



Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Automotriz

**Diseño de un sistema de dirección mecánico para un
prototipo eléctrico destinado a la competencia de Shell
Eco marathon**

Autores:

**Jeremy Logan Ordóñez Cabrera
Johnny Fernando Anguisaca Largo**

Director:

Ing. Daniel Cordero Moreno, Ph.D.

Cuenca – Ecuador 2026

DEDICATORIA

A Dios, por concederme la sabiduría, la fortaleza y la perseverancia necesarias para culminar esta etapa fundamental de mi vida. Por iluminar mi camino en cada decisión técnica y personal, por darme claridad en los momentos de duda y serenidad en los instantes de mayor presión. Su guía constante ha sido el pilar invisible que sostuvo cada paso de este proceso.

A mi papá, Manuel Anguisaca, por heredarme el valor del trabajo arduo, la disciplina y la responsabilidad. Por enseñarme, con su ejemplo, que los sueños se construyen con esfuerzo diario y convicción. Gracias por brindarme no solo las herramientas necesarias para formarme como profesional, sino también por creer en mí incluso cuando yo mismo dudaba. Su confianza ha sido mi mayor impulso y su apoyo, el motor que nunca me permitió rendirme.

A mi hermano, Anthony Anguisaca, por su compañía incondicional y por ser una fuente constante de motivación, especialmente en los días de mayor cansancio. Por recordarme, con su presencia y sus palabras, que ningún logro tiene sentido si no se comparte con quienes más queremos. Su apoyo silencioso pero firme ha sido esencial en este camino, reafirmando siempre la importancia de la familia en la consecución de cualquier meta.

A todos ellos, mi eterno agradecimiento, porque este logro no es solo mío, sino el reflejo del amor, la confianza y el respaldo que me han brindado a lo largo de este proceso.

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que, de una u otra manera, aportaron con su apoyo, motivación y colaboración durante el desarrollo de este proyecto, contribuyendo a que el diseño trascienda del plano digital hacia una propuesta sólida, viable y lista para su aplicación en un entorno competitivo.

A mi director de tesis, por su guía constante, su rigurosidad académica y la exigencia técnica aplicada en cada etapa del análisis. Su orientación fue clave para enfocar este trabajo bajo criterios de precisión y confiabilidad, especialmente en la evaluación de esfuerzos, validación estructural y verificación de la seguridad y funcionalidad del sistema de dirección. Su conocimiento y experiencia marcaron significativamente la calidad final de este proyecto.

A los docentes y técnicos de los laboratorios, por su disposición, apertura y apoyo durante el uso de herramientas computacionales y experimentales. Su asesoría facilitó la correcta aplicación de metodologías de simulación, análisis y validación, elementos fundamentales para el desarrollo técnico de este trabajo.

A todos ellos, mi sincero agradecimiento por contribuir al fortalecimiento de este proyecto desde una perspectiva técnica y formativa, dejando una base sólida para futuros desarrollos en el ámbito de la ingeniería automotriz.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco primeramente a Dios por brindarme la salud y la fortaleza espiritual para alcanzar esta meta. A mis padres, por su apoyo incondicional y por hacer posible la realización de este sueño. A la Universidad del Azuay, por ser mi casa de estudios y brindarme las herramientas necesarias para mi desarrollo; y finalmente, a todos los docentes y profesionales que compartieron su conocimiento conmigo durante este largo proceso de formación.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Humberto Ordóñez y Mery Cabrera, pilares fundamentales en mi vida, quienes con su ejemplo me enseñaron que la perseverancia y el esfuerzo son la clave para alcanzar cualquier meta. Gracias por brindarme la oportunidad de estudiar y por ser el motor que me permitió llegar hasta aquí. A mis hermanas Evelyn Ordóñez y Romina Ordóñez, por ser mi fuente constante de inspiración; y a mi familia y amigos, por su apoyo incondicional en cada paso. Sin ustedes, este logro no sería posible.

RESUMEN

La eficiencia vehicular en competencias de alto rendimiento exige sistemas de dirección ultra ligeros y estructuralmente seguros. Investigaciones previas han demostrado que la optimización geométrica reduce la resistencia al avance. El objetivo del estudio fue diseñar y validar un sistema de dirección mecánico para el prototipo Shell Eco-marathon 2026 de la Universidad del Azuay. Se utilizó una metodología cuantitativa mediante modelado paramétrico en Fusion 360, Inventor y simulaciones de elementos finitos en HyperMesh. Los resultados indicaron un esfuerzo máximo de 225.75 MPa bajo condiciones críticas de impacto, lo cual significa que el componente opera con un factor de seguridad de 1.22 respecto al límite de fluencia del material. Se concluye que el diseño es técnicamente viable, garantizando la integridad del piloto y la estabilidad dinámica del vehículo en pista.

Palabras clave: Ackermann, CAE, dirección mecánica, eficiencia energética, hypermesh, mangueta, Shell Eco-marathon.

ABSTRACT

Vehicle efficiency in high-performance competitions requires ultra-light and structurally safe steering systems. Previous research has shown that geometric optimization reduces rolling resistance. The objective of the study was to design and validate a mechanical steering system for the 2026 Shell Eco-marathon prototype at the Universidad del Azuay. A quantitative methodology was used through parametric modeling in Fusion 360, Inventor and finite element simulations in HyperMesh. The results indicated a maximum stress of 225.75 MPa under critical impact conditions, which means the component operates with a safety factor of 1.22 regarding the material's yield strength. It is concluded that the design is technically viable, guaranteeing the pilot's integrity and the vehicle's dynamic stability on track.

Keywords: Ackermann, CAE, efficiency, HyperMesh, mechanical steering, shell eco-marathon, steering knuckle

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTO	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
DEDICATORIA	iv
RESUMEN	v
ABSTRACT.....	v
ÍNDICE DE CONTENIDO	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE ECUACIONES	xv
CAPÍTULO 1.....	1
1.1 Introducción	1
1.2 Competencia de Shell eco marathon.....	1
1.3 Eventos de Shell eco – marathon	1
1.4 Historia de la Universidad del Azuay en la Shell Eco - marathon.....	2
1.4.1 Retorno a la competencia de la Shell Eco - marathon	3
1.4.2 Diferencias entre los prototipos	4
1.4.3 Pista y lugar del evento.....	4
1.5 Problemática.....	5
1.5.1 Reglamento técnico Shell Eco-Marathon para la dirección.....	6
1.6 Marco teórico	7
1.6.1 Sistema de dirección.....	7

1.6.2 Geometría Ackermann	8
1.6.3 Condición de la geometría Ackermann	9
1.6.4 Tipos de geometría Ackermann de dirección	10
1.6.5 Radio de giro de la rueda exterior.....	11
1.7 Estado del arte	13
1.7.1 Solución previa UDA E-Team 2016.....	13
1.7.2 Solución previa de Duke Electric Vehicles (DEV) 2019	14
1.7.3 Los mecanismos de dirección y estrategias para mejorar la precisión y estabilidad vehicular	15
1.7.2 Tendencias en otros equipos de competencia	16
1.8 Objetivo general	17
1.9 Objetivos específicos.....	17
1.9.1 Alcance	17
1.10 Metodología	17
1.10.1 Fases del Proyecto	17
CAPÍTULO 2	19
2.1 Modelado y análisis de esfuerzos en software CAD del sistema de dirección propuesto y funcional.....	19
2.1.1 Criterio técnico de la carrocería para el desarrollo de la Dirección	19
2.1.2 Criterio técnico del conductor	20
2.1.3 Criterio técnico del soporte de la dirección	20
2.1.4 Criterio técnico del neumático.....	21
2.1.5 Criterio técnico de la reutilización de piezas.....	22
2.1.6 Cumplimiento Normativo (Radio de Giro)	22
2.2 Definición de la arquitectura general del mecanismo	23

2.2.1 Evaluación y selección de componentes existentes.....	24
2.2.2 Refinamiento de la arquitectura y diseño final.....	27
2.3. Modelado 3D de los componentes principales.....	28
2.3.1 Manguetas.....	28
2.3.2 Base de soporte de las manguetas.....	29
2.3.3 Columna de dirección.....	30
2.3.4 Soporte de la columna de dirección.....	30
2.3.5 Selección rotula	31
2.4 Ensamblaje completo del sistema de dirección en Inventor	33
2.5 Validación estructural del sistema mediante simulación estática	35
2.5.1 Distribución de masas y centro de gravedad	35
2.5.2 Definición de casos críticos de carga	37
2.5.3 Análisis de transferencia de carga en condiciones dinámicas	37
2.5.4 Análisis de transferencia de carga longitudinal (Frenado)	38
2.5.5 Aceleración Normal y Transferencia Lateral	40
2.5.6 Determinación de las fuerzas en la tornillería	42
2.5.7 Selección y validación de los tornillos	45
2.5.8 Falla al cortante	46
2.5.8 Falla por tensión	46
2.5.9 Resultados de falla por tensión.....	48
2.6 Análisis de Ingeniería y Validación Estructural (Entorno CAE)	49
2.6.1 Procesamiento y generación de la Malla	50
2.6.2 Análisis de la estructura en el caso estático.....	50
2.6.3 Resultado del análisis de la estructura en el caso estático.....	51

2.6.4	Análisis de la estructura en el caso dinámico combinado I.....	52
2.6.5	Resultado de análisis de la estructura en el caso dinámico combinado I.....	52
2.6.6	Análisis de la estructura en el caso dinámico combinado II.....	53
2.6.7	Resultado de análisis de la estructura en el caso dinámico combinado II.....	54
2.6.8	Comparación de los resultados en los 3 casos.....	55
CAPÍTULO 3		56
3.	Verificación del cumplimiento con el reglamento de la Shell Eco-marathon 2026.....	56
3.1	Ajustes dimensionales y optimización de la geometría del mecanismo.....	56
3.2	Validación del radio de giro y ángulos de operación según reglamento.....	57
3.2.1	Radio de giro y ángulos	57
3.2.2	Radio de giro y ángulos ideales.....	58
3.3	Verificación de interferencias entre componentes en el modelo CAD.....	59
3.3.1	Verificación de interferencia del sistema de dirección con el conductor.....	59
3.3.2	Verificación de interferencia del sistema de dirección y carrocería.....	59
CAPÍTULO 4		60
4.1	Elaboración de los planos de construcción del sistema de dirección.....	60
4.1.1	Lista de piezas	60
4.1.2	Plano columna de dirección.....	62
4.1.3	Plano soporte para columna.....	64
4.1.4	Plano varillas de dirección.....	65
4.1.5	Plano sujetador de rueda.....	67
4.1.6	Plano mangueta.....	68
4.1.7	Planos orejas de sujeción.....	70
4.1.8	Planos soporte manguetas.....	71

4.1.9 Plano general del sistema de dirección.....	72
RECOMENDACIONES	74
5.1 Implementación de Optimización Topológica para la Reducción de Masa	74
5.2 Manufactura mediante Fundición con Patrones de Impresión 3D	74
5.3 Implementación de Aluminio 6070-T6 en Componentes Críticos para la Maximización de los Factores de Seguridad	75
CONCLUSIONES.....	76
REFERENCIAS.....	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Participantes de la edición Américas 2018.....	2
Figura 2 Categorías Shell Eco - marathon 2026	3
Figura 3 Diferencias entre Concepto urbano y Prototipo	4
Figura 4 Pista para la edición Américas 2026	5
Figura 5 Prototipo de la Universidad de Universidad Multimedia FET	5
Figura 6 Reglas para el sistema de dirección Américas 2026	6
Figura 7 Sistema de dirección mecánica modelado CAD para Shell Eco-Marathon	8
Figura 8 Geometría Ackermann.....	9
Figura 9 Proyección de los brazos de las manguetas hacia el eje posterior.....	10
Figura 10 Tipos de condición Ackermann.....	11
Figura 11 Radios y ángulos de giro exterior e interior	12
Figura 12 Prototipo UDA E - Team Américas 2016	13
Figura 13 Sistema de dirección UDA E-Team 2016	14
Figura 14 Vehículo prototipo ETA edición 2019	15
Figura 15 Ensamble final del sistema de dirección	16
Figura 16 Diseño del vehículo prototipo en el entorno CAD	20
Figura 17 Dummy en entorno CAD.....	20
Figura 18 Espaldar diseñado para el prototipo 2026	21
Figura 19 Neumático sugerido para la competencia.....	22
Figura 20 Primer diseño propuesto para el sistema de dirección.....	22
Figura 21 Ensamble del neumático y la mangueta	23
Figura 22 Propuesta de diseño para el volante.....	24

Figura 23 Mangueta del sistema de dirección del vehículo 2016.....	25
Figura 24 Columna de dirección para la edición 2016	26
Figura 25 Rotula Heim del sistema de dirección 2016.....	26
Figura 26 Timón del sistema de dirección 2016.....	26
Figura 27 Diseño propuesto para el soporte de la columna de dirección	27
Figura 28 Soporte del sistema de dirección 2026	28
Figura 29 Diseño CAD de la mangueta	29
Figura 30 Diseño del soporte de la dirección 2026.....	30
Figura 31 Diseño CAD de la columna de dirección 2026	30
Figura 32 Diseño CAD del soporte de la columna de dirección 2026.....	31
Figura 33 Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la columna de dirección.....	32
Figura 34 Catálogo de las rótulas.....	33
Figura 35 Ensamblaje del sistema de dirección para la edición 2026.	34
Figura 36 Ensamblaje del sistema de dirección en la carrocería.	34
Figura 37 La distribución de estas fuerzas.....	38
Figura 38 Comportamiento del vehículo durante una deceleración máxima	38
Figura 39 Análisis de cuerpo libre en el plano frontal.....	41
Figura 40 Elementos de sujeción.	43
Figura 41 El análisis de las fuerzas resultante de la reacción y tangencial.....	44
Figura 42 Distribución de las Fuerzas en DCL tridimensional.....	44
Figura 43 Función de hypermesh para el control de calidad de la malla.....	50
Figura 44 Entorno preparado de fuerzas y soportes de la estructura.	51
Figura 45 Resultado de la simulación en el entorno CAE.....	51
Figura 46 Entorno CAE para el caso dinámico combinado.....	52

Figura 47 Resultado del análisis en el caso dinámico combinado.....	53
Figura 48 Entorno CAE para la simulación de dinámica combinada II	54
Figura 49 Resultado de la simulación en entorno dinámico combinado II.....	54
Figura 50 Proyección de líneas, para la configuración Ackermann	56
Figura 51 Ángulos de neumáticos y radio de giro.	57
Figura 52 Angulo de pivote.	58
Figura 53 Geometría Akerman ideal.....	58
Figura 54 Modelo CAD vista superior.....	59
Figura 55 Vista Isométrica.....	60
Figura 56 Lista de piezas	61
Figura 57 Plano 1, columna de dirección.....	63
Figura 58 Plano 2, Soporte de columna.	64
Figura 59 Plano 3, Barra de sujeción	66
Figura 60 Plano 4, Sujetador de rueda.	67
Figura 61 Plano 5, Mangueta	69
Figura 62 Plano 6, Orejas de sujeción	71
Figura 63 Plano 7, Soporte Mangueta.....	72
Figura 64 Plano General	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Eventos Principales de la Shell Eco-marathon 2026.	2
Tabla 2 Condiciones cinemáticas de los sistemas de dirección de distintas Universidades	16
Tabla 3 Masas y centro de gravedad de cada componente del prototipo.....	35
Tabla 4 Reacciones obtenidas del vehículo prototipo.....	36
Tabla 5 Dimensiones de la tornillería	45
Tabla 6 Resultados de los cálculos de los pernos	46
Tabla 7 Resultados de falla por tensión	48
Tabla 8 Resultados de la precarga a los pernos M8.....	49
Tabla 9 Resultados de los Factores de seguridad en pernos	49
Tabla 10 Resultados de los diferentes casos	55

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1: Condición de dirección Ackermann.....	9
Ecuación 2: Ángulos de giro.....	11
Ecuación 3: Radio de giro máximo.....	12
Ecuación 4: Fórmula del momento.....	32
Ecuación 5: Distribución Longitudinal.....	36
Ecuación 6: Distribución Vertical.....	36
Ecuación 7: Formula Segunda ley de newton.....	39
Ecuación 8: Formula de sumatoria de momentos.....	39
Ecuación 9: Formula de aceleración normal.....	40
Ecuación 10: Formula de Sumatoria de momentos.....	41
Ecuación 11: Formula de Sumatoria de Fuerzas.....	41
Ecuación 12: Formula Torque de frenado.....	43
Ecuación 13: Formula de Sumatoria de momentos 3D.....	44
Ecuación 14: Formula de la constate de rigidez.....	46
Ecuación 15: Fórmula de Rigidez de los componentes involucrados.....	47
Ecuación 16 Formula de Rigidez del perno.....	47
Ecuación 17: Formula de Factor de Seguridad.....	51
Ecuación 18: Formula de Factor de Seguridad.....	53
Ecuación 19: Factor de seguridad.....	54

CAPÍTULO 1

1.1 Introducción

En la actualidad, la eficiencia energética y la movilidad sostenible son fundamentales en la ingeniería automotriz. En este contexto, la Shell Eco-marathon constituye un espacio académico donde equipos de estudiantes diseñan prototipos vehiculares orientados a maximizar el rendimiento energético bajo normativas y reglamento técnicas (Shell Eco-marathon, 2025).

El presente trabajo de titulación tiene como objetivo diseñar un sistema de dirección mecánico para un prototipo destinado a la Shell Eco-marathon Edición Américas 2026, empleando herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) para el modelado del sistema y análisis asistido por computadora (CAE) para la evaluación de su comportamiento estructural y funcional.

1.2 Competencia de Shell eco marathon

La Shell Eco-marathon es una competencia internacional en la que equipos de estudiantes diseñan y construyen vehículos prototipos orientados a recorrer la mayor distancia posible con el mínimo consumo de combustible. No es una carrera de velocidad, sino un desafío de eficiencia.

La competencia Shell Eco-marathon tiene su origen en 1939 cuando ingenieros de Shell realizaron un desafío interno en Wood River, buscando determinar qué vehículo podía recorrer la mayor distancia con la menor cantidad de combustible. En 1985 se organizó formalmente la primera edición oficial en Europa, posteriormente el evento se expandió a otras regiones del mundo, incluyendo la edición Américas en 2007 (History of Shell Eco- marathon, 2020).

1.3 Eventos de Shell eco – marathon

Estas competiciones se desarrollan en distintas regiones del mundo, en la (Tabla 1) los eventos para el año 2026, y se complementan con eventos locales, que permiten a los equipos validar el desempeño de sus vehículos y fortalecer su formación técnica.

Tabla 1 Eventos Principales de la Shell Eco-marathon 2026.

Eventos	Sede
Shell Eco-marathon Qatar	Lusail International Circuit, Doha.
Shell Eco-marathon Américas	Indianapolis Motor Speedway, EE. UU.
Shell Eco-marathon Europa	Silesia Ring, Kamień Śląski, Polonia.

Nota. Esta tabla muestra los eventos principales de Shell eco - marathon de la temporada 2026.

1.4 Historia de la Universidad del Azuay en la Shell Eco - marathon

La Universidad del Azuay ha participado en tres ediciones de la Shell Eco-marathon Américas. En su primera participación, el equipo diseñó y construyó un prototipo eléctrico impulsado por baterías de litio. En 2016, el E-Team UDA debutó en la edición de Detroit, Estados Unidos; debido a su compromiso, fue galardonado con el premio Perseverancia y espíritu del Evento (Chamba & Jaramillo, 2016).

Para 2018, el equipo compitió con el mismo prototipo, alcanzando una eficiencia de 101 km/kWh y posicionándose en el décimo lugar entre 23 participantes. En la (Figura 1) se muestra el vehículo y los participantes.



Figura 1 Participantes de la edición Américas 2018

Nota. El vehículo prototipo del equipo UDA E – Team. Fuente: <https://www.facebook.com/UDAETeam>

La última intervención registrada ocurrió en 2019, en la categoría de prototipo de combustión interna. En dicha edición, el enfoque principal fue la optimización del consumo de combustible y la eficiencia del motor.

1.4.1 Retorno a la competencia de la Shell Eco - marathon

La Universidad del Azuay busca regresar a la edición Américas 2026, y vuelve a la misma categoría de propulsión basado en baterías eléctricas, para lo cual se ha conformado un equipo de 20 estudiantes, organizado en diferentes áreas de desarrollo del prototipo eléctrico, entre las cuales se incluyen el chasis, baterías, el motor, la telemetría y el sistema de dirección. En la (Figura 2) se muestran las distintas categorías de Shell eco – marathon.

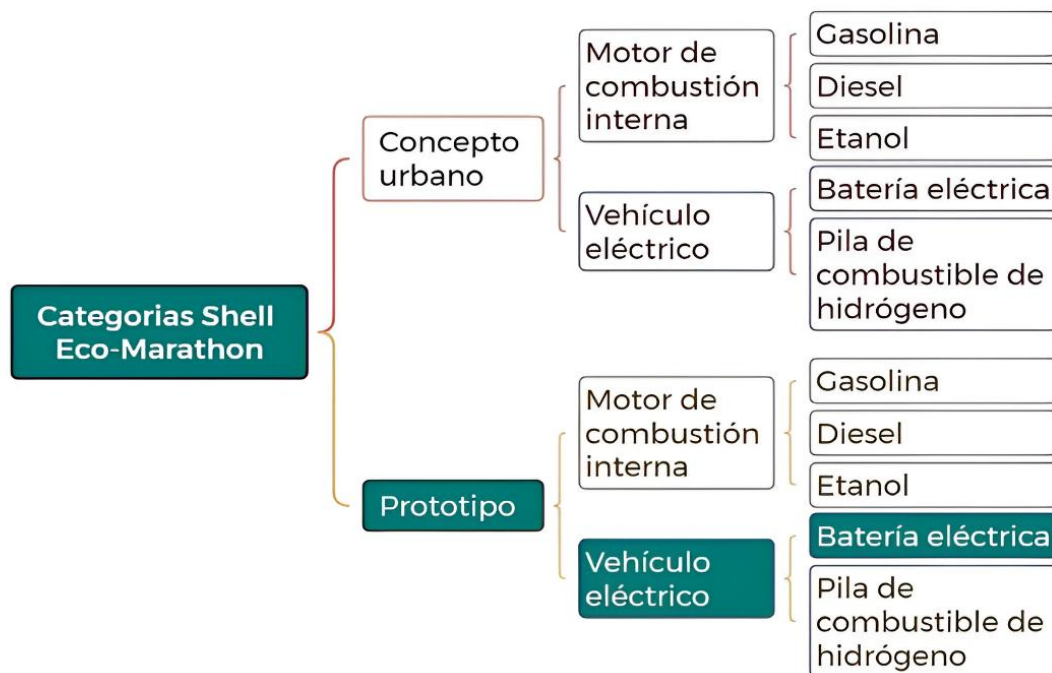


Figura 2 Categorías Shell Eco - marathon 2026

Nota. Se resalta la categoría que participará el equipo de la Universidad del Azuay 2026. Fuente: Elaboración propia a partir del reglamento Shell Eco-marathon 2026.

