



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Optimización topológica de la mangueta delantera del
sistema de suspensión y dirección de un vehículo
eléctrico FSAE

presentada por

Ing. Rene Reiyel Davila De La Peña

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecatrónica**

Director de tesis

Dr. Rafael Campos Amezcu

Codirector de tesis

Dr. Erik Rosado Tamariz

Cuernavaca, Morelos, México. Noviembre de 2025.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 24/octubre/2025

Oficio No. SAC/248/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

RENE REIYEL DAVILA DE LA PEÑA
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECATRÓNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Optimización topológica de la mangueta delantera del sistema de suspensión y dirección de un vehículo eléctrico FSAE"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

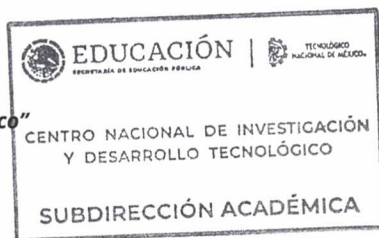
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al Servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecatrónica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Coordinación de Ingeniería Mecatrónica

Cuernavaca, Mor., 20 de octubre /2025

OFICIO No. MKT/052/2025

Asunto: Aceptación de documento de tesis

CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Rene Reiyel Davila de la Peña con número de control M23CE153, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"Optimización topológica de la mangueta delantera del sistema de suspensión y dirección de un vehículo eléctrico FSAE"** y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.


Dr. Rafael Campos Amezcua
Director de tesis


Dr. Jorge Colín Ocampo
Revisor 1


Dr. Erik Rosado Tamariz
Codirector de tesis


Dr. Carlos Daniel García Beltrán
Revisor 2

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante
Iniciales ERT/mrsr



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1421,
e-mail: coord.mecatronica@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



A mis padres, Tanya y Vinicio, por ser aquellos que cimentaron las bases para la culminación de este ciclo de aprendizaje. Además de brindarme el apoyo y fortaleza, para impulsarme a siempre salir adelante. Así como de su amor y ayuda incondicional no solo en mi desarrollo profesional, si no en la vida.

A mi hermana, Valeria, por ser la compañera que Dios y mis padres pusieron en esta vida, tal vez no sea muy evidente siempre, pero sabes que mi apoyo y ayuda, sin contar mi cariño, estarán para ti en este camino que nos falta por recorrer.

A mis abuelos, que sin su ayuda y sin sus consejos, no habría podido llegar a ser la persona que me he vuelto. Espero poder cumplir siempre con sus expectativas o por lo menos poder regresarles algo de lo mucho que me ofrecen desinteresadamente.

Agradecimientos

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento al **Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías (CONAHCYT)**, cuyo apoyo económico brindado mediante la beca otorgada fue lo que hizo posible la realización de mis estudios de posgrado en nivel maestría. Permitiéndome concentrar todos mis esfuerzos en la culminación de mi proyecto de investigación, el cual demuestra mi crecimiento y desarrollo personal.

Agradezco también al **Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)** y al **Tecnológico Nacional de México (TecNM)**, instituciones que me abrieron sus puertas y bríndame un espacio de aprendizaje, crecimiento y colaboración, convirtiéndose en un lugar donde adquirí no solo conocimientos, sino también grandes experiencias.

A mi familia, con un especial enfoque a mis padres y hermana, gracias por todo el apoyo que me han dado, llámese monetario o material, siempre que lo he necesitado han visto la forma de proporcionármelo. Por otro lado, lo que espero retribuirles siempre es el amor que me brindan para seguir cumpliendo logros y alcanzar mis metas. Gracias por siempre acompañarme en mi camino, a pesar de que he generado situaciones en las que no es fácil, nunca me han abandonado.

A mis asesores, Dr. Rafael Campos Amezcua y Dr. Erik Rosado Tamariz, mi más profundo y honesto agradecimiento por el apoyo incondicional brindado a lo largo de este trabajo de investigación, por su enfoque crítico y su manera de hacerme ver el proyecto desde otro punto de vista. Agradezco la amistad formada en este periodo y su compañía, ya que estos fueron factores decisivos para la realización de este trabajo.

A mis revisores, Dr. Jorge Colín Ocampo y Dr. Carlos Daniel García Beltrán, gracias por el tiempo dedicado a la revisión de este proyecto de tesis, sus comentarios y aportaciones fueron valiosas y de gran ayuda para la mejora de este trabajo, fortaleciéndolo y potenciándolo para demostrar su máximo alcance.

A mis compañeros de generación y amigos, Melchor Camacho, Oscar Cirilo, Jefferson Martínez y Darim Hernández por la amistad que desarrollamos a lo largo de esta estadía, por el apoyo y motivación mutua, que sin saberlo fue parte de una competencia sana para desafiarnos a concluir con este capítulo de nuestras vidas. Gracias por todos los buenos momentos, pero mi mayor reconocimiento es por su presencia en los momentos difíciles.

Agradezco plenamente a cada doctor, maestro y compañeros del departamento de Ing. Mecánica e Ing. Mecatrónica que formo parte de mi camino durante este posgrado, gracias por todos los comentarios y formas de pensar que me aportaron, todo ello sirvió para definirme en mi crecimiento profesional.

Gracias a todas aquellas personas que estuvieron, ayudaron, promovieron e impulsaron al cumplimiento de este objetivo. Espero que este logro demuestre todo el apoyo que se me brindó de su parte.

Resumen

Dentro de esta investigación, se realizó la optimización topológica de una mangueta de dirección para un vehículo eléctrico FSAE con un sistema de accionamiento en ruedas (IWM, por sus siglas en inglés). El objetivo general fue reducir la masa no suspendida sin perjudicar los niveles de resistencia y rigidez del componente. Adicionalmente, se buscó establecer un marco metodológico para la tropicalización de procesos de optimización topológica con múltiples funciones objetivo.

El proceso comenzó con la selección y definición de un caso de estudio de la mangueta de dirección referente a las utilizadas en las competencias de Fórmula estudiantil. Se identificaron las cargas a las que someterá la mangueta, el material del que estará fabricada y las condiciones de frontera y dimensionales que la limitan. Una vez determinado el modelo geométrico de referencia, se realizó un análisis mediante elementos finitos para caracterizar el comportamiento del componente bajo las condiciones de carga establecidas.

Con base en este análisis, se identificaron las zonas de mayor concentración de esfuerzos y deformaciones en la mangueta, lo que sirvió para establecer un contorno del comportamiento que presenta la pieza. A partir de los resultados obtenidos con el análisis, se llevó a cabo la optimización topológica de la mangueta, bajo las funciones objetivo: maximizar la rigidez y minimizar los esfuerzos, por lo que se obtuvieron dos geometrías optimizadas.

De este modo, se verificó mediante un análisis FEM el comportamiento de las optimizaciones, donde ambas geometrías proporcionaron un desempeño adecuado con respecto a la función objetivo con la cual se crearon. Sin embargo, a pesar de que los resultados fueron positivos, no se consideraron concluyentes debido a que entre ellos discriminaban los criterios de diseño del otro proceso de optimización.

Ante esto, se desarrolló una metodología capaz de generar una geometría híbrida que combinara las ventajas de cada modelo, capaz de utilizar la mayor cantidad posible de criterios de diseño para el desempeño óptimo del componente y lograr un rendimiento estructural balanceado. Este enfoque permitió la creación de un diseño híbrido para el vehículo de combustión interna y, además, la aplicación de la metodología para desarrollar una geometría híbrida adaptada a vehículos FSAE eléctricos con transmisiones tipo IWM.

Los resultados presentan dos geometrías híbridas optimizadas: la primera, para un vehículo de combustión interna, la cual logra una reducción del 26.3 % con respecto a la masa original, disminuyendo los niveles de esfuerzos en un 5 % y manteniendo la rigidez requerida. Por otro lado, la geometría híbrida para un vehículo eléctrico con un sistema IWM reduce la masa en un 49.2 %, proporcionando niveles de esfuerzos y deformaciones dentro de márgenes aceptables para el desempeño esperado del componente.

Abstract

In this study, the topological optimization of an upright for a Formula SAE (FSAE) electric vehicle equipped with an in-wheel motor (IWM) drive system was carried out. The primary objective was to reduce the unsprung mass without compromising the component's strength or stiffness. Additionally, an effort was made to establish a methodological framework for adapting hybrid topology optimization processes to tropical conditions.

The process began with the selection and definition of an upright case study based on designs commonly used in Formula Student competitions. The applied loads, material properties, and geometric as well as boundary constraints were identified. Once the reference geometric model was established, a finite element analysis (FEA) was performed to characterize the component's behavior under the defined loading conditions.

From this analysis, the regions of highest stress and deformation were identified, providing insight into the component's behavior. The upright was then subjected to topological optimization with the objective functions of maximizing stiffness and minimizing stresses, which yielded two optimized geometries.

The performance of these geometries was verified through FEA, showing that both geometries provided adequate performance with respect to their corresponding objective function. However, the results were not considered conclusive, since each optimization discriminated against the design criteria of the other process.

To address this limitation, a methodology was developed to generate a hybrid geometry that combines the advantages of each model, aiming to incorporate multiple design criteria simultaneously and achieve balanced structural performance. This methodology was first applied to create a hybrid design for an internal combustion vehicle and was subsequently adapted for FSAE electric vehicles with IWM drive systems.

The results yielded two optimized hybrid geometries. For the internal combustion vehicle, the hybrid design achieved a 26.3% mass reduction compared to the baseline, reduced stress levels by 5%, and maintained the required stiffness. Meanwhile, the hybrid geometry for the electric vehicle with an IWM system achieved a 49.2% mass reduction, with stress and deformation levels remaining within acceptable margins for the expected component performance.

Contenido

	PÁGINA
Lista de figuras	x
Lista de tablas	xiv
Simbología	xv
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1. ESTADO DEL ARTE	2
1.1.1. Metodologías para la optimización de la mangueta de dirección.....	2
1.1.2. Optimización topológica de la mangueta de dirección	7
1.2. CONCLUSIONES DEL ESTADO DEL ARTE	17
1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.4. HIPÓTESIS	19
1.5. OBJETIVOS.....	19
1.5.1. Objetivo general.....	19
1.5.2. Objetivos específicos.....	19
1.6. JUSTIFICACIÓN.....	19
CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DE FUNDAMENTOS.....	21
2.1. MARCO TEÓRICO	21
2.1.1. Fórmula SAE.....	21
2.1.2. Fórmula SAE eléctrico.....	24
2.1.3. Tren motriz eléctrico (competencia EV).....	24
2.1.4. Mangueta	25
2.1.5. Optimización en el diseño de productos de ingeniería.....	28
2.1.5.1. Fases de diseño en el área de ingeniería	29
2.1.5.2. Formulación matemática de un problema de optimización	30
2.1.6. Optimización topológica	32
2.1.6.1. Metodologías de implementación.....	33
2.2. METODOLOGÍA DEL PROYECTO.....	37
CAPÍTULO 3: MANGUETA DE REFERENCIA.....	41
3.1. DEFINICIÓN DEL MODELO DE REFERENCIA.....	41
3.1.1. Determinación de cargas y condiciones de frontera.....	43
3.1.2. Propiedades del material	47
CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN FEM DEL MODELO DE REFERENCIA	49
4.1. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE MALLA	51
4.2. EVALUACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA EMPLEANDO DIFERENTES TIPOS DE MALLA	52
4.2.1. Evaluación numérica del comportamiento del sistema empleando diferentes tipos de malla	53
4.2.2. Mallado con elementos hexaédricos para el caso de referencia.....	54
CAPÍTULO 5: OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA DE LA MANGUETA DE REFERENCIA	55
5.1. OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA A PARTIR DE LA GEOMETRÍA DE REFERENCIA.....	55
5.1.1. Optimización topológica enfocada en la maximización de la rigidez	56
5.1.2. Optimización topológica enfocada en la minimización de esfuerzos	57

5.1.3.	<i>Diseños optimizados y su tratamiento geométrico</i>	58
5.1.4.	<i>Verificación estructural de las optimizaciones topológicas</i>	59
CAPÍTULO 6: METODOLOGÍA HÍBRIDA OPTIMIZADA.....		68
6.1.	METODOLOGÍA PARA LA GENERACIÓN DE LA GEOMETRÍA OPTIMIZADA CON FUNCIÓN COMBINADA	68
6.1.1.	<i>Optimización híbrida para la geometría de la mangueta</i>	71
6.1.2.	<i>Generación de la geometría híbrida de la mangueta</i>	72
6.1.2.1.	<i>Análisis de elementos finitos de la geometría optimizada</i>	73
6.1.3.	<i>Discusión de resultados a partir de la generación de la geometría híbrida que combina ambos enfoques de optimización</i>	76
CAPÍTULO 7: IMPLEMENTACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA LA MANGUETA DEL EV		80
7.1.	GENERACIÓN DE LA MANGUETA DE REFERENCIA PARA EL VEHÍCULO FSAE ELÉCTRICO CON TRANSMISIÓN IWM	80
7.2.	DISEÑO DE REFERENCIA DE LA MANGUETA DE DIRECCIÓN CON SISTEMA IWM	81
7.3.	DETERMINACIÓN DE CARGAS, CONDICIONES DE FRONTERA Y PROPIEDADES DEL MATERIAL PARA EL DISEÑO DE LA MANGUETA DE REFERENCIA DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO FSAE.....	83
7.4.	EVALUACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DE LA GEOMETRÍA DE REFERENCIA PARA LA MANGUETA DEL VEHÍCULO FSAE ELÉCTRICO.....	84
7.5.	GENERACIÓN DEL NUEVO DISEÑO DE LA MANGUETA PARA EL VEHÍCULO FSAE ELÉCTRICO A PARTIR DEL PROCESO DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA	88
7.5.1.	<i>Optimización topológica con función objetivo maximizar rigidez</i>	89
7.5.2.	<i>Optimización topológica con función objetivo minimizar los esfuerzos</i>	90
7.6.	VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL DE LAS OPTIMIZACIONES TOPOLÓGICAS DE LA MANGUETA ELÉCTRICA	91
7.7.	GENERACIÓN DEL DISEÑO HÍBRIDO DE LA MANGUETA PARA EL VEHÍCULO ELÉCTRICO A PARTIR DEL PROCESO DE OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA	96
7.7.1.	<i>Análisis de elementos finitos de la geometría híbrida optimizada para el vehículo eléctrico 97</i>	
CAPÍTULO 8: ANÁLISIS DE FATIGA		102
8.1.	ANÁLISIS DE FATIGA EN LA MANGUETA HÍBRIDA OPTIMIZADA PARA EL VEHÍCULO FSAE ELÉCTRICO CON SISTEMA DE TRANSMISIÓN TIPO IWM.....	102
CAPÍTULO 9: PROCEDIMIENTOS DE MANUFACTURA DE LA MANGUETA PARA EL EV.....		105
9.1.	GENERACIÓN DE LOS PROCEDIMIENTOS DE MANUFACTURA DE LA MANGUETA OPTIMIZADA Y DIBUJOS DE FABRICACIÓN	105
CAPÍTULO 10: SIMULACIONES DEL EV CON LA MANGUETA HÍBRIDA OPTIMIZADA		107
10.1.	COMPORTAMIENTO DE LOS MODELOS OPTIMIZADOS BAJO SIMULACIÓN EN PISTAS FSAE	107
CAPÍTULO 11: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....		111
11.1.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y TRABAJOS A FUTURO.....	112
BIBLIOGRAFÍA.....		114
ANEXO A: COMPARATIVA DE LA REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE		117
ANEXO B: DIBUJO DE FABRICACIÓN DE LA MANGUETA HÍBRIDA DEL EV FSAE		122
ANEXO C: CÓDIGO PARA EL PROCEDIMIENTO DE MANUFACTURA.....		123

Lista de figuras

Capítulo 1

Figura 1. 1. Mallado fino del modelo de la mangueta de referencia [3].	3
Figura 1. 2. Diseño optimizado de la mangueta [6].	4
Figura 1. 3. Comparativo de la mangueta de referencia (izquierda), mangueta optimizada enfocada a la reducción de masa (centro) y a mejorar la rigidez (derecha) [7].	5
Figura 1. 4. Evidencias de las vibraciones presentadas durante la manufactura de la pieza [7].	5
Figura 1. 5. Modelo de componente de dirección creado de acero dulce [11].	7
Figura 1. 6. Mangueta trasera de un vehículo de Fórmula estudiantil [12].	7
Figura 1. 7. Mangueta fabricada con hierro fundido gris de Fórmula estudiantil [13].	8
Figura 1. 8. Mangueta optimizada del vehículo SUPRA SAE India [16].	9
Figura 1. 9. Distribución de esfuerzos de von Mises en mangueta del vehículo para pasajeros [17]	10
Figura 1. 10. Contorno de esfuerzos y deformaciones de la mangueta de referencia [19].	11
Figura 1. 11. Mangueta optimizada topológicamente [20].	12
Figura 1. 12. Mangueta manufacturada mediante manufactura aditiva de metal [21].	12
Figura 1. 13. Modelos optimizados de la mangueta. Curva izquierda y frenado (izq.); frenado rápido (centro); curva derecha y frenado (der.) [22].	13
Figura 1. 14. Modelo final de la mangueta trasera, combinando los tres casos de cargas [22].	13
Figura 1. 15. Mangueta Suzuki Forsa G10 [23].	14
Figura 1. 16. Mangueta realizada por optimización topológica y manufactura aditiva [25].	15
Figura 1. 17. Comparativo del diseño topológico propuesto de la mangueta optimizada y su posterior proceso de adecuación geométrica para el diseño final [26].	16
Figura 1. 18. Comparación entre distintos tamaños de mallados con elementos tetraédricos [28].	16

Capítulo 2

Figura 2. 1. Sistema de puntuación de la competencia Fórmula SAE [32].	23
Figura 2. 2. Posición de la mangueta en un automóvil convencional [13].	26
Figura 2. 3. Mangueta de cubo [37].	26
Figura 2. 4. Mangueta de cubo [37].	27
Figura 2. 5. Esquema del sistema de suspensión de doble triángulo [38].	27
Figura 2. 6. Fases de diseño de ingeniería [39].	29
Figura 2. 7. Diagrama de flujo del proceso general de la TO [42].	35
Figura 2. 8. Metodología propuesta para el desarrollo del trabajo de investigación	40

Capítulo 3

Figura 3. 1 Modelo geométrico CAD 3D original de la mangueta de referencia [26].	42
Figura 3. 2 Dibujo de fabricación de la mangueta de referencia [26].	42
Figura 3. 3 Modelo geométrico CAD 3D generado de la mangueta de referencia	42
Figura 3. 4. Principales puntos de anclaje de la mangueta de dirección.	43
Figura 3. 5. Ubicación de la carga vertical máxima aplicada sobre la rueda [47].	44
Figura 3. 6. Ubicación de la carga de frenado máximo aplicada en la rueda [47].	44
Figura 3. 7. Ubicación de la carga de curvas máximas aplicada en la rueda [47].	45

Figura 3. 8. Ubicación de la carga de aceleración máxima aplicada en la rueda [47].....	45
Figura 3. 9. Ubicación de la carga de curva máxima aplicada en la mangueta [47].	46
Figura 3. 10. Ubicación de la carga de frenado máximo aplicada en la mangueta [47].....	46
Figura 3. 11. Cargas actuantes en la mangueta de dirección.....	47

Capítulo 4

Figura 4. 1. Malla generada de manera automática en la mangueta.....	50
Figura 4. 2. Distribución de esfuerzos de von Mises en la mangueta para el caso de referencia inicial.	50
Figura 4. 3. Distribución de deformaciones en la mangueta para el caso de referencia inicial.....	51
Figura 4. 4. Distribución del factor de seguridad en la mangueta para el caso de referencia inicial.	51
Figura 4. 5. Variación de resultados en función del tamaño del elemento tetraédrico.....	53
Figura 4. 6. Sensibilidad de malla con elementos hexaédricos en la mangueta para el caso de referencia inicial.....	54

Capítulo 5

Figura 5. 1. Designación de las zonas de diseño y las zonas excluidas del proceso de optimización de la mangueta en el caso de referencia inicial.	56
Figura 5. 2. Geometría optimizada de la mangueta enfocada en la maximización de la rigidez.	57
Figura 5. 3. Geometría optimizada de la mangueta enfocada en la minimización de esfuerzos.	57
Figura 5. 4. Mallado hexaédrico a la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.....	60
Figura 5. 5. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.....	61
Figura 5. 6. Distribución de los esfuerzos de von Mises en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.	61
Figura 5. 7. Distribución de las deformaciones en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.....	62
Figura 5. 8. Distribución del factor de seguridad en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.	62
Figura 5. 9. Mallado hexaédrico de la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar esfuerzos.....	63
Figura 5. 10. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar esfuerzos.	64
Figura 5. 11. Distribución de esfuerzos de von Mises en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.....	64
Figura 5. 12. Distribución de deformaciones en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.....	65
Figura 5. 13. Distribución del factor de seguridad en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.....	65
Figura 5. 14. Geometría optimizada reportada en la literatura con un mallado tetraédrico [26].	67

Capítulo 6

Figura 6. 1. Diagrama de flujo del proceso para la generación de la geometría, que integra los resultados de dos funciones objetivo.....	69
Figura 6. 2. Características clave de la geometría optimizada para la maximización de la rigidez. .	70

Figura 6. 3. Características clave de la geometría optimizada para la minimización de los esfuerzos.	71
Figura 6. 4. Geometría híbrida que combina los resultados de ambas funciones objetivo	72
Figura 6. 5. Detalle del mallado hexaédrico aplicado a la geometría optimizada híbrida.....	73
Figura 6. 6. Comportamiento del análisis de sensibilidad de la malla hexaédrica para la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.....	74
Figura 6. 7. Distribución de los esfuerzos en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.....	75
Figura 6. 8. Distribución de las deformaciones en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.	75
Figura 6. 9. Distribución del factor de seguridad en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.	76
Figura 6. 10. Mallado tetraédrico de la geometría optimizada híbrida.	77
Figura 6. 11. Distribución de los esfuerzos en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.	77
Figura 6. 12. Distribución de las deformaciones en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.	78
Figura 6. 13. Distribución del factor de seguridad en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.	78

Capítulo 7

Figura 7. 1. Modelo geométrico CAD 3D del sistema de transmisión de referencia para un vehículo eléctrico IWM.	81
Figura 7. 2. Modelo CAD tridimensional de la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.....	82
Figura 7. 3. Ensamblaje del sistema de transmisión IWM con la mangueta de referencia propuesta (en rojo) y el rin.....	83
Figura 7. 4. Cargas actuantes y condiciones de frontera en la mangueta del sistema de transmisión IWM para un vehículo FSAE eléctrico.	84
Figura 7. 5. Mallado tetraédrico utilizado para el análisis FEM de la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico.....	84
Figura 7. 6. Distribución de esfuerzos de von Mises en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.	85
Figura 7. 7. Distribución de deformaciones en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.....	85
Figura 7. 8. Mallado hexaédrico refinado en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.....	86
Figura 7. 9. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría de referencia del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.....	87
Figura 7. 10. Distribución de esfuerzos en la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico, analizada con un mallado hexaédrico estabilizado.....	87
Figura 7. 11. Distribución de esfuerzos en la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico, analizada con un mallado hexaédrico estabilizado.....	88
Figura 7. 12. Zonas de exclusión y zonas de diseño utilizadas en el proceso de optimización topológica para la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico.....	89
Figura 7. 13. Geometría optimizada enfocada a maximizar la rigidez de la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.	90

Figura 7. 14. Geometría optimizada enfocada a minimizar los esfuerzos en la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.	90
Figura 7. 15. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.	91
Figura 7. 16. Comportamiento del análisis de convergencia de la malla para la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez del vehículo FSAE eléctrico.	92
Figura 7. 17. Distribución de esfuerzos en la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.	93
Figura 7. 18. Distribución de deformaciones en la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.	93
Figura 7. 19. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.	94
Figura 7. 20. Comportamiento del análisis de convergencia de la malla para la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.	95
Figura 7. 21. Distribución de esfuerzos en la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.	95
Figura 7. 22. Distribución de deformaciones en la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.	96
Figura 7. 23. Geometría híbrida optimizada que combina ambos enfoques para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.	97
Figura 7. 24. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.	98
Figura 7. 25. Comportamiento del análisis de convergencia de malla para la geometría híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.	99
Figura 7. 26. Distribución de esfuerzos en la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico, con un mallado predominantemente hexaédrico.	99
Figura 7. 27. Distribución de deformaciones en la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico, con un mallado predominantemente hexaédrico.	100

Capítulo 8

Figura 8. 1. Historiales de carga que se aplicarán en los puntos de anclaje de la mangueta [52]. ...	103
Figura 8. 2. Ubicación de los historiales de carga en la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.	103
Figura 8. 3. Resultados del daño producido en la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.	104

Capítulo 9

Figura 9. 1. Representación del proceso de manufactura para la obtención de la mangueta híbrida, diseñada y optimizada para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.	106
---	-----

Capítulo 10

Figura 10. 1. Comparativa de una vuelta al circuito de endurance de Alemania de 2012, entre el vehículo referencia (círculo verde) y el vehículo con la mangueta híbrida optimizada (círculo azul).	110
--	-----

Lista de tablas

Capítulo 3

Tabla 3. 1. Comparativa de las propiedades de los materiales reportados en la revisión de la literatura.	48
---	----

Capítulo 4

Tabla 4. 1 Resultados del análisis de sensibilidad de malla con elementos tetraédricos.	53
Tabla 4. 2. Iteraciones del cambio de tamaño de elemento para mallado hexaédrico.....	54

Capítulo 5

Tabla 5. 1. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.....	60
Tabla 5. 2. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.....	63
Tabla 5. 3. Comparativa de los resultados del comportamiento de la mangueta de referencia con la generada y sus posteriores optimizaciones.....	66

Capítulo 6

Tabla 6. 1. Características clave de las geometrías optimizadas.....	70
Tabla 6. 2. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.....	74
Tabla 6. 3. Comparación de resultados de las geometrías optimizadas individualmente y la geometría híbrida optimizada.....	76
Tabla 6. 4. Comparación de resultados de las geometrías optimizadas individualmente, el modelo de referencia y el modelo optimizado con mallado hexaédrico y tetraédrico.....	79

Capítulo 7

Tabla 7. 1. Resultados numéricos del análisis de sensibilidad de malla para la geometría de referencia del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.....	86
Tabla 7. 2. Resultados del análisis de convergencia de malla para la mangueta optimizada orientada a la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.....	92
Tabla 7. 3. Resultados del análisis de convergencia de malla para la mangueta optimizada orientada a la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.	94
Tabla 7. 4. Resultados del análisis de convergencia de malla para la geometría híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión IWM.....	98
Tabla 7. 5. Comparación de resultados de las geometrías para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.	100

Simbología

m = Masa

g = Gravedad

FDM = Factor de multiplicación dinámica

AD = Fuerza aerodinámica descendente

$FDCA$ = Factor de la derivada de la carga aerodinámica

DC = Distancia entre los ejes de las ruedas

DCr_d = Distancia del centro de masa a rueda delantera

h_m = Distancia del centro de masa al suelo

μ = Coeficiente de fricción de la llanta

DF = Fuerza descendente

T = Distancia del track

w_{vert} = Fuerza vertical de diseño

w_{lat} = Fuerza de curva diseño

w_{long} = Fuerza de frenado de diseño

F_{outer} = Fuerza de apoyo en soporte de rodamiento

V_{outer} = Fuerza vertical externa

H_{outer} = Fuerza horizontal externa

Capítulo

1

Introducción

La incursión de los vehículos eléctricos en las competencias como la Fórmula estudiantil de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE, por sus siglas en inglés) ha impulsado la necesidad de analizar con mayor precisión el diseño de estos vehículos. Esto tiene como finalidad identificar áreas de mejora sin comprometer el rendimiento del vehículo. El proyecto *Fórmula Student* ofrece un entorno que motiva a los estudiantes a adquirir conocimientos mediante el aprendizaje activo, incentivando su participación para obtener una experiencia educativa enriquecedora, como lo es en la transición de un sistema de un vehículo de combustión interna a uno eléctrico [1].

En este sentido, es fundamental desarrollar metodologías de diseño y manufactura para los distintos componentes, como el sistema de transmisión y el chasis, hasta elementos específicos como las manguetas del sistema de dirección. La mangueta es un componente clave de la suspensión y desempeña un papel crucial al conectar la suspensión, la dirección y el chasis. Esta conexión facilita el movimiento de la rueda y contribuye a la absorción de las irregularidades del terreno, lo que proporciona estabilidad durante la conducción.

No obstante, el diseño de las manguetas presenta diversos desafíos, entre los cuales destacan la determinación precisa de las cargas a las que estarán sometidas, la adecuada selección de los materiales y la definición de dimensiones conforme a los requerimientos establecidos por los reglamentos de las competencias. Adicionalmente, deben considerarse los puntos de fijación invariables que es necesario respetar. Cada diseño es único, ya que debe adaptarse a las necesidades específicas del vehículo para el cual se desarrolla. Esta particularidad mantiene vigente el estudio del diseño de las manguetas como un área de investigación activa. Además, en lo que respecta a los vehículos con sistemas de transmisión con el motor en rueda

(IWM por sus siglas en inglés), la mangueta tiene una función esencial al ser el punto de montaje para dicho sistema.

Por ello, se hace necesaria la investigación y el desarrollo de metodologías que permitan implementar distintas técnicas orientadas a la obtención de componentes óptimos, como la mangueta, asegurando una adecuada relación entre resistencia y masa. De este modo, se busca que tanto el diseño como la funcionalidad del componente contribuyan a un desempeño eficiente del vehículo eléctrico.

En este contexto, en el presente trabajo de investigación se plantea el desarrollo de una nueva metodología para la optimización topológica de la mangueta delantera del sistema de suspensión y dirección de un vehículo eléctrico FSAE. El objetivo principal consiste en reducir la masa del componente original en al menos un 10%, manteniendo la rigidez estructural requerida para garantizar un comportamiento adecuado ante las cargas a las que será sometido.

1.1. Estado del arte

En la última década, el diseño de la mangueta ha sido un tema de gran interés en la investigación, principalmente porque los equipos que participan en competencias buscan optimizar la relación entre masa y resistencia de este componente. La siguiente revisión de literatura aborda las distintas estrategias empleadas para el desarrollo de manguetas en este contexto, destacando los porcentajes de reducción de masa alcanzados y las metodologías de optimización aplicadas en su diseño.

- **Metodologías de optimización de la mangueta de dirección:**
Se estudia la implementación de diferentes enfoques de optimización con el fin de lograr la mayor reducción posible de masa, garantizando al mismo tiempo adecuados niveles de rigidez y resistencia.
- **Optimización topológica de la mangueta de dirección:**
Se analiza la aplicación de la optimización topológica como método para disminuir la masa del componente sin comprometer sus niveles de deformación ni su capacidad de soportar esfuerzos.

1.1.1. Metodologías para la optimización de la mangueta de dirección

El diseño de un componente crítico como lo es la mangueta de dirección puede innovarse aplicando diversos enfoques que permiten ajustar su geometría, dimensiones y/o parámetros. Estos criterios buscan obtener una estructura que sea más resistente y ligera, manteniendo sus niveles de comportamiento de acuerdo con los casos de carga a los que se encuentre aplicada.

En este ámbito, Wan Muhamad *et al.* [2] se enfocaron en la reducción de la masa de una mangueta mediante la técnica de optimización de forma utilizando el software HyperWorks

y Altair OptiStruct. Establecieron las condiciones de frontera y las condiciones de carga con referencia a las condiciones de prueba de una empresa de fabricación de automóviles.

En cuanto a la optimización de forma, determinaron ocho configuraciones como variables de diseño, las cuales se enfocan en la disminución de volumen, y llegaron a la conclusión de que las configuraciones uno a tres presentaban la mayor reducción de volumen. Obtuvieron una reducción de la masa de la mangueta delantera del 8.37%. Los autores justificaron que la reducción no fue significativa, ya que el diseño original presentaba una geometría optimizada. Sin embargo, es posible lograr una mayor reducción contando con más espacio de diseño para el rediseño del modelo.

Sharma *et al.* [3] realizaron la optimización de forma de una mangueta de dirección empleando el software ANSYS donde desarrollaron un análisis de elementos finitos mediante el uso de una malla más fina, seleccionando el tamaño del elemento, como se muestra en la Figura 1.1.

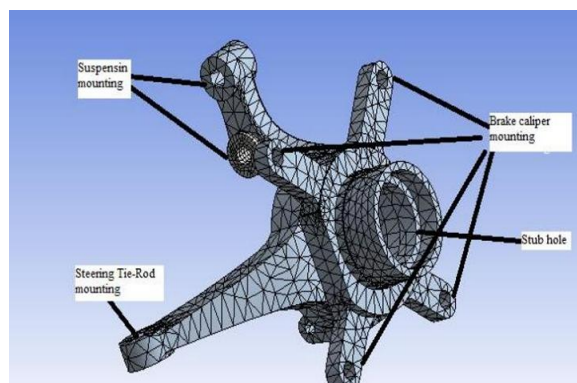


Figura 1. 1. Mallado fino del modelo de la mangueta de referencia [3].

Observaron los puntos donde se producía el esfuerzo máximo bajo condiciones de carga extremas en la mangueta con la finalidad de modificar la estructura con base en variables de forma predefinida para obtener la geometría óptima. El modelo geométrico final de la mangueta presentó una reducción de masa del 19.35% en comparación con el modelo previo. Los autores concluyeron que la optimización de forma redirige el uso incorrecto del material en el diseño inicial, para mantener bajo control los esfuerzos y desplazamientos existentes bajo las condiciones de carga del vehículo.

De manera similar, Yusop *et al.* [4] comenzaron analizando su mangueta de referencia, la cual determinaron que era bastante pesada, y recopilaban datos a través de la experiencia de expertos involucrados en el equipo de carreras, con los cuales propusieron cuatro nuevos tipos de diseño del componente para ajustarse a los requerimientos del vehículo. Realizaron una comparativa de las ventajas y desventajas de los diseños propuestos, tomando en consideración su proceso de fabricación y la dificultad de ensamblaje con el resto de los componentes.

Posteriormente, sustituyeron el acero dulce por una aleación de aluminio. Con el diseño seleccionado, procedieron a la optimización de la forma mediante el software SolidThinking. Con este proceso, los autores concluyen que el modelo optimizado de forma muestra una reducción de la masa respecto al original en un 52.60%, el esfuerzo máximo y el desplazamiento resultante también mostraron una mejoría, y la disminución de masa no afectó a la rigidez de la estructura.

Tagade *et al.* [5] realizaron una comparativa entre el hierro fundido utilizado en el diseño base de su mangueta de dirección y una aleación de aluminio 2011 T3 que fue el material propuesto como reemplazo. El software CREO 2.0 fue empleado para realizar el modelado de la mangueta, en el cual se incluyeron los puntos de montaje de la pinza de freno, de la barra de dirección y de los brazos de la suspensión superior e inferior, siendo estas las condiciones de frontera del modelo. La optimización la realizaron en ANSYS empleando la técnica de optimización de forma, aplicando las restricciones de diseño con base en el análisis estático, con el objetivo de minimizar la masa del componente. Lograron una disminución de la masa de la mangueta del 67% comparada con el modelo inicial. Con base en ello, los autores concluyen que el reemplazo del material y la optimización influyen en la disminución de los desplazamientos máximos resultantes en el componente y generan ahorros en términos de costos y materiales. De igual forma, validan que el cambio de volumen y de forma no influyen significativamente en la rigidez de la estructura.

Mutha *et al.* [6] tenían como propósito diseñar una mangueta liviana con un factor de seguridad considerable. Su estudio se dividió en dos etapas: la primera implicó el diseño de la mangueta de dirección con la ayuda de un software y estimando las cargas que actúan sobre el componente y la segunda parte consistió en realizar un análisis de elementos finitos (FEM por sus siglas en inglés) en el componente para conocer los esfuerzos inducidos y la deformación del componente.

Para la manufactura seleccionaron el proceso de mecanizado porque se prefiere cuando la cantidad de producción es baja. De acuerdo con los resultados que obtuvieron en sus simulaciones numéricas, los autores concluyeron que la mangueta original fue diseñada según el procedimiento, pero fue sobreestimada. Por ello, en el diseño optimizado mostrado en la Figura 1.2, lograron una reducción del 40.87% en masa y volumen en comparación con el diseño original.



Figura 1. 2. Diseño optimizado de la mangueta [6].

Mesicek *et al.* [7] describieron aspectos del proceso de diseño, optimización y manufactura de manguetas de vehículos de carreras. Para el diseño de las manguetas descritas en este artículo, seleccionaron como material de trabajo la aleación de aluminio CERTAL AlZn5Mg3Cu - EN AW 7022. Las fuerzas calculadas se utilizaron como entrada para el sistema de suspensión, el cual fue evaluado en el software de análisis LOTUS. La conclusión de la simulación FEM fue que el esfuerzo de trabajo es demasiado alto. Debido a los altos valores de esfuerzos y deformaciones, la mangueta fue optimizada a través de dos procesos, los cuales se enfocaron en reducir su masa y mejorar la rigidez. En la Figura 1.3, se muestra gráficamente el comparativo del modelo de referencia de la mangueta y las dos optimizaciones realizadas.



Figura 1. 3. Comparativo de la mangueta de referencia (izquierda), mangueta optimizada enfocada a la reducción de masa (centro) y a mejorar la rigidez (derecha) [7]

La masa final de la pieza tuvo un 42% de reducción. Durante la manufactura, tuvieron un problema con la vibración de la pieza de trabajo, lo que provocó que se generaran secciones desiguales en la superficie del componente, como se muestra en la Figura 1.4. Los problemas presentados durante el proceso de mecanizado son de gran interés. Las desigualdades no afectaron la funcionalidad del componente porque no estaban localizadas en zonas críticas o de requerimientos dimensionales exactos.

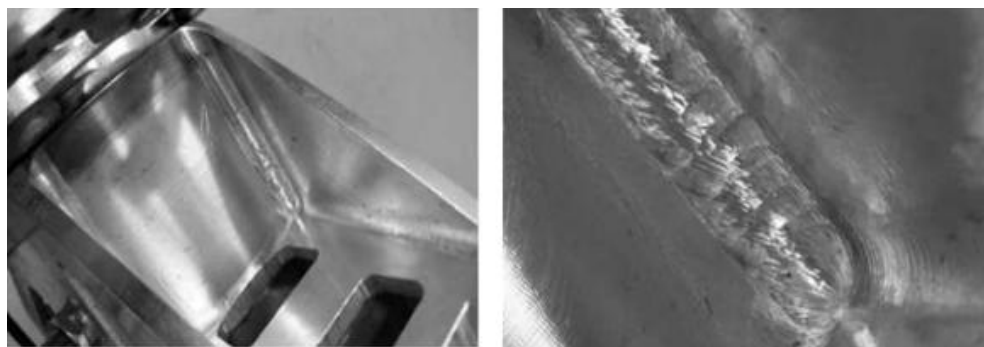


Figura 1. 4. Evidencias de las vibraciones presentadas durante la manufactura de la pieza [7].

Los autores concluyeron que se debe seguir el proceso de optimización y que se debería considerar el uso de un software basado en la técnica de generación de formas. La generación de formas es una nueva técnica de diseñar piezas ligeras y eficientes, creadas con parámetros

específicos. El modelo se creó incluyendo la masa requerida, el espesor mínimo y las condiciones de simetría.

Samuel *et al.* [8] diseñaron la mangueta de un vehículo de acuerdo con los requerimientos del reglamento de la Fórmula SAE. El análisis estructural estático lo realizaron en el software ANSYS sobre la mangueta del vehículo para conocer los esfuerzos de von Mises y la deformación total. El diseño final optimizado lo fabricaron utilizando la técnica de manufactura de fibra continua para obtener la resistencia deseada del componente. Aunado a ello, explicaron que el material elegido para el prototipo fue fibra de carbono reforzada con nailon, que tiene una mayor relación resistencia-masa y propiedades de fatiga que el nailon reforzado con fibra de vidrio y Kevlar. Considerando que, al frenar, acelerar y girar simultáneamente, la mangueta experimenta fuerzas máximas, la mangueta está diseñada para una condición en la que el automóvil gira mientras frena y también encuentra un bache. Con base en ello, los autores concluyen que el método de manufactura aditiva hace que el material sea adecuado para la producción en la industria del automóvil en lugar de utilizar aleaciones de aluminio para la manufactura, ya que demostrarán ser eficaces para aumentar el rendimiento de los vehículos. El proceso realizado reduce aproximadamente la masa del componente hasta un 53.3%. Por tanto, esta reducción de la masa del componente conduce a una reducción de la masa no suspendida del vehículo, que es toda la masa que no se encuentra soportada por el chasis del vehículo.

De igual forma, Sindhukavi *et al.* [9] abordaron el diseño de una mangueta para un vehículo Fórmula estudiantil de un equipo en la India. Desarrollaron un modelo mediante cargas y trayectorias de carga obtenidas a partir de la norma FSAE. La mangueta generada fue manufacturada empleando el material AISI 1018, que es un acero de bajo carbono, mediante operaciones de maquinado convencionales, con la adición de un proceso de corte por láser basado en los modelos CAD 3D. Los autores concluyen que obtuvieron una mangueta más ligera mediante la combinación de técnicas de optimización topológica y la selección adecuada del material, lo cual les permitió incrementar la resistencia del componente.

Kothari *et al.* [10], realizaron el diseño y análisis por fatiga de la mangueta de un vehículo FSAE; enfocados en el modelado de la mangueta trasera, generaron un nuevo diseño tomando como referencia diseños anteriores del equipo, que no solo debía ser estructuralmente fuerte, sino también ligero. A través de la investigación que realizaron, concluyeron que la aleación de aluminio 7075-T6 sería una excelente alternativa de material para su fabricación, ya que es un aluminio resistente de calidad aeronáutica, aunque costoso, lo que lo haría estar fuera del presupuesto de su proyecto. Por ello, seleccionaron como material alternativo el aluminio 6061-T6. Seleccionaron el material en función del costo y de sus propiedades mecánicas. Considerando que la aleación de aluminio AL-6061 T6 produce casi los mismos resultados que el AL-7075 T6 a un menor costo, por lo tanto, seleccionaron como material de trabajo el AL-6061 T6.

