se realiza el mallado de tres deferentes formas para determinar el mejor del mismo como se muestra en la tabla 4.

**Tabla 4.**  
Mallada del frame.

<b>MODELO BASICO</b>	<b>NODOS</b>
<b>4MM</b>	40651
<b>4MM</b>	90364
<b>4MM</b>	390338

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Después de haber realizado la toma de datos, se analizó mediante el método de correlación, para poder determinar si los datos fueron realizados con éxito como se muestra en la tabla 5, y no existe ningún tipo de falla al momento de captarlos dado que en la simulación elaborada nuestro factor de seguridad es 3,62ul, con un espesor de 4mm en acero como se muestra en la figura 8.

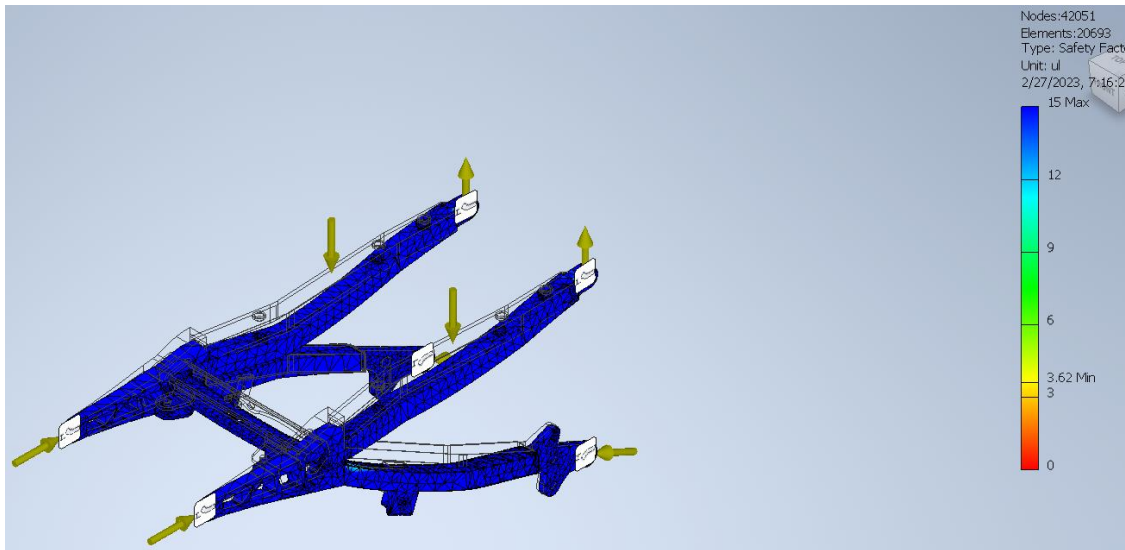
**Tabla 5.**  
Método correlación toma de datos.

	<i>Columna 1</i>	<i>Columna 2</i>	<i>Columna 3</i>
<b>Columna 1</b>	1		
<b>Columna 2</b>	0.73399313	1	
<b>Columna 3</b>	0.74708381	0.99958841	1

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*



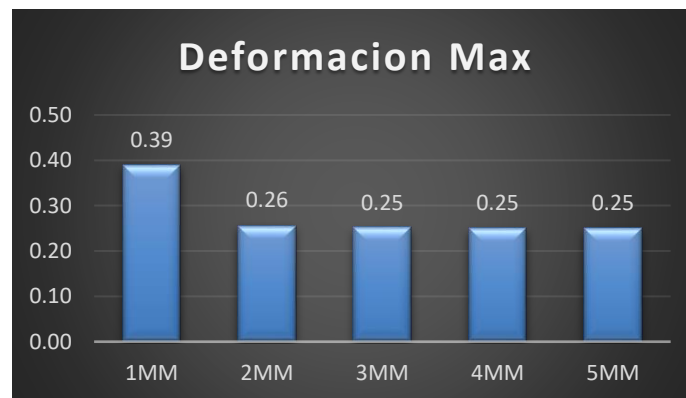
**Figura 4.**  
Factor de seguridad.



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

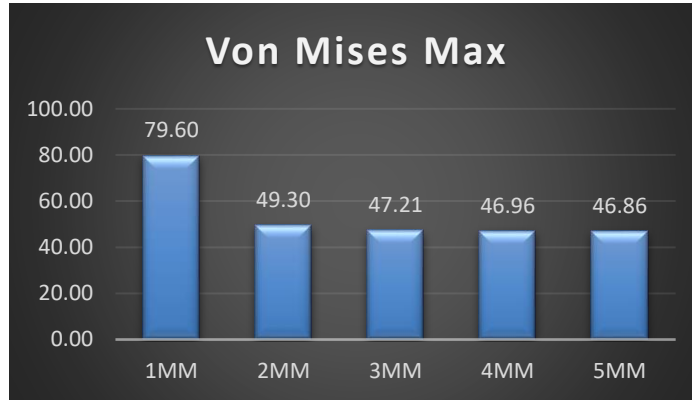
Por lo tanto, después de confrontar que los datos fueron tomados con éxito, se determina que el espesor es el mejor con respecto a la tabla 2 tomando en cuenta la escala de von mises y deformación, dando el resultado en la figura 4 y 5.

**Figura 5.**  
Deformación Max comparativa milímetros



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

**Figura 6.**  
Von Mises Max comparativa milímetros



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Comprender los datos y determinar que los valores con éxito son los más bajos de las figuras 4 y 5 se establece que el mejor espesor para el frame es 4mm, ya que tenemos una deformación mínima y en la escala de Von misses es casi nula la comparación entre 4 mm y 5 mm.

Observar la semejanza de que material de la tabla 3 es el óptimo para la mejora del frame, realizar la simulación con un espesor de 2mm ya que es el modelo existente del frame, como se observa en la figura 6 y 7.

**Figura 7.**  
Deformación Max comparativa Material



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

**Figura 8.**  
Von Mises Max comparativa Material

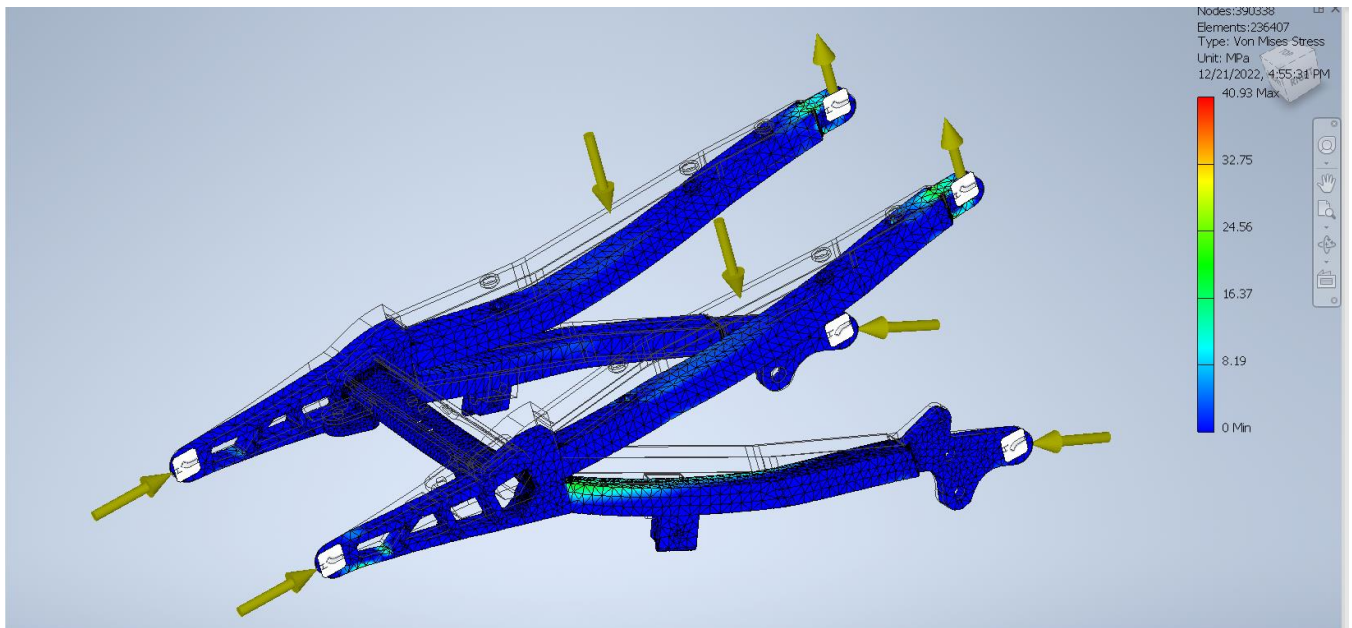


*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Entender que obtener los datos y establecer que el mejor material según la figura 6 y 7 es el acero teniendo el valor mínimo de deformación de 0,128mm.

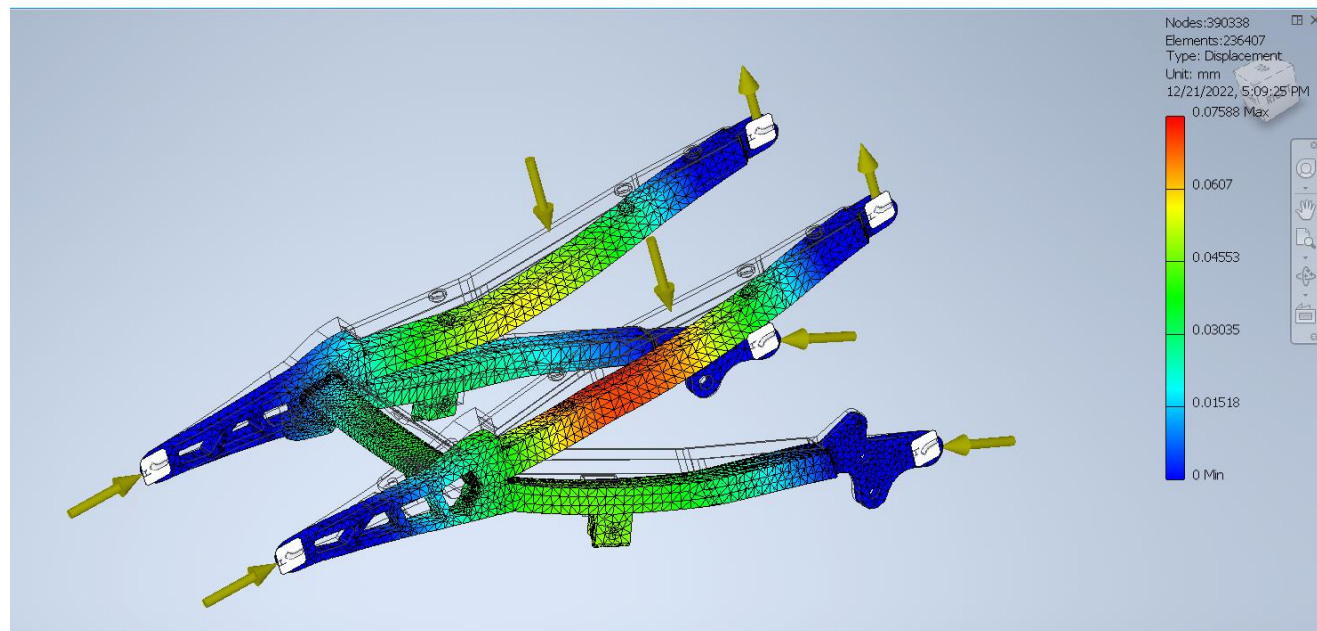
Inmediatamente de tener el espesor y el material, realizamos la simulación con un mallado de 390338 nodos como se observa en la tabla 4 que es el óptimo para la toma de datos de la isometría de 4mm y acero obtenido los siguientes valores demostrados en la tabla figura 8,9 y tabla 6

**Figura 9.**  
Simulación 4mm y Acero Von Mises



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

**Figura 10.**  
Simulación 4mm y Acero Deformación



*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

**Tabla 6.**  
Deformación, Von misses 4mm y Acero

MODELO	DEFROMACION MAX	VON MISES MAX
<b>4mm y Acero</b>	0.075 MM	49.93 MPa

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

La tabla 6 nos aporta con los valores de la mejorada, logrando tener una deformación mínima, sabiendo que el frame va a llegar a un límite elástico, comparando la escala de Von mises con las propiedades mecánicas del Acero.

**Tabla 7.**  
Características del Acero

<b>Resistencia a la tracción</b>	<b>530 MPa</b>
<b>Resistencia a la fluencia</b>	385 MPa

<b>Módulos elásticos</b>	190- 210 GPa
<b>Densidad de la masa</b>	7840 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de compresibilidad (típico para el acero)</b>	140 GPa
<b>Módulo de cizallamiento (típico para el acero)</b>	80 GPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,27- 0,30
<b>Impacto Izod</b>	115 J
<b>Dureza, Brinell</b>	149
<b>Dureza, Knoop (conversión de dureza Brinell)</b>	169
<b>Dureza, Rockwell B (convertido a partir de la dureza Brinell)</b>	80
<b>Dureza, Vickers (conversión de dureza Brinell)</b>	155
<b>Maquinabilidad</b>	65

*Autores: Ricardo Defaz, Pedro Diaz*

Comparando la resistencia de la tracción, con Von misses, el máximo de la simulación en la figura 9, de 4mm con el material acero, observamos que este es el subframe con las mejoras características correspondientes y logra el límite elástico.

## CONCLUSIONES

- El frame de este estudio fue mejorar con el propósito de disminuir la la deformación y verificar que el nuevo frame llegue a punto elástico, Mediante programas de diseño CAD y CAM. La mejora de la isometría que se llevó a cabo en el frame original consigue la reducción de deformación y la presión máxima, mediante la aplicación de criterio de distribución de fuerzas donde la mejora que existe es considerable, superando en un 100%, donde es reflejado el factor de seguridad del 3.62.
- El prototipo de subframe de la moto se ha diseñado y modelado bajo los parámetros esperados, evidenciando el comportamiento mecánico con las simulaciones, realizando con éxito la mejora.
- El prototipo modificado de 243.25 MPa, resultado que se encuentran por debajo de los valores del límite elástico del material, garantiza un valor del factor de seguridad

que se encuentra dentro de los criterios de diseño, frente a las cargas teóricas que se han aplicado sobre la estructura.

- Después de demostrar la veracidad de información del artículo, para una implementación física expectante se lo deja para la fabricación mediante maquinaria CNC.

## REFERENCIAS

Acevedo, J. P. (17 de NOV de 2020). *tecnología de los chasis de motocross*. Obtenido de <https://mx1onboard.com/nos-adentramos-en-la-tecnologia-de-los-chasis-de-motocross/>

Álvaro Remache, J. L. (2021). Análisis topológico mediante el Método de Elementos Finitos.

Cabrera, I. C. (29 de Marzo de 2016). *UTE. EC*.

Condor, Q. (Marz de 2019). *Revista de simulacion Computacional* . Obtenido de chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.ecorfan.org/taiwan/research\_journals/Simulacion\_Computacional/vol3num7/Revista\_de\_Simulaci%C3%B3n\_Computacional\_V3\_N7.pdf

Cubillos, A. (2015). Obtenido de <https://almec.files.wordpress.com/2007/10/resumen.pdf>

Dong, J. (12 de DIC de 2022). *IEEE Explor* . Obtenido de <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/9979721>

Francoises de Armas Riveroa, M. L. (2019). *CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*. Obtenido de [http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A1\\_147.pdf](http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A1_147.pdf)

Galarza, C. R. (s.f.). *DISEÑOS DE INVESTIGACIÓN*. Obtenido de <file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/Dialnet-Editorial-7890336.pdf>

Gallego, I. U. (Julio de 2020). *Comillas Universidad Pontificia* . Obtenido de <https://repositorio.comillas.edu/xmlui/bitstream/handle/11531/45978/TFG-UrbinaGallego%2cInes.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

González, J. J. (2015). *ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL*. Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/add14442-a2a7-4a74-92c9-3f9d1123fa8f/D-CD88266.pdf>

GP, M. (2021). *MX GP.com*. Obtenido de <https://www.mxgp.com/news/mxgp-and-international-flavour>

Guerrero, C. R. (2021). *UNIVERSIDAD DEL AZUAY*. Obtenido de <https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/11176/1/16714.pdf>

Honda. (2019). *Honda Espana* . Obtenido de <https://hondanews.eu/es/es/cars/media/pressreleases/131288/honda-crf450rx-2019>

Jiménez, D. A. (2016 ). *Universidad de Azuay* . Obtenido de <https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/6486/1/12625.pdf>

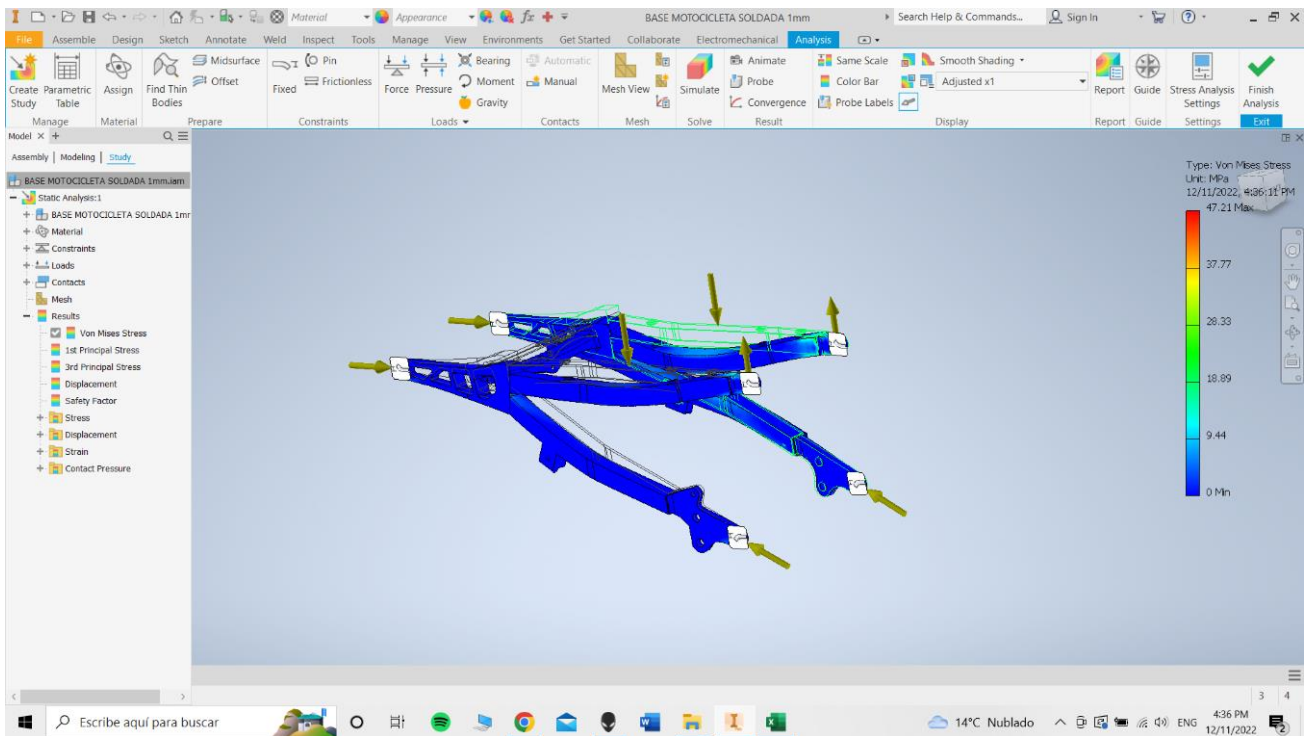
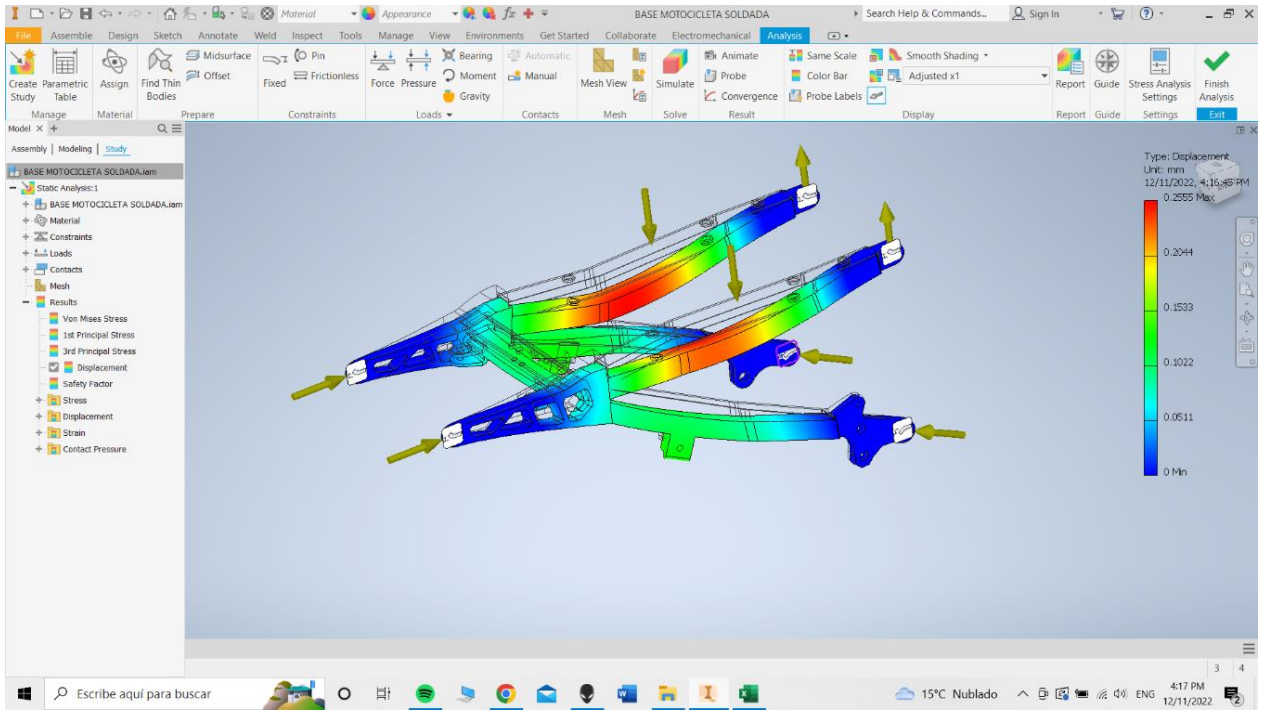
MEJÍA, G. D. (2015). *DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE*. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7547/1/UPS-CT004482.pdf>

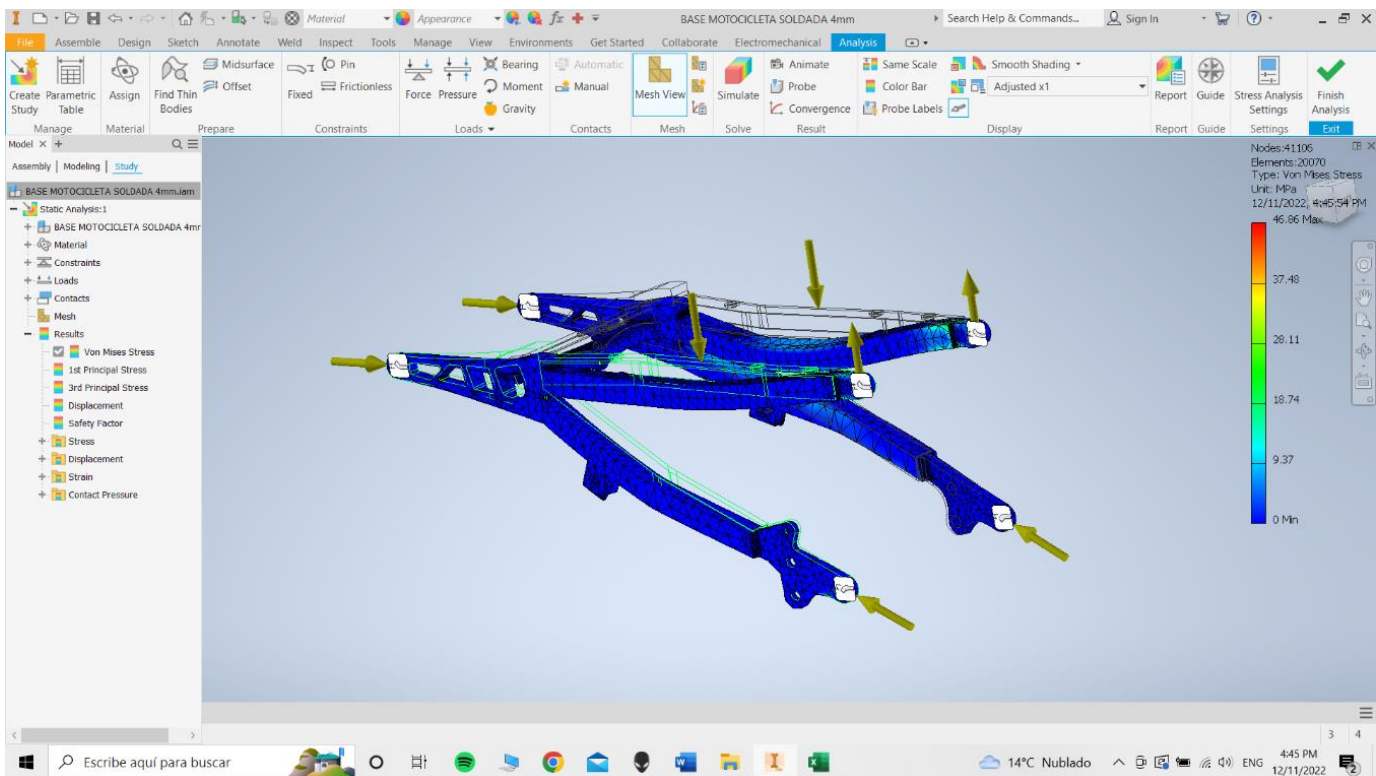
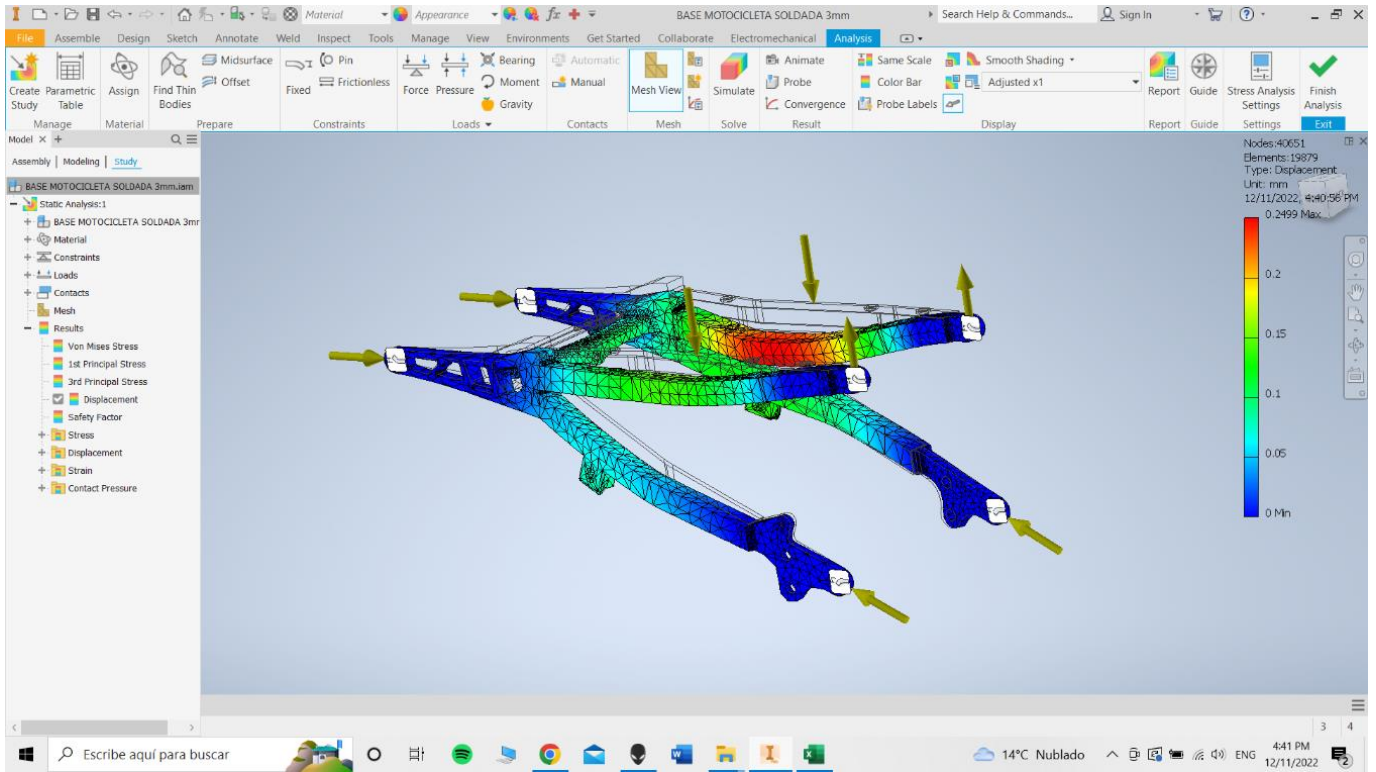
MEJÍA, G. D. (Enero de 2015). *DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE*. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7547/1/UPS-CT004482.pdf>

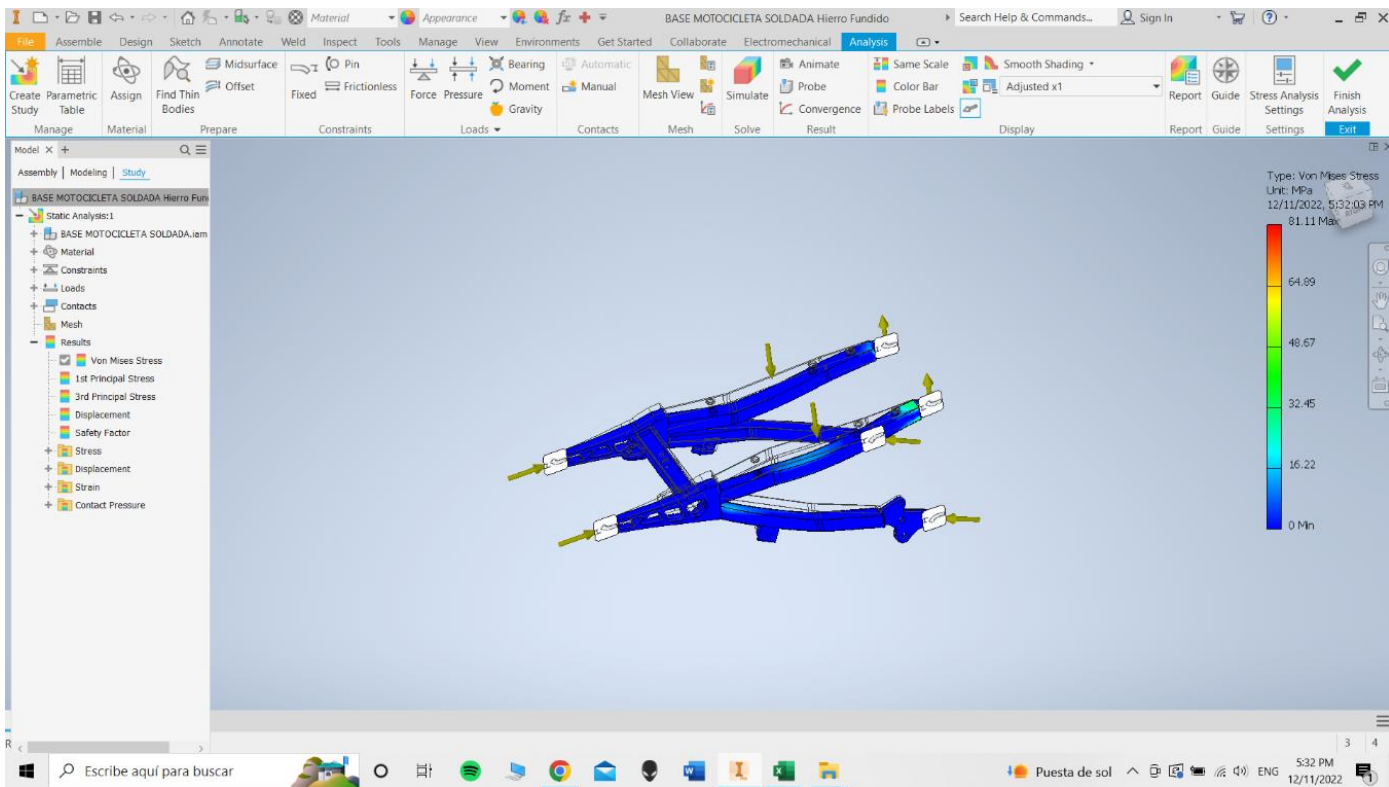
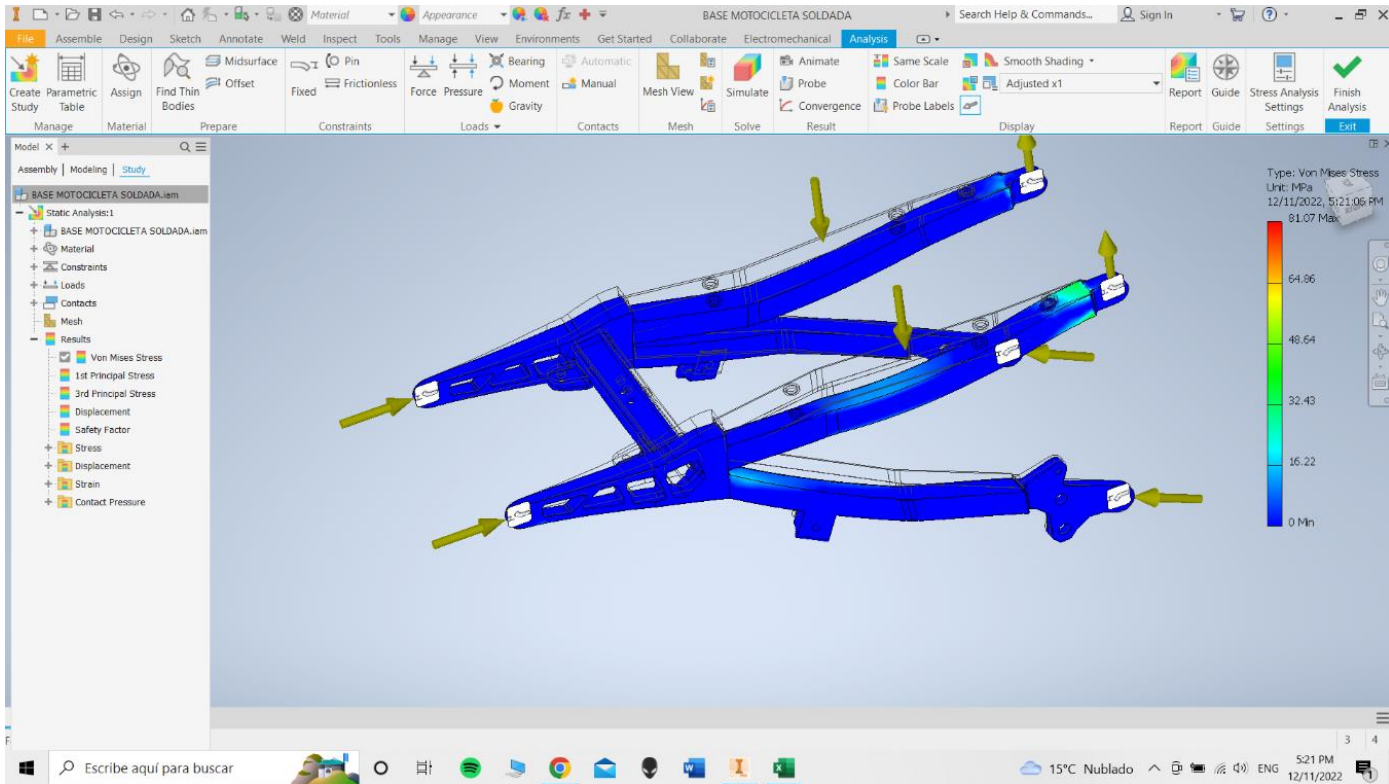


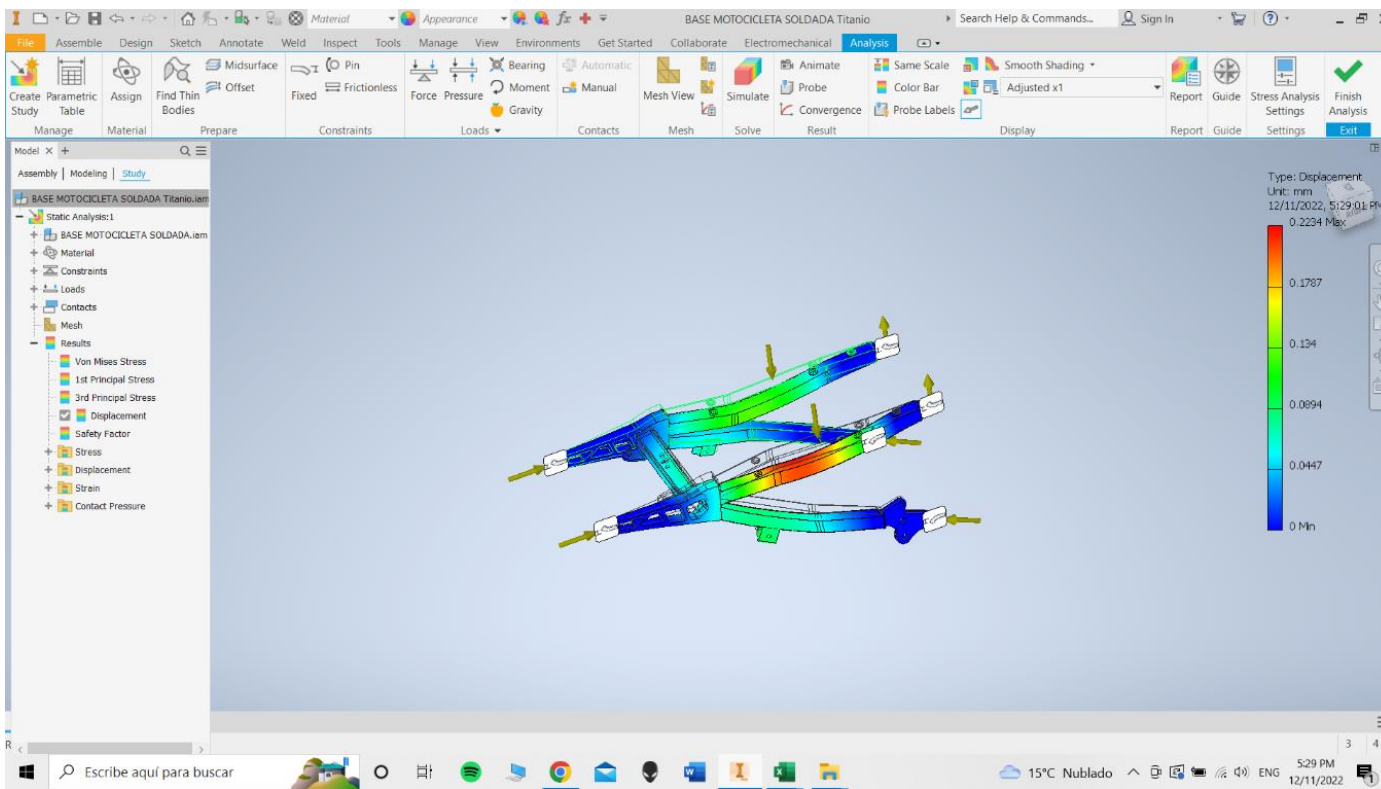
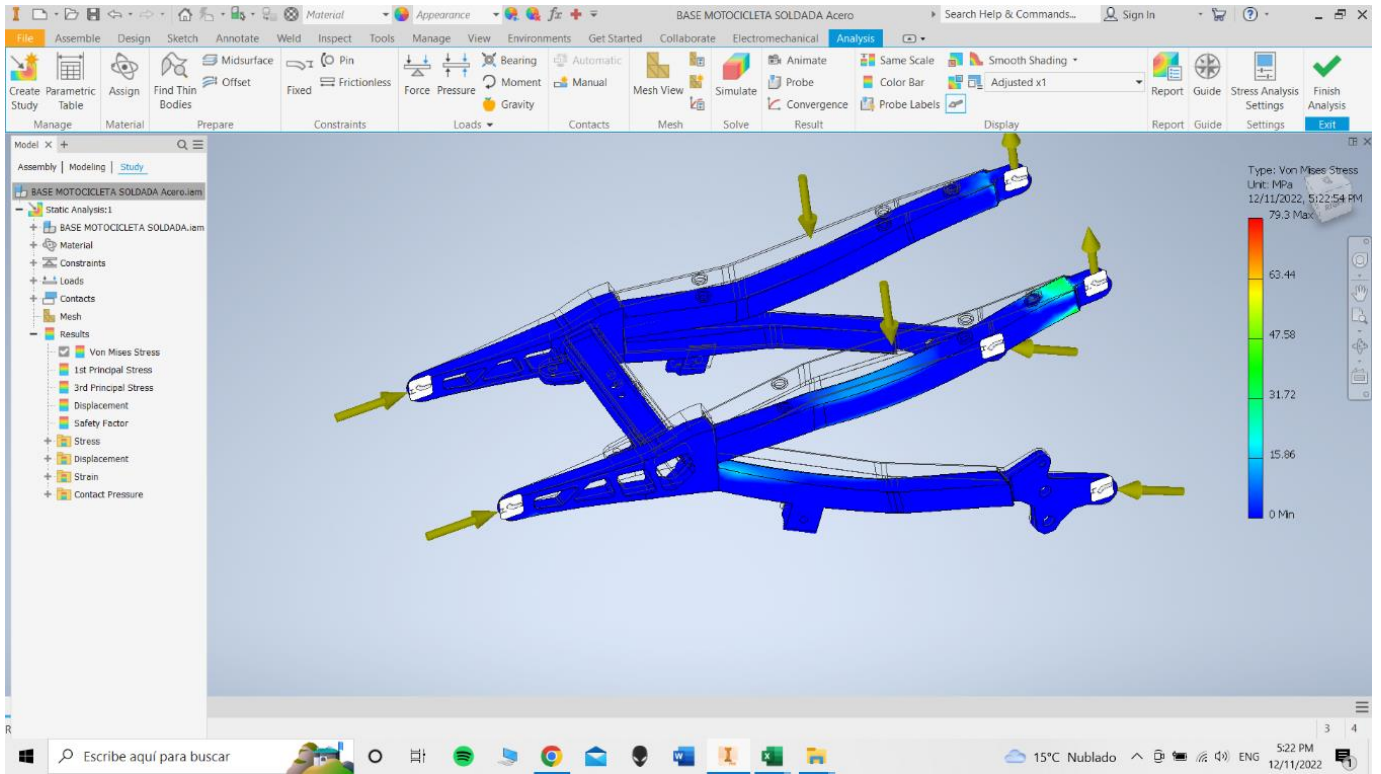
- Moreno, P. A. (2004). *universidad de Sevilla* . Obtenido de <https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=UpNiYFAGJ9AC&oi=fnd&pg=PA1&dq=elementos+finitos+ansys&ots=iB83O32jx5&sig=58UKn0VxX38wRq-TLza6k36ym0g#v=onepage&q=elementos%20finitos%20ansys&f=false>
- Reyes, J. D. (2016). *Universidad del Azuay*. Obtenido de <https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/6486/1/12625.pdf>
- Rivero, F. d. (2018). *CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*. Obtenido de [http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A1\\_147.pdf](http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A1_147.pdf)
- Suquillo, A. F. (30 de Marzo de 2018). *UTE.EC*. Obtenido de UTE.EC: <https://www.redalyc.org/journal/5722/572261854017/>

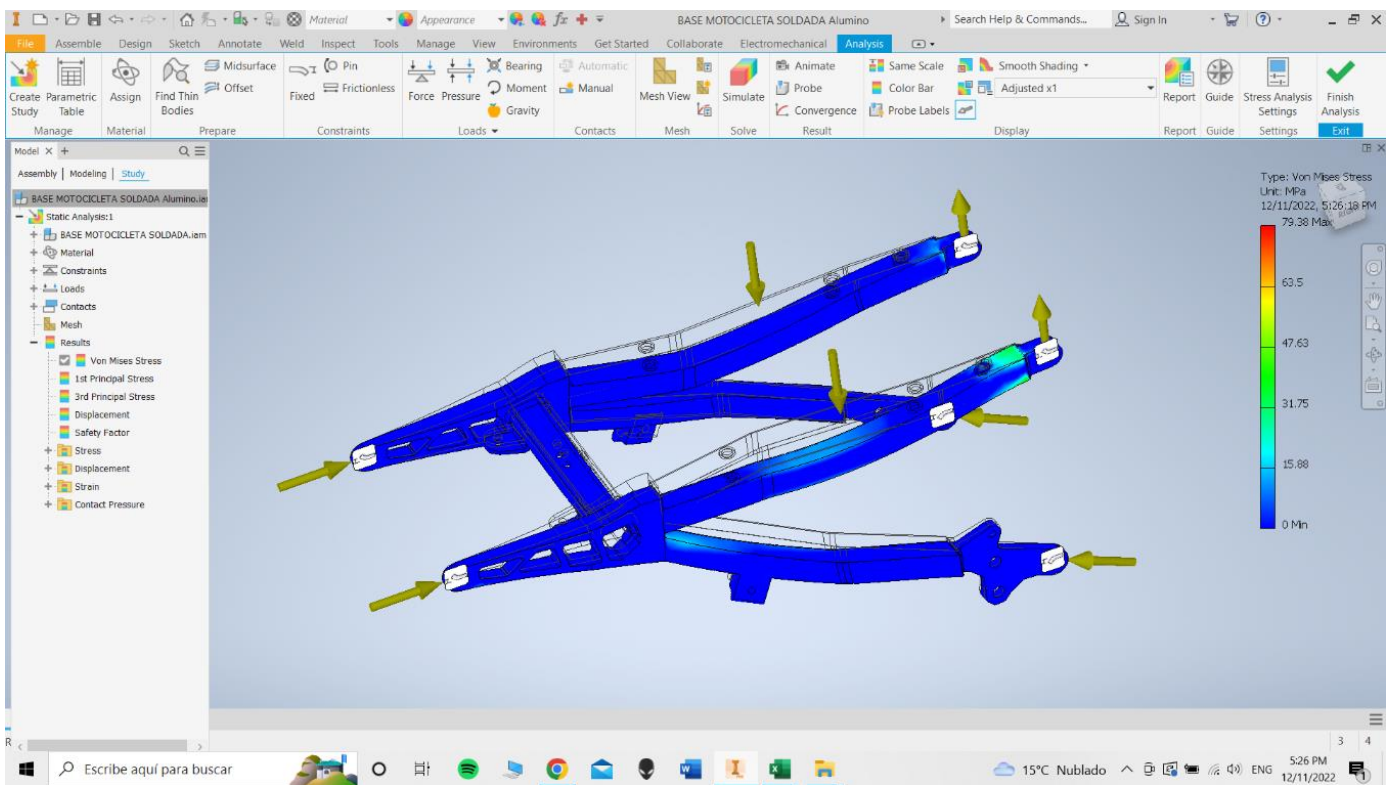
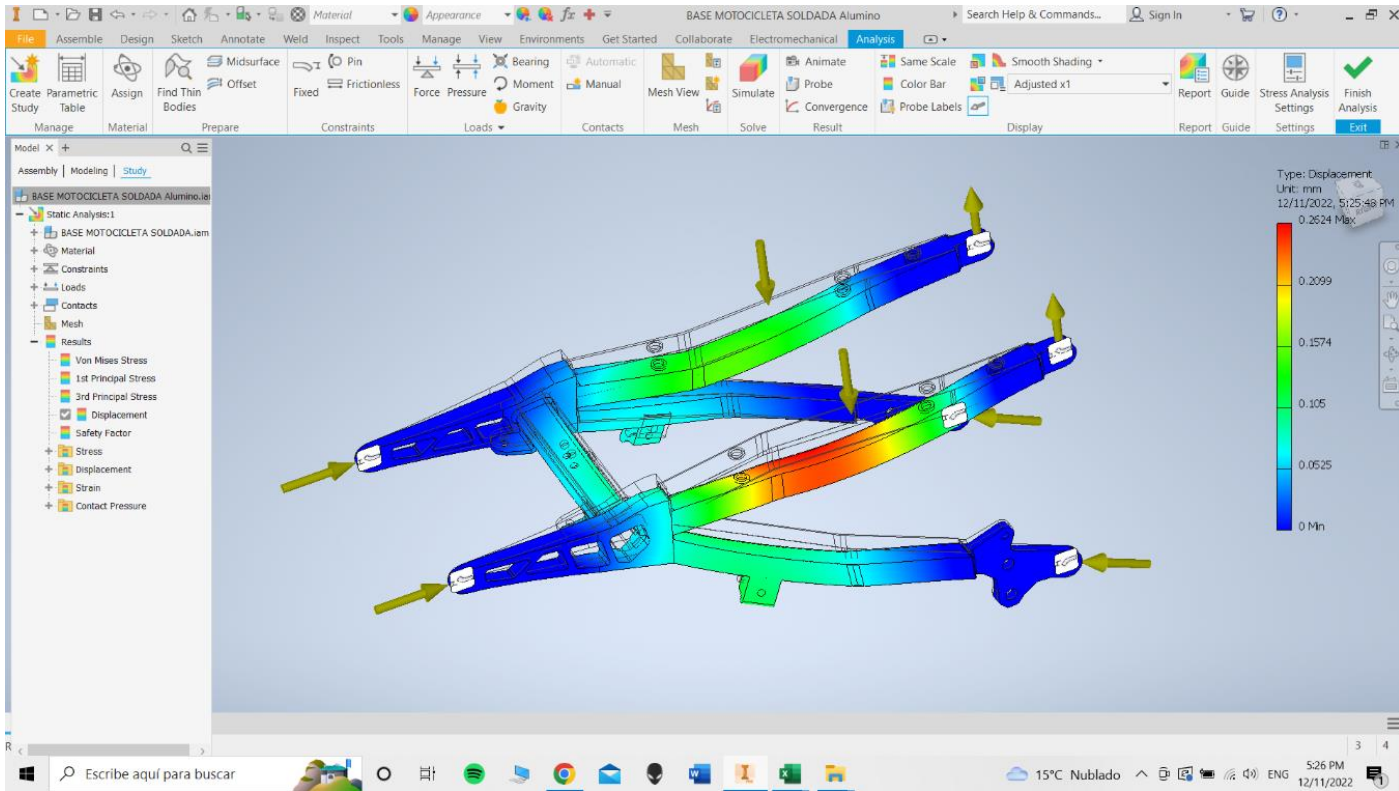
## **ANEXOS**

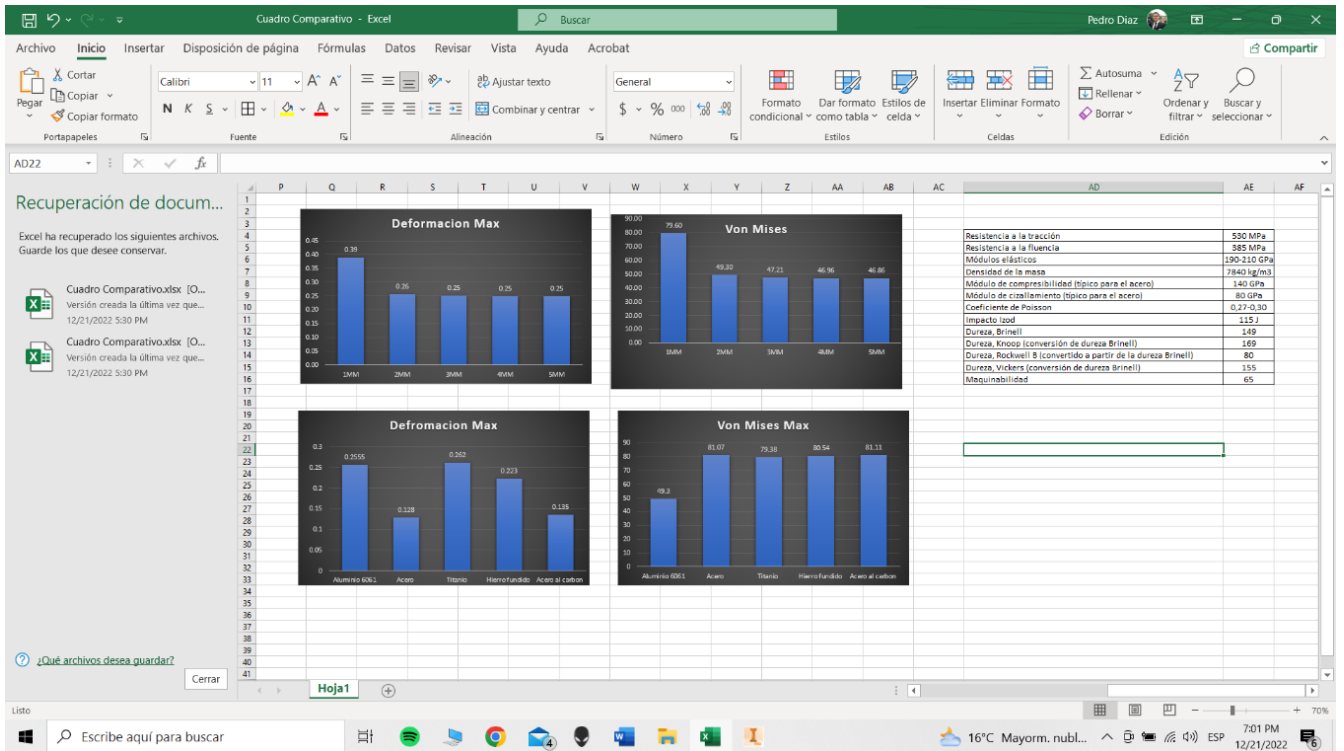












Recuperación de docum...  
Excel ha recuperado los siguientes archivos. Guarde los que desee conservar.