1.4.2 Diferencias entre los prototipos

La diferencia radica en que concepto urbano prioriza la similitud con un automóvil urbano real, mientras que el prototipo se centra en la eficiencia mediante una geometría aerodinámica. En la (Figura 3) muestra la diferencia que tienen estos prototipos.

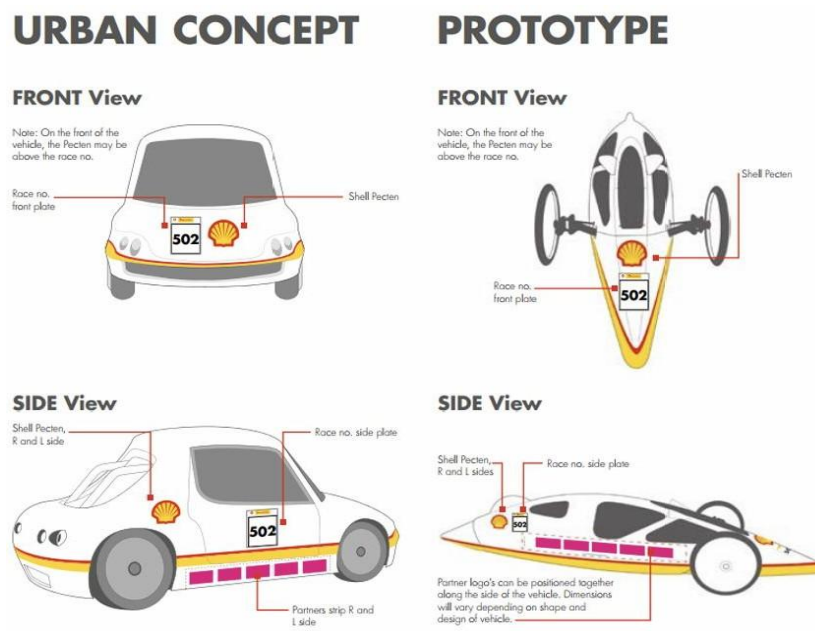


Figura 3 Diferencias entre Concepto urbano y Prototipo

Nota. Se participará para la categoría prototipo para la Shell eco – marathon 2026. Fuente: Tomado del reglamento Shell Eco-marathon 2026.

1.4.3 Pista y lugar del evento

De acuerdo con el reglamento de Shell eco - marathon Américas 2026, el circuito de la (Figura 4), tiene una distancia de aproximadamente 3.9 km, y tiene 14 curvas.

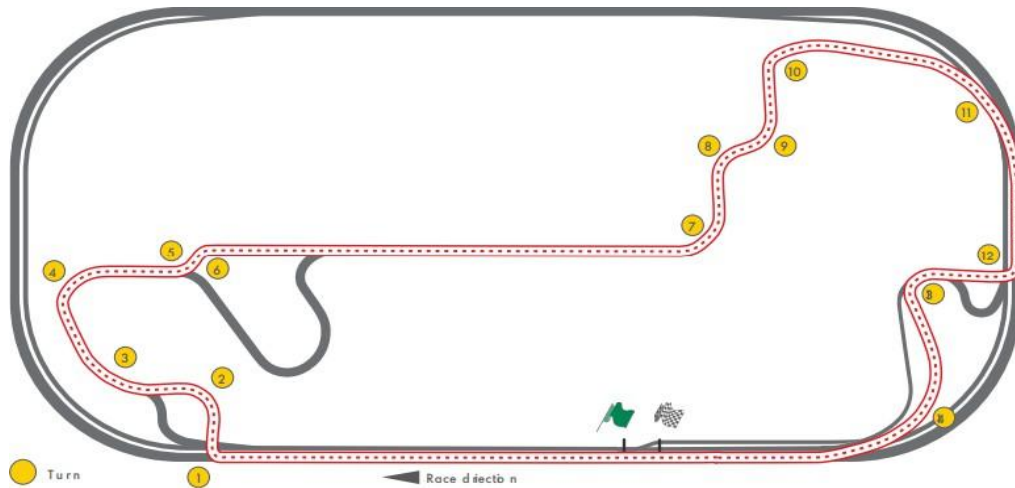


Figura 4 Pista para la edición Américas 2026

Nota. La sede será en Indianapolis Motor Speedway, EE. UU. Fuente: Tomado del reglamento Shell eco marathon 2026.

1.5 Problemática

El diseño del sistema de dirección en prototipos de eficiencia energética implica algunos desafíos, especialmente cuando se incorpora el recubrimiento de las ruedas para mejorar el desempeño aerodinámico del vehículo como se ve en la (Figura 5).



Figura 5 Prototipo de la Universidad de Universidad Multimedia FET

Nota. Neumático interno. Fuente: Tomado de página oficial de Facebook <https://www.facebook.com/MMU.FET>

La configuración de ruedas cubiertas reduce el volumen disponible para el barrido de la dirección y el movimiento de las manguetas, comprometiendo la capacidad del vehículo para cumplir el reglamento.

1.5.1 Reglamento técnico Shell Eco-Marathon para la dirección

Las reglas establecidas por la Shell Eco-Marathon 2026 referentes al sistema de dirección, el cual hay que tener en cuenta para tener parámetros de diseño aplicado al sistema de dirección. Se ve en la (Figura 6), el reglamento para el sistema de dirección.

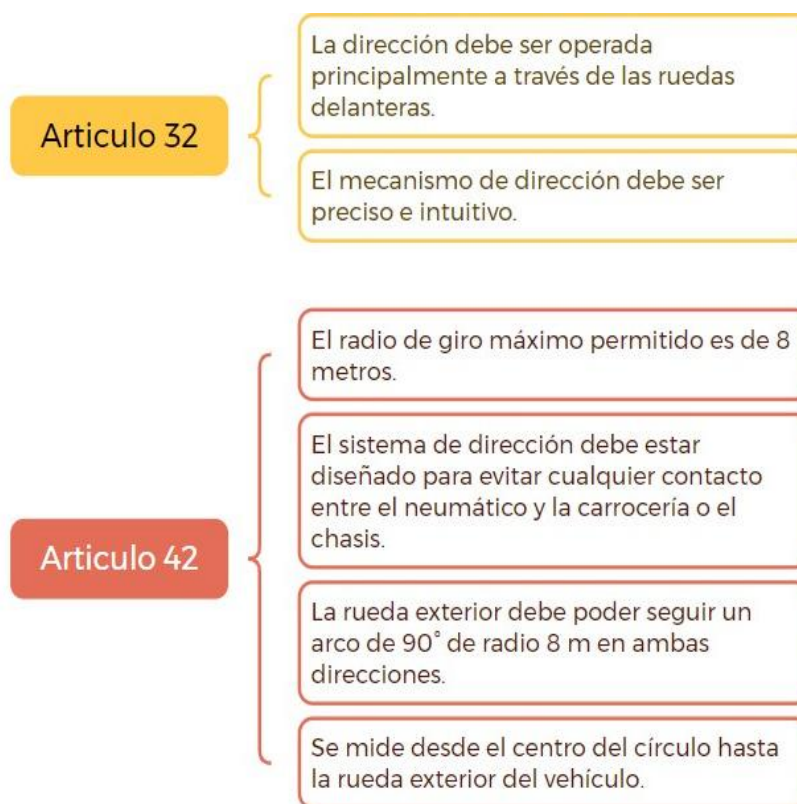


Figura 6 Reglas para el sistema de dirección Américas 2026

Nota. Reglas para el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia a partir del reglamento para la edición 2026

Para el diseño de un sistema de dirección mecánico destinado a un vehículo prototipo, con criterios del reglamento, hubo problemas relacionados a:

- Interferencias mecánicas: Alto riesgo de colisión entre los neumáticos y la estructura interna del chasis o la carrocería durante virajes cerrados.

- Incumplimiento normativo: Un ángulo de giro mínimo de 8 según el reglamento para la edición 2026.
- Deficiencia cinemática: La dificultad de implementar una geometría precisa en un espacio confinado, lo que podría provocar deslizamiento excesivo de los neumáticos.

1.6 Marco teórico

El sistema de dirección es uno de los mecanismos fundamentales en el diseño del prototipo, ya que permite controlar la trayectoria del vehículo mediante el giro de las ruedas delanteras.

1.6.1 Sistema de dirección

El mecanismo para el movimiento de las ruedas se genera a través del volante, el cual transmite el esfuerzo del conductor hacia el eje de la columna de dirección. En leva, el movimiento se transforma y se distribuye a través de las barras de dirección, que actúan sobre las manguetas, provocando finalmente el giro de las ruedas según el conductor mueva el volante (Jazar, 2014, p. 387).

Un sistema de dirección mecánico promedio para un vehículo prototipo de la Shell Eco-Marathon cumple el mismo mecanismo que uno convencional. En la (Figura 7) el mecanismo más común.

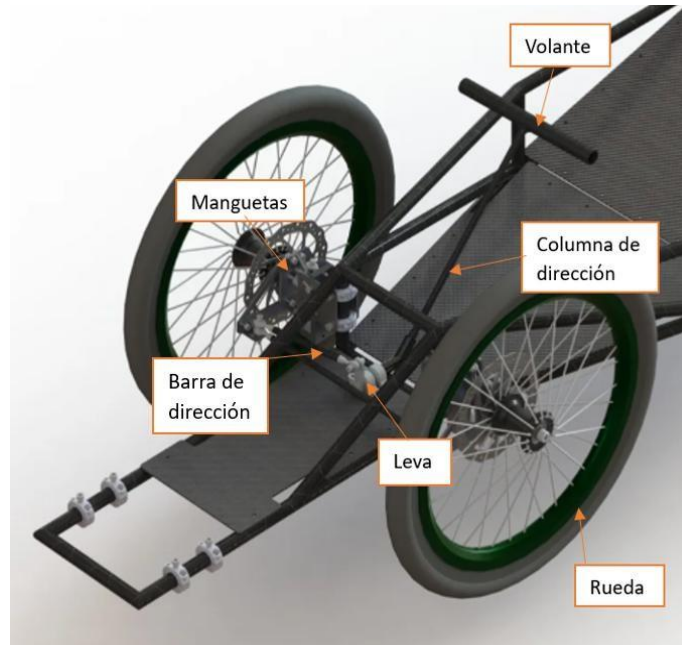


Figura 7 Sistema de dirección mecánica modelado CAD para Shell Eco-Marathon

Nota. Se muestra un sistema de dirección mecánico con las partes. Fuente: tomado de Fergau, C, 2018

1.6.2 Geometría Ackermann

La geometría Ackermann se basa en los ángulos de giro que tiene cada rueda, estas deben ser diferentes. Esta condición geométrica, conocida como condición de Ackermann, garantiza que todas las ruedas giren alrededor de un mismo centro instantáneo de rotación ver (Figura 8), evitando deslizamientos laterales y reduciendo las pérdidas por fricción durante la maniobra (Jazar, 2014).

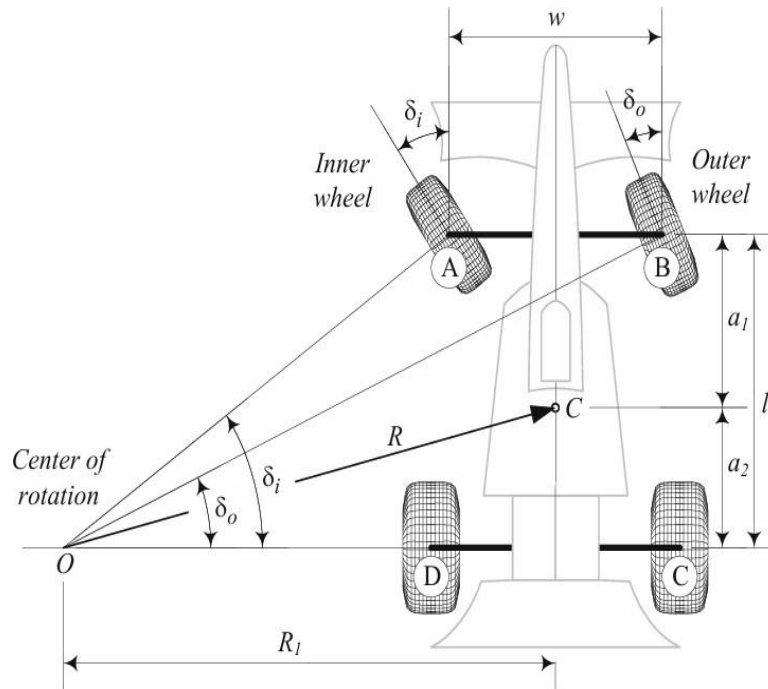


Figura 8 Geometría Ackermann

Nota. Se muestra la condición Ackermann. Fuente: tomado de Jazar, R. N, 2014

Matemáticamente, para que un auto gire sin que las llantas deslicen lateralmente, la rueda interior debe girar en un ángulo más cerrado (δ_i) que la rueda exterior (δ_o) (Jazar, 2014).

Ecuación 1: Condición de dirección Ackermann

$$\text{Cot}(\delta_i) - \text{Cot}(\delta_o) = \frac{\omega}{l}$$

Donde:

- δ_i : ángulo de giro de la rueda interior.
- δ_o : ángulo de giro de la rueda exterior.
- l : distancia entre ejes (batalla).
- ω : vía delantera (trocha).

1.6.3 Condición de la geometría Ackermann

Para que la condición de que los ángulos sean diferentes en los neumáticos, los brazos de las manguetas y la barra de acoplamiento se diseñan de tal forma que las proyecciones de sus ejes se cruzan en un punto común sobre el eje trasero, ver (Figura 9). (Jazar, 2014).

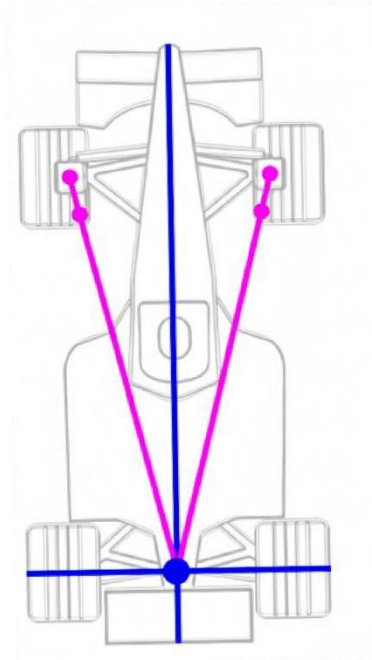


Figura 9 Proyección de los brazos de las manguetas hacia el eje posterior

Nota. Se muestra la condición Ackermann. Fuente: tomado de Burnhill, D, 2009.

1.6.4 Tipos de geometría Ackermann de dirección

La geometría de la dirección en tres configuraciones principales según la posición relativa de los brazos de dirección y la barra de acoplamiento (Jazar, 2014, pp. 387 – 403).

- **Geometría Ackermann (positiva)**

Es la configuración ideal, en la cual las líneas proyectadas de los brazos de dirección se encuentran en un punto común sobre el eje trasero del vehículo como se ve en la (Figura 10). De este modo, las ruedas interiores giran con un ángulo mayor que las exteriores, cumpliendo la condición cinemática de Ackermann.

- **Geometría Paralela**

En este caso, los brazos de dirección están dispuestos de forma que sus ejes son paralelos entre sí, sin converger hacia el eje trasero como se ve en la (Figura 10). Esta disposición simplifica el diseño, pero no cumple la condición Ackermann, y las ruedas no giran de manera concéntrica, produciendo un leve deslizamiento lateral.

- **Geometría Inversa o Anti-Ackermann**

En esta disposición, las líneas proyectadas de los brazos de dirección se cruzan por delante del eje delantero como se ve en la (Figura 10), lo que hace que la rueda exterior gire con un ángulo mayor que la interior. Según Jazar (2014), esta configuración puede ser ventajosa en condiciones de alta velocidad, donde los efectos de la deformación de los neumáticos modifican la geometría de contacto y compensan la diferencia angular.

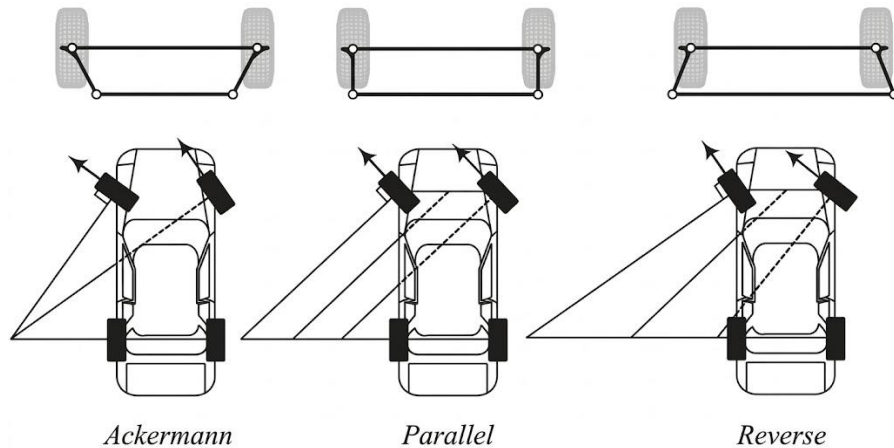


Figura 10 Tipos de condición Ackermann

Nota. Las 3 configuraciones de la geometría. Fuente: Tomado de Jazar. R. N. (2014)

1.6.5 Radio de giro de la rueda exterior

Para dimensionar el espacio requerido en un giro se definen dos radios principales: el radio mínimo (R_{min}), el radio que describe la rueda interna al giro y el radio máximo (R_{max}), es el radio que describe la rueda exterior al giro (Jazar, 2014, p. 391).

El radio máximo se obtiene a partir del ángulo de dirección de la rueda exterior.

Ecuación 2: Ángulos de giro

$$\sin(\delta o) = \frac{\text{cateto opuesto}}{\text{hipotenusa}} = \frac{l}{R_{max}}$$

Donde:

- R_{max} : radio de la rueda exterior al giro.
- δo : ángulo de giro de la rueda exterior.

- l : distancia entre ejes (batalla).

Despejando la fórmula se obtiene que el radio de giro máximo es:

$$R_{max} = \frac{l}{\sin(\delta_o)}$$

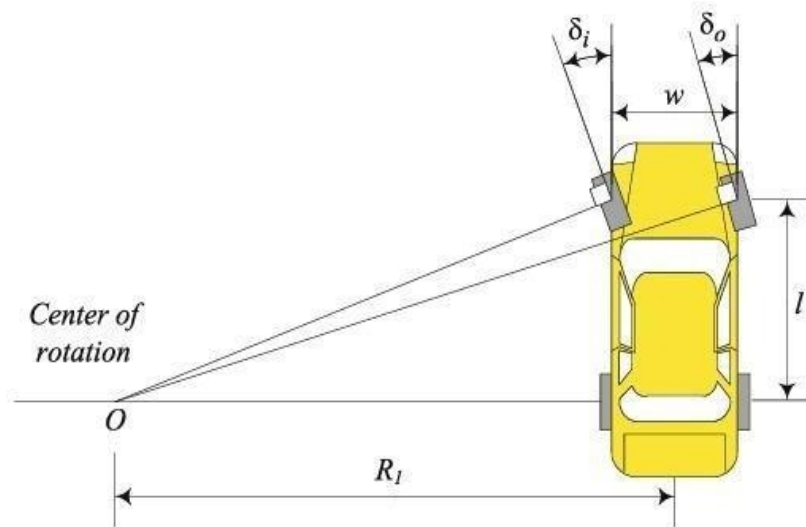


Figura 11 Radios y ángulos de giro exterior e interior

Nota. Se muestra los ángulos de cada neumático. Fuente: Tomado de Jazar, R. N, 2014.

Sin embargo, esta expresión representa el radio medido desde el centro de la rueda exterior. Como el objetivo es obtener el radio de giro desde el borde exterior de la rueda, es necesario añadir la mitad del ancho de la rueda, representado por la letra A . De este modo, se corrige la fórmula geoméricamente.

Ecuación 3: Radio de giro máximo

$$R_{max} = \frac{l}{\sin(\delta_o)} + \frac{A}{2}$$

Donde:

- R_{max} : radio de la rueda exterior al giro.
- δ_o : ángulo de giro de la rueda exterior.
- l : distancia entre ejes (batalla).

- A: ancho de la rueda.

1.7 Estado del arte

El diseño de sistemas de dirección para vehículos de competencia de ultra eficiencia, presenta desafíos donde la reducción de peso, la minimización de la fricción por arrastre y la precisión son prioritarios.

1.7.1 Solución previa UDA E-Team 2016

Las soluciones implementadas por equipos que ha tenido la UDA. El proyecto de titulación desarrollado por Chamba Ochoa y Jaramillo Rivera para la construcción del prototipo estableció una base sólida para la geometría de dirección, en la (Figura 12) observa el vehículo prototipo.

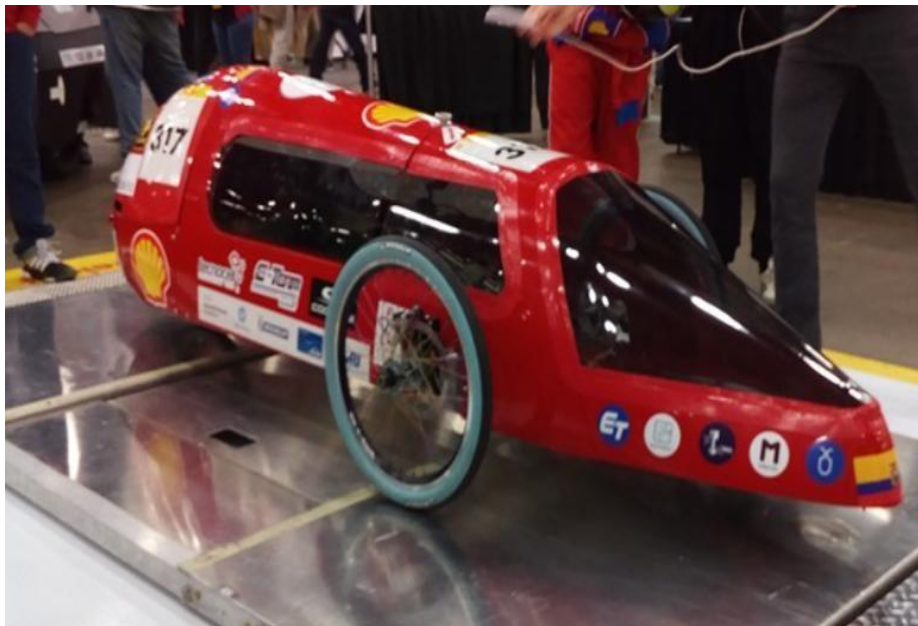


Figura 12 Prototipo UDA E - Team Américas 2016

Nota. Prueba del vehículo prototipo del equipo UDA E – Team 2016. Fuente: Tomado de la página <https://www.facebook.com/UDAETeam>

El prototipo de la UDA tiene las ruedas externas expuestas, situando los neumáticos fuera del fuselaje y sin carenados envolventes. Esta configuración facilita la instalación del sistema de dirección al eliminar las restricciones de espacio.

