

---

# Evaluación de mecanismos flexibles con respecto a mecanismos rígidos en ingeniería

---

José Andrés Gonzalez Alvarado





UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería




**Evaluación de mecanismos flexibles con respecto a  
mecanismos rígidos en ingeniería**

Trabajo de graduación presentado por José Andrés Gonzalez Alvarado  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica


Guatemala,


2024


Vo.Bo.:

(f)   
M. Sc. Carlos Esquit

Tribunal Examinador:

(f)   
M.Sc. Carlos Esquit

(f)   
M. Sc. Miguel Enrique Zea Arenales

(f)   
Ing. Kurt Emmanuel Kellner

Fecha de aprobación: Guatemala, 13 de febrero de 2025.

Este documento representa el resultado de un esfuerzo académico y técnico enfocado en el estudio, diseño e implementación de mecanismos flexibles en sistemas mecánicos. Su desarrollo responde a la necesidad de explorar nuevas fronteras en la ingeniería, donde la flexibilidad y adaptabilidad se han convertido en elementos esenciales para enfrentar los desafíos contemporáneos en campos como la robótica, la manufactura y el diseño industrial.

Dicho esto, quisiera expresar mi más profundo agradecimiento a las personas que contribuyeron al desarrollo de esta investigación. Su apoyo y motivación fueron fundamentales para la realización de este trabajo. En particular, deseo agradecer a Christian Carazo Viau y Alfredo Meléndez, quienes me brindaron su valiosa ayuda durante el desarrollo de este proyecto, y a mi hermana María Fernanda Alvarado, por su constante apoyo y aliento a lo largo de este proceso.

<b>Prefacio</b>	III
<b>Listas de figuras</b>	VII
<b>Lista de cuadros</b>	VIII
<b>Resumen</b>	IX
<b>Abstract</b>	X
<b>1. Introducción</b>	1
<b>2. Antecedentes</b>	2
2.1. <i>Diseño conceptual rápido y análisis de mecanismos flexibles planos y espaciales</i> . . . . .	2
2.2. <i>Diseño y análisis de mecanismos de quejas mediante FEA</i> . . . . .	3
2.3. <i>DAS-2D: una herramienta de diseño conceptual para mecanismos compatibles</i> . . . . .	4
2.4. <i>Un método general y eficiente de múltiples segmentos para el análisis cinetostático de mecanismos flexibles planares</i> . . . . .	5
<b>3. Justificación</b>	8
<b>4. Objetivos</b>	9
4.1. <b>Objetivo general</b> . . . . .	9
4.2. <b>Objetivos específicos</b> . . . . .	9
<b>5. Alcance</b>	10
<b>6. Marco teórico</b>	11
6.1. <b>Mecanismos de cuatro barras</b> . . . . .	12
6.1.1. <b>Mecanismos de línea recta</b> . . . . .	13
6.2. <b>Coefficiente de Poisson</b> . . . . .	14
6.3. <b>Metodologías de diseño y fabricación</b> . . . . .	15

6.3.1. Enfoque en reemplazamiento de cuerpo rígido . . . . .	15
6.3.2. Enfoque basado en restricciones . . . . .	17
6.4. Geometría de giro de Ackermann . . . . .	18
<b>7. Mecanismo de pinza flexible</b>	<b>22</b>
7.1. Análisis del mecanismo . . . . .	23
7.2. Metodología de diseño . . . . .	24
7.3. Comparación de pinza rígida vs. pinza flexible . . . . .	27
<b>8. Mecanismos de cuatro barras, línea recta de Roberts</b>	<b>32</b>
8.1. Simulación y análisis del mecanismo rígido . . . . .	33
8.2. Metodología de diseño . . . . .	34
8.3. Análisis de movimiento . . . . .	36
<b>9. Transformación del mecanismo: sistema de giro de Ackermann</b>	<b>41</b>
9.1. Análisis del mecanismo rígido . . . . .	42
9.2. Metodología de diseño . . . . .	44
<b>10. Conclusiones</b>	<b>52</b>
<b>11. Recomendaciones</b>	<b>54</b>
<b>12. Referencias</b>	<b>55</b>
<b>13. Anexos</b>	<b>57</b>
13.1. Diagrama de flujo para traducción de mecanismos . . . . .	57

---

## Lista de figuras

---

1. Tiempos de análisis para diferentes casos con o sin gradientes analíticos . . . .	3
2. Modelado de condiciones de barrera . . . . .	3
3. Deformación total en la dirección Y . . . . .	4
4. Resultados de comparación para análisis simulados contra analíticos . . . . .	4
5. Comparación de los resultados del software con el modelo analítico y el software ABAQUS con $f_y$ normalizado. . . . .	5
6. Mecanismo de cuatro barras simple utilizado en la simulación. . . . .	6
7. Desplazamientos X e Y de la punta de la viga elástica. . . . .	6
8. Deflexiones de diferentes modelos bajo carga máxima comparados con el software de análisis MSC ADAMS. . . . .	7
9. Proceso de traducción de cuerpo rígidos. . . . .	12
10. Ejemplo de mecanismo de cuatro barras. . . . .	13
11. Mecanismo Peaucellier-Lipkin . . . . .	14
12. Coeficientes de Poisson comunes en mecanismos. . . . .	15
13. Modelado CPR de una viga separada por segmentos con resortes de torsión en sus uniones. . . . .	16
14. Marco sistemático proveído por FACT. . . . .	17
15. Relación entre GDL y el espacio de trabajo según FACT. . . . .	18
16. Sistema de giro como mecanismo de cuatro barras. . . . .	19
17. Errores con la configuración para el rodamiento asintóticamente puro. . . . .	20
18. Ejemplo de pinzas robóticas . . . . .	23
19. Vista área de la pinza robótica . . . . .	23
20. Transformación de actuador en mecanismo flexible . . . . .	24
21. Transformación de juntas y uniones del mecanismo rígido . . . . .	25
22. Prueba de pinzas flexibles con diferentes parámetros . . . . .	26
23. Prototipo final . . . . .	27
24. Esquemático generado para la configuración del sensor MF01 con Arduino UNO . . . . .	28
25. Brazo y pinza rígida utilizadas para análisis de presión [18]. . . . .	29
26. Posicionamiento del sensor MF01 para pinzas . . . . .	30
27. Geometría rígida del mecanismo de línea recta de Roberts . . . . .	33

28. Mecanismo generado en la aplicion Working Model . . . . .	34
29. Gráfica demostrativa del movimiento del mecanismo simulado . . . . .	34
30. Mecanismo de línea recta flexible generada . . . . .	35
31. Base utilizada para la sujeción del mecanismo de línea recta . . . . .	36
32. Gráfica de moviemiemo de mecanismo flexible . . . . .	38
33. Pruebas de ciclo de vida del mecanismo línea recta de Roberts . . . . .	40
34. Parametros definidos. . . . .	42
35. Vista de ángulos de dirección interno puro y real. . . . .	43
36. Diseño proporcionando por el libro: <i>Hanbook of Complaint Mechanisms</i> . . . . .	45
37. Eslabón de soporte y traslador de rotación entre llantas derechas e izquierdas . . . . .	46
38. Dimensiones para el eslabón base . . . . .	46
39. Dimensiones dentro del eslabón base para sostener el motor servo. . . . .	46
40. Agujeros de ajuste para servomotor dentro del eslabón base. . . . .	47
41. Dimensión de áreas eliminadas para reducir la cantidad de filamento a utilizar. . . . .	47
42. Eslabón de transmisión de movimiento de motor servo al eslabón base y llantas . . . . .	48
43. Dimensiones para sujetador de llantas y extrusión en el sistema de transmisión de movimiento. . . . .	49
44. Esquema inspirado del diseño básico del <i>Torsion Translator</i> 36 . . . . .	49
45. Variaciones del <i>Torsion Translator</i> impresos 3D . . . . .	50
46. Armazón del mecanismo flexible de giro con geometría de Ackermann . . . . .	51
47. Guía de transformación de mecanismos rígidos . . . . .	58

---

Lista de cuadros

---

1. Pruebas con diferentes parámetros	25
2. Parámetros finales	27
3. Resultados pinza rígida vs. pinza flexible	30
4. Tabla de resultados obtenidos	37
5. Resultados obtenidos de Tracker	38
6. Resultados escalados	39

Este trabajo de graduación se centra en la investigación y la comparación de mecanismos rígidos y flexibles, evaluando su diseño, implementación y desempeño en aplicaciones de ingeniería. Los mecanismos flexibles aprovechan la flexión de los materiales para transmitir movimiento y se destacan por ventajas como la reducción de peso, menor desgaste y adaptabilidad a diferentes entornos; sin embargo, enfrentan limitaciones en cuanto a fuerza y capacidad de carga. En este estudio se seleccionaron tres mecanismos representativos: una pinza robótica, un sistema de dirección basado en la geometría de Ackermann y un mecanismo de cuatro barras para movimiento rectilíneo basado en la geometría de Roberts.

El desarrollo del proyecto se llevó a cabo en cuatro etapas. Primero, se investigaron modelos rígidos que sirvieron como base para las versiones flexibles. Luego, se realizaron simulaciones y modelos matemáticos en alguno de los mecanismos para evaluar su comportamiento. Posteriormente, se fabricaron prototipos mediante impresión 3D. Finalmente, se llevaron a cabo pruebas físicas para validar su desempeño.

Aunque los resultados muestran limitaciones en aplicaciones que requieren alta repetibilidad o soporte de grandes cargas, los mecanismos flexibles ofrecen soluciones innovadoras para tareas que demandan adaptabilidad y manipulación de objetos complejos. Este trabajo resalta la utilidad de estos mecanismos en un contexto de ingeniería, donde aspectos como peso, costo y tamaño son de suma importancia.

This graduation project focuses on the research and comparison of rigid and flexible mechanisms, evaluating their design, implementation, and performance in engineering applications. Flexible mechanisms leverage the bending of materials to transmit motion and are notable for advantages such as weight reduction, less wear, and adaptability to different environments; however, they face limitations in terms of strength and load capacity. In this study, three representative mechanisms were selected: a robotic gripper, a steering system based on Ackermann geometry, and a four-bar mechanism for rectilinear motion based on Roberts geometry.

The development of the project was carried out in four stages. First, rigid models were investigated to serve as a basis for the flexible versions. Then, simulations and mathematical models were performed on some of the mechanisms to evaluate their behavior. Subsequently, prototypes were manufactured using 3D printing. Finally, physical tests were conducted to validate their performance.

Although the results show limitations in applications that require high repeatability or support heavy loads, flexible mechanisms offer innovative solutions for tasks that demand adaptability and manipulation of complex objects. This work highlights the usefulness of these mechanisms in an engineering context, where aspects such as weight, cost, and size are of utmost importance.

En el ámbito de la ingeniería mecánica y mecatrónica, los mecanismos tradicionales han dependido de elementos rígidos para garantizar precisión y eficiencia en la transferencia de fuerzas y movimientos. Sin embargo, con el avance de las tecnologías de materiales y la fabricación aditiva, los mecanismos flexibles han emergido como una alternativa prometedora, destacándose por su capacidad para aprovechar la elasticidad de los materiales para generar movimiento, lo cual reduce la necesidad de componentes como juntas y cojinetes.

El presente trabajo de graduación explora el diseño, implementación y evaluación de mecanismos flexibles, comparándolos con sus contrapartes rígidas. A través de un enfoque experimental, se desarrollan metodologías para transformar mecanismos rígidos en versiones flexibles, evaluando su desempeño en términos de precisión, fuerza, adaptabilidad y durabilidad. Este análisis abarca aplicaciones relevantes como sistemas de agarre robótico, geometrías de giro para vehículos y mecanismos de cuatro barras para trayectorias rectilíneas, utilizando herramientas como impresión 3D y simulación por software.

El objetivo principal no solo es determinar las ventajas y limitaciones de los mecanismos flexibles frente a los rígidos, sino también establecer una base metodológica que permita futuras investigaciones y aplicaciones prácticas en diversas áreas de la ingeniería. Este estudio busca sentar un precedente para la integración de mecanismos flexibles en soluciones innovadoras, alineadas con las demandas tecnológicas y sostenibles presentes y futuras.

### 2.1. *Diseño conceptual rápido y análisis de mecanismos flexibles planos y espaciales*

Los mecanismos flexibles o *complaint mechanisms*, son mecanismos que se aprovechan de la propiedad de flexión de los materiales para obtener el movimiento deseado. La fabricación y diseño de dichos mecanismos dependen de muy pocas herramientas comerciales de simulación como lo podría ser el simulador Ansys. Actualmente, el diseño de flexión en mecanismos está basado en el modelado finito de piezas, por lo que el modelado y simulación de mecanismos complejos dificulta la etapa inicial de diseño. En el trabajo de investigación de Omer Turkkan [1] se busca facilitar el modelado y simulación de los mecanismos flexibles. Se utilizará la interfaz DAS3D en conjunto con el software MATLAB. El objetivo de esta investigación es la fabricación de una estructura robusta, fácil y de diseño sencillo para el análisis y diseño de “*complaint mechanisms*”, el cual se nombra DAS (Diseño, análisis y síntesis de mecanismos flexibles.)

La exactitud y velocidad de dicho modelo fabricado se comparó con otros simuladores comerciales de análisis de modelos finitos. Se utilizó el software MATLAB por el ahorro de energía y aumento de eficiencia que la interfaz provee. Al mismo tiempo provee una herramienta de aprendizaje fácil. Tras realizar estas comparaciones se encuentra que el código desarrollado en MATLAB representa una manera mucho más eficiente de síntesis y análisis de mecanismos. Se genera la siguiente tabla tras los experimentos realizados:

**Figura 1. Tiempos de análisis para diferentes casos con o sin gradientes analíticos**

Case	Objective Gradient	Hessian	Constraint Gradient	Analysis Time
1	x	x	x	>60 min.
2	x	x	✓	50 min.
3	✓	x	x	40 min.
4	✓	x	✓	25 min.
5	✓	✓	✓	0.75 sec.

Adaptada de [1]

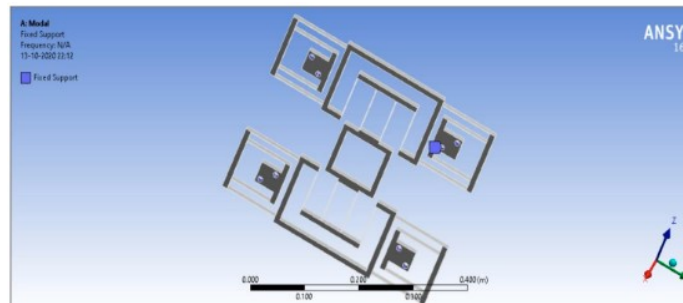
Se llega a la conclusión que el software presenta un futuro prometedor en el ámbito de modelado de vigas, ya que provee un análisis eficiente citostático de los mecanismos.

