

Optimización topológica y fabricación por manufactura aditiva de un brazo de suspensión MacPherson para un vehículo de combustión modificado para trabajar con motor eléctrico

Héctor José Bayona Beleño

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Octavio Andrés González Estrada

Ingeniero mecánico, PhD.

Codirector

Alejandro Sierra Vargas

Ingeniero mecánico

Universidad Industrial de Santander  
Facultad de Ingenierías físico-mecánicas  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Bucaramanga

2023

### **Dedicatoria**

A mis padres, Marta Lucía Beleño y Héctor Nain Bayona, que me apoyaron durante este proceso con sus enseñanzas y su amor incondicional. Gracias por su apoyo y su compañía. Ellos son los que merecen este logro.

A mi hermanita Paula Andrea Bayona, que ha sido mi gran fuente de inspiración para seguir adelante. Este logro es para que sepas que todos tus sueños son posibles si trabajas por ellos.

A toda mi familia y amigos, que siempre creyeron en mí y no me permitieron rendirme. Gracias por permitirme seguir adelante.

### **Agradecimientos**

Quiero agradecer a mi director Andrés González, mi codirector Alejandro Sierra, al Sr. Roberto Sierra y a Sebastián Viancha por su colaboración durante el proceso de la realización de este proyecto.

También mis agradecimientos a la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por aportarme grandes conocimientos y herramientas durante este proceso para formarme como profesional y crecer como persona.

**Tabla de Contenido**

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	11
1. Objetivos .....	15
1.1 Objetivo general.....	15
1.2 Objetivos específicos .....	15
2. Metodología .....	16
2.1 Brazo de control actual .....	16
2.2 Análisis estructural por elementos finitos .....	17
2.3 Optimización topológica.....	21
2.4 Manufactura aditiva .....	25
3. Resultados .....	27
3.1 Análisis estructural por elementos finitos .....	27
3.2 Optimización topológica.....	30
3.3 Manufactura aditiva .....	33
3. Conclusiones .....	36
Referencias Bibliográficas .....	38
Anexos .....	43

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero SAE 4140. ....	17
Tabla 2. Cargas que recibe la suspensión. ....	20
Tabla 3. Cargas que recibe el brazo de control a partir del ensamble de la suspensión. ....	20
Tabla 4. Propiedades mecánicas de los materiales utilizados para la manufactura. ....	26
Tabla 5. Parámetros de impresión.....	27
Tabla 6. Detalles de la impresión de las piezas finales. ....	36

### Lista de Figuras

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Brazo de control del Suzuki Alto. ....	17
Figura 2. Mallado del brazo de control. ....	18
Figura 3. Ensamble del sistema de suspensión. ....	19
Figura 4. Condiciones de contorno del brazo de control. ....	21
Figura 5. Brazo de control sobredimensionado con las áreas restringidas y el espacio de diseño para la optimización. ....	24
Figura 6. Esfuerzos equivalentes en el ensamble de la suspensión en el caso de (a) Frenado y (b) curva. ....	28
Figura 7. Esfuerzos equivalentes del brazo de control en el frenado (a) y curva (b). ....	29
Figura 8. Desplazamientos totales en el brazo de control en el frenado (a) y curva (b). ....	29
Figura 9. Esfuerzos equivalentes para el brazo de control sobredimensionado en (a) frenado y (b) curva. ....	30
Figura 10. Geometría optimizada del brazo de control. ....	31
Figura 11. Brazo optimizado luego del proceso de suavizado. ....	32
Figura 12. Esfuerzos equivalentes (MPa) en el brazo de control optimizado en (a) frenado y (b) curva. ....	33
Figura 13. Desplazamientos totales (mm) en el brazo de control optimizado en (a) frenado y (b) curva. ....	33
Figura 14. División de la geometría optimizada para la manufactura en Pieza 1 (a) y Pieza 2 (b). ....	34

Figura 15. Fibras agregadas para el prototipo del brazo de control optimizado en la Pieza 1 (a) y Pieza 2 (b). .....	35
Figura 16. Prototipo de demostración del brazo de control. ....	35

**Lista de Anexos**

Anexo A. Condiciones de contorno del ensamble de la suspensión en el frenado. ....	43
Anexo B. Esfuerzos equivalentes en el brazo de control en condición de frenado, según el ensamble de la suspensión. ....	43
Anexo C. Condiciones de contorno del ensamble de la suspensión en curva. ....	44
Anexo D. Esfuerzos equivalentes en el brazo de control en curva, según el ensamble de la suspensión. ....	44
Anexo E. Convergencia de malla en desplazamientos para el brazo de control.....	45
Anexo F. Convergencia de malla en desplazamientos para el brazo de control sobredimensionado. ....	45
Anexo G. Condiciones de contorno en el análisis aislado del brazo de control para el frenado. .	46
Anexo H. Condiciones de contorno en el análisis aislado del brazo de control para las curvas. .	46
Anexo I Propiedades mecánicas completas de la fibra de vidrio.....	47
Anexo J. Esfuerzos equivalentes del Nylon en el frenado en condiciones de contorno deformables. ....	47
Anexo K. Esfuerzos equivalentes del Nylon en curva en condiciones de contorno deformables.	48
Anexo L. Esfuerzos equivalentes de la fibra de vidrio en frenado en condiciones de contorno deformables.....	48
Anexo M. Esfuerzos equivalentes de la fibra de vidrio en curva en condiciones de contorno deformables.....	49

## Resumen

**Título:** Optimización topológica y fabricación por manufactura aditiva de un brazo de suspensión MacPherson para un vehículo de combustión modificado para trabajar con motor eléctrico \*

**Autor:** Héctor José Bayona Beleño \*\*

**Palabras Clave:** Optimización topológica, Optimización de forma, Manufactura aditiva, Suspensión MacPherson, Brazo de control, Carro eléctrico, Método de elementos finitos

**Descripción:** La suspensión de un vehículo busca transmitir las cargas generadas por la carretera de manera controlada a la carrocería. El brazo de control es un elemento de la suspensión que se encarga de mantener la alineación entre la rueda y la carrocería, evitando así que la rueda tenga movimientos irregulares. Las cargas que recibe la suspensión de un vehículo dependen directamente de la distribución de cargas del vehículo. Este estudio busca realizar la optimización topológica y la manufactura aditiva del brazo de control frontal de un vehículo Sedán de combustión que fue transformado para trabajar con motor eléctrico y que, por lo tanto, tuvo un cambio en la distribución de cargas. Para esto, se realizó un modelo de elementos finitos del sistema de suspensión MacPherson para encontrar las cargas transmitidas al brazo de control en dos condiciones de carga. Luego, fue analizado el brazo de control de manera aislada para hallar los esfuerzos y desplazamientos en cada caso. Los esfuerzos de ambos casos de carga fueron de 119 MPa y 19 MPa respectivamente. Luego, se realizó un modelo sobredimensionado del brazo de control para realizar la optimización topológica del mismo. Los materiales utilizados para este modelo fueron una matriz de nylon con refuerzo de fibra de vidrio. Los esfuerzos equivalentes en el nuevo modelo fueron de 38 MPa y 12 MPa. A partir de este diseño, se fabricó un prototipo de demostración mediante manufactura aditiva. El peso del prototipo final fue de 232 g, con lo que se logró una reducción de peso del 79% con respecto al modelo original.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: Octavio Andrés González Estrada. PhD. Codirector: Alejandro Sierra Vargas. Ingeniero mecánico

### Abstract

**Title:** Topology Optimization and Additive Manufacturing of a McPherson Suspension Control Arm for a Combustion Vehicle Modified to Work with an Electric Motor\*

**Author:** Héctor José Bayona Beleño\*\*

**Key Words:** Topology optimization, Shape optimization, Additive manufacturing, McPherson suspension, Control arm, Electric vehicle, Finite element method.

**Description:** The suspension of a vehicle aims to transmit the loads generated by the road in a controlled manner to the body of the vehicle. The control arm is a component of the suspension that is responsible for maintaining the alignment between the wheel and the body, thus preventing the wheel from having irregular movements. This study aims to perform topology optimization and additive manufacturing of the front control arm of a combustion Sedan vehicle that was converted to work with an electric motor and, therefore, underwent a change in weight distribution. For this purpose, a finite element model of the McPherson suspension system was created to find the loads transmitted to the control arm under two loading conditions. Then, the control arm was analyzed in isolation to determine the stresses and deformations in each case. The stress in both cases were 119 MPa and 19 MPa, respectively. Subsequently, an oversized model of the control arm was created for the topology optimization. The materials used for this model were a nylon matrix with fiberglass reinforcement. The equivalent stresses in the new model were 38 MPa and 12 MPa. Based on this design, a demonstration prototype was fabricated using additive manufacturing. The weight of this final design was 232 g, achieving a weight reduction of 79% compared to the original model.

---

\* Degree Work

\*\* Facultad de Ingenierías físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: Octavio Andrés González Estrada. PhD. Codirector: Alejandro Sierra Vargas. Ingeniero mecánico

## Introducción

Debido a los problemas ambientales que está enfrentando el mundo, cambios en la producción y consumo de energía están siendo implementados en todos los países. Uno de estos cambios es la implementación de vehículos eléctricos para reemplazar a los vehículos de combustión, ya que los vehículos de combustión generan una mayor contaminación (Woo et al., 2022). Sin embargo, estos vehículos no están siendo adquiridos ni producidos en países con economías en desarrollo, debido a que la gran mayoría de su población no puede permitirse adquirir un vehículo con un precio tan elevado (Rajper & Albrecht, 2020). Por esto, transformar los vehículos de combustión en vehículos eléctricos es una manera de romper la barrera económica presentada en los países en desarrollo para utilizar vehículos eléctricos (Alcoberro et al., 2021).

Adicionalmente, al modificar la carga suspendida fija del vehículo es necesario investigar el sistema de suspensión para garantizar que el vehículo cumpla con el rendimiento dinámico requerido (Zhang et al., 2019). El sistema de suspensión se encarga de conectar el chasis con las ruedas, además de absorber cualquier irregularidad encontrada en el camino, otorgando estabilidad al vehículo (Yende & Burande, 2020). En la industria automotriz, la suspensión independiente más usada para el eje delantero es el tipo McPherson. Esta suspensión está conformada por elementos como el muelle, la copela, el amortiguador, la mangueta, el brazo de suspensión, entre otros. Entre las ventajas de este tipo de suspensión, se encuentra su bajo costo de fabricación, la poca masa suspendida del sistema y sus dimensiones cortas (Vahedi & Jamali, 2021).

El brazo de control la suspensión es el encargado de conectar el sistema de suspensión con la carrocería del vehículo, además de mantener la posición horizontal de la rueda fija relativa al movimiento del vehículo (Sookchanchai et al., 2021). Para hacer esto, el brazo se encarga de

transmitir los esfuerzos que tanto la carrocería como la rueda deben soportar en el movimiento, como fuerzas de aceleración, frenado y fuerzas centrífugas en las curvas (Chacón Santamaría et al., 2019). De no ser por el brazo de control, el vehículo tendría vibraciones inesperadas e irregularidades en el control de la dirección (Yende & Burande, 2020).

