VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Diseño y análisis computacional integrado del sistema de dirección, ejes y diferencial para vehículos todo terreno con enfoque en seguridad y bienestar del piloto

Integrated Computational Design and Analysis of the Steering, Axle, and Differential Systems for Off-Road Vehicles, with a Focus on Driver Safety and Well-Being

Eric García Zuñiga[1], Mauricio Betancourt Chabolla[1], Camila Natalia Mendoza Gonzalez[1], Fernando Nikolai Hernández Amador[1], Ricardo García García[1], Felipe De Jesús Trujillo Romero[1].

[1]División de Ingenierías CIS, Universidad de Guanajuato, Carretera Salamanca-Valle de Santiago Km 3.5+1.8 Km, Comunidad de Palo Blanco, Salamanca, Gto., 36885, México e.garciazuniga@ugto.mx, m.betancourtchabolla@ugto.mx, cn.mendozagonzalez@ugto.mx, fn.hernandezamador@ugto.mx, garciar@ugto.mx, fdj.trujillo@ugto.mx.

Resumen

El sistema de dirección es una de las partes más importantes de un vehículo, ya que permite que el conductor tome decisiones sobre la trayectoria del vehículo ante las diversas condiciones del terreno, esto es muy importante en vehículos todo terreno, ya que los impactos que presentan los componentes internos del vehículo exigen mayor resistencia del sistema. El objetivo de este proyecto es diseñar y analizar un sistema de dirección para vehículos todo terreno, enfocado a la seguridad y bienestar del piloto, incluyendo la selección de materiales para cada una de las piezas. Se utilizó SolidWorks para modelar en 3D los componentes del sistema y su respectivo ensamble, posteriormente se realizó un análisis de esfuerzos con ANSYS Mechanical y, por último, se implementó una simulación en CoppeliaSim en la que el vehículo recorre una trayectoria óptima calculada mediante un algoritmo de optimización de bosque sobre un terreno irregular. Se logró conseguir un ángulo Ackermann efectivo y los análisis de esfuerzos con factor de seguridad mayor a 1.4 demostraron que la geometría y los materiales seleccionados (AISI 1045, AISI 4130, AISI 4140 y AISI 4340) fueron adecuados.

Palabras clave: Vehículo; Dirección; Ackermann; Análisis; Piñón-Cremallera.

Introducción

A lo largo del tiempo, los vehículos todo terreno han tenido un auge de popularidad, lo que ha provocado que las personas estén interesadas en diseñar su propio vehículo, ya sea con fines recreativos o de competición. Este último resultando atractivo para estudiantes universitarios de carreras relacionadas con la ingeniería, deseosos de poner a prueba sus conocimientos teóricos en la práctica al diseñar y manufacturar un vehículo con estas características utilizando las diversas herramientas adquiridas a lo largo de su trayectoria universitaria.

Sin embargo, realizar un vehículo de estas características puede llegar a ser un reto enorme teniendo en cuenta todos los factores a considerar, ya que estos vehículos son sometidos a condiciones de terreno extremos, con irregularidades en el camino, cambios bruscos de dirección, impactos repetitivos y una elevada exigencia sobre la capacidad de maniobra y tracción. Estas características son un peligro para los conductores, por ende, el diseño de este tipo de vehículos debe garantizar la seguridad del piloto y la funcionalidad del vehículo, lo que implica un análisis mecánico riguroso.

Se propone una metodología de diseño y análisis para los subsistemas de dirección y diferencial. El sistema del diferencial es el encargado de lograr una tracción trasera en ambas llantas y permite que las llantas giren a distintas velocidades. El sistema de dirección es el encargado de guiar el vehículo sobre el camino transitado a voluntad del conductor (Rojas, 2001). Los componentes del sistema de dirección son el volante, la columna de dirección, el mecanismo de dirección y la barra de acoplamiento (vinculación de dirección) (Harrer y Pfeffer, 2017).

En este proyecto se diseñó un sistema de dirección y diferencial mediante herramientas de ingeniería asistida por computadora (CAE) como SolidWorks, ANSYS y CoppeliaSim. Dichos sistemas fueron verificados mediante diversas pruebas, tanto estáticas como dinámicas, para poder identificar el comportamiento del diseño en un entorno simulado. Fue comprobada la resistencia de los componentes bajo distintas cargas, y se realizó la selección del material más adecuado para obtener las propiedades requeridas para un diseño resistente, con un bajo peso y el factor de seguridad requeridos para los distintos subsistemas. Por otra parte, se estableció un entorno de simulación para evaluar el movimiento del vehículo en un terreno accidentado. Todo esto resultó en un diseño robusto y confiable que cumple las características de seguridad necesarias para un vehículo todo terreno.

Fundamentos de diseño

Condición cinemática de Ackermann

Uno de los subsistemas más importantes a la hora de diseñar un vehículo todo terreno es el sistema de dirección. Este es el conjunto de aquellos componentes mecánicos que permiten cambiar la orientación del vehículo cuando está en movimiento. En particular se considera dirección delantera compatible con la condición de Ackermann, para asegurar rodadura sin deslizamiento al momento de cambiar la dirección del vehículo. Esta condición es fundamental para garantizar un buen control y evitar deslizamiento, en donde se relaciona el radio de la curva y las dimensiones generales del vehículo (Polkabla et al., 2024).

Esto se logra haciendo que el ángulo de giro de la rueda interior sea mayor que la exterior, como muestra la Figura 1, lo que nos ayuda a la reducción del arrastre lateral de los neumáticos, un menor desgaste de estos, y un mejor comportamiento del vehículo en curvas de baja a media velocidad.