## 2.2. *Diseño y análisis de mecanismos de quejas mediante FEA*

Debido a la importancia de la utilización de mecanismos en la vida cotidiana, se han realizado varios estudios de casos para el diseño y optimización de análisis de estructuras para estos mecanismos complejos. La misión de Shrishail Deore y Shrishail Sollapur para esta investigación, es la comparación y determinación de la manera más segura de análisis y diseño de estos mecanismos flexibles [2]. Los simuladores por utilizar son el software Ansys y Catia V5, cuáles fuertes son, el modelado de mecanismos flexibles y el análisis de estructuras estáticas y dinámicas .

Se empieza realizando análisis en el software Ansys de un cierto mecanismo flexible el cual se muestra en la siguiente figura:

**Figura 2. Modelado de condiciones de barrera**



Adaptada de [2]

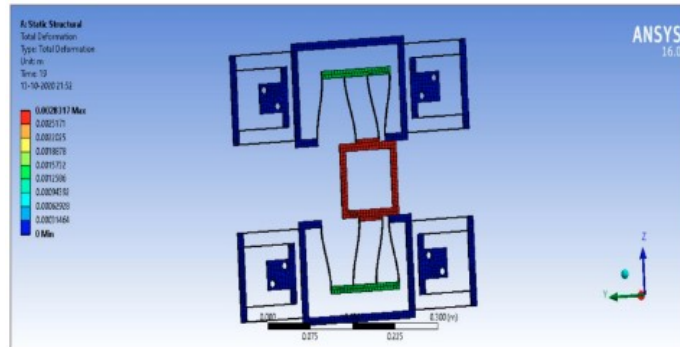
El cual tras realizar el análisis dentro del mismo simulador se encuentra que:

Al realizar el análisis de la Figura [3] se obtienen una datos representativos de la deflexión y la fuerza aplicada. Para obtener la solución analítica se emplea las ecuaciones de concentración de esfuerzos y flexión.

Estos resultados, tantos simulados como analíticos, son comparados dentro de la tabla observada a continuación.

Observando los resultados en la Figura [4] podemos concluir que existe una gran diferencia

Figura 3. Deformación total en la dirección Y



Adaptada de [2]

Figura 4. Resultados de comparación para análisis simulados contra analíticos

Sr.no	Force in KN	Deflection in mm( $\delta$ )	
		Analytical	FEA
1	2	0.3471	0.2831
2	5	0.8678	0.7079
3	8	1.3885	1.1327
4	10	1.7357	1.4159
5	12	2.0828	1.699
6	15	2.6036	2.1238
7	18	3.1243	2.5486
8	20	3.4714	2.8317

Adaptada de [2]

en la deflexión de los materiales. Esto pudo haber sido debido a los decimales tomados en cuenta o aproximaciones que tanto el software como la persona realizó. Sin embargo, la conclusión sigue siendo la misma, si se quiere realizar un diseño rápido que funcione en teoría, los simuladores como Ansys son los ideales, sin embargo, muestran una gran diferencia en la flexión de los materiales los cuales pueden resultar en un comportamiento no ideal.

### 2.3. *DAS-2D: una herramienta de diseño conceptual para mecanismos compatibles*

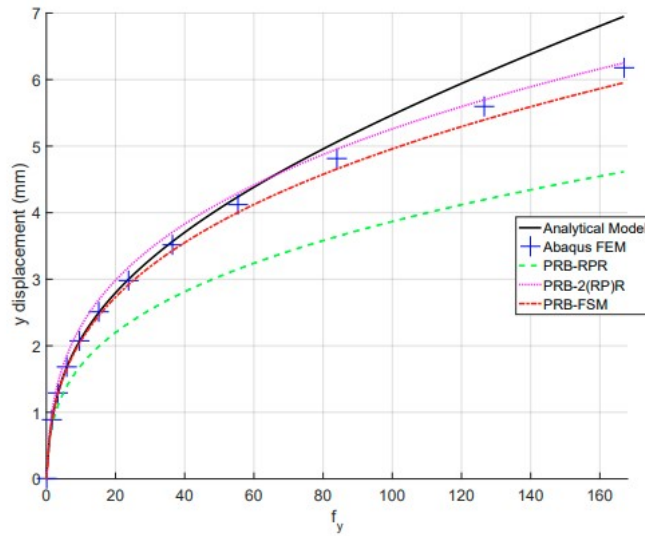
Los mecanismos flexibles utilizan la propiedad elástica del material para obtener un movimiento deseado; sin embargo, el análisis de estos sistemas es basado en varias herramientas comerciales de simulación de sistemas dinámicos y elementos finitos. Al ser herramientas generalizadas, la mayoría de las herramientas no utilizan teorías optimizadas para mecanismos flexibles.

Del precio de estas herramientas y la falta de optimización para mecanismos flexibles ha nacido la necesidad de una herramienta capaz de facilitar en análisis de los mismos. Hai-Jun Turkkan y Hai-Jun Su proponen la creación de dicha herramienta para un mejor

diseño y simulación de mecanismos flexibles [3]. Se decide utilizar el software MATLAB para crearla. El análisis mecanismos flexibles involucra resolver simultáneamente un conjunto de ecuaciones de equilibrio de fuerzas estáticas. Tarea que es simplificada por la utilización del software MATLAB.

Tras resolver las ecuaciones declaradas en el sistema de ecuaciones, se procede a graficar y comparar resultados obtenidos contra herramientas comerciales. La aplicación desarrollada se titula DAS-2D (Diseño, Análisis y síntesis de sistemas 2D).

**Figura 5. Comparación de los resultados del software con el modelo analítico y el software ABAQUS con  $f_y$  normalizado.**



Adaptada de [3]

Observando los resultados obtenidos del software DAS-2D con un modelo analítico se concluye que el software DAS-2D puede resolver mecanismos flexibles de una manera más efectiva que herramientas comerciales.

## 2.4. *Un método general y eficiente de múltiples segmentos para el análisis cinetostático de mecanismos flexibles planares*

Los mecanismos flexibles tienen varias ventajas sobre los mecanismos comunes de cuatro barras. Desde un mayor rendimiento, hasta un mejor costo tanto de construcción, como de mantenimiento. La deflexión de los miembros elásticos de un mecanismo flexible ha sido estudiada en gran cantidad en las últimas décadas.

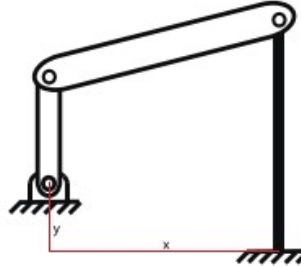
Como se ha explicado con anterioridad los mecanismos flexibles permiten la transferencia y transformaciones de energía y fuerzas en el movimiento de sus partes flexibles. Existen ya varios métodos de análisis para las deflexiones de los miembros elásticos de los mecanismos, como lo podría ser el método de cuerpos pseudo-rígido para aproximaciones de miembros rígidos conectados con resortes lineales o de torsión. Para el análisis estático, existen modelos

de múltiples segmentos BCM que dividen la viga en elementos pequeños y realizan un análisis incremental de las cargas en los extremos. Se busca una manera de unificar e integrar en un modelo de deflexión, cualquier ecuación de energía de forma cerrada. De tal manera que se trabaje en minimización de energías.

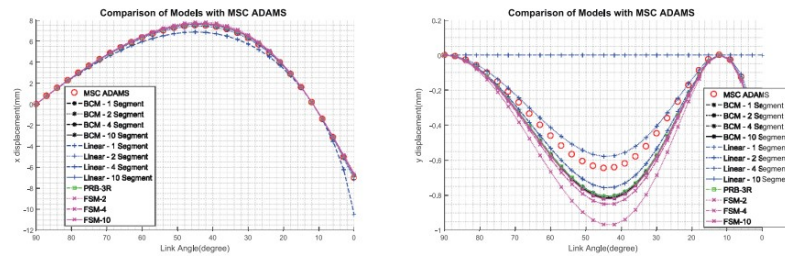
Omer Anil Turkkan y Hai-Jun Su proponen empezar el modelado de un sistema de forma cerrada [4]; hay que recordar que los modelos matemáticos presentados en la literatura suelen ser limitados a un cierto rango de deflexión. Para sobrepasar esta limitación se reduce la viga en varios segmentos. La precisión de la simulación depende de cuantos segmentos son utilizados, así, como también, el sistema de coordenadas local, sin embargo al aumentar la cantidad de segmentos a la que la viga se divide, dependería de la capacidad de los componentes electrónicos para hacer cálculos de esfuerzos. Por lo que se dirige los esfuerzos a la mejora de elección de sistema de coordenadas local apropiado. El marco de vigas de múltiples segmentos y el solucionador de minimización de energía total se han implementado en el software DAS2D.

Se resuelve el sistema utilizando la función de MATLAB "fmincon" y se calcula el vector gradiente y la matriz Hessiana para la configuración dada. Al ingresar un vector gradiente analítico al sistema se aumenta considerablemente la velocidad de convergencia y nos permite usar tolerancias muy ajustada. Para observar el resultado del programa se utiliza un sistema de cuatro barras simple.

**Figura 6. Mecanismo de cuatro barras simple utilizado en la simulación.**



**Figura 7. Desplazamientos X e Y de la punta de la viga elástica.**



Adaptada de [2]

**Figura 8. Deflexiones de diferentes modelos bajo carga máxima comparados con el software de análisis MSC ADAMS.**

Model	Error( $n = 1$ )	Error( $n = 2$ )	Error( $n = 4$ )	Error( $n = 10$ )
<b>BCM</b>	3.18%	3.37%	3.39%	3.38%
<b>Linear</b>	49%	2.17%	2.15%	3.20%
<b>PRB-3R</b>	-	3.10%	-	-
<b>FSM</b>	-	6.03%	4.04%	3.49%

Adaptada de [\[4\]](#)

De estos resultados se observa como el modelos BCM es más preciso que el resto de modelos. Con un error promedio inferior a 0.01 para todos los modelos con cuatro o más segmentos. De la tabla [\[8\]](#) se observa disminuye el error total cuando se introduce un segundo segmento. Se puede observar también como al introducir más segmentos al sistema, este sigue disminuyendo con mayor velocidad que sus contrapartes; por lo cual es el modelo utilizado en la aplicación DAS-2D.

Se concluye que el programa desarrollado no solo compite con los programas comerciales, sino que también proporciona un marco unificado para múltiples segmentos, permitiendo el cálculo de la energía de deformación de una viga flexible en cualquier mecanismo flexible.

El presente trabajo de graduación se fundamenta bajo la necesidad de una línea de investigación sobre el análisis y la síntesis de mecanismo flexible, abordando la capacidad de un mecanismo flexible para sustituir un mecanismo rígido en aplicaciones de la ingeniería. Aprovechando los recursos tecnológicos hallados dentro de las instalaciones de la Universidad del Valle Guatemala, tales como el brazo robótico MyCobot.

La combinación de estos recursos tecnológicos y otros mecanismos flexibles, permiten el análisis de error por trayectorias y la optimización de diseño de mecanismos flexibles en las diversas áreas de la ingeniería.

Con este trabajo se busca implementar las bases de desarrollo, fabricación e implementación en la Universidad del Valle Guatemala, para que así, futuras generaciones puedan utilizar este trabajo como base para diversos proyectos.

### 4.1. Objetivo general

Comparar el diseño, implementación y funcionamiento de mecanismos flexibles con sus contrapartes rígidas en ingeniería.

### 4.2. Objetivos específicos

- Establecer una metodología de diseño, implementación y fabricación de mecanismos flexibles.
- Establecer una serie de mecanismos rígidos y flexibles a comparar considerando el contexto de la Universidad del Valle Guatemala.
- Establecer una metodología de prueba para todos los mecanismos
- Comparar los mecanismos seleccionados y fabricados de forma estadística.

El presente trabajo de investigación se enfoca en el análisis y desarrollo de una guía enfocada en los mecanismos flexibles y de sus aplicaciones dentro la ingeniería. Para garantizar un análisis profundo y detallado, se ha seleccionado una serie de mecanismos rígidos utilizados varias áreas de la ingeniería dentro y fuera de la Universidad del Valle Guatemala; los mismos se han transformado en su contraparte flexible y comparados entre sí.

Los mecanismos rígidos seleccionados para la investigación son: El mecanismo de movimiento de una pinza robótica, El mecanismo de giro utilizando la teoría de Ackerman para vehículos y por último un mecanismo de cuatro barras de línea recta tipo Roberts.

El análisis de los mecanismos se llevó a cabo de la siguiente manera. Para el primer mecanismo se implementó la plataforma de desarrollo Arduino en conjunto con un sensor de presión IEF SR para la medición de presión de tanto el mecanismo rígido como el mecanismo flexible. Mediciones tales que se recopilaran en Microsoft Excel para un análisis gráfico de los mismos.

Para el mecanismo de giro con estructura Ackerman, se ha utilizado las ecuaciones proporcionadas por la teoría para el método de comparación del mecanismo flexible contra el mecanismo rígido. En donde se medirá la exactitud del radio de giro del mecanismo flexible.

Par el ultimo mecanismo, al igual que el mecanismo se medirá la exactitud del mecanismo. Al mismo tiempo se realizará una prueba de falla por fatiga. Para el análisis de exactitud del mecanismo se utilizará la plataforma Tracker en donde se verá el recorrido real del mecanismo flexible y se compara con una simulación del mecanismo rígido en la plataforma de simulaciones MotionGen.

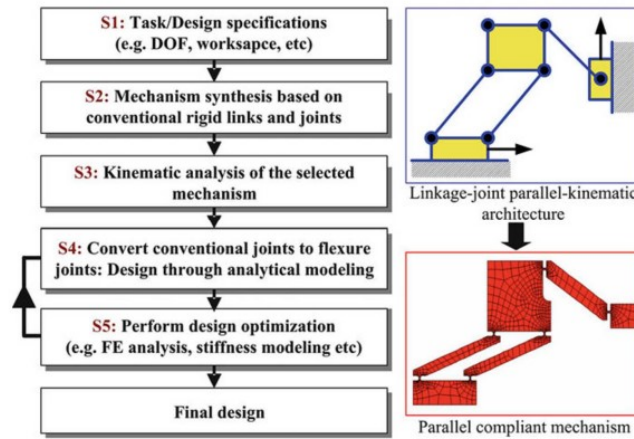
Un mecanismo es un dispositivo que transforma, transfiere y manipula tanto fuerzas como energías en sus partes rígidas, principalmente en sus juntas. Un mecanismo flexible, por otra parte, transfiere directamente la fuerza de entrada a la salida utilizando la propiedad de flexibilidad de sus miembros [5].

El propósito de los mecanismos flexibles es aprovechar las propiedades inertes de los materiales para generar movimiento. Este aprovechamiento de propiedades de flexión nos provee con varias ventajas, como, ausencia de juego entre las piezas, mantenimiento, fricción y desgaste como desgarre. A la vez, se reduce el peso y el coste del mecanismo es reducido.