- Cuadro Comparativo.xlsx [O...]  
Versión creada la última vez que...  
12/21/2022 5:30 PM
- Cuadro Comparativo.xlsx [O...]  
Versión creada la última vez que...  
12/21/2022 5:30 PM

¿Qué archivos desea guardar?  
Cerrar

MODELO BASICO	DEFROMACION MAX	VON MISES MAX	MODELO BA	DEFROMACI	VON MISES MAX
1MM	0.389MM	79.6 MPA	1.00	0.39	79.60
2MM	0.2555 MM	49.3 MPA	2.00	0.26	49.30
3MM	0.251MM	47.21MPA	3.00	0.25	47.21
4MM	0.249MM	46.96MPA	4.00	0.25	46.96
5MM	0.249MM	46.86MPA	5.00	0.25	46.86

MODELO BASICO	DEFROMACION MAX	VON MISES MAX	MODELO BA	DEFROMACI	VON MISES MAX
Aluminio 6061	0.2555 MM	49.3 MPA	1	0.2555	49.3
Acero	0.128 MM	81.07MPA	2	0.128	81.07
Titanio	0.262MM	79.38MPA	3	0.262	79.38
Hierro fundido	0.223MM	80.54MPA	4	0.223	80.54
Acero al carbon	0.135MM	81.11MPA	5	0.135	81.11

MODELO BASICO	MATERIAL	NODOS
4MM	ACERO	40651
4MM	ACERO	90364
4MM	ACERO	393249

MODELO BASICO	DEFROMACION MAX	VON MISES MAX
4mm y Acero	0.075 MM	49.93 MPA

## Análisis topológico mediante el Método de Elementos Finitos del chasis de una motocicleta de competencia

### *(Topological analysis using the Finite Element Method of the chassis of a competition motorcycle)*

Álvaro Remache<sup>1</sup>, Julio Leguisamo<sup>2</sup>, Edwin Tamayo<sup>3</sup>

#### Resumen

En este estudio se implementó una técnica de optimización topológica en el bastidor de una motocicleta de competencia Honda CRF 230, con el objetivo de reducir el peso del componente original manteniendo los límites de seguridad de las propiedades mecánicas del material, para obtener un mayor rendimiento del motor y mayor maniobrabilidad para el piloto en una competencia. Para ello, se efectuó la caracterización del material original del chasis de la motocicleta mediante un procedimiento llamado Espectrometría de Chispa, además se realizó el análisis estático del chasis para determinar las condiciones de frontera para la simulación. Para el desarrollo del CAD del chasis y la simulación se utilizó el SolidWorks Simulation. La aplicación de la optimización topológica se realizó utilizando un criterio de distribución de esfuerzos, por medio de la utilización del método de MEF. Finalmente, se analizó la estructura original frente a la modificada para obtener como resultado una reducción del 67,6 % de peso del chasis original, con un factor de seguridad de 1.41.

#### Palabras clave

Simulación; optimización topológica; elementos finitos; materiales; propiedades mecánicas.

#### Abstract

*This model presents a technical application of topological optimization, applied through the study of the behavior of the frame of a brand competition motorcycle, Honda CRF 230 model, with the aim of reducing the weight of the original component without altering its mechanical properties, and obtain a higher performance of the engine, greater maneuverability for the pilot and the reduction of manufacturing costs. This method of analysis is used to obtain the percentages of the chemical elements of a piece by the intensity of the light emitted by a spark, thereby acquiring the mechanical properties of the material. By means of the results, they are analyzed in different points of stress concentration of the frame; the conditions of the border are set to establish the simulation in the CAD model, and the application of the optimization of the structure through the use of the MEF method. Finally, the reduction of 67.6 % of the weight of the original chassis was included, with a safety factor of 1.41.*

#### Keywords

*Simulation; Topological Optimization; Finite elements; Materials; Mechanical properties.*

## 1. Introducción

El análisis mediante el método de elementos finitos, según lo manifiestan Naula, Albuja, Carrillo, e Izurieta (2016), es la vía para dar solución a los problemas de ingeniería, caracterizado por el estudio de modelos matemáticos abstractos, en los cuales intervienen un conjunto de parámetros para predecir fallos en todo sistema físico continuo con un material específico (Vinueza y Gutiérrez, 2018). Xiao, Liu, Du, Wang, y He (2012), lo definen como un método para dar solución a varias incógnitas que se presentan en la ingeniería, donde la resolución involucra varios

1 Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador (aremache.mdm@uisek.edu.ec).

2 Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador (julio.leguisamo@uisek.edu.ec).

3 Universidad UTE, Quito, Ecuador (edwin.tamayo@ute.edu.ec).



parámetros de dificultad, cuando se trabaja con geometrías complejas, cargas no distribuidas, cuando están en función de las propiedades de los materiales y porque los resultados analíticos generalmente requieren la solución de ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias que no son posibles de resolver (Cubillos, 2015).

La optimización de la topología es una práctica de ingeniería bien establecida para optimizar el diseño de las piezas y crear estructuras livianas y de bajo costo; que históricamente han sido difíciles o imposibles de realizar (Neches, 2015). En el estudio de Meza, Tamayo y Franco (2015), indica que la optimización topológica permite la síntesis de estructuras con valores óptimos de varios de sus parámetros físicos. En relación con las partes mecánicas de bajo peso, implican menores costos por material y menor consumo de combustible en el caso de vehículos de transporte (Silvestre y Robles 2017). En general, la reducción de la inercia en partes de movimiento sea maquinaria o vehículos disminuye la cantidad de energía necesaria para su operación (Powar, Joshi, Khuley y Yesane, 2016).

Se han elaborado análisis topológicos en diversos trabajos utilizando diferentes metodologías para innumerables tipos de piezas mecánicas, que son utilizadas tanto en el área automotriz como industrial y en trabajos de chasis de motocicletas (Powar, Joshi, Khuley, y Yesane 2016), y de la misma manera para el diseño de reducción de material en chasis automotrices Mantovani, Campo, Ferrari, y Cavazzuti (2018). Mediante la utilización de un algoritmo de Meza, Tamayo y Franco (2015), que se usó para rediseñar una pieza mecánica existente, donde la optimización topológica permitió reducción del peso de un 24 %, o el caso de estudio de Ramírez, López y Salazar (2013), que utiliza una metodología donde el área de estudio es un soporte de balancín utilizado en suspensiones automotrices, para minimizar el uso del material, donde se realiza la modificación geométrica de la estructura, utilizando el criterio de distribución de esfuerzos homogéneos permitió minimizar el volumen al 35 % de la estructura inicial, en el caso de Ochoa y Salameda (2013), utiliza la caracterización a través de un estudio de cargas estáticas y dinámicas a partir de resultados y simulaciones computacionales de una pieza automotriz donde se logra reducir el peso del material a un 17.3 %.

El interés del estudio se centra en la importancia que tiene el peso de las autopartes y el significado que representa en el medio de las competencias, en este caso Reyes (2017) argumenta que toda motocicleta que esté relacionada en cualquier tipo de carrera debe contar con un alto rendimiento en términos de aceleración, frenado, manejo y principalmente peso Wang, J., Zhou, J., Li, B. B., Li, X. L., y Song, S. Y. (2012). Además, debe ser lo suficientemente resistente para completar con éxito las etapas descritas de una competencia, los factores de diseño que deben ser considerados tales como: estática, costo, ergonomía, facilidad de mantenimiento, fabricación y fiabilidad.

Por lo expuesto en el presente estudió el objetivo de este trabajo fue determinar si al aplicar una optimización topológica mediante el método de elementos finitos en un chasis de motocicleta de competencia honda CFR230 en condiciones estáticas, los valores de tensión, desplazamiento, deformación unitaria y coeficiente de seguridad están dentro de la tolerancia del material original del chasis. Para lo cual se caracterizará el material del chasis mediante una espectrometría de chispa, se establece el modelo matemático para el análisis estático, se modela y se simula el chasis mediante el *software* Solid Works Simulation y finalmente se analiza los resultados obtenidos entre el chasis sin modificaciones y el modificado.

## 2. Metodología

El análisis topológico se aplica a diferentes tipos de piezas mecánicas, se ha utilizado en el área aeroespacial, automotriz y obras de infraestructura (Silvestre y Robles, 2017), este trabajo está enfocado en el campo de las competencias, considerando que esta disciplina cada vez tiene más fuerza en nuestro país. El objetivo es optimizar el diseño del chasis de una motocicleta de competencia con un mínimo de peso en comparación al original, de esta manera sea aprovechado al máximo por el piloto.

En lo que se refiere al alcance de este trabajo se lo ha denominado de tipo experimental ya que estudia el problema de manera controlada para una obtención de resultados y su análisis posterior (Bernal, 2016). En este estudio se ha efectuado el análisis del bastidor de una motocicleta de marca y modelo honda CRF 230, de acuerdo con las especificaciones técnicas que se detallan en la *Tabla 1*, estos son utilizados para el cálculo del análisis estático, de manera específica en valores de dimensiones y pesos, en lo posterior con los resultados obtenidos se podrá establecer las condiciones de frontera, para la elaboración de las simulaciones computacionales.

**Tabla 1.** Especificaciones técnicas de la motocicleta

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS MOTOCICLETA HONDA CFR230	
Motor	Mono cilíndrico 4 tiempos
Refrigeración	Aire
Cilindrada	223 cc
Potencia máxima	13.7 KW /8.000 r.p.m.
Encendido	Descarga del condensador
Arranque	Eléctrico
Transmisión	6 velocidades
Chasis	Cuna semi-doble, tubo de acero
Avance	112 mm
Lanzamiento	27° 18'
Suspensión. delantera	Horquilla telescópica
Suspensión. trasera	Basculante con ajuste de precarga
Freno delantero	Disco Hidráulico Ø 240 mm x 3 mm
Freno trasero	110 mm
Longitud	2059 mm
Ancho	815 mm
Altura	1159 mm
Distancia entre ejes	1375 mm
Altura al asiento	865 mm
Distancia libre al suelo	300 mm
Capacidad del tanque	7.2 litros

Fuente: Honda (2013).

### 2.1 Caracterización del material

El elemento que se emplea para la elaboración del estudio, es un material compuesto, según se detalla en la *Tabla 2*, para la caracterización del material se ha elaborado la investigación en los laboratorios del Departamento de Metalurgia extractiva de la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, utilizando una metodología que trata de un análisis por Espectrometría de Chispa, específicamente se ha utilizado el equipo de denominación Espectrómetro de Marca BRUKER modelo Q4TASMAN, donde se detallan los datos con cifras decimales del porcentaje de cada elemento químico que compone el material.

Al revisar la bibliografía que proporciona Pino (2002), obtenemos el listado de aceros de bajo carbono, en la *Tabla 3*, se encuentra el material que cumple con los requerimientos químicos aproximados en comparación con los porcentajes químicos del material inicial de la *Tabla 2*.

**Tabla 2.** Caracterización material

Metales	Chasis de motocicleta (%)
Carbono(C)	0.209
Silicio (Si)	0.163
Manganeso (Mn)	0.912
Cromo (Cr)	0.018
Molibdeno (Mo)	0.005
Níquel (Ni)	0.009
Cobre (Cu)	0.010
Aluminio (Al)	0.027
Cerio (Ce)	0.160
Plomo (Pb)	0.018
Wolframio (W)	0.300
Hierro (Fe)	98.08

Fuente: ESPN (2018).

**Tabla 3.** Composición química del acero SAE 8620

ANÁLISIS TÍPICO %						
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo
Material	0.21	0.163	0.912	0.009	0.018	0.005
SAE 8620	0.17-0.23	0.10-0.40	0.60-0.95	0.35-0.75	0-35-75	0.15-0.25

Fuente: ESPN (2018).

En la *Tabla 4* se visualizan las propiedades mecánicas y tecnológicas del material que se va a utilizar, es un SAE 8620 (Aceros al Cromo, Níquel y Molibdeno).

Las propiedades mecánicas de un material son las que se encuentran relacionadas cuando el elemento se somete a esfuerzo, además de la importancia de la utilización de materiales compuestos (Airoldi, A., Bertoli, S., Lanzi, L., Sirna, M., y Sala, G., 2012). En esta investigación para la elaboración de simulaciones se va a trabajar con los valores observados en la *Tabla 4*, son las

características mesurables capaces de calificar un comportamiento o una respuesta del mismo a situaciones externas, independientemente del tamaño y la geometría del elemento considerado.

**Tabla 4.** Propiedades Mecánicas del Acero 8620

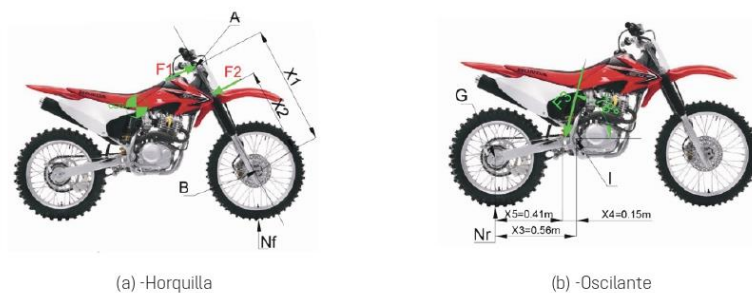
PROPIEDADES	MÉTRICO	IMPERIAL
Resistencia a la tracción	530 MPa	76.900 psi
Resistencia a la fluencia	385 MPa	55.800 psi
Módulos elásticos	190-210 GPa	27557-30458 ksi
Densidad de la masa	7840 kg/m <sup>3</sup>	
Módulo de compresibilidad (típico para el acero)	140 GPa	20300 ksi
Módulo de cizallamiento (típico para el acero)	80 GPa	11600 ksi
Coefficiente de Poisson	0,27-0,30	0,27-0,30
Impacto Izod	115 J	84.8 ft.lb
Dureza, Brinell	149	149
Dureza, Knoop (conversión de dureza Brinell)	169	169
Dureza, Rockwell B (convertido a partir de la dureza Brinell)	80	80
Dureza, Vickers (conversión de dureza Brinell)	155	155
Maquinabilidad	65	65

Fuente: Astm (2018).

## 2.2 Cálculo de análisis estático

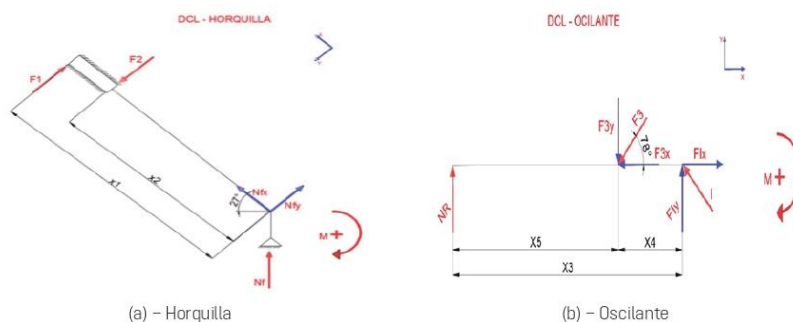
Para establecer las condiciones de frontera y elaborar las simulaciones se necesita los resultados de un análisis estático. Este cálculo se realiza mediante el diagrama de cuerpo libre, con este gráfico se identifica la magnitud y ubicación de las fuerzas que actúan en el bastidor, en la *Figura 1 (a) y (b)* detalla la ubicación y dirección de las magnitudes físicas, estas se identifican mediante una referencia en la revisión bibliográfica de Ochoa y Salameda (2013), este estudio aporta con ecuaciones matemáticas para hallar los valores de los porcentajes de cargas en los ejes delantero y posterior, también los esfuerzos que se encuentran ubicados en cada uno de los puntos establecidos del chasis.

**Figura 1.** Ubicación de dimensiones y fuerzas en los puntos estratégicos del chasis



En el diagrama de cuerpo libre que se observa en la *Figura 2* (a) y (b), muestra la ubicación y la descomposición de fuerzas, magnitudes físicas y distancias de cada punto en el chasis, se lo ha dividido como horquilla y oscilante.

**Figura 2.** Descomposición de fuerzas y distancias de la horquilla y el oscilante



Es indispensable determinar los porcentajes de cargas en los ejes delantero y posterior ya que son necesarios para hallar los resultados de las fuerzas normales con respecto al suelo y el peso de la moto con el ocupante (hombre), a través del análisis estático, para esto se considera un listado de ecuaciones.

Porcentaje de carga estático en el eje delantero.

$$ced = \frac{p-b}{p} \cdot 100\% \quad [1]$$

Porcentaje de carga estático en el eje posterior.

$$cep = 100 - ced \quad [2]$$

Valores de la fuerza normal (eje delantero y posterior) con respecto al suelo y el peso de la moto y el ocupante.

$$\begin{aligned} Nf &= (wmt + wp) \cdot cedp \\ Nr &= (wm + wp) \cdot cepp \end{aligned} \quad [3]$$

Donde:

- $p$  Distancia entre ejes
- $b$  Distancia del CG y eje delantero
- $wp$  Masa ocupante (hombre)
- $wm$  Masa de la Moto
- $cedp$  % de carga eje delantero
- $cepp$  % de carga eje posterior
- $Nf$  Normal eje delantero
- $Nr$  Normal eje posterior


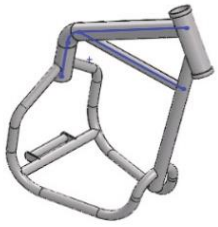
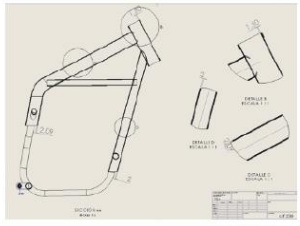
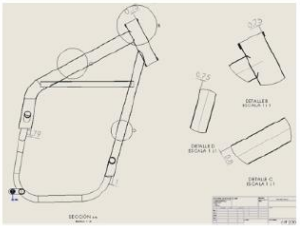
con un valor de 137.34 MPa del prototipo inicial y de 243.25 MPa del prototipo modificado, resultados que se encuentran por debajo de los valores del límite elástico del material, garantizando un valor del factor de seguridad que se encuentra dentro de los criterios de diseño, frente a las cargas teóricas que se han aplicado sobre la estructura.

## Referencias

- Airoldi, A., Bertoli, S., Lanzi, L., Sirna, M., y Sala, G. (2012). Design of a motorcycle composite swing-arm by means of multi-objective optimisation. *Applied Composite Materials*, 19 (3-4): 599-618.
- Álvarez, R., Benito, J., Ureña, F., Salet, E., y Aranda, E. (2016). *Introducción al método de los elementos finitos*. Universidad Nacional de Educación a Distancia, Madrid.
- Astm, S. (2018). SAE 8620. En. *SAE 8620 STEEL* Retrieved June 10, 2018, Consultado en <http://www.astmsteel.com/product/aisi-8620-steel-alloy/>
- Bernal, C. (2016). Metodología de la investigación. Administración, economía, humanidades y ciencias sociales (3.ª ed.). Bogotá: Pearson.
- Cubillos, A. (2015). Introducción al método de elementos finitos. <https://almec.files.wordpress.com/2007/10/resumen.pdf>
- ESPN. (2018). "Análisis químico por espectrometría de chispa." Quito - Ecuador.
- Honda, M. (2018). HONDA Motorcycles. En *Honda Manuales*. Retrieved June 15, 2018, Consultado en <http://honda.com.ec/moto/crf-230f/>
- Meza, C., Tamayo, F., y Franco, E. (2015). Optimización topológica aplicada al diseño de componentes estructurales mecánicos de peso reducido. *El Hombre y la Máquina*, 46: 71-78.
- Naula, I., Albuja, G., Carrillo, A., e Izurieta, C. (2016). Modeling and numerical simulation of the Richards equation for infiltration problems. *Enfoque UTE*, 7 (1): 46-58.
- Neches, L. (2015). *Optimización topológica de problemas elásticos planos utilizando el método de elementos de contorno*. Tesis de maestría, Facultad de mecánica Universidad de Sevilla, España.
- Ochoa, J., y Salameda, A. (2016). Optimización del chasis de una motocicleta "KUNTUR", mediante el uso de un programa computacional "CAE". Tesis de Maestría, *Facultad de Mecánica* Universidad del Azuay.
- Pino, A. (2015). Diagrama de Esfuerzo Deformación. En *Monografías*. Consultado June 26, 2018. Disponible en <https://m.monografias.com/trabajos72/diagrama-esfuerzo-deformacion/diagrama-esfuerzo-deformacion.shtml>
- Powar, A., Joshi, H., Khuley, S., y Yesane, D. P. (2016). Analysis and Topological Optimization of Motorcycle Swing-Arm. *INPRESSCO*, 6.
- Ramírez, F., López, E., y Salazar, C. (2013). Mejora estructural de un soporte tipo balancín a través de un análisis topológico. *SOMIN*, 5: 335-339.
- Reyes, D. (2017). *Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC*. Tesis de maestría, Facultad de mecánica, Universidad del Azuay. Cuenca, Ecuador.
- Scappaticci, L., Bartolini, N., Guglielmino, E., & Risitano, G. (2017). *Structural optimization of a motorcycle chassis by pattern search algorithm*. *Engineering Optimization*, 49 (8), 1373-1387.
- Silvestre, C., y Robles, N. (2017). Diseño y Optimización Topológica de Rockers para un modelo de Formula Student. Tesis de Maestría, Facultad de mecánica, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla. Sevilla, España.
- Supp, T. (2016). *Cálculo del factor de seguridad estático*. EE UU.
- Budynas, R., y Nisbett, K. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (7.ª ed.). ciudad de México, México: McGrawHill.
- Vélez, L. (2014). *Diseño, simulación y análisis de un chasis de moto para motor wankel*. Tesis de Maestría, Facultad de Mecánica, Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.

Para el análisis de los resultados obtenidos de este proyecto se ha resumido en la *Tabla 9*, se elabora la comparación de valores del chasis original vs el chasis optimizado, garantizando la viabilidad del proyecto.

**Tabla 9.** Resumen de valores

Componente	Chasis original	Chasis Optimizado
Modelo		
Planos(espesores)		
Von mises	137,346 MPa	243.25 MPa
Factor de seguridad	2.498	1.41
Desplazamiento	0.062 mm	0.235 mm
Peso	4074.02 g	2754.05 g

## 5. Conclusiones y recomendaciones

El chasis de este estudio fue rediseñado con el propósito de eliminar el peso sobrante. Mediante el MEF computacional se generó una estructura óptima con una geometría un poco compleja que fue interpretada para obtener un modelo CAD de la pieza optimizada.

La optimización del diseño que se llevó a cabo en el chasis original consiguió la reducción de masa del elemento mediante la aplicación de un criterio de distribución de esfuerzos donde, el material que se ha eliminado ha sido considerado satisfactorio ya que se permitió calcular una reducción de 4074.02 g a 2754.05 g, equivale al 67.6 % de masa sin comprometer las propiedades mecánicas del material, el factor de seguridad del elemento optimizado que tiene un valor de 1.41, las condiciones de frontera se encuentran dentro de las especificaciones de diseño

El prototipo de chasis de moto se ha diseñado y modelado bajo los parámetros esperados ante las situaciones hipotéticas a las reales a través de los ensayos computacionales, evidenciando el comportamiento mecánico se ha obtenido las máximas tensiones del estudio

La segunda parte del análisis es una comparación elaborada mediante el análisis del ingeniero David Vélez Leva en su trabajo de investigación titulado "Diseño, simulación y análisis de un chasis de moto para motor wankel", este estudio utiliza una metodología de optimización topológica a un chasis de motocicleta, donde se disminuye un 10 % el tamaño de los tubos verticales del bastidor pasando de 25 mm a 18 mm en el diámetro exterior, en el diámetro interior a 22 mm a 15 mm, una vez realizada el análisis del vom mises en los elementos seleccionados se confirma que la modificación es descartada por no satisfacer los criterios establecidos, al obtener un resultado de un aumento de tensión del módulo de von mises de 803.827 MPa a 1179.06 MPa ya que los valores de tensiones superan el valor del límite elástico del material, como se observa en la *Tabla 7* se ha elaborado la comparación de los resultados de los dos estudios, en el cual se visualiza que, aplicado la misma metodología los valores encontrados en nuestro estudio están dentro de los criterios de diseño por que los resultados obtenidos están por debajo del valor del límite elástico del material, por otro lado en el estudio Vélez (2014), ha encontrado una solución mediante el diseño de un refuerzo entre los dos tubos verticales con el objetivo de disminuir los resultados de tensión, localizados en los valores extremos del travesaño hasta alcanzar un valor de 741.818 MPa a diferencia del valor inicial de 803.827 MPa.

**Tabla 7.** Comparación de resultados experimentales basados en estudios realizados por otros autores. En la tabla se visualiza la comparación de los valores del estudio experimental vs los resultados basados en la investigación de Vélez (2014)

	Tensión - Chasis original	Tensión - Chasis Optimizado	Límite elástico del material
Vélez (2014)	803.827 MPa	1020.27 MPa	460.00 MPa
Estudio Actual	137.34 MPa	243.25 MPa	343.138 MPa

En la norma del Instituto Ecuatoriano de Normalización (2009), en el punto 5 que trata sobre la Estructura de las Carrocerías, el párrafo 5.1.5.1, detalla que al existir una carga estática sobre la parte superior del elemento, equivale al 50 % del peso máximo admisible para el chasis, distribuido uniformemente a lo largo del mismo, sin experimentar deformaciones en ningún punto; esto lo relacionamos con los valores de nuestro proyecto, las cargas máximas halladas mediante los resultados del programa se obtiene un valor de esfuerzo máximo hallado en el análisis topológico de 243.25 MPa de tensión en el chasis, dividiríamos el límite elástico para el valor máximo de tensión se obtiene un valor de factor de seguridad que resulta 1.41 este valor se encuentra dentro de las tablas del factor de seguridad estático de Supp y Ort (2016), que se muestra en la *Tabla 8*, los valores mínimos de elementos y máquinas que están sometidos a vibraciones y sin vibraciones, resultado la viabilidad de nuestra investigación.

**Tabla 8.** Valores de referencia del factor de seguridad estático

Máquina Industrial G.	Condiciones de Carga	Límite más bajo de fs.
Máquina Industrial	Sin vibración ni impacto	1.0 a 3.5
	Con vibración o impacto	2.0 a 5.0
Máquina Herramienta	Sin vibración ni impacto	1.0 a 4.0
	Con vibración o impacto	2.5 a 7.0



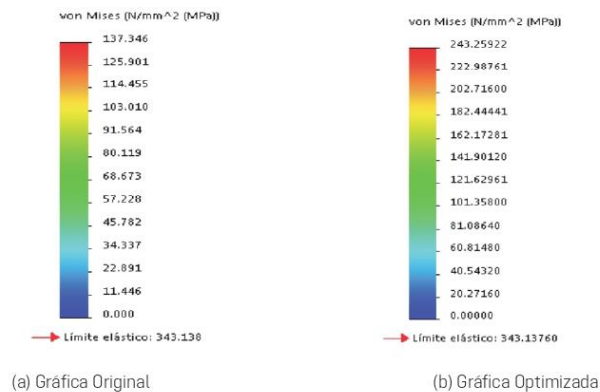
removido en las articulaciones del chasis que tienen un diámetro extenso, en esas zonas presentan valores de esfuerzos muy bajos, como se observa en la *Figura 10* de tonalidad azul, es ahí donde se puede aplicar la optimización para que los esfuerzos calculados se encuentren dentro de los requerimientos mecánicos del material. Por ejemplo, en el elemento E1 que se tiene un valor inicial del 1.5 mm de espesor a comparación de su valor óptimo máximo resulto ser de 0.75 mm, logrando distribuir la mayor cantidad de material en los lugares que presentan los valores de mayor esfuerzo. Como resultado final de la resultante de nuestro estudio se lo ha catalogado como satisfactorio ya que el valor inicial de masa del componente original es de 4074.02 g fue reducido a 2754.05 g, por lo que se tiene un porcentaje de 67.6 % de reducción.

**Figura 10.** Zonas donde se aplicó la optimización topológica

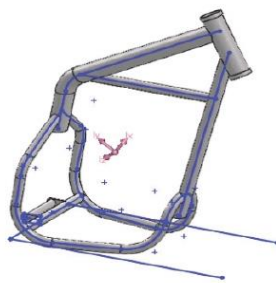


En la *Figura 11*, (a) y (b) se observa los Valores de esfuerzo equivalente de Von Mises del chasis original y el chasis optimizado haciendo la comparación de la distribución esfuerzos; obtenemos (a) un valor máximo de 137.346 MPa y en (b) el valor máximo es de 243.25 MPa, ligeramente mayor situado en el mismo punto de concentración del componente original, con la cantidad de material removido de la región del componente donde se presentan los valores de esfuerzo mas bajos.

**Figura 11.** Tabla de valores de esfuerzos equivalentes del chasis



**Figura 8.** Estructura generada por optimización topológica, propiedades volumétricas como: **Masa:2.76567 kg, Volumen:0.000352764 m<sup>3</sup>, Densidad:7840 kg/m<sup>3</sup>, Peso:27.1036 N**



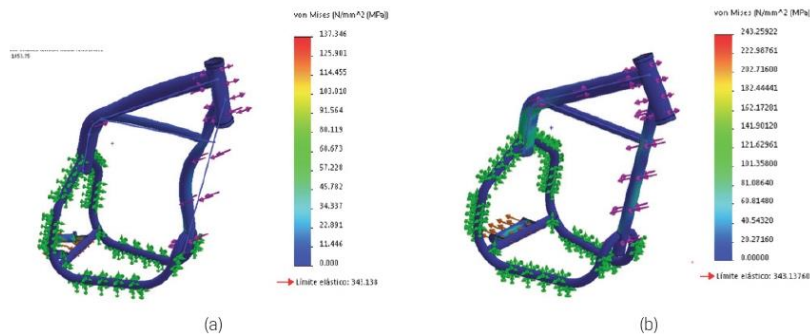
Propiedades de masa de CRF 230  
Configuración Predeterminado (Como mecanizada)  
Sistema de coordenadas - Predeterminado -

Densidad = 0.01 gramos por milimetro  
Masa = 2765.67 gramos  
Volumen = 352764.12 milímetros cúbicos  
Área de superficie = 555961.02 milímetros cuadrados.

Centro de masa = (milímetros)  
X= 184.47  
Y= 217.43  
Z= 0.13

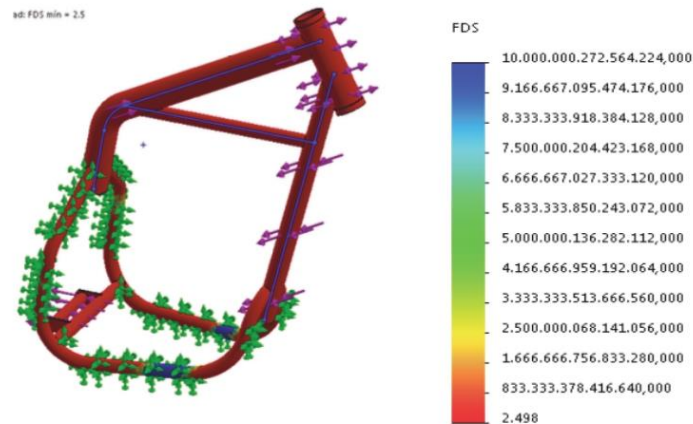
Para verificar que las dos estructuras están dentro de los parámetros de carga (original y optimizado), se ha considerado una comparación de valores con un análisis de distribución esfuerzos mediante el método de elementos finitos con el *software* comercial *SolidWorks*, en la *Figura 9 (a) y (b)* muestran la distribución del esfuerzo equivalente del módulo de von mises a través de todo el componente original y el componente aplicado la optimización topológica respectivamente. Donde el valor máximo equivalente de la distribución de esfuerzos de Von Mises para el chasis original tiene un valor de 137.346 MPa. Se observa además que las diversas articulaciones del componente donde indican valores de esfuerzos mínimos, eso representa el material de sobra, el factor de seguridad para el componente original es de 2.498.

**Figura 9.** Esfuerzo equivalente de Von mises del chasis, **a) Original Tensiones 1, MÍNIMO 1.00373e-014 N/mm<sup>2</sup> (MPa), Nodo: 82308, MÁXIMO 137.52 N/mm<sup>2</sup> (MPa), b) rediseño aplicado optimización topológica., Tensiones1, MÍNIMO, 0 N/mm<sup>2</sup> (MPa) - Nodo: 878, MÁXIMO 243.259 N/mm<sup>2</sup> (MPa) - Nodo: 84844**



El valor del esfuerzo máximo de deformación del chasis aplicando la optimización topológica tiene un valor de 243.25 MPa, estas cargas están ubicadas en lugares estratégicos del chasis, cuenta con un factor de seguridad mínimo de 1.41. La mayor cantidad de material fue

**Figura 7.** Resultado del factor de seguridad del chasis, Factor de seguridad1, **MÍNIMO** 2.49518 - Nodo: 96389, **MÁXIMO** 1e+016 - Nodo: 1983



### 3.1 Aplicación de la optimización topológica en el diseño del chasis

Este método se aplica en base a un criterio de distribución de esfuerzos. El chasis original está diseñado para soportar una carga vertical en la base del amortiguador con un valor de 4003.63 N, y dos cargas diagonales en diferentes sentidos en la horquilla de 2596.989 N y 3294.688 N respectivamente, el material del componente es un Acero de bajo carbono SAE 8620 que cuenta con un límite de fluencia de 343.13 MPa. Usando el programa *SolidWorks Simulation*, permitió calcular el volumen y la masa del componente inicial antes de la optimización con un valor de 4074.02 g.

Para la aplicación del método de optimización topológica se utilizó una malla fina de 3.7 mm por nodo y con un tamaño de elementos de 608906 mm, a este componente se utilizó un dominio triangular a toda la pieza donde un milímetro equivale a un elemento finito, es decir, tiene una discretización con un total de 97176 elementos finitos (nodos). El dominio posee zonas no optimizables, estas zonas están ubicadas en las tuberías de menor diámetro de 19 mm que se encuentran ubicadas donde iría el asiento para el piloto.

La topología obtenida se muestra en la *Figura 8*, sin embargo, la estructura que se obtiene del análisis se muestra de forma difusa, por el motivo que la reducción de material se realizó de forma interna al espesor de los tubos, donde se requiere la interpretación de la geometría para utilizarla en un proceso convencional de diseño mecánico Scappaticci, L., Bartolini, N., Guglielmino, E., y Risitano, G. (2017).

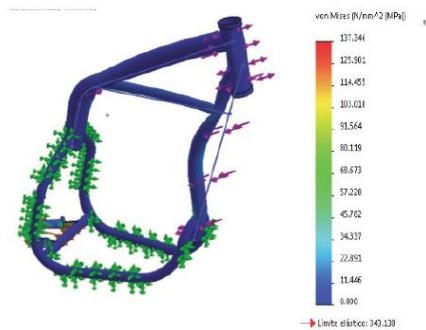
el comportamiento de las fuerzas aplicadas según los valores obtenidos determinan como está sometido el bastidor en relación al peso del ocupante y de la máquina.

**Tabla 6.** Resultados de cálculos relacionados a la horquilla y oscilante

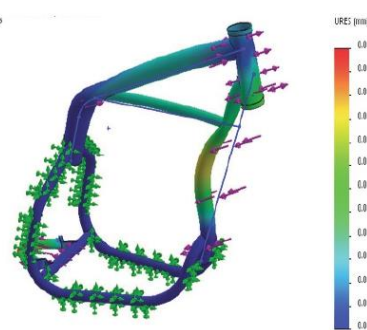
Valores calculados	X1 (m)	X2 (m)	Nfx (N)	Nfy (N)	F1 (N)	F2 (N)	Momento Máximo (Nm)	Momento Inercia (Nm)	Esfuerzo Máximo (MPa)
Horquilla	0.85	0.67	355.4	697.7	2596.9	3294.6	467.45	$5.584 \times 10^{-5}$	114.12
	X3 (m)	X4 (m)	X5 (m)	Nr (N)	F3 (N)	F4 (N)	Momento Máximo (Nm)	Momento Inercia (Nm)	Esfuerzo Máximo (MPa)
Oscilante	0.56	0.15	0.41	1048.9	4003.6	2985.5	430.07	$2.124 \times 10^{-3}$	323.06

En la *Figura 6 (a)*, se observa los puntos donde existe la mayor concentración de esfuerzos del chasis, en la aplicación de fuerzas tanto en la horquilla y el oscilante del bastidor los resultados que se muestran a través el módulo de von mises da un valor máximo es de 137.36 MPa, la *Figura 6 (b)* presenta la tabla de desplazamiento con un máximo de 0.062 mm, este valor que se encuentra dentro de las condiciones de diseño, también se considera que la gráfica refleja una escala de deformación de 1053.75.

**Figura 6(a).** Resultado de los valores de la simulación a través del módulo de Von mises, Tensiones 1, **MÍNIMO** 1.00373e-014 N/mm<sup>2</sup> (MPa) - Nodo: 82308, **MÁXIMO** 137.52 N/mm<sup>2</sup> (MPa) - Nodo: 96389.



**Figura 6(b).** Valores resultantes de desplazamiento mediante el método de elementos finitos Desplazamientos1, **MÍNIMO** 0 mm - Nodo: 141, **MÁXIMO** 0.0615483 mm, Nodo: 108.

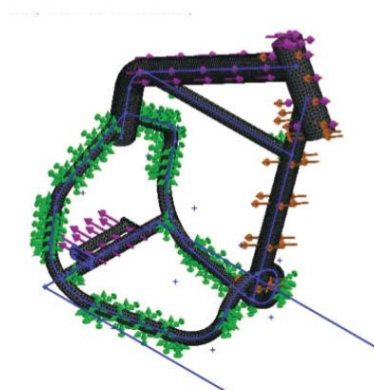


En la *Figura 7*, se visualiza la gráfica con los valores del factor de seguridad mediante la simulación, este resultado se determina a través de la división del límite elástico del material para el valor de esfuerzo máximo del módulo de von mises, haciendo un análisis en cada uno de los nodos según un criterio de fallos, con un resultado de 2 498.

#### 2.4.2. Selección del mallado

Debido a que la convergencia de la solución depende de la calidad de la malla, es necesario hacer un buen uso de las herramientas de mallado y evitar problemas con el peso computacional (Álvarez, R., Benito, J., Ureña, F., Saleté, E., y Aranda, E., 2016). Para el criterio de mallado y generación de elementos de discretización del dominio a través de esta geometría, se ha utilizado un mallado triangular fino, esto garantiza la obtención de datos lo suficientemente precisos para el análisis posterior, observar la *Figura 5*.

**Figura 5.** Configuración general del mallado para el bastidor, Número total de nodos = 96 938, Número total de elementos = 49 180,00 % de elementos cuyo cociente de aspecto es  $< 3 = 23,1$ , % de elementos cuyo cociente de aspecto es  $> 10 = 0,525$



### 3. Resultados y discusión

En la *Tabla 5* se observan las consideraciones generales de los porcentajes de carga delantero y posterior del bastidor que se ejecutó mediante las ecuaciones (1-2), adicionalmente se obtiene los resultados de las fuerzas normales de los ejes calculados mediante las ecuaciones (3), estos valores se utilizan para hallar las fuerzas que actúan en los puntos de concentración de esfuerzos del chasis.

**Tabla 5.** Fórmulas y valores de consideraciones generales del análisis estático

Carga estática eje delantero (%)	Carga estática eje Posterior (%)	Peso moto y ocupante (N)	Normal eje Delantero (N)	Normal eje Posterior (N)
0.43	0.57	1833.8	783.0	1048.9

La *Tabla 6* muestra los resultados de las fuerzas ubicadas en la horquilla y el oscilante que fueron obtenidos a través de las ecuaciones (5-9), estas variables ejercen en cada uno de los lugares donde se han considerado que existe mayor cantidad de concentración de esfuerzos. Los resultados van de la mano con los obtenidos en el estudio de Ochoa y Salameda (2013),

**Figura 3.** Modelo de chasis Honda "CRF 230" SolidWorks

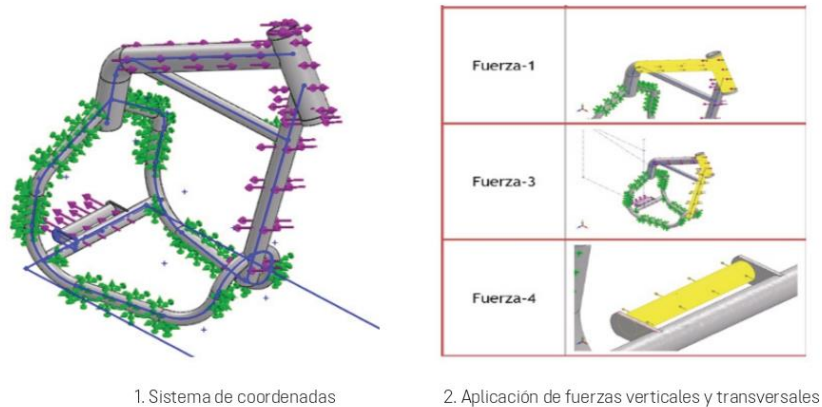


## 2.4 Simulación y análisis por elementos finitos

### 2.4.1 Aplicación de materiales, cargas y soportes

En el proceso de elaboración de las simulaciones se elige el material especificado a todo el cuerpo geométrico para luego aplicar las cargas y soportes en los puntos calculados anteriormente mediante los resultados del análisis estático, se utiliza el sistema de cargas puntuales, en lugares estratégicos del chasis, donde se generan las mayores localidades de esfuerzos, *Figura 4*.

