

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**“DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN
VEHÍCULO BAJA SAE MEDIANTE DISEÑO GENERATIVO CONSIDERANDO
CARGAS VARIABLES”**

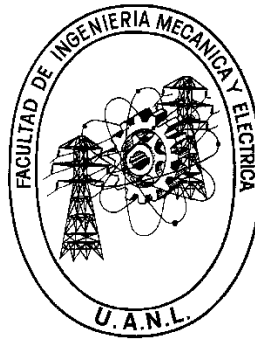
POR

ING. ALEX JAVIER CABRERA ESKOLA

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

NOVIEMBRE 2025

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**“DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN
VEHÍCULO BAJA SAE MEDIANTE DISEÑO GENERATIVO CONSIDERANDO
CARGAS VARIABLES”**

POR

ING. ALEX JAVIER CABRERA ESKOLA

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

NOVIEMBRE 2025

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO BAJA SAE MEDIANTE DISEÑO GENERATIVO CONSIDERANDO CARGAS VARIABLES", realizada por el estudiante Alex Javier Cabrera Eskola, con número de matrícula 2225002, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Director

Dra. Flor Esthela Palomar Perez
Revisor

Dr. Martín Castillo Morales
Revisor

Dr. Francisco Aurelio Pérez González
Revisor

Vo.Bo.


Dr. Azael Martínez de la Cruz
Secretario de Estudios de Posgrado

SECRETARÍA DE
ESTUDIOS DE
POSGRADO

Institución 190001

Programa 554502

Acta Núm. 4723

Ciudad Universitaria, a 20/07/2026

Dedicatoria

A mis padres y toda mi familia que me a
brindado todo el apoyo durante mi etapa
de estudiante en la maestría.

Agradecimientos

Quiero expresar mi sincero agradecimiento a la Universidad Autónoma de Nuevo León y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por el apoyo institucional durante mis estudios de posgrado.

Al fundamental apoyo financiero del Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) para la realización de esta investigación.

Asimismo, extiende un profundo agradecimiento al Dr. Oscar Zapata, por su invaluable mentoría y guía durante el proyecto.

A la Dra. Flor Esthela, por su tiempo en la revisión de este documento y por sus acertadas recomendaciones.

Resumen

El presente trabajo desarrolla el diseño y la optimización de una mangueta de dirección delantera para un vehículo Baja SAE del equipo UANL Racing Team (URT), mediante la integración de diseño generativo, análisis cinemático de suspensión y validación por elementos finitos. El objetivo principal fue reducir la masa del componente sin comprometer su desempeño estructural bajo las condiciones de operación características de competencia todoterreno.

La metodología se dividió en cuatro etapas. Primero, se realizó el análisis cinemático de la suspensión delantera tipo doble horquilla mediante Lotus Suspension Analysis (LSA), obteniendo los parámetros geométricos necesarios para el cálculo de cargas. En segundo lugar, se determinaron cuatro casos críticos de carga: frenado máximo, fuerza lateral en curva, impacto vertical y carga en el brazo de dirección, identificándose la condición lateral como la más severa.

En la tercera etapa se evaluó la geometría inicial mediante análisis por elementos finitos en ANSYS utilizando aluminio 6061-T6. Los resultados mostraron que la pieza original presentaba un margen estructural elevado y, por tanto, potencial de reducción de material. La cuarta etapa consistió en la aplicación del diseño generativo en Autodesk Fusion 360 considerando restricciones de manufactura, condiciones reales de carga y distintos materiales candidatos. Entre las alternativas obtenidas, se seleccionó una configuración optimizada por ofrecer la mejor relación entre masa y resistencia.

Finalmente, la geometría generativa fue rediseñada en CAD convencional y validada nuevamente mediante FEA. La propuesta final cumplió con los criterios de seguridad estructural establecidos y logró una reducción de masa del 16.20 % respecto al diseño inicial. Los resultados validan la hipótesis planteada y demuestran que la integración metodológica de análisis cinemático, diseño generativo con restricciones de manufactura y validación FEA independiente constituye una estrategia sistemática, replicable y computacionalmente viable para el diseño optimizado de componentes automotrices de competencia en el entorno universitario.

ÍNDICE GENERAL

Listado de Símbolos.....	XI
Índice de Figuras.....	XVI
Índice de Tablas	XVIII
1 Capítulo I Introducción	1
1.1 Planteamiento del Problema.....	2
1.2 Justificación	2
1.3 Antecedentes.....	3
1.4 Hipótesis.....	5
1.5 Objetivos.....	5
1.5.1 Objetivo general	5
1.5.2 Objetivos Específicos	5
1.6 Estructura de Tesis	6
2 Capítulo II Marco Teórico	8
2.1 BAJA SAE.....	8
2.1.1 Sistemas principales del vehículo	9
2.1.2 Mangueta de dirección: función y geometría.....	10
2.1.3 Requerimientos estructurales y normativa SAE	11
2.1.4 Procesos de fabricación	12
2.2 Geometría y Cinemática de la Suspensión	12
2.2.1 Parámetros de geometría estática	13
2.2.2 Comportamiento cinemático en recorrido de compresión y extensión	18
2.2.3 Análisis de dirección y radio de giro	19
2.3 Fundamentos de análisis estructural	20
2.3.1 Principios del Método de Elemento Finito (FEA).....	20
2.3.2 Generación de malla y análisis de convergencia	21
2.3.3 Tipos de análisis estructural	23
2.3.4 Criterios de falla	23
2.4 Cargas variables en competencia	25
2.5 Diseño generativo.....	26
2.5.1 Diferencias entre diseño generativo y optimización topológica	27

2.5.2	Restricciones de manufactura en diseño generativo (DfM)	27
2.5.3	Configuración del estudio generativo en Autodesk Fusion 360	29
2.6	Selección y caracterización de materiales	30
2.6.1	Propiedades mecánicas relevantes	31
3	Capítulo III Diseño y Caracterización de Fuerzas	32
3.1	Descripción del vehículo Baja SAE de referencia	32
3.2	Análisis cinemático de la suspensión	34
3.2.1	Definición de los puntos de articulación (hardpoints)	34
3.2.2	Parámetros de configuración del análisis	35
3.2.3	Parámetros geométricos estáticos obtenidos	35
3.2.4	Radio de giro mínimo	35
3.3	Geometría de la mangueta de dirección	36
3.4	Cálculo de fuerzas dinámicas sobre la mangueta de dirección	37
3.4.1	Parámetros de diseño dinámico	38
3.4.2	Caso de carga 1: Frenado máximo	38
3.4.3	Caso de carga 2: Fuerza lateral en curva	40
3.4.4	Caso de carga 3: Fuerza de impacto	42
3.4.5	Caso de carga 4: Fuerza en el brazo de dirección	43
4	Capítulo IV Experimentación computacional	44
4.1	Software	44
4.2	Modelado CAD inicial	45
4.3	Configuración y Parametrización del Análisis por Elementos Finitos (FEA)	46
4.3.1	Caracterización del Material en Engineering Data	46
4.3.2	Generación de Mallado y Análisis de Convergencia	47
4.3.3	Condición de frontera	48
4.3.4	Caracterización de cargas	49
4.3.5	Análisis estructural y parámetros evaluados en ANSYS	50
4.4	Diseño generativo	51
4.4.1	Condiciones y criterios de diseño generativo	52
4.4.2	Condiciones de Carga y Restricciones Estructurales	53
4.4.3	Objetivos y Límites	54

4.4.4	Restricciones de Manufactura (DfM)	55
4.4.5	Materiales del Estudio	57
4.4.6	Ejecución y Selección del Resultado Óptimo	57
4.5	Análisis FEA de la Geometría Generativa (P2) en ANSYS	58
4.6	Superposición geométrica y remoción de material	58
4.7	Análisis FEA P3	60
5	Capítulo V Resultados y discusión	61
5.1	Resultados del análisis cinemático (LSA).....	61
5.1.1	Parámetros geométricos estáticos en posición de diseño.....	61
5.1.2	Comportamiento cinemático en recorrido de compresión y extensión	62
5.1.3	Análisis de dirección y radio de giro mínimo	63
5.2	Resultados del cálculo de fuerzas dinámicas	64
5.2.1	Caso de carga 1: Frenado máximo	64
5.2.2	Caso de carga 2: Fuerza lateral en curva	65
5.2.3	Caso de carga 3: Fuerza de impacto	66
5.2.4	Caso de carga 4: Fuerza en el brazo de dirección.....	67
5.2.5	Resumen consolidado y condiciones de frontera para ANSYS	67
5.3	Resultados del Análisis FEA: Geometría Inicial P1	68
5.3.1	Desplazamiento total P1	68
5.3.2	Esfuerzo Equivalente de Von Mises P1.....	69
5.3.3	Factor de Seguridad P1	70
5.4	Resultados del Diseño Generativo: Geometría P2	71
5.4.1	Resultados del Explorador de Diseño Generativo.....	71
5.4.2	Análisis FEA de la Geometría P2 en ANSYS	74
5.5	Resultados del Análisis FEA: Geometría Final P3.....	76
5.5.1	Desplazamiento Total P3.....	77
5.5.2	Esfuerzo Equivalente de Von Mises P3.....	77
5.5.3	Factor de Seguridad P3	78
5.6	Discusión Comparativa de Resultados	79
5.6.1	Comparativa de resultados mecánicos	79
5.6.2	Comparativa de Masa y Reducción de Material	80

5.6.3	Consideraciones de manufactura de las geometrías	82
6	Capítulo VI Conclusiones y recomendaciones.....	85
6.1	Conclusiones	85
6.2	Trabajo futuro	87
	Referencias	89
	Resumen Autobiográfico.....	94

Listado de Símbolos

Símbolo	Descripción
---------	-------------

A – Dimensiones y geometría del vehículo

B	<i>Ancho de vía (track width)</i>
B_f	<i>Ancho de vía delantero</i>
H	<i>Altura del centro de gravedad</i>
L	<i>Distancia entre ejes (batalla)</i>
L_a	<i>Distancia del centro de maza al punto inferior de la mangueta (rótula inferior)</i>
L_b	<i>Distancia del centro de maza al punto superior de la mangueta (rótula superior)</i>
L_1	<i>Distancia perpendicular del resorte al pivote A del brazo de suspensión</i>
L_2	<i>Longitud del brazo de suspensión inferior</i>
L_{brazo}	<i>Longitud del brazo de dirección</i>
LR	<i>Distancia longitudinal del centro de gravedad al eje trasero</i>

rc	<i>Radio del círculo de pernos de la mordaza de freno</i>
Rn	<i>Radio de rodadura del neumático</i>
sr	<i>Radio de pivote o brazo de palanca (scrub radius)</i>

B – Parámetros cinemáticos y ángulos

ε	<i>Ángulo de caída (camber)</i>
Δ	<i>Ángulo de convergencia estática (static toe)</i>
τ	<i>Ángulo de avance (caster)</i>
φ	<i>Ángulo de inclinación de pivote (kingpin inclination, KPI)</i>
θ	<i>Ángulo del resorte helicoidal respecto a la horizontal</i>
tc	<i>Avance real (caster trail)</i>
hRC	<i>Altura del centro de balanceo (roll centre height)</i>

C – Masas

m	<i>Masa total del vehículo con conductor</i>
m_s	<i>Masa suspendida delantera</i>
m_{ns}	<i>Masa no suspendida delantera</i>

m_{rueda} Masa de una rueda

D – Fuerzas y momentos

F_{barra} Fuerza en la barra de acoplamiento (tie rod)

F_{bump} Fuerza de impacto en la mangueta (transmitida vía rótula superior)

F_c Fuerza resultante en el montaje de la mordaza de freno

F_f Fuerza de fricción longitudinal o lateral

F_{lat} Fuerza lateral total en la rueda exterior

F_{res} Fuerza ejercida por el resorte helicoidal

F_z Carga vertical total por rueda delantera

$F_{z,cf}$ Transferencia de carga vertical por fuerza centrífuga por rueda

$F_{z,giro}$ Transferencia de carga vertical por efecto giroscópico

F_1 Reacción en la rótula superior (caso de frenado)

F_2 Reacción en la rótula inferior (caso de frenado)

F_3 Reacción en la rótula superior (caso de fuerza lateral)

F_4	<i>Reacción en la rótula inferior (caso de fuerza lateral)</i>
GFA, dyn	<i>Carga vertical dinámica total en el eje delantero</i>
TA	<i>Momento respecto al pivote A del brazo de suspensión inferior</i>
Tb	<i>Par de frenado</i>
$Tdir$	<i>Par alrededor del eje de inclinación de pivote (KPI)</i>

E – Parámetros dinámicos

a	<i>Desaceleración en frenado</i>
C_{giro}	<i>Par total de precesión giroscópico de las cuatro ruedas</i>
Cr	<i>Radio de curvatura de la maniobra (radio de giro)</i>
g	<i>Aceleración gravitacional (9.81 m/s²)</i>
k	<i>Rigidez del resorte helicoidal</i>
S	<i>Distancia de frenado equivalente</i>
v	<i>Velocidad máxima del vehículo de diseño</i>
x	<i>Compresión máxima del resorte helicoidal</i>
μ	<i>Coeficiente de fricción llanta-suelo</i>

F – Propiedades mecánicas del material

E *Módulo de elasticidad (Young)*

FS *Factor de seguridad*

Se *Límite de fatiga (endurance limit)*

S_{ut} *Resistencia última a la tensión*

σ' *Esfuerzo equivalente de von Mises*

σ_y *Resistencia a la fluencia*

ρ *Densidad del material*

G – Análisis por elemento finito (FEA)

$\{d\}$ *Vector de desplazamientos nodales*

$\{F\}$ *Vector de fuerzas externas (sistema de carga total)*

$[K]$ *Matriz de rigidez global del sistema*

$\{P\}$ *Cargas externas concentradas*

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ *Esfuerzos principales*

Índice de Figuras

Figura 1.1. Diagrama de flujo metodológico de la investigación.	6
Figura 2.1. Diagrama de los sistemas y componentes de un vehículo BAJA SAE.....	9
Figura 2.2. Mangueta de dirección en el vehículo. Fuente: Autor.....	11
Figura 2.3. Componentes que se acoplan a la mangueta de dirección. Fuente: Autor.	11
Figura 2.4. Sistema de referencia del vehículo según la norma SAE. Fuente: Adaptada de [6].	14
Figura 2.5. Ángulo de caída (ϵ) y ángulo de inclinación de pivote (ϕ). Fuente: Adaptada de [18].	15
Figura 2.6. Ángulo de inclinación de pivote (ϕ) visto desde el frente del vehículo, y ángulo de avance (τ) visto lateralmente, con la distancia de avance (t_c). Fuente: Adaptada de [18].	16
Figura 2.7. Interfaz de LSA mostrando las gráficas de variación de caída y convergencia durante el recorrido de compresión-extensión. Fuente: Autor.	19
Figura 2.8. Gráfica de radio de giro y porcentaje de Ackermann en función del recorrido del rack (LSA). Fuente: Autor.	20
Figura 2.9. Comparación entre malla gruesa y malla refinada sobre un componente mecánico de forma compleja.	22
Figura 2.10. Ejemplo de distribución del esfuerzo equivalente de von Mises y factor de seguridad en una mangueta analizada mediante FEA. Fuente: Adaptada de [23].....	25
Figura 2.11. Efecto de las restricciones DfM sobre el resultado del diseño generativo: (a) secciones del resultado sin restricciones; (b) secciones de la pieza adaptada para fresado de tres ejes. Fuente: Adaptada de [10].....	28
Figura 2.12. Proceso de diseño generativo en Autodesk Fusion 360: etapas de configuración.....	30
Figura 3.1. Vehículo Baja SAE de referencia.	33
Figura 3.2. Modelo CAD de la suspensión delantera con puntos de articulación identificados.	34
Figura 3.3. Vista isométrica de la mangueta de dirección con componentes identificados.	36
Figura 3.4. Vista con cotas principales (L_a , L_b , r_c , L_{brazo}).....	37

Figura 3.5. DCL del vehículo durante frenado.....	39
Figura 3.6. DCL de la mangueta vista lateral.	40
Figura 3.7. DCL de la mangueta vista frontal.	41
Figura 3.8. Geometría del brazo de suspensión.	42
Figura 4.1. Modelo CAD de la mangueta de dirección.....	46
Figura 4.2. Propiedades mecánicas del Al 6061-T6 ingresadas en ANSYS Engineering Data.....	47
Figura 4.3. Mallado del modelo inicial.	48
Figura 4.4. Condición de frontera Fixed Support.....	49
Figura 4.5. Dirección de las fuerzas que actúan en la mangueta.....	50
Figura 4.6. Entorno de diseño generativo en Autodesk Fusion 360.....	51
Figura 4.7. Espacio de diseño generativo: identificación de geometrías.....	53
Figura 4.8. Configuración de cargas estructurales en Fusion 360.	54
Figura 4.9. Ventana de configuración de Objetivos y Límites en Fusion 360.	55
Figura 4.10. Configuración de restricciones de manufactura (DfM) en Fusion 360.....	56
Figura 4.11. Selección de materiales del estudio generativo en Fusion 360.....	57
Figura 4.12. Explorador de resultados del diseño generativo en Fusion 360.....	58
Figura 4.13. Superposición geométrica P1 con P2.	59
Figura 5.1. Desplazamiento máximo de la Geometría P1.....	69
Figura 5.2. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P1.....	70
Figura 5.3. Factor de seguridad de la Geometría P1.	71
Figura 5.4. Resultados del estudio de diseño generativo en Fusion 360.	72
Figura 5.5. Gráfico de factor de seguridad mínimo vs. masa para los seis resultados del estudio generativo.....	73
Figura 5.6. Desplazamiento máximo de la Geometría P2.....	75
Figura 5.7. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P2.....	75
Figura 5.8. Factor de seguridad de la Geometría P2.	76
Figura 5.9. Desplazamiento máximo de la Geometría P3.....	77
Figura 5.10. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P3.....	78
Figura 5.11. Factor de seguridad de la Geometría P3.....	78

Índice de Tablas

Tabla 2.1. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados para el estudio de diseño generativo.	31
Tabla 3.1. Parámetros generales del vehículo Baja SAE de referencia.	33
Tabla 3.2. Parámetros de configuración ingresados en LSA.	35
Tabla 3.3. Parámetros geométricos de la mangueta de dirección.	37
Tabla 4.1. Configuración de restricciones de manufactura en el estudio de diseño generativo.	56
Tabla 5.1. Parámetros geométricos estáticos obtenidos de LSA.	62
Tabla 5.2. Variación de parámetros cinemáticos en recorrido de compresión y extensión	63
Tabla 5.3. Radio de giro y porcentaje de Ackermann en función del recorrido del rack (LSA).	64
Tabla 5.4. Resultados del caso de carga 1: frenado máximo.	65
Tabla 5.5. Resultados del caso de carga 2: fuerza lateral en curva.	66
Tabla 5.6. Resultados del caso de carga 3: fuerza de impacto.	67
Tabla 5.7. Resultados del caso de carga 4: fuerza en el brazo de dirección.	67
Tabla 5.8. Condiciones de frontera para el análisis MEF en ANSYS.	68
Tabla 5.9. Comparativa de métricas de los 6 resultados del estudio de diseño generativo (Fusion 360).	74
Tabla 5.10. Comparativa de resultados mecánicos de las propuestas evaluadas	79
Tabla 5.11. Comparativa de masa, reducción de material y factor de seguridad mínimo para las tres geometrías evaluadas.	81

Capítulo I

Introducción

La competencia Baja SAE es una iniciativa educativa patrocinada por SAE International que desafía a equipos universitarios a diseñar, construir y competir con un vehículo todoterreno monoplaza. Según las reglas oficiales de la competencia [1], el vehículo debe ser propulsado por un motor de combustión interna de 10 hp máximo, ser conducible por una sola persona y estar diseñado para resistir las condiciones extremas de los eventos dinámicos, que incluyen maniobras de aceleración, frenado, giro y manejo en terreno irregular.

Desde su primera edición en 1976, Baja SAE se ha consolidado como uno de los programas de ingeniería aplicada más reconocidos a nivel mundial, con participación de instituciones en América, Europa y Asia, [2]. En México, diversas universidades como la UANL, el Tecnológico de Monterrey y la UNAM han desarrollado equipos competitivos que participan tanto en las competencias regionales como en la Baja SAE Series [3].

Dentro del conjunto mecánico del vehículo Baja SAE, la mangueta de dirección (también denominada muñón de dirección) es el componente encargado de articular simultáneamente el sistema de suspensión, el cubo de rueda y el sistema de dirección. Su función es transmitir las fuerzas de contacto rueda-terreno hacia la estructura del vehículo, mientras permite el giro controlado de la rueda delantera. Debido a su posición en el punto de convergencia de tres subsistemas críticos, la mangueta queda sometida a un estado de carga complejo y variable: fuerzas laterales durante el viraje, fuerzas longitudinales durante el frenado, cargas de impacto vertical en terreno irregular y pares de torsión provenientes del sistema de frenos. Esta combinación de solicitaciones convierte a la mangueta en uno de los componentes de mayor criticidad estructural del vehículo [4]

El diseño generativo es una metodología computacional que, a partir de la definición del dominio de diseño, las zonas funcionales preservadas, las condiciones de carga y las restricciones de manufactura, genera automáticamente geometrías optimizadas mediante algoritmos de optimización estructural. A diferencia de la

optimización topológica clásica, el diseño generativo explora simultáneamente múltiples candidatos de forma, material y proceso de fabricación, distribuyendo el material únicamente donde es necesario y eliminando redundancias. El resultado es un equilibrio óptimo entre ligereza y resistencia, adaptado a las cargas dinámicas reales del componente [5]. Su aplicación en el contexto de vehículos de competencia representa una oportunidad para desarrollar componentes más eficientes y con fundamento analítico riguroso, en contraste con los enfoques de sobredimensionamiento convencional.

1.1 Planteamiento del Problema

El diseño estructural de componentes automotrices de alto desempeño particularmente la mangueta de dirección constituye uno de los retos más críticos en la ingeniería de vehículos todo terreno, como los empleados en competencias Baja SAE. Este elemento, encargado de articular la suspensión, la rueda y el sistema de dirección, está sometido a un complejo sistema de cargas: desde impactos bruscos y fuerzas torsionales durante el frenado hasta vibraciones constantes en terrenos irregulares. Tales condiciones exigen no solo resistencia mecánica, sino también una optimización rigurosa que garantice confiabilidad sin sacrificar eficiencia.

En el contexto actual, los diseños convencionales recurren al sobredimensionamiento como medida preventiva, añadiendo masa innecesaria que penaliza el rendimiento del vehículo. El incremento en peso no suspendido deteriora la aceleración, la estabilidad en curvas y la respuesta al frenado, además de elevar el consumo energético. Aunque existen estudios exhaustivos sobre análisis de esfuerzos y selección de materiales, pocos exploran el potencial de metodologías innovadoras como el diseño generativo.

1.2 Justificación

La necesidad de este proyecto se fundamenta en tres dimensiones complementarias. En primer lugar, desde la perspectiva de desempeño del vehículo, la reducción de masa no suspendida tiene un impacto directo y medible en la dinámica del vehículo Baja SAE: mejora la respuesta de la suspensión, reduce las fuerzas de inercia

durante aceleración y frenado, y disminuye el desgaste de los componentes de la suspensión en terrenos irregulares [6].

En segundo lugar, desde la perspectiva metodológica, el presente trabajo desarrolla una estrategia sistemática y replicable para el diseño estructural optimizado de componentes mecánicos bajo cargas variables, integrando herramientas de simulación cinemática, diseño generativo y validación por elementos finitos. Esta metodología puede transferirse a otros componentes del vehículo Baja SAE y, en un sentido más amplio, a componentes automotrices e industriales que requieran optimización estructural con restricciones de manufactura. Su implementación se alinea con los objetivos del sector automotriz nacional de fortalecer las capacidades de ingeniería de diseño y simulación avanzada [3].

En tercer lugar, desde la perspectiva académica e institucional, el proyecto aporta al equipo Baja SAE de la UANL una solución técnica fundamentada en análisis riguroso, en sustitución de la mangueta actual construida de forma empírica, y establece un precedente metodológico para el desarrollo de componentes optimizados en futuros proyectos de ingeniería automotriz en el programa de posgrado de la FIME-UANL.

1.3 Antecedentes

Diversos estudios han abordado la optimización estructural y el diseño generativo de manguetas de dirección para vehículos automotrices, en especial en contextos como Baja SAE, Fórmula Student y vehículos todoterreno. El uso de herramientas CAD/CAE y simulación por elementos finitos es una constante en estos trabajos, destacando plataformas como ANSYS, CATIA, SolidWorks, Fusion 360 y SolidEdge, así como métodos de optimización topológica y diseño generativo con restricciones de fabricación.

Kulkarni, et al., 2019 trabajaron en el diseño y optimización de la mangueta delantera de un vehículo ATV (All-Terrain Vehicle) monoplaza, utilizando SolidWorks y simulaciones en ANSYS. Se evaluaron dos materiales (Aluminio y acero EN8) bajo condiciones de carga realistas, incluyendo fuerza de frenado, esfuerzo lateral y transferencia de carga. El modelo final fue validado mediante análisis comparativos entre

simulación y cálculo analítico, además de la construcción de un modelo físico impreso en 3D [7].

Kim, Park, & Park, 2020 propusieron un enfoque integral que combinó análisis cinemático multibody, simulación estructural por FEA y optimización topológica. El diseño optimizado fue manufacturado mediante impresión 3D con polvo de AlSi10Mg y posteriormente ensamblado en un vehículo tipo Fórmula Eléctrica. El resultado mostró una mejora en rigidez de más del 250% respecto al diseño original, validada mediante pruebas dinámicas reales [8].

Kadam & Kale, 2020 realizaron un análisis por elementos finitos de una mangueta automotriz modelada en CATIA, evaluando la viabilidad de reemplazar el hierro fundido por una aleación de aluminio. La optimización del diseño permitió mantener la resistencia, rigidez y frecuencia natural requeridas, confirmando que el aluminio es una alternativa estructuralmente viable [9].

Grigorenko & Shopina, 2023 utilizaron herramientas de diseño generativo dentro de SolidEdge para optimizar una mangueta de un vehículo Fórmula Student, considerando restricciones de manufactura mediante fresado en control numérico computacional (CNC) de tres ejes. La geometría final fue adaptada para permitir su fabricación utilizando fijaciones estándar, con ajustes para el posprocesado manual [10].

Rosete 2024, llevó a cabo la optimización topológica de las manguetas delantera y trasera de un vehículo Baja SAE, logrando reducciones significativas de masa (de 4.727 kg a 1.631 kg en el delantero y de 3.9 kg a 2.043 kg en el trasero) sin comprometer la integridad estructural ni la resistencia a fatiga. El estudio constituye el antecedente institucional más próximo al presente trabajo y subraya la necesidad de adaptar las geometrías optimizadas a procesos de fabricación viables, limitación que el presente proyecto aborda mediante el proceso de superposición geométrica y rediseño CAD convencional [11].