1.1.2. Optimización topológica de la mangueta de dirección

Diversos estudios han analizado el diseño de componentes críticos con respecto a la reducción de masa manteniendo sus niveles de resistencia y rigidez, como lo es la mangueta de dirección, a través del uso de la optimización topológica. Tal es el caso de Iha *et al.* [11], quienes diseñaron y optimizaron la mangueta de dirección para un auto de carreras EIMARace, que es un automóvil pequeño de alto rendimiento estilo Fórmula estudiantil. Obtuvieron y compararon análisis de esfuerzos y rigidez mediante el análisis FEM utilizando el software SolidWorks Simulation. Posteriormente, compararon la masa del diseño propuesto con el componente actual que utilizaron en el anterior vehículo de carreras de la competición EIMARace. El modelo previo del componente de dirección, mostrado en la Figura 1.5 estaba fabricado de acero dulce y su masa era aproximadamente 1.9 kg.



Figura 1. 5. Modelo de componente de dirección creado de acero dulce [11].

Para el modelo optimizado, sustituyeron el acero dulce por una aleación de aluminio 6061-T651. A través de los resultados del modelo de elementos finitos, los autores mostraron que el modelo que se aplicará a un automóvil EIMARace cumple con éxito los requisitos de la competencia. Además, el método de optimización llevado a cabo para obtener el mejor uso del material para el componente se justificó al reducir la masa de la mangueta existente al 45.8%, cumpliendo al mismo tiempo con el requisito de resistencia.

Dentro de este marco, Bikas *et al.* [12] presentaron lineamientos para el diseño de una mangueta, mostrada en la Figura 1.6, mediante manufactura aditiva y analizaron técnicas de optimización utilizando herramientas de software ANSA y Tosca.



Figura 1. 6. Mangueta trasera de un vehículo de Fórmula estudiantil [12]

Utilizaron la aleación de aluminio 7075-T6, debido a su baja densidad en comparación con el acero y el buen comportamiento de manufactura que presenta en procesos sustractivos en comparación con el titanio. Estimaron las fuerzas en curva y de frenado utilizando la información del sistema de adquisición de datos de los vehículos durante las competencias. Ellos expresaron que el rendimiento mecánico del componente investigado mejoró significativamente al reducir la masa en 100 gramos. Aunque aparentemente la reducción es mínima, se trata de una reducción del 20.4% en comparación con el componente de referencia, lo que es significativo especialmente en entornos muy exigentes como los sectores automotriz y aeroespacial. Además, esta disminución de masa no compromete la resistencia ni la rigidez general del componente.

Teja *et al.* [13] modelaron una propuesta de diseño de una mangueta en el software Creo Parametric 2.0 y la analizaron en ANSYS Workbench 15.0. Optimizaron la pieza para diferentes casos de adición y eliminación de material, con lo cual concluyeron que el material más adecuado era una aleación de aluminio 6061 T6, ya que tiene baja densidad y límite elástico compatible. Este material fue elegido para diseñar las manguetas, comparando su resultado con la mangueta anterior, fabricada con hierro fundido gris, y su masa era 2.4 kg, la cual se muestra en la Figura 1.7.



Figura 1. 7. Mangueta fabricada con hierro fundido gris de Fórmula estudiantil [13].

La carga aplicada a la mangueta de dirección la determinaron a partir de varios trabajos de investigación, para un vehículo todoterreno monoplaza de 400 kg. Los autores determinaron que la masa final optimizada, fabricada en la aleación de aluminio en sustitución del hierro fundido, fue de 0.8755 kg, es decir, se redujo la masa en un 63.9%.

Gore *et al.* [14] comenzaron identificando las condiciones de frontera para cada uno de los casos de estudio que seleccionaron. Para el caso de conducción recta, establecieron que la carga suele distribuirse equitativamente en cada neumático, que la dirección del automóvil cambia al frenar, acelerar o tomar curvas, donde cada neumático experimentará una ganancia o pérdida de fuerza aerodinámica mecánica. Posteriormente, en el software Altair OptiStruct, generaron un análisis de elementos finitos para cada uno de los casos de operación, como lo son los obstáculos, frenado, dirección y carga combinada; de esta manera obtuvieron los gráficos de contornos de esfuerzos y desplazamientos. A partir de estos resultados, realizaron

la optimización del componente. Con esos resultados, concluyeron que la geometría se optimizó sin comprometer las características de seguridad, logrando una reducción de la masa del componente del 13.20%.

Por otra parte, Bhardwaj *et al.* [15] propusieron dos enfoques para lograr los mismos objetivos. El primer enfoque se basó en la intuición, la cual se puede utilizar para estudios de bajo presupuesto, comprometiendo un poco la masa y aumentando el factor de seguridad. El segundo enfoque empleó la técnica de simulación numérica por computadora para lograr resultados más precisos, ya que eliminará posibles errores humanos. Para este enfoque, emplearon análisis de elementos finitos, consideraron el comportamiento de la mangueta en términos de esfuerzos y deformaciones para su posterior modificación en la siguiente iteración del diseño. Desarrollaron este proceso hasta lograr un diseño satisfactorio que pueda soportar las condiciones de trabajo. El parámetro principal que consideraron para la modificación en el diseño anterior fue los resultados de la deformación total y el esfuerzo equivalente. Las modificaciones las dirigieron a las zonas que presentaban mayor concentración de esfuerzos y máximas deformaciones. Concluyendo con la selección de los materiales que pueden resistir las fuerzas aplicadas sobre el componente.

Los materiales que utilizaron fueron aleaciones de aluminio de las series Al 2000, 6000 y 7000. Así como acero dulce y sus variantes. Para este estudio concluyeron que el material Al7075-T6 puede reemplazar al acero dulce, lo que resulta en un aumento del 36.5% en el factor de seguridad y una disminución del 59.4% con respecto a la masa del acero dulce.

Kumar *et al.* [16] diseñaron y fabricaron las manguetas delanteras y traseras del auto de carreras SUPRA SAE INDIA, creando un prototipo virtual del ensamblaje mediante el uso del software SolidWorks. El objetivo principal de esta investigación fue desarrollar una mangueta lo más liviana posible, considerando como material para la manufactura la aleación de aluminio 7075-T6 y un proceso de manufactura de prototipado rápido.

Además, realizaron el análisis de vida por fatiga de las manguetas para un vehículo Fórmula SAE y la optimización del diseño con base en el incremento de la vida útil del componente. El diseño optimizado de la mangueta se muestra en la Figura 1.8, el cual conserva la resistencia y el factor de seguridad con respecto al modelo original y disminuye su masa de 2 a 1.17 kg.

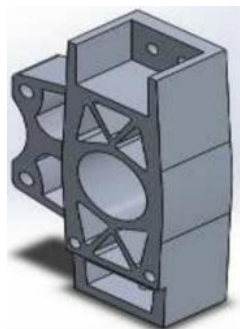


Figura 1. 8. Mangueta optimizada del vehículo SUPRA SAE India [16].

Vikas Ghungarde *et al.* [17] reportaron en su investigación la optimización topológica que genera una geometría que se asemeja a la anatomía de algunos animales para una mangueta de un vehículo de pasajeros. El modelo base de la mangueta lo analizaron utilizando el software Altair OptiStruct, aplicando las condiciones de frontera y restricciones para los casos de carga de fuerzas y momentos en los ejes X, Y y Z. A partir de estos análisis obtuvieron la distribución crítica de esfuerzos de von Mises, la cual se muestra en la Figura 1.9.

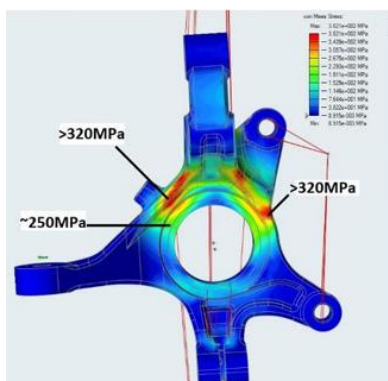


Figura 1. 9. Distribución de esfuerzos de von Mises en mangueta del vehículo para pasajeros [17]

Con base en la optimización del modelo de referencia, determinaron que la disposición del material obtenida en el software no es factible desde el punto de vista práctico. Para transformar la disposición del material en el diseño final, utilizaron una metodología con un enfoque de asemejar la geometría de la mangueta a la anatomía de las patas de un pájaro tridáctilo, brindando mayor sujeción y rigidez al diseño. De manera similar, el área del soporte del brazo de suspensión superior de la mangueta lo asemejaron a la anatomía de un caballo. El diseño final optimizado lo fabricaron de una aleación de aluminio AlSi10Mg utilizando impresión 3D de metal. Aunado a ello, explican que la elección del material para la fabricación del componente y su uso en aplicaciones automotrices reales debe ser de acero SG 500/7, pero la tecnología de impresión empleando el material requerido aún no está disponible. Sus resultados fueron la reducción de la masa del componente un 35%.

Chen *et al.* [18] propusieron un método sistemático para el diseño y análisis de una mangueta de dirección liviana en un vehículo de uso comercial eléctrico. En el enfoque propuesto, construyeron un modelo FEM basado en una inspección de los requisitos de suspensión y dirección del vehículo objetivo, así como los resultados de un análisis cinemático. Luego aplicaron un método de optimización de topología de dos etapas para refinar la distribución del material dentro del modelo FEM de tal manera que se minimice la masa de las manguetas.

Aunque el estudio consideró tres condiciones de carga estática, se centró en la condición de carga de impacto en la carretera. Concluyeron que el rediseño de la mangueta, con un ahorro de masa del 6.2%, posee las mismas limitaciones de material y resistencia.

Tan y Dong [19] consideraron las características estáticas y dinámicas de una mangueta delantera, así como un modelo de optimización de topología de densidad variable para aligerar el diseño de la mangueta según los requisitos de la competencia y del diseño estructural. A partir de un modelo inicial de elementos finitos, determinaron los contornos de esfuerzos y deformaciones bajo la acción de carga estática, como se muestra en la Figura 1.10.

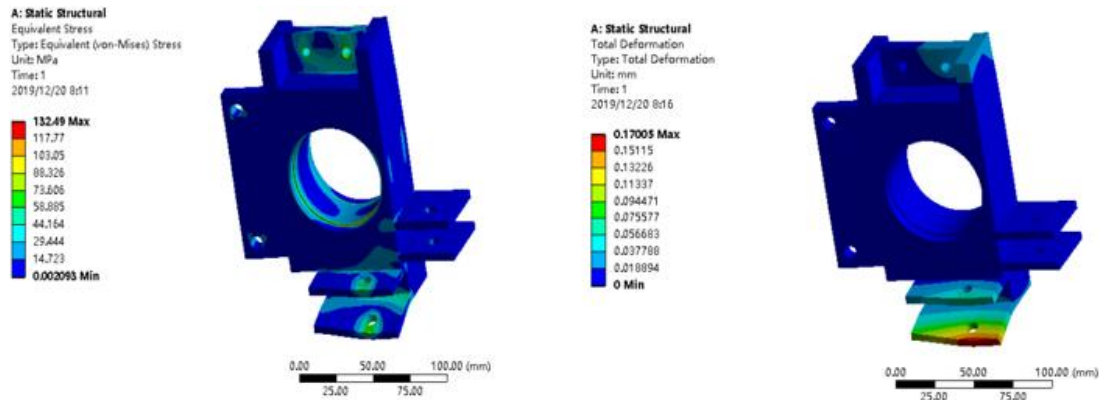


Figura 1. 10. Contorno de esfuerzos y deformaciones de la mangueta de referencia [19]

La masa del modelo original de esta estructura era de 1.2056 kg. Después de la optimización topológica inicial, realizaron un análisis estático en el modelo geométrico resultante donde el material de la mangueta, las restricciones y cargas impuestas son consistentes con el análisis inicial. Como resultado de este proceso de optimización, la masa final de la estructura de la mangueta delantera de la suspensión fue de 0.4771 kilogramos, lo que representa una reducción del 60.43%. Las condiciones de operación extremas a las cuales fue evaluada la mangueta fueron el freno de giro, frenado de emergencia y giros de emergencia. Los resultados muestran que la mangueta del diseño optimizado cumple con los requisitos de resistencia inicialmente establecidos.

Srivastava *et al.* [20] presentaron la optimización de una mangueta de dirección considerando la conectividad de la mangueta de dirección con el cubo, el brazo inferior y la suspensión en la tracción trasera del automóvil. Utilizaron como material de trabajo el hierro SG (hierro dúctil). La evaluación estructural FEM la llevaron a cabo empleando el software ANSYS. La mangueta existente se fabricó en hierro nodular y tenía una masa de aproximadamente 2.631 kg. A partir de la comparación de los resultados de la mangueta existente y la optimizada topológicamente mostrada en la Figura 1.11, pudieron identificar que la deformación y los esfuerzos inducidos son ligeramente más altos en la optimización que en el modelo existente, pero reside en el factor de seguridad justificado.

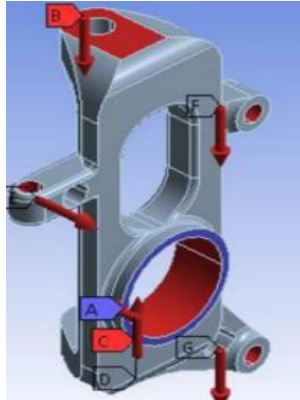


Figura 1. 11. Mangueta optimizada topológicamente [20].

Los autores concluyen que los resultados obtenidos muestran que la reducción de masa con la optimización topológica puede alcanzar hasta un 19% sin comprometer su rendimiento inicial en comparación con el diseño existente.

Dentro de este marco, Kim *et al.* [21] combinaron los análisis cinéticos, estructurales y de optimización topológica. Desarrollaron los análisis cinéticos basados en una simulación dinámica multicuerpo para calcular las fuerzas de reacción durante un recorrido de conducción determinado. La cual se enfocó en el recorrido de conducción más crítico de la competencia en cuanto a su condición de carga. El material lo ajustaron a una aleación de aluminio de grado AM AlSi10Mg.

Con el objetivo de maximizar la rigidez, realizaron una optimización topológica imponiendo dos restricciones en los procedimientos; el primero fue limitar que la masa no debiera exceder la masa del diseño original, mientras que la segunda se enfocó en que el factor de seguridad basado en la fatiga fuera superior a 3. Los resultados presentados por los autores muestran que el diseño optimizado fue fabricado utilizando un proceso de manufactura aditiva de metal utilizando polvos de aleación de aluminio AlSi10Mg. La mangueta fabricada, mostrada en la Figura 1.12, con una masa de 221.3 g, fue ensamblada con éxito en el chasis de un vehículo eléctrico estilo Fórmula estudiantil. Posteriormente, realizaron varias evaluaciones de conducción para una distancia recorrida de más de 40 km. La mangueta desarrollada no mostró ningún fallo durante las pruebas y la dirección del vehículo fue satisfactoria.

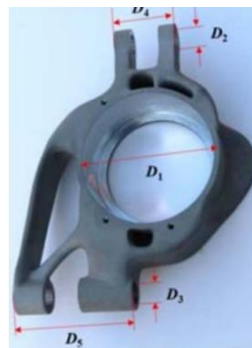


Figura 1. 12. Mangueta manufacturada mediante manufactura aditiva de metal [21].

Hunar *et al.* [22] fijaron un objetivo de la optimización topológica en términos de una reducción de masa de la mangueta entre 30 y 40% de una mangueta de referencia, la cual fue utilizada en una edición anterior de la competencia SAE, así como para mantener una rigidez suficiente. De acuerdo con su investigación, seleccionaron la aleación de aluminio AlSi10Mg como material para manufactura, el cual posee un alto límite elástico y un considerable módulo de elasticidad; en contraparte, tiene la desventaja de que es muy denso, por lo que tuvieron que dimensionar adecuadamente la modelación de su prototipo.

Utilizaron el software SolidThinking Inspire para la optimización topológica, considerando las fuerzas por carga de aceleración, frenado y movimiento en curvas. Los resultados de los procesos de optimización para cada una de las tres cargas se muestran individualmente en la Figura 1.13. Mientras que la propuesta optimizada de la mangueta para la combinación de los casos de carga se muestra en la Figura 1.14. Los modelos geométricos CAD 3D y sus posteriores modificaciones los desarrollaron empleando el software comercial Autodesk Inventor.

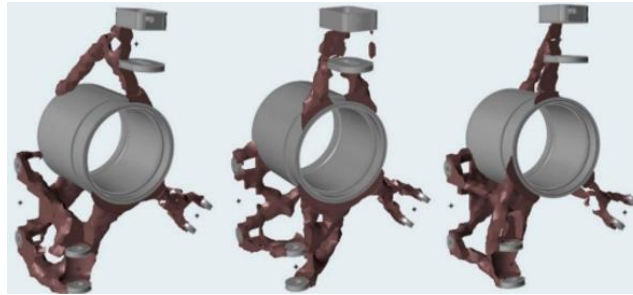


Figura 1. 13. Modelos optimizados de la mangueta. Curva izquierda y frenado (izq.); frenado rápido (centro); curva derecha y frenado (der.) [22].



Figura 1. 14. Modelo final de la mangueta trasera, combinando los tres casos de cargas [22].

El proceso de manufactura que propusieron para la mangueta optimizada es el corte por láser. Como resultado final, obtuvieron una reducción del 40.42% de la masa de la mangueta optimizada (700 g) con respecto al modelo base (1,175 g). Sin embargo, los autores expresan que se presentaron complicaciones con el material elegido al momento de su manufactura, ya que se deben tomar en cuenta los puntos mayormente esforzados para ser reforzados agregando material, lo que deriva en un aumento de su masa.

Reyes Jiménez y Guerrero [23] diseñaron las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico biplaza, basado en la forma de las manguetas del Suzuki Forsa G10 mostradas en la Figura 1.15. Aplicaron técnicas de optimización topológica con el propósito de aportar información y datos que ayuden en el futuro para la construcción del vehículo antes mencionado.

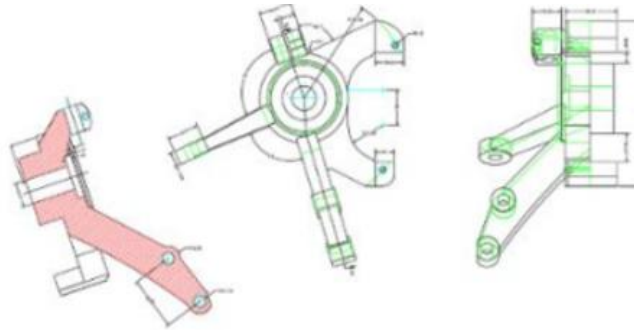


Figura 1. 15. Mangueta Suzuki Forsa G10 [23].

Las fuerzas principales a las que se somete la pieza representan las condiciones operativas de frenado, aceleración y paso por una curva. Para el análisis, tomaron en cuenta la acción de las tres fuerzas de una manera simultánea; para el diseño y análisis de las manguetas, utilizaron un tipo de conducción en pista, es decir, de un vehículo de competencia, específicamente de los utilizados para Fórmula SAE. De un conjunto de tres opciones, determinaron que la más apropiada es la aleación de aluminio 7075-T6, ya que es el material de menor densidad y mayor resistencia.

Obtuvieron los diseños optimizados de las manguetas que cumplen con el requerimiento de resistir las fuerzas generadas cuando el vehículo se encuentra en funcionamiento. Además de que lograron optimizar las piezas disminuyendo su masa sin perjudicar su resistencia. En el diseño inicial, las manguetas delantera y posterior tenían masas de 41.0 kg y 37.8 kg, respectivamente. El nuevo diseño de la mangueta delantera tiene una masa de 8.9 kg y la posterior de 10.03 kg.

De manera similar, Zach y Dudesu [24] presentaron el proceso de optimización topológica de la mangueta de dirección para un vehículo eléctrico Fórmula estudiantil mediante la combinación de un algoritmo de optimización y simulaciones numéricas estáticas estructurales utilizando el software ANSYS. El material que emplearon fue una aleación de titanio Ti-6Al-4V. En su proceso de optimización, alcanzaron una reducción del 54.82% de masa en comparación con el diseño original. Los autores propusieron como proceso de manufactura la fusión selectiva por láser (SLM, por sus siglas en inglés). Sin embargo, mencionaron que, por cuestiones de costos prohibitivos, este proceso podría no ser factible su implementación.

Mantovani *et al.* [25] propusieron desarrollar y reinterpretar los resultados numéricos de una optimización topológica para un componente estructural construido mediante manufactura aditiva. Presentaron una evaluación crítica de los resultados de optimización mediante un

enfoque holístico, que fusiona los requisitos estructurales y de fabricación. Se derivaron tres casos de carga a partir de la telemetría de datos del vehículo, considerando los valores máximos de la fuerza, aceleraciones longitudinales y las principales características del vehículo. La optimización topológica la realizaron utilizando el software Altair Optistruct v.13, mientras que para la configuración del modelo FEM usaron Altair Hypermesh.

La nueva mangueta resultante mostrada en la Figura 1.16 tuvo una masa de 400 g, con una reducción del 9% con respecto al componente de referencia.

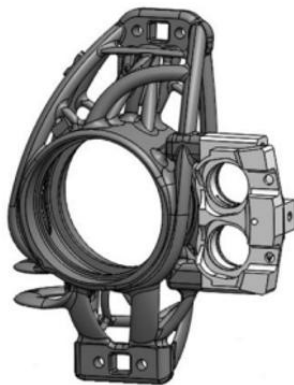


Figura 1. 16. Mangueta realizada por optimización topológica y manufactura aditiva [25].

La producción posterior del componente en aleación de aluminio AlSi10Mg con un alivio de esfuerzos mediante un tratamiento térmico se utilizó para validar la metodología numérica presentada para el diseño de componentes automotrices, considerando la técnica de manufactura aditiva.

Babu *et al.* [26] exploraron y registraron una serie de pasos involucrados en el diseño, análisis y optimización de una mangueta de un vehículo Fórmula estudiantil. El modelo geométrico de la mangueta de referencia lo realizaron en el software SolidWorks. Este modelo incluía los montajes para el soporte vertical, pinzas de freno y brazos de control, fijación para el tirante del sistema de dirección y alojamiento para el rodamiento. El material que eligieron para la mangueta fue la aleación de aluminio 7075-T6, ya que posee cualidades mecánicas sobresalientes, como ductilidad, resistencia y tenacidad excepcionales, con la ventaja adicional de poseer una excelente resistencia a la corrosión y al mismo tiempo ser una aleación liviana.

En la Figura 1.17 se muestran los resultados que obtuvieron después del proceso de optimización. La estructura de la mangueta se sometió a un proceso de diseño complementario enfocado a mejorar las formas geométricas de la mangueta para facilitar su manufactura. La mangueta optimizada la evaluaron mediante análisis estructural estático, análisis modal y análisis de fatiga para el comportamiento del componente bajo diferentes condiciones de carga durante la operación. Después de la optimización topológica, obtuvieron un diseño con una reducción total de masa de 606.75 a 427 g, lo que equivale a un 29.62%.

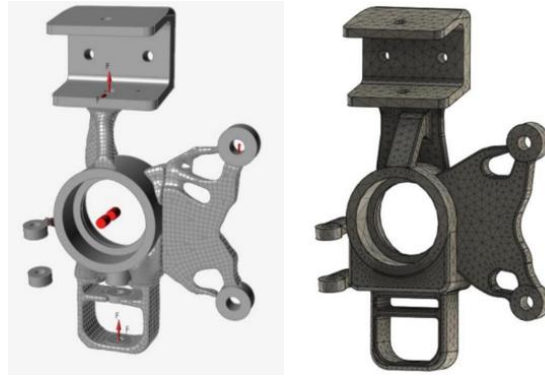


Figura 1. 17. Comparativo del diseño topológico propuesto de la mangueta optimizada y su posterior proceso de adecuación geométrica para el diseño final [26].

Prabowo *et al.* [27] idearon un proceso para diseñar un auto de carreras y posteriormente establecer los criterios de diseño. El proceso de diseño incluyó tanto datos del soporte de la mangueta como el material a utilizar, la fuerza de trabajo y la restricción geométrica inicial sin cambios. Posteriormente, llevaron a cabo una simulación de la estructura estática en un software de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE, por sus siglas en inglés). El siguiente paso fue el proceso de optimización de la topología. Finalmente, proceden con la simulación final utilizando un software FEM.

Los autores hacen especial énfasis en que en su investigación solo propusieron la optimización de topología, sin considerar los parámetros de manufactura. Presentaron un diseño con una reducción de masa del 43% y un valor de esfuerzo de von Mises de 50.222 MPa. Concluyeron que la geometría determinada en esta investigación necesita más investigación para el proceso y el método de manufactura.

A su vez, Naveed *et al.* [28] consideraron las dimensiones originales de un vehículo, las conexiones del eje, de la suspensión y de la dirección para la elaboración del diseño de una mangueta de dirección, así como el empleo de una aleación de acero y una aleación de aluminio para su fabricación. Utilizaron elementos tetraédricos para la malla numérica de la mangueta, como se observa en la Figura 1.18.

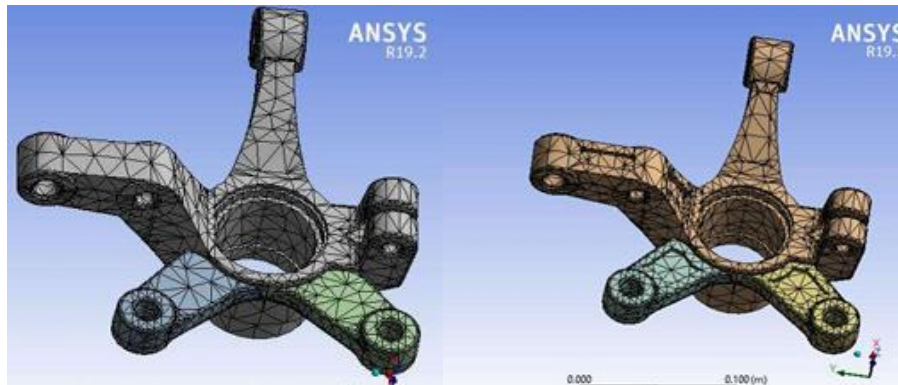


Figura 1. 18. Comparación entre distintos tamaños de mallados con elementos tetraédricos [28].

Posteriormente, evaluaron el comportamiento de la mangueta bajo condiciones de esfuerzos y deformaciones extremas, para establecer los puntos de referencia en el proceso de optimización del componente. A partir de su investigación desarrollada, llegaron a la conclusión de que los modelos de las manguetas generalmente se encuentran sobredimensionados para el sistema de dirección. Este estudio presentó un enfoque para un diseño reducido en masa, removiendo material que el software consideró no necesario, así como el reemplazo del material utilizado inicialmente para mejorar o mantener sus características de rigidez. Presentaron resultados que minimizan la masa de la mangueta en un 18%. Además, el diseño resultante fue satisfactorio, ya que posee un factor de seguridad superior a uno.

Por último, Liu *et al.* [29] se enfocaron en la reducción de masa en las manguetas de dirección para vehículos convencionales manufacturadas a partir de un proceso de manufactura aditiva. A partir de un modelo CAD 3D de una mangueta de referencia, realizaron un análisis estático estructural, donde establecieron las cargas a las que se someterá el componente, ubicaron los puntos críticos de la geometría y determinaron los esfuerzos a los que se encontrará sometida la mangueta una vez instalada en el vehículo. Con base en los resultados obtenidos, determinaron que un material adecuado para la manufactura de la mangueta sería el acero inoxidable, ya que presenta una adecuada resistencia y ductilidad.

La optimización de la topología de la mangueta la realizaron seleccionando las fuerzas individuales y estableciendo las áreas de exclusión y las áreas de optimización para el diseño. El diseño final de la mangueta redujo el 16% de la masa con respecto al modelo de referencia.

1.2. Conclusiones del estado del arte

En el Anexo A se muestra una tabla comparativa que resume la revisión del estado del arte realizada para cada artículo evaluado. Esta tabla incluye las características particulares de las manguetas optimizadas, tales como la reducción de masa obtenida, el tipo de optimización aplicada, el material utilizado, el proceso de manufactura empleado, los softwares utilizados para su análisis y optimización, entre otros parámetros relevantes.

Además, se destacan las siguientes conclusiones derivadas de las investigaciones y artículos revisados sobre optimización de manguetas de dirección:

- El método de optimización más utilizado para este componente es la optimización topológica.
- Los análisis de fatiga generalmente no se presentan y, en los casos en que se realizan, emplean cargas completamente alternantes (de tipo senoidal).
- Existe una marcada tendencia al uso de aleaciones como material principal tanto para el estudio como para la fabricación del componente.
- No se identificó en la literatura una metodología que integre simultáneamente la maximización de la rigidez y la minimización de los esfuerzos en el proceso de optimización de la mangueta.

En términos generales, se evidencia un marco de investigación activo en torno al diseño de los componentes críticos para vehículos, en particular la mangueta de dirección. La atención se centra en desarrollar componentes que cumplan su función de manera eficiente, con la menor masa posible.

Este panorama refleja un claro interés por continuar investigando e innovando en las metodologías de diseño aplicadas a este tipo de elementos, consolidándose, así como un campo de estudio vigente y en crecimiento dentro de la industria automotriz.

1.3. Definición del problema

En el ámbito de la ingeniería automotriz y las competencias, los vehículos de Fórmula SAE proyectan un desafío único, ya que estos son diseñados y construidos por equipos de estudiantes de ingeniería o posgrado con la finalidad de competir en eventos internacionales organizados por la SAE. Esto pone a prueba no solo el diseño y el rendimiento, sino también la innovación. En los vehículos de Fórmula SAE que son impulsados por motores de combustión interna, las manguetas representan un papel fundamental en su estructura, ya que son esenciales para mejorar la dinámica, el diseño y el rendimiento general del vehículo. Sin embargo, la creciente demanda de los vehículos eléctricos en la FSAE nos demuestra la evolución de la industria automotriz hacia soluciones más sostenibles y de mayor eficiencia en términos energéticos. En el ámbito de la mangueta, este cambio representa un nivel de mayor dificultad, sobre todo si dichos vehículos son impulsados por sistemas de transmisión en sus ruedas. Las manguetas son componentes cruciales de los vehículos FSAE, ya que sus diseños son exclusivos para cada tipo de vehículo y dependerán de los componentes que este tenga ensamblados.

En este contexto, se requiere desarrollar metodologías de diseño que sean capaces de tropicalizar cada mangueta para las condiciones operativas establecidas por el usuario. En el desarrollo de manguetas, se debe tener bien definido un camino a seguir para el modelado, simulación y optimización de este componente, ya que ello representaría un ahorro de tiempo en el proceso de diseño y un avance progresivo en lo que a estas disciplinas concierne. Con la constante migración a nivel mundial hacia vehículos eléctricos o híbridos, el diseño óptimo de una mangueta juega un rol importante en el desempeño del vehículo, ya que es el componente de unión entre los sistemas de dirección, transmisión, suspensión y el chasis, contribuyendo en el rendimiento y autonomía del vehículo mediante la disminución de la masa no suspendida.

En el presente proyecto, se propone desarrollar el diseño optimizado de una mangueta de un prototipo de vehículo tipo Fórmula SAE eléctrico impulsado por un sistema de transmisión en ruedas, a través de un proceso de modelado CAD 3D, análisis de elementos finitos para diferentes condiciones operativas y optimización topológica. Todo ello enfocado a minimizar la masa no suspendida, manteniendo sus niveles de resistencia y rigidez, considerando las restricciones del proceso de manufactura y su posible impacto en el rendimiento y autonomía del vehículo.

1.4. Hipótesis

Mediante la optimización topológica, el diseño de la mangueta del vehículo eléctrico FSAE será capaz de minimizar por lo menos el 10% de su masa con respecto al modelo de referencia, manteniendo los niveles de resistencia y rigidez, considerando las restricciones del proceso de manufactura. Lo que proporcionará mayor autonomía al vehículo mediante la reducción de la masa no suspendida del sistema de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Realizar la optimización topológica de la mangueta delantera de un vehículo Fórmula SAE orientada a minimizar la masa no suspendida manteniendo sus niveles de resistencia y rigidez, considerando las restricciones del proceso de manufactura y su impacto en el rendimiento y autonomía del vehículo.

1.5.2. Objetivos específicos

- Realizar el diseño geométrico CAD 3D de la mangueta de referencia del vehículo FSAE convencional.
- Evaluar desde una perspectiva estática y de fatiga el comportamiento de la mangueta de referencia mediante análisis de elementos finitos.
 - Definir los casos de estudio.
 - Calcular las cargas del sistema para los casos de estudio propuestos.
 - Especificar el material de la mangueta.
 - Considerar las especificaciones del prototipo.
- Desarrollar una metodología de optimización para la mangueta de referencia considerando las restricciones de los procesos de manufactura.
- Optimizar la mangueta del vehículo considerando las restricciones de los procesos de manufactura y del sistema de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas.
- Generar los procedimientos de manufactura de la mangueta optimizada y los dibujos de manufactura.
- Evaluar el rendimiento y autonomía del vehículo tanto para el modelo de referencia de la mangueta como para la mangueta optimizada.

1.6. Justificación

La importancia de la mangueta delantera representa un área de investigación desafiante pero esencial para el éxito general de los vehículos eléctricos en competición, ya que debe equilibrar la necesidad de una reducción de la masa no suspendida del vehículo y al mismo tiempo proporcionar suficiente rigidez para soportar cargas estáticas y dinámicas a las que estará sujeta durante la competición. En este proyecto, se propone el estudio y análisis de una

mangueta de referencia para la recopilación de datos y el desarrollo de una metodología de optimización, con el objetivo de adquirir el conocimiento necesario para al final desarrollar la optimización topológica de una mangueta delantera para un vehículo eléctrico tipo FSAE con un sistema de transmisión con accionamiento eléctrico en ruedas.

Los diseños optimizados de los componentes para los vehículos de esta categoría aumentan significativamente en importancia conforme van pasando los años, por lo que se proponen nuevas técnicas de manufactura para la construcción de autopartes o mecanismos completos, a manera de mejorar tanto la dinámica del vehículo como la disminución de la masa no suspendida del mismo. Las manguetas pueden categorizarse como diseños únicos, ya que se deben ajustar a las necesidades del vehículo o del ensamble en sí, agregando los requerimientos que presente el vehículo en cuestión. Aunque existen componentes genéricos o ya producidos en masa, los cuales llegan a ser muy caros y no pueden formar una adecuada sinergia con el resto de los elementos. Por ello, el diseño de la mangueta se enfoca en encontrar la mejor forma estructural capaz de brindar las mismas o mejores condiciones de rendimiento, así como obtener una disminución de costos y ahorro de material.

Capítulo

2

Análisis de fundamentos

2.1. Marco teórico

2.1.1. Fórmula SAE

La Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers, SAE) fue fundada en Estados Unidos en 1905 por un grupo de 30 integrantes, entre los que destacan Henry Ford y Thomas Alva Edison. Se trata de una organización sin fines de lucro que promueve la creación y el intercambio de conocimiento para el diseño y la construcción de vehículos automotores. Asimismo, actúa como un vínculo entre la academia, la industria y el gobierno, con el objetivo de fomentar la colaboración, impulsar la investigación científica y promover el desarrollo tecnológico en el sector automotriz.

Desde 1981, la SAE organiza el evento Fórmula SAE, una competencia internacional e interuniversitaria que, bajo la filosofía de “aprender haciendo”, desafía a estudiantes de licenciatura y posgrado a diseñar y manufacturar un vehículo monoplaza tipo Fórmula 1, enfocado en el alto rendimiento. En esta competencia, los equipos universitarios simulan ser una empresa automotriz, por lo que deben llevar a cabo una planificación integral que incluye la presentación de un plan de negocios, un reporte de costos, el desarrollo técnico del vehículo y la construcción de prototipos funcionales.

La competencia se divide en dos categorías principales: vehículos de combustión interna y vehículos eléctricos. De este modo, los equipos, provenientes de diversas universidades y regiones del mundo, pueden optar por participar en la categoría de su preferencia, o bien en ambas, si así lo desean [30].

El objetivo fundamental de la Fórmula SAE es involucrar a estudiantes universitarios de todo el mundo en el diseño, fabricación y puesta a punto de un vehículo tipo fórmula, preparándolos para enfrentar los desafíos técnicos y organizativos propios de la industria automotriz.

En las competencias estudiantiles de Fórmula SAE existen varias categorías o clases, cada una con requisitos y objetivos específicos. Estas se describen a continuación:

- **Clase 3:** Es la categoría de entrada destinada a equipos nuevos, en la cual participan únicamente vehículos en fase de diseño y validación conceptual. Como norma general, y con el fin de fomentar el progreso, un equipo no puede participar en esta clase dos años consecutivos, debiendo avanzar a una categoría superior. Se permiten excepciones únicamente si el equipo participa también en Clase 2 o Clase 1. En esta categoría solo se evalúan las pruebas de diseño, presentación y costos.
- **Clase 2:** Está orientada a equipos que han superado la fase conceptual inicial y cuentan con un vehículo parcialmente desarrollado. El requisito mínimo para participar es disponer de un chasis completo. Al igual que en la Clase 3, los equipos que hayan competido en esta categoría deben avanzar a la Clase 1 el año siguiente para poder continuar participando. También en esta clase únicamente se califican las pruebas de diseño, presentación y costos.
- **Clase 1:** Es la categoría principal de la competencia, en la que participan vehículos monoplazas completamente contruidos y operativos. Un mismo vehículo solo puede competir en esta clase durante los 12 meses posteriores a su primera participación, con el objetivo de impulsar a los equipos a desarrollar nuevos diseños continuamente. Se permite reutilizar componentes de vehículos anteriores, excepto el chasis. Dentro de la clase existen las denominadas «series 200», en las que pueden participar vehículos con hasta dos años de antigüedad [31].

Cabe destacar que esta competencia no se limita a una carrera entre monoplazas. Su sistema de evaluación considera múltiples aspectos del proyecto, basado en un total de 1,000 puntos. En la Figura 3.1 se muestra la distribución del sistema de puntuación utilizado en la competencia Fórmula SAE [32].

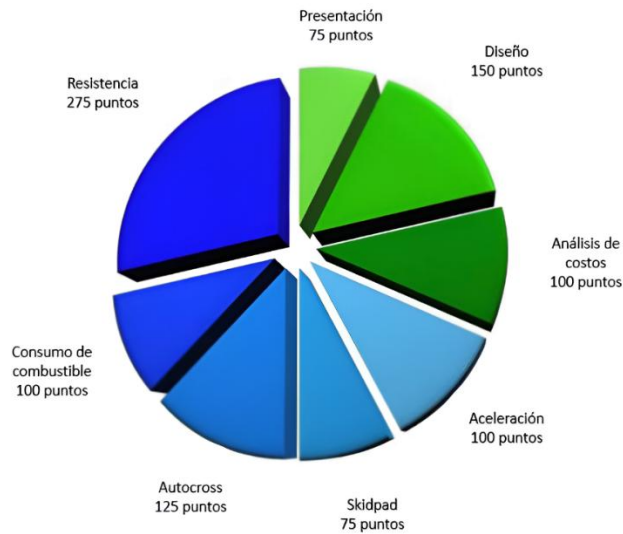


Figura 2. 1. Sistema de puntuación de la competencia Fórmula SAE [32]

Dentro de las pruebas dinámicas (o de movimiento) que se realizan durante la competencia Fórmula SAE, se incluyen las siguientes evaluaciones:

- Prueba de aceleración: Consiste en recorrer una recta de 70 metros en el menor tiempo posible.
- Skidpad (agarre y estabilidad): Evaluación del comportamiento del vehículo en curvas cerradas, ejecutadas en un circuito en forma de doble círculo o figura en “8”, diseñado para medir la capacidad de adherencia lateral.
- Autocross: Prueba que consiste en completar una vuelta a un circuito técnico y estrecho, con curvas cerradas, rectas cortas y cambios de dirección.
- Prueba de resistencia: Carrera de 25 km de duración, en la cual también se evalúa el consumo de combustible o energía del vehículo, otorgando puntos adicionales por eficiencia.

Antes de participar en las pruebas dinámicas, el monoplaza debe superar diversas pruebas técnicas y de seguridad, entre las que se incluyen:

- Revisión normativa: Verificación del cumplimiento del reglamento técnico de la competencia.
- Análisis de ruido: El vehículo no debe superar los 110 decibelios durante su funcionamiento.
- Prueba de vuelco: El monoplaza debe mantenerse estable en una inclinación de 60° y no presentar fugas de líquidos a 45°.
- Prueba de frenado: El automóvil debe ser capaz de bloquear sus cuatro ruedas a una velocidad mínima de 40 km/h.

En cuanto a las especificaciones generales que deben cumplir los monoplazas, el reglamento establece lo siguiente:

- El vehículo debe ser un monoplaza tipo Fórmula, con cuatro ruedas expuestas (open-wheeled) y cabina abierta (open-cockpit).
- El chasis debe cumplir con las normativas de seguridad, pudiendo ser de tipo tubular o monocasco.
- Se exige un tamaño mínimo para las llantas, así como una cilindrada máxima del motor.
- El diseño del sistema de admisión está limitado por el diámetro máximo permitido, lo cual restringe la potencia del vehículo.

La creciente popularidad de estas competencias ha generado un aumento significativo en la calidad técnica de los vehículos desarrollados. Estos automóviles, fabricados en su mayoría de manera artesanal por los estudiantes universitarios con el apoyo de docentes, alcanzan niveles de exigencia significativos [33].

2.1.2. Fórmula SAE eléctrico

La competencia Fórmula SAE Eléctrico fue creada con el propósito de fomentar el diseño y la construcción de vehículos de carreras tipo Fórmula, específicamente para competir en la división de vehículos eléctricos (EV, por sus siglas en inglés) de FSAE International. Esta categoría busca no solo impulsar la innovación tecnológica en movilidad eléctrica, sino también aprovechar el conocimiento y la experiencia práctica de estudiantes provenientes de diversas disciplinas de ingeniería.

A través de este desafío, los participantes no solo enfrentan la tarea técnica de desarrollar un vehículo de carreras eléctrico funcional y competitivo, sino también adquieren experiencia en áreas clave como la gestión de proyectos, el diseño de sistemas eléctricos, la integración de baterías, el control de motores, la electrónica de potencia y la seguridad eléctrica.

Además, promueve el trabajo colaborativo y multidisciplinario, permitiendo que los estudiantes comprendan el potencial de los vehículos eléctricos como una solución sostenible en el ámbito automotriz [34].

2.1.3. Tren motriz eléctrico (competencia EV)

En la categoría de vehículos eléctricos (EV) de la competencia Fórmula SAE, el diseño del tren motriz debe ajustarse a ciertas especificaciones técnicas establecidas por el reglamento. Uno de los principales requisitos es que el acumulador no supere un voltaje máximo de 600 V. Sin embargo, no existe un límite para la capacidad de almacenamiento de la energía. Durante la competencia, se instala un contador de energía que limita el consumo a un máximo de 80 kW, con el fin de estandarizar el rendimiento entre equipos y asegurar la seguridad operativa.