El análisis demostró que las prolongaciones de los brazos de dirección convergían casi exactamente en la línea del eje posterior, garantizando que las ruedas describan círculos concéntricos como se ve en la (Figura 13).

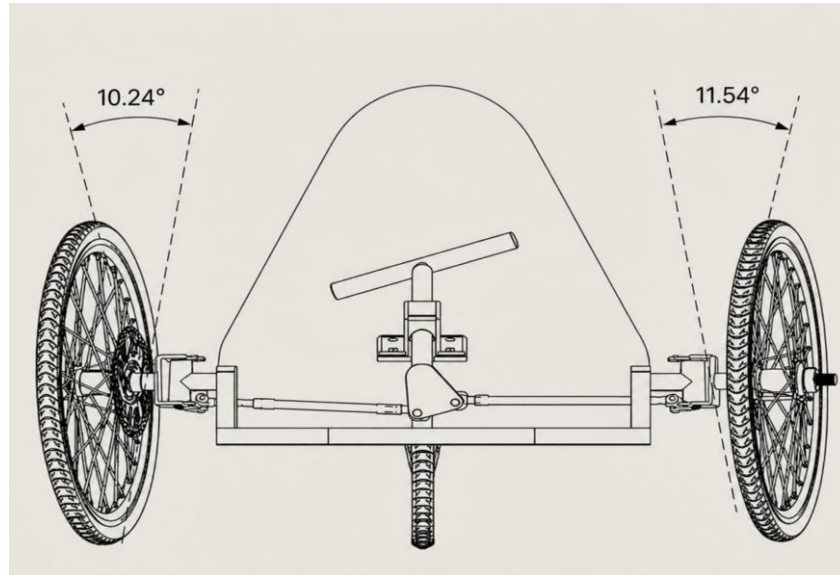


Figura 13 Sistema de dirección UDA E-Team 2016

Nota. Ángulos distintos en las dos ruedas. Fuente: Tomado de Chamba Ochoa y Jaramillo Rivera 2016

1.7.2 Solución previa de Duke Electric Vehicles (DEV) 2019

El prototipo de ultra - eficiencia de DEV (ETA) emplea un sistema de dirección completamente dentro del chasis monocasco para eliminar la resistencia aerodinámica. Su funcionamiento se basa en conceptos técnicos (DEV 2019).



Figura 14 Vehículo prototipo ETA edición 2019

Nota. El vehículo tiene un récord mundial en eficiencia de 1283 km/kWh. Fuente: <https://www.duke-ev.org/prototype-evolution>

Debido a una vía delantera angosta (58 cm), la geometría ackermann se calcula para que las ruedas giren sobre un mismo centro, eliminando el deslizamiento lateral y la fricción del neumático en las curvas.

Al estar las llantas dentro, el ángulo máximo de giro está limitado por las paredes del chasis. El mecanismo utiliza relaciones de transmisión cortas y topes físicos mecánicos para evitar que el neumático impacte la estructura de fibra de carbono.

El uso del mecanismo con palancas laterales, se quita volumen sobre el pecho y las piernas del piloto. Esto permite diseñar una carrocería con una altura mínima y un perfil ultra - aerodinámico para reducir el arrastre del viento.

1.7.3 Los mecanismos de dirección y estrategias para mejorar la precisión y estabilidad vehicular

Para el diseño del mecanismo de un sistema de dirección intuitivo de Cesar Rodríguez, determinó que la geometría Ackerman permite que cada rueda gire con un ángulo diferente durante una curva, reduciendo el deslizamiento y aumentando la precisión del giro.

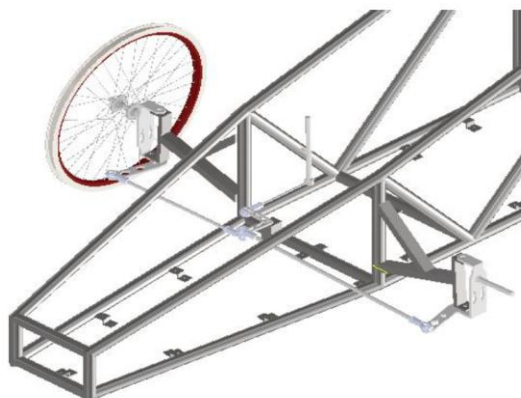


Figura 15 Ensamble final del sistema de dirección

Nota. Ensamble que muestra la geometría. Fuente tomado de la tesis de (César Rodríguez 2020)

Destacan que parámetros como el ángulo de caster, camber y king pin influyen directamente en la estabilidad del vehículo y en la sensación de control del conductor. Un caster adecuado genera un efecto de auto alineación que ayuda a que las ruedas regresen a su posición inicial, mejorando la precisión de manejo y evitando inestabilidad (César Rodríguez 2020).

1.7.2 Tendencias en otros equipos de competencia

El análisis comparativo realizado en investigaciones previas muestra que la mayoría de los equipos de alto desempeño en la competencia Shell Eco-marathon Américas optan por variantes de la geometría Ackermann como se ve en la (Tabla 2) para resolver la cinemática de viraje.

Tabla 2 Condiciones cinemáticas de los sistemas de dirección de distintas Universidades

Año	Equipo / Universidad	Categorías	Solución Cinemática
2016	UMH – Dátil (España)	Prototipo	Geometría Ackermann
2016	Microjoule (Francia)	Prototipo	Ackermann muy reducido, radio de giro grande
2017	Politecnico di Milano – Apollo	Prototipo	Dirección trasera
2022	DTU Roadrunners (Dinamarca)	Concepto Urbano	Geometría Ackermann
2024	Drop Team (Brasil)	Prototipo	Ackermann simplificado, ángulos mínimos

Nota. Recopilación de los vehículos destacados en los diferentes eventos Shell eco - marathon. Fuente: <https://www.shellecomarathon.com/about/previous-seasons.html>

1.8 Objetivo general

Diseñar el sistema de dirección para un vehículo prototipo de ultra eficiencia que participará en la Shell Eco-marathon Américas 2026.

1.9 Objetivos específicos

- Modelar y analizar esfuerzos en software CAD el sistema de dirección propuesto y funcional.
- Verificar que el sistema de dirección cumpla con el reglamento de la Shell Eco-marathon 2026.
- Elaborar los planos de construcción del sistema de dirección.

1.9.1 Alcance

El proyecto se desarrollará en el ámbito del diseño asistido por computadora (CAD) y comprenderá la concepción, modelado y análisis geométrico y validación estructural mediante análisis de esfuerzos en elementos finitos para garantizar la integridad mecánica de las piezas críticas del sistema de dirección. Se incluirán las consideraciones normativas, el análisis del radio de giro y la previsión de un espacio destinado al sistema de frenos. El alcance no contempla la fabricación física del prototipo ni la validación experimental en pista, limitándose al diseño conceptual y técnico en entorno virtual.

1.10 Metodología

La presente investigación adoptó un enfoque cuantitativo de carácter descriptivo y experimental. El desarrollo del sistema de dirección se fundamentó en la síntesis cinemática, el análisis de esfuerzos mediante el método de elementos finitos (MEF) y la validación de factores de seguridad mecánicos.

1.10.1 Fases del Proyecto

Fase 1: Análisis Normativo y Restricciones Técnicas

- Determinación del Radio de Giro: Se calculó el ángulo máximo de las ruedas para cumplir con el radio de giro de 8 metros requerido.
- Requerimientos de Seguridad: Se definieron los capítulos del reglamento para obtener los criterios de diseño.

Fase 2: Diagnóstico y Evaluación de Componentes

- Inspección dimensional: Se utilizaron el calibrador y el flexómetro para medir y diseñar en el software Autodesk Fusion 360.
- Aprobación de piezas útiles: Desde el entorno de diseño se verificó si las piezas cumplían con el dimensionamiento para el nuevo prototipo.

Fase 3: Diseño Conceptual y Modelado Geométrico (CAD)

- Se utilizó Autodesk Fusion 360 para el modelado y la búsqueda de la geometría ideal.
- Síntesis Geométrica de Ackermann: Se determinó la longitud de los brazos de dirección.
- Modelado de Componentes: Se crearon las piezas (manguetas, columna, soportes) enfocadas en el reglamento.
- Ensamblaje Virtual: Se verificaron las colisiones e interferencias mecánicas en todo el rango de movimiento de la dirección.

Fase 4: Validación por Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)

- Esta fase constituyó el núcleo científico de la tesis, utilizando Altair HyperMesh.
- Generación de Mallas: Se crearon mallas de elementos finitos con control de calidad de elementos (Jacobianos, Aspect Ratio).
- Definición de Casos de Carga: Se simularon condiciones críticas, tales como el giro estático con carga máxima y el frenado.

Fase 5: Documentación Técnica

- Generación de Planos: Se crearon planos con dimensiones geométricas para asegurar el ajuste de interferencia en rodamientos y bocinas.

- Listado de Materiales: Se especificaron técnicamente los componentes y los aceros aleados utilizados.

CAPÍTULO 2

2.1 Modelado y análisis de esfuerzos en software CAD del sistema de dirección propuesto y funcional.

Para empezar, se establecieron los parámetros técnicos que rigen el diseño del sistema de dirección según el reglamento de la Shell eco – marathon y la nueva propuesta de geometría aerodinámica para la carrocería del vehículo prototipo.

2.1.1 Criterio técnico de la carrocería para el desarrollo de la Dirección

El primer criterio corresponde a la geometría de la carrocería, la cual actúa como una restricción espacial al albergar las ruedas en el interior del vehículo. Las dimensiones de la carrocería son 1500 mm de batalla y 500 mm de trocha, estas medidas validadas a través de reuniones de diseño por el equipo de estudiantes en conjunto con los profesores, como se ve en la (Figura 14).

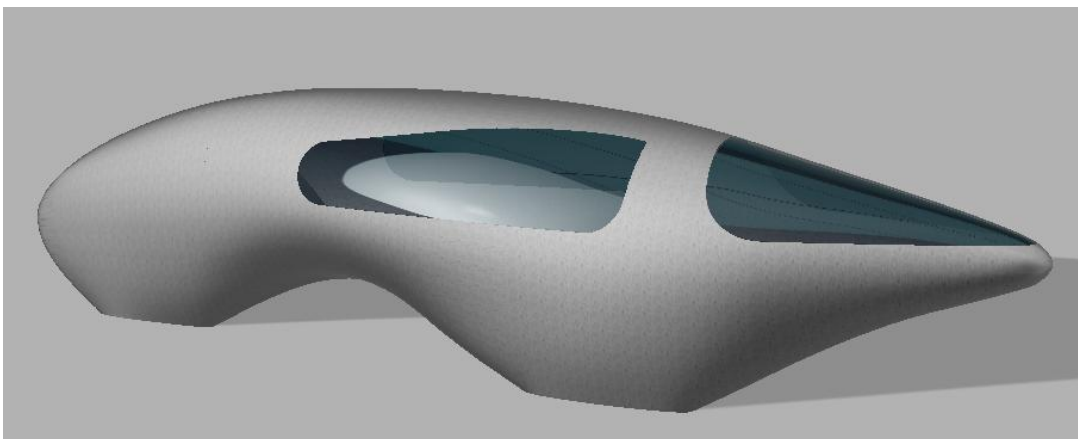


Figura 16 Diseño del vehículo prototipo en el entorno CAD

Nota. La carrocería diseñada para la edición Américas 2026. Fuente: Elaboración propia

2.1.2 Criterio técnico del conductor

Adicionalmente, las dimensiones del cuerpo del conductor esta destina a personas delgadas, dado que el sistema de dirección debe adaptarse a sus características para garantizar una postura adecuada durante la conducción.

Con este propósito, se elaboró un modelo dummy como se ve en la (Figura 15) de prueba basado en las dimensiones del conductor Diego Cornejo, cuya estatura es de 1.74 m.

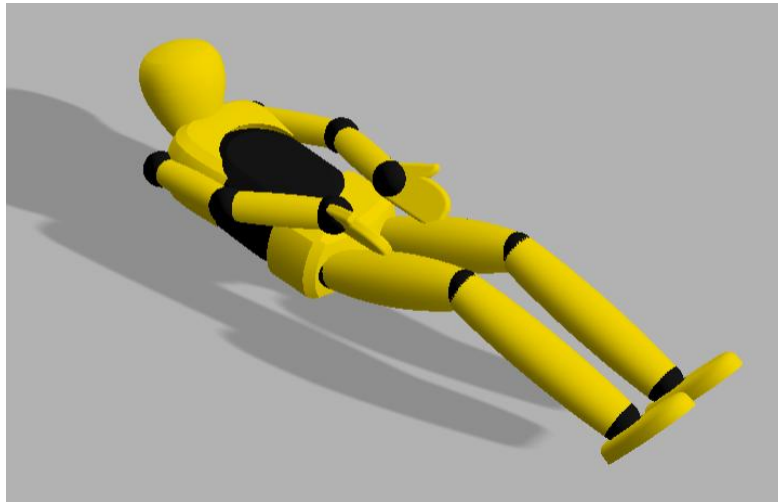


Figura 17 Dummy en entorno CAD

Nota. Este dummy está de acuerdo a dimensiones reales de una persona real. Fuente: Elaboración propia

2.1.3 Criterio técnico del soporte de la dirección

La carrocería incluye también una base estructural destinada al soporte del conductor y a la instalación del sistema de dirección, la (Figura 16) se ve el diseño. Esta base está fabricada mediante un material compuesto de fibra de carbono y fibra de vidrio, dispuesto en múltiples capas, alcanzando un espesor final de 10 mm.

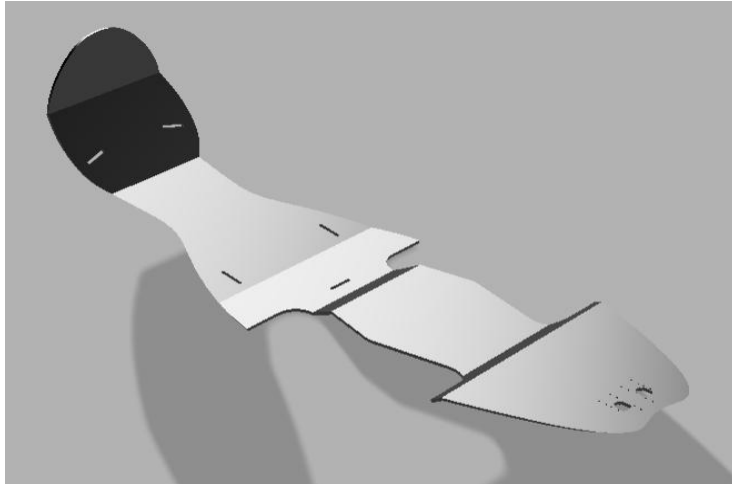


Figura 18 Espaldar diseñado para el prototipo 2026

Nota. Diseño para la Shell eco – marathon 2026. Fuente: Elaboración propia

2.1.4 Criterio técnico del neumático

Otro aspecto relevante fue la selección de las llantas Michelin 44-406 de la (Figura 17), las cuales han sido desarrolladas específicamente para competencias como la Shell Eco-marathon. Estas llantas utilizan un aro de 20 pulgadas.



Figura 19 Neumático sugerido para la competencia

Nota. Neumático Michelin 44-406. Fuente: Elaboración propia

2.1.5 Criterio técnico de la reutilización de piezas

Como última consideración, el diseño del sistema de dirección debe cumplir con un bajo costo de producción, una manufactura simplificada y la reutilización de componentes mecánicos pertenecientes a vehículos de ediciones anteriores de la Universidad.

2.1.6 Cumplimiento Normativo (Radio de Giro)

De acuerdo con el reglamento oficial de la competencia, el vehículo debe certificar un radio de giro máximo de 8.0 m. Bajo este lineamiento, el sistema se diseñó para un radio de giro de 7.9 m, garantizando el cumplimiento de la norma con un margen de seguridad técnica.

Con base en los criterios técnicos definidos, se desarrolló un boceto 3D del sistema de dirección, en la (Figura 18). Este modelo contempla la geometría de la carrocería, la base estructural, los requerimientos antropométricos del piloto y las dimensiones de los neumáticos.



Figura 20 Primer diseño propuesto para el sistema de dirección

Nota. Se muestra el sistema de dirección en entorno CAD, basadas en criterio de reutilización de piezas. Fuente: Elaboración propia

En esta propuesta conceptual, las manguetas se fijan directamente a la base estructural del vehículo como se ve en la (Figura 19), el soporte del sistema de freno se ubica en la parte frontal de la mangueta y se emplea una columna de dirección de configuración simple.

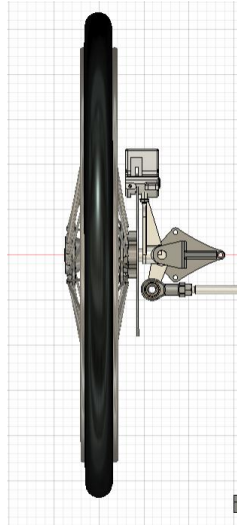


Figura 21 Ensamble del neumático y la mangueta

Nota. Ensamble en el entorno CAD de Fusion 360. Fuente: Elaboración propia

Este boceto tuvo como objetivo principal establecer una referencia inicial para el dimensionamiento del sistema de dirección.

Cabe señalar que en esta etapa el diseño no se desarrolló considerando la reutilización de componentes existentes ni el análisis estructural detallado de las piezas, sino que se enfocó únicamente en definir una configuración y visualizar piezas que se requieren además de que sirviera como punto de partida para las etapas posteriores de diseño.

2.2 Definición de la arquitectura general del mecanismo

Durante la fase de diseño, se evaluaron diversas configuraciones para el sistema de dirección con el objetivo de balancear la funcionalidad técnica y la optimización de recursos.

En la etapa inicial, se analizó la implementación de un volante tipo karting que permitiera la integración de una pantalla de información, en la (Figura 20). No obstante, esta alternativa requería el desarrollo y manufactura de un componente nuevo, lo que incrementaba los costos y los tiempos de ejecución.

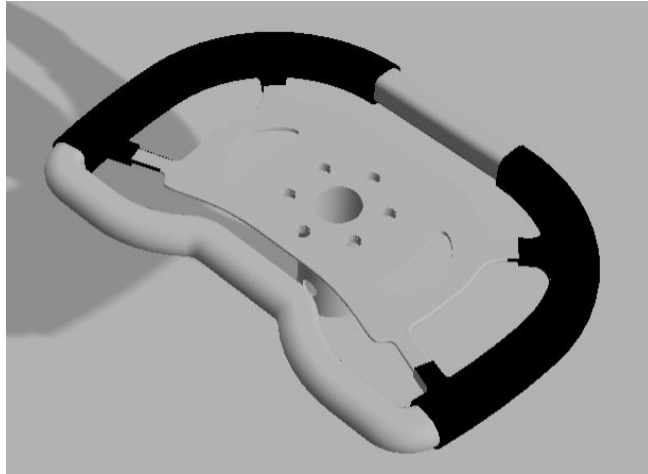


Figura 22 Propuesta de diseño para el volante

Nota. Volante propuesto para el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

2.2.1 Evaluación y selección de componentes existentes

Se realizó un diagnóstico de los elementos pertenecientes al vehículo de la edición anterior para determinar su viabilidad de reutilización bajo los nuevos requerimientos técnicos:

Manguetas: Se descartó el uso de las manguetas del prototipo anterior, en la (Figura 21) se muestra la mangueta del anterior vehículo. Debido a que el vehículo poseía ruedas externas, los ángulos de la mangueta no son compatibles con la geometría de ruedas internas del diseño actual.

Adicionalmente, la propuesta de reducir el peso del sistema de dirección, las piezas del prototipo van a ser fabricadas en aluminio, que a diferencia del proyecto anterior prioriza el uso de aluminio 6070T6 para la reducción de masa.



Figura 23 Mangueta del sistema de dirección del vehículo 2016

Nota. La mangueta construida en la edición 2026. Fuente: Elaboración propia

Columna de dirección: El componente previo de la (Figura 22) se consideró incompatible debido a sus dimensiones reducidas y a su sistema de anclaje de un solo punto de apoyo. Tras las revisiones de diseño, se determinó que un soporte único resulta insuficiente para la estabilidad requerida.



Figura 24 Columna de dirección para la edición 2016

Nota. La columna de dirección del vehículo 2016. Fuente: Elaboración propia

Rótulas: Identificado un estado avanzado de oxidación en las rótulas del vehículo anterior. En consecuencia, se seleccionaron rótulas tipo Heim de la (Figura 23), utilizadas habitualmente en kartings por su precisión, factor determinante para el cumplimiento de la normativa de la competencia.



Figura 25 Rotula Heim del sistema de dirección 2016

Nota. La columna de dirección del vehículo 2016. Fuente: Elaboración propia

Timón: La pieza, se optó por reutilizar un volante tipo bicicleta empleado en prototipos anteriores ver (Figura 24). Esta elección facilita la integración de mandos tipo gatillo para el accionamiento de los sistemas de aceleración y frenado, simplificando la interfaz del piloto con el vehículo.



Figura 26 Timón del sistema de dirección 2016

Nota. Timón de dirección del vehículo 2016. Fuente: Elaboración propia

2.2.2 Refinamiento de la arquitectura y diseño final

En el desarrollo de la arquitectura, para incrementar la rigidez de la columna de dirección. Debido a la distancia entre el soporte estructural y el volante, se incorporó un segundo apoyo en la columna para mitigar vibraciones y deformaciones durante la operación. Se evaluaron distintas configuraciones en la (Figura 25), se ve el diseño propuesto.