**Figura 4.** Muestra el sistema de coordenadas, y la aplicación de fuerzas verticales y transversales, así como los puntos fijos, en puntos específicos del bastidor donde se efectuará el análisis, Fuerza 1 = 2596.989N – Fuerza 3= 3294.688N – Fuerza 4 = 4003.634 N



Para determinar los valores del análisis estático, y las fuerzas que actúan sobre los puntos de concentración de esfuerzos se consideran los siguientes cálculos generales (ecuación 4 - 9)

Ecuación para determinar los valores de F1 es la siguiente

$$F1 = \frac{(Nfy - X2)}{(X1 - X2)} \quad [4]$$

Ecuación para determinar los valores de F2 es la siguiente

$$F2 = NFy + F1 \quad [5]$$

Ecuación para determinar los valores de F3 es la siguiente

$$F3 = \frac{F3y}{0.7814} \quad [6]$$

Ecuación para hallar el momento máximo.

$$Mmáx = F1(0.18m) \quad [7]$$

Ecuación para hallar Momento de inercia.}

$$I = [(D^4 - d^4) \frac{\pi}{64}] \quad [8]$$

Ecuación para hallar el esfuerzo máximo de deformación.

$$Emáx = \frac{Mmax.r}{I} \quad [9]$$

Donde:

X1	Distancia 1 chasis
X2	Distancia 2 chasis
F1	Fuerza 1 Horquilla
F2	Fuerza 2 Horquilla
F3	Fuerza 3 Oscilante
Mmáx	Momento máximo
I	Momento de inercia
Emax	Esfuerzo máximo de deformación

### 2.3 Chasis CAD

Para ejecutar las simulaciones, se ha elaborado la geometría en un programa CAD, por medio de un levantamiento dimensional del bastidor original estándar, el modelo ha sido creado en el software computacional de *SolidWorks Simulation*, como se puede apreciar en la *Figura 3*.

- Vinueza, A., y Gutiérrez, R. (2018). Análisis por el método de elementos finitos del comportamiento de las pastillas de freno ABS con base de acero y zinc al discretizar el elemento continuo al utilizar "software" CAE. *Enfoque UTE*, 9 (1): 188-203.
- Wang, J., Zhou, J., Li, B. B., Li, X. L., y Song, S. Y. (2012). The Optimization Design and Analysis of Motorcycle Frame Structure. *Applied Mechanics and Materials* 141: 569-573.
- Xiao, D., Liu, X., Du, W., Wang, J., y He, T. (2012). Application of topology optimization to design an electric bicycle main frame. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 46 (6): 913-929.



# El Hombre y la Máquina

## Normas y criterios de publicación

La revista El Hombre y la Máquina es una publicación bimestral de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Occidente, que tiene por objeto difundir investigaciones científicas de calidad que contribuyan a fortalecer la interdisciplinariedad y la transdisciplinariedad en el desarrollo de la sociedad.

Los artículos de investigación originales que se reciben para ser publicados siguen un proceso de selección que responde a criterios de calidad académica editorial. El Comité Editorial de la revista se reserva el derecho de decisión de la publicación de los documentos.

### Requisitos para el envío de artículos:

- Extensión máxima 10 páginas, tamaño carta (21.5cm x 27.5cm) a doble espacio. Puede descargar la plantilla de: <http://ingenieria.uao.edu.co/hombreymaquina/index.php/convocatoria>
- Definir todos los símbolos y abreviaturas la primera vez que sean usados dentro del texto.
- Entregar el material vía correo electrónico, con indicación del software empleado: texto en WORD, gráficos debidamente marcados en el archivo original donde fueron creados - excel, power point – fotografías en alta resolución: 300 dpi, formato jpeg, tif o psd.
- Incluir datos de los autores con nombres, profesión, institución, cargo, producción académica y correo electrónico, así como información de la categoría del artículo y los nombres, institución, dirección y correo electrónico de tres posibles árbitros para el proceso de evaluación del artículo en la plantilla, que puede descargar de: <http://ingenieria.uao.edu.co/hombreymaquina/index.php/convocatoria>.

### Tenga en cuenta:

- a. Se recibe sugerencias de árbitros por parte de los autores.
- b. Los editores se reservan el derecho exclusivo de decidir si utiliza o no a los revisores sugeridos.
- c. Enviar como mínimo cuatro ilustraciones en blanco y negro y una en color de excelente calidad, para tener un margen de selección.
- d. Se reciben artículos en español y en inglés, los cuales deberán contener su respectivo título, resumen y palabras clave en español e inglés.
- e. Incluir solo citas bibliográficas que tengan referencia en el texto. Estas citas deberán ser completas, con autor, nombre del libro, editorial, fecha y página.
- f. Diligenciar y enviar junto al manuscrito la declaración de publicación de artículo con la firma digital de todos los autores. Puede descargar la declaración de: <http://ingenieria.uao.edu.co/hombreymaquina/index.php/convocatoria>
- g. Correo de envío: [maquina@uao.edu.co](mailto:maquina@uao.edu.co)

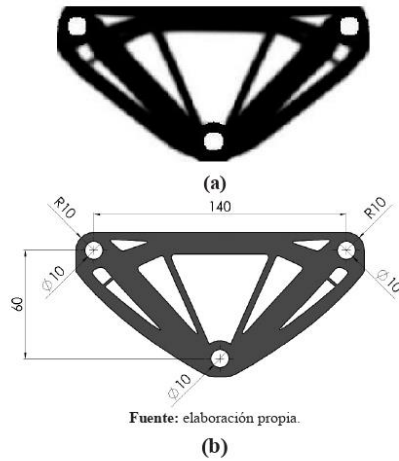
Finalmente, una pieza mecánica fue rediseñada con el propósito de reducir su peso. El algoritmo generó una estructura óptima con una geometría algo compleja, que fue interpretada para obtener un modelo CAD de la pieza mecánica optimizada. El programa de CAD permitió calcular una reducción de peso de 24.1 %. El software Ansys permitió calcular los factores de seguridad, mostrando que en el caso de la pieza optimizada se redujo un 16 %. Sin embargo, el valor final aún cumple las especificaciones de diseño.

Los resultados obtenidos muestran que la OT es una técnica muy útil en el diseño de piezas mecánicas de peso reducido. Las topologías obtenidas llevan, después de un proceso de interpretación, a piezas mecánicas más livianas, manteniendo una resistencia mecánica comparable, según el análisis estático. Las geometrías complejas que se obtienen con la OT pueden ser fácilmente fabricadas con las técnicas modernas de manufactura. ●

#### Referencias

- [1] Bendsoe, M. P. & Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization: Theory, Methods and Applications*. Berlín: Springer Verlag.
- [2] Kikuchi, N., Nishiwaki, S., Fonseca, L. S. O. & Silva, E. C. N. (1998). Design optimization method for compliant mechanisms microstructure. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 151, 401 -417.
- [3] Lin, J., Luo, Z. & Tong, L. (2010). A new multi-objective programming scheme for topology optimization of compliant mechanisms. *Struct Multidisc Optim* 40, 241 - 255.
- [4] Nishiwaki, S., Frecker, M. I., Min, S. & Kikuchi, N. (1998). Topology optimization of compliant mechanisms using the homogenization method. *Int. J. Numer. Meth. Engrg.* 42, 535 -559
- [5] Kota, S., Joo, J., Li, Z., Rodgers, S. M. & Sniogowski, J. (2001). Design of compliant mechanisms: Applications to mems. *Analog Integrated Circuits and Signal Processing* 29, 7 -15.
- [6] Rubio, W. M., Silva, E. C. N. & Nishiwaki, S. (2008). Piezoresistive sensor design using topology optimization. *Struct Multidisc Optim* 36, 571 - 583.
- [7] Larsen, U. D., Sigmund, O. & Bouwstra, S. (1997). Design and fabrication of compliant micromechanisms and structures with negative poisson's ratio. *Journal of Microelectromechanical Systems* 6, 2, 99 - 106.
- [8] Pingen, G., Evgrafov, A. & Maute, K. (2007). Topology optimization of flow domains using the lattice boltzmann method. *Struct Multidisc Optim* 34, 507 - 524.
- [9] Sigmund, O. & Clausen, P. M. (2007). Topology optimization using a mixed formulation: An alternative way to solve pressure load problems. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 196, 1874 - 1889.
- [10] Maute, K. & Allen, M. (2004). Conceptual design of aeroelastic structures by topology optimization. *Struct Multidisc Optim* 27, 27 - 42.
- [11] Logan, D. L. (2007). *A First Course in the Finite Element Method*. Thompson, Canada.
- [12] Carbonari, R. C. (2003). *Projeto de atuadores piezoeletricos flexionais usando o método de otimização topológica*. Master's thesis, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- [13] Timoshenko, S. & Goodier, J. (1970). *Theory of Elasticity*. New York: Mc Graw-Hill.
- [14] Logan, D. L. (2007). *A First Course in the Finite Element Method*. Thompson, Canada.
- [15] Lin, J., Luo, Z. & Tong, L. (2010). A new multi-objective programming scheme for topology optimization of compliant mechanisms. *Struct Multidisc Optim* 40, 241 - 255.
- [16] Chapra, S. C. & Canale, R. P. (2011). *Métodos Numéricos para Ingenieros*. México: Mc Graw-Hill.
- [17] Ávila, J. F. (1995). Método de karmarkar. *Revista de matemática: Teoría y Aplicaciones* 2, 1, 45 - 55.
- [18] Bendsoe, M. P. & Kikuchi, N. (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 71, 2, 197 - 224.

**Figura 6.** (a) Estructura generada por optimización topológica e (b) interpretación del componente mecánico



Para verificar que ambos componentes soportan el estado de carga, considerando un factor de seguridad mínimo de 2.5, se hizo un análisis de esfuerzo por elementos finitos con el software comercial Ansys. La Figura 7a y 7b muestran la distribución del esfuerzo equivalente de Von Mises del componente original y el diseñado por OT, respectivamente.

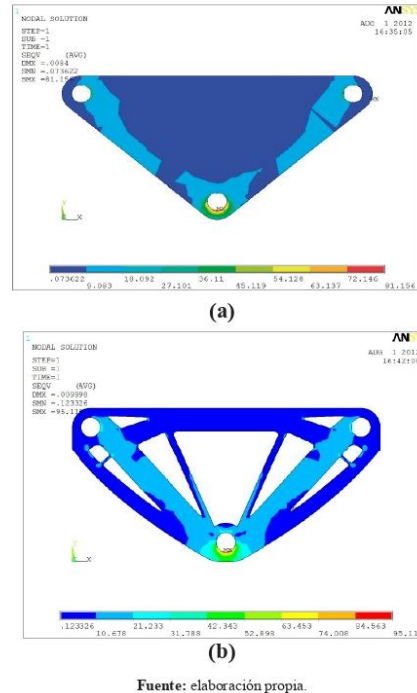
El valor del esfuerzo máximo equivalente de Von Mises para el componente mecánico original con la carga definida, fue de 81.2 MPa, situado en el punto de aplicación de la carga. Se puede notar que en el interior del componente se presentan esfuerzos pequeños, indicando que hay material de sobra. El factor de seguridad para el componente mecánico original es 3.1.

El valor del esfuerzo máximo equivalente de Von Mises del componente mecánico al que se le aplicó OT fue de 95.1 MPa, ligeramente mayor y situado en el mismo punto del componente mecánico original. La mayor cantidad de material fue removido de la región central del componente, donde se presentan los menores valores de esfuerzo. Esto muestra que el material fue removido de una manera adecuada, distribuyendo la mayor cantidad de material donde se encuentran los esfuerzos más altos. El factor de seguridad para el componente mecánico óptimo es 2.6.

El factor de seguridad está por encima del valor deseado, cumpliendo con los requisitos de diseño. Sin embargo, tiene una ligera reducción en comparación con el componente mecánico

original. Este resultado era esperado.

**Figura 7.** Esfuerzo equivalente de Von Mises del elemento mecánico a) original y b) rediseñado por optimización topológica.

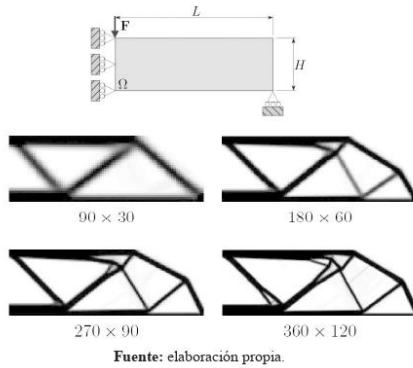


### 5. Conclusiones

En este trabajo, el problema de máxima rigidez con restricción de volumen fue implementado usando el método de la optimización topológica. El dominio de diseño rectangular fue discretizado usando elementos finitos para estado plano de esfuerzo de cuatro nodos e interpolación lineal. Para la solución del problema de optimización no lineal y multivariado fue usado el método de programación lineal secuencial, que, a su vez, fue implementado usando las rutinas de programación lineal de Matlab.

El algoritmo de cálculo desarrollado solucionó correctamente problemas test, proporcionando resultados coherentes con los reportados en la literatura. Además, fueron analizados los problemas numéricos que más afectan la topología final y se discutieron algunas técnicas para solucionarlos.

Figura 4. Efecto de la discretización en la topología final



La dependencia de la malla es un problema discutido por varios autores, dado que puede dificultar la obtención de una solución con utilidad práctica. Bendsøe, Sigmund y Kikuchi plantean una forma eficiente y simple para lograr independencia de la malla, que es el uso del radio de influencia del filtro  $r_{min}$  como un porcentaje de la altura  $H$  del dominio de diseño [1, 18].

4. Aplicación de la OT en el diseño de piezas mecánicas

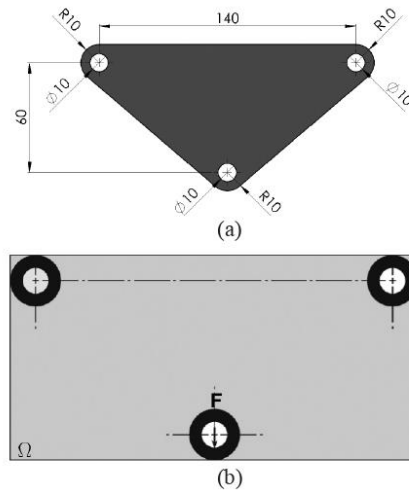
El método de la OT se aplicó al rediseño de una pieza mecánica con la finalidad de reducir su peso. Se considera el componente mecánico de unión de la Figura 5a, diseñado para soportar una carga vertical de 5340 N, aplicada en el agujero inferior y apoyada en los dos agujeros superiores. El material del componente es acero estructural A36 de 10 mm de espesor, que cuenta con un límite de fluencia típico de 250 MPa. Usando el software *SolidWorks* se creó un modelo CAD del componente mecánico, que permitió calcular el volumen. Como la densidad es conocida, se obtuvo un peso del componente mecánico de 590.5 gramos.

Para aplicar el método de optimización topológica al componente mecánico, se usó un dominio rectangular donde un milímetro equivale a un elemento finito, es decir, se tiene una discretización de 160x80 elementos finitos, para un total de 12800 elementos finitos y 26082 grados de libertad. Fue usado un factor de penalidad  $p=3$ , valor recomendado en la literatura, y el volumen final de la estructura fue fijado a 40 % del volumen inicial ( $V=0.4$ ). El dominio posee tres zonas no optimizables, cada una con radio de 10 mm y en su interior un agujero con radio de 5

mm, representando los agujeros del componente mecánico original. Las zonas no optimizables se fijan asignando valores de  $\rho=\rho_{min}$  a los agujeros y  $\rho=1$  a las zonas con presencia de material, en cada iteración.

El estado de carga es igual al del componente mecánico: restringido en los agujeros superiores y con una carga vertical aplicada en el agujero inferior. Un esquema del dominio se muestra en la Figura 5b.

Figura 5. (a) Componente mecánico analizado (medidas en milímetros) y (b) dominio de cálculo



La topología obtenida se muestra en la Figura 6a. Sin embargo, la estructura obtenida por OT presenta bordes difusos y se requiere un proceso de interpretación para usarla en un proceso convencional de diseño mecánico. Para la interpretación del componente mecánico se usó el software comercial *SolidWorks*. El proceso consiste en la generación de un gráfico vectorizado (Figura 6b) del componente, de acuerdo con el gráfico en mapa de bits obtenido por OT. A partir del gráfico vectorizado se genera el sólido CAD, que permite calcular nuevamente el volumen y realizar el análisis de resistencia por elementos finitos.

El componente mecánico rediseñado tiene un peso final de 447.9 gramos. La diferencia de peso entre el componente mecánico original (Figura 5a) y al que se le aplicó el método de optimización topológica (Figura 6b) es de 142.6 gramos, para una reducción de peso del 24.1 %.

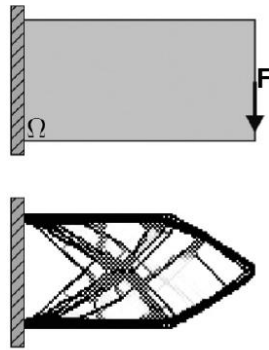
están implementados en la función Linprog de Matlab, que selecciona automáticamente entre Simplex o Karmarkar dependiendo del tamaño del problema.

**3. Problemas que afectan la topología final**

**3.1 Inestabilidad de tablero de ajedrez**

La inestabilidad de tablero de ajedrez es una topología donde elementos con  $\rho=0$  se intercalan con elementos  $\rho=1$ . Esto ocurre porque los nodos de los elementos finitos Q4 son rígidos (transmiten momento) y una topología en forma de tablero de ajedrez también es solución del problema de optimización. La Figura 2 muestra la solución del problema de una viga en voladizo. Se puede ver que en el interior no hay una distribución continua de material, sino una estructura formada por material organizado en forma de tablero de ajedrez.

Figura 2. Inestabilidad de tablero de ajedrez



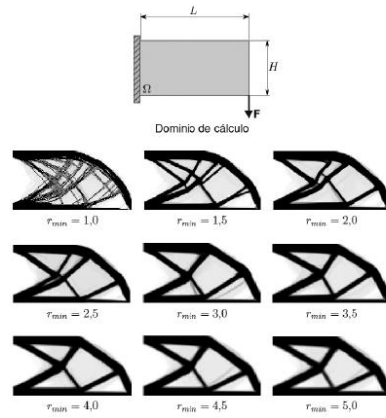
Fuente: elaboración propia.

Para solucionar la inestabilidad de tablero de ajedrez se aplica en cada iteración un filtro. El código de filtrado utilizado en este trabajo fue el propuesto por Bendsøe y Sigmund, el cual opera sobre la función objetivo, cambiando cada valor por el promedio ponderado de los elementos circundantes localizados dentro de un círculo de radio  $r_{min}$  [1].

El término  $r_{min}$  es un parámetro de la rutina de filtrado encargado de disminuir el problema de las inestabilidades tipo tablero de ajedrez y tiene un papel importante en el resultado de la topología final. La Figura 3 muestra la solución del problema de una viga corta en voladizo para

valores de  $r_{min}$  entre 1.0 y 5.0, y una discretización de 200x100 elementos finitos (40602 grados de libertad). Se puede ver que el problema de las inestabilidades de tablero de ajedrez está presente en todo el dominio, pues con este radio no se realiza ningún tipo de filtrado. A medida que aumenta el  $r_{min}$ , las inestabilidades desaparecen y se obtienen topologías más simples. Con valores de  $r_{min}$  superiores a 3.5 se obtienen topologías muy similares, el cual es el valor recomendado en la literatura [1].

Figura 3. Efecto del  $r_{min}$  en la topología final



Fuente: elaboración propia.

**3.2 Dependencia de la malla**

En la Figura 4 se muestra el resultado obtenido para una viga apoyada en los extremos con una carga central y diferentes niveles de discretización del dominio. Se puede ver claramente la influencia sobre la solución final. Cuando la discretización es mayor, se obtienen topologías más complejas, con mayores bifurcaciones de material y agujeros entre las barras. Esto ocurre porque se tiene también mayor resolución y el algoritmo realiza una optimización a nivel local, en puntos donde la distribución de esfuerzos presenta más variaciones.

Donde  $p$  es un factor de penalización usado para reducir los valores intermedios de las pseudodensidades. Estas presentan valores entre cero y uno, donde cero representa ausencia total de material y uno representa la presencia del material de base usado en el diseño. Por cuestiones de implementación numérica, las pseudodensidades no pueden tener valores discretos de 0 y 1, sino una variación continua entre estos dos valores

$$(0 \leq \rho \leq 1).$$

La función objetivo del problema de optimización es la energía de deformación, que considerando el modelo del material SIMP se escribe de la siguiente manera [1, 15]:

$$c(\rho) = \sum_{i=1}^{N_e} \rho_i^p \mathbf{u}_i^T \mathbf{K}_i^e \mathbf{u}_i \quad (5)$$

La energía de deformación aumenta a medida que la estructura se deforma, por tanto, el proceso de optimización consiste en hallar el conjunto de valores  $\rho_i$  que la minimizan.

Para la solución del problema de optimización se usó la programación lineal secuencial (PLS), con las pseudodensidades como variables de proyecto. La PLS soluciona un problema de optimización no lineal por medio de sucesivos problemas lineales, cada uno de ellos solucionado por el método de programación lineal (PL). En cada iteración de la rutina del PLS se minimiza la función objetivo en un intervalo establecido, definido por los límites móviles. El resultado obtenido se usa en la siguiente iteración como valor inicial, y así sucesivamente hasta alcanzar el punto óptimo.

La linealización de la función objetivo se realiza tomando los dos primeros términos de su expansión en serie de Taylor. Descartando los términos constantes que aparecen, solamente queda la derivada de la función objetivo con respecto a las variables de proyecto multiplicada por su respectiva variable de proyecto:

$$C_L(\rho) = \sum_{i=1}^{N_e} \rho_i \left. \frac{\partial c}{\partial \rho_i} \right|_{\rho, \rho_0} = \sum_{i=1}^{N_e} \rho_i p \rho_i^{p-1} \mathbf{u}_i^T \mathbf{K}_i^e \mathbf{u}_i \quad (6)$$

Entonces, el problema de optimización se plantea de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} &\text{Minimizar} && C_L(\rho) \\ &\text{Sujeto a:} && \mathbf{K}(\rho)\mathbf{u} = \mathbf{f} \\ & && \sum_{i=1}^{N_e} v_i \rho_i \leq V \\ & && \rho_{\min} \leq (1 - l_{\text{mov}}) \leq \rho_i \\ & && 1 \geq (1 + l_{\text{mov}}) \geq \rho_i \\ & && \text{para } i = 1, 2, 3, \dots, N_e \end{aligned} \quad (7)$$

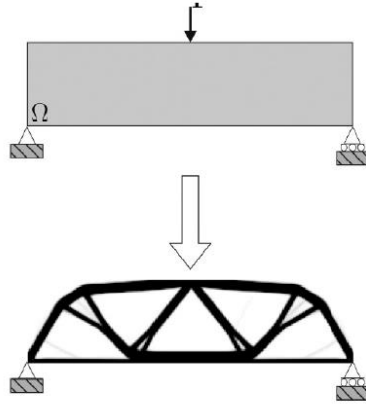
Este problema consiste en minimizar la función objetivo  $C_L(\rho_i)$  estando sujeto a tres restricciones. La primera restricción se relaciona con la condiciones de equilibrio estático de la estructura, la segunda restringe el volumen final a una fracción del volumen inicial ( $0 < V < 1$ ) y la última determina los valores que pueden tomar las variables de proyecto. Lo anterior llevaría a pensar que Colombia requiere de estudios de futuro, que permitan soportar los procesos de planeación estratégica y tecnológica del desarrollo nacional, regional, sectorial y empresarial. Esto se puede lograr por medio de la perspectiva tecnológica.

Como se puede ver en la definición del problema de optimización, las variables de proyecto no toman un valor de cero para la ausencia de material, sino un valor  $\rho_{\min}$  mayor que cero. Esto se debe a que las pseudodensidades nulas introducen ceros en la diagonal principal de matriz de rigidez, volviendo el sistema de ecuaciones inconsistente. En este trabajo se usó un valor  $\rho_{\min} = 0,001$ . La literatura no aborda con detalle la selección de este valor. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que, para  $\rho_{\min} = 0,001$ , los espacios vacíos en realidad están llenos de un material con módulo de elasticidad mil veces menor que el módulo del material de base.

La fracción de volumen ( $V$ ) determina la máxima cantidad de volumen permitido en la topología final. Como la máxima rigidez se obtiene cuando el dominio está totalmente lleno, el algoritmo tiende a no retirar ningún material. Por tanto, tiene que incluirse una restricción en el problema que limite el volumen final. Valores pequeños de  $V$  generan una estructura delgada, pues se tiene menos material para distribuir. Valores grandes generan estructuras robustas. De allí que este parámetro se encuentre directamente relacionado con la resistencia mecánica.

El límite móvil ( $0 < l_{\text{mov}} < 1$ ) fija el intervalo de cada subproblema, que se selecciona como una fracción del vector de diseño ( $\rho_i$ ). Su correcta selección es fundamental para la convergencia del problema, pues a un determinado número de iteraciones, un valor grande del límite móvil hará que el resultado oscile alrededor del punto óptimo sin llegar a encontrarlo. Para evitar este problema, se debe implementar un mecanismo que reduzca paulatinamente  $l_{\text{mov}}$  a medida que avanzan las iteraciones. El problema de optimización es ahora lineal y se puede solucionar por medio de la PL, usando algoritmos como el Simplex [16] o el Karmarkar [17]. Estos algoritmos

**Figura 1.** Problema de máxima rigidez con restricción de volumen



Fuente: elaboración propia.

Existen muchas otras aplicaciones de la OT en la Ingeniería Mecánica, como son: diseño de mecanismos flexibles y micromecanismos [2, 3, 4], diseño de MEM (Sistemas Micro-Electro-Mecánicos) [5, 6], diseño de materiales con coeficiente de Poisson o coeficiente de expansión térmica negativos (metamateriales) [7], resonadores, aletas para intercambio de calor, entre otras aplicaciones. Además, están comenzando a aparecer trabajos sobre aplicación de la técnica en la dinámica de fluidos [8], tales como diseño de mezcladores, muros de contención de represas [9], perfiles de ala de avión [10], entre otros. Un caso famoso donde se empleó exitosamente la OT es el diseño de las alas de los aviones Airbus A380, que por medio de OT quedaron considerablemente más livianas que las diseñadas por medios convencionales, ahorrando en combustible y al mismo tiempo aumentando la carga útil de la aeronave [1].

En este trabajo se implementó la solución del problema de máxima rigidez con restricción de volumen usando OT. Este tema incluye la solución de problemas de tensión plana por el método de los elementos finitos [11] y técnicas de optimización multivariable y no lineal [12]. Con base en esta teoría, un algoritmo de solución fue implementado en Matlab. Como la solución es un proceso iterativo donde se solucionan uno o más problemas de elementos finitos por cada iteración, el costo computacional es muy alto. Por tanto, la eficiencia de los métodos numéricos debe

ser tomada en cuenta durante la programación, de lo contrario la solución puede tomar un tiempo demasiado prolongado. Finalmente, el algoritmo desarrollado fue usado para sintetizar una serie de estructuras óptimas y analizar el efecto de los parámetros de cálculo más importantes. Además, fue realizado el proceso de rediseño de una pieza mecánica, mostrando un resultado satisfactorio en términos de peso y resistencia.

## 2. Implementación numérica

El sistema de ecuaciones lineales que se obtiene en la solución de un problema de elasticidad lineal usando el método de los elementos finitos (MEF) es de la forma:

$$\mathbf{K}\mathbf{u}=\mathbf{f} \quad (1)$$

Donde  $\mathbf{u}$  y  $\mathbf{f}$  son los desplazamientos y fuerzas externas aplicadas en los nodos, respectivamente. El término  $\mathbf{K}$  es la matriz de rigidez global, que está dada por la suma coherente (también llamado proceso de ensamble de la matriz global) de las matrices de rigidez de cada elemento:

$$\mathbf{K}=\sum_e \mathbf{K}^e \text{ para } i=1,2,\dots,N_e \quad (2)$$

Donde  $N_e$  es el número total de elementos finitos usados para discretizar el dominio. La matriz de rigidez de cada elemento se obtiene de la siguiente expresión:

$$\mathbf{K}^e=\int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} d\Omega \quad (3)$$

Donde  $\mathbf{D}$  es la matriz de material para el caso de esfuerzo plano [13],  $\mathbf{B}$  es la matriz de las derivadas de las funciones de forma y  $\Omega$  representa el dominio de diseño [14].

Como la idea de la OT es distribuir cierta cantidad de material en el dominio, de tal forma que la rigidez sea la máxima posible, se necesita un mecanismo para modelar la presencia o ausencia de material. En este trabajo se usó el modelo de material sólido isotrópico con penalización (SIMP). En este modelo, cada elemento finito tiene asociada una variable llamada pseudodensidad ( $\rho$ ), que multiplica la matriz de rigidez del elemento de la siguiente manera:

$$\tilde{\mathbf{K}}_i^e=\rho^p \mathbf{K}_i^e \quad (4)$$

nando algunos casos test bien conocidos. Finalmente, el algoritmo se usó para rediseñar una pieza mecánica existente, donde la OT permitió una reducción de peso del 24 % manteniendo un factor de seguridad comparable. La reducción de peso en estructuras mecánicas es importante por su impacto en el ahorro de energía al reducir la inercia en máquinas y vehículos, además de la posible reducción de costos de fabricación.

**Palabras clave:** diseño mecánico, optimización topológica, reducción de peso.

#### Abstract

In this work, an implementation of the topological optimization technique (TOPOPT) to the design of lightweight mechanical parts is presented. The TOPOPT is an interesting numerical technique that allows the synthesis of mechanical structures with optimal values of one or more physical parameters. The maximum stiffness problem is the synthesis of a structure with maximum stiffness, for a certain load, restricting the final volume of the structure. A solution algorithm that uses finite elements of four nodes and linear interpolation for discretization of the domain and sequential linear programming for the solution of the non-linear multivariate optimization problem was developed. Results provided by the algorithm was validated using test problems with well-known solution. Finally, the algorithm was used to redesign a mechanical part, achieving a weight reduction of 24% with a comparable factor of safety. This weight reduction in mechanical structures is important because the energy saving in the operation of machinery and vehicles, furthermore, it is also possible a reduction in the manufacturing costs.

**Keywords:** mechanical design, topological optimization, weight reduction.

## 1. Introducción

La optimización topológica (OT) es una herramienta matemática que le permite al diseñador sintetizar topologías óptimas. En Ingeniería Me-

cánica se entiende como topología óptima a una pieza o parte mecánica diseñada especialmente para maximizar o minimizar alguna característica deseada. Por ejemplo, cuando se diseña el ala de un avión se desea obtener el menor peso posible, asegurando una rigidez y resistencia adecuadas. El problema de la máxima rigidez con restricción de volumen es de gran importancia en Ingeniería Mecánica e Ingeniería de Estructuras, pues permite reducir el peso final del elemento mecánico o estructural, conservando su rigidez y funcionalidad. Partes mecánicas de bajo peso implican menores costos por material y menor consumo de combustible en el caso de vehículos de transporte [1]. En general, la reducción de la inercia en partes en movimiento, sea maquinaria o vehículos, disminuye la cantidad de energía necesaria para su operación.

La OT es un campo de investigación de rápido crecimiento, donde intervienen distintas áreas como son las matemáticas, la mecánica y las ciencias computacionales, y que cuenta con importantes aplicaciones prácticas en la industria y en el sector de manufactura. En la actualidad, la OT es usada en las industrias aeroespacial, automotriz, de obras civiles, entre otras. Además tiene un papel muy importante en el campo de las micro y nanotecnologías, principalmente en el diseño de mecanismos flexibles [1].

La Figura 1 muestra un dominio bidimensional ( $\Omega$ ) con restricciones (apoyos) en las esquinas inferiores y una carga ( $F$ ) en la mitad del lado superior. Entonces, el enunciado de un problema de máxima rigidez (o mínima flexibilidad) con restricción de volumen es:

*¿Cuál es la distribución de material en el dominio ( $\Omega$ ) que proporciona la máxima rigidez (o mínima flexibilidad) para el estado de carga impuesto y un máximo volumen de material determinado?*

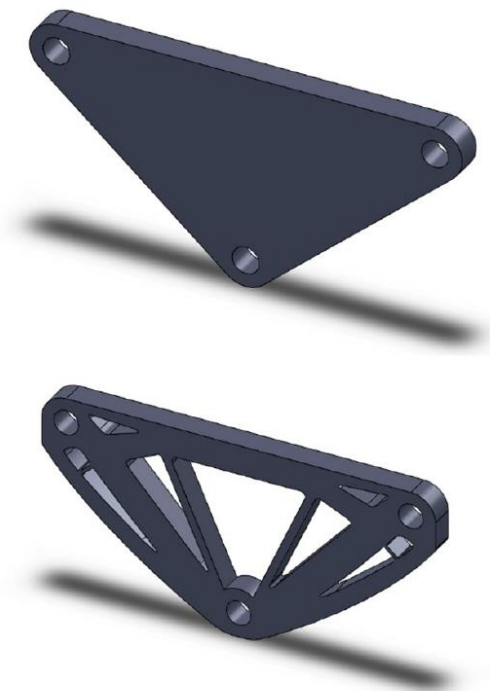
En la Figura 1 también se muestra la topología óptima obtenida para el estado de carga mostrado y el volumen final de la estructura igual al 40 % del volumen inicial. Este resultado muestra una topología familiar, pues muchos puentes de barras articuladas presentan esta configuración, llamada viga Messerschmitt-Bölkow-Blohm (MBB).



---

# Optimización topológica aplicada al diseño de componentes estructurales mecánicos de peso reducido

CARLOS A. MEZA<sup>1</sup>  
FERNANDO TAMAYO<sup>2</sup>  
EDIGUER E. FRANCO<sup>2</sup>



## Resumen

En este trabajo se presenta una implementación de la técnica de optimización topológica (OT) aplicada al diseño de elementos estructurales mecánicos de peso reducido. La OT es un método numérico que ha captado el interés de ingenieros y científicos en los últimos años, pues permite la síntesis de estructuras con valores óptimos de uno o varios de sus parámetros físicos. El problema de máxima rigidez con restricción de volumen consiste en encontrar la distribución de material en un dominio donde se tenga dicha máxima rigidez, para determinada carga aplicada, restringiendo el volumen final del material usado en la estructura. Fue implementado un algoritmo de solución usando elementos finitos planos de cuatro nodos e interpolación lineal para la discretización del dominio y programación lineal secuencial para la solución del problema de optimización no lineal y multivariado. La validez de los resultados fue comprobada solucio-

<sup>(1)</sup> Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad del Valle. Cll. 13 # 100 - 00. Cali, Valle del Cauca, Colombia.

<sup>(2)</sup> Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma de Occidente. Cll. 25 # 115 - 85. Cali, Valle del Cauca, Colombia.

Fecha de recepción: 23/02/2015 – Fecha de aceptación: 30/06/2015.

were developed. A minor program evolved and enthusiastic students entered our programs to engage in the minor. We reluctantly developed the name, humanitarian engineering, in spite of the fact that we knew from the literature that it came with historical baggage.

We were not alone. Early in the first decade of the new century, others were pursuing programs in a similar direction. In the United States Engineers Without Borders USA was established in 2002 and at about the same time Engineers for a Sustainable World came into being. We also learned about another program started at Purdue called EPICS that engaged undergraduate engineering students in local community development projects. It felt like we were approaching some sort of new age of enlightenment for engineering. Some of my reluctant colleagues were asking, "Isn't all of engineering humanitarian?" Good question! Why is it that we had felt the need to establish this program in the first place? Lets dissect that question.

Humanitarianism follows from a long line of people from Florence Nightingale to Albert Schweitzer who gave tirelessly to help the less fortunate. They expected nothing in return beyond the satisfaction of having made a beneficial human impact. When Henri Dunant, a Swiss businessman, happened onto the battlefield at Solferino (1859), he was so moved by the carnage and the divided response of the medical aid workers that he began an effort which led to the formation of the International Red Cross/Red Crescent, an organization that from the outset was designed as an "impartial, neutral, independent humanitarian organization". For over a century engineers have been involved with directing the forces of nature for the benefit of mankind<sup>1</sup>. While much of the work that engineers have done in the world benefits humans, engineers are taught to act as faithful agents or trustees with the client and their desires<sup>2</sup>. Engineers have in the past contributed unquestioningly to the success of these programs. Often times

(and especially within the US) this has involved designing weaponry. Can we say that these activities connote humanitarian acts or contribute to a more peaceful world? The answers are complex and will depend on for whom the weapon is developed. Clearly we cannot therefore call all engineering humanitarian.

Donna Riley has done a superb job of laying out the critical concerns of Social Justice in her 2008 book entitled "Engineering and Social Justice".<sup>3</sup> In an effort to help reconcile the definition of the humanitarian engineer we add the efforts of service to "the poor, the powerless or otherwise marginalized"<sup>3</sup>. Clearly a balance must be achieved between service to "the public" and loyalty to the client (most often involving the government, a corporation or multinational firm).

Students and faculty are drawn to projects with goals of working with traditional people to realize basic human needs (potable water, sanitation, housing, efficient cooking, lighting, etc.). Motivations pique, especially when opportunities arise for project involvement and associated international travel. There is a need to prepare the student for these experiences, without overburdening them with additional coursework on an already full plate. Therefore, an organized minor program becomes necessary for this interdisciplinary preparation. It is critically important for the student to consider the impacts of context as they seek to provide this service.

Can engineers engage in the world in ways that more directly relate to making peace? I believe the answer is a resounding yes! However, changes in engineering education are required to allow us to thrive in this new design space.

Dr. David R. Muñoz, Emeritus Associate Professor, Colorado School of Mines, Golden, CO USA

1. Mitcham, C. & Muñoz, D. (2010). *Humanitarian Engineering*. Edited by Caroline Baillie, Morgan and Claypool Publishers.

2. <http://www.nspe.org/resources/ethics/code-ethics#hash:22v5VvAn.dpuf> (Accessed June 15, 2015)

3. Riley, D. (2008). *Engineering and Social Justice*. Edited by Caroline Baillie, Morgan and Claypool Publishers.

---

## Editorial

# Humanitarian Engineering; a New Way of Approaching Engineering Education

I had been a professor of engineering for over a decade, having enjoyed the many varied projects that engaged our undergraduate students; SAE Ford and General Motors hybrid electric vehicle competition, Formula SAE, SAE Clean Snowmobile, etc. and other local industrial projects of similar interest and importance in motivating our students and preparing them well for future employment.

At about that time, my family and I were forced through one of life's most challenging valleys; that of facing the death of our first child to a rare and deadly form of bone cancer. I spoke with the doctors, scoured the internet and medical journals for answers and made suggestions to the medical staff in the slim hope of finding a cure. In the end the best that modern medicine could offer was to make my daughter comfortable as she passed from our hands in this world into the next. Heartbroken and dealing with the profound sense of loss, I began to wonder if I was spending my short time on this planet in the best way, making the impacts that the world needed. I was doing my best to continue advising students, teaching classes and writing proposals for research funding to support graduate students. However, I knew that something must change. I did not feel the authenticity that I felt should come with being on the right path. Yes, my students were getting good jobs. I was doing my best to publish and financially support students. But something very close and personal was not right.

At about that time I was on my second sabbatical, engaged in a project to help design

an advanced mass transit system for the I-70 west mountain corridor. My colleagues back at the university were discussing the writing of a proposal to the William and Flora Hewlett Foundation that would have something to do with developing an international service learning program for our engineering students. This idea rang true to my inner core. My father is from Honduras and I had planned to travel with him to visit family there later that spring. It was going to be the 50th wedding anniversary for one of his sisters and brother-in-law. At the party that followed I met the mayor of the town and mentioned that we were starting a new program in international engineering service learning and I wanted to do a project with students in Honduras. The mayor suggested that we consider working with a village of (about 10,000) refugees from hurricane Mitch that had been without easy access to potable water and proper sanitation for the past five years. I returned the following year (2004) with students and over the next eight years, we fell in love with the people of Colinas de Suiza and were challenged to work with them to get water to each home.

This project put me on a new path of working to better understand the practice of sustainable community development and the sensitivities necessary to successfully engage communities in participatory development. I began to realize that very little in my decades of formal education had prepared me for this experience. My colleagues who were similarly driven to do what we could to make this world more equitable and peaceful helped me critically to evaluate our motives and procedures. Courses

para esta experiencia. Mis colegas, que de manera similar fueron convocados a aportar lo que pudiéramos para hacer este mundo más justo y pacífico, me ayudaron de manera crítica a evaluar nuestros motivos y procedimientos. Se desarrollaron cursos. Un programa menor evolucionó y estudiantes entusiastas ingresaron en nuestros programas para hacer parte del mismo. Desarrollamos a regañadientes el nombre de Ingeniería Humanitaria, a pesar del hecho de que sabíamos por la literatura que venía con un bagaje histórico.

No estábamos solos. A principios de la primera década del nuevo siglo, otros estaban llevando a cabo programas en una dirección similar. En los Estados Unidos, Ingenieros sin Fronteras EE.UU. se estableció en 2002 y alrededor de ese tiempo surgió también Ingenieros por un Mundo Sostenible. También aprendimos acerca de otro programa que comenzó en Purdue, llamado EPICS (Epopeyas), que recibió estudiantes de pregrado de Ingeniería en proyectos de desarrollo de la comunidad local. Se sentía como si nos estuviéramos acercando a una especie de nueva era de iluminación para la Ingeniería. Algunos de mis colegas reticentes se preguntaban, "¿No es toda la Ingeniería humanitaria?" ¡Buena pregunta! ¿Por qué habíamos sentido la necesidad de establecer este programa en primer lugar? Vamos a dividir esa pregunta.

El humanitarismo viene como una larga trayectoria de personas, de Florence Nightingale a Albert Schweitzer, quienes dieron incansablemente ayuda a los menos afortunados. Ellos no esperaban nada a cambio, más que la satisfacción de haber creado un impacto humano beneficioso. Por más de un siglo, los ingenieros han estado involucrados con la dirección de las fuerzas de la naturaleza para el beneficio de la humanidad<sup>1</sup>. Mientras que gran parte del trabajo que los ingenieros han hecho en el mundo beneficia a los humanos, a estos se les enseña a actuar como agentes o representantes fieles con el cliente y sus deseos<sup>2</sup>. En el pasado los ingenieros han contribuido incondicionalmente al éxito de estos programas. Muchas veces (y especialmente dentro de los EE.UU.) esto ha implicado el diseño de armamento. ¿Podemos decir que estas actividades implican actos humanitarios o contribuyen a un

mundo más pacífico? La respuesta es compleja y dependerá de para quién se desarrolla el arma. Es evidente, por tanto, que no podemos llamar a todo Ingeniería humanitaria.

Donna Riley ha hecho un excelente trabajo al enumerar las preocupaciones fundamentales de la justicia social en su libro, de 2008, titulado Ingeniería y Justicia Social<sup>3</sup>. En un esfuerzo por ayudar a reconciliar la definición del ingeniero humanitario sumamos los esfuerzos de servicio a "los pobres, los débiles o marginados de otra manera"<sup>3</sup>. Está claro que se debe alcanzar un equilibrio entre el servicio al "público" y la lealtad al cliente (que involucra muy a menudo al gobierno, una corporación o una empresa multinacional).

Los estudiantes y profesores se sienten atraídos por proyectos con objetivos de trabajo con personas tradicionales, para hacer realidad las necesidades humanas básicas (agua potable, saneamiento, vivienda, cocina eficiente, iluminación, etc.). Las motivaciones despiertan, sobre todo cuando se presentan oportunidades para la participación en proyectos y viajes internacionales asociados. Hay una necesidad de preparar al estudiante para estas experiencias, sin sobrecargarlo con cursos adicionales en un horario que ya está lleno. Por lo tanto, se hace necesario un programa organizado para esta preparación interdisciplinaria. Es de vital importancia que el estudiante tenga en cuenta los impactos del contexto en su intento de proporcionar este servicio.

¿Pueden los ingenieros participar en el mundo de manera tal que se relacionen más directamente con hacer la paz? ¡Creo que la respuesta es un sí rotundo! Sin embargo, se requieren cambios en la enseñanza de la Ingeniería que nos permitan prosperar en este nuevo espacio de diseño.

Dr. David R. Muñoz, Emeritus Associate Professor,  
Colorado School of Mines, Golden, CO USA

1. Mitcham, C. & Muñoz, D. (2010). *Humanitarian Engineering*. Edited by Caroline Baillie, Morgan and Claypool Publishers.

2. <http://www.nspe.org/resources/ethics/code-ethics#thash.zm:5V5An.djuf> (Accessed June 15, 2015)

3. Riley, D. (2008). *Engineering and Social Justice*. Edited by Caroline Baillie, Morgan and Claypool Publishers.

## Editorial

# Ingeniería Humanitaria; una nueva manera de abordar la educación en Ingeniería.

Yo había sido profesor de Ingeniería por más de una década, habiendo disfrutado de los muchos y variados proyectos en que participaban nuestros estudiantes de pregrado: Ford SAE y la Competencia del Vehículo Híbrido Eléctrico de General Motors, la Fórmula SAE, Motonieve Limpia SAE, etc., y otros proyectos industriales locales de interés e importancia similar en cuanto a motivar a nuestros estudiantes y prepararlos para el empleo futuro.

En ese tiempo, mi familia y yo nos vimos obligados a pasar por una de las más difíciles experiencias de la vida, la de enfrentar la muerte de nuestra primera hija, debido a una rara y mortal forma de cáncer de hueso. Hablé con los médicos, exploré en Internet y las revistas médicas en busca de respuestas, y di sugerencias al personal médico con la reducida esperanza de encontrar una cura. Al final, lo mejor que la medicina moderna pudo ofrecer fue hacer sentir a mi hija cómoda mientras pasaba de nuestras manos en este mundo hacia el siguiente. Afligido y haciendo frente a la profunda sensación de pérdida, empecé a preguntarme: ¿estaba yo utilizando de la mejor manera el poco tiempo que tenía en este planeta, causando los impactos que el mundo necesitaba? Yo estaba haciendo mi mejor esfuerzo para seguir asesorando a los estudiantes, dando clases y escribiendo propuestas de financiación de investigación, a fin de apoyar a los estudiantes de posgrado. Sin embargo, sabía que algo debía cambiar. No sentía que mi sinceridad se derivara de de ir por el camino correcto. Sí, mis estudiantes estaban consiguiendo buenos empleos, yo estaba haciendo mi mejor esfuerzo para publicar y apoyar financieramente a los estudiantes, pero había algo muy cercano y personal que no estaba bien.

Por ese tiempo yo estaba en mi segundo año sabático, participando en un proyecto para ayudar a diseñar un sistema de transporte masivo avanzado para el corredor montañoso oeste I-70. Mis colegas en la universidad estaban discutiendo la redacción de una propuesta para la Fundación William y Flora Hewlett, que estaría relacionada con el desarrollo de un programa de aprendizaje de servicio internacional para nuestros estudiantes de Ingeniería. En mi interior, esta idea sonó muy bien. Mi padre es de Honduras y yo tenía previsto viajar con él a visitar a la familia allí un poco después esa primavera, con motivo del aniversario 50 de bodas de una de sus hermanas y su cuñado. En la fiesta que siguió conocí al alcalde de la ciudad y le mencioné que estábamos comenzando un nuevo programa para el aprendizaje de servicios de ingeniería internacional y que yo quería desarrollar un proyecto con los estudiantes en Honduras. El alcalde sugirió que consideráramos trabajar con un pueblo de refugiados (cerca de 10,000) que dejó el huracán Mitch y el cual había estado sin fácil acceso al agua potable y al saneamiento adecuado en los últimos cinco años. Volví al año siguiente (2004) con los estudiantes y en los siguientes ocho años nos enamoramos de la gente de Colinas de Suiza y tuvimos el reto de trabajar con ellos para conseguir agua para cada casa.