Sin embargo, los mecanismos flexibles tienen también desventajas. Debido al tipo de aplicación que se les otorga, los mecanismos de flexión tienden a fallar por fatiga. Existen también, problemas en el diseño de un mecanismo flexible y tiene un rango de movimiento limitado, por lo que es susceptible a quebrarse. Para este tipo de mecanismo, no existen modelos matemáticos expresados en ecuaciones lineales por lo que hay que utilizar ecuaciones y funciones no convencionales para el análisis y síntesis de estos mecanismos flexibles [6].

Generalmente, no se genera un mecanismo flexible desde cero, si no que, se traduce/reemplaza un mecanismo rígido ya existente con un mecanismo flexible. Un proceso de traducción se presenta en la figura [9].

Figura 9. Proceso de traducción de cuerpo rígidos.



Adaptada de [7].

Es conveniente realizar el remplazo de mecanismos de cuerpos rígidos a mecanismos flexibles, debido a la sencillez de diseño y análisis.

Por métodos de diseño, los mecanismos flexibles se pueden dividir en dos tipos; en serie y en paralelo. Los mecanismos flexibles seriales ofrecen amplia gama de trabajo, por lo que usualmente son utilizados en la creación de dispositivos relacionados con *soft robotics* (robótica blanda). Por otra parte, los mecanismos flexibles en paralelo son utilizados en sistemas de posicionamiento, debido a la alta precisión de movimiento que entrega. Se debe de resaltar que los componentes flexibles del mecanismo, solo se pueden flexionar aproximadamente un 10 % de su longitud total, lo cual también depende del grosor de la sección a flexionar.

Otras limitaciones de los mecanismos flexibles es que requieren de la propiedad inerte del material. Por esta misma razón, el proceso de diseño-iteración es de alta complejidad y alta duración.

## 6.1. Mecanismos de cuatro barras

Más allá de la función de un mecanismo, debemos aclarar cómo está conformado. Un mecanismo se define como un sistema de elementos acomodados para transmitir movimiento de forma predeterminada [8]. Estos elementos se denominan juntas y eslabones: las juntas son las uniones entre eslabones y los eslabones, los bloques primarios de construcción de un mecanismo y la tierra.

Se clasifican los mecanismos por sus grados de libertad (GDL). Norton define un GDL del sistema como el número de parámetros independientes que se requiere para definir de manera única su posición en un instante de tiempo con respecto a un marco de referencia [8]. Los GDL de forma teórica se pueden obtener como tres veces el número de eslabones más dos veces el número de juntas menos tres.

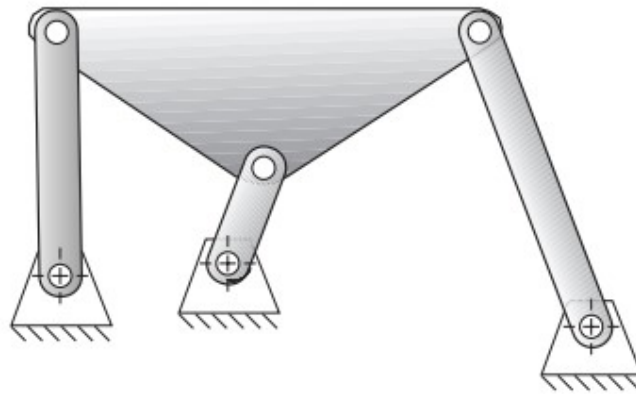
$$M = 3L - 2J - 3 \quad (1)$$

Nota M representando los grados de libertad; L el número de eslabones; y J, el número de juntas.

Mientras más grados de libertad que tenga un mecanismo, más aumenta la complejidad de este. Siendo el movimiento una combinación de rotación y traslación, entre más GDL tenga un sistema más posibles combinación de rotación y traslación tiene el mecanismo.

El mecanismo de cuatro barras, como el que se observa en la siguiente figura [10](#) es el mecanismo más simple que se puede construir. Aunque simple a comparación de los demás mecanismos, puede ser utilizado en una amplia gama de trabajos.

**Figura 10. Ejemplo de mecanismo de cuatro barras.**



Adaptada de [8](#)

En todos los mecanismos se encuentran los componentes manivela, biela, tierra y guía. La manivela es el componente que recibe o genera el movimiento rotacional, generalmente impulsado por un motor o actuador. La biela, conectada a la manivela, es una barra que transmite este movimiento rotacional a un componente lineal, como una pinza o pistón, convirtiendo el movimiento circular en lineal. Finalmente, la guía es el elemento fijo que restringe y controla el movimiento de la biela, asegurando que siga una trayectoria definida, permitiendo así un control preciso del movimiento del sistema. [9](#) [8](#).

### 6.1.1. Mecanismos de línea recta

Los mecanismos de línea recta son una clase de mecanismos de cuatro barras, diseñados específicamente para trazar una línea recta en un punto sin la necesidad de guías externas que dirijan su movimiento [10](#). El principio de funcionamiento de los mecanismos de línea recta se basa en la geometría de las barras y los puntos de pivote, que están cuidadosamente configurados para que uno de los puntos siga una trayectoria rectilínea.

Un ejemplo clásico de estos mecanismos es el mecanismo de línea recta Peaucellier-



**Figura 12. Coeficientes de Poisson comunes en mecanismos.**

**Tabla B-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería**

Datos de varias fuentes.\* Estas propiedades son similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Relación de Poisson $\nu$	Densidad de peso $\gamma$	Densidad de masa $\rho$	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg <sup>3</sup>	Mg/m <sup>3</sup>	
Aleaciones de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbón	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, aleaciones	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* Propiedades de algunos metales y aleaciones, International Nickel Co., Inc., NY; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, OH.

Adaptada de [8]

Por ejemplo, el aluminio, un material ampliamente utilizado en la construcción de diversos sistemas, tiene un coeficiente de Poisson de 0.34. Esto indica que, aunque es un material relativamente fácil de deformar, mantiene una resistencia moderada a la deformación transversal. De manera similar, el PLA, un material comúnmente empleado en la impresión 3D, comparte varias características con el aluminio y presenta un coeficiente de Poisson de 0.38. Esto resalta su capacidad para deformarse con cierta facilidad, lo que lo hace adecuado para aplicaciones donde se requiere cierta flexibilidad sin comprometer demasiado la rigidez.

### 6.3. Metodologías de diseño y fabricación

Durante los años se han realizado varios experimentos y serie de investigaciones en la mejor manera de realizar análisis de mecanismos flexibles [179].

Dentro de estas investigaciones se han encontrado tres métodos de diseños eficientes. Estos métodos son nombrados: Reemplazamiento de cuerpo rígido, Enfoque basado en restricciones y Enfoque de optimización. Estos métodos de síntesis se discutirán a continuación. En este trabajo solo se hablara de las primeras dos.

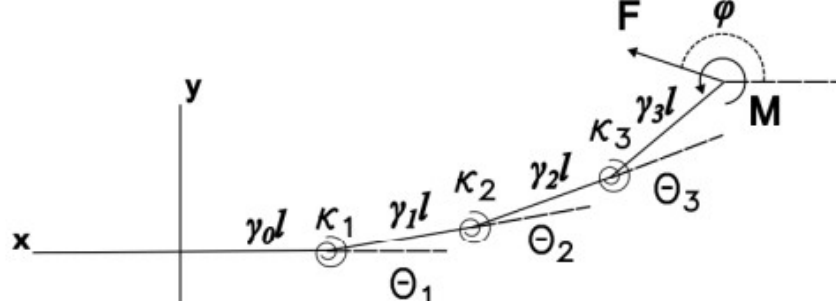
Para llevar a cabo las comprobaciones y análisis correspondientes de los mecanismos flexibles, se utilizará una impresora 3D, en particular el modelo Creality Ender 3 V3 KE con una boquilla de 0.4 mm. Los filamentos empleados para la impresión serán Esun PLA+ en color blanco y negro.

#### 6.3.1. Enfoque en reemplazamiento de cuerpo rígido

En el enfoque método de reemplazamiento de cuerpo rígidos, se utiliza un modelado conocido como cuerpo pseudo-rígido [12]. Comúnmente, este modelado es utilizado para predecir la deflexión de vigas en voladizo. Al considerar los eslabones como vigas en vola-

dizo, podemos utilizar este modelo, con el cual representamos los eslabones flexibles como eslabones rígidos [13].

**Figura 13. Modelado CPR de una viga separada por segmentos con resortes de torsión en sus uniones.**



Adaptada de [12]

Utilizando el modelado CPR (Cuerpo pseudo-rígido) dividimos la viga en diferentes segmentos y en sus uniones implementamos resortes de torsión. En la imagen [13],  $l$  representa la longitud de la viga,  $\gamma_i$  la longitud de cada segmento establecido,  $k_i$  la rigidez del resorte,  $F$  la fuerza aplicada,  $M$  el momento,  $\rho$  el ángulo de la fuerza aplicada y  $\Theta_i$  la deflexión de cada segmento.

$$\begin{bmatrix} \tau_i \\ \tau_i \\ \tau_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & 1 \\ c_{21} & c_{22} & 1 \\ c_{31} & c_{32} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F * \cos(\varphi) * l \\ F * \sin(\varphi) * l \\ M \end{bmatrix} \quad (3)$$

en donde:

$$\begin{aligned} c_{11} &= -\gamma_1 s_1 - \gamma_2 s_{12} - \gamma_3 s_{123} \\ c_{12} &= \gamma_1 c_1 + \gamma_2 c_{12} + \gamma_3 c_{123} \\ c_{21} &= -\gamma_2 s_{12} - \gamma_3 s_{123} \\ c_{22} &= \gamma_2 c_{12} + \gamma_3 c_{123} \\ c_{31} &= -\gamma_3 s_{123} \\ c_{32} &= \gamma_3 c_{123} \end{aligned} \quad (4)$$

En donde  $c$  y  $s$  son funciones coseno y seno respectivamente y  $\tau_i$  es el torque de cada resorte. Los subíndices de cada elemento representan la sumatoria de las deflexiones  $\Theta_i$ . [12]

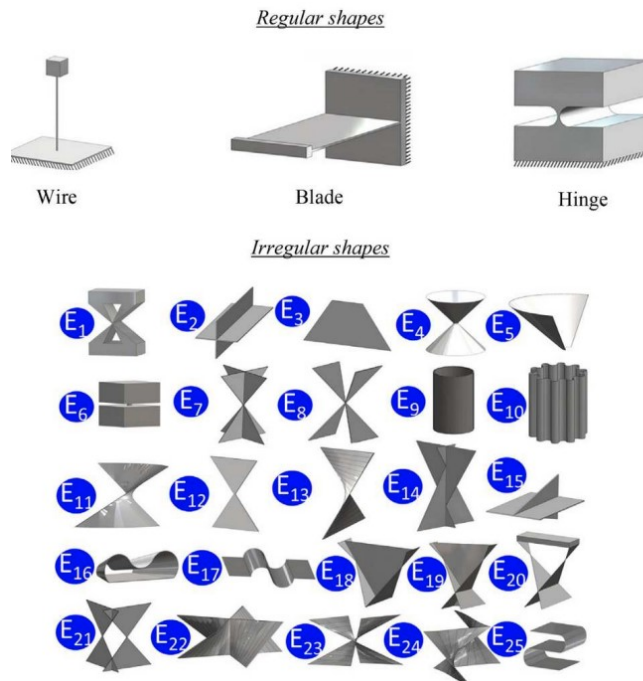
Aunque las funciones tengan notación numérica definida, cabe recalcar, que el número de segmentos puede aumentar o disminuir según el diseñador necesite. Pero, cabe mencionar, que, al agregar divisiones, la complejidad de la ecuación [3] y [4]. Por lo que el método es muy dependiente del contexto del mecanismo.

### 6.3.2. Enfoque basado en restricciones

En el modelo cuerpo pseudo-rígido se buscaba dividir en segmentos una viga/eslabón para poder aproximar su comportamiento en flexión. En el modelado con enfoque en restricciones o topología de libertad y restricción (FACT por sus siglas en inglés) ofrece marcos sistemáticos para la creación de mecanismos flexibles. [13]

No solamente se genera un marco para figuras con forma regular, si no, también, para figuras irregulares. En la siguiente imagen se muestra los elementos proveídos por FACT para la creación de mecanismos flexibles.

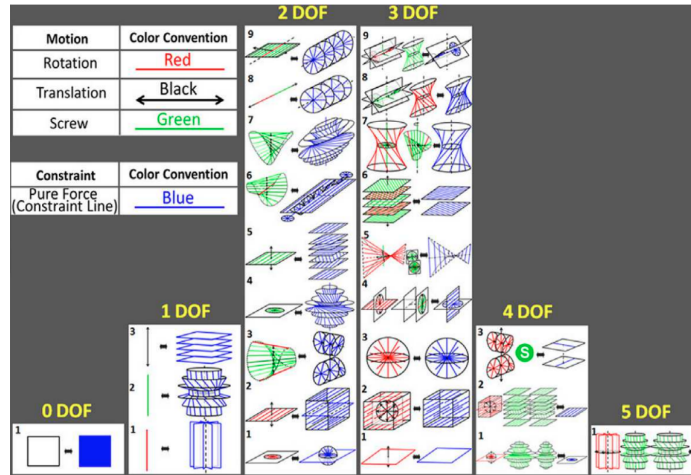
Figura 14. Marco sistemático proveído por FACT.



Adaptada de [14]

Cabe recalcar, que utilizando el marco sistemático [14] se ha generado una relación entre los grados de libertad (GDL) y el espacio de trabajo. Esta relación se muestra en la figura [15].

Figura 15. Relación entre GDL y el espacio de trabajo según FACT.



Adaptada de [14]

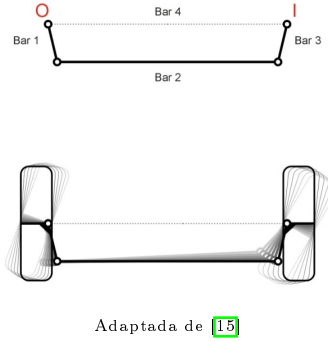
A este modelo de diseño se debe incorporar el material proporcionado por el Manual de Mecanismos Flexibles [9]. En particular, se utilizará el contenido del capítulo 11 y capítulo 12 de dicho manual, el cual aborda las geometrías necesarias para optimizar el comportamiento del mecanismo flexible. Estas geometrías serán integradas en la figura [14], con el objetivo de mejorar la precisión del diseño y su adaptabilidad a las necesidades funcionales del sistema. La incorporación de estas geometrías permitirá un análisis más detallado de la distribución de esfuerzos y deformaciones, asegurando un rendimiento más eficiente del mecanismo flexible en comparación con el diseño rígido.

Concluyendo con esta sección, se puede observar con las figuras [14] y [15] el modelado de restricción facilita la generación de mecanismos flexibles de mayores grados de libertad debido a la creación de un marco sistemático con los posibles elementos propuestos. Sin embargo, hay que recalcar que este modelo de mecanismos flexibles depende de la intuición y conocimiento del diseñador. Por lo que, aunque de fácil resolución, puede generar mecanismos de poca eficacia.