Figura 27 Diseño propuesto para el soporte de la columna de dirección

Nota. Un diseño CAD para el soporte de la columna de dirección, 2026. Fuente: Elaboración propia

Por último, el soporte de las manguetas de la (Figura 26), fue rediseñado integrando soluciones técnicas del vehículo anterior y referencias de prototipos de alta eficiencia en la competencia. El resultado es una arquitectura de dirección con estabilidad estructural, un diseño optimizado en términos de peso y facilidad de fabricación

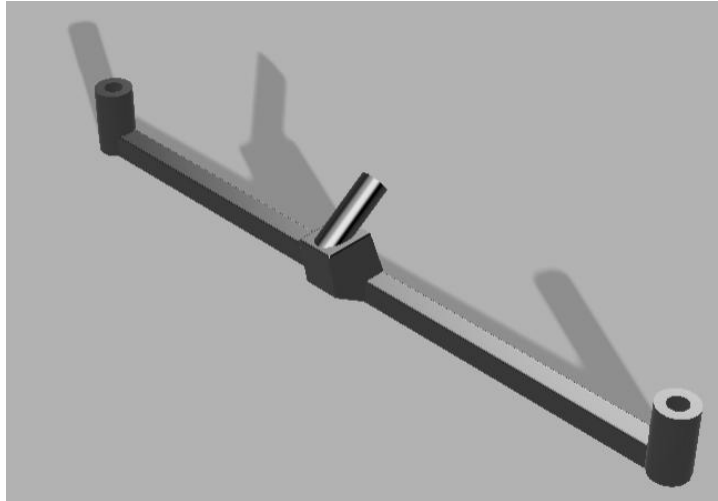


Figura 28 Soporte del sistema de dirección 2026

Nota. Propuesta de diseño CAD para el soporte del sistema de dirección 2026. Fuente: Elaboración propia

2.3. Modelado 3D de los componentes principales

Tras la definición de la arquitectura general del mecanismo, se procedió al modelado detallado de cada elemento mediante software CAD, ajustando las geometrías a los requerimientos técnicos del prototipo.

2.3.1 Manguetas

Para las manguetas se tomó como referencia el diseño del último vehículo representativo de la universidad, cuya mangueta tenía el soporte de freno en la parte superior. En contraste, el boceto inicial ubicaba el soporte de freno al frente, pero se decidió adoptar una configuración con el soporte en la parte superior. Este diseño en la (Figura 27), facilita la integración del freno y proporciona mayor robustez que la configuración inicial. Las manguetas se rediseñaron a las dimensiones requeridas para nuestro vehículo, obteniendo un componente más compacto y resistente.

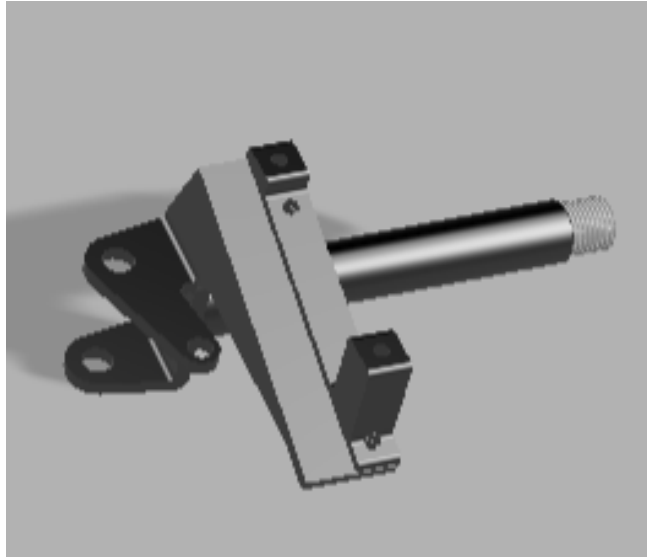


Figura 29 Diseño CAD de la mangueta

Nota. Diseño final de la mangueta para el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

2.3.2 Base de soporte de las manguetas

La base de soporte que une ambas manguetas se diseñó de manera similar a la empleada en años anteriores, pues una barra con dos soportes incrementa la estabilidad del vehículo. Se cuidó especialmente la distancia entre los soportes, ya que esta barra define la trocha del vehículo. La (Figura 28), muestra la base diseñada y similitud de años previos.

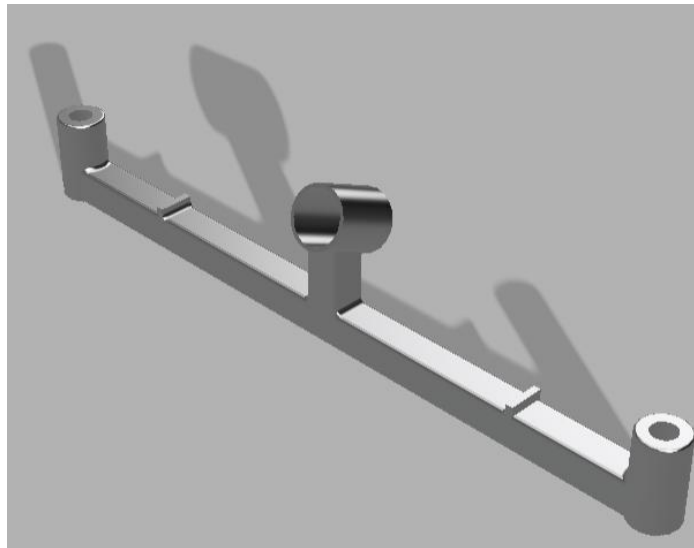


Figura 30 Diseño del soporte de la dirección 2026

Nota. Diseño final del soporte del sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

2.3.3 Columna de dirección

La geometría de la columna se estableció a partir de los parámetros antropométricos del piloto, asegurando una distancia operativa que optimice la ergonomía.

El diseño de la (Figura 29) incorpora una leva encargada de realizar la conversión cinemática del movimiento rotacional del volante en el desplazamiento lineal necesario para el accionamiento de las manguetas.

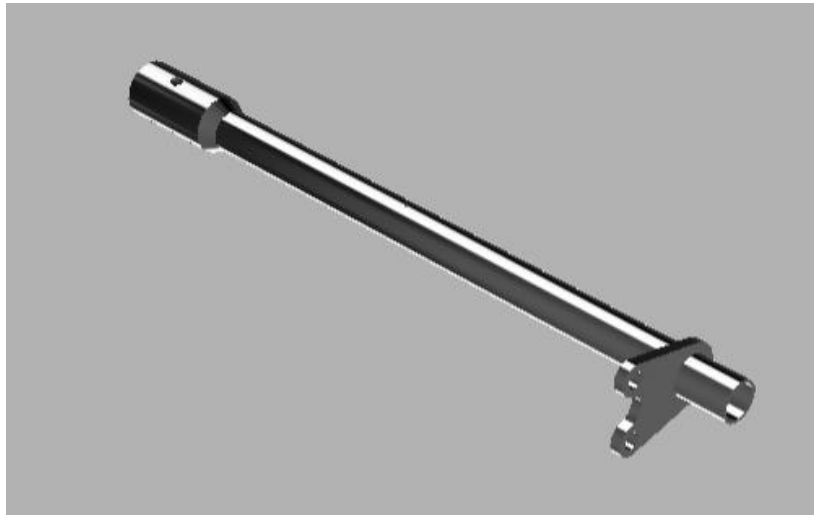


Figura 31 Diseño CAD de la columna de dirección 2026

Nota. Diseño final de la columna para el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

2.3.4 Soporte de la columna de dirección

Se desarrolló un soporte a medida con el fin de estabilizar el eje de rotación y mitigar vibraciones.

El diseño de la (figura 30) incluye un cojinete que reduce la fricción, facilitando la operación del sistema. Esta configuración constituye la evolución final del soporte tras las etapas de refinamiento previas.

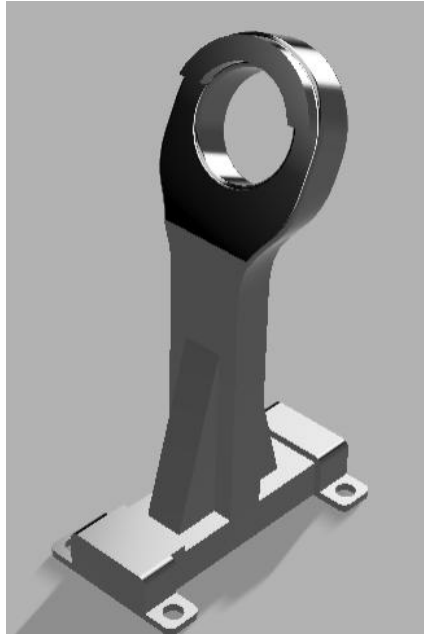


Figura 32 Diseño CAD del soporte de la columna de dirección 2026

Nota. Diseño final del soporte de la columna para el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

2.3.5 Selección rótula

Para determinar los requerimientos mecánicos de las rótulas, se estableció como premisa una fuerza de entrada aplicada por el conductor de 147.10 N (equivalente a una masa de 15 kg). A partir de este valor de la (Figura 31), se analizó la transferencia de cargas hacia los extremos del sistema mediante un diagrama de cuerpo libre.

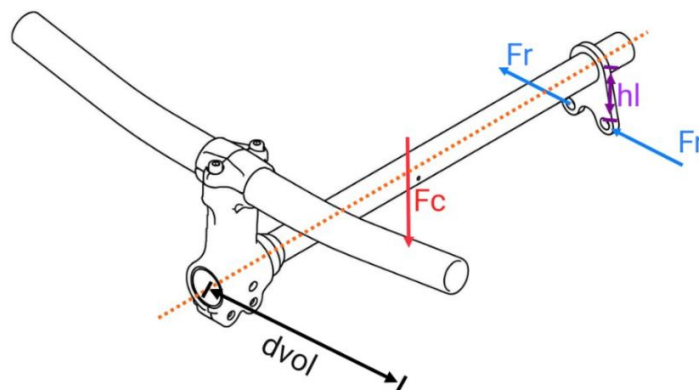


Figura 33 Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la columna de dirección

Nota. Diagrama de las fuerzas del conductor en el sistema de dirección. Fuente: Elaboración propia

Ecuación 4: Fórmula del momento

$$2T_1 = T_2$$

$$Fr = \frac{Fc \cdot d_{vol}}{2 \cdot h_1}$$

Donde:

- *Fr*: Fuerza resultante en la rótula.
- *Fc*: Fuerza ejercida por el conductor.
- *d_{vol}* : Distancia desde el punto de sujeción del volante al centro de la columna de dirección.
- *h₁*: Brazo de palanca (distancia vertical desde el agujero de la leva al centro de la columna).

Al aplicar la (Ecuación 4), se determinó que cada rótula debe soportar una carga de 144 N. Tomando como referencia técnica los componentes utilizados en vehículos tipo Karting presentes en el taller automotriz de la universidad, se optó por una rótula de tipo "ojo de pez" con un diámetro interior de 8 mm.

Tras consultar el catálogo técnico del fabricante ISB, de la (Figura 32) se seleccionó el modelo SI 8 C. Según las especificaciones del fabricante, este componente posee una capacidad de carga estática de 12.9 kN y una capacidad dinámica de 5.85 kN.

Dado que estos valores superan ampliamente la carga de operación calculada, se valida la selección de este componente para el sistema de dirección.

Teste a snodo (esenti da lubrificazione) Rod ends (maintenance-free)



Sigla ¹⁾ Designation ¹⁾		Dimensioni mm Dimensions mm																Gradi Degrees	Distanza dagli spigoli Distance from edges (mm.)	Carico Load ratings		Peso Weight
senza tenuta without seal	con tenuta with seal	d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	B	C ₁	D	h ₁	W	l ₁	l ₄	l ₅	l ₇	≈ α	r _{1min}	Dinamico C Dynamic C kN	Statico C ₀ Static C ₀ kN	≈ Kg
SI 5 C	-	5	7	21	M 5x0,8	10	13	10	6	4,4	-	30	10	11	40,5	5	-	13	0,3	3,4	8,1	0,016
SI 6 C	-	6	8	21	M 6x1	10,5	13	10	6	4,4	14	30	11	11	40,5	5	10,5	13	0,3	3,60	8,15	0,021
SI 8 C	-	8	10,2	24	M 8x1,25	12	15	13	8	6	16	36	13	15	48	5	12	15	0,3	5,85	12,90	0,039
SI 10 C	-	10	13,2	29	M 10x1,5	15	18	16	9	7	19	43	15	20	57,5	6,5	14	12	0,3	8,65	17,60	0,061
SI 12 C	-	12	15	34	M 12x1,75	17	20	18	10	8	22	50	18	24	67	6,5	17,5	11	0,3	11,40	24,50	0,096
SI 15 C	-	15	18,4	40	M 14x2	20	24	22	12	10	26	61	21	30	81	8	20	8	0,3	17,6	36	0,18
SI 17 C	-	17	20,7	46	M 16x2	23	28	25	14	11	30	67	24	34	90	10	23	10	0,3	22,40	45	0,22
SI 20 C	-	20	24,1	53	M 20x1,5	27,5	35	29	16	13	35	77	32	40	103,5	10	27,5	9	0,6	31,6	60	0,35
SI 25 C	-	25	29,3	64	M 24x2	33,5	42	35,5	20	17	42	94	36	48	126	12	32	7	0,6	51	83	0,64
SI 30 C	SI 30 C 2RS	30	34,2	73	M 30x2	40	50	40,7	22	19	47	110	41	56	146,5	15	37	6	0,6	66,5	110	0,93

Figura 34 Catálogo de las rótulas.

Nota. Catálogo rótulas, la línea marcada con color amarillo fue seleccionado. Fuente: Fabricante IBS.

2.4 Ensamblaje completo del sistema de dirección en Inventor

Una vez finalizado el modelado tridimensional de cada uno de los componentes, se procedió a la integración y ensamblaje completo del sistema de dirección dentro del entorno CAD de Fusion 360, tal como se ilustra en la (Figura 33).

El objetivo de este proceso no solo fue consolidar el diseño, sino también realizar una verificación de su funcionamiento. Mediante el uso de herramientas de uniones y restricciones de movimiento, se validó las interferencias mecánicas y se corroboró que el mecanismo responde a los parámetros de diseño.

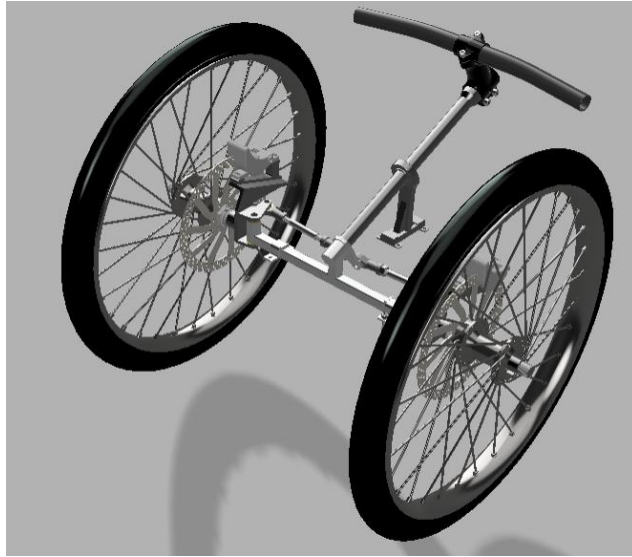


Figura 35 Ensamblaje del sistema de dirección para la edición 2026.

Nota. Ensamblaje del sistema de dirección diseñado CAD. Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, el conjunto ensamblado en la fue incorporado al modelo de la carrocería del vehículo con el fin de analizar su ubicación y adaptación dentro del chasis.

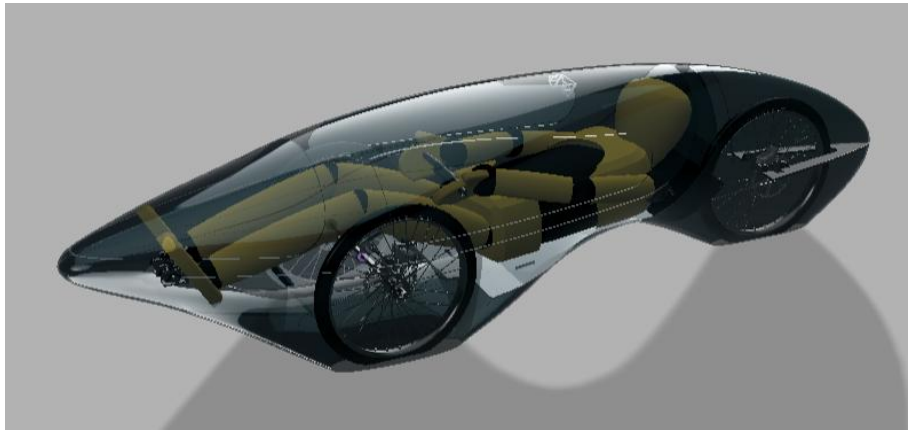


Figura 36 Ensamblaje del sistema de dirección en la carrocería.

Nota. Ensamblaje del sistema de dirección a la carrocería diseñado CAD. Fuente: Elaboración propia.

Este ensamblaje funcional permitió evaluar la correcta articulación de los componentes del sistema de dirección, así como comprobar su adecuada integración espacial dentro de la estructura del vehículo.

2.5 Validación estructural del sistema mediante simulación estática

Con el objetivo de verificar la integridad estructural del sistema de dirección bajo las condiciones de carga previstas para la competencia Shell Eco-marathon 2026, se procedió a realizar un análisis mediante ingeniería asistida por computadora (CAE).

2.5.1 Distribución de masas y centro de gravedad

Para garantizar la precisión en la distribución de pesos, se utilizó el software Autodesk Fusion 360. El procedimiento consistió en asignar las propiedades físicas y densidades reales a cada uno de los elementos modelados en el prototipo, desde la carrocería de material compuesto hasta los componentes electrónicos y mecánicos. En la (Tabla 3) se muestran los resultados de los distintos componentes.

Tabla 3 Masas y centro de gravedad de cada componente del prototipo

	Masa (kg)	Fuerza (N)	Distancia al CG en x(m)	Distancia al CG en y(m)
Carrocería	20	196,20	1,44	0,37415
Dirección	7,177	70,41	1,81	0,36935
Soporte trasero	0,513	5,03	0,28	0,3008
Frenos	0,567	5,56	2,55	0,31535
Soporte pantalla	0,0848	0,83	1,25	0,71135
Cinturón	1,126179	11,05	1,31	0,42175
Batería	1,4285	14,01	0,81	0,3042
Módulos	4,5	44,15	0,81	0,3042
Conductor	50	490,50	1,47	0,39535

Nota. Se uso el software de Autodesk Fusion 360 para obtener los datos

Posteriormente, se determinaron las coordenadas del centro de gravedad longitudinal y vertical del vehículo completo empleando la (Ecuación 5) y (Ecuación 6), propuestas por (Gillespie,2021).

Ecuación 5: Distribución Longitudinal

$$X_{cg} = \frac{\sum_{(i=1)}^n m_i x_i}{\sum_{(i=1)}^n m_i}$$

Ecuación 6: Distribución Vertical

$$z_{cg} = \frac{\sum_{(i=1)}^n m_i z_i}{\sum_{(i=1)}^n m_i}$$

Donde

- m_i : Masa de cada componente individual.
- x_i : Distancia longitudinal desde el origen hasta el CG de cada pieza.
- z_i : Distancia vertical desde el origen hasta el CG de cada pieza.

Una vez recopilada la información de todos los elementos, se calculó el centro de gravedad general y el peso total del prototipo, incluyendo el sistema de dirección. Los valores obtenidos para cada componente se detallan en la (Tabla 4).

Tabla 4 Reacciones obtenidas del vehículo prototipo

Distancia horizontal al centro de masa (m)	1,446308751
Distancia vertical al centro de masa (m)	0,38143466
Peso en el eje delantero(N)	563,6359956
Peso en el eje trasero (N)	274,10

Nota. Centro de gravedad (CG), y distribución de fuerzas

2.5.2 Definición de casos críticos de carga

Para el análisis estructural del sistema, se han identificado escenarios de carga bajo condiciones estáticas y dinámicas, los cuales representan las sollicitudes mecánicas más exigentes para los componentes:

- **Caso Estático:** Se define como el punto crítico el momento en el que el conductor ingresa al habitáculo. En esta situación, el peso del operario se aplica de manera puntual sobre la estructura antes de que este se ubique en la posición final de conducción, lo que puede generar concentraciones de esfuerzo superiores a las de operación normal.
- **Caso Dinámico:** Se han determinado dos escenarios principales de análisis: el frenado máximo y la transferencia de carga lateral en curva.

La selección de estos casos se fundamenta en las características específicas de la competencia Shell Eco-marathon. Asimismo, dado que el vehículo está diseñado bajo parámetros de ultra alta eficiencia, se ha establecido una velocidad máxima de diseño de 30 km/h, lo que permite acotar las fuerzas inerciales durante las maniobras de desaceleración y giro.

2.5.3 Análisis de transferencia de carga en condiciones dinámicas

Para la selección y validación de los pernos de la base de las manguetas, se consideró el escenario de carga más exigente. Estos elementos son críticos, ya que actúan como el nexo estructural que transmite la totalidad del peso del vehículo y las fuerzas inerciales hacia el sistema de dirección. Siguiendo los principios de Beer et al. (2010), el movimiento del vehículo en trayectoria curva genera dos componentes de aceleración: normal (a_n) y tangencial (a_t). La distribución de estas fuerzas se ilustra en la (Figura 35).

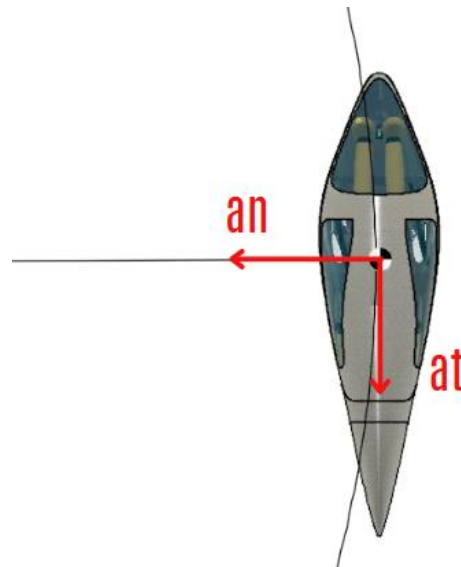


Figura 37 La distribución de estas fuerzas

Nota. Distribución fuerzas en curvas. Fuente: Elaboración propia.

2.5.4 Análisis de transferencia de carga longitudinal (Frenado)

La aceleración tangencial en este estudio se asocia directamente con la fase de frenado (desaceleración). Siguiendo la metodología de diseño de elementos de máquinas Hamrock et al., 2000, se analizó el comportamiento del vehículo durante una deceleración máxima, en la (Figura 36).