Este proyecto me ubicó en una nueva ruta de trabajo para comprender mejor la práctica del desarrollo sostenible de la comunidad y las sensibilidades necesarias para comprometer exitosamente a las comunidades con el desarrollo participativo. Empecé a darme cuenta de que en mis décadas de educación formal me había preparado muy poco

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE CUENCA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE  
UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA  
FORMULA SAE”**

**TESIS DE GRADO PREVIA A LA  
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECÁNICO  
AUTOMOTRÍZ**

**AUTOR:**

DAVID SANTIAGO MEJÍA GONZÁLEZ

**DIRECTOR:**

ING. JÓNATAN POZO PALACIOS

**CUENCA, ENERO 2015.**

## **RESUMEN**

En el presente trabajo de tesis se describe y aplica el proceso genérico de desarrollo de nuevos productos para el diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo de competencia F-SAE.

Para cumplir con el objetivo propuesto, en el capítulo I se realiza la fundamentación teórica de los sistemas de suspensión, frenos y dirección dando a conocer las características de funcionamiento y las normas técnicas que dicta el reglamento emitido por los organizadores de la competencia F-SAE 2014.

En el capítulo II se desarrolla el diseño de las manguetas del prototipo F-SAE, que consta de las siguientes actividades: Identificación de la necesidad, investigación preliminar, generar y evaluar conceptos de solución y por último se llega al diseño en detalle; donde se recopila toda la información para generar el modelo en 3D que será evaluado mediante el método de elementos finitos con la ayuda del software ANSYS 14.5. Luego de los análisis del diseño se realiza una iteración de rediseño del cuerpo de la mangueta, con el fin de disminuir las masas y obtener una correcta repartición de los esfuerzos.

El capítulo III muestra los resultados del diseño con todos los elementos que la conforman. Mediante un software CAD se puede observar los ajustes en la geometría de la suspensión en especial el ángulo de caída y la transmisión de las maniobras del piloto mediante el brazo de dirección a la mangueta. Subsiguientemente se describe el proceso de manufactura de las manguetas, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes. Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado.

## CAPÍTULO I

### FUNDAMENTO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE

#### 1.1 Introducción

En la actualidad, “La Sociedad de Ingenieros Automotrices” (SAE), organiza la competencia Formula Student a nivel mundial. Equipos universitarios tienen la oportunidad de diseñar y fabricar un prototipo de vehículo tipo F-SAE y competir en los distintos eventos de la competencia.

Uno de los componentes del vehículo F-SAE son las manguetas, tanto delanteras como traseras que deberán dar la sustentabilidad del vehículo para superar con éxito los eventos dinámicos y estáticos dentro de la competencia.

En el presente capítulo se fundamentará teóricamente los sistemas que intervienen e interactúan con las manguetas como son: sistema de suspensión, sistema de dirección y sistema de frenos. También se dará a conocer las generalidades del reglamento F-SAE (*2014 Formula SAE Rules*) sobre estos sistemas.

#### 1.1 Generalidades competencia Formula SAE:

El propósito de la competencia F-SAE, es asumir que los estudiantes de pregrado y posgrado trabajan para una empresa que se dedicará a diseñar, fabricar, desarrollar y competir con un prototipo de vehículo de competencias.

Para efecto de la competencia se deberá obtener un vehículo tipo fórmula, el cual debe cumplir con las normativas para el mercado no profesional de competencias.

La competencia F-SAE también engloba todos los aspectos de una industria automotriz como son: investigación, desarrollo, mercadotecnia, finanzas, diseño y manufactura. Obligando así a los estudiantes a salir de las aulas de clases y demostrar los conocimientos teóricos y prácticos aprendidos, enfocada en una experiencia real de trabajo.



## **1.2 Estado del arte**

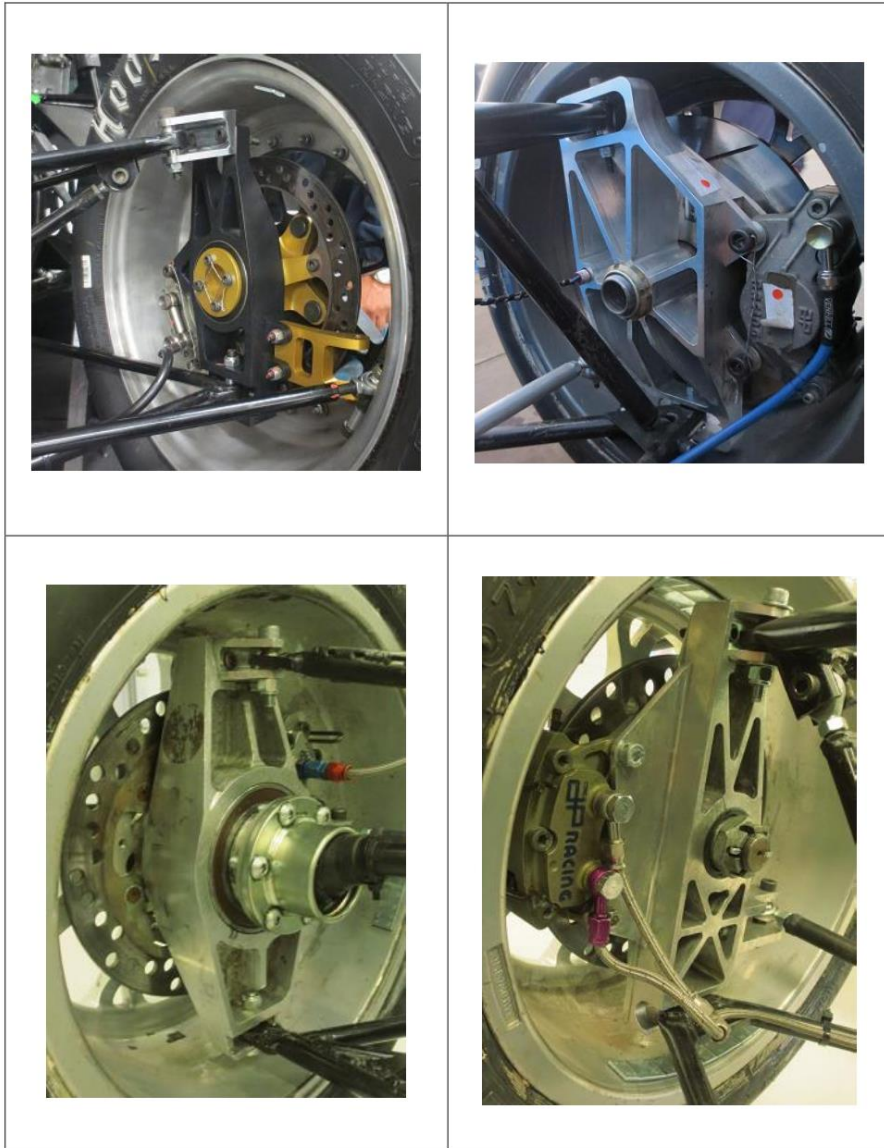
En los últimos años los componentes de las masas no suspendidas (sistema de suspensión) de los vehículos tipo F-SAE, han sufrido cambios con el fin de disminuir la masa total de los elementos.

La finalidad de disminuir las masas de estos elementos es aumentar la dinámica y control del vehículo, por lo tanto, para lograr este objetivo deben poseer bajo peso y momento de inercia.

Un problema típico que se da al construir el vehículo tipo fórmula es el sobredimensionamiento de los componentes, sobre todo en equipos que participan por primer año en la competencia F-SAE, perjudicando con esto la dinámica y control del vehículo.

Por otro lado, equipos de mayor trayectoria en competencias de fórmula SAE, consiguen reducir las dimensiones y el peso de las masas no suspendidas, logrando componentes ligeros y confiables con el uso de software de diseño (CAD), procesos de manufactura CNC's y materiales adecuados.

Gracias a la experiencia en la competencia F-SAE UK 2014 se pudo observar y obtener evidencia del desarrollo que tienen los equipos de F-SAE en el diseño y construcción de manguetas delanteras y posteriores. A continuación se mostrarán fotografías de las manguetas, véase figura 1.1.



*Figura 1.1. Manguetas de diferentes equipos F-SAE UK 2014.*

*Fuente: El Autor.*

Para poder dar solución al diseño de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo de competencia F-SAE, a continuación se fundamentará teóricamente los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

### **1.3 Sistema de Suspensión**

En los automóviles es común utilizar un diseño de suspensión independiente mediante dos brazos de suspensión en forma de horquilla triangular. Cada horquilla o brazo de suspensión tienen dos puntos de montaje en el chasis.

Este sistema de suspensión independiente permite controlar el movimiento de las ruedas a lo largo del recorrido de la suspensión. Permitiendo hacer el trabajo más fácil para los neumáticos y asegurar un comportamiento predecible y controlado del vehículo. La suspensión deberá mantener los neumáticos en constante contacto con el suelo, para obtener su capacidad máxima de adherencia. Por lo tanto el diseño de la suspensión F-SAE debe centrarse en las restricciones del reglamento.

#### **1.3.1 Reglamento**

Según el artículo T6.1 del Reglamento F-SAE (*2014 Formula SAE Rules*), la suspensión deberá cumplir con los siguientes requisitos:

- El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo, con amortiguadores frontales y posteriores, con un recorrido de la rueda de 25,4 mm (1 pulgada) de bote y 25,4 mm (1 pulgada) de rebote, con el conductor sentado.
- La distancia al suelo debe ser la suficiente para evitar que cualquier parte del vehículo, excepto los neumáticos toquen el suelo durante las pruebas en pista.

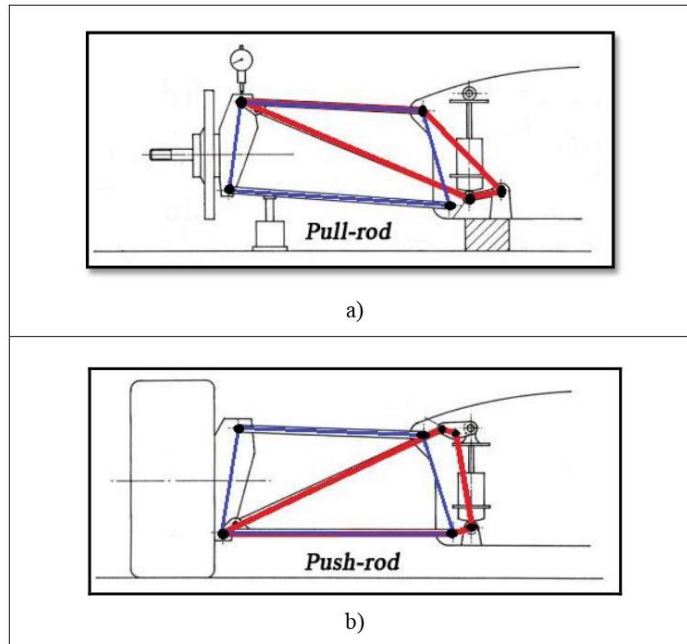
#### **1.3.2 Suspensión F-SAE**

Un vehículo F-SAE está provisto de una suspensión tipo independiente de doble horquilla. Esto permite un mejor control de parámetros como: ángulo de caída, ángulo de avance, ángulo de inclinación de dirección y radio de pivote. Mejorando así el comportamiento del neumático y obteniendo las mejores prestaciones en pista del vehículo F-SAE.

Dentro de este tipo de suspensión independiente, se encuentran las de tipo “push rod” y “pull rod”, véase figura 1.2. Por sus características de funcionamiento permite elegir la disposición de los elementos muelle/amortiguador en varias posiciones y se puede utilizar en la suspensión delantera y trasera.

La diferencia entre los sistemas se describe a continuación:

- Push rod: Utiliza una barra de empuje en compresión como se puede ver en la figura 1.2b.
- Pull rod: Utiliza una barra de empuje en tracción como se puede ver en la figura 1.2a.



**Figura 1.2.** Sistemas push/pull rod.

**Fuente:** (flaldia.com, 2014)

Al no contar con experiencia en la competencia F-SAE, se eligió de tipo “push rod”, por su buena adaptabilidad a la cinemática deseada de la suspensión. Esto lo realizó el equipo encargado de diseñar el sistema de suspensión.

El siguiente elemento de la suspensión del vehículo de competencia F-SAE son las manguetas. Las manguetas de un F-SAE, sirven de nexo entre el brazo de suspensión inferior y superior, de manera que, esto genera el movimiento oscilante típico de la suspensión. Las manguetas son elementos fundamentales donde se concentran los esfuerzos estáticos y dinámicos que sufre un vehículo en pista, y juegan un papel importante en la geometría de la suspensión.

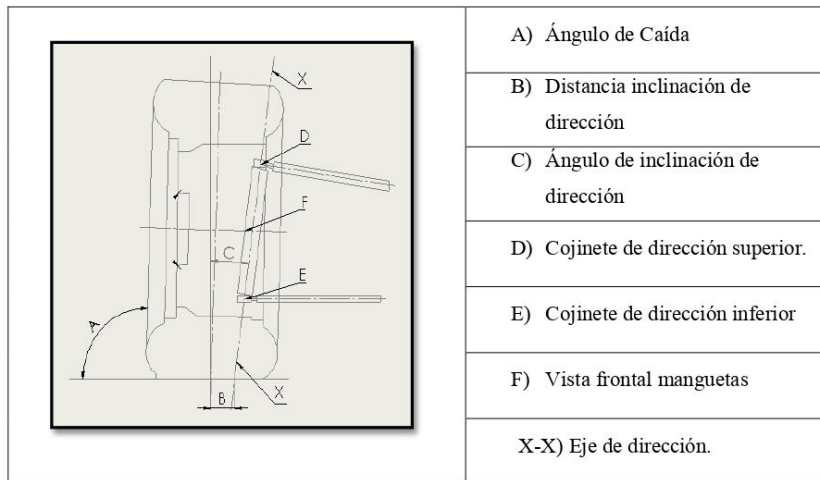
### 1.3.3 Geometría de la suspensión

La geometría de la suspensión está definida por los siguientes parámetros: camber, caster, kingpin angle y scrub radius. (Gaffney & Salinas, 2009)

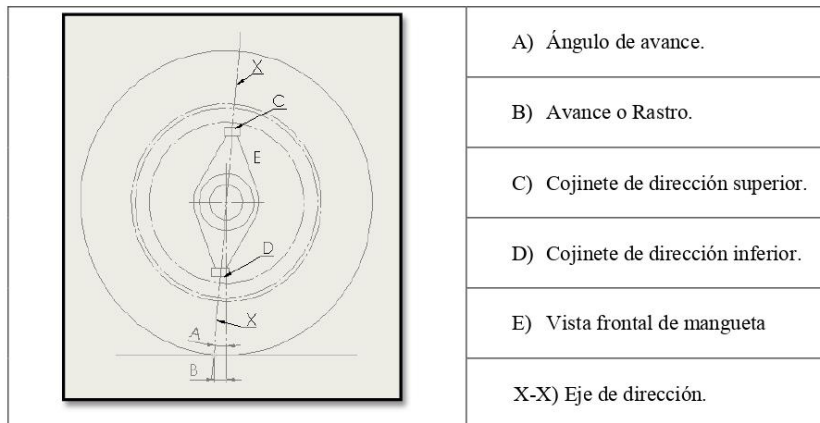
- **Ángulo de caída** (*Camber*): Es el ángulo que forma la rueda con respecto a la vertical como muestra la figura 1.3. Se considera que es un ángulo negativo cuando la parte superior de la rueda se inclina hacia la línea central del vehículo.
- **Ángulo de avance** (*Caster*): Es el ángulo de inclinación de la mangueta que forma en el plano longitudinal, este forma una línea imaginaria (eje de dirección) que pasa por los pivotes superior e inferior de las ruedas delanteras. Ver figura 1.4.
- **Ángulo de inclinación de dirección** (Kingpin Angle): Es la proyección de una línea imaginaria entre la rótula superior y la inferior con respecto a la vertical de la rueda. Ver figura 1.3.
- **Radio de pivote** (Scrub Radius): Es la distancia entre el eje de dirección y la zona media de contacto con la rueda. Ver figura 1.3.

**Consideraciones:** Debido a que la rueda se mueve a través del recorrido de la suspensión, la cantidad de neumático sobre el suelo se ve afectada por el ángulo de caída. Este ángulo debe ser fácilmente ajustable, de modo que la suspensión mantenga el máximo contacto del neumático con el suelo.

El exceso de inclinación del ángulo de caída puede reducir la cantidad del neumático sobre el suelo, lo que afectará el frenado y la aceleración en línea recta.



**Figura 1.3. Geometría de la suspensión. Fuente: (Pashley, 2012)**



**Figura 1.4. Ángulo de Caster. Fuente: (Pashley, 2012)**

#### 1.4 Manguetas F-SAE

Las manguetas F-SAE son los elementos que sirven de vínculo entre la suspensión y la dirección con las ruedas, por lo general albergan a la mordaza de freno en un solo ensamble como se muestra en la figura 1.5. En las manguetas posteriores adicionalmente se consideran los centros de rueda, que sirven para conectar el tren de fuerza motriz que accionan las ruedas traseras. Normalmente los centros de rueda posteriores contienen un cojinete y una junta homocinética como muestra las figuras 1.6.

A su vez las manguetas deben dar cabida a todos los puntos de la suspensión como son: la rótula superior, rótula inferior, varillaje de la dirección, centro de rueda, rodillo y mordaza. (Brendan. J. Waterman, 2011)



*Figura 1.5. Mangueta delantera, brazos de suspensión y pivote de dirección.*

*Fuente: (Brendan. J. Waterman, 2011)*



*Figura 1.6. Ensamble de la rueda trasera con eje de transmisión y brazos de suspensión.*

*Fuente: (Brendan. J. Waterman, 2011)*

##### 1.4.1 Funciones de la mangueta F-SAE

Las funciones de la mangueta son: (Pashley, 2012)

- a) Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de la rueda, a través del cual pasará toda la fuerza que actúa sobre el vehículo.

- b) Resistir las fuerzas de rotación alrededor de su eje, que surgen desde la superficie de contacto del neumático, causados por tracción y frenado.
- c) Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- d) Resistir fuerzas alineantes que provoca la geometría de la suspensión en la superficie de contacto del neumático.
- e) Soportar las fuerzas que genera el amortiguador y el muelle, ya que están unidas directamente a través de su varillaje de accionamiento.
- f) Resistir fuerzas de torsión que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda causada por el frenado, y proporcionar un lugar seguro para el montaje de la mordaza de freno.
- g) Ser rígida para soportar torsión en dirección vertical y para transmitir con precisión la dirección de las ruedas y las reacciones de la dirección.
- h) Ser lo suficientemente robusta para resistir los daños por contactos menores con objetos en pista, tales como bordillos, desniveles, etc.
- i) Por último, tiene que encajar dentro del aro.

### **1.5 Centro de rueda**

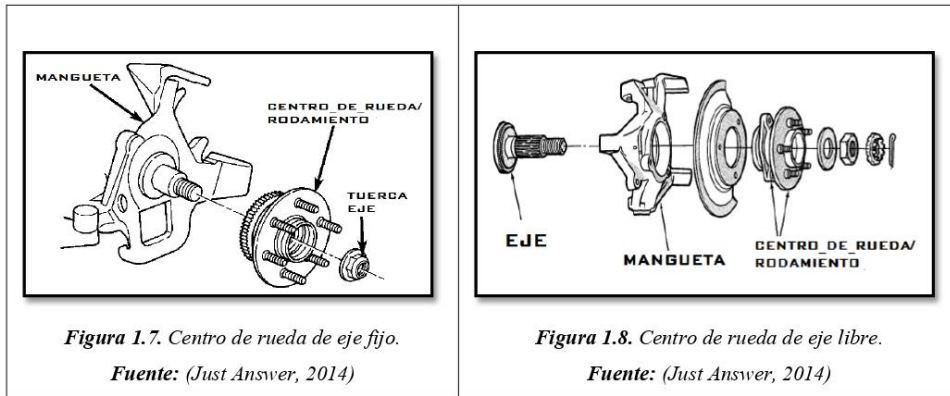
El propósito del centro de rueda es proporcionar un punto fijo de rotación para la rueda y el disco de freno, de esta manera transmitir el par de frenado del disco al neumático. En la parte delantera el centro de rueda mantiene sujeto al rodamiento, y soporta el momento que se genera cuando el vehículo toma una curva.

El diseño del centro de rueda debe estar íntimamente relacionado con la mangueta. Por lo tanto en la parte delantera se tiene dos configuraciones: (Pashley, 2012)

- 1) Utilizar un eje que vaya fijo en la mangueta, y el rodamiento se coloca entre el eje fijo y el centro de rueda como se puede ver en la figura 1.7. La ventaja de esta configuración es que se puede compactar mejor el diseño de la mangueta.
- 2) En esta segunda configuración existe un eje que gira junto al centro de rueda, en este caso el eje se encuentra en la pista interna del rodamiento mientras que la pista externa del rodamiento se mantiene fija dentro de la mangueta como se muestra



en la figura 1.8. La desventaja es que esta configuración utiliza un elemento adicional que es el eje, pero es simple en su diseño.



Los centros de rueda traseros y delanteros utilizan la misma configuración de eje libre, la diferencia con el centro de rueda delantero es que el centro de rueda trasero se encarga de transmitir la tracción del motor a las ruedas mediante un estriado interno como se muestra en la figura 1.9.

Para lograr esto debe interactuar con el sistema de tren motriz mediante un palier que utiliza un eje con estriado externo que conecta con el centro de rueda con estriado interno.



**Figura 1.9.** Centro de rueda posterior.  
*Fuente: (University of South Australia Copyright website, 2014)*

### 1.5.1 Materiales utilizados para centros de rueda

En el mercado automotriz existen centros de ruedas de diferentes materiales, estos son de alta resistencia de manera que se pueden aplicar en un vehículo F-SAE, por ejemplo centro de rueda del vehículo *VW POLO* ó *HYUNDAI ELANTRA*, figura 1.10 y figura 1.11 respectivamente.



**Figura 1.10.** Wheel hub (VW POLO).  
**Fuente:** (COMLINE AUTO PARTS, 2014)



**Figura 1.11.** Wheel hub (HYUNDAI ELANTRA).  
**Fuente:** (COMLINE AUTO PARTS, 2014)

Los materiales por lo general son aceros de alta resistencias, que contienen carbono (C) en 40% y molibdeno (MO) en 35%, que le dan buenas propiedades mecánicas y facilidad de mecanizado.

Los tipos de materiales utilizados para la fabricación de centros de rueda son:

- 605M36 Aleación de acero: aleación de acero de alta resistencia en barras redondas, tiene una buena resistencia a los golpes, con excelente maleabilidad y fácil mecanizado.
- 6082 Aluminium alloy: es una aleación estructural, con alta resistencia, de fácil mecanizado y al ser de aluminio es de bajo peso. Se lo encuentra en planchas de diferentes medidas.

### 1.5.2 Rodamiento

El rodamiento permite que el centro de rueda pueda girar libremente con el neumático, mientras la mangueta se mantiene fija en su posición vertical.

Existen varios tipos de rodamientos, para efecto de esta investigación se describirán los utilizados en automóviles, y estos son:

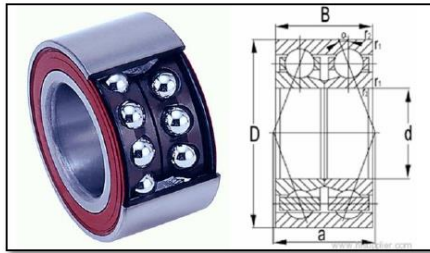
- Rodillos cónicos: funcionan mediante una serie de rodillos cónicos que se ubican entre dos pistas de metal, estos tipos de rodillos pueden soportar cargas de tipo axial y radial en una sola dirección, por este motivo es necesario dos rodillos cónicos enfrentados entre sí para que puedan soportar cargas radiales en ambos sentidos.



*Figura 1.12. Rodamiento de rodillos cónicos.*

*Fuente: (NTN, 2014)*

- Rodillos de bolas: los rodamientos de bolas de contacto angular pueden soportar cargas radiales y axiales en una sola dirección. La diferencia con los rodamientos de rodillos cónicos es que estos tienen una menor fricción interna y pueden girar con mayor facilidad. Se pueden encontrar de una o dos filas de rodillos de bolas que soportan cargas en ambas direcciones.



*Figura 1.12: Rodamiento de bolas.*

*Fuente: (NTN, 2014)*

Una característica fundamental de los rodamientos es su capacidad de soportar el momento que se genera cuando el vehículo toma una curva.

Para seleccionar el rodamiento correcto es necesario conocer cuáles son y en qué dirección están ubicadas las cargas, la velocidad de rotación máxima y el espacio disponible en la mangueta.

Por su ubicación un rodamiento está sometido a cargas radiales y axiales. La carga radial es provocada por el peso del vehículo cuando pasa sobre una irregularidad, esto provoca una alta carga de poca duración. La carga axial es generada por la dinámica del vehículo, esto se da en la inercia al tomar una curva. El rodamiento tiene que ser capaz de soportar fuerzas axiales en las direcciones longitudinal y transversal. Estos criterios serán tomados en cuenta para la selección del rodamiento y el diseño de las manguetas en el capítulo II.

## **1.6 Aros y neumáticos**

### **1.6.1 Reglamento**

Según los artículos T6.3 y T6.4 del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, el tamaño del neumático y del aro deben estar comprendidos entre 8 pulgadas y 13 pulgadas de diámetro. Deben contar con pernos para sujetar el centro de rueda.

Los neumáticos deben ser de dos tipos: para pista seca y para pista mojada.

### 1.6.2 Neumáticos F-SAE

Los neumáticos juegan un papel importante en el manejo del vehículo porque son los encargados de transmitir las acciones del piloto en el volante hacia la pista. Las fuerzas dinámicas actúan sobre las superficies de contacto de los neumáticos.

Deben brindar las siguientes características:

- Estabilidad.
- Confort.
- Retroalimentación del conductor.
- Rendimiento del vehículo lateral y longitudinal.

Los neumáticos deben cumplir tres funciones:

- Soportar las cargas del vehículo.
- Transmitir fuerza longitudinal para acelerar y frenar.
- Transmitir fuerzas laterales en curvas.

Los neumáticos se pueden clasificar según su construcción, característica y uso recomendado por el fabricante. Para la competencia de F-SAE existen dos tipos de neumáticos que establece el reglamento, y estos son:

- Neumáticos secos (*slicks*) que no tienen ninguna talladura en su rodadura, exclusivos para piso seco.
- Neumáticos de lluvia (*wets*) exclusivos para piso mojado y tienen talladura en su rodadura.

En la selección de los neumáticos para el vehículo F-SAE se considerará un factor importante:

- Investigación sobre los criterios de otros equipos con más experiencia en esta competencia y comparación de sus resultados obtenidos.

El análisis del comportamiento y propiedades de los compuestos del neumático son complicados de obtener, ya que estos datos característicos se obtienen mediante

experimentación en laboratorios o estudiando un determinado neumático en condiciones establecidas. Vale recalcar que el desarrollo de esta tesis no abarca este tema.



*Figura 1.13. Neumáticos Hoosier.*

*Fuente: (Hoosier Racing Tire , 2014)*

Considerando los factores que se mencionaron en los puntos anteriores se seleccionó el neumático tipo “slicks” y “wets” de la marca HOOSIER, figura 1.13, con dimensiones: 20.5 in x 7 in rin 13. El compuesto de estos neumáticos es suave y genera un gran coeficiente de fricción en condiciones de piso seco o mojado.

### **1.6.3 Aros**

Los aros comúnmente utilizados en la competencia F-SAE son: aro de 13 pulgadas y aro de 10 pulgadas.

Los aros de 13 pulgadas proporcionan un mayor espacio donde se pueden empaquetar las manguetas, recomendados para equipos de primer año en la competencia F-SAE. La desventaja es su alto peso por su tamaño.

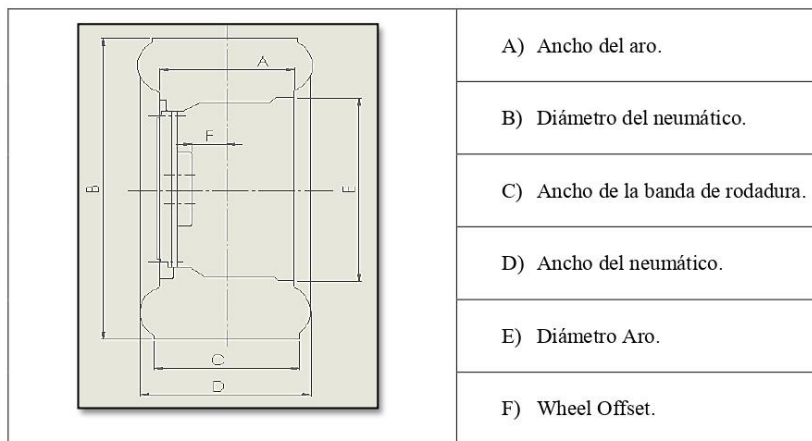
Los aros de 10 pulgadas tienen la ventaja de ser ligeros ya que reducen su tamaño. Tiene como desventaja el espacio interior menor, esto podrían ocasionar problemas de funcionamiento y de diseño.

Considerando estos aspectos, se determinó utilizar aro de 13 pulgadas de diámetro por las ventajas que ofrecen para equipos de F-SAE y el mayor espacio interior que brinda. Este

criterio fue analizado por el equipo que diseñara la suspensión. A continuación se muestran las características de los aros.

*Características:*

- Ancho: 4 pulgadas hasta 15 pulgadas.
- Diámetro: 13 pulgadas.
- Agujeros de centro: 1, 3, 4, 5.
- Wheel Offsets: de amplio rango.



**Figura 1.14.** Terminología del neumático y aro

*Fuente:* (Pashley, 2012).

Para determinar las medidas de los aros, según las características de la figura 1.14, se requirió la participación del equipo encargado del diseño de la suspensión, con el fin de definir los puntos de sujeción de la suspensión sin afectar la geometría de la suspensión.

La marca de los aros *BRAID FORMRACE*, figura 1.15, ofrecen las siguientes características y medidas:

- Los aros están hechos de dos piezas: una parte central y el aro.
- Son ultra ligeros hechos con tecnología “Spin Forging” para vehículos no mayores a 650 Kg.

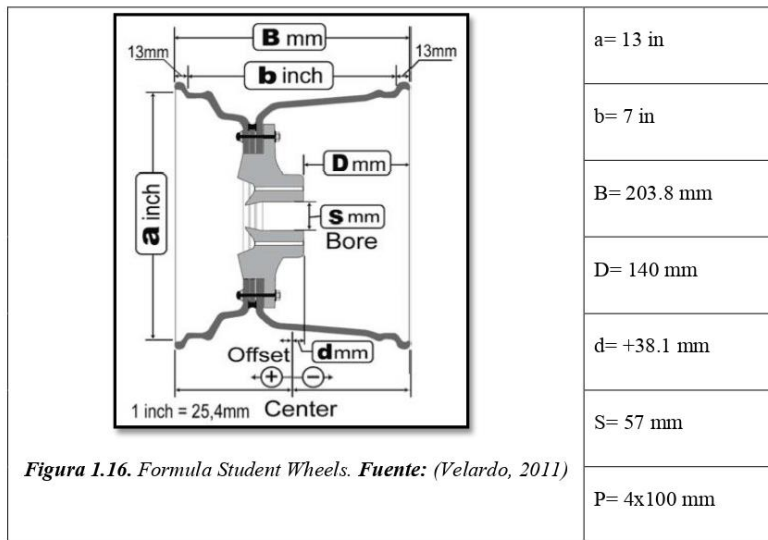
- El peso de cada aro es de 3 kg aproximadamente.



**Figura 1.15.** Formula Student Wheels.

*Fuente:* (Braid, 2014).

- Las medidas que ofrece esta marca se especifican en la figura 1.16, tomando en cuenta que se decidió utilizar un neumático de 7 pulgadas de ancho y un aro de 13 pulgadas de diámetro.



**Figura 1.16.** Formula Student Wheels. *Fuente:* (Velardo, 2011)



## **1.7 Sistema de dirección**

### **1.7.1 Reglamento**

Según el artículo T6.5 del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, establece que el sistema de dirección debe cumplir con las siguientes características:

- El volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas.
- El sistema de dirección debe tener topes para evitar que el mecanismo se bloquee.
- Los topes pueden estar ubicados en las manguetas o en el mecanismo de dirección (cremallera).
- Juego libre del sistema de dirección de siete grados ( $7^\circ$ ) en total, medido en el volante.

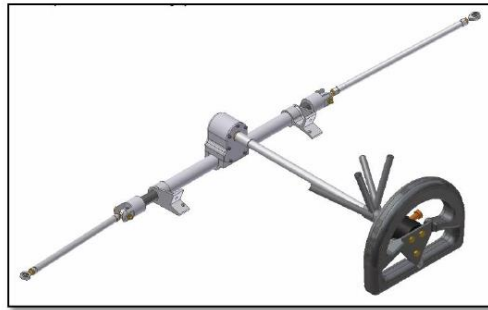
### **1.7.2 Dirección F-SAE**

El sistema de dirección tiene la misión de orientar las ruedas directrices, de forma que el vehículo pueda ser maniobrado dentro de la pista. El sistema de dirección de un vehículo F-SAE, está constituido de un volante con un desacople rápido, una columna de dirección que en un extremo está unida a un piñón y una cremallera.

Los brazos de dirección son los responsables de conectar la cremallera a las manguetas delanteras. Esta conexión transmite las fuerzas de entrada de la cremallera de dirección a los brazos de dirección y provoca una rotación de las ruedas alrededor de su eje.

El sistema de dirección debe cumplir con las siguientes características:

- Suavidad y precisión, es decir, respuesta inmediata.
- Irreversibilidad, es decir, lo que pasa en la rueda no afecta al volante.
- Estabilidad, es decir, mantener una posición estable.



**Figura 1.17.** Sistema de direccion.

**Fuente:** (UCD Formula SAE, 2006)

### **1.8 Sistema de frenos**

El sistema de frenos de un vehículo nos permitirá volver al estado de reposo de una manera segura y controlada. También debe proporcionar eficiencia y rendimiento para las diferentes condiciones en pista.

#### **1.8.1 Reglamento**

El artículo 7.1, del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, indica que un vehículo F-SAE debe contar con un sistema de frenos que actúe sobre las cuatro ruedas y que sea operado sólo con un control. Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes, para el caso de que falle un circuito actúe el otro bloqueando dos de las cuatro ruedas.

#### **1.8.2 Descripción sistema de frenos F-SAE**

Los vehículos de F-SAE utilizan un sistema de frenos de discos. El disco de freno se acopla con el centro de rueda y gira solidario con el neumático. La mordaza está sujeta de forma tangencial al disco de freno, que gira libremente sin generar roce, como se muestra en la figura 1.18.

Al accionar el pedal de freno, el sistema hidráulico comprime las dos pastillas de freno, con lo que se genera la fricción del disco contra las pastillas y se detiene el giro libre del rotor del disco de freno.



*Figura 1.18. Sistema de freno F-SAE.*

*Fuente: UPRacingTeam, 2014*

Las ventajas de este sistema de frenos son:

- Eficiencia en la disipación de calor generado al frenar.
- De fácil calibración y mantenimiento por la accesibilidad de los componentes.

### **1.8.3 Disco de frenos**

El disco de freno es el encargado de transformar toda la energía cinética en energía mecánica y dispersarla en forma de calor. El disco de freno por lo general está hecho de hierro fundido o de componentes cerámicos, y está conectada a la rueda por medio de un centro de rueda o rotor del disco de freno.

Existen dos tipos de disco de frenos, ranurados y perforados.

Ventajas de los discos ranurados: (Racing AP, 2011)

- Las ranuras limpian las superficies de las pastillas de freno y proporcionan mayor área de contacto, eliminando el acristalamiento.
- Los discos ranurados se pueden utilizar con cualquier material de pastilla de freno.
- La vida útil del disco es prolongada.

Desventajas de los discos ranurados:

- Su peso es mayor que un disco perforado.

Ventajas de los discos perforados: (Racing AP, 2011)

- Peso ligero en comparación a un disco ranurado.
- Mejor y mayor dispersión de calor.

Desventajas de los discos perforados:

- Pueden ser propensos a agrietamientos.
- Existe mayor desgaste por el uso de componentes duros de la pastilla de freno.

#### 1.8.4 Discos de freno para F-SAE

Existen varias marcas que fabrican discos de freno para vehículos de F-SAE. A continuación se mostrarán los discos de freno de diferentes marcas:

- **AP Racing:**

AP Racing ofrece un disco de 248 mm de diámetro, el disco es ranurado como se ve en la figura 1.19.



**Figura 1.19.** Disco de freno AP Racing.

**Fuente:** (AP Racing, 2014).

- **KAZ TECHNOLOGIES:** (Kaz Tecnologías , 2014)

Ofrece material para diseñar y construir discos de freno en general. Esta fábrica ha analizado la problemática de adaptarse a discos de freno convencionales de moto, que a la larga no satisfacen las necesidades de diseño de discos de freno para un vehículo F-  
SAE. Tiene una gran ventaja de ser un material de fácil mecanizado. Véase Figura 1.20.

**Especificaciones:**

- Diámetro exterior: 10 pulgadas (254 mm).
- Espesor:  $\pm 0,127$  mm ( $\pm 0,005$  pulgadas).
- Planicidad:  $\pm 0,127$  mm ( $\pm 0,005$  pulgadas).

**Material:**

Discos de frenos Kaz-Technologies son fabricadas de Dura-Bar G2 hierro fundido. Se trata de un nuevo material de fundición gris con mejoras de sus propiedades, que contienen hierro gris perlítico con grafito laminar.

**Características:**

- ASTM A48 clase 40, (SAE J431 G12, fue G4000).
- Resistencia a la tracción  $\sim 40$  ksi [272 MPa].
- Dureza Brinell = 183-301.
- Conductividad Térmica  $\sim 370$  BTU-in / hr-ft  $^2$ -DegF [53.3 W / mK]



**Figura 1.20.** Brake Rotors; KAZ TECHNOLOGIES.

**Fuente:** (Kaz Tecnologías , 2014).

### 1.8.5 Clasificación de los discos de freno

Por la manera de sujetar el disco al centro de rueda se pueden clasificar en disco fijo o disco flotante.

Un disco de freno fijo, es aquel que está conformado de una sola pieza de metal en forma de disco como se ve en la figura 1.21. Este tipo de disco de freno está unido rígidamente al centro de rueda y forma un ensamble que podría sujetar al aro. Tiene la desventaja de absorber y retener el calor generado en la frenada.



*Figura 1.21. Disco de freno fijo.*

*Fuente: ( Mark's Garage for Land Rovers, 2014).*

Un disco de freno flotante, es aquel que no está unido rígidamente al centro de rueda y está conformado de dos piezas: el disco de freno y el centro de rueda.

El disco y el centro de rueda están sujetos mediante pasadores o pernos como se puede ver en la figura 1.22 y esto permite que gire junto con la rueda. El disco puede moverse ligeramente en el eje axial, este juego es útil porque le permite compensar alguna flexión que existiera en el centro de rueda y se llegue a desalinearse con respecto a la mordaza. (Velardo, 2011)

Este diseño permite que el disco se dilate sin distorsión por las elevadas temperaturas de frenado.



**Figura 1.22.** Disco de freno flotante.

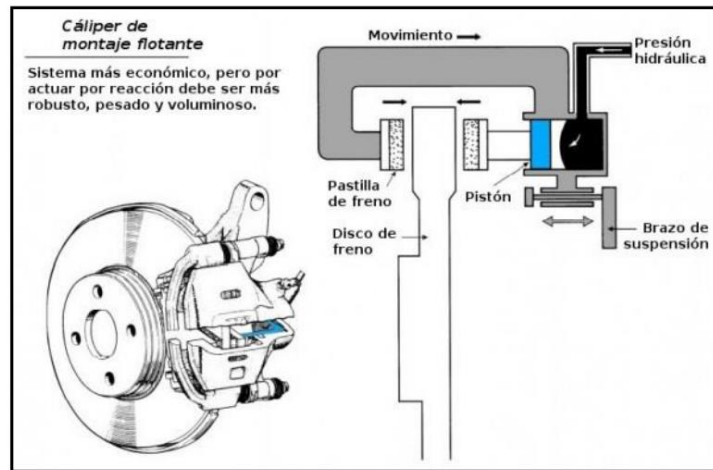
**Fuente:** (Accesorios para tu moto, 2011)

#### **1.8.6 Mordaza de freno**

La mordaza de freno es el elemento que alberga las pastillas de freno y los pistones, este elemento está colocado en posición fija con respecto al vehículo (*es decir, no rota*). El principio de funcionamiento se basa en apretar el disco de freno (*que gira a la misma velocidad que la rueda*) mediante la presión hidráulica en los pistones de la mordaza que ejercen presión hasta detenerlo.

Existen dos tipos de mordaza: *de montaje flotante* y *montaje fijo*.

**Montaje flotante:** Son los usados en la mayoría de los automóviles, debido a su menor costo y simplicidad de fabricación. La mordaza tiene un montaje deslizante como se ve en la figura 1.23. La reacción de la presión ejercida por el pistón sobre la pastilla empuja a la mordaza, haciendo que la pastilla fija en la mordaza toque y presione el disco de freno, forzando a que se detenga el disco de freno por la fricción. (Bolido.com, 2011)



*Figura 1.23. Mordaza de montaje flotante.*

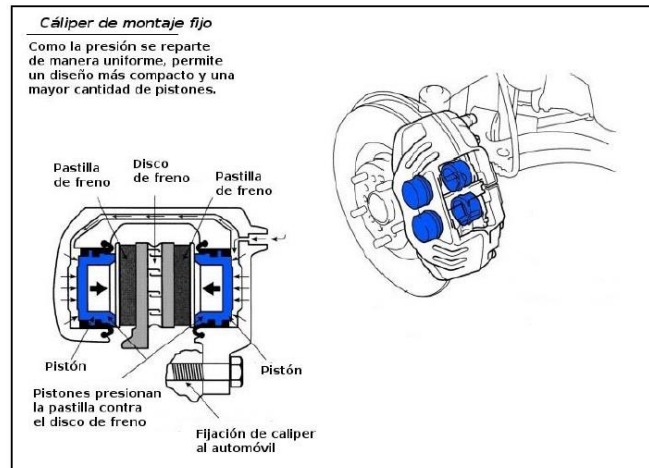
*Fuente: (Bolido.com, 2011)*

**Montaje fijo:** Está instalado de manera fija en la mangueta o el eje de dirección. Tiene entre dos o tres pares de pistones, distribuidos uniformes en ambas caras de la mordaza, como se muestra en la figura 1.24.

Este sistema presenta varias ventajas:

- Ejerce más presión de frenado comparado al de montaje flotante, con el mismo esfuerzo sobre el pedal de freno.
- Están fabricados generalmente de aluminio y aleaciones de magnesio, lo que le permite menos peso y mejor disipación de calor.
- Utiliza un volumen menor del fluido de frenos.
- Comprime el rotor de manera más equitativa, ya que por ambos lados tiene la misma presión. (Bolido.com, 2011)





**Figura 1.24.** Caliper de montaje fijo.

**Fuente:** (Bolido.com, 2011).

Para la selección de la mordaza se realiza a continuación la descripción de la mordaza Wilwood con sus características y constitución usada para vehículos F-SAE, estas son:

- **Wilwood:** La mordaza GP200, figura 1.25. Esta mordaza es de montaje fijo y cuenta con dos pistones de 31.75 mm de diámetro, de peso ligero que no supera los 0.8 kg. Se puede utilizar con discos de freno de 203 mm y 278 mm de diámetro exterior.



**Figura 1.25.** Mordaza Wilwood modelo G200.

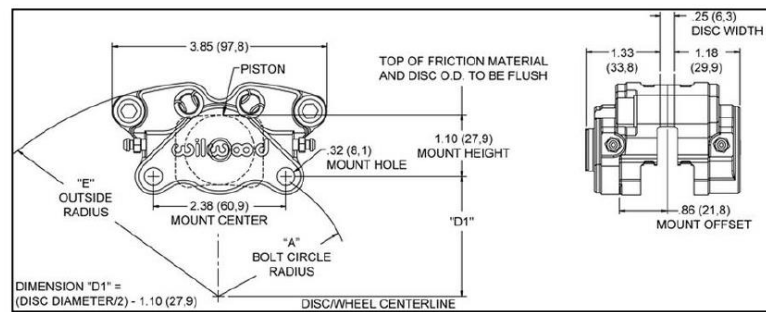
**Fuente:** (Wilwood Engineering, Inc., 2014)

### Características:

- Cuerpo de aleación de aluminio.
- Pistón de aluminio.

### Dimensiones:

- Centros de soporte: 60.9 mm de centro a centro.
- Espacio libre de soporte (offset): 21.8 mm.
- Diámetro de los agujeros de montaje: 8,1 mm



**Figura 1.26.** Datos técnicos mordaza Wilwood G200.

**Fuente:** ( Wilwood Engineering, Inc., 2014)

### 1.9 Sumario

En este capítulo se describieron los fundamentos de la carrera F-SAE, dando a conocer de manera general el objetivo de la competencia y sus restricciones de diseño. Además se pudieron conocer las características de los sistemas de frenos, dirección y suspensión destacando sus interacciones con las manguetas. Vale mencionar que las funciones más importantes de las manguetas son: ser robusta para resistir las condiciones de manejo en pista (aceleración, frenado y curva) y daños por contactos menores con objetos en pista, proporcionar puntos fijos de sujeción con los brazos de suspensión y dirección y dar soporte a la mordaza de freno.

De esta manera la información recolectada en este capítulo será utilizada en el capítulo dos para el procediendo de diseño de las manguetas delanteras y traseras.

## **CAPÍTULO II**

### **DISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES**

#### **2.1 Introducción**

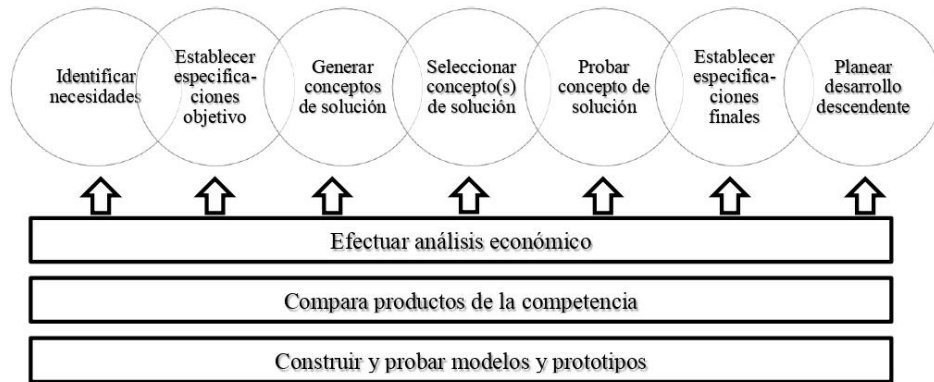
En el presente capítulo se estudiará a breves rasgos la metodología de diseño que se utiliza para proponer el diseño de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo prototipo F-SAE, que satisfagan en su totalidad las necesidades del prototipo.