## 6.4. Geometría de giro de Ackermann

La forma más sencilla de girar un vehículo es rotando las llantas frontales a un ángulo específico. La geometría de Ackermann proporciona una metodología para relacionar el ángulo de giro de las llantas con el radio de giro del vehículo y sus dimensiones. En su esencia, el modelo básico de un sistema de dirección en un vehículo puede entenderse como un mecanismo de cuatro barras.

**Figura 16. Sistema de giro como mecanismo de cuatro barras.**



El objetivo principal al utilizar la geometría de Ackermann es minimizar el deslizamiento lateral de los neumáticos, lo que reduce el desgaste de las llantas y mejora el manejo del vehículo. Esto se logra diseñando un sistema de dirección en el que las ruedas delanteras giren a lo largo de trayectorias diferentes, pero de manera coordinada, para seguir el radio de curva correspondiente al vehículo sin deslizar lateralmente sobre el pavimento [15].

Al analizar el sistema de giro de un vehículo convencional moderno, es evidente que las llantas delanteras no siempre giran exactamente en la dirección deseada, especialmente en situaciones de alta velocidad o en curvas pronunciadas. Este fenómeno está influenciado por el *ángulo de deslizamiento* o *slip angle*, que se refiere a la diferencia entre la dirección en la que la llanta apunta y la dirección real en la que se mueve. Este factor introduce una complejidad adicional al análisis, ya que el deslizamiento modifica el comportamiento ideal de las llantas durante el giro.

La ecuación que surge de este análisis se presenta de la siguiente manera:

$$\delta_{ip} = \arctan(\cot(\delta) - w/L) \quad (5)$$

Esta ecuación expresa el ángulo de giro de la rueda interior ( $\delta_{ip}$ ) en función del ángulo de giro de la rueda exterior ( $\delta_o$ ) y de la relación entre el ancho de vía ( $w$ ) y la distancia entre ejes ( $L$ ). Esta fórmula describe el comportamiento ideal de las ruedas delanteras cuando se busca un giro "puro", es decir, sin deslizamiento lateral, lo cual es deseable para evitar el desgaste prematuro de los neumáticos y mejorar la maniobrabilidad del vehículo.

Durante muchos años, la práctica común en el diseño de sistemas de dirección ha sido configurar las palancas de dirección de manera que sus proyecciones se intercepten en el eje trasero del vehículo. Esta disposición tiene como objetivo minimizar la fricción o arrastre de los neumáticos durante el giro, una estrategia conocida como la configuración de Ackermann tradicional. La figura 16 ilustra este estándar de diseño. Sin embargo, es importante destacar que esta es solo una aproximación, ya que este arreglo solo logra el "giro puro" en posiciones aisladas del sistema de dirección.

Para un conjunto específico de parámetros, como la longitud entre ejes ( $L$ ), el ancho de vía ( $w$ ), la distancia entre la barra de dirección y el neumático ( $u$ ) y el ángulo de las palancas de dirección ( $\theta$ ), el deslizamiento lateral puede eliminarse solo en posiciones particulares.

Esto significa que en la mayoría de las posiciones de dirección, el deslizamiento no se puede evitar completamente en ambas ruedas delanteras.

Cuando se varía el ángulo de dirección de la rueda exterior ( $\delta_o$ ) paso a paso y se grafica el ángulo correspondiente de la rueda interior necesario para evitar el deslizamiento ( $\delta_{ip}$ ), se observa un patrón en el que la rueda interior debe girar progresivamente más en relación con la rueda exterior a medida que el ángulo de giro aumenta. Aunque la rueda interior sigue de cerca a la exterior, la relación no es perfectamente lineal.

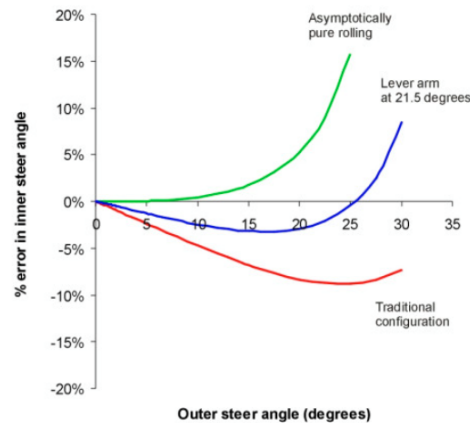
Este comportamiento refleja la complejidad creciente de la dirección del vehículo a medida que las curvas se vuelven más pronunciadas.

$$Error = \delta_i - \delta_{ip} \quad (6)$$

El error en el sistema de dirección, representado por la diferencia entre el ángulo de giro real de la rueda interior ( $\delta_i$ ) y el ángulo ideal para evitar el deslizamiento ( $\delta_{ip}$ ), aumenta significativamente a medida que el vehículo se aproxima al límite de giro. El error es mínimo cuando las ruedas están en la posición de dirección recta (0). Pero crece exponencialmente en ángulos giro pronunciados.

Esto es representado de manera gráfica en la siguiente figura:

**Figura 17. Errores con la configuración para el rodamiento asintóticamente puro.**



Adaptada de [15](#)

El resultado de la gráfica 6 indica que el error es extremadamente pequeño para todos los ángulos menores a 10.

Para reducir estos errores y optimizar la geometría de Ackermann, se introduce modificaciones en el ángulo de las palancas de dirección. Al ajustar este ángulo, se puede lograr una mejora en la precisión del ángulo de la rueda interior, acercándose a un comportamiento semejante a un "giro puro".

La condición óptima para minimizar el error en la dirección se describe mediante la

ecuación:

$$\tan(\theta) = \frac{s}{L} \quad (7)$$

Donde  $s$  es la longitud de la barra de conexión y  $L$  es la distancia entre ejes del vehículo. Este ajuste geométrico asegura que el sistema de dirección proporcione un comportamiento más eficiente y preciso, reduciendo el deslizamiento lateral en giros cerrados y mejorando la maniobrabilidad del vehículo.

---

### Mecanismo de pinza flexible

---

En este capítulo, se destaca el proceso de diseño, creación y análisis del mecanismo de movimiento de pinza robótica. Este fue seleccionado debido a su utilidad dentro la ingeniería y su uso en los cursos de robótica de la Universidad del Valle Guatemala. Para lograr esto, se aplican los principios fundamentales de diseño mecánico, dibujos simples, iterativos y funcionales. Sin embargo, cabe resaltar que, debido al diseño complejo de mecanismos flexibles, se desprecian algunos principios del diseño mecánico.

En las pruebas iniciales, se llevó a cabo la traducción de una pinza rígida preexistente a su contraparte flexible, con el fin de analizar tanto su comportamiento como analizar las dinámicas de diseño para mecanismos flexibles. Durante este proceso, se observaron comportamientos como deformaciones controladas y mayor adaptabilidad, lo que permite obtener trayectorias suaves y precisas en la interacción con objetos. Además, se exploraron los efectos de modificar las condiciones estructurales, tales como la distribución de elasticidad y la geometría de la pinza, evaluando cómo estos cambios afectan su rendimiento. Estos resultados resaltan el potencial de los mecanismos flexibles para adaptarse a diferentes entornos y tareas, destacando las ventajas de este enfoque en comparación con los diseños rígidos tradicionales.

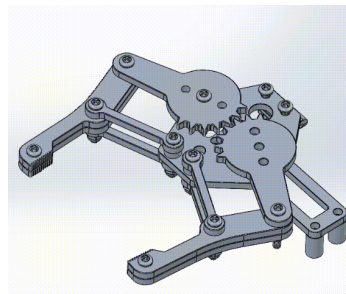
Más adelante en el capítulo, se encuentra la metodología de diseño utilizada para la síntesis de una pinza con mecanismo flexible. Al mismo tiempo, se muestra la metodología de comparación e investigación. El proceso de diseño y la creación del prototipo final de la pinza contribuyeron a comprender la complejidad del tema, así como a encontrar las limitaciones de estos sistemas flexibles.

## 7.1. Análisis del mecanismo

Existen diversos mecanismos utilizados para el control de una pinza rígida convencional. Tal como se discutió en el capítulo anterior, se llevará a cabo una investigación exhaustiva sobre los mecanismos empleados en este tipo de dispositivos. A partir de este análisis, se seleccionará un mecanismo específico que será rediseñado y adaptado a una versión flexible. El objetivo es comparar el desempeño y las características de esta nueva versión flexible con su contraparte rígida, evaluando aspectos clave como la eficiencia, la adaptabilidad y el comportamiento mecánico bajo diferentes condiciones de operación. Esta comparación permitirá identificar las ventajas y limitaciones del diseño flexible en relación al diseño rígido tradicional.

Se ha decidido utilizar el mecanismo de control representado en la imagen [18](#), seleccionándolo por su simplicidad y su facilidad para ser adaptado a un diseño flexible. La elección de este mecanismo se basa en su capacidad para mantener una estructura funcional eficaz, al mismo tiempo que permite una medición sencilla.

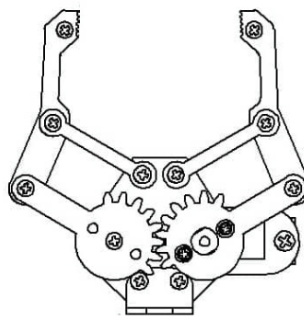
**Figura 18. Ejemplo de pinzas robóticas**



Adaptada de [16](#)

Analizando el mecanismo desde una vista aérea, es posible observar de manera detallada el movimiento de las piezas y la distribución de fuerzas dentro del sistema.

**Figura 19. Vista aérea de la pinza robótica**

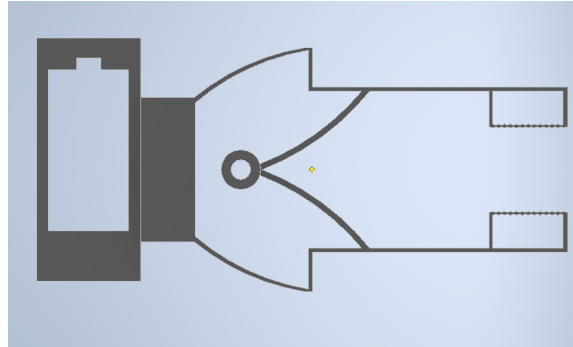


Adaptada de [17](#)

Desde esta perspectiva se nos es posible identificar los componentes principales del me-



**Figura 21. Transformación de juntas y uniones del mecanismo rígido**



Al intentar mantener la geometría original se encuentra con un problema. A diferencia de sistemas rígidos la distribución de fuerzas es completamente diferente. Lo cual ocasiona movimientos inesperados y en algunos casos la resistencia a la fluidez es afectada y el actuador no es capaz de vencer esta.

Se intenta distribuir las fuerzas realizando cambios en el método de impresión 3D. Cambiando el relleno (infill), Distancia de centros (distancia entre las juntas flexibles) y número de paredes.

**Cuadro 1. Pruebas con diferentes parámetros**

Tabla de Parámetros			
Num. Iteración	Infill (%)	Distancia de centro (mm)	Numero de paredes
1	25	4.00	3
2	22	3.75	3
3	25	3.50	2
4	20	3.40	2
5	15	3.39	2
6	20	3.39	1
7	15	3.39	1
8	10	3.39	1
9	5	3.39	1

**Figura 22. Prueba de pinzas flexibles con diferentes parámetros**



En la figura 22 se observan las iteraciones que se realizaron para llegar al resultado deseado.

En la primera iteración, con 25% de relleno y una distancia entre centros igual a 4 mm, se encontró que el mecanismo era muy rígido y, por ende, poco flexible. En las iteraciones 2, 3 y 4, se intentó mitigar esta rigidez disminuyendo ligeramente la distancia entre centros, el porcentaje de relleno y el número de paredes, para observar qué relación tenían estos parámetros con el comportamiento del mecanismo. Sin embargo, a lo largo de estas iteraciones, el cambio fue mínimo, por lo que en las iteraciones 5 en adelante se intentaron realizar modificaciones más significativas.

En la iteración 5, se redujo el porcentaje de relleno al 15% y también se disminuyó el tamaño del mecanismo. Esto otorgó resultados positivos, ya que la pinza flexible logró ser accionada por el servomotor. Sin embargo, aún no se alcanzaba el resultado esperado, ya que, aunque el movimiento era el deseado, las paredes de las pinzas no utilizaban la mayor parte del área disponible, lo que ocasionaba que la fuerza ejercida por ellas fuera mínima. Además, se observó que tanto el relleno como el ancho de la pared de las pinzas eran frágiles y se rompían con facilidad.

En la iteración 6, se decidió combatir esta fragilidad aumentando el relleno del mecanismo y reduciendo el número de paredes a una única pared. Paralelamente, para enfrentar la rigidez y simplificar aún más el sistema, se eliminaron dos de las uniones, ya que aportaban mínimamente al funcionamiento. Estas modificaciones hicieron que el sistema tuviera un comportamiento similar al de la iteración anterior, pero con paredes de pinzas menos frágiles.

En las iteraciones 7 y 8, se continuó ajustando el porcentaje de relleno para intentar maximizar la fuerza generada en las pinzas. Aunque se observó una mejora, estas modificaciones no fueron satisfactorias. Durante estos experimentos, se notó que las "alas" del mecanismo impedían que las pinzas maximizaran su área efectiva.

En la iteración 9, se eliminaron estas "alas" y se modificó la geometría de las uniones para que estuvieran conectadas en la parte superior del sujetador de la manivela. Además, se redujo el relleno a 5% por última vez. Estas modificaciones permitieron que las pinzas

flexibles casi se tocaran. Sin embargo, como se muestra en la imagen [22](#), no lograban resistir la fuerza del servomotor, superaban su límite elástico y perdían completamente su forma original. En la iteración 10, se intentó mitigar este problema aumentando el relleno a 10% y el número de paredes a 2, pero esto no solucionó el inconveniente.

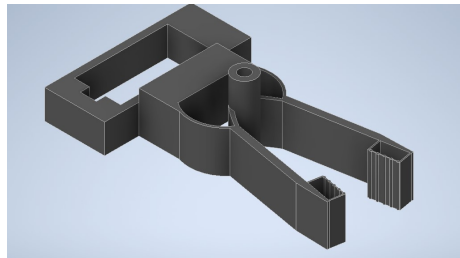
En la iteración 11, se retomó el diseño original pero reduciendo el largo de las "alas" hasta que tuvieran un comportamiento similar al de iteraciones anteriores, aunque resurgió el problema de aprovechamiento del área. No obstante, gracias a este experimento y a las iteraciones previas, se identificó que la geometría que une las pinzas al resto del sistema era la causa del problema de elasticidad. Al modificar esta geometría en la iteración 12, se observó que no solo lograba soportar la fuerza generada por el servomotor, sino que también aprovechaba mejor el área de sujeción del objeto. Cabe recalcar que para esta última iteración se mantuvo un relleno del 5%, una única pared y se aumentó el grosor de las pinzas, pero no el del resto del sistema. Estas modificaciones otorgaron al mecanismo las funciones deseadas.