La revisión de la literatura permite identificar que, si bien existen trabajos que aplican diseño generativo u optimización topológica a manguetas de competencia, ninguno de los antecedentes revisados integra simultáneamente: (a) análisis cinemático

real del sistema de suspensión como base para la caracterización de cargas variables; (b) diseño generativo con múltiples materiales y restricciones de manufactura en Fusion 360; (c) validación FEA independiente en ANSYS sobre las geometrías exportadas; y (d) rediseño CAD convencional guiado por superposición con la geometría generativa. Esta integración metodológica constituye la contribución principal del presente trabajo.

1.4 Hipótesis

El uso de diseño generativo para la optimización de la mangueta para un vehículo Baja SAE permitirá reducir significativamente su masa sin comprometer su integridad estructural ante cargas variables.

1.5 Objetivos

1.5.1 *Objetivo general*

Diseñar y optimizar una mangueta de dirección delantera de un vehículo Baja SAE mediante técnicas de diseño generativo, considerando cargas variables para reducir su masa sin comprometer su resistencia estructural.

1.5.2 *Objetivos Específicos*

- Caracterizar la cinemática de la suspensión en Lotus Simulation Analysis (LSA) para obtener los parámetros geométricos base del cálculo de cargas.
- Determinar las cargas críticas sobre la mangueta analizando cuatro escenarios de operación del vehículo Baja SAE.
- Modelar la geometría inicial en CAD y evaluar su desempeño por FEA como línea base para la optimización.
- Optimizar la mangueta mediante diseño generativo en Fusion 360, aplicando restricciones de manufactura CNC y selección de materiales.
- Validar la geometría final en ANSYS para verificar el factor de seguridad y cuantificar la reducción de masa.

1.6 Estructura de Tesis

Para el desarrollo de esta investigación se planteó una metodología que integra el análisis cinemático de la suspensión, la determinación de cargas variables, la optimización mediante diseño generativo y la validación estructural por elementos finitos aplicada a una mangueta de dirección para un vehículo Baja SAE. El esquema general de la metodología se muestra en la Figura 1.1.

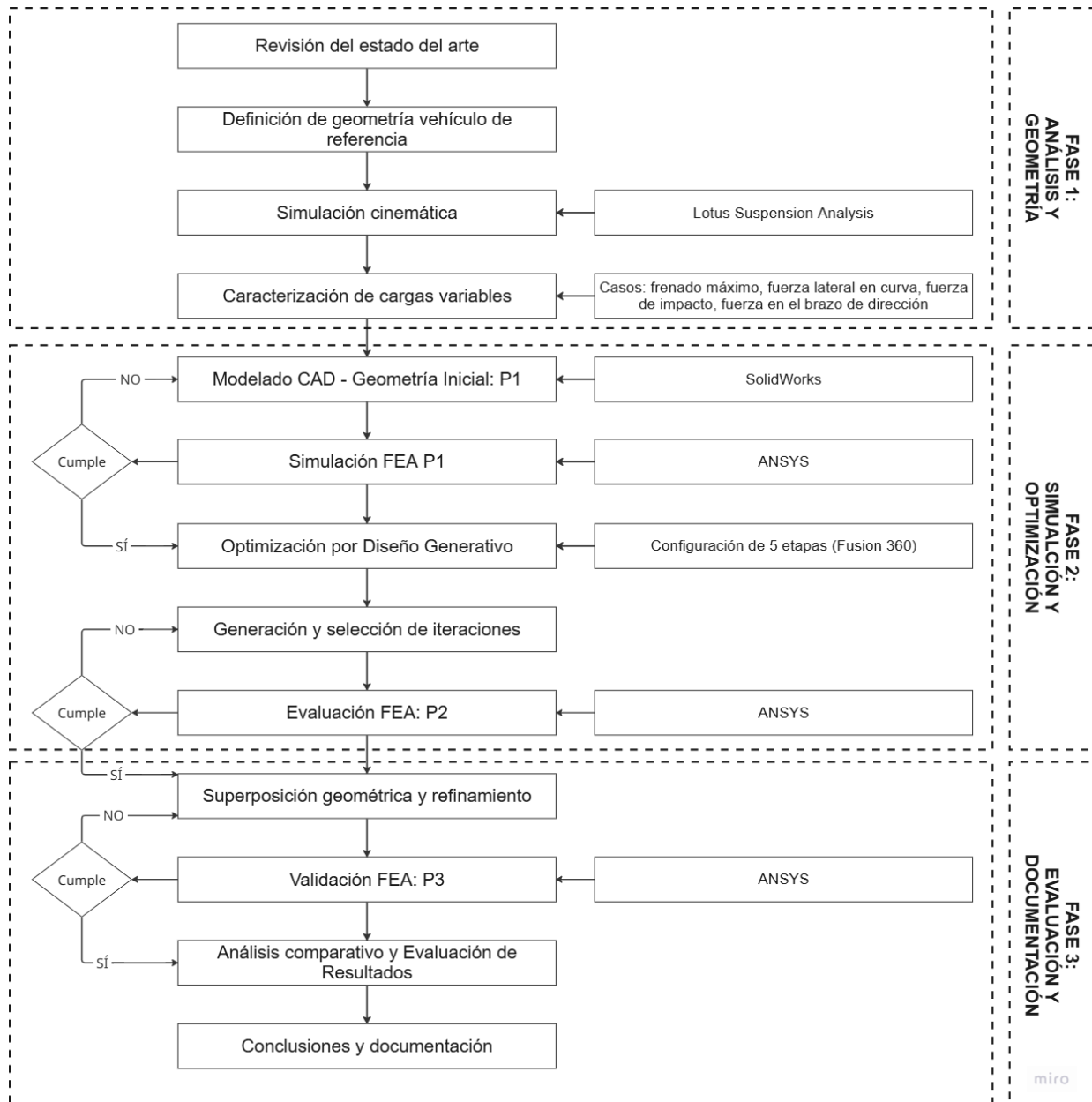


Figura 1.1. Diagrama de flujo metodológico de la investigación.

La metodología se estructuró en tres fases principales:

Análisis y geometría: En esta etapa inicial se llevó a cabo la revisión del estado del arte y la definición de la geometría del vehículo de referencia. Posteriormente, se realizó la simulación cinemática de la suspensión utilizando Lotus Suspension Analysis (LSA), con la finalidad de obtener los parámetros geométricos requeridos para el cálculo de las cargas actuantes sobre la mangueta.

Simulación y optimización: En la segunda fase se desarrolló el modelado CAD de la geometría inicial y su evaluación estructural mediante análisis por elementos finitos (FEA) en ANSYS. A partir de estos resultados, se estableció el estudio de diseño generativo en Fusion 360, generando diferentes configuraciones geométricas optimizadas. Las propuestas obtenidas fueron posteriormente evaluadas estructuralmente para seleccionar la alternativa con menor masa y desempeño mecánico adecuado.

Evaluación y validación: En la etapa final se realizó el refinamiento CAD de la geometría seleccionada y su validación estructural definitiva mediante FEA. Finalmente, se efectuó un análisis comparativo entre la geometría inicial, la propuesta generativa y la geometría optimizada, considerando criterios de reducción de masa, distribución de esfuerzos y factor de seguridad, concluyendo con la integración y documentación de los resultados obtenidos. El criterio de aceptación estructural adoptado fue $FS \geq 1.5$, valor convergente con el reportado en la literatura de diseño de manguetas para vehículos de competencia [7], [8], [11], [25], [27], alcanzando la geometría final un factor de seguridad mínimo de 1.88.

Capítulo II

Marco Teórico

El presente capítulo desarrolla los fundamentos teóricos que sustentan la investigación, organizados en seis bloques temáticos: (1) el contexto de los vehículos Baja SAE y las cargas sobre la mangueta de dirección; (2) geometría estática y cinemática de la suspensión de doble horquilla, con énfasis en los parámetros que determinan las cargas del componente; (3) los principios del análisis estructural por elemento finito, la generación de malla y los criterios de falla; (4) el comportamiento bajo cargas variables en competencia; (5) los fundamentos del diseño generativo y su configuración computacional; y (6) los criterios para la selección y caracterización de materiales estructurales. La secuencia de presentación sigue el orden lógico de la metodología descrita en la Figura 1.1, de modo que cada bloque conceptual se vincula directamente con una etapa del proceso experimental descrito en los capítulos subsecuentes.

2.1 BAJA SAE

Los vehículos Baja SAE (Society of Automotive Engineers) son prototipos monoplace todo terreno diseñados y construidos por equipos estudiantiles, con el fin de competir en eventos que ponen a prueba sus capacidades de diseño, manufactura y desempeño mecánico. Según las reglas oficiales de la competencia [1], el vehículo debe estar propulsado por un motor de combustión interna de 10 hp máximo, ser conducible por una sola persona y resistir las condiciones extremas de los eventos dinámicos, que incluyen maniobras de aceleración, frenado, giro y manejo en terreno irregular. Desde su primera edición en 1976, Baja SAE se ha consolidado como uno de los programas de ingeniería aplicada más reconocidos a nivel mundial, con participación de instituciones en América, Europa y Asia [2].

Un vehículo Baja SAE se compone de varios sistemas principales que trabajan de manera integrada para garantizar su funcionalidad, seguridad y eficiencia en terrenos irregulares. En la Figura 2.1 se presenta el diagrama de sistemas y componentes del vehículo, donde se identifican los subsistemas que interactúan directamente con la

mangueta de dirección: el sistema de suspensión, el sistema de dirección y el sistema de frenos.

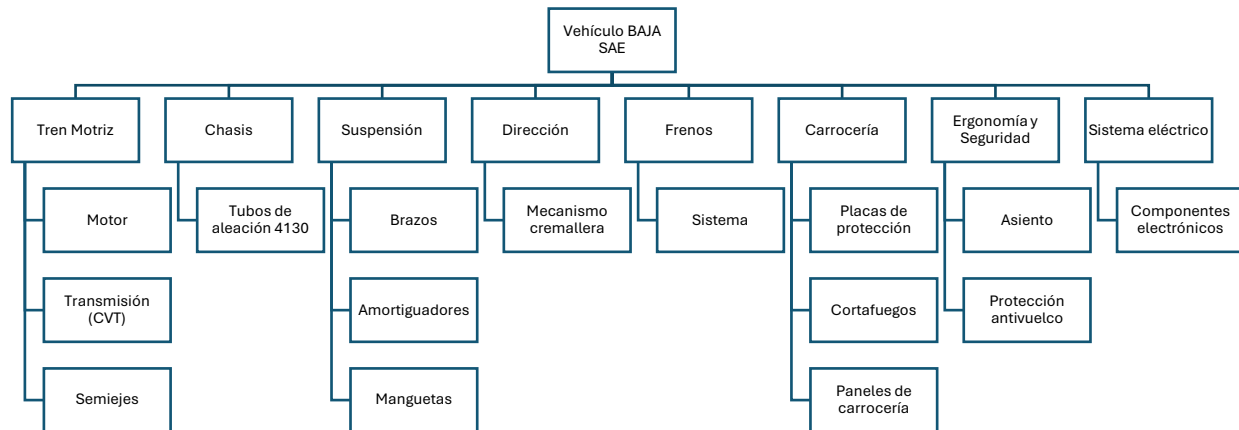


Figura 2.1. Diagrama de los sistemas y componentes de un vehículo BAJA SAE.

Entre los subsistemas del vehículo Baja SAE, el sistema de dirección juega un papel fundamental, ya que las manguetas de dirección conectan la suspensión con las ruedas, transmitiendo fuerzas laterales, verticales y de frenado. Su diseño incide directamente en el peso no suspendido del vehículo y, por ende, en la respuesta dinámica de la suspensión, la agilidad de dirección y el consumo de energía. Reducir la masa de las manguetas sin sacrificar rigidez ni resistencia es clave para mejorar el desempeño en competencia. Si bien el reglamento de Baja SAE no restringe ni puntúa directamente el peso total del vehículo, la masa no suspendida incide de forma indirecta en el desempeño dinámico puntuado (aceleración, maniobrabilidad y resistencia), por lo que su reducción constituye un objetivo de diseño relevante para la competitividad del vehículo sin comprometer su integridad estructural.

2.1.1 Sistemas principales del vehículo

El vehículo Baja SAE integra cinco sistemas estructurales y mecánicos principales: el chasis, el sistema de suspensión, el sistema de dirección, el tren de potencia y el sistema de frenos. Cada uno de estos sistemas está sujeto a restricciones normativas específicas, así como a criterios de diseño orientados al rendimiento y la seguridad del piloto [1].

El sistema de suspensión típicamente consiste en una configuración de doble triángulo (double wishbone) en el eje delantero, que ofrece un control cinemático preciso del movimiento de la rueda. Este diseño permite gestionar independientemente los cambios de caída (camber) y convergencia (toe) durante la compresión y extensión de la suspensión, lo cual es especialmente relevante en superficies irregulares. Autores como Chauhan, Sah, & Kaushal [12] han documentado que la geometría de suspensión tiene una influencia directa sobre la estabilidad y el manejo del vehículo en competencia.

El sistema de dirección, por su parte, está compuesto por la barra de cremallera, la bieleta de dirección, y la mangueta, elementos que en conjunto traducen el movimiento del volante en el ángulo de giro de la rueda. La mangueta de dirección es el componente que conecta estructuralmente la rueda con los brazos de suspensión y el sistema de dirección, siendo sometida simultáneamente a cargas de flexión, cortante y torsión durante la operación del vehículo.

2.1.2 Mangueta de dirección: función y geometría

La mangueta de dirección (steering knuckle o upright) es un componente mecánico de geometría compleja que cumple múltiples funciones: soporta el rodamiento del cubo de rueda, articula el movimiento de dirección mediante la inclinación de pivote (kingpin), y transmite las cargas provenientes del contacto rueda-terreno hacia los brazos de suspensión. Debido a esta combinación de funciones, la mangueta está sujeta a un estado de carga multiaxial que varía dinámicamente durante la operación del vehículo [13].

En la Figura 2.2 se ilustra la mangueta de dirección correspondiente al vehículo Baja SAE de referencia en su posición de montaje dentro del sistema de suspensión delantera. Geométricamente, la mangueta incluye orificios de montaje para los terminales de los brazos de suspensión superior e inferior mediante rótulas esféricas, el asiento del rodamiento de rueda, el brazo de dirección y los soportes para la mordaza de freno (caliper). La complejidad geométrica del componente ha motivado el interés en técnicas de optimización que permitan redistribuir el material de manera eficiente, manteniendo la resistencia estructural con la mínima masa posible [14].



Figura 2.2. Mangueta de dirección en el vehículo. Fuente: Autor.

En la Figura 2.3 se observan los componentes que interactúan con la mangueta de dirección en el vehículo Baja SAE: los brazos de suspensión superior e inferior, la bieleta de dirección, el freno y el neumático. Esta multitud de interfaces es la razón por la que la mangueta queda sometida a un estado de carga complejo y variable, que hace indispensable su análisis estructural riguroso.



Figura 2.3. Componentes que se acoplan a la mangueta de dirección. Fuente: Autor.

2.1.3 Requerimientos estructurales y normativa SAE

De acuerdo con el reglamento Baja SAE [1], los componentes estructurales del vehículo deben diseñarse para resistir las cargas generadas durante los eventos dinámicos de la competencia, incluyendo aceleración, frenado, curvas y saltos. Si bien el reglamento no especifica valores de carga exactos para cada componente, establece restricciones sobre los materiales de construcción, los procesos de manufactura permitidos y los criterios de seguridad mínimos. Rosete [11] determinó experimentalmente mediante acelerómetros en un vehículo Baja SAE que las

aceleraciones máximas en la dirección vertical durante los eventos de obstáculos alcanzan valores de hasta 3.2g, y las aceleraciones laterales en curvas de alta velocidad pueden superar 1.5g. Estos valores son consistentes con los reportados por Kumar et al. [14] en contextos similares, y se adoptan como casos de carga de diseño en la metodología del presente trabajo.

La norma SAE J670 [15] establece la terminología técnica estandarizada para la descripción de la geometría y dinámica vehicular. Los términos clave empleados en este trabajo como son: ángulo de caída (camber), ángulo de avance (caster), ángulo de convergencia (toe), inclinación de pivote (kingpin inclination, KPI), radio de pivote (scrub radius) y avance real (caster trail); se definen conforme a dicha norma y se desarrollan en la Sección 2.2.

2.1.4 Procesos de fabricación

La mangueta de dirección puede fabricarse mediante distintos procesos, siendo los más comunes el mecanizado CNC a partir de bloque sólido de aluminio (billet), la fundición en molde permanente y la manufactura aditiva. Cada proceso impone restricciones específicas sobre la geometría del componente: el mecanizado CNC requiere que el diseño sea accesible para la herramienta de corte, lo que limita la creación de geometrías internas complejas; la fundición permite mayor libertad de forma, pero introduce variabilidad en las propiedades mecánicas; y la manufactura aditiva ofrece la mayor libertad geométrica, pero presenta limitaciones en la resistencia mecánica dependiendo del material y el proceso específico [10].

Para los equipos Baja SAE universitarios, el mecanizado CNC es el proceso más accesible y reproducible. Por esta razón, el diseño generativo aplicado en la presente investigación incorpora restricciones de manufactura compatibles con fresado de tres y cinco ejes (Sección 2.5.2), garantizando que los resultados sean factibles de producir con la infraestructura disponible en los talleres universitarios.

2.2 Geometría y Cinemática de la Suspensión

La geometría y cinemática del sistema de suspensión determinan el comportamiento dinámico del vehículo durante aceleración, frenado, curvas e impactos.

Para el diseño correcto de la mangueta, es indispensable conocer los parámetros geométricos del sistema de suspensión, ya que estos definen las restricciones geométricas del componente: la posición de los puntos de montaje, la inclinación de pivote (KPI), el desfase del centro de rueda y los ángulos de caída y avance estáticos [16]. Milliken y Milliken [6] establecen que la optimización de la geometría de suspensión es un requisito previo al diseño de cualquier componente estructural del sistema, dado que los parámetros geométricos determinan las fuerzas internas que cada elemento debe soportar.

El análisis cinemático de la suspensión delantera se realizó en el software Lotus Suspension Analysis (LSA), herramienta especializada en la evaluación de geometrías de suspensión de vehículos. LSA permite obtener variaciones dinámicas de ángulo de caída (camber), avance (caster), convergencia (toe), ángulo de inclinación de pivote (KPI), radio de pivote (scrub radius) y avance real (mechanical trail) bajo diferentes regímenes de movimiento: compresión-extensión (bump/rebound), balanceo (roll) y movimiento de dirección (steer). Investigadores como Vashist, Deepshikha y Kumar [17] y Chauhan et al. [12] emplearon esta herramienta para optimizar la geometría de suspensión en vehículos ATV y Fórmula Student, demostrando su idoneidad para la caracterización cinemática previa al diseño de la mangueta.

2.2.1 Parámetros de geometría estática

Los parámetros de geometría estática describen la configuración del sistema de suspensión en posición de reposo, sin desplazamiento de la rueda. Son la base sobre la que se construyen todos los cálculos de cargas y el modelo cinemático del vehículo [9]. Para la caracterización tridimensional de la dinámica del vehículo, la norma SAE define un sistema de referencia con origen en el centro de gravedad (O) del vehículo, donde el eje OX corresponde al plano longitudinal, el eje OZ es perpendicular al plano de avance de rodadura y el eje OY forma con los anteriores un triedro orientado a derechas. Sobre estos ejes se definen los desplazamientos; longitudinal (X), vertical (Z) y lateral (Y), así como los ángulos de balanceo (ϕ , eje OX), guiñada (ψ , eje OZ) y cabeceo (β , eje OY) [11]. En la Figura 2.4 se muestra el sistema de referencia del vehículo con sus seis grados de libertad identificados conforme a la norma SAE.

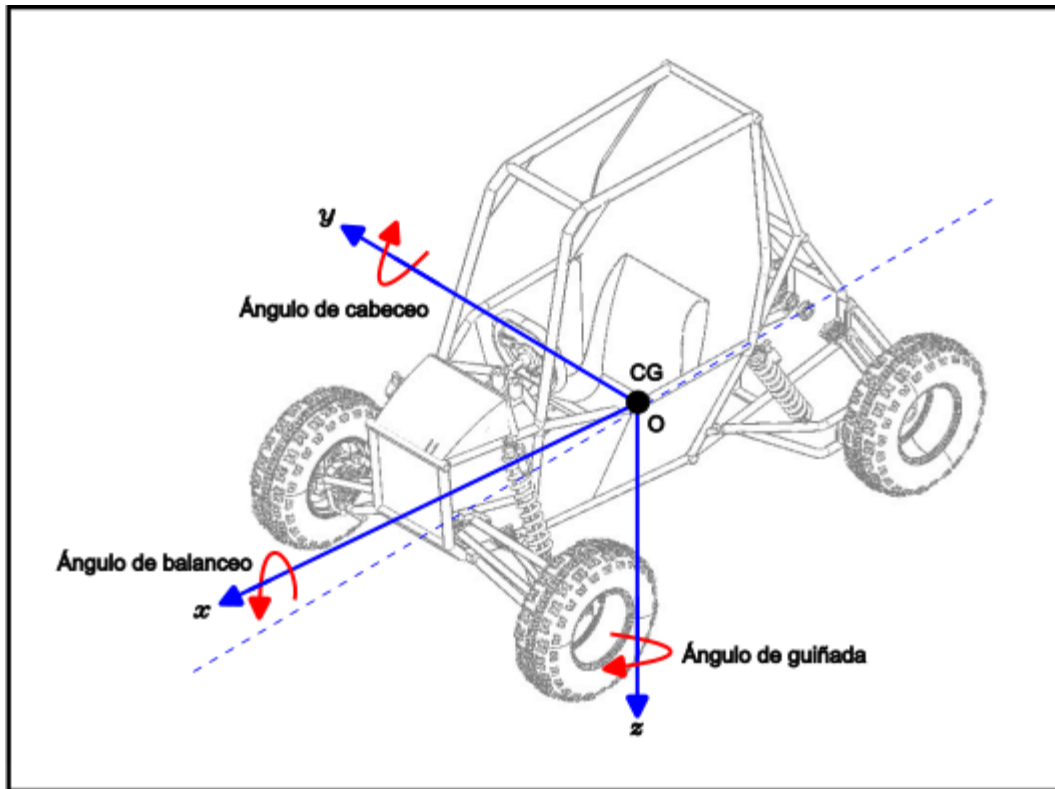


Figura 2.4. Sistema de referencia del vehículo según la norma SAE. Fuente: Adaptada de [6].

Los parámetros geométricos estáticos de la suspensión se definen en este sistema de referencia y determinan tanto el comportamiento cinemático de la rueda como las cargas que actúan sobre la mangueta de dirección.

El movimiento de guiñada (yaw, ψ) corresponde a la rotación del vehículo sobre el eje vertical OZ: ocurre durante las maniobras de dirección y cambios de trayectoria, siendo el que determina el radio de giro mínimo y el porcentaje de geometría de Ackermann del sistema de dirección.

El movimiento de cabeceo (pitch, β) es la rotación sobre el eje lateral OY: se produce durante la aceleración y el frenado, generando la transferencia longitudinal de masa hacia el eje delantero o trasero que incrementa la carga vertical sobre la mangueta delantera durante el frenado máximo.

El movimiento de balanceo (roll, ϕ) es la rotación sobre el eje longitudinal OX: ocurre durante las maniobras de viraje como consecuencia de la fuerza centrífuga,

generando transferencia lateral de carga hacia la rueda exterior que constituye el caso de carga más severo sobre la mangueta.

Ángulo de caída (ε — Camber). Es el ángulo que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura, visto el vehículo desde su frente [4]. Este ángulo coincide con el que forma el eje de giro de la rueda con el plano de rodadura. Los diseños de suspensión incluyen esta inclinación al eje de la rueda principalmente para reducir el radio de pivote sin necesidad de que el ángulo de inclinación del pivote (φ) sea excesivamente grande, y para que las ruedas se adapten al bombeo de la carretera, contrarrestando el esfuerzo que tiende a separarlas [4]. En los vehículos Baja SAE, el ángulo de caída estático se establece habitualmente en el rango de 0° a -2° , siendo el valor negativo (rueda inclinada hacia el vehículo) el más frecuente, ya que durante la compresión de la suspensión la caída se vuelve más negativa, mejorando la fuerza lateral disponible [6]. Desde el punto de vista del diseño de la mangueta, el ángulo de caída define la orientación del eje del rodamiento de rueda y la posición relativa de la rótula superior respecto al centro de la maza. En la Figura 2.5 se ilustra el ángulo de caída (ε) y el ángulo de inclinación de pivote (φ) sobre la rueda delantera derecha del vehículo.

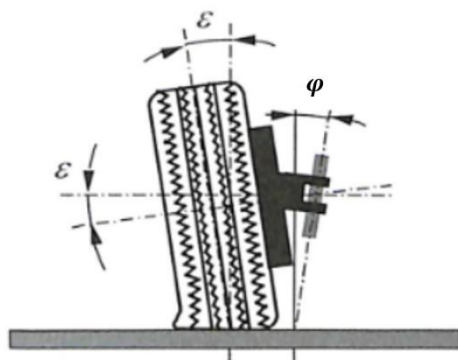


Figura 2.5. Ángulo de caída (ε) y ángulo de inclinación de pivote (φ). Fuente: Adaptada de [18].

Ángulo de convergencia estática (Δ — Static Toe). La convergencia estática Δ se define como el ángulo formado por el plano central del vehículo en dirección longitudinal y la línea que resulta de la intersección del plano central de una rueda con el plano de la carretera [4]. Este ángulo se considera positivo cuando la parte delantera de la rueda está girada hacia el interior del vehículo (convergencia o toe-in), y negativo en caso contrario (divergencia o toe-out). El ángulo total de convergencia del eje se obtiene

por la suma de los ángulos de convergencia de cada rueda. En el avance de toda rueda aparece una fuerza de resistencia al giro F_R que genera un momento sobre el brazo de avance r_a , absorbido por la bieleta de dirección como se muestra en la Figura 2.3 [4]. Esta fuerza axial en la bieleta se transfiere directamente al brazo de dirección de la mangueta. En los vehículos Baja SAE se establece habitualmente una convergencia estática entre 0 y +2 mm.

Ángulo de inclinación de pivote (φ — Kingpin Inclination, KPI). Es el ángulo que forma el eje de articulación de la mangueta —definido por la línea que une las rótulas superior e inferior— con el plano vertical, visto el vehículo desde su frente. Los ángulos de inclinación de pivote (φ) y de caída (ε) están contenidos en un mismo plano [11]. Esta inclinación tiene como función principal reducir el radio de pivote o brazo de palanca (scrub radius) para limitar el par de retorno de la dirección durante el frenado, y proporcionar al vehículo el efecto de autocentrado angular mediante la elevación del centro de gravedad al girar el volante. En los vehículos Baja SAE, el ángulo de inclinación de pivote se sitúa habitualmente entre 10° y 15° [3]. Para el diseño de la mangueta, la posición de las rótulas superior e inferior (que materializa este eje) define el radio de pivote con el que actúan las fuerzas laterales sobre el pivote, lo que constituye el parámetro geométrico más crítico del componente. En la Figura 2.6 se muestra el ángulo de inclinación de pivote (φ) y el ángulo de avance (τ) sobre la rueda delantera del vehículo.