Las técnicas de optimización estructural consisten en procesos de mejoras de rendimiento de una estructura sometida a cargas (Tang et al., 2014). La optimización topológica es un tipo de optimización estructural que busca encontrar el mejor diseño topológico para una pieza en base a las condiciones de carga a las que esté sometida. La definición de topología no debe ser confundida con la definición de forma, ya que la topología se refiere a la forma de conexión espacial entre punto en un dominio físico de interés. Por otro lado, la definición de forma consiste solamente en dimensiones paramétricamente medibles asociadas a una geometría (Leary, 2020). De esta manera, la optimización topológica busca la mejor topología para un elemento estructural y sintetizarla al reducir su peso, pero manteniendo las condiciones de rigidez o esfuerzos que necesita soportar la pieza (Lee & Lee, 2003). Por lo tanto, este tipo de optimización tiene una ventaja respecto a otros métodos de optimización como optimización de tamaño u optimización de forma, puesto que la optimización topológica compara todas las topologías posibles en lugar de solo mejorar la topología ya existente (Tang et al., 2014).

Las técnicas de optimización topológicas son llevadas a cabo mediante herramientas computacionales de análisis y el método de elementos finitos (MEF) (Anflor et al., 2018). Las herramientas MEF permiten analizar un elemento estructural en pequeños elementos independientes que luego son ponderados en un resultado común. De este modo, los problemas complejos de la ingeniería pueden ser analizados utilizando el MEF para obtener una respuesta numérica lo suficientemente cercana a la respuesta real con un error inferior al admisible. Debido

a esto, el MEF es utilizado en la optimización topológica para remover la máxima cantidad de material manteniendo el factor de seguridad necesario para ese elemento (Sookchanchai et al., 2021).

Las piezas diseñadas por medio de una optimización topológica solían tener un problema al llevarse a la práctica en el campo industrial debido a su geometría (Liu et al., 2019). La mayoría de los resultados de una optimización topológica suelen ser geometrías complejas de fabricar para los métodos de fabricación tradicionales (G.-W. Kim et al., 2020). Sin embargo, la manufactura aditiva ha eliminado las restricciones generadas por estas geometrías (J. E. Kim & Park, 2021). La manufactura aditiva, también conocida como impresión 3D, consiste en una fabricación por adición sucesiva de material en capas (Gardan, 2016). Esta tecnología no está limitada por restricciones de geometrías complejas, ya que puede ‘moldear’ cada parte de la pieza a fabricar para cumplir el diseño realizado (Pradel et al., 2018).

Chacón et al. (Chacón Santamaría et al., 2019) realizaron la optimización topológica de un vehículo tipo buggy y realizaron la fabricación por medio de manufactura aditiva, con la que comprobaron una reducción del 75% del peso del brazo de control. Biglete et al. (Biglete et al., 2020) obtuvieron 4 diferentes diseños del brazo de suspensión tras la optimización topológica, por lo que escogieron el mejor diseño a través de una matriz de decisión. Tang et al. (Tang et al., 2014) presentaron el proceso de optimización por el método de aproximación de densidad para un brazo de control, además de analizar la rótula del brazo de control utilizando la teoría de alivio de inercia. Jiang et al. (Jiang et al., 2021) trabajaron en los parámetros de peso y vida a la fatiga a través de una optimización multivariable de un brazo de control. De este modo, en los resultados se obtuvo una reducción de 4,1% en el peso y un aumento en la vida del 215,8%.

Este trabajo tiene como objetivo realizar la optimización topológica de un brazo de control de una suspensión MacPherson para un vehículo que fue modificado para trabajar con motor eléctrico. Con los resultados de este estudio se busca obtener un nuevo diseño de un brazo de control con una menor masa, lo cual hará que el sistema de suspensión sea más ligero y el vehículo eléctrico sea más eficiente. En el ámbito global, este trabajo también busca promover la aplicación industrial de nuevas tecnologías con la utilización del método de elementos finitos y la manufactura aditiva para el diseño y fabricación eficiente de nuevos productos.

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo general

Realizar la optimización topológica y fabricación por manufactura aditiva de un brazo de suspensión MacPherson para un vehículo de combustión modificado para trabajar con motor eléctrico.

### 1.2 Objetivos específicos

- Determinar las condiciones de frontera en términos de desplazamientos y fuerzas para el brazo de control de la suspensión frontal del vehículo eléctrico Chevrolet Alto a partir de modelos estáticos y dinámicos.
- Definir la función objetivo y las restricciones del proceso para realizar la optimización topológica del volumen del brazo de suspensión con el propósito de reducir el uso de material.
- Construir un prototipo del modelo del nuevo brazo optimizado mediante manufactura aditiva.

## 2. Metodología

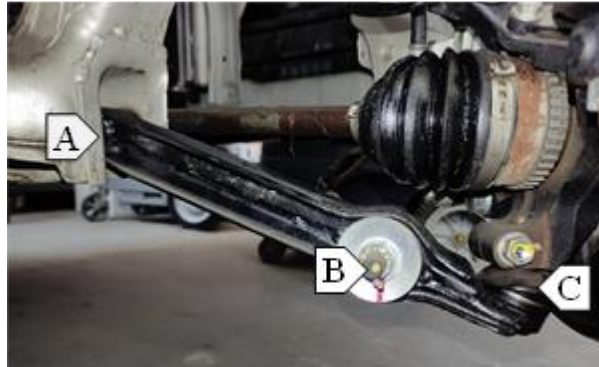
Para el desarrollo de este proyecto, fue utilizado el sistema de suspensión de un vehículo Suzuki Alto 800, el cual previamente fue transformado en un vehículo eléctrico mediante la instalación de un motor eléctrico y un pack de baterías. Este sistema fue analizado estática y dinámicamente para obtener una estimación de los valores de esfuerzos y deformaciones a los que está sometida la pieza. Luego, fue llevado a cabo el análisis por elementos finitos del modelo. Posteriormente, se realizó el planteamiento de la optimización topológica con el fin de reducir el peso del brazo de control. A continuación, se realizó el diseño del modelo final del brazo de control optimizado y la fabricación de un modelo de demostración del modelo optimizado. Por último, se formularon las conclusiones del proyecto.

### 2.1 Brazo de control actual

El brazo de control actual es un brazo de tres puntos de unión, los cuales se muestran en la Figura 1. El punto A conecta con el chasis del vehículo mediante un soporte cilíndrico y un buje de goma, el punto B conecta con la barra estabilizadora mediante bujes de goma y el punto C conecta con la mangueta de la suspensión mediante una rótula. Mientras que los brazos de control actuales de una suspensión MacPherson tienen una geometría triangular con dos uniones en el chasis, este brazo de control tiene una sola unión con el chasis. Además, el brazo de control también está conectado con la barra estabilizadora, por lo que también comparte las cargas que transmite el sistema de la suspensión con este elemento. Este diseño es muy similar al diseño original de la suspensión MacPherson.

**Figura 1**

*Brazo de control del Suzuki Alto.*



*Nota. El punto A conecta con el chasis, el punto B conecta con la barra estabilizadora, y el punto C conecta con la mangueta.*

El material del brazo de control actual fue tomado como un acero SAE 4140. Las propiedades mecánicas de este material se muestran en la Tabla 1. La masa total del brazo de control actual es de 1110 g.

**Tabla 1**

*Propiedades mecánicas del acero SAE 4140.*

<b>Propiedad</b>	<b>Acero SAE 4140</b>
Resistencia última ( $S_u$ )	614 MPa
Resistencia elástica ( $S_y$ )	427 MPa
Módulo de Young	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Densidad	7850 Kg/m <sup>3</sup>

**2.2 Análisis estructural por elementos finitos**

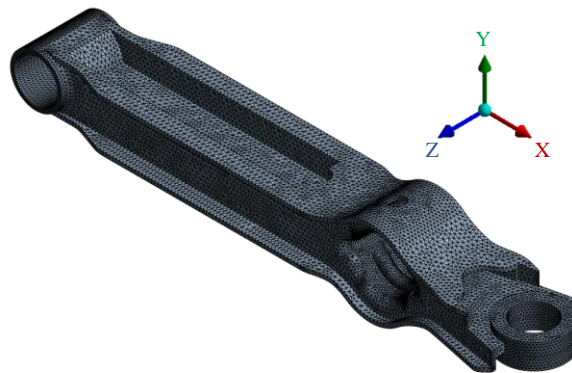
El modelo actual fue medido físicamente y el diseño CAD se realizó utilizando SolidWorks. Las irregularidades presentadas en algunas superficies de la pieza debido a la

manufactura se removieron debido a que no influyen en su funcionamiento. Luego, se realizó el análisis del modelo del brazo de control.

El tipo de elemento utilizado para el modelo es tetraedro sólido. Para la simulación de los puntos de unión se utilizó el tipo de elemento RBE2. El elemento RBE2 es un elemento rígido que contiene un nodo independiente central alrededor de múltiples nodos dependientes, los cuales reciben la misma deformación que el nodo central (SangHyuk et al., 2017). Luego de la prueba de independencia de malla en desplazamientos, el modelo cuenta con un mallado de 310.904 nodos y 192.784 elementos. De esta manera, el mallado del brazo de control fue generado como se muestra en la Figura 2.

## Figura 2

*Mallado del brazo de control.*

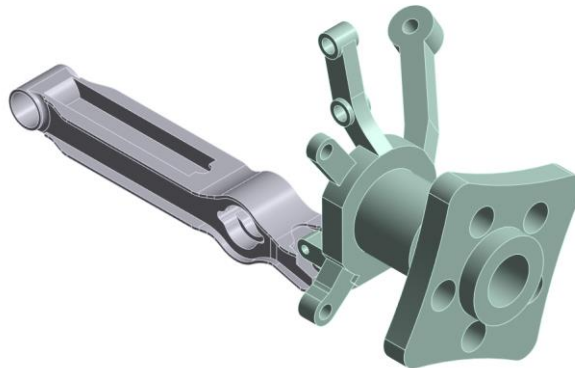


Las condiciones de contorno hacen una parte crucial del análisis, ya que estas definen la base para realizar una optimización topológica acertada (Viqaruddin & Ramana Reddy, 2017). Para empezar el proceso de optimización, se necesitan conocer las condiciones en las que trabaja el brazo de control. Para esto, se realizó un modelamiento del sistema de suspensión frontal del vehículo, ya que es un modelo conveniente para analizar las cargas que reciben los componentes

del sistema (Chacón Santamaría et al., 2019). El ensamble utilizado se muestra en la Figura 3. Las piezas modeladas para la realización del ensamble constan del brazo de control, la mangueta y el soporte de la rueda. Los elementos omitidos en el modelamiento de la suspensión constan de la barra estabilizadora y el cuerpo del muelle-amortiguador. La barra estabilizadora fue tomada como un elemento que absorbe las cargas cortantes en el brazo de control, mientras que el muelle-amortiguador previene el movimiento radial de los soportes cilíndricos que conectan con la mangueta. De este modo, se obtiene un estudio de movimiento a través de un análisis estático, utilizando las cargas que presenta el vehículo.