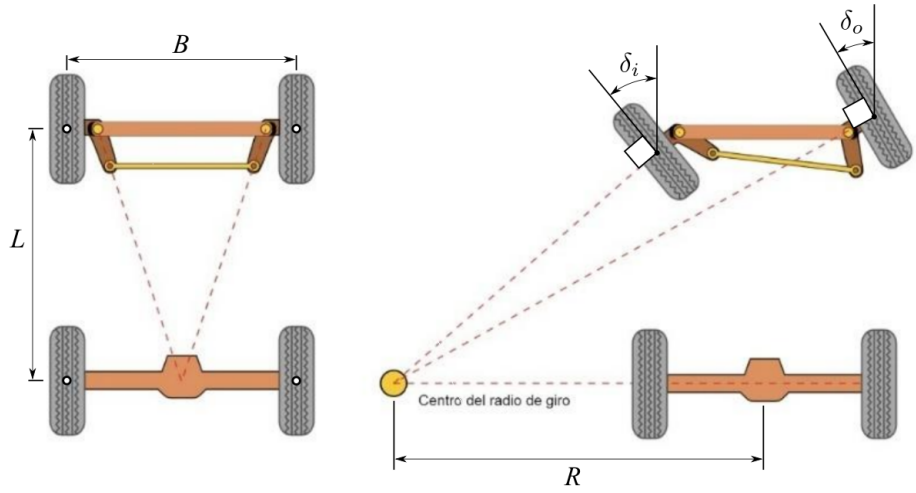


Figura 1. Demostración de ángulo Ackermann. (Pérez, R. 2024)

Para una distancia entre ejes L, una trocha delantera (distancia entre las líneas centrales de los dos neumáticos delanteros) B y un radio de giro R, medido desde el centro del eje trasero hasta el centro instantáneo de giro, los ángulos ideales pueden calcularse mediante:

$$\delta_i = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R - \frac{B}{2}}\right) \qquad (1)$$

$$\delta_o = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R + \frac{B}{2}}\right) \qquad (2)$$

donde:

δ_i es el ángulo de la rueda interior, δ_o es el ángulo de la rueda exterior.

Cabe recalcar que esto corresponde para condiciones de rodadura ideales a baja velocidad en donde no existe deslizamiento. En un mecanismo real formado por brazos de dirección y bielas la relación no permanece constante durante todo el recorrido (Åslund, s. f.).

Seguir la geometría de dirección Ackermann ayudó a orientar el diseño del sistema de dirección, especialmente en la ubicación de los brazos de dirección, la longitud y orientación de los ejes y la posición de las barras de acoplamiento.

Mecanismo piñón-cremallera

En este tipo de mecanismos el giro del volante se transmite al piñón mediante la columna de dirección, permitiendo que este tenga un movimiento giratorio, posteriormente, este se convierte a un movimiento lineal mediante la cremallera. Se trabaja con este tipo de sistema ya que da una respuesta más rápida y sensible, además de que permite crear un diseño muy compacto y ligero.

Para el diseño de este sistema se deben tener en cuenta distintos factores: el módulo del piñón m, el número de dientes z y el número de vueltas lock-to-lock, a saber, el número de vueltas que da el piñón para abarcar toda la cremallera. Primeramente, se define el diámetro de paso del piñón:

$$d_p = mz \qquad (3)$$

Este diámetro es la base del sistema ya que de él depende el movimiento del rack, posteriormente, el desplazamiento lineal de la cremallera está definido por la siguiente ecuación para un total de una vuelta lock-to-lock:

$$S_T = \pi mz \qquad (4)$$

De tal modo que el número de vueltas lock-to-lock, considerando ahora un desplazamiento lineal S_T variable, se define por la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_T}{\pi mz} \qquad (5)$$

Estas ecuaciones representan que al aumento del módulo o del número de dientes incrementa el diámetro y el desplazamiento de la cremallera, y fueron fundamentales para plantear diversas alternativas para el sistema de dirección propuesto en este proyecto.

Otra relación importante para considerar en los análisis de este sistema es el momento o torque aplicado en el eje de rotación. En el sistema de dirección la fuerza ejercida por el piloto sobre el volante generara un torque que se trasmite a lo largo la columna de dirección hasta el piñón. Dicho torque se calcula mediante:

$$T = Fr \qquad (6)$$

donde:

T es el torque, F es la fuerza aplicada por el piloto y r es el radio efectivo del volante.

Diferencial

Otro subsistema fundamental para garantizar un control preciso y seguro en un vehículo todo terreno es el diferencial, este mecanismo de transmisión de potencia es el encargado de transferir el movimiento proveniente del tren motriz hacia los ejes, lo cual permite que las ruedas de un vehículo giren a diferentes velocidades durante las vueltas. (Åslund, s. f.).

Esta diferencia de velocidad es necesaria debido a que la rueda exterior recorre una trayectoria de mayor radio que la rueda interior. Si las llantas estuvieran unidas rígidamente esto provocaría distintas complejidades en el control del vehículo generando deslizamientos, un mayor desgaste en las llantas y perdida de estabilidad durante los giros.

Los principales tipos de diferencial son: el diferencial abierto, el de deslizamiento limitado, y el diferencial bloqueable. El primero permite que las ruedas giren a diferentes velocidades durante las curvas, sin embargo, su capacidad de tracción puede fallar si una de las ruedas pierde adherencia. El segundo tipo de diferencial reduce la transferencia excesiva de la potencia hacia la rueda con menor adherencia en el vehículo y permite aprovechar la mejor tracción posible. Por último, el diferencial bloqueable puede acoplar ambas salidas del diferencial para aumentar la capacidad de avance en condiciones de baja adherencia (Pinho & Franco, 2015; Ross et al., 2007).

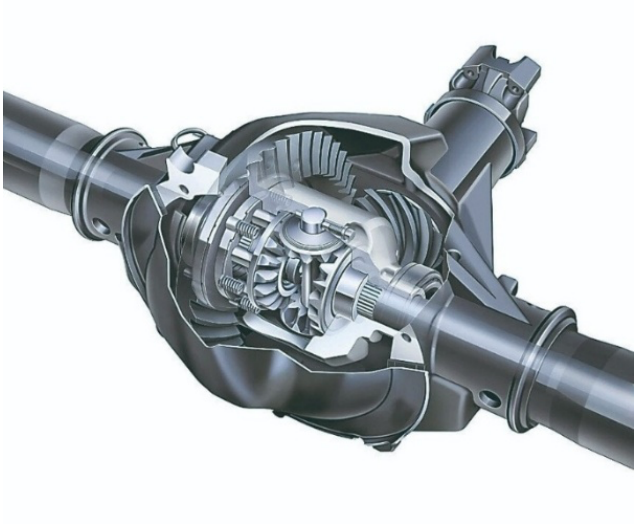


Figura 2. Demostración del diferencial de un vehículo (Arcas Jiménez, 2021).