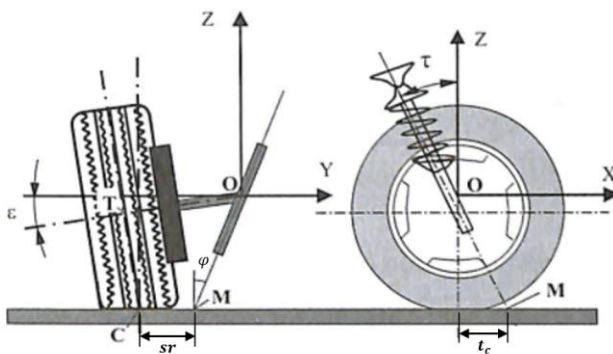


Figura 2.6. Ángulo de inclinación de pivote (φ) visto desde el frente del vehículo, y ángulo de avance (τ) visto lateralmente, con la distancia de avance (t_c). Fuente: Adaptada de [18].

Ángulo de avance (τ — Caster). Corresponde al ángulo formado entre el eje de pivote de la mangueta y la vertical del vehículo visto lateralmente. En la Figura 2.6 se muestra la representación geométrica de este parámetro. De acuerdo con William F. Milliken y Douglas L. Milliken, el caster influye directamente en la estabilidad direccional y en la capacidad de autocentrado del sistema de dirección [6].

Un avance positivo favorece que la rueda tienda a alinearse con la dirección de movimiento del vehículo, mejorando la estabilidad en línea recta. En vehículos Baja SAE, este parámetro resulta importante debido a las condiciones de operación sobre terrenos irregulares y cambios constantes de carga lateral. Desde el punto de vista estructural, el ángulo de avance modifica el brazo de momento con el que actúan las fuerzas longitudinales sobre la mangueta y las rótulas de suspensión, afectando las cargas transmitidas durante frenado.

Avance real (t_c — Caster Trail). Es la distancia horizontal entre el punto de contacto del neumático y la proyección del eje de pivote sobre el suelo. En la Figura 2.6 se observa este parámetro dentro de la geometría de dirección. El avance real determina el radio de pivote mediante el cual las fuerzas longitudinales generan momentos sobre el eje de articulación de la mangueta [6].

Valores positivos incrementan el efecto de autocentrado y mejoran la sensación de estabilidad en la dirección. Sin embargo, un avance excesivo aumenta los pares de reacción transmitidos hacia las rótulas y brazos de suspensión durante el frenado. Debido a ello, este parámetro tiene influencia directa sobre las cargas estructurales consideradas en el diseño de la mangueta.

Radio de pivote (s_r — Scrub Radius). El radio de pivote, conocido como scrub radius (s_r), es la distancia horizontal entre el centro de contacto del neumático y el punto donde el eje de pivote de la mangueta intersecta el plano de rodadura. En la Figura 2.6 se muestra la representación de este parámetro geométrico [6].

El radio de pivote determina el brazo de momento con el que las fuerzas longitudinales y laterales actúan sobre el sistema de dirección. Un radio positivo puede generar inestabilidad durante frenadas asimétricas, mientras que un radio negativo

tiende a mejorar la estabilidad direccional. En aplicaciones Baja SAE, este parámetro debe mantenerse dentro de valores moderados para evitar incrementos excesivos de carga y torsión sobre la mangueta y el brazo de dirección durante maniobras de frenado.

2.2.2 Comportamiento cinemático en recorrido de compresión y extensión

El comportamiento dinámico del vehículo durante su operación puede descomponerse en tres movimientos fundamentales sobre sus ejes de simetría, los cuales son evaluados de forma independiente en el análisis cinemático de la suspensión [6], [16]. En Lotus Suspension Analysis, cada uno de estos movimientos se evalúa mediante un régimen de análisis independiente, movimiento de dirección (steer), recorrido de compresión-extensión (bump/rebound) y balanceo (roll) a partir de los cuales se obtienen los parámetros cinemáticos que sirven de entrada al cálculo de fuerzas dinámicas sobre la mangueta [17].

Durante el recorrido vertical de la suspensión en los modos de compresión (bump) y extensión (rebound), todos los parámetros de alineación del conjunto de rueda varían respecto a sus valores estáticos. Este comportamiento, denominado cinemática de la suspensión, es determinante en la carga sobre la mangueta ya que modifica la orientación de las fuerzas de contacto rueda-terreno [16]. La variación del ángulo de caída durante la compresión es el parámetro más crítico: en una suspensión de doble horquilla optimizada, el cambio de caída es negativo y controlado, de modo que la rueda incrementa su ángulo negativo de caída durante la compresión, mejorando la fuerza lateral disponible [12]. Vashist et al. [17] reportaron variaciones de caída entre 0° y -4.051° durante el recorrido de compresión en un vehículo ATV con suspensión de doble horquilla, valores consistentes con los obtenidos en el presente estudio.

El cambio de convergencia inducido por la suspensión (bump steer) es el efecto más crítico a controlar en el diseño geométrico del sistema, ya que representa una variación no deseada del ángulo de dirección de la rueda durante el recorrido vertical. Este fenómeno ocurre cuando la bieleta de dirección no se encuentra posicionada en el plano instantáneo de rotación del brazo inferior, generando que la rueda se dirija involuntariamente hacia adentro o afuera al comprimir la suspensión. Para minimizarlo, es necesario que los puntos de articulación de la bieleta sean colineales con el centro

instantáneo de rotación del brazo inferior [16], [4]. En la Figura 2.7 se muestra la interfaz de LSA con los resultados de los parámetros cinemáticos durante el recorrido de compresión y extensión de la suspensión delantera analizada.

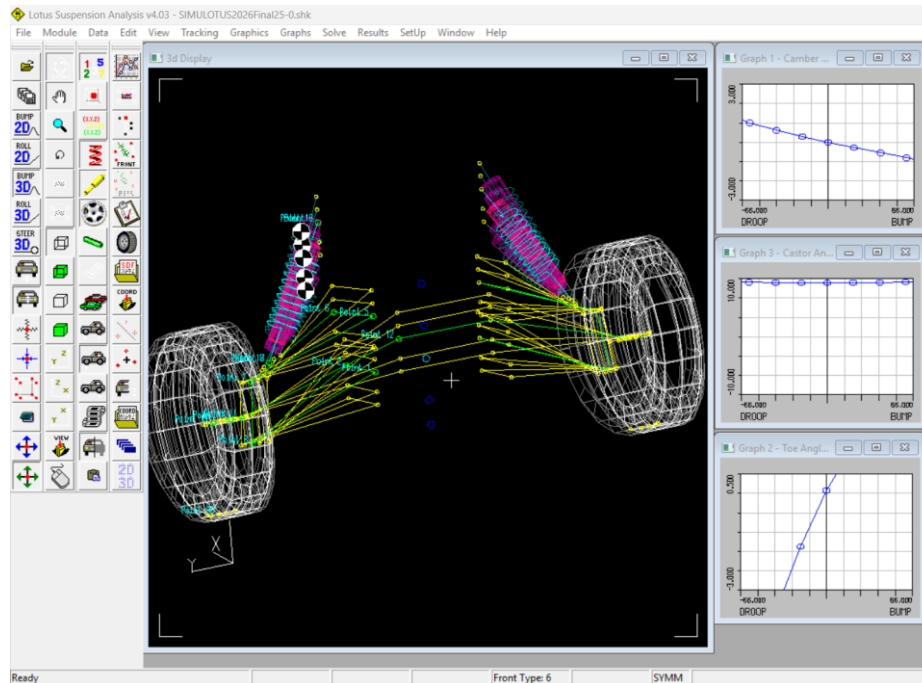


Figura 2.7. Interfaz de LSA mostrando las gráficas de variación de caída y convergencia durante el recorrido de compresión-extensión. Fuente: Autor.

2.2.3 Análisis de dirección y radio de giro

El análisis de dirección en LSA permite determinar el radio de giro del vehículo en función del recorrido del rack y evaluar el porcentaje de geometría de Ackermann. La geometría de Ackermann establece que, durante el giro, las ruedas delantera interior y exterior deben describir curvas concéntricas, lo que requiere que la rueda interior gire un ángulo mayor que la exterior [19]. El porcentaje de Ackermann cuantifica cuánto se aproxima la geometría real del sistema a este ideal geométrico; un valor del 100% indica geometría de Ackermann perfecta, mientras que valores inferiores indican subviraje geométrico.

El radio de giro mínimo, obtenido para el máximo recorrido del rack, representa el escenario de mayor transferencia de carga lateral sobre la mangueta exterior y constituye el caso de carga más severo del sistema de dirección [20]. Este parámetro se utiliza

como dato de entrada en el cálculo de la fuerza lateral del Caso de Carga 2 (Sección 3.4.3). En la Figura 2.8 se ilustra la gráfica de radio de giro en función del recorrido del rack generada por LSA, donde se identifica el radio de giro mínimo de diseño adoptado en el presente trabajo.

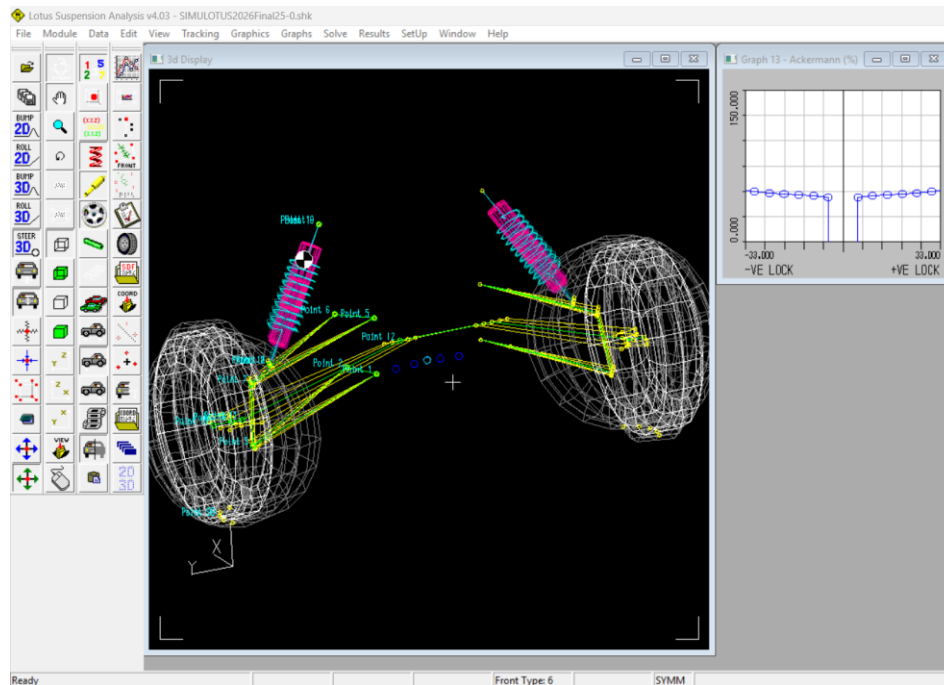


Figura 2.8. Gráfica de radio de giro y porcentaje de Ackermann en función del recorrido del rack (LSA).
Fuente: Autor.

2.3 Fundamentos de análisis estructural

2.3.1 Principios del Método de Elemento Finito (FEA)

El Método de Elemento Finito (Finite Element Analysis, FEA) es una técnica numérica para resolver ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el comportamiento de sistemas físicos continuos, incluyendo problemas de mecánica estructural, transferencia de calor y dinámica de fluidos. En el contexto del diseño de componentes mecánicos, el FEA permite calcular distribuciones de esfuerzos, desplazamientos y desplazamientos en estructuras de geometría compleja sometidas a cargas y condiciones de frontera arbitrarias [21]. El enfoque matemático del método fue

planteado en 1943 por el matemático Richard Courant y posteriormente desarrollado por la industria aeroespacial como herramienta de diseño estructural [22].

El principio fundamental del FEA consiste en discretizar el dominio geométrico del cuerpo en un conjunto finito de elementos conectados mediante nodos. En cada elemento, el campo de desplazamientos se aproxima mediante funciones de interpolación (funciones de forma), lo que permite reducir el problema continuo a un sistema de ecuaciones algebraicas lineales de la forma [21]:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.1)$$

donde $[K]$ es la matriz de rigidez global del sistema, $\{u\}$ es el vector de desplazamientos nodales desconocidos y $\{F\}$ es el vector de fuerzas externas aplicadas. La solución de este sistema proporciona los desplazamientos nodales, a partir de los cuales se calculan los desplazamientos y, mediante la ley constitutiva del material, los esfuerzos en cada punto del dominio discretizado. Naveed et al. [23] validaron resultados de FEA para manguetas de dirección comparando con ensayos experimentales, encontrando concordancias superiores al 90% en la predicción de esfuerzos máximos, lo que sustenta el uso de esta herramienta como método de verificación en el presente trabajo.

La configuración del análisis FEA en ANSYS Mechanical comprende cinco etapas secuenciales: (1) definición de las propiedades del material en el módulo Engineering Data; (2) importación de la geometría CAD; (3) generación y validación del mallado; (4) definición de condiciones de frontera y cargas; y (5) resolución y post-procesamiento de resultados. Cada una de estas etapas se describe en detalle en el Capítulo IV.

2.3.2 Generación de malla y análisis de convergencia

El mallado es la representación discreta de la geometría del cuerpo mediante elementos finitos. Una malla es una red de elementos y nodos que resulta de discretizar el dominio de interés con una cierta densidad que depende del tamaño de los elementos en cada región. Los resultados del análisis FEA presentan una mejora al incrementar la densidad de malla en áreas de gradientes de esfuerzo alto; cuando la variación en los resultados es mínima al reducir el tamaño de elemento, se alcanza la convergencia [22].

Para geometrías orgánicas de forma compleja, como la mangueta de dirección, los elementos tetraédricos cuadráticos de diez nodos son la opción más apropiada, ya que se adaptan eficientemente a las superficies curvas sin generar distorsión excesiva. La formulación cuadrática añade nodos intermedios en cada arista del elemento, lo que permite una interpolación de orden superior del campo de desplazamientos y una representación más precisa de los gradientes de esfuerzo en regiones críticas. La norma general adoptada en la literatura especializada para la selección del tamaño de elemento consiste en ejecutar simulaciones con tamaños decrecientes hasta que la variación en el esfuerzo máximo de von Mises (explicado en la sección 2.3.4) entre simulaciones consecutivas sea inferior al 5% [24].

En la Figura 2.9 se ilustra la diferencia entre una malla con tamaño de elemento grueso y una malla refinada sobre un componente mecánico de forma compleja, lo que permite observar visualmente el efecto de la densidad de mallado sobre la resolución geométrica del modelo.

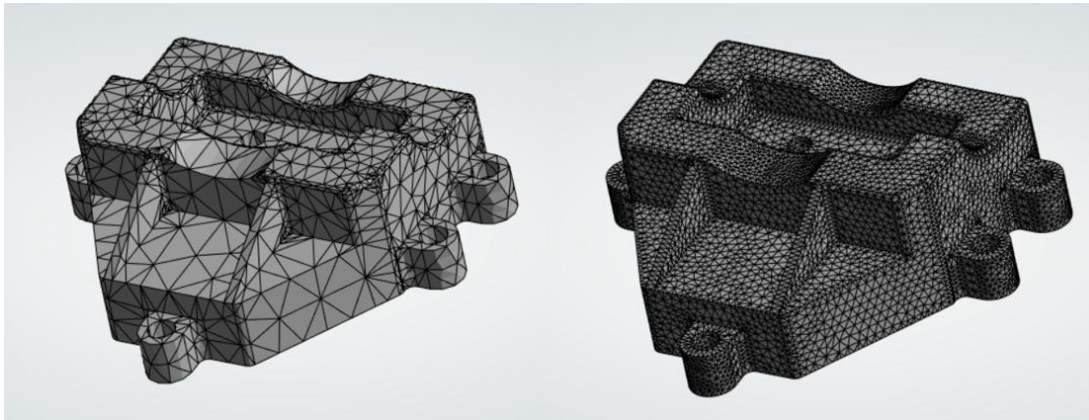


Figura 2.9. Comparación entre malla gruesa y malla refinada sobre un componente mecánico de forma compleja.

Los parámetros del mallado empleado en el presente estudio se determinaron mediante un análisis de convergencia previo en el que se evaluó la variación del esfuerzo máximo equivalente de von Mises en función del tamaño de elemento. Se seleccionó un tamaño de elemento de 4.0 mm con formulación cuadrática como el tamaño a partir del cual la variación fue inferior al 5%. Este procedimiento sigue la metodología descrita por Babu et al. [24] y es consistente con los tamaños reportados en estudios similares de manguetas de dirección para vehículos ATV (All-Terrain Vehicle), donde Patel et al. [25]

emplearon mallas de 2 a 3 mm con elementos tetraédricos cuadráticos de diez nodos, obteniendo resultados convergidos.

2.3.3 Tipos de análisis estructural

En el análisis de componentes de vehículos de competencia es posible distinguir tres categorías principales de análisis estructural: estático lineal, dinámico y modal. El análisis estático lineal supone que las cargas se aplican de manera cuasi-estática y que el material permanece en el régimen elástico, por lo que los esfuerzos son proporcionales a los desplazamientos. Este tipo de análisis es el punto de partida para la evaluación de resistencia estructural y es el más comúnmente reportado en la literatura de diseño de manguetas [24].

El análisis dinámico considera las fuerzas inerciales y de amortiguamiento que se generan cuando el componente está sujeto a cargas variables en el tiempo, mientras que el análisis modal determina las frecuencias naturales y los modos de vibración del componente [26].

En el presente trabajo se emplea el análisis estático lineal (Static Structural) como metodología principal de validación estructural, dado que los cuatro casos de carga identificados para la mangueta; frenado máximo, fuerza lateral en curva, fuerza de impacto y fuerza en el brazo de dirección, se modelan como cargas cuasi-estáticas de peor caso. Esta aproximación es la más frecuente en la literatura de optimización de manguetas de vehículos de competencia [7], [8], [23] y ha demostrado ser conservadora respecto a los valores experimentales, validando su idoneidad como criterio de aceptación estructural.

2.3.4 Criterios de falla

El criterio de von Mises se adopta en este trabajo por ser el criterio de fluencia con mejor correlación experimental para materiales dúctiles isotrópicos como el Al 6061-T6, a diferencia del criterio de esfuerzo principal máximo (adecuado para materiales frágiles, en los que la falla ocurre por fractura frágil bajo tracción directa) y del criterio de Tresca (esfuerzo cortante máximo), que si bien también es válido para metales dúctiles, resulta más conservador al predecir fluencia hasta un 15% antes que von Mises en estados de

cortante puro. La adopción de von Mises es además consistente con la salida estándar del software ANSYS (Equivalent Stress) y con el criterio empleado en la totalidad de la literatura de referencia sobre diseño de manguetas [7], [8], [11], [23], [25], lo que permite comparar directamente los factores de seguridad obtenidos con los reportados en dichos estudios. Matemáticamente, el esfuerzo equivalente de von Mises se define como:

$$\sigma' = \frac{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}{\sqrt{2}} \quad (2.2)$$

donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales. La falla por fluencia ocurre cuando $\sigma' \geq \sigma_y$, siendo σ_y la resistencia a la fluencia del material. El factor de seguridad se define entonces como:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma'} \quad (2.3)$$

La literatura de diseño de manguetas de vehículos de competencia reporta factores de seguridad mínimos en un rango de 1.5 a 2.0. Kashyzadeh [27] establece que $FS \geq 1.5$ es el umbral mínimo recomendado para componentes de competencia sometidos a cargas variables, criterio adoptado también por Kulkarni et al. [7], Kim et al. [8] y Patel et al. [25] en estudios recientes de manguetas para vehículos ATV y Fórmula Student. Rosete [11] empleó el mismo criterio en la optimización topológica de manguetas para un vehículo Baja SAE, obteniendo un factor de seguridad mínimo de 1.5 en el diseño optimizado.

En el presente estudio se adoptó $FS = 1.5$ como criterio de aceptación estructural mínimo. Sin embargo, para la configuración del estudio de diseño generativo en Fusion 360 se estableció $FS = 1.8$ como límite inferior de búsqueda, con el fin de incorporar un margen conservador que compense las incertidumbres asociadas a las hipótesis del análisis cuasi-estático, la variabilidad de las cargas en competencia y las tolerancias de fabricación. Este valor se justifica por ser el límite intermedio del rango reportado en la literatura (1.5–2.0) [7], [8], [25], garantizando que la geometría generativa cumpla el criterio de aceptación $FS \geq 1.5$ aún con las simplificaciones propias del modelo computacional.

Los tres parámetros evaluados mediante FEA en el presente trabajo son: el desplazamiento total (desplazamiento resultante en toda la geometría, en milímetros), el esfuerzo equivalente de von Mises (distribución del esfuerzo equivalente según el criterio de la energía de distorsión, en MPa) y el factor de seguridad (cociente entre la resistencia a la fluencia del material y el esfuerzo máximo de von Mises calculado). En la Figura 2.10 se ilustra un ejemplo típico de mapa de esfuerzos de von Mises y distribución del factor de seguridad en una mangueta de dirección analizada mediante FEA.

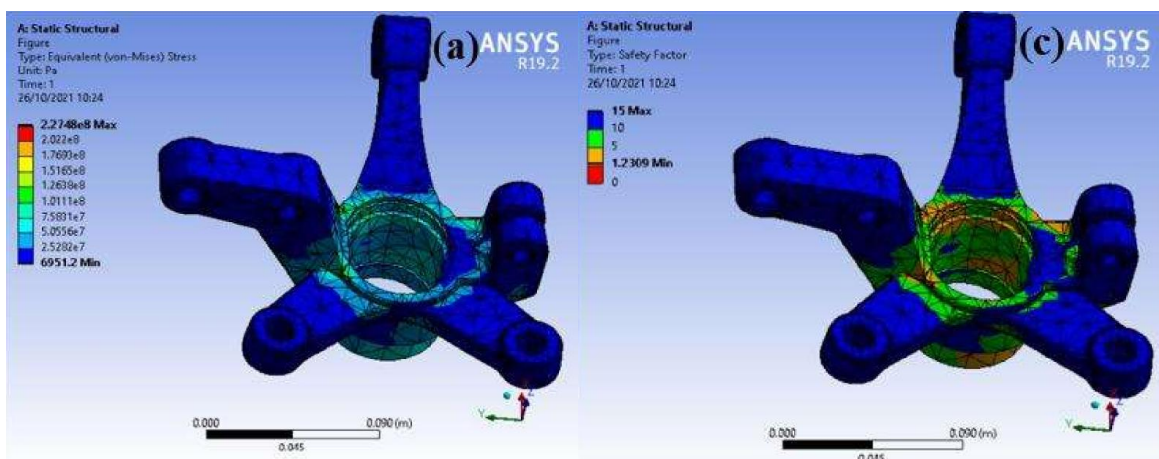


Figura 2.10. Ejemplo de distribución del esfuerzo equivalente de von Mises y factor de seguridad en una mangueta analizada mediante FEA. Fuente: Adaptada de [23].

2.4 Cargas variables en competencia

La caracterización de las cargas variables es uno de los aspectos más complejos y críticos en el diseño de componentes para vehículos de competencia todo terreno [6]. A diferencia de los vehículos de carretera, cuyas condiciones de carga pueden predecirse con mayor regularidad, los vehículos Baja SAE están expuestos a perfiles de terreno altamente irregulares que generan transitorios de carga de gran amplitud y frecuencia variable.

Las cargas que actúan sobre la mangueta de dirección durante la operación del vehículo pueden clasificarse en tres componentes principales: la fuerza vertical (F_z), asociada al peso del vehículo y a las aceleraciones verticales por impactos con el terreno; la fuerza lateral (F_y), generada durante las maniobras de viraje por la fuerza centrífuga;

y la fuerza longitudinal (F_x), resultado del frenado y la aceleración del vehículo. Las expresiones para el cálculo de estas fuerzas son:

$$F_z = m \cdot (g + a_z) \quad (2.4)$$

$$F_y = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.5)$$

$$F_x = \mu \cdot F_z \quad (2.6)$$

donde m es la masa total del vehículo más el piloto, g es la aceleración gravitacional (9.81 m/s^2), a_z es la aceleración vertical de impacto, v es la velocidad en curva, R es el radio de curvatura y μ es el coeficiente de fricción entre la llanta y el terreno.

Rosete, 2024 [11] determinó mediante medición experimental con acelerómetros en un vehículo Baja SAE de competencia que las aceleraciones máximas en el eje vertical durante el evento de obstáculos alcanzan valores de hasta 3.2g, mientras que las aceleraciones laterales en curvas de alta velocidad pueden superar 1.5g. Estos valores son consistentes con los reportados por Kumar et al. [14] en contextos similares.

2.5 Diseño generativo

El diseño generativo es un enfoque computacional en el que el ingeniero define las condiciones de operación, los puntos de conexión funcional, las restricciones de manufactura y los objetivos de optimización, y el software genera automáticamente un conjunto de alternativas de diseño que satisfacen dichos criterios. A diferencia del proceso de diseño convencional, que parte de una geometría inicial predefinida por el diseñador, el diseño generativo explora el espacio de soluciones de manera sistemática, produciendo geometrías que en muchos casos superan en eficiencia a las soluciones obtenidas de manera intuitiva [5]. Schrurs [28] define el diseño generativo como una metodología que combina algoritmos de optimización, inteligencia artificial y simulación de rendimiento para generar soluciones que cumplen simultáneamente múltiples criterios de desempeño, costo y manufactura.

La herramienta ha ganado especial relevancia en la industria aeroespacial y automotriz, donde la reducción de masa es un objetivo crítico directamente vinculado al rendimiento y la eficiencia energética del sistema. McClelland [29] demostró la viabilidad de la reducción de masa de hasta un 40% en componentes estructurales sin comprometer su integridad mediante el uso de diseño generativo. En el contexto de vehículos de competencia, Grigorenko y Shopina [10] aplicaron diseño generativo para optimizar la mangueta de un vehículo Fórmula Student con restricciones de fresado CNC, obteniendo geometrías fabricables con recursos convencionales de mecanizado.

2.5.1 Diferencias entre diseño generativo y optimización topológica

Aunque el diseño generativo y la optimización topológica comparten el objetivo de encontrar distribuciones eficientes de material dentro de un dominio dado, existen diferencias conceptuales y operativas significativas entre ambos enfoques. La optimización topológica es un método matemático bien establecido que determina la distribución óptima de material dentro de un dominio de diseño, minimizando una función objetivo (típicamente la energía de deformación o la masa) sujeta a restricciones de esfuerzo o desplazamiento, mediante el método SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization). El resultado es una distribución de densidades de material que debe ser interpretada y reconstruida por el diseñador en una geometría manufacturable [11].