### Figura 3

*Ensamble del sistema de suspensión.*



Dentro de los diferentes casos de movimiento en los que se puede encontrar un vehículo, se hace pertinente limitar el análisis a las condiciones críticas en las que el brazo de control recibe las mayores cargas durante su funcionamiento. Por tal motivo, se utilizaron dos casos dinámicos de análisis para el brazo de control: Frenado y curva. El frenado se toma en cuenta como la fuerza que recibe la suspensión cuando el vehículo disminuye su velocidad de 60 Km/h a 0 Km/h en 5 segundos al contar con cuatro pasajeros. Por otro lado, la condición de curva a analizar consiste en el vehículo tomando una curva de 113 m de radio de curvatura a una velocidad de 60 Km/h.

Debido a que la sección de la suspensión frontal que se encuentra más alejada al centro de curvatura de la carretera recibe mayor carga, se tomarán las fuerzas generadas en esta sección para el análisis. En la Tabla 2 se muestra las fuerzas aplicadas en el modelo de la suspensión. Los valores de las fuerzas críticas en cada caso de carga son utilizados para la simulación estática del ensamble. Estas cargas incluyen las fuerzas estáticas base del vehículo en reposo más la fuerza generada por el movimiento en el que se encuentra el vehículo.

**Tabla 2**

*Cargas que recibe la suspensión.*

<b>Componente</b>	<b>Primer análisis</b>	<b>Segundo análisis</b>
Componente x (N)	0	-965
Componente y (N)	2836	2417
Componente z (N)	2122	0
Resultante (N)	3542	2603

A partir de las reacciones que se generan en la unión de la mangueta con el brazo de control, se determinan las fuerzas que recibe el brazo de control para su respectivo análisis aislado. En la Tabla 3 se muestra las fuerzas aplicadas en cada caso de carga en el punto C del brazo de control.

**Tabla 3**

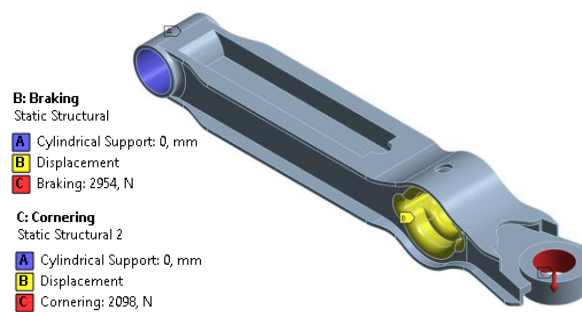
*Cargas que recibe el brazo de control a partir del ensamble de la suspensión.*

<b>Componente</b>	<b>Primer análisis</b>	<b>Segundo análisis</b>
Componente x (N)	2055	2098
Componente y (N)	0	0
Componente z (N)	2122	0
Resultante (N)	2954	2098

Para todos los casos de carga se han definido las mismas condiciones de contorno. Para el punto A, se define la condición de soporte cilíndrico con desplazamiento tangencial libre. Para este vehículo, la barra estabilizadora también funciona como un elemento que soporta las fuerzas longitudinales del frenado. Esto sucede debido a que el brazo de control no fue diseñado para soportar estas cargas. En su lugar, la barra estabilizadora está conectada al brazo de control para recibir las fuerzas. En las condiciones de curvas, la barra estabilizadora aporta rigidez adicional al sistema de suspensión, por lo que sus mayores efectos en el caso de estudio de curvas están implícitos dentro del cálculo de las reacciones que recibe la llanta. Por lo tanto, al realizar el análisis aislado al brazo de control se le otorga una condición de desplazamientos 0 en dirección Z y en dirección Y para el punto B. Las cargas provenientes del ensamble de la suspensión estarán en el punto C. En la Figura 4 se muestran las condiciones de contorno definidos para cada uno de los casos de carga.

#### Figura 4

*Condiciones de contorno del brazo de control.*



### 2.3 Optimización topológica

La optimización topológica se suele aplicar en el rediseño de piezas existentes para encontrar una nueva geometría que utilice menos material (Hsu & Hsu, 2005). En este caso, la optimización topológica de un brazo de suspensión permite obtener un sistema de suspensión más

liviano, seguro y eficiente (Song et al., 2009). Además, la reducción de peso también provee un menor consumo energético del vehículo (Jiang et al., 2021). En la optimización topológica se ven involucrados tres parámetros de diseño, los cuales son variables de diseño (como densidad), objetivo de diseño (como reducción de peso) y restricciones de diseño (como volumen) (Viqaruddin & Ramana Reddy, 2017).

La optimización topológica se puede realizar mediante diferentes enfoques como, p.ej., el método de densidad y el método *Level Set* (LS). El método de densidad, también conocido como el método SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalization*), selecciona la densidad como variable de diseño para penalizar la densidad del material en cada iteración de optimización, dependiendo de los resultados al remover material en cada punto (Tang et al., 2014). Por otro lado, el método LS mide la sensibilidad de la estructura a la remoción de material en una función cerrada, con el fin de realizar un seguimiento frontal para llegar al límite estructural de una topología de forma iterativa hasta encontrar el diseño óptimo (Leary, 2020; Wei et al., 2020). Para este proyecto, se utilizará la optimización por el método de densidad.

La optimización topológica consiste en un proceso de buscar el máximo o mínimo valor de una función objetivo en base a unas restricciones. En el caso de la optimización por densidad, se plantea una ecuación a minimizar a partir de unas restricciones de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 &\text{Minimizar} && J(\rho(x)), \quad x \in D \\
 &\text{Sujeto a:} && a(u, v) = L(v) \\
 &&& E(\rho_e) = E_{min} + \rho_e^p (E_0 - E_{min})
 \end{aligned} \tag{1}$$

Donde  $J$  es la función objetivo,  $\rho(x)$  es la variable de diseño que controla la densidad de cada elemento, variando entre sólido ( $\rho = 1$ ) y vacío ( $\rho = 0$ ),  $D$  es el dominio de la optimización,  $E$  es el módulo de Young artificial para un elemento,  $\rho_e^p$  es la densidad de un elemento penalizada por el factor de penalización  $p$ , y  $E_0$  y  $E_{min}$  son la rigidez de un elemento sólido y vacío respectivamente. La energía bilinear  $a(u, v)$  y la carga linear  $L(v)$  se describen como:

$$\begin{aligned} a(u, v) &= \int_D E_{ijkl} \varepsilon_{ij}(u) \varepsilon_{kl}(v) d\Omega \\ L(v) &= \int_D p v d\Omega + \int_{\partial D_t} \tau v d\Omega \end{aligned} \quad (2)$$

Donde  $E_{ijkl}$  es el tensor de elasticidad,  $\varepsilon_{ij}$  el tensor de deformación,  $p$  las fuerzas internas del cuerpo, y  $\tau$  las condiciones de tracción aplicadas en el sector  $\partial D_t$  del contorno  $\partial D$ . De esta manera, la optimización busca encontrar el valor mínimo de la función objetivo teniendo en cuenta las restricciones de fuerzas internas y desplazamientos que se generan en el sólido al generar elementos vacíos en el modelo. Debido a que no siempre queda definido cada elemento entre sólido o vacío, el factor de penalización  $p$  busca penalizar las densidades intermedias para aproximarse a 0 o 1. En este proceso, el factor de penalización utilizado fue de  $p = 3$  para mantener las restricciones de la optimización de acuerdo a las recomendaciones (Herrero-Pérez et al., 2022; Sookchanchai et al., 2021). De esta manera queda definida la base del proceso de optimización topológica que se busca resolver (Lazarov et al., 2016).

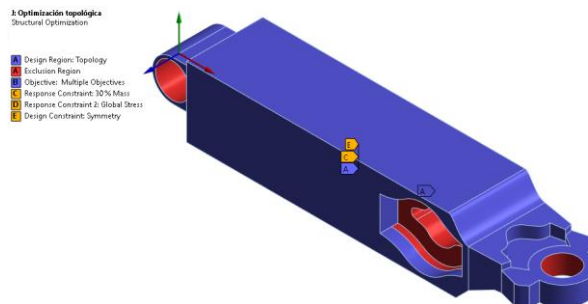
Debido a las diferentes condiciones de carga a las que se encuentra expuesto el brazo de control, se utilizó un modelamiento multimodelo, similar al presentado por Yoo (SangHyuk et al., 2017), que permite tener dos o más series de condiciones de contorno en una misma geometría.

Para el modelamiento multimodelo se construyen diferentes modelos con distintas condiciones de carga, pero con los mismos parámetros de diseño y misma geometría a optimizar. De esta manera, la optimización topológica va a satisfacer todas las diferentes condiciones requeridas en una misma solución.

Para la realización de la optimización topológica, el brazo de control fue seccionado para identificar la región de optimización y definir los puntos que estarán exentos de la optimización. La geometría alrededor de los puntos A, B y C estuvieron exentos para mantener la forma de unión con los demás componentes del vehículo. El resto del cuerpo del brazo de control se modificó mediante un sobredimensionamiento del modelo actual. Este sobredimensionamiento busca definir el espacio disponible para realizar la optimización y encontrar la mejor topología según los casos de carga y las condiciones de contorno. En la Figura 5 se muestra el brazo de control sobredimensionado, en el que se definen gráficamente las zonas disponibles para la optimización (color azul) y las zonas restringidas (color rojo).

### Figura 5

*Brazo de control sobredimensionado con las áreas restringidas y el espacio de diseño para la optimización.*



La optimización topológica fue llevada a cabo en ANSYS Workbench (Ansys® Academic Research Mechanical, 2022). El objetivo de diseño de la optimización es maximizar la rigidez de cada caso de carga al reducir la masa. Las restricciones de diseño impuestas a la optimización buscan mantener un 30% de la masa original, no sobrepasar una tensión global en el material mayor a 40 MPa en ninguna condición de carga y mantener la simetría de la pieza en el plano XY. Estas restricciones de la optimización buscan que la topología del modelo cumpla con los estándares de diseño requeridos. Luego de realizada la optimización, la geometría fue reconstruida para generar un sólido suavizado.