Pruebas de esfuerzo

Las pruebas de esfuerzo nos permiten simular la respuesta de un material o pieza ante fuerzas y momentos aplicados, sus resultados nos ayudan a determinar si el material o geometría que se utiliza es válida para el caso de estudio o no. Existen muchos tipos de prueba dependiendo de la función que tenga la pieza. Para este proyecto se utilizaron las más relevantes.

La prueba del esfuerzo equivalente de von Mises permitió identificar las zonas donde se concentran los mayores esfuerzos, especialmente en la raíz y superficie de contacto de los dientes. El valor máximo se compara con el límite de fluencia del material para verificar que el piñón y la cremallera trabajen dentro de la región elástica.

El análisis de la deformación total ayuda a identificar si el mecanismo conserva suficiente rigidez y muestra el desplazamiento total generado por las cargas aplicadas sobre el elemento. Una gran deformación podría generar perdidas de alineación entre los dientes, desgaste irregular o una respuesta imprecisa del mecanismo por lo que fue fundamental realizar esta prueba en las distintas configuraciones propuestas.

Por último, la prueba de factor de seguridad ayuda a representar un margen disponible antes de alcanzar fluencia. El factor de seguridad es un valor que ayuda a indicar si la pieza soporta teóricamente la carga.

Materiales y metodología

Debido al propósito del vehículo todoterreno, era necesario diseñar un sistema de dirección compacto que fuera capaz de soportar irregularidades en el terreno, impactos y vibraciones, además de que tanto su ensamblaje como mantenimiento fueran sencillos de realizar. Por estas razones se optó por crear un sistema de dirección básico tipo piñón-cremallera que incluyera los siguientes elementos:

- Volante
- Columna de dirección
- Mecanismo piñón-cremallera
- Ejes
- Barras de acoplamiento con rótulas
- Brazos de dirección

Se consideraron distintas alternativas para este sistema que fueron planteadas gracias a las ecuaciones (3), (4), (5), las cuales se muestran en la Tabla 1 y la Tabla 2. Se evaluaron las ventajas y desventajas de las distintas combinaciones de factores, el módulo, el número de dientes y el número de vueltas. Después de esto, se diseñaron en SolidWorks para su posterior análisis y comparación en el software de ANSYS Mechanical donde se obtuvieron distintos resultados importantes que caracterizan el comportamiento de estas configuraciones, como son el factor de seguridad, la deformación máxima y el torque necesario para hacer girar el piñón alrededor de la cremallera.

Tabla 1. *Configuraciones propuestas de piñón-cremallera.*

Configuración	m	z	d_p [mm]	s_{1rev} $[mm]$	$s_{1.5rev}$ $[mm]$
A	1.25	22	27.5	86.39	129.59
B	1.5	17	25.5	80.11	120.17
C	1.5	18	27	84.82	127.23
D	1.5	20	30	94.25	141.37
E	2.0	17	34	106.81	160.22
F	2.0	18	36	113.1	169.65

Tabla 2. *Evaluación de las configuraciones propuestas de piñón-cremallera.*

Configuración	Evaluación	Comentario de aplicación
A	Compacta y suave	Útil si se prioriza bajo esfuerzo de giro, aunque el módulo 1.25 exige mayor precisión, alineación y control de desgaste.
B	Muy compacta	Ofrece buena fuerza lineal, pero trabaja justo en el límite mínimo de 17 dientes.
C	Mejor balance	Equilibra recorrido, fuerza, tamaño, manufactura y resistencia; es la candidata principal.
D	Más rápida	Entrega mayor recorrido y ángulo potencial, pero puede sentirse más pesada y sensible.
E	Robusta pero agresiva	El módulo 2.0 aumenta la robustez, aunque también el tamaño, recorrido y esfuerzo de giro.
F	Muy robusta, pero pesada	Se acerca al límite de empaquetamiento y solo se justifica si el análisis estructural exige mayor sección de diente.

Posteriormente se realizaron pruebas de esfuerzos y deformaciones en las distintas configuraciones de piñón y cremallera en el software de ANSYS Mechanical, esto ayudó a seleccionar la configuración óptima para este proyecto. Cabe recalcar que analizar todas las configuraciones en modelos 3D requería de un alto consumo computacional, por lo que se optó por analizarlas en 2D con fines de facilidad y rapidez. Una vez analizados estos resultados, se seleccionó la configuración con mejores resultados. Finalmente, se realizó el análisis completo en 3D a la configuración seleccionada para obtener su comportamiento real.

Previo al análisis de los modelos de piñón-cremallera, se hicieron las configuraciones pertinentes para el correcto análisis del diseño. Inicialmente, se generó un mallado automático para cada una de las configuraciones analizadas y se estableció un tamaño de elemento de 0.5 mm debido a que la geometría de los dientes presenta zonas muy pequeñas. Esta configuración nos permitió analizar las distintas alternativas.

Posteriormente, en la interfaz entre los dientes del piñón y la cremallera se definió un contacto del tipo Frictionless. Esto nos permitió analizar el contacto entre las superficies sin considerar fuerzas producidas por fricción.

Finalmente, para determinar la carga aplicada para el análisis en ANSYS Mechanical considerando un radio efectivo del volante de 0.15 m y una fuerza tangencial de 200 N y considerando las condiciones irregulares a las que se piensa someter el vehículo, se agregó un factor de amplificación de 1.5 obteniendo una fuerza de 300 N. Mediante la ecuación (6) se calculó el torque empleado en los análisis

$$T = (300\ N)(0.15\ m) = 45\ N \cdot m$$

Este momento se aplicó progresivamente sobre el eje del piñón para representar un funcionamiento bajo condiciones severas. A partir de estas configuraciones se realizaron las distintas pruebas pertinentes para poder seleccionar la configuración con mejor rendimiento, que se traduce como un mayor factor de seguridad.