En cuanto a los sistemas de almacenamiento de energía, la mayoría de los equipos optan por utilizar celdas de iones de litio debido a su alta densidad energética y bajo peso. No obstante, el reglamento también permite el uso de celdas de plomo-ácido y otros dispositivos de almacenamiento de energía, como supercondensadores, lo que ofrece flexibilidad en las condiciones del acumulador.

Desde el punto de vista de seguridad eléctrica, es obligatorio monitorear los voltajes y temperaturas de las celdas individuales, así como interconectadas mediante enlaces fusibles, para prevenir sobrecorrientes o fallos en cadena. Dada la complejidad de estos requerimientos, muchos equipos (especialmente los que participan por primera vez) optan por utilizar módulos de celdas preconfigurados, los cuales son ensamblados dentro del gabinete del acumulador.

Como parte del proceso previo a la inspección técnica, los organizadores de la competencia requieren que los equipos completen el Formulario de Seguridad Eléctrica (ESF, por sus siglas en inglés). Este documento debe detallar los componentes principales del sistema de alto voltaje, así como las decisiones de diseño que son adoptadas para garantizar la seguridad del tren motriz eléctrico [35].

2.1.4. Mangueta

La mangueta es un componente fundamental del sistema de suspensión y dirección de un vehículo. Su función principal es servir como punto de unión entre diversos elementos, ya que sostiene al cubo o eje sobre el que gira la rueda y se conecta simultáneamente con los sistemas de suspensión y dirección.

El freno y la rueda están montados sobre el cubo mediante un buje, el cual permite la rotación de la rueda mientras se apoya estructuralmente en la mangueta. Este componente sigue los movimientos verticales de la suspensión y, además, gira sobre el eje de pivote geométrico durante maniobras de dirección, permitiendo así el cambio de trayectoria del vehículo [36].

En la Figura 2.2, se muestra de manera ilustrativa la ubicación de la mangueta en un automóvil convencional, destacando su integración con otros elementos del sistema de suspensión y dirección.

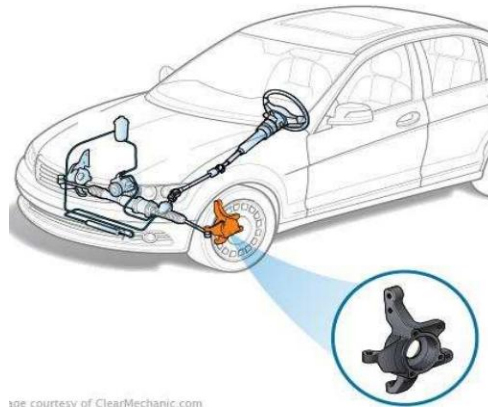


Figura 2. 2. Posición de la mangueta en un automóvil convencional [13].

Las manguetas pueden presentar diversas formas y dimensiones, dependiendo del tipo de suspensión y la aplicación específica del vehículo. No obstante, se pueden clasificar principalmente en dos tipos: la mangueta de cubo (o hub knuckle) y la mangueta de vástago (o spindle knuckle).

- La mangueta de cubo (Figura 2.3) incorpora un mecanismo esférico que contiene el buje, el cual permite el acoplamiento directo con el semieje de transmisión. Este tipo de mangueta es común en ruedas automotrices, ya que facilita la transmisión de par desde el diferencial hacia la rueda.
- Por otro lado, la mangueta de vástago (Figura 2.4) está diseñada con un tornillo o espárrago, al cual se fija un buje independiente. Este tipo de mangueta es habitual en ruedas no motrices, es decir, aquellas que no reciben tracción.



Figura 2. 3. Mangueta de cubo [37].



Figura 2. 4. Mangueta de cubo [37].

El anclaje de la mangueta varía en función del grado de libertad que se desea permitir en el sistema. En suspensiones de doble triángulo, los vértices de los triángulos superior e inferior están conectados mediante rótulas, formando un paralelogramo deformable que permite una mayor movilidad. La Figura 2.5 muestra un esquema representativo de este tipo de suspensión.

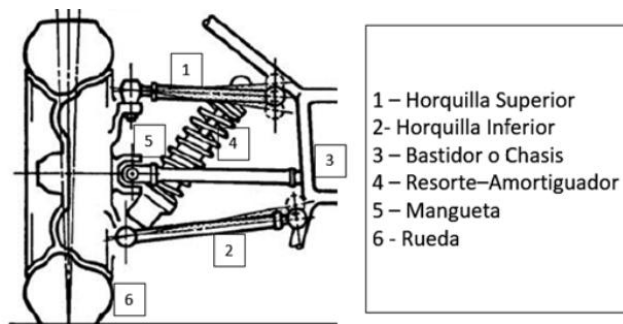


Figura 2. 5. Esquema del sistema de suspensión de doble triángulo [38].

En otros tipos de suspensión, el conjunto se conecta mediante un brazo tirado con una fijación rígida, lo que restringe el movimiento en un solo plano. Asimismo, existen configuraciones en las que se emplea un cojinete entre el trapecio y la mangueta, con el fin de limitar el movimiento a dos planos específicos.

Por su parte, la mangueta debe incorporar todos los puntos de anclaje de la suspensión, incluyendo las rótulas, varillajes de dirección, centro de rueda, rodamientos y mordazas de freno.

Las principales funciones de las manguetas se enlistan a continuación [36]:

- Alojar el rodamiento de la rueda, permitiendo la transmisión de las fuerzas que actúan sobre el vehículo.
- Resistir las fuerzas de rotación alrededor del eje, generadas por la tracción y el frenado, desde la superficie de contacto del neumático.
- Soportar los momentos de flexión producidos durante la toma de curvas.

- Contrarrestar las fuerzas de alineación inducidas por la geometría de la suspensión sobre la superficie de contacto del neumático.
- Absorber las fuerzas generadas por el amortiguador y el resorte helicoidal, los cuales están conectados al varillaje de accionamiento.
- Resistir las fuerzas de torsión que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda como consecuencia del frenado.
- Proporcionar soporte para el montaje de la mordaza.
- Asegurar la rigidez torsional en la dirección vertical, lo cual es fundamental para transmitir de manera precisa tanto el movimiento de la dirección como las reacciones del sistema.
- Ser lo suficientemente robusta para resistir los daños ocasionados por impactos menores con elementos del entorno, como bordes, desniveles o baches.
- Facilitar el ensamblaje eficiente con el rin de la rueda.

2.1.5. Optimización en el diseño de productos de ingeniería

En el lenguaje cotidiano, el término optimización suele utilizarse a menudo para referirse a una mejora; sin embargo, desde una perspectiva matemática, el concepto adquiere una definición más rigurosa: encontrar la mejor solución posible a un problema mediante la modificación de las variables controlables, normalmente sujetas a una serie de restricciones [39]. Su atractivo radica tanto en su aplicabilidad en una amplia gama de disciplinas como en la inherente motivación humana de perfeccionar procesos y sistemas. De hecho, cualquier situación que requiera una toma de decisiones puede ser formulada como un problema de optimización.

Si bien algunos problemas de optimización simples pueden resolverse de forma analítica, la mayoría de los casos de interés práctico son demasiado complejos para abordarse sin ayuda de herramientas computacionales. El desarrollo de la computación numérica, junto con la evolución de algoritmos de optimización, ha permitido afrontar y resolver problemas con niveles de complejidad cada vez mayores. Hoy en día, los problemas de optimización se presentan en numerosos campos, entre ellos la economía, ciencias políticas, administración, manufactura, biología, física e ingeniería.

Dentro de la ingeniería, los problemas de optimización relacionados con el diseño son especialmente comunes. Ejemplos notables incluyen el diseño de alas en ingeniería aeroespacial, los procesos de control en la ingeniería química, el diseño estructural en la ingeniería civil, el diseño de circuitos en la ingeniería eléctrica y el diseño de mecanismos en la ingeniería mecánica. En la mayoría de los casos, los sistemas de ingeniería no operan de manera aislada, sino que están interconectados con otros sistemas. Esta interdependencia ha dado origen al campo de la optimización del diseño multidisciplinario (MDO, por sus siglas en inglés), el cual se centra en la aplicación de técnicas numéricas de optimización al diseño de sistemas complejos que involucran múltiples disciplinas de la ingeniería.

2.1.5.1. Fases de diseño en el área de ingeniería

El proceso de diseño en ingeniería puede estructurarse en una secuencia de fases, como se ilustra en la Figura 2.6. Antes de iniciar formalmente dicho proceso, es fundamental definir los requisitos y especificaciones del producto o sistema a desarrollar. Esta etapa inicial puede incluir una revisión del estado del arte, el análisis de diseños existentes con funciones similares y la realización de entrevistas con potenciales inversionistas o usuarios clave, con el fin de comprender las necesidades del mercado y establecer criterios de diseño bien fundamentados.

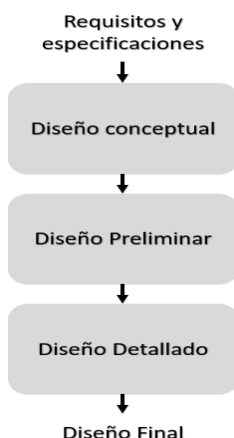


Figura 2. 6. Fases de diseño de ingeniería [39].

En la fase de diseño conceptual, se generan y evalúan múltiples alternativas para abordar el problema planteado. Esta etapa suele basarse en modelos simplificados, principios fundamentales de la física e intuición ingenieril. En el caso de sistemas complejos, se identifican y definen los distintos subsistemas que los componen, lo cual facilita el manejo de la complejidad mediante una visión estructurada.

A continuación, en la fase de diseño preliminar, se selecciona el concepto más prometedor junto con la configuración general de los subsistemas. En esta etapa, se emplean modelos más elaborados para guiar el desarrollo y realizar ajustes al diseño, además de establecer las expectativas de desempeño funcional, estructural y de operación del sistema.

La fase de diseño detallado tiene como propósito definir completamente todos los aspectos del sistema, hasta un nivel de especificación suficiente para su fabricación. Esto incluye dimensiones precisas, materiales, procesos de manufactura y esquemas de ensamblaje, entre otros.

Cabe destacar que todas las fases del proceso de diseño requieren un proceso de iteración interna, ya que los resultados obtenidos en una etapa pueden retroalimentar ajustes en etapas previas. En casos donde se identifiquen problemas críticos, puede ser necesario regresar a fases anteriores del proceso, reiniciando parcialmente el ciclo de diseño.

La optimización del diseño se presenta como una herramienta valiosa dentro de este contexto, ya que permite reducir la cantidad de iteraciones mediante el uso sistemático de algoritmos numéricos, mejorando la eficiencia del proceso y conduciendo a soluciones de mayor calidad en menor tiempo [39].

2.1.5.2. Formulación matemática de un problema de optimización

La teoría de optimización clásica, también conocida como programación matemática, comprende un conjunto de herramientas y métodos analíticos y numéricos orientados a identificar la mejor solución posible dentro de un conjunto de alternativas factibles, sin enumerar y evaluar explícitamente cada una de ellas. En términos generales, un problema de optimización puede entenderse como un problema de toma de decisiones.

Para su formulación, es posible distinguir tres componentes fundamentales que están presentes en todo problema de optimización: las variables del problema, una función objetivo de esas variables y un conjunto de relaciones que deben cumplir las variables del problema:

- **Variables de decisión:** El primer elemento fundamental en la formulación de problemas de optimización es la selección adecuada de las variables de decisión. Estas variables representan los parámetros independientes que caracterizan tanto los posibles diseños candidatos como las condiciones operativas del sistema en estudio. La elección de las variables debe centrarse en aquellas que tengan un impacto significativo sobre la función objetivo, ya que su modificación influirá directamente en la calidad de la solución. Matemáticamente, las variables de decisión se representarán como un vector en el espacio euclidiano $\mathbb{R}^n$. Este puede expresarse de dos formas equivalentes:

$$x = \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

o bien como un vector fila:

$$x^T = (x_1, \dots, x_n) \quad (2.2)$$

En los casos en el que el número de variables sea pequeño, es común utilizar notaciones más simples: x para $n=1$; (x, y) para $n=2$; (x, y, z) para $n=3$, con el fin de facilitar la interpretación geométrica y la presentación del problema.

- **Restricciones:** Una vez determinadas las variables independientes, el siguiente paso consiste en establecer las relaciones entre las variables de decisión mediante ecuaciones o inecuaciones. Estas relaciones surgen, entre otras razones, debido a limitaciones del sistema, leyes naturales o restricciones tecnológicas, y se conocen como restricciones del sistema. Estas se dividen en dos tipos principales:

- **Restricciones de igualdad:** Son ecuaciones que vinculan las variables de la siguiente forma:

$$h(x) = h(x_1, \dots, x_n) = 0 \quad (2.3)$$

donde $h: A \subseteq \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ es una función real de variables reales definida en un conjunto A de números reales.

- Restricciones de desigualdad: Son inecuaciones que relacionan las variables de la forma:

$$g(x) = g(x_1, \dots, x_n) \neq 0 \quad (2.4)$$

donde $g: A \subseteq \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ es también una función real de variables reales definida en el conjunto A de números reales.

- **Función objetivo:** Es la última parte de un problema de optimización y también se conoce como índice de rendimiento o criterio de elección. Este componente es fundamental para determinar los valores óptimos de las variables de decisión que resuelven el problema planteado. A través de la función objetivo, se busca identificar los mejores valores para estas variables, es decir, aquellos que maximicen o minimicen la función según el criterio de optimización utilizado.

Es importante destacar que, en el contexto de la optimización matemática, el término “mejor” siempre hace referencia a los valores de las variables de decisión que conducen al valor máximo o mínimo (según el criterio utilizado) de la función objetivo seleccionada. Los criterios para definir lo que se considera “mejor” pueden variar según el tipo de problema. Algunos ejemplos incluyen: criterios de tipo económico como el coste total o el beneficio; criterios tecnológicos, como la energía mínima, la máxima capacidad de carga o la máxima tasa de producción; o criterios de tipo temporal, tales como el tiempo de producción mínimo.

Con estos tres elementos, el objetivo de los problemas de optimización matemática queda claramente definido: un problema de optimización consiste en encontrar los valores de ciertas variables (denominadas variables de decisión) de forma que, cumpliendo un conjunto de restricciones representadas mediante ecuaciones o inecuaciones algebraicas, se obtenga el mejor valor posible para una función (la función objetivo), que se utiliza para evaluar el rendimiento del sistema en estudio.

Como se mencionó previamente, al hablar de “mejor valor” se refiere al valor máximo o mínimo de la función objetivo, dependiendo del criterio de optimización seleccionado. En resumen, el objetivo es encontrar valores que satisfagan las restricciones y que, a su vez, minimicen o maximicen una función que describe el comportamiento del sistema [40].

Actualmente, algunos de los métodos de optimización más utilizados en la industria, academia, investigación y en el ámbito de procesos de alta competencia son los siguientes [13]:

- **Optimización de la forma:** Este método busca encontrar las formas óptimas en términos de redondeos y dimensiones exteriores. Esto se logra alterando la frontera geométrica del modelo o estructura a optimizar, desplazando los nodos que componen la curva B-spline que la define. El desplazamiento de estos nodos se consigue modificando la posición de los puntos de control de la curva.
- **Optimización de tamaño:** El objetivo principal de esta optimización es determinar el espesor óptimo de un componente. Se utiliza con frecuencia para determinar la distribución más eficiente del espesor en estructuras metálicas mecanizadas o para identificar las formas más adecuadas de los pliegues en materiales compuestos laminados. En este tipo de optimización, el espesor de los elementos por capa de material es una variable clave del diseño.
- **Optimización de la topografía:** Es una forma avanzada de optimización de la forma, en la que se define una región de diseño y un patrón de formas variables que generará refuerzos para las estructuras de paredes delgadas. Usualmente se emplean nervaduras o matrices como refuerzo. Con un conjunto dado de dimensiones de nervaduras, la optimización de topografía genera propuestas innovadoras para el diseño, ubicación y distribución de las nervaduras de manera óptima para cumplir con ciertos requisitos de rendimiento.
- **Optimización de topología:** Este proceso de optimización busca determinar la distribución óptima del material dentro de un diseño, teniendo en cuenta el espacio disponible y los casos de carga previstos.

2.1.6. Optimización topológica

La optimización de la topología (TO, por sus siglas en inglés) es un método matemático que busca optimizar la distribución del material dentro de un espacio de diseño determinado, para un conjunto específico de cargas, condiciones de frontera y restricciones, con el objetivo de maximizar el rendimiento del sistema. A diferencia de la optimización de la forma y la optimización del tamaño, la optimización topológica permite que el diseño adopte cualquier forma dentro del espacio de diseño, sin estar limitado a configuraciones predefinidas. Esto le otorga mayor flexibilidad y potencial para encontrar soluciones innovadoras y eficientes.

La formulación convencional de la TO utiliza un Método de Elementos Finitos (FEM, por sus siglas en inglés) para evaluar el desempeño del diseño. Este proceso se optimiza mediante técnicas de programación matemática basadas en gradientes, como el algoritmo de criterios de optimización y el método de mover asíntotas, o mediante algoritmos no basados en gradientes, como los algoritmos genéticos. El objetivo de estas técnicas es generar estructuras que cumplan con metas específicas, tales como:

- Reducir la relación rigidez y masa.
- Mejorar la relación entre energía y masa.
- Minimizar el volumen de material mientras se incrementa el factor de seguridad.
- Optimizar la relación frecuencia natural y masa.

La optimización de topología tiene una amplia variedad de aplicaciones en los campos de ingeniería aeroespacial, mecánica, bioquímica y civil. Actualmente, los ingenieros la emplean principalmente en la etapa conceptual del proceso de diseño. Sin embargo, debido a las formas geométricas complejas o de contorno libre que se generan de manera natural en este tipo de optimización, los resultados a menudo suelen ser difíciles de fabricar mediante métodos convencionales. Por ello, es común que las soluciones obtenidas a través de la TO deban ajustarse posteriormente para hacerlas viables desde el punto de vista de manufactura.

La incorporación de restricciones en la formulación de la optimización, con el fin de mejorar la factibilidad de fabricación, representa un área activa de investigación. En ciertos casos, los resultados se pueden fabricar directamente mediante tecnologías de manufactura aditiva, lo que convierte a la TO en una herramienta clave dentro del enfoque de diseño orientado a la manufactura aditiva.

Los programas de optimización topológica, cada vez más sofisticados, permiten a los ingenieros reducir al mínimo la cantidad de material utilizado en el componente, al tiempo que se mantiene e incluso se mejora su resistencia o flexibilidad, según los requerimientos del diseño. Todo esto se logra considerando las restricciones funcionales y geométricas impuestas al sistema. En el pasado, este tipo de optimización dependía principalmente de la intuición, el método de prueba y error, y el ingenio tanto de los diseñadores como de los ingenieros de manufactura [41].

2.1.6.1. Metodologías de implementación

Existen diversas metodologías de implementación que han sido desarrolladas para abordar problemas de TO. En el ámbito de la mecánica, resolver un problema de optimización topológica implica modelar el componente, o conjunto de componentes, a optimizar mediante el método de elementos finitos.

Una de las metodologías clásicas consiste en asignar, en cada punto del dominio de diseño, una variable de densidad de materia que varía continuamente entre 0 (ausencia de material) y 1 (material sólido). Este enfoque permite representar estructuras intermedias y facilita el proceso de optimización. Existen también métodos avanzados que consideran la orientación local del material, especialmente útiles en el caso de materiales anisotrópicos, o incluso la inclusión de otras propiedades físicas relevantes.

En general, estos métodos buscan minimizar la energía de deformación de la estructura, lo cual equivale a encontrar la configuración estructural más rígida posible, dada la cantidad de material limitada. Esta restricción sobre el volumen del material disponible permite resaltar configuraciones óptimas que pueden utilizarse para guiar el diseño o integrarse directamente en un proceso de optimización estructural. En algunos casos, el objetivo puede invertirse: minimizar el uso de material mientras se mantiene la deformación estructural dentro de los límites aceptables, respetando así restricciones mecánicas impuestas por el diseño.

Un proceso de optimización topológica implica una serie de fases, que se describen a continuación [14]:

- **Conexiones mecánicas con el entorno:** Es fundamental considerar las posibles conexiones del componente con las partes vecinas, ya que en muchos casos existe más espacio disponible del que se percibe inicialmente. Asimismo, no es evidente qué zonas deben restringirse o cuáles estarán sometidas a cargas externas. Por ello, es recomendable visualizar cómo se evaluaría funcionalmente la pieza, por ejemplo, un banco de pruebas, donde se definen los puntos de fijación y conectores. Esta etapa permite establecer de forma adecuada las condiciones de frontera, cruciales para obtener resultados de optimización realistas y aplicables.
- **Fuerzas mecánicas aplicadas:** Es esencial considerar todas las cargas mecánicas que podrían actuar sobre el componente, más allá de aquellas asociadas con su función principal. Esto incluye los esfuerzos generados durante los procesos de manufactura (como el mecanizado), las cargas inducidas durante el manejo de la pieza (montaje, desmontaje o transporte), así como cargas accidentales, como impactos o vibraciones. Incluir estas consideraciones permite generar diseños robustos y más ajustados a las condiciones reales de operación.
- **Simetrías y condiciones de manufactura:** Se deben identificar y delimitar adecuadamente los ejes o planos de simetría, así como establecer restricciones específicas del proceso productivo; es crucial para evitar colisiones, errores de modelado o resultados no fabricables.
- **Inicio del proceso de optimización topológica:** En esta fase, es fundamental definir el tamaño de la malla del modelo, el cual debe seleccionarse en función del nivel de precisión espacial requerido y de los recursos computacionales disponibles dado que las simulaciones pueden ser intensivas en términos de tiempo y capacidad de procesamiento, se recomienda iniciar con modelos simplificados que permitan obtener resultados en pocos minutos, y posteriormente refinar la malla conforme sea necesario.

Además, es importante verificar cómo el algoritmo de optimización considera los diferentes casos de carga. En situaciones donde se busca obtener la estructura más rígida posible para una masa determinada, el algoritmo tiende a sumar las energías asociadas a cada carga aplicada; lo cual puede requerir la aplicación de factores de ponderación para representar adecuadamente la importancia relativa de cada caso de carga. Por el contrario, si el objetivo es obtener la estructura más ligera que cumpla con los requisitos de resistencia, la ponderación de cargas suele no ser necesaria, ya que el diseño se centrará en cumplir con las restricciones de esfuerzo sin priorizar la rigidez máxima.

- **Análisis del resultado:** Para facilitar la interpretación del componente optimizado, los programas de optimización topológica suelen representar los resultados mediante visualizaciones discretas, donde se distinguen claramente las zonas de vacío y de material sólido. Sin embargo, es importante considerar que estos resultados corresponden a distribuciones de material con densidades variables, es decir, regiones

que pueden ser más o menos densas o incluso porosas, según lo definido por el algoritmo. Además, en algunos casos pueden aparecer zonas de material desconectadas del resto de la estructura, lo cual puede deberse a la aproximación numérica utilizada.

- **Dibujo y verificación:** Una vez que se ha consolidado la interpretación de los resultados, es posible realizar el modelado de la pieza, procurando que su geometría sea lo más cercana posible a la topología obtenida (en cuanto a número de barras o placas, orientación, espesores relativos, etc.), pero con una apariencia más estética y funcional. Esto se debe a que las formas denominadas “orgánicas”, generadas por los algoritmos de optimización topológica, no siempre resultan adecuadas desde el punto de vista constructivo o visual. En algunos casos, incluso se asignan propiedades de materiales fuera de los límites dimensionales viables, lo que restringe la aplicación directa de la optimización topológica.

Una representación gráfica del proceso general de optimización topológica de un componente se muestra en la Figura 2.7.

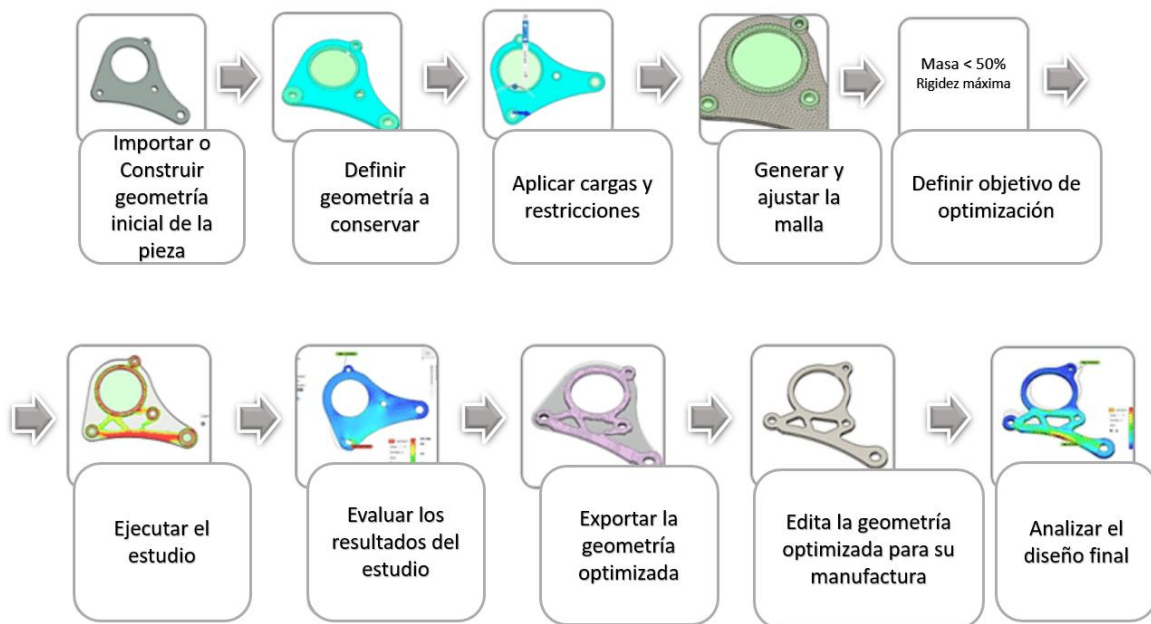


Figura 2. 7. Diagrama de flujo del proceso general de la TO [42]

Los beneficios de la optimización topológica se presentan a continuación [43], [44]:

- **Reducción de masa y volumen:** La aplicación de la optimización topológica permite obtener piezas significativamente más ligeras y compactas, sin comprometer e incluso mejorando su desempeño funcional.
- **Maximización de la resistencia:** Una estrategia común en la optimización topológica consiste en maximizar la rigidez estructural. Esto posibilita el diseño de componentes altamente resistentes, dentro de los límites del espacio de diseño y del

material asignado. Esta técnica representa una ventaja considerable, ya que el material se distribuye únicamente en las zonas que contribuyen a reforzar la estructura.

- **Aprovechamiento en manufactura:** Uno de los objetivos de la optimización topológica es obtener diseños que permitan maximizar la eficiencia en el proceso de fabricación. Esto incluye la posibilidad de reducir el volumen de las piezas, lo cual facilita la producción de un número mayor de unidades en un mismo proceso.
- **Reducción de costos y tiempos de manufactura:** Permite una reducción significativa en los costos de producción, al minimizar tanto la cantidad de material requerido como los tiempos asociados a la fabricación. En procesos de manufactura aditiva, esta ventaja se vuelve aún más evidente, ya que la necesidad de depositar o sintetizar menos material reduce considerablemente el tiempo de construcción.
- **Disminución del tiempo de manufactura:** En procesos de manufactura aditiva, la optimización topológica permite una disminución considerable del tiempo de fabricación, ya que se requiere depositar o sintetizar menos material. Esta eficiencia se ve potenciada por la posibilidad de generar diseños optimizados que limitan o eliminan la necesidad de estructuras de soporte, lo cual contribuye a acortar aún más los tiempos de producción.
- **Diseños orgánicos y estéticamente atractivos:** La optimización topológica se fundamenta en principios similares a los observados en la naturaleza, lo que da lugar a geometrías con formas orgánicas. Estas no solo resultan óptimas desde el punto de vista funcional, sino que también aportan un valor estético significativo, generando diseños visualmente más atractivos e innovadores.

A su vez, las desventajas asociadas a la optimización topológica se presentan a continuación [45]:

- **Limitaciones para manufactura:** Los diseños generados mediante optimización topológica son más adecuados para tecnologías de manufactura aditiva que para métodos sustractivos. Esto se debe a que la manufactura sustractiva implica la remoción de material, lo cual incrementa considerablemente los tiempos de fabricación. Además, este tipo de procesos suele generar un mayor desperdicio de material, lo que a su vez eleva los costes de producción.
- **Mayor costo de fabricación:** Muchos de los diseños generados topológicamente están principalmente orientados a procesos como la manufactura aditiva, el moldeo por inyección o fundición a presión. Sin embargo, estos métodos suelen tener costos más elevados en comparación con las tecnologías de manufactura tradicionales, lo que puede representar una desventaja económica, especialmente en producciones a gran escala.
- **Posible disminución en la resistencia estructural:** Al igual que en cualquier proceso de optimización, los resultados dependen en gran medida de la formulación del problema, incluyendo la función objetivo, las variables de diseño y las restricciones impuestas. En ciertos casos, la priorización de la minimización de masa puede comprometer la resistencia mecánica del componente final.

- **Limitada comprensión y adopción generalizada:** Aunque la optimización topológica ha sido estudiada durante varias décadas, su aplicación práctica ha cobrado relevancia recientemente con la expansión de la manufactura aditiva. No obstante, su implementación aún enfrenta ciertas barreras, entre ellas la falta de conocimiento especializado y experiencia en la industria.

Gracias a los avances en métodos computacionales, hoy es posible aplicar la optimización topológica en escenarios más complejos, considerando condiciones de análisis estático, dinámico, no lineal, modal o de impacto, entre otros [46].

2.2. Metodología del proyecto

La metodología utilizada para llevar a cabo esta investigación se presenta en la Figura 2.8. Esta se estructuró en cuatro etapas clave que guiaron el desarrollo del estudio y contribuyeron al logro de los objetivos planteados.

Las etapas de la metodología fueron las siguientes:

- i. Se realizó una investigación del estado del arte relacionado con la mangueta, con el objetivo de identificar el nivel de desarrollo alcanzado en la optimización de su diseño hasta la fecha de elaboración del presente trabajo.
- ii. La segunda etapa tuvo como objetivo desarrollar las siguientes actividades:
 - a. Definición del modelo de referencia
La definición del modelo de referencia fue fundamental, ya que constituyó la base para el análisis de la mangueta. Para ello, se seleccionó un artículo resultante de la revisión de literatura, con el propósito de establecer el modelo geométrico correspondiente a la mangueta delantera del vehículo Fórmula SAE.
El trabajo elegido fue el de Babu *et al.* [26], debido a que proporciona la información detallada y suficiente para reproducir fielmente la geometría requerida, lo que además permite validar la calidad del análisis desarrollado. A partir de este modelo, se construyó el modelo geométrico CAD 3D, que sirvió como base comparativa para las siguientes etapas del estudio.
 - b. Determinación de cargas, condiciones de frontera y propiedades del material:
El desarrollo de esta etapa fue fundamental, ya que permitió definir con el mayor nivel de detalle posible el entorno operativo en el que funciona el componente.
Se determinaron las cargas aplicadas sobre la pieza a partir de la información proporcionada en el trabajo seleccionado de la literatura y sus resultados fueron verificados utilizando la metodología propuesta por Derek Seward [47]. En cuanto al material, se realizó una revisión comparativa de las diversas investigaciones previas, a partir de la cual se seleccionó el material que ofrece una combinación adecuada de ligereza y resistencia, viable para las condiciones de operación del componente. Finalmente, se consideraron las

- especificaciones del prototipo, así como las restricciones dimensionales impuestas por los sistemas de suspensión y dirección.
- c. Generación del modelo geométrico de referencia
Se desarrolló un modelo geométrico CAD 3D a partir de la información presentada en el artículo seleccionado de la literatura [26]. Este modelo permitió realizar una comparación directa con los resultados publicados en dicho estudio, encontrándose una diferencia del 1.68%. Con base en este resultado, se validó el modelo de referencia, lo que permitió continuar con confianza en el desarrollo de las siguientes etapas de análisis.
 - d. Evaluación comportamiento mediante FEM
Se realizó un análisis numérico utilizando el método de elementos finitos sobre la mangueta, con el objetivo de identificar las zonas de mayor concentración de esfuerzos y deformaciones. Este análisis permitió obtener un contorno detallado del comportamiento del componente bajo condiciones de carga específicas, proporcionando información clave para la evaluación estructural del diseño.
- iii. Esta etapa correspondió al estudio teórico/práctico, en el cual se llevaron a cabo las siguientes actividades:
- a. Estudio teórico/práctico FEM-Optimización
En esta actividad se trabajó en mejorar la precisión de los resultados obtenidos de la evaluación FEM del modelo de referencia. Para ello, se realizó un análisis de convergencia de malla con el fin de descartar posibles errores asociados al tamaño de los elementos utilizados, asegurando así una representación fiel del comportamiento estructural de la mangueta. Se optó por el uso de elementos hexaédricos, debido a sus ventajas en términos de precisión y calidad de mallado, lo cual permite un mapeo más eficiente del componente.
 - b. Optimización topológica de la mangueta de referencia
La optimización topológica del componente se llevó a cabo mediante la identificación del problema de optimización a resolver, la delimitación de las zonas de diseño y exclusión, así como el establecimiento de las condiciones específicas del proceso de optimización. Una vez obtenida la geometría optimizada, se le realizó un tratamiento geométrico adicional con el fin de adecuar al modelo para su manufactura, eliminando bordes pronunciados y evitando discontinuidades en la forma final de la mangueta.
 - c. Generación del procedimiento de manufactura
Se generó el procedimiento detallado para la fabricación de la mangueta de dirección diseñada y optimizada, con el fin de definir con precisión las dimensiones, materiales y acabados requeridos para el componente. Este procedimiento asegura que el producto final cumpla con las especificaciones técnicas y los estándares de calidad necesarios.

iv. Implementación de la metodología de optimización para la mangueta del vehículo eléctrico:

Esta etapa se enfocó en la optimización de la mangueta para el vehículo eléctrico Fórmula FSAE, equipado con el sistema de transmisión de tipo In-Wheel Motor (IWM). Con base en la validación previa de la metodología desarrollada, se partió de la elaboración de un modelo de referencia que incorporó las dimensiones y restricciones impuestas por el sistema de transmisión, así como las condiciones de acoplamiento con los demás componentes de los sistemas de dirección y suspensión del vehículo. Posteriormente, se llevó a cabo la optimización de la mangueta para el vehículo eléctrico y se verificó su desempeño mediante un análisis FEM.

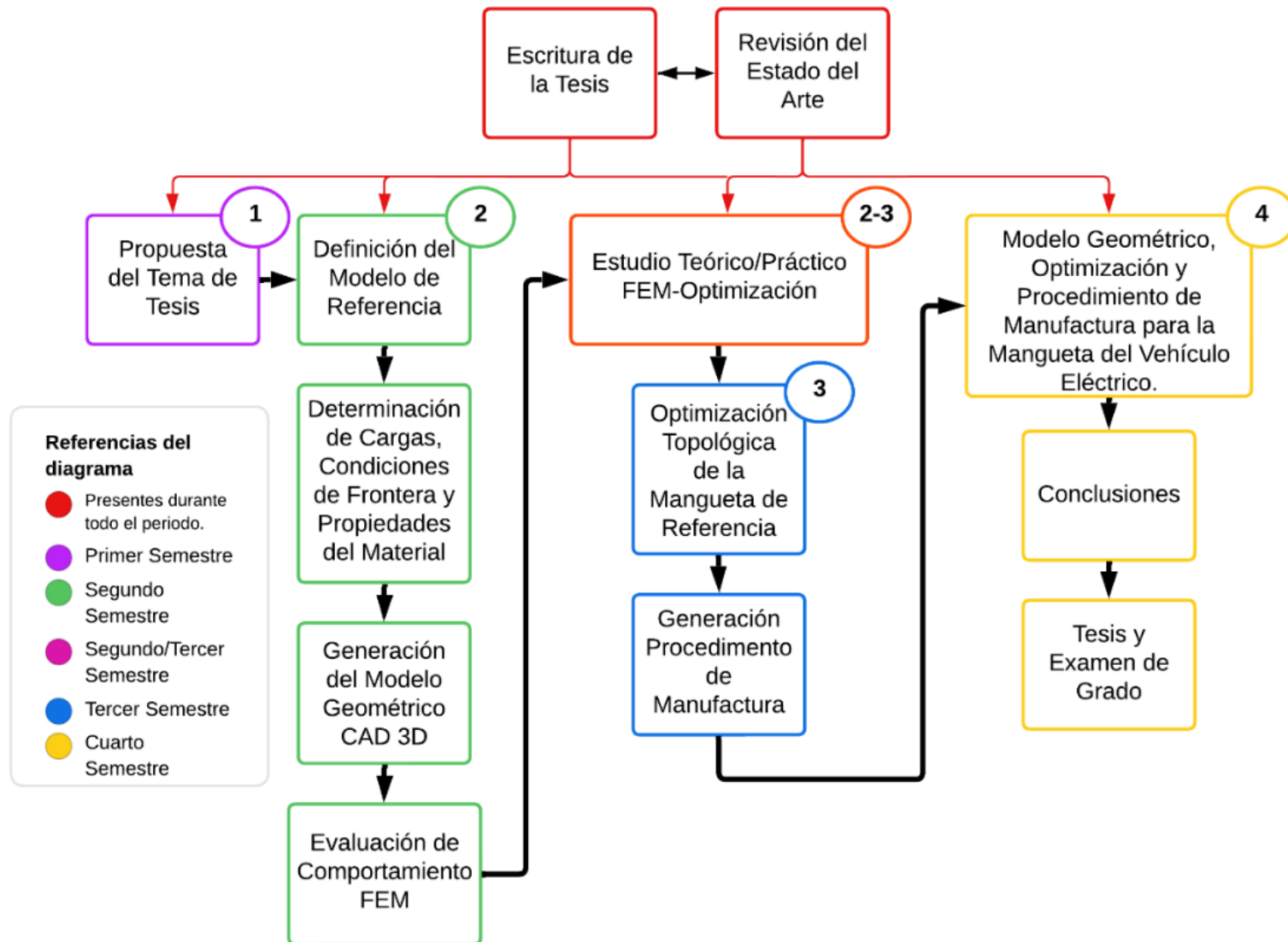


Figura 2. 8. Metodología propuesta para el desarrollo del trabajo de investigación

Capítulo

3

Mangueta de referencia

3.1. Definición del modelo de referencia

La definición del modelo geométrico de referencia para la mangueta delantera del vehículo Fórmula SAE se basó en la información disponible en la literatura, la cual está procesada y presentada en la revisión del estado del arte. En este sentido, se seleccionó como caso de estudio y de validación el trabajo reportado por Babu *et al.* [26]. Este trabajo fue seleccionado debido a que la información contenida en el artículo es suficiente para construir un modelo geométrico de referencia de la mangueta y evaluarlo en términos de su masa final, ya que este es un parámetro reportado en la investigación. De igual forma, las magnitudes y direcciones de las cargas actuantes en la mangueta son otras variables que pueden ser comparadas y contrastadas, así como las distribuciones de esfuerzos y deformaciones determinadas mediante simulaciones numéricas de elementos finitos. En la Figura 3.1, se muestra el modelo CAD 3D de la mangueta de referencia.

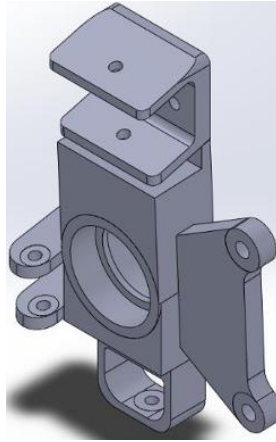


Figura 3. 1 Modelo geométrico CAD 3D original de la mangueta de referencia [26].

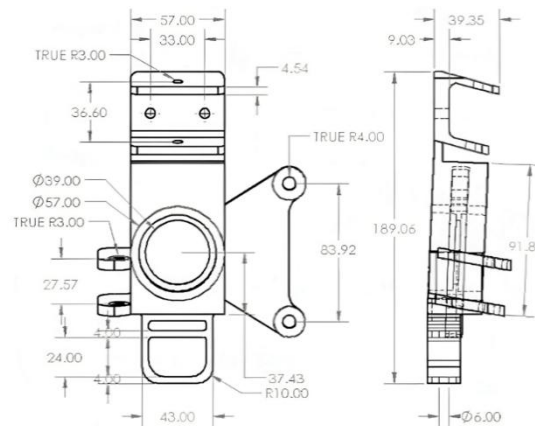


Figura 3. 2 Dibujo de fabricación de la mangueta de referencia [26].

En este contexto, a partir del modelo geométrico de referencia y de los dibujos de fabricación disponibles en el trabajo de Babu *et al.* [26], mostrados en las Figuras 3.1 y 3.2, fue posible generar en el software SolidWorks el modelo geométrico CAD 3D de la mangueta de referencia, el cual se muestra en la Figura 3.3.

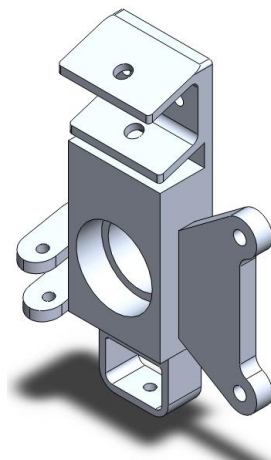


Figura 3. 3 Modelo geométrico CAD 3D generado de la mangueta de referencia

Finalmente, se realizó un comparativo entre ambos modelos en términos de masa, encontrando que existe una diferencia del 1.68% de masa, ya que para el modelo base [26] reportaron una masa de 606.75 g y el modelo generado tiene una masa de 616.92 g. En este sentido, se procedió a realizar la verificación del caso de estudio de referencia con respecto al modelo base.

3.1.1. Determinación de cargas y condiciones de frontera

La geometría generada de la mangueta de dirección del vehículo FSAE presenta diferentes puntos de anclaje ubicados en la zona delantera de dicho vehículo. Al ser un componente donde se unen dos sistemas del vehículo (dirección y suspensión), se encuentra sujeto a diferentes cargas, las cuales se transfieren a través de estos puntos de anclaje. En la Figura 3.4 se pueden apreciar los principales puntos de anclaje presentes en la mangueta hacia el resto de los componentes del vehículo.