#### **2.4 Manufactura aditiva**

Para la manufactura del brazo de control optimizado, se realizó el diseño del modelo resultante de la optimización topológica en tamaño real, utilizando los materiales disponibles para fabricar en la impresora Markforged MarkTwo. Esta impresora utiliza la tecnología FDM (*Fused Deposition Modeling*), que consiste en fabricación por medio de extrusión de material fundido que se depositan continuamente en una placa de construcción. Los materiales utilizados suelen ser una base de un material plástico y, en algunos casos, se agrega refuerzos de fibra a esta pieza en zonas clave. En la construcción de piezas por manufactura aditiva se suelen utilizar materiales compuestos. En este caso, los materiales seleccionados para la fabricación son una matriz de Nylon con reforzamiento de fibra de vidrio. El objetivo del material de fibra es aportar mayor resistencia y rigidez en zonas donde la geometría recibe los mayores esfuerzos y deformaciones. Esta combinación de materiales ha demostrado una alta efectividad en la fabricación de brazos de control (Chacón Santamaría et al., 2019). Las propiedades de estos materiales se muestran en la Tabla 4. Debido a que la fibra de vidrio es un material ortótropo, las propiedades mostradas en esta tabla coinciden con las de su eje de mayor resistencia.

**Tabla 4**

*Propiedades mecánicas de los materiales utilizados para la manufactura.*

<b>Propiedad</b>	<b>Nylon</b>	<b>Fibra de vidrio</b>
Resistencia última ( $S_u$ )	36 MPa	590 MPa
Resistencia elástica ( $S_y$ )	51 MPa	590 MPa
Módulo de Young	1,7 GPa	21 GPa
Coefficiente de Poisson	0,39	0,45
Resistencia a la flexión	50 MPa	200 MPa
Densidad	1100 kg/m <sup>3</sup>	1500 kg/m <sup>3</sup>

*Nota. Adaptado de Markforged (Markforged, 2022).*

Una de las limitaciones presentes en la manufactura aditiva es que no es posible la adición de fibras concéntricas a través de agujeros que no están presentes en el eje de altura (Z) de la impresión. Las conexiones A y C del brazo de control necesitan fibras concéntricas alrededor para garantizar su rigidez, pero el eje de impresión no permite agregarlas a la vez. Por lo tanto, se decide dividir la pieza obtenida en la optimización topológica para imprimirla en dos partes. Ambas piezas pueden ser unidas mediante el uso del adhesivo Loctite 401, el cual es recomendado por Markforged (Markforged, n.d.). De este modo, se garantiza que el prototipo cuente con suficiente rigidez para soportar los esfuerzos a los que estará sometido en la adición de fibra continua.

De este modo, fue posible agregar para ambas divisiones de la pieza cuatro capas de fibra de vidrio en los bordes de las conexiones cilíndricas del brazo de control. Estas posiciones se escogieron para mantener las conexiones del brazo de control rígidas en su funcionamiento. Adicionalmente, se agregaron dos patrones de fibra de vidrio en los extremos de la Pieza 2. Esto con el fin de añadir mayor soporte a las flexiones en el brazo de control. La ubicación de estas fibras se mostrará en los resultados de la manufactura aditiva. Los parámetros de impresión

utilizados se muestran en la Tabla 5. La orientación de las capas utilizada demuestra propiedades mecánicas con altos valores de rigidez (SangHyuk et al., 2017).

**Tabla 5**

*Parámetros de impresión.*

<b>Parámetros</b>	<b>Pieza 1</b>	<b>Pieza 2</b>
Patrón de relleno	Sólido	Sólido
Número de patrones de fibra total	2	5
Número de capas por patrón de fibra	4	4
Orientación de capas	0°, 90°, 45°, 135°	0°, 90°, 45°, 135°
Número de capas de fibra total	8	20
Tipo de capa	Isotrópica	Isotrópica
Anillos de fibra	2	2

### 3. Resultados

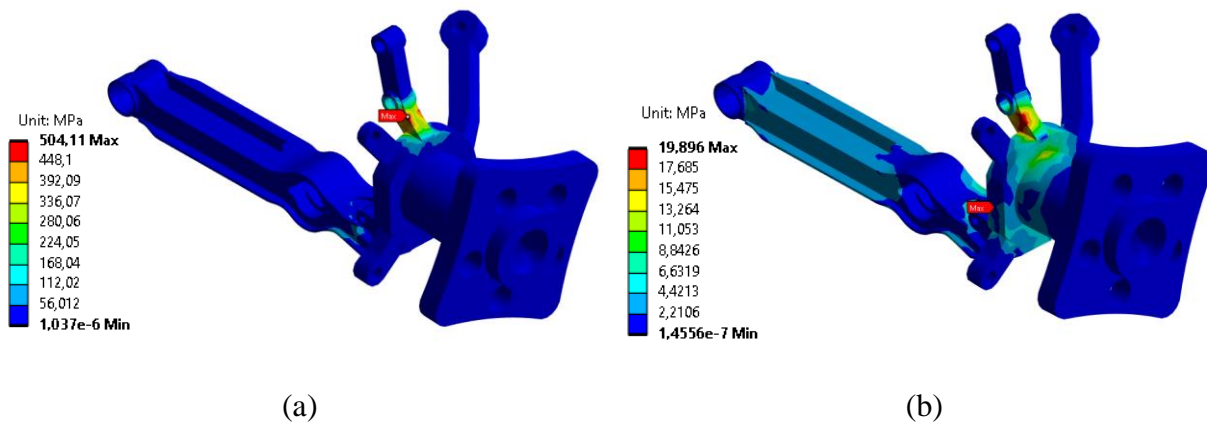
#### 3.1 Análisis estructural por elementos finitos

Inicialmente, se calcularon los esfuerzos en el modelo del ensamble de la suspensión. En la Figura 6 se muestran los resultados de los esfuerzos máximos generados en el ensamble de la suspensión. Los esfuerzos máximos generados en el brazo de control son de 123,53 MPa en el frenado y 19,90 MPa en curva. Analizar el ensamble del brazo de control de manera conjunta puede generar inconsistencias en las fuerzas que soporta este elemento al cambiar sus propiedades mecánicas o geométricas, y generar problemas en la optimización topológica. Debido a esto, se optó por analizar de manera aislada el brazo de control a partir de las fuerzas transferidas a este elemento a través de la rótula, según el modelo del ensamble de la suspensión. Estos valores fueron presentados en la Tabla 3. Por lo tanto, los valores de esfuerzos obtenidos se tomarán como

referencia para verificar que el análisis aislado del brazo de control en estas mismas condiciones sea equivalente.

### Figura 6

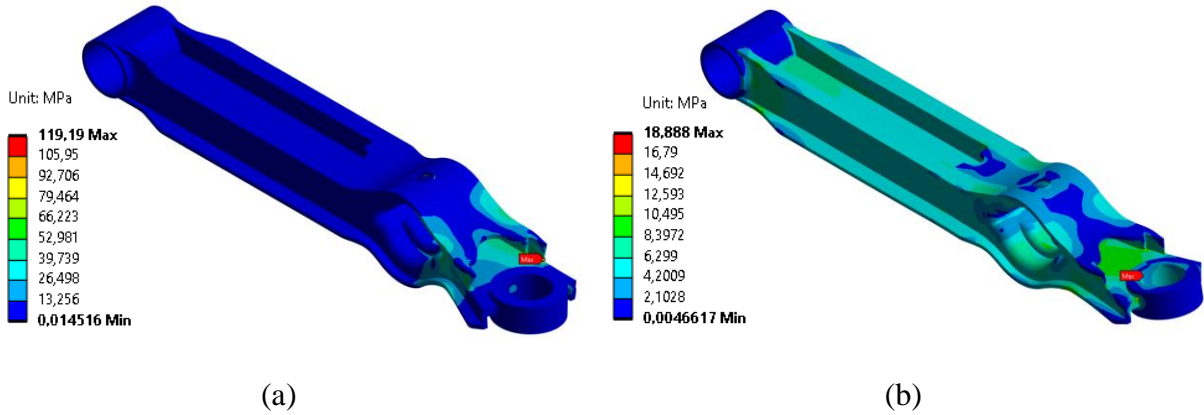
*Esfuerzos equivalentes en el ensamble de la suspensión en el caso de (a) Frenado y (b) curva.*



Al resolver el problema estructural del brazo de control, se obtuvieron los valores de tensión equivalente para cada caso de carga. En la Figura 7 se muestra la distribución de tensiones resultante de la pieza para cada caso. Los valores de tensiones máximos observados son de aproximadamente 119,19 MPa y 18,89 MPa para el primer y segundo caso de carga respectivamente. Es posible observar que el caso crítico es el frenado por un amplio margen. Este resultado era esperado debido a que el peso neto del vehículo aumentó, lo cual aumenta las fuerzas del frenado. Por otro lado, la distribución de cargas del vehículo favorece las magnitudes de las fuerzas que se encuentran en la suspensión en situaciones de curvas, por lo que los esfuerzos soportados por la suspensión delantera son bajos. Las diferencias entre los resultados de esfuerzos máximos en el brazo de control entre el análisis aislado y el análisis ensamblado están en el margen del 5% de diferencia, por lo que se consideran equivalentes.

**Figura 7**

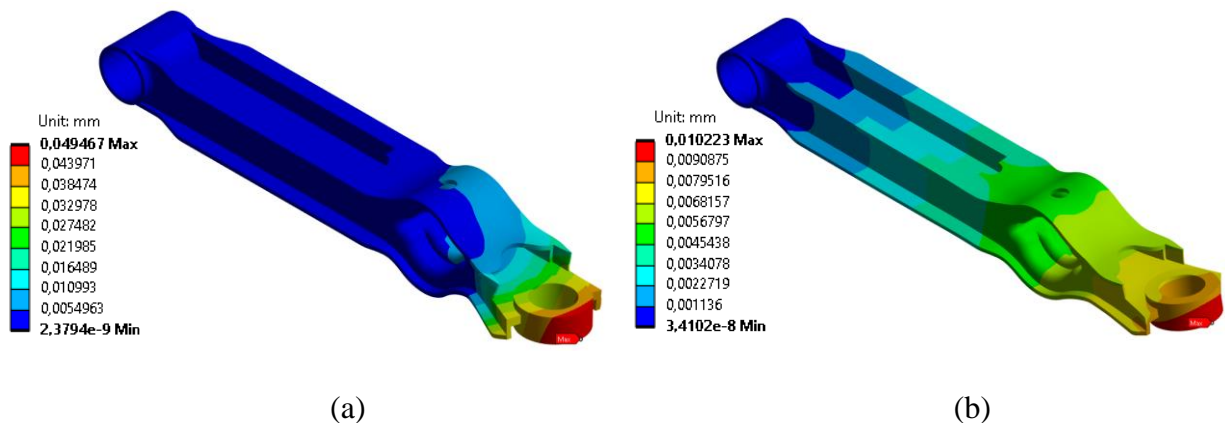
*Esfuerzos equivalentes del brazo de control en el frenado (a) y curva (b).*



Adicionalmente, en la Figura 8 se observan los desplazamientos resultantes del brazo de control para cada caso de carga. El valor máximo observado para el primer caso de carga fue de 0,049 mm, mientras que para el segundo caso fue de 0,010 mm. En ambos casos de carga, el mayor desplazamiento se da en el punto C del brazo de control, debido a que este es el lugar más alejado de los soportes del brazo de control. También es posible evidenciar una ligera flexión de la pieza en el caso del frenado, a causa de la fuerza flectora que recibe.