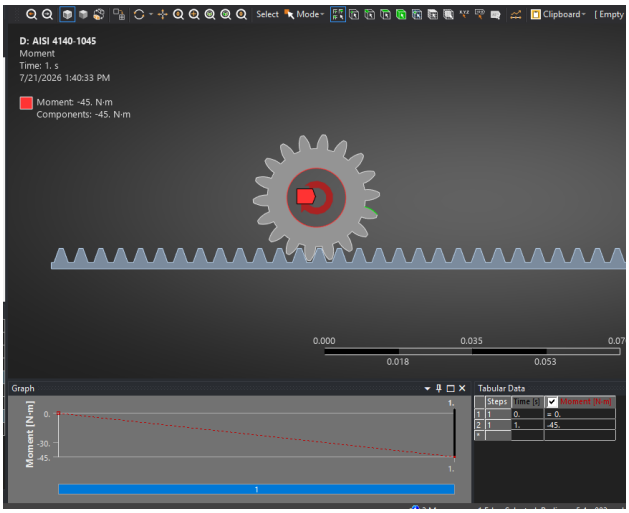


Figura 3. Condiciones de frontera y momento aplicado en el análisis de ANSYS del piñón-cremallera

Para evaluar el comportamiento estructural de las configuraciones propuestas, se analizaron mediante las pruebas del esfuerzo equivalente de von Mises, deformación total y factor de seguridad. Dichas pruebas fueron fundamentales para evaluar el comportamiento estructural del piñón-cremallera y seleccionar la opción optima.

Tras las pruebas entre las posibles dimensiones del piñón y la cremallera se seleccionó la configuración C, se optó por trabajar un giro de 1.5 vueltas lock-to-lock, ya que, en vehículos de baja SAE es recomendable que el volante tenga un giro rápido debido a las irregularidades del terreno y las vueltas tan cerradas que se pueden presentar, sumado a esto, la ergonomía del piloto es un factor muy importante a considerar, exigiendo menor esfuerzo un menor número de vueltas lock-to-lock, a la par que esta alternativa presentó un mejor factor de seguridad.

Una vez que se planteó esta configuración, se siguió con la geometría de dirección Ackermann para mejorar el rendimiento del vehículo al girar, evitando que en cada vuelta los neumáticos pierdan tracción o se arrastren. Esto se logró con la diferencia de grados entre ambas ruedas mediante la inclinación de los brazos de dirección y la posición de las barras de acoplamiento descrito anteriormente.

Los parámetros utilizados para el diseño de la geometría Ackermann se muestran en la Tabla 3, los cuales sirvieron de base para poder diseñar el sistema de dirección.

Tabla 3. *Parámetros de diseño propuestos de la geometría Ackermann.*

Parámetro	Símbolo	Valor de trabajo	Uso en el diseño
Distancia entre ejes	(L)	1500 mm	Cálculo de los ángulos de giro
Trocha delantera	(B)	800 mm	Diferencia angular entre ruedas
Longitud total objetivo del rack	(Lbarra)	250–260 mm	Incluye dientes, extremos, guías y topes

A partir de estos parámetros se evaluó para un radio de giro de 1.70 m; los ángulos ideales de las ruedas interior y exterior se calcularon mediante las ecuaciones (1) y (2), donde δ_i representa el ángulo de la rueda interior, δ_o el ángulo de la rueda exterior y R el radio de giro medido desde el centro del eje trasero.

Con R=1.70 m, se realizó la siguiente sustitución:

$$\delta_i = \tan^{-1}\left(\frac{1.50}{1.70 - \frac{0.800}{2}}\right) = 49.1°$$

Para la rueda exterior:

$$\delta_o = \tan^{-1}\left(\frac{1.50}{1.70 + \frac{0.800}{2}}\right) = 35.53°$$

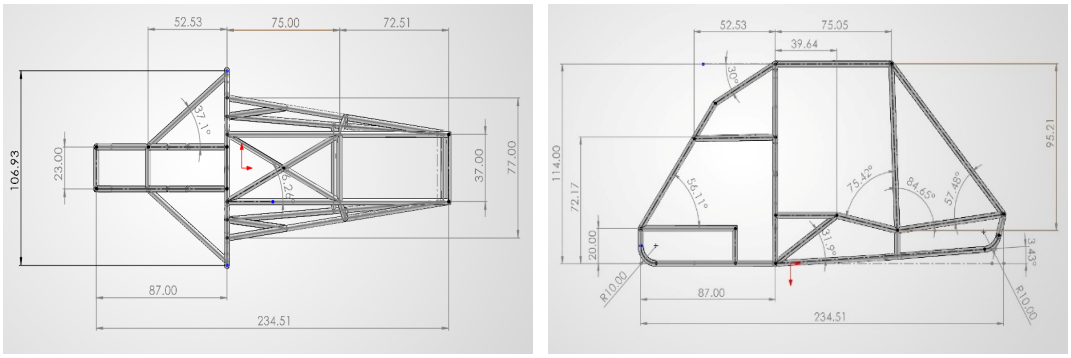
Por lo tanto, la diferencia angular correspondiente a esta condición fue:

$$\Delta\delta = \delta_i - \delta_o$$

$$\Delta\delta = 49.10° - 35.53° = 13.57°$$

Esta condición requiere una diferencia angular de 13.57° aproximadamente y un recorrido aproximado de la cremallera de 127.23 mm. Estos parámetros fueron fundamentales para el diseño del sistema de dirección a la hora de posicionar los brazos de dirección y la longitud de la cremallera.

Las dimensiones del resto de componentes se consideraron para un chasis con el que ya se contaba (Figura 4), el cual ayudó a definir dimensiones de empaquetamiento, los espacios disponibles y las distancias necesarias para incluir el sistema de dirección, mientras que su diseño está basado en piezas comerciales, con el objetivo de facilitar la fabricación, ensamblaje y mantenimiento del sistema.



(a) (b)

Figura 4. (a) Vista superior del chasis. (b) Vista lateral del chasis.