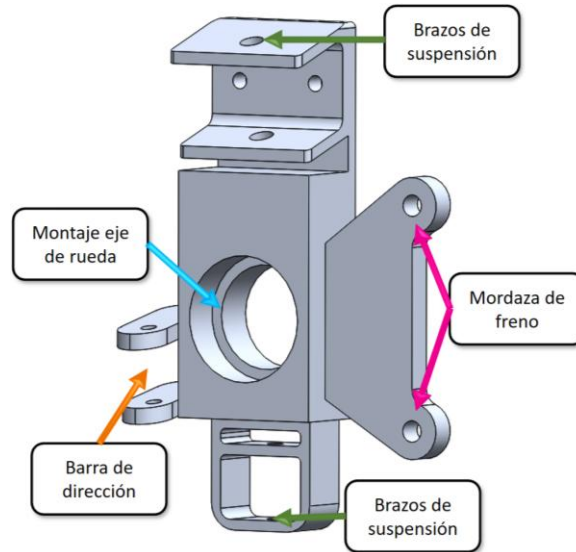


Figura 3. 4. Principales puntos de anclaje de la mangueta de dirección.

Una vez identificados los puntos en los que actúan las fuerzas, se procedió a corroborar las magnitudes de las cargas presentadas en el trabajo de Babu *et al.* [26]. Estas cargas se verificaron con base en la metodología propuesta por Derek Seward [47], la cual considera que sobre la mangueta actúan principalmente dos casos de carga: la conducción a máxima velocidad en curvas (Ecuación 3.1) y el máximo frenado (Ecuaciones 3.2 y 3.3).

$$F_{outer} = \frac{(W_{lat} * R_r) - (W_{vert} * (l_1 + l_2))}{l_1} \quad (3.1)$$

$$V_{outer} = \frac{W_{vert} * (l_1 + l_2)}{l_1} \quad (3.2)$$

$$H_{outer} = \frac{W_{long} * (l_1 + l_2)}{l_1} \quad (3.3)$$

Para la resolución de estas ecuaciones fue necesario considerar cuatro subcasos de carga:

- Carga vertical máxima (Ecuación 3.4)
- Frenado máximo (Ecuación 3.5)
- Giro máximo (Ecuación 3.6)
- Aceleración máxima. (Ecuación 3.7)

La Figura 3.5 muestra de forma ilustrativa la aplicación de la carga vertical máxima sobre la rueda correspondiente al caso uno.

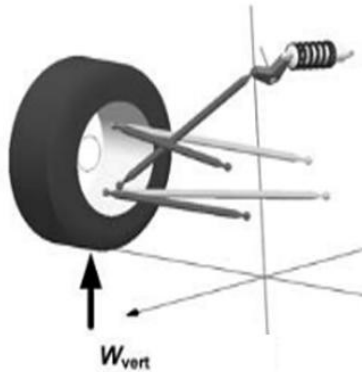


Figura 3. 5. Ubicación de la carga vertical máxima aplicada sobre la rueda [47]

Para determinar la carga resultante correspondiente al subcaso uno, se empleó la siguiente ecuación:

$$w_{vert} = 0.5 * (m * g) * (FDM + AD * FDCA) * \frac{(DC - DCr_d)}{DC} \quad (3.4)$$

De igual forma, la Figura 3.6 muestra la aplicación de la carga de frenado máximo sobre la rueda.

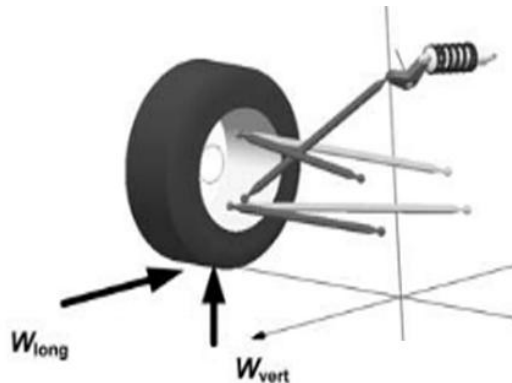


Figura 3. 6. Ubicación de la carga de frenado máximo aplicada en la rueda [47].

La ecuación utilizada para determinar el valor de la carga resultante en este subcaso fue la siguiente:

$$w_{long} = \left[\frac{(m * g + DF) * \left(1 - \frac{DCr_d}{DC}\right) + \frac{(m * g * \mu) * h_m}{DC}}{2} * FDM \right] * \mu \quad (3.5)$$

Dentro de este mismo marco, la Figura 3.7 representa la aplicación de la carga generada por curvas máximas sobre la rueda.

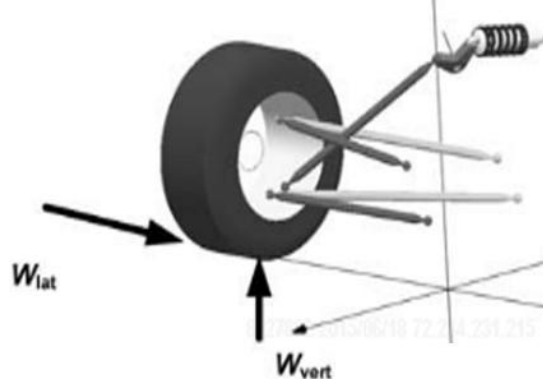


Figura 3. 7. Ubicación de la carga de curvas máximas aplicada en la rueda [47].

Para obtener la carga resultante del tercer subcaso, se empleó la siguiente ecuación:

$$w_{lat} = \left[0.5 * (m * g + DF) * \left(1 - \frac{DCr_d}{DC}\right) + \frac{(m * g + DF) * \mu * h_m * 0.625}{T} \right] * FDM * \mu \quad (3.6)$$

Por su parte, el cuarto subcaso se muestra en la Figura 3.8, donde se ilustra la aplicación de la carga de aceleración máxima sobre la rueda.

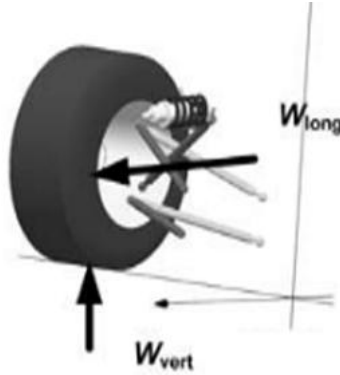


Figura 3. 8. Ubicación de la carga de aceleración máxima aplicada en la rueda [47].

La carga resultante en este caso fue obtenida mediante la siguiente ecuación:

$$w_{long} = \left[\frac{(m * g + DF)}{2 * DC} * (DCr_d - \mu * h_m) * FDM \right] * \mu \quad (3.6)$$

Una vez determinadas las cargas correspondientes para cada subcaso en la rueda, estas fueron aplicadas y trasladadas para calcular las cargas que actúan sobre la mangueta.

La Figura 3.9 proporciona una representación de cómo se distribuyen las cargas en la mangueta para el caso de curva máxima, mientras que la Figura 3.10 muestra la aplicación de la carga para el caso de frenado máximo.

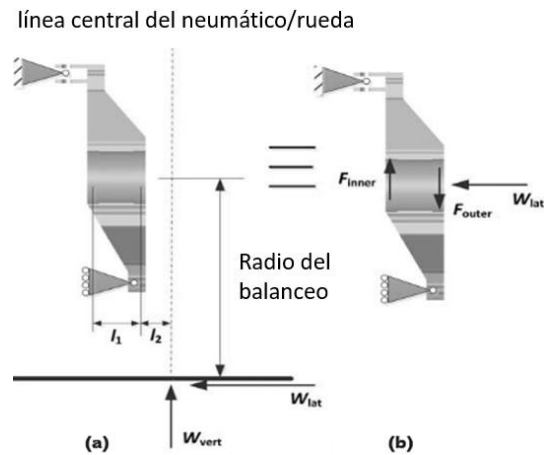


Figura 3. 9. Ubicación de la carga de curva máxima aplicada en la mangueta [47].

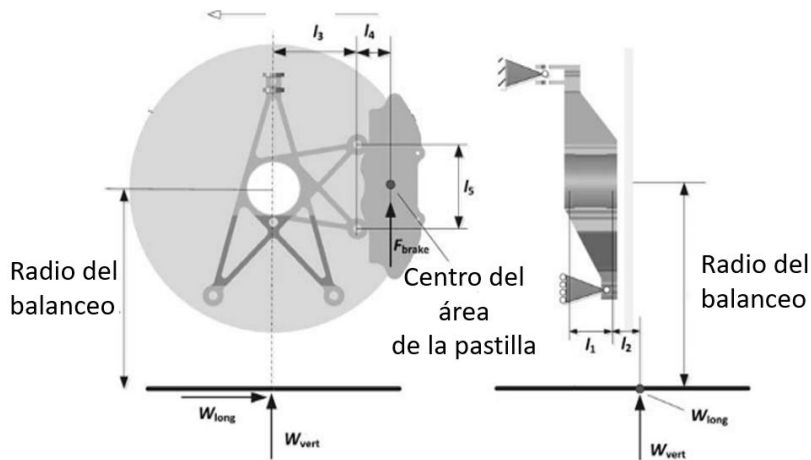


Figura 3. 10. Ubicación de la carga de frenado máximo aplicada en la mangueta [47].

Las magnitudes de las cargas actuantes sobre la mangueta se presentan en la Figura 3.11

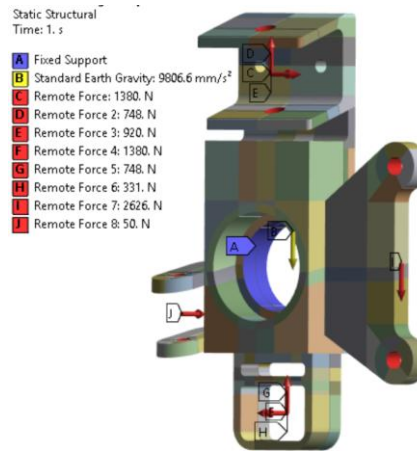


Figura 3. 11. Cargas actuantes en la mangueta de dirección.

Como se mencionó anteriormente, la mangueta se encuentra fijada en la sección que va montada sobre el eje de la rueda. Por lo tanto, las cargas se distribuyen en los puntos de anclaje de la suspensión, el brazo de dirección y la mordaza de freno.

En este contexto, se determinaron las cargas que actúan en la mangueta de un vehículo de carreras.

3.1.2. Propiedades del material

A partir de la revisión de la literatura, se identificó una amplia variedad de materiales utilizados en la fabricación de manguetas de dirección. Como resultado, se elaboró una tabla comparativa con las propiedades más relevantes de los materiales encontrados. Entre las propiedades analizadas se incluyen: el esfuerzo de cedencia, esfuerzo último, módulo de elasticidad o módulo de Young, densidad del material y la relación de Poisson.

Tabla 3. 1. Comparativa de las propiedades de los materiales reportados en la revisión de la literatura.

Material	Densidad (kg/m ³)	Módulo de Young (GPa)	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo Último (MPa)	Relación de Poisson
AISI 1018 (Acero)	7,870	200	370	440	0.29
AISI 9260 (Acero)	7,850	200	440-1149	770-1,525	0.29
Ti-6AL-4V (Aluminio)	4,430	113.8	880	950	0.342
Certal (Aluminio)	2,760	72	490	555	/
AL-6061 T6 (Aluminio)	2,700	68.9	276	310	0.33
Zicral (Aluminio)	2,810	71.1	503	572	0.33
Dura-Bar (Hierro ductil)	6,640 – 7,200	172	345	496	0.275
AlSi10Mg (Aleación de aluminio)	2,680	71	165	317	0.33
Fibra de carbono reforzado con nylon	1,400	60	350	/	/
Al 2011 T3 (Aluminio)	2,830	70.3	296	379	0.33
316L (Acero inoxidable)	8,000	193	205	515	/

De acuerdo con la comparativa realizada, se observa que la aleación de aluminio 7075-T6 (conocida comercialmente como Zicral) representa una opción adecuada frente a otros materiales comúnmente utilizados. Esta aleación destaca particularmente en procesos de optimización topológica y en aplicaciones de vehículos tipo Fórmula, como los FSAE, debido a su alta resistencia mecánica y bajo peso, cualidades esenciales para soportar los distintos casos de carga a los que se somete este componente.

Con base en las cargas determinadas para la mangueta delantera, se realizó un análisis FEM utilizando el software ANSYS 2024, con la finalidad de evaluar su comportamiento estructural. Las condiciones de frontera aplicadas en el modelo representan los efectos generados por el contacto de la rueda con la superficie, la presencia de obstáculos, el frenado, el movimiento en curvas, así como los efectos de la aceleración gravitacional.

Capítulo

4

Evaluación FEM del modelo de referencia

Con base en las cargas determinadas para la mangueta delantera, se realizó un análisis FEM utilizando el software ANSYS 2024, con la finalidad de evaluar su comportamiento estructural. Las condiciones de frontera aplicadas en el modelo representan los efectos generados por el contacto de la rueda con la superficie, la presencia de obstáculos, el frenado, el movimiento en curvas, así como los efectos de la aceleración gravitacional.

Se realizó un análisis FEM de carácter cualitativo, con el objetivo de identificar las zonas de mayor concentración de esfuerzos en la mangueta de dirección. Para ello, se utilizó la herramienta de mallado automático en ANSYS.

La Figura 4.1 muestra la malla generada para este análisis, la cual está compuesta por 5,522 nodos distribuidos en elementos tetraédricos.

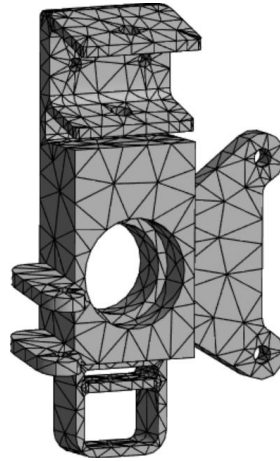


Figura 4. 1. Malla generada de manera automática en la mangueta.

El término referente a la malla automática se debe a que, durante el proceso de mallado, no se aplicaron controles focalizados ni se definió un tamaño de elemento específico. En consecuencia, la malla se generó de forma adaptativa en función de la geometría del modelo.

Una vez completado el mallado, se obtuvieron los resultados del análisis por elementos finitos en términos de esfuerzos de von Mises, deformaciones y factor de seguridad presentes en la mangueta. Estos resultados se presentan en las Figuras 4.2 a 4.4.

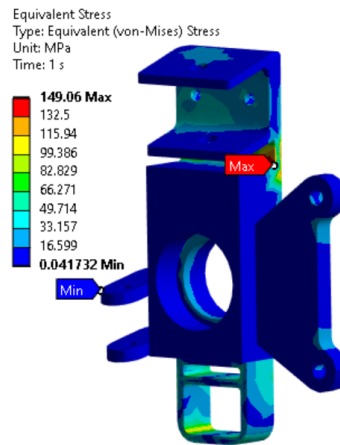


Figura 4. 2. Distribución de esfuerzos de von Mises en la mangueta para el caso de referencia inicial.

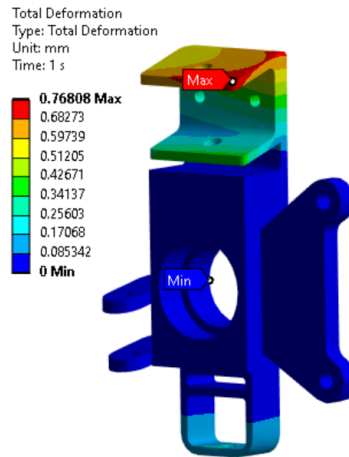


Figura 4. 3. Distribución de deformaciones en la mangueta para el caso de referencia inicial.

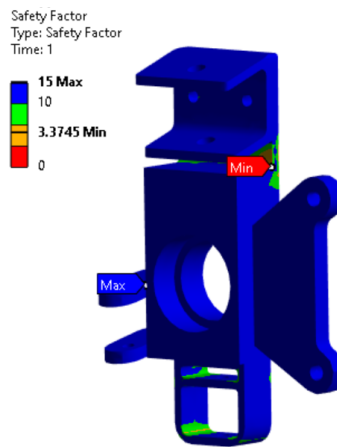


Figura 4. 4. Distribución del factor de seguridad en la mangueta para el caso de referencia inicial.

El análisis realizado permitió identificar las zonas de mayor concentración de esfuerzos en la mangueta. Con base en estos resultados, se procedió a realizar un análisis de sensibilidad de mallado, con el objetivo de mejorar la precisión y confiabilidad de los resultados obtenidos mediante el análisis FEM.

4.1. Análisis de sensibilidad de malla

El análisis de sensibilidad de malla, también conocido como estudio de independencia de malla o estudio de convergencia, consiste en ejecutar un mismo análisis FEM utilizando diferentes tamaños de elementos. El objetivo es cuantificar el efecto de la discretización del modelo sobre la variación de los resultados numéricos.

Desde el punto de vista teórico, al disminuir progresivamente el tamaño de los elementos, el error de discretización tiende a reducirse, acercándose a cero. Como consecuencia, los resultados del análisis tienden a estabilizarse, incluso ante refinamientos adicionales de la malla. Esta estabilidad en los resultados indica que el modelo ha alcanzado una malla lo

suficiente fina para obtener soluciones confiables, sin incurrir en un costo computacional innecesariamente alto.

4.2. Evaluación numérica del comportamiento del sistema empleando diferentes tipos de malla

Como parte del análisis de sensibilidad de malla, se evaluó el comportamiento del sistema empleando dos tipos de elementos: tetraédricos y hexaédricos.

Los elementos tetraédricos son ampliamente utilizados en geometrías complejas, ya que su forma permite una mejor adaptación a contornos irregulares y facilita una generación más rápida de la malla. Sin embargo, presenta una menor precisión en los resultados, especialmente cuando se compara con mallas estructuradas, bajo una misma resolución de mallado.

Por otro lado, los elementos hexaédricos ofrecen una mayor precisión numérica en los resultados de simulación debido a su mejor desempeño en la interpolación de campos dentro de cada elemento. Sin embargo, su aplicación es más limitada en geometrías complejas, ya que se requiere de estructuras más regulares para poder ser implementadas eficientemente. En muchos casos, no es posible utilizarlos directamente debido a las restricciones impuestas por la forma del modelo. Por esta razón, se recurrió a un proceso de seccionamiento de la geometría, con la finalidad de descomponer el modelo original en cuerpos geoméricamente simples. Esto permitió la generación de una malla hexaédrica en regiones específicas, facilitando así una comparación directa del comportamiento del sistema frente a diferentes esquemas de mallado.

Considerando que se identificó la zona con mayor concentración de esfuerzos en el componente, se procedió a refinar la malla en esta región y se llevó a cabo un análisis de convergencia de malla.

Es importante señalar que, debido al uso de la versión estudiantil del software ANSYS, el número máximo de nodos permitidos para el análisis está limitado a 130,000 nodos. Esta restricción impone ciertas limitaciones en la densidad global de la malla, por lo que se optó por una estrategia de refinamiento localizado.

En la zona crítica de concentración de esfuerzos se aplicaron controladores de malla, permitiendo asignar un tamaño de elemento menor en comparación con el resto de la geometría. Este enfoque local de refinamiento optimiza el uso de los recursos computacionales disponibles, mejorando la precisión en áreas clave sin comprometer el límite de nodos.

El tamaño del elemento fue ajustado progresivamente hasta alcanzar un punto en el que la variación de los resultados entre simulaciones consecutivas fuera mínima, indicando así una estabilidad en los datos y la convergencia del modelo.

4.2.1. Evaluación numérica del comportamiento del sistema empleando diferentes tipos de malla

Los resultados obtenidos del análisis de sensibilidad de malla empleando elementos tetraédricos se presentan en la Tabla 4.1 y en la Figura 4.5. Este análisis permitió observar la variación de los resultados a medida que se reduce el tamaño de los elementos en la zona de concentración de esfuerzos, con el objetivo de evaluar la estabilidad y convergencia de los parámetros analizados.

Tabla 4. 1 Resultados del análisis de sensibilidad de malla con elementos tetraédricos.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	6	21,390	191.79	0.84258	2.6226	/
2	5	23,477	205.13	0.85254	2.4521	6.96
3	4	28,895	207.07	0.86509	2.4291	0.95
4	3	40,959	209.79	0.87158	2.3976	1.31
5	2	91,177	235.73	0.87837	2.1338	12.36
6	1.9	103,188	238.52	0.8789	2.1088	1.18
7	1.85	109,862	243.73	0.87861	2.0637	2.18
8	1.81	116,151	231.18	0.87922	2.1897	-4.74

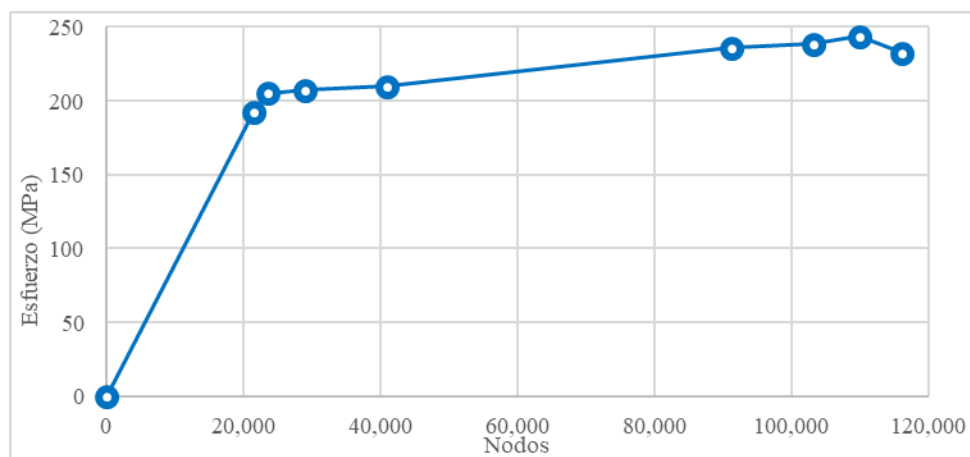


Figura 4. 5. Variación de resultados en función del tamaño del elemento tetraédrico.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis de sensibilidad de malla, se comprobó que un mallado predominantemente tetraédrico, incluso al aplicar un refinamiento en la zona de interés, no logra estabilizar los resultados. Las simulaciones con diferentes tamaños de elementos mostraron variaciones significativas en los esfuerzos calculados, indicando un porcentaje de error elevado, destacando la ausencia de una convergencia aparente.

4.2.2. Mallado con elementos hexaédricos para el caso de referencia

Los resultados generados a partir del análisis de sensibilidad utilizando un mallado hexaédrico se presentan en la Tabla 4.2 y la Figura 4.6.

Tabla 4. 2. Iteraciones del cambio de tamaño de elemento para mallado hexaédrico.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	6	35,732	213.39	0.84344	2.357	/
2	5	45,110	218.46	0.8321	2.302	2.38
3	4	70,228	225.64	0.8533	2.29	3.29
4	3	93,417	220.47	0.87499	2.2815	-2.29
5	2	117,205	233.83	0.88007	2.1511	6.06
6	1.9	119,588	235.87	0.88056	2.1325	0.87
7	1.85	121,320	235.6	0.87994	2.135	-0.11
8	1.81	122,934	235.41	0.88045	2.1367	-0.08

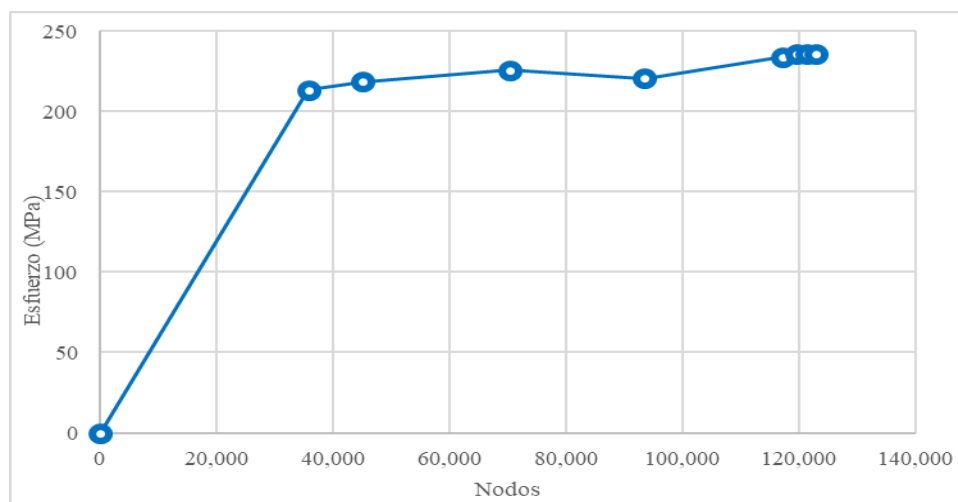


Figura 4. 6. Sensibilidad de malla con elementos hexaédricos en la mangueta para el caso de referencia inicial.

Al emplear un mallado predominantemente hexaédrico en el análisis de convergencia, se observó que la variación de los esfuerzos resultantes entre simulaciones sucesivas fue mínima, lo cual indica que el error tiende a cero. Esto evidencia una mayor precisión y estabilidad en los resultados, validando así la efectividad del mallado hexaédrico para este tipo de análisis en comparación con el mallado tetraédrico.

Una vez definidos los esfuerzos a los que se somete la mangueta de referencia bajo las condiciones de carga establecidas, se procedió a realizar la optimización topológica del modelo.

Capítulo

5

Optimización topológica de la mangueta de referencia

5.1. Optimización topológica a partir de la geometría de referencia

En primer lugar, se identificó el problema de optimización descrito en el trabajo de Babu *et al.* [26], en el que la función objetivo se centró en maximizar la rigidez. Las restricciones del modelo se derivan de las condiciones de frontera, que representan tanto los puntos de anclaje como los elementos encargados de la transmisión de cargas. Estas secciones quedan excluidas del proceso de optimización, lo que implica que no deben ser alteradas ni modificadas durante el análisis.

El proceso de optimización topológica se llevó a cabo utilizando el módulo de Optimización Estructural del software ANSYS, donde se definieron la función objetivo y las restricciones correspondientes al problema planteado.

Las etapas para la generación de la propuesta de optimización son las siguientes:

- Establecer el número de iteraciones o porcentaje de error como criterio de finalización del proceso de optimización.
- Definir la región de optimización y la zona que será excluida del proceso.
- Determinar la función objetivo.
- Especificar el porcentaje de masa que debe conservar el diseño final.

A diferencia de las otras etapas, la delimitación de la región de optimización topológica permite identificar de manera clara qué secciones de la geometría de la mangueta son aptas

para ser rediseñadas y cuáles deben ser excluidas del proceso. Este aspecto se ilustra en la Figura 5.1.

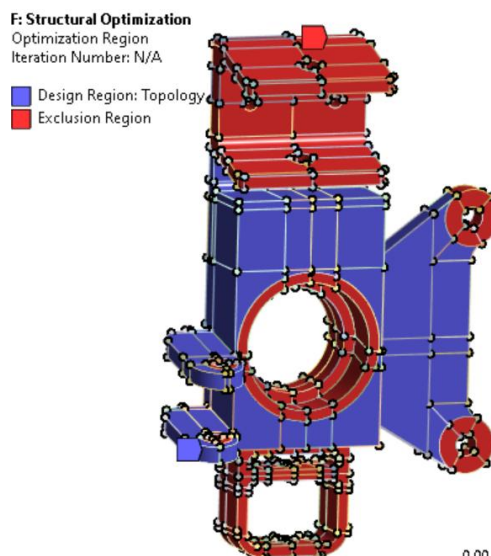


Figura 5. 1. Designación de las zonas de diseño y las zonas excluidas del proceso de optimización de la mangueta en el caso de referencia inicial.

Tras caracterizar el comportamiento de la mangueta y definir las zonas de diseño, se procedió con la optimización topológica del modelo de referencia. Este proceso se dividió en dos enfoques principales: el primero se orientó a maximizar la rigidez de la mangueta, mientras que el segundo tuvo como objetivo minimizar los esfuerzos que actúan sobre ella. Ambos enfoques se llevaron a cabo utilizando modelos numéricos basados en mallas con elementos hexaédricos.

Siguiendo lo propuesto por McDill y Garcia [48], la elección de los elementos hexaédricos se fundamentó en su capacidad para generar resultados de geometrías optimizadas que son más suaves, homogéneas, continuas y estructuralmente estables. Esta característica es crucial para asegurar el rendimiento y la durabilidad de la mangueta bajo condiciones de carga reales.

En el enfoque de maximización de rigidez, el objetivo fue redistribuir el material de manera que se lograran secciones más resistentes en las áreas críticas. Por otro lado, en el enfoque de minimización de esfuerzos, se buscó reducir las concentraciones de esfuerzos que podrían dar lugar a fallos prematuros. Ambos enfoques son esenciales para el diseño eficiente de componentes estructurales, ya que contribuyen a mejorar tanto la seguridad como la funcionalidad de los elementos mecánicos, tal como se detalla en el flujo de trabajo del análisis de optimización proporcionado por Ansys [49].

5.1.1. Optimización topológica enfocada en la maximización de la rigidez

En el primer caso de optimización, la función objetivo se centró en maximizar la rigidez de la mangueta de referencia, basándose en el análisis estructural previamente realizado. Como restricción, se estableció que el proceso de optimización no debía eliminar más del 50% de

la masa del modelo. Los resultados finales del proceso de esta optimización se presentan en la Figura 5.2.

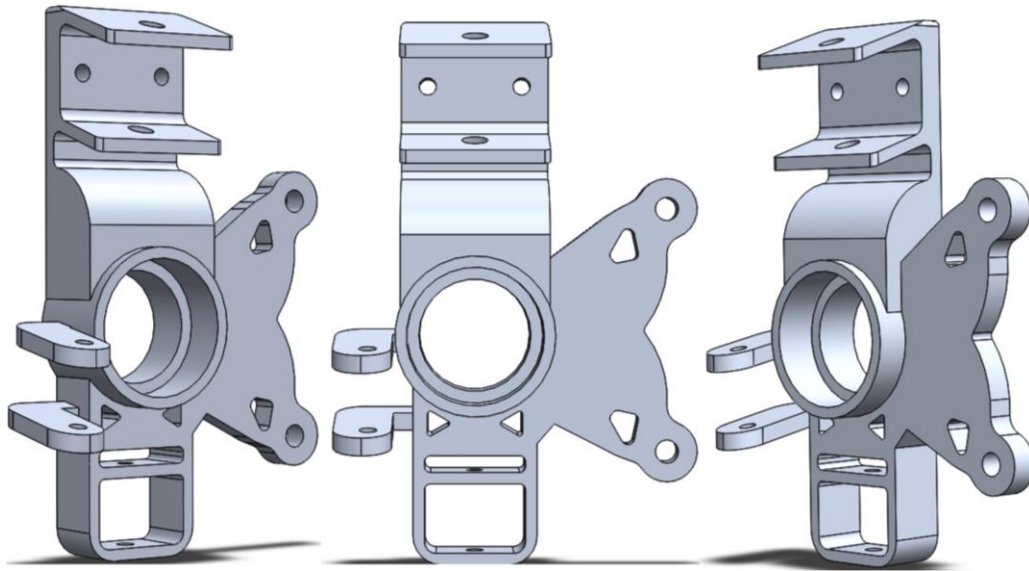


Figura 5. 2. Geometría optimizada de la mangueta enfocada en la maximización de la rigidez.

5.1.2. Optimización topológica enfocada en la minimización de esfuerzos

En el segundo caso de optimización, la función objetivo se centró en minimizar los niveles de esfuerzo, garantizando, al mismo tiempo, que al menos el 50% de la masa de la mangueta se mantuviera. Los resultados finales de este proceso de optimización se presentan en la Figura 5.3.

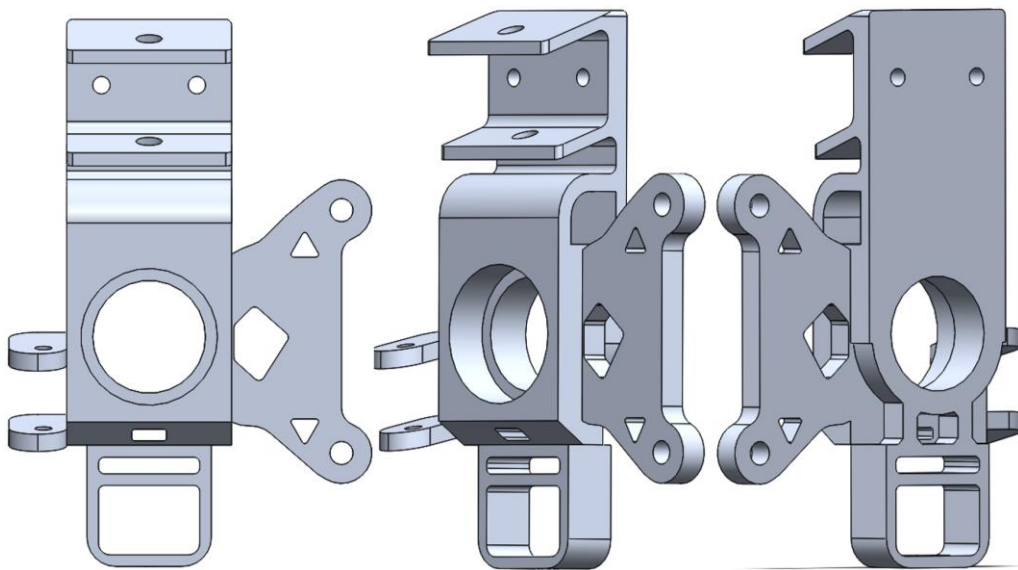


Figura 5. 3. Geometría optimizada de la mangueta enfocada en la minimización de esfuerzos.

Cabe señalar que, a pesar de utilizar las mismas condiciones y criterios de optimización, un proceso de optimización topológica no siempre proporcionará el mismo resultado, debido a que emplea algoritmos estocásticos en el proceso de solución. Estos algoritmos comúnmente proporcionan soluciones que varían en cada proceso de ejecución debido a la naturaleza aleatoria inherente a estos métodos. A diferencia de los enfoques deterministas, que siguen una secuencia fija y predecible, los algoritmos estocásticos incorporan elementos de aleatoriedad o probabilidades en su proceso de búsqueda de soluciones óptimas. Aunque es cierto que, durante el proceso entre una iteración y otra, se conserven rasgos similares, la forma resultante siempre será diferente a la anterior.

Si bien los algoritmos estocásticos no garantizan encontrar la solución óptima global, son especialmente útiles para resolver problemas complejos, no lineales, no convexos o de alta dimensión, donde los métodos deterministas exactos pueden ser computacionalmente inviables. Por lo tanto, estos métodos representan una opción poderosa para abordar situaciones donde los enfoques más convencionales no ofrecen una solución práctica.

Teniendo esto en cuenta, el algoritmo de optimización explora diferentes caminos para llegar a la solución, lo que provoca que la distribución del material alrededor de la geometría no siempre sea idéntica.

5.1.3. Diseños optimizados y su tratamiento geométrico

Una vez obtenidas las geometrías de los procesos de optimización, es crucial analizar cada una bajo las mismas condiciones del modelo de referencia, con el fin de verificar que los niveles de esfuerzo y deformación sean similares o incluso mejores que los del modelo base utilizado durante el proceso de optimización. Este paso de verificación garantiza que las geometrías generadas sean funcionales y eficaces en términos de desempeño estructural, manteniendo o mejorando las características del diseño original.

Un aspecto clave durante este análisis es la revisión geométrica de las piezas optimizadas. Este proceso incluye la identificación y corrección de zonas que presenten bordes rectos o pronunciados, ya que estos pueden complicar significativamente los procesos de manufactura.

Es importante destacar que las geometrías generadas por el proceso de optimización pueden tener características que dificultan su fabricación. Esto se debe a la tendencia de los algoritmos de optimización a generar formas muy complejas o inusuales que pueden ser difíciles de producir con técnicas de manufactura tradicionales. En estos casos, la importancia del mallado se vuelve fundamental. Un mallado fino y eficiente contribuye a mejorar la precisión del modelo y facilita la creación de geometrías más definidas y sencillas, que son más fáciles de fabricar. Este proceso resulta sumamente significativo, ya que, en su forma inicial, el resultado de la optimización tiende a presentar un aspecto orgánico y bastante irregular en sus superficies. Esta irregularidad depende en gran medida del desempeño de la malla utilizada durante la optimización, ya que un mallado demasiado grueso puede generar

geometrías menos definidas, mientras que uno más fino puede mejorar la precisión, pero incrementar la complejidad computacional.

La complejidad e irregularidad de estas geometrías suele representar un reto, pues no siempre resultan fáciles de interpretar ni de llevar directamente a un proceso de fabricación. Por ello, es necesario realizar ciertos ajustes en la geometría generada, de modo que cumpla con los estándares tanto de desempeño estructural como de viabilidad en manufactura.

Si bien existen distintas técnicas y estrategias para trabajar con este tipo de geometrías optimizadas, todas persiguen un mismo propósito: depurar y preparar el modelo para su validación y verificación posteriores. Este proceso implica eliminar irregularidades innecesarias, suavizar bordes, evitar zonas difíciles de fabricar y garantizar que la geometría final sea lo suficientemente clara y sencilla para poderse producir mediante tecnologías como impresión 3D, mecanizado o fundición.

La etapa de limpieza y ajuste resulta clave, ya que una geometría que en teoría ha sido optimizada para el rendimiento estructural puede no ser factible de fabricar sin estas modificaciones. Entre los ajustes más comunes se encuentran:

- **Suavizado de bordes:** para prevenir concentraciones de esfuerzo o complicaciones en la fabricación.
- **Optimización de transiciones:** con el fin de reducir cambios abruptos que dificulten el proceso de manufactura.
- **Simplificación de la geometría:** para volver la forma más práctica y manejable sin comprometer sus propiedades estructurales.

Según lo reportado en la documentación complementaria del software [50], Ansys SpaceClaim se presenta como una opción directa para la modificación, aunque a frecuentemente requiere de intervención del usuario debido a la complejidad de la pieza. En este contexto, es crucial mantener la carcasa del componente como referencia para garantizar que se conservan las características requeridas, lo que permite identificar las áreas que no deben ser rediseñadas.

Es importante destacar que la intervención humana juega un papel fundamental en esta etapa del proceso de optimización. Los cambios y mejoras por el usuario son determinantes para definir la geometría final del componente. De esa manera, una vez concluidos los procesos de modificación y validación, se puede considerar que el proceso de optimización ha finalizado.

5.1.4. Verificación estructural de las optimizaciones topológicas

Una vez finalizado el tratamiento geométrico de ambos modelos, se procedió a su verificación mediante un análisis FEM, utilizando las mismas condiciones de carga aplicadas al modelo de referencia. Este análisis permitió comparar y evaluar la fiabilidad estructural de

ambos diseños, así como los niveles de esfuerzos y deformaciones resultantes. Para garantizar la consistencia y validez del estudio, se emplearon los mismos materiales, condiciones de frontera y cargas que en la mangueta de dirección de referencia.

Se utilizaron los modelos CAD 3D de las geometrías optimizadas, cada una con un enfoque específico en su diseño: el primero orientado a maximizar la rigidez y el segundo a minimizar los esfuerzos. En la Figura 5.4, se muestra la malla utilizada para la geometría enfocada a la maximización de la rigidez, en la que se empleó la mayor cantidad posible de nodos y elementos. Este enfoque tiene como objetivo proporcionar un mapeo más preciso del comportamiento del componente. Además, en la Tabla 5.1 y la Figura 5.5, se presentan los resultados del análisis de sensibilidad de malla correspondiente a esta geometría.

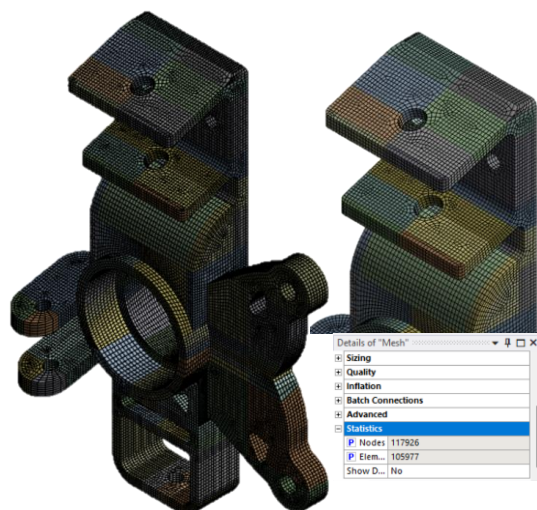


Figura 5. 4. Mallado hexaédrico a la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

Tabla 5. 1. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	4.5	6,364	195.85	0.8306	2.57	/
2	4	8,371	203.38	0.8653	2.47	3.84
3	3.5	11,073	204.77	0.8763	2.46	0.68
4	2.5	22,925	207.06	0.8755	2.43	1.12
5	2.45	23,633	208.94	0.8814	2.41	0.91
6	2	40,118	217.28	0.9021	2.31	3.99
7	1.9	44,347	222.62	0.9039	2.26	2.46
8	1.85	48,889	222.64	0.9146	2.26	0.01
9	1.65	69,546	223.67	0.919	2.25	0.46
10	1.45	82,809	225.76	0.9215	2.23	0.93
11	1.34	102,740	234.79	0.9253	2.14	4.00
12	1.31	109,210	238.23	0.9255	2.11	1.47
13	1.29	117,930	237.93	0.9266	2.11	-0.13

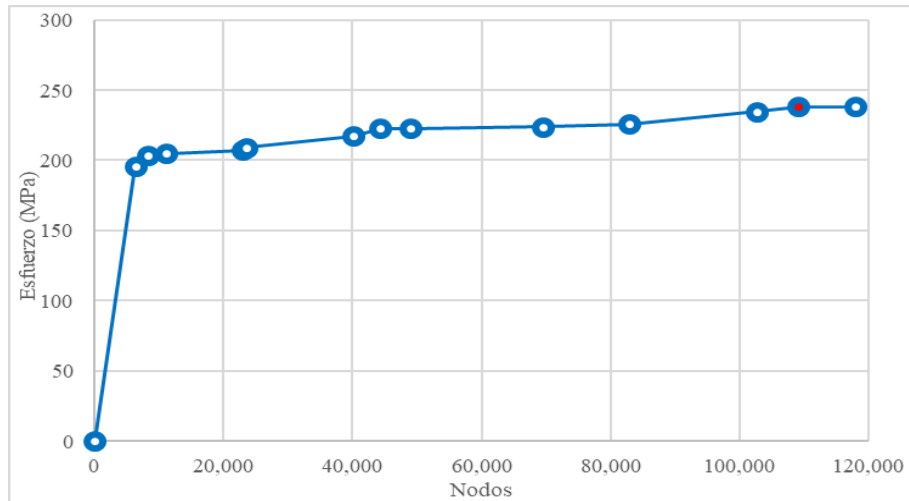


Figura 5. 5. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

Basado en el comportamiento observado en el análisis de la Figura 5.5, se concluyó que, a partir de la iteración 12, cualquier cambio en los resultados es irrelevante, ya que el sistema alcanza un estado de estabilidad. Por lo tanto, se seleccionó la simulación que presenta el valor máximo de esfuerzos para representar visualmente la distribución de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad en la geometría optimizada. Las Figuras 5.6 a 5.8 muestran el comportamiento de la mangueta optimizada, analizada con una malla hexaédrica y con la función objetivo de maximizar la rigidez.