Los parámetros finales fueron:

**Cuadro 2. Parámetros finales**

Tabla de Parámetros				
Infill (%)	Ángulo entre extremos (°)	Numero de paredes	Grosor (mm)	Patrón de infill
5	20	1	10	3D Honeycomb

**Figura 23. Prototipo final**



### 7.3. Comparación de pinza rígida vs. pinza flexible

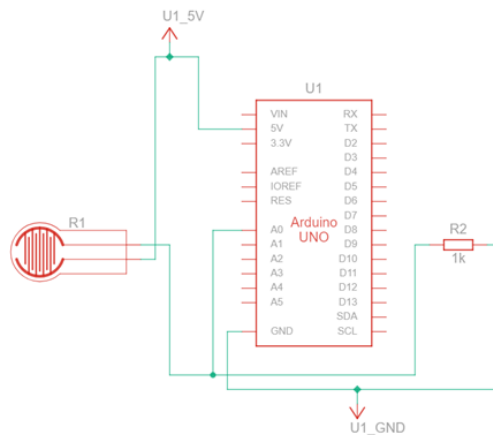
Para evaluar la funcionalidad de la garra flexible, se midió la fuerza generada por la pinza rígida, decidiendo emplear dicha fuerza como referencia física. Debido a la capacidad inherente de un mecanismo flexible para adaptarse a diferentes formas, la comparación de la geometría y la trayectoria no se consideró de suma importancia.

Para realizar las mediciones, se utilizó un sensor de presión MF01-N-221-A01, junto con una resistencia de 1 k $\Omega$  y una placa de desarrollo Arduino Uno R3. Con estos tres componentes se diseñó un circuito sencillo, capaz de medir la fuerza aplicada tanto por la pinza rígida como por la pinza flexible durante su operación.

El circuito permite convertir la presión aplicada en una señal analógica que es procesada por la Arduino Uno R3, facilitando la obtención de datos precisos sobre la fuerza ejercida. Este enfoque experimental proporciona una comparación directa entre ambas pinzas bajo condiciones controladas.

Se presenta un esquema del circuito, que ilustra la distribución de los pines y las conexiones entre los componentes:

**Figura 24. Esquemático generado para la configuración del sensor MF01 con Arduino UNO**



Una vez construido el circuito de medición, se procedió a evaluar la fuerza generada por una pinza de mecanismo rígido. Para esta fase del experimento, se utilizó el brazo robótico myCobot Pro 600 de Elephant Robotics, equipado con el accesorio myCobot Adaptive Gripper. Este sistema permitió un control preciso de los movimientos y la aplicación de fuerza mediante la pinza rígida, lo que garantizó la repetibilidad y la consistencia en las mediciones.

Figura 25. Brazo y pinza rígida utilizadas para análisis de presión [18].

(a) Brazo myCobot pro 600



(b) Accesorio: myCobot Gripper

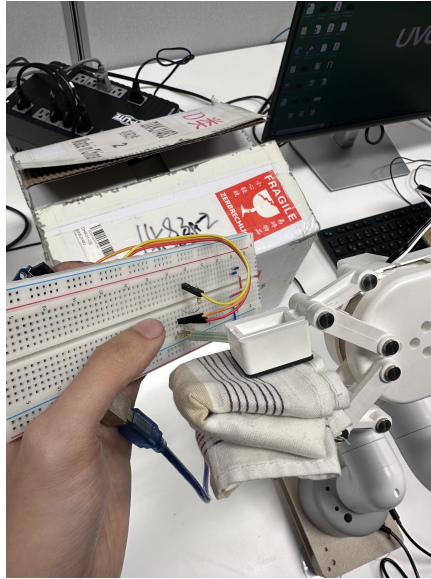


Para la medición de la fuerza, se posicionó el sensor MF01-N-221-A01 de tal manera que quedara directamente bajo la presión ejercida por la pinza. El objetivo fue que la pinza cubriera la mayor cantidad posible del área sensible del sensor, con el fin de maximizar la lectura de datos.

El procedimiento de medición consistió en registrar la señal generada por el sensor a intervalos de 1 segundo durante un total de 12 segundos, permitiendo observar variaciones en la fuerza ejercida en función del tiempo.

Estas lecturas se procesaron utilizando la placa de desarrollo Arduino Uno R3, la cual recolectó y almacenó los datos en tiempo real en Excel utilizando la aplicación PLX-DAQ R2. A continuación, se muestra la posición del sensor bajo la pinza:

**Figura 26. Posicionamiento del sensor MF01 para pinzas**



La configuración mostrada en la figura 26 se utilizó de manera simultánea para el sensado de la pinza flexible. De esta forma, se garantizó la consistencia en la recolección de datos y se permitió una comparación directa entre ambas pinzas.

Los datos recolectados de ambos experimentos se presentan en la siguiente tabla:

**Cuadro 3. Resultados pinza rígida vs. pinza flexible**

Tabla de Resultados		
Tiempo	Voltaje pinza rígida (V)	Voltaje pinza flexible (V)
1	0.415	0.295
2	0.421	0.304
3	0.423	0.311
4	0.422	0.316
5	0.423	0.319
6	0.429	0.320
7	0.430	0.308
8	0.430	0.313
9	0.431	0.315
10	0.432	0.310
11	0.432	0.311
12	0.388	0.309
<b>Promedio:</b>	<b>0.423</b>	<b>0.311</b>

Sabiendo que 1 V/m (voltaje por metro) es equivalente a 1 N/m (Newton por metro), se puede deducir, a partir de las mediciones obtenidas en la tabla anterior, que la pinza rígida

ejerció una fuerza de 0.423 N/m sobre el sensor MF01. De manera similar, la pinza flexible generó una fuerza de 0.311 N/m sobre el mismo sensor. Al calcular el error entre estos dos valores, observamos que la diferencia entre la fuerza generada por la pinza rígida y la pinza flexible es del **36** %.

Estas diferencias en las fuerzas ejercidas sobre el sensor pueden ser reflejadas en la naturaleza estructural de cada pinza. La estructura estable inerte de la pinza rígida, permite ejercer mayor fuerza que su contraparte debido a que la distribución de fuerzas es más directa. Sin embargo, aunque con menor fuerza ejercida la pinza flexible ofrece una mayor adaptabilidad a la forma de los objetos, y capacidad de amortiguación de presión.

Por lo tanto, se concluye que la pinza flexible no posee la misma versatilidad que una pinza rígida para aplicaciones generales. Sin embargo, su verdadera utilidad radica en la manipulación de objetos con formas complejas o con áreas de sujeción reducidas, como podrían ser objetos esféricos o de baja masa.

---

## Mecanismos de cuatro barras, línea recta de Roberts

---

En el diseño de mecanismos, uno de los desafíos más grandes es generar movimientos precisos con mecanismos simples y eficientes. Por lo que se ha elegido el mecanismo de la línea recta de Roberts, un mecanismo clásico que ha sido ampliamente estudiado debido a su capacidad para generar trayectorias rectilíneas sin necesidad de guías externas. A lo largo del tiempo, este mecanismo ha sido objeto de análisis y optimización en diversas aplicaciones de ingeniería, especialmente en el ámbito de la robótica y los sistemas mecánicos de alta precisión.

En la primera sección, se simulará el mecanismo rígido utilizando la aplicación Working Model. Esta simulación mostrará la geometría del mecanismo de línea recta de Roberts y el movimiento generado por sus componentes. A través de esta simulación, se observará el comportamiento de la trayectoria rectilínea que caracteriza a este mecanismo, proporcionando una base teórica y visual sobre la cual se construirá el análisis.

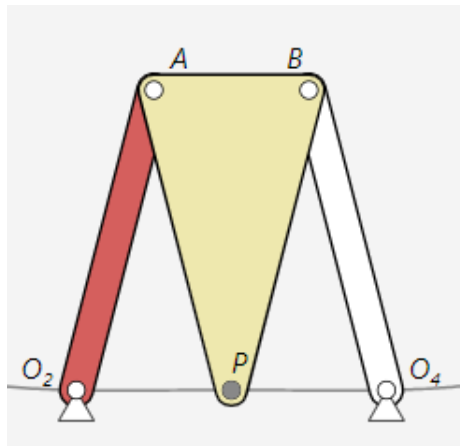
Como segunda sección de este capítulo, se estará traduciendo el mecanismo rígido a su contraparte flexible el cual se fabricará la impresora 3D Creality Ender3 V3 KE. Luego se grabará el comportamiento del mecanismo fabricado y con la aplicación de análisis físico Tracker, se analizará y graficará la geometría del movimiento del mecanismo flexible. Este análisis permitirá comparar el comportamiento real del mecanismo flexible con la simulación del mecanismo rígido, evaluando aspectos como la precisión y la fiabilidad del movimiento rectilíneo.

Finalmente, se analizarán los resultados obtenidos de ambas aplicaciones (Working Model y Tracker), y se discutirá si el mecanismo flexible es capaz de replicar con precisión el movimiento de la línea recta de Roberts. Este análisis será clave para determinar la viabilidad de utilizar mecanismos flexibles en lugar de mecanismos rígidos en aplicaciones que requieren movimientos precisos y controlados.

## 8.1. Simulación y análisis del mecanismo rígido

El mecanismo de línea recta de Roberts está compuesto por dos balancines de igual longitud  $L$  ( $O_2$ - $A$  y  $O_4$ - $B$  respectivamente) articulados en puntos fijos. Además, cuenta con un acoplador que incluye un punto trazador equidistante de las articulaciones ( $AP = BP = L$ ) [19]. Esta configuración permite que un punto trazador describa una trayectoria de línea recta sin la necesidad de guías externas. Se muestra a continuación la geometría del mecanismo:

**Figura 27. Geometría rígida del mecanismo de línea recta de Roberts**



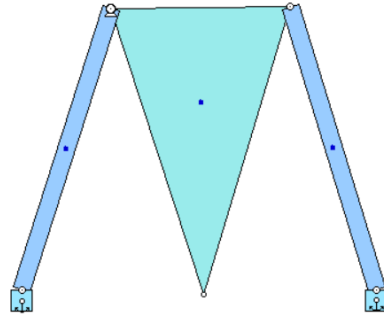
Adaptada de [19]

Con la geometría base establecida, se agregaron otras longitudes importantes. La primera longitud que se incorporó fue la distancia entre  $O_2$  y  $O_4$ , la cual fue igual a la longitud  $L$ . Simultáneamente, la distancia entre los puntos  $A$  y  $B$  fue igual a  $L/2$ .

Con los parámetros establecidos, se definieron las siguientes dimensiones para el diseño del mecanismo. La longitud de  $O_4$ - $B$  fue de 100 mm, por lo que la distancia entre  $A$  y  $B$  fue de 50 mm. Estas medidas fueron utilizadas tanto para el diseño y fabricación del mecanismo flexible y como para el análisis y simulación del mecanismo rígido.

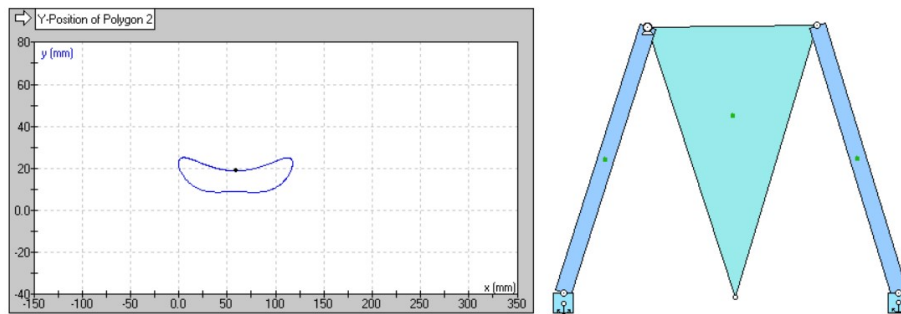
Una vez definidas las longitudes a utilizar, se implementó el mecanismo en Working Model. La configuración del mecanismo en Working Model se observa de la siguiente manera:

**Figura 28. Mecanismo generado en la aplicion Working Model**



Definiendo la entrada de motor en la parte superior izquierda nos permite generar movimiento en el mecanismo. Obteniendo las coordenadas  $r$  y  $\Theta$  (siendo  $r$  la magnitud de posición y  $\Theta$  el ángulo de rotación) del punto trazador equidistante de las articulaciones y graficando las mismas obtenemos la gráfica representante del movimiento del mecanismo.

**Figura 29. Gráfica demostrativa del movimiento del mecanismo simulado**



De la figura [29](#) extraemos el comportamiento real del mecanismo de línea recta de Roberts. De este comportamiento el que utilizaremos para nuestra comparación entre mecanismos es la línea recta en la parte inferior de la gráfica.

## 8.2. Metodología de diseño

Para iniciar con el desarrollo del mecanismo flexible, es necesario no solo analizar el movimiento, sino también los componentes del mecanismo original. A partir de la figura [28](#) se extraen el número de eslabones y juntas del mecanismo original. un total de 4 juntas y 4 eslabones en el sistema. Con esta información, utilizamos la ecuación de movilidad para determinar los grados de libertad del mecanismo.

La ecuación de movilidad de Grübler para mecanismos 2D es:

$$M = 3 * (L - 1) - 2 * J \quad (8)$$

En donde  $M$  son los grados de libertad del mecanismo,  $L$  el número de eslabones y  $J$  el número de juntas. Sustituyendo los valores obtenidos (4 eslabones y 4 juntas), calculamos los grados de libertad para verificar el comportamiento cinemático del mecanismo rígido antes de proceder a su diseño flexible.

$$\begin{aligned} M &= 3 * (4 - 1) - 2 * 4 \\ M &= 9 - 8 \\ M &= 1 \end{aligned} \quad (9)$$

El mecanismo de línea recta tiene 1 GDL (grado de libertad), lo que significa que todo el mecanismo puede ser controlado por un solo parámetro independiente. Significando que si aplicamos cualquier fuerza en lugares fuera de las juntas a tierra podemos generar movimiento dentro del mecanismos.

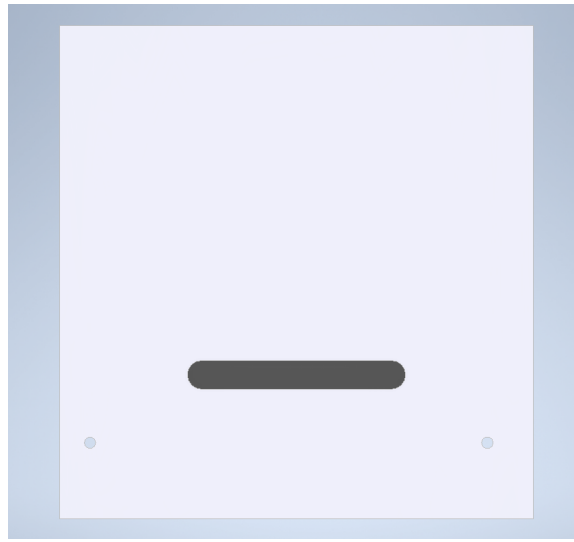
Con esto en mente procedemos a transformar el mecanismo rígido a su contraparte flexible siendo uso de la aplicación Autodesk Inventor. Utilizando nuevamente las figuras dadas en [9] y el libro de diseño de maquinaria [8] transformamos las juntas del mecanismo original a su versión flexible.