**Figura 8**

*Desplazamientos totales en el brazo de control en el frenado (a) y curva (b).*

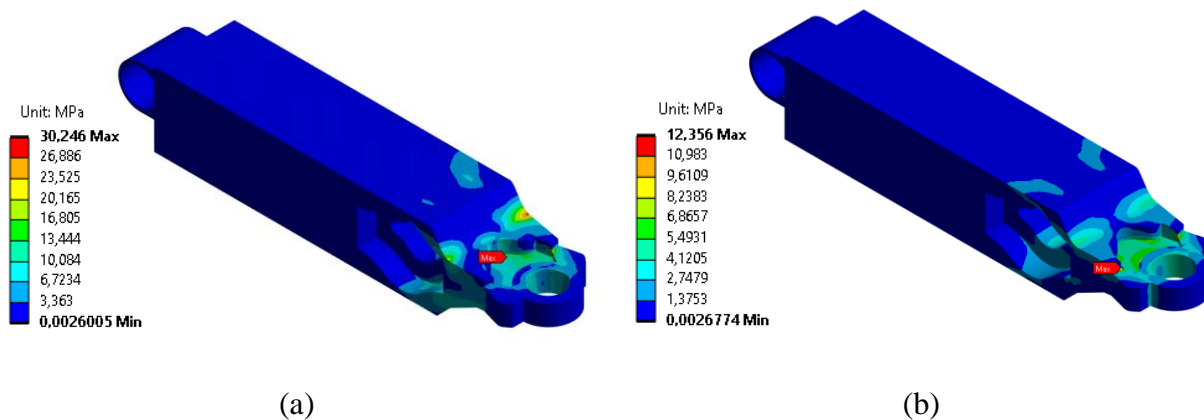


### 3.2 Optimización topológica

Para llevar a cabo la optimización topológica, se realizó el mismo análisis de los casos de carga en el modelo sobredimensionado. En la Figura 9 se muestran las tensiones máximas encontradas en el modelo sobredimensionado. El valor máximo en el primer y segundo caso de carga son de 30,25 MPa y 12,35 MPa, respectivamente. Es posible observar que el aumento de área favoreció el comportamiento de la pieza al disminuir los esfuerzos resultantes en gran medida, en especial en el frenado. Para estos mismos casos de carga, los desplazamientos máximos observados son de 1,44 mm y 0,66 mm, respectivamente.

**Figura 9**

*Esfuerzos equivalentes para el brazo de control sobredimensionado en (a) frenado y (b) curva.*

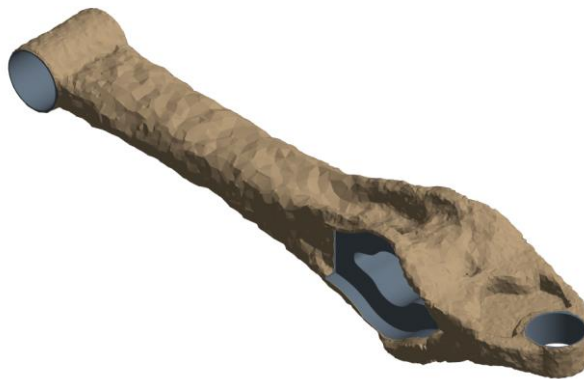


Luego del análisis realizado, se eliminan las zonas de bajas tensiones en el modelo sobredimensionado utilizando optimización topológica, para encontrar una nueva geometría con menor uso de material. En la Figura 10 se muestra el resultado del proceso de optimización. Para llegar a esta geometría fueron requeridas 31 iteraciones. La mayoría de estas iteraciones buscaban la convergencia en la función objetivo, ya que la restricción de masa fue alcanzada con facilidad. El porcentaje de masa retenido es del 31,5% a comparación del modelo sobredimensionado. El

modelo muestra que las zonas que soportan esfuerzos medios a altos tienen su geometría muy similar a la mostrada en el modelo sobredimensionado, mientras que las zonas de material que presentan esfuerzos bajos fueron removidas en gran medida.

### Figura 10

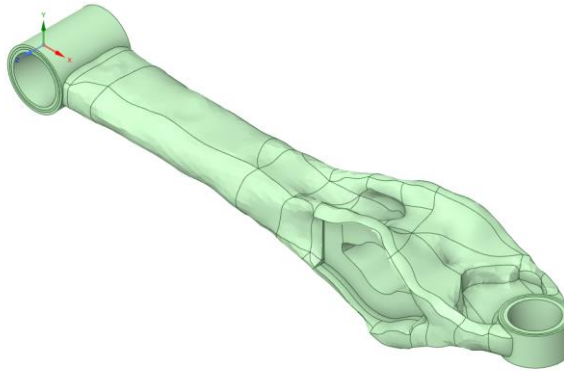
*Geometría optimizada del brazo de control.*



El resultado de la optimización es un cuerpo facetado con una geometría irregular. Con el motivo de obtener una geometría limpia y fácil de fabricar, esta geometría fue reconstruida por medio de la eliminación de detalles no relevantes en el modelo optimizado y suavizado de las superficies. Además, el cuerpo facetado fue convertido en un cuerpo sólido por medio de reconstrucción superficial de toda la pieza. El bajo espesor de los cilindros de las conexiones A y C implica dificultades de fabricación del prototipo. Por lo tanto, se aumenta el tamaño del cilindro exterior de estas conexiones hasta que tengan 3,6 mm de espesor. Con este espesor, es posible agregar por lo menos dos capas de refuerzo de fibra de vidrio concéntricas en las conexiones A y C del brazo de control (Markforged, 2020). El resultado del proceso de reconstrucción se muestra en la Figura 11 en la que se observa un sólido con una geometría fácil de modelar y fabricar a comparación del cuerpo obtenido inicialmente. Es posible verificar que el sólido cumple en gran medida con la restricción de simetría en el plano XY.

**Figura 11**

*Brazo optimizado luego del proceso de suavizado.*

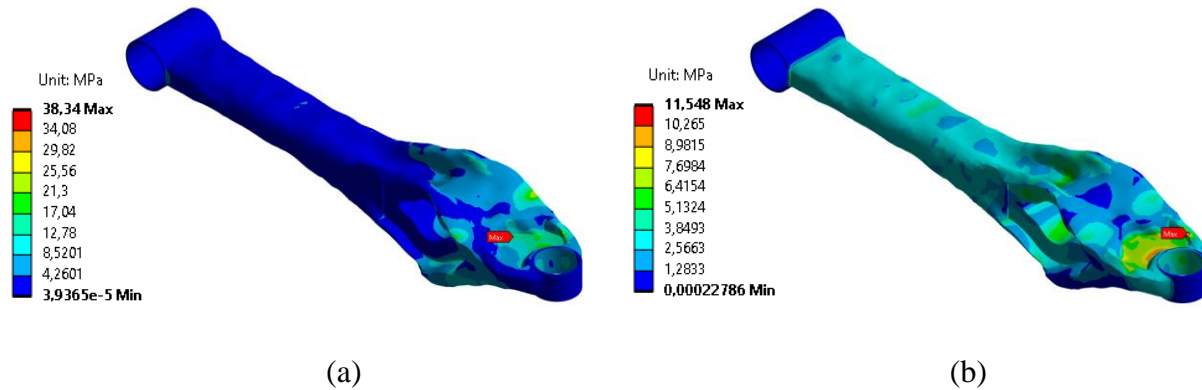


Esta geometría fue sometida a ambos casos de carga para corroborar que cumpla con los requerimientos de diseño y no se supere el límite elástico del material. En la Figura 12 se muestran los resultados de cada caso de carga. El esfuerzo máximo se dio en el frenado, con un valor máximo de 38,34 MPa. Por otro lado, la tensión máxima en el caso de curva fue de 11,55 MPa. Los esfuerzos máximos no superaron la barrera de los 40 MPa, por lo que se puede verificar el proceso exitoso de la optimización y el funcionamiento de la pieza. A partir de estos resultados se puede evidenciar que el factor de seguridad para la pieza optimizada es de aproximadamente 1,3.

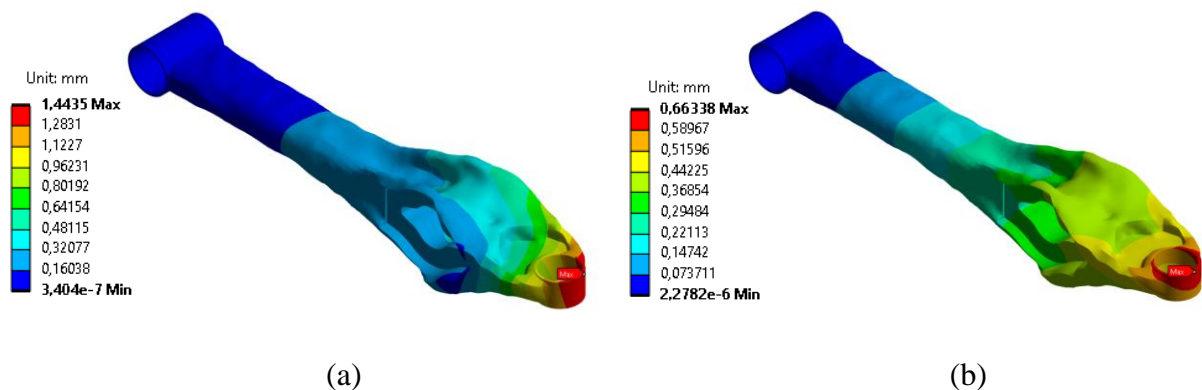
De igual manera, se hallaron las deformaciones resultantes del modelo optimizado, las cuales se muestran en la Figura 13. En el caso de carga del frenado, la deformación máxima tuvo un valor de 1,44 mm. Por otro lado, hubo una deformación máxima de 0,66 mm en situación de curva.