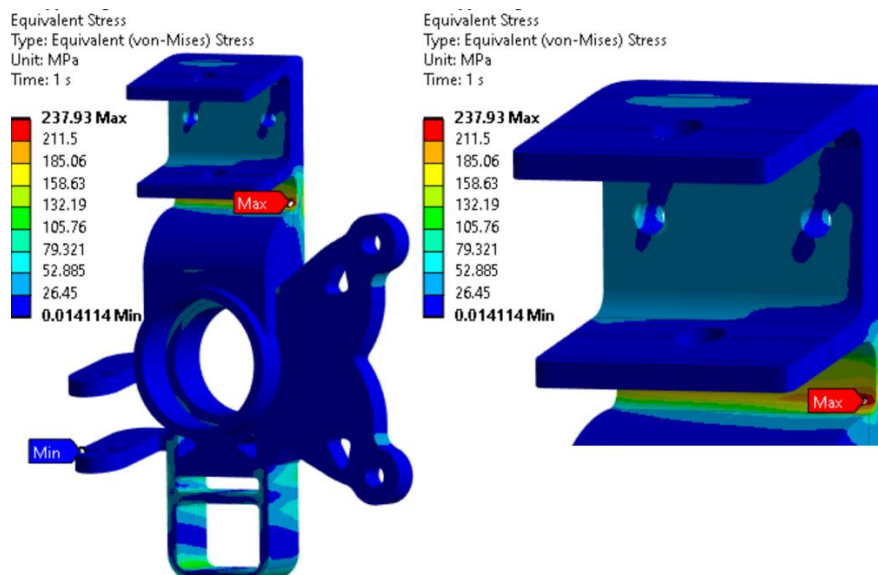


Figura 5. 6. Distribución de los esfuerzos de von Mises en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

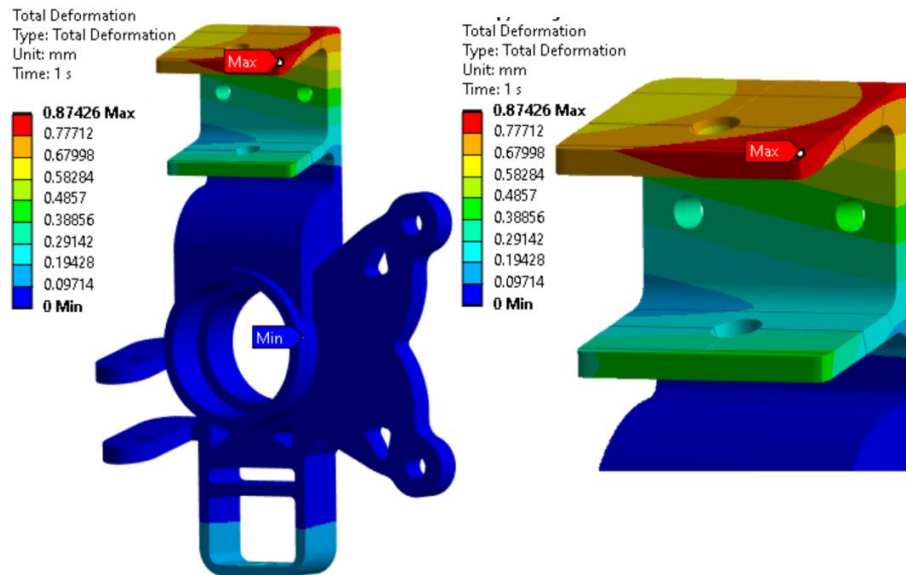


Figura 5. 7. Distribución de las deformaciones en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

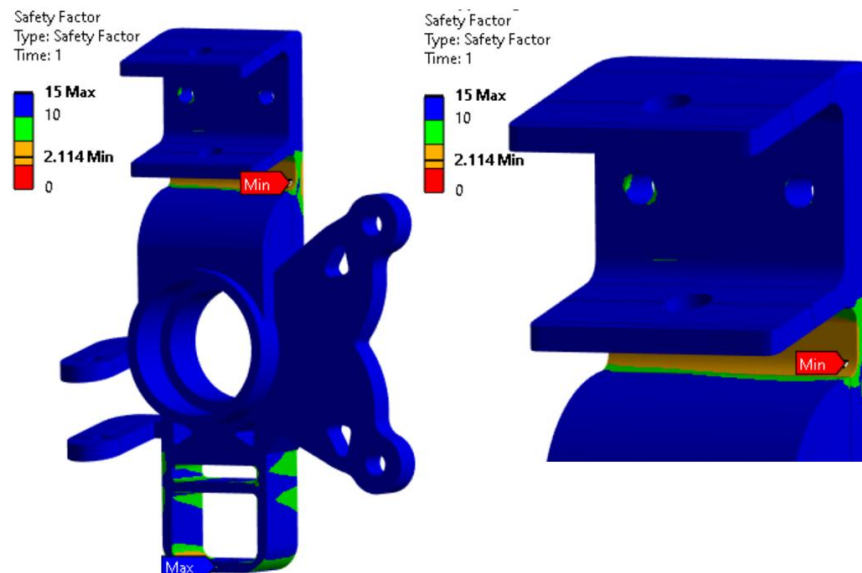


Figura 5. 8. Distribución del factor de seguridad en la geometría optimizada con la función objetivo de maximizar la rigidez.

Por otro lado, la Figura 5.9 muestra la malla empleada en la geometría para minimizar los esfuerzos. Además, la Tabla 5.2 y la Figura 5.10 presentan los resultados del análisis de sensibilidad de malla realizado para esta geometría, con el objetivo de evaluar la influencia de la densidad de malla en la precisión de los resultados numéricos.

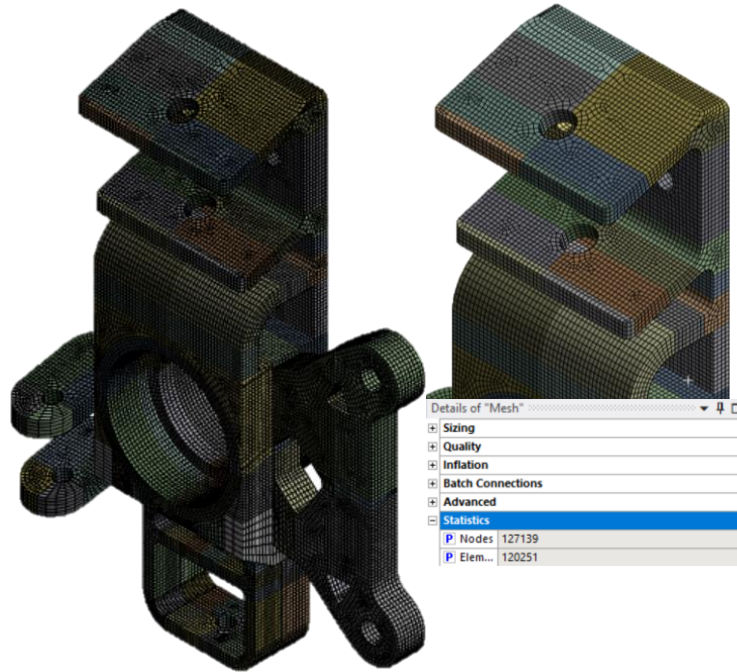


Figura 5. 9. Mallado hexaédrico de la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar esfuerzos.

Tabla 5. 2. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	4.5	6,129	187.57	0.8196	2.68	/
2	4	8,652	188.9	0.8013	2.66	0.71
3	3.5	11,087	189.05	0.8111	2.66	0.08
4	2.5	21,221	190.88	0.8293	2.63	0.97
5	2.1	33,294	192	0.8541	2.62	0.59
6	2	37,571	191.97	0.8551	2.62	-0.02
7	1.9	47,859	193.32	0.855	2.6	0.70
8	1.85	51,239	194.94	0.8638	2.58	0.84
9	1.65	65,371	198.72	0.8674	2.53	1.94
10	1.45	83,881	202.14	0.8714	2.49	1.72
11	1.4	98,113	203.96	0.8717	2.47	0.90
12	1.34	109,830	205.58	0.8731	2.45	0.79
13	1.27	127,140	204.96	0.8743	2.45	-0.30

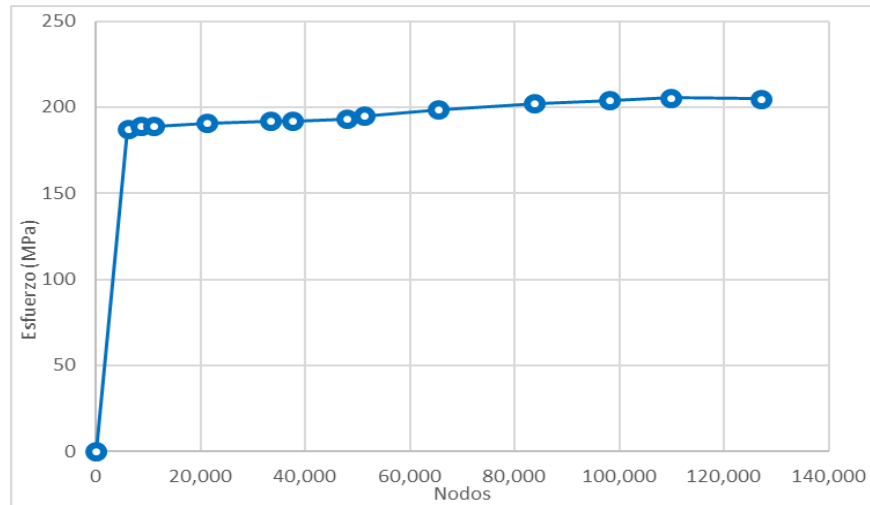


Figura 5. 10. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar esfuerzos.

El análisis de sensibilidad realizado para la geometría optimizada, con el objetivo de minimizar los esfuerzos, mostró una estabilización a partir de la iteración 10. Esto indicó que no era necesario continuar reduciendo el tamaño de los elementos en el mallado del componente. En consecuencia, la iteración 13 se seleccionó como el modelo de simulación representativo del comportamiento de la geometría optimizada. Las Figuras 5.11 a 5.13 ilustran este comportamiento en términos de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad.

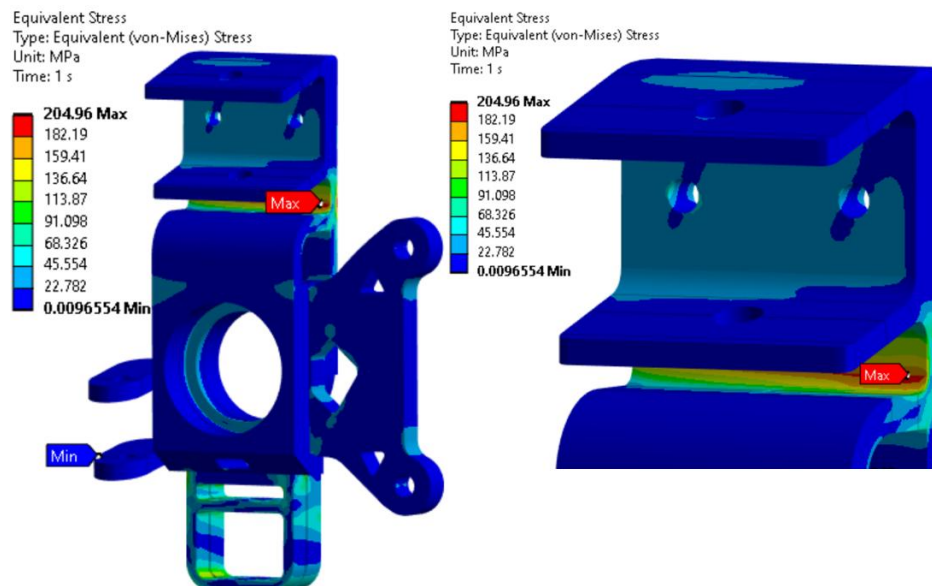


Figura 5. 11. Distribución de esfuerzos de von Mises en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.

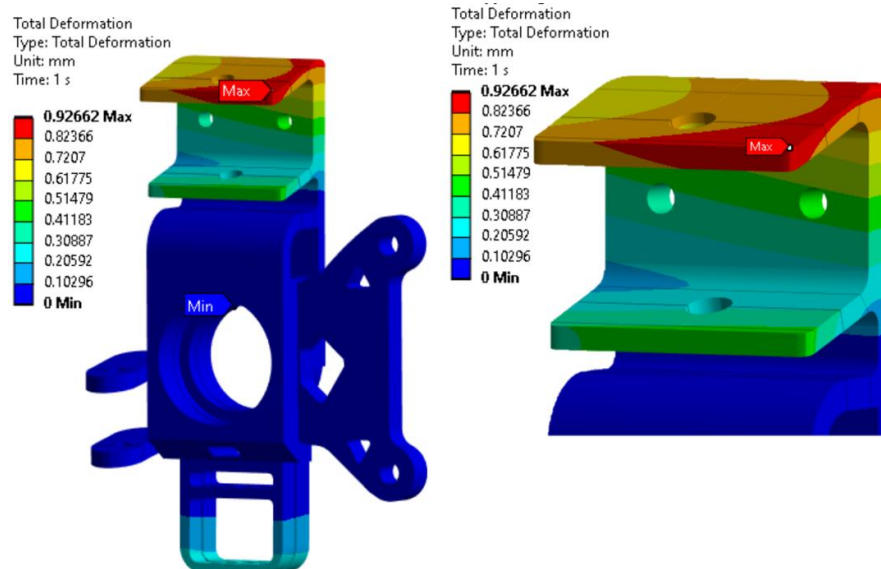


Figura 5. 12. Distribución de deformaciones en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.

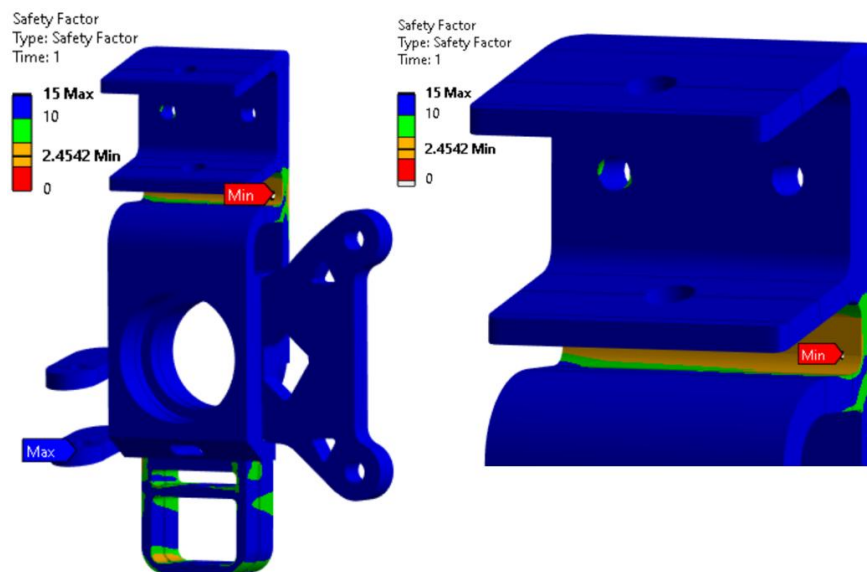


Figura 5. 13. Distribución del factor de seguridad en la geometría optimizada con la función objetivo de minimizar los esfuerzos.

Finalmente, con el objetivo de sintetizar los resultados del comportamiento de las geometrías analizadas y sus respectivas reducciones de masa, se presenta una comparación en la Tabla 5.3.

Tabla 5. 3. Comparativa de los resultados del comportamiento de la mangueta de referencia con la generada y sus posteriores optimizaciones.

Parámetro	Diseño de referencia	Diseño optimizado reportado	Diseño maximiza rigidez	Diseño minimiza esfuerzos
% de reducción de masa	616.92 g (NA)	427 g (29%)	456.08 g (26.07%)	497.54 g (19.35%)
σ (MPa)	231.33	221.24	237.93	204.96
δ (mm)	0.88177	0.69	0.87	0.93
n	2.17	2.26	2.11	2.45

Como se observa en la tabla comparativa, el diseño optimizado con el objetivo de maximizar la rigidez presentó un mayor valor de esfuerzos, lo que resultó en un menor factor de seguridad en comparación con el modelo optimizado reportado en la literatura. Sin embargo, este diseño mostró un menor nivel de deformaciones.

En contraste, el modelo optimizado enfocado en minimizar los esfuerzos exhibió una mayor cantidad de deformaciones en comparación con el diseño que maximiza la rigidez. Como consecuencia, las deformaciones de este modelo fueron superiores a las de la geometría optimizada de referencia. No obstante, este enfoque se destacó por tener el nivel más bajo de esfuerzos entre las tres geometrías analizadas, lo que se traduce en un mayor factor de seguridad.

Es relevante destacar que el modelo optimizado reportado en la literatura presenta el mayor porcentaje de reducción de masa en comparación con los modelos optimizados generados en este estudio. Sin embargo, el diseño desarrollado por Babu *et al.* [26] fue evaluado utilizando una malla relativamente gruesa compuesta por elementos tetraédricos, como se muestra en la Figura 5.14.

Además, el análisis realizado por Babu *et al.* [26] no incluye un estudio de sensibilidad de malla, lo que dificulta determinar si el modelo alcanza un estado de estabilidad o si sus niveles de esfuerzo presentan variaciones significativas.



Figura 5. 14. Geometría optimizada reportada en la literatura con un mallado tetraédrico [26].

En este contexto, se propuso el desarrollo de un modelo geométrico híbrido que integrara ambas funciones objetivo: minimizar los esfuerzos y maximizar la rigidez del componente. El objetivo era aprovechar los beneficios que cada uno de estos enfoques puede ofrecer, optimizando así el rendimiento global del diseño.

Capítulo

6

Metodología híbrida optimizada

6.1. Metodología para la generación de la geometría optimizada con función combinada

La creación de una geometría optimizada híbrida, que combine los resultados obtenidos de las optimizaciones previas, tiene como objetivo lograr una solución más equilibrada y eficiente, optimizando simultáneamente el desempeño estructural del diseño. Para ello, se desarrolló una metodología capaz de proporcionar resultados basados en dos funciones objetivo para un componente de gran relevancia, como es la mangueta. Se espera que este enfoque aporte ventajas significativas, sin limitarse únicamente a la reducción de la masa no suspendida del vehículo de Fórmula estudiantil.

La representación detallada de los pasos y procedimientos necesarios para implementar la metodología propuesta para la generación del modelo optimizado híbrido se presenta en la Figura 6.1. Esta metodología proporciona, de manera clara y sistemática, el enfoque a seguir en el desarrollo del modelo.

Además, esta propuesta no solo busca optimizar las características mecánicas de la mangueta, sino también establecer un marco metodológico aplicable al diseño de otros componentes críticos en diversas ramas de la ingeniería.

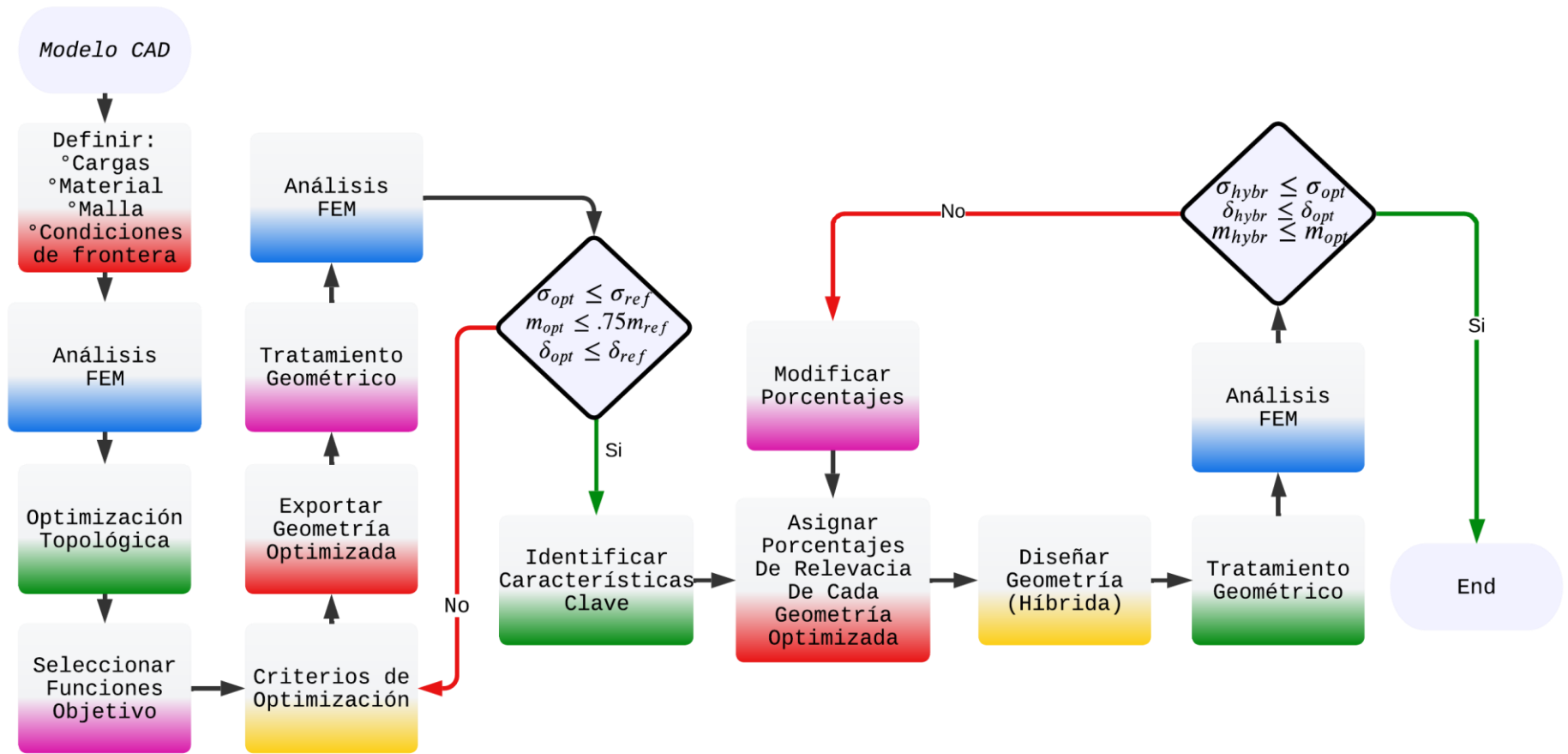


Figura 6. 1. Diagrama de flujo del proceso para la generación de la geometría, que integra los resultados de dos funciones objetivo.

Teniendo en cuenta lo expuesto, el desarrollo de la metodología se focalizó en un punto clave, en el que es necesario considerar un porcentaje combinado de las características esenciales tanto de la geometría optimizada para maximizar la rigidez como de aquella diseñada para minimizar los esfuerzos.

Con este propósito, se elaboró la Tabla 6.1, en la cual se listan las características clave de cada geometría. Este análisis permitió la identificación de los aspectos más relevantes para la obtención de los resultados relacionados con su comportamiento estructural.

Tabla 6. 1. Características clave de las geometrías optimizadas.

Maximizar K	Minimizar σ
Reducción del respaldo	Corte de la sección superior
Forma del anclaje de la mordaza de freno	Perforaciones de la zona de anclaje de la mordaza de freno
Corte de la sección superior	Corte de la zona posterior
Forma del frente	Corte de la base
Perforación de la base	Perforación de la base
Modificación del anclaje de la barra de dirección	Forma del anclaje de la mordaza de freno

Con el objetivo de facilitar la comprensión de las características clave identificadas y su ubicación en las geometrías, se señalaron en las Figuras 6.2 y 6.3 cada una de ellas, de acuerdo con la geometría optimizada correspondiente.

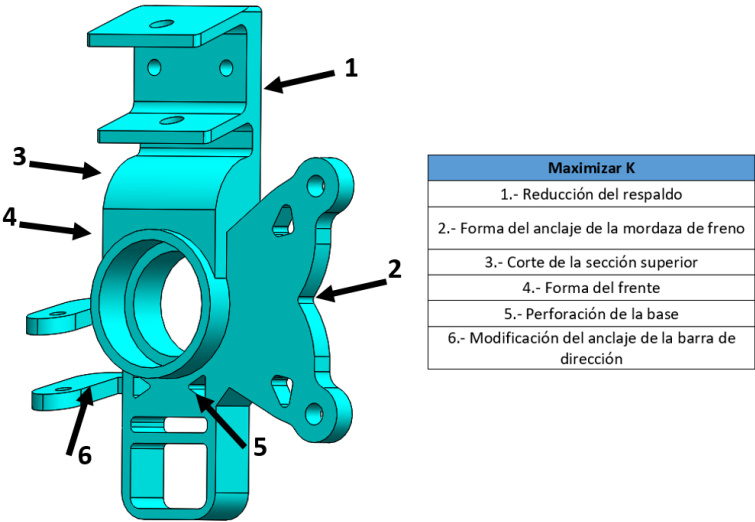


Figura 6. 2. Características clave de la geometría optimizada para la maximización de la rigidez.

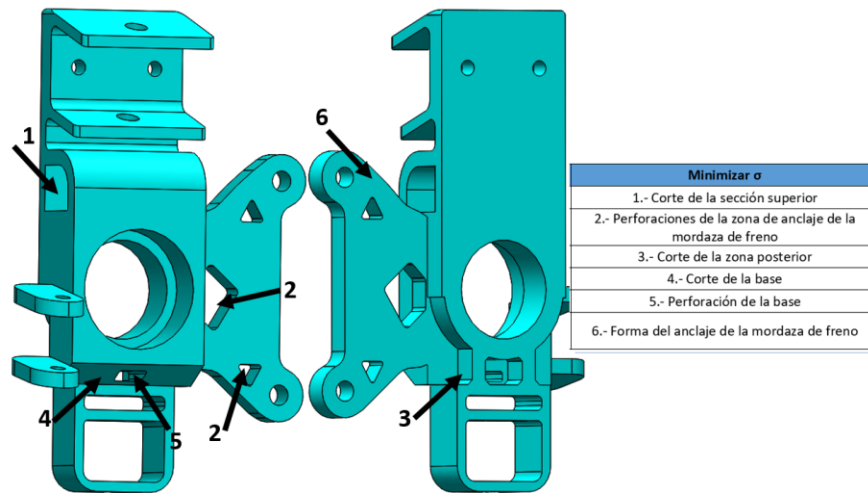


Figura 6. 3. Características clave de la geometría optimizada para la minimización de los esfuerzos.

Una vez identificadas las características clave de cada una de las geometrías optimizadas, se procedió a realizar los cálculos necesarios para determinar el porcentaje que corresponde considerar de cada una de ellas.

6.1.1. Optimización híbrida para la geometría de la mangueta

Con las características clave que determinan el comportamiento de los modelos optimizados identificadas, se procedió a formular el problema de optimización en términos de la función objetivo, las variables de decisión y las restricciones.

La función objetivo del problema de optimización, que integra los enfoques de minimizar los esfuerzos y maximizar rigidez, se expresa como:

$$\text{Min } \omega_1 \sigma + \omega_2 \frac{1}{k} \quad (6.1)$$

Variables de decisión:

Se enlistaron las variables involucradas, tanto las características clave mencionadas en la Tabla 6.1, como las siguientes variables adicionales:

- Reducción del respaldo
- Forma del anclaje de la mordaza de freno
- Corte de la sección superior
- Forma del frente
- Perforación de la base
- Modificación del anclaje de la barra de dirección
- Perforaciones de la zona de anclaje de la mordaza de freno
- Corte de la zona posterior
- Corte de la base

- Rigidez (k)
- Esfuerzos (σ)
- Masa del modelo de referencia (m_{ref})
- Masa optimizada de la mangueta (m_{opt})

Los parámetros ω_1 y ω_2 representan los pesos o porcentajes asignados a cada uno de los enfoques en la función objetivo.

La función objetivo está sujeta a las siguientes restricciones:

$$\begin{aligned} 0 < \omega_1 < 1 \\ 0 < \omega_2 < 1 \\ \omega_1 + \omega_2 &= 1 \\ m_{hyb} &\leq m_{opt} \end{aligned} \tag{6.2}$$

6.1.2. Generación de la geometría híbrida de la mangueta

Una vez identificadas las características clave que determinan el comportamiento de los modelos optimizados y obtenida la función global de optimización, se procedió a la generación de la geometría híbrida. Este proceso consideró tanto el modelo de optimización desarrollado como las características clave seleccionadas de ambas geometrías. La geometría híbrida resultante para la mangueta, que se presenta en la Figura 6.4, incorpora un 43% de los cambios basados en el enfoque de minimización de esfuerzos y un 57% en el enfoque de maximización de la rigidez.

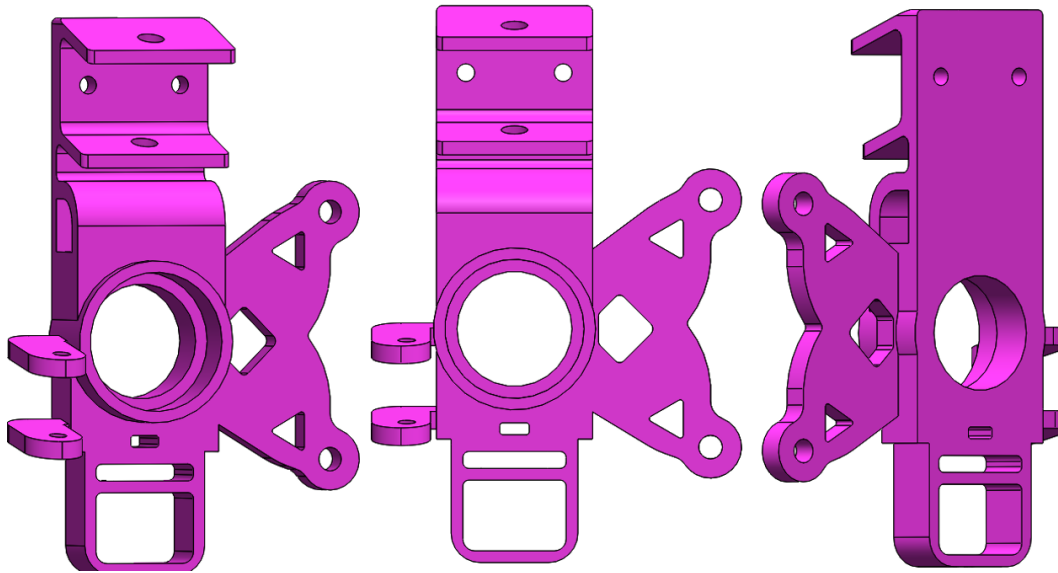


Figura 6. 4. Geometría híbrida que combina los resultados de ambas funciones objetivo

6.1.2.1. Análisis de elementos finitos de la geometría optimizada

Mediante la generación de geometría optimizada híbrida, que combina las dos funciones objetivo, se logró realizar una verificación mediante análisis FEM, utilizando las mismas condiciones de carga que el modelo de referencia. Se emplearon los mismos materiales, condiciones de frontera y cargas aplicadas que se utilizaron en la mangueta de dirección de referencia, con el fin de evidenciar los cambios introducidos por la nueva geometría.

Como se ha mostrado en resultados anteriores, el mallado con elementos hexaédricos presenta numerosas ventajas, por lo que se optó por este tipo de malla para el análisis. La Figura 6.5 muestra la malla utilizada en el componente.

Adicionalmente, se realizó un análisis de sensibilidad de la malla para obtener una representación más precisa del comportamiento de la geometría híbrida en términos de esfuerzos de von Mises, deformaciones y factor de seguridad. Los resultados de este análisis se presentan en la Tabla 6.2 y la Figura 6.6.

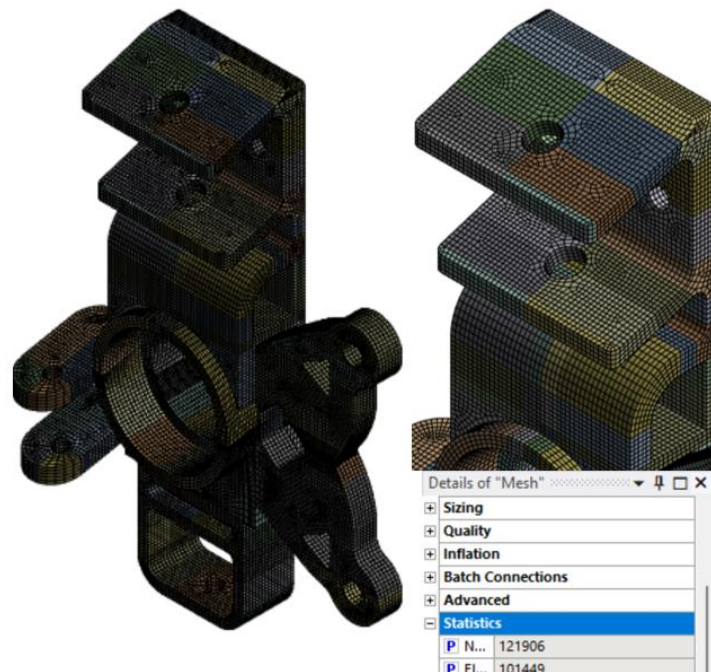


Figura 6. 5. Detalle del mallado hexaédrico aplicado a la geometría optimizada híbrida.

Tabla 6. 2. Resultados del análisis de sensibilidad de malla para la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	4	8,819	204.81	0.846	2.456	/
2	3.5	10,907	205.45	0.855	2.448	0.31
3	3	15,735	203.49	0.86	2.471	-0.95
4	2.7	19,117	204.26	0.874	2.462	0.38
5	2.2	32,786	207.96	0.908	2.418	1.81
6	2	40,906	207.14	0.906	2.428	-0.39
7	1.7	60,583	209.4	0.915	2.402	1.09
8	1.45	94,351	219.43	0.92	2.292	4.79
9	1.4	103,020	220.93	0.921	2.277	0.68
10	1.34	112,370	222.47	0.922	2.26	0.70
11	1.28	121,910	220	0.923	2.286	-1.11

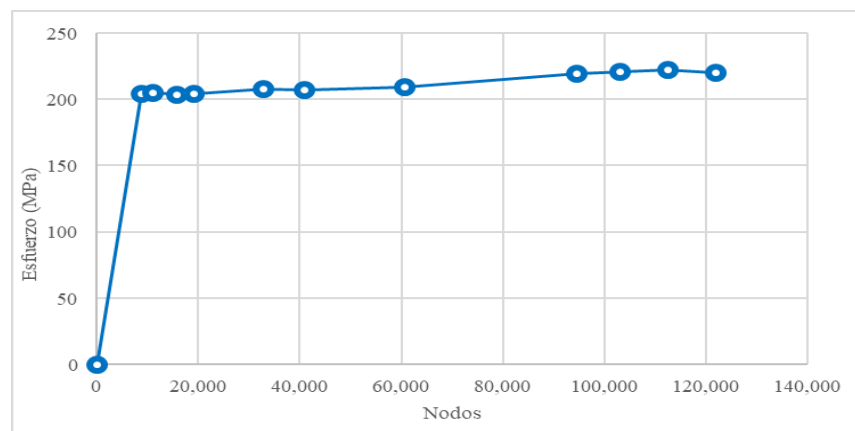


Figura 6. 6. Comportamiento del análisis de sensibilidad de la malla hexaédrica para la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización

De manera ilustrativa, las Figuras 6.7 a 6.9 muestran los resultados del análisis FEM, que incluyen los esfuerzos de von Mises, las deformaciones y el factor de seguridad.

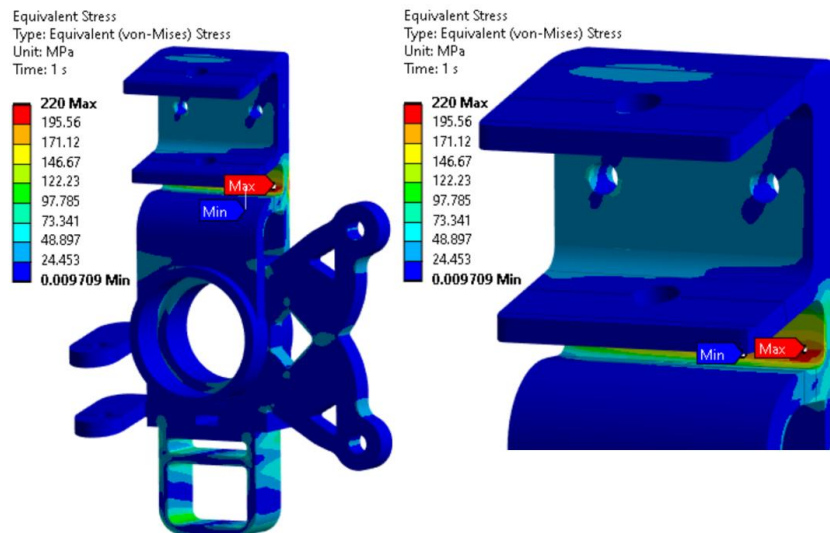


Figura 6. 7. Distribución de los esfuerzos en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.

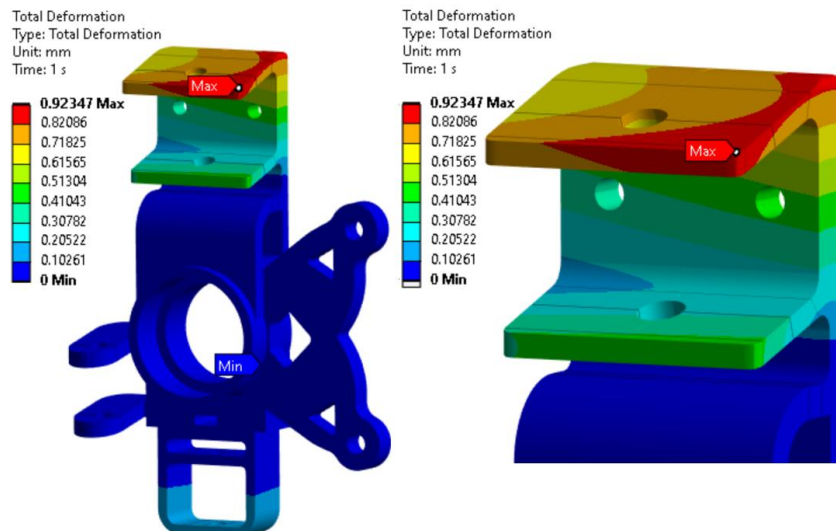


Figura 6. 8. Distribución de las deformaciones en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.

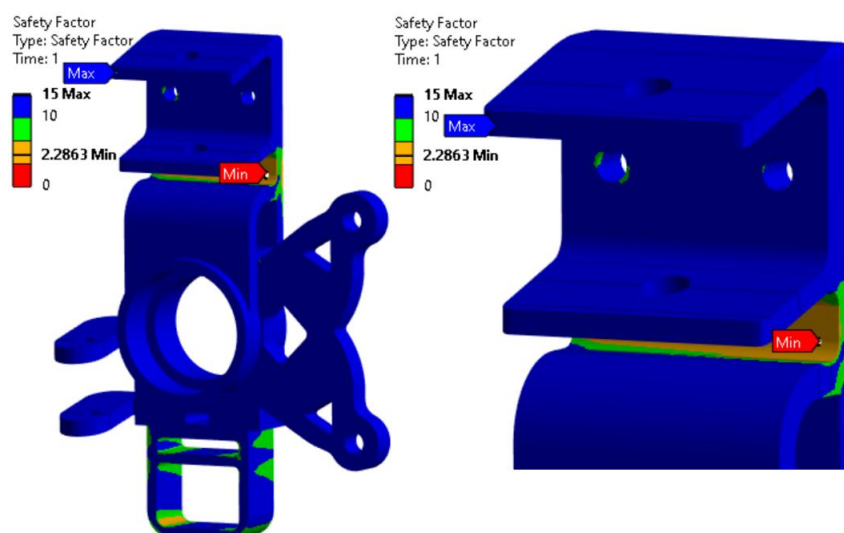


Figura 6. 9. Distribución del factor de seguridad en la mangueta optimizada híbrida, que combina ambos enfoques de optimización.

6.1.3. Discusión de resultados a partir de la generación de la geometría híbrida que combina ambos enfoques de optimización

La Tabla 6.3 presenta una comparación del comportamiento de las geometrías optimizadas, considerando las funciones objetivo de forma individual, lo reportado en la literatura (modelo de referencia) y la optimización de la mangueta, que incorpora los enfoques de maximizar rigidez y minimizar los esfuerzos.

Tabla 6. 3. Comparación de resultados de las geometrías optimizadas individualmente y la geometría híbrida optimizada.

Parámetro	Diseño de referencia	Diseño optimizado reportado	Diseño maximiza rigidez	Diseño minimiza esfuerzos	Diseño híbrido optimizado
% de reducción de masa	616.92 g (NA)	427 g (29%)	456.08 g (26.07%)	497.54 g (19.35%)	454.72 g (26.3%)
σ (MPa)	231.33	221.24	237.93	204.96	220
δ (mm)	0.88177	0.69	0.87	0.93	0.92
n	2.17	2.26	2.11	2.45	2.28

Los resultados presentados en la tabla comparativa muestran que el modelo optimizado híbrido, que combina las mejores características de sus dos predecesores (el modelo que minimiza esfuerzos y el que maximiza la rigidez), mantiene sus propiedades de resistencia estructural a pesar de tener una mayor reducción de masa.

Pese a ello, al comparar con los resultados reportados en la literatura para el modelo optimizado, se observó que, aunque los valores de los máximos esfuerzos y los mínimos factores de seguridad son similares, se destaca una diferencia en las deformaciones. Además, se observa una mínima variación en la reducción de masa.

Sin embargo, retomando lo explicado anteriormente, el modelo optimizado presentado por Babu *et al.* [26] fue analizado utilizando una malla gruesa compuesta únicamente por elementos tetraédricos en su totalidad, como se puede observar en la Figura 5.14.

Por lo tanto, los valores de comportamiento obtenidos no están respaldados por un análisis de sensibilidad de malla, lo que limita la certeza sobre la exactitud de los niveles de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad.

A modo de comparación, en las Figuras 6.10 a 6.13 se presenta el análisis del componente utilizando una malla tetraédrica similar a la reportada por Babu *et al.* [26], junto con los resultados correspondientes en términos de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad.