El diseño generativo, por su parte, integra la optimización topológica con consideraciones de manufactura, cinemática y múltiples casos de carga de manera automática, generando directamente variantes de diseño listas para ser evaluadas. Correa [30] establece en su análisis comparativo que el diseño generativo tiende a producir geometrías más orgánicas y ligeras que la optimización topológica clásica, si bien depende en mayor medida de la correcta especificación de las restricciones de manufactura para garantizar la viabilidad productiva del resultado.

2.5.2 Restricciones de manufactura en diseño generativo (DfM)

Una de las ventajas más relevantes del diseño generativo respecto a la optimización topológica clásica es la posibilidad de incorporar restricciones de diseño para manufactura (Design for Manufacturing, DfM) directamente en el proceso de

optimización. En el contexto de esta investigación, las principales restricciones de manufactura consideradas son las asociadas al fresado CNC. Para el fresado de tres ejes se requiere especificar la dirección de la herramienta (eje del husillo), el diámetro mínimo de herramienta, la longitud del hombro (shoulder length) y el diámetro del cabezal, lo que fija la orientación del husillo y restringe la generación de geometrías con socavados no accesibles para esa dirección. Para el fresado de cinco ejes no se requiere una dirección fija de herramienta, ya que la máquina puede reorientar el husillo libremente, permitiendo mayor libertad geométrica en las soluciones generadas [5].

Grigorenko y Shopina [10] demostraron que la incorporación de restricciones de manufactura en el proceso de diseño generativo permite obtener geometrías directamente adaptables al fresado CNC de tres ejes, reduciendo significativamente el esfuerzo de post-procesamiento necesario para traducir el resultado optimizado en una pieza fabricable, sin comprometer de manera importante las ganancias en reducción de masa. En la Figura 2.11 se presenta la diferencia entre las secciones del resultado de diseño generativo sin restricciones DfM y las secciones de la pieza adaptada para fresado de tres ejes, donde se observa que las restricciones DfM eliminan los socavados y ángulos negativos no accesibles para la herramienta de corte.

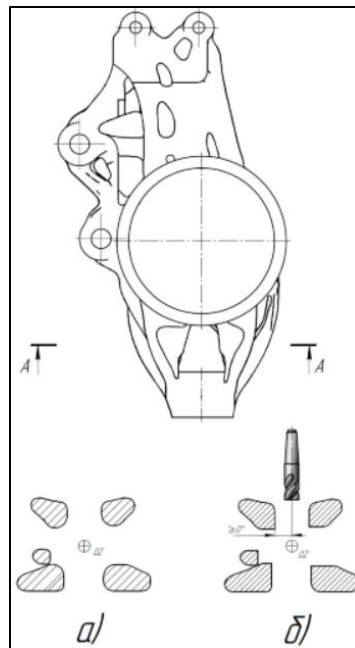


Figura 2.11. Efecto de las restricciones DfM sobre el resultado del diseño generativo: (a) secciones del resultado sin restricciones; (b) secciones de la pieza adaptada para fresado de tres ejes. Fuente: Adaptada de [10]

2.5.3 Configuración del estudio generativo en Autodesk Fusion 360

Autodesk Fusion 360 fue seleccionado como plataforma principal de diseño generativo en el presente trabajo debido a su capacidad para integrar, dentro de un mismo entorno, herramientas de diseño paramétrico, diseño generativo, simulación estructural y manufactura asistida por computadora (CAM). Esta integración permite gestionar eficientemente el ciclo completo de desarrollo del producto, desde la definición del espacio de diseño hasta la exportación de la geometría optimizada. La computación en la nube que ofrece Fusion 360 proporciona acceso a recursos computacionales de alto rendimiento, indispensable para los procesos iterativos de diseño generativo que requieren múltiples evaluaciones simultáneas [5].

La configuración del estudio generativo comprende cinco etapas fundamentales:

1. Definición del espacio de diseño: Se identifican tres tipos de regiones geométricas: la geometría preservada (zonas funcionales críticas que no deben modificarse), la geometría de obstáculo (regiones donde el algoritmo no puede generar material por interferencia con componentes adyacentes) y el dominio de diseño o forma inicial (volumen libre dentro del cual el algoritmo puede redistribuir o eliminar material).
2. Condiciones de carga y restricciones estructurales: Se aplican las fuerzas y momentos calculados en el análisis dinámico, así como las restricciones de desplazamiento que representan las condiciones de apoyo del componente.
3. Objetivos y límites: Se define la función objetivo (minimización de masa) y el límite inferior del factor de seguridad que debe satisfacer cada alternativa generada.
4. Restricciones de manufactura (DfM): Se configuran los parámetros del proceso de mecanizado CNC (método de fresado, diámetro mínimo de herramienta, longitud del hombro, diámetro del cabezal y, para fresado de 3 ejes, la dirección del husillo).
5. Selección de materiales del estudio: Se incluyen los materiales candidatos sobre los que el algoritmo ejecutará la optimización.

En la Figura 2.12 se presenta el proceso de diseño generativo en Fusion 360, donde se identifican las cinco etapas de configuración y el explorador de resultados que permite comparar y seleccionar el candidato óptimo.

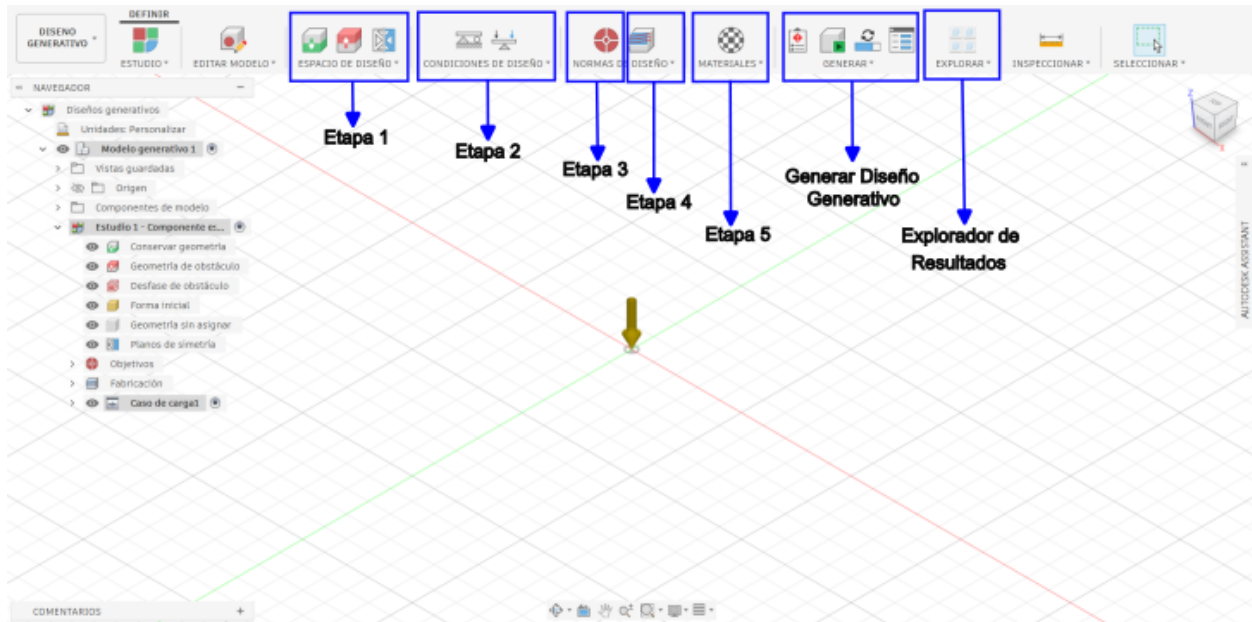


Figura 2.12. Proceso de diseño generativo en Autodesk Fusion 360: etapas de configuración.

2.6 Selección y caracterización de materiales

La selección del material es una decisión de diseño crítica que influye directamente sobre la masa, la resistencia estructural, la manufactura y el costo del componente. Para aplicaciones en manguetas de vehículos de competencia, los materiales más comúnmente evaluados en la literatura son las aleaciones de aluminio 6061-T6 y 7075-T6 y el acero AISI 4340 [27]. La selección de estos tres materiales en el presente estudio se fundamenta en los siguientes antecedentes:

Kulkarni et al. [7] evaluaron el aluminio 6061-T6 y el acero EN8 para manguetas de vehículo ATV, concluyendo que el aluminio ofrece una mejor relación resistencia-peso para aplicaciones donde la reducción de masa no suspendida es prioritaria. Kim et al. [8] emplearon aleación de aluminio AlSi10Mg manufacturada mediante impresión 3D para una mangueta de Fórmula Eléctrica, obteniendo mejoras de rigidez superiores al 250%. Naveed et al. [23] compararon aluminio 6061, aluminio 7075 y acero AISI 4340 para manguetas de dirección, reportando que el aluminio 7075 ofrece la mayor resistencia

específica, aunque a mayor costo. En el contexto universitario Baja SAE, Rosete [11] adoptó el aluminio 6061-T6 para las manguetas optimizadas topológicamente, por su disponibilidad en presentación de billet apto para mecanizado CNC.

2.6.1 Propiedades mecánicas relevantes

Las propiedades mecánicas de mayor relevancia para el diseño estructural de una mangueta son: la resistencia a la fluencia (σ_y), la resistencia última a la tensión (S_{ut}), el módulo de elasticidad (E), la densidad (ρ) y el límite de fatiga (S_e). La relación resistencia-densidad (índice de rendimiento específico) es el parámetro más utilizado para comparar materiales en aplicaciones donde la reducción de masa es el objetivo primario. En la Tabla 2.1 se presentan las propiedades mecánicas de los tres materiales seleccionados para el estudio generativo del presente trabajo.

Tabla 2.1. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados para el estudio de diseño generativo.

Propiedad	Al 6061-T6	Al 7075-T6	Acero AISI 4340	Unidades
Módulo de elasticidad (E)	68.9	71.7	205	GPa
Resistencia a la fluencia (σ_y)	276	503	470	MPa
Resistencia última (S_{ut})	310	572	745	MPa
Densidad (ρ)	2,700	2,810	7,850	kg/m ³
Coeficiente de Poisson (ν)	0.33	0.33	0.29	—
Índice resistencia/densidad (σ_y/ρ)	102	179	60	kN·m/kg

Los valores de la Tabla 2.1 evidencian que el aluminio 7075-T6 presenta el mayor índice de resistencia específica (179 kN·m/kg) de los tres materiales, seguido por el aluminio 6061-T6 (102 kN·m/kg) y el acero AISI 4340 (60 kN·m/kg). Sin embargo, la selección del material para el diseño final no depende únicamente de la resistencia específica, sino también de la disponibilidad en el mercado nacional en presentación de billet, el costo unitario y la maquinabilidad para fresado CNC. El aluminio 6061-T6 es el material de mayor disponibilidad y menor costo entre los tres, así como el de mejor maquinabilidad, lo que lo convierte en la opción más adecuada para el contexto universitario de Baja SAE [9], [11].

Capítulo III

Diseño y Caracterización de Fuerzas

El presente capítulo documenta el proceso de diseño del sistema de suspensión delantera y la mangueta de dirección del vehículo Baja SAE. El proceso sigue la metodología de diseño de abajo hacia arriba: los parámetros cinemáticos objetivo se definen primero, luego se determinan los puntos de articulación (hardpoints) del sistema mediante simulación en (LSA), y finalmente se diseña la mangueta para conectar todos esos puntos con la geometría estructuralmente más eficiente.

3.1 Descripción del vehículo Baja SAE de referencia

El vehículo de referencia corresponde a un prototipo diseñado y construido por el equipo universitario UANL Racing Team (URT) del año 2025 para participar en una competencia Baja SAE. El reglamento SAE International establece los criterios de diseño que rigen la concepción del vehículo, incluyendo restricciones de seguridad, dimensiones generales y características del motor [1].

El sistema de suspensión delantera es del tipo doble horquilla (double wishbone), configuración ampliamente documentada en la literatura de dinámica vehicular por ofrecer un control preciso de la geometría cinemática durante el recorrido de suspensión [6], [4]. La mangueta de dirección es el componente que vincula los brazos de suspensión superior e inferior con el conjunto de rueda, el sistema de frenos y la bieleta de dirección (tie rod) del mecanismo de dirección. En la Figura 3.1 se presenta el vehículo Baja SAE de referencia utilizado en el presente estudio.



Figura 3.1. Vehículo Baja SAE de referencia.

Los parámetros globales del vehículo se presentan en la Tabla 3.1. La masa total del sistema incluyendo conductor se determinó mediante pesaje directo por eje, y la distribución de peso se obtuvo a partir de las lecturas individuales de cada apoyo. Estos valores constituyen la base de los cálculos de fuerzas dinámicas desarrollados en las secciones subsecuentes.

Tabla 3.1. Parámetros generales del vehículo Baja SAE de referencia.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Masa total del sistema (vehículo + conductor)	m	240	kg
Masa suspendida delantera	ms	96.85	kg
Masa no suspendida delantera	mns	11.15	kg
Distancia entre ejes (batalla)	L	1 550	mm
Ancho de vía delantero	B	1 390	mm
Altura del centro de gravedad	H	420	mm
Distribución de peso (eje del. / eje tras.)	–	45 / 55	%
Radio de rodadura del neumático	Rn	279.4	mm
Velocidad máxima de diseño	v	60	km/h

Los valores de masa suspendida y no suspendida delantera se emplean directamente en las ecuaciones de transferencia de carga de los Casos de Carga 1 y 2, descritos en la Sección 3.4.

3.2 Análisis cinemático de la suspensión

El análisis cinemático de la suspensión delantera se realizó con el software Lotus Suspension Analysis (LSA), herramienta especializada en la evaluación de geometrías de suspensión de vehículos. El objetivo de esta etapa fue obtener los parámetros geométricos estáticos del sistema (en particular el radio de giro mínimo y el brazo de palanca) que constituyen datos de entrada para el cálculo de fuerzas dinámicas sobre la mangueta [16].

3.2.1 Definición de los puntos de articulación (hardpoints)

Los puntos de articulación de la suspensión fueron extraídos del modelo CAD desarrollado en SolidWorks y se ingresaron al modelo LSA bajo la configuración Tipo 6: doble horquilla con amortiguador en horquilla superior. La Figura 3.2 presenta las coordenadas de los puntos activos del sistema en el sistema de referencia vehicular, donde X es la dirección longitudinal (positivo hacia atrás), Y es la dirección lateral (positivo hacia adentro) y Z es la dirección vertical (positivo hacia arriba).

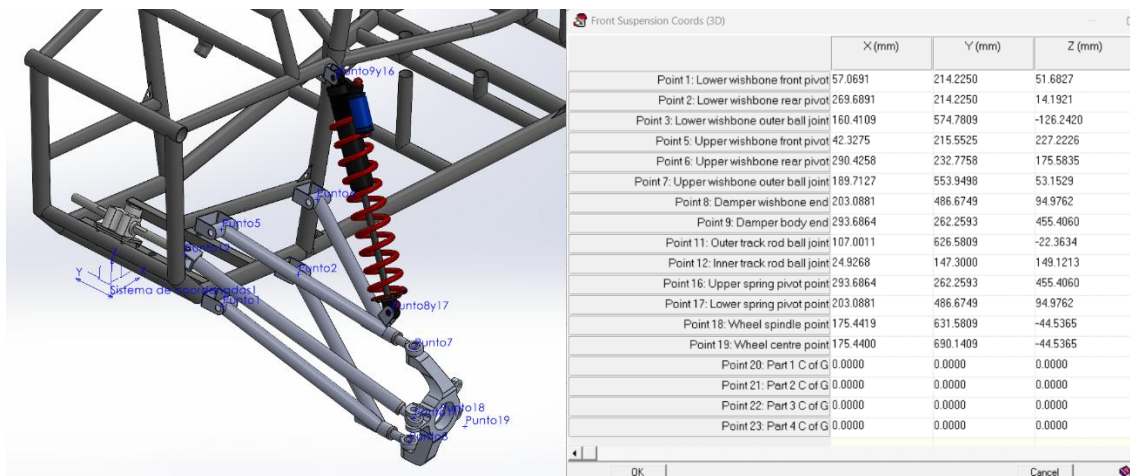


Figura 3.2. Modelo CAD de la suspensión delantera con puntos de articulación identificados.

La correcta ubicación de cada punto de articulación en el modelo es determinante para la precisión de los parámetros geométricos resultantes, ya que pequeñas

variaciones en las coordenadas pueden modificar significativamente el radio de giro en la huella y el ángulo de inclinación del pivote de dirección (KPI).

3.2.2 *Parámetros de configuración del análisis*

Los parámetros globales del vehículo ingresados al modelo LSA se muestran en la Tabla 3.2. El análisis cinemático se ejecutó evaluando el comportamiento de la suspensión en tres regímenes: recorrido de compresión/extensión ($\pm 100/80$ mm), balanceo ($\pm 5^\circ$) y movimiento de dirección mediante cremallera (± 50 mm), con los incrementos indicados en dicha tabla.

Tabla 3.2. Parámetros de configuración ingresados en LSA.

Parámetro de configuración	Valor	Unidad
Radio de rodadura del neumático	279.40	mm
Batalla (distancia entre ejes)	1 550.00	mm
Altura del centro de gravedad	420.00	mm
Distribución de peso en eje delantero	45.00	%
Distribución de frenado en eje delantero	60.00	%
Recorrido de compresión / incremento	100 / 20	mm
Recorrido de extensión / incremento	80 / 20	mm
Ángulo de balanceo máx. / incremento	5.0 / 0.5	°
Recorrido de la cremallera / incremento	± 50 / 5	mm

3.2.3 *Parámetros geométricos estáticos obtenidos*

El análisis cinemático en LSA proporcionó los parámetros geométricos estáticos del sistema en la posición de diseño (compresión = 0 mm). Los resultados completos se presentan en el Capítulo V (Tabla 5.1). Para el cálculo de fuerzas dinámicas desarrollado en la Sección 3.4, se emplean los siguientes valores obtenidos de dicho análisis: radio de giro en la huella de contacto $s_r = 92.40$ mm y altura del centro de balanceo $h_{RC} = 343.80$ mm.

3.2.4 *Radio de giro mínimo*

El análisis de dirección en LSA proporcionó el radio de giro del vehículo en función del recorrido de la cremallera, cuyos resultados completos se presentan en el Capítulo V (Tabla 5.2). El radio de giro mínimo adoptado como condición de diseño es 2066.73 mm, correspondiente al máximo recorrido de cremallera (± 50 mm), por representar el

escenario de mayor transferencia de carga lateral sobre la mangueta [20]. Este valor se emplea directamente en el cálculo de la fuerza lateral de la Sección 3.4.3

3.3 Geometría de la mangueta de dirección

La mangueta de dirección es el elemento estructural que vincula el conjunto de rueda con los brazos de suspensión superior e inferior, el montaje de la mordaza de freno y la bieleta de dirección del sistema de dirección (Yadav, Mishra, Ansari, & Lal, 2016). En la Figura 3.3 se presenta una vista isométrica de la mangueta con sus componentes principales identificados.

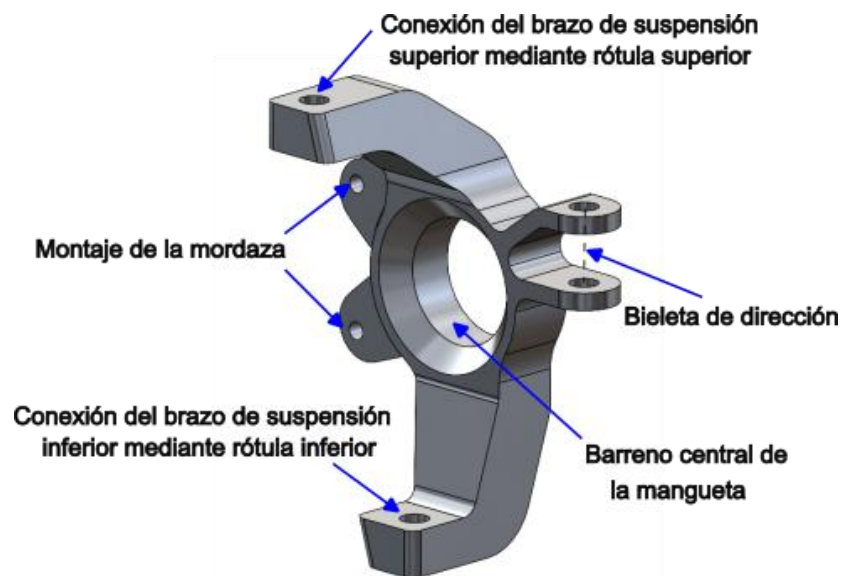


Figura 3.3. Vista isométrica de la mangueta de dirección con componentes identificados.

Como se observa en la Figura 3.3, la mangueta cuenta con seis conexiones principales: la rótula superior, la rótula inferior, el barreno central de la mangueta, el montaje de la mordaza de freno, la bieleta de dirección y el cubo de rueda. Su geometría define directamente los parámetros L_a , L_b y r_c que intervienen en el cálculo de fuerzas dinámicas. En la Figura 3.4 se presentan las cotas principales de la mangueta.

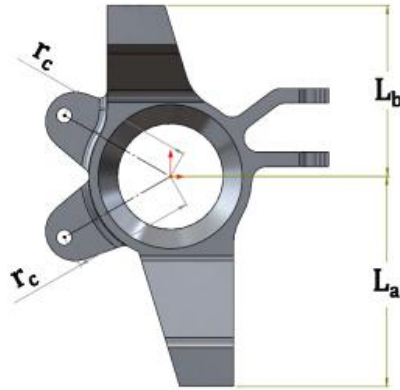


Figura 3.4. Vista con cotas principales (L_a , L_b , r_c , L_{brazo}).

Los parámetros geométricos de la mangueta utilizados en el análisis se resumen en la Tabla 3.3. Estos valores fueron medidos directamente del modelo CAD de referencia y corresponden a la posición de diseño en condición estática.

Tabla 3.3. Parámetros geométricos de la mangueta de dirección.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Distancia centro de maza — rótula inferior	L_a	109.22	mm
Distancia centro de maza — rótula superior	L_b	88.90	mm
Radio del círculo de pernos de la mordaza	r_c	63.76	mm
Longitud del brazo de dirección	L_{brazo}	72.12	mm
Radio de pivote (KPI — centro contacto)	s_r	92.40	mm
Ángulo del resorte respecto a la horizontal	θ	58.09	°
Dist. perpendicular resorte — pivote A	L_1	272.45	mm
Longitud del brazo de suspensión inferior	L_2	339.72	mm

Los parámetros L_a y L_b determinan los brazos de momento para el equilibrio de fuerzas en los casos de carga de frenado y fuerza lateral, respectivamente, mientras que el radio de pivote (s_r) es el momento del par de dirección analizado en el Caso de Carga 4.

3.4 Cálculo de fuerzas dinámicas sobre la mangueta de dirección

Para el dimensionamiento estructural de la mangueta se identificaron cuatro casos de carga críticos: frenado máximo, fuerza lateral en curva, fuerza de impacto (bump) y fuerza en el brazo de dirección. La metodología de cálculo sigue el procedimiento de

Singh y Gabel (2020) [31], adaptado a los parámetros específicos del vehículo de referencia y con las correcciones dimensionales identificadas durante la revisión del método.

Los parámetros geométricos empleados como datos de entrada (La , Lb , rc , Rn , sr , Cr) fueron obtenidos del análisis cinemático descrito en la Sección 3.2 y del modelo CAD de la Sección 3.3. Los parámetros dinámicos se definen a continuación.

3.4.1 Parámetros de diseño dinámico

La velocidad de diseño se establece en $v = 60 \text{ km/h}$, valor consistente con las velocidades alcanzadas en las pruebas de resistencia (endurance) de la competencia Baja SAE. La desaceleración de diseño se define directamente como $a = 1.2g$, en lugar de derivarla de una distancia de frenado, criterio metodológico más robusto adoptado en la literatura especializada [6], [20]. Este valor es conservador para vehículos todo terreno con coeficiente de fricción neumático-suelo $\mu = 0.7$ en superficies compactadas [32].

3.4.2 Caso de carga 1: Frenado máximo

Durante la maniobra de frenado máximo se produce una transferencia longitudinal de masa hacia el eje delantero que incrementa la carga vertical y, con ello, las fuerzas longitudinales en las rótulas de la mangueta [20]. El sistema se modela como una viga con las reacciones en los puntos de articulación superior e inferior, siguiendo el diagrama de cuerpo libre de Singh y Gabel (2020) [31]. En la Figura 3.5 se presenta el diagrama de cuerpo libre del vehículo durante la maniobra de frenado.

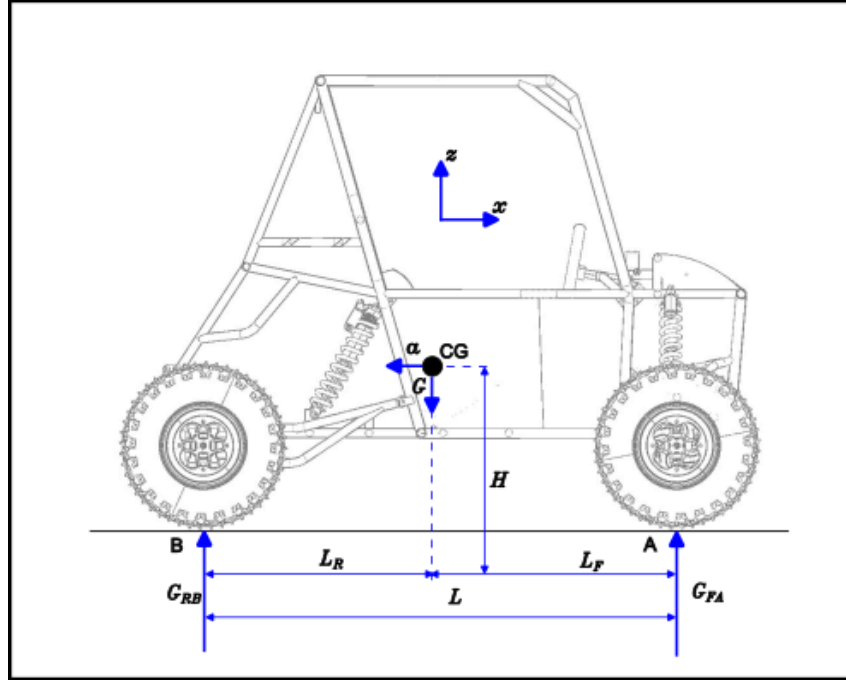


Figura 3.5. DCL del vehículo durante frenado.