A continuación se desarrolla la metodología de diseño que consta de las siguientes actividades: Identificación de la necesidad, investigación preliminar, generar y evaluar conceptos de solución y por último se llega al diseño en detalle; donde se recopila toda la información para generar un modelo CAD que será evaluado mediante el método de elementos finitos con la ayuda del software ANSYS 14.5.

Luego de los análisis de los diseños se realiza el rediseño de los elementos, con el fin de disminuir las masas y obtener una correcta repartición de los esfuerzos. Finalmente los diseños son presentados para proponer su construcción, tema que se desarrolla en el capítulo III.

#### **2.2 Proceso genérico de desarrollo de nuevos productos**

El proceso genérico de desarrollo de nuevos productos presentado en el libro: Diseño y Desarrollo de Nuevos Productos de Ulrich y Eppinger, es una metodología de diseño conformada por una sucesión de pasos o actividades, que una empresa utiliza para concebir, diseñar y comercializar un producto, como se muestra en la figura 2.1.



*Figura 2.1. Proceso de desarrollo del producto.*

*Fuente: (Ulrich & Eppinger, 2012).*

Es bueno entender que la metodología explicada por Ulrich y Eppinger, puede ser utilizada para el diseño de cualquier producto, satisfaciendo las necesidades de los clientes. Además esta metodología puede ser utilizada para el diseño de uno o varios elementos de una máquina o de un sistema.

Para el avance de esta tesis, el proceso genérico de desarrollo de nuevos productos será enfocado a un elemento de un sistema en específico (las manguetas que conforman el sistema de suspensión).

### **2.2.1 Identificación de las necesidades**

La identificación de las necesidades, tiene como objetivo reconocer y entender los atributos de un potencial producto o elemento mecánico deseado.

Como resultado se obtendrá un conjunto de enunciados contruidos de las necesidades del objeto a diseñar, por ejemplo el enunciado del problema podría ser: “Lo que se necesita es...”.

Para reconocer las necesidades del elemento mecánico, existen diversos medios como son: observaciones, reportes, entrevistas, encuestas, investigación, etc.

### 2.2.2 Especificaciones

Las especificaciones se establecen después de que se han identificado y aclarados las necesidades.

**Especificaciones objetivo:** Dan una descripción en detalle de lo que el elemento *tiene* que hacer. Se entiende como la traducción de las necesidades en términos técnicos y planteados en forma de objetivos.

Las especificaciones constan de una medida y un valor (métrica). Varias especificaciones en conjunto forman las “especificaciones del producto”.

**Matriz necesidades-métricas:** Es un elemento gráfico que nos permitirá relacionar “las necesidades” con “las especificaciones”.

La manera de crear la lista de métricas es ponderar cada requerimiento de manera individual, considerando las necesidades y traduciéndolas a características técnicas, que satisfarán las necesidades.

### 2.2.3 Generación de conceptos

Tiene como objetivo concebir un gran número de ideas sin ninguna restricción de pensamiento.

El concepto de un producto, es una descripción aproximada de la tecnología, principio de funcionamiento y forma del producto<sup>1</sup>. Para esto se podrá utilizar el método de “lluvia de ideas”.

El objetivo de utilizar el método de lluvia de ideas, es estimular a un grupo de personas para que presenten muchas ideas rápidamente, de donde se obtendrán un número de conceptos novedosos.<sup>2</sup>

Para establecer un concepto capaz de satisfacer las necesidades, se emplearán los requerimientos analizados en los puntos anteriores de la metodología. Es por ello que se seguirán los siguientes pasos:

---

<sup>1</sup> Concepto tomado de (Ulrich & Eppinger, 2012)

<sup>2</sup> Concepto tomado de (Cross, 2013)

- Reconocer los subsistemas con los que interactúa el mecanismo.
- Generar conceptos de solución con las especificaciones de desempeño.
- Filtrado de conceptos mediante matrices de decisión evaluando: factibilidad, disposición de tecnología de fabricación, costos, etc.

#### **2.2.4 Evaluación de conceptos – Matriz de decisión**

Tiene el objetivo de seleccionar el mejor concepto de solución y verificar que las necesidades del mecanismo se han satisfecho. Se describe a continuación el método de evaluación llamado “Matriz de decisión”.

El desarrollo de la matriz de decisión ayudará a identificar la mejor solución de la problemática, considerando varios aspectos de manera ordenada y sistemática.

Para desarrollar la matriz de decisión se debe colocar cada concepto de diseño en las filas de la matriz. A las columnas se les asignan aspectos en los que los conceptos de diseño tienen que ser evaluados. Estos aspectos podrían ser tales como: confiabilidad, costo, desempeño, seguridad, etc. Luego a cada categoría se le asigna un factor de ponderación el cual mide su importancia. Posteriormente el cuerpo de la matriz se llena con números que clasifican cada concepto de diseño en una escala conveniente, (1 no satisface, 10 satisfacción total). Finalmente se multiplica las calificaciones por el factor de ponderación y se obtendrá el resultado de cada concepto de diseño.<sup>3</sup>

#### **2.2.5 Diseño de detalle y pruebas**

En este paso se creará un conjunto de diseños asistidos por computadora (CAD). Por cada pieza utilizada en un mecanismo o una máquina, se incluirán las dimensiones y especificaciones de material necesarios. Mediante análisis por elementos finitos se pueden estudiar los modelos realizados en CAD de cada una de las piezas para determinar si cumplen requisitos de diseño. Es probable que se encuentren fallas que requieran iteraciones con pasos anteriores.

---

<sup>3</sup> Evaluación de conceptos según (Norton, Robert, 2009)

## 2.3 Aplicación de la metodología

### 2.3.1 Identificación de la necesidad

Con la creación del equipo “U.P.S. RACING TEAM”, y su participación en la competencia de “FORMULA STUDENT UK 2014”, nació la necesidad del diseño de manguetas delanteras y posteriores, capaces de soportar los distintos eventos de la competencia. Para el diseño se debe considerar que el Instituto de Ingenieros Mecánicos (*The Institution of Mechanical Engineers “IMechE”*) proporciona un reglamento para la competencia F-SAE UK.

**“Lo que se necesita es diseñar cuatro manguetas; dos delanteras y dos traseras, que se ajusten a los requerimientos y condiciones específicas del elemento<sup>4</sup>”.**

### 2.3.2 Investigación preliminar

Las manguetas son los elementos encargados de conectar las ruedas con la suspensión, e interactuar con elementos de otros sistemas. En las manguetas están ancladas las mordazas de freno, por lo que están sometidas mecánicamente durante el funcionamiento del vehículo. (UW Formula SAE, 2010).

Las manguetas deben cumplir con un equilibrio entre peso-resistencia, fácil fabricación y de bajo costo, que garanticen el correcto funcionamiento, evitando fallas con los elementos auxiliares que componen la suspensión, dirección y frenos. Estas características hacen que la mangueta, sea unos de los mecanismos más complejos de diseñar del vehículo, debido a que está sometida a fuerzas de gran magnitud.

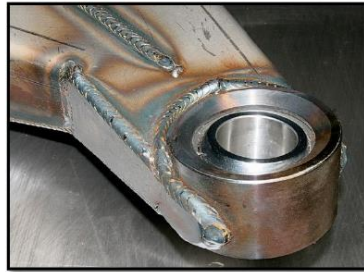
En el diseño se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

**Interacción con los sistemas:** Las manguetas deben interactuar directamente con:

- **Brazos de control superior e inferior de la suspensión:** Para sujetar la mangueta con los brazos de suspensión es común utilizar un cojinete esférico (spherical bearing), véase figura 2.3.

---

<sup>4</sup> Mencionados en el capítulo I, 1.5. Manguetas F-SAE



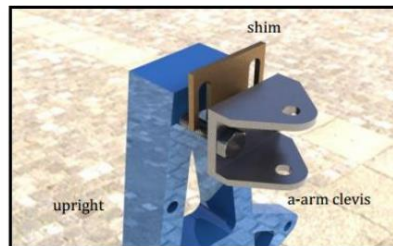
*Figura 2.2. Cojinete esférico.*

*Fuente: (Engineering, Ludemann, 2014)*

- **Brazos de dirección:** Permite la conexión del sistema de dirección con la mangueta de la parte delantera, para generar la dirección del vehículo. También permite el ajuste de convergencia y divergencia.
- **Mordazas de freno:** Deben estar colocadas en las manguetas. Se seleccionará la mordaza de freno previamente al diseño a detalle.
- **Centro de rueda y rodamiento:** Deben ser seleccionados de manera conjunta.

**Adaptabilidad:**

- **El ángulo de caída (Camber):** Debe ser ajustable ya sea en la mangueta o en los brazo de suspensión.



*Figura 2.3. Láminas de ajuste de camber.*

*Fuente: (Beckley, Gygyryuk, Hilferty, & Teri, 2010)*



**Características físicas:**

- **Material:** Las manguetas están fabricadas de aceros de alta resistencia (SAE 4130, ASSAB 705), aluminios (7075), chapa de acero (SAE 4130), etc.

**2.3.3 Especificaciones objetivo**

Una vez realizada la investigación preliminar se indica los requerimientos de diseño de las manguetas delanteras y traseras.

Los requerimientos están establecidos por los componentes o sistemas con los que interactúa a su alrededor<sup>5</sup>. De esta manera se obtuvo las siguientes especificaciones:

**Manguetas delanteras:**

- Transmitir las maniobras del piloto mediante los brazos de dirección a las ruedas.
- Definir los puntos de sujeción de las manguetas a los brazos de suspensión (*geometría de la suspensión*).
- Resistir las fuerzas alineantes que provoca la geometría de la suspensión.
- Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- Ubicar la mordaza de freno en un punto fijo.
- Resistir fuerzas de torsión que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda causada por el frenado
- Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de la rueda.

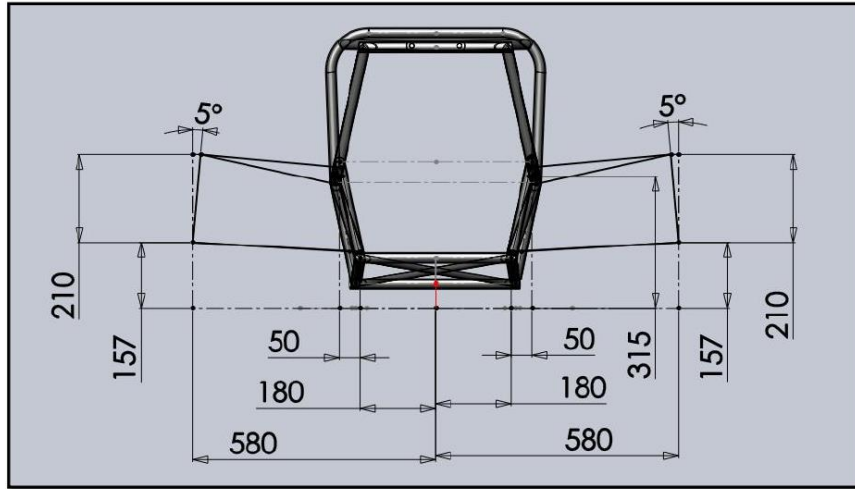
**Manguetas posteriores:** Para las manguetas traseras, las consideraciones son similares a las delanteras ya mencionadas. Además se debe considerar lo siguiente:

- Proporcionar tres puntos de sujeción fija en las manguetas traseras con los brazos de suspensión, considerando que las ruedas posteriores no generan dirección.

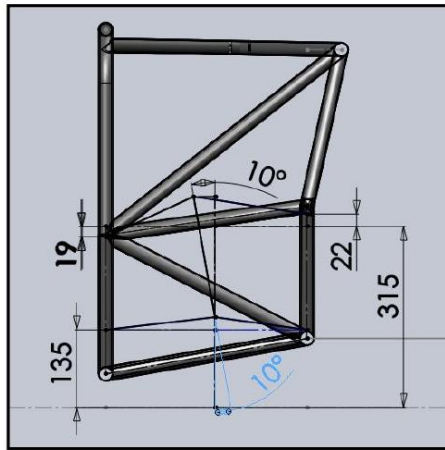
Para aclarar las necesidades mencionadas, se muestra a continuación la propuesta del diseño de la suspensión delantera, con los puntos de anclaje y la geometría de suspensión delantera y trasera definida. Véase figura 2.3.

---

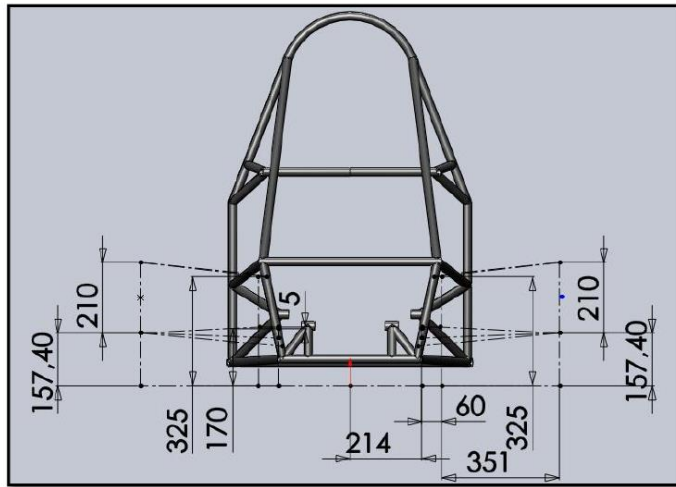
<sup>5</sup> Fundamentación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos. Capítulo I



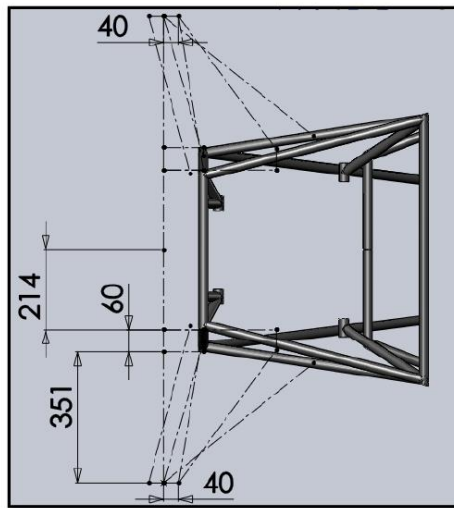
*Figura 2.4. Geometría de la suspensión delantera (vista frontal).*



*Figura 2.5. Geometría de la suspensión delantera (vista lateral).*



*Figura 2.6. Geometría de la suspensión trasera (vista posterior).*



*Figura 2.7. Geometría de la suspensión trasera (vista superior).*

Después de mostrar la geometría de la suspensión delantera y trasera, se destaca las siguientes medidas:

- Diámetro interior del aro: 150 mm x 100 mm de ancho. Véase figura 1.16.
- Altura de la mangueta: 210 mm.
- Inclinación de camber estático: (-) 5°.
- Ángulo de avance: 10°.

Además debe considerarse los siguientes puntos del reglamento:

**Pernos (FASTENERS<sup>6</sup>):** Todos los elementos roscados que se utilicen en la estructura del chasis, el sistema de dirección, el sistema de frenos, los cinturones de seguridad y el sistema de suspensión debe cumplir mínimo la norma, SAE Grade 5, Metric Grade 8.8. Se recomienda el uso del perno Allen de cabeza cilíndrica o del perno cabeza hexagonal. No se debe usar tornillo de cabeza plana o redonda en lugares críticos como los ya mencionados.

Los elementos roscados y tuercas en ubicaciones críticas, deben tener un mecanismo de bloqueo positivo y sobresalir mínimo dos roscas completas de cualquier tuerca.

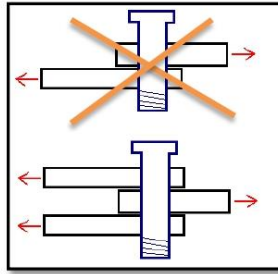
Los mecanismos de bloqueo positivos son:

- Cableado de seguridad (safety wiring).
- Pasadores de retención para ejes (Cotter pins).
- Tuercas de seguridad con nylon (Nylon lock nuts).

Rótulas (rod end) y cojinetes esféricos (spherical bearing) ubicados en el sistema de dirección o la suspensión deben estar en cortante doble como se muestra en la figura 2.10.

---

<sup>6</sup> 2014 Formula SAE Rules; ARTICLE 11: FASTENERS, page 60.

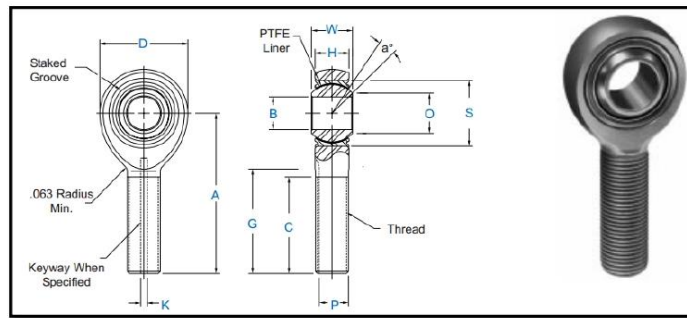


**Figura 2.8.** Cortante simple/cortante doble

**Fuente:** ( GlobalSecurity.org, 2014)

Algunos de los requerimientos del reglamento contienen elementos normalizados como:

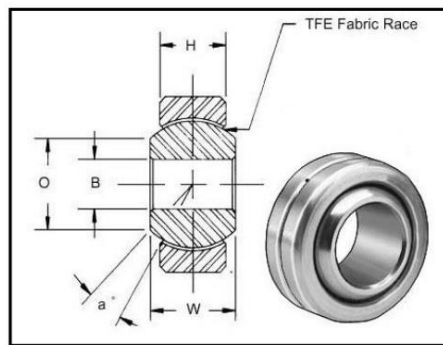
- **Rótulas (rod end):** Es un elemento normalizado (milímetros o pulgadas), de alta resistencia con tratamiento térmico que posee un vástago con rosca exterior, y su cabeza es capaz de articular en varias direcciones, es muy utilizado por la industria de los automóviles. Por sus características de movimiento son empleadas para los puntos fijos de la suspensión y los terminales de la dirección. Como se puede observar en la figura 2.11, los literales B y P son los que consideraremos en el momento del diseño.



**Figura 2.9.** Rotulas (ROD END).

**Fuente:** (Aurora Bearing, 2014).

- **Cojinete esférico (spherical bearing):** Un cojinete esférico permite la rotación angular alrededor de un punto central en dos direcciones ortogonales, dentro de un límite angular especificado basándose en la geometría del rodamiento. Son utilizados en varias aplicaciones, donde el movimiento de rotación permita cambiar la alineación de su eje de rotación. Un buen ejemplo son los cojinetes del eje de accionamiento de un brazo de suspensión.





**Figura 2.10.** Cojinete esférico (spherical bearing)

**Fuente:** (Aurora Bearing, 2014).

- **Norma “SAE Grado 5” y “Métrica Grado 8.8”:** Se pueden utilizar en agujeros roscados o con una tuerca. La especificación del perno SAE J429 se identifica por un sistema de marcas en la cabeza. Las marcas en la cabeza del perno pueden hacer referencia a materiales, especificaciones mecánicas y resistencia. Los tornillos métricos usan un sistema de claves numéricas. Los números mayores indican resistencias mayores. Los números antes del punto decimal con aproximadamente el 0.01 veces la resistencia del material a la tensión. El último número es la relación entre la resistencia a la fluencia y la resistencia a la tensión.

**Tabla 2.1.** Especificaciones de las normas “SAE Grade 5” y “Metric Grade 8.8”

*Fuente:* (Robert L. Mott, 2006).

				Propiedades mecánicas			
Identificación	Especificación	Descripción	Material	Resistencia de prueba	Resistencia a la cedencia	Resistencia a la tensión	Medida Nominal
	SAE J429 Grado 5	Pernos, tornillos y espárragos	Acero al carbono, templado y revenido	85,000 (psi)	92,000 (psi)	120,000 (psi)	¼ a 1 ½ (in)
	ASTM A449						
 8.8	ISO R898 Class 8.8	Pernos, tornillos y espárragos	Aleación de Acero al carbono, templado y revenido	600 (Mpa)	750 (Mpa)	830 (Mpa)	M5 al M36 (mm)

Como resultado, se presenta a continuación la tabla 2.2 de especificaciones de desempeño.

**Tabla 2.2.** Especificaciones de desempeño.

Especificaciones de desempeño	
<b>1</b>	Proporcionar puntos fijos de sujeción con la suspensión (superior e inferior)
<b>2</b>	Proporcionar puntos fijos de sujeción para la mordaza de freno
<b>3</b>	Proporcionar punto fijo de sujeción de los brazos de dirección.
<b>4</b>	Dar facilidad de desacople máximo de 4 pernos (sujeción aro con centro de rueda).
<b>5</b>	Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de rueda.
<b>6</b>	Debe resistir las diferentes fuerzas combinadas (torsión, flexión, compresión).
<b>7</b>	Resistir los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
<b>8</b>	Resistir los momentos alineantes de la geometría de la suspensión.
<b>9</b>	Resistir fuerzas generadas por el muelle y amortiguador.
<b>10</b>	Transmitir con precisión la dirección del volante a las ruedas.
<b>11</b>	Permitir una inclinación de camber (ajustable).
<b>12</b>	Debe facilitar el ajuste del camber.
<b>13</b>	Debe tener un ángulo de avance no mayor a 10°.
<b>15</b>	Debe ser de bajo peso.
<b>16</b>	Bajo costo unitario de manufactura.

**Matriz necesidades-métricas:** Es ideal que cada necesidad corresponda a una métrica, pero en la práctica varias métricas pueden ser necesarias para reflejar por completo las necesidades del producto. También las métricas deben ser variables dependientes, no independientes como por ejemplo la masa de la mangueta, es dependiente del material empleado, es decir, no se puede controlar porque surge de otras decisiones independientes. Una vez obtenidos los requerimientos y métricas se generó la tabla 2.3, que se muestra a continuación.



Tabla 2.3. Matriz necesidades métricas.

		Métricas													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		2 puntos de sujeción fija con rótula MS	2 puntos de sujeción fija con perno MS-M10 (depende del caliper)	1 punto por manivela delantera con perno MS	Diámetro exterior del rotillo de bolas 60 – 80 mm	Fuerza generada por el paso por curvas a 48 Km/h y un radio de curvatura de 13 m	Fuerza generada por una desaceleración de 1,08 G	Fuerza generada uetas	Ajuste de camber de ( $\pm 7^\circ$ )	Uso de espesores o laminas (1mm a 5mm)	Dado por la geometría de la suspensión	Partes desmontables	Uso de herramientas básicas (llaves, dados Allen)	Masa total del elemento	Costo unitario de manufactura
Necesidades															
1	Puntos fijos de sujeción (superior e inferior).	•													
2	Puntos fijos de sujeción de la mordaza de freno.		•												
3	Punto fijo de sujeción del brazo de dirección.			•											
4	Proporcionar un alojamiento adecuado para el cojinete de rueda.				•										
5	Resistir las diferentes condiciones de operación.					•	•	•							
6	Inclinación de camber ajustable.								•						
7	Facilidad de ajuste del camber.									•					
8	Ángulo de avance no mayor a $10^\circ$ .										•				
9	Fácil de desmontar y montar.											•			
10	Será de fácil mantenimiento.												•		
11	Bajo peso del elemento.													•	
12	Bajo costo de manufactura.														•

### 2.3.4 Generación y evaluación de conceptos de solución

Para obtener los diferentes conceptos de solución que satisfagan las necesidades del elemento mecánico, se utilizarán los requerimientos que se obtuvieron mediante la investigación preliminar y la tabla de especificaciones de desempeño.

Todos los conceptos que se generaron para cada una de los requerimientos deben ser evaluados y así determinar cuáles son los más adecuados satisfaciendo las necesidades.

La evaluación dependerá de varios factores como son: desempeño del concepto, seguridad, fabricación, costos, disponibilidad tecnológica, etc.

#### Generación y evaluación de conceptos de solución para el soporte y unión del brazo de suspensión con la mangueta:

Los soportes de los brazos de suspensión deben adaptarse a las características de una suspensión independiente de tipo “push rod” y mantener unidos los brazos de suspensión a la mangueta permitiendo un control del ángulo de caída.

A continuación se muestra los conceptos de solución para el soporte y la unión del brazo de suspensión con la mangueta.

*Tabla 2.4. Conceptos de solución para los soportes del brazo de suspensión.*

<b>Concepto de solución</b>	A) El brazo de suspensión se sujeta mediante un elemento adicional empernado a la mangueta, en cortante doble.	B) El brazo de suspensión se sujeta directamente con la mangueta.
<b>Brazos de suspensión</b>		

**Matriz de decisión para los soportes de los brazos de suspensión:**

*Tabla 2.5. Matriz de decisión para los soportes de los brazos de suspensión.*

	<b>Ajuste (caída)</b>	<b>Fabricación</b>	<b>Menor Costo</b>	<b>RANGO</b>
Factor de ponderación	0,40	0,25	0,35	
<b>Concepto A</b>	9 / 3,6	7 / 1,75	7 / 2,45	7,8
<b>Concepto B</b>	5 / 2	3 / 0,75	3 / 1,05	3,8

Del análisis anterior de los criterios previamente planteados, se llega a la siguiente conclusión:

La solución más adecuada para los soportes y unión de los brazos de suspensión, es utilizar el concepto A, que tiene las siguientes características:

- El diseño permite el vínculo apropiado entre la mangueta y el brazo de suspensión.
- La unión es mediante pernos.
- Permite el ajuste y calibración del ángulo de caída.

Los brazos de suspensión utilizan una rótula tipo *rod end* o un cojinete esférico (*spherical bearing*) como se muestra anteriormente en la figura 2.12.

**Conceptos de solución para el pivote de la dirección:**

El pivote de la dirección permite la unión del brazo de dirección a la mangueta, de manera que pueda transmitir los movimientos del volante a las ruedas. También debe cumplir con las características mencionadas en el capítulo uno. A Continuación se muestra la tabla 2.6.

**Tabla 2.6.** Conceptos de solución para el pivote de la dirección:

<b>Concepto de solución</b>	<b>A)</b> El pivote de la dirección puede ser de una sola pieza manufacturada con la mangueta.	<b>B)</b> El pivote de la dirección puede ser sujeta mediante pernos al cuerpo de la mangueta o unidas mediante soldadura.
<b>Brazo de dirección</b>		

**Matriz de decisión para el pivote de la dirección:**

**Tabla 2.7.** Matriz de decisión para el pivote de la dirección.

	<b>Desempeño</b>	<b>Fabricación</b>	<b>Menor Costo</b>	<b>RANGO</b>
Factor de ponderación	0,25	0,30	0,45	1,0
<b>Concepto A.</b>	9 / 2,25	5 / 1,5	5 / 2,25	6
<b>Concepto B.</b>	9 / 2,25	7 / 2,1	7 / 3,15	7,5




Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

La mejor opción es utilizar un elemento adicional para el pivote de dirección, unido mediante soldadura o empernado, esto permite obtener un buen desempeño y precisión del sistema de dirección, evitando que existan holguras.

**Conceptos de solución para el soporte de la mordaza en la mangueta:**

La mordaza de freno debe mantenerse fija en la mangueta, por este motivo se analizan los siguientes conceptos mostrados en la tabla 2.8.

**Tabla 2.8.** Conceptos de solución para el soporte de la mordaza en la mangueta.

Conceptos de solución	A) Mangueta manufacturada de una sola pieza con los soportes de la mordaza incluidos en cortante simple	B) Soportes de la mordaza unidos mediante soldadura. Cortante doble.	C) Mangueta manufacturada de una sola pieza con los soportes de la mordaza incluidos. Cortante doble.
Mordaza de freno			

**Matriz de decisión para el soporte de la mordaza:**

**Tabla 2.9.** Matriz de decisión para el soporte de la mordaza.

	Adaptabilidad	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,35	0,25	0,20	1,0
Concepto A.	9 / 1,8	7 / 2,45	5 / 1,25	7 / 1,4	7,3
Concepto B.	9 / 1,8	7 / 2,45	4 / 1	4 / 0,8	6,5
Concepto C.	9 / 1,8	5 / 1,75	4 / 1	4 / 0,8	6

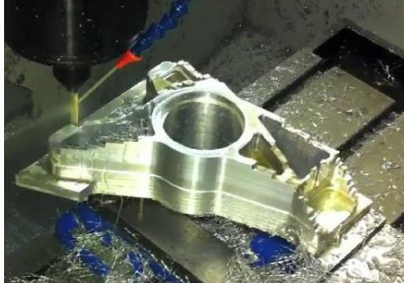


Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

La mejor solución para mantener fija la mordaza de freno a la mangueta es utilizar soportes unidos mediante soldadura. Adicionalmente, se debe tomar en cuenta el tipo de mordaza que se utilizará, se recomienda el uso de mordazas de montante fijo como se menciona en el capítulo uno. Esta característica se analizará en el diseño a detalle.

**Concepto de solución para el proceso de construcción:**

Los conceptos de solución para el proceso de construcción están basados en la investigación del estado del arte del capítulo uno. La tabla 2.10 muestra los conceptos de solución para el proceso de construcción.

*Tabla 2.10. Conceptos de solución para el mecanizado.*

<b>A) Máquinas herramientas CNC</b>	<b>B) Corte de chapas metálicas y unión mediante soldadura</b>
	
<b>C) Fundición</b>	
	

### Matriz de decisión para la solución del proceso de manufactura

*Tabla 2.11. Matriz de decisión para la solución del proceso de manufactura*

	Desempeño	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	Disponibilidad	RANGO
Factor de ponderación	0,10	0,10	0,25	0,30	0,25	1,0
Concepto A.	7 / 0,7	6 / 0,6	4 / 1	3 / 0,9	5 / 1,25	4,45
Concepto B.	7 / 0,7	6 / 0,6	6 / 1,5	6 / 1,8	6 / 1,5	6,1
Concepto C.	7 / 0,7	6 / 0,6	3 / 0,75	3 / 0,9	3 / 0,75	3,7

Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

La mejor opción para la manufactura del cuerpo de las manguetas es mediante cortes de chapas metálicas y uniones soldadas, esto se debe a la disponibilidad de la tecnología y el bajo costo de la manufactura, tomando en cuenta que la universidad dispone de un laboratorio de soldadura.



Este tipo de proceso de construcción desperdicia menos material que un proceso por arranque de viruta por este motivo se reduce su costo de producción.

Vale recalcar que todo proceso de construcción se compone de varias combinaciones de procesos, que pueden incluir cortes por agua, mecanizado mediante maquinas herramientas (torno, fresadora), soldaduras (TIG, MIG y eléctrica), etc.

#### Concepto de solución para el centro de rueda:

El centro de rueda debe cumplir con las características mencionadas en el capítulo uno. Por este motivo se consideran las soluciones de un centro de rueda comercial y un centro de rueda de diseño propio. A continuación se muestra la tabla 2.12 con los conceptos de solución que posteriormente serán evaluados.

**Tabla 2.12.** Concepto de solución para el centro de rueda.

Concepto de solución	A) Centro de rueda estándar del vehículo comercial	B) Centro de rueda mecanizado
		

Los conceptos A y B poseen la configuración de un eje que gira libremente en la pista interior de un rodamiento, mientras que el rodamiento se sujeta a la mangueta. La desventaja del concepto A es que la configuración debe utilizar adicional un eje libre de apriete como se puede ver en la figura 1.8. Mientras el concepto B, no utiliza este elemento adicional.

El concepto A se utilizará para dar solución tanto al centro de rueda delantero como trasero ya que se puede utilizar la misma configuración de eje libre. La diferencia en las manguetas traseras es que deben interactuar con el tren de fuerza motriz.

**Matriz de decisión para el centro de rueda**

**Tabla 2.13.** Matriz de decisión para el centro de rueda.

	Desempeño	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,25	0,30	0,25	1,0
Concepto A.	7 / 1,4	6 / 1,25	6 / 1,8	5 / 1,25	5,7
Concepto B.	8 / 1,6	6 / 1,25	4 / 1,2	3 / 0,75	4,8



Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

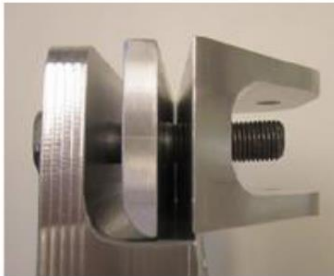

La solución más factible para el centro de rueda es utilizar el concepto A, es decir un centro de rueda comercial, por la facilidad de adquisición y bajo costo.

El concepto A cumple con los requerimientos de sujetar el aro y dar rotación a la rueda, pero no se debe olvidar que también sujeta al disco de freno, véase la figura 1.7. El rodamiento también es pieza fundamental de este conjunto. Estas particularidades se tratarán en el diseño en detalle.

#### **Concepto de solución para el ajuste del ángulo de caída**

El ajuste del camber afecta la cantidad de neumático sobre el suelo, esto se debe al recorrido de la suspensión cuando trabaja, por este motivo el ángulo de caída debe ser fácilmente ajustable.

*Tabla 2.14. Concepto de solución para el ajuste del ángulo de caída*

<b>Concepto de solución</b>	A) Láminas de ajuste	B) Ajuste mediante rótula
		

**Tabla 2.15.** Matriz de decisión para el ajuste del ángulo de caída.

	Desempeño	Ajuste	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,25	0,30	0,25	1.0
<b>Concepto A.</b>	9 / 1,8	7 / 1,75	8 / 2,4	7 / 1,75	7,7
<b>Concepto B.</b>	7 / 1,4	5 / 1,25	8 / 2,4	5 / 1,25	6,4

Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

El ajuste del camber mediante láminas es la mejor solución, siendo de fácil ajustabilidad, y fabricación, ya que se gradúa rápidamente para las diferentes situaciones en los eventos de la competencia.

**Concepto de solución del material para el cuerpo y los elementos de la mangueta:**

**Tabla 2.16.** Concepto de solución del material para el cuerpo y los elementos de la mangueta.

	PROPIEDADES MECÁNICAS		APLICACIONES	OBSERVACIONES
	Resistencia a la tracción mínima [MPa]	Limite elástico [MPa]		
AISI 4130/ASSAB 705M.	750	480	Utilizado generalmente en la industria automotriz para la fabricación de piezas muy solicitadas que requieren una dureza y tenacidad elevada.	Mejor ductilidad, dureza y resistencia a la fatiga. De fácil mecanizado. Soldadura especial.
Acero ASTM A36	400	250	Se usa para la mayoría de componentes de la construcción. Columnas, vigas, plataformas y elementos de acabado. Fácil soldabilidad.	Existen tubos planchas, ángulos, en forma T estructurales. De fácil soldadura (MIG, TIG)

ALUMINIO 7075 T6	570	505	La construcción de aviones militares, embarcaciones, en algunas piezas de automóviles, componentes de bicicletas y equipos para escalar rocas.	Aleación tan dura como muchos aceros, conservando las cualidades livianas del aluminio. No se recomienda soldar.
ALUMINIO 6061 T6	310	275	Bicicletas, piezas de aviones, piezas de automóviles y latas de aluminio. Soldaduras especiales.	Aleación dúctil y ligera, con gran resistencia y excelentes características de acabado, es ideal para la elaboración de piezas maquinadas con calidad de excelencia y para trabajos que requieran buen acabado superficial.

### Matriz de decisión para el material

Tabla 2.17. Matriz de decisión para el material

	Soldabilidad	Facilidad de mecanizado	Costo	Accesibilidad	RANGO
Factor de ponderación	0,30	0,15	0,35	0,20	1,0
AISI 4130/ASSAB 705M.	5 / 1,5	5 / 0,75	6 / 2,1	7 / 1,4	5,75
ACERO ASTM A36	7 / 2,1	8 / 1,2	8 / 2,8	7 / 1,4	7,5
ALUMINIO 7075 T6	2 / 0,6	7 / 1,05	4 / 1,4	3 / 0,6	3,65
ALUMINIO 6061 T6	3 / 0,9	7 / 1,05	4 / 1,4	3 / 0,6	3,96

Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

La mejor opción para el material según el proceso de construcción elegido, es el uso del Acero ASTM A36 por su accesibilidad, fácil mecanizado y su soldabilidad.

El costo del Acero ASTM A36 es bajo y de fácil adquisición. El proceso de soldadura para un acero de este tipo no necesita de electrodos especiales, se pueden soldar con MIG, TIG y eléctrica.

### **Resumen de las soluciones a los requerimientos:**

El cuerpo de las manguetas será constituido de chapas metálicas de Acero ASTM A36 cortadas y unidas mediante soldadura (TIG), que contienen elementos adicionales que sujetan fijamente a las rótulas tipo *rod end* de los brazos de suspensión.

Mediante el uso de láminas con diferentes espesores se ajusta el ángulo de caída. Las uniones mediante pernos y pasadores en alojamientos críticos como: sistemas de suspensión, frenos y dirección, deben estar en cortante doble como lo especifica en el reglamento. El pivote de la dirección y los soportes para la mordaza de freno deben ser sujetos mediante piezas soldadas en el cuerpo de la mangueta; a su vez la mangueta contiene y retiene un rodamiento que se ajusta al centro de rueda.

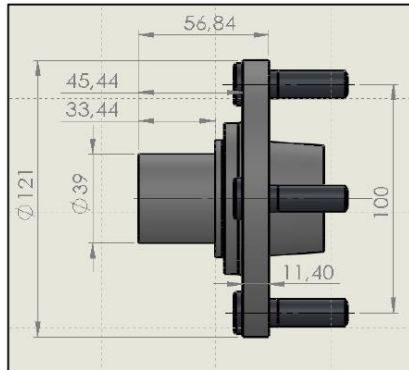
### **2.3.5 Diseño en detalle**

Inicialmente se detallan los elementos que intervienen en el diseño de las manguetas; el proceso de diseño no se lo realiza de manera independiente a los sistemas con los que interactúan, porque ciertas características de estos elementos pueden dictar restricciones para otros elementos y así afectar al diseño.

A continuación se detallan los siguientes elementos:

**Centro de rueda:** Como ya se analizó anteriormente se utilizará un elemento disponible comercialmente. Con una breve investigación de mercado se pudo obtener el centro de rueda de un *VOLKSWAGEN GOL*.

La imagen 2.11 muestra el centro de rueda, con sus respectivas medidas.

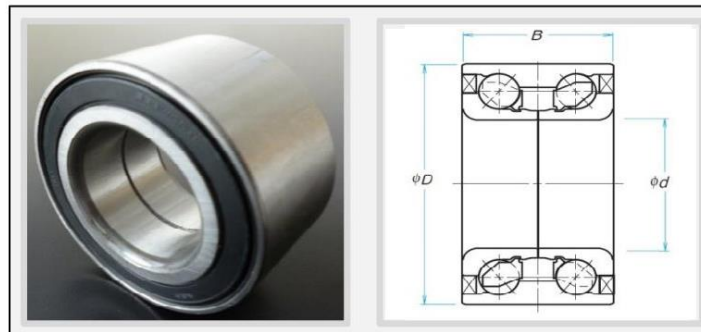


**Figura 2.11.** Medidas del centro de rueda.

**Rodamiento:** El rodamiento calza de manera precisa en el eje del centro de rueda escogido anteriormente, para esto se toma en cuenta las medidas del diámetro del eje 39 mm y su longitud 33,44 mm.

Después de investigar en catálogos de rodamientos se decidió utilizar el siguiente rodamiento:

- **Código del producto:** INA F-110622.2.
- **Tipo:** Rodamiento de bolas de contacto angular.



**Figura 2.12.** Rodamiento de bolas de contacto angular.

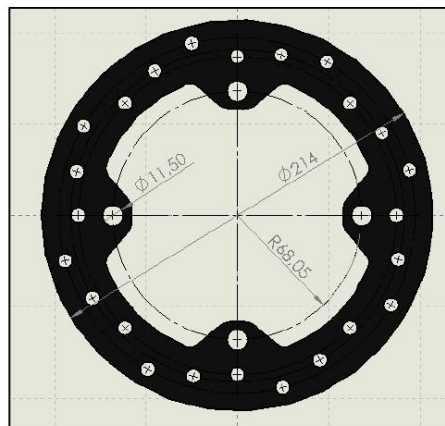
**Fuente:** (Wheel Bearing INA, 2014).

Dimensiones:			
D (mm)	d (mm)	B (mm)	Peso (kg)
72	39	37	0,58

Capacidad de carga básica			
Dinámica (kN)	Estática (kN)	Carga límite de fatiga	Frecuencia límite de giro para la lubricación (min <sup>-1</sup> )
C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>	C <sub>u</sub>	
58,3	40,386	1,836	5 600

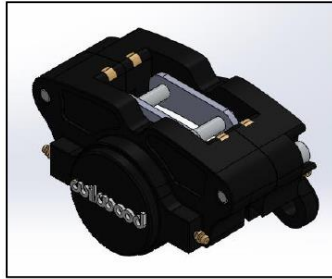
**Disco de freno:** La siguiente figura muestra el disco de freno adquirido por el equipo que diseña el sistema de frenos. El disco de freno tiene las características que se muestran en la figura 2.13

- **Tipo:** Disco de freno perforado.
- **Material:** Hierro Fundido.
- **Peso:** 0,9 Kg.



*Figura 2.13. Modelo 3D del disco de freno.*

**Mordaza de freno:** Basándose en la fundamentación teórica del capítulo uno, se decidió utilizar mordazas de freno de marca Wilwood, que son de bajo peso y facilidad de montaje. La mordaza de freno se puede utilizar con discos de freno de 240 mm y 320 mm de diámetro exterior.



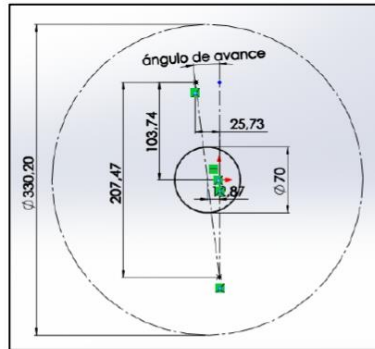
*Figura 2.14. Modelo 3D de la mordaza de freno.*

Los diseños que se muestran a continuación son la combinación de los conceptos de solución para obtener un producto que resuelva los requerimientos del elemento mecánico.

#### **Proceso de diseño de la mangueta delantera**

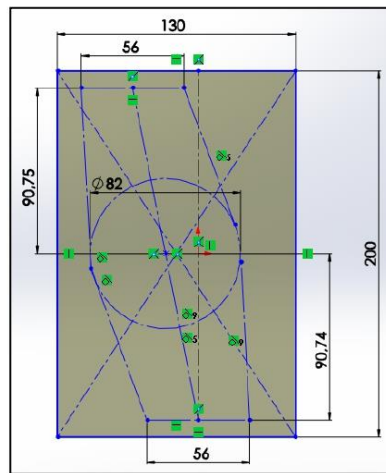
Para empezar con el diseño en detalle es necesario tener definidos los puntos de la geometría de suspensión como se muestra en la figura 2.4 (vista frontal) y 2.5 (vista lateral) para la suspensión delantera y las figuras 2.6 (vista posterior) y 2.7 (vista superior) para la suspensión trasera.

La figura 2.15 muestra el espacio interior del aro y la ubicación de los puntos que determinan el ángulo de avance de la mangueta delantera y los puntos de sujeción con los brazos de suspensión donde se ubican las juntas esféricas.



*Figura 2.15. Plano de la geometría base para el diseño de la mangueta.*

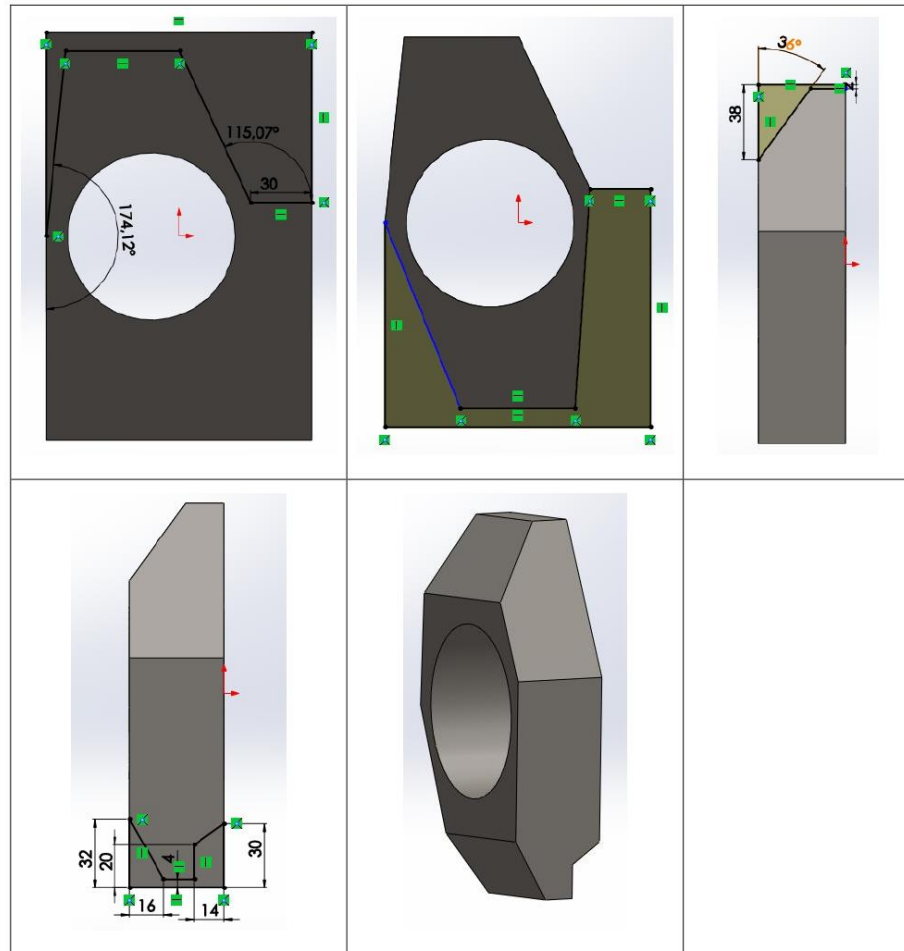
Después se procede a generar la geometría mediante extrusiones y cortes a un cuerpo rectangular con las dimensiones base de la figura 2.16. Esta geometría ya debe tener el lago máximo de 37 mm que depende del ancho de rodamiento y la ubicación del rodamiento.



*Figura 2.16. Geometría del cuerpo de la mangueta delantera.*



Las siguientes figuras muestran el proceso cómo se obtuvo la geometría del cuerpo de la mangueta, basadas en las dimensiones de la figura 2.16.

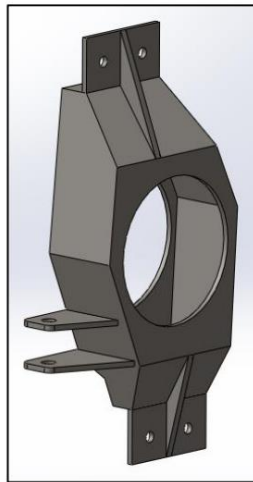


*Figura 2.17. Proceso de diseño CAD de la mangueta delantera.*

La siguiente etapa del diseño consiste en ubicar los soportes del pivote de dirección, los soportes de los brazos de suspensión, el buje que contiene el rodamiento y los soportes de la mordaza de freno.

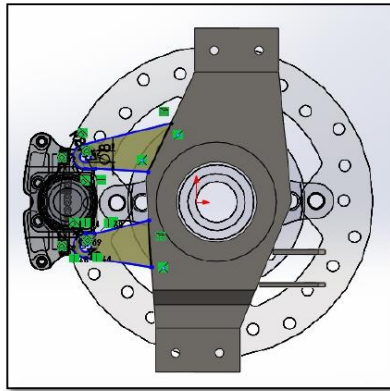
Se ubica el pivote de la dirección en la parte inferior izquierda, ya que no afecta la geometría de la suspensión definida anteriormente en la figura 2.4, dejando el espacio libre para ubicar la mordaza de freno.