Para el diferencial, se seleccionó una configuración únicamente del eje trasero debido a que presenta una menor masa, complejidad y perdidas mecánicas en comparación con una de tracción en las cuatro ruedas, además, elimina la necesidad de incorporar juntas homocinéticas en las llantas delanteras facilitando la integración del sistema de dirección y en general una integración más sencilla con el chasis.

Para definir el sistema de transmisión hacia las llantas se propusieron tres alternativas mostradas en la Tabla 4, se realizó la comparación considerando la capacidad de tracción, la masa, el costo, la complejidad de diseño y la facilidad de integración con el vehículo.

Tabla 4. *Tabla comparativa de las características de los tipos de diferencial*

Tipo	Principio de funcionamiento	Ventajas	Desventajas	Aplicación considerada
Abierto	Permite diferencias de velocidad entre ruedas y entrega movimiento a ambos semiejes	Bajo peso, giro suave, manufactura y mantenimiento sencillos	Disminuye la capacidad de tracción cuando una rueda pierde adherencia	Prototipo ligero y de integración sencilla
Deslizamiento limitado, LSD	Genera un sesgo de torque entre las ruedas mediante engranes o fricción	Mejora la tracción sin bloquear completamente; respuesta progresiva	Mayor costo, masa y complejidad; requiere definir precarga y sesgo de torque	Vehículo con prioridad en tracción
Bloqueable seleccionable	Puede funcionar abierto o bloquear los dos semiejes	Máxima tracción cuando se encuentra bloqueado	Requiere actuador y seguro de enclavamiento; puede producir cargas de choque	Uso severo y obstáculos extremos

Después de analizar todas estas alternativas, se llegó a la conclusión de diseñar un diferencial de tipo abierto con engranes cónicos. La prioridad del diseño es reducir la masa del sistema para no afectar el centro de masa del vehículo, además, este tipo de diferencial reduce el arrastre en las llantas, las cargas innecesarias sobre la transmisión y la tendencia del vehículo a deslizarse durante un giro, lo que le otorga al conductor un mejor control del vehículo. Una vez seleccionado el diferencial se procedió a usar el software SolidWorks para realizar el modelado 3D.

Una vez establecidos los elementos que iban a conformar el sistema se realizó el ensamble final, de la dirección y el diferencial, y se estableció el tipo de metal para cada una de las piezas. Posteriormente, se utilizó el software de ANSYS para simular el esfuerzo en dos de los puntos críticos del sistema de dirección completo, entre ellos se consideraron el punto de contacto entre el piñón y la cremallera y las juntas de los ejes en la columna de dirección como se muestra en la Figura 5.

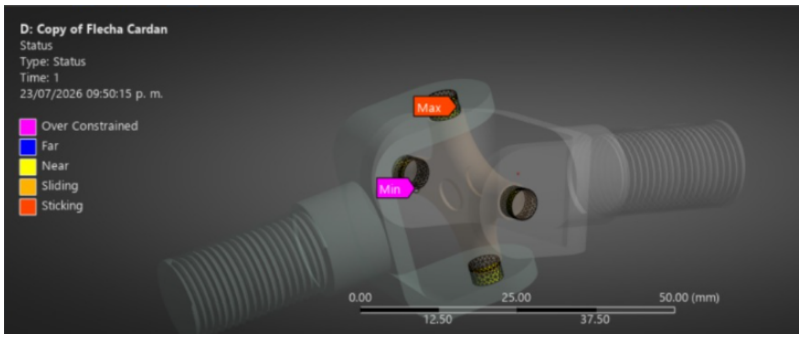


Figura 5. Configuración de puntos de contacto de flecha cardan.

Finalmente, se utilizó el software CoppeliaSim para poner a prueba el vehículo sobre un circuito todo terreno como se muestra en la Figura 6. A partir de un mapa de alturas se generó un terreno irregular con obstáculos (una subida, una zona de lodo y baches distribuidos), y sobre él se calculó la trayectoria óptima mediante dos métodos que minimizan la misma función de costo, que considera alejarse de los baches, mantenerse centrado y evitar giros bruscos: programación dinámica (DP), que entrega el óptimo exacto, y un algoritmo de optimización de bosque (FOA), de tipo heurístico. El vehículo modelado se representó recorriendo la trayectoria de menor costo, apoyado sobre el relieve del terreno.

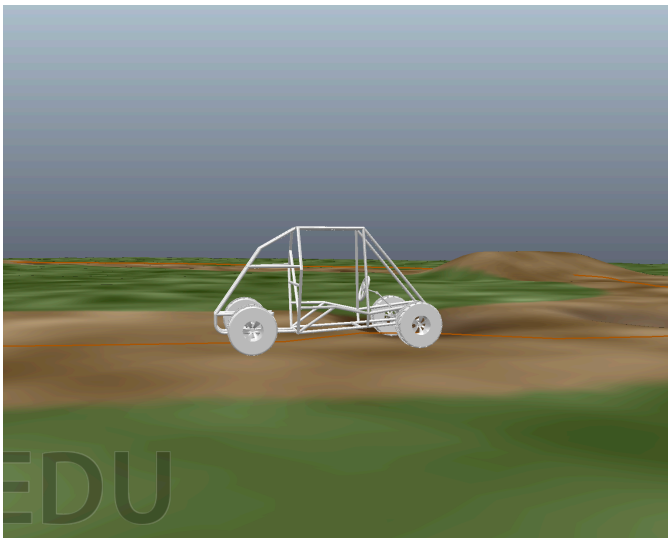


Figura 6. Entorno de simulación dinámica.

Selección del material

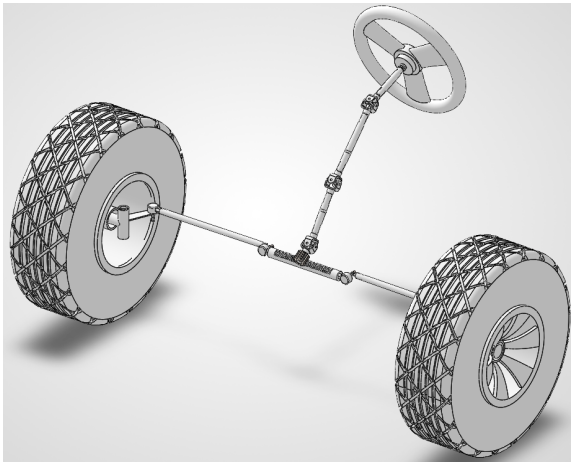
La selección del material es un proceso muy importante, ya que dependiendo de la función y la exposición que tenga cada pieza se tiene que analizar el tipo de esfuerzos que va a presentar, su peso y costo. Tras diversos experimentos en ANSYS Mechanical y revisión de las propiedades físicas de los posibles materiales, se optó por utilizar cuatro tipos de aceros: AISI 1045, AISI 4130, AISI 4140, y AISI 4340.