Como se observa en la Figura 3.5, durante el frenado el centro de gravedad genera un momento que transfiere carga al eje delantero. La carga vertical dinámica total sobre el eje delantero se obtiene tomando momentos respecto al eje trasero [6]:

$$G_{FA} = \frac{m * g * L_R + m * a * H}{L} \quad (3.1)$$

donde $L_R = 0.45 \cdot L$ es la distancia del centro de gravedad al eje trasero, determinada por la distribución estática de peso frontal (45%). La carga vertical por rueda delantera incluye las contribuciones de masa suspendida y no suspendida:

$$F_z = \frac{G_{FA}}{2} + \left(\frac{m_{nsf}}{2} \right) * g \quad (3.2)$$

La fuerza de fricción longitudinal en la zona de contacto neumático-suelo:

$$F_{f/rueda} = \mu * F_z \quad (3.3)$$

El par de frenado actúa en el radio de rodadura del neumático:

$$T_b = F_{f/rueda} * Rn \quad (3.4)$$

La fuerza resultante sobre el montaje de la mordaza de freno:

$$F_c = \frac{T_b}{rc} \quad (3.5)$$

Las reacciones F_1 (rótula superior) y F_2 (rótula inferior) se obtienen del equilibrio de momentos respecto al Barreno central de la mangueta y del balance de fuerzas horizontales [31]. En la Figura 3.6 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la mangueta vista lateral, indicando la dirección de las reacciones en las rótulas.

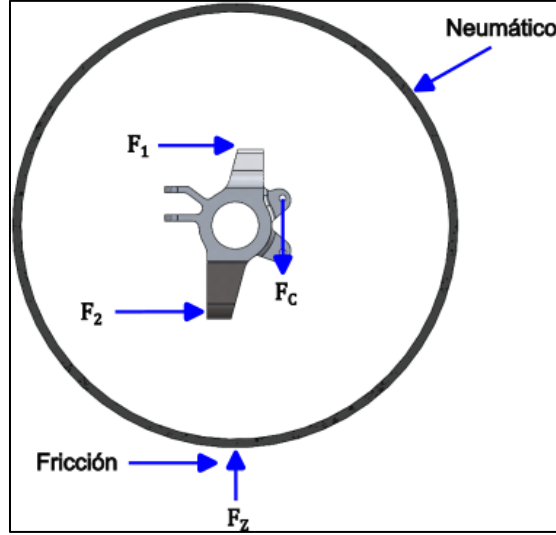


Figura 3.6. DCL de la mangueta vista lateral.

A partir de la Figura 3.6 y aplicando equilibrio estático se obtienen las ecuaciones de reacción en las rótulas:

$$F_1 * L_b - F_2 * L_a = -T_b \quad (3.6)$$

$$F_2 + F_1 = F_{f/rueda} \quad (3.7)$$

3.4.3 Caso de carga 2: Fuerza lateral en curva

Al describir una curva, la mangueta exterior soporta la transferencia de carga lateral originada por tres contribuciones independientes: la carga estática por peso, el efecto de la fuerza centrífuga y el efecto giroscópico de las cuatro ruedas [6]. En la Figura 3.7 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la mangueta para la vista frontal, que corresponde al plano de actuación de la fuerza lateral.

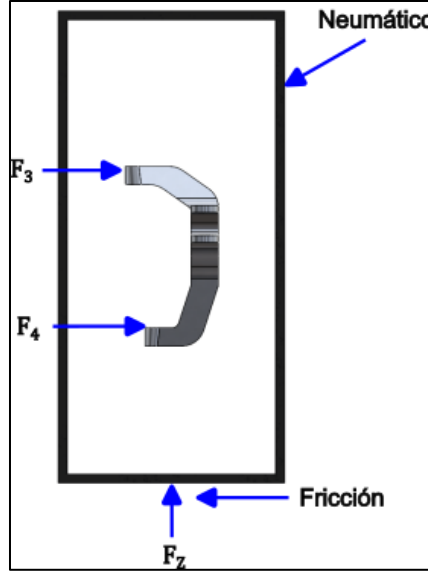


Figura 3.7. DCL de la mangueta vista frontal.

Con referencia a la Figura 3.7, la carga vertical estática por rueda delantera se calcula como:

$$F_{z, est} = \left(\frac{(m_{sd} + m_{ns})}{2} \right) * g \quad (3.8)$$

Transferencia de carga hacia la rueda exterior por efecto de la fuerza centrífuga, derivada del equilibrio de momentos respecto a la rueda interior [6]:

$$F_{z, cf} = \frac{m * v^2 * H}{2 * C_r * B_f} \quad (3.9)$$

El efecto giroscópico de las cuatro ruedas genera un par de precesión cuando el vehículo ejecuta un giro. El par total de precesión es:

$$C_{giro} = 4 * \left(\frac{m_{rueda} * R n^2}{2} \right) * \left(\frac{v}{R n} \right) * \left(\frac{v}{C_r} \right) \quad (3.10)$$

La transferencia de carga vertical equivalente por rueda, obtenida al dividir el par giroscópico total entre el ancho de vía [6]:

$$F_{z, giro} = \frac{C_{giro}}{B} \quad (3.11)$$

La carga vertical neta sobre la rueda exterior:

$$F_{Z_{TOTAL}} = F_{z_{est}} + F_{z_{cf}} + F_{z_{giro}} \quad (3.12)$$

La fuerza lateral que actúa sobre la mangueta:

$$F_{lat} = \mu * F_{Z_{TOTAL}} \quad (3.13)$$

Las reacciones en las rótulas se obtienen del equilibrio de momentos respecto al punto de aplicación de F_4 y del balance de fuerzas laterales:

$$F_{lat} * (Rn - L_a) = F_3 * (L_a + L_b) \quad (3.14)$$

$$F_4 = F_{lat} + F_3 \quad (3.15)$$

3.4.4 Caso de carga 3: Fuerza de impacto

La fuerza de impacto sobre la mangueta es resultado del momento flector que genera el resorte helicoidal sobre el brazo de suspensión inferior al alcanzar su compresión máxima. Esta fuerza no actúa directamente sobre la mangueta, sino que se transmite a través de la rótula superior [31]. En la Figura 3.8 se ilustra la geometría del brazo de suspensión inferior, con las distancias L_1 y L_2 que definen los brazos de momento del sistema.

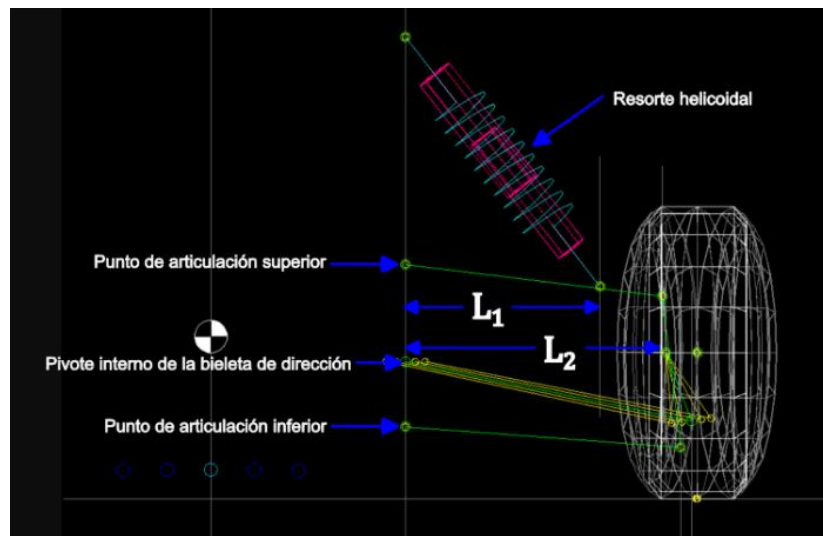


Figura 3.8. Geometría del brazo de suspensión.

Como se aprecia en la Figura 3.8, la fuerza del resorte helicoidal en su compresión máxima actúa a una distancia L_1 del pivote del brazo superior, y la rótula superior se

localiza a una distancia L_2 del mismo pivote. La fuerza ejercida por el resorte helicoidal en compresión máxima es:

$$F_{res} = k * x \quad (3.16)$$

La componente vertical de la fuerza del resorte forma un ángulo θ con respecto a la horizontal:

$$F_{z_{res}} = F_{res} * \sin(\theta) \quad (3.17)$$

Momento respecto al pivote A del brazo de suspensión superior:

$$T_A = F_{z_{res}} * L_1 \quad (3.18)$$

Fuerza de impacto transmitida a la mangueta a través de la rótula de suspensión superior:

$$F_{bump} = \frac{T_A}{L_2} \quad (3.19)$$

3.4.5 Caso de carga 4: Fuerza en el brazo de dirección

La fuerza sobre el brazo de dirección es generada por la bieleta de dirección (tie rod) durante la maniobra de dirección. La fricción en la zona de contacto tiende a hacer girar el conjunto de rueda alrededor de la inclinación de pivote (KPI), generando un par resistente que debe ser vencido por el sistema de dirección [4], [31].

Par alrededor de la inclinación de pivote con carga estática:

$$T_{dir} = (\mu * F_{z_{est}}) * sr \quad (3.20)$$

Fuerza en la bieleta de dirección:

$$F_{barra} = \frac{T_{dir}}{L_{brazo}} \quad (3.21)$$

Con base en los parámetros geométricos obtenidos del análisis cinemático y dinámico de la suspensión, se realizaron los cálculos correspondientes a los cuatro casos de carga considerados en el presente trabajo. Los resultados obtenidos permitieron definir las condiciones de frontera y las fuerzas de diseño utilizadas posteriormente en la etapa de experimentación computacional y análisis estructural de la mangueta.

Capítulo IV

Experimentación computacional

El presente capítulo describe el proceso de experimentación computacional llevado a cabo para el rediseño de la mangueta de dirección. El trabajo se estructuró en cuatro etapas secuenciales: (1) configuración del análisis por Elementos Finitos (FEA) sobre la Geometría Inicial (P1) en ANSYS Mechanical; (2) configuración y ejecución del estudio de diseño generativo en Autodesk Fusion 360; (3) superposición geométrica y remoción de material para obtener la Geometría Final (P3); y (4) validación FEA de la geometría final. El objetivo central es establecer un entorno computacional controlado que permita cuantificar el beneficio estructural y de reducción de masa logrado con la metodología propuesta, garantizando en todo momento que el factor de seguridad mínimo cumpla con el criterio establecido ($FS \geq 1.5$).

4.1 Software

La experimentación computacional se apoyó en dos programas de ingeniería asistida por computadora, seleccionadas con base en sus capacidades complementarias: Autodesk Fusion 360 y ANSYS Mechanical.

Autodesk Fusion 360 fue seleccionado como la plataforma principal de diseño generativo debido a su capacidad para integrar, dentro de un mismo entorno, herramientas de diseño paramétrico, diseño generativo, simulación estructural y manufactura asistida por computadora (CAM). Esta integración permite gestionar eficientemente el ciclo completo de desarrollo del producto, desde la definición del espacio de diseño hasta la exportación de la geometría optimizada. La computación en la nube que ofrece Fusion 360 proporciona acceso a recursos computacionales de alto rendimiento, lo que resulta indispensable para los procesos iterativos de diseño generativo que requieren múltiples evaluaciones simultáneas [5].

ANSYS Mechanical 2025 R2 fue empleado como herramienta de validación independiente, con el propósito de evaluar el comportamiento

estructural de las geometrías antes y después de la optimización bajo las condiciones de carga definidas en el Capítulo III. La elección de dos plataformas distintas para el diseño generativo y la validación incrementa la confiabilidad de los resultados, al comparar las soluciones obtenidas en el entorno generativo con simulaciones tradicionales de alta fidelidad [23].

4.2 Modelado CAD inicial

El modelo CAD inicial de la mangueta de dirección, desarrollado en SolidWorks conforme a la geometría descrita en el Capítulo III, constituye la base geométrica para todo el proceso de experimentación computacional. En esta etapa se priorizó la correcta definición de las interfaces mecánicas críticas: los puntos de unión con los brazos de suspensión superior e inferior mediante rótulas esféricas, el acoplamiento con la bieleta de dirección, y el sistema de montaje de la mordaza de freno (caliper), tal como se identificó en la Figura 4.1.

Estas regiones fueron modeladas con especial detalle debido a que representan zonas de alta concentración de esfuerzos y constituyen los puntos de transferencia de carga desde el sistema de suspensión y dirección hacia la estructura de la mangueta. En contraste, se mantuvo una geometría simplificada en zonas no críticas, con el fin de reducir el costo computacional del mallado sin comprometer la precisión de los resultados.

En la Figura 4.1 se presenta el modelo CAD inicial realizado en el software computacional SolidWorks. La masa de la geometría inicial, calculada por las propiedades físicas de SolidWorks con material Al 6061-T6, resultó en 921.26 g, con un volumen de 341 208.71 mm³, valores que se toman como referencia de comparación en el análisis de reducción de masa presentado en el Capítulo V.

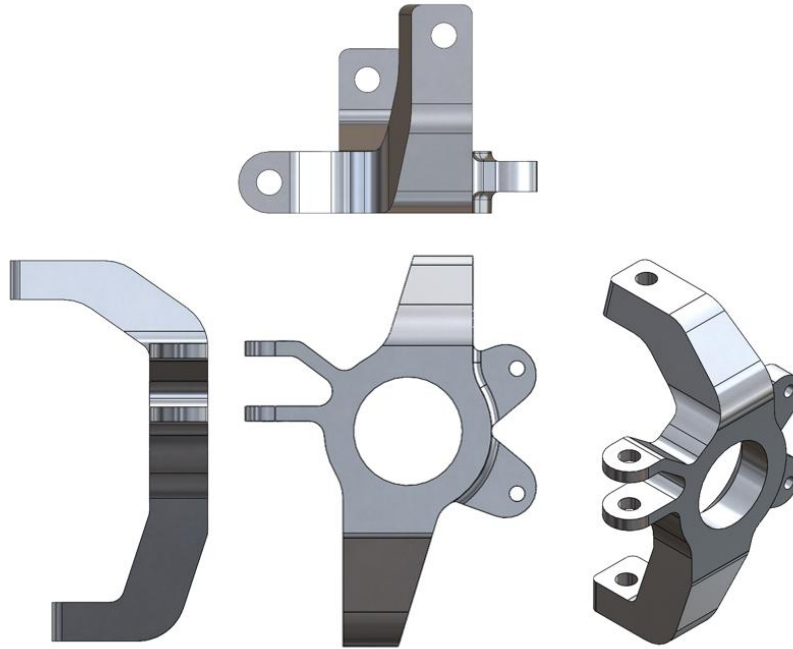


Figura 4.1. Modelo CAD de la mangueta de dirección.

4.3 Configuración y Parametrización del Análisis por Elementos Finitos (FEA)

El análisis por elementos finitos del diseño inicial se realizó en ANSYS Mechanical 2025 R2 siguiendo la secuencia estándar de configuración: Engineering Data, importación de geometría, generación de malla, definición de condiciones de frontera y resolución. Este análisis establece la línea base estructural de la Geometría Inicial (P1) que permite cuantificar el beneficio obtenido tras la optimización.

4.3.1 Caracterización del Material en Engineering Data

Previo al análisis estructural, se configuró el módulo Engineering Data de ANSYS Workbench para asignar las propiedades mecánicas del material seleccionado para la mangueta: Aluminio 6061-T6 (Al 6061-T6 GD). Se ingresaron manualmente las propiedades estándar del material, las cuales se resumen en la Figura 4.2.

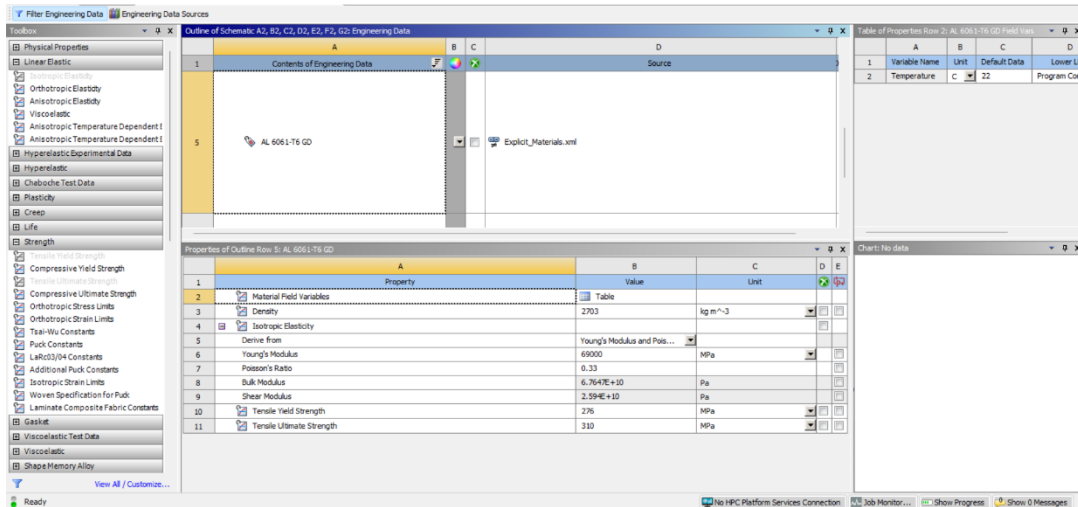


Figura 4.2. Propiedades mecánicas del Al 6061-T6 ingresadas en ANSYS Engineering Data.

La selección del Al 6061-T6 se justifica por su amplia disponibilidad en presentación de billet de aluminio apto para mecanizado CNC, su excelente relación resistencia-densidad, y su comprobado desempeño en aplicaciones de componentes automotrices de competencia (Kadam & Kale, 2020). En la Figura 4.2 se presentan las propiedades mecánicas configuradas en ANSYS Engineering Data.

4.3.2 Generación de Mallado y Análisis de Convergencia

El mallado del modelo se realizó con el objetivo de discretizar la geometría de la mangueta en elementos finitos adecuados para el análisis estático estructural. En la Figura 4.3 se muestra la malla generada sobre la Geometría Inicial (P1).

Se emplearon elementos tetraédricos de tipo Prime Quad Dominant, con método de barrido (Sweep) como estrategia de mallado automático, configuración recomendada por ANSYS para geometrías orgánicas de forma compleja (ANSYS Inc., 2024). Los parámetros de mallado seleccionados fueron los siguientes:

- Element Order: Quadratic — garantiza mayor precisión en la interpolación de campos de desplazamientos y esfuerzos al utilizar nodos intermedios en cada arista del elemento.
- Element Size: 4.0 mm — valor determinado mediante un análisis de convergencia previo en el que se evaluó la variación del esfuerzo máximo equivalente von Mises en función del tamaño de elemento, seleccionando el tamaño a partir del cual la variación en el esfuerzo máximo fue inferior al 5%.



Figura 4.3. Mallado del modelo inicial.

En la Figura 4.3 se observa la distribución de la malla sobre la Geometría Inicial (P1). La malla resultante, con los parámetros definidos, produjo 19,956 nodos y 10,936 elementos para la geometría inicial P1.

4.3.3 Condición de frontera

Las condiciones de frontera se definieron con el objetivo de representar de manera física y realista la interacción de la mangueta con el sistema de suspensión y el conjunto de rueda. La restricción principal se aplicó sobre las cuatro caras interiores del alojamiento del rodamiento de la rueda (barreno central), simulando la condición de apoyo que ejerce el rodamiento sobre la mangueta durante la operación del vehículo. Esta condición se denomina Fixed

Support en ANSYS y restringe los seis grados de libertad (tres traslaciones y tres rotaciones) de los nodos seleccionados.

La elección de esta condición de contorno se fundamenta en que el rodamiento de rueda es el elemento que transfiere las fuerzas de contacto neumático-suelo hacia la mangueta, siendo el único punto de apoyo isostático del componente en el vehículo ensamblado. En la Figura 4.4 se presenta la ubicación de la condición Fixed Support sobre el barreno central de la mangueta.

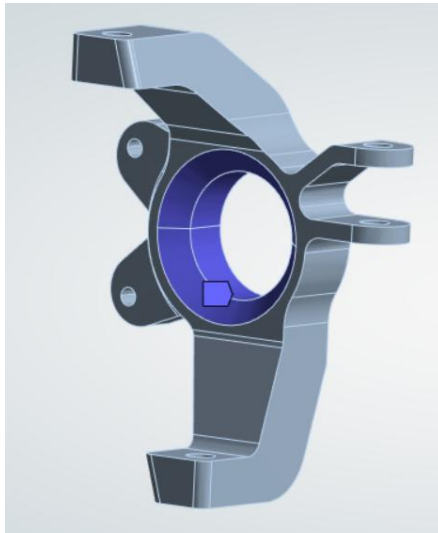


Figura 4.4. Condición de frontera Fixed Support.

Se verificó que la condición de restricción no generará sobreconstricción del modelo, confirmando que el número de restricciones es consistente con el sistema isostático que representa la interacción rodamiento-mangueta, evitando así distorsiones artificiales en la distribución de esfuerzos.

4.3.4 Caracterización de cargas

Las cargas aplicadas al modelo fueron determinadas en el Capítulo III mediante el análisis dinámico del vehículo Baja SAE. El sistema de cargas consolidado, resumido en la Tabla 5.6 del Capítulo V, fue implementado en ANSYS Mechanical como fuerzas por componentes (Forces) y momentos (Moments) aplicados por efecto de superficie (Surface Effect) sobre las caras correspondientes a cada punto de interfaz de la mangueta.

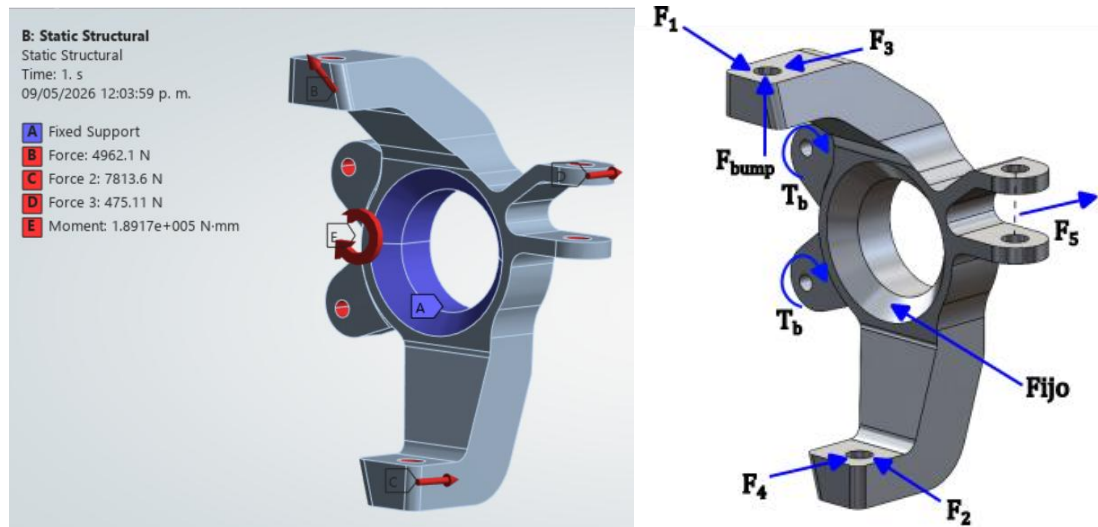


Figura 4.5. Dirección de las fuerzas que actúan en la mangueta.

Por otro lado, en la Figura 4.5. Dirección de las fuerzas que actúan en la mangueta. Figura 4.5 se muestra la ubicación y dirección de aplicación de dichas cargas sobre el modelo CAD de la mangueta. Esta representación gráfica facilita la comprensión de cómo actúan las fuerzas sobre el componente y permite validar la correcta implementación de las condiciones de carga en el modelo de simulación.

4.3.5 Análisis estructural y parámetros evaluados en ANSYS

Una vez definidas todas las condiciones, se procedió a resolver el análisis estático lineal. Los resultados obtenidos por el solver de ANSYS Mechanical se configuraron para evaluar los tres parámetros estructurales de interés:

- **Desplazamiento total:** campo de desplazamientos resultante en toda la geometría, expresado en milímetros.
- **Esfuerzo equivalente de von Mises:** distribución del esfuerzo equivalente calculado según el criterio de la energía de distorsión (Ecuación 2.4 del Capítulo II), expresado en MPa. Este parámetro es el indicador principal de la condición estructural del componente.
- **Factor de seguridad:** cociente entre la resistencia a la fluencia del material ($\sigma_y = 276 \text{ MPa}$) y el esfuerzo equivalente de von Mises calculado en cada nodo.

Los resultados numéricos obtenidos para las tres geometrías analizadas, correspondientes a los valores máximos de desplazamiento total, esfuerzo equivalente de Von Mises y el factor de seguridad mínimo, se presentan detalladamente en el Capítulo V (Tabla 5.10). Estos valores constituyen la línea base de referencia, permitiendo cuantificar y evaluar objetivamente el impacto y mejora obtenida tras el proceso de optimización mediante diseño generativo.

4.4 Diseño generativo

El proceso de diseño generativo fue implementado en Autodesk Fusion 360, con el objetivo de explorar configuraciones geométricas optimizadas de la mangueta de dirección que minimicen la masa manteniendo la integridad estructural. A diferencia del diseño convencional, este enfoque permite al algoritmo generar automáticamente un conjunto de alternativas geométricas partiendo de la definición del espacio de diseño, las condiciones de carga, las restricciones de manufactura y los objetivos de optimización (Schrurs, 2021).



Figura 4.6. Entorno de diseño generativo en Autodesk Fusion 360.

La configuración del estudio de diseño generativo comprendió cinco etapas: definición del espacio de diseño, imposición de condiciones de carga y restricciones estructurales, establecimiento de objetivos y límites, configuración de restricciones de manufactura y selección de materiales del estudio. En la

Figura 4.6 se muestra una vista general del entorno de diseño generativo en Fusion 360 con el modelo configurado.

4.4.1 Condiciones y criterios de diseño generativo

Para el espacio de diseño del estudio generativo se configuró a partir del modelo CAD inicial importado en Fusion 360, y se dividió en tres tipos de regiones que delimitan el problema de optimización, tal como se observa en la Figura 4.7:

- **Conservar geometría (Geometría preservada):** Son las regiones funcionales críticas que deben mantenerse sin modificación geométrica en todos los resultados generativos. En este estudio se preservaron las torres de rótula superior e inferior, el alojamiento del rodamiento (barreno central), las orejeras de montaje del caliper de freno y el brazo de dirección, por ser las interfaces de transferencia de carga del componente.
- **Geometría de obstáculo:** Define regiones del espacio donde el algoritmo no puede generar material, garantizando la correcta interacción con los componentes adyacentes del ensamble. Se definieron zonas de obstáculo alrededor de los pernos, la trayectoria de la llanta y las zonas de paso de los brazos de suspensión.
- **Dominio de diseño (Forma inicial):** Representa el volumen libre dentro del cual el algoritmo puede redistribuir o eliminar material para alcanzar los objetivos de optimización. Este dominio fue construido como el envolvente máximo de la geometría inicial P1.