Se realiza una operación de vaciado para dar el espesor de la chapa metálica que en este caso es de 3 mm. Como se muestra en la figura 2.18.



*Figura 2.18. Cuerpo de chapa metálica de la mangueta delantera.*

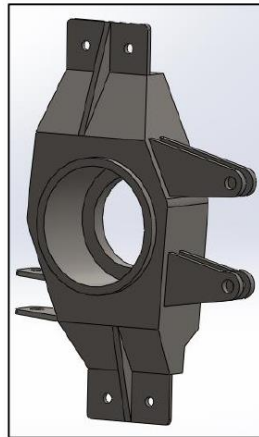
La figura 2.19 muestra la ubicación exacta para la mordaza de freno. Para realizar este proceso es necesario colocar el conjunto disco de freno/centro de rueda en su posición de funcionamiento.



**Figura 2.19.** Ubicación de la mordaza de freno.

Para el diseño de los soportes de la mordaza se tiene que revisar la hoja de especificaciones de la mordaza de freno que se presenta en el capítulo 1 figura 1.26. Tomando en cuenta la distancia de los centros de soporte 97.8 mm y el espacio libre transversal (offset) 21.8 mm.

El resultado del proceso de diseño se muestra en la figura 2.20.

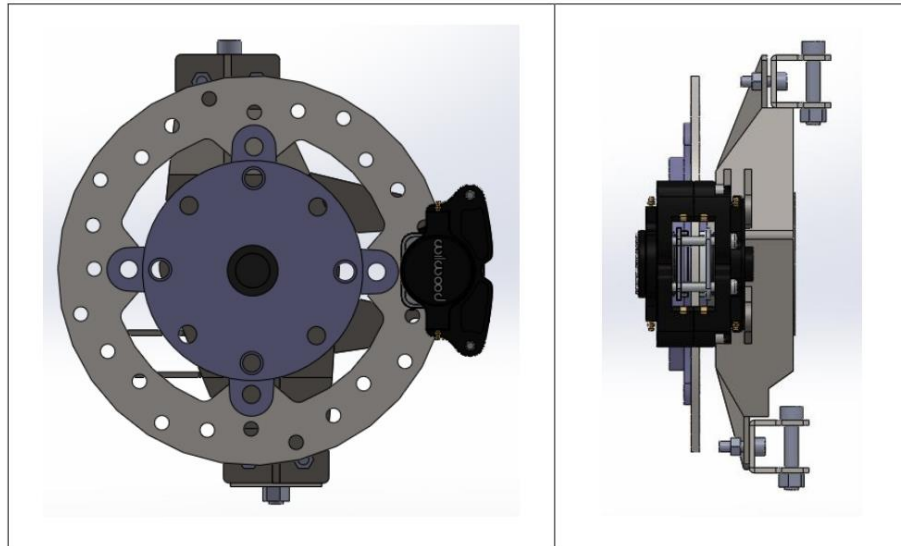


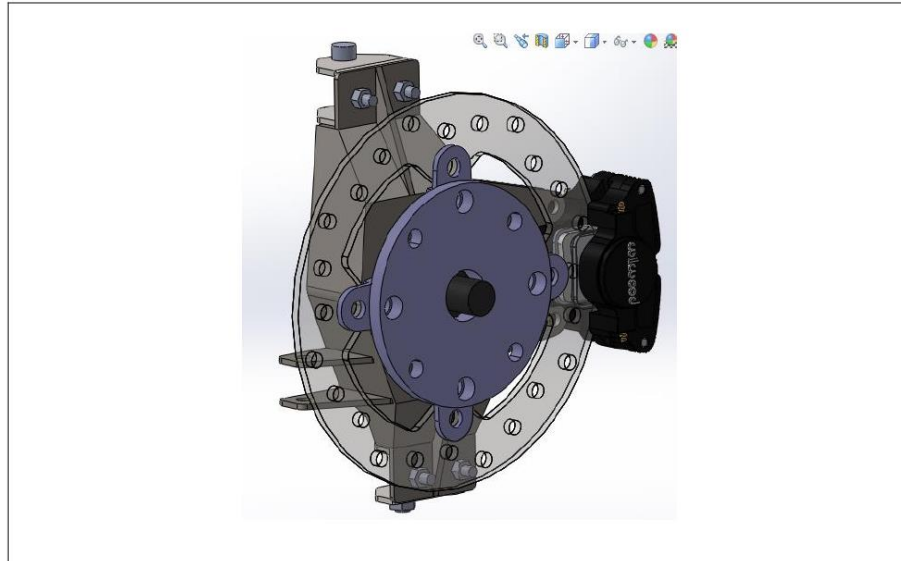
**Figura 2.20.** Diseño mangueta delantera.

A continuación se presenta el análisis del diseño de la mangueta delantera.

El diseño que se muestra en las figura 2.21 es un elemento que satisface los siguientes requerimientos:

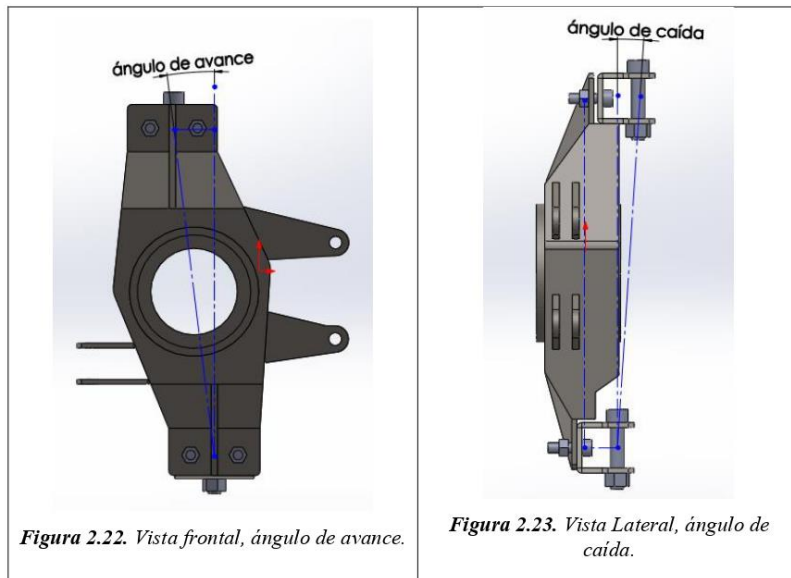
- Soportes para los brazos superior e inferior.
- Soporte para la mordaza de freno.
- Contener y retener el rodamiento.
- Elementos adicionales para el pivote de la dirección y brazos de suspensión.
- Cuerpo de capa metálica.
- Ajuste de convergencia y divergencia delantera mediante el pivote de la dirección.



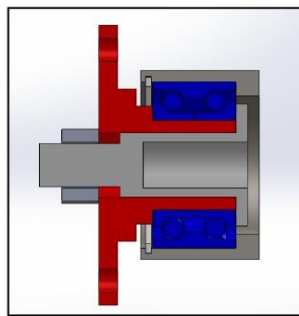


*Figura 2.21. Diseño de la mangueta delantera.*

Adicional a las ventajas mencionadas, en la siguiente figura se muestra la adaptación a la geometría de la suspensión. La figura 2.23 y 2.24 muestra el ángulo de avance y el ángulo de caída respectivamente.

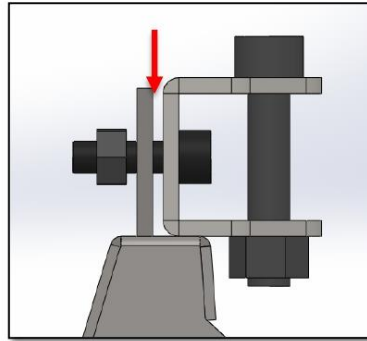


La figura 2.24 muestra el diseño de retención del rodamiento y del centro de rueda dentro de su buje, utilizando la configuración de eje libre como se menciona en la propuesta de solución para el centro de rueda tabla 2.12. Tomando en consideración las medidas del rodamiento y el anillo de retención.



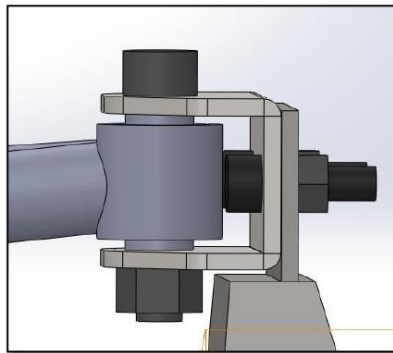
**Figura 2.24.** Sujeción y retención del rodamiento/centro de rueda.

La siguiente figura muestra el proceso de ajuste del ángulo de caída mediante láminas de diferentes espesores; la flecha indica donde irán ubicadas las láminas para el ajuste de dicho ángulo.



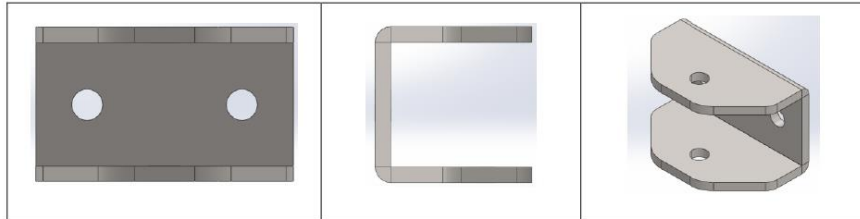
**Figura 2.25.** Diseño para el ajustar el ángulo de caída.

La siguiente figura 2.26, muestra el diseño de la unión entre el brazo de suspensión y el soporte de la mangueta satisfaciendo la condición de cortante doble que especifica el reglamento.



**Figura 2.26.** Diseño para la sujeción del brazo de suspensión y mangueta.

Las siguientes figuras muestran el diseño de los soporte de la mangueta; los soportes son diseñados de manera que no interfieran con los brazos de suspensión y el cuerpo de la mangueta, dando así la facilidad de montaje.



*Figura 2.27. Diseño de los soportes de los brazos de suspensión.*

#### **Proceso de diseño para la mangueta trasera**

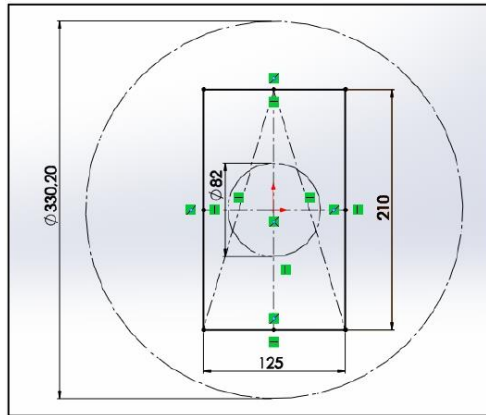
Para el proceso de diseño de la mangueta trasera se siguen los mismos pasos que se utilizaron en el diseño de la mangueta delantera, con algunas excepciones. Por lo que se hará referencia a los conceptos ya mencionados en el proceso de diseño de la mangueta delantera.

La principal diferencia con relación a la parte delanteras es que al ser un vehículo de tracción posterior debe ser incorporado un palier, que en conjunto con el centro de rueda transmite la potencia del motor a las ruedas. Otra diferencia es que no hay dirección en las ruedas traseras y por lo tanto no necesita del pivote de dirección pero si de un tercer punto fijo que servirá para el ajuste de la convergencia.

El rodamiento para la parte trasera puede ser el mismo que ya se escogió, ya que debe cumplir las mismas funciones que en la parte delantera, vea figura 2.13, y se utilizará el centro de rueda ya mencionado. Vea figura 2.12.

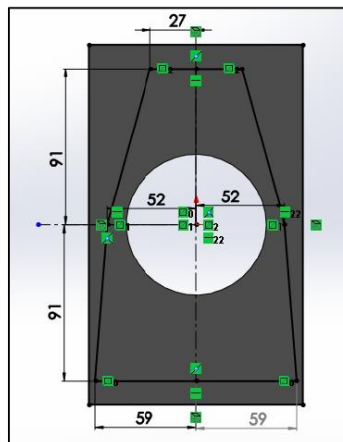
Para comenzar con el diseño se debe definir los puntos de la geometría de suspensión trasera que se muestra en la figura 2.7. Además como referencia se debe verificar el espacio interior del aro que representa el círculo de 330,20 mm. Vea figura 2.29.





**Figura 2.28.** Geometría básica del cuerpo de la mangueta.

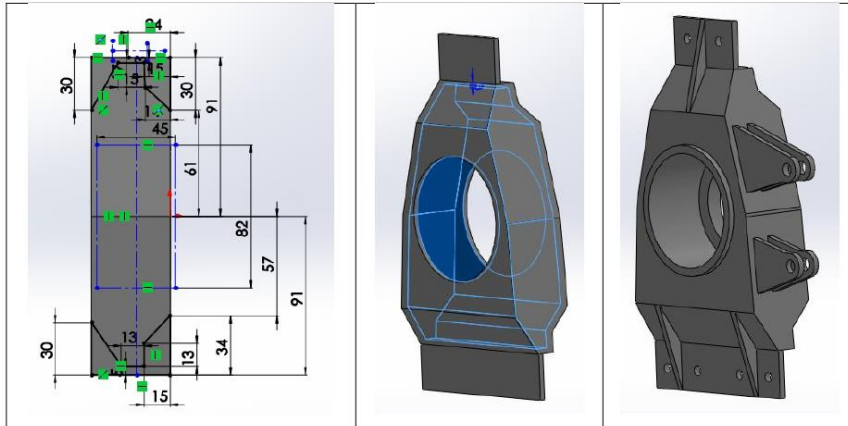
Posteriormente se procede a generar la geometría básica del cuerpo de la mangueta mediante cortes y extracciones. Vea la figura 2.29.



**Figura 2.29.** Cuerpo de la mangueta.

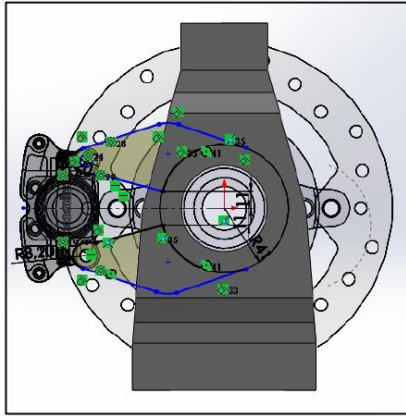
Las siguientes figuras muestran cómo se obtuvo la geometría del cuerpo de la mangueta trasera y su resultado final. De la misma manera se da las ubicaciones para los soportes

de los brazos de suspensión; y se utiliza la operación de vaciado para dar el espesor de 3 mm de la chapa metálica. Vea figura 2.30.



*Figura 2.30. Proceso de diseño de la geometría de la mangueta.*

De la misma manera se procede a diseñar los soportes para la mordaza de freno; para realizar esto se ubica la mordaza de freno en su posición de manera que permanezca en contacto con el disco de freno y la superficie de la pastilla; como se muestra en la siguiente figura 2.31.

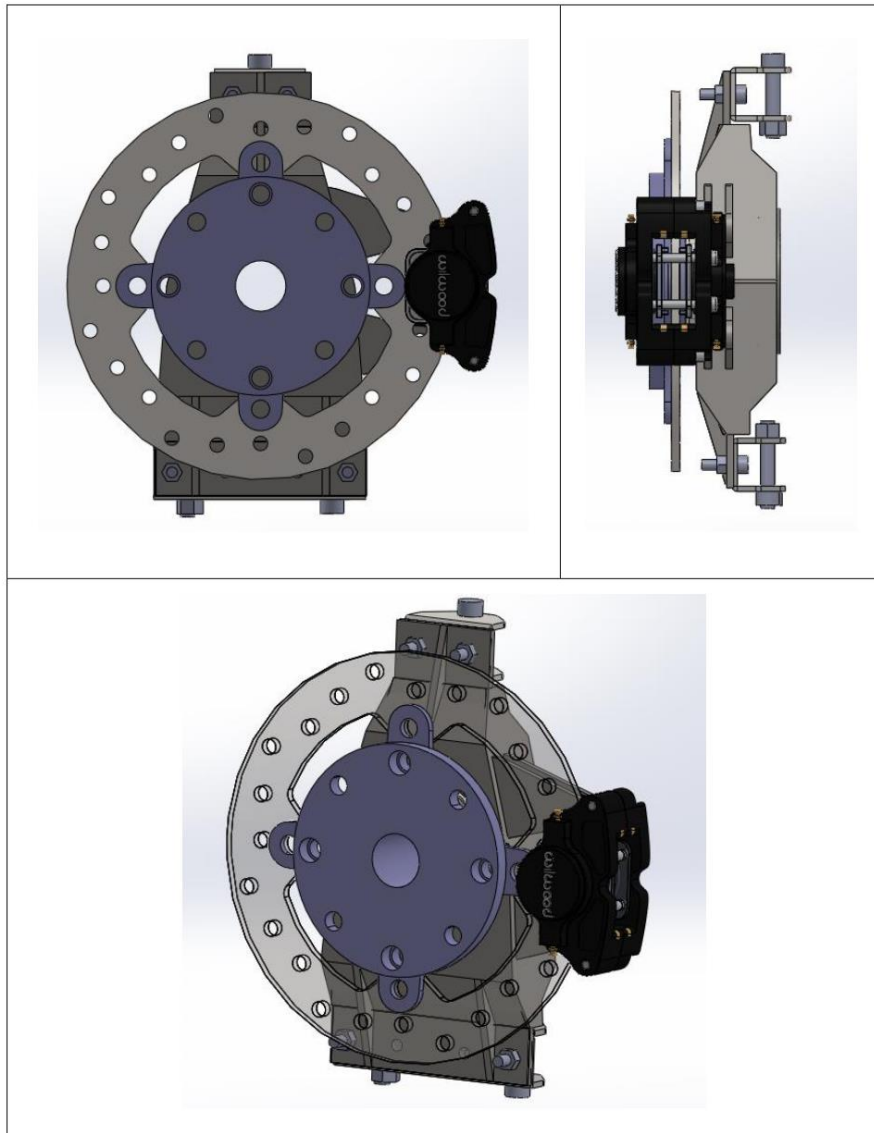


*Figura 2.31. Diseño de los soportes de freno.*

A continuación se presenta el análisis del diseño de la mangueta trasera.

El diseño que se muestra en la figura 2.32 es un elemento que satisface los siguientes requerimientos para la mangueta trasera:

- Soportes para los brazos superior e inferior.
- Soporte para la mordaza de freno.
- Contener y retener el rodamiento.
- Cuerpo de capa metálica.
- Ajuste convergencia y divergencia trasera.

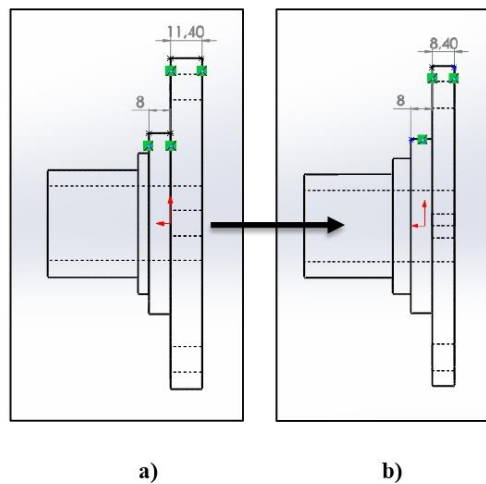


*Figura 2.32. Diseño de las manguetas traseras.*

### Diseño de la adaptación del centro de rueda y el disco de freno

La adaptación consiste en juntar estos elementos de manera precisa para que puedan girar conjuntamente y cumplir con la función de detener el vehículo. Para esto ya se cuenta con las dimensiones y modelos 3D de cada elemento, como se puede ver en las figuras 2.12 y 2.14.

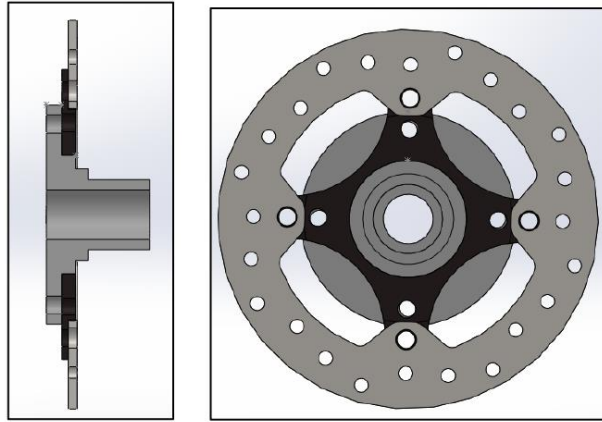
Lo primero es reducir las dimensiones del centro de rueda como se muestra en las siguientes figuras.



*Figura 2.33. Adaptación dimensional del centro de rueda.*

El paso siguiente es diseñar un elemento que sujete al disco de freno con el centro de rueda, las medidas del disco de freno se muestra en la figura 2.14.

La figura 2.33 a) muestra las medidas estándares de fabricación del centro de rueda y la figura 2.33 b) muestra el mecanizado de adaptación para obtener una correcta interacción entre los elementos. Este proceso se describe con detalle en el capítulo tres. La figura 2.34 muestra el resultado final del diseño.



*Figura 2.34. Adaptación del centro de rueda y el disco de freno.*

### **2.3.6 Pruebas de los conceptos de solución**

Para realizar el análisis mediante elementos finitos de las manguetas tanto delantera como trasera se consideran los siguientes parámetros:

- Magnitud y dirección de las fuerzas principales presentes durante la conducción del vehículo en pista y que afectan a las manguetas.
- Puntos de sujeción de brazos de suspensión y dirección, así como dimensiones de los elementos de sujeción (rótulas).

#### **Cálculo de la magnitud y dirección de las fuerzas principales durante la conducción del vehículo F-SAE**

El sistema de suspensión y las manguetas pueden llegar a fallar, es por esto que se debe analizar cuidadosamente las fuerzas que se generan en los diferentes casos de conducción: frenado, aceleración, obstáculo y paso por curva.

La determinación de estas fuerzas se utiliza para el análisis mediante el método de elementos finitos del diseño de las manguetas.

**Transferencia de pesos:**

La transferencia de peso se produce durante el frenado, la aceleración y el paso por una curva; se considera que la transferencia de pesos será mayor durante una desaceleración, dado que el vehículo frena con las cuatro ruedas, pero sólo acelera con dos y por lo tanto producirá la mayor transferencia de peso.

**Desaceleración**

Para determinar la transferencia de pesos en desaceleración se considera el vehículo a 115Km/h y un tiempo de 3s para detenerse.

La desaceleración se determina con la ecuación [2.1]:

$$-a = \frac{v_f - v_0}{t} \quad [2.1]$$

Donde:

<i>a = desaceleración.</i>	<i>Sustituyendo en 2.1 se tiene:</i>
$v_0 = \text{velocidad inicial} = 115 \text{ Km/h} = 31,94 \text{ m/s}$	$-a = \frac{0 - 32 \text{ m/s}}{3 \text{ s}} = -10,66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ $= -1,087 \text{ G}$
$v_f = \text{velocidad final} = 0 \text{ m/s}$	
$t = \text{tiempo} = 3\text{s}$	

La figura 2.35 muestra el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) del vehículo en reposo.

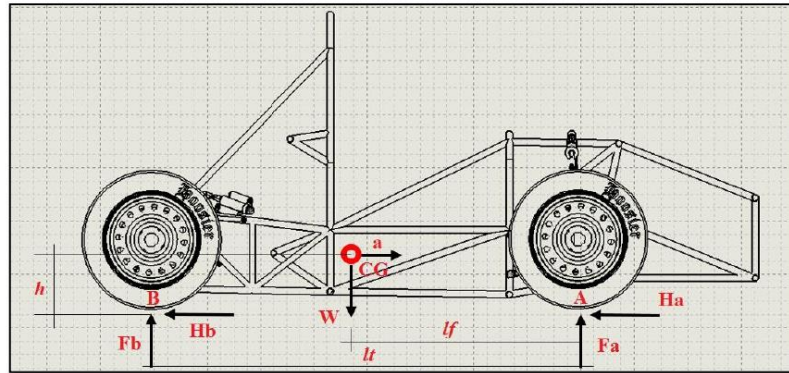


Figura 2.35. D.C.L. en vista lateral.

Donde:

$l_t = \text{Batalla} = 1.6 \text{ m.}$

$l_f = \text{Distancia del eje delantero al CG} = 0.72 \text{ m}$

$h = \text{Altura del CG} = 0.323 \text{ m.}$

$m = \text{Masa total (vehículo (297 Kg) + conductor (60 kg))} = 357 \text{ Kg}$

Para calcular la transferencia de masa longitudinal se realiza una sumatoria de momentos en el punto B del diagrama de cuerpo libre. Vea figura 2.36.

Se aplica la fórmula de transferencia de cargas longitudinal. Tomado de ( William F. Milliken and Douglas L. Millilen, 1995)

$$\Delta F_x * l_t = h * m * (\pm a) \quad [2.2]$$

$$\Delta F_x = \frac{h * m * a}{l_t} \quad [2.3]$$



Donde:

$\Delta F_{(a,b)}$ Es el incremento de la carga en las ruedas traseras o delanteras debido al cambio del momentum al desacelerar.	Sustituyendo en 2.3 se tiene:
$\pm a =$ Desaceleración (-) o aceleración (+) del vehículo.	$\Delta Fa = \frac{0.323 \text{ m} * 357 \text{ kg} * 10.66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1.6 \text{ m}}$ $Fa = 768,26 \text{ N}$
$lt =$ Longitud entre las rudas.	
$m =$ Masa del vehículo (kg).	
$h =$ Altura al centro de gravedad medida desde el piso.	

Por lo tanto, la carga total vertical es la suma del peso del vehículo más la trasferencia de masas en el frenado.

$$Carga \text{ Total Vertical} = \text{Peso Del Vehículo} + \text{Transferencia de Masa Longitudinal}$$

$$Carga \text{ Total Vertical} = 3502,17 \text{ N} + 768,26 \text{ N}$$

$$Carga \text{ Total Vertical} = 4270,43 \text{ N}$$

### Carga torsional de frenado

Mediante el DCL de la figura 2.35 se determinarán las reacciones en cada rueda utilizando las ecuaciones de la segunda ley de newton.

$$\sum Fx = m * a$$

$$Ha + Hb = m * (\pm)a \quad [2.4]$$

$$\sum Fy = m * g$$

$$F_a + F_b = W * g \quad [2.5]$$

$$\curvearrowright + \sum MA = I$$

$$\curvearrowright + \sum MA = F_b * l_t + W * a * H_c - W * g * l_f = \frac{4I_r * a_c}{r_{din}} \quad [2.6]$$

Despejando  $F_b$  se tiene:

$$F_b = \frac{\frac{4I_r * a_c}{r_{din}} - W * a * H_c + W * g * l_f}{l_t}$$

Fuerza de fricción en A:

$$H_a = \mu * F_a \quad [2.7]$$

Donde:

$H_a$ = Fuerza de fricción en el punto A.	Sustituyendo y resolviendo las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6, 2.7 se tiene:		
$H_b$ = Fuerza de fricción en el punto B.	$F_b = 809,96 \text{ N}$ $F_a = 2692,21 \text{ N}$ $H_a = 2962 \text{ N}$ $H_b = 843,62 \text{ N}$		
$F_a$ = Normal en A.			
$F_b$ = Normal en B.			
$m$ = Masa total (vehículo + conductor).			325 Kg.
$(\pm)a$ = Deceleración máxima.			
$g$ = Gravedad.			9,81 m/s <sup>2</sup> .
$l_t$ = Batalla.			1.6 m.
$l_f$ = Distancia del eje delantero al CG.			0.72 m.
$h$ = Altura del CG.			0.323 m.
$r_{din}$ = Radio dinámico.			0.23 m.
$I_r$ = Inercia de la rueda.			0.27 Kg*m <sup>2</sup>
$\mu$ = Coeficiente de fricción.			1,1

Para determinar el momento torsional de frenado del neumático, se multiplica la resultante de la fuerza horizontal de cada rueda por el radio del neumático. Se recalcar que el momento torsional de frenado que se ejerce sobre la superficie del neumático contra el suelo es el mismo que se aplica en los soportes fijos para la mordaza de freno.

Se aplica la ecuación 2.8 para determinar para determinar los momentos en a y b.

$$M_{a,b} = \frac{H_{a,b}}{2} * r_n \quad [2.8]$$

En donde:

<i>M<sub>a,b</sub></i> = Momento de aplicación en las manguetas del punto A y B.		
<i>H<sub>a,b</sub></i> = Fuerzas de fricción en a y b.	<i>H<sub>a</sub></i> = 2962 N <i>H<sub>b</sub></i> = 843,62 N	<i>M<sub>a</sub></i> = 385,06 Nm <i>M<sub>b</sub></i> = 109,67 Nm
<i>r<sub>n</sub></i> = Radio del neumático	0,26 m.	

### Carga lateral en curva

Durante la trayectoria del vehículo en curva, la aceleración se divide en dos componentes tangencial y normal; esta última se conoce como aceleración centrífuga que provoca la transferencia de pesos desde la rueda interior a la exterior, generando cargas laterales en el sistema de suspensión.

**Consideraciones:** se toma la velocidad promedio de 48 Km/ h y el radio de curvatura de 13 metros.

Para calcular la fuerza se aplica la ecuación [2.9].

$$F_{centrifuga} = m \frac{v^2}{r} \quad [2.9]$$

Donde:

$F_{centripeta} = \text{Aceleración centrífuga.}$		Reemplazando estos valores se tiene:
$v = \text{Velocidad del vehículo.}$	45 Km/h.	$F_{centrifuga} = 357 \text{ kg} * \frac{\left(12,5 \frac{m}{s}\right)^2}{13 \text{ m}}$
$r = \text{Radio de la curva más cerrada.}$	13 m.	$A_{centrifuga} = 12.02 \frac{m}{s^2}$
$m = \text{Masa total del vehículo.}$	297 Kg.	$F_{centrifuga} = 4290,87 \text{ N}$

El diagrama de cuerpo libre de la figura 2.38, muestra las reacciones en las ruedas producto de las cargas laterales que inciden sobre el sistema de suspensión.

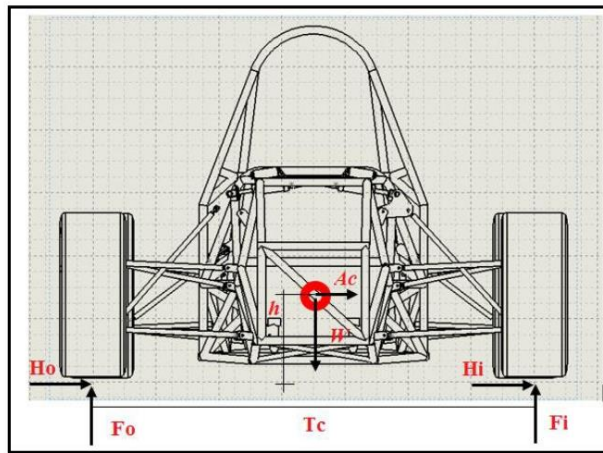


Figura 2.36. D.C.L, Vista frontal.

Se aplica la ecuación [2.11] de transferencia de cargas lateral. Tomado de ( William F. Milliken and Douglas L. Millilen, 1995).

$$\Delta Fx * Tc = h * W * F_{centrifuga} \quad [2.10]$$

$$\Delta Fx = \frac{W}{2} + \frac{F_{centrifuga}}{T_{(c,d)}} \quad [2.11]$$

Donde:

$\Delta F_{(o,i)}$ = Es el incremento de la carga en las ruedas traseras o delanteras debido al cambio del momentum al tomar una curva.		Sustituyendo en 2.11 se tiene:
$Tc$ = Ancho de vía delantero.	1,5 m.	$Fo1 = \frac{3502,17 N}{2} + \frac{4290,87 N}{1,5 m}$ $Fo1 = 4611,67 N$ $Fo2 = \frac{3502,17 N}{2} + \frac{4290,87 N}{1,55 m}$ $Fo2 = 4519,39 N$
$Td$ = Ancho de vía trasero.	1,55 m	
$W$ = Peso del vehículo + el piloto.	3502,17 N	
$h$ = Altura al centro de gravedad medida desde el piso.	0,323 m.	
$F_{centripeta}$ = Aceleración centrífuga.	4290,87 N	

El diagrama de cuerpo libre del neumático, figura 2.39 muestra las fuerzas que actúan sobre la superficie de contacto del neumático y el suelo, las mismas que son transmitidas a los puntos de unión de la suspensión con las manguetas.

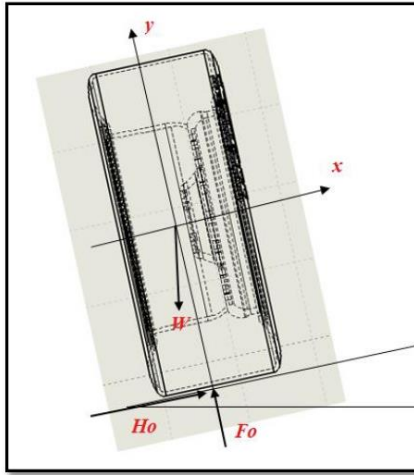


Figura 2.37. Diagrama de cuerpo libre del neumático.

Se aplica la segunda ley de Newton para determinar la fuerza  $H_0$ :

$$\sum F_x = m * a$$

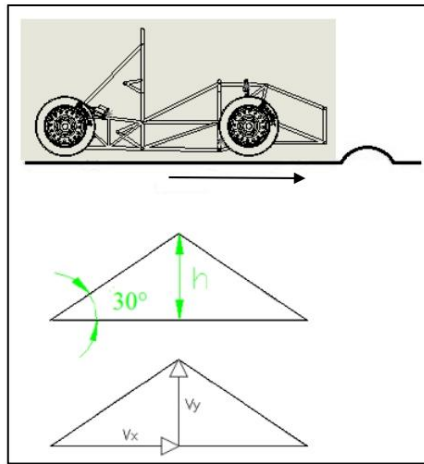
$$H_0 + F_{ox} \text{ sen}(\theta) + W_x \text{ sen}(\theta) = m t * A_{\text{centrifuga}} \quad [2.12]$$

$W = \text{Peso del vehículo} + \text{el piloto.}$	3502,17 N	Sustituyendo en 2.12 se tiene:  $H_0 = 4670,61 \text{ N}$
$\theta = \text{Ángulo de inclinación.}$	20°	
$A_{\text{centrifuga}} = \text{aceleración centrifuga}$	12.02 m/s <sup>2</sup>	
$W = \text{Peso total}$	357 Kg	

### Obstáculo en pista

Para determinar las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión cuando el vehículo pasa sobre un obstáculo, se considera:

- Velocidad constante de 50 Km/h.
- Los neumáticos se mantendrán en contacto con la superficie en todo momento.
- Obstáculo de forma triangular con una pendiente de  $30^\circ$  y altura de 20 cm.



*Figura 2.38. Obstáculo en pista*

$$\tan(30) = \frac{v_y}{v_x}$$

$$v_x * \tan(30) = v_y \quad [2.12]$$

Se aplica la ecuación [2.13] para determinar la aceleración vertical:

$$v_x^2 = v_y^2 + 2a_y * h$$

$$v_x^2 = 0 \text{ m/s}$$

$$a_y = \frac{v_y^2}{2h} \quad [2.13]$$

Donde:

$v_x =$ Velocidad del vehículo.	13.88 m/s	Sustituyendo en 2.13 se tiene:  $a_y = \frac{8,01^2 m/s}{2 * 0,20 m}$  $a_y = 160.40 m/s^2$
$v_y =$ Velocidad en la dirección "y".	8.01 m/s	
$v_{ay}^2 =$ Velocidad final en la dirección "y".	0 m/s	
$a_y =$ Aceleración vertical.		
$h =$ altura del obstáculo	0,20 m	

El momento que el vehículo pasa por el obstáculo se produce una aceleración vertical, que resulta en una fuerza en la dirección "y". Se considera la repartición de masa del vehículo 60-40.

La fuerza que se genera por esta situación se obtiene con la ecuación [2.14].

$$F_{neumaticos} = 0,2 m_{total} * a_y \quad [2.14]$$

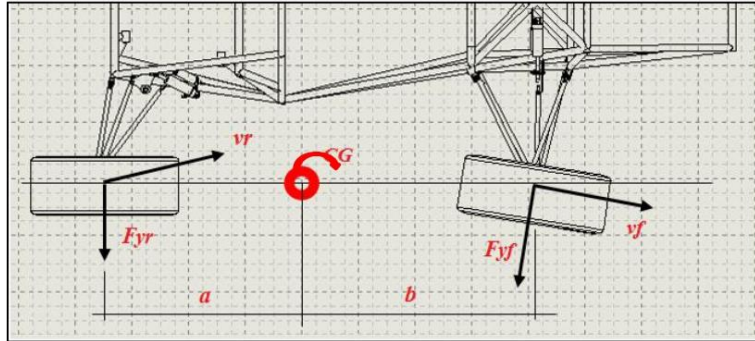
$$F_{neumaticos} = 0,2 * 357 Kg * 160.40 m/s^2$$

$$F_{neumaticos} = 11452,56 N$$

### **Fuerza aplicada en la junta de la dirección de la mangueta**

La ecuación que rige el comportamiento estacionario de un vehículo que gira en una curva se obtiene mediante la segunda ley de newton [2.15]. A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre que corresponde al giro de la dirección. Figura 2.39.





*Figura 2.39. D.C.L que corresponde al giro de la dirección.*

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = m \frac{v^2}{R} \quad [2.15]$$

El vehículo está en equilibrio con respecto a su centro de gravedad; la suma de sus momentos originados por las fuerzas laterales en sus respectivos ejes, deben ser cero. Por lo tanto.

$$F_{yf} * b + F_{yr} * a = 0$$

$$F_{yf} = F_{yr} \frac{a}{b} \quad [2.16]$$

Sustituyendo en la ecuación [2.15] se obtiene:

$$F_{yr} \frac{a}{b} + F_{yr} = m \frac{v^2}{R}$$

$$F_{yr} = m \frac{v^2}{R} \left( \frac{a}{a+b} \right) \quad [2.16]$$

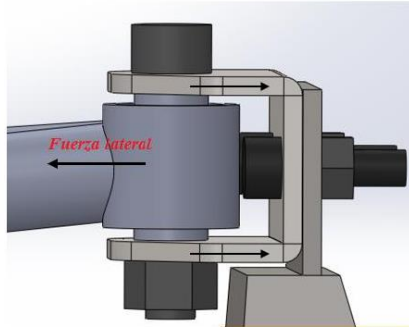
$$F_{yf} = F_{yr} \frac{b}{a} \quad [2.17]$$

Donde:

$F_{yf}$ = Fuerza lateral en giro del eje delantero. [N]	Sustituyendo en 2.16 y 2.17 se tiene:  $F_{yr} = 357 \text{ Kg} \frac{(2,77 \text{ m/s})^2 (0,88 \text{ m})}{8 \text{ m}}$ $F_{yr} = 188,32 \text{ N}$ $F_{yf} = 154,08 \text{ N}$
$F_{yr}$ = Fuerza lateral en giro del eje trasero. [N]	
$m$ = masa total del vehículo 357 Kg	
$v^2$ = Velocidad del vehículo. 10 Km/h	
$R$ = Radio de curvatura 9 m	
$a = 0,88$ ; $b = 0,72$	

#### Cálculo de los esfuerzos cortantes

El elemento que se muestra en la figura 2.40 está sometido a la fuerza lateral que produce el vehículo al tomar una curva; es por esto que a continuación se determinan los esfuerzos en el elemento.



**Figura 2.40.** Diagrama de cortante doble.

La fuerza lateral que se muestra en la figura 2.40 se produce por el paso por una curva, la magnitud de esta fuerza es de 4,7 kN. Considerando el diámetro del perno de 8 mm y el

espesor del soporte que sujeta la mangueta, se determinan los esfuerzos cortantes en el perno aplicando la ecuación [2.18].

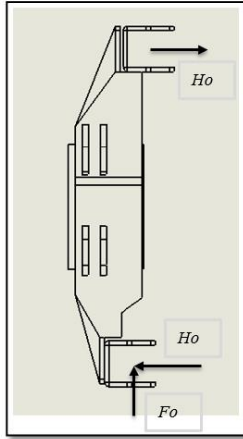
$$\tau = \frac{P}{2A} \quad [2.18]$$

Donde:

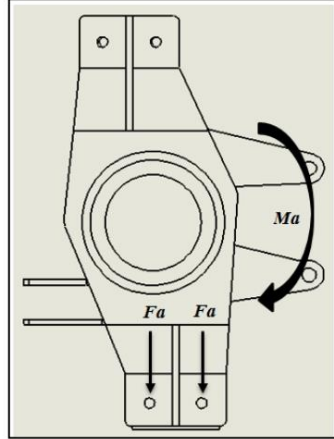
$\tau = \text{Esfuerzo cortante}$	$Pa$	$\tau = \frac{4,7 \text{ kN}}{2 (\pi * (0,004 \text{ m})^2)}$ $\tau = 46,75 \text{ kPA}$ Esfuerzo cortante en el perno
$P = \text{Fuerza cortante}$	$4,7 \text{ kN}$	
$A = \text{Área transversal}$	$A = \pi * r^2$	

$\tau = \text{Esfuerzo cortante}$	$Pa$	$\tau = \frac{4,7 \text{ kN}}{2 * (8 \text{ mm} * 3 \text{ mm})}$ $\tau = 97,98 \text{ kPA}$ Esfuerzo cortante en el soporte en "c"
$P = \text{Fuerza cortante}$	$4,7 \text{ kN}$	
$A = \text{Área transversal}$	$\phi * e$	

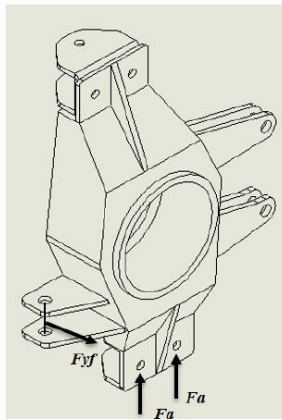
Con la información obtenida en los modelos matemáticos, a continuación se presenta la ubicación de las fuerzas principales que actúan sobre las manguetas durante curva, frenado y obstáculo.



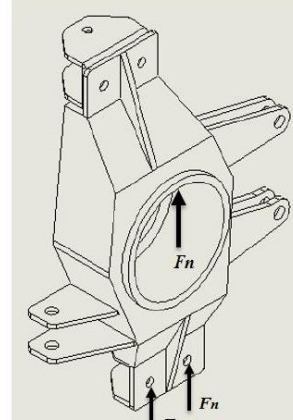
**Figura 2.41.** Fuerzas durante curva.



**Figura 2.42.** Fuerzas durante frenado.



**Figura 2.43.** Fuerza aplicada en la junta de la dirección



**Figura 2.44.** Fuerzas actuantes al paso sobre un obstáculo.

### **Análisis de esfuerzos y deformaciones mediante el método de elementos finitos**

El método de elementos finitos es aplicado a la resolución de problemas mecánicos, ya que consiste en un método numérico para resolver ecuaciones diferenciales, con el fin de obtener una solución próxima a la realidad sin tener que desarrollar modelos físicos y someterlos a pruebas.

Para determinar los esfuerzos y deformaciones de los diseños obtenidos anteriormente, se utiliza el software de análisis ANSYS 14.5; esto permite encontrar la relación peso resistencia óptima de los diseños y finalmente proponer su construcción.

Una vez obtenidos los modelos de las manguetas delanteras y traseras que cumplen con los parámetros requeridos, se procede al análisis de los esfuerzos y deformaciones con el objetivo de no exceder con  $166.6 \text{ MPa}$ <sup>7</sup> de esfuerzo equivalente de Von-Mises, (Se utiliza un factor de seguridad de 1.5 a la resistencia a la cedencia) y deformaciones no mayores a 0,5 mm, para evitar variaciones en la geometría de la suspensión.

### **Análisis de la mangueta delantera, bajo el efecto de las cargas generadas por la transferencia de masas en frenado, paso por curva y paso sobre un obstáculo de la mangueta delantera**

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta delantera a analizarse son:

- Transferencia de pesos y momento en el frenado. Vea figura 2.42.
- Transferencia de pesos lateral. Vea figura 2.41.
- Fuerza que genera el brazo de dirección. Vea figura 2.43.
- Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo. Vea figura 2.44.
- 

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta se calcularon en la sección anterior.

---

<sup>7</sup> Es decir la resistencia a la fluencia 250 MPa dividido para el factor de seguridad de 1.5 da igual a 166.6 MPa de esfuerzo permisible del elemento.

**Tabla 2.18.** Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta delantera.

ÍTEM	VALOR
Trasferencia de pesos y momento en el frenado.	$Ma = 385,06 Nm$ $Fo = 4611,62 N$
Trasferencia de pesos lateral.	$Ho = 4670,61 N$
Fuerza que genera el brazo de dirección.	$F_{yr} = 188,32 N$
Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo.	$F_{neumaticos} = 11452,56 N$

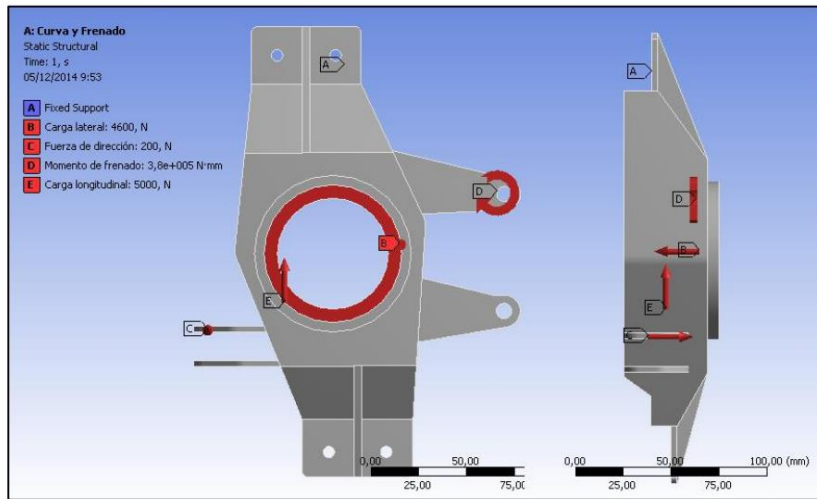
**Pre proceso:**

La siguiente tabla presenta las propiedades de la malla de la mangueta delantera:

**Tabla 2.19.** Propiedades de la malla de la mangueta delantera

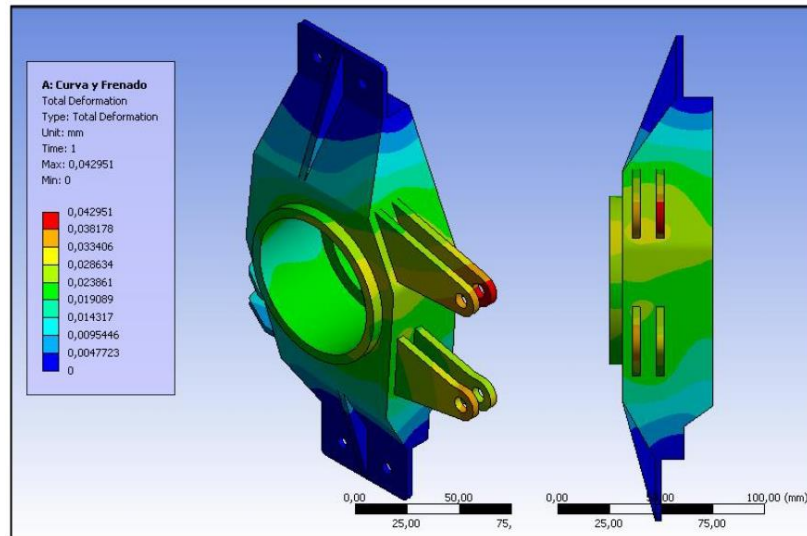
PROPIEDADES:	
Material:	ASTM A36
Volumen:	2,1584e+005 mm <sup>3</sup>
Masa:	1,6943 kg
Nodos:	216028
Elementos:	122458

A continuación se colocan las direcciones y magnitudes de las cargas principales que actúan en la mangueta delantera.