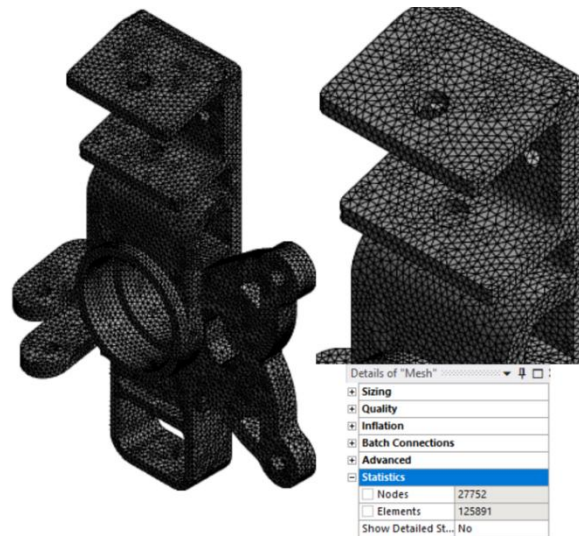


Figura 6. 10. Mallado tetraédrico de la geometría optimizada híbrida.

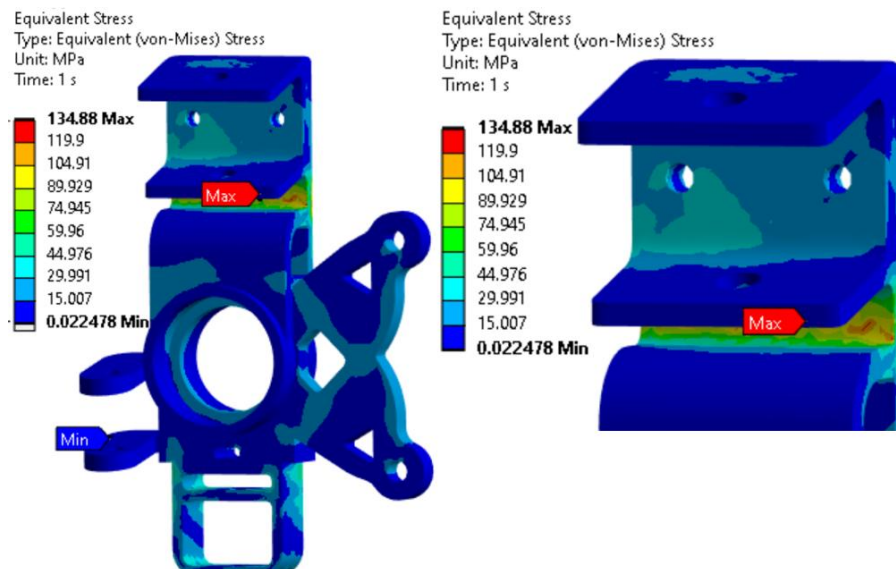


Figura 6. 11. Distribución de los esfuerzos en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.

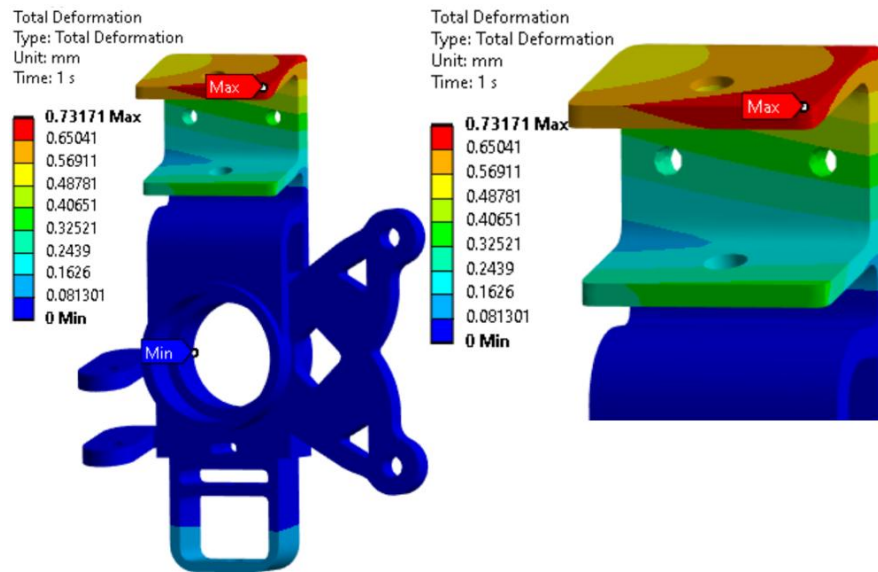


Figura 6. 12. Distribución de las deformaciones en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.

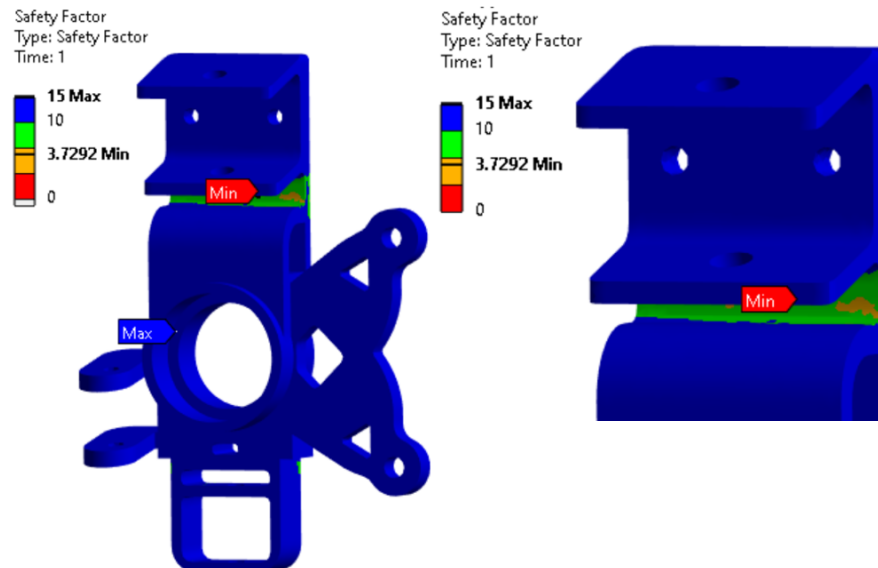


Figura 6. 13. Distribución del factor de seguridad en la mangueta optimizada híbrida utilizando una malla tetraédrica, que combina ambos enfoques de optimización.

En este contexto, al aplicar las condiciones de malla descritas en la literatura para el modelo híbrido optimizado, el comportamiento resultante fue superior al de todas las geometrías comparadas. Los niveles de esfuerzo y el factor de seguridad muestran una diferencia considerable.

La Tabla 6.4 presenta los valores obtenidos previamente, comparándolos con los obtenidos al utilizar un mallado compuesto completamente por elementos tetraédricos.

Tabla 6. 4. Comparación de resultados de las geometrías optimizadas individualmente, el modelo de referencia y el modelo optimizado con mallado hexaédrico y tetraédrico.

Parámetro	Diseño de referencia	Diseño optimizado reportado	Diseño maximiza rigidez	Diseño minimiza esfuerzos	Diseño híbrido optimizado	Diseño híbrido (Tetra)
% de reducción de masa	616.92 g (NA)	427 g (29%)	456.08 g (26.07%)	497.54 g (19.35%)	454.72 g (26.3%)	454.72 g (26.3%)
σ (MPa)	231.33	221.24	237.93	204.96	220	134.88
δ (mm)	0.88177	0.69	0.87	0.93	0.92	0.73
n	2.17	2.26	2.11	2.45	2.28	3.72

Los resultados presentados en la tabla comparativa muestran que el diseño híbrido, utilizando configuraciones de malla similares a la información reportada en la literatura, presenta el mejor desempeño global. Este modelo obtuvo los niveles más bajos de esfuerzos y deformaciones, lo que se traduce en un mayor factor de seguridad.

Cabe señalar que el porcentaje de masa no se vio afectado, ya que únicamente se realizó una modificación en el modelo numérico de la geometría. Aunque en este punto el modelo optimizado reportado en la literatura continúa presentando una ligera ventaja, la diferencia es mínima en comparación con el resto de los beneficios obtenidos.

De este modo, con la generación y verificación del modelo híbrido optimizado, se da por concluida la metodología propuesta, la cual se considera satisfactoria debido a los resultados alcanzados. Por lo tanto, se recomienda la aplicación de esta metodología en el desarrollo de componentes similares, así como en el diseño de partes o sistemas fuera del ámbito de la Fórmula SAE, dado que su aplicación no se limita exclusivamente a este campo.

Capítulo

7

Implementación de la metodología para la mangueta del EV

7.1. Generación de la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión IWM

Para definir las características del diseño de la mangueta de dirección de un vehículo FSAE eléctrico, fue necesario considerar sus funciones principales. Estas, como se mencionó previamente, incluyen soportar las fuerzas generadas en la zona de contacto del neumático con el suelo y transmitir dichas fuerzas al chasis a través de los brazos de suspensión. Asimismo, la mangueta debe permitir la transmisión del movimiento del volante, facilitando así el giro de la rueda.

Uno de los principales desafíos en el diseño de la mangueta para un vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM es la limitación del espacio alrededor del eje de la rueda. Esto se debe a la necesidad de garantizar un espacio adecuado para los componentes que interactúan con la mangueta, como la mordaza de freno y los anclajes de la suspensión, evitando interferencias o roces bajo condiciones de carga operativas.

El proceso de diseño inició con la ubicación de los componentes del sistema de transmisión IWM, así como aquellos elementos que se acoplan a la mangueta. Esta disposición se realizó considerando tanto su posición definitiva como estimaciones basadas en modelos geométricos genéricos para este tipo de manguetas utilizadas en configuraciones similares.

Entre los elementos que más influyen en las dimensiones de la mangueta en vehículos Fórmula SAE eléctricos con transmisión tipo IWM, destaca conjunto motriz (tren de potencia), ya que debe alojarse parcialmente dentro de la mangueta, condicionando así su

tamaño. Del mismo modo, el límite máximo de dimensionamiento está dado por el diámetro del rin de la llanta, que en esta propuesta corresponde a un rin de 13 pulgadas.

Con base en estas consideraciones, en la Figura 7.1 se muestra el espacio disponible (representado en transparencia) en el que se ubicará la mangueta, así como algunos de los componentes con los que estará acoplada.

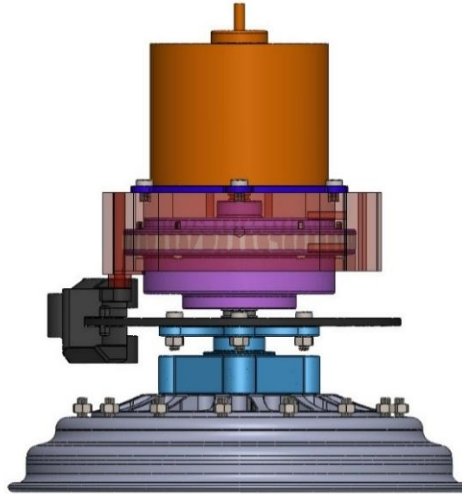


Figura 7. 1. Modelo geométrico CAD 3D del sistema de transmisión de referencia para un vehículo eléctrico IWM.

En la Figura 7.1 se muestran los principales componentes del sistema de transmisión utilizado en el vehículo FSAE con tracción en ruedas IWM. Se destacan el disco de freno y la mordaza (en color negro), el motor eléctrico (en naranja), el rin (en plateado), el cubo de la rueda (en azul) y el sistema de transmisión (en morado), desarrollado en el marco de la tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica titulada “Diseño de una transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas para aplicaciones en vehículos eléctricos tipo FSAE”, realizada en el TecNM/CENIDET.

Con base en la ubicación de los puntos de anclaje para la mangueta y las dimensiones de los componentes con los que interactúa, se procedió a generar el diseño inicial de la mangueta, considerando tanto las restricciones geométricas como funcionales.

7.2. Diseño de referencia de la mangueta de dirección con sistema IWM

El diseño de referencia de la mangueta debe cumplir, como mínimo, con los siguientes requerimientos:

- Incluir los puntos de anclaje correspondientes al sistema de dirección y suspensión.
- No exceder las dimensiones disponibles para su instalación.
- Garantizar una correcta alineación con el eje de la rueda.
- Facilitar el proceso de ensamblaje.

Considerando estos requerimientos, se desarrolló la geometría base de la mangueta que funcionó de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

En la Figura 7.2 se presenta el modelo CAD 3D propuesto, donde se destacan los puntos de anclaje.

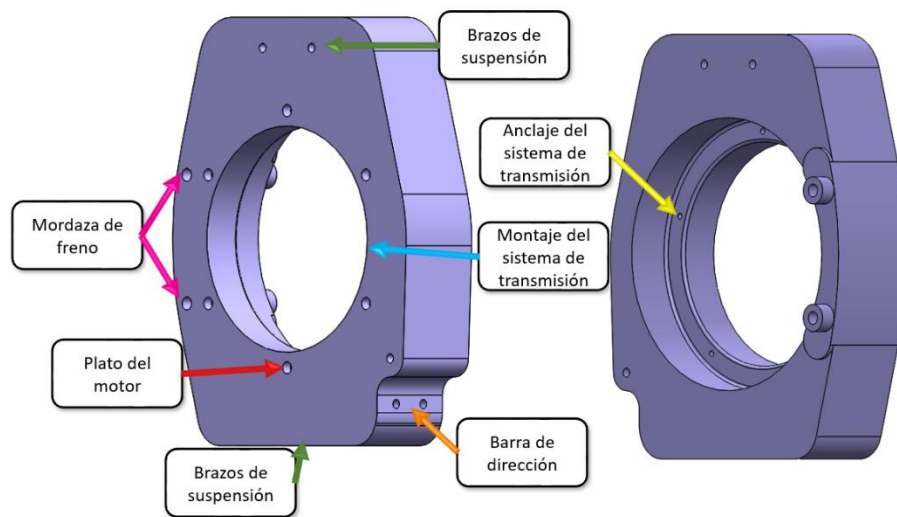


Figura 7. 2. Modelo CAD tridimensional de la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

En comparación con los diseños previamente desarrollados para vehículos FSAE con motor de combustión interna, la mangueta diseñada en este estudio presenta diferencias significativas. Estas se deben, principalmente, a la configuración del vehículo, que en este caso incorpora motores eléctricos integrados en ruedas (IWM). Esta disposición requiere que el motor esté directamente acoplado a la mangueta, lo que influye notablemente en su diseño.

Otro aspecto relevante es la forma de la geometría de la mangueta, que presenta una estructura robusta, con una apariencia general que tiende a formas cuadradas u ovaladas. Esto contrasta con las geometrías más estilizadas y alargadas típicas de las manguetas utilizadas en vehículos FSAE de combustión interna. La razón de esta diferencia radica en que, en este caso, la mangueta no solo debe alojar el eje de la rueda, sino que también integra parcialmente el sistema de transmisión en su interior.

Por lo tanto, el tamaño del sistema de transmisión influye directamente en las dimensiones globales de la mangueta. Además, su espesor está condicionado por la necesidad de acoplarse correctamente con otros componentes, como la mordaza de freno y el motor eléctrico, a través de un plato conector.

La Figura 7.3 muestra el sistema de transmisión completo montado, junto con la mangueta de referencia propuesta (en rojo), lista para el ensamblaje con los demás componentes del sistema de transmisión IWM y el rin.



Figura 7. 3. Ensamblaje del sistema de transmisión IWM con la mangueta de referencia propuesta (en rojo) y el rin.

7.3. Determinación de cargas, condiciones de frontera y propiedades del material para el diseño de la mangueta de referencia del vehículo eléctrico FSAE

Como parte de la implementación de la metodología de optimización, se llevó a cabo la verificación del comportamiento estructural del modelo de referencia propuesto para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

Se identificó la necesidad de contar con un conjunto de cargas reales que representen con precisión las condiciones a las que está sometida la mangueta, considerando su integración con un sistema de transmisión tipo IWM. En el estudio realizado por Amir y Xuan [51], se utilizaron cargas obtenidas de una competencia de vehículos FSAE eléctricos. En esta investigación, se tomó como referencia dicho conjunto de cargas, complementándolo con las fuerzas ejercidas por los componentes adicionales que reflejan las particularidades de la configuración del sistema de transmisión desarrollado en este trabajo.

La Figura 7.4 presenta las cargas aplicadas al modelo de la mangueta en el contexto del sistema de transmisión tipo IWM, así como las condiciones de frontera correspondientes ubicadas en los puntos de sujeción entre la mangueta y los demás elementos del sistema.

Es importante señalar que las cargas adoptadas fueron verificadas y ajustadas mediante la metodología propuesta por Seward [47], con el objetivo de validar la información obtenida en la literatura y asegurar un alto grado de fidelidad en los resultados del análisis estructural.

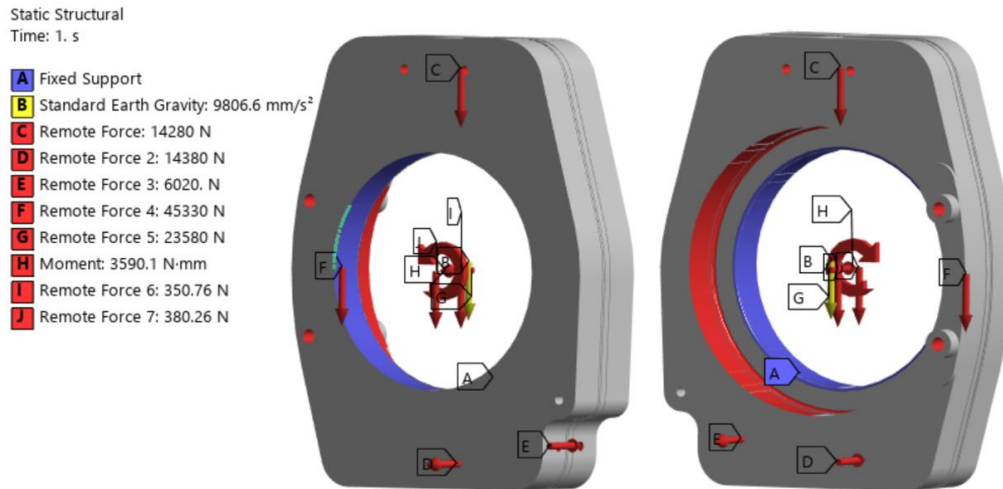


Figura 7. 4. Cargas actuantes y condiciones de frontera en la mangueta del sistema de transmisión IWM para un vehículo FSAE eléctrico.

Con respecto al material seleccionado, se optó por mantener el uso del Zicral, una aleación de aluminio utilizada en aplicaciones de alto rendimiento. Este material destaca por su baja densidad, alta resistencia mecánica y buena tenacidad, lo que lo convierte en una opción adecuada para componentes sometidos a cargas elevadas, como lo es la mangueta en un vehículo FSAE eléctrico. Su combinación de ligereza y resistencia permite mantener un peso reducido sin comprometer la integridad estructural del componente.

7.4. Evaluación numérica del comportamiento de la geometría de referencia para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico

Una vez definidas las cargas aplicadas sobre la mangueta, cuyo objetivo principal fue identificar las zonas de concentración de esfuerzos dentro de la geometría propuesta. Para ello, se generó una malla tetraédrica sin la aplicación de controladores de refinamiento, permitiendo una primera aproximación del comportamiento mecánico del componente. En la Figura 7.5 se muestra la malla generada para el modelo CAD de la mangueta empleada durante el análisis estructural.

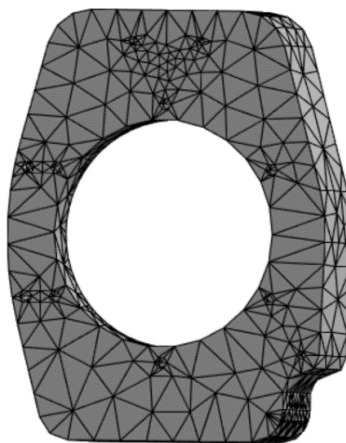


Figura 7. 5. Mallado tetraédrico utilizado para el análisis FEM de la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico.

La evaluación cualitativa del comportamiento de la mangueta se llevó a cabo considerando los esfuerzos de von Mises y deformaciones resultantes bajo las condiciones de carga previamente definidas. Estas magnitudes permiten identificar zonas críticas dentro de la geometría y sirven como base para futuras etapas de optimización.

Las Figuras 7.6 y 7.7 muestran las distribuciones de esfuerzos y deformaciones, respectivamente, en la mangueta de referencia diseñada para el vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

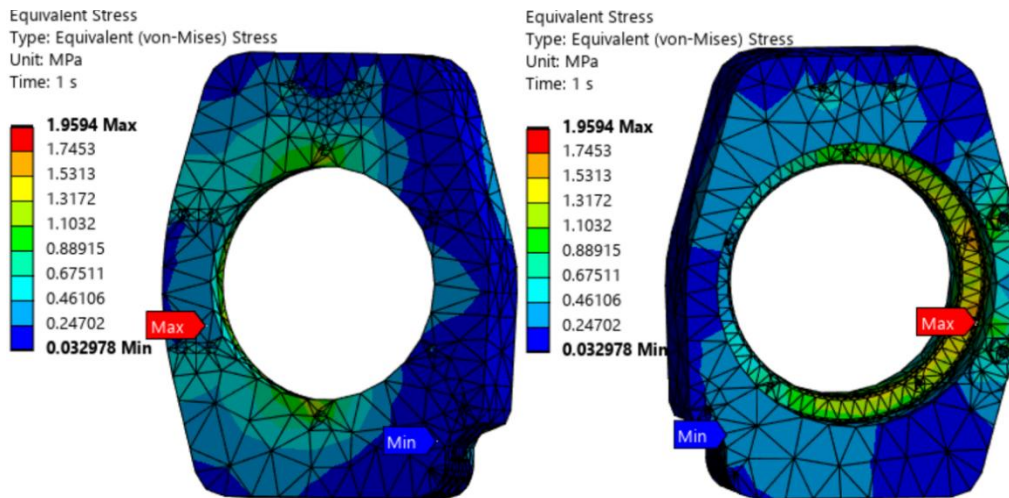


Figura 7. 6. Distribución de esfuerzos de von Mises en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

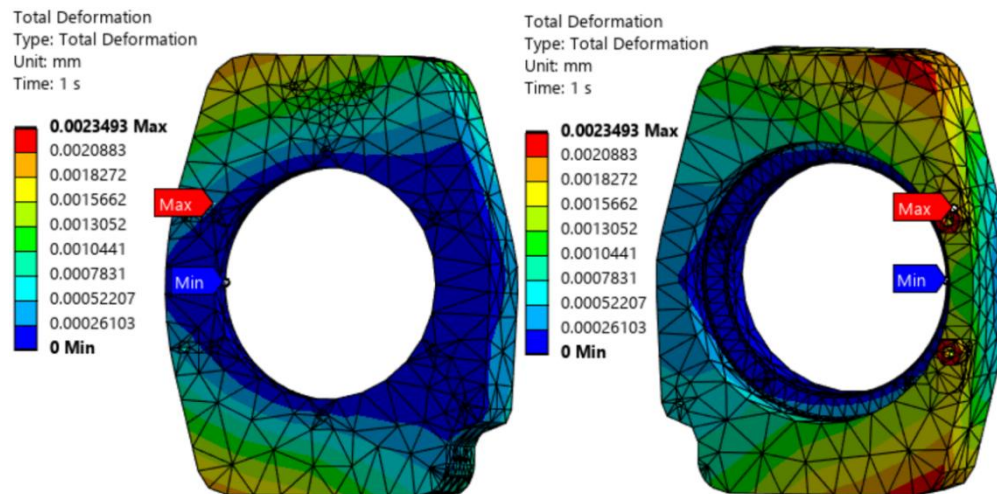


Figura 7. 7. Distribución de deformaciones en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

A partir del análisis inicial realizado con una malla compuesta con elementos tetraédricos sin controladores de refinamiento, fue posible identificar las zonas de mayor susceptibilidad estructural en la mangueta. En particular, se observó que el área de conexión con el sistema de transmisión IWM presenta la mayor concentración de esfuerzos, lo que la convierte en una región crítica en términos de resistencia mecánica.

Debido a estos resultados, se decidió refinar la malla de forma uniforme y realizar un nuevo análisis utilizando elementos hexaédricos, con el fin de mejorar la precisión del modelo y verificar el comportamiento estructural de la mangueta en condiciones más exigentes.

La Figura 7.8 muestra la malla generada para la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico, en la cual se utilizó la mayor cantidad posible de nodos y elementos, dentro de los límites computacionales y de licencia disponibles. Este mallado refinado, basado en elementos hexaédricos, permitió obtener un modelo más preciso para el análisis estructural.

Adicionalmente, se llevó a cabo un análisis de sensibilidad de malla, cuyos resultados se presentan en la Tabla 7.1 y en la Figura 7.9. Este análisis permite verificar la convergencia de resultados conforme se incrementa la densidad de la malla, lo que a su vez garantiza la fiabilidad y validez del modelo numérico empleado en la evaluación de la mangueta.



Figura 7. 8. Mallado hexaédrico refinado en la mangueta de referencia para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

Tabla 7. 1. Resultados numéricos del análisis de sensibilidad de malla para la geometría de referencia del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	7	18,654	70.997	0.05472	7.0868	/
2	6.5	19,431	71.948	0.05516	6.9912	1.34
3	6	23,995	71.166	0.05516	7.0679	-1.09
4	5.5	25,711	69.99	0.05506	7.1868	-1.65
5	5	37,708	71.973	0.05572	6.9887	2.83
6	4.5	46,833	71.474	0.05573	7.0375	-0.69
7	4	51,741	71.527	0.056224	7.0323	0.07
8	3.5	84,154	70.197	0.05628	7.1656	-1.86
9	3.4	88,515	70.335	0.05633	7.1515	0.20
10	3.3	92,550	70.287	0.05668	7.1564	-0.07
11	3.2	105,480	70.119	0.05669	7.1735	-0.24
12	3.1	112,120	70.008	0.05668	7.1849	-0.16

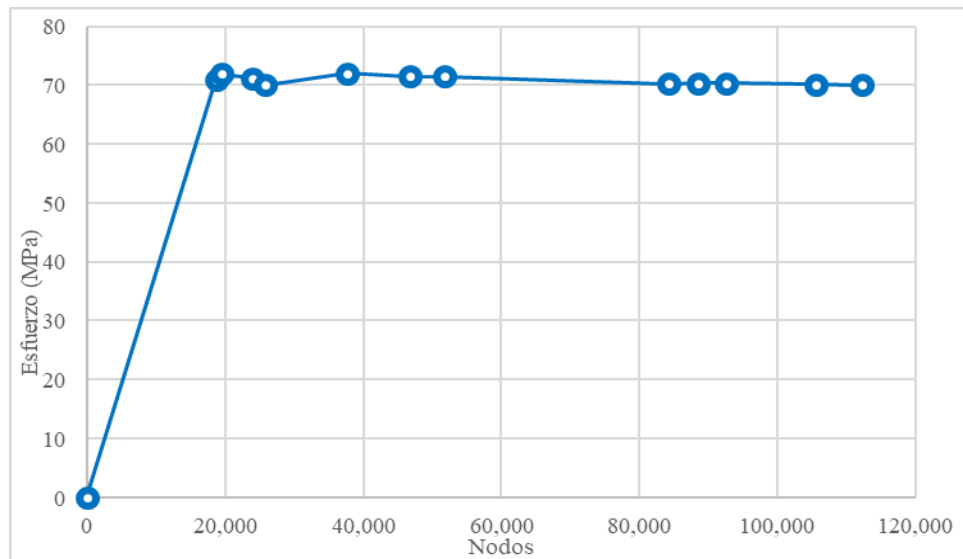


Figura 7. 9. Comportamiento del análisis de sensibilidad de malla para la geometría de referencia del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

Del análisis presentado en la Figura 7.9, se observó que a partir de la iteración 6 las variaciones en los resultados se volvieron insignificantes, lo que indica que el modelo alcanzó un estado de estabilidad o convergencia numérica. En otras palabras, al incrementar aún más la densidad de la malla no presenta mejoras sustanciales en la precisión del análisis, lo que valida la estabilidad del modelo.

En consecuencia, se seleccionó la simulación correspondiente a la iteración 6 para continuar con el análisis estructural detallado, ya que proporciona los valores críticos del sistema en términos de distribución de esfuerzos de von Mises, deformaciones y factor de seguridad.

Las Figuras 7.10 y 7.11 muestran los resultados del comportamiento estructural de la mangueta de referencia, obtenidos a partir del modelo con malla hexaédrica estabilizada.

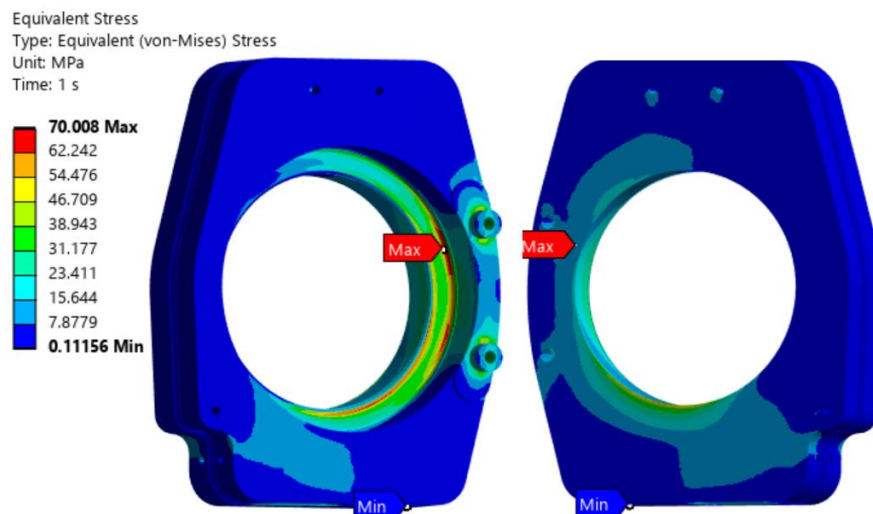


Figura 7. 10. Distribución de esfuerzos en la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico, analizada con un mallado hexaédrico estabilizado.

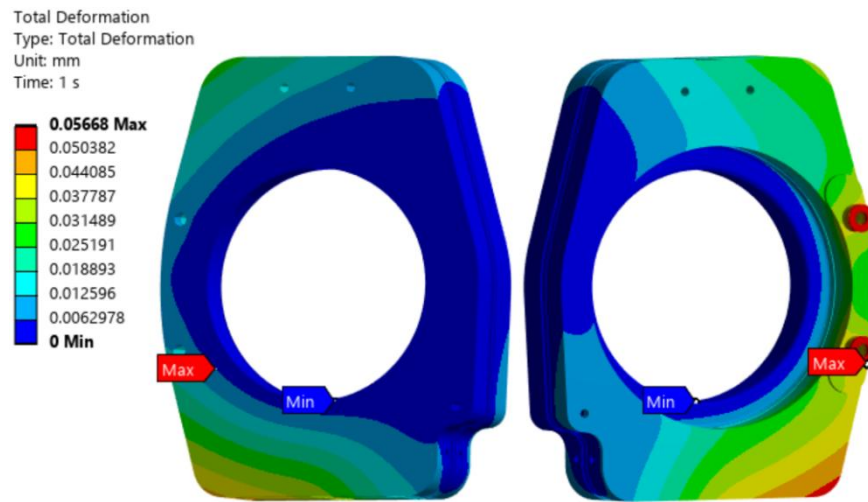


Figura 7. 11. Distribución de esfuerzos en la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico, analizada con un mallado hexaédrico estabilizado.

7.5. Generación del nuevo diseño de la mangueta para el vehículo FSAE eléctrico a partir del proceso de optimización topológica

Una vez verificado el comportamiento estructural de la mangueta bajo las condiciones de cargas definidas y en conjunto con el sistema de transmisión tipo IWM, se procedió a implementar un proceso de optimización topológica sobre el modelo de referencia.

Este proceso se realizó empleando dos enfoques complementarios:

- El primer enfoque tuvo como objetivo maximizar la rigidez estructural de la mangueta, asegurando una alta resistencia a la deformación bajo carga.
- El segundo enfoque buscó minimizar los esfuerzos actuantes sobre la geometría, con el fin de mejorar su durabilidad y desempeño bajo condiciones operativas.

En ambos casos, se definieron zonas específicas dentro del modelo:

- **Zonas de diseño**, donde el material puede ser redistribuido o eliminado.
- **Zonas de exclusión**, que corresponden a regiones críticas donde no se permite la modificación del material debido a requerimientos funcionales o de ensamblaje.

La Figura 7.12 ilustra la segmentación de estas zonas para ambos enfoques de optimización, sirviendo como base para el rediseño estructural de la mangueta.

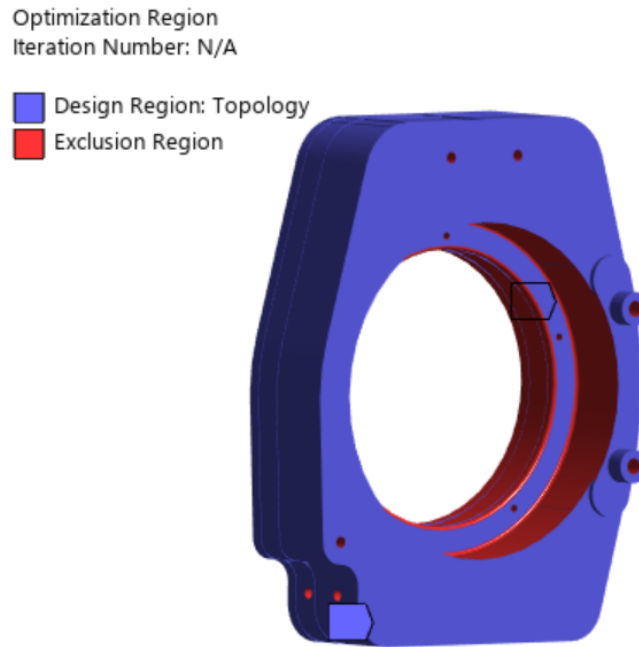


Figura 7. 12. Zonas de exclusión y zonas de diseño utilizadas en el proceso de optimización topológica para la mangueta de referencia del vehículo FSAE eléctrico.

7.5.1. Optimización topológica con función objetivo maximizar rigidez

Partiendo de las condiciones establecidas en el proceso de optimización topológica desarrollado previamente para la mangueta del vehículo FSAE de combustión interna, se aplicó un enfoque similar al diseño de la mangueta del vehículo FSAE eléctrico con sistema IWM. En este primer caso, se definió como función objetivo la maximización de la rigidez estructural del componente.

Utilizando los resultados del análisis de elementos finitos previamente realizado, se implementó la optimización bajo la restricción de conservar al menos el 50% de la masa total del modelo original. Esta condición permite mantener un balance adecuado entre rigidez y reducción de peso.

Como resultado, se obtuvo la geometría optimizada que presenta una redistribución eficiente del material, privilegiando las trayectorias principales de carga. En la Figura 7.13 se muestra la solución geométrica obtenida para este caso de estudio.

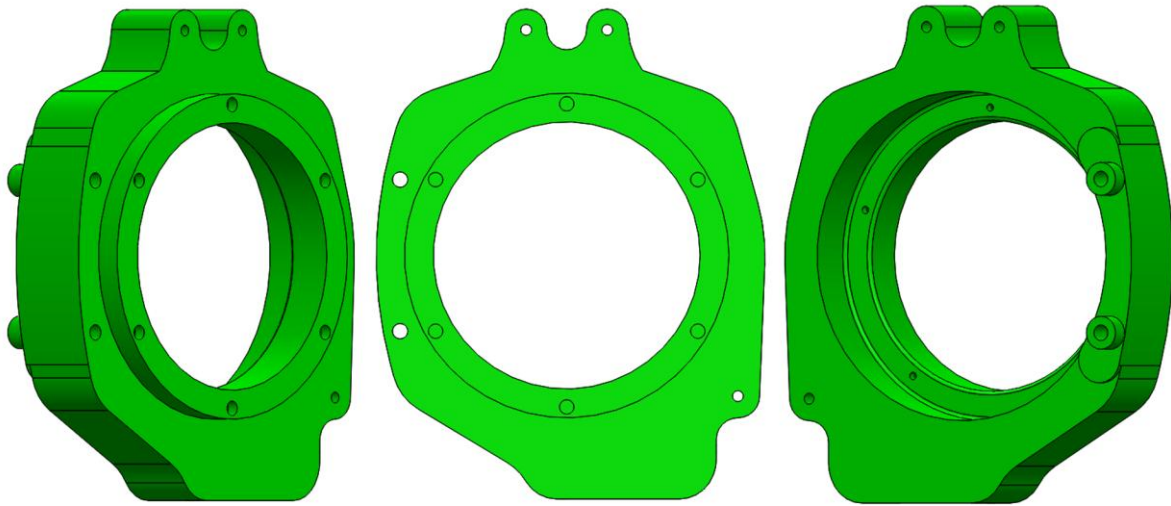


Figura 7. 13. Geometría optimizada enfocada a maximizar la rigidez de la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

7.5.2. Optimización topológica con función objetivo minimizar los esfuerzos

De manera similar al caso anterior, se llevó a cabo una optimización topológica cuyo objetivo fue minimizar los esfuerzos presentes en la mangueta del vehículo FSAE eléctrico. Esta estrategia se centró en reducir las concentraciones de esfuerzos en regiones críticas, con el fin de mejorar el desempeño estructural del componente y aumentar su resistencia.

Para esta optimización, se estableció nuevamente la restricción de conservar al menos el 50% de la masa original del modelo de referencia, lo que asegura que el rediseño mantenga un equilibrio adecuado entre aligeramiento y funcionalidad estructural. La Figura 7.14 muestra la geometría optimizada obtenida para este segundo caso.

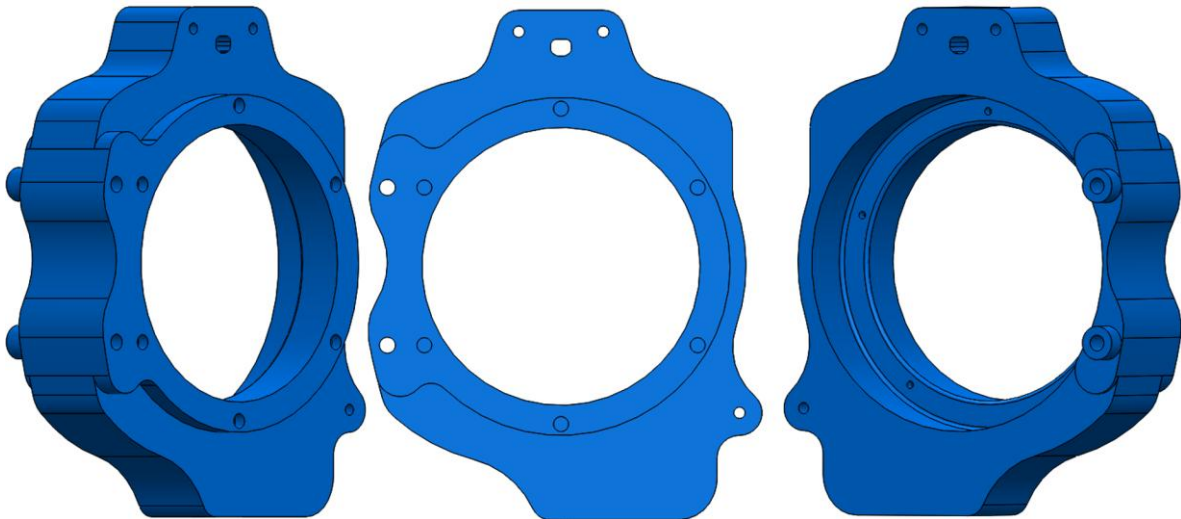


Figura 7. 14. Geometría optimizada enfocada a minimizar los esfuerzos en la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

Retomando las consideraciones relacionadas con el tratamiento geométrico posterior al proceso de optimización, es fundamental destacar la importancia de la intervención manual del usuario en esta etapa. Durante este proceso se realizaron suavizados de líneas rectas,

ajustes de curvaturas y reducción de caras irregulares en el modelo, con el objetivo de eliminar imperfecciones que pudieran dificultar la fabricación de la pieza, sin comprometer la integridad estructural del componente.

Por lo tanto, el tratamiento geométrico jugó un papel crítico para la finalización del proceso de optimización topológica, ya que permitió transformar las geometrías orgánicas resultantes en modelos CAD limpios, precisos y aptos para su fabricación y detallado.

7.6. Verificación estructural de las optimizaciones topológicas de la mangueta eléctrica

Una vez completado el tratamiento geométrico de los modelos optimizados, se procedió con el análisis por elementos finitos para cada una de las geometrías. El objetivo fue verificar que las zonas concentradoras de esfuerzos y deformaciones coincidieran con el modelo de referencia y, sobre todo, asegurar que el desempeño estructural fuera adecuado frente a los casos de carga a los que estará sometida la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

En primer lugar, se evaluó la geometría que maximiza la rigidez. En la Figura 7.15 se muestra la malla empleada en el análisis FEM. Al igual que en evaluaciones anteriores, se utilizó una alta densidad de nodos y elementos para lograr un mapeo preciso del comportamiento del componente.

Adicionalmente, se llevó a cabo un análisis de convergencia de malla con el fin de determinar como el tamaño del elemento influía en los resultados del modelo. Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 7.16 y en la Tabla 7.2.

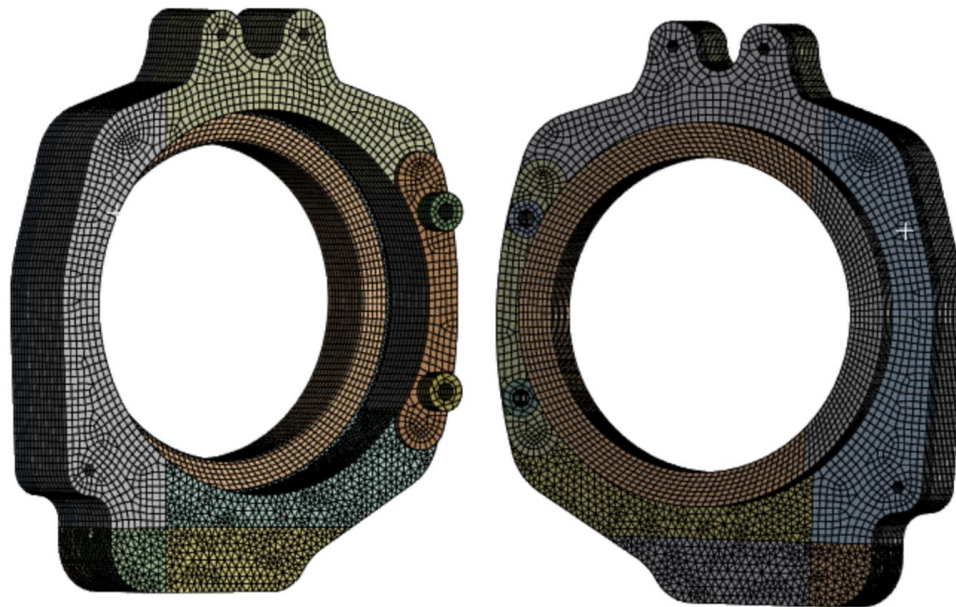


Figura 7. 15. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.