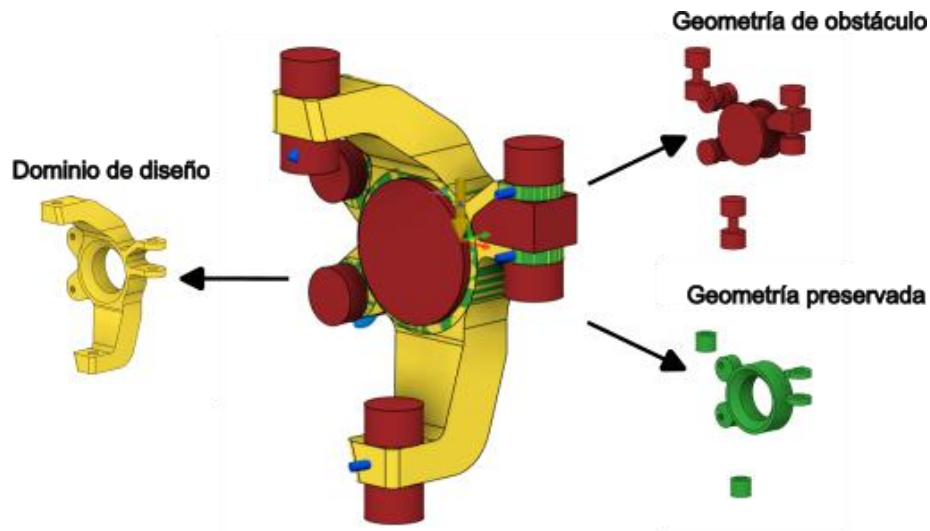


Figura 4.7. Espacio de diseño generativo: identificación de geometrías.

Una vez realizado lo que es la definición de las geometrías preservadas (verde), geometrías de obstáculos (rojo) y forma inicial o dominio de diseño (amarillo) se pasa a las condiciones de carga y restricciones.

4.4.2 Condiciones de Carga y Restricciones Estructurales

Las condiciones de carga y restricciones estructurales del estudio generativo fueron definidas de forma consistente con las condiciones del análisis FEA en ANSYS, garantizando la comparabilidad de los resultados. En la Figura 4.8 se presenta la aplicación de las cargas estructurales sobre el modelo en Fusion 360.

La restricción estructural (Fixed Support) se configuró en las 2 caras del alojamiento del rodamiento, seleccionando tipo Fijo para restringir todos los grados de libertad de traslación y rotación. Para las cargas estructurales se definieron tres fuerzas y se replicaron los vectores de fuerza del análisis ANSYS en los puntos de interfaz correspondientes.

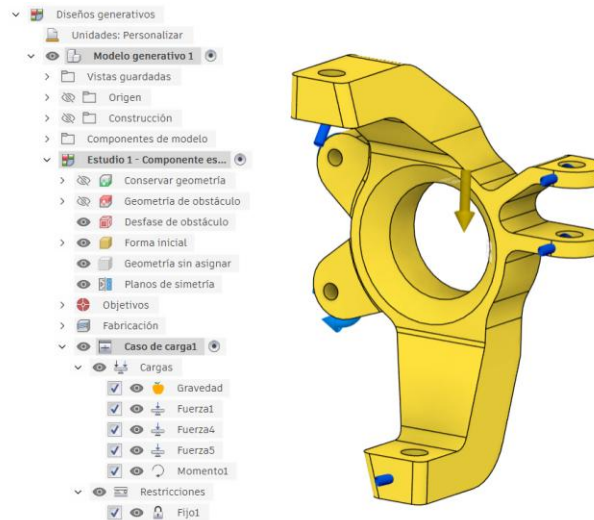


Figura 4.8. Configuración de cargas estructurales en Fusion 360.

En la Figura 4.8 se observa la configuración de las cargas estructurales aplicadas sobre el modelo en Fusion 360, con las magnitudes y direcciones correspondientes.

4.4.3 Objetivos y Límites

Los objetivos y límites del estudio generativo se configuraron en el panel Objetivos y Límites de Fusion 360, definiendo la función objetivo y las restricciones de desempeño que debe cumplir cada alternativa generada. En la Figura 4.9 se muestra la ventana de configuración de objetivos y límites del estudio.

Los parámetros configurados fueron los siguientes:

- **Objetivo principal (Minimizar masa):** Se seleccionó como función objetivo la minimización de la masa del componente, orientando el algoritmo a eliminar el máximo de material posible dentro del dominio de diseño sin comprometer el desempeño estructural.
- **Límite (Factor de seguridad mínimo):** 1.8. Este valor fue establecido como límite inferior del factor de seguridad que debe satisfacer cada alternativa generada, considerando un margen conservador sobre el criterio mínimo de $FS \geq 1.5$ establecido en el

Capítulo II. El factor de seguridad es calculado por Fusion 360 a partir del criterio de von Mises respecto a la resistencia a la fluencia del material.

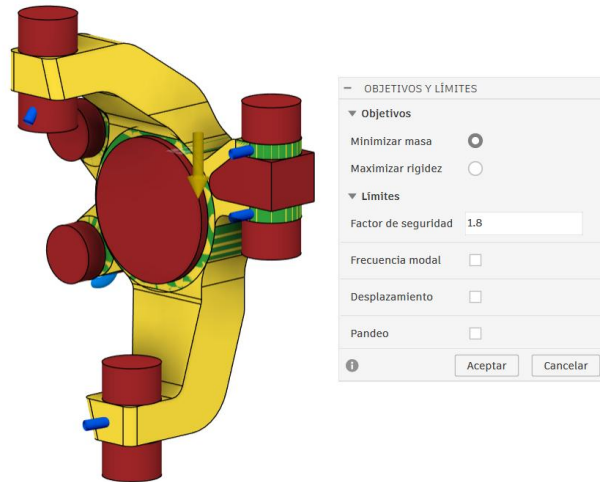


Figura 4.9. Ventana de configuración de Objetivos y Límites en Fusion 360.

Los límites de frecuencia modal, desplazamiento y pandeo no fueron activados, dado que el alcance de la investigación se centra en la resistencia estática bajo cargas combinadas y no en el comportamiento dinámico del componente.

4.4.4 Restricciones de Manufactura (DfM)

Una de las aportaciones más relevantes del diseño generativo respecto a la optimización topológica clásica es la posibilidad de incorporar restricciones de diseño para manufactura (Design for Manufacturing, DfM) directamente en el proceso de optimización. En la Figura 4.10 se muestra la configuración de las restricciones de fabricación en el módulo de Fusion 360.

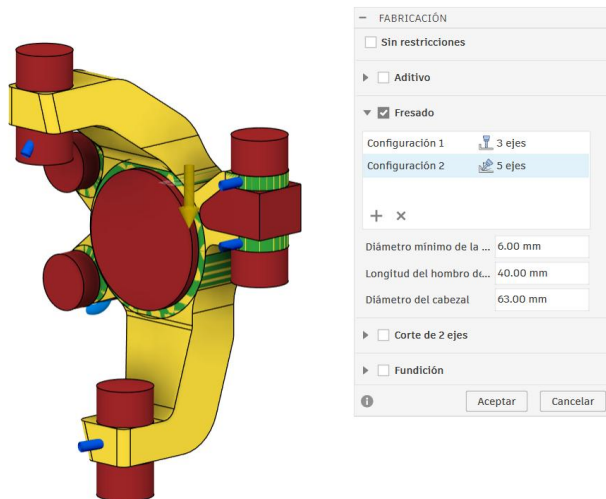


Figura 4.10. Configuración de restricciones de manufactura (DfM) en Fusion 360.

Para este estudio se configuraron restricciones de fresado CNC en dos configuraciones de ejes, tal como se detalla en la Tabla 4.1. La configuración de dos métodos de fresado obliga al algoritmo a generar, para cada método, geometrías manufacturables con los recursos de mecanizado disponibles en el entorno universitario.

Tabla 4.1. Configuración de restricciones de manufactura en el estudio de diseño generativo.

Parámetro	Configuración 1 (3 ejes)	Configuración 2 (5 ejes)	Unidad	Descripción
Método de fresado	3 ejes	5 ejes	—	Número de ejes de la herramienta CNC
Diámetro mínimo de herramienta	6.00	6.00	mm	Cavidad mínima mecanizable
Longitud del hombro (shoulder)	40.00	40.00	mm	Profundidad máxima de corte
Diámetro del cabezal	63.00	63.00	mm	Diámetro sustitutivo del cabezal
Dirección de herramienta (Config. 1)	Z-	N/A	—	Eje de orientación del husillo (3 ejes)

Para la Configuración 1 (fresado de 3 ejes) se definió la dirección de herramienta en el eje Z negativo, lo que fija la orientación del husillo y restringe la generación de geometrías con socavados no accesibles para esa dirección. Para la Configuración 2 (fresado de 5 ejes) no se requiere una dirección fija de herramienta, ya que la máquina puede reorientar el husillo libremente, permitiendo mayor libertad geométrica en las soluciones generadas.

4.4.5 Materiales del Estudio

Para el estudio de diseño generativo se seleccionaron tres materiales de la biblioteca de Fusion 360, con el fin de evaluar el comportamiento del algoritmo con distintas relaciones resistencia-densidad. En la Figura 4.11 se muestra la ventana de selección de materiales del estudio en Fusion 360.

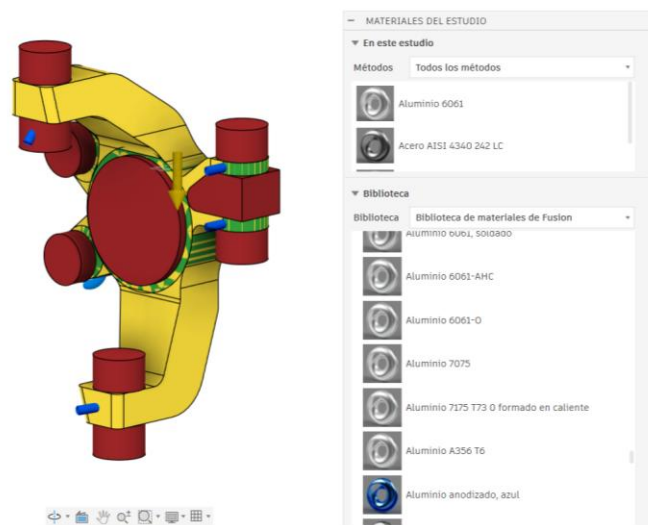


Figura 4.11. Selección de materiales del estudio generativo en Fusion 360.

La combinación de dos métodos de fabricación y tres materiales generó un total de seis variantes en el explorador de resultados de Fusion 360 (dos convergidas y cuatro en estado de convergencia), las cuales se evaluaron con base en los criterios de selección descritos en la sección siguiente.

4.4.6 Ejecución y Selección del Resultado Óptimo

Una vez completa la configuración del estudio, se ejecutó el proceso generativo mediante el botón Generar del módulo Diseño Generativo de Fusion

360. El algoritmo procesó el estudio en dos trabajos de simulación en la nube, generando seis resultados candidatos que se visualizaron en el explorador de resultados. En la Figura 4.12 se presenta la pantalla de resultados con las seis variantes generadas.

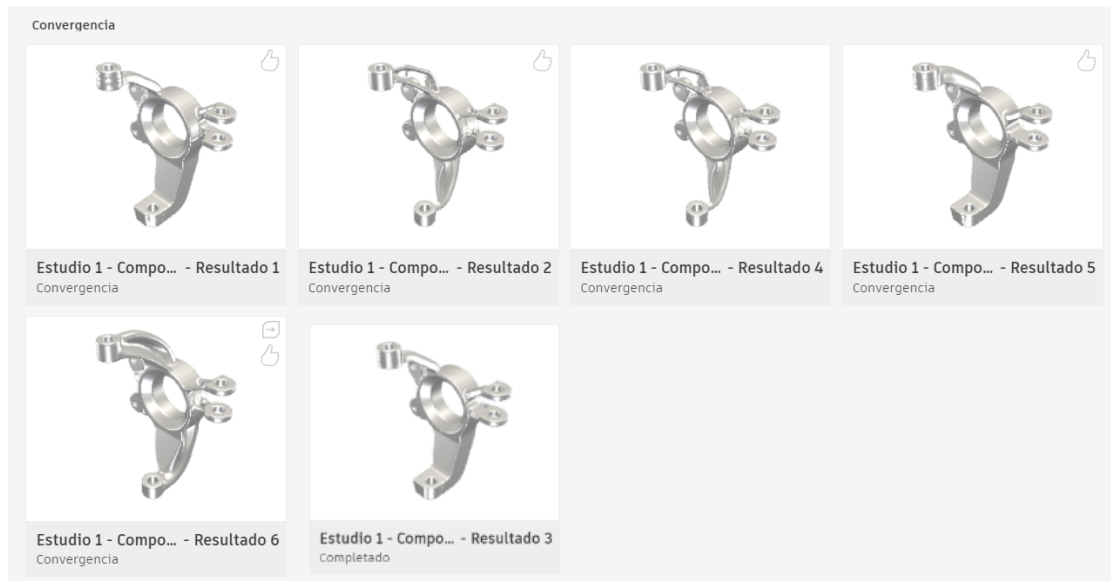


Figura 4.12. Explorador de resultados del diseño generativo en Fusion 360.

4.5 Análisis FEA de la Geometría Generativa (P2) en ANSYS

Una vez seleccionado el Resultado 6 como geometría óptima del estudio generativo, se exportó el modelo desde Fusion 360 en formato STEP y se importó en ANSYS Mechanical para realizar la validación estructural independiente bajo las mismas condiciones de carga y frontera del análisis inicial (Sección 4.3). Esta etapa corresponde al análisis FEA de la Geometría de Diseño Generativo (P2).

El modelo importado en SolidWorks conservó una masa de 630.93 *gramos* y un volumen de 233,678.12 mm^3 , conforme a las propiedades físicas calculadas por el software.

4.6 Superposición geométrica y remoción de material

A partir de los resultados obtenidos en el proceso de diseño generativo se procedió a realizar la superposición geométrica de la pieza inicial con la pieza seleccionada del diseño generativo que fue el Resultado 6. Con este proceso se

identificaron las regiones estructuralmente más eficientes y las zonas con material redundante. Como se observa en la Figura 4.13.



Figura 4.13. Superposición geométrica P1 con P2.

Posteriormente, se realizó una etapa de remoción y refinamiento de material, eliminando geometrías innecesarias sin comprometer la integridad estructural del componente. Durante esta etapa se conservaron las zonas críticas de sujeción y montaje correspondientes a los elementos del sistema de suspensión, dirección y frenado, garantizando la compatibilidad dimensional y funcional con el ensamble del vehículo Baja SAE.

Asimismo, se suavizaron transiciones geométricas y se optimizaron espesores con el objetivo de reducir concentraciones de esfuerzo y mejorar la manufactura de la pieza. Como resultado, la geometría final presenta una distribución de material más eficiente, permitiendo una reducción de masa respecto al diseño inicial, mientras se mantienen condiciones adecuadas de resistencia y rigidez estructural.

4.7 Análisis FEA P3

Una vez obtenida la geometría final de la mangueta de dirección, se procedió a realizar un análisis por elementos finitos empleando las mismas condiciones de carga y restricciones utilizadas en el diseño inicial. Esto permitió establecer una comparación directa del comportamiento estructural entre ambas geometrías y evaluar el efecto de la optimización y remoción de material sobre la resistencia mecánica del componente.

El análisis consideró las condiciones críticas de operación asociadas al vehículo Baja SAE, aplicando las cargas correspondientes en las zonas de sujeción y contacto de la mangueta. Asimismo, se evaluaron parámetros como el esfuerzo equivalente de von Mises, desplazamiento total y factor de seguridad, con el propósito de verificar que la geometría optimizada mantuviera un desempeño estructural adecuado bajo las condiciones de trabajo establecidas.

Capítulo V

Resultados y discusión

El presente capítulo expone los resultados obtenidos en cada una de las etapas de la experimentación computacional descrita en el Capítulo IV. La presentación se organiza en cuatro bloques: (1) resultados del análisis cinemático en Lotus Suspension Analysis (LSA); (2) resultados del cálculo de fuerzas dinámicas; (3) resultados del análisis FEA en ANSYS para las tres geometrías evaluadas; Inicial (P1), Generativa (P2) y Final (P3); y (4) discusión comparativa global que vincula los resultados estructurales con los objetivos de reducción de masa planteados en la hipótesis del trabajo. Cada resultado se interpreta en función de los criterios de desempeño establecidos: factor de seguridad mínimo $FS \geq 1.5$, esfuerzo de von Mises por debajo de la resistencia a la fluencia del Al 6061-T6 ($\sigma_y = 276 \text{ MPa}$) y minimización de masa.

5.1 Resultados del análisis cinemático (LSA)

El análisis cinemático realizado en Lotus Suspension Analysis (LSA) permitió caracterizar el comportamiento geométrico del sistema de suspensión delantera del vehículo Baja SAE de referencia en tres regímenes de evaluación: recorrido de bump/rebound, balanceo y movimiento de dirección. Los resultados de esta etapa constituyen la base de entrada para el cálculo de fuerzas dinámicas presentado en la Sección 5.2.

5.1.1 Parámetros geométricos estáticos en posición de diseño

En la Tabla 5.1 se presentan los valores de los parámetros geométricos estáticos obtenidos de LSA para la posición de diseño (compresión = 0 mm). Estos parámetros caracterizan completamente la cinemática estática del sistema y fueron empleados como datos de entrada en el cálculo de fuerzas dinámicas del Capítulo III.

Tabla 5.1. Parámetros geométricos estáticos obtenidos de LSA.

Parámetro geométrico	Símbolo	Valor estático	Unidad
Ángulo de cámbber	ε	0.00	°
Ángulo de convergencia (toe)	Δ	0.00	°
Ángulo de cástor	τ	9.28	°
Ángulo de la inclinación de pivote (KPI)	φ	6.62	°
KPI desfase en la rueda	—	124.85	mm
Radio de pivote	sr	92.40	mm
Mechanical trail	—	46.70	mm
Altura del centro de balanceo	hRC	343.80	mm
Radio de rodadura	Rn	279.40	mm

De los valores de la Tabla 5.1 se destacan dos parámetros de interés para el análisis estructural: el radio de giro en el radio de pivote ($sr = 92.40 \text{ mm}$), que supera el intervalo recomendado de 30 – 65 mm para vehículos Baja SAE [6], y la altura del centro de balanceo ($hRC = 343.80 \text{ mm}$), que excede el rango recomendado de 80–150 mm para vehículos todoterreno de baja masa. Ambas desviaciones son consecuencia de la posición de las rótulas en la geometría actual y constituyen áreas de mejora para iteraciones futuras del diseño de suspensión; sin embargo, no afectan la validez del análisis estructural de la mangueta, ya que se adoptan los valores reales del sistema como condiciones de diseño [4].

5.1.2 Comportamiento cinemático en recorrido de compresión y extensión

En la Tabla 5.3 se presentan los valores de los parámetros cinemáticos obtenidos de LSA para el recorrido de suspensión en el rango de compresión (+100 mm) a extensión (–80 mm). Se observa que el ángulo de caída varía de manera controlada de -1.315° en compresión máxima a $+1.466^\circ$ en extensión máxima, lo que indica un comportamiento geométrico adecuado del doble triángulo para el control del cambio de caída durante los ciclos de compresión y extensión de la suspensión.

Sin embargo, se identifica una variación significativa del ángulo de convergencia de -9.778° en extensión a $+4.096^\circ$ en compresión máxima, lo que equivale a un rango total de 13.874° . Este fenómeno, conocido como efecto de dirección inducida por la suspensión, indica que la bieleta de dirección no se encuentra posicionada en el plano

instantáneo de rotación del brazo inferior, generando variaciones no deseadas en el ángulo de dirección de la rueda durante el recorrido de la suspensión ([4], [16]). En la posición estática (compresión = 0 mm), el ángulo de convergencia registra un valor de 0.002°, prácticamente nulo, lo que confirma que el diseño cumple la condición de convergencia cero en reposo.

Tabla 5.2. Variación de parámetros cinemáticos en recorrido de compresión y extensión

Recorrido (mm)	Caída (°)	Convergencia (°)	Altura RC-carrocería (mm)	Relación de movimiento (–)
–80 (exte. Máx.)	1.466	–9.778	492.70	2.052
–60	1.004	–6.448	444.59	2.023
–40	0.624	–3.800	405.18	1.996
–20	0.296	–1.685	372.14	1.969
0 (estático)	0.000	0.002	343.80	1.941
20	–0.277	1.337	319.01	1.912
40	–0.542	2.378	296.89	1.883
60	–0.801	3.164	276.79	1.852
80	–1.057	3.729	258.22	1.819
100 (comp. máx.)	–1.315	4.096	240.78	1.785

La relación de movimiento disminuye linealmente de 2.052 en extensión a 1.785 en compresión máxima, indicando que el amortiguador experimenta mayor compresión relativa en las posiciones de extensión, comportamiento típico de configuraciones de doble horquilla con amortiguador en el brazo superior (Milliken & Milliken, 1995). La altura estática del centro de balanceo es $h_{RC} = 343.80$ mm, valor ya reportado en la Tabla 5.1, que supera el rango recomendado de 80–150 mm para vehículos todoterreno de baja masa, constituyendo una limitación cinemática de la geometría actual e independiente del diseño de la mangueta.

5.1.3 Análisis de dirección y radio de giro mínimo

En la Tabla 5.3 se presentan los resultados del análisis de dirección en LSA, incluyendo el radio de giro y el porcentaje de geometría de Ackermann para cada posición del rack. Se observa que el radio de giro disminuye progresivamente desde 26,116.08 mm con recorrido de rack de ± 5 mm hasta 2,066.73 mm con el recorrido máximo de ± 50 mm. El porcentaje de Ackermann varía de 43.81% a 61.94%, valores

inferiores al 100%, lo que indica subvirado geométrico en velocidades bajas, condición que puede afectar la maniobrabilidad en terreno cerrado pero que es aceptable para la velocidad de diseño establecida (Jazar, 2008).

Tabla 5.3. Radio de giro y porcentaje de Ackermann en función del recorrido del rack (LSA).

Recorrido del rack (mm)	Radio de giro (mm)	Ackermann (%)
±5	26,116.08	43.81
±10	12,987.91	45.66
±20	6,351.04	47.33
±30	4,068.13	49.84
±40	2,862.75	54.10
±50	2,066.73	61.94

El radio de giro mínimo obtenido fue $C_r = 2,066.73 \text{ mm} \approx 2.067 \text{ m}$, adoptado como parámetro de diseño en el cálculo de la fuerza lateral del Caso de Carga 2. Este valor representa el escenario de mayor transferencia de carga lateral sobre la mangueta exterior y constituye el caso de carga más severo del sistema de dirección (Gillespie, 1992).

5.2 Resultados del cálculo de fuerzas dinámicas

Se presentan los resultados numéricos de los cuatro casos de carga calculados con los parámetros: velocidad de diseño $v = 60 \text{ km/h}$, desaceleración máxima $a = 1.2g$, altura del centro de gravedad $H = 0.42 \text{ m}$, radio de giro mínimo $C_r = 2.067 \text{ m}$, radio de pivote $s_r = 92.40 \text{ mm}$ y coeficiente de fricción $\mu = 0.7$.

5.2.1 Caso de carga 1: Frenado máximo

En la Tabla 5.4 se presentan los resultados del Caso de Carga 1 correspondiente al frenado máximo. La transferencia dinámica de peso hacia el eje delantero durante la frenada ($a = 1.2g$) genera una carga vertical total por rueda de $F_z = 967.22 \text{ N}$, valor que supera en un 81.3% la carga estática ($F_{z,\text{est}} = 529.74 \text{ N}$). La fuerza de fricción longitudinal por rueda resultante de $\mu = 0.7$ aplicado sobre F_z es de $F_f = 677.05 \text{ N}$. El par de frenado total sobre el disco es $T_b = 189.17 \text{ N}\cdot\text{m}$, que transmitido al radio del círculo de pernos de la mordaza ($r_c = 63.76 \text{ mm}$) genera una fuerza sobre el montaje de la mordaza de $F_c = 2,966.73 \text{ N}$. Las reacciones en las rótulas, obtenidas del equilibrio de

la mangueta como viga, resultan en $F1 = 581.57 \text{ N}$ para la rótula superior y $F2 = 1,258.62 \text{ N}$ para la rótula inferior.

Tabla 5.4. Resultados del caso de carga 1: frenado máximo.

Variable	Símbolo	Resultado	Unidades
Desaceleración de diseño	a	11.772	m/s^2
Distancia de frenado equivalente	S	11.80	m
Carga dinámica total eje delantero	GFA,dyn	1 825.04	N
Carga dinámica por rueda	GFA,dyn /2	912.52	N
Carga masa no suspendida por rueda	Fns	54.70	N
Carga vertical total por rueda	Fz	967.22	N
Fuerza de fricción longitudinal	Ff	677.05	N
Par de frenado	Tb	189.17	$\text{N}\cdot\text{m}$
Fuerza en montaje de mordaza	Fc	2 966.73	N
Reacción rótula superior	F1	581.57	N
Reacción rótula inferior	F2	1 258.62	N

Los resultados del Caso de Carga 1 confirman que el frenado máximo genera una carga vertical dinámica significativamente mayor a la carga estática, siendo la fuerza en el montaje de la mordaza el componente de mayor magnitud en dirección longitudinal. Estos valores se incorporan como condiciones de frontera en el análisis por elementos finitos descrito en la Sección 5.3.

5.2.2 Caso de carga 2: Fuerza lateral en curva

En la Tabla 5.5 se presentan los resultados del Caso de Carga 2, correspondiente a la maniobra de curva con radio de giro mínimo $C_r = 2.067 \text{ m}$ a $v = 60 \text{ km/h}$. La contribución centrífuga sobre la rueda exterior ($F_{z,cf} = 4,873.37 \text{ N}$) domina ampliamente sobre la carga estática ($F_{z,est} = 529.74 \text{ N}$) y la giroscópica ($F_{z,giro} = 523.03 \text{ N}$), representando el 82.2% de la carga vertical neta total ($F_{z,total} = 5,926.15 \text{ N}$). Este resultado es consistente con lo reportado por Rosete (2024) para condiciones de alta

velocidad en pista de obstáculos. La fuerza lateral total sobre la mangueta es $F_{lat} = 4,148.30 \text{ N}$, siendo el caso de carga más severo de todo el análisis, con $F_4 = 7,711.59 \text{ N}$ en la rótula inferior como el valor de reacción más elevado del estudio.

Tabla 5.5. Resultados del caso de carga 2: fuerza lateral en curva.