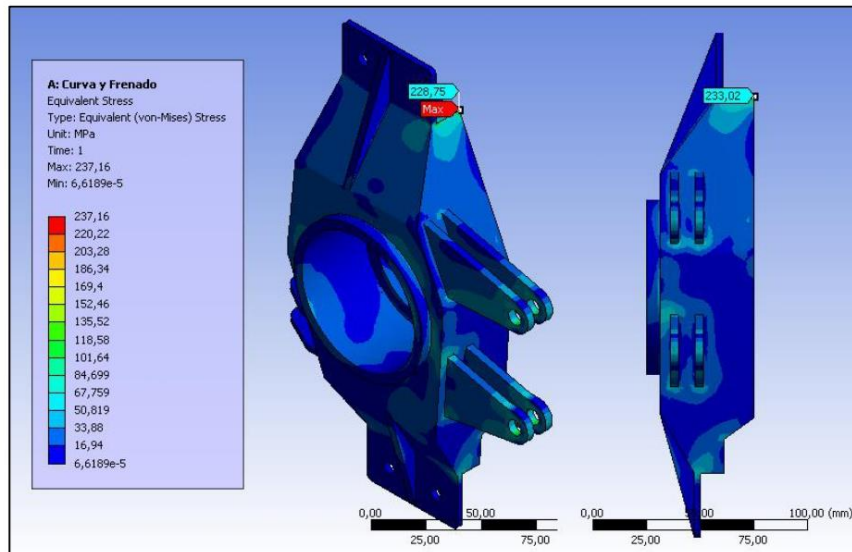
*Figura 2.45. Aplicación de las cargas sobre la mangueta delantera.*

Se observa en la figura 2.46 la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0,042 mm en el soporte de la mordaza.



*Figura 2.46. Deformaciones mangueta delantera.*

La figura 2.47 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 237,16 MPa, ubicada en la unión superior soldada.



*Figura 2.47. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta delantera.*

#### **Análisis de resultados:**

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% en los resultados al aumentar el número de elementos finitos y así dar validez a la simulación.

La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- La deformación máxima es de 0.042 mm en los soportes de la mordaza, producidos por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta



perjudicial para el cuerpo de la mangueta y cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

- El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 237.16 MPa, valor que no supera el límite de fluencia del materia, pero no cumple con la propuesta de no exceder 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta.

**Análisis de la mangueta trasera, bajo el efecto de las cargas generadas por la transferencia de masas en frenado, paso por curva y paso sobre un obstáculo de la mangueta trasera**

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta delantera a analizarse son:

- Trasterferencia de pesos y momento en el frenado. Vea figura 2.42.
- Trasterferencia de pesos lateral. Vea figura 2.41.
- Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo. Vea figura 2.44.

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta se calcularon en la sección anterior.

**Tabla 2.20.** *Valores de las cargas aplicadas sobre la mangueta trasera.*

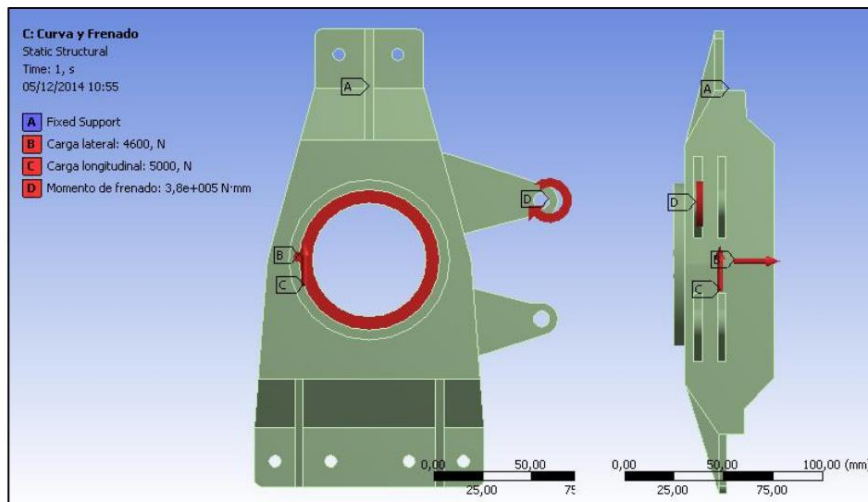
ÍTEM	VALOR
Trasterferencia de pesos y momento en el frenado.	$Ma = 385,06 Nm$ $Fo=4611,62 N$
Trasterferencia de pesos lateral.	$Ho = 4670,61 N$
Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo.	$F_{neumaticos} = 11452,56 N$

La siguiente tabla presenta las propiedades y estadísticas de mallado de la mangueta trasera.

**Tabla 2.21.** Propiedades de la malla de la mangueta trasera.

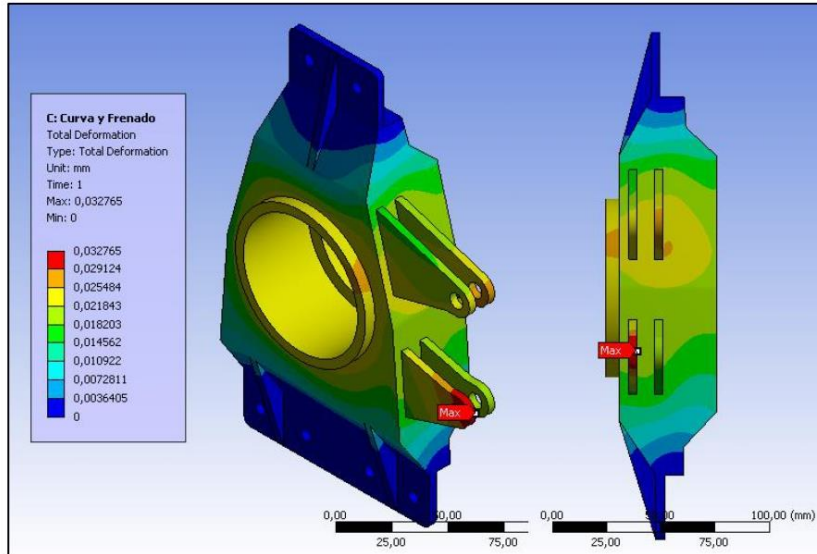
PROPIEDADES:	
Material:	ASTM A36
Volumen:	2,4367e+005 mm <sup>3</sup>
Masa:	1,9128 kg
Nodos:	1409036
Elementos:	948942

A continuación se colocan las direcciones y magnitudes de las cargas principales que actúan en la mangueta trasera.



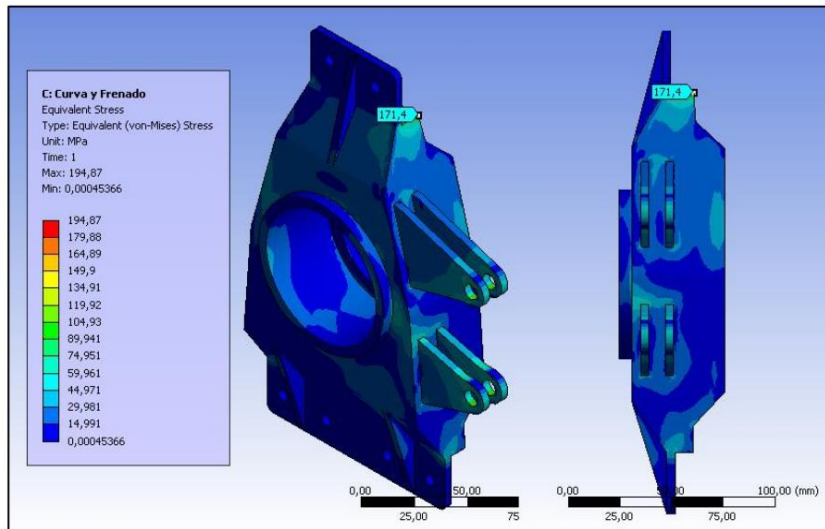
**Figura 2.48.** Aplicación de las cargas sobre la mangueta trasera.

La siguiente figura 2.49 muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas con una deformación máxima de 0,032 mm.



*Figura 2.49. Deformaciones mangueta trasera.*

La siguiente figura 2.50 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 194,87 MPa, ubicada en la unión superior soldada.



*Figura 2.50. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.*

**Análisis:**

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% al aumentar el número de elementos finitos entre resultados y así dar validez a la simulación.

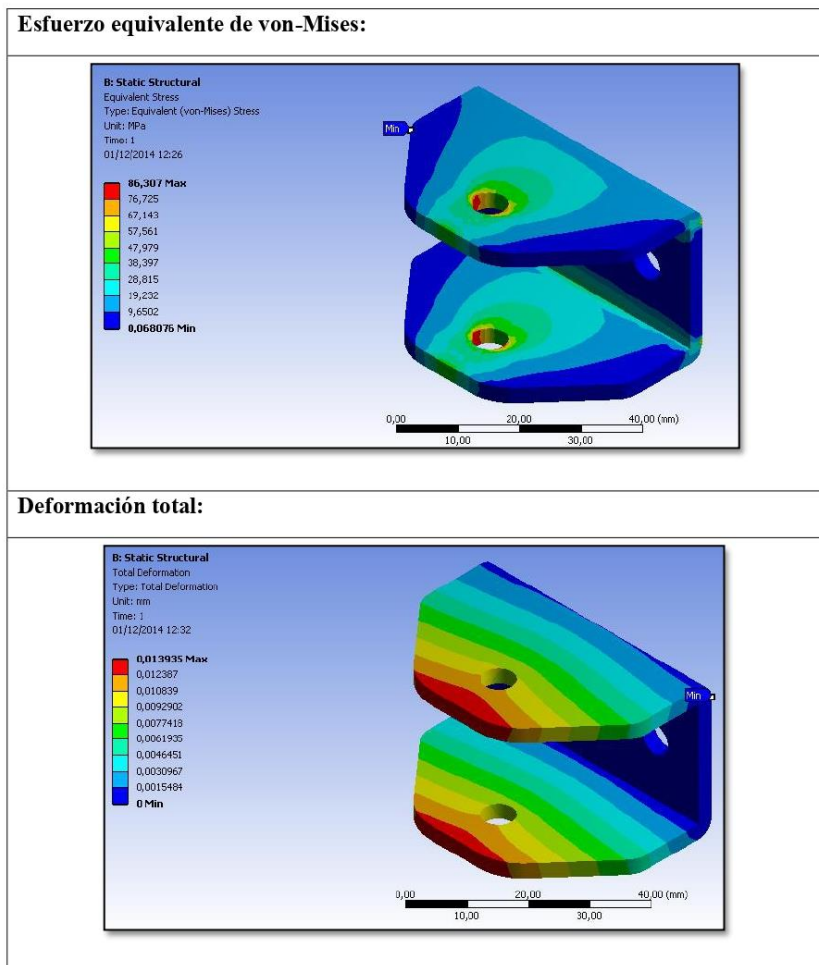
La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- La deformación máxima de 0,032 mm ubicada en los soportes de la mordaza producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta.
- El valor del esfuerzo de Von-Mises de 194,87 MPa, no supera el límite de fluencia del materia, pero no cumple con la propuesta de no exceder 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta.

### Análisis de los soportes de las manguetas, bajo el efecto de las cargas laterales

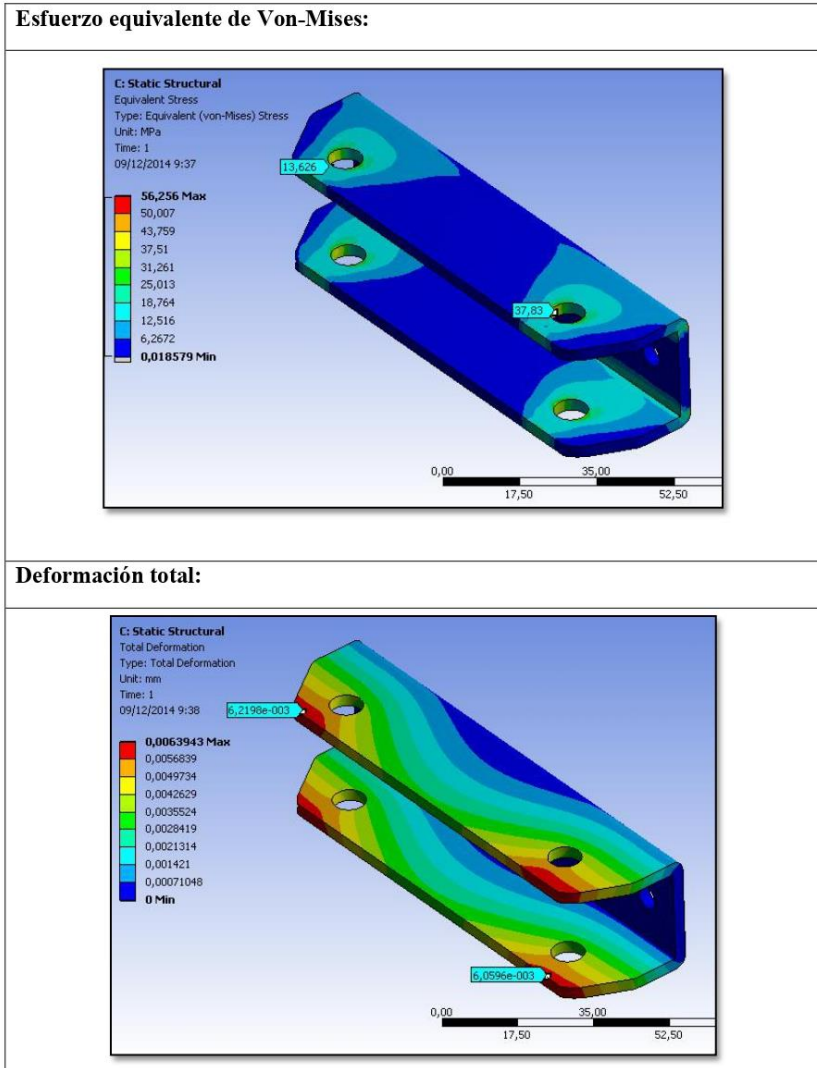
La siguiente tabla 2.22 muestra los resultados de las simulaciones del diseño del soporte superior e inferior de la mangueta, frente a las cargas de fuerza lateral.

*Tabla 2.22. Resultados del soporte de la mangueta delantera.*



La siguiente tabla muestra los resultados del diseño del soporte superior e inferior de la mangueta.

**Tabla 2.23.** Resultados del soporte inferior de la mangueta trasera.



#### **2.4 Optimización de la masa en la mangueta delantera**

Con base en los resultados de las simulaciones obtenidas anteriormente, se presenta el rediseño de la geometría, con el objetivo de reducir de la masa de la mangueta delantera y corregir los valores excesivos de esfuerzos.

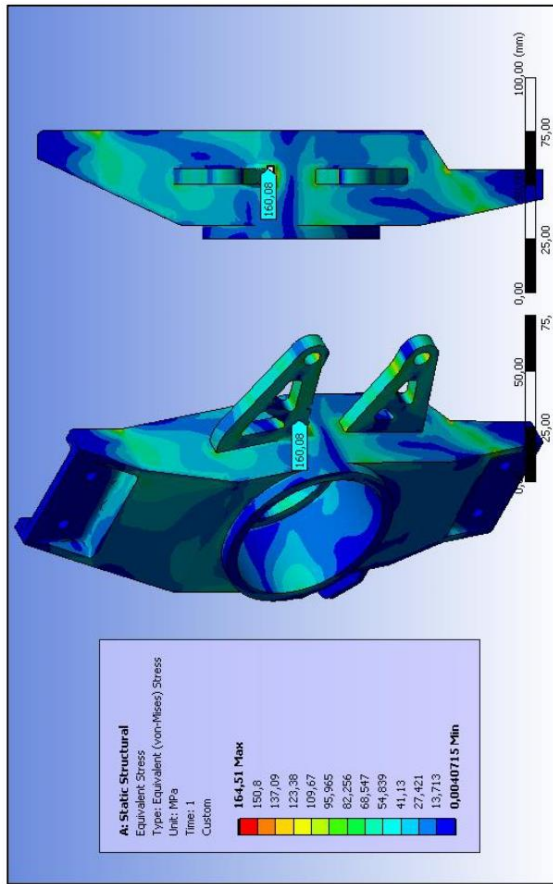
Los resultados obtenidos de los esfuerzos y deformaciones del cuerpo de la mangueta delantera permiten observar el sobre dimensionamiento del espesor de la chapa metálica (3mm), el buje que sujeta el rodamiento y los soportes de las mordazas; esto influye en el peso del elemento y zonas con esfuerzos bajos.

El peso del primer diseño es de 1,6943 kg (3.735 libras), con el objetivo de reducir la masa y la mejor distribución de los esfuerzos, se realizan modificaciones en el cuerpo de la mangueta.

Considerando la distribución de esfuerzos en la pieza se procedió a realizar la eliminación de material. La modificación de la geometría del cuerpo de la mangueta se lo realizó de forma manual; esto da como resultado una reducción de la masa del 18,2 % es decir 1.384 kg (3.05 libras), sin afectar la resistencia del elemento.

Para analizar el nuevo diseño se somete a las mismas condiciones de carga, para observar su comportamiento.

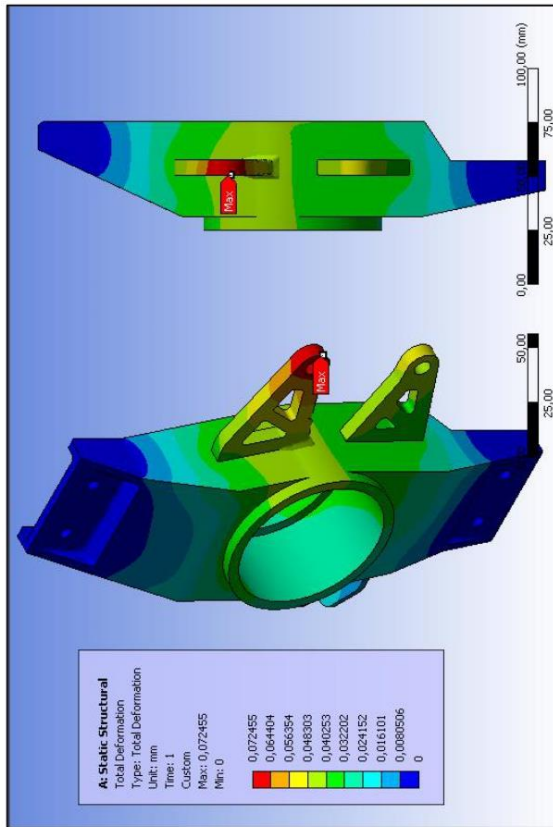
La siguiente figura 2.51 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 160.08 MPa, ubicada en la unión del soporte de la mordaza con el buje.



*Figura 2.51. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.*

La siguiente figura muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0,072 mm.





*Figura 2.52. Deformaciones mangueta delantera.*

**Análisis:**

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% al aumentar el número de elementos finitos entre resultados y así dar validez a la simulación. La tabla 2.24 muestra la variación de los elementos y el valor máximo del esfuerzo equivalente de Von-Mises. El incremento en el número de elementos se produce por un mallado más fino.

**Tabla 2.24.** Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta delantera.

<b>Elementos:</b>	<b>Esfuerzos:</b>
181254	164.05 MPa
193041	166,39 MPa

La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas. La deformación máxima de 0,072 mm ubicada en los soportes de la mordaza producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta. El valor del esfuerzo equivalente de von-Mises es de 166,39 MPa cumpliendo con lo especificado dando un factor de seguridad 1.5.

### **2.5 Optimización de la masa en la mangueta trasera**

Con base en los resultados de las simulaciones obtenidas anteriormente, se presenta la optimización de la masa de la mangueta trasera.

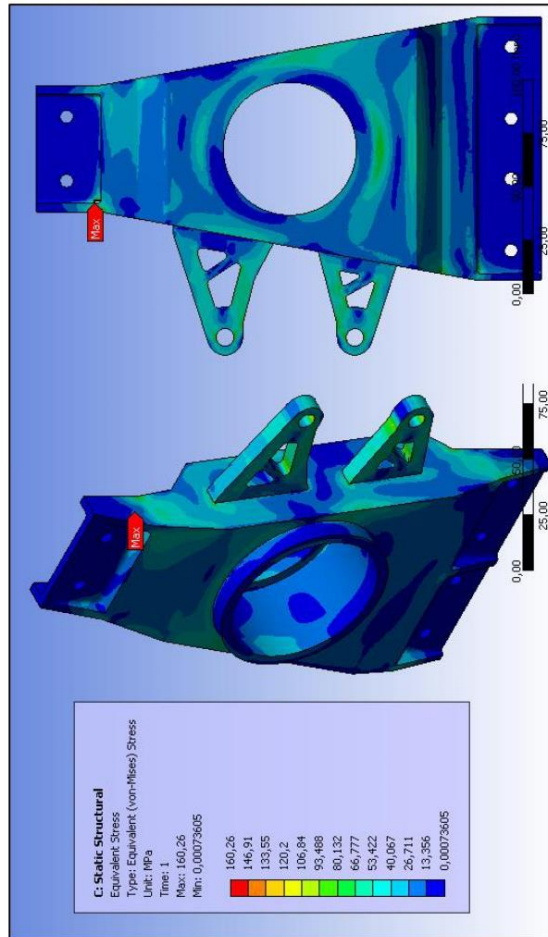
Los resultados obtenidos de los esfuerzos y deformaciones del cuerpo de la mangueta delantera permiten observar el sobre dimensionamiento del espesor de la chapa metálica (3mm), el buje que sujeta el rodamiento y los soportes de las mordazas; esto influye en el peso del elemento y zonas con esfuerzos bajos.

El peso del primer diseño es de 1,9128 kg (4.217 libras), con el objetivo de reducir la masa y la mejor distribución de los esfuerzos, se realizan modificaciones en el cuerpo de la mangueta.

Considerando la distribución de esfuerzos en la pieza se procedió a realizar la eliminación de material. La modificación de la geometría del cuerpo de la mangueta se lo realizo de forma manual; esto da como resultado una reducción de la masa del 15,51 % es decir 1,616 kg (3.56 libras), sin afectar la resistencia del elemento.

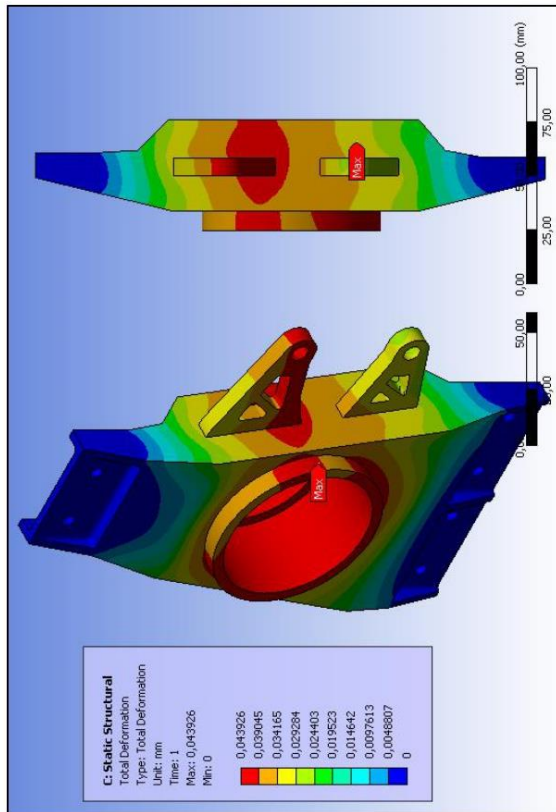
Para analizar el nuevo diseño se somete a las mismas condiciones de carga antes mencionadas para observar los efectos que producen.

La siguiente figura 2.53 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 160.26 MPa, ubicada en el soporte superior de la mangueta.



*Figura 2.53. Esfuerzo equivalente de Von-Mises en la mangueta trasera.*

La siguiente figura 2.54 muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas con una deformación máxima de 0,043 mm.



*Figura 2.54. Deformaciones mangueta delantera.*

**Análisis:**

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% al aumentar el número de elementos finitos entre resultados y así dar validez a la simulación. La tabla 2.24 muestra la variación de los elementos y el valor máximo del esfuerzo equivalente de Von-Mises. La variación de los elementos se produce por un mallado más fino.

**Tabla 2.25.** Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta trasera.

<b>Elementos:</b>	<b>Esfuerzos:</b>
222462	159.15 MPa
257652	160.26 MPa

La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas. La deformación máxima de 0.043 mm ubicada en el soportes superior de la mangueta producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta. El valor del esfuerzo equivalente de Von-Mises es de 160,26 MPa cumpliendo con lo especificado dando un factor de seguridad 1.5.

## **2.6 Sumario**

En este capítulo se describe la metodología de diseño aplicada para concebir y diseñar las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo F-SAE. La metodología describe una sucesión de pasos que ayudan a obtener el producto deseado.

A continuación se realizó el cálculo de las magnitudes y dirección de las fuerzas principales durante la conducción de un prototipo F-SAE.

Los diseños preliminares tanto de la mangueta delantera como trasera se evaluaron mediante el método de elementos finitos. Como primer resultado se observa el sobredimensionamiento del cuerpo de las manguetas tanto delantera como trasera con una masa de 1,6943 kg (3.735 libras) y 1,9128 kg (4.217 libras) respectivamente. Con el fin de disminuir las masas de las manguetas, se realizaron modificaciones a sus geometrías conservando las características de los primeros diseños; obteniendo como resultado una reducción del 18.2% para la mangueta delantera y 15.51% para la mangueta trasera sin afectar la resistencia de los elementos.

## **CAPÍTULO III**

### **ANÁLISIS DE RESULTADOS Y PROPUESTA DE MANUFACTURA DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y TRASERAS**

#### **3.1 Introducción**

En el presente capítulo se muestran los resultados del diseño en SolidWorks, pudiendo observar el ensamble final de los sistemas con los que interactúan las manguetas, como se especificó en el capítulo I.

Posteriormente se establece el proceso de manufactura para las manguetas delanteras y traseras, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes.

Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado.

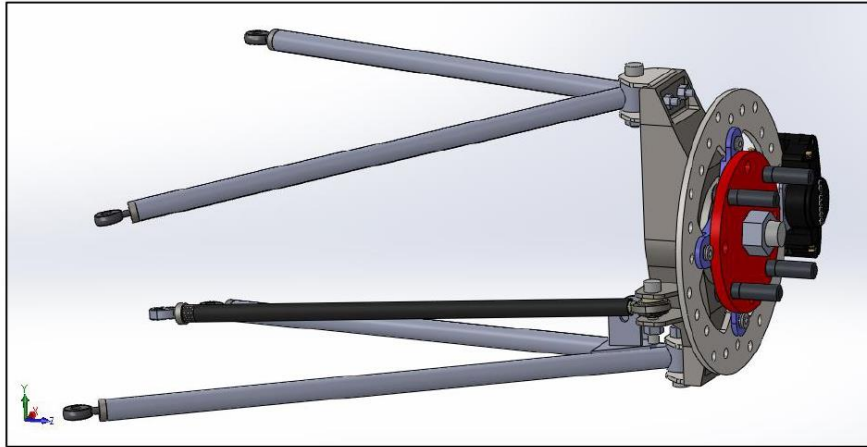
#### **3.2 Resultados del diseño de las manguetas para un vehículo F-SAE**

Mediante la aplicación de la metodología de desarrollo de nuevos productos descrita en el capítulo II, se presentan los resultados del diseño de las manguetas delanteras y traseras de un vehículo F-SAE.

##### **3.2.1 Adaptación de la mangueta delantera a la geometría de la suspensión delantera del vehículo F-SAE**

El software de diseño “SolidWorks” ayuda a comprobar que la mangueta delantera se adapte a la geometría de la suspensión y no exista interferencia entre elementos.

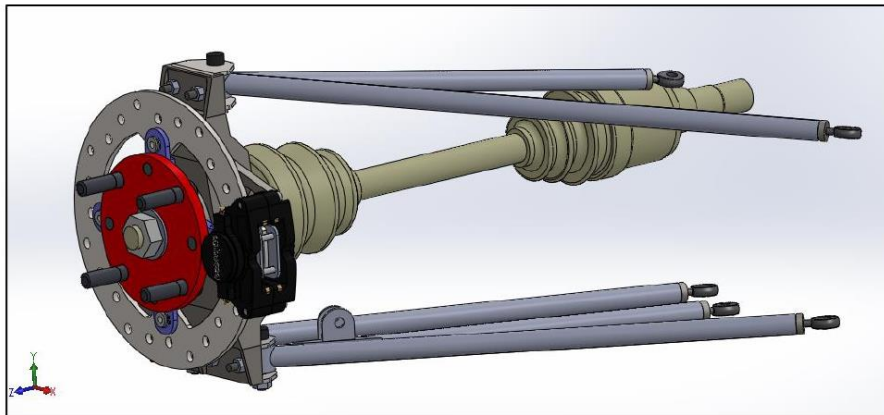
La siguiente figura muestra el ensamble final de todos los elementos con los que interactúa la mangueta delantera; definiendo los puntos de sujeción de la mangueta con los brazos de suspensión.



*Figura 3.1. Ensamble final de la suspensión y la mangueta delantera.*

### **3.2.2 Adaptación de la mangueta trasera a la geometría de la suspensión trasera del vehículo F-SAE**

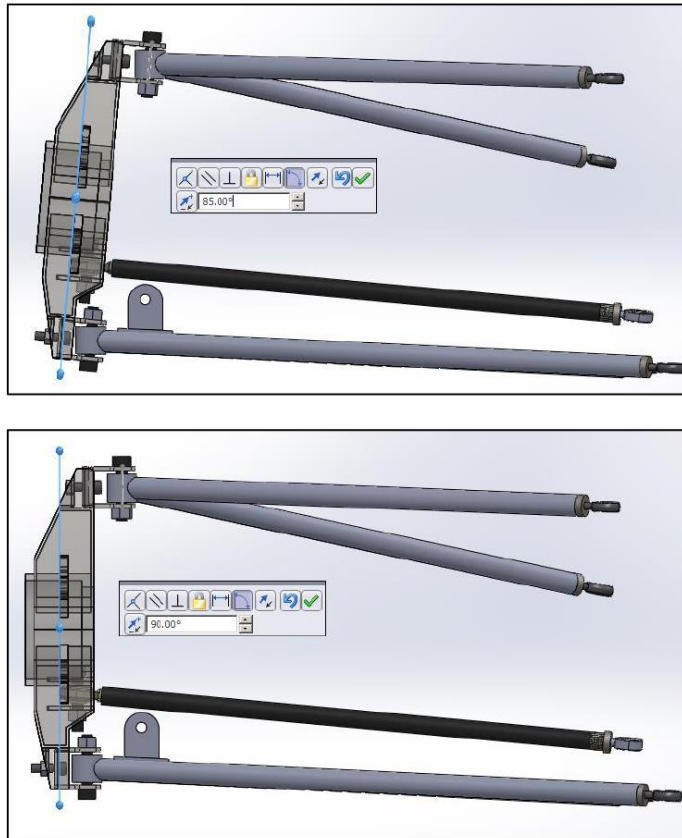
La mangueta trasera proporciona tres puntos de sujeción con los brazos de suspensión traseros, como muestra la figura 3.2



*Figura 3.2. Ensamble final de la suspensión y la mangueta trasera.*

### 3.2.3 Ajustabilidad del ángulo de caída

La siguiente figura muestra el rango de ajuste del ángulo de caída que comprende de 0 a  $-5^\circ$ ; esta calibración se la realiza mediante la inserción de láminas de diferentes espesores.

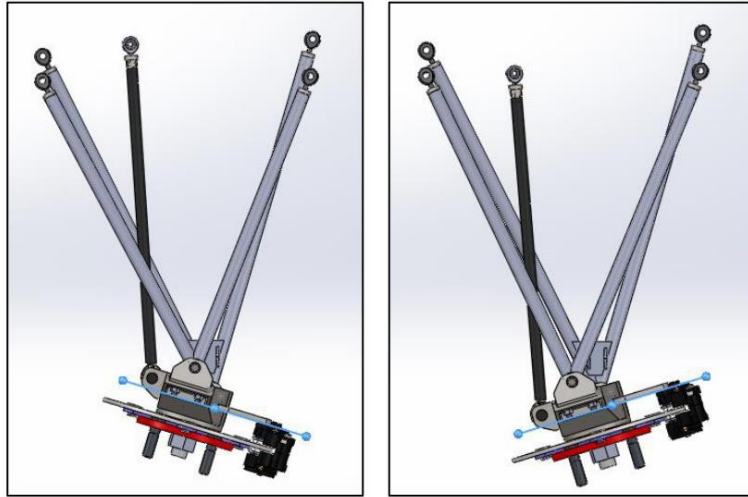


*Figura 3.3. Ajuste del ángulo de caída.*

### 3.2.4 Transmisión de las maniobras del piloto mediante los brazos de dirección a las ruedas.

La siguiente figura muestra el rango del ángulo de dirección que se transmite mediante el brazo de dirección a la mangueta delantera.





*Figura 3.4. Ángulo de dirección.*

### **3.3 Material**

En el diseño de las manguetas se propone utilizar el acero ASTM A36 por las propiedades y características que se analizan en el capítulo II, destacando las siguientes:

- Propiedades mecánicas.
- Soldabilidad.
- Fácil manufactura.
- Adquisición y costo.

#### **3.3.1 Propiedades mecánicas**

El acero A36 se lo comercializa en planchas, perfiles estructurales y barras con espesores menores a 8 pulgadas (203.2 mm); posee un límite a la fluencia mínimo de 250 MPa y un límite de ruptura de 410 MPa.

### 3.3.2 Métodos de unión

Las estructuras fabricadas con acero A36 son fácilmente unidas con cualquier tipo de proceso de soldadura; las más comunes y menos costosas son:

- Soldadura por arco metálico protegido (SMAW).
- Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, GTAW).
- Soldadura oxiacetilénica.

### 3.4 Uniones mediante soldadura

Mediante una investigación para determinar el proceso adecuado de soldadura del cuerpo de la mangueta, los equipos con mayor trayectoria recomiendan el uso de una soldadura TIG. A continuación se presenta las generalidades y ventajas de la soldadura TIG.

#### 3.4.1 Soldadura TIG

Es un procedimiento de soldadura por corriente continua y semiautomática que emplea un hilo continuo con electrodo consumible. El método emplea gas inerte para crear la atmósfera de protección sobre el baño de fusión. Esta característica ayuda a obtener una unión con las mismas características del metal base, evitando una soldadura porosa y frágil.

#### Ventajas

- En la actualidad los procesos de unión mediante soldadura TIG son utilizados en la fabricación de carrocerías de automóviles.
- El proceso de soldadura TIG produce un acabado mucho más limpio y zonas menos afectadas por el calor.
- Genera una gran penetración.
- Control del material de aporte evitando excesos de material.

### 3.5 Procesos de manufactura

Los procesos de manufactura pueden dividirse en dos tipos: (Mikell P. Groover, 1996)

- **Operaciones de proceso:** Transforma un material de trabajo de una etapa a otra más avanzada situándola cerca del estado final del producto deseado; incluyendo procesos como: fundición, moldeo y remoción de material.

- **Operaciones de ensamble:** Une dos o más componentes para crear un nuevo objeto llamado ensamble; incluyendo operaciones como: uniones permanentes (soldaduras), ensambles mecánicos (sujetadores roscados).

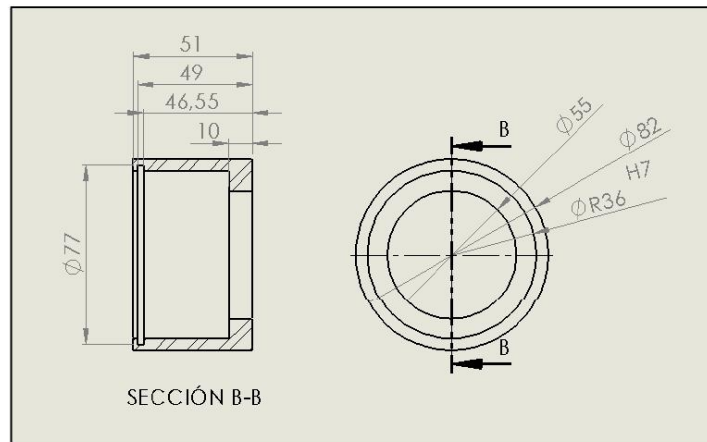
### 3.5.1 Operaciones de proceso con remoción de material

Estas son operaciones que quitan el exceso de material de las piezas iniciales de trabajo, para obtener la geometría deseada. Las operaciones de maquinado comúnmente utilizadas son: torneado, taladrado y fresado.

A continuación se explica el proceso de remoción de material de las piezas que componen las manguetas.

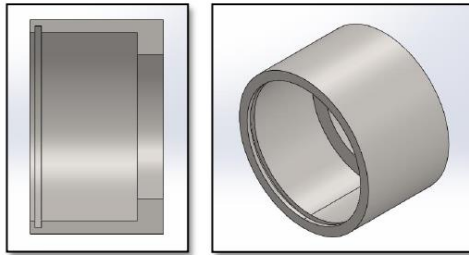
**Buje para el soporte del rodamiento:** Para la construcción de esta pieza se emplea acero de transmisión de 85 mm de diámetro exterior, 60 mm de largo.

La figura 3.3 muestra las medidas y tolerancias del buje para el soporte del rodamiento.



*Figura 3.5. Medidas y tolerancias del buje para el soporte del rodamiento.*

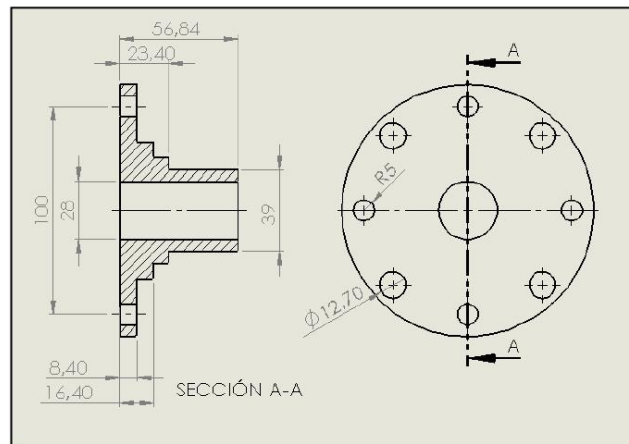
Mediante un proceso de torneado se retira todo el material hasta obtener la pieza que se muestra a continuación.



**Figura 3.6.** Buje para el soporte del rodamiento.

**Centro de rueda:** Como se menciona en el capítulo II figura 2.11, el centro de rueda se adquiere y se realizan adaptaciones para su acople. La remoción de material se lo realiza mediante un proceso de torneado.

La figura 3.5 muestra las dimensiones finales de la pieza después del proceso de mecanizado.

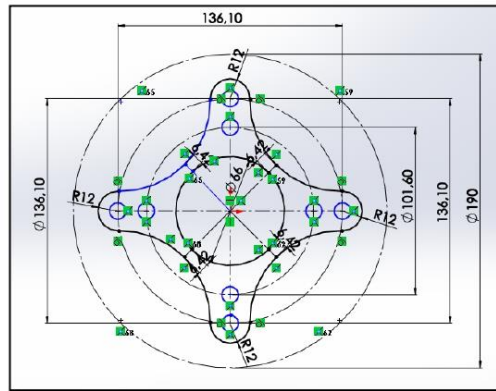


**Figura 3.7.** Medidas del centro de rueda mecanizado.

### Acople para el disco de freno y el centro de rueda:

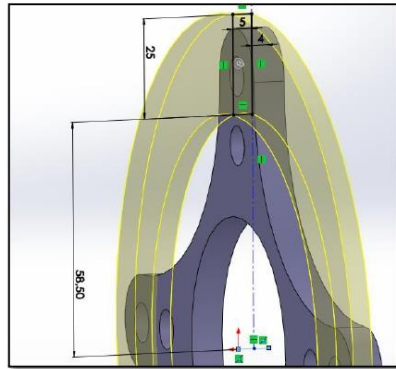
Para la construcción de esta pieza se emplea acero de transmisión de 220 mm de diámetro y 20 mm de largo. Como primer paso, mediante corte por agua, se da la forma principal que se muestra en la figura 3.6. Para llegar al espesor final del acople del disco de freno de 8 mm, se utiliza un proceso de corte mediante hilo caliente; como resultado se obtienen dos piezas a la vez y se desperdicia menos material.

Los agujeros no se recomiendan mecanizar con el diámetro final, porque el corte por agua no es preciso; por este motivo posteriormente se utiliza un proceso de taladrado con el diámetro final.



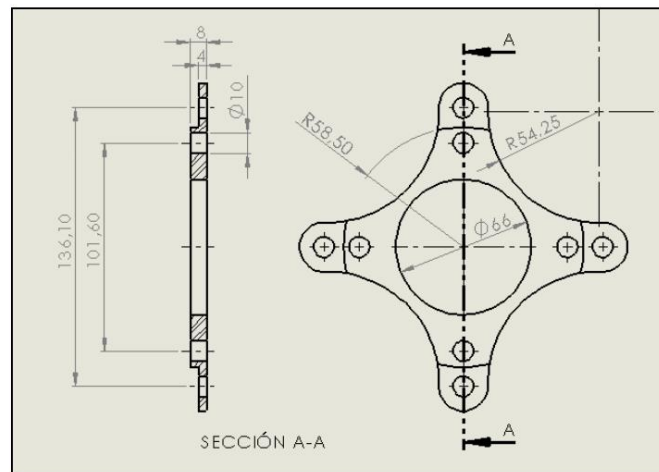
*Figura 3.8. Plano del acople del disco de freno/centro de rueda.*

Mediante un proceso de torneado se realiza una ranura para dar un mejor acople con el disco de freno como se muestra en la figura 3.9.



**Figura 3.9.** Mecanizado de la ranura.

En la siguiente figura se muestra el resultado final del acople con sus respectivas medidas.



**Figura 3.10.** Plano 2D del acople disco de freno/centro de rueda.

El resultado final del proceso de mecanizado se muestra en la siguiente figura 3.11. Esta fotografía es un prototipo previo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de tesis.



*Figura 3.11. Ensamble centro de rueda, disco de freno.*

### **3.5.2 Operaciones con proceso sin arranque de viruta**

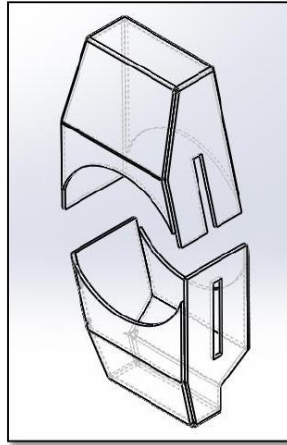
#### **Corte por agua a presión**

Es una herramienta industrial capaz de cortar todo tipo de material, utilizando un chorro fino, con una mezcla de agua y abrasivo; es muy utilizada para dar forma a piezas complejas disminuyendo el tiempo de mecanizado.

Un beneficio importante es la capacidad de no generar esfuerzos en la estructura del material ya que no se genera calor ni fuerzas deformantes.

#### **Corte de la chapa metálica de la mangueta delantera**

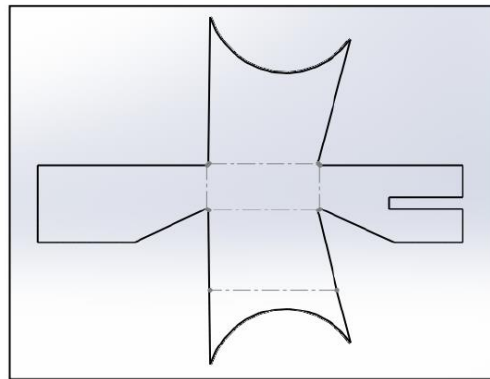
Se realiza este proceso con la ayuda del software de diseño SolidWorks que dentro de sus herramientas facilita convertir un cuerpo solido en chapa metálica de diversos espesores. A continuación se muestra el resultado de la operación.



**Figura 3.12.** *Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.*

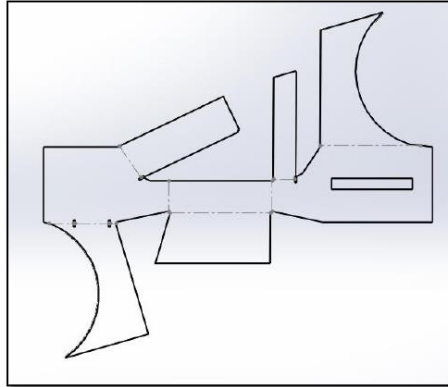
El cuerpo principal de la mangueta delantera consta de dos partes con espesor de 2 mm que es mecanizado mediante corte por agua como se muestra en la figura 3.12.

Las siguientes figuras muestran los planos en 2D de los cuerpos superior figura 3.13 e inferior figura 3.14 de la mangueta; las líneas interpunktadas representan la dirección por donde se dobla para dar la forma.



**Figura 3.13.** *Plano superior de la mangueta delantera.*



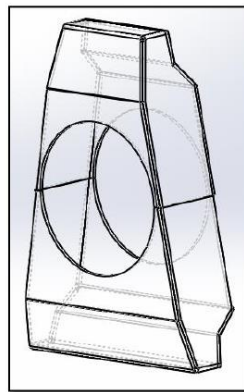


*Figura 3.14. Plano inferior de la mangueta delantera.*

Las dimensiones del cuerpo de la mangueta se muestran en el anexo B.

#### **Corte de chapa metálica de la mangueta trasera**

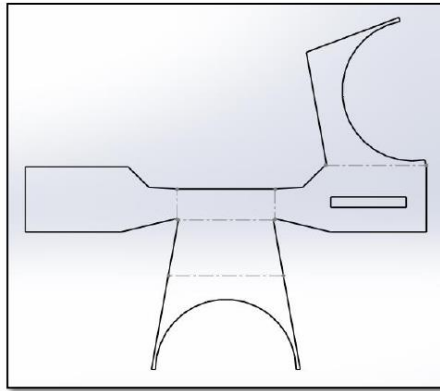
De la misma manera se realiza con el cuerpo principal de la mangueta trasera, las figuras siguientes muestran el cuerpo principal y los planos de corte.



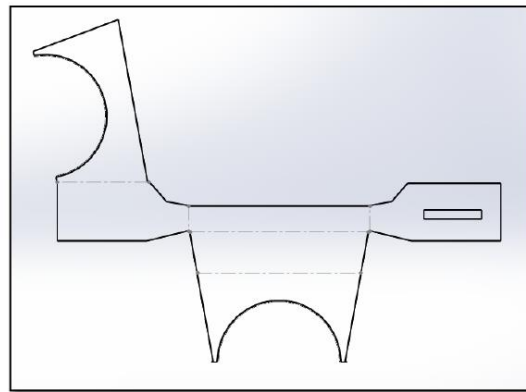
*Figura 3.15. Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.*

El cuerpo principal de la mangueta delantera consta de dos partes con espesor de 2 mm que es mecanizado mediante corte por agua como se muestra en la figura 3.15.