Tabla 7. 2. Resultados del análisis de convergencia de malla para la mangueta optimizada orientada a la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	8	7,558	110.8309	0.07249	4.53	/
2	7	10,438	112.7013	0.07207	4.46	1.69
3	6	13,596	113.7792	0.0751	4.42	0.96
4	5.5	15,321	117.2733	0.07621	4.28	3.07
5	4	19,957	111.8927	0.07616	4.49	-4.59
6	4.5	26,270	110.8152	0.07639	4.53	-0.96
7	4	35,119	111.2727	0.07633	4.52	0.41
8	3.5	48,119	112.9004	0.07650	4.45	1.46
9	3.4	50,851	112.5976	0.07696	4.46	-0.27
10	3.3	55,664	113.3813	0.0762	4.43	0.70
11	3.2	60,637	112.4671	0.0765	4.47	-0.81
12	3.19	60,647	112.3934	0.07656	4.47	-0.07

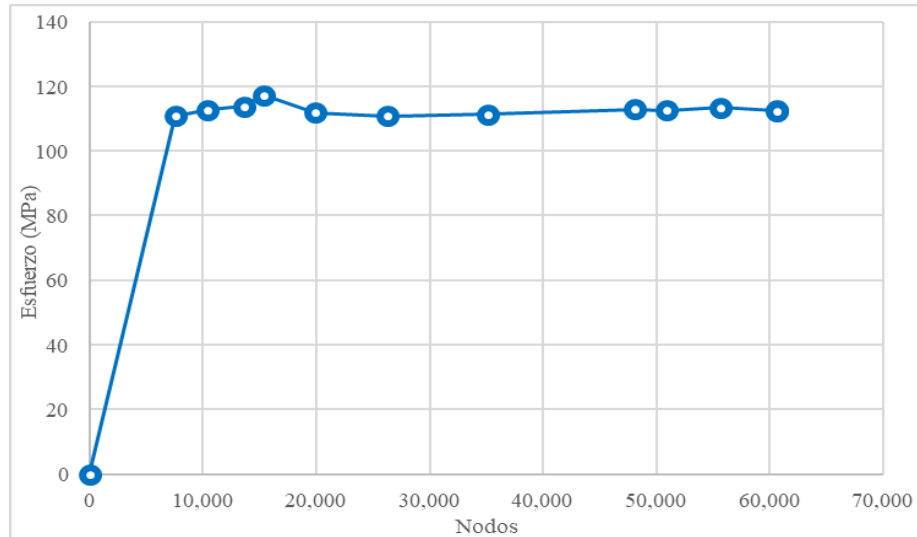


Figura 7. 16. Comportamiento del análisis de convergencia de la malla para la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez del vehículo FSAE eléctrico.

Los resultados presentados en la Figura 7.16 evidencian que, a partir de la iteración 5, las variaciones en los resultados se vuelven prácticamente insignificantes, indicando que se alcanzó una estabilidad numérica del modelo. Con base en esta convergencia, se seleccionó el nivel de esfuerzos crítico para representar el comportamiento estructural de la geometría optimizada. Dichos resultados se muestran en las Figuras 7.17 y 7.18.

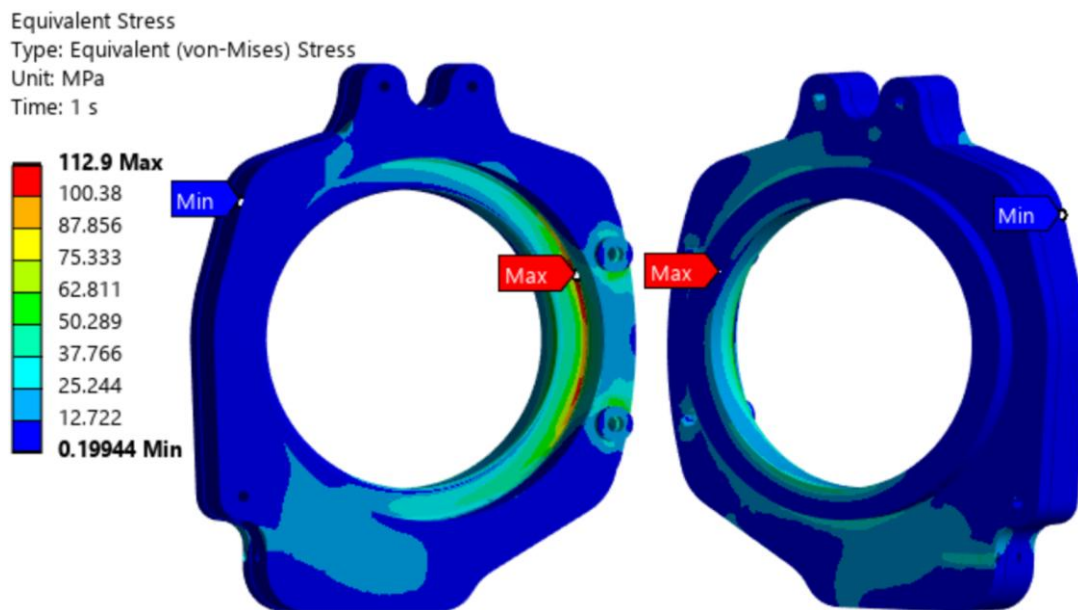


Figura 7. 17. Distribución de esfuerzos en la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.

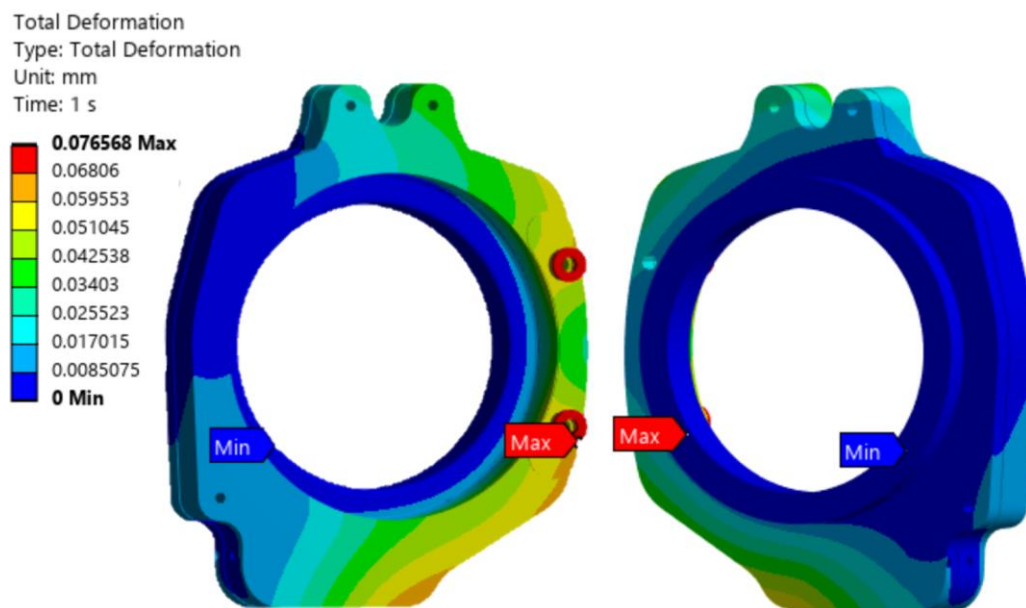


Figura 7. 18. Distribución de deformaciones en la mangueta optimizada con enfoque en la maximización de rigidez para el vehículo FSAE eléctrico.

De manera análoga, para la geometría optimizada que minimiza los esfuerzos, se empleó un mallado predominantemente hexaédrico, con el fin de garantizar un análisis preciso del comportamiento estructural del modelo. La malla utilizada se muestra en la Figura 7.19, mientras que los resultados obtenidos del análisis de convergencia de malla se presentan en la Figura 7.20 y en la Tabla 7.3.



Figura 7. 19. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.

Tabla 7. 3. Resultados del análisis de convergencia de malla para la mangueta optimizada orientada a la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	6	13,462	78.531	0.0848	6.41	/
2	5.5	15,121	79.044	0.0864	6.36	0.65
3	5	19,934	89.857	0.0867	5.60	13.68
4	4.5	24,229	94.242	0.0873	5.34	4.88
5	4	33,164	96.831	0.0876	5.19	2.75
6	3.8	39,472	96.199	0.0879	5.23	-0.65
7	3.7	42,849	95.626	0.0880	5.26	-0.60
8	3.6	44,792	94.135	0.0887	5.34	-1.56
9	3.5	48,280	97.589	0.0888	5.15	3.67
10	3.45	50,282	96.971	0.0890	5.19	-0.63
11	3.42	50,656	95.540	0.0891	5.26	-1.48

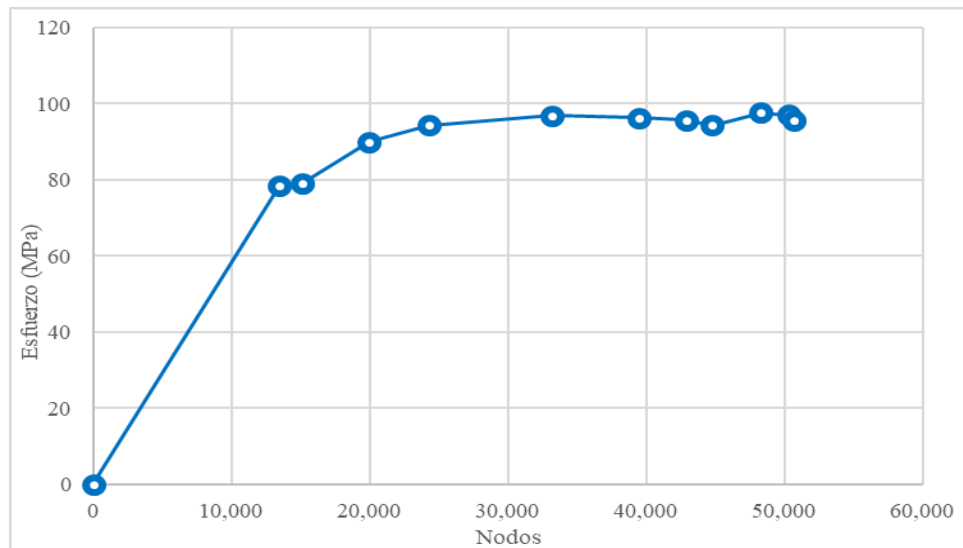


Figura 7. 20. Comportamiento del análisis de convergencia de la malla para la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.

Una vez verificado el comportamiento del modelo optimizado, se concluyó que no es necesario reducir el tamaño de los elementos a partir de la iteración 7, ya que las variaciones en los valores de esfuerzos son insignificantes. Esto indica que se alcanzó la estabilidad numérica del análisis. En consecuencia y con fines ilustrativos, se seleccionó el caso correspondiente al mayor nivel de esfuerzos y deformaciones para representar el comportamiento estructural del componente. Los resultados se presentan en las Figuras 7.21 y 7.22.

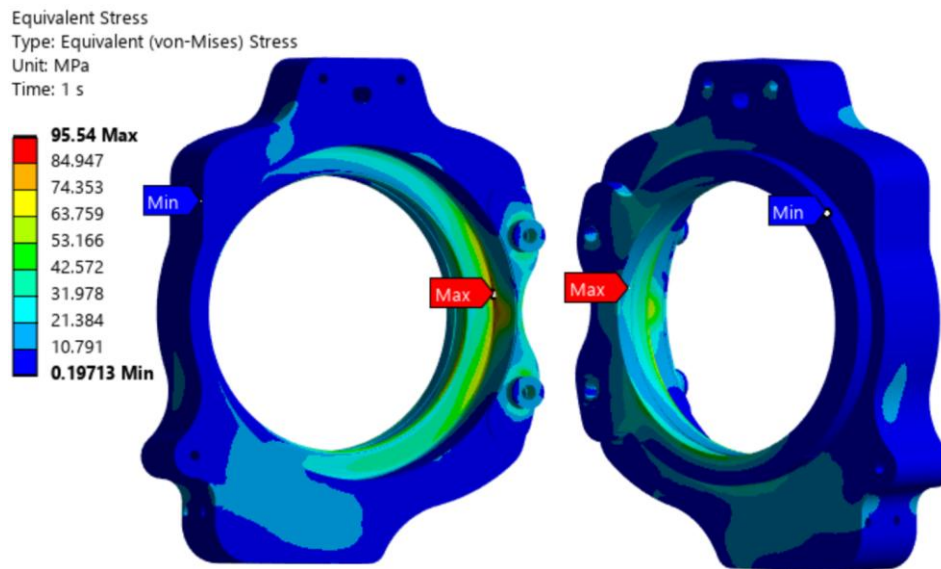


Figura 7. 21. Distribución de esfuerzos en la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.

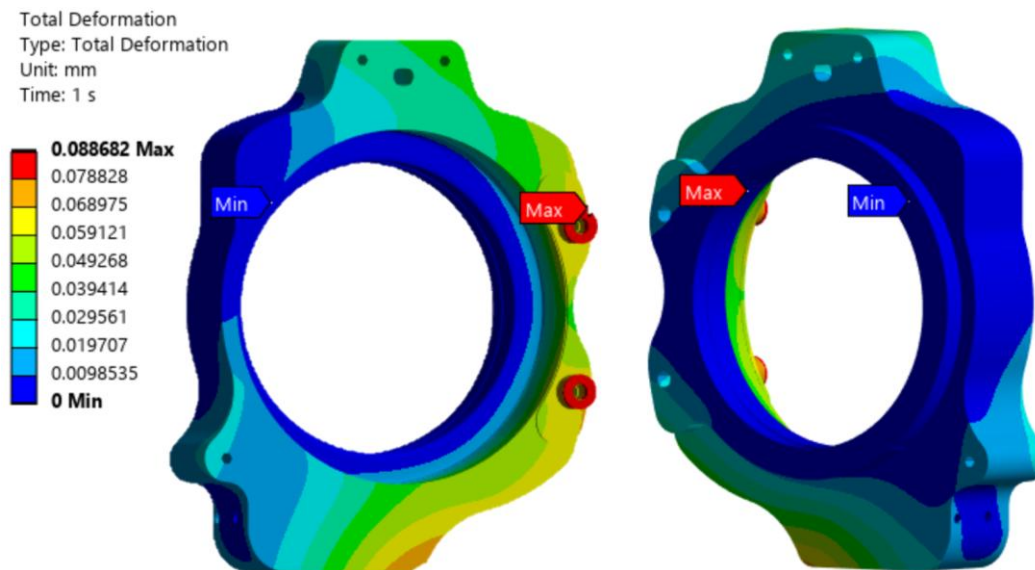


Figura 7. 22. Distribución de deformaciones en la mangueta optimizada con enfoque en la minimización de esfuerzos para el vehículo FSAE eléctrico.

7.7. Generación del diseño híbrido de la mangueta para el vehículo eléctrico a partir del proceso de optimización topológica

Como parte de la implementación de la metodología desarrollada para generar un modelo que combina múltiples funciones objetivo se procedió a la generación de una geometría híbrida para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

A partir de la validación de dicha metodología, la principal diferencia en esta etapa consistió en identificar las características clave que definieron el comportamiento de los modelos previamente optimizados.

Se determinó que la geometría híbrida para el vehículo FSAE eléctrico estaría compuesta en un 66% por modificaciones basadas en la minimización de esfuerzos y en un 34% por cambios derivados de la maximización de rigidez.

La Figura 7.23 muestra la geometría híbrida resultante, optimizada mediante la combinación de ambos enfoques.

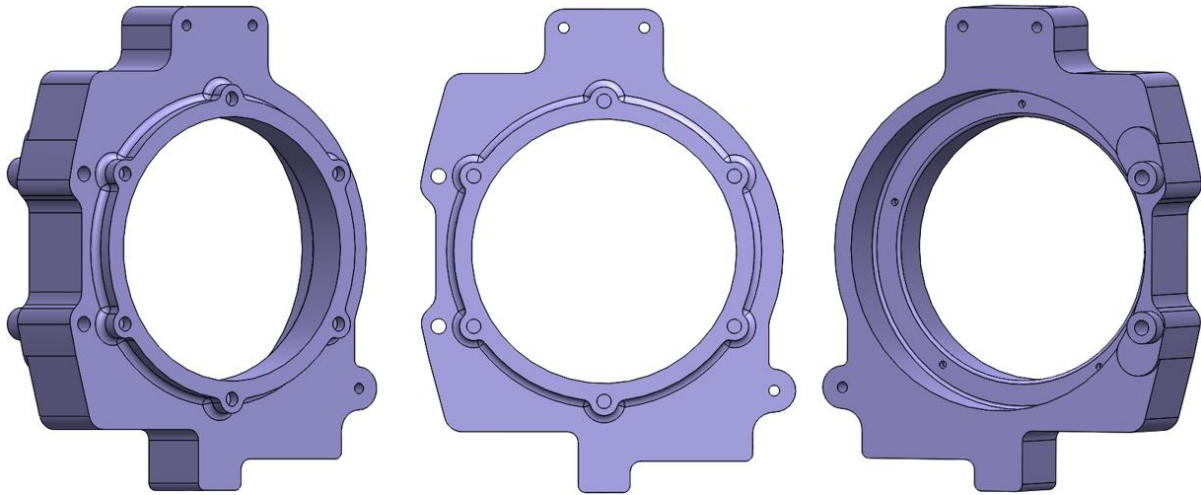


Figura 7. 23. Geometría híbrida optimizada que combina ambos enfoques para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico.

7.7.1. Análisis de elementos finitos de la geometría híbrida optimizada para el vehículo eléctrico

Una vez obtenida la geometría híbrida optimizada, producto de la combinación de ambos enfoques, se procedió a su verificación mediante un análisis FEM. Para ello, se aplicaron las mismas condiciones de carga utilizadas en los análisis previos, con el fin de mantener la comparabilidad de los resultados.

Asimismo, se emplearon los mismos materiales, condiciones de frontera y cargas aplicadas que, en el caso de la mangueta de dirección de referencia, lo que permitió evaluar de forma consistente el comportamiento estructural del nuevo diseño híbrido.

Al igual que las geometrías anteriores, se procuró que la malla de la geometría híbrida optimizada fuera predominantemente hexaédrica, con una resolución fina y uniforme en todo el componente. Esta decisión se basa en las ventajas que ofrece este tipo de mallado, tales como una mayor precisión en la representación del comportamiento estructural de la mangueta.

La Figura 7.24 muestra el mallado generado para la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico.

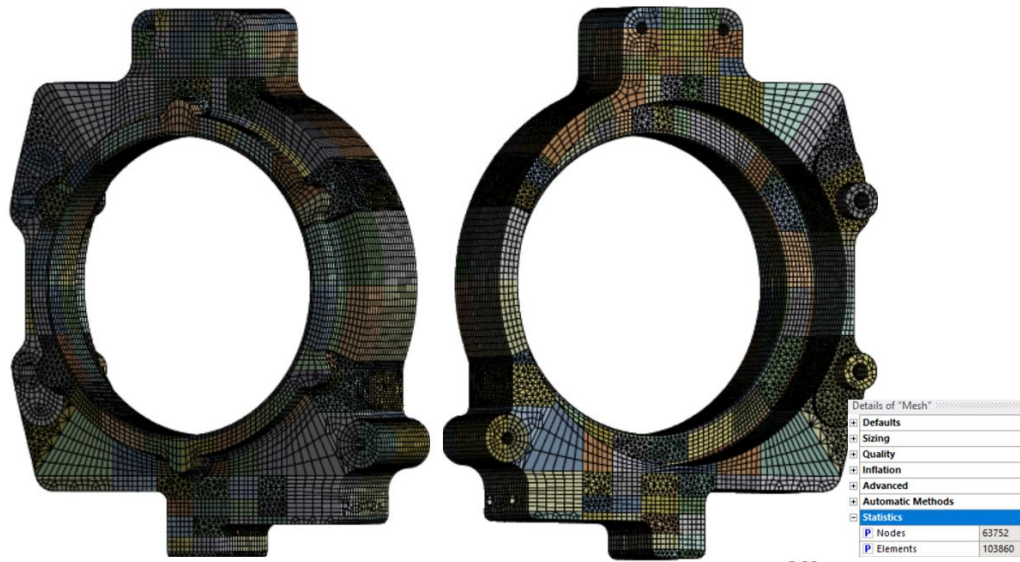


Figura 7. 24. Mallado predominantemente hexaédrico de la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.

Adicionalmente, se realizó un análisis de convergencia de malla con el objetivo de garantizar una representación más precisa del comportamiento estructural de la geometría híbrida. Esto permite validar la independencia de los resultados respecto al tamaño de los elementos, asegurando así la fiabilidad del modelo numérico. Los resultados se presentan en la Tabla 7.4 y en la Figura 7.25.

Tabla 7. 4. Resultados del análisis de convergencia de malla para la geometría híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión IWM.

ID	Tamaño (mm)	Nodos	Esfuerzo (MPa)	Deformación (mm)	FS	Error (%)
1	5	29,849	139.52	0.106	3.482	/
2	4.5	32,566	140.74	0.107	3.512	0.87
3	4	34,234	139.42	0.106	3.479	-0.94
4	3.5	42,066	138.55	0.105	3.457	-0.62
5	3.11	49,315	141.86	0.1078	3.54	2.39
6	3	52,079	141.77	0.1079	3.548	-0.06
7	2.9	58,643	141.44	0.1084	3.556	-0.23
8	2.8	63,752	141.36	0.1085	3.558	-0.06

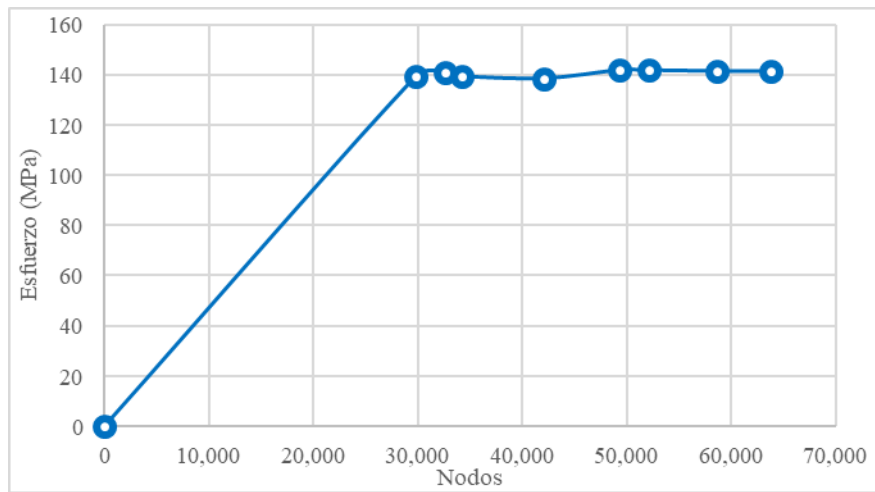


Figura 7. 25. Comportamiento del análisis de convergencia de malla para la geometría híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

Una vez verificada la independencia de los resultados respecto al tamaño de los elementos, es decir, que el refinamiento de la malla no afecta significativamente el comportamiento estructural del componente, se procedió a obtener los resultados correspondientes a los esfuerzos de von Mises y a las deformaciones totales en la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico.

Estos resultados se presentan en las Figuras 7.26 y 7.27, donde se visualiza el comportamiento mecánico del componente bajo las condiciones de carga establecidas.

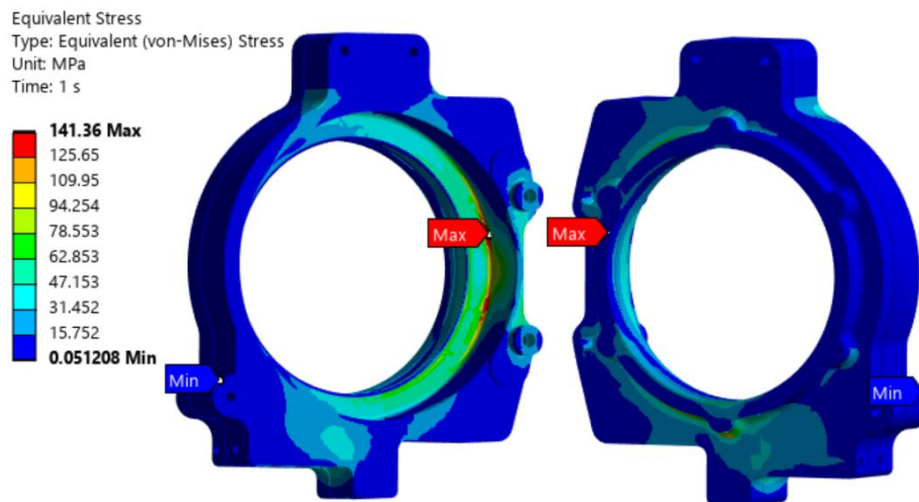


Figura 7. 26. Distribución de esfuerzos en la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico, con un mallado predominantemente hexaédrico.

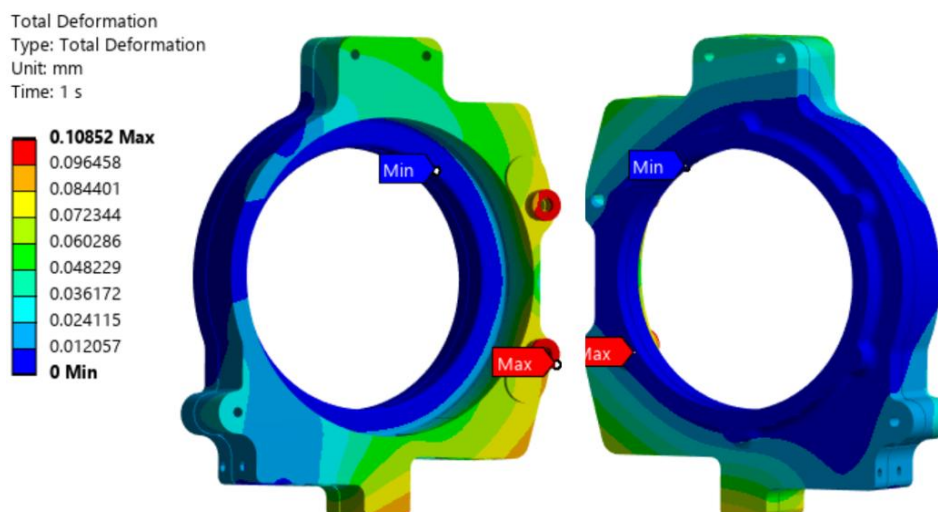


Figura 7. 27. Distribución de deformaciones en la mangueta híbrida optimizada del vehículo FSAE eléctrico, con un mallado predominantemente hexaédrico.

Con el fin de resumir y comparar los resultados obtenidos para las distintas versiones de manguetas diseñadas para el vehículo FSAE eléctrico, se elaboró la Tabla 7.5. En ella se presenta una comparación del comportamiento estructural de las geometrías generadas, en términos de reducción de masa, niveles de esfuerzos de von Mises, deformaciones totales y factor de seguridad.

Tabla 7. 5. Comparación de resultados de las geometrías para la mangueta del vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM.

Parámetro	Diseño de referencia	Diseño maximiza rigidez	Diseño minimiza esfuerzos	Diseño híbrido optimizado
% de reducción de masa	5304.6 g (NA)	3222.40 g (39.2%)	3185.87 g (39.9%)	2695.77 g (49.2%)
σ (MPa)	70.008	112.9	95.54	141.36
δ (mm)	0.0568	0.0765	0.0886	0.1085
n	7.18	4.45	5.26	3.56

Con base en los resultados obtenidos, se observó que el modelo optimizado con enfoque en la minimización de esfuerzos presentó los valores más bajos de tensiones de von Mises. Sin embargo, este resultado se acompañó de un incremento del 55% en las deformaciones totales, lo que podría comprometer la rigidez del componente.

Por otro lado, el modelo optimizado para maximizar la rigidez logró una reducción de la masa del 39.2%, manteniendo las deformaciones dentro de los límites aceptables. No obstante, este enfoque resultó en un aumento del 61 % en los esfuerzos presentes en la mangueta, lo que podría afectar su durabilidad o factor de seguridad si no se controla adecuadamente.

En función de los resultados obtenidos, se concluye que la metodología de optimización híbrida ofrece el desempeño más equilibrado y favorable entre los modelos analizados. Esta metodología permitió reducir casi a la mitad la masa del componente, cumpliendo uno de los objetivos principales de esta investigación.

Si bien los niveles de esfuerzos y deformaciones se incrementaron, lo que provocó una disminución en el factor de seguridad, dichos valores se mantienen dentro de límites aceptables, sin comprometer la integridad estructural del componente bajo las condiciones de carga evaluadas.

Esto demuestra que tanto el diseño híbrido como el material seleccionado son adecuados. En conjunto, cumplen de manera eficiente con los requerimientos funcionales del sistema, logrando una solución óptima en términos de masa, rigidez y resistencia.

Con la finalidad de validar metodológicamente la capacidad del componente de resistir cargas cíclicas sin comprometer su integridad estructural, se presenta el análisis de fatiga de la mangueta. Este se desarrolla mediante simulaciones numéricas FEM que reproducen las condiciones de servicio, permitiendo identificar zonas críticas y estimar la vida útil del diseño optimizado.

Capítulo

8

Análisis de fatiga

8.1. Análisis de fatiga en la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM

El análisis de fatiga tiene como objetivo evaluar la resistencia de un componente frente a la aplicación repetitiva de cargas, con el fin de predecir su comportamiento a lo largo del tiempo y anticipar posibles fallas estructurales derivadas de dichas solicitaciones.

En este estudio, se analizó la mangueta híbrida optimizada, diseñada para un vehículo eléctrico con sistema de transmisión tipo IWM. El propósito del análisis fue estimar la cantidad de ciclos de carga que puede soportar la mangueta antes de que su integridad estructural se vea comprometida, con la finalidad de prevenir fallas catastróficas durante su operación.

Partiendo del modelo geométrico previamente generado, y considerando tanto las condiciones de frontera como los resultados obtenidos en el análisis estático, se identificaron las zonas con mayor concentración de esfuerzos y deformaciones. Esta información constituye la base fundamental para la evaluación de la vida útil del componente bajo la acción de cargas cíclicas específicas.

Para realizar dicha evaluación, fue necesario definir un historial de cargas representativo de las condiciones reales de operación a las que estará sometida la mangueta. En este sentido, se adaptó el historial de cargas propuesto por Kashyzadeh [52], quien analizó los efectos de cargas de amplitud variable, tanto axiales como multiaxiales, mediante cargas dinámicas.

Con el objetivo de aplicar este historial al presente caso de estudio, se procedió a normalizar las cargas reportadas por Kashyzadeh [52] y a identificar las regiones específicas de la geometría híbrida optimizada donde dichas cargas debían ser aplicadas. En la Figura 8.1 se

muestran los historiales de carga de las fuerzas que se aplicarán en algunos de los puntos de anclaje de la mangueta. Asimismo, la Figura 8.2 señala el área específica de la mangueta en la que se asignaron las cargas correspondientes al historial seleccionado.

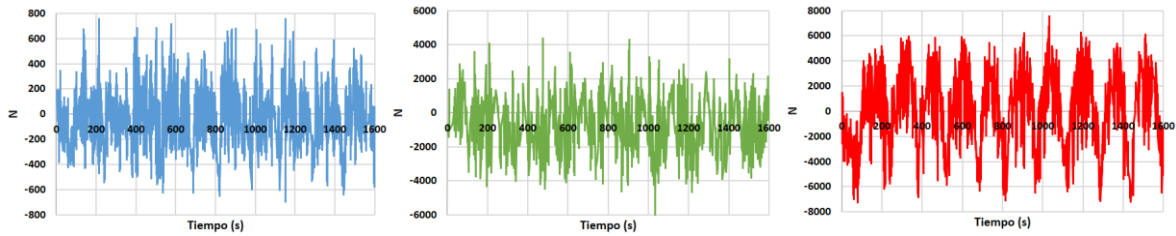


Figura 8. 1. Historiales de carga que se aplicarán en los puntos de anclaje de la mangueta [52].

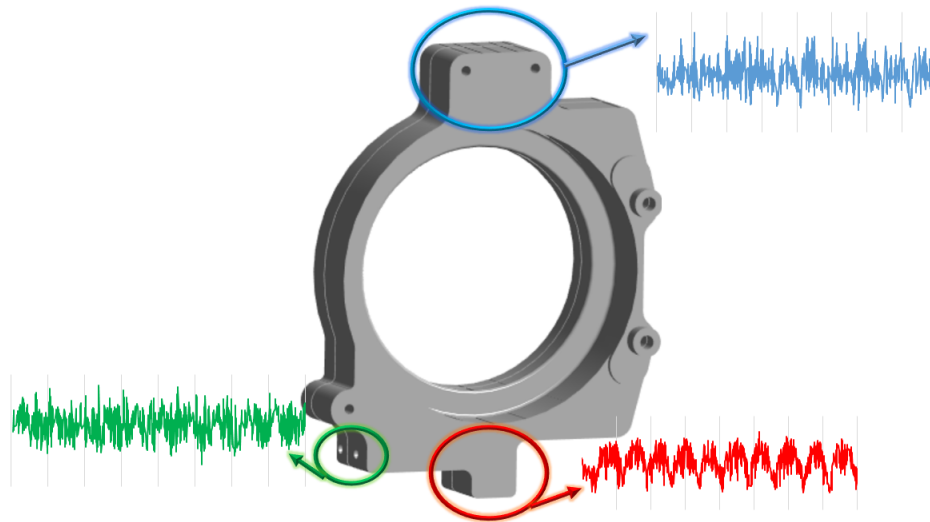


Figura 8. 2. Ubicación de los historiales de carga en la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.

Una vez definidos los historiales de carga y su ubicación en el modelo, se seleccionó como criterio de análisis de fatiga el método esfuerzo-vida (stress-life), el cual se utiliza comúnmente en el análisis de fatiga de alto número de ciclos y en materiales con comportamiento dúctil. El parámetro central de esta metodología es la curva esfuerzo-vida (S-N), la cual permite estimar el número de ciclos que puede soportar el componente antes de presentar una falla, en función tanto del material empleado como del nivel de esfuerzo aplicado.

Finalmente, se aplicó el modelo de fatiga correspondiente para determinar la vida útil del componente o el daño acumulado. Los resultados obtenidos a partir de este análisis se presentan en la Figura 8.3.

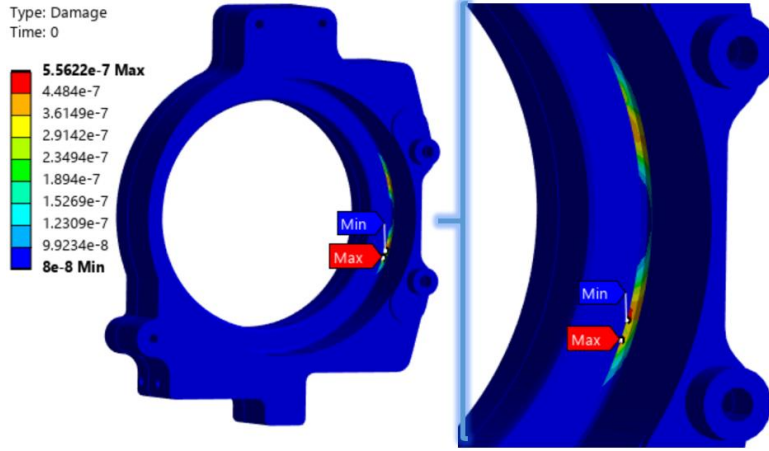


Figura 8. 3. Resultados del daño producido en la mangueta híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis de fatiga, se determinó que la mangueta híbrida optimizada presenta una vida útil estimada de 1,797,849 ciclos antes de que su integridad estructural se vea comprometida. Esta estimación se realizó aplicando la regla de daño acumulado de Palmgren-Miner [53], la cual permite evaluar la vida a fatiga bajo cargas variables al considerar la contribución individual de cada historial de carga al daño total del componente.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (8.1)$$

Donde:

D : Daño acumulado total.

n_i : Número de ciclos aplicados a un nivel de carga i .

N_i : Número de ciclos a la falla para ese mismo nivel de carga i (obtenido de la curva S-N).

k : Número total de niveles de carga aplicados.

La sumatoria de los cocientes $\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$ representa el daño acumulado (D), el cual debe ser menor o igual a la unidad para que el componente sea considerado seguro frente a la fatiga.

Con base en esta evaluación, se confirmó que la vida a fatiga de la mangueta se encuentra dentro de los márgenes de seguridad establecidos, considerando los niveles de esfuerzo y deformación generados durante las condiciones reales de operación del vehículo.

Teniendo en cuenta que cada historial de carga corresponde a un ciclo de análisis, equivalente a una vuelta completa al circuito de competencia por parte del vehículo, se estimó que la mangueta optimizada es capaz de soportar hasta 1,797,849 vueltas antes de presentar una falla por fatiga. Esta capacidad se considera adecuada en función de las exigencias de la competencia FSAE, en la cual se recorren aproximadamente 22 km por evento, equivalentes a 22 vueltas de aproximadamente un kilómetro cada una. La duración total de la prueba varía según el rendimiento de los vehículos y la configuración específica del circuito.

Capítulo

9

Procedimientos de manufactura de la mangueta para el EV

9.1. Generación de los procedimientos de manufactura de la mangueta optimizada y dibujos de fabricación

Tras obtener la geometría híbrida optimizada para el vehículo FSAE eléctrico, con sistema de transmisión IWM, y realizar los análisis correspondientes para verificar su desempeño y resistencia ante los casos de carga establecidos, se procedió a la elaboración de los dibujos de fabricación correspondientes.

Este proceso tuvo como objetivo definir con precisión las dimensiones, materiales y acabados necesarios para la fabricación del componente. El dibujo de fabricación se incluye en el Anexo B, para facilitar su comprensión y visualización.

Se especificaron tolerancias dimensionales precisas en áreas que requieren mayor detalle, como el agujero central destinado al rodamiento. Este agujero debe mantener una diferencia de 0.015 mm, con el fin de garantizar un acoplamiento deslizante adecuado.

Para los agujeros destinados a fijar la mangueta con el resto de los componentes y sistemas, se especificó una tolerancia de 0.05 mm, lo que asegura una precisión moderada y previene el juego excesivo en las uniones.

Por otro lado, se estableció una tolerancia de 0.02 mm para las distancias entre las caras críticas, con el objetivo de evitar desalineaciones que pudieran afectar la integración con componentes adyacentes del sistema de dirección o suspensión.

En cuanto al acabado superficial de la pieza, se determinó que la zona de contacto del rodamiento y su superficie adyacente deben tener un acabado de 0.8 μm o inferior, ya que este valor garantiza un buen ensamble del rodamiento dentro de la mangueta. Por otro lado,

en las caras de contacto de la mangueta con los demás componentes, se estableció un acabado superficial de aproximadamente $1.6\ \mu\text{m}$.

Asimismo, se desarrolló un procedimiento de manufactura específico para la mangueta optimizada del vehículo eléctrico, con la finalidad de ilustrar cómo se llevaría a cabo su fabricación y qué parámetros serían necesarios para asegurar la eficiencia del proceso. El código completo del procedimiento se encuentra en el Anexo C de este trabajo de investigación. Para mayor claridad, la Figura 9.1 muestra una representación de parte del proceso de manufactura.

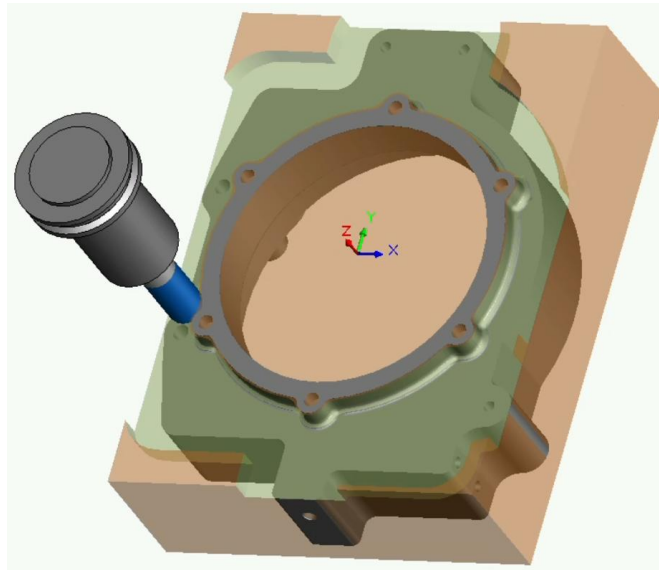


Figura 9. 1. Representación del proceso de manufactura para la obtención de la mangueta híbrida, diseñada y optimizada para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

Una vez obtenido el código para la fabricación de la mangueta híbrida optimizada, se procedió a evaluar el rendimiento y la autonomía del vehículo FSAE eléctrico, considerando la inclusión de la mangueta híbrida optimizada.

Capítulo

10

Simulaciones del EV con la mangueta híbrida optimizada

10.1. Comportamiento de los modelos optimizados bajo simulación en pistas FSAE

Con la finalidad de evaluar el rendimiento y autonomía del vehículo FSAE eléctrico, considerando la inclusión de la mangueta híbrida optimizada, se llevaron a cabo simulaciones utilizando el software OptimumLap. En dichas simulaciones, el vehículo fue sometido a recorridos en diversas pistas empleadas en competencias FSAE anteriores.

Las pistas seleccionadas corresponden al evento de resistencia de dichas competencias, ya que en este tipo de pruebas es donde el vehículo es más exigido, y en las que el tiempo de finalización del recorrido junto con la eficiencia energética son factores clave para la puntuación.

Se consideró que el vehículo eléctrico de referencia, equipado con el sistema de transmisión IWM y el modelo de referencia de la mangueta, tiene una masa de 300 kg. A partir de este valor, se calculó la diferencia de masa con respecto a los modelos a evaluar: el modelo que maximiza la rigidez, el modelo que minimiza los esfuerzos y el modelo híbrido, cuyas masas son 291.67 kg, 291.52 kg y 289.56 kg, respectivamente.

La Tabla 10.1 presenta una comparativa de los resultados de las simulaciones entre la mangueta de referencia y las distintas optimizaciones para el vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM.

La tabla solo muestra la diferencia entre la referencia y el diseño híbrido porque este último es la propuesta final del diseño. Los otros modelos sirven como pasos intermedios, pero la comparación clave es con el modelo híbrido para ver el ahorro real conseguido al final de la competencia.