Variable	Símbolo	Resultado	Unidades
Carga vertical estática por rueda	$F_{z,est}$	529.74	N
Transferencia centrífuga por rueda exterior	$F_{z,cf}$	4 873.37	N
Par giroscópico total (4 ruedas)	C_{giro}	727.02	N·m
Transferencia giroscópica por rueda	$F_{z,giro}$	523.03	N
Carga vertical neta en rueda exterior	$F_{z,total}$	5 926.15	N
Fuerza lateral total sobre la mangueta	F_{lat}	4 148.30	N
Reacción rótula superior	F_3	3 563.29	N
Reacción rótula inferior	F_4	7 711.59	N

La fuerza lateral en curva representa el caso de carga crítico del análisis. La reacción $F_4 = 7,711.59 \text{ N}$ sobre la rótula inferior constituye el valor más elevado de todo el estudio y determina el esfuerzo máximo en la mangueta. La contribución centrífuga ($F_{z,cf} = 4,873.37 \text{ N}$) domina sobre la estática y la giroscópica, representando el 82.2% de la carga vertical neta total en la rueda exterior.

5.2.3 Caso de carga 3: Fuerza de impacto

En la Tabla 5.6 se presentan los resultados del Caso de Carga 3, correspondiente a la fuerza de impacto vertical generada por la compresión máxima del resorte. La fuerza del resorte helicoidal de $5,000.0 \text{ N}$, descompuesta en su componente vertical de $4,244.40 \text{ N}$, produce un momento respecto al pivote A de $T_A = 1,156.39 \text{ N·m}$. La fuerza de impacto resultante sobre la mangueta es $F_{bump} = 3,403.94 \text{ N}$, aplicada en dirección vertical, y representa la condición de sobrecarga dinámica de la suspensión en terreno irregular.

Tabla 5.6. Resultados del caso de carga 3: fuerza de impacto.

Variable	Símbolo	Resultado	Unidades
Fuerza del resorte helicoidal	Fres	5 000.0	N
Componente vertical del resorte	Fres,z	4 244.40	N
Momento respecto al pivote A	TA	1 156.39	N·m
Fuerza de impacto en la mangueta	Fbump	3 403.94	N

La fuerza de impacto vertical $F_{bump} = 3,403.94$ N es aplicada como condición de frontera en dirección Z en el análisis por elementos finitos, representando el escenario de mayor sollicitación dinámica en sentido vertical sobre la mangueta.

5.2.4 Caso de carga 4: Fuerza en el brazo de dirección

En la Tabla 5.7 se presentan los resultados del Caso de Carga 4, correspondiente a la fuerza transmitida por la bieleta de dirección al brazo de dirección de la mangueta durante la maniobra de viraje con carga estática. La fuerza de fricción con carga estática es $F_{f,dir} = 370.82$ N, el par alrededor del eje de pivote de la dirección es $T_{dir} = 34,263.58$ N·mm, y la fuerza resultante en la bieleta de dirección es $F_{barra} = 475.11$ N, aplicada en dirección lateral (Y) sobre el punto de conexión del brazo de dirección.

Tabla 5.7. Resultados del caso de carga 4: fuerza en el brazo de dirección.

Variable	Símbolo	Resultado	Unidades
Fuerza de fricción con carga estática	$F_{f,dir}$	370.82	N
Par alrededor del eje de dirección	T_{dir}	34 263.58	N·mm
Fuerza en la bieleta de dirección	F_{barra}	475.11	N

Si bien la fuerza en la bieleta de dirección es la de menor magnitud de los cuatro casos de carga, su punto de aplicación en el extremo del brazo de dirección genera un momento flector local que debe ser considerado en la validación estructural de la mangueta.

5.2.5 Resumen consolidado y condiciones de frontera para ANSYS

La Tabla 5.8 consolida las fuerzas y momentos que se aplican como condiciones de frontera en el análisis por elementos finitos. El conjunto de cargas cubre los cuatro escenarios de operación identificados: frenado máximo, fuerza lateral en curva, impacto

vertical y maniobra de dirección. La fuerza $F4 = 7,711.59 \text{ N}$ en la rótula inferior representa la condición de carga crítica que determina el esfuerzo máximo en la mangueta.

Tabla 5.8. Condiciones de frontera para el análisis MEF en ANSYS.

Símbolo	Valor	Unidad	Dirección
F1	581.57	N	X (long.)
F2	1 258.62	N	X (long.)
Tb	189.17	N·m	Rotación
F3	3 563.29	N	Y (lat.)
F4	7 711.59	N	Y (lat.)
Fbump	3 403.94	N	Z (vert.)
Fbarra	475.11	N	Y (lat.)

Las condiciones de frontera de la Tabla 5.8 se aplican simultáneamente en el análisis estático estructural de ANSYS, configurando el escenario de carga combinada más severo al que puede estar sometida la mangueta durante la operación del vehículo Baja SAE.

5.3 Resultados del Análisis FEA: Geometría Inicial P1

En esta sección se presentan los resultados del análisis por elementos finitos de la Geometría Inicial (P1) en ANSYS Mechanical. La malla de P1 contuvo 19,956 nodos y 10,936 elementos tetraédricos cuadráticos con tamaño de elemento de 4.0 mm.

5.3.1 Desplazamiento total P1

En la Figura 5.1 se presenta la distribución del desplazamiento total de la Geometría Inicial P1. El desplazamiento máximo de 0.2511 mm ocurre en la región del brazo de dirección, correspondiente al punto de aplicación de Fbarra. El desplazamiento mínimo es nulo en la zona de restricción fija del alojamiento del rodamiento, resultado consistente con las condiciones de restricción impuestas. La deflexión se concentra en los extremos de los brazos de conexión, mientras que la mayor parte del volumen de la mangueta permanece prácticamente sin desplazamiento.

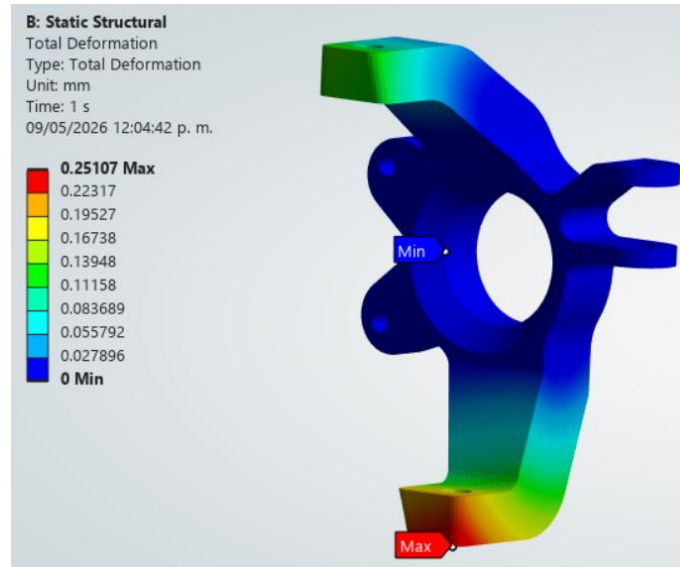


Figura 5.1. Desplazamiento máximo de la Geometría P1

El valor de 0.2511 mm de desplazamiento máximo es reducido en términos absolutos para un componente de suspensión de competencia, y establece la línea base de rigidez con la que se compararán las geometrías P2 y P3 en la sección de discusión comparativa.

5.3.2 Esfuerzo Equivalente de Von Mises P1

En la Figura 5.2 se presenta la distribución del esfuerzo de von Mises de P1. El esfuerzo máximo de 123.04 MPa se concentra en la zona de unión entre la torre de rótula inferior y el cuerpo principal de la mangueta, región que experimenta la mayor combinación de fuerza cortante y flexión provenientes de F4 (carga lateral) y F2 (frenado). La distribución del mapa de esfuerzos evidencia que la mayor parte del volumen de la pieza se encuentra en niveles de sollicitación muy por debajo del máximo, resultado coherente con la expectativa de que existe material redundante en zonas de baja sollicitación susceptible de ser eliminado mediante optimización.

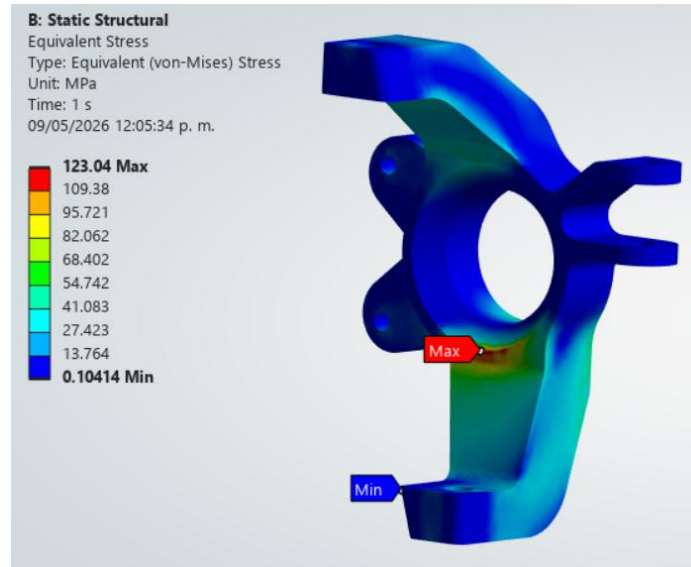


Figura 5.2. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P1.

El esfuerzo máximo de 123.04 MPa representa el 44.6% de la resistencia a la fluencia del Al 6061-T6 ($\sigma_y = 276$ MPa), confirmando que la geometría inicial es conservadora desde el punto de vista estructural y que existe un margen de optimización de material sin comprometer la integridad del componente.

5.3.3 Factor de Seguridad P1

En la Figura 5.3 se muestra la distribución del factor de seguridad de P1. El factor de seguridad mínimo de 2.2432 se localiza en la misma zona de mayor concentración de esfuerzo identificada en la Figura 5.4, correspondiente a la unión entre la torre de rótula inferior y el cuerpo principal de la mangueta. Este valor supera ampliamente el criterio establecido de $FS \geq 1.5$.

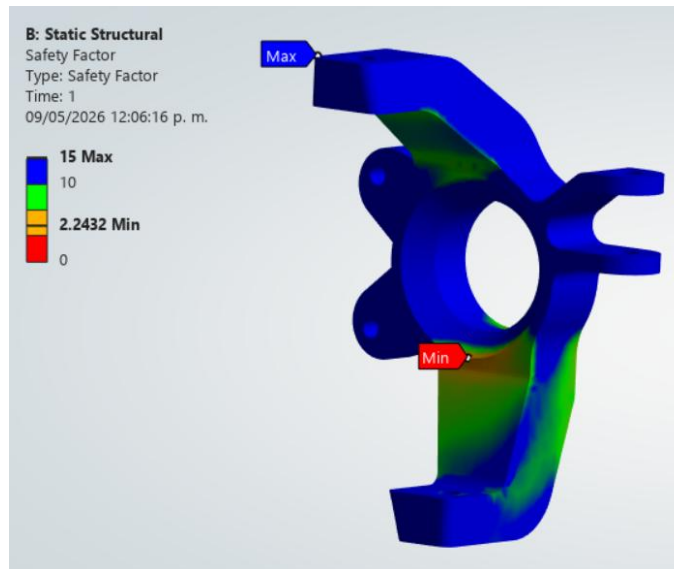


Figura 5.3. Factor de seguridad de la Geometría P1.

El factor de seguridad mínimo de 2.2432 supera ampliamente el criterio establecido de $FS \geq 1.5$, lo que confirma que la pieza en su configuración inicial presenta un exceso de material significativo que penaliza la masa sin aportación proporcional de resistencia estructural. Este resultado valida la hipótesis de que existe potencial de reducción de masa sin comprometer la integridad del componente y justifica la aplicación del diseño generativo en la siguiente etapa.

5.4 Resultados del Diseño Generativo: Geometría P2

Esta sección presenta los resultados del estudio de diseño generativo ejecutado en Autodesk Fusion 360 y la validación por elementos finitos independiente de la Geometría de Diseño Generativo (P2) en ANSYS Mechanical.

5.4.1 Resultados del Explorador de Diseño Generativo

En la Figura 5.4 se muestra el explorador de resultados de Fusion 360 con los seis candidatos generados. Los resultados con estado de convergencia (R1, R2, R5 y R6) corresponden en todos los casos a las variantes de aluminio (Al 6061 y Al 7075), mientras que los resultados con estado de completado (R3 y R4) corresponden a las variantes en Acero AISI 4340 242 LC. Esto se atribuye a la mayor densidad del acero ($7.850 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ frente a $2.700 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ del Al 6061), que conduce a

geometrías de menor volumen no necesariamente convergidas bajo el criterio de minimización de masa con factor de seguridad fijo.

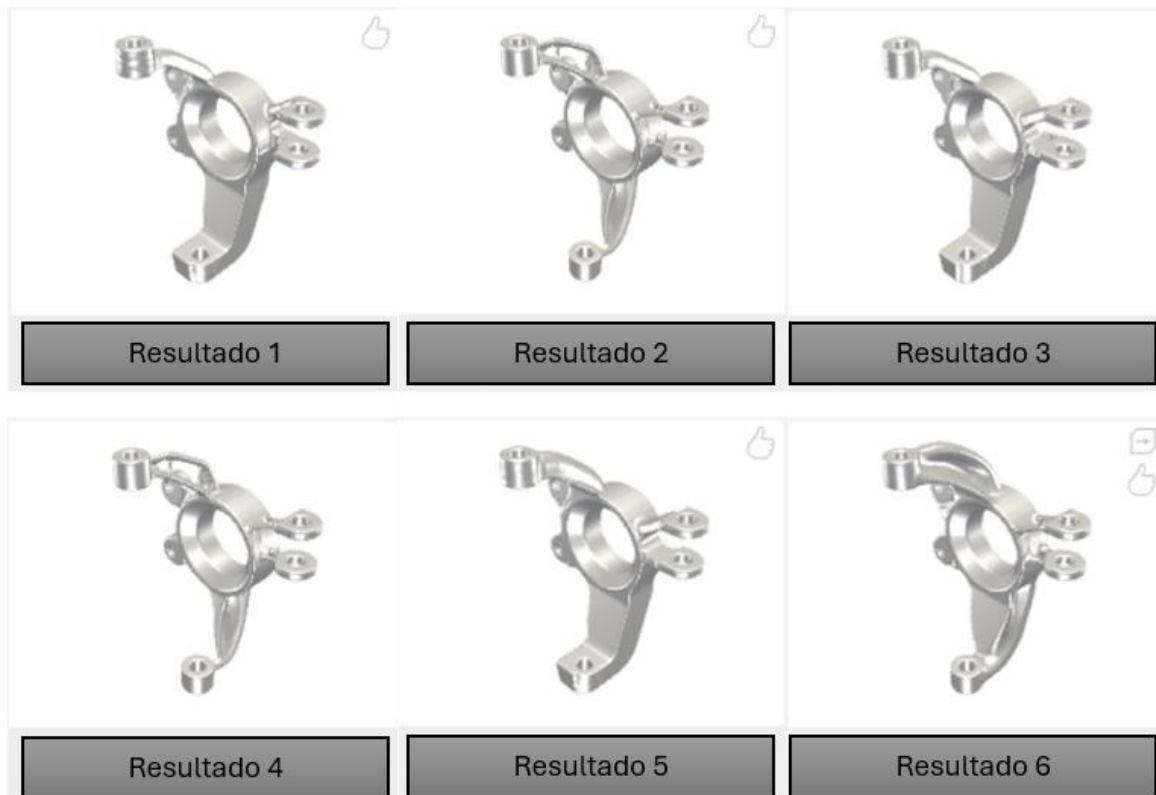


Figura 5.4. Resultados del estudio de diseño generativo en Fusion 360.

En la Figura 5.5 se presenta el gráfico comparativo del factor de seguridad mínimo en función de la masa para los seis candidatos. Se observa que el Resultado 6 (Al 6061, fresado de cinco ejes) ocupa la posición más favorable del gráfico al combinar la menor masa entre los candidatos de aluminio con el mayor índice de recomendación del algoritmo (90.69%), siendo seleccionado como la geometría óptima del estudio generativo.



Figura 5.5. Gráfico de factor de seguridad mínimo vs. masa para los seis resultados del estudio generativo.

En la Tabla 5.9 se presenta la comparativa completa de los seis candidatos generados. El Resultado 6 logra la menor masa (0.6321 kg) entre los candidatos de aluminio, con un esfuerzo de von Mises máximo de 151.84 MPa (55.1% de σ_y), el menor desplazamiento máximo de todos los candidatos (0.356 mm) y un factor de seguridad mínimo de 1.811 que supera el límite establecido de 1.8. El Resultado 2 (Al 7075, fresado de cinco ejes) obtiene una masa ligeramente menor (0.4169 kg); sin embargo, presenta un esfuerzo de von Mises máximo de 277.60 MPa (98.4% de σ_y del Al 7075 con $\sigma_y = 503$ MPa), lo que indica un margen estructural inferior, y un desplazamiento máximo de 2.127 mm considerablemente mayor. Por estas razones, el Resultado 6 representa el mejor equilibrio entre masa, resistencia y rigidez dentro del espacio de soluciones evaluado.

Tabla 5.9. Comparativa de métricas de los 6 resultados del estudio de diseño generativo (Fusion 360).

Resultado	Rec. (%)	Material	Fabricación	Masa (kg)	σ_{vM} máx (MPa)	FS mín	Despl. máx (mm)
R1	57.82	Al 7075	Fresado ejes 3	0.6737	279.44	1.800	3.381
R2	65.17	Al 7075	Fresado ejes 5	0.4169	277.60	1.812	2.127
R3	0.00	Acero AISI 4340	Fresado ejes 3	1.8739	329.34	1.925	1.536
R4	33.25	Acero AISI 4340	Fresado ejes 5	1.1573	293.87	2.157	0.794
R5	86.49	Al 6061	Fresado ejes 3	0.6913	152.78	1.800	0.909
R6 ✓	90.69	Al 6061	Fresado ejes 5	0.6321	151.84	1.811	0.356

La selección del Resultado 6 como geometría base para la siguiente etapa se fundamenta en la combinación de menor masa entre los candidatos con solución convergida en aluminio, mayor índice de recomendación del algoritmo y menor desplazamiento máximo, que refleja mayor rigidez relativa frente al resto de candidatos con material equivalente.

5.4.2 Análisis FEA de la Geometría P2 en ANSYS

Una vez seleccionado el Resultado 6 y exportado como geometría P2, se realizó la validación por elementos finitos independiente en ANSYS Mechanical con las mismas condiciones de frontera aplicadas a P1. La malla de P2 contuvo 43,171 nodos y 24,627 elementos. A continuación, se presentan los resultados de las tres variables de respuesta evaluadas.

En la Figura 5.6 se muestra la distribución del desplazamiento total de P2. El desplazamiento máximo es de 0.3487 mm, mayor que el de P1 (0.2511 mm) en un 38.9%, incremento esperado dado que la remoción de material reduce la rigidez global del componente. No obstante, el desplazamiento sigue siendo reducido en términos

absolutos y consistente con las condiciones de operación de una mangueta de dirección para vehículo todoterreno de competencia.

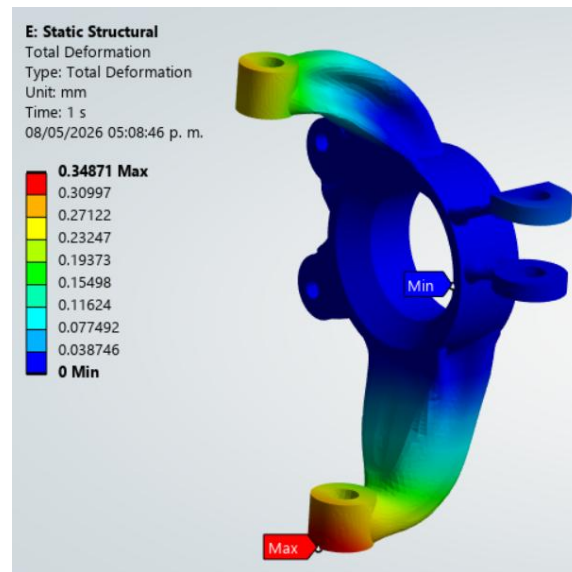


Figura 5.6. Desplazamiento máximo de la Geometría P2.

En la Figura 5.7 se presenta el mapa del esfuerzo de von Mises de P2. El esfuerzo máximo es de 165.47 MPa, localizado en la zona de transición entre el cuerpo generativo y la torre de rótula inferior, región de mayor concentración de carga del sistema ($F_4 = 7,711.59 \text{ N}$). Este valor representa el 59.9% de σ_y del Al 6061-T6, manteniéndose dentro del régimen elástico con un margen del 40.1%.

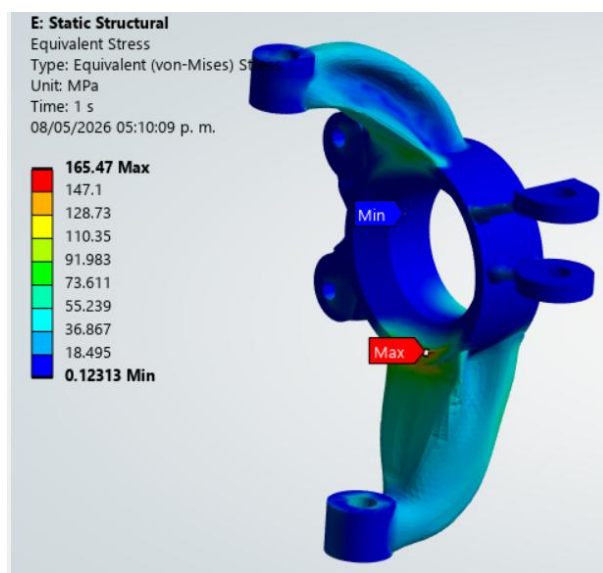


Figura 5.7. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P2.

En la Figura 5.8 se muestra la distribución del factor de seguridad de P2. Se observa que el factor de seguridad mínimo es de 1.668, localizado en la misma zona de mayor esfuerzo. Este valor es mayor al criterio de $FS \geq 1.5$. La zona crítica de $FS = 1.668$ corresponde a la geometría orgánica generada por el algoritmo en la transición de la rótula inferior, cuya forma no fue reinterpretada en CAD convencional en esta etapa; este aspecto es precisamente el que motiva la siguiente etapa de superposición y rediseño para obtener P3.

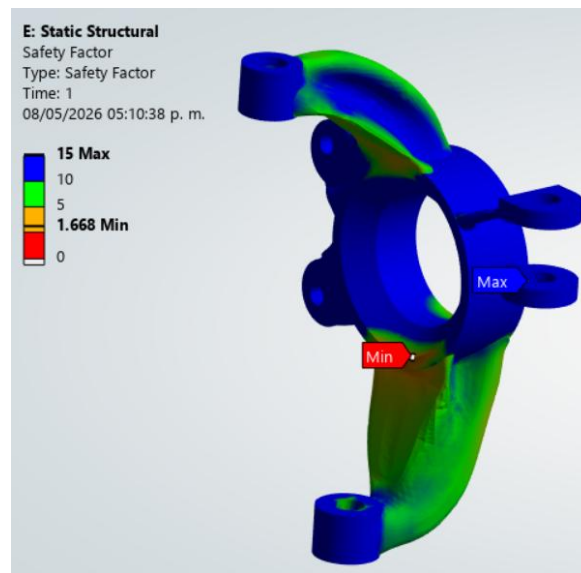


Figura 5.8. Factor de seguridad de la Geometría P2.

El análisis de P2 confirma que la geometría generada automáticamente por Fusion 360 es estructuralmente válida respecto al criterio $FS \geq 1.5$, aunque presenta zonas de transición orgánica que requieren ser interpretadas en un modelado CAD convencional para mejorar la distribución de esfuerzos y garantizar la fabricación del componente.

5.5 Resultados del Análisis FEA: Geometría Final P3

En esta sección se presentan los resultados del análisis por elementos finitos de la Geometría Final (P3), obtenida mediante el proceso de superposición geométrica y remoción de material descrito en la Sección 4.6. La malla de P3 contuvo 39,112 nodos y 22,037 elementos, configuración intermedia entre P1 y P2 que refleja la reducción de volumen respecto a P1 y la simplificación de las transiciones orgánicas de P2.

5.5.1 Desplazamiento Total P3

En la Figura 5.9 se presenta la distribución del desplazamiento total de P3. El desplazamiento máximo es de 0.3014 mm, localizado en la región del brazo de dirección, valor intermedio entre P1 (0.2511 mm) y P2 (0.3487 mm). Este comportamiento confirma que el proceso de rediseño basado en la superposición geométrica recuperó parte de la rigidez que había sido reducida en P2 al eliminar las zonas de geometría orgánica más delgadas, conservando únicamente el material con función estructural real.

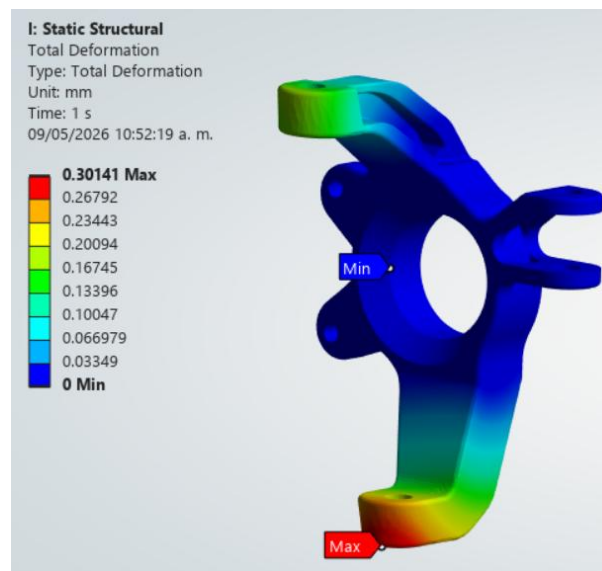


Figura 5.9. Desplazamiento máximo de la Geometría P3.

El desplazamiento máximo de 0.3014 mm es consistente con el comportamiento observado en los análisis anteriores y confirma que la deflexión se concentra en los extremos de los brazos de conexión, mientras que la zona del alojamiento del rodamiento permanece prácticamente sin desplazamiento.

5.5.2 Esfuerzo Equivalente de Von Mises P3

En la Figura 5.10 se presenta la distribución del esfuerzo de von Mises de P3. El esfuerzo máximo es de 146.64 MPa, concentrado en la zona de unión entre el cuerpo de la mangueta y la torre de rótula inferior, correspondiente a la región de aplicación de F4. Este valor es inferior al de P2 (165.47 MPa) en un 11.4%, y superior al de P1 (123.04 MPa) en un 19.2%, evidenciando que el rediseño logró una distribución de esfuerzos más eficiente que P2 al suavizar las transiciones geométricas y optimizar los espesores.

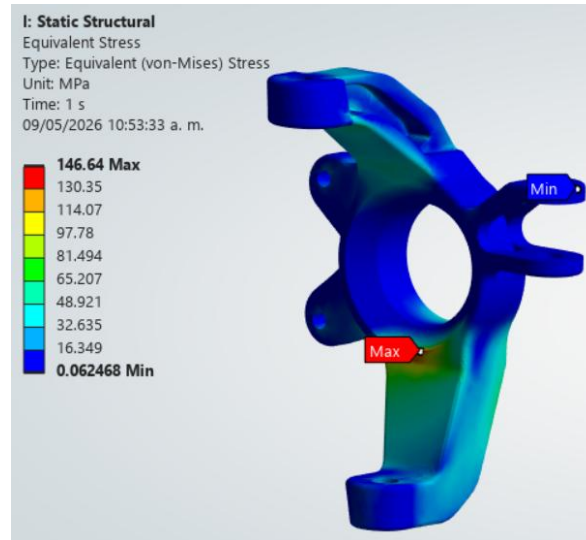


Figura 5.10. Esfuerzo equivalente de von Mises de la Geometría P3.