**Figura 30. Mecanismo de línea recta flexible generada**



A partir de esta figura, podemos destacar algunas modificaciones realizadas. En las juntas flexibles, se ha reducido el grosor para aumentar su durabilidad, permitiendo un mayor número de repeticiones antes de que se produzca una falla. El agujero central se ha incorporado únicamente para facilitar el análisis en la aplicación de análisis físico Tracker. Finalmente, los agujeros en los extremos están diseñados para permitir la sujeción del mecanismo a una base impresa en 3D con tornillos 3M. Tal base se observa de la siguiente manera:

**Figura 31. Base utilizada para la sujeción del mecanismo de línea recta**



En esta base se debe de resaltar el agujero de color negro, el cual nos ayudara nuevamente para el analisis del movimiento en la aplicación Tracker.

### **8.3. Análisis de movimiento y ciclo de vida del mecanismo de línea recta de Roberts**

Utilizando la impresora Creality Ender3 V3 KE se fabrica el mecanismo de línea recta flexible y la base de sujeción respectiva. Una vez fabricadas, ambas piezas se unen con tornillos M3.

La relevancia de estos mecanismos de movimiento lineal reside en su capacidad para mantener una trayectoria precisa de forma constante, incluso durante períodos prolongados y múltiples repeticiones. Por esta razón, en esta sección se analiza y compara el desempeño de un mecanismo flexible fabricado físicamente con su versión simulada, evaluando tanto su eficiencia como su exactitud. Asimismo, se analizará el ciclo de vida del mecanismo para comprender su durabilidad y comportamiento bajo diferentes condiciones de uso. Cabe resaltar que se estará utilizando la aplicación de simulación para mecanismos Working Model para la simulación del mecanismo de línea recta de Roberts.

Se extraen las coordenadas generadas por Working Model al ejecutar la simulación del mecanismo de línea recta, obteniendo los datos representados de la siguiente manera:

**Cuadro 4. Tabla de resultados obtenidos**

x (mm)	y (mm)
5.955400E+01	1.889200E+01
5.823100E+01	1.889300E+01
5.690200E+01	1.890500E+01
5.557000E+01	1.892900E+01
5.423300E+01	1.896300E+01
5.289300E+01	1.900800E+01
5.155000E+01	1.906500E+01
5.020600E+01	1.913300E+01
.....	.....
6.473000E+00	2.522600E+01
5.628000E+00	2.525700E+01
4.824000E+00	2.525900E+01
4.066000E+00	2.522800E+01
3.355000E+00	2.516300E+01
2.698000E+00	2.506000E+01
2.096000E+00	2.491700E+01

Para iniciar el análisis del mecanismo flexible, el primer paso consiste en registrar su movimiento. Dicho movimiento es generado por un servomotor NG90S, que permite controlar la velocidad de desplazamiento, lo cual es fundamental para obtener una mayor cantidad de datos a través del software Tracker.

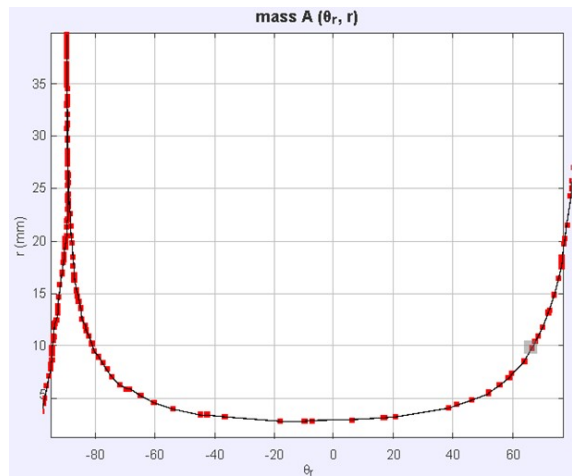
Con la grabación cargada en la aplicación, se establece un sistema de coordenadas local en el mecanismo y se selecciona el agujero "guía" como el objeto de análisis. A partir de estas configuraciones, se obtienen los siguientes resultados.

**Cuadro 5. Resultados obtenidos de Tracker**

Tabla de Resultados		
t (s)	r (m)	$\Theta$ (°)
3.333333E-2	2.689903E-1	-1.536460E2
6.666667E-2	4.078816E-1	-1.365252E2
1.000000E-1	5.386213E-1	-1.288846E2
1.333333E-1	8.538074E-1	-1.162890E2
1.666667E-1	1.186236E0	-1.102589E2
2.000000E-1	1.274274E0	-1.085675E2
2.333333E-1	1.241197E0	-1.081967E2
2.666667E-1	1.652033E0	-1.057611E2
3.000000E-1	3.797842E0	-9.798249E1
3.333333E-1	4.575726E0	-9.742063E1
3.666667E-1	5.039288E0	-9.724077E1
4.000000E-1	6.218339E0	-9.629838E1
4.333333E-1	7.146331E0	-9.563653E1
4.666667E-1	7.805149E0	-9.515180E1
.....	.....	.....
1.336667E1	1.683800E1	-6.163815E1

Graficando estos resultados se obtienen la siguiente gráfica de movimiento:

**Figura 32. Gráfica de movimiento de mecanismo flexible**



Estas series de datos aun no se pueden trabajar de manera simultanea. Como se puede tanto en el cuadro 4 y cuadro 5 los datos existen en diferentes escalas. Esto es debido que las aplicaciones usadas, tienen sus ejes de coordenadas en diferentes orígenes. Por lo que, se deben de pasar a una misma escala para así poder realizar una comparación de las mismas.

Se decide escalar los datos correspondientes de la aplicación Tracker para mantener el mecanismo simulado como nuestro marco de comparación. Utilizando Microsoft Excel se obtiene el valor maximo y mínimo de ambas aplicaciones. Aplicando un escalamiento de

tipo lineal:

$$x_{nuevo} = \frac{x_{original} - x_{minTracker}}{x_{maxTracker} - x_{minTracker}} * (x_{maxWK} - x_{minWK}) + x_{minWK} \quad (10)$$

Se obtiene la siguiente tabla de datos:

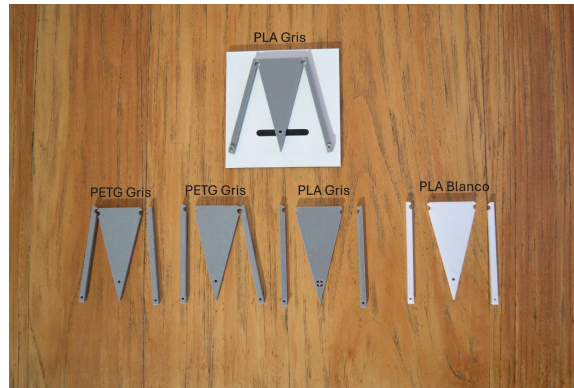
**Cuadro 6. Resultados escalados**

Tabla de Resultados Escalados	
x (mm)	y (mm)
-0.09	8.69
0.32	9.89
0.71	10.43
1.66	11.31
2.65	11.74
2.91	11.86
2.81	11.88
4.04	12.05
10.46	12.60
12.78	12.64
14.17	12.65
...	...
110.47	25.26

Se realizó una ponderación del modelo de trabajo utilizando la tabla correspondiente. Luego, se calculó el porcentaje de error para los resultados obtenidos, alcanzando un error del **17%** en **x** y del **7%** en **y**.

Al mismo tiempo que se analizó los movimientos rectilíneos de los mecanismos se estará realizando un análisis experimental del ciclo de vida del mecanismo flexible. Con los fabricados y como este difiere cuando se utiliza diferentes filamentos como por ejemplo el filamento tipo PETG.

**Figura 33. Pruebas de ciclo de vida del mecanismo línea recta de Roberts**



Cabe resaltar que en la imagen [33](#)

Para este análisis se imprime en 3D tres veces el mecanismo de línea recta de Roberts utilizando PLA y PETG, siendo de los filamentos mas populares para impresoras 3D. Al correr el analisis de manerafisica se encuentra que en promedio el sistema impreso en PLA tiende a tener un ciclo de vida más grande que el sistema impreso en PETG. Teniendo el PLA como ciclo de vida promedio 1027 repeticiones mientras que el PETG tuvo 945 repeticiones. Siendo la diferncia entre ambos de 7.98 %.

El mecanismo de línea recta de Roberts en su versión flexible muestra un comportamiento prometedor al replicar trayectorias precisas. Sin embargo, su ciclo de vida limitado y desafíos de durabilidad sugieren que se requiere un mayor desarrollo en materiales y métodos de fabricación para optimizar su desempeño.

---

## Transformación del mecanismo: sistema de giro de Ackermann

---

Los mecanismos son ampliamente utilizados en todas las áreas de la ingeniería. Hoy en día la mayoría de la población hace uso de estos dispositivos. Posiblemente, de los mecanismos más importantes son los que se hayan dentro de los diferentes medios de transporte. En los vehículos, los mecanismos son utilizados tanto en la transmisión potencia como el sistema de giro. Este capítulo en particular se centrará en este último mecanismo. Específicamente el sistema de giro con geometría de Ackermann. El cual es el utilizado en vehículos de fórmula uno y parecidos. [15]

En la primera de sección de este capítulo se analizará el mecanismo rígido de un sistema de giro convencional. Este análisis, se divide en el análisis de movimiento del sistema de giro de Ackermann y un análisis del rol de los componentes mecánicos dentro del mismo.

Al igual que en los capítulos anteriores en la sección dos de este capítulo se estará traduciendo el mecanismo rígido a su contraparte flexible en una impresora Creality Ender3. Al mismo tiempo, se grabará el mecanismo flexible para poder compararlo con su contraparte rígida. Sin embargo, se cambiará nuevamente la metodología de prueba. Siendo este mecanismo ampliamente utilizado en la vida cotidiana existen ya varias formas de análisis matemático para encontrar las longitudes de los componentes, así como también de las trayectorias deseadas. Por lo que, se analizará el comportamiento del mecanismo flexible con ese modelo matemático.

Por último, se mostrarán los resultados del análisis en tablas utilizando aplicaciones como Tracker para obtener la trayectoria de nuestro mecanismo flexible. Al mismo tiempo se discutirá la viabilidad de dicho sistema en la vida cotidiana.

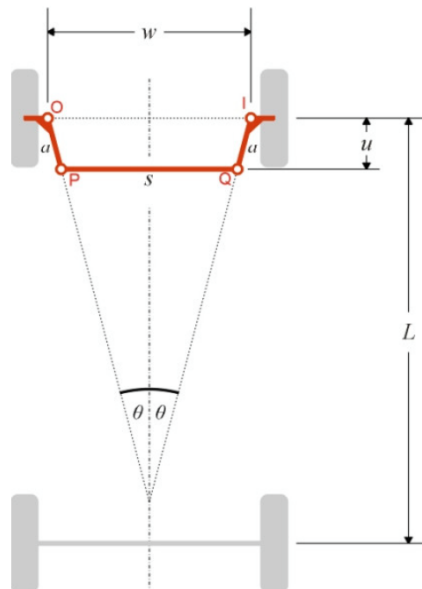
## 9.1. Análisis del mecanismo rígido

El mecanismo de Ackermann está compuesto por un sistema de cuatro barras rígidas que trabajan en conjunto para garantizar un correcto control de la dirección. Este sistema se puede descomponer en los siguientes componentes: el chasis del vehículo, que sirve como base estructural; dos brazos de dirección (lever arms), que transmiten el movimiento; y una barra de unión transversal, que sincroniza el giro de las ruedas delanteras.

El mecanismo utiliza principios geométricos para garantizar que, al girar, las ruedas delanteras apunten hacia los radios de un arco  $R$ , minimizando el deslizamiento lateral de los neumáticos. Su geometría está diseñada para que la rueda interior gire en un ángulo mayor que la exterior, denominados  $\delta_{ip}$  y  $\delta_o$ , respectivamente. Esta diferencia entre ángulos es necesaria debido a los radios de curvatura diferentes que siguen ambas ruedas.

Los siguientes parámetros fijos del mecanismo de dirección, integrados en el chasis del automóvil, son:  $L$ , la distancia entre los ejes delantero y trasero;  $w$ , la distancia entre los puntos donde los ejes de los pivotes interceptan la superficie;  $a$ , la longitud de los brazos de dirección conectados a las ruedas;  $\Theta$ , el ángulo que forman los brazos de dirección con el eje longitudinal;  $u$ , la distancia entre la barra de dirección y la línea central del eje delantero; y, por último,  $s$ , la longitud de la barra de conexión que une los extremos de los brazos de dirección.

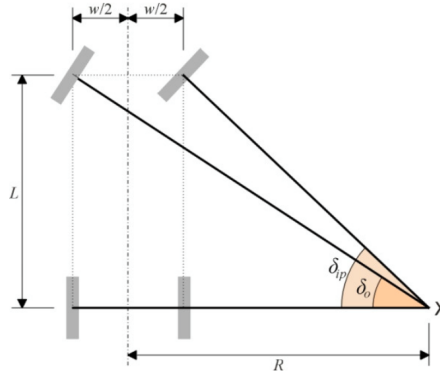
**Figura 34. Parámetros definidos.**



Adaptada de [15](#)

En la figura [34](#) se observa la geometría general con parámetros definidos de un mecanismo de giro con geometría de Ackermann. Para lograr que este sistema logre un rodamiento puro, se comparan las ecuaciones de ángulo de dirección interno puro y real. Se denota como  $\delta_{ip}$  el ángulo puro y  $\delta_o$  como el ángulo real.

Figura 35. Vista de ángulos de dirección interno puro y real.