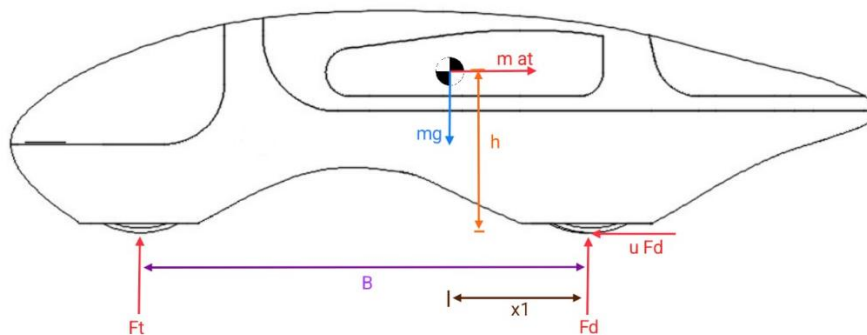


Figura 38 Comportamiento del vehículo durante una deceleración máxima

Nota. Distribución fuerzas. Fuente: Elaboración propia.

Aplicando la (Ecuación 7) de la segunda ley de Newton obtenemos la desaceleración del vehículo prototipo.

Ecuación 7: Formula Segunda ley de newton

$$\Sigma F_x = -m \cdot at$$

$$a = \frac{\mu \cdot Fd}{m}$$

Donde:

- at es la desaceleración.
- Fd es el peso en el eje delantero.
- m es la masa total del vehículo.

Y el peso de las ruedas delanteras obtenidas del mismo grafico mediante la (Ecuación 8) de sumatoria de momentos.

Ecuación 8: Formula de sumatoria de momentos

$$\Sigma MFt = m \cdot at \cdot h$$

$$Wzf = \frac{m \cdot g \cdot x1}{B - \mu \cdot h}$$

Donde:

- g : es la gravedad.
- $x1$: la distancia de la rueda delantera al centro de gravedad.
- B : es la batalla.
- μ : es el coeficiente de fricción de las ruedas.
- h : la altura al centro de gravedad.

Tras la resolución de las ecuaciones, se obtuvo una desaceleración de 1.98 m/s^2 . Este fenómeno produce una transferencia de carga hacia el eje frontal, resultando en una fuerza total de 618.3 N en las ruedas delanteras. En comparación con el estado estático, se evidencia un incremento de 54.67 N (aproximadamente 5.57 kg), mientras que la carga en el eje trasero se reduce a 219.43 N .

2.5.5 Aceleración Normal y Transferencia Lateral

La aceleración normal es función de la velocidad de avance y el radio de curvatura, definida por la (Ecuación 9).

Ecuación 9: Formula de aceleración normal

$$a_n = \frac{V^2}{r}$$

Donde:

- V : es la velocidad del vehículo.
- r : es el radio de giro.

Considerando la velocidad máxima de diseño de 30 km/h y un radio de giro de 7.5 m , se obtiene una aceleración normal de 9.25 m/s^2 .

Simultáneamente, la aceleración normal genera un momento volcador que desplaza la masa hacia las ruedas exteriores del giro. Para cuantificar este efecto, se realizó un análisis de cuerpo libre en el plano frontal, se ve (Figura 37).

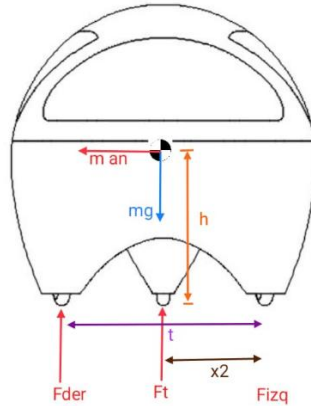


Figura 39 Análisis de cuerpo libre en el plano frontal

Nota. Distribución fuerzas vista frontal. Fuente: Elaboración propia.

Aplicado la sumatoria de momentos respecto al punto de contacto de la rueda interior

Ecuación 10: Formula de Sumatoria de momentos.

$$\Sigma M_{izq} = -m \cdot a_n \cdot h$$

$$F_{der} = \frac{(m \cdot g \cdot x_2 - F_t \cdot x_2 + m \cdot a_n \cdot h)}{t}$$

Donde:

- F_{der} : Carga vertical en la rueda exterior.
- F_t : Carga soportada por el eje trasero en frenado.
- t : Trocha o ancho de vía.
- x_2 : Distancia lateral al centro de gravedad.

Y también podemos obtener la fuerza de la rueda izquierda, con la (Ecuación 11).

Ecuación 11: Formula de Sumatoria de Fuerzas.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{izq} = m \cdot g - F_{der} - F_t$$

Donde:

- F_{der} : Carga vertical en la rueda exterior.
- F_t : Carga soportada por el eje trasero en frenado.
- g : gravedad
- m : masa

Bajo estas condiciones, la carga en la rueda delantera exterior se incrementa hasta los 324.24 N, lo que representa un aumento de 42.42 N (4.32 kg) respecto a la condición de reposo.

En contraparte, la rueda interior disminuye su carga a 294 N. Debido a la simetría del vehículo, este valor de 324.24 N se establece como la carga nominal de diseño para la selección de la tornillería en ambos extremos del eje delantero, garantizando la integridad estructural en cualquier sentido de giro.

2.5.6 Determinación de las fuerzas en la tornillería

En esta etapa, se definen los elementos de sujeción sometidos a las mayores solitudes mecánicas. Por su ubicación estratégica y función estructural se ve en la (Figura 38), se determinó que los pernos más críticos son aquellos que integran el soporte de las manguetas.

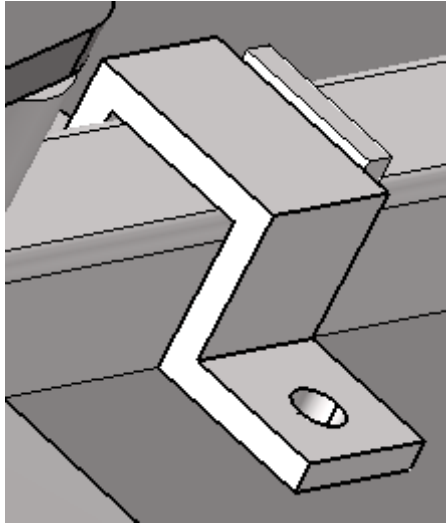


Figura 40 Elementos de sujeción.

Nota. Diseño del elemento de sujeción. Fuente: Elaboración propia

Para cuantificar las fuerzas que actúan sobre estos pernos, es necesario considerar la fuerza de frenado del vehículo. De acuerdo con Hamrock et al. (2000), el torque de frenado se obtiene mediante la siguiente (Ecuación 12).

Ecuación 12: Formula Torque de frenado

$$T = \frac{Fd \cdot \mu \cdot dr}{4}$$

Donde:

- T : es el torque de frenado
- dr : es el diámetro de la rueda

Al aplicar esta fórmula, se obtuvo un torque de frenado de 43.53 Nm. Posteriormente, al multiplicar este valor por el diámetro medio del disco, se determinó una fuerza tangencial de freno de 527.69 N.

Las fuerzas de frenado de vehículo prototipo se distribuye por el neumático generando componentes, la (Figura 39) muestra el sentido que tienen estos vectores de fuerzas.



Figura 41 El análisis de las fuerzas resultante de la reacción y tangencial

Nota. Fueras en el neumático. Fuente: Elaboración propia

Por tal motivo, se desarrollado un diagrama de cuerpo libre (DCL) tridimensional de la (Figura 40) para realizar un cálculo basado en estática 3D

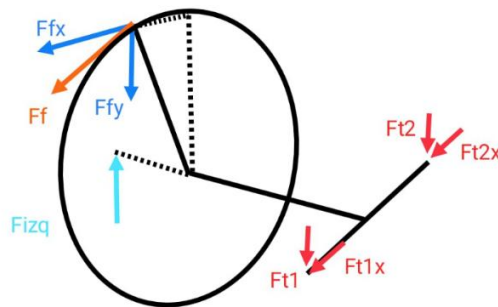


Figura 42 Distribución de las Fuerzas en DCL tridimensional

Nota. Diseño del elemento de sujeción. Fuente: Elaboración propia

Siguiendo los principios de Beer et al. (2017), el cálculo se fundamenta en la sumatoria de momentos de la (Ecuación 13), definidos por el producto cruz entre el vector de posición y el vector de fuerza.

Ecuación 13: Formula de Sumatoria de momentos 3D

$$M = \vec{r} \times \vec{F}$$

Donde:

- M : es el momento que genere cada fuerza

- \bar{r} : la distancia de la fuerza al punto de referencia
- \bar{F} : la fuerza

Utilizando el perno 1 como nodo de referencia para el cálculo de momentos, se obtuvieron las cargas que actúan específicamente sobre el perno 2. Los resultados arrojaron una fuerza Ft2 de 703.15 N y una fuerza Ft2x de 277.14 N. Estos valores serán la base para la validación de la resistencia de la tornillería seleccionada.

2.5.7 Selección y validación de los tornillos

A partir de las fuerzas resultantes calculadas en la sección 2.5.6 anterior, se determinó que los elementos de sujeción están sometidos a esfuerzos combinados de tensión y corte.

Para la selección, se dimensionó la longitud del perno aplicando la metodología de diseño de elementos de máquinas de Budynas y Nisbett (2008).

Considerando el diámetro de los alojamientos y la presencia de cargas dinámicas, se seleccionó preliminarmente un perno de 8 mm con rosca fina. El procedimiento para obtener las dimensiones geométricas del elemento se resume en la (Tabla 5).

Tabla 5 Dimensiones de la tornillería

Tabla 8-1	Diámetro Perno	M8	mm	
Tablas 8-1	Paso	1	mm	
Tablas A-33	Espesor arandela	2,3	mm	
	Espesor placa 1	3	mm	
	Espesor placa 2	10	mm	
Tablas A-31	Espesor tuerca	6,8	mm	
Tabla 8-1	Área perno con rosca	39,2	mm	
	Área perno sin rosca	50,26	mm	
Tablas 8-11	Sy perno	720	MPa	
	Sy placa	276	MPa	
	Largo placa 1	15	mm	
	largo placa 2	384,23	mm	
Tabla A-17	Longitud tornillo	26,4	mm	28 mm longitud final.
Tabla 8-7 (formula)	Longitud Roscada	22	mm	

Longitud no roscada	6	mm
---------------------	---	----

Nota. Datos obtenidos de las tablas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.

Como resultado, se determinó el uso de un perno M8 x 1 rosca fina ya que soporta cargas dinámicas bajo la norma ISO clase 9.8, con una longitud total de 28 mm y una longitud roscada de 22 mm.

La clase de resistencia se asumió como parámetro de diseño inicial, el cual se validará posteriormente mediante el cálculo de los factores de seguridad.

2.5.8 Falla al cortante

La evaluación de los modos de falla por esfuerzo cortante, incluyendo el corte del perno, el aplastamiento del perno, el aplastamiento de las placas y la falla por tensión en los elementos unidos, en la (Tabla 6).

Tabla 6 Resultados de los cálculos de los pernos

	Esfuerzo cortante (MPa)	Esfuerzo axial (MPa)	Factor de Seguridad (FS)
Falla cortante perno	5,51	0	7,53
Falla aplastamiento perno	0	11,54	6,23
Falla aplastamiento placa	0	11,54	2,39
Falla tensión placas	0	6,59	4,18

2.5.8 Falla por tensión

Para el análisis de los esfuerzos a tensión, es imperativo determinar la constante de rigidez de la unión (C), la cual define la proporción de la carga externa que absorbe el perno en relación con los elementos que confina. De acuerdo con Budynas y Nisbett (2008), esta constante se calcula con la (Ecuación 14) a partir de la rigidez de los componentes involucrados de la (Ecuación 15).

Ecuación 14: Formula de la constate de rigidez

$$C = \frac{Kb}{Kb + Km}$$

Donde:

- C : Constante de rigidez
- Kb : Rigidez del perno o tornillo (bolt).
- Km : Rigidez equivalente de los miembros unidos (placas, arandelas, etc.).

Ecuación 15: Fórmula de Rigidez de los componentes involucrados

$$Km = \frac{0.577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln\left(\frac{5 \cdot (0.577 \cdot L + 0.5 \cdot d)}{0.577 \cdot L + 2.5 \cdot d}\right)}$$

Donde:

- E : Módulo de elasticidad del material del tornillo.
- Km : Rigidez equivalente de los miembros unidos (placas, arandelas, etc.).
- d : Diámetro del perno.
- L : Longitud de agarre.

Para calcular la rigidez del perno (Kb), uso de la (Ecuación 15), se considera su geometría escalonada (zona roscada y no roscada).

Ecuación 16 Formula de Rigidez del perno.

$$Kb = \frac{E \cdot At}{Lt}$$

Donde

- Kb : Rigidez del perno o tornillo (bolt).
- E : Módulo de elasticidad del material del tornillo.
- At : Área de esfuerzo a la tensión del tornillo.
- Lt : Longitud roscada tornillo.

2.5.9 Resultados de falla por tensión

Los valores calculados para las rigideces individuales y la constante de la unión se encuentran tabulados en la (Tabla 7).

Tabla 7 Resultados de falla por tensión

Parámetros	Valores	Unidades
Diámetro pernos	0,008	m
Área perno	5,02655E-05	m ²
Área perno zona roscada	0,0000392	m ²
Módulo de elasticidad perno	2,07E+11	Pa
Longitud zona roscada	0,022	m
Longitud zona no roscada	0,006	m
kb	304147560,2	Nm
Ancho arandelas	0,0046	M
Modulo elasticidad arandelas	71000000000	Pa
km1	1339703964	N/m
Ancho oreja de sujeción	0,003	M
Modulo elasticidad orejas de sujeción	71000000000	Pa
km2	1861531931	N/m
Ancho base conductor	0,01	M
Modulo elasticidad base conductor	68800000000	Pa
km3	780249632,2	N/m
1/km	1,28363E-09	N/m
km	779043403,7	N/m
C	0,280788495	-

Definida la constante de rigidez, se procedió a calcular la precarga requerida para garantizar el cierre hermético y la transmisión de cargas por fricción en la junta, resultados en la (Tabla 8).

Tabla 8 Resultados de la precarga a los pernos M8

Clase de Resistencia ISO 9.8		
C	0,28	
Resistencia a la fatiga	140	MPa
Resistencia de prueba	650	MPa
Resistencia ultima	900	MPa
Carga prueba	25480	N
Precarga	19110	N
Torque apriete	30,57	Nm

Los cálculos determinaron que se debe aplicar un torque de instalación de 30.57 Nm. A partir de esta precarga, se evaluaron los factores de seguridad del perno sometido a cargas de tensión, se presenta en la (Tabla 9), considerando las condiciones estáticas, dinámicas (fatiga) y el factor de seguridad contra la separación de la junta (Budynas y Nisbett, 2008).

Tabla 9 Resultados de los Factores de seguridad en pernos

FS Estático	34,8506401
FS Dinámico	22,0546453
FS contra la separación	37,796252

Considerando todos los escenarios de carga aplicados, el análisis determinó un factor de seguridad general mínimo de 6.23 para el perno y de 2.39 para la placa de soporte. Estos valores superan los márgenes de diseño establecidos, lo que confirma que el perno M8 ISO 9.8 seleccionado resiste de manera óptima las exigencias estructurales del sistema de dirección.

2.6 Análisis de Ingeniería y Validación Estructural (Entorno CAE)

Ahora para validar estructuralmente el sistema se utilizó el software especializado Hypermesh, para simular, analizar y optimizar el comportamiento de un diseño físico antes de construir un prototipo real, para la simulación se usó el aluminio 6061-T6 ya que este material lo dispone la universidad.

2.6.1 Procesamiento y generación de la Malla

Para que el software procese y de un resultado preciso, la calidad de malla tiene validación bajo criterios de Aspect Ratio (< 5) y Jacobian (> 0.6), asegurando que la distorsión de los elementos no afectara la matriz de rigidez. En la (Figura 41) se muestra la los componentes del sistema de dirección y espaldar ensamblados, con la calidad de malla.

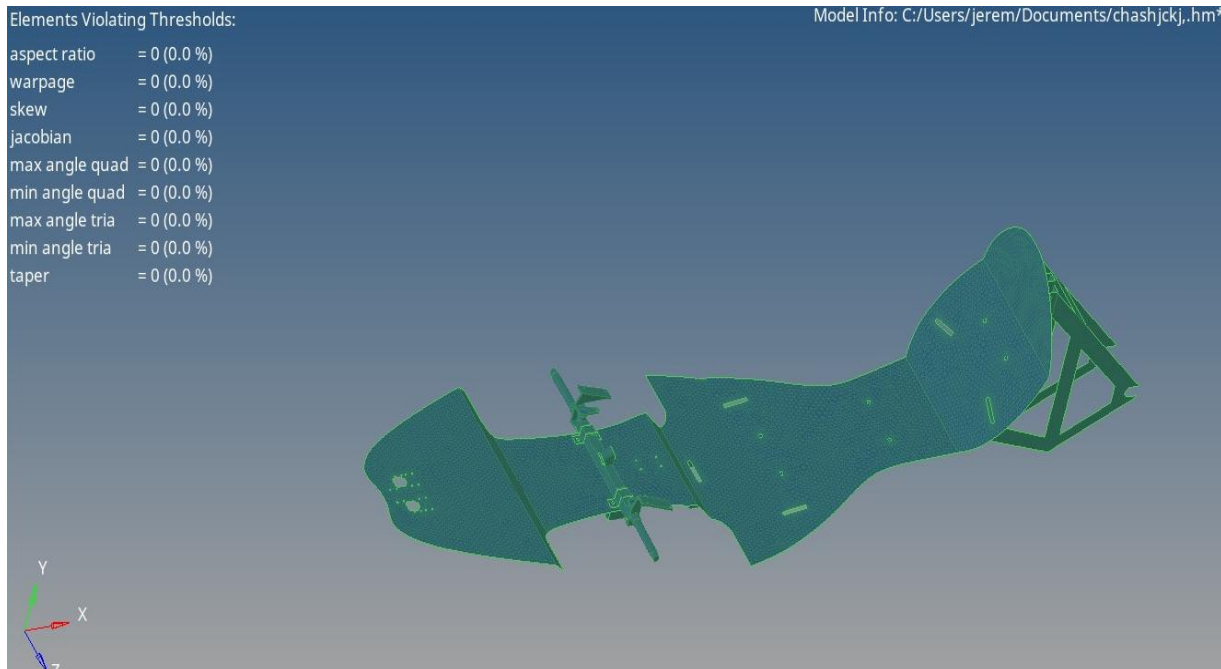


Figura 43 Función de hypermesh para el control de calidad de la malla.

Nota. En la figura muestra la calidad de malla al sistema de dirección 2026. Fuente: Elaboración propia.

2.6.2 Análisis de la estructura en el caso estático

Cuando el conductor este de pie en el vehículo para salir o entrar al vehículo, en ese momento se produce el caso más crítico para la dirección en el caso estático, ya que actúa el peso del conductor como una carga puntal.

Definiendo el caso critico preparamos el entorno en Hypermesh, colocando una carga, que es el peso del conductor, en el centro de la estructura aproximadamente como se ve en la (Figura 42) y los soportes en las manguetas y en la parte posterior del vehículo donde se conectan las llantas.

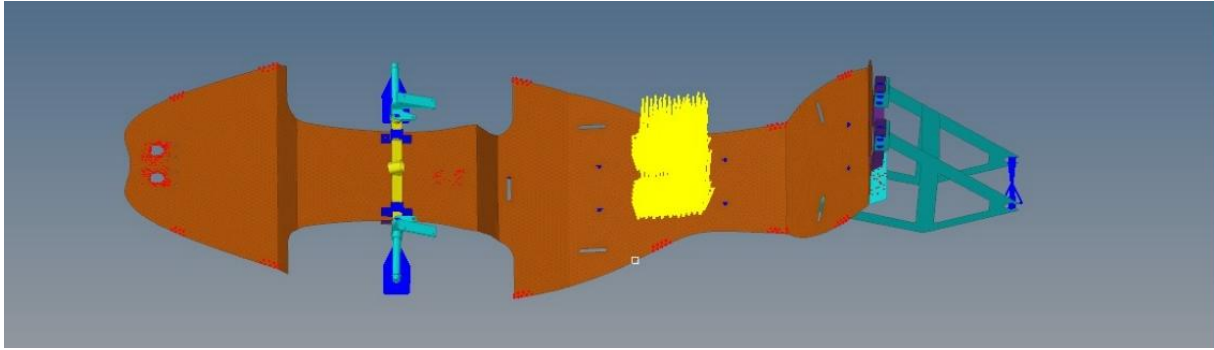


Figura 44 Entorno preparado de fuerzas y soportes de la estructura.

Nota. En la figura muestra las fuerza y soportes del caso estático. Fuente: Elaboración propia.

2.6.3 Resultado del análisis de la estructura en el caso estático

En la (Figura 42) se presenta el mapa de contornos de los Esfuerzos de Von Mises obtenidos tras la simulación en el software Altair OptiStruct. El modelo representa el conjunto de la mangueta y soportes sometidos a la carga vertical del vehículo y el piloto.

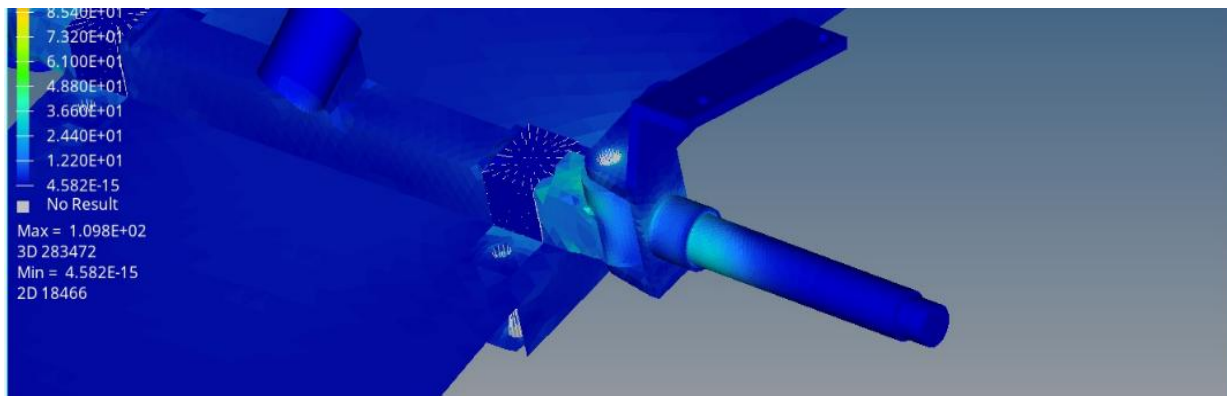


Figura 45 Resultado de la simulación en el entorno CAE.

Nota. En la figura muestra los resultados de esfuerzos de vonMises. Fuente: Elaboración propia.