Tabla 10. 1. Comparativa de los resultados de las simulaciones del vehículo eléctrico FSAE con sistema de transmisión tipo IWM.

Parámetros	Referencia	Vehículos FSAE		Diseño híbrido optimizado	Beneficio obtenido (Dis. híbrido)
		Diseño máxima rigidez	Diseño minimiza esfuerzos		
Pista:		FSAE Endurance Austria 2012			
Tiempo de vuelta (s)	50.85	50.76	50.76	50.74	2.42
Energía consumida (kJ)	1060.02	1040.36	1039.99	1035.27	544.5
Pista:		FSAE Endurance Australia 2011			
Tiempo de vuelta (s)	50.66	50.60	50.60	50.58	1.76
Energía consumida (kJ)	941.32	922.47	921.76	917.43	525.58
Pista:		FSAE Endurance Michigan 2014			
Tiempo de vuelta (s)	59.5	59.42	59.42	59.4	2.2
Energía consumida (kJ)	1151.19	1128.58	1128.19	1122.11	639.76
Pista:		FSAE Endurance Michigan 2012			
Tiempo de vuelta (s)	49.1	49.02	49.02	48.99	2.42
Energía consumida (kJ)	1083.75	1063.40	1063.06	1058.49	555.72
Pista:		FSAE Endurance Nebraska 2012			
Tiempo de vuelta (s)	64.21	64.10	64.09	64.07	3.08
Energía consumida (kJ)	893.28	875.01	877.86	871.38	481.8
Pista:		FSAE Endurance Alemania 2012			
Tiempo de vuelta (s)	80.08	79.95	79.95	79.92	3.52
Energía consumida (kJ)	1791.44	1754.10	1753.48	1745.22	1016.84

Con base en los resultados de la comparativa entre el desempeño del vehículo FSAE eléctrico con transmisión tipo IWM que integra las diferentes configuraciones de manguetas, se concluyó que la versión equipada con la mangueta híbrida optimizada presenta el mejor desempeño, tanto en términos de tiempo de vuelta como de consumo de energía.

Si bien los modelos optimizados con una única función objetivo mostraron mejoras respecto al modelo de referencia, el modelo híbrido logró superarlos, aunque la diferencia no fue significativa en una sola vuelta. Es importante destacar que, en el desempeño global a lo largo de toda la competencia, el modelo híbrido demuestra una ventaja clara.

Esto se evidencia con los resultados mostrados en la columna de beneficio obtenido, dichos valores se obtienen de la diferencia entre la ponderación por vuelta del vehículo de referencia y el vehículo que implementa la mangueta híbrida optimizada. Este valor, como ya se observó, es un beneficio que se puede considerar pequeño, ya que representa una vuelta al circuito. No obstante, el resultado obtenido en la columna de beneficio es esta diferencia multiplicada por el número de vueltas que dura la competencia.

A manera de tener una mejor comprensión de esta acción del ahorro global se menciona el siguiente ejemplo: al utilizar el vehículo eléctrico con la mangueta híbrida optimizada en la pista de Austria 2012, se obtendría una ventaja de casi 3 segundos sobre el modelo de referencia, además de conservar suficiente carga en la batería para recorrer media vuelta adicional.

Esta mejora se debe principalmente a la significativa reducción de masa que ofrece la mangueta híbrida optimizada. Cabe destacar que el análisis comparativo se realizó en las pistas que imponen alta exigencia al vehículo, tanto en consumo energético como en tiempo para completar el evento.

Los resultados mostrados tienen un gran impacto en el vehículo final, debido a que la optimización híbrida de la mangueta es la responsable de la minimización del consumo energético, de la masa no suspendida del vehículo y del ahorro de tiempo para la finalización del circuito, haciendo hincapié en que el objetivo principal de este trabajo de investigación es reducir la masa del componente de forma que tenga un impacto en el rendimiento del vehículo eléctrico en competencia FSAE.

Desde un enfoque ilustrativo, la Figura 10.1 muestra la pista utilizada para la prueba de resistencia del año 2012 en Alemania. En esta figura se observa que, mientras el vehículo de referencia apenas está por cruzar la línea de meta (resaltado con un círculo verde), el vehículo equipado con la mangueta híbrida optimizada ya ha completado la vuelta (resaltado con un círculo azul).

Considerando este escenario, dentro de un contexto competitivo, dicha diferencia representa una ventaja significativa. De hecho, como se muestra en la Tabla 10.1, y en línea con lo anteriormente expuesto, si este es el comportamiento del EV durante una vuelta, su rendimiento en la prueba completa sería considerablemente superior.

En conclusión, el modelo híbrido optimizado no solo mejora la autonomía y el rendimiento general del vehículo, sino que además cumple con el objetivo principal de este trabajo: reducir la masa no suspendida del sistema.

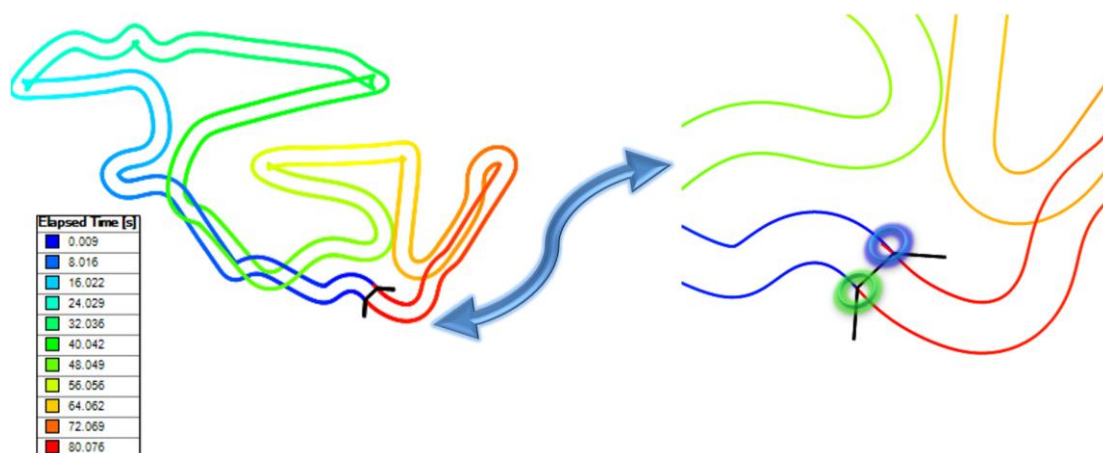


Figura 10. 1. Comparativa de una vuelta al circuito de endurance de Alemania de 2012, entre el vehículo referencia (círculo verde) y el vehículo con la mangueta híbrida optimizada (círculo azul).

Capítulo 11

Conclusiones y aportaciones

Esta tesis de maestría se centró en la optimización topológica de la mangueta de un vehículo FSAE eléctrico, con un sistema de transmisión tipo IWM. El objetivo principal fue optimizar la mangueta delantera del vehículo, con el propósito de minimizar la masa no suspendida, manteniendo sus niveles de resistencia y rigidez, y considerando las restricciones del proceso de manufactura.

A través de esta optimización, se logró verificar el desempeño, la viabilidad y la efectividad del diseño optimizado en condiciones de carga típicas de las competencias FSAE.

En primer lugar, se definió un caso de estudio que permitió establecer una geometría de referencia, basada en la literatura revisada, con el fin de desarrollar un modelo geométrico representativo de la mangueta delantera del vehículo Fórmula SAE.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis, se llevaron a cabo dos procesos de optimización topológica, cada uno con una función objetivo diferente: maximizar la rigidez y minimizar los esfuerzos. Las geometrías resultantes fueron evaluadas y comparadas mediante el método de elementos finitos, cuyos resultados evidenciaron mejoras significativas en relación con su objetivo específico. Sin embargo, se identificó que estos hallazgos no podían considerarse absolutos, ya que los modelos no contemplaban los criterios de diseño correspondientes a la otra geometría analizada.

En consecuencia, y de acuerdo con lo revisado en la literatura, se desarrolló una metodología que integrara dos funciones objetivo para la generación de una mangueta mediante optimización topológica. Tras verificar que la metodología proporciona un modelo híbrido optimizado con una solución más equilibrada y eficiente, se procedió a implementar dicha metodología en el diseño de la mangueta de dirección de un vehículo FSAE eléctrico, con un sistema de transmisión tipo IWM.

De esta manera, al generar un modelo de referencia que cumpliera con las restricciones impuestas por el sistema de transmisión IWM, se obtuvieron dos geometrías optimizadas, las cuales fueron combinadas posteriormente para integrar sus resultados. En consecuencia, se diseñó un modelo híbrido que logró una reducción del 49.2% de su masa en comparación con el modelo original, sin comprometer el comportamiento estructural necesario para cumplir las funciones asignadas.

Adicionalmente, se elaboró el dibujo de fabricación correspondiente y se definió un procedimiento de manufactura, con la finalidad de detallar el proceso de fabricación y especificar los parámetros necesarios para asegurar la eficiencia y viabilidad de este.

Finalmente, se realizaron una serie de simulaciones basadas en datos de las pistas utilizadas en la prueba de resistencia de competencias FSAE. Los resultados demostraron que el modelo híbrido optimizado contribuyó a mejorar la autonomía y el rendimiento del vehículo, al reducir tanto el consumo energético como el tiempo de recorrido en el circuito. Estos aspectos representan factores clave en la puntuación final dentro del contexto competitivo.

La culminación de este conjunto de actividades dio como resultado una metodología de optimización híbrida que permite obtener diseños más eficientes sin comprometer la integridad estructural del componente. Además, su aplicación no se limita a la mejora de características mecánicas de la mangueta, sino que busca establecer un marco metodológico aplicable al diseño y optimización de otros componentes críticos en diversos campos de la ingeniería.

11.1. Discusión de resultados y trabajos a futuro

La decisión de desarrollar una metodología de optimización híbrida se fundamentó en la ausencia de propuestas similares en la literatura, específicamente orientadas al diseño de una mangueta de dirección mediante optimización topológica. Esta metodología se considera híbrida debido a que combina los resultados de dos procesos de optimización topológica, cada uno con una función objetivo distinta.

Es importante destacar que esta estrategia difiere de un enfoque de optimización por etapas. Debido a que en este se aplican diferentes tipos de métodos de optimización de manera secuencial. En cambio, en la metodología híbrida propuesta, se utilizaron dos procesos bajo el mismo método de optimización topológica y sus resultados fueron combinados, lo que permitió aprovechar de forma simultánea las ventajas específicas de cada función objetivo.

En cuanto a las líneas de investigación futuras, sería conveniente explorar los procesos de optimización por misión (misión-based optimization). Este enfoque permitiría definir con mayor precisión los objetivos del diseño en función de las condiciones operativas específicas del componente. Al establecer de manera clara lo que se desea lograr, se abre la posibilidad de incorporar y discriminar un mayor número de criterios de diseño, lo que podría conducir a soluciones más robustas, especializadas y alineadas con el desempeño requerido en escenarios reales.

Asimismo, sería pertinente evaluar la viabilidad del desarrollo de un software que permita analizar y verificar el desempeño de componentes automotrices, como la mangueta, en términos clave como la maniobrabilidad, sin la necesidad de recurrir a la fabricación física del componente.

Finalmente, en relación con el proceso de manufactura, esta tesis no aborda el tratamiento específico de la geometría en función del material seleccionado para su fabricación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] P. Hemlecki and P. Fabiś, “Formula Student class electric vehicle energy storage – study and design assumptions,” *Combust. Engines*, vol. 198, no. 3, pp. 54–61, 2024, doi: 10.19206/CE-186164.
- [2] W. M. W. Muhamad, E. Sujatmika, H. Hamid, and F. Tarlochan, “Modeling, Simulation and Optimization Analysis on Steering Knuckle Component For Purpose of Weight Reduction,” 2012.
- [3] M. P. Sharma, D. S. Mevawala, H. Joshi, and D. A. Patel, “Static Analysis of Steering Knuckle and Its Shape Optimization,” *J. Mech. Civ. Eng.*, vol. 2014, pp. 34–38, 2014.
- [4] M. S. . Yusop, M. S. . Lazim, and I. H. . Razak, “Model Development and the Shape Optimization Analysis of a Rear Knuckle for Race Car,” *Int. J. Res. Eng. Technol.*, vol. 03, no. 12, pp. 172–177, 2014, doi: 10.15623/ijret.2014.0312024.
- [5] P. P. Tagade, “Optimization and Finite Element Analysis of Steering Knuckle,” *Int. J. Comput. Appl.*, 2015.
- [6] A. Mutha, S. Thosar, and N. Ghodmare, “Design and optimization of a steering knuckle of FSAE car,” *Lect. Notes Mech. Eng.*, vol. PartF9, pp. 463–472, 2017, doi: 10.1007/978-981-10-1771-1_50.
- [7] J. Mesicek, M. Richtar, J. Petru, M. Pagac, and K. Kutiova, “Complex View to Racing Car Upright Design and Manufacturing,” 2018.
- [8] R. Harris Samuel, D. Choudhary, N. Chaudhary, and S. Datta, “Design, Analysis and Development of composite matrix material upright of FSAE vehicle,” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing Ltd, Sep. 2020. doi: 10.1088/1757-899X/912/2/022050.
- [9] M. Sindhukavi, C. Arun Kannan, and S. Sowmya, “Design and fabrication of an upright for student formula car,” 2020.
- [10] P. Kothari, E. Dias, and S. Chaphale, “Design and fatigue analysis of upright on FSAE vehicle,” 2021.
- [11] R. Iha, Y. Mym, and Y. Msm, “MODELING, SIMULATION AND OPTIMIZATION ANALYSIS OF STEERING KNUCKLE COMPONENT FOR RACE CAR,” 2014.
- [12] H. Bikas, J. Stavridis, P. Stavropoulos, and G. Chryssolouris, “DESIGN AND TOPOLOGY OPTIMIZATION FOR ADDITIVELY MANUFACTURED STRUCTURAL PARTS: A FORMULA STUDENT CASE STUDY,” 2015.
- [13] G. Prabhucharan Teja, K. V. P. P. Chandu, C. Rama Krishna, and K. Y. Sreeram, “Weight optimization of steering knuckle joint using FEA,” *Int. Res. J. Eng. Technol.*, 2016.
- [14] S. R. Gore, K. K. Gund, P. M. Patane, N. V Mohite, and C. V Chimote, “Topology optimization of Automotive Steering Knuckle using Finite Element Analysis,” *Int. J. Curr. Eng. Technol.*, vol. 7, no. 7, pp. 122–125, 2017.
- [15] S. Bhardwaj, B. Ashok, U. Lath, and A. Agarwal, “Design and Optimization of Steering Upright to Reduce the Weight Using FEA,” in *SAE Technical Papers*, SAE International, Jul. 2018. doi: 10.4271/2018-28-0081.
- [16] B. V. Kumar, B. Ruchitha, N. Goud Edigi, and H. Kumar, “Design and Analysis of Upright for Formula Vehicle,” 2019.
- [17] V. Ghungarde, S. Awachar, N. K. Vaidya, and T. Jagadeesha, “Design optimization of steering knuckle by adopting bionic design approach,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 624, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1757-899X/624/1/012023.
- [18] Y. C. Chen, H. H. Huang, and C. W. Weng, “Failure analysis of a re-design knuckle using topology optimization,” *Mech. Sci.*, vol. 10, no. 2, pp. 465–473, Aug. 2019, doi: 10.5194/ms-10-465-2019.

- [19] J. Li, J. Tan, and J. Dong, "Lightweight Design of front suspension upright of electric formula car based on topology optimization method," *World Electr. Veh. J.*, vol. 11, no. 1, 2020, doi: 10.3390/WEVJ11010015.
- [20] S. Srivastava, S. Salunkhe, S. Pande, and B. Kapadiya, "Topology optimization of steering knuckle structure," *Int. J. Simul. Multidiscip. Des. Optim.*, vol. 11, 2020, doi: 10.1051/smdo/2019018.
- [21] G.-W. Kim, Y.-I. Park, and K. Park, "Topology optimization and additive manufacturing of automotive component by coupling kinetic and structural analyses," *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 21, no. 6, pp. 1455–1463, 2020, doi: 10.1007/s12239-020-0137-1.
- [22] M. Hunar, L. Jancar, D. Krzikalla, D. Kaprinay, and D. Srnicek, "Comprehensive view on racing car upright design and manufacturing," *Symmetry (Basel)*, vol. 12, no. 6, Jun. 2020, doi: 10.3390/SYM12061020.
- [23] D. Reyes Jiménez and C. C. Guerrero, "Optimización topológica de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico biplaza," 2021.
- [24] T.-F. Zach and M.-C. Dulescu, "The Topological Optimization and the Design for Additive Manufacturing of a Steering Knuckle for Formula SAE Electric Vehicle," *MATEC Web Conf.*, vol. 343, p. 04011, 2021, doi: 10.1051/mateconf/202134304011.
- [25] S. Mantovani, S. G. Barbieri, M. Giacomini, A. Croce, A. Sola, and E. Bassoli, "Synergy between topology optimization and additive manufacturing in the automotive field," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, vol. 235, no. 3, pp. 555–567, Feb. 2021, doi: 10.1177/0954405420949209.
- [26] T. N. Babu *et al.*, "SIMULATION AND ANALYSIS OF AN FSAE WHEEL UPRIGHT USING FINITE ELEMENT METHODS," *J. Pharm. Negat. Results*, vol. 13, 2022, doi: 10.47750/pnr.2022.13.S10.145.
- [27] F. Bagus Hendi Prabowo, R. Hakim Ash-Shiddieqy, N. Husodo, M. Mursid, and B. Adhi Saputro, "Optimization Front Upright Racing Car Using Finite Element Analysis," 2022.
- [28] A. Naveed, M. Atif, S. Ghani, J. Umer, and M. Usman, "Structural Analysis and Topology Optimization of Steering Knuckle Using Finite Element Analysis," *Proc. Int. Conf. Mech. Eng.*, 2022.
- [29] L. Liu, J. Li, and C. Tian, "Steering knuckle lightweight research for additive manufacturing," *J. Phys. Conf. Ser.*, 2023, doi: 10.1088/1742-6596/2459/1/012126.
- [30] D. Case, "FSAE ONLINE," *SAE Tech. Pap.*.
- [31] S. Wordley and J. Saunders, "Aerodynamics for Formula SAE: Initial Design and Performance Prediction," *SAE Tech. Pap.*, 2006.
- [32] L. P. Palou de Comasema, "DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA UN MONOPLAZA DE FORMULA STUDENT," *Univ. Politècnica Catalunya Barcelonatech*, 2017.
- [33] E. Carraro, M. Degano, M. Morandin, and N. Bianchi, "Formula SAE electric competition: Electrical motor design," *Electr. Mach. Drives Conf.*, 2013.
- [34] SAE staff, "Formula SAE electric."
- [35] F. Salek, A. Azizi, S. Resalati, and M. Babaie, "Energy Assessment of the Electric Powertrain System of a Formula Student Electric Race Car," *SAE Tech. Pap.*, 2022, doi: <https://doi.org/10.4271/2022-01-1124>.
- [36] M. Shuaib, A. Haleem, and L. Kumar, "Design and Analysis of Steering Knuckle Joint," *Adv. Eng. Des. Conf.*, 2019.
- [37] I. Gómez Peral, "Estudio, diseño y análisis modal del eje trasero de un turismo para la obtención de un modelo vibratorio validado," 2022.
- [38] C. A. Castro-Torres, "Análisis del comportamiento dinámico de una suspensión de vehículo

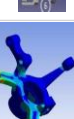
independiente de doble horquilla.,” Logos Ciencia & Tecnología.

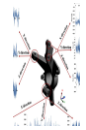
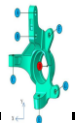
- [39] J. R. Martins and A. Ning, “Engineering design optimization,” *Cambridge Univ. Press*, 2021.
- [40] Universidad Politécnica de Cartagena, “Fundamentos de Optimización,” *SPH*, vol. 2, 1999.
- [41] Ansys INC., “OPTIMIZATION’S ROLE IN THE CHANGING PRODUCT DEVELOPMENT LANDSCAPE,” 2022.
- [42] D. Vlah, R. Žavbi, and N. Vukašinović, “EVALUATION OF TOPOLOGY OPTIMIZATION AND GENERATIVE DESIGN TOOLS AS SUPPORT for CONCEPTUAL DESIGN,” *Proc. Des. Soc. Des. Conf.*, vol. 1, pp. 451–460, 2020, doi: 10.1017/dsd.2020.165.
- [43] Ansys INC., “Topology Optimization versus Shape Optimization,” Ansys Help.
- [44] S. Zargham, T. A. Ward, R. Ramli, and I. A. Badruddin, “Topology optimization: a review for structural designs under vibration problems,” *Springer*, 2016, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-015-1370-5>.
- [45] M. P. Bendsoe and O. Sigmund, *Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications*. Springer, 2004.
- [46] M. Seabra *et al.*, “Selective laser melting (SLM) and topology optimization for lighter aerospace componentes,” *Sci. Direct*, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2016.02.039>.
- [47] D. Seward, *Race Car Design*. 2014. doi: 10.1007/978-1-137-03015-3.
- [48] J. M. J. McDill and A. C. Garcia, “Tet-to-Hex Conversion for Finite Element Analysis,” *AIP Conf. Proc.*, 2004, doi: <https://doi.org/10.1063/1.1766863>.
- [49] Ansys INC., “Optimization Analysis Workflow,” Ansys Help.
- [50] Ansys INC., “ANSYS Topology Optimization ACT Extension,” 2020
- [51] M. A. H. Bin Amir and K. P. Xuan, “Design optimization and analysis of steering knuckle for FSAE EV racing cars,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 2923, no. 1, 2024, doi: 10.1088/1742-6596/2923/1/012004.
- [52] K. Reza Kashyzadeh, “Effects of Axial and Multiaxial Variable Amplitude Loading Conditions on the Fatigue Life Assessment of Automotive Steering Knuckle,” *J. Fail. Anal. Prev.*, vol. 20, no. 2, pp. 455–463, 2020, doi: 10.1007/s11668-020-00841-w.
- [53] J. J. Kauzlarich, “The Palmgren-Miner rule derived,” *Tribol. Ser.*, vol. 14, no. C, pp. 175–179, Jan. 1989, doi: 10.1016/S0167-8922(08)70192-5.

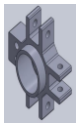
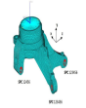
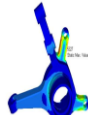
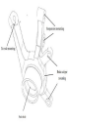
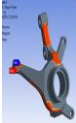
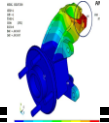
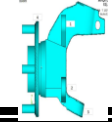
ANEXO A:

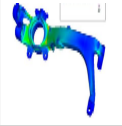
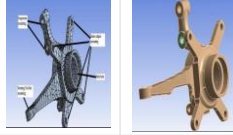
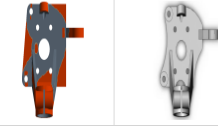
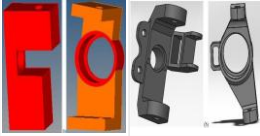
Comparativa de la revisión del estado del arte

No.	ID	Artículo	Ubicación de la mangueta	Diseño Original	Diseño Optimizado	Año	Software de Diseño	Software de Análisis	Reducción (peso)	Material	Cargas evaluadas	Optimización	Proceso de manufactura	Afiliaciones
1	61	Optimization case in racing car upright design and manufacturing	Tronco	NA		2020	SolidThinking Inspire / Autodesk Inventor	NA	117% y 100 g (6.42%)	Aluminio 6063	Carga de aceleración, frenado y curvas	Optimización Estructural Evolutiva (ESO)	Selective Laser Melting	YSA Technical University of Oaxaca
2	62	Design and fabrication of an upright for student formula car	NA	NA		2020	CAD SOFTWARE	ANSYS	NA	AlS 905 3033 (Acero)	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y fuerza de viraje)	Optimización Topológica	Proceso de corte por laser	SNE College of Technology, Vidale Institute of Technology, Hindustan College of Engineering and Technology
3	63	The topological optimization and the design for additive manufacturing of a steering knuckle for formula SAE electric vehicle	NA			2021	CAD SOFTWARE	ANSYS	532 g (88 g (9.42%))	Ti-6Al-4V (Aleación de titanio)	Fuerzas en el rodamiento, fuerzas de dirección y fuerzas de frenado	Optimización Topológica	Proceso de corte por laser (Método de diseño iterativo)	Technical University of Cluj Napoca
4	64	Lightweight design of front suspension upright of electric formula car based on topology optimization method	Delantero			2020	CAD SOFTWARE	Analysis Software	1.2056 kg (4711 g (80.42%))	3015-aluminio	Carga Estática, Freno de giro, frenado de emergencia y giro de emergencia	Optimización Topológica (densidad variable)	Proceso de mecanizado	Preston University
5	65	Optimización topológica de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico fórmula.	Delantero y Tronco			2021	Inventor Software	Altair OptiStruct / Hypermesh	65 kg (18 kg (27.7%)) y 37 kg (12 kg (32.4%))	Aluminio 7075-T6	Curvas, frenado y peso por distribuido	Optimización Topológica (Material isotrópico rígido con penalización)	NA	Universidad del Azuay
6	66	Design and analysis of upright for formula vehicle	Delantero y Tronco			2019	SOLIDWORKS	ANSYS	2 kg (1.1 kg (61.5%))	Ti-6Al-4V (Aleación de aluminio)	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y fuerza centrífuga)	Optimización	NA	Gita Nanda Institute of Technology
7	67	Complex view to racing car upright design and manufacturing	NA	NA		2018	CAD SOFTWARE	Lotus Software	2.1 kg (1.2 kg (62.4%))	CERTAL, AdditiveCo - EN AW 7022 (Aluminio con termalado)	Carga de aceleración, frenado y curvas	Optimización	Magnetado CNC	YSA Technical University of Oaxaca
8	68	Simulation and analysis of an FSAE wheel upright using finite element methods	Delantero			2022	SOLIDWORKS / Altair Inspire	ANSYS	606.7% y 427 g (29.62%)	AL7075-T6 (Aleación de aluminio)	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y peso por rodadura)	Optimización Topológica	NA	School of Mechanical Engineering, Vidale Institute of Technology
9	69	Design and optimization of steering upright to reduce the weight using FEA	Delantero			2018	SOLIDWORKS	ANSYS	59.48%	AL7075-T6	Carga de aceleración, frenado y curvas	Optimización Topológica	NA	School of Mechanical Engineering, Vidale Institute of Technology

16	Design and optimization of a steering knuckle of FSAE car.	NA			2016	CAD SOFTWARE	ANSYS	1590.52 g / 940.35 g (40.87%)	A7075-T6	Carga de aceleración y frenado (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y peso por obstáculos)	Optimización	NA	MGM Jawaharlal Nehru Engineering College
17	Design and fatigue analysis of upright on FSAE vehicle.	Delanteros y Traseros		NA	2021	SOLIDWORKS	ANSYS	NA	AL-6061 T6	Carga en frenado y curvas	NA	NA	Vishwakarma Institute of Information Technology
18	Topology optimization and additive manufacturing of automotive component by coupling kinetic and structural analyses.	Traseros			2020	Altair Inspire	MSC ADAMS/Vehicle / ANSYS	224.7 g / 221.3 g (1.51%)	AIS100Mg (aleación de aluminio)	Carga de aceleración y frenado (Esfuerzo en fuerza longitudinal y fuerza lateral)	Optimización Topológica	Manufactura Aditiva	Seoul National University of Science & Technology
19	Topology optimization of steering knuckle structure.	Traseros			2019	SOLIDWORKS	ANSYS	2.631 kg / 2.1394 kg (28.68%)	SG iron A536 65-45-12 (hierro ductil)	Carga de aceleración, frenado y curvas	Optimización Topológica	NA	Marwadi Education Foundation / Ve1 Tech Rangpur Dr. Sagunthala R&D Institute of Science and Technology
20	Failure analysis of a re-design knuckle using topology optimization.	Delanteros			2019	CAD SOFTWARE	ABAQUS	3.88 kg / 3.64 kg (6.18%)	GCD450 (hierro ductil)	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo cargas estáticas)	Optimización Topológica	NA	National Pingtung University of Science & Technology
21	Synergy between topology optimization and additive manufacturing in the automotive field.	Delanteros			2020	CAD SOFTWARE	Altair OptiStruct / Hypermesh	NA / 400 g (9%)	AIS100Mg (aleación de aluminio)	Curvas, frenado y peso por obstáculos	Optimización Topológica	Manufactura Aditiva	Department of Engineering "Enzo Ferrari" University of Modena and Reggio Emilia
22	Design and topology optimization for additively manufactured structural parts_A formula student case study.	Traseros			2015	ANSA-TOSCA / CAD SOFTWARE	ANSA-TOSCA	48 kg / 38 kg (20%)	AL7075-T6 (Aleación de aluminio)	Cargas de frenado y Curvas	Optimización Topológica	Manufactura Aditiva	Department of Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Pavia
23	Weight Optimization Of Steering Knuckle Joint Using FEA	Delanteros			2016	CREO Parametric	ANSYS	2.4 kg / .8755 kg (63.52%)	AL-6061 T6	Cargas de frenado y Dirección (Esfuerzo en fuerzas laterales y longitudinales)	Optimización de peso	NA	Sri C.R.Reddy College of Engineering
24	Modeling, Simulation and Optimization Analysis of Steering Knuckle Component for Race Car	Delanteros			2014	SOLIDWORKS	SOLIDWORKS SIMULATION / SolidThinking	1.9 kg / 1.03 kg (46.78%)	AL-6061 T6	Cargas de frenado y Dirección (Esfuerzo en fuerzas laterales y longitudinales)	Optimización	NA	Universiti Kuala Lumpur Malaysia France Institute

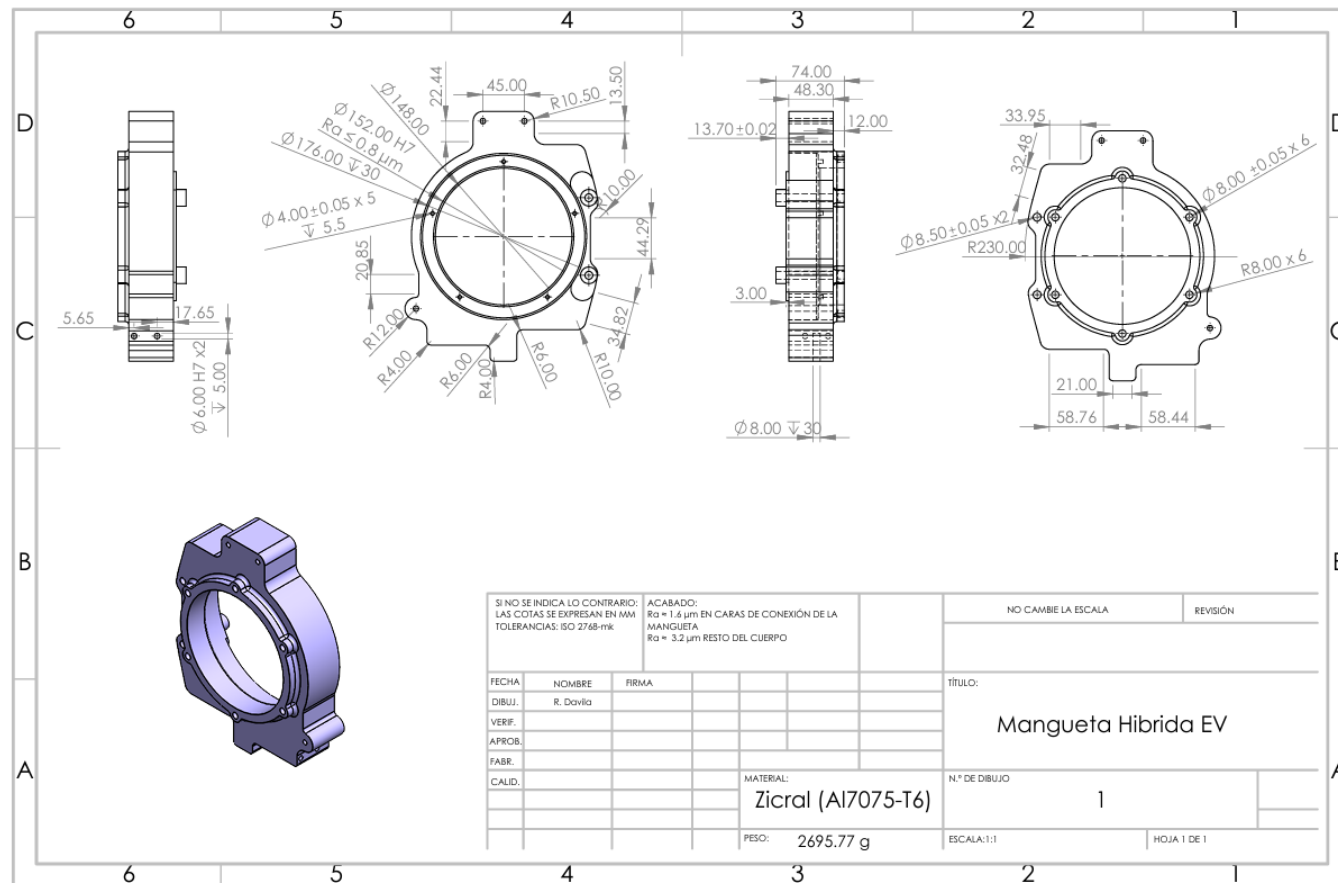
19	30	Optimization front upright racing car using finite element analysis	Delantera			2022	CAD SOFTWARE	CAE SOFTWARE	2.1701 kg / .85707 kg (55.69%)	Al 7075 T6	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y fuerza de unión)	Optimización Topológica	NA	Institut Teknologi Sepuluh Nopember
20	31	Design, analysis and development of composite matrix material upright of FSAE vehicle	Delantera			2020	SOLIDWORKS	ANSYS	NA / 168 g (63.3%)	nylon-reinforced carbon fiber	Carga de aceleración, frenado y curvas (Esfuerzo en fuerza longitudinal, fuerza lateral y fuerza de unión)	Optimización	Manufactura Aditiva (Termoplástico)	SRM Institute of Science and Technology
21	32	Design and analysis of steering knuckle of hybrid metal matrix composite for the faze vehicle	NA			2021	SOLIDWORKS	ANSYS	1.4 Kg / (69.28 %)	Al 7075 T6	Carga de freno, fuerza en brazo de dirección y en obstáculos (esfuerzos de flexión y directos)	Optimización	NA	Hindustan College of Science and Technology
22	33	Design and analysis of wheel assembly and anti-rollbar for formula SAE vehicle	Trasera		NA	2021	SOLIDWORKS	ANSYS	NA	Al 7075 T6	Fuerza lateral, longitudinal de choque y frenado	Optimización Topológica	NA	Indira Gandhi Technical University for Women
23	34	Design optimization of steering knuckle by adopting bionic design approach	NA			2019	Polyworks	Altair OptiStruct / Hypermesh	35%	AlSi10Mg (aleación de aluminio) (hierro kg 500)	Fuerzas pares en los ejes x, y, z	Optimización Topológica	Manufactura Aditiva	Mechanical Department, National Institute of Technology
24	35	Designing and Optimization of Wheel Assembly of a Formula Student Car	Delantera		NA	2016	CAD SOFTWARE	Altair OptiStruct / Hypermesh	NA	Al 7075 T6	Carga de freno, fuerza en brazo de dirección y en obstáculos (esfuerzos de flexión y directos)	Optimización	NA	Mechanical Engineering Department, Vishwakarma Institute of Technology
25	36	DoE-FEM Based Design Optimization of Hub and Spindle	NA	NA	NA	2023	SOLIDWORKS	SOLIDWORKS	NA	Al 7075 T6	Cargas Estáticas, Freno de giro.	Optimización (Método Taguchi) (DOE-FEM)	NA	College of Engineering and Technology, American University of the Middle East
26	37	Effects of axial and multiaxial variable amplitude loading conditions on the fatigue life assessment of automotive steering knuckle	Delantera	NA		2020	Altair Inspire	Altair OptiStruct / Hypermesh	NA	Hierro Fundido	Carga Axial, Multiaxial	Optimización Topológica	NA	Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia
27	38	Failure analysis of a re-design knuckle using topology optimization	NA			2019	ANSA-TOSCA / CAD SOFTWARE	ABAQUS	3.88 Kg / 3.64 Kg (6.2%)	GCD460 (Acero)	Impactos de carretera, freno de emergencia y fuerza lateral.	Optimización Topológica	NA	National Pingtung University of Science & Technology

39	Failure strength of automotive steering knuckle made of metal matrix composite	Delantero	NA	NA	2023	CATIA	FEM SOFTWARE	NA	Aluminio de aluminio	Carga Axial, multiaxial, Carga cortante	Optimización	NA	Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia
40	Fatigue Life Analysis of Automotive Cast Iron Knuckle	Delantero	NA	NA	2022	CATIA	FEM SOFTWARE	NA	Hierro Fundido	Fuerza lateral, longitudinal de choque y frenado	NA	NA	Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia
41	Finite Element Analysis and optimization of automotive steering knuckle	NA			2020	CATIA	ANSYS	NA	Al 7075 T6	Fuerza, presión y temperatura	Optimización Topológica	NA	Department of Mechanical Engineering, VPI&BIT
42	Improving the fatigue life of a vehicle knuckle with a reliability-based design optimization approach	NA		NA	2008	CAD SOFTWARE	Optimus	NA	AlSi 6260 (Acero)	Carga de dirección, de arriba y abajo del chasis y cargas de la rueda.	Optimización Probabilística	NA	LMS International, Interlewerkam 88
43	Model development and the shape optimization analysis of a rear knuckle for race car	Trasera	NA		2014	SOLIDWORKS	SOLIDWORKS SIMULATION / SolidThinking	/ 9 Kg (52.6%)	Al 6061 T6	Cargas en ejes y carga del vehículo	Optimización de forma	NA	Universiti Kuala Lumpur, Malaysia France Institute
44	Modeling, Simulation and Optimization Analysis on Steering Knuckle Component For Purpose of Weight Reduction	Delantero		NA	2012	CAD SOFTWARE	Altair OptiStruct / Hypermesh	3.328 Kg / 31520 Kg (0.4%)	NA	Fuerza y momento en los ejes.	Optimización de forma	NA	UiTM, Malaysia France Institute, Universiti Kuala Lumpur
45	Optimization and Fatigue Analysis of Steering Knuckle	Delantero			NA	CREO Parametric	Altair OptiStruct / Hypermesh	8.81%	NA	Peso propio del componente, frenado, dirección y fuerzas en curvas.	Optimización Topológica / Optimización de forma	NA	College of Engineering & Management Research
46	Optimization and Finite Element Analysis of steering knuckle	Delantero			2015	CREO Parametric	ANSYS	67.34%	Al 2011 T3	Cargas de dirección, frenado y laterales.	Optimización de forma	NA	Mechanical department, Nagpur/Vardha
47	Optimization of fatigue life and hysteresis analysis of knuckle joint	NA			2021	CAD SOFTWARE	ANSYS	4.8 Kg (4 Kg (28%))	NA	Cargas de obstáculos, de frenado y dirección.	Optimización	NA	Department of Mechanical Engineering, Vels Institute of Science

37	48	Reliability-based design optimization of knuckle component using conservative method of moving least squares meta-models	Delantero		NA	2010	CAD SOFTWARE	ABAQUS	NA	Hierro, Aleación de aluminio fundido.	Carga de frenado y de obstáculos.	Optimización	NA	Department of Ocean Engineering, Moolpa National University	República de Corea
38	49	Static Analysis of Steering Knuckle and its Shape Optimization	Delantero			2014	CREO Parametric	ANSYS	1.3331 Kg / 1.0753 Kg (28.35%)	Al 2011 T3	Carga de freno, fuerza en brazo de dirección y en obstáculos (deflexión de flexión y dirección)	Optimización de forma	NA	Mechanical, C.G.P.I.T., Bardoli	India
39	50	Static Load Simulation of Steering Knuckle For A Formula Student Race Car	NA		NA	2018	FUSION	FUSION	NA	AlSi 1018 (Acero dulce)	Cargas estáticas, fuerzas de frenado y fuerza en las curvas	NA	NA	Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Sobotes Maret University	Indonesia
40	51	Steering knuckle lightweight research for additive manufacturing	Delantero			2023	CAD SOFTWARE	ANSYS	15% ?	316L (Acero inoxidable)	Carga de frenado, en curvas y en terreno	Optimización Topológica	Manufactura Aditiva	School of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Science and Technology	China
41	52	Structural analysis and topology optimization of steering knuckle using Finite Element Analysis	Trasero			2022	SOLIDWORKS	ANSYS	123 Kg / 1.008 (28%)	Aleación de aluminio	Fuerzas laterales, fuerzas de frenado y fuerza en los ejes	Optimización Topológica	NA	Department of Mechanical Engineering, University of Engineering and Technology	Pakistan
42	53	Structural analysis of steering knuckle	Delantero		NA	2019	CREO Parametric	ANSYS	2.34 Kg / 2.59 Kg (10%)	Acero dulce	Fuerzas laterales, de dirección, de frenado y en los ejes.	NA	NA	Department of Mechanical Engineering, Sri Ramakrishna College Of Engineering	India
43	54	Topological optimization of wheel assembly components for all terrain vehicles	Delantero y Trasero			2022	SOLIDWORKS	Altair OptiStruct / Hypermesh	60% (porcentaje en conjunto)	A1050-T146L	NA	Optimización Topológica	NA	Mechanical Engineering Department, Institute of Technology, Nirma University	India
44	55	Topology optimization of Automotive Steering Knuckle using Finite Element Analysis	NA		NA	2017	CAD SOFTWARE	Altair OptiStruct / Hypermesh	5.320 Kg / 4.6 Kg (13.20%)	NA	Cargas de frenado, por obstáculos, de dirección y casos combinados.	Optimización Topológica	NA	Mechanical Engineering Department, MITCOE-Pune	India
45	56	Weight optimization of an automotive steering knuckle using element analysis	NA		NA	2022	SOLIDWORKS	ANSYS	4.8 Kg / 4 Kg (28%)	NA	Cargas de impacto, frenado y curvas.	Optimización Topológica	NA	Department of Mechanical Engineering, Pannimal Engineering College	India

ANEXO B:

Dibujo de fabricación de la mangueta híbrida del EV FSAE



ANEXO C: CÓDIGO PARA EL PROCEDIMIENTO DE MANUFACTURA

Código para el procedimiento de manufactura

Debido a la extensión del código del procedimiento de manufactura de la mangueta híbrida optimizada para el vehículo eléctrico FSAE con sistema IWM, se decidió colocarlo en un drive, el siguiente enlace proporciona el acceso a dicho código.

https://drive.google.com/drive/folders/1ka_8mzv_IP8_np6NqYC4K7bCxPAJXKua?usp=sharing