La clasificación de las partes del sistema de dirección y sus correspondientes materiales quedó de la siguiente manera:

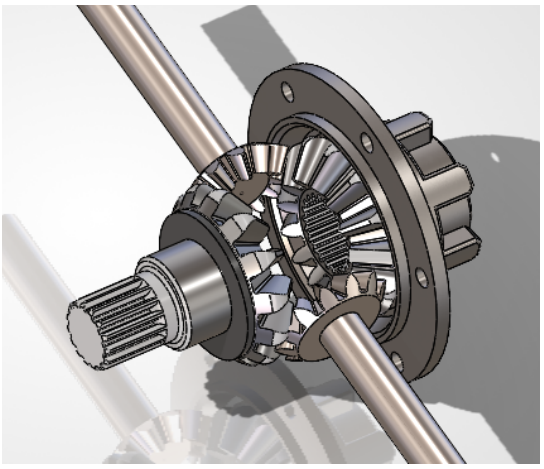
- Piñón – AISI 4140
- Cremallera – AISI 1045
- Junta Cardan (Horquilla) – AISI 4140
- Junta Cardan (Cruceta) - AISI 4340
- Rótula (Carcasa) – AISI 4140
- Rótula (Esfera) – AISI 4140
- Brazo de dirección - AISI 4130
- Eje de la columna de dirección – AISI 4140
- Eje motriz – AISI 4340

Resultados

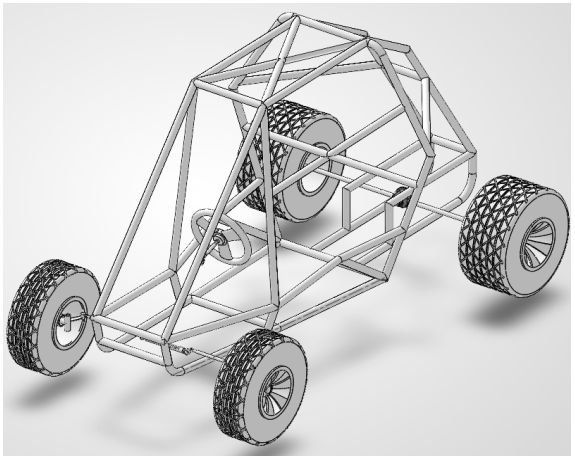
Después de diseñar los componentes del sistema y realizar el ensamble correspondiente, se obtuvo un modelo 3D que permite verificar que el vehículo alcanza un ángulo Ackermann efectivo al girar el volante el número de vueltas lock-to-lock propuesto. Además, se obtuvo un diferencial trasero adecuado para las dimensiones del chasis propuesto. Es importante mencionar que, al ser una simulación en software, estamos trabajando en condiciones ideales, por lo que llevar este proyecto fuera de la simulación podría alterar los resultados obtenidos. En la Figura 7 se muestra el resultado final del sistema modelado en SolidWorks.



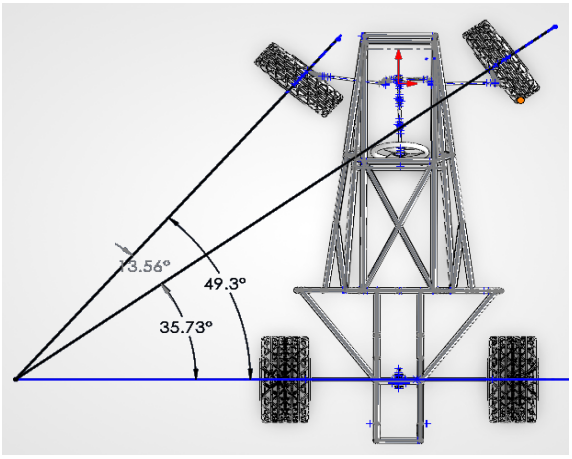
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 7. (a) Sistema de dirección. (b) Diferencial. (c) Diseño final. (d) Verificación de ángulo Ackermann.

Para un correcto análisis de esfuerzos, se especificaron las propiedades físicas y mecánicas de cada uno de los metales que se iban a utilizar. Dichas propiedades se muestran en la Figura 8.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm^2
Densidad de masa	7850	kg/m^3
Límite de tracción	625	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	530	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica	1.15e-05	/K
Conductividad térmica	49.8	W/(m·K)
Calor específico	486	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

(a) AISI 1045 estirado en frio

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm^2
Densidad de masa	7850	kg/m^3
Límite de tracción	731	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	460	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

(b) AISI 4130 normalizado

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm^2
Densidad de masa	7850	kg/m^3
Límite de tracción	745	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	470	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica	1.23e-05	/K
Conductividad térmica	44.5	W/(m·K)
Calor específico	475	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

(c) AISI 4340 recocido

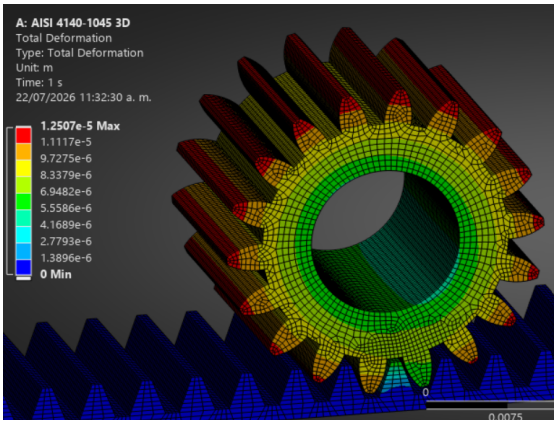
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm^2
Densidad de masa	7850	kg/m^3
Límite de tracción	655	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	415	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica	1.23e-05	/K
Conductividad térmica	42.6	W/(m·K)
Calor específico	473	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