**Figura 12**

*Esfuerzos equivalentes (MPa) en el brazo de control optimizado en (a) frenado y (b) curva.*

**Figura 13**

*Desplazamientos totales (mm) en el brazo de control optimizado en (a) frenado y (b) curva.*

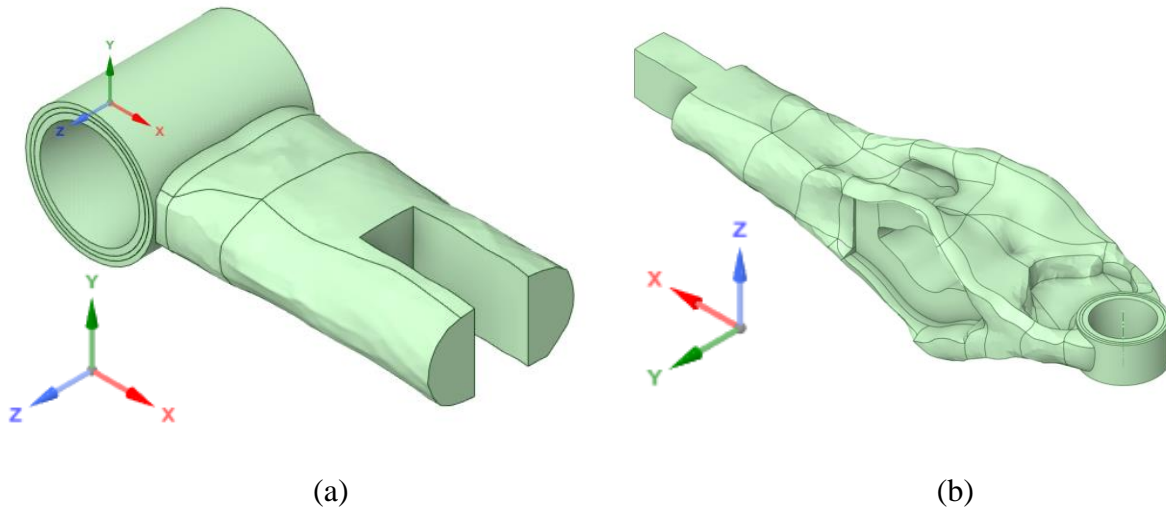


### 3.3 Manufactura aditiva

Se realizó la impresión por manufactura aditiva del nuevo diseño optimizado y reconstruido. Tal y como se mencionó en la metodología, esta geometría fue dividida en dos partes para poder agregar fibras de vidrio concéntricas a las conexiones A y C del brazo de control. Las partes divididas para la impresión se muestran en la Figura 14, las cuales se pueden unir utilizando el adhesivo Loctite 401. El eje Z indica la orientación de la pieza en la que se va a imprimir.

**Figura 14**

*División de la geometría optimizada para la manufactura en Pieza 1 (a) y Pieza 2 (b).*

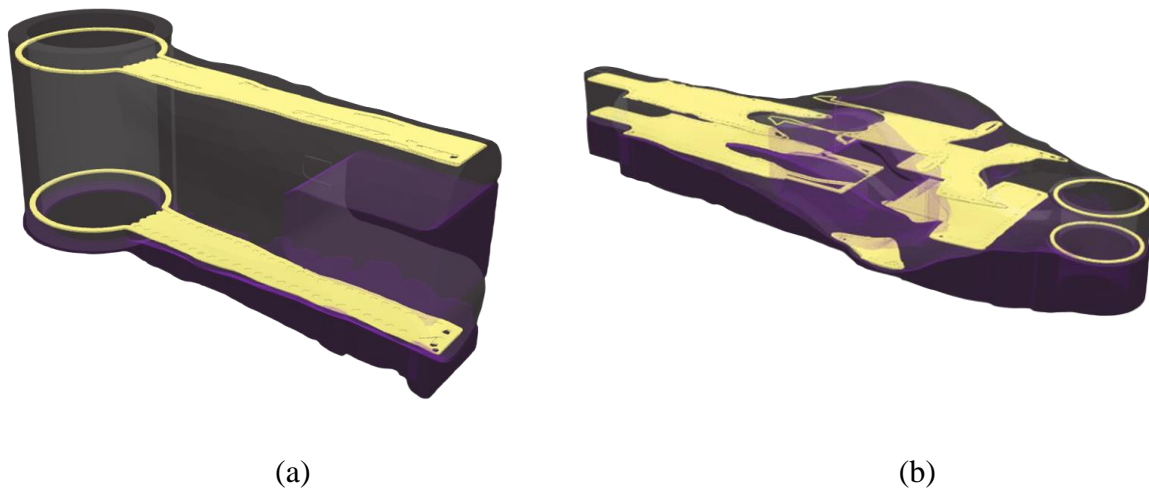


Cada una de estas piezas tiene en su interior refuerzos de fibra de vidrio impresos en diferente eje. En la Figura 15 se muestran las fibras agregadas en el brazo de control de color amarillo. Los patrones de fibra de virio constan de un relleno isotrópico alrededor de dos bordes concéntricos de fibra. En la Pieza 2 se pueden observar dos patrones de fibra de vidrio en los extremos de la pieza con el fin de agregar mayor soporte a las flexiones en el brazo de control.

En la Tabla 6 se muestra los demás detalles del diseño final. Este prototipo tiene un peso de 232 g en comparación con los 1110 g de la pieza original, con una reducción de peso del 79%. La reducción de peso en gran medida se debe a que la densidad de los materiales con el que fue fabricado el brazo optimizado es mucho menor a la densidad del acero que utiliza el brazo original. En la Figura 16 se observa un prototipo de demostración del brazo de control optimizado impreso por manufactura aditiva.

**Figura 15**

*Fibras agregadas para el prototipo del brazo de control optimizado en la Pieza 1 (a) y Pieza 2 (b).*

**Figura 16**

*Prototipo de demostración del brazo de control.*



**Tabla 6**

*Detalles de la impresión de las piezas finales.*

<b>Parámetros</b>	<b>Pieza 1</b>	<b>Pieza 2</b>
Tiempo de impresión	13 h	48 h
Costo de material	13,57 USD	54,53 USD
Masa	53,98 g	177,87 g
Volumen de Nylon	59,07 cm <sup>3</sup>	224,88 cm <sup>3</sup>
Volumen de fibra	0,64 cm <sup>3</sup>	4,22 cm <sup>3</sup>

### 3. Conclusiones

Este estudio plantea la optimización topológica de un brazo de control de la suspensión MacPherson frontal de un vehículo Suzuki Alto 800, además de la fabricación por manufactura aditiva de un prototipo de este modelo. Para esto, se realizó un modelo simplificado del ensamble de la suspensión frontal, con la que se obtuvieron las condiciones de contorno para el brazo de control. Luego, se estudiaron las tensiones y deformaciones del brazo de control en condiciones de carga y frenado, con la que se encontró un valor de 119,19 MPa en el caso del frenado, y 18,89 MPa en situaciones de curva. Estos resultados coinciden con el comportamiento esperado, ya que el aumento de peso neto del vehículo tiene un impacto significativo en las cargas presentes en el brazo de control en situaciones de frenado, lo que hace que esta situación de carga sea la más crítica. Por otro lado, la nueva distribución de cargas del vehículo mantiene un mayor porcentaje del peso en la parte posterior del vehículo, por lo que las cargas que recibe el brazo control son menores y no generan altos esfuerzos en situaciones de curva.

Al realizar la optimización topológica, la función objetivo de diseño fue reducir la masa, maximizando la rigidez del modelo. Las restricciones presentes en el diseño fueron mantener un

30% de la masa original, simetría de la pieza en el plano XY y no sobrepasar los 40 MPa de esfuerzo máximo en ninguna condición de carga. El modelo optimizado mantiene un 31,5% de la masa respecto al modelo sobredimensionado. Adicionalmente, este nuevo diseño con diferente material muestra esfuerzos máximos con valores de 38,34 MPa y 11,54 MPa en ambas situaciones de carga estudiadas. Mantener una alta cantidad de material en los alrededores de las conexiones con mayor concentración de esfuerzos en estas zonas permitió mantener los valores de esfuerzos máximos por debajo de los 40 MPa. Asimismo, la adición de fibra de vidrio en diferentes zonas del material otorgó mayor rigidez a la pieza, evitando deformaciones excesivas.

Adicionalmente, fue realizado el diseño del modelo para la fabricación por manufactura aditiva de del modelo optimizado. Los materiales utilizados fueron una matriz continua de Nylon con refuerzo de fibra de vidrio. La adición de fibra concéntrica requirió del aumento del diámetro de algunas conexiones, por lo que es necesario modificar los bujes de goma originales del vehículo. En cuanto al peso del nuevo modelo, se obtuvo una reducción del 79% respecto a la pieza original. Esta reducción de peso implica una suspensión delantera más ligera, lo cual aumenta la eficiencia del uso de energía del vehículo y, por lo tanto, una mayor autonomía. El prototipo de demostración mostró unas dimensiones correctas y un acabado superficial aceptable.

La pieza optimizada es un prototipo que busca probar la compatibilidad y el funcionamiento de este componente fabricado mediante manufactura aditiva en un vehículo, con el fin a largo plazo de implementar piezas con nuevos métodos de fabricación a las piezas automotrices con un menor peso. Sin embargo, esta pieza no está lista para ser usada en un vehículo en su funcionamiento normal, pues primero se necesita conocer el funcionamiento dinámico de la pieza fabricada en otras situaciones de carga y vibraciones.

**Referencias Bibliográficas**

- Alcoberro, R., Durakbasa, N., Bauer, J., & Kopacek, P. (2021). A low-cost integrated concept for the hybridisation and electric conversion of cars and other mechatronic vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 54(13), 511–516. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.10.500>
- Anflor, C. T. M., Teotônio, K. L., & Goulart, J. N. V. (2018). Structural optimization using the boundary element method and topological derivative applied to a suspension trailing arm. *Engineering Optimization*, 50(10), 1662–1680. <https://doi.org/10.1080/0305215X.2017.1417399>
- Ansys® Academic Research Mechanical. (2022). *Ansys*. Release 22.2.
- Biglete, E. R., Manuel, M. C. E., Arellano, E. A. A., De La Cruz, C. D., Monteverde, B. J. O., Cruz, J. C. D., & Tud, R. C. (2020). Topology Optimization and Strength Performance Analysis of a Lower Control Arm Sedan Suspension Part. *2020 IEEE 12th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management, HNICEM 2020*, 1–6. <https://doi.org/10.1109/HNICEM51456.2020.9400012>
- Chacón Santamaría, P. A., Sierra, A., & González Estrada, O. A. (2019). Shape optimization of a control arm produced by additive manufacturing with fiber reinforcement. *Journal of Physics: Conference Series*, 1386(1). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1386/1/012003>
- Gardan, J. (2016). Additive manufacturing technologies: State of the art and trends. *International Journal of Production Research*, 54(10), 3118–3132. <https://doi.org/10.1080/00207543.2015.1115909>
- Herrero-Pérez, D., Picó-Vicente, S. G., & Martínez-Barberá, H. (2022). Efficient distributed