El valor máximo registrado es de 109.8 MPa. Al comparar este valor con el límite de fluencia del material, que en este caso es el Aluminio 6061-T6, $\sigma_y = 276 \text{ MPa}$, se confirma que el diseño opera dentro del rango elástico.

Ecuación 17: Formula de Factor de Seguridad.

$$\eta = \frac{276 \text{ MPa}}{109.8 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 2.51$$

Para el caso estático, se obtuvo un factor de 2.51 indica que si resiste ante el caso estático y puede resistir 1.5 veces más del esfuerzo al que le estamos sometiendo.

2.6.4 Análisis de la estructura en el caso dinámico combinado I

El caso crítico para la dirección en dinámico, sería al momento de frenar y dar una curva, una aceleración no sería crítico ya que los vehículos de la Shell eco marathon no son veloces. Por transferencias de masas, al momento de frenar se suma una carga adicional a la parte delantera del prototipo (Gillespie,2021).

Y preparamos el entorno en Hypermesh de acuerdo con los cálculos obtenidos se ve en (Figura 44).

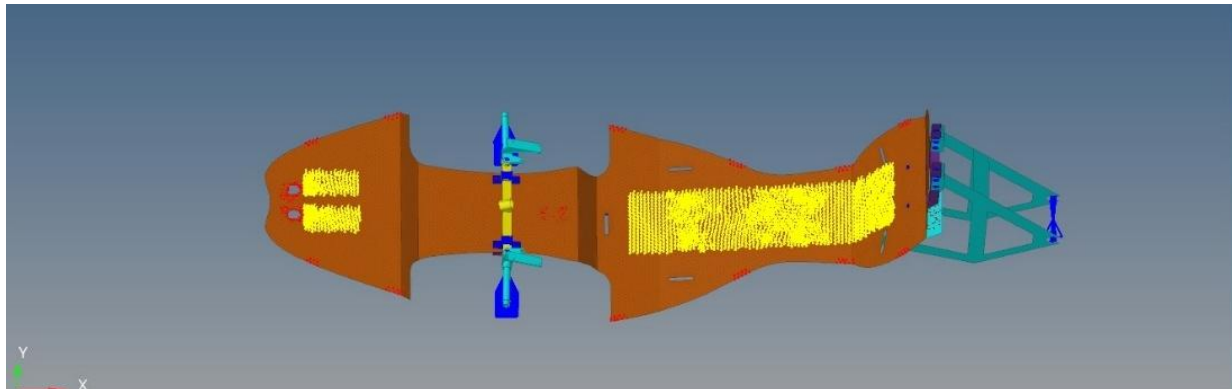


Figura 46 Entorno CAE para el caso dinámico combinado.

Nota. En la figura muestra las fuerza y soportes del caso dinámico combinado I. Fuente: Elaboración propia.

2.6.5 Resultado de análisis de la estructura en el caso dinámico combinado I

En la (Figura 45), se observa el comportamiento estructural del sistema bajo condiciones dinámicas simultáneas. Este análisis es crítico, ya que simula la entrada a una curva cerrada mientras el piloto aplica el sistema de frenado, generando una transferencia de masa hacia el tren delantero y fuerzas centrípetas sobre los brazos de dirección.

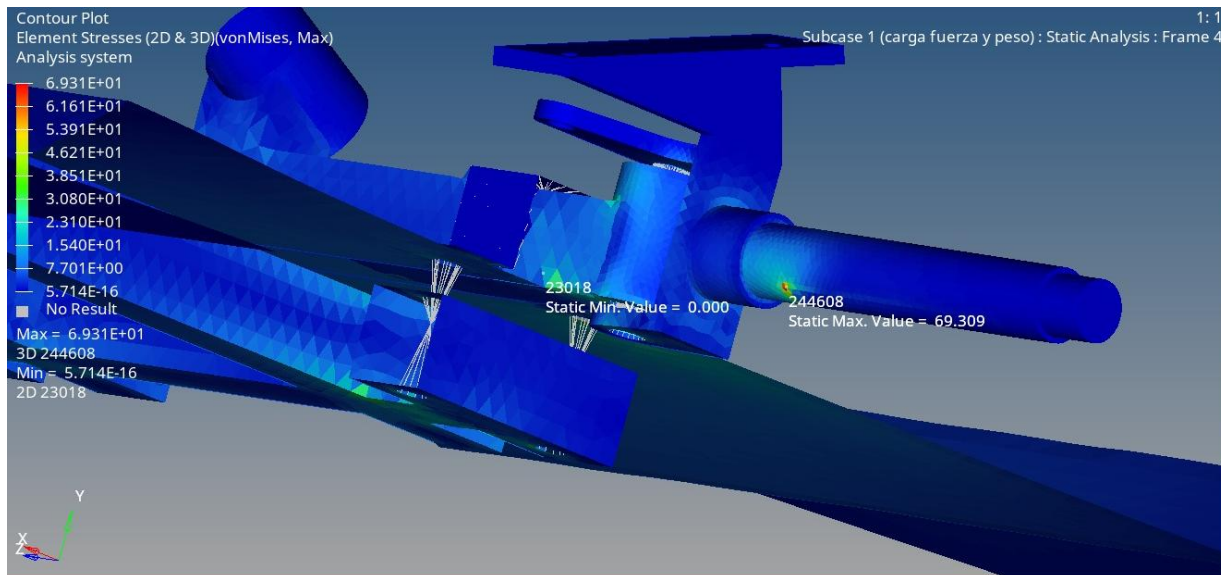


Figura 47 Resultado del análisis en el caso dinámico combinado.

Nota. En la figura muestra los resultados de esfuerzos de vonMises. Fuente: Elaboración propia.

El esfuerzo máximo de 69.309 MPa se localiza en la base del eje de la mangueta. Es fundamental notar que, aunque el valor es moderado, la zona de contacto presenta un gradiente de color más uniforme, lo que sugiere que el diseño maneja bien la torsión inducida por el viraje.

Ecuación 18: Formula de Factor de Seguridad

$$\eta = \frac{276 \text{ MPa}}{69.31 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 3.98$$

Lo que indica que resiste incluso de mejor manera que en el caso dinámico, lo cual se puede deber a que el conductor ahora esta recostado.

2.6.6 Análisis de la estructura en el caso dinámico combinado II

Se ha simulado una condición donde el prototipo, mientras realiza una maniobra de frenado en curva, experimenta un impacto introduciendo una carga impulsiva en el eje Y. Preparamos el entorno en hypermesh similar al anterior con un cambio en la fuerza que recibe un impacto pequeño.

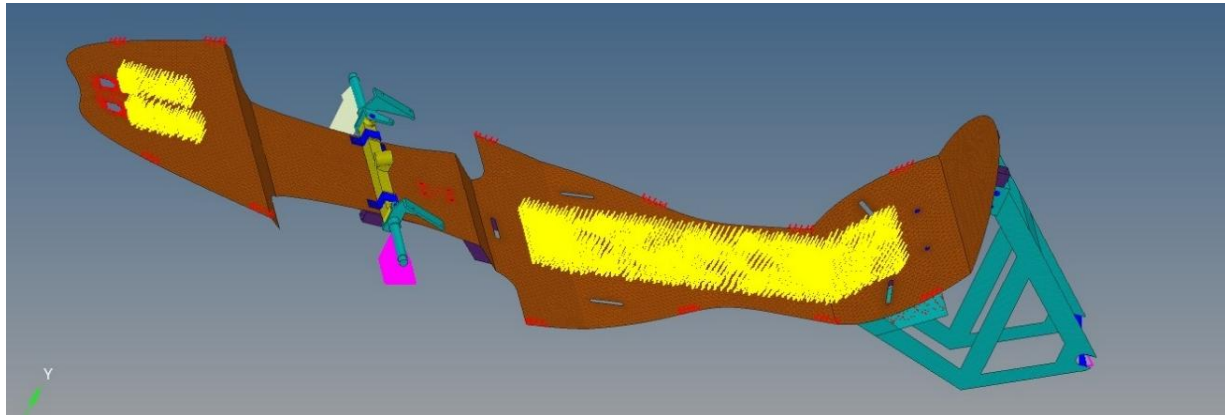


Figura 48 Entorno CAE para la simulación de dinámica combinada II

Nota. En la figura muestra las fuerza y soportes del caso dinámico combinado II. Fuente: Elaboración propia.

2.6.7 Resultado de análisis de la estructura en el caso dinámico combinado II

La última fase de la validación estructural simula un escenario de estrés extremo. En la (Figura 47), se observa la respuesta del conjunto ante la superposición de fuerzas longitudinales de frenado, fuerzas laterales de viraje y una carga de choque impulsiva.

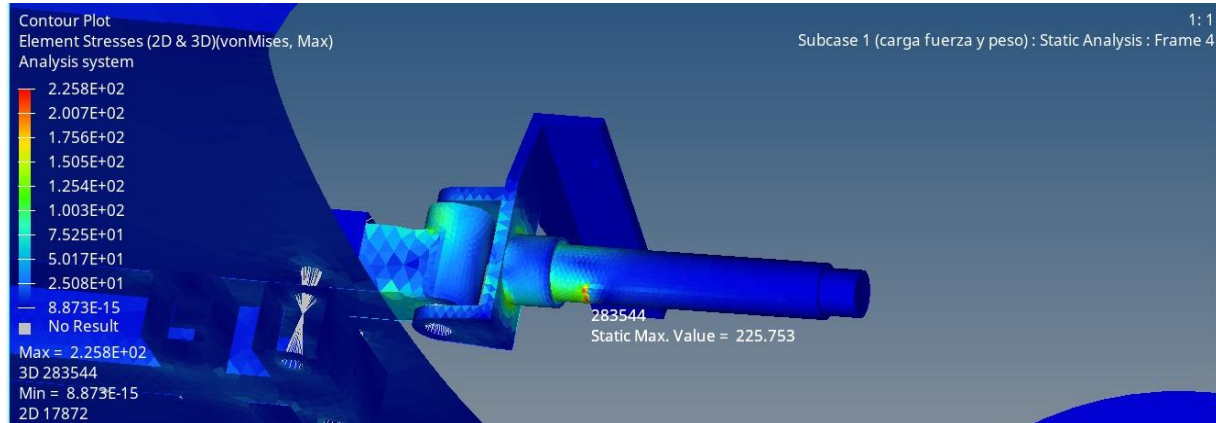


Figura 49 Resultado de la simulación en entorno dinámico combinado II

Nota. En la figura muestra los resultados de esfuerzos de VonMises. Fuente: Elaboración propia

El esfuerzo máximo de 225.753 MPa se localiza de forma puntual en la sección de transición del eje de la mangueta (marcado con el nodo 283544). Este incremento del 225% respecto al caso dinámico anterior confirma que el impacto es la variable que más compromete la integridad del sistema.

Ecuación 19: Factor de seguridad

$$\eta = \frac{276 \text{ MPa}}{225.7 \text{ Mpa}}$$

$$\eta = 1.22$$

El resultado nos indica que el material resiste sin embargo esta cercano al fallo, pero debido a que la competencia es en calle donde no hay irregularidades relevantes, no va a fallar.

2.6.8 Comparación de los resultados en los 3 casos

Para la fabricación de la mangueta el componente con mayor compromiso estructural del sistema se determinó que el Aluminio 6061-T6 es el material idóneo. Esta selección no solo cumple con los requerimientos técnicos de resistencia, sino que responde directamente al criterio de bajo costo de producción y a la disponibilidad inmediata del material en los laboratorios de la universidad. Al utilizar un recurso existente en la institución, se garantiza la viabilidad económica del prototipo sin comprometer la seguridad exigida por la Shell Eco-marathon.

Los resultados obtenidos mediante las simulaciones en el entorno CAE, considerando un límite de fluencia de 276 MPa para este aluminio, se detallan en la (Tabla 10).

Tabla 10 Resultados de los diferentes casos

Descripción del escenario	Esfuerzo máximo de Von Mises (MPa)	Factor de seguridad
Estático Nominal (Peso total + Piloto parado)	109.80	2.51
Dinámico Combinado (Frenado + Viraje)	69.31	3.98
Falla Crítica (Frenado + Curva + Impacto)	69.31	1.22

El Caso 3 se identifica como el punto de mayor estrés, donde el factor de seguridad es de 1.22. Aunque este valor es el más ajustado del diseño, se considera suficiente y seguro para el contexto de la competencia, dado que el circuito de la Shell Eco-marathon se caracteriza por ser una pista controlada sin irregularidades críticas que comprometan la integridad del sistema. De

esta manera, se logra un diseño que es técnicamente viable, estructuralmente seguro y económicamente eficiente al aprovechar los recursos institucionales.

CAPÍTULO 3

3. Verificación del cumplimiento con el reglamento de la Shell Eco-marathon 2026

3.1 Ajustes dimensionales y optimización de la geometría del mecanismo

Concluida la fase de diseño, se ajustó la geometría del sistema de dirección para cumplir con la condición de Ackermann, que reduce la fricción de las ruedas al girar. Se adoptó la geometría de Ackermann neutro, en la que las prolongaciones de las líneas de giro de los brazos de dirección coinciden en la línea de acción del eje trasero que se ve en la (Figura

Este principio implica que la rueda interna gira con un ángulo mayor que la externa al tomar una curva. El ángulo de las manguetas se ajustó iterativamente hasta lograr esta convergencia deseada.

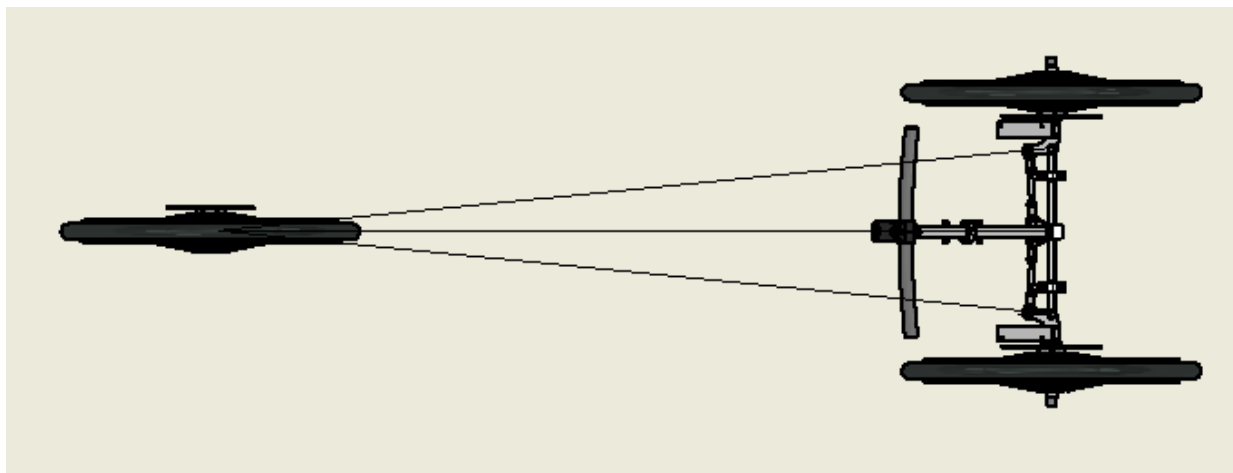


Figura 50 Proyección de líneas, para la configuración Ackermann

Nota. Se mira líneas proyectadas desde las manguetas hasta la rueda trasera. Fuente: Elaboración propia.

3.2 Validación del radio de giro y ángulos de operación según reglamento

De acuerdo con el reglamento de la Shell Eco-marathon 2026, el vehículo debe poseer un radio de giro máximo de 8 metros, medido desde la trayectoria de la rueda exterior. Bajo este lineamiento, se estableció un objetivo de diseño de 7,9 metros de radio.

3.2.1 Radio de giro y ángulos

Utilizando el ensamblaje funcional en el software CAD, se determinaron los ángulos de giro necesarios para alcanzar dicha magnitud. Mediante proyecciones geométricas de la (Figura 49), se obtuvo que, para un radio de 7,9 m, la rueda interna debe alcanzar un ángulo de $12,52^\circ$ y la rueda externa de $11,09^\circ$.

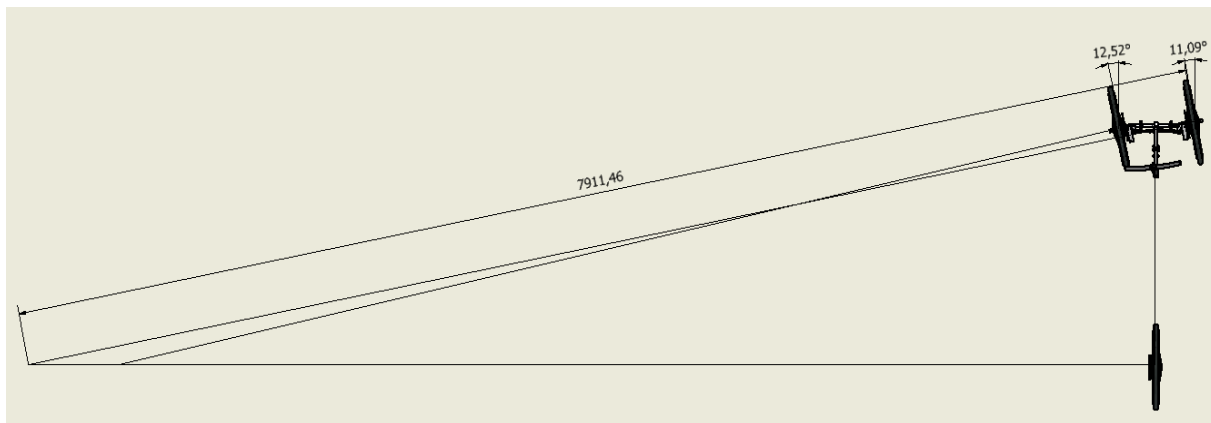


Figura 51 Ángulos de neumáticos y radio de giro.

Nota. El sistema métrico de software CAD está en mm. Fuente: Elaboración propia.

Las proyecciones de las manguetas no convergen en un único punto exacto, fenómeno atribuido al ángulo generado por el punto de pivote de la mangueta en su base. Ayuda a que la dirección regrese a su posición central después de un giro, lo que mejora la estabilidad en las rectas de la pista. Ver (Figura 50).

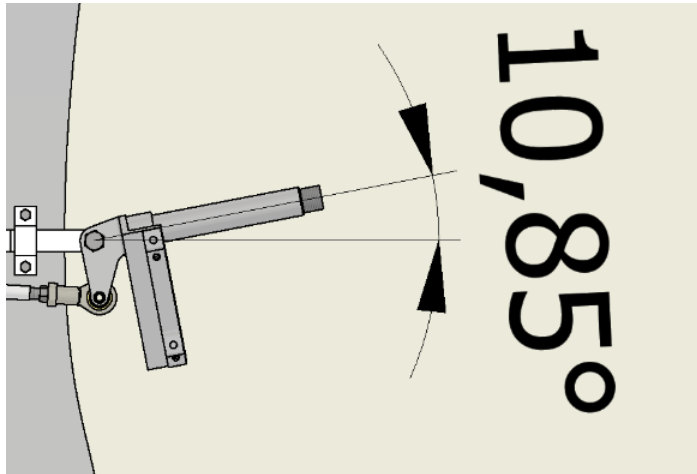


Figura 52 Angulo de pivote.

Nota. Inclinación del eje de dirección. Fuente: Elaboración propia.

3.2.2. Radio de giro y ángulos ideales

En el cálculo teórico de la geometría de Ackermann, se asume que las ruedas pivotan sobre su propio eje vertical, sin embargo, la configuración física del sistema introduce variaciones angulares respecto al modelo ideal en la (Figura 51).

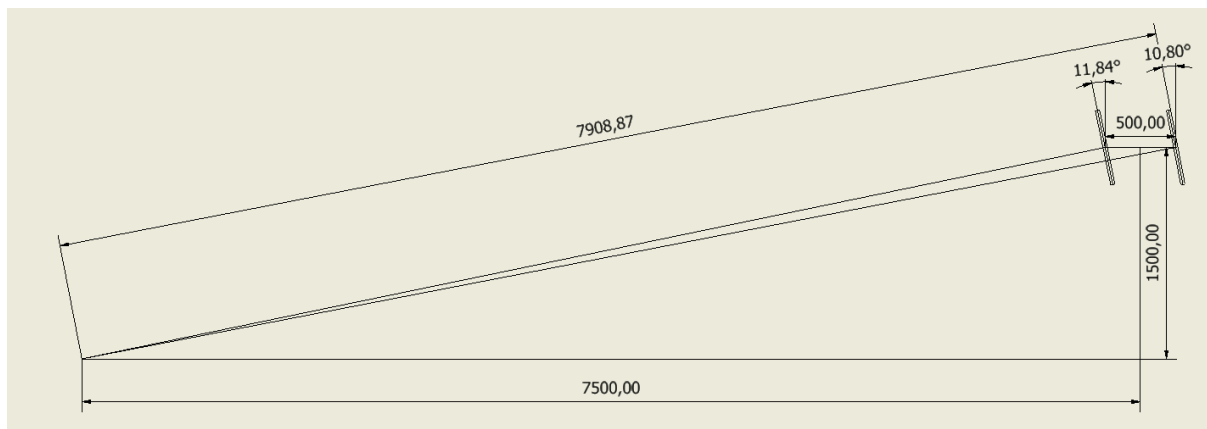


Figura 53 Geometría Akerman ideal

Nota. Geometría Akerman neutro. Fuente: Elaboración propia.

Este desfase geométrico genera un deslizamiento lateral mínimo en los neumáticos. No obstante, al cumplir con el criterio de dirección diferencial donde la rueda interna posee un ángulo de giro mayor a la externa, se obtiene una mejora en la respuesta direccional y una reducción del arrastre en comparación con una configuración de ángulos paralelos.

3.3 Verificación de interferencias entre componentes en el modelo CAD

El reglamento estipula que el sistema de dirección no debe presentar interferencias con los componentes de la carrocería ni con el habitáculo del conductor. Para validar este requerimiento, se ejecutó una simulación de movimiento en el modelo CAD llevando el mecanismo al ángulo de giro máximo establecido.

3.3.1 Verificación de interferencia del sistema de dirección con el conductor

En la vista superior, al girar al máximo el timón, existe el riesgo de que el neumático colisione con el conductor. Para esto, la comprobación de la vista en (Figura 52), desarrollada en el CAD verifico que el sistema de dirección no interrumpa la competencia.