(d) AISI 4140 recocido

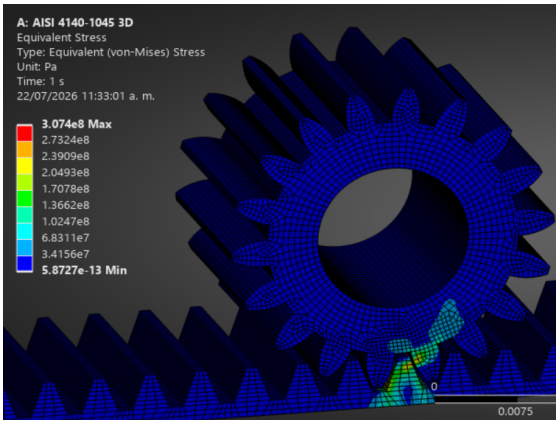
Figura 8. (a) AISI 1045 estirado en frio. (b) AISI 4130 normalizado. (c) AISI 4340 recocido. (d) AISI 4140 recocido.

Para la prueba de esfuerzos en ANSYS Mechanical se analizaron dos puntos críticos: el punto de contacto entre el piñón y la cremallera y los ejes de la columna de dirección. Para no generar pruebas de más, se consideraron únicamente las más relevantes para este caso de estudio. Los resultados de dichas pruebas se presentan a continuación.

Bajo un momento máximo severo de 45 N·m, el sistema de piñón-cremallera presentó un esfuerzo máximo de 307.4 MPa, una deformación total máxima de 0.0125 mm y un factor de seguridad mínimo de 1.44. (Figura 9)



(a) Resultado de análisis de deformación total.



(b) Resultado de análisis de Von-Mises

Figura 9. (a) Resultado de análisis de deformación total. (b) Resultado de análisis de Von-Mises

El diseño cumplió el criterio estático mínimo establecido, con un factor de seguridad de 1.44 bajo la condición severa aplicada, como se muestra en la Figura 10, lo que indica un funcionamiento seguro del sistema bajo condiciones severas.

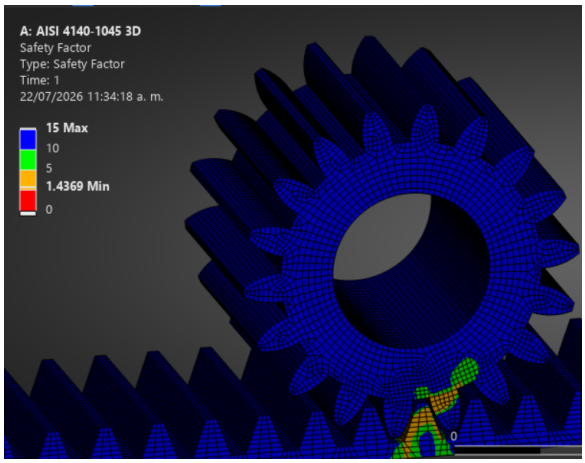


Figura 10. Resultado de análisis de factor de seguridad.

Los resultados del análisis de las juntas cardán (Figura 11), en el eje de dirección presentaron una deformación máxima de 1.79 mm; sin embargo, este valor solo se presenta en un punto específico, en una zona que no es crítica para el funcionamiento del eje de dirección. En la mayor parte del sistema, la deformación máxima se mantuvo entre 0.79 y 0.99 mm, por lo que se considera seguro bajo condiciones severas. En general, este sistema mantuvo su integridad geométrica durante la simulación, aunque cabe recalcar que su desempeño no fue perfecto y este análisis debería considerarse como zona de mejora en futuros rediseños.

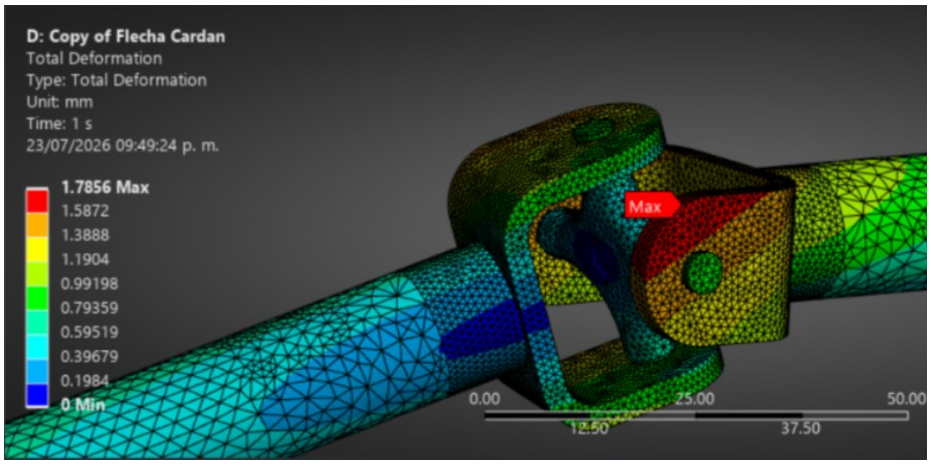


Figura 11. Resultado de análisis de junta cardan.

La simulación permitió visualizar al vehículo recorriendo la trayectoria óptima sobre el terreno accidentado, apoyado en el relieve y orientado a lo largo del camino (Figura 12). Ambos métodos, DP y FOA, generaron trayectorias que esquivan los obstáculos; se seleccionó la de menor costo (en este caso fue DP). Este trabajo constituye una herramienta de planificación de trayectoria con visualización.