Adaptada de [15]

El rodamiento puro establece que los ejes de las ruedas delanteras deben de intersectarse en un mismo punto denotado como  $X$  a lo largo del eje trasero. The Contact Patch [15] proporciona esta relación matemática de la siguiente manera:

$$\tan \delta_{ip} = \frac{L}{R + \frac{1}{2}w} \quad (11)$$

$$\tan \delta_o = \frac{L}{R - \frac{1}{2}w} \quad (12)$$

Con estas relaciones entre ángulos y radio de giro, se despeja para encontrar el valor del radio. Esta simplificación se observa de la siguiente manera:

Para encontrar el radio de giro con el ángulo puro  $\delta_{ip}$ :

$$R = \frac{L}{\tan \delta_{ip}} - \frac{w}{2} \quad (13)$$

Para encontrar el radio de giro con el ángulo real  $\delta_o$ :

$$R = \frac{L}{\tan \delta_o} + \frac{w}{2} \quad (14)$$

Con el criterio de Grübler, se obtienen los grados de libertad del mecanismo. El mecanismo de Ackermann tiene restricciones geométricas debido a la configuración de los eslabones y las juntas, que limitan los grados de libertad adicionales. Teniendo esto en cuenta, al observar la Figura [34], se obtienen cuatro eslabones: el chasis, el conjunto de la rueda izquierda, el conjunto de la rueda derecha y la barra de acoplamiento. También, se obtuvieron: 4 juntas/articulaciones: el punto de pivote del conjunto de la rueda izquierda, el punto de pivote del conjunto de la rueda derecha, unión entre la barra de acoplamiento y brazos izquierdo y derecho.

$$\begin{aligned}
M &= 3 * (4 - 1) - 2 * 4 \\
M &= 9 - 8 \\
M &= 1
\end{aligned}
\tag{15}$$

Dado que el grado de libertad es 1, se entiende que hay suficiente libertad para el movimiento de las partes del mecanismo. Para nuestro mecanismo, esto significa que unicamente se necesita una entrada para controlar el movimiento.

o que significa que hay suficiente libertad para el movimiento de las partes del mecanismo según las entradas disponibles. Cada movimiento permitido corresponde a un grado de libertad, como la rotación de una rueda o la articulación de un eslabón.

## 9.2. Metodología de diseño

Para iniciar con la implementación de un mecanismo flexible basado en la geometría de Ackermann, se establecen ciertas medidas clave para aprovechar la ecuación [13](#). Dichas medidas son las siguientes: la distancia entre los puntos donde se encuentran los ejes de los pivotes ( $w$ ) será de 245 mm. El ángulo de dirección de la rueda interior ( $\delta_{ip}$ ) se define como  $6.00^\circ$ .

En cuanto a la distancia entre los ejes delantero y trasero ( $L$ ), se tomará un enfoque diferente. Debido a que solo se requiere analizar la funcionalidad del sistema de giro como parte de un análisis estadístico, se propone que  $L$  tenga un valor de 36 mm. Este valor satisface las dimensiones necesarias tanto para el motor servo MG996r como para las ruedas empleadas en el mecanismo, garantizando así la integración eficiente de los componentes.

Cabe mencionar que las medidas seleccionadas fueron determinadas considerando las limitaciones de tamaño de la cama de la impresora 3D utilizada para su fabricación. Además, se priorizó que, debido a la dirección de las fuerzas involucradas, las capas del filamento se orienten de forma horizontal, garantizando así una mayor resistencia estructural en la pieza final.

Continuando con el diseño, teniendo ya las limitaciones y medidas necesarias se calcula el radio de giro el cual nuestro mecanismo flexible debería de tener. Dicho radio de giro se observa de la siguiente manera:

$$R = \frac{L}{\tan \delta_o} - \frac{w}{2} \tag{16}$$

$$R = \frac{36mm}{\tan(6.00^\circ)} - \frac{245mm}{2} = 220.017mm \tag{17}$$

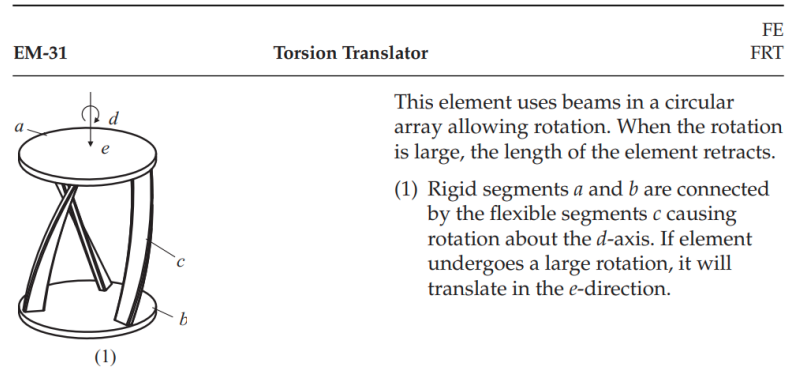
Continuando con el diseño de un mecanismo rígido a un mecanismo flexible para el sistema de dirección con geometría de Ackermann, es esencial considerar cómo esta transformación afecta al comportamiento cinemático y dinámico del sistema.

Observando ejemplos de mecanismos rígidos, se ha decidido que lo más conveniente es traducir las juntas que transmiten el movimiento rotatorio del servo motor MG996r a las ruedas. En el mecanismo rígido original, estas juntas son: Las uniones de los conjuntos de las ruedas izquierda y derecha con el chasis y las conexiones entre la barra de acoplamiento y los brazos de dirección izquierdo y derecho.

Al convertir estas juntas en elementos flexibles, se reemplazan las articulaciones mecánicas (pares cinemáticos) por componentes que permiten una deformación controlada, como bisagras flexibles, materiales elastoméricos o estructuras "compliant".

Al ser un sistema más complejo que los demás mecanismos utilizados se experimenta con variaciones capaces transmitir el giro del servo a las llantas. Se llega a la conclusión que, la junta flexible debe de ser capaz no solamente rotar, pero resistir la fuerza de la gravedad que se ejerce en el mecanismo. Así como también, la fuerzas de reacción de las llantas contra el suelo. El mecanismo flexible que mejor se adecua al problema es el mecanismo *Torsion Translator* del libro *Handbook of Compliant Mechanisms* [9].

**Figura 36.** Diseño proporcionado por el libro: *Handbook of Compliant Mechanisms*

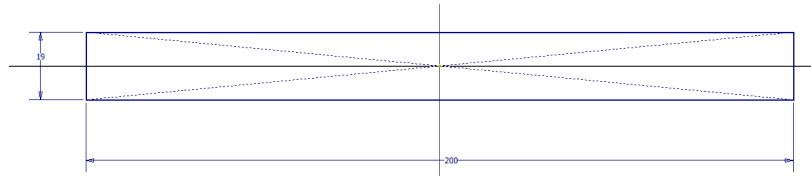


Adaptada de: [9]

Debido a que nuestro sistema es controlado por un solo servomotor MG996r, hay que tener en cuenta que se debe agregar al diseño original del mecanismo una barra de soporte entre los puntos *I* y *O* de la figura [34]. Este nuevo eslabón no cambia el comportamiento de nuestro sistema, sino que agrega una manera en la que la fuerza de rotación ejercida de un lado se transmite al opuesto.

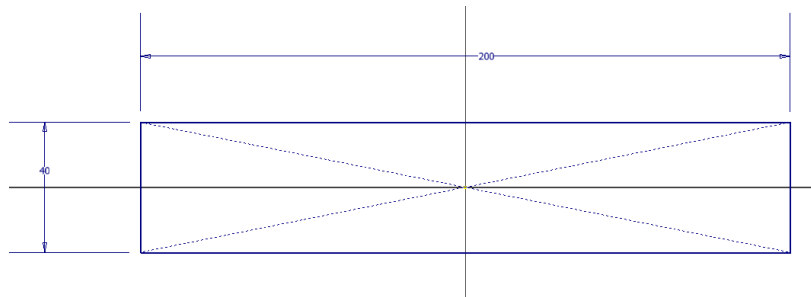
Al diseñar este nuevo eslabón, primero se decide que el largo debe ser el mismo que el del sistema original. El ancho del eslabón debe ser lo suficientemente grande para sostener las juntas flexibles, y el grosor será de 5 mm. Dicho diseño se observa de la siguiente manera:

**Figura 37. Eslabón de soporte y traslador de rotación entre llantas derechas e izquierdas**

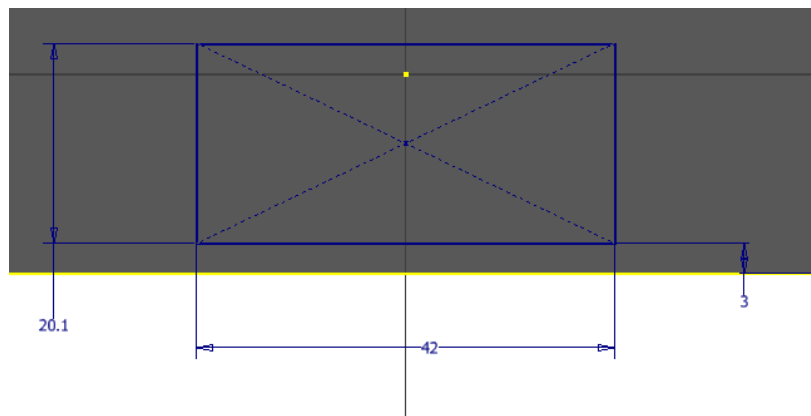


El siguiente componente a diseñar es el eslabón *base* que sostendrá el servomotor MG996r. Este diseño debe tener la capacidad no solo de sostener el peso del servomotor MG996r, sino también de soportar su propio peso y resistir la fuerza ejercida por las llantas al sistema. Por estas razones, se ha decidido que el eslabón tenga un grosor de 7 mm, el mismo largo que el eslabón superior y un ancho suficiente para contener el servomotor y las juntas flexibles.

**Figura 38. Dimensiones para el eslabón base**



**Figura 39. Dimensiones dentro del eslabón base para sostener el motor servo.**



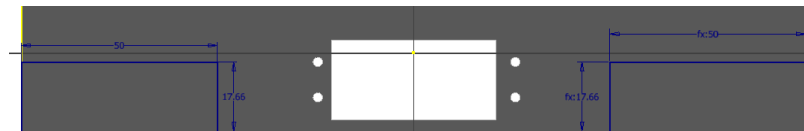
Al mismo tiempo, se agregan los agujeros para el servomotor que lo sujetarán al eslabón base:



**Figura 40. Agujeros de ajuste para servomotor dentro del eslabón base.**

Continuando, se decide reducir la cantidad de filamento a utilizar para la fabricación del mecanismo, redondeando las esquinas y quitando material en áreas donde los esfuerzos son insignificantes.

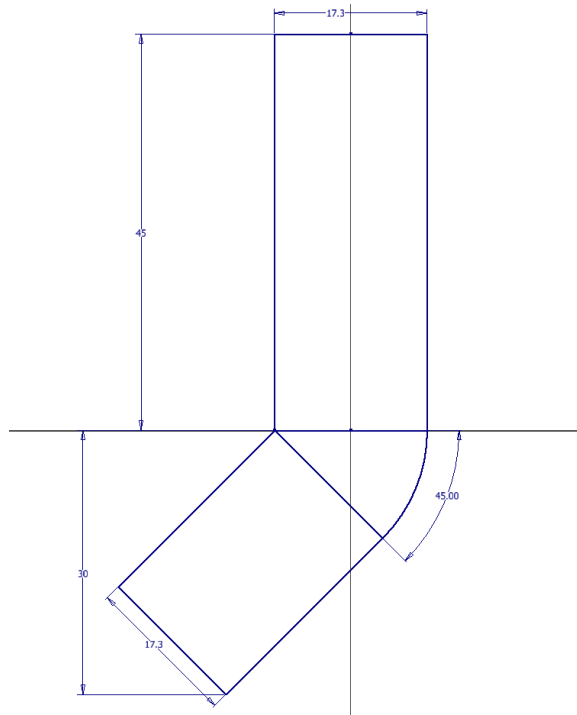
**Figura 41. Dimensión de áreas eliminadas para reducir la cantidad de filamento a utilizar.**



A continuación, se diseña el eslabón del mecanismo que trasladará el movimiento giratorio del servomotor al eslabón superior, rotando así las llantas. Este mecanismo deberá ser capaz de sostener las llantas a utilizar, así como ser soportado únicamente por las juntas flexibles. Observando la figura [34](#), se observa que las juntas denominadas "a" tienen una cierta medida, siendo aproximadamente la mitad del tamaño nominal de la llanta. Sin embargo, en nuestro modelo del sistema, al agregar un eslabón extra, además de utilizar un servomotor como generador de movimientos, debemos expandir esta definición. Se aumenta el tamaño para que este cubra tanto el eslabón base como el eslabón superior.

Además, al ser manejado por un servomotor, se debe agregar un incremento de altura a un cierto ángulo. Se decide utilizar un ángulo de  $45^\circ$ , debido a que de esta manera la unión entre este eslabón y el servomotor será con una manivela recta.

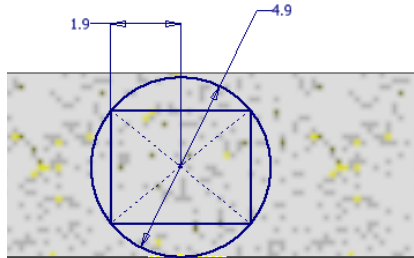
**Figura 42. Eslabón de transmisión de movimiento de motor servo al eslabón base y llantas**



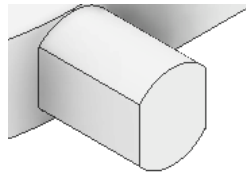
A este diseño se le extruye 5 mm de grosor y, al mismo tiempo, en la curvatura de la figura se agrega una extensión capaz de sostener la llanta (ver figura 42). Al utilizar una llanta de hule de 65 mm de diámetro para motores DC, se aprovecha el agujero que tiene para este mismo propósito.

Figura 43. Dimensiones para sujetador de llantas y extrusión en el sistema de transmisión de movimiento.

(a) Diseño estandarizado para sujetar la llanta al resto del mecanismo.



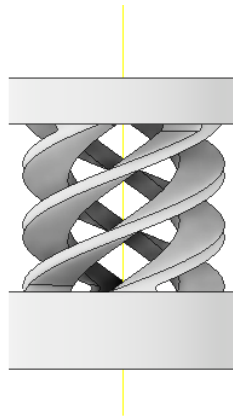
(b) Extrusión del sujetador de llantas



Ahora, comenzando con el diseño del mecanismo flexible, se empleará el mecanismo flexible *Torsion Translator* [15], como se mencionó previamente. Según se observa en la guía [36], este mecanismo funciona de la siguiente manera: al recibir una fuerza de rotación en el eje  $e$  o  $b$ , esta se transmite al eje opuesto, mientras el mecanismo se retrae simultáneamente.