Las siguientes figuras muestran los planos en 2D de los cuerpos superior figura 3.16 e inferior figura 3.17 de la mangueta; las líneas interpuntadas representan la dirección por donde se dobla para dar la forma correspondiente.



**Figura 3.16.** Plano superior de la mangueta trasera.

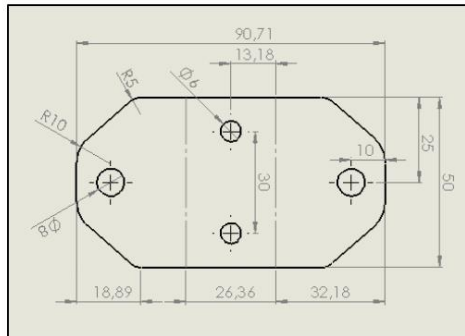


**Figura 3.17.** Plano inferior de la mangueta trasera.

Las dimensiones del cuerpo de la mangueta se muestran en el anexo B.

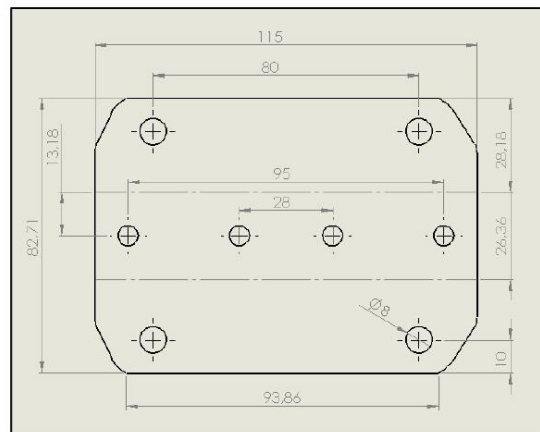
### Corte de chapa metálica soportes de la suspensión

La figura 3.16 muestra el plano de corte del soporte que une la mangueta con el brazo de suspensión, en total se necesitan seis de estas piezas para sujetar las cuatro manguetas.



**Figura 3.18.** Plano de corte soporte de la suspensión.

La mangueta trasera cuenta con un soporte de mayor tamaño por lo que se necesitan tres puntos fijos de conexión, la figura 3.19 muestra el soporte inferior de la mangueta trasera. Las líneas entrecortadas representan la dirección de los dobleces.

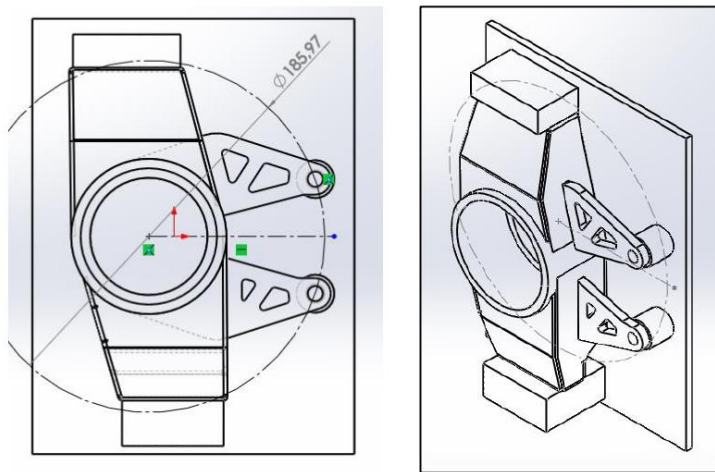


**Figura 3.19.** Plano de corte soporte inferior de la mangueta trasera.

### 3.5.3 Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta delantera

Una vez obtenidas las partes principales del cuerpo de la mangueta delantera: cuerpo superior e inferior de chapa metálica, el buje que sujeta al rodamiento y los soportes para la mordaza como se explica anteriormente; es necesario utilizar un elemento que permita sujetar y ubicar con precisión todas las partes del cuerpo principal con el fin de unir con componentes mediante soldadura como se muestra en la figura 3.20.

El primer paso es ubicar los soportes que sujetan la mordaza de freno; luego se ubica el cuerpo superior e inferior de la mangueta de manera que los cuerpos queden en su ubicación correcta de forma paralela con la ayuda de dos prisioneros como muestra la figura:



*Figura 3.20. Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera*

El objetivo de este dispositivo es localizar con precisión cuatro puntos críticos que son: el agujero del buje de rodamiento, soportes superior e inferior de la mangueta y los soportes de la mordaza de freno.

Durante la soldadura es importante distribuir uniformemente el calor a fin de no generar tensiones internas residuales de la soldadura o llegar a deformar la pieza.

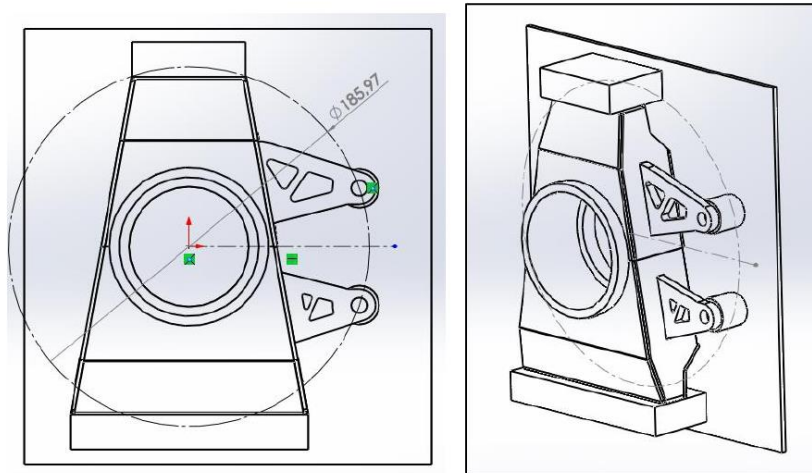
La siguiente figura muestra un diseño previo y el resultado del proceso de soldadura de un prototipo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de investigación.



*Figura 3.21. Prototipo mangueta delantera*

#### **3.5.4 Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta trasera**

De la misma manera como se describe en el punto anterior, se procede con el ensamble del cuerpo principal de la mangueta trasera. La siguiente figura muestra el elemento que permite ubicar todos los componentes del cuerpo de la mangueta.



*Figura 3.22. Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera.*

La siguiente figura muestra un diseño previo y el resultado del proceso de soldadura de un prototipo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de investigación.



*Figura 3.23. Prototipo mangueta trasera.*

### **3.6 Costos de la manufactura de los diseños propuestos**

Para tener el costo de manufactura de las cuatro manguetas se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- Materiales.
- Elementos normalizados.
- Mecanizado.

#### **3.6.1 Costo de la materiales**

Para determinar el costo del material se toman en cuenta los gastos que intervienen directamente con el material para la construcción de las cuatro manguetas, como también los que se necesitan para su ensamblaje. Todos los materiales se encuentran disponibles en el medio. En la tabla 3.1 se detallan los materiales para la construcción:

*Tabla 3.1. Costo de los materiales.*

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD	DIMENSIONES	VALOR TOTAL (\$)
Plancha de acero ASTM A36 2 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.72 m	32.00
Plancha de acero ASTM A36 3 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.70 m	25.00
Plancha de acero ASTM A36 6 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.60 m	30.00
Plancha de acero ASTM A36 8 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.50 m	32.00
Acero de transmisión 85 mm de diámetro	COMERCIAL RULITEC	4	85 mm x 70 mm	26.00
<b>TOTAL:</b>				145.00

### 3.6.2 Costo de los elementos normalizados

La tabla 3.2 muestra los costos de los elementos normalizados adquiridos para el ensamble de las manguetas.

*Tabla 3.2. Costo de los elementos normalizados*

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
Centro de rueda VW GOLF.	LA CASA DE LAS PUNTAS	4	68.75	275.00
Rodamiento INA F-110622.2	LA CASA DEL RODAMIENTO	4	12.00	48.00
<b>TOTAL:</b>				327.00

### 3.6.3 Costo del mecanizado

La tabla 3.3 muestra los costos del corte por agua necesarios para la construcción de los prototipos mostrados en las figuras 3.21 y 3.23. El costo del corte por agua se determina mediante el desplazamiento de la herramienta de corte en este caso al perímetro de los cuerpos de las manguetas.

*Tabla 3.3. Costo de los mecanizados realizados mediante corte por agua en la empresa INGMATRICOM.*

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD*	VALOR TOTAL (\$)
Acople disco de freno centro de rueda.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	4	18.00 + IVA
Soporte superior mangueta delantera y trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	8	12.00 + IVA
Soporte inferior mangueta trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	7.00 + IVA
Cuerpo superior e inferior mangueta delantera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	28.00 + IVA
Cuerpo superior e inferior mangueta trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	28.00 + IVA
<b>TOTAL:</b>			104.16

\*Determina la cantidad de piezas que necesitan mecanizar.

### 3.6.4 Costo de materiales de soldadura

La tabla 3.4 muestra los costos del gas de protección y material de aporte. El flujo de gas protector para el proceso de soldadura TIG comprende entre 0.5 – 1.0 m<sup>3</sup>/h, el proceso de soldadura de las manguetas dura 4 horas de trabajo; por lo tanto, el costo del gas protector se muestra en la siguiente tabla.

*Tabla 3.4. Costos de materiales soldadura.*

DESCRIPCIÓN:	CANTIDAD	VALOR TOTAL (\$)
Gas Protector (CO <sub>2</sub> + Ar)	2 m <sup>3</sup> *	33.33
Electrodos de Tungsteno puro	1	4.00
Material de aporte	12	15.00
<b>TOTAL:</b>		52.33



\*El costo del tanque del gas de protección de 9 m<sup>3</sup> es de 150 **Dólares**.

### **3.6.5 Costo total de construcción**

El costo total de construcción es igual a la suma de:

- Costo de la materia prima
- Costo de elementos normalizados
- Costo del mecanizado
- Costo de materiales de soldadura.

Donde:

$$\text{Costo total de construcción} = 145.00 + 327.00 + 104.16 + 52.33$$

$$\text{Costo total de construcción} = 628.49 \text{ Dólares.}$$

### **3.7 Sumario**

En este capítulo se analiza el resultado del diseño propuesto de las manguetas delanteras y traseras mediante el uso del software SolidWorks, permitiendo observar el ensamble final de las manguetas con los componentes con los que interactúa. También se pueden observar los ajustes en la geometría de la suspensión en especial el ángulo de caída y la transmisión de las maniobras mediante el brazo de dirección a la mangueta.

A continuación se enumeran las características del acero ASTM A36 que se utilizan para el proceso de manufactura de las manguetas delanteras y posteriores del vehículo F-SAE, destacando su soldabilidad y la facilidad de manufactura.

Posteriormente se describe el proceso de manufactura de las manguetas, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes.

Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado que se lo realiza en talleres externos.

## CONCLUSIONES

Una vez culminado el presente proyecto de grado, se logra cumplir de manera satisfactoria con el objetivo de diseñar manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplace para la competición en la Formula SAE.

El reglamento F-SAE indica las normas y restricciones para la concepción, diseño y fabricación de un prototipo de vehículo monoplace de competencia, las mismas deben ser cumplidas a cabalidad para sobrepasar los eventos dentro de la competencia. El reglamento solicita que el sistema de suspensión y sus elementos que lo componen cumplan con características de ajustabilidad, adaptación y funcionalidad.

Las manguetas son elementos mecánicos donde se concentran los esfuerzos estáticos y dinámicos que sufre un vehículo en pista, y juegan un papel importante en la geometría de la suspensión; por esta razón se decide aplicar la metodología de desarrollo de nuevos productos facilitando la generación y evaluación de conceptos de forma fácil y sistemática dando resultado satisfactorios.

Para determinar un concepto de solución capaz de satisfacer las necesidades de las manguetas, se empleó el método de lluvia de ideas. De esta manera se obtuvieron una gran cantidad de conceptos de solución que ayudaron a reconocer y satisfacer las necesidades de adaptabilidad, funcionamiento y fabricación de las manguetas.

Las manguetas están sometidas a fuerzas de gran magnitud que pueden ocasionar deformaciones permanentes, por este motivo se determina un equilibrio entre peso y resistencias que garantice su correcto funcionamiento. Con la ayuda del software de análisis CAE ANSYS, se determinó el comportamiento de las manguetas bajo un caso extremo de funcionamiento. Después de varias iteraciones de diseño se llegó a obtener resultados que demostraron que las manguetas soportan las condiciones propuestas, con deformaciones por debajo de 0.5 mm y un factor de seguridad de 1.5.

El proponer un diseño para las manguetas de un vehículo prototipo F-SAE es un trabajo complejo. Las limitaciones de materiales obligan a utilizar materiales de baja resistencia influyendo en diseños pesados, al aumentar las dimensiones de los elementos. El uso de

chapas metálicas de 2 mm y una correcta combinación de las geometrías en el diseño, logró cumplir con la resistencia deseada.

Los resultados arrojados mediante el análisis de esfuerzos y deformaciones de las simulaciones de las manguetas dan la pauta para realizar un rediseño con el objetivo de reducir las masas y mejorar la distribución de los esfuerzos.

La reducción de masas de las manguetas se logró mediante modificaciones manuales a sus geometrías, obteniendo como resultado una reducción del 18.2% para la mangueta delantera y 15.51% para la mangueta trasera, sin afectar la resistencia de los elementos.

El proceso de manufactura mediante corte por agua, es una buena forma de disminuir el desperdicio de material, pero a su vez tiene sus complicaciones y toma considerable tiempo en el proceso de ensamblado.

El proceso de unión mediante soldadura TIG garantiza un acabado limpio, zonas poco afectadas por el calor, asegura una buena penetración y un control del material aportado.

La compra directa de los centros de rueda, ayuda a disminuir el tiempo en diseño y análisis, siendo el centro de rueda un elemento disponible comercialmente, cumple con la característica de alta resistencia, pero presenta inconvenientes de adaptabilidad teniendo que aumentar piezas para un correcto ensamble.

## RECOMENDACIONES

La competencia “FORMULA STUDENT” tiene como objetivo diseñar y fabricar un prototipo de vehículo tipo F-SAE, por este motivo se recomienda la continua aplicación de una metodología de diseño en todos sus sistemas y elementos, ya que facilita el proceso para concebir, diseñar y desarrollar un prototipo mecánico.

El método de diseño que se muestra en el desarrollo de este proyecto de grado, logra un diseño rápido y confiable que se puede aplicar al desarrollo de futuros diseños de los prototipos F-SAE, además puede aplicarse como herramienta en la educación para facilitar el aprendizaje de las metodologías de diseño mecánico.

La constante evolución de la competencia y el continuo cambio del reglamento F-SAE, obliga a los equipos a utilizar metodologías de diseño y análisis por computadora, con el fin de disminuir la masa de los elementos. Por este motivo, se recomienda el uso de métodos y técnicas de optimización estructural mediante software de análisis CAE y el uso de instrumentos de medición como son las galgas extensométricas con el objetivo de lograr el correcto balance entre peso resistencia.

Por otro lado no se puede lograr un avance significativo en diseño y reducción de masa, si no se cuenta con procesos de manufactura avanzados y materiales de alta calidad. Por este motivo, se recomienda el uso de técnicas de manufactura CNC, aleaciones de aluminio, fibra de carbono y aceros al carbono de alta resistencia.

Para futuros diseños de las manguetas de un vehículo de competencia F-SAE, se debe tomar en cuenta la técnica de prototipado rápido como es la impresión en 3D que ayudan a ver las interferencias e interacciones entre los elementos.

## BIBLIOGRAFÍA

- GlobalSecurity.org. (31 de Octubre de 2014). *Connections*. Obtenido de: <http://www.globalsecurity.org/military/library/policy/army/fm/3-34-343/chap9.htm>
- Mark's Garage for Land Rovers. (19 de Octubre de 2014). *Rear Brake Disc From XA 159807 (110/130) [SDB000330]*. Obtenido de: <http://marksgarage.co.uk/rear-brake-disc-from-159807-110130-p-2097.html?osCsid=b8gq3uqbc5dhot7ji75ntcdgu1>
- William F. Milliken and Douglas L. Millilen. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- Wilwood Engineering, Inc. (3 de Diciembre de 2014). *Wilwood Engineering, Inc.* Obtenido de: <http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList.aspx?subname=GP200%20Caliper>
- Accesorios para tu moto. (26 de Septiembre de 2011). *Accesorios para tu moto*. Obtenido de: <http://www.accesoriosparatumoto.com/discos-de-freno-braking/>
- AP Racing. (13 de Octubre de 2014). *Copyright © 2011 AP Racing. All rights reserved.* Obtenido de: [http://www.apracing.com/products/race\\_car/formula\\_student/sae/brake\\_discs.aspx](http://www.apracing.com/products/race_car/formula_student/sae/brake_discs.aspx)
- Aurora Bearing. (7 de Octubre de 2014). *aurorabearing.com*. Obtenido de: <http://www.aurorabearing.com/pdf/aircraft.pdf>
- AZoNetwork. (16 de 8 de 2014). *The A to Z of Materials*. Obtenido de: <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9138>
- Beckley, S., Gygyryuk, K., Hilferty, J., & Teri, M. (10 de Diciembre de 2010). *Phase 4 Report*. Obtenido de MEEG401: Team FSAE Suspension: <http://sites.udel.edu/meeg401-archive/files/2011/09/09-F2010-REPORT.pdf>

- Bolido.com. (19 de Marzo de 2011). *EL FUNCIONAMIENTO DEL CÁLIPER DE FRENO*. Obtenido de: <http://www.bolido.com/2011/03/el-funcionamiento-del-caliper-de-freno/>
- Braid. (18 de Octubre de 2014). *Formula Student Wheels*. Obtenido de: [http://www.braid.es/wheels/products/competition-wheels\\_p8/formula-student-wheels\\_p83/formrace\\_p429.html](http://www.braid.es/wheels/products/competition-wheels_p8/formula-student-wheels_p83/formrace_p429.html)
- Brendan. J. Waterman. (7 de November de 2011). *Design and Construction of a Space-frame Chassis*.
- Castañeda, J. (Agosto de 2013). Diseño de dispositivo mecánico auxiliar para traslado de pacientes. Mexico D.F.
- CATALOGO BREMBO RACING. (13 de Octubre de 2014). *CATALOGO\_BREMBO\_RACING*. Obtenido de: [http://www.brembo.com/it/Auto/Racing/Prodotti-Competizioni/Documents/CATALOGO\\_BREMBO\\_RACING.pdf](http://www.brembo.com/it/Auto/Racing/Prodotti-Competizioni/Documents/CATALOGO_BREMBO_RACING.pdf)
- COMLINE AUTO PARTS. (13 de Octubre de 2014). *VW Polo Wheel Hubs*. Obtenido de: <http://www.comline.uk.com/VW/Polo/wheel-hubs>
- Cross, N. (2013). *Métodos de diseño: Estrategias para el diseño de productos*. México D.F.: LIMUSA S.A.
- DALHOUSIES. (3 de Diciembre de 2013). *FSAE Floating Disc Brake*. Obtenido de: [http://poisson.me.dal.ca/~dp\\_13\\_02/](http://poisson.me.dal.ca/~dp_13_02/)
- Engineering, Ludemann. (28 de Octubre de 2014). *Ludemann Engineering*. Obtenido de: <http://ludemannengineering.com/2012/06/>
- flaldia.com. (13 de Octubre de 2014). *F1 al día*. Obtenido de <http://www.flaldia.com/11219/suspensiones-push-rod-pull-rod>
- František Sedláček. (9 de Diciembre de 2014). *OPTIMIZING THE UPRIGHTS OF THE FRONT AXLE OF A MONOPOST RACING CAR*. Obtenido de University of West

- Bohemia, :  
[http://old.fst.zcu.cz/\\_files\\_web\\_FST/\\_SP\\_FST\(SVOC\)/\\_2014/\\_sbornik/PapersPdf/PhD/Sedlacek\\_F.pdf](http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST(SVOC)/_2014/_sbornik/PapersPdf/PhD/Sedlacek_F.pdf)
- Gaffney, E. F., & Salinas, A. R. (1 de Octubre de 2009). *Introduction to Formula SAE*. Obtenido de Suspension and Frame Design: <http://www.ubcecc.com/blog/wp-content/uploads/2009/09/Formula-SAE-Design.pdf>
- Hoosier Racing Tire . (13 de Octubre de 2014). *Hoosier Racing Tire* . Obtenido de: <https://www.hoosiertire.com/fsae2013.htm>
- Ingeniería del diseño*. (23 de Septiembre de 2014). Obtenido de: docs.google.com: <https://docs.google.com/document/d/1pKEzdEn5umSWS3YiVh0ucLJZU5JIZ8RHq6jeFb3DSvI/edit>
- Jorge González Coneo. (9 de Diciembre de 2014). *Universidad Antonio Nariño*. Obtenido de DISEÑO MECÁNICO "TEORIAS DE FALLAS".
- Just Answer. (15 de Octubre de 2014). *Hub/wheel bearing* . Obtenido de: <http://www.justanswer.com/dodge/0r2o1-remove-front-hub-wheel-bearing-assembly-1999-dodge-durango.html>
- Kaz Tecnologías . (19 de Agosto de 2014). *Brake Rotors*. Obtenido de <http://www.kaztechnologies.com/fsae/brake-rotors/>
- Liverpool, U. (7 de Octubre de 2014). *University of Liverpool MotorSport*. Obtenido de <http://ulm.formulastudent.org.uk/news1112.html>
- LTDA., P. (15 de Junio de 2013). *PROMECOL LTDA*. Obtenido de: <http://54.84.219.185/~prom1266/wp-content/uploads/2013/06/SAE4340.pdf>
- MatWeb, L. (15 de Agosto de 2014). *Assab Aceros 705m Maquinaria Acero*. Obtenido de: <http://www.matweb.com/search/datasheettext.aspx?matguid=b0f23fe4fbb844f5a3e71cfa0e31f513>

- Mikell P. Groover. (1996). *Fundamentos de manufactira moderna, materiales, proceso y sistemas*. Mexico: Prentice Hall, Hispanoamericana S.A.
- mitaller.com. (16 de Septiembre de 2014). *mitaller.com*. Obtenido de: <http://www.mitaller.com/content/sistema-suspension-senales-deterioro>
- Norton, Robert. (2009). *Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. México D.F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- NTN, B. (03 de Octubre de 2014). *NTN BALL AND ROLLER BEARING*. Obtenido de: [http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/ntn\\_2202-ixe.pdf](http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/ntn_2202-ixe.pdf)
- Pashley, T. (2012). *How to Build Motorcycle-engined Racing Cars*. England: Veloce Publishing.
- Racing AP. (24 de Enero de 2011). *Brake Discs*. Obtenido de: [http://www.apracing.com/products/race\\_car/formula\\_student/sae/brake\\_discs.aspx](http://www.apracing.com/products/race_car/formula_student/sae/brake_discs.aspx)
- Robert L. Mott. (2006). *Diseño de elementos de máquinas 4ed*. Mexico: Pearson Educación.
- SAE, I. (11 de Octubre de 2014). *2014 Formula SAE® Rules*. Obtenido de: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>
- South\_Australia, U. (12 de Agosto de 2009). *Division of Information Technology, Engineering and the Environment*. Obtenido de University of South Australia Copyright website.: <http://w3.unisa.edu.au/sae/gallery/2006manufacture.asp>
- Stevens, F. (7 de Octubre de 2014). *The Stevens Institute of Technology Formula SAE*. Obtenido de: <http://stevensfsae.blogspot.com/>
- SUMITEC. (16 de 8 de 2014). *Acero Grado Maquinaria*. Obtenido de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>



- Ternium. (1 de Agosto de 2011). *Ternium Placa A36*. Obtenido de:  
<http://www.terniumcentroamerica.com/pdf/productos/HT-Placa-A36-CA.pdf>
- The Cooper Union, M. (7 de Octubre de 2014). *The Cooper Union MotorSports*. Obtenido de [http://fsae.cooper.edu/category/media\\_year/2009-media/#](http://fsae.cooper.edu/category/media_year/2009-media/#).
- TUW-Racing. (17 de Noviembre de 2014). *THE FORMULA STUDENT DESIGN* .  
 Obtenido de <http://racing.tuwien.ac.at/index.php?id=7>
- UCD Formula SAE. (3 de Junio de 2006). *FORMULA SAE STEERING SYSTEM*.  
 Obtenido de [http://bradfordwsims.files.wordpress.com/2011/07/eme-185\\_fsae-steering-system-final-report.pdf](http://bradfordwsims.files.wordpress.com/2011/07/eme-185_fsae-steering-system-final-report.pdf)
- Ulrich, K. T., & Eppinger, S. D. (2012). Diseño y desarrollo de productos. En K. T. Ulrich, & S. D. Eppinger. Mexico: Mc Graw Hill.
- UW Formula SAE. (28 de Octubre de 2010). *Suspension Uprights*. Obtenido de <http://www.allenracing.com/wp-content/uploads/2014/08/Tyler-Allen-Suspension-Research.pdf>
- Valencia, A. (1992). *Tecnología del tratamiento térmico de los metales*. Antioquia: Ed. Universidad de Antioquia.
- Velardo, M. S. (1 de Octubre de 2011). DISEÑO DEL SISTEMA DE MASA NO SUSPENDIDA PARA EL PROYECTO “FÓRMULA SAE UNAM”. México, México.
- Wheel Bearing INA. (20 de Noviembre de 2014). *Catálogo de Aplicaciones SERIE LIVIANA*. Obtenido de [http://www.rodamientosbrasil.com.ar/pdf/INA\\_aplicaciones\\_2009\\_2010.pdf](http://www.rodamientosbrasil.com.ar/pdf/INA_aplicaciones_2009_2010.pdf)

## ANEXOS:

### ANEXO A

#### *ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON-MISES*

##### TEORÍA DE FALLA

La teoría de falla es un método de análisis de diseño físico-matemático que busca explicar y predecir el comportamiento de los materiales bajo ciertas condiciones de funcionamiento. Mediante este método se puede estimar si un material alcanza una condición de fallo sometido a diferentes tipos de cargas<sup>8</sup>.

El objetivo de las teorías de fallo es relacionar el fallo en un estado unidireccional (ensayo de tracción) con el ensayo bajo cualquier estado de tensiones.

En ingeniería se utiliza la teoría de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La teoría del esfuerzo equivalente de Von-Mises establece:

*“La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia<sup>9</sup>”*

La energía de distorsión es la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debida a los esfuerzos principales.

El esfuerzo equivalente de Von-Mises puede calcularse a partir de las tensiones principales en un punto de un sólido mediante la siguiente tensión.

---

<sup>8</sup> (Jorge González Coneo, 2014)

<sup>9</sup> BEER Ferdinand, JOHNSTON Rusell, DEWOLF John / Op. Cit.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

### **Características**

- Si el esfuerzo equivalente es igual o mayor al de fluencia de un material este falla.
- Determina el punto o los puntos donde es posible que ocurra una deformación permanente del material analizado.
- Las teorías de fallas se acostumbra a combinar con los factores de seguridad adecuados y a incluir los factores de concentración de esfuerzo.

## MEJORA ESTRUCTURAL DE UN SOPORTE TIPO BALANCÍN A TRAVÉS DE UN ANÁLISIS TOPOLÓGICO

Francisco Ramírez Cruz, Fco. Eugenio López Guerrero, Cesar A. Salazar Caldera  
Cuerpo Académico de Sistemas Integrados de Manufactura.  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Universidad Autónoma de Nuevo León,  
Pedro de Alba s/n. Apdo. Postal 9-"F", CP. 66450, San Nicolás de los Garza, N.L., México.  
Teléfono: (0052-81) 8329-4020. Fax: (0052-81) 8332-0904.  
Correo electrónico: [Prof.Dr.Ramirez@gmail.com](mailto:Prof.Dr.Ramirez@gmail.com), [Prof.Dr.Elopez@gmail.com](mailto:Prof.Dr.Elopez@gmail.com)

### RESUMEN

Este trabajo presenta la implementación de un método de optimización topológica para la minimización de la energía de deformación en estructuras cargadas estáticamente. El caso de estudio es un soporte y palanca tipo balancín usado en suspensiones automotrices. La mejora propuesta está sujeta a minimizar el uso de material. El concepto de diseño resultante del proceso de mejora es sometido a un estudio de manufacturabilidad. Finalmente se realizó la modificación geométrica de la estructura para su fabricación utilizando como criterio una distribución de esfuerzos homogénea. La estructura se simuló utilizando el método de elementos finitos.

Palabras clave: Elemento finito, distribución de esfuerzos, optimización topológica, construcción ligera.

### ABSTRACT

This work presents the implementation of a topology optimization method to minimize the strain energy in statically loaded structures. The case study is a carrier and rocker lever used in automotive suspensions. Improvement proposal is subject to minimize the use of material. The resultant design concept of the process is subjected to a machinability study. Finally performed geometric modification of the structure to manufacture using as criteria homogeneous stress distribution. The structure was simulated using the finite element method.

Keywords: Finite element, material distribution, topology optimization, light construction.

### INTRODUCCIÓN

En el diseño de piezas de máquina, además de cumplir el requisito de estabilidad, el peso mínimo es un factor determinante.

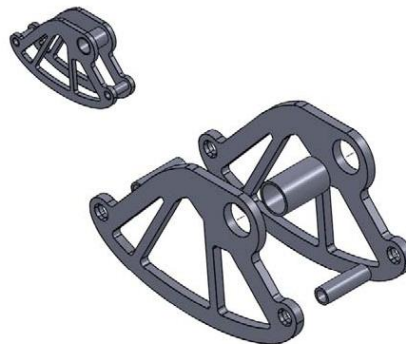


Figura 1.- Diseño estructural mejorado de un soporte tipo balancín.

Los resultados del análisis estructural se utilizan convencionalmente por los diseñadores con el propósito de mejorar el desempeño de las estructuras [UT12, OL11]. La integración de las herramientas de generación automática de mejora estructural gana importancia con el fin de ahorrar material y energía [TO12, SA08, BE03]. Así mismo acorta los tiempos de desarrollo de productos. En la construcción ligera de máquinas y mecanismos la mejora del diseño representa una alternativa económica para la sustitución de materiales [PA05, MA09].

Casi todas las piezas mecánicas contienen transiciones con sección transversal variable, por ejemplo muescas y orificios. En estas zonas se producen concentraciones de esfuerzo locales, que influyen sustancialmente en la resistencia de todo el componente [LE12, HU05]. La optimización de la forma en el "margen libre" en tomo a estos lugares mejora la resistencia de todo el componente. Por lo que es deseable mejorar esas zonas que afectan el desempeño mecánico. Además muchos de los componentes están sobredimensionados, ya que a

menudo basta una simple forma debido al proceso de fabricación seleccionado (por ejemplo, la forja, estampado). En componentes estructurales que tienen cavidades en sitios que no soportan carga se asocia a un mayor costo de producción, que no necesariamente compensan la reducción del peso. Por lo que es necesario evaluar la manufacturabilidad del producto. La optimización de la topología resulta a menudo en formas complejas (por ejemplo, estructuras de armadura, cavidades, superficies curvas) que se pueden lograr sólo con un gran esfuerzo a través de los métodos de producción convencionales. En este sentido los paquetes computacionales para la optimización topológica han evolucionado considerando diferentes procesos de manufactura tales como el estampado, la fundición entre otros. Permitiendo de esta manera acortar los tiempos de diseño. En trabajos anteriores se ha investigado la factibilidad de reproducir las condiciones de forma de estructuras biológicas y su posible utilización en el diseño de componentes mecánicos [MA90, RA04].

#### OBJETIVOS

Los objetivos particulares de este trabajo son:

- Mejorar un componente automotriz a través de un análisis topológico.
- Modificar la geometría para mejorar el desempeño utilizando como criterio una distribución de los esfuerzos homogénea.
- Asegurar que la mejora geométrica no afecte la manufacturabilidad del componente.

#### METODOLOGÍA

- 1.- Plantear la geometría y las condiciones de frontera del componente.
- 2.- Determinar la función objetivo y restricciones en un ambiente de elementos finitos.
- 3.- Estudiar el concepto estructural y asegurar su fabricación.

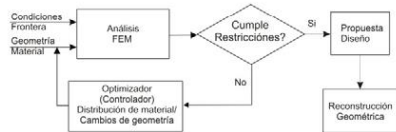


Figura 3.- Diagrama de flujo para la mejora estructural usando el optimizador como un controlador.

#### OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

Para lograr el máximo de la rigidez se utilizan el peso y las dimensiones como restricciones. Las variables de diseño están a menudo sujetas a las limitaciones

del espacio de diseño o dominios discretos. La sensibilidad de un problema caracteriza el cambio de la función objetivo debido a los cambios en las variables de diseño. Este análisis de sensibilidad tiene que ser implementado por el algoritmo de optimización.

Puesto que hay un conjunto de métodos para algoritmos de optimización disponibles, por lo general se basan en métodos deterministas (programación matemática) o en métodos estocásticos (es decir, algoritmos evolutivos), uno tiene que elegir un algoritmo adecuado para el problema dado. Algoritmos de optimización basado en la programación matemática a menudo utilizan métodos basados en gradiente que implican el cálculo de los gradientes de la función objetivo y la determinación de una dirección de búsqueda en un espacio de la solución multidimensional. Uno de tales métodos es el método de los multiplicadores de Lagrange, a menudo se utiliza en los códigos de optimización de topología.

La función objetivo de la mayoría de los problemas de optimización estructural consiste en encontrar el mínimo de la energía de deformación  $C(\mathbf{x})$  de una estructura por un cambio en la distribución de la masa o, en una geometría fija (de volumen), la distribución de densidades. Por consiguiente, la función objetivo puede ser definida como:

$$C(\mathbf{x}) = \mathbf{F}^T \mathbf{u} \quad (1)$$

Esta energía de deformación es el producto escalar de dos vectores y se asemeja al trabajo realizado por el vector de fuerza  $\mathbf{F}$  a lo largo de los desplazamientos calculados  $\mathbf{u}$ . Por lo tanto la expresión dada es en realidad un potencial de trabajo similar a las formulaciones comunes para el equilibrio de la energía potencial en un sistema. De este modo el vector de fuerza  $\mathbf{F}$  es igual al desplazamiento multiplicado por la matriz de rigidez estructural  $\mathbf{K}(\mathbf{x})$ , donde  $\mathbf{K}$  es la rigidez global y es función de  $\mathbf{x}$ , y  $\mathbf{x}$  es la variable de diseño:

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}) \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2)$$

La transformación de la función objetivo puede ser escrita como en la ecuación (3). La energía de deformación aquí es una combinación lineal de las energías de deformación de cada elemento formulado en el modelo de elementos finitos.

$$\min_{\mathbf{x}} C(\mathbf{x}) = \sum_{e=1}^N \mathbf{u}_e^T \mathbf{K}_e(\mathbf{x}_e) \mathbf{u}_e \quad (3)$$

Puesto que es un valor normalizado, la variable de diseño sólo puede oscilar entre los valores 0 (sin efecto) y 1 (sólido) y por lo tanto tiene que ser restringido. Para la prevención de posibles singularidades en las matrices del sistema, las densidades no están restringidas a cero, pero si por un límite inferior como se muestra en la ecuación (4).

$$0 < x_{\min} \leq x \leq 1 \quad (4)$$

También, puesto que este método de optimización es, básicamente, una redistribución de material, la masa tiene que ser limitada por la razón de volúmenes, tanto del volumen deseado  $V(x)$  entre el volumen original del componente  $V_0$ , ecuación (5).

$$\frac{V(x)}{V_0} = f \quad (5)$$

El planteamiento del problema de optimización topológica completa para minimizar la energía de deformación se representa por la función objetivo, en este caso minimizar la energía de deformación, limitada a las funciones de razón de volumen y la ecuación de equilibrio del sistema, queda como sigue: ecuación (6).

$$\min_x C(x) = \sum_{e=1}^N u_e^T K_e(x_e) u_e \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{V(x)}{V_0} = f \\ K(x) u = F \\ 0 < x_{\min} \leq x \leq 1 \end{cases}$$

#### CASO DE ESTUDIO

El diseño de suspensiones consiste entre otros objetivos, determinar los centros teóricos de cada unión y articulaciones. Posteriormente se analizan las cargas en la suspensión para diseñar la estructura.



Figura 4.- Suspensión automotriz con soporte tipo balancín.

En el diseño automotriz es altamente deseable que cada componente sea rígido, ligero y de bajo costo. La selección del caso de estudio se fundamenta en un problema de carga estático sobre una estructura soporte y palanca tipo balancín como se ilustra en la figura 4.

#### MALLADO DE ELEMENTOS FINITOS Y SUS PROPIEDADES:

La discretización se realizó empleando un espacio de diseño construido en un ambiente de CAD procesado como placa sólida como se muestra en la fig. 5.

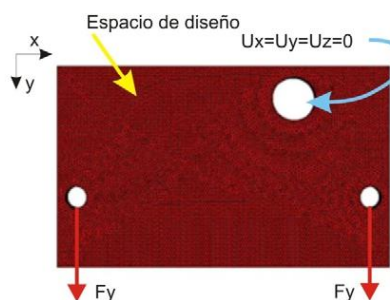


Figura 5.- Espacio de diseño modelado con elementos finitos y condiciones frontera.

La tabla I muestra los datos de los parámetros utilizados en el programa de elementos finitos, así como también las propiedades mecánicas del material (Aluminio 6061).

Tabla I.- Datos usados en el programa de FEM.	
Tipo de análisis	Estático
Tipo de elemento	Tetraedro 10 nodos
Coefficiente de Poisson.	0.33
Módulo de elasticidad (GPa)	72

#### CONDICIONES DE FRONTERA:

El empostramiento de la estructura en un sistema de coordenadas cartesianas son para el barreno superior, los grados de libertad traslacionales iguales a cero ( $u_x=u_y=u_z=0$ ) La carga actúa sobre los barrenos inferiores en dirección de  $y$ . La tabla II presenta las magnitudes de las cargas usadas en este caso de estudio.

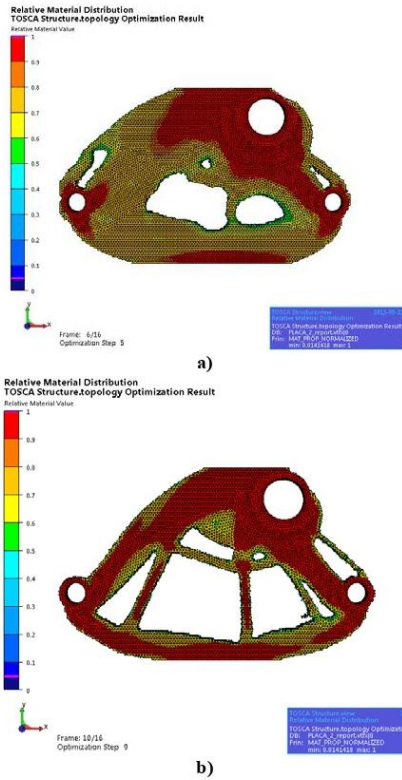
Tabla II.- Datos usados en la definición de la carga (N).			
Lugar	Fx	Fy	Fz
Barrenos inferiores	0	1900	0

**FUNCIÓN OBJETIVO Y RESTRICCIONES**

La función objetivo para el espacio de diseño propuesto es minimizar la energía de deformación que como consecuencia maximiza la rigidez del componente. La restricción es minimizar el volumen del componente a un 35% del volumen inicial.

**PROPUESTA CONCEPTUAL DE DISEÑO**

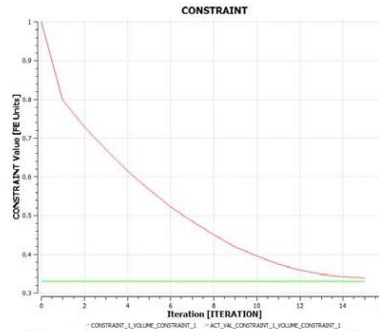
En la figura 6a se muestra la iteración 6 del proceso de optimización. Las oquedades amorfas representan las zonas de nula concentración energética y por lo tanto son huecos en la estructura.



**Figura 6.-** a) Iteración 6 y b) iteración 10 del proceso de mejora estructural a) 6 y b) 10.

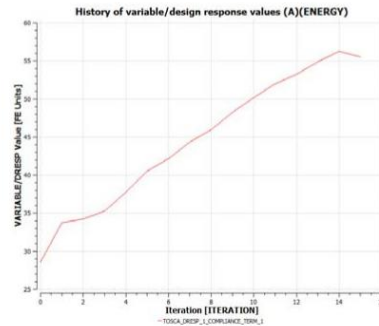
**RESULTADOS**

La figura 7 muestra la gráfica del cambio de volumen a lo largo de las iteraciones del problema. La curva se aproxima al valor programado de la reducción del volumen total establecido como parámetro de optimización.



**Figura 7.-** Cambio de volumen por iteración.

En la gráfica de la figura 8 se presenta la evolución del comportamiento de la densidad de energía de deformación en relación a la variable de diseño por cada iteración. La curva muestra el incremento en la concentración de la energía de deformación sobre los elementos finitos restantes en cada iteración.



**Figura 8.-** Relación entre la densidad de energía de deformación y las iteraciones.

En la figura 9 se muestra la estructura óptima bajo las condiciones de máxima rigidez y 35% de volumen en 16 iteraciones.

La geometría resultante representa el concepto de diseño propuesto para la fabricación (ver fig. 9).

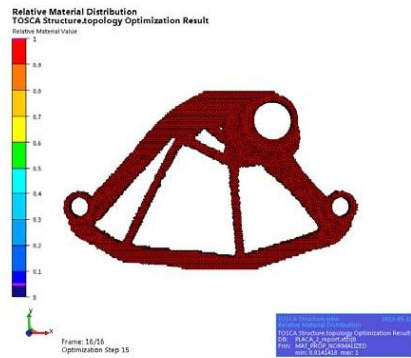


Fig. 9.-Estructura mejorada iteración 16.

Ahora es necesario estudiar la viabilidad para su manufactura y plantear los cambios geométricos para asegurar la construcción.

#### ESTUDIO GEOMÉTRICO

Se proyecta la modificación geométrica basada en la manufactura de producto.

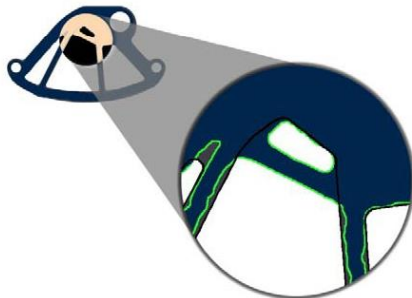


Figura 10.- Modificación geométrica para la manufactura del componente.

En la figura 10 se muestra en detalle una zona del componente resultante en línea verde y el perfil rectilíneo para el maquinado.

La figura 11 muestra un análisis de elementos finitos del componente en su forma final, es decir después de

la modificación geométrica para la manufactura del mismo.

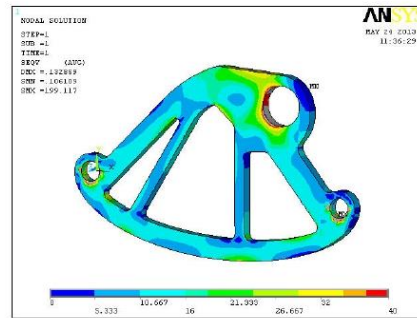


Fig. 11.-Distribución de esfuerzo Von Mises sobre la estructura modificada.

De acuerdo al principio de Saint Venant las zonas de apoyo y carga no representan influencia sobre el efecto global de la estructura. Teniendo en cuenta este principio la distribución del esfuerzo von Mises a través de la estructura se mantiene relativamente homogéneo como lo demuestra el histograma de la figura 12.

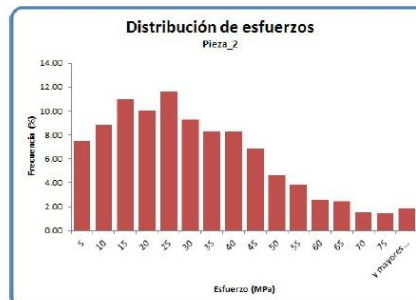


Figura 12.-Distribución de la energía de deformación von Mises en el componente modificado.

#### CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó una metodología para la mejora estructural topológica basada en un ambiente de elementos finitos bajo restricciones de minimización del volumen.



A través de los resultados mediante FEM del soporte tipo balancín de una suspensión automotriz y su respectiva optimización topológica se comprobó que es posible obtener una distribución mejorada de la energía de deformación.

Es deseable que los componentes de maquinaria contengan oquedades para obtener una distribución homogénea de la energía de deformación como la que se encuentra en la naturaleza.

La modificación geométrica de la propuesta conceptual resultante de la mejora estructural posee características de manufacturabilidad del componente bajo métodos de fabricación modernos.

El rediseño de elementos mecánicos representa una importante alternativa para obtener componentes mejorados en los que se maximiza la rigidez estructural y minimiza el volumen.

#### RECONOCIMIENTOS Y EQUIPO UTILIZADO

El presente trabajo fue realizado en el marco de la línea de generación y aplicación de conocimiento LGAC L2: "Optimización geométrica de productos" del Cuerpo Académico Sistemas Integrados de Manufactura de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, UANL como parte del proyecto de investigación 103.5/11/6844 P/CA-166 patrocinado por SEP-PROMEPE y del proyecto PAYCIT 2010 con clave IT587-10 de la UANL.

Se utilizó el equipo de las instalaciones del Departamento de Mecatrónica de la FIME-UANL:

- Licencia de software TOSCA Structure v7.1
- ANSYS v.12
- SolidWorks v2011
- Equipo de cómputo PC DELL Precision M70, 1.32GHz, 2 GB RAM y HD de 80 GB

#### REFERENCIAS

[BE03]	M. P. Bendsoe., O. Sigmund, Topology Optimization, Theory Methods and applications, Springer Verlag ISBN 3-540-48992-1, 2003
[SA08]	Saleem W., Lu H. y Yuqing F.: Topology Optimization- Problem Formulation and Pragmatic Outcomes by integration of TOSCA and CAE tools. Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science, USA, 2008.

[RA04]	Ramírez, F., López, E. Ortiz, U. "Diseño óptimo de elementos mecánicos usando algoritmos de crecimiento biológico". Revista Ingenierías Vol. VII, No. 22, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Enero-Marzo 2004.
[TO12]	TOSCA Structure Version 7.1.1, General documentation and user manual, FE-DESIGN GmbH, 2012
[MA90]	Mattheck, C.: Design and growth rules for Biological structures and their application to Engineering, Fatigue Fract. Engng Mater. Struct. Vol 13, No. 5, 535-550, 1990.
[UT12]	Utpat L., Dattatraya C., Yeolekar N., Sahasrabudhe A. y Mandke S.: Design Optimization of Robotic Arms. International Journal of Engineering Research & Technology, 2012
[OL11]	Oliveri M., Cali M., Squenzia G., Fatuzzo G.: Structural and Topological Optimization in Robot Design. International conference on Innovative Methods in Product Design, Venezia, Italy, 2011
[SA91]	Sauter, J. Beanspruchungsminimierung von Bauteilen durch Gestaltoptimierung mit biologischer Intelligenz, ANSYS Users' Meeting, Tagungsband, 23.-25. Oktober 1991, Bamberg.
[PA05]	París J, Muñoz I, Navarrina F, Colominas I y Casteleiro M.: A minimum weight FEM formulation for Structural Topological Optimization with local stress constraints. 6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization. Brazil, 2005
[HU05]	Hus M. y Hus Y. Generalization of two- and three-dimensional structural topology optimization. Engineering Optimization Vol. 37, No. 1, 83-102, 2005
[MA09]	Marjanovic N., Isailovic B. y Blagojevic M.: Structural optimization in cad software. Machine Design ISSN 1821-1259, 2009
[LE12]	Lee E., James K. y Martins J.: Stress-Constrained Topology Optimization with Design-Dependent Loading. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2012