El esfuerzo máximo de P3 (146.64 MPa) representa el 53.1% de σ_y del Al 6061-T6, confirmando un margen estructural del 46.9% sobre la fluencia del material y el cumplimiento del criterio de diseño establecido.

5.5.3 Factor de Seguridad P3

En la Figura 5.11 se muestra la distribución del factor de seguridad de P3. El factor de seguridad mínimo es de 1.8822, localizado en la zona crítica de la rótula inferior, valor que supera el criterio de diseño $FS \geq 1.5$ establecido en el Capítulo II y el factor de seguridad mínimo de P2 (1.668).

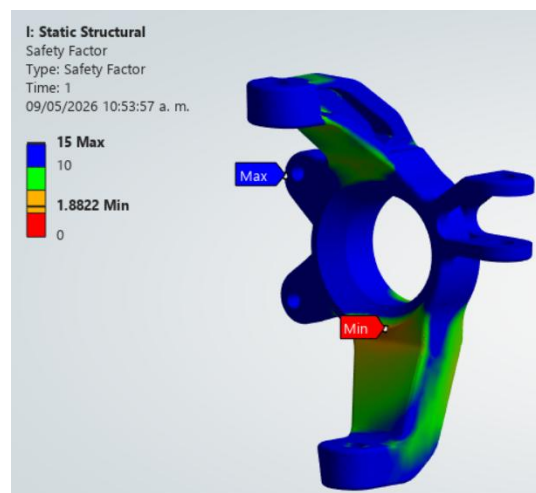


Figura 5.11. Factor de seguridad de la Geometría P3.

El factor de seguridad mínimo de 1.8822 supera el criterio de diseño $FS \geq 1.5$ y mejora el valor obtenido en P2 (1.668), confirmando que el proceso de superposición y rediseño corrigió eficazmente las zonas de baja resistencia presentes en la geometría generativa. El resultado valida la efectividad de la metodología propuesta, obteniendo una pieza que cumple íntegramente los criterios estructurales de diseño.

5.6 Discusión Comparativa de Resultados

La evaluación comparativa de las tres geometrías desarrolladas a lo largo de la metodología propuesta permite analizar cuantitativamente la efectividad del enfoque adoptado y el grado de cumplimiento del objetivo central de la investigación: reducir la masa de la mangueta de dirección sin comprometer su integridad estructural ante las condiciones de carga cuasiestáticas del peor caso definidas para el vehículo Baja SAE de referencia. En esta sección se contrastan los resultados mecánicos y de masa de las propuestas P1, P2 y P3, se interpretan las tendencias observadas a la luz de los fundamentos de la optimización estructural y se discute la pertinencia de la metodología frente a la literatura especializada.

5.6.1 Comparativa de resultados mecánicos

La Tabla 5.10 consolida los parámetros de respuesta estructural obtenidos mediante análisis por elementos finitos (FEA) para las tres geometrías evaluadas. La comparación directa de las variables de respuesta en cada etapa del proceso de diseño permite identificar la evolución del comportamiento mecánico del componente conforme se reduce su masa

Tabla 5.10. Comparativa de resultados mecánicos de las propuestas evaluadas

Parámetro	P1	P2	P3
Desplazamiento máximo (mm)	0.25107	0.34871	0.30141
Esfuerzo máximo (MPa)	123.04	165.47	146.64
Factor de seguridad	2.2432	1.668	1.8822

Los resultados de la Tabla 5.10 confirman la tendencia esperada desde la teoría de optimización estructural: a medida que se reduce la masa del componente mediante la eliminación de material en zonas de baja sollicitación, el desplazamiento máximo y el

esfuerzo de Von Mises máximo aumentan, mientras que el factor de seguridad mínimo disminuye. Esta relación inversa entre masa y esfuerzo es inherente al proceso de optimización topológica cuando el espacio de diseño se explota hasta su límite admisible. No obstante, el diseño final P3 mantiene todos los parámetros dentro de los criterios de aceptación establecidos, lo que valida el equilibrio alcanzado entre reducción de masa e integridad estructural.

Desde el punto de vista del esfuerzo máximo equivalente de Von Mises, los valores obtenidos para P1 (123.04 MPa), P2 (165.47 MPa) y P3 (146.64 MPa) se mantienen, en todos los casos, por debajo de la resistencia a la fluencia del Al 6061-T6 ($\sigma_y = 276$ MPa), satisfaciendo el criterio de diseño en régimen elástico. La brecha entre el esfuerzo máximo de P3 y el límite de fluencia del material es de 129.36 MPa, lo que representa un margen estructural absoluto suficiente para absorber variaciones moderadas en las cargas de operación sin incurrir en deformación permanente. Esta observación es consistente con los resultados reportados por Shaisundaram et al. (2018) para manguetas de vehículo todo terreno en aluminio, donde los esfuerzos máximos post-optimización se mantuvieron inferiores al 60% del límite de fluencia del material.

En cuanto al desplazamiento máximo, el incremento de P1 (0.2511 mm) a P3 (0.3014 mm) representa un aumento del 20.0%. En términos absolutos, este nivel de deflexión es aceptable para una mangueta de dirección de competencia, dado que el sistema de suspensión tipo doble horquilla tolera deflexiones del componente del orden de décimas de milímetro sin impacto apreciable en la cinemática de la suspensión ni en los parámetros de alineación del vehículo [6]. En ninguno de los tres diseños se detectó una deflexión que pueda generar interferencias geométricas con los componentes adyacentes del ensamble, lo que garantiza la compatibilidad funcional del componente dentro del conjunto de suspensión.

5.6.2 Comparativa de Masa y Reducción de Material

En la Tabla 5.11 se presenta la comparativa de masa y factor de seguridad mínimo para las tres geometrías. Los datos permiten cuantificar el beneficio neto de masa alcanzado en cada etapa de la metodología y evaluar el equilibrio entre reducción de material e integridad estructural.

Tabla 5.11. Comparativa de masa, reducción de material y factor de seguridad mínimo para las tres geometrías evaluadas.

Geometría	Masa (g)	Reducción de masa (g)	Reducción (%)
P1 - Inicial	921.26	—	—
P2 - Diseño Generativo	630.93	290.33	31.51
P3 - Geometría Final	772.05	149.21	16.20

La geometría P2, resultado directo del algoritmo de diseño generativo en Autodesk Fusion 360, logró la mayor reducción de masa respecto a P1: 290.33 g eliminados, equivalentes a una reducción del 31.51%. Este resultado ilustra la capacidad del diseño generativo para explorar eficientemente el espacio de soluciones y proponer distribuciones de material que maximizan el aprovechamiento estructural, eliminando zonas de baja sollicitación que no aportan resistencia proporcional. Sin embargo, el factor de seguridad mínimo de P2 ($FS = 1.67$), si bien cumple el criterio $FS \geq 1.5$, presenta un margen reducido para un componente sometido a cargas variables en competencia, donde las imprecisiones en la estimación de las cargas de operación y las concentraciones de esfuerzo en zonas de transición geométrica pueden erosionar ese margen en condiciones reales de uso.

La geometría P3, resultado del rediseño CAD asistido por la superposición de P1 con P2, alcanzó una reducción de masa de 149.21 g respecto a P1 (16.20%), con un factor de seguridad mínimo de 1.88, que supera el criterio de diseño con mayor margen operativo. Cuantitativamente, la diferencia de masa entre P2 y P3 es de 141.12 g, atribuible al conservadurismo introducido en el rediseño manual: suavizado de transiciones geométricas, control de espesores mínimos en paredes estructurales y eliminación de características orgánicas no fabricables con mecanizado CNC de tres ejes. Este diferencial de masa representa el costo de manufactura de la solución, un compromiso inherente al enfoque metodológico adoptado y documentado en estudios análogos de diseño generativo con restricciones de manufactura convencional [10].

La reducción neta de 149.21 g por mangueta obtenida en P3 equivale a un ahorro de 298.42 g en el eje delantero del vehículo, considerando las dos manguetas que lo componen. En el contexto de la competencia Baja SAE, donde la masa total del vehículo

ronda los 180–230 kg y la relación potencia-peso es un factor determinante del desempeño dinámico, una reducción de masa no suspendida de esta magnitud tiene impacto directo en la respuesta de la suspensión, el confort de manejo en terreno rugoso y la agilidad del vehículo en eventos de maniobra [6]; reglamento Baja SAE, edición vigente). Adicionalmente, la reducción de masa no suspendida disminuye las fuerzas de inercia que actúan sobre los componentes de suspensión durante impactos verticales, lo que puede extender la vida útil de los componentes adyacentes.

5.6.3 Consideraciones de manufactura de las geometrías

La manufactura de las tres geometrías evaluadas presenta diferencias importantes derivadas de las restricciones de fabricación consideradas durante el proceso de diseño y optimización.

La Geometría P1 fue desarrollada bajo criterios convencionales de diseño para manufactura, incorporando superficies y características compatibles con procesos de mecanizado CNC de tres ejes. Debido a ello, su fabricación puede realizarse mediante centros de mecanizado convencionales, utilizando dispositivos de sujeción (fixtures) relativamente simples y operaciones de maquinado ampliamente disponibles en la industria.

Por su parte, la Geometría P2 corresponde al resultado directo del proceso de diseño generativo desarrollado en el software Fusion 360 considerando restricciones de manufactura mediante fresado de cinco ejes. La complejidad geométrica obtenida incluye superficies orgánicas y accesos de herramienta que requieren movimientos simultáneos en múltiples ejes, por lo que su fabricación demanda centros de mecanizado CNC de cinco ejes. Esta condición incrementa los costos asociados al proceso debido al uso de maquinaria especializada, tiempos de programación más extensos y mayores requerimientos de preparación y sujeción de la pieza.

La Geometría P3 se obtuvo mediante un proceso de rediseño asistido a partir de la propuesta generativa, reinterpretando la geometría con criterios de manufactura para mecanizado CNC de tres ejes. Esta estrategia permitió conservar gran parte de los beneficios de reducción de masa obtenidos mediante diseño generativo, mientras se

simplificaban las operaciones de manufactura y se reducía la dependencia de equipos especializados.

Con el objetivo de evaluar la viabilidad económica de cada alternativa, se solicitaron cotizaciones a empresas especializadas en mecanizado CNC utilizando aluminio 6061-T6 como material de fabricación. Los resultados indicaron que las geometrías compatibles con mecanizado de tres ejes (P1 y P3) presentan costos estimados de fabricación entre \$10,000 y \$15,000 MXN por pieza, dependiendo de la complejidad geométrica, cantidad de operaciones requeridas y diseño del sistema de sujeción.

En contraste, las propuestas asociadas a mecanizado de cinco ejes (P2) registraron costos de fabricación entre \$18,700 y \$21,000 MXN por pieza, valores respaldados por cotizaciones industriales obtenidas para prototipos equivalentes. Este incremento representa aproximadamente entre un 40 % y un 100 % respecto a las alternativas de manufactura en tres ejes, evidenciando el impacto económico asociado a la complejidad geométrica del diseño generativo.

Es importante considerar que el sistema de dirección del vehículo requiere una mangueta izquierda y una mangueta derecha. Aunque ambas piezas son geométricamente simétricas, cada una debe fabricarse de manera independiente, duplicando el costo total del conjunto. Adicionalmente, en todos los casos es necesaria la fabricación de dispositivos de sujeción específicos para garantizar la correcta orientación de la pieza durante las operaciones de mecanizado, aspecto que puede incrementar los costos iniciales de producción, especialmente en lotes pequeños o prototipos.

Los resultados obtenidos muestran que la implementación directa de geometrías generativas altamente complejas puede proporcionar ventajas significativas en términos de reducción de masa; sin embargo, dichas mejoras deben evaluarse conjuntamente con los costos de manufactura. Desde esta perspectiva, la Geometría P3 representa una solución intermedia que mantiene gran parte de los beneficios estructurales y de

aligeramiento del diseño generativo, al tiempo que conserva una manufactura compatible con procesos CNC convencionales de tres ejes, favoreciendo su aplicación práctica en equipos Baja SAE con recursos de fabricación limitados.

Capítulo VI

Conclusiones y recomendaciones

6.1 Conclusiones

La presente investigación permitió validar la hipótesis planteada, demostrando que el uso de diseño generativo aplicado a una mangueta de dirección para un vehículo Baja SAE permite reducir significativamente la masa del componente sin comprometer su integridad estructural bajo cargas variables de operación. La metodología desarrollada integró análisis cinemático de suspensión, cálculo de cargas, modelado CAD, diseño generativo y validación estructural mediante análisis por elementos finitos, conformando un procedimiento sistemático y técnicamente viable para la optimización de componentes automotrices.

La caracterización cinemática de la suspensión delantera mediante Lotus Suspension Analysis permitió obtener los parámetros geométricos necesarios para fundamentar el cálculo de cargas aplicado a la mangueta. Aunque se identificaron desviaciones respecto a algunos rangos recomendados en la literatura, particularmente en el radio de pivote y la altura del centro de balanceo, dichas condiciones fueron incorporadas al análisis como criterios conservadores representativos del vehículo de referencia.

A partir del análisis de cuatro escenarios críticos de operación se determinaron las cargas principales actuantes sobre la mangueta. La condición de carga lateral en curva resultó ser el caso dominante, seguida por el impacto vertical y el frenado máximo. La combinación simultánea de estos escenarios permitió establecer un estado de carga representativo y conservador para la validación estructural del componente.

El análisis FEA de la geometría inicial P1 evidenció que el diseño original cumplía ampliamente los criterios estructurales establecidos; sin embargo, la distribución de esfuerzos mostró regiones con bajos niveles de sollicitación, indicando la presencia de material redundante y el potencial de optimización mediante reducción de masa.

El proceso de diseño generativo desarrollado en Autodesk Fusion 360 permitió explorar configuraciones geométricas más eficientes considerando restricciones de manufactura CNC y criterios de resistencia estructural. Entre las alternativas obtenidas, la geometría P2 alcanzó la mayor reducción de masa respecto al diseño inicial, confirmando la capacidad del diseño generativo para redistribuir material de acuerdo con las trayectorias principales de carga.

Posteriormente, el rediseño CAD permitió transformar la geometría orgánica generativa en una configuración manufacturable mediante mecanizado CNC convencional de tres ejes. La geometría final P3 alcanzó una reducción de masa de 16.20% respecto a la geometría inicial, manteniendo valores aceptables de esfuerzo equivalente, desplazamiento y factor de seguridad. Los resultados obtenidos demuestran un mayor aprovechamiento estructural del material, al incrementar el nivel de solicitación mecánica sin exceder el límite de fluencia del aluminio 6061-T6 ni el criterio mínimo de seguridad establecido.

La reducción total de masa en ambas manguetas delanteras representa una disminución de masa no suspendida que puede contribuir favorablemente al desempeño dinámico del vehículo Baja SAE, particularmente en la respuesta de suspensión, aceleración y maniobrabilidad. Asimismo, el estudio evidenció que el diseño generativo puede emplearse no solo como herramienta de optimización geométrica, sino también como apoyo para identificar regiones de material redundante y orientar procesos de rediseño manufacturable.

Finalmente, se concluye que la metodología propuesta es replicable dentro de un entorno universitario utilizando herramientas CAD/CAE de acceso académico. No obstante, el trabajo presenta limitaciones asociadas a la ausencia de validación experimental física y al empleo de cargas cuasiestáticas idealizadas. En consecuencia, la incorporación de análisis dinámicos, estudios de fatiga y validación experimental representa una etapa necesaria para consolidar el desarrollo y aplicación industrial de la metodología propuesta.

6.2 Trabajo futuro

Con base en los resultados obtenidos y en las limitaciones identificadas durante el desarrollo de la investigación, se proponen las siguientes líneas de trabajo futuro orientadas a ampliar el alcance metodológico y mejorar el desempeño estructural y dinámico del sistema analizado:

- Optimización de la geometría cinemática de la suspensión. Se recomienda redefinir la ubicación de los hardpoints de la suspensión para reducir el radio de pivote y la altura del centro de balanceo hacia rangos más adecuados de diseño. La actualización de estos parámetros permitiría recalcular las cargas aplicadas sobre la mangueta y repetir el proceso de optimización bajo condiciones cinemáticas más favorables.
- Análisis de fatiga y durabilidad estructural. El presente trabajo se limitó a condiciones cuasiestáticas de peor caso. Como continuación, se propone desarrollar análisis de fatiga multiaxial considerando espectros de carga representativos de eventos Baja SAE, con el objetivo de estimar la vida útil del componente bajo sollicitaciones cíclicas.
- Fabricación y validación experimental. Se recomienda fabricar físicamente la geometría final P3 mediante mecanizado CNC y realizar ensayos experimentales instrumentados para comparar los resultados obtenidos con las predicciones numéricas del modelo FEA, validando así la precisión del procedimiento computacional empleado.
- Evaluación de materiales alternativos. Futuras investigaciones podrían analizar aleaciones con mayor resistencia específica, como aluminio 7075-T6 o materiales orientados a manufactura aditiva metálica, considerando simultáneamente factores de costo, maquinabilidad y viabilidad de fabricación.
- Optimización integral del sistema de dirección. Se propone extender la metodología de diseño generativo al brazo de dirección y componentes asociados, incorporando restricciones cinemáticas relacionadas con la geometría de Ackermann y la respuesta dinámica del sistema de dirección.

- Evaluación de manufactura CNC de cinco ejes. La geometría generativa P2 presentó la mayor reducción de masa, aunque requiere manufactura avanzada para su fabricación directa. Se recomienda realizar un análisis técnico-económico que determine la viabilidad industrial de producir geometrías orgánicas complejas mediante mecanizado CNC de cinco ejes.
- Aplicación a otros componentes automotrices. La metodología desarrollada puede adaptarse a otros componentes sometidos a cargas variables dentro del vehículo Baja SAE, como brazos de suspensión, portamazas o elementos estructurales del chasis, con el objetivo de lograr una reducción global de masa y mejorar el desempeño dinámico del vehículo.
- Incorporación de análisis dinámicos avanzados. Como extensión metodológica, se recomienda integrar simulaciones dinámicas transitorias y técnicas de optimización topológica acopladas al diseño generativo para representar de forma más realista las condiciones de operación y obtener distribuciones de material aún más eficientes.

Referencias

- [1] SAE International, "Collegiate Design Series Baja SAE Rules," *SAE International*, 2024.
- [2] C. Altmann and J. Hardin, "The Benefits of a Course for 2nd and 3rd Year Students in Design Competition Teams," *2022 ASEE Annual Conference & Exposition Proceedings*, pp. <https://doi.org/10.18260/1-2--41394>, 2022.
- [3] Ferreira, E., "Influências do Projeto Baja SAE no ensino da engenharia e no desenvolvimento do aluno," 2011.
- [4] J. Reimpell, S. Helmut and J. W Betzler, "The Automotive Chassis: Engineering Principles, 2da. Ed.," *Oxford, RU: Butterworth-Heinemann*, 2001.
- [5] Autodesk, "autodesk.com," 2024. [Online]. Available: <https://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=GD-TERM-MILLING>.
- [6] W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, United States of America: SAE International, 1995.
- [7] A. Kulkarni, A. Bang, A. Hundekari, B. G. Akshata, A. Y. Patil and B. B. Kotturshettar, "Design and optimization of knuckle of an All-Terrain vehicle," *Lecture Notes on Multidisciplinary Industrial Engineering*, p. pp. 263–280, 2019.
- [8] G.-W. Kim, Y.-I. Park and K. Park, "Topology Optimization and Additive Manufacturing of Automotive Component by Coupling Kinetic and Structural Analyses," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 21, No. 6, pp. pp. 1455-1463, 2020.

- [9] S. R. Kadam and P. D. Kale, "Finite Element Analysis and Optimization of Automotive Steering Knuckle," *Journal of Interdisciplinary Cycle Research*, pp. pp. 115-119, 2020.
- [10] A. Grigorenko and E. V. Shopina, "Generative Design and Adaptation for Manufacturing of Steering Knuckle. Part II," *Bulletin of Belgorod State Technological University Named After. V. G. Shukhov, Volume 8 N°2.* , pp. pp. 102-112, 2023.
- [11] R. B. Rosete, "Optimización Topológica de los Knuckles para un vehículo todoterreno monoplace tipo Baja SAE con aceleraciones reales," *Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería*, pp. pp. 38-81, 2024.
- [12] P. Chauhan, K. Sah and R. Kaushal, "Design, modeling and simulation of suspension geometry for formula student vehicles," *Materials Today: Proceedings 43*, p. pp. 17–27, 2021.
- [13] S. H. Abdullah, M. M. Ullah and O. Sharief, "Design and Multi-Axial Load Analysis of Automobile Steering Knuckle," *International Journal of Innovative Science and Research Technology*, pp. pp. 525-530, 2018.
- [14] L. R. Kumar, S. Sivalingam, K. Prashanth and K. Rajkumar, "Design, Analysis and Optimization of Steering Knuckle for All Terrain Vehicles," *AIP Conference Proceedings*, 2020.
- [15] S. I. J670, "Vehicle Dynamics Terminology. SAE J670_200801," *SAE Standard J670_200801*, 2008.
- [16] J. C. Dixon, *Suspension Geometry and Computation*, United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2009.

- [17] A. Vashist, Deepshikha and R. Kumar, "Design and analysis of suspension system for an All-Terrain vehicle," *Materials Today: Proceedings*, Volume 47, Part 11, pp. pp. 3331-3339, 2021.
- [18] P. Luque, D. Álvarez and V. Carlos, Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico: sistemas y comportamiento dinámico, Madrid, España: Ediciones Paraninfo, S.A., 2004.
- [19] R. N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Applications, New York: Springer, 2008.
- [20] T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: SAE International, 1992.
- [21] T. Fadiji, C. J. Coetzee, T. M. Berry, A. Ambaw and U. L. Opara, "The efficacy of finite element analysis (FEA) as a design tool for food packaging: A review.," *Biosystems Engineering*, 174, p. pp. 20–40, 2018.
- [22] R. Dos Santos Carneiro, R. Dos Santos Carneiro and K. Ferreira da Silva, "Método dos elementos finitos para a análise de estruturas: comparativo entre solução exata e soluções aproximadas pelo método de Galerkin.," *Revista Sergipana de Matemática E Educação Matemática*, pp. pp. 407-428, 2020.
- [23] A. Naveed, M. Atif, M. H. Munir, S. Ghani, J. Umer, M. Usman, M. K. Tariq, U. A. Khokhar and H. Z. Nabi, "Structural Analysis and Topology Optimization of Steering Knuckle Using Finite Element Analysis," *Proceeding of International Conference on Mechanical Engineering*, pp. pp. 346-354, 2022.
- [24] B. Babu, M. Prabhu, P. Dharmaraj and R. Sampath, "Stress analysis on steering knuckle of the automobile steering system," *International Journal of Research in Engineering and Technology*, Volume 3, Issue 3, pp. pp. 363-366, 2014.

- [25] P. Patel, V. Shah and M. Keshav, "Design and analysis of independent 3-link rear suspension for All-Terrain vehicle.," *Journal Of Physics Conference Series*, 2022.
- [26] S. Yadav, R. K. Mishra, V. Ansari and S. B. Lal, "Design and Analysis of Steering Knuckle Component," *International Journal of Engineering Research & Technology*, Volume 5, Issue 4, pp. pp. 457-463, 2016.
- [27] K. R. Kashyzadeh, "Failure Strength of Automotive Steering Knuckle Made of Metal Matrix Composite," *Applied Mechanics*, 4, p. pp. 210–229, 2023.
- [28] S. Schrurs, "Contributions of generative design tools to mechanical design," *Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain*, 2021.
- [29] R. McClelland, "Generative Design and Digital Manufacturing: Using AI and robots to build lightweight instruments," *NASA Goddard Space Flight Center*, 2022.
- [30] E. D. M. Correa, "Comparative analysis of generative design and topology optimization in mechanical component development [Tesis de grado]," *School of Engineering Technology*, 2025.
- [31] K. Singh and K. Gabel, "Calculation of Dynamic Forces and Analysis of Front Upright for ATV," *International Research Journal of Engineering and Technology*, Volume 7, Issue 4, pp. pp. 6314-6319, 2020.
- [32] A. Dhakar and R. Rishav, "Force Calculation in Upright of a FSAE Race Car," *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, Volume 7, Issue 2, p. pp. 168–176, 2016.

- [33] S. V. Dusane, M. K. Dipke and M. A. Kumbhalkar, "Analysis of Steering knuckle of all Terrain Vehicles (ATV) using finite element analysis," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016.
- [34] M. Zoroufi and A. Fatemi, "Fatigue Life Comparisons of Competing Manufacturing Processes: A Study of Steering Knuckle," *SAE Technical Paper 2004-01-0628*, 2004.
- [35] C. Santana, L. Reyes-Osorio, J. Orona-Hinojos, L. Huerta, A. Rios and P. Zambrano-Robledo, "Numerical Study of Reinforced Aluminum Composites for Steering Knuckles in Last-Mile Electric Vehicles," *World Electr. Veh. J.* 2024, 15, 109, 2024.
- [36] P. Das, B. Bhuniya, S. K. Samanta and P. Dutta, "Studies on die filling of A356 Al alloy and development of a steering knuckle component using rheo pressure die casting system," *Journal of Materials Processing Technology*, 271, 2019.
- [37] V. Balambica, S. Veerendranath, P. Gnaneswar, P. Pavan Kalian and L. M. S, "The Generative Design and Analysis of a Formula One Race Car Chassis," *International Journal of Mechanical and Production*, pp. pp. 1349-1361, 2019.
- [38] D. Walton and H. Morztarzadeh, "Design and development of an additive manufactured component by topology optimisation," *Procedia CIRP*, Volume 60, pp. pp. 205-210, 2017.

Resumen Autobiográfico

Alex Javier Cabrera Eskola

Candidato para el Grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz

Tesis: “Diseño y optimización de una mangueta de dirección para un vehículo Baja SAE mediante diseño generativo considerando cargas variables”

El ingeniero Alex Javier Cabrera Eskola nació en la ciudad de Ibarra, provincia de Imbabura, Ecuador el 14 de abril de 1998. Es hijo del Sr. Vicente Javier Cabrera Villarreal y la Sra. Delia Elizabeth Eskola Egas

Cursó sus estudios profesionales en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica y la Carrera de Ingeniería Automotriz de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga, obteniendo el título de Ingeniero Automotriz en el año 2023.

En enero del año 2024 inició sus estudios de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz, becado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) en donde realizó el proyecto de tesis.