- approach for density-based topology optimization using coarsening and h-refinement. *Computers and Structures*, 265. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2022.106770>
- Hsu, M. H., & Hsu, Y. L. (2005). Generalization of two- And three-dimensional structural topology optimization. *Engineering Optimization*, 37(1), 83–102. <https://doi.org/10.1080/03052150412331271208>
- Jiang, R., Sun, T., Liu, D., Pan, Z., & Wang, D. (2021). Multi-objective reliability-based optimization of control arm using mcs and nsga-ii coupled with entropy weighted gra. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(13). <https://doi.org/10.3390/app11135825>
- Kim, G.-W., Park, Y.-I., & Park, K. (2020). Topology Optimization and Additive Manufacturing of Automotive Component by Coupling Kinetic and Structural Analyses. *International Journal of Automotive Technology*, 21(6), 1455–1463. <https://doi.org/10.1007/s12239-020-0137-1>
- Kim, J. E., & Park, K. (2021). Multiscale Topology Optimization Combining Density-Based Optimization and Lattice Enhancement for Additive Manufacturing. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology*, 8(4), 1197–1208. <https://doi.org/10.1007/s40684-020-00289-1>
- Lazarov, B. S., Wang, F., & Sigmund, O. (2016). Length scale and manufacturability in density-based topology optimization. *Archive of Applied Mechanics*, 86(1–2), 189–218. <https://doi.org/10.1007/s00419-015-1106-4>
- Leary, M. (2020). Design for Additive Manufacturing. In M. Leary (Ed.), *Design for Additive Manufacturing*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2017-0-04238-6>
- Lee, D.-C., & Lee, J.-I. (2003). Structural optimization concept for the design of an aluminium control arm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of*

- Automobile Engineering*, 217(8), 647–656. <https://doi.org/10.1243/09544070360692041>
- Liu, J., Chen, Q., Liang, X., & To, A. C. (2019). Manufacturing cost constrained topology optimization for additive manufacturing. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 14(2), 213–221. <https://doi.org/10.1007/s11465-019-0536-z>
- Markforged. (n.d.). *Design for 3D Printing Part 3: Decreasing Print Time*. Retrieved March 15, 2023, from <https://markforged.com/es/resources/blog/design-for-3d-printing-part-3-decreasing-print-time>
- Markforged. (2020). *Design Guide for 3D Printing with Composites*. <https://static.markforged.com/downloads/CompositesDesignGuide.pdf>
- Markforged. (2022). *Hoja informativa de materiales compuestos* (pp. 1–2).
- Pradel, P., Zhu, Z., Bibb, R., & Moultrie, J. (2018). A framework for mapping design for additive manufacturing knowledge for industrial and product design. *Journal of Engineering Design*, 29(6), 291–326. <https://doi.org/10.1080/09544828.2018.1483011>
- Rajper, S. Z., & Albrecht, J. (2020). Prospects of electric vehicles in the developing countries: A literature review. *Sustainability (Switzerland)*, 12(5). <https://doi.org/10.3390/su12051906>
- SangHyuk, Y., Jaehyeok, D., Juhee, L., Ohsung, K., Jongsoo, L., & Keonwook, K. (2017). Topologically optimized shape of CFRP front lower control arm. *International Journal of Automotive Technology*, 18(4), 625–630. <https://doi.org/10.1007/s12239>
- Song, B. C., Park, Y. C., Kang, S. W., & Lee, K. H. (2009). Structural optimization of an upper control arm, considering the strength. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(6), 727–735. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO1090>
- Sookchanchai, K., Olarnrithinun, S., & Uthaisangsuk, V. (2021). Lightweight design of an

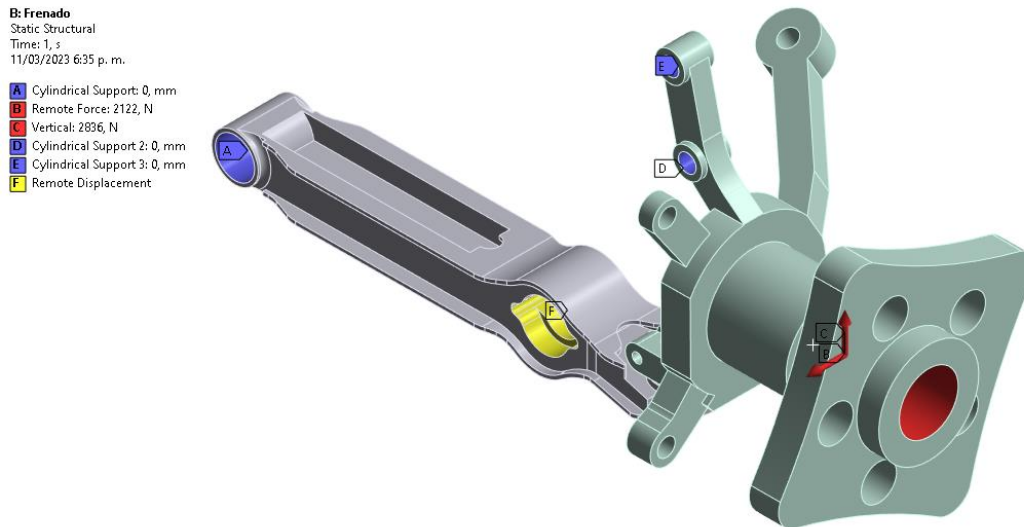
- automotive lower control arm using topology optimization for forming process. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1157(1), 012083. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1157/1/012083>
- Tang, L., Wu, J., Liu, J., Jiang, C., & Shangguan, W. Bin. (2014). Topology optimization and performance calculation for control arms of a suspension. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. <https://doi.org/10.1155/2014/734568>
- Vahedi, A., & Jamali, A. (2021). Constraint optimization of nonlinear McPherson suspension system using genetic algorithm and ADAMS software. *JVC/Journal of Vibration and Control*. <https://doi.org/10.1177/10775463211026036>
- Viqaruddin, M., & Ramana Reddy, D. (2017). Structural optimization of control arm for weight reduction and improved performance. *Materials Today: Proceedings*, 4(8), 9230–9236. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.07.282>
- Wei, P., Wang, W., Yang, Y., & Wang, M. Y. (2020). Level set band method: A combination of density-based and level set methods for the topology optimization of continuums. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 15(3), 390–405. <https://doi.org/10.1007/s11465-020-0588-0>
- Woo, S.-H., Jang, H., Lee, S.-B., & Lee, S. (2022). Comparison of total PM emissions emitted from electric and internal combustion engine vehicles: An experimental analysis. *Science of The Total Environment*, 842(June), 156961. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.156961>
- Yende, S. V., & Burande, D. H. (2020). Static Structural Analysis and Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV. *IUP Journal of Mechanical Engineering*, XIII(2/3), 108–120.
- Zhang, L., Zhang, S., & Zhang, W. (2019). Multi-objective optimization design of in-wheel motors drive electric vehicle suspensions for improving handling stability. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(8),

2232–2245. <https://doi.org/10.1177/0954407018783145>

## Anexos

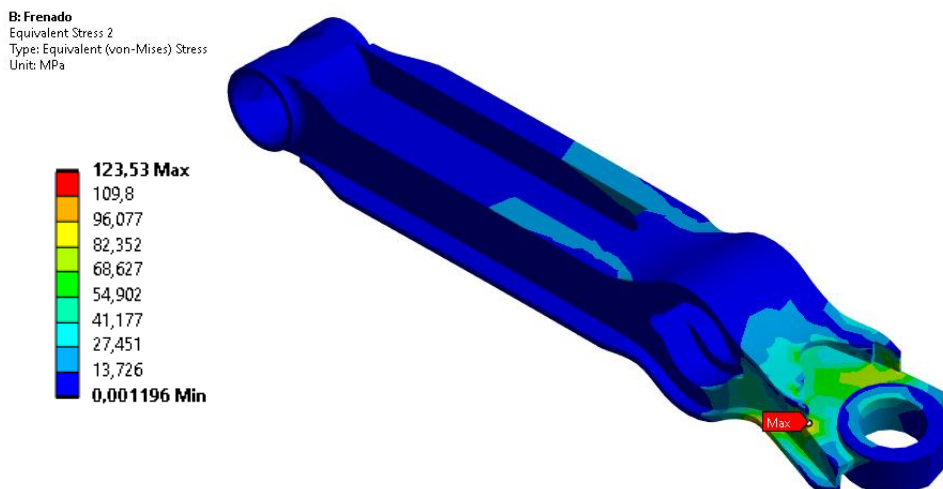
## Anexo A.

*Condiciones de contorno del ensamble de la suspensión en el frenado.*



## Anexo B.

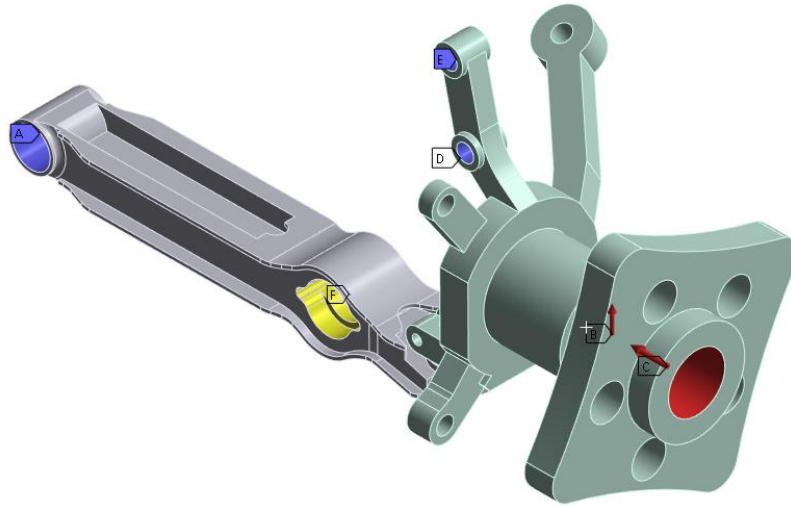
*Esfuerzos equivalentes en el brazo de control en condición de frenado, según el ensamble de la suspensión.*



**Anexo C.**

Condiciones de contorno del ensamble de la suspensión en curva.

- C: Curva externa**  
 Static Structural 2  
 Time: 1, s  
 11/03/2023 6:24 p. m.
- A** Cylindrical Support: 0, mm
  - B** Vertical: 2417, N
  - C** Remote Force: 965, N
  - D** Cylindrical Support 2: 0, mm
  - E** Cylindrical Support 3: 0, mm
  - F** Remote Displacement

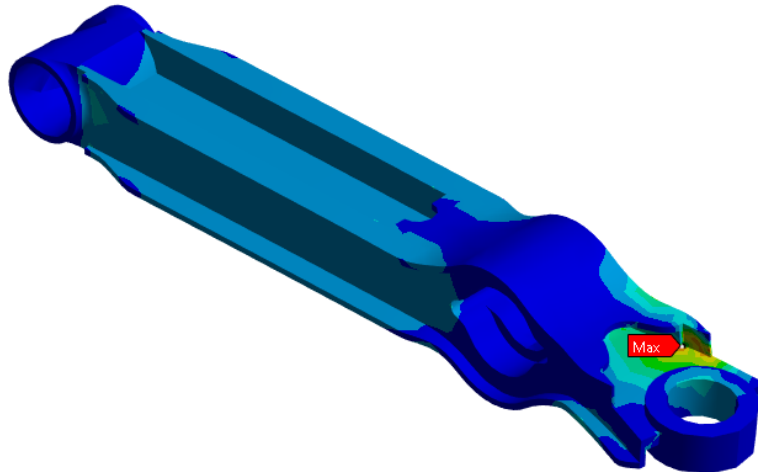


**Anexo D.**

*Esfuerzos equivalentes en el brazo de control en curva, según el ensamble de la suspensión.*

- C: Curva externa**  
 Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 11/03/2023 6:49 p. m.