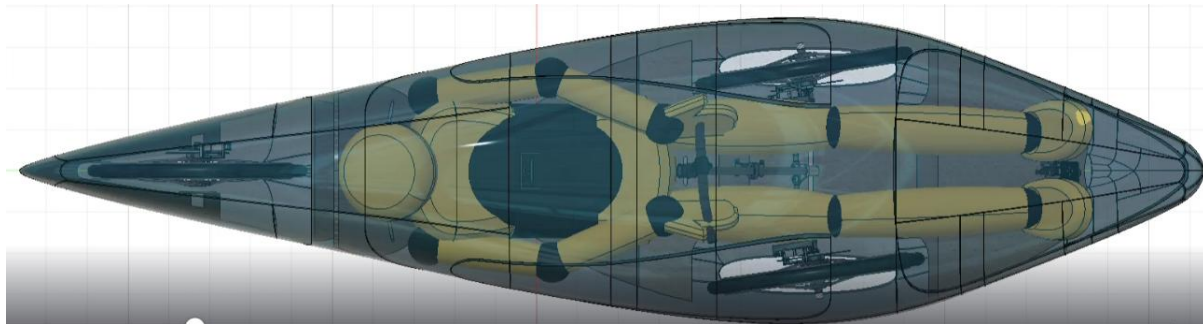


Figura 54 Modelo CAD vista superior

Nota. En la figura se observa que no hay rozamiento entre el neumático y conductor. Fuente: Elaboración propia.

3.3.2 Verificación de interferencia del sistema de dirección y carrocería

Durante este análisis, se verificó que los componentes móviles de la dirección mantienen una separación adecuada respecto a la estructura de la carrocería y el neumático, ver (Figura 53). Esta validación asegura la integridad operativa del sistema y el cumplimiento de las normativas de seguridad de la competencia.

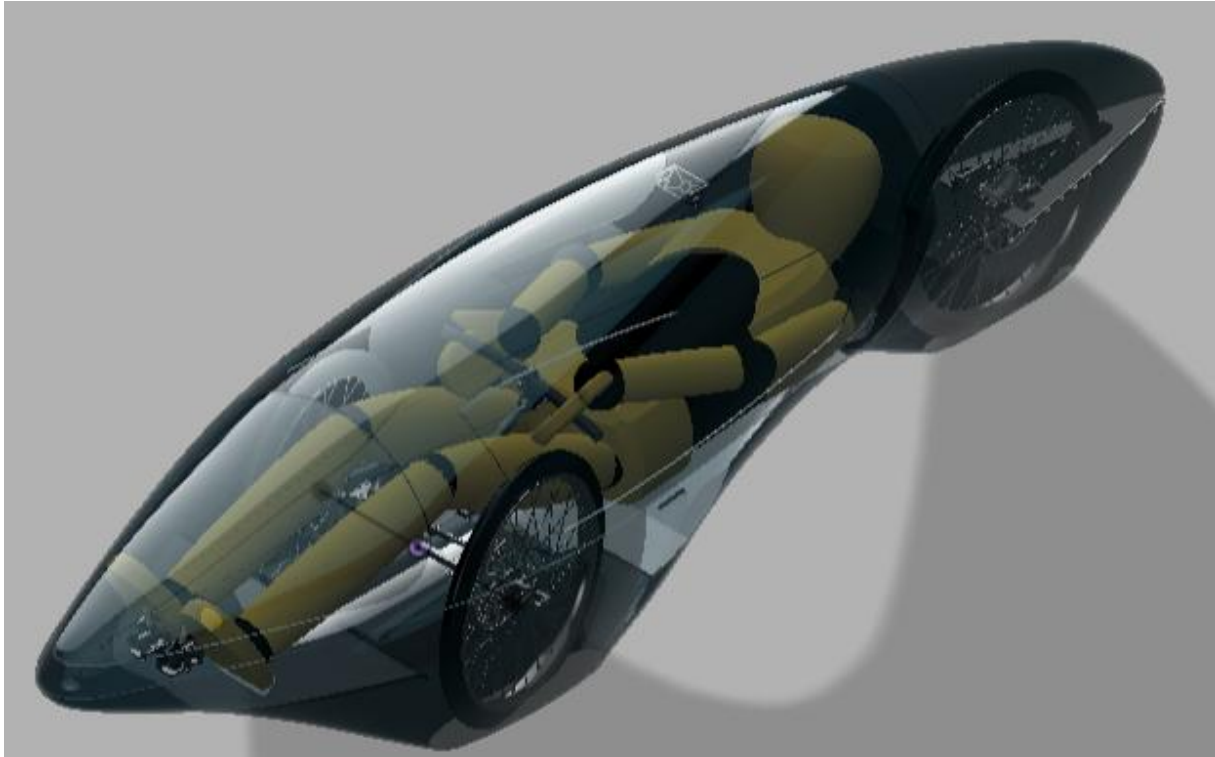


Figura 55 Vista Isométrica

Nota. En la figura se observa que no hay rozamiento entre el neumático y carrocería. Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 4

4.1 Elaboración de los planos de construcción del sistema de dirección

Se elaboraron los planos de cada una de las piezas como se va a ver a continuación utilizando el sistema americano para las vitas de los planos.

4.1.1 Lista de piezas

Se realizó un plano en el software CAD Autodesk Inventor con todas las piezas que lleva la dirección para identificar de mejor manera las piezas y donde van ubicadas dentro de la dirección, ver (Figura 54).

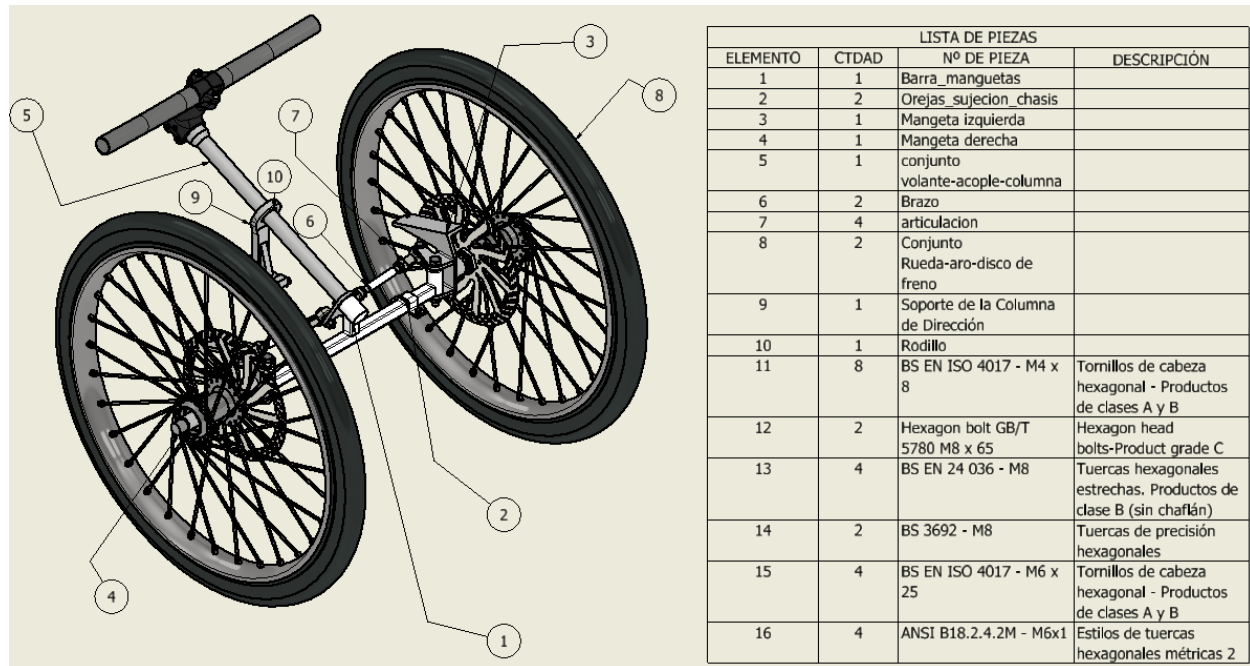


Figura 56 Lista de piezas

Nota. El listado de piezas, fue hecha en el Software Inventor. Fuente: Elaboración propia.

La tabla de la derecha detalla los 16 elementos numerados en el diagrama, especificando la cantidad, el nombre de la pieza (como manguetas, rodillos y brazos) y las especificaciones técnicas de la tornillería estándar utilizada para el ensamblaje.

4.1.2 Plano columna de dirección

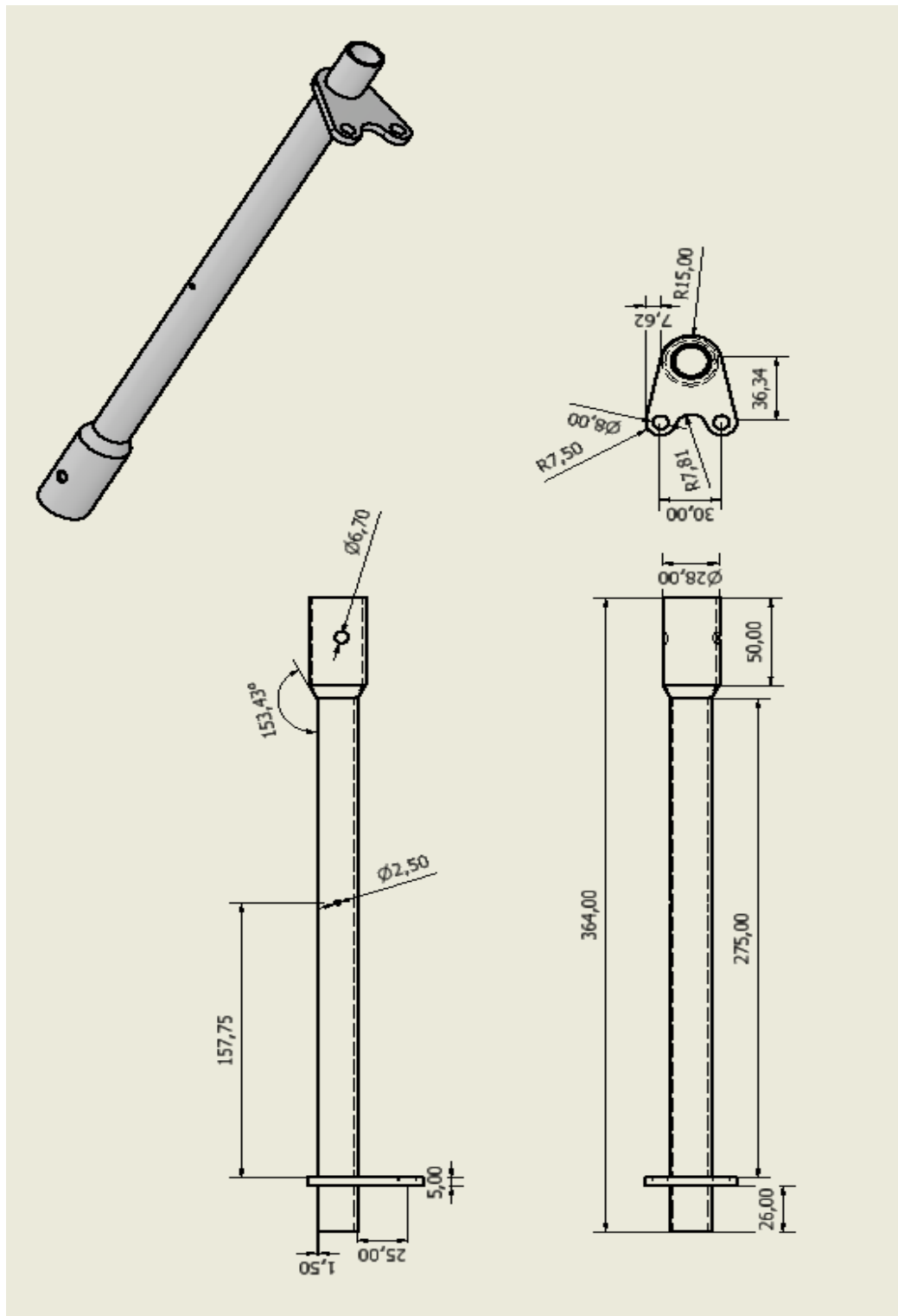


Figura 57 Plano 1, columna de dirección.

Nota. Escala 2 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.3 Plano soporte para columna

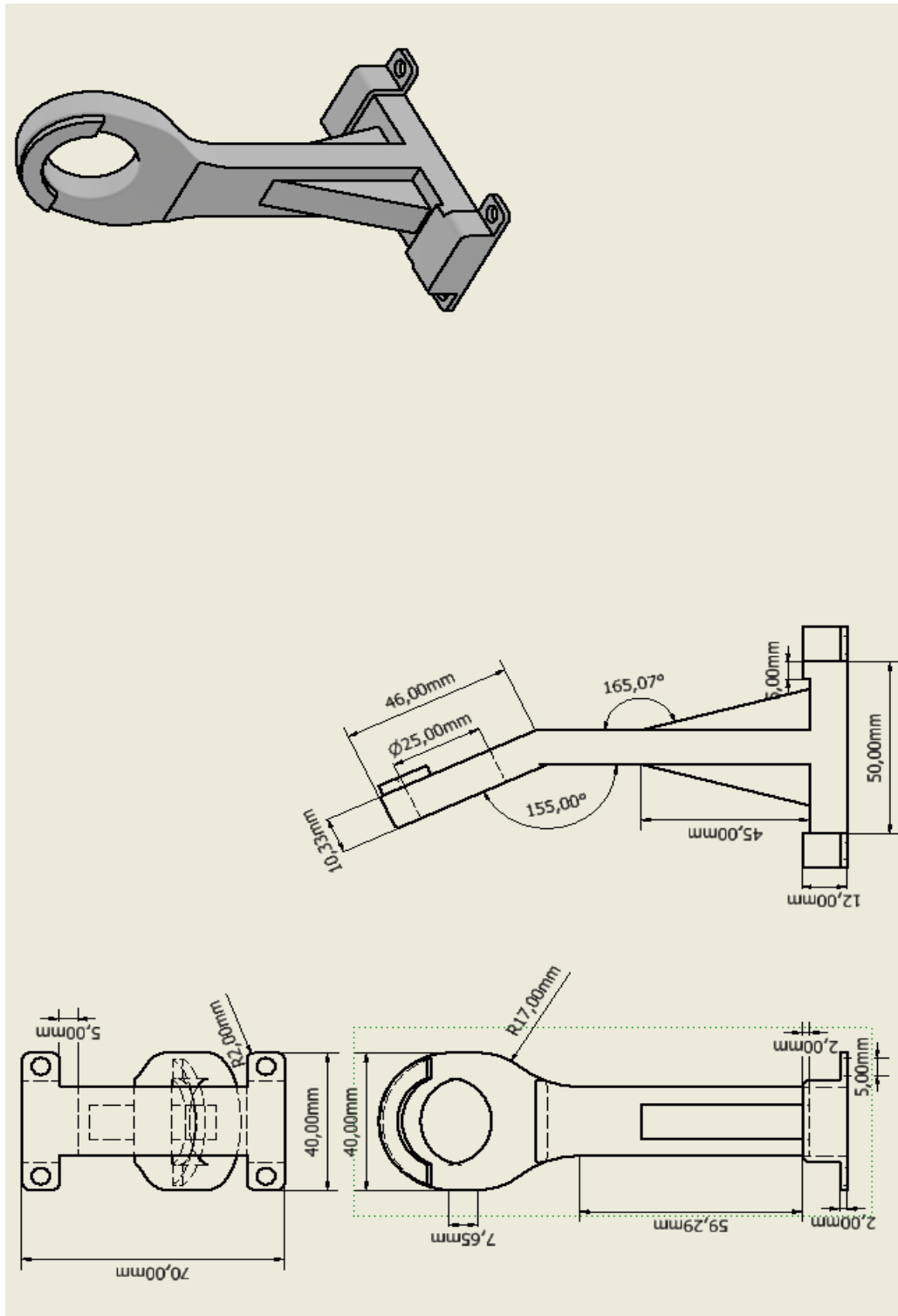


Figura 58 Plano 2, Soporte de columna.

Nota. Escala 2 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.4 Plano varillas de dirección

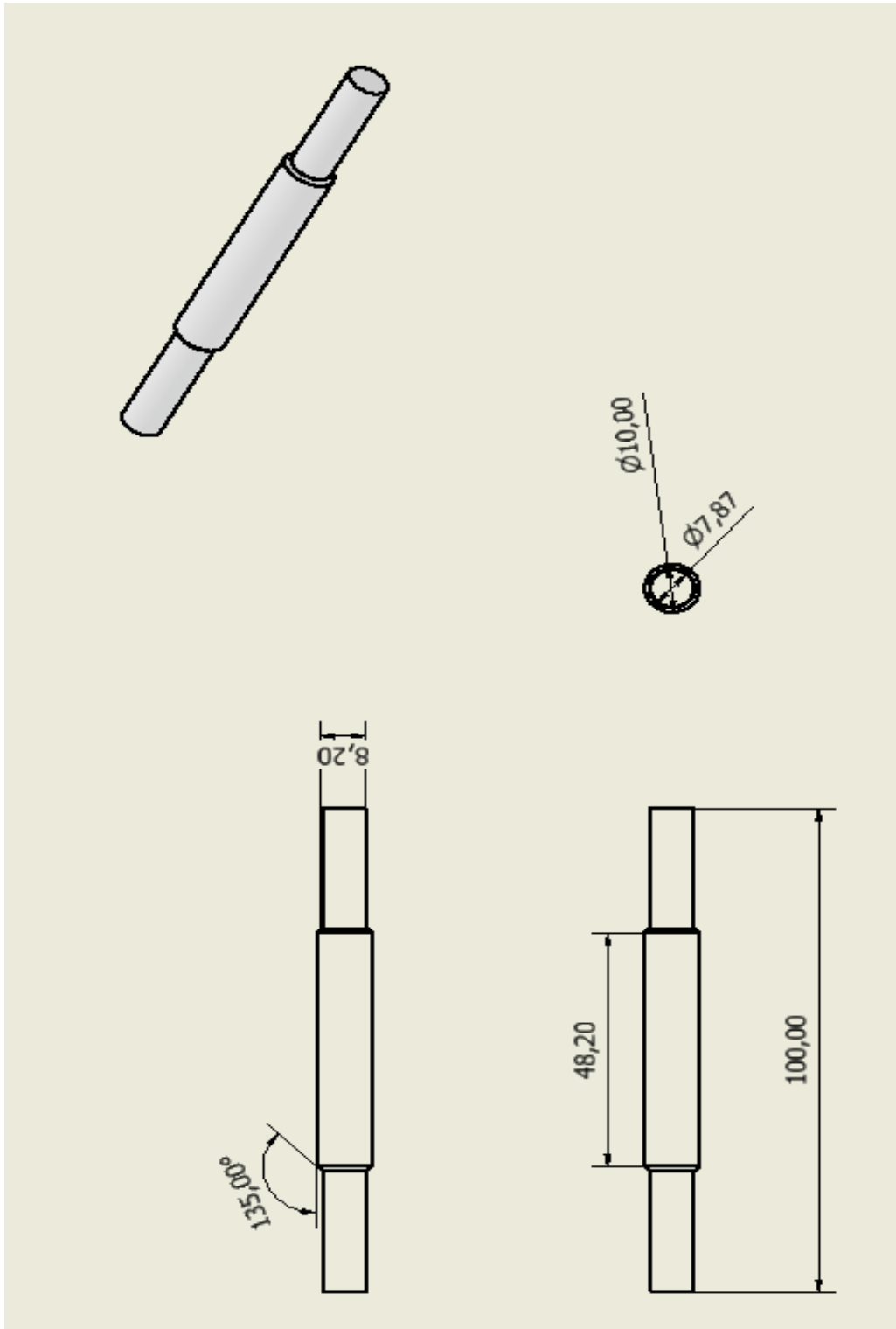


Figura 59 Plano 3, Barra de sujeción

Nota. Escala 1 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.5 Plano sujetador de rueda

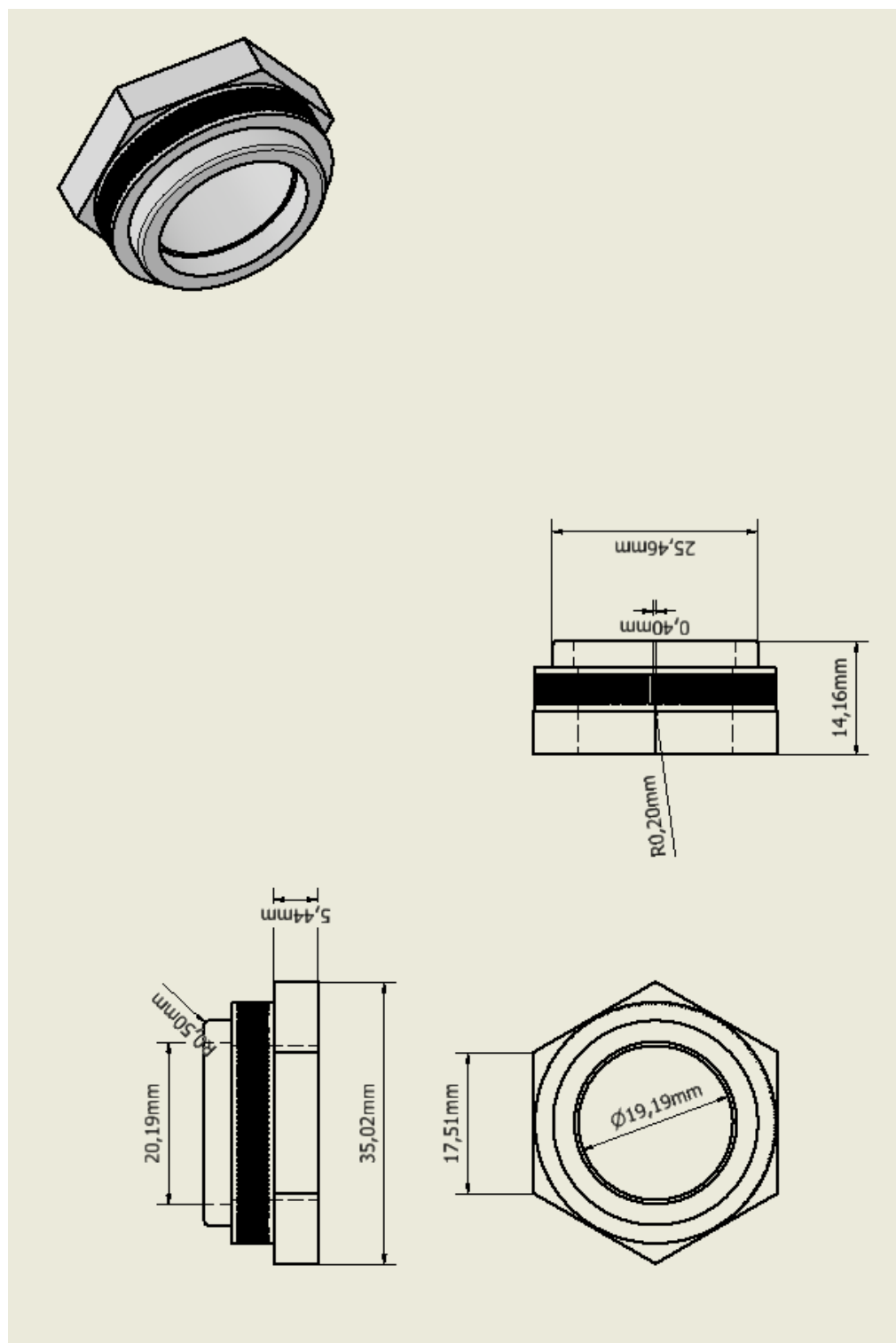


Figura 60 Plano 4, Sujetador de rueda.