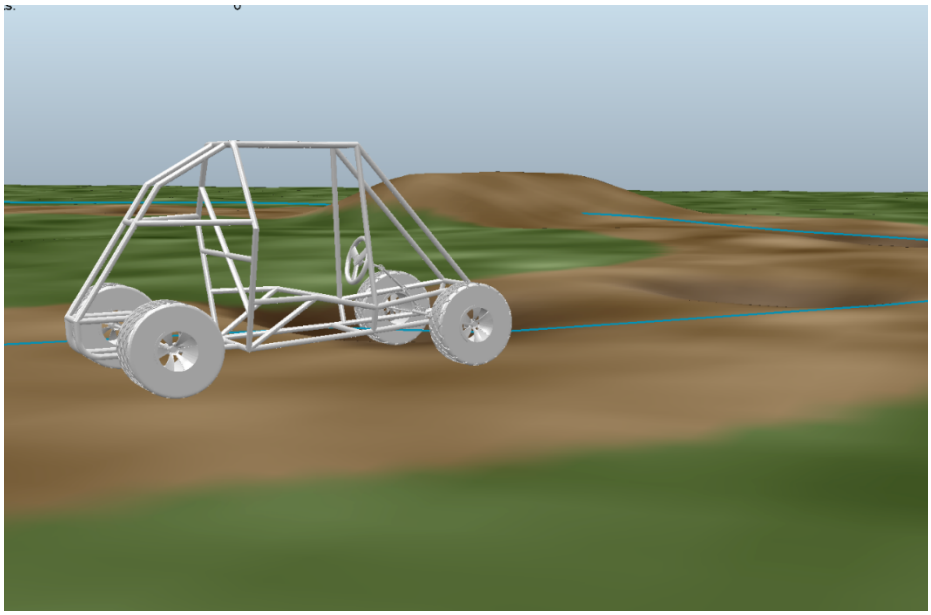


Figura 12. Modelo de vehículo todo terreno navegando la ruta diseñada.

Conclusiones

En este proyecto se diseñó un sistema de dirección mecánico tipo piñón-cremallera cuyo uso esperado es en un vehículo de tipo off-road. El diseño y modelado 3D del sistema en el software SolidWorks permitió evaluar de mejor manera si el vehículo alcanza un correcto ángulo Ackermann durante las vueltas y si el giro del volante logra el número de vueltas lock-to-lock que se esperaban. Por otro lado, el análisis de esfuerzos realizado en ANSYS Mechanical permitió exponer todo el sistema a fuerzas y momentos que se esperan durante el uso del vehículo. Finalmente, mediante la simulación en CoppeliaSim se generó un circuito todo terreno con relieve y se obtuvo la trayectoria óptima que el vehículo debe seguir para esquivar los obstáculos, visualizando su recorrido sobre la pista.

Se logró diseñar exitosamente cada una de las piezas que conforman el sistema de dirección y realizar el ensamble como una vista preliminar del producto final, con esto, se pudo comprobar que el sistema alcanza correctamente el ángulo Ackermann esperado y también que el volante tiene un giro total de 1.5 vueltas lock-to-lock. Estas características, junto con la implementación del diferencial trasero, contribuyen de forma positiva a la seguridad y el bienestar del piloto durante el uso del vehículo. Por otro lado, tras el análisis en ANSYS Mechanical, se observa que la geometría y el material establecidos en cada una de las piezas logra soportar correctamente las fuerzas y momentos que se pueden presentar. Finalmente, la simulación en CoppeliaSim permite comprobar que el vehículo sigue la trayectoria óptima sobre el terreno todo terreno, esquivando los obstáculos del recorrido.

Una de las principales aplicaciones de este sistema es en los vehículos todo terreno. El uso de los distintos softwares permitió crear una base sólida para posteriormente realizar su fabricación, integración y uso en competencias de vehículos off-road como lo podrían ser las de Baja SAE.

Agradecimientos

Agradecemos a la Universidad de Guanajuato por la beca de apoyo otorgada para el desarrollo de este proyecto. De igual modo, agradecemos al doctor Ricardo García García, asesor de este proyecto, por brindarnos el apoyo necesario durante su realización.

VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Bibliografía

Arcas Jiménez, R. J. (2021, 1 de mayo). *El mecanismo diferencial en los vehículos*. LinkedIn. https://es.linkedin.com/pulse/el-mecanismo-diferencial-de-los-vehículos-roberto-j-arcas-jiménez-

Åslund, J. (s. f.). *Vehicle dynamics and control: Lecture 4* [Diapositivas de clase]. Linköping University. https://isy.gitlab-pages.liu.se/fs/en/courses/TSFS02/Lectures/Lecture4.pdf

Budynas, R. G., y Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9.ª ed.). McGraw-Hill.

Harrer, M., y Pfeffer, P. (Eds.). (2017). *Steering handbook*. Springer.

Jazar, R. N. (2014). *Vehicle dynamics: Theory and application* (2.ª ed.). Springer.

Pérez, R. (2024, 17 de octubre). *¿Qué es el ángulo Ackermann y cómo mejora la conducción?* El Motor. https://motor.elpais.com/conducir/que-es-el-angulo-ackermann-y-como-mejora-la-conduccion/

Pinho, A. R., & Franco, C. P. (2015). Studies on a usage of a limited slip differential without full locking features compared to open type differential and traction control in mid-size truck: Drivers for strategic decision balancing technical performance and customer perception. SAE Technical Paper 2015-36-0164. doi:10.4271/2015-36-0164.

Polkabla, D., Jr., Hewitt, T., Key, R., Latulippe, R., & Husmann, O. (2024). *Initial design report for SAE Baja Fall 2024–Spring 2025: Steering, brakes, and suspension* [Informe de diseño]. Northern Arizona University. https://sce.nau.edu/capstone/projects/ME/2025/F24toSp25_Baja25/presentations/Report%201.pdf

Rojas M., L. (2001). *Mecánica automotriz* (Edición N.° 1). INACAP.

Ross, C. S., Carey, C. E., Schanz, T., Gaffney, E. F., & Catalano, M. (2007). *Development of an electronically-controlled, limited-slip differential (eLSD) for FWD applications*. SAE Technical Paper 2007-01-0925. doi:10.4271/2007-01-0925.

Solis Obando, K. D., Yaselga, E., & Guevara, M. (2022). El sistema de dirección y el papel que desarrolla en los vehículos. *Polo del Conocimiento, 7*(11), 911–929. https://doi.org/10.23857/pc.v7i8