- 19,896 Max**
- 17,685
  - 15,475
  - 13,264
  - 11,053
  - 8,8427
  - 6,6321
  - 4,4214
  - 2,2108
  - 0,00019052 Min**



**Anexo E.**

*Convergencia de malla en desplazamientos para el brazo de control.*

Nodos	Elementos	Stress Max [MPa]	Desplazamiento máximo [mm]	% Cambio	Skewness Promedio
15.693	8.345	286,22	1,2566	0	0,2294
70.009	38.464	322,12	1,2748	1,45%	0,30824
104.525	58.871	322,69	1,276	0,09%	0,28994
178.286	104.302	327,07	1,2775	0,12%	0,30686
247.251	153.264	323,85	1,2771	0,03%	0,27936
310.904	192.78	327,29	1,2781	0,08%	0,128769

**Anexo F.**

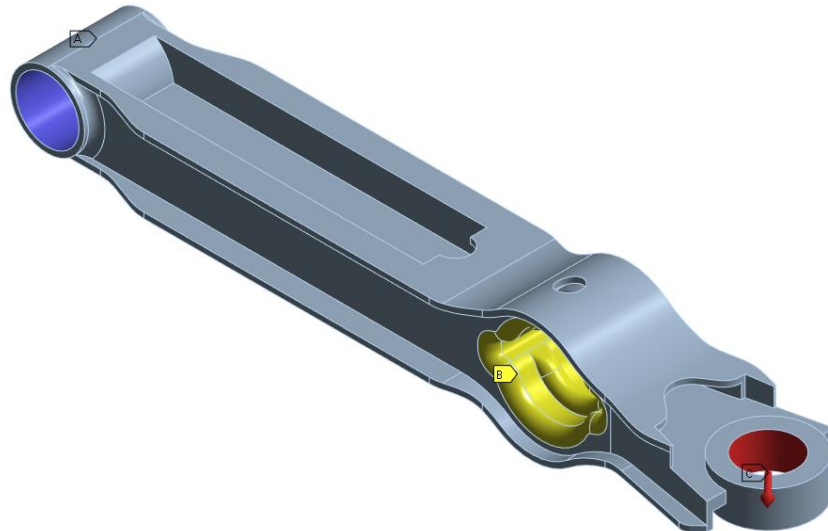
*Convergencia de malla en desplazamientos para el brazo de control sobredimensionado.*

Nodos	Elementos	Stress Max [MPa]	Desplazamiento máximo [mm]	% Cambio	Skewness Promedio
186.517	122.807	135,74	13,376	0	0,2294
207.642	136.890	138,43	13,381	0,04%	0,30824
285.052	189.555	147,46	13,396	0,11%	0,28994
336.626	225.344	159,66	13,401	0,04%	0,30686
380.013	253753	149,18	13,395	0,04%	0,27936

## Anexo G.

*Condiciones de contorno en el análisis aislado del brazo de control para el frenado.*

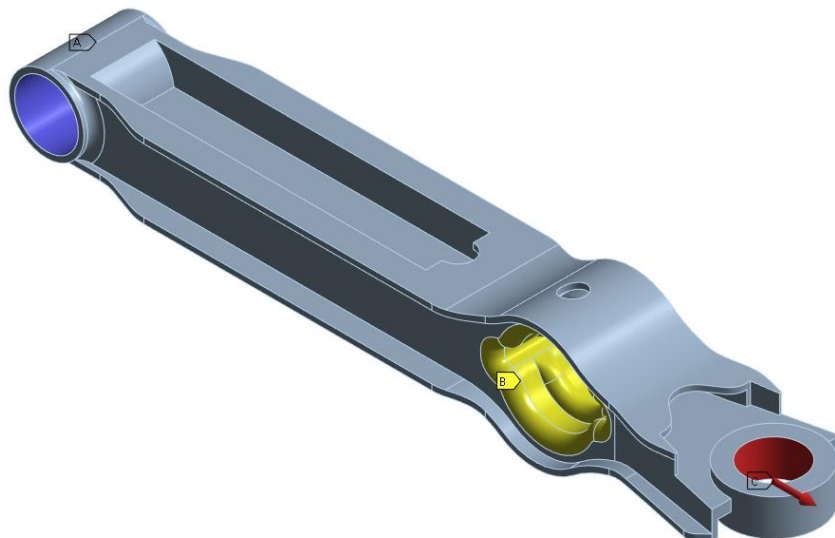
**B: Frenado**  
Static Structural  
Time: 1, s  
6/03/2023 2:01 p. m.  
**A** Cylindrical Support: 0, mm  
**B** Displacement  
**C** Frenado: 2954, N



## Anexo H.

*Condiciones de contorno en el análisis aislado del brazo de control para las curvas.*

**C: Curva externa**  
Static Structural 2  
Time: 1, s  
6/03/2023 1:58 p. m.  
**A** Cylindrical Support: 0, mm  
**B** Displacement  
**C** Curva externa: 2098, N



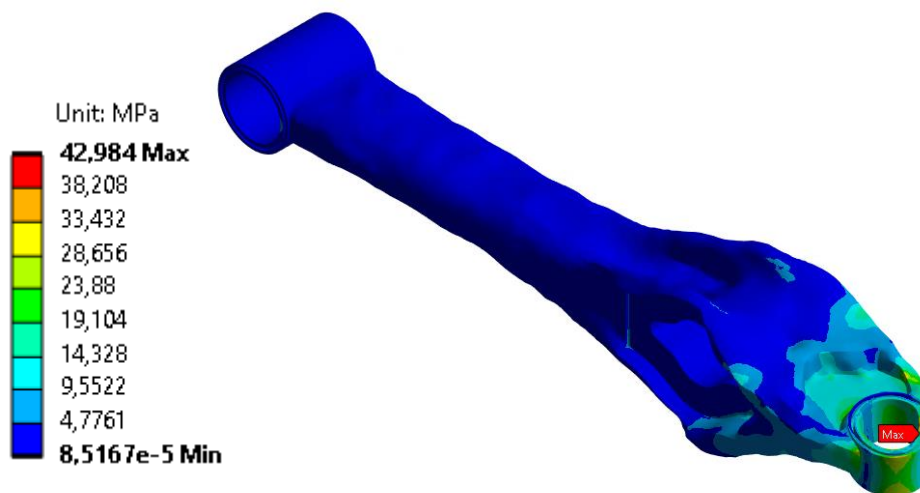
**Anexo I**

*Propiedades mecánicas completas de la fibra de vidrio.*

Propiedad	Fibra de Vidrio
Ex (MPa)	21000
Ey (MPa)	1356
Ez (MPa)	1356
v_xy	0,449
v_yz	0,301
v_zx	0,301
G_xy (MPa)	887
G_yz (MPa)	1963
G_zx (MPa)	887

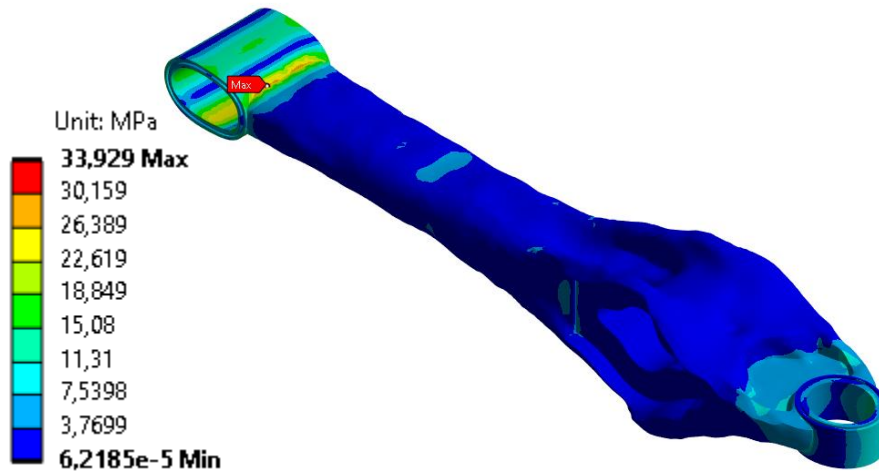
**Anexo J.**

*Esfuerzos equivalentes del Nylon en el frenado en condiciones de contorno deformables.*

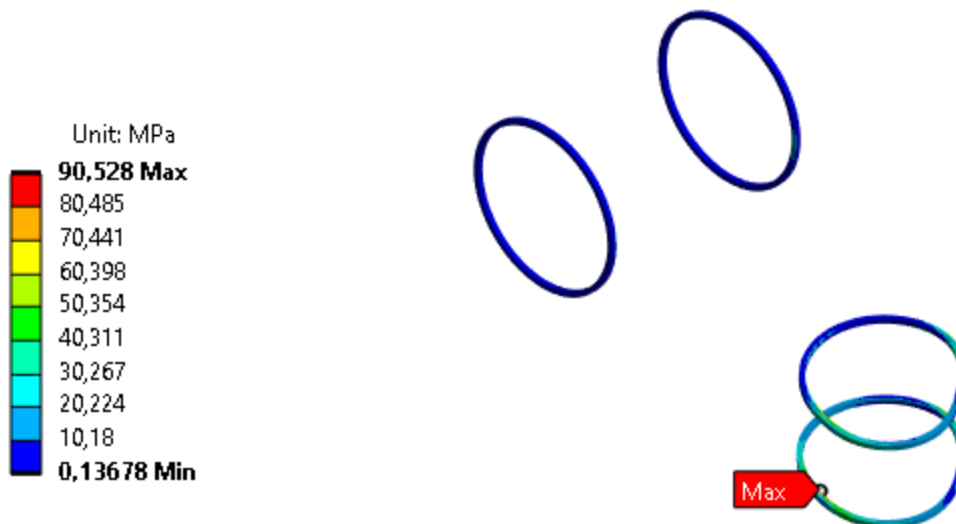


**Anexo K.**

*Esfuerzos equivalentes del Nylon en curva en condiciones de contorno deformables.*

**Anexo L.**

*Esfuerzos equivalentes de la fibra de vidrio en frenado en condiciones de contorno deformables.*



**Anexo M.**

*Esfuerzos equivalentes de la fibra de vidrio en curva en condiciones de contorno deformables.*