Para comenzar con el diseño del mecanismo, se crea un boceto sencillo en AutoCAD Inventor, siguiendo el esquema básico mostrado en la figura [36]. El modelo CAD inicial se representa de la siguiente manera:

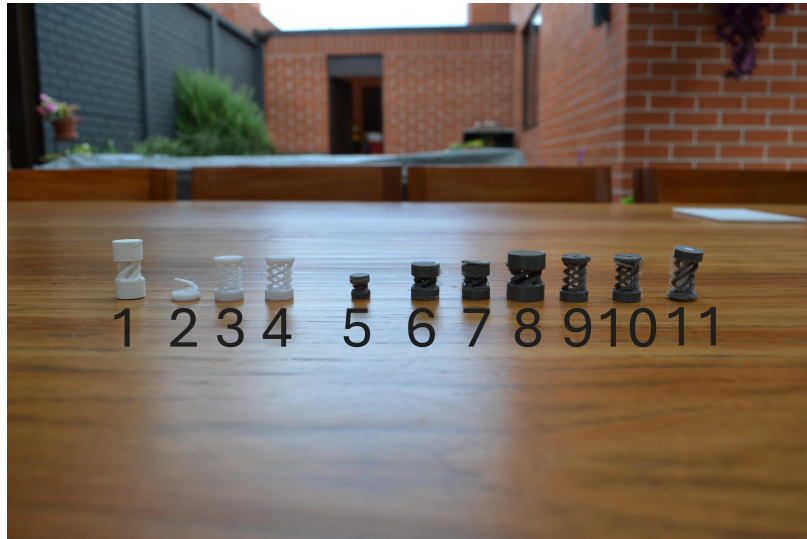
Figura 44. Esquema inspirado del diseño básico del *Torsion Translator* [36]



Es importante mencionar que se realizó una modificación al diseño original al añadir un

hilo adicional, incrementando el número total de hilos a cuatro. Esta decisión se tomó con el objetivo de mejorar la estabilidad del diseño durante el proceso de impresión 3D. Dado que la parte superior presentaría áreas "en el aire", este cuarto hilo no solo aporta soporte adicional, sino que también incrementa la rigidez estructural del mecanismo.

**Figura 45. Variaciones del *Torsion Translator* impresos 3D**



Este mecanismo fue impreso un total de 11 veces, realizando modificaciones necesarias para garantizar su funcionamiento adecuado. En la primera iteración, identificada como 1 en la figura 45, se imprimió en PLA con un grosor de hilos de 5 mm, una altura de 28 mm y un diámetro de suelo y techo de 13 mm. Sin embargo, el producto resultante presentó una rigidez excesiva, lo que lo hacía incapaz de flexionarse. Es importante destacar que en esta iteración se utilizó un relleno (*infill*) del 25% para el mecanismo.

En la segunda iteración, denominada como 2 en la imagen 45, se imprimió el mecanismo con la misma altura pero modificando únicamente el grosor de los hilos a 2.5 mm; al mismo tiempo, se redujo el relleno del 25% al 5%. Sin embargo, como se puede notar en la misma imagen, el mecanismo se volvió extremadamente frágil.

En la tercera y cuarta iteraciones se modificó tanto la altura del mecanismo como el grosor de los hilos y el grosor de las paredes superior e inferior. Se incrementó el grosor de los hilos a 3 mm y se redujo el grosor de las paredes en 4 mm en ambos lados. Al realizar las pruebas, se encontró que el mecanismo presenta mejor movimiento que en la iteración 2; sin embargo, el mecanismo sigue siendo frágil.

Se decidió utilizar filamento tipo TPU, el cual es extremadamente flexible, con un coeficiente de Poisson de 0.3897. Se experimentó con una versión pequeña del mecanismo (iteración 5 en la figura 45) para observar si este filamento funcionaría como reemplazo del PLA.

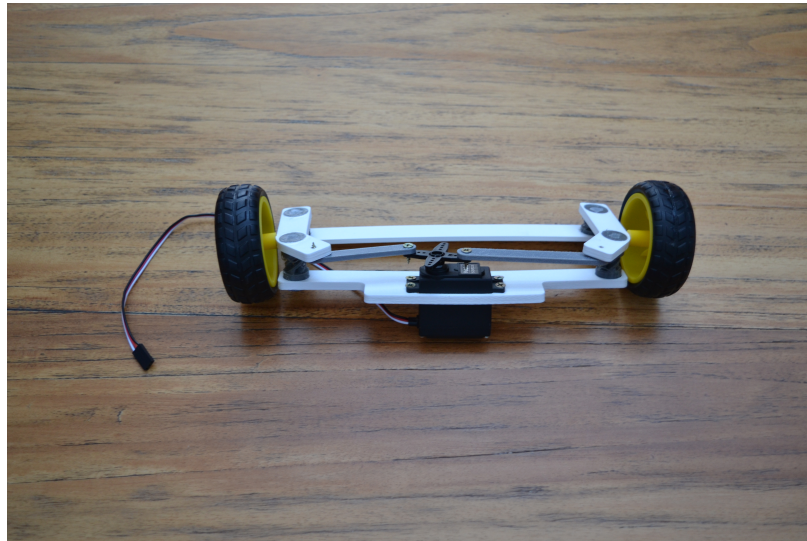
Se encontró que el TPU es un buen reemplazo del PLA utilizado anteriormente. Continuando con el diseño del mecanismo, en la iteración 6 se redujo considerablemente el tamaño del mecanismo e incrementó en 2 mm el ancho del techo y del piso. El tamaño total se redujo

a 18 mm, desde la parte más inferior hasta la más superior del mecanismo. El resultado fue positivo en cuanto a la elasticidad del mecanismo, siendo el único aspecto insatisfactorio que no rotaba lo suficiente.

En la iteración 7 se redujo únicamente el relleno del mecanismo al 3%. Como se puede observar en esta iteración, este cambio fue insatisfactorio, ya que tanto la unión en las paredes como la resistencia del mecanismo disminuyeron considerablemente.

En la iteración 8 se regresó a un relleno del 5% y, al mismo tiempo, se incrementó el diámetro del techo y suelo a 15 mm, la altura a 22.400 mm (siendo esta la altura desde el eslabón base hasta la parte superior del eslabón que controla el movimiento de las llantas) y, por último, se incrementó el ancho de los hilos a 3.8 mm. Esta iteración, al unirla con el resto del mecanismo de giro, proporcionó un resultado extremadamente positivo. Sin embargo, el mecanismo presentó un problema inherente por haber sido fabricado en filamento TPU: se flexiona en la dirección del movimiento, causando que el mecanismo no gire en su totalidad.

**Figura 46. Armazón del mecanismo flexible de giro con geometría de Ackermann**



En las iteraciones 9 en adelante se intentó utilizar filamento PLA y PETG para mitigar esta flexión del componente. Sin embargo, ninguna de las posteriores iteraciones logró contrarrestar la fuerza generada. Se experimentó también con el ancho y la altura, pero el resultado continuó siendo insatisfactorio.

Tras estas iteraciones y pruebas con el armazón del mecanismo de giro de Ackermann, se llegó a la conclusión de que el sistema no es capaz de ser implementado con las especificaciones impuestas. Debido a la combinación de la altura requerida para realizar el giro deseado, el porcentaje de relleno necesario para que el mecanismo soporte las cargas y la complejidad del sistema, este mecanismo no puede ser traducido a su contraparte flexible.

1. Se establecieron y probaron diversas estrategias para transformar mecanismos rígidos en flexibles, destacando la importancia de las iteraciones de diseño y el ajuste de parámetros como el relleno el grosor de las paredes y la geometría de las juntas flexibles.
2. La selección de materiales como PLA y TPU fue clave en el desarrollo de los mecanismos flexibles. El TPU, con su alta elasticidad, mostró ser una alternativa viable, aunque presentó limitaciones en aplicaciones de alta carga.
3. En el caso de las pinzas flexibles, se logró un diseño funcional con una reducción del 36 % en la fuerza ejercida respecto a las pinzas rígidas. Este comportamiento, aunque menos eficiente en términos de fuerza, destaca por su adaptabilidad a formas complejas.
4. Con respecto al sistema de línea recta de Roberts, se logró un diseño funcional con una reducción máxima del 17 % en donde la trayectoria realizada era cercana al mecanismo rígido simulado. Este comportamiento, aunque no es el esperado, demuestra la capacidad de los mecanismos flexibles para la repetibilidad y la precisión.
5. A pesar de sus ventajas en adaptabilidad y reducción de peso, los mecanismos flexibles mostraron desafíos en términos de durabilidad y precisión bajo condiciones de alta carga, lo que limita su uso en aplicaciones que requieren alta rigidez estructural.
6. Los mecanismos rígidos ofrecen una mayor fuerza y estabilidad estructural, mientras que los flexibles sobresalen en aplicaciones que requieren interacción con objetos irregulares o superficies sensibles.
7. Los mecanismos flexibles se presentan como una opción prometedora debido a su adaptabilidad y eficiencia; sin embargo, su diseño requiere un nivel avanzado de conocimientos técnicos y habilidades especializadas.
8. Con respecto a la pinza robótica y el sistema de giro con geometría de Ackermann, los mecanismos flexibles lograron replicar parcialmente los movimientos deseados, aunque con errores y desviaciones significativas bajo cargas mayores. Además, se identificaron

problemas como movimientos no deseados y limitaciones estructurales en diseños a gran escala.

9. La metodología desarrollada para transformar mecanismos rígidos a flexibles, basada en rediseño iterativo, simulaciones CAD y análisis físico, demostró ser efectiva para generar prototipos funcionales. Sin embargo, los resultados mostraron que la transición a mecanismos flexibles requiere compromisos entre flexibilidad y rigidez estructural, en especial al trabajar con materiales convencionales como PLA y TPU.

1. Para continuar con la investigación sobre la implementación de mecanismos flexibles en ingeniería, se sugiere explorar el uso de materiales técnicos más avanzados, como el filamento HIPS, ePLA, ABS+, ASA y Policarbonato (ePC). Además, es importante evaluar si estos materiales afectan la geometría y las propiedades mecánicas durante el diseño del mecanismo.
2. Se recomienda aprovechar la disponibilidad de diferentes tecnologías de impresión 3D para evaluar si influyen en la resistencia y el comportamiento de los mecanismos flexibles, permitiendo identificar cuál tecnología aditiva resulta más adecuada.
3. Es esencial realizar una calibración precisa de las impresoras 3D antes de la fabricación de los mecanismos flexibles, ya que, incluso pequeños cambios en la geometría, pueden impactar significativamente su comportamiento y resistencia.
4. Se aconseja explorar la implementación de mecanismos flexibles en aplicaciones industriales específicas, como dispositivos médicos y sistemas robóticos de bajo costo.
5. Se sugiere realizar validaciones experimentales bajo condiciones extremas para evaluar la durabilidad y desempeño de los mecanismos flexibles. Asimismo, se recomienda expandir sus aplicaciones hacia áreas como la robótica blanda y dispositivos biomédicos, incorporando sistemas de control avanzados para optimizar su funcionalidad.

- 
- [1] O. Turkkan, “Rapid Conceptual Design and Analysis of Planar and Spatial Compliant Mechanisms,” Tesis doct., dic. de 2017, pág. 153.
  - [2] S. Deore Om; Sollapur, “Design and Analysis of Complaint Mechanism using FEA.,” *Scientific Journal Impact Factor*, 2021. DOI: [10.21884/IJMTER.2020.7059.BWQR6](https://doi.org/10.21884/IJMTER.2020.7059.BWQR6).
  - [3] O. Turkkan y H.-J. Su, “DAS-2D: A concept design tool for compliant mechanisms,” *Mechanical Sciences*, vol. 7, págs. 135-148, jul. de 2016. DOI: [10.5194/ms-7-135-2016](https://doi.org/10.5194/ms-7-135-2016).
  - [4] O. A. Turkkan y H.-J. Su, “A general and efficient multiple segment method for kinetostatic analysis of planar compliant mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 112, págs. 205-217, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.02.010>.
  - [5] *Compliant Mechanisms Explained*, Brigham Young University. dirección: <https://www.compliantmechanisms.byu.edu/about-compliant-mechanisms>.
  - [6] M. Dell, “Compliant Mechanisms: An Overview | Fictiv,” *Fictiv*, abr. de 2023. dirección: <https://www.fictiv.com/articles/compliant-mechanisms-an-overview>.
  - [7] M. T. Pham, “Design and 3D printing of compliant mechanisms,” Tesis doct., ene. de 2019. DOI: [10.32657/10220/47565](https://doi.org/10.32657/10220/47565), dirección: <https://dr.ntu.edu.sg/entities/publication/1d61299f-0299-409e-a350-ae3a4d3db828>.
  - [8] R. L. Norto, *Diseño de maquinaria. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, 4.ª ed., M.-H. I. de España S.L., ed. 2013.
  - [9] L. L. Howell, S. P. Magleby y B. M. Olsen, *Handbook of Compliant Mechanisms*, 1.ª ed., J. W. Sons, ed. 2024.
  - [10] A. Koshatwar, “Straight line mechanisms and applications - Aryan Koshatwar - Medium,” *Medium*, jun. de 2022. dirección: <https://medium.com/@aryan.koshatwar20/straight-line-mechanisms-and-applications-f11164df7769>.
  - [11] S. Blog, *El coeficiente de Poisson y su aplicación práctica en la ingeniería - Blog y noticias sobre ingeniería* |, es, dic. de 2024. dirección: <https://blog.structuralia.com/coeficiente-de-poisson>.

- [12] M. E. M. Montelongo y G. M. Rodríguez, “El modelo de cuerpo pseudo rígido aplicado en la optimización cinemática de mecanismos flexibles,” pág. 9, sep. de 2023. DOI: [10.59920/LKRE4813](https://doi.org/10.59920/LKRE4813). dirección: [https://somim.org.mx/memorias/memorias2023/articulos/M18-A1\\_31.pdf](https://somim.org.mx/memorias/memorias2023/articulos/M18-A1_31.pdf).
- [13] M. T. Pham, “Design and 3D printing of compliant mechanisms.,” *Scientific Journal Impact Factor*, 2019.
- [14] J. B. Hopkins, J. J. Vericella y C. D. Harvey, “Modeling and generating parallel flexure elements,” *Precision Engineering*, vol. 38, n.º 3, pág. 537, 2014, ISSN: 0141-6359. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2014.02.001>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141635914000312>.
- [15] “Ackermann geometry,” *The Contact Patch*, ago. de 2013. dirección: <https://the-contact-patch.com/book/road/c0504-ackermann-geometry>.
- [16] SOLID-DESIGN, *(Robotic Arm) Metallic Mechanical robotic Gripper/clamp*, mayo de 2023. dirección: <https://cults3d.com/es/modelo-3d/herramientas/robotic-arm-metallic-mechanical-robotic-gripper-clamp>.
- [17] leantec.ES, *Pinza robótica con Arduino | Leantec.ES*, es, mayo de 2019. dirección: <https://leantec.es/pinza-robotica-con-arduino/>.
- [18] E. Robotics, *Best Raspberry Pi Robotic Arm CoBot Robot | Elephant Robotics*, ago. de 2024. dirección: <https://shop.elephantrobotics.com/>.
- [19] D. De Ingeniería Mecánica Y Construcción Jaume, *Mecapedia • Mecanismo de línea recta de Roberts*. dirección: [https://www.mecapedia.uji.es/pages/mecanismo\\_de\\_linea\\_recta\\_de\\_Roberts.html](https://www.mecapedia.uji.es/pages/mecanismo_de_linea_recta_de_Roberts.html).

## **13.1. Diagrama de flujo para traducción de mecanismos**

A continuación se describe el proceso utilizado para generar mecanismos flexibles a partir de mecanismos rígidos.

Figura 47. Guía de transformación de mecanismos rígidos