Nota. Escala 1 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.6 Plano mangueta

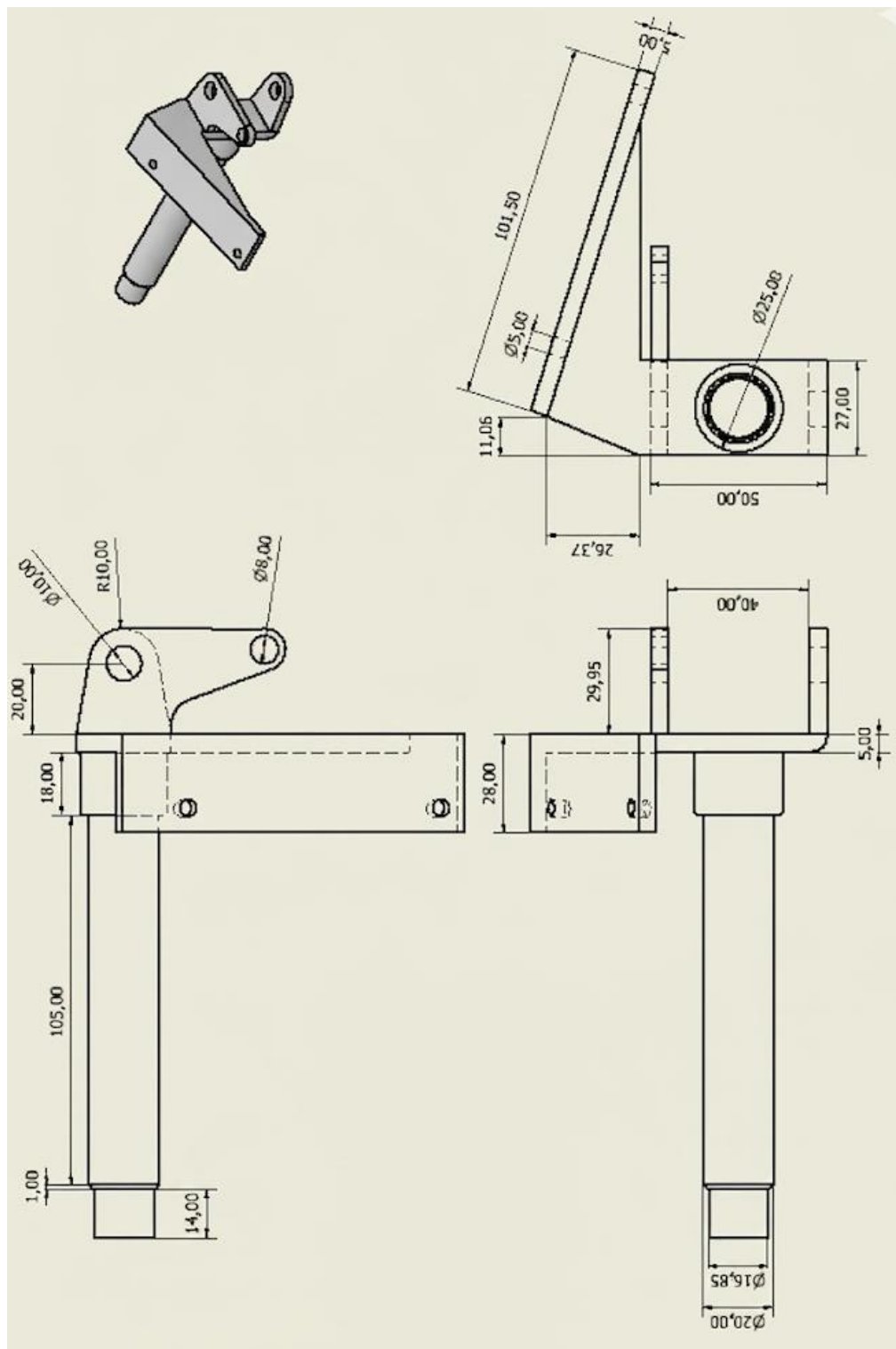


Figura 61 Plano 5, Mangueta

Nota. Escala 1 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.7 Planos orejas de sujeción

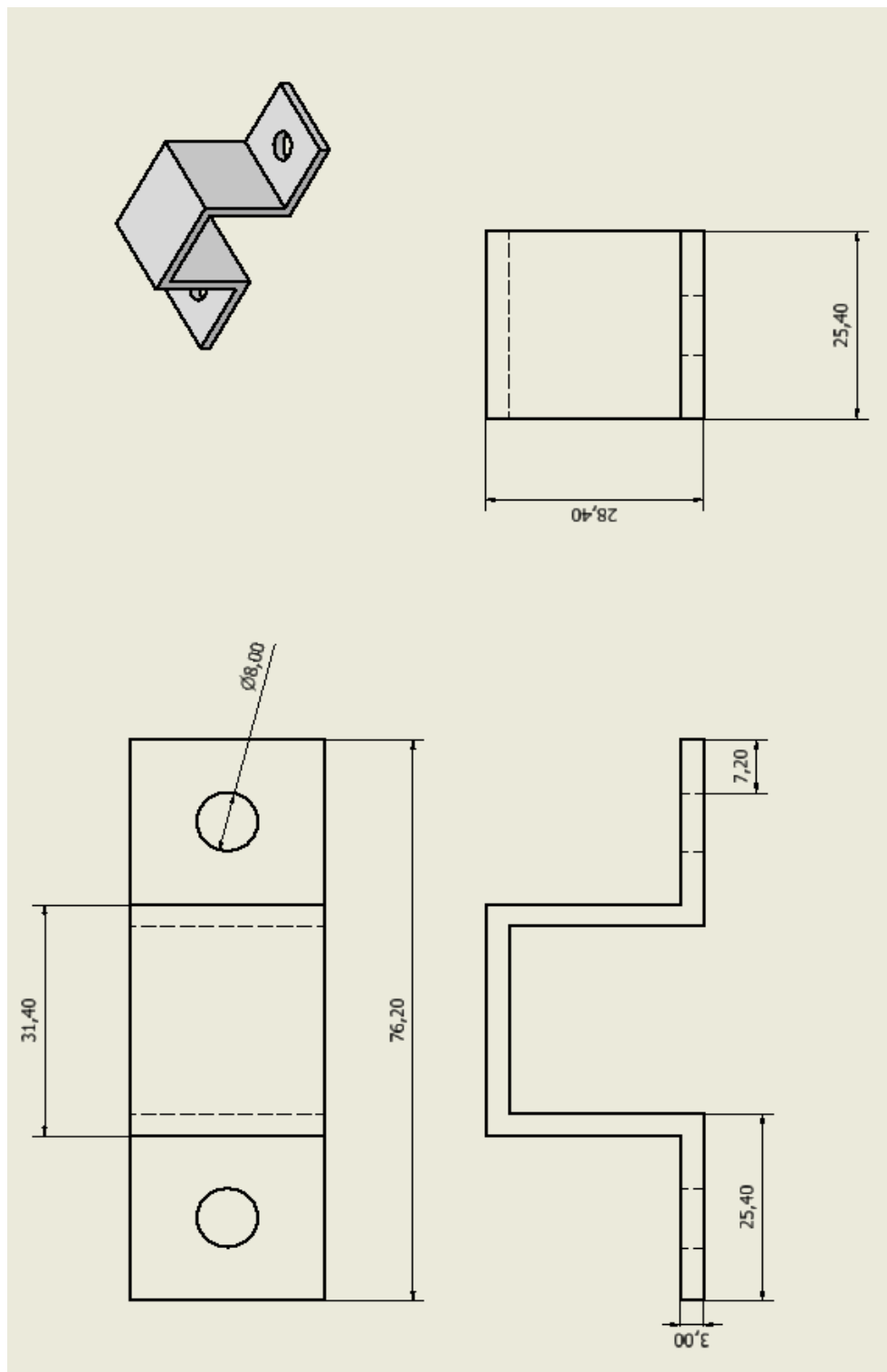


Figura 62 Plano 6, Orejas de sujeción

Nota. Escala 1 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.8 Planos soporte manguetas

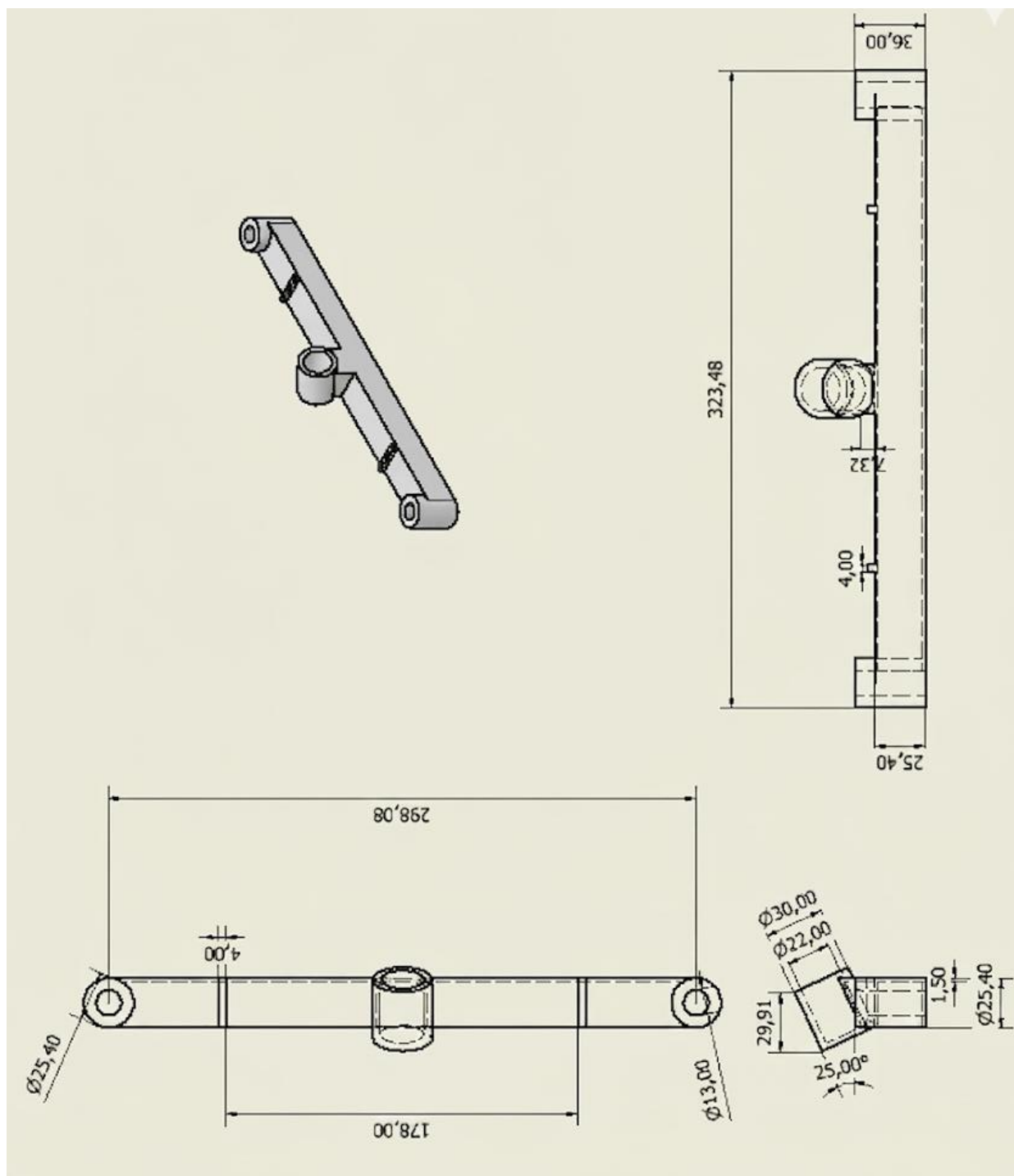


Figura 63 Plano 7, Soporte Mangueta

Nota. Escala 2 : 1 Fuente: Elaboración propia.

4.1.9 Plano general del sistema de dirección.

Se realizo un plano en general para poder apreciar que medidas debe tener la dirección cuando ya este todo ensamblado.

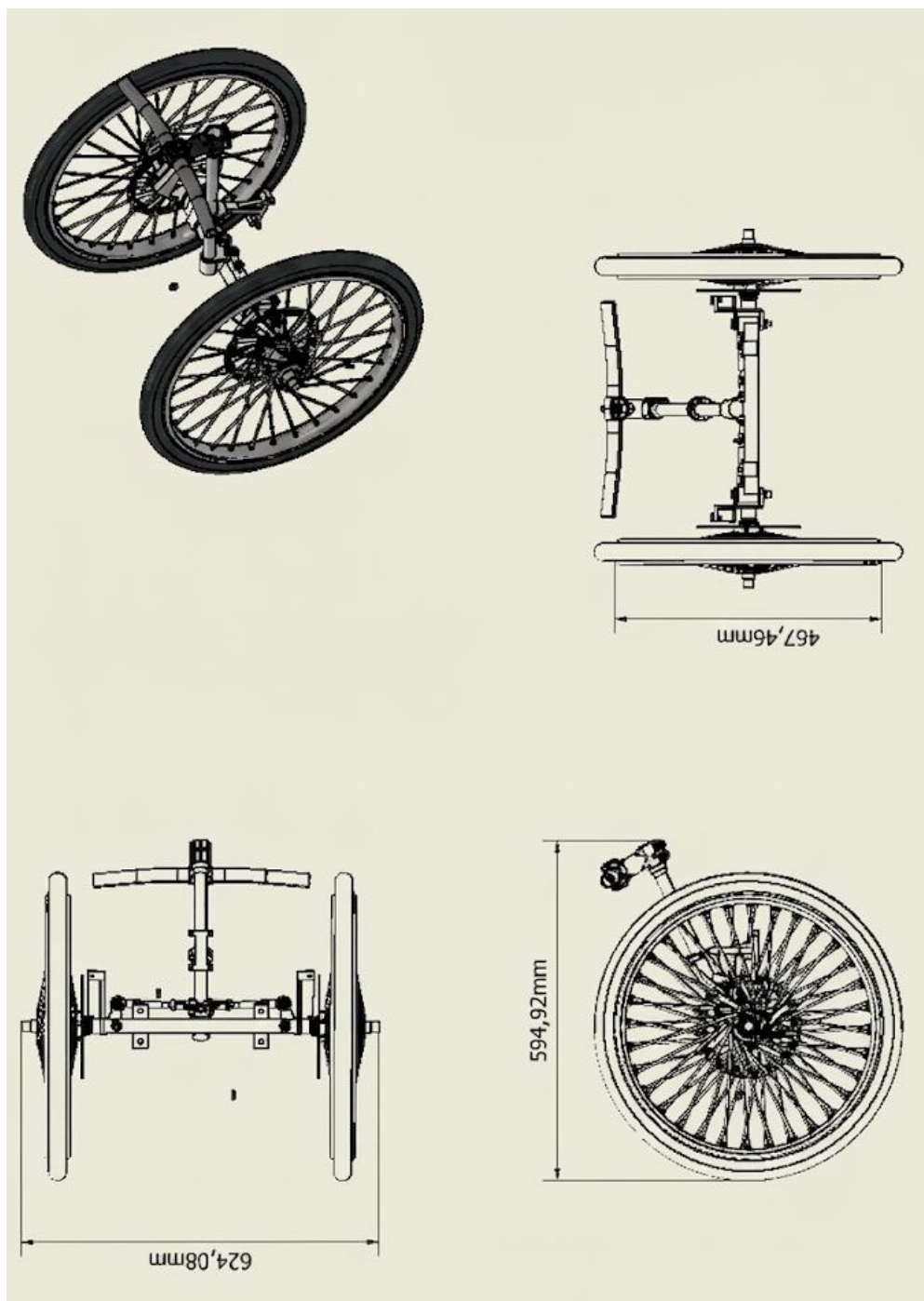


Figura 64 Plano General

Nota. Escala 3 : 1 Fuente: Elaboración propia

RECOMENDACIONES

Con base en los resultados, el desarrollo y las validaciones mecánicas realizadas en el presente estudio, se plantean las siguientes líneas de acción y recomendaciones para futuras iteraciones del proyecto.

5.1 Implementación de Optimización Topológica para la Reducción de Masa

Se recomienda aplicar un análisis de optimización topológica en el diseño de componentes críticos en futuras fases de desarrollo, empleando el software Altair OptiStruct (utilizado en esta investigación para la validación estructural). Dado que el sistema actual presenta una masa aproximada de 7.17 kg, este proceso permitirá redistribuir el material estrictamente a lo largo de las líneas de flujo de esfuerzos principales, eliminando el excedente en zonas de bajo compromiso estructural. Esta reducción de masa no suspendida, específicamente en las manguetas, es un factor crítico para un vehículo de ultra eficiencia, ya que impacta de forma directa en la optimización del consumo energético y mejora la respuesta dinámica del sistema de dirección.

5.2 Manufactura mediante Fundición con Patrones de Impresión 3D

Para la fabricación de componentes con geometrías complejas u optimizadas —como las manguetas de dirección—, se sugiere implementar la técnica de fundición (a la cera perdida o en arena) utilizando patrones geométricos obtenidos mediante manufactura aditiva. Aprovechando el equipamiento tecnológico de los laboratorios de la universidad, se recomienda la impresión de los modelos en polímeros como PLA o ABS para la posterior creación de moldes de alta precisión. Esta metodología técnica viabiliza la materialización de las formas orgánicas resultantes de la optimización topológica, cuya manufactura sería inviable o altamente costosa mediante procesos de mecanizado convencional.

5.3 Implementación de Aluminio 6070-T6 en Componentes Críticos para la Maximización de los Factores de Seguridad

Se recomienda que la fabricación física de las piezas con mayor compromiso estructural, específicamente las manguetas, se realice utilizando Aluminio 6070-T6 en lugar del material base empleado en las simulaciones 6061-T6. Dado que los resultados de la validación CAE en el escenario de impacto revelaron un esfuerzo máximo de 225.75 MPa, el uso de Aluminio 6070-T6, con un límite de fluencia de 500 MPa, permitirá elevar significativamente el factor de seguridad en comparación con los 276 MPa del material estándar.

CONCLUSIONES

Se logró el diseño de un sistema de dirección mecánico funcional y seguro con un peso aproximado de 7.17 kg, optimizado para el prototipo eléctrico de la Universidad del Azuay. Mediante análisis en entornos CAD y CAE, se validó que los componentes soportan un esfuerzo máximo de 225.75 MPa bajo la condición más exigente de impacto, frenado y viraje combinado, alcanzando un factor de seguridad de 1.22 con respecto al límite de fluencia del material simulado.

El sistema cumple con el reglamento de la Shell Eco-marathon 2026 al certificar un radio de giro de 7.9 metros y emplear una geometría Ackermann neutra que minimiza el arrastre de los neumáticos, asegurando además la ausencia de interferencias físicas con la estructura o el conductor. Finalmente, la propuesta se consolidó con la elaboración de un expediente técnico de planos de detalle y ensamblaje para las 16 piezas del sistema, garantizando su viabilidad constructiva.

REFERENCIAS

Shell Eco-marathon. (s/f). www.shellecomarathon.com

Sui, D., & Zhang, Y. (2023). Analyzation of the Application Scenarios of Ackerman Geometry based on Vehicle Steering Model. En *Highlights in Science, Engineering and Technology MCEE* (Vol. 2023).

Vega Cáceres, B. S., Díaz García, E. D., & Ardila Gómez, S. A. (2023). Diseño de un vehículo para la competición Shell Eco-Marathon. *Revista Mutis*, 13(2), 1–16. <https://doi.org/10.21789/22561498.1987>

Zhao, J. S., Liu, X., Feng, Z. J., & Dai, J. S. (2013). Design of an Ackermann-type steering mechanism. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 227(11), 2549–2562. <https://doi.org/10.1177/0954406213475980>

Jazar, R. N. (2014). *Advanced vehicle dynamics* (2014a ed.). Springer Nature.

Chamba Ochoa, J. D., & Jaramillo Rivera, D. F. (2016). *Sistema de dirección y frenos para vehículo de competencia Shell Eco-Marathon* [Tesis de pregrado, Universidad del Azuay]. DSpace UDA. <https://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/6227>

Shell Eco-marathon. (2019). *Americas Off-Track Awards Winners 2014–2019* [Archivo PDF]. <https://www.shellecomarathon.com/about/previous-seasons/>

UDA E-Team. (2019, abril 7). *Edición Américas 2019, Shell Eco-marathon* [Fotografía]. Facebook. <https://www.facebook.com/UDAETeam/photos/pb.100054297409773.-2207520000/1151072125103387/>

UDA E-Team. (2016, abril 22). *Prueba de radio de giro, Shell Eco-marathon 2016* [Fotografía]. Facebook. <https://www.facebook.com/UDAETeam/photos/pb.100054297409773.-2207520000/510296182514321/>

Sui, D., & Zhang, Y. (2023). *Analyzation of the application scenarios of Ackerman geometry based on vehicle steering model* (Figura 13). *Highlights in Science, Engineering and Technology MCEE*.

Aguirre Gómez, F. A. (2009). Análisis aerodinámico del vehículo para la competencia Eco-Shell (Trabajo Fin de Máster). Universidad Politécnica de Valencia, Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, Valencia.

Firgau, C. (2018). *Shell Eco-marathon — Steering system CAD model* [Fotografía]. <https://carlosfirgau.com/projects/shell-eco-marathon>

SpanishDict. (s.f.). *Geometría Ackermann* [Imagen]. <https://www.spanishdict.com>

Burnhill, D. (2009). *Ackerman steering principle* (p. 2) [Figura Budynas, R. G., y Nisbett, J. K. (2008).

Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9ª ed.). McGraw-Hill. Beer, F. P., Johnston, E. R., Mazurek, D. F., y Cornwell, P. J. (2013).

Mecánica vectorial para ingenieros: Estática y dinámica (10ª ed.). McGraw-Hill. Hamrock, B. J., Schmid, S. R., y Jacobson, B. O. (2000).

Elementos de máquinas. McGraw-Hill. Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE)