

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y análisis de un mecanismo excavador bio-inspirado en
las patas frontales del grillo topo.**

Trabajo de graduación presentado por Julio Ronaldo Diéguez Ochoa
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2019

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



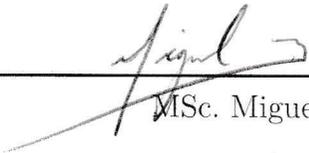
**Diseño y análisis de un mecanismo excavador bio-inspirado en
las patas frontales del grillo topo.**

Trabajo de graduación presentado por Julio Ronaldo Diéguez Ochoa
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

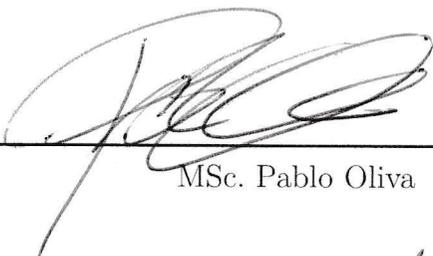
2019

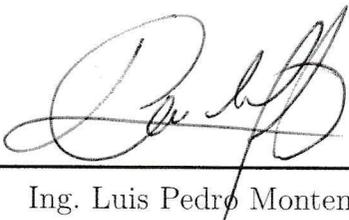
Vo.Bo.:

(f) 
MSc. Miguel Zea

Tribunal Examinador:

(f) 
MSc. Miguel Zea

(f) 
MSc. Pablo Oliva

(f) 
Ing. Luis Pedro Montenegro

Fecha de aprobación: Guatemala, 5 de diciembre de 2018.

El presente trabajo esta dedicado a Dios, que me ha dado talentos, me ha protegido y guiado. A mis padres, que me han enseñado valores, me han apoyado y han confiado en mi. A mis hermanos, que siempre me han apoyado, aconsejado y divertido. Al resto de mi hermosa gran familia, que me han alentado e inspirado. A la Fundación Juan Bautista Gutiérrez, que me ha dado la oportunidad de estudiar la carrera que me gusta en la universidad que me gusta, y por haberme aconsejado en el camino. A mis catedráticos, por todas las enseñanzas, especialmente a MSc. Miguel Zea, asesor de esta tesis, quien me permitió ser parte de este trabajo y me guió en su desarrollo. A mis viejos y nuevos amigos, por todo su apoyo y su buen sentido del humor.

Prefacio	v
Lista de figuras	x
Lista de cuadros	xi
Resumen	xiii
Abstract	xv
1. Introducción	1
2. Antecedentes	3
3. Justificación	5
4. Objetivos	7
4.1. Objetivo general	7
4.2. Objetivos específicos	7
5. Alcance	9
6. Marco teórico	11
6.1. Grillo topo	11
6.1.1. Generalidades	11
6.1.2. Patas frontales	11
6.2. Trabajo virtual	12
6.3. Ecuación universal de movimiento de tierras	13
6.3.1. Caso de pala lisa en suelo cohesivo con ángulo de inclinación	14
6.4. Medición de posición y velocidad con codificadores incrementales	15
6.5. Modelo de motor DC	16
6.5.1. Modelo dinámico	16
6.6. Microcontroladores	18
6.6.1. Familia dsPIC33EP	18

6.7. Simscape y Simulink	18
6.7.1. Exportar ensamblajes de Inventor a entorno Simulink	19
7. Diseño mecánico bio-inspirado	21
7.1. Bio-inspiración	21
7.2. Mecanismo	22
8. Derivación cinemática del mecanismo	25
8.1. Análisis de posición	25
8.2. Análisis de velocidad	27
9. Análisis de fuerza	31
9.1. Predicción de fuerza requerida en el efector final.	31
9.2. Relación torque-fuerza del mecanismo en el caso estático	32
9.3. Simulación caso dinámico	33
10.Sistema mecánico	39
10.1. Prototipo 1	40
10.2. Prototipo 2	41
10.3. Prototipo 3	42
10.4. Prototipo 4	43
11.Control del sistema mecánico	45
11.1. Modelo de la planta	45
11.2. Control de velocidad	49
11.3. Control de velocidad y desfase	51
12.Validación y análisis cualitativo	53
12.1. Validación	53
12.2. Análisis cualitativo	56
13.Conclusiones	57
14.Recomendaciones	59
15.Bibliografía	61

Lista de figuras

1.	Inspector de Kobayashi <i>et al.</i>	3
2.	Secuencia oscilatoria en Inspector de Kobayashi <i>et al.</i>	4
3.	Morfología del topo europeo y diseño de robot de Richardson <i>et al.</i>	4
4.	Secuencia de movimiento de eslabones en robot de Moon <i>et al.</i>	4
5.	El grillo topo y sus patas frontales.	12
6.	Configuración general de fallas en corte de suelos	13
7.	Pala lisa inclinada en suelo cohesivo	14
8.	Señales de codificadores incrementales.	15
9.	Señales de codificadores incrementales con resolución X4.	16
10.	Motor DC.	17
11.	Diagrama de pines de dsPIC.	18
12.	Etapas de excavación.	21
13.	Mecanismo de línea recta de Scott Rusell Modificado.	22
14.	Propuesta de diseño.	23
15.	Lazo vectorial sobre punto A en el mecanismo.	25
16.	Lazo vectorial sobre punto C en el mecanismo.	26
17.	Posición del manipulador.	28
18.	Función de fuerza sobre torque.	33
19.	Diagrama de bloques 1	34
20.	Diseño de prototipo 1 en Simulink.	34
21.	Diagrama de bloques 2	35
22.	Diagrama de bloques 3	35
23.	Velocidad con perturbación 1	36
24.	Diagrama de bloques 4	36
25.	Velocidad con perturbación 2	37
26.	Prototipo 1.	40
27.	Prototipo 2.	41
28.	Prototipo 3.	42
29.	Prototipo 4.	43

30.	Sistema mecánico simulado.	45
31.	Diagrama de bloques de sistema mecánico.	46
32.	Velocidad angular de manivela simulada	47
33.	Conexiones de los componentes en un mecanismo.	50
34.	Diagrama de bloques de sistema de control de velocidad.	50
35.	Diagrama de bloques de sistema de control de velocidad y desfase.	52
36.	Plataforma de pruebas en caso sin desfase.	53
37.	Plataforma de pruebas en caso con desfase.	54
38.	Medición de velocidad en motores con perturbaciones externas.	54
39.	Trayectoria de patas de robot.	55
40.	Seguimiento de pata de robot en Kinovea.	55

Lista de cuadros

1.	Dimensiones base del mecanismo.	22
2.	Parámetros utilizados para la ecuación universal de movimiento de tierras. . .	32
3.	Fuerza requerida por la herramienta.	32
4.	Evaluación de prototipo 1.	40
5.	Evaluación de prototipo 2.	41
6.	Evaluación de prototipo 3.	42
7.	Evaluación de prototipo 4.	43
8.	Geometría y masa de cuerpos rígidos del mecanismo.	47
9.	Parámetros de la planta.	48
10.	Componentes utilizados en implementación de control de velocidad.	49
11.	Descripción de señales en el sistema de control.	50

Con motivo de investigación en robótica para la respuesta a desastres se ha propuesto un robot que imita el comportamiento de las extremidades frontales del grillo topo. El diseño esta basado en dos mecanismos de Scott Rusell Modificado, del cual se ha analizado su cinemática. Se ha proporcionado una aproximación de torque para provocar una falla en subsuelo mediante un análisis de fuerza sobre el mecanismo y la ecuación universal de movimiento de tierras. Mediante simulaciones en el software Simulink se han dimensionado parámetros para un motor adecuado. Se ha implementado un robot con un control híbrido de velocidad y desfase, con el cual se validan el conceptos de control y del movimiento en un suelo no cohesivo de ejemplo.

On the occasion of research in robotics for disaster response, a robot has been proposed that imitates the behavior of the frontal extremities of the mole cricket. The design is based on two Modified Scott Russell mechanisms, from which his kinematics has been analyzed. Has been provided an approximation of the needed torque to cause a failure in the subsoil using a force analysis in the mechanism and the universal earth moving equation. Through simulations in the Simulink software, parameters have been dimensioned for a suitable motor. A robot has been implemented with a hybrid control of velocity and angular position offset, with which the concepts of control and movement has been validated in a non-cohesive example soil.

CAPÍTULO 1

Introducción

Los miembros de unidades de búsqueda y rescate urbano (USAR por sus siglas en inglés) están altamente capacitados actuar en la respuesta a desastres, sin embargo, espacios reducidos, escombros, deslaves y zonas de alto peligro son complicados obstáculos en su labor. Por ello, en los últimos años se ha realizado investigación en robots para búsqueda y rescate urbano. Algunos de los parámetros importantes en un robot USAR son su movilidad, logística, capacidades de detección, comunicación y energía.

La robótica bio-inspirada es una rama de la robótica que ha surgido de la capacidad de observación de mecanismos empleados por la naturaleza para resolver un problema. Esto ha llevado a la creación de diseños de un gran rango de tamaños y para diversos campos, uno de estos campos es la investigación en tareas de búsqueda y rescate, para el cual ya han surgido algunas propuestas que ayudan a mejorar la movilidad de estos robots. Tener un tamaño reducido y la capacidad de abrir brechas entre los obstáculos mejoran la movilidad de estos robots y es uno de los parámetros clave en estos diseños. El presente trabajo muestra la primera fase de desarrollo de un pequeño robot con dos manipuladores controlables inspirado en un insecto especializado en la tarea de excavación conocido como grillo topo.

Si bien el grillo topo ha inspirado herramientas de labranza como el segador de S. Liu *et al* [1], cuando se trata de robots excavadores las propuestas principalmente se han basado en topes. Sin embargo estos diseños son perfectamente comparables al trabajo que se desea realizar.

Kobayashi *et al* [2] proponen un robot inspector inspirado en el movimiento de el topo, el prototipo mostrado en la Figura 1 es capaz de avanzar bajo tierra apartando el suelo con el movimiento de pala generado por dos brazos con palmas. El tipo de movimiento utilizado es oscilatorio, describiendo un arco como trayectoria como se puede observar en la Figura 2, donde las palmas giran para evitar que el robot se mueva hacia atrás durante la etapa de recuperación. Este robot es capaz de girar al hacer oscilar un brazo y detener el otro.

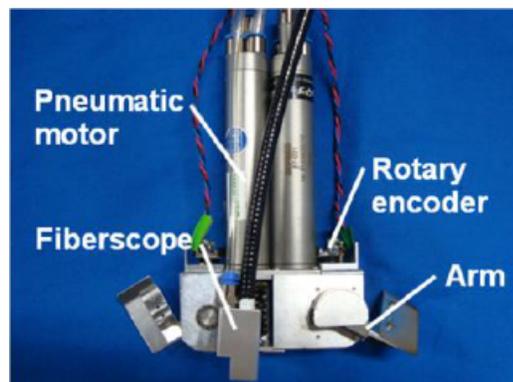


Figura 1: Inspector de Kobayashi *et al* [2].

Richardson *et al* [3] proponen el robot mostrado en la Figura 3 para despejar escombros en tareas de búsqueda y rescate, este combina dos mecanismos de cuatro barras en un mecanismo de diez barras para producir un plano de trabajo sobre el cual traza la trayectoria bio-inspirada en el topo europeo. El mecanismo se controla mediante un controlador proporcional derivativo.

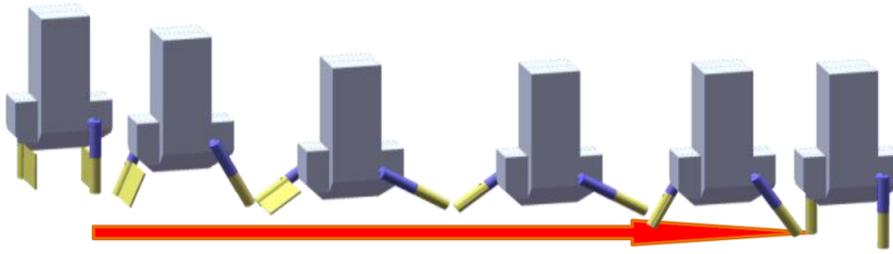


Figura 2: Secuencia oscilatoria en Inspector de Kobayashi *et al* [2].

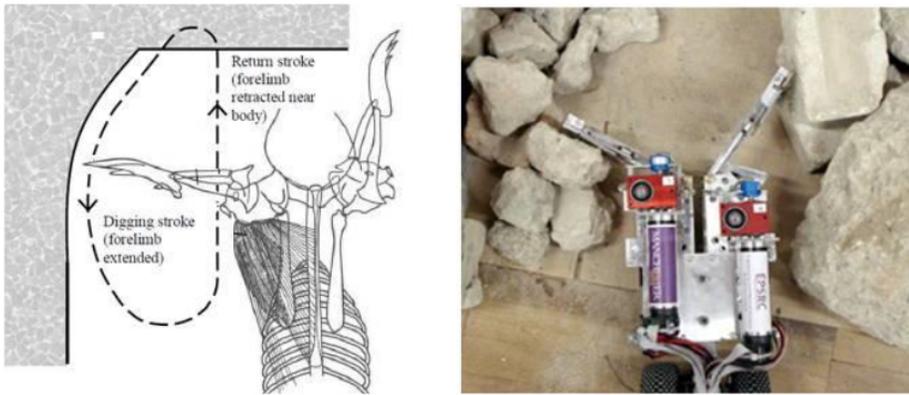


Figura 3: Morfología del topo europeo y diseño de robot de Richardson *et al* [3].

Moon *et al* [4] proponen un robot excavador bio-inspirado en las lombrices de tierra y el grillo topo. El robot colecta el suelo y luego lo expulsa por medio de un sistema de ventilación imitando las lombrices de tierra. Además utiliza un mecanismo de cuatro barras con un sistema de bloqueo y liberación en el eslabón de base que le permite imitar el movimiento del grillo topo. Sin embargo el movimiento requiere cambios de giro los cuales se busca evitar.

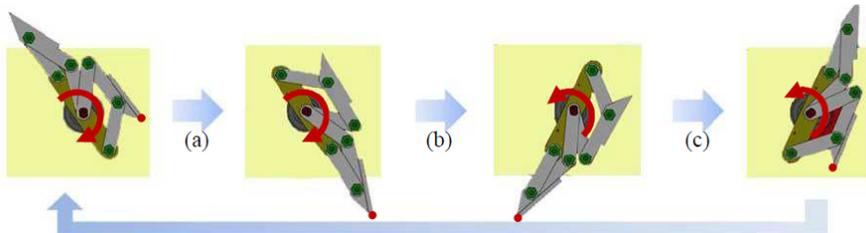


Figura 4: Secuencia de movimiento de eslabones en robot de Moon *et al* [4].

El 1 de octubre de 2015 ocurrió en Guatemala un deslizamiento de tierra que dejó más de 200 muertos, la tragedia sucedió en la colonia El Cambray II, Santa Catarina Pínula. Estos deslizamientos ocurren todos los años en el país, principalmente en la temporada lluviosa y la naturaleza de los mismos hace que las tareas de rescate sean complicadas y peligrosas. Un robot excavador, en este caso particular, podría ser un aliado en tareas de exploración que ayude a concentrar los esfuerzos de rescate donde sea necesario.

Al buscar inspiración en la naturaleza para el diseño de un robot excavador uno de los primeros animales en los que se puede pensar es el topo, mamífero excavador por excelencia, sin embargo, pocos conocen que este animal tiene un homólogo en el mundo de los insectos conocido como grillo topo. El grillo topo es un formidable excavador que ha desarrollado un par de extremidades frontales especializadas para ello, además cuenta con la ventaja de tener dimensiones reducidas y que su estructura sea exoesquelética. La teoría que explica el comportamiento de estas extremidades involucra las áreas de cinemática, dinámica de cuerpos rígidos, robótica, sistemas de control, diseño electrónico y mecánico.

Con este robot, la Universidad del Valle puede unirse a los esfuerzos conjuntos en la investigación y desarrollo de robótica para la respuesta a catástrofes y ser pionera en esta rama a nivel regional. Además el robot se pretende realizar con un enfoque bio-inspirado en el que se aprenden y aplican comportamientos que han funcionado a seres vivos, en este caso las extremidades frontales del grillo topo.

4.1. Objetivo general

Diseñar e implementar un mecanismo bio-inspirado en las extremidades frontales del grillo topo que brinde la capacidad de excavar a una plataforma móvil.

4.2. Objetivos específicos

- Diseñar y caracterizar un mecanismo bio-inspirado en la cinemática del grillo topo para la remoción de subsuelo.
- Implementar una plataforma de pruebas que permita evaluar el desempeño del mecanismo en un suelo de ejemplo.
- Efectuar una comparación cualitativa del desempeño del mecanismo con el del grillo topo.

El siguiente trabajo está limitado de manera que:

- Se construye un mecanismo bio-inspirado en las patas frontales del grillo topo. No se construye el resto del cuerpo.
- Se dimensionan los motores adecuados para la tarea bajo parámetros seleccionados. Se implementan motores, aunque no son los motores dimensionados.
- Las pruebas del mecanismo se realizan sobre un suelo ejemplo que puede ser papel u otro material ligero.
- El proceso de fabricación de los prototipos se limita a impresión 3D y corte láser.
- El controlador es de tipo PID.
- No se realiza ningún tipo de análisis de esfuerzo sobre los componentes del mecanismo.
- El robot es alimentado por una fuente externa y la construcción de un circuito impreso no es un requisito.
- No es objetivo en esta fase la protección a condiciones adversas como polvo y lodo.

6.1. Grillo topo

6.1.1. Generalidades

El grillo topo es un insecto que habita en áreas con suelos húmedos. Su forma, como se observa en la Figura 5, es inequívoca con extremidades frontales modificadas especialmente para excavar, sus alas le permiten realizar vuelos nocturnos, ruidosos y torpes. Su cuerpo se encuentra cubierto con pequeños cabellos, este sirve para evitar la adhesión de sustancias húmedas a su cuerpo y reduce la fricción lo que facilita su movimiento bajo tierra. [5] La mayoría del tiempo lo consume bajo tierra, excavando distancias considerables en suelo húmedo y suelto. La estridulación de los machos se escucha en primavera y principios de verano es un ronroneo continuo similar al de las cigarras realizado desde las entradas de sus cuevas. [6]

6.1.2. Patas frontales

Las características patas frontales del grillo topo, tienen la palma de sus patas dirigida hacia el exterior. Sus garras se extienden verticalmente, las más bajas pueden tocar la superficie del suelo mientras camina. Cuando está irritado puede levantar sus patas frontales en actitud amenazante, no muy diferente al insecto conocido como mantis. La forma de la palma de sus patas es similar a un triángulo de cuya base se extienden cuatro garras cuya forma y estructura esta adaptada a su propósito. Sus garras son pulidas y endurecidas, sin lugar a dudas para evitar la adhesión de tierra. Estas tienen un borde afilado y otro relativamente desafilado, los bordes cortantes y la terminación de las garras están dirigido hacia abajo.[5]

Las patas tienen una ligera concavidad tanto longitudinalmente como transversalmente similar a una cuchara por la cual la tierra que ha sido raspada es retirada de su camino.

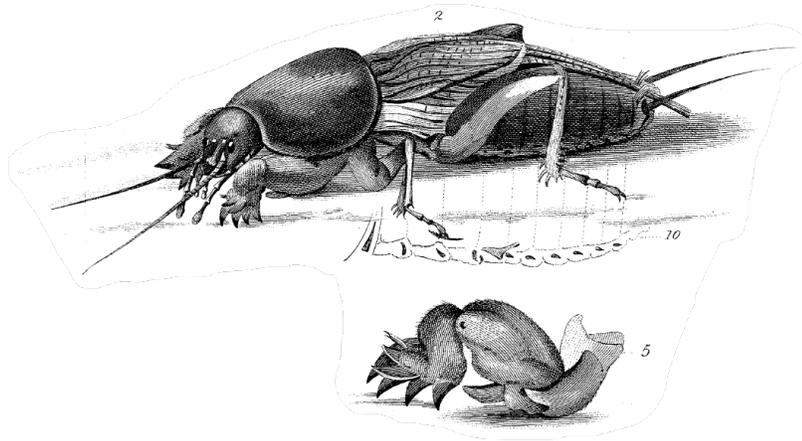


Figura 5: El grillo topo y sus patas frontales [5].

La superficie de sus garras es pulida, aún así no es perfectamente lisa y al ser cóncavas son propensas a retener partículas de tierra excavada. Para limpiar sus garras este animal tiene un par de garras adicionales que emergen de una pieza articulada que le permite moverse paralelas a las otras cuatro, están colocadas de manera que sus filos son opuestos similar a un par de tijeras. [5]

6.2. Trabajo virtual

Los métodos newtonianos proporcionan información de las fuerzas internas en las juntas del mecanismo así como de las fuerzas y torques externos, sin embargo requiere solucionar grandes sistemas de ecuaciones lo que dificulta su aplicación. El trabajo virtual es un método de energía para determinar las fuerzas presentes en mecanismos y maquinaria en movimiento. Los métodos de energía se limitan a determinar las fuerzas y pares de torsión externos que producen trabajo. [7]

Las máquinas se diseñan para transformar energía de una forma a otra. En los mecanismos, parte de la energía se convertirá en calor, otra parte se almacenará en el mecanismo en forma de energía cinética y potencial, finalmente una parte de la energía se transforma en trabajo útil. El trabajo es una cantidad escalar y se define como el producto punto de la fuerza por el desplazamiento. [7]

$$W = \mathbf{F} \cdot \mathbf{R}$$

En las primeras aproximaciones en el diseño de mecanismos suele considerarse que las pérdidas de energía en forma de calor son cero. Además, no suelen considerarse los cambios en la energía potencial por el cambios de altura que experimentan los miembros de la maquina. La potencia es la razón con la que cambia la energía, es posible entonces obtener las razones con las que cambia la energía cinética almacenada en el sistema así como el cambio de energía que entra y sale del sistema. [7]

$$P = \frac{dE}{dt}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}\frac{d(m\mathbf{v}^2/2)}{dt} &= m\mathbf{a} \cdot \mathbf{v} \\ \frac{d(I\omega^2/2)}{dt} &= I\alpha \cdot \omega \\ \frac{d(\mathbf{F} \cdot \mathbf{R})}{dt} &= \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} \\ \frac{d(\mathbf{T} \cdot \theta)}{dt} &= \mathbf{T} \cdot \omega\end{aligned}$$

Por conservación de la energía se iguala la razón con la que entra o sale energía del sistema con la razón con que es almacenada la energía dentro del sistema.[7] Para un mecanismo de n eslabones se expresa como:

$$\sum_{i=2}^n \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{v}_i + \sum_{i=2}^n \mathbf{T}_i \cdot \omega_i = \sum_{i=2}^n m_i \mathbf{a}_i \cdot \mathbf{v}_i + \sum_{i=2}^n J_i \alpha_i \cdot \omega_i \quad (1)$$

Obsérvese que no se considera el eslabón 1 (bancada) ya que no tiene movimiento, ni ejecuta trabajo. La ecuación (1) se conoce como ecuación de trabajo virtual, también puede ser considerada una ecuación de potencia. [7]

6.3. Ecuación universal de movimiento de tierras

Un modelo comúnmente utilizado en la predicción de fuerzas para herramientas de labranza es la Ecuación universal de movimiento de tierras propuesta por Reece en 1965 [8]. Este permite el diseño de herramientas de labranza sin necesidad de múltiples experimentos de laboratorio o de campo. Este modelo es un modelo estático que asume que la herramienta se traslada horizontalmente a una baja velocidad causando una falla de tipo pasivo, como se muestra en la Figura 6. [9]

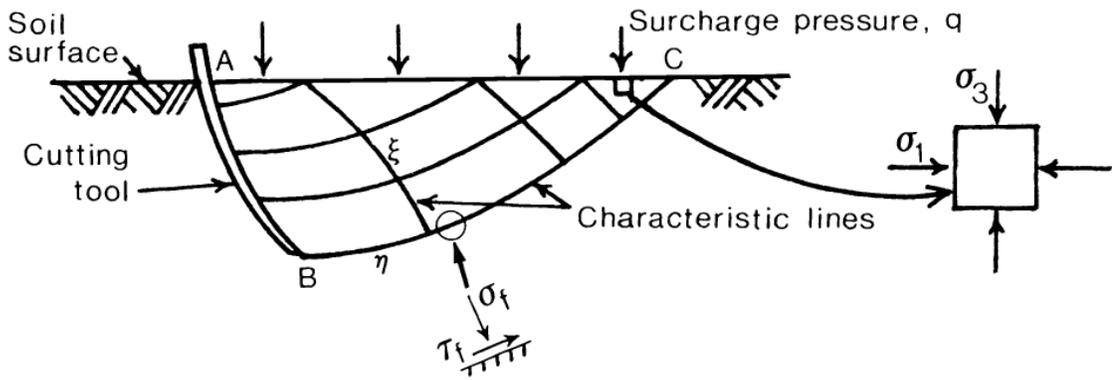


Figura 6: Configuración general de fallas en corte de suelos [9].

Esta ecuación depende del peso del suelo, la cohesión del suelo y la sobrecarga sobre el suelo, estos términos son separables y aditivos algebraicamente.[9] Reece propone la siguiente ecuación como una ecuación universal que permite obtener la fuerza necesaria para cortar el suelo con una herramienta.

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + c d N_c + q d N_q) w$$

Donde P = fuerza cortante en el suelo (N), γ = peso específico del suelo (kg/m^3), g = aceleración gravitatoria (m/s^2), d = profundidad de trabajo (m), c = cohesión del suelo (Pa), w = ancho de la herramienta (m) y N_γ , N_c y N_q son factores adimensionales. Los factores N dependen de la fuerza de fricción del suelo, la geometría de la herramienta y las propiedades de la fuerza entre la herramienta y el suelo.

Los factores N se pueden obtener por medio de cuadros establecidos por Hettiaratchi y Reece en 1974 [10]. También es posible obtener los factores N analíticamente empleando el método de características de esfuerzo (o Stress Characteristics Method como término técnico en inglés) al conocerse suficientes propiedades del suelo y condiciones de frontera. En 1985 McKyes [9] muestra casos ejemplo donde una solución analítica de los factores N es posible.

6.3.1. Caso de pala lisa en suelo cohesivo con ángulo de inclinación

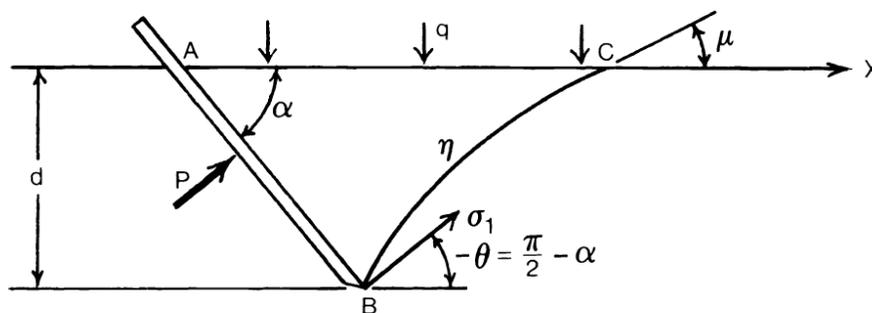


Figura 7: Pala lisa inclinada en suelo cohesivo [9].

El caso presentado en la Figura 7 es válido para suelos de cohesión alta o moderada a baja profundidad. Se asume que la parte cohesiva de la fuerza del suelo es mucho mayor que la parte de fuerza de fricción del suelo causada por el peso del suelo, por lo tanto esta última es despreciable. Además se asume que la pala es lisa por lo que el ángulo de fricción entre la herramienta y el suelo $\delta = 0$. [9] La ecuación universal de movimiento de tierras se reduce a:

$$P = (c d N_c + q d N_q) w$$

N_c se calcula como:

$$N_c = \frac{\cot \phi}{\sin \alpha} \left[\left(\frac{1 + \sin \phi}{1 - \sin \phi} \right) e^{(2\alpha - \pi) \tan \phi} - 1 \right]$$

N_q se calcula como:

$$N_q = \left(\frac{1 + \sin \phi}{1 - \sin \phi} \right) \frac{e^{(2\alpha - \pi) \tan \phi}}{\sin \alpha}$$

donde α es el ángulo de inclinación de la herramienta respecto a la horizontal (*rad*) y ϕ es el ángulo de fricción interna del suelo (*rad*).

Las componentes de la fuerza cortante en el suelo P se denominan fuerza vertical V y fuerza de tiro F y para este caso se obtienen como:

$$F = P \sin \alpha$$

$$V = P \cos \alpha$$

6.4. Medición de posición y velocidad con codificadores incrementales

Los codificadores incrementales se utilizan para la detección de la posición, velocidad y sentido de giro de sistemas de movimiento rotatorio. Los hay mecánicos, ópticos y de efecto hall. Los codificadores incrementales permiten aplicar control de lazo cerrado para aplicaciones de control de motores. [11], [12]

Los codificadores incrementales tienen dos sensores con salidas digitales, A y B, ubicados de manera que tienen una relación única en la que están desfasados una cuarta parte de ciclo. Como se muestra en la Figura 8 al girar las señales A y B siguen una secuencia en código Gray, código binario donde dos números consecutivos difieren únicamente en un dígito. Dependiendo del orden de la secuencia se obtiene el sentido de giro. Los codificadores incrementales pueden tener un tercer canal, índice, que brinda un pulso por revolución, este se utiliza como referencia para establecer una posición absoluta. [12]

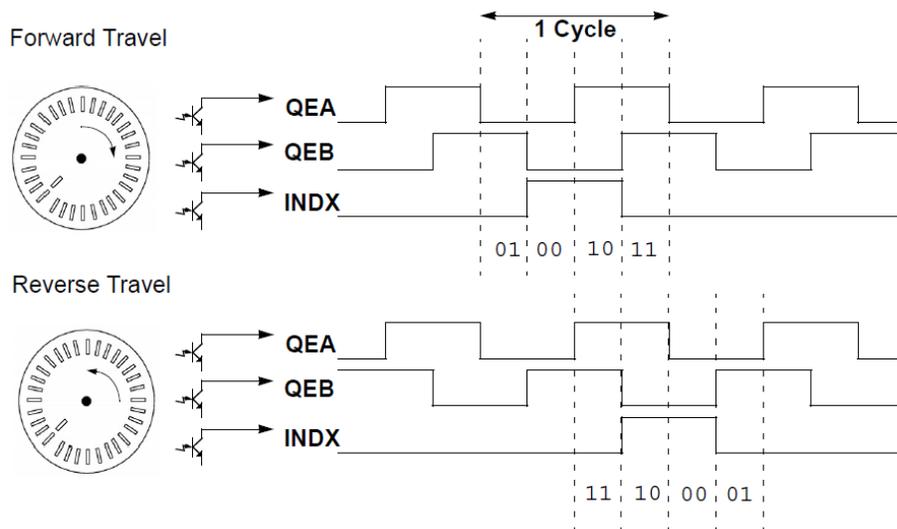


Figura 8: Señales de codificadores incrementales [12].

La resolución del codificador indica el número de ciclos que se producen en un sensor en una revolución. Como se observa en la Figura 9, la medición de posición en un controlador digital consiste en un contador de posición que aumenta o disminuye cada franco de las señales A y B, esto permite obtener información de posición hasta de cuatro veces la resolución. Si se toma únicamente flancos de subida o de bajada la información de posición se reduce a dos veces la resolución. La medición de velocidad en un controlador digital únicamente consiste en determinar el cambio en la variable de posición en un periodo de tiempo determinado. [12]

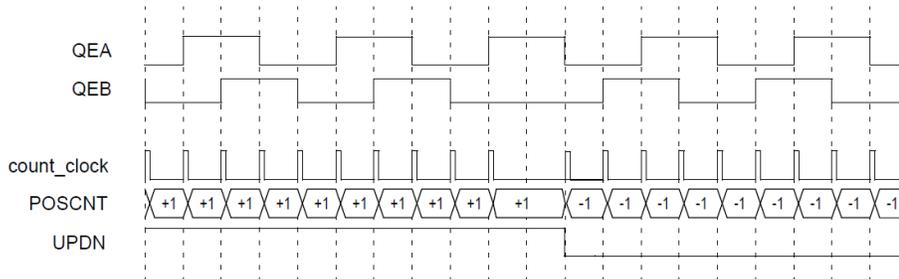


Figura 9: Señales de codificadores incrementales con resolución X4 [12].

6.5. Modelo de motor DC

Antes de establecer el modelo dinámico para el motor DC es necesario establecer las siguientes ecuaciones que brinda el modelo eléctrico. En primer lugar, que el torque eléctrico producido por un motor DC esta relacionado con la corriente como:

$$\tau_e = k_\Phi i, \quad k_\Phi = \frac{N\Phi}{\pi} \quad (2)$$

donde k_Φ es el enlace de flujo o simplemente constante de flujo, que es el flujo magnético Φ escalado por el número de vueltas en la bobina N y π . [13]

También se conoce que al mover un conductor con velocidad en un campo magnético un voltaje es inducido. Por lo tanto, una vez el motor inicia a girar aparece un voltaje denominado fuerza contraelectromotriz (E). [13]

$$E = k_\Phi \omega \quad (3)$$

nótese que este voltaje nuevamente depende de la constante de flujo k_Φ y es proporcional a la velocidad angular del rotor ω .

6.5.1. Modelo dinámico

El circuito simplificado del motor DC en Figura 10 consiste únicamente en la fuerza contraelectromotriz conectado en serie a un inductor y una resistencia por las pérdidas resistivas.

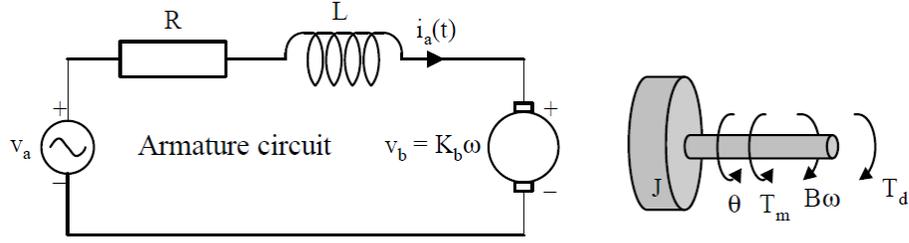


Figura 10: Motor DC [14].

Del circuito equivalente se pueden obtener la dinámica eléctrica de la máquina. Aplicando un voltaje v sobre las terminales la dinámica está dada por

$$\sum V(t) = 0$$

$$v - Ri - L \frac{di}{dt} - E = 0$$

sustituyendo de (3) y despejando se obtiene la dinámica eléctrica.

$$L \frac{di}{dt} = v - Ri - k_{\Phi} \omega \quad (4)$$

Por otra parte la dinámica mecánica esta dada por la segunda ley de Newton

$$\sum \tau = J\alpha$$

$$\tau_e - \tau_l = J \frac{d\omega}{dt}$$

donde τ_l es el torque de carga y J es la inercia total del rotor y la carga mecánica. Como simplificación, se asume que el torque de carga es proporcional a la velocidad $\tau_l = D\omega$, donde D se conoce como el coeficiente de amortiguamiento viscoso. Además sustituyendo τ_e de (2) se obtiene la dinámica mecánica. [13]

$$J \frac{d\omega}{dt} = k_{\Phi} i - D\omega \quad (5)$$

Función de transferencia

La dinámica eléctrica (4) y mecánica (5) están entrelazadas por la corriente y la velocidad angular. En dominio s estas ecuaciones son.

$$sLI = V - RI - k_{\Phi} \Omega \quad (6)$$

$$sJ\Omega = k_{\Phi} I - D\Omega \quad (7)$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones igualando la corriente

$$I = \frac{V - k_{\Phi} \Omega}{sL + R} = \frac{sJ\Omega + D\Omega}{k_{\Phi}}$$

$$k_{\Phi} V - k_{\Phi}^2 \Omega = (sJ + D)(sL + R)\Omega$$

$$k_{\Phi} V = ((sJ + D)(sL + R) + k_{\Phi}^2)\Omega$$

de donde se obtiene el modelo de segundo orden del motor DC.

$$G_m(s) = \frac{\Omega(s)}{V(s)} = \frac{k_\Phi}{(sJ + D)(sL + R) + k_\Phi^2} \quad (8)$$

6.6. Microcontroladores

No mucho tiempo después de la introducción del microprocesador en 1971, se notó que este venía acompañado por otros circuitos tales como distintos tipos de memoria, circuitos de tiempo, de comunicación, de entradas y salidas. Los microcontroladores surgen del deseo de combinar estos en un dispositivo para tareas específicas.[15]

6.6.1. Familia dsPIC33EP

Fabricados por Microchip Technology son una familia de microcontroladores y controladores de señales digitales de 16 bits. Son programables por medio de lenguaje C o Ensamblador y pueden ser utilizados en sistemas de control.

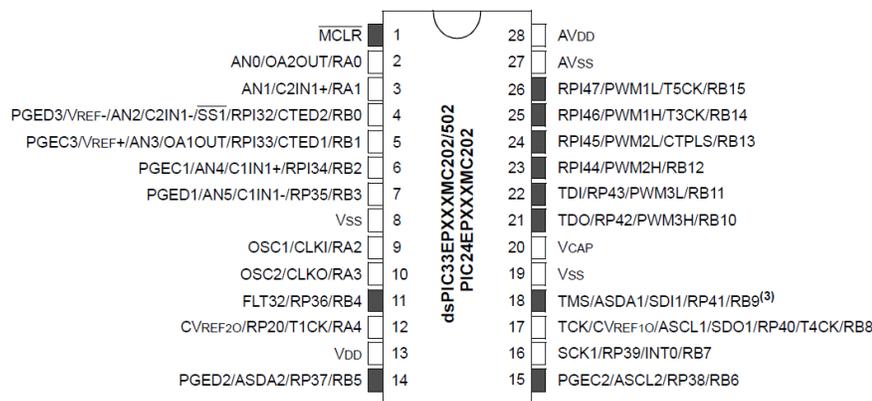


Figura 11: Diagrama de pines de dsPIC33EP128MC502 [16].

Algunos detalles técnicos de esta familia: Opera alimentado por voltajes de 3.0V a 3.6V. En todos sus puertos de entrada y salida (I/O) tienen interrupciones de cambio (CN), además de Pull-Up y Pull-Down programables. Además cuenta con entradas analógicas gracias su modulo ADC. Cuenta con módulos PWM de alta velocidad y módulos de comunicación UART, SPI, I^2C^{TM} y $ECAN^{TM}$ [16]. En la Figura 11 se muestra el diagrama de pines del microcontrolador utilizado en este trabajo.

6.7. Simscape y Simulink

El software Simscape es un set de librerías de bloques y prestaciones especiales de simulación para el modelado de sistemas físicos en el entorno de programación visual Simulink, estos funcionan sobre el entorno de programación MATLAB. Simscape se caracteriza por su

enfoque de conexiones de red física que es adecuado para la simulación de sistemas de componentes físicos reales. Los bloques de Simulink representan operaciones matemáticas. Al conectar bloques juntos, el diagrama resultante equivale al modelo matemático del sistema diseñado. [17]

Simscape permite crear una representación de red del sistema a diseñar. De acuerdo a su enfoque, cada sistema es representado como una constitución de elementos funcionales que interactúan entre ellos por el intercambio de energía entre sus puertos. Por lo tanto, sus conexiones no son direccionales imitando conexiones físicas entre elementos. El número de conexiones en los puertos de los elementos determina el número de elementos con los que intercambia energía. [17]

Los dominios físicos con los que puede trabajar la versión 2018b del software incluyen: eléctrico, hidráulico, magnético, mecánico rotacional, mecánico traslacional, gas, aire húmedo, térmico, líquido térmico, fluido de dos fases. A excepción de los dominios termodinámicos y magnéticos, estos dominios físicos tienen variables asociadas cuyo producto es potencia en Watts. [17]

6.7.1. Exportar ensambles de Inventor a entorno Simulink

Es posible exportar ensambles CAD de Inventor en modelos de Simscape Multibody, para ello se requiere instalar el plug-in Simscape Multibody Link. Una vez instalado, debe ser habilitado, esto se puede realizar desde MATLAB con el comando *smlinklink_inv*.

Lo primero que se requiere es tener un ensamblaje correctamente restringido, es recomendable más no indispensable realizar los ensambles con relaciones de tipo Junta. Con MATLAB abierto, se debe ir a la pestaña Add-ins en Inventor, sobre el Add-in Simscape Multibody Link seleccionar *exportar ensamble como archivo XML para uso en Simscape Multibody* y escoger un nombre para el archivo. En este archivo se encuentran las restricciones del ensamblaje. En MATLAB se ejecuta el comando *smimport('nombre_archivo.xml')*, esto genera el modelo de Simscape Multibody que puede ser guardado como un archivo *.slx* el cual ya puede ser simulado.

7.1. Bio-inspiración

El grillo topo utiliza sus extremidades frontales como palas al excavar. Como se muestra en la Figura 12 se pueden distinguir tres etapas durante su excavación. En primer lugar la etapa de penetración donde el grillo topo extiende e introduce su palma en el suelo. Luego, una etapa de barrido donde aplica una fuerza lateral para hacer a un lado el suelo y finalmente una etapa de retorno a la que es su posición de reposo[5].

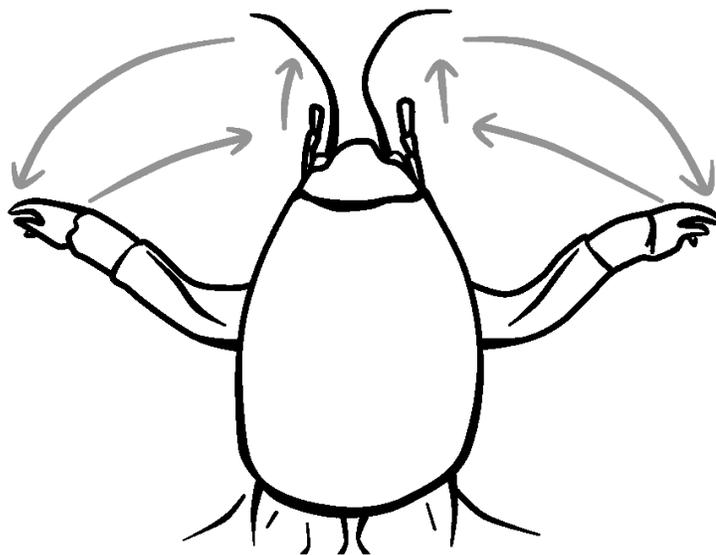


Figura 12: Etapas de excavación.

7.2. Mecanismo

Se proponen dos mecanismos para replicar la técnica de empuje lateral y la trayectoria que describe el punto final de las patas frontales del grillo topo, estos son: el mecanismo de línea recta de Scott Russell Modificado (en Figura 13) y el mecanismo de línea recta de Hoeken. Se realizaron prototipos rápidos de estos mecanismos donde el mecanismo de Scott Russell Modificado mostró ventajas para la tarea debido a que permite describir la trayectoria deseada, requiere pocos eslabones y permite ser construido de manera compacta.

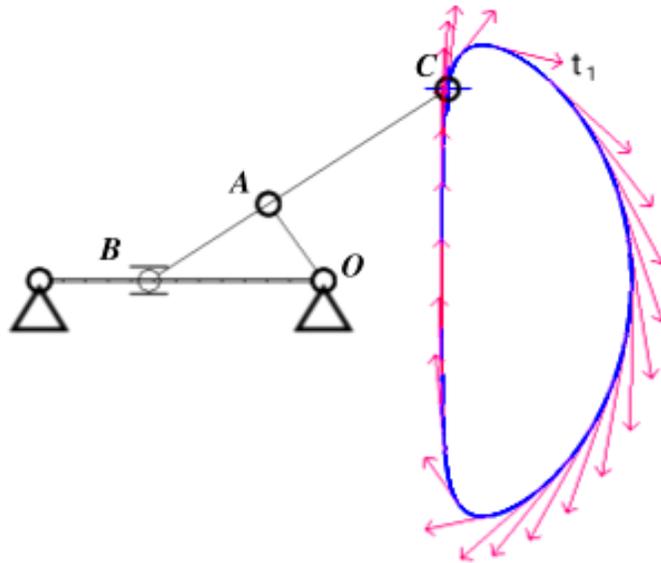


Figura 13: Mecanismo de línea recta de Scott Russell Modificado.

El mecanismo de Scott Russell Modificado permite obtener una aproximación de línea recta al cumplir la relación: [7]

$$l_{AO} = (l_{AB})^2 / l_{CA}$$

Se selecciono l_{AO} y l_{AB} a conveniencia y se calculó l_{CA} , para este prototipo se dimensiona en centímetros procurando un diseño compacto.

Cuadro 1: Dimensiones base del mecanismo.

Parámetro	valor (cm)	fuelle
l_{AB}	3.0	Seleccionado
l_{AO}	2.0	Seleccionado
l_{CA}	4.5	Calculado

Como se muestra en la Figura 14, se propone la utilización de dos mecanismos de Scott Russell modificado para replicar las patas frontales del grillo topo inclinados en 30° y -30° sobre la vertical.

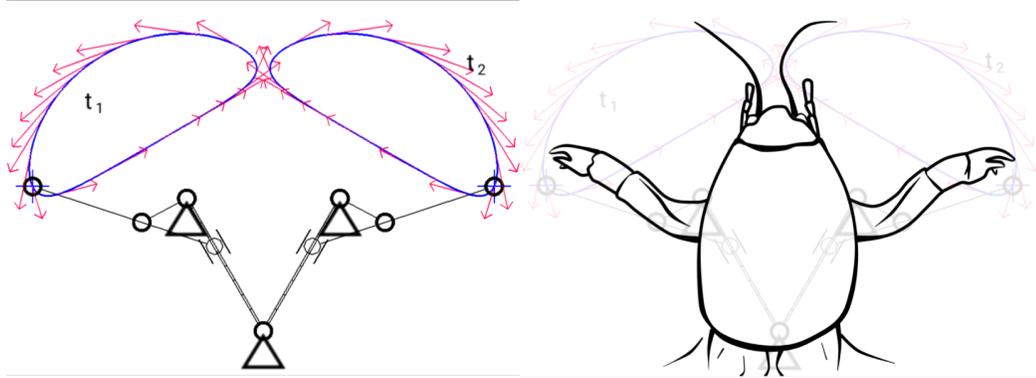


Figura 14: Propuesta de diseño.

8.1. Análisis de posición

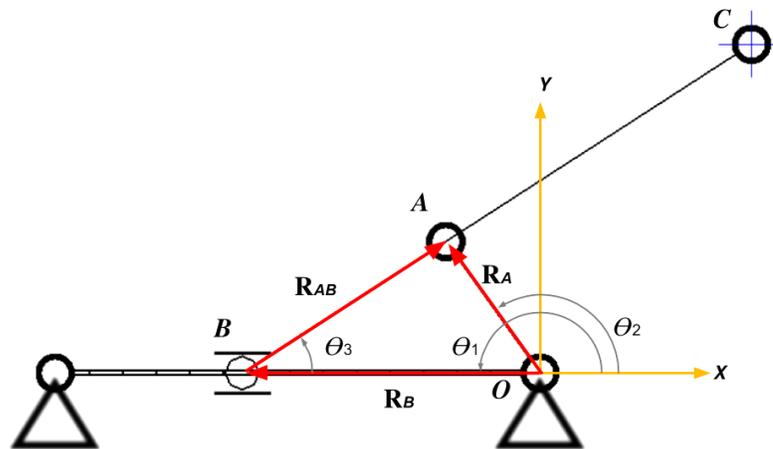


Figura 15: Lazo vectorial sobre punto A en el mecanismo.

Se desea conocer la posición del punto C , posición en la que actúa el manipulador, en términos de la variable independiente del mecanismo θ_2 que es la posición angular de la manivela. Para obtener una solución analítica en primer lugar se plantea la ecuación de lazo cerrado vectorial sobre el punto A del mecanismo, gráficamente esta se observa en la Figura 15.

Por la ecuación de lazo cerrado vectorial se tiene:

$$\mathbf{R}_A = \mathbf{R}_B + \mathbf{R}_{AB} \quad (9)$$

Donde:

$$\mathbf{R}_A = l_{AO} \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_B = l_{BO} \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_{AB} = l_{AB} \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

La corredera de este mecanismo restringe θ_1 a 180° y se conoce del Cuadro 1 que $l_{AO} = 2$ y $l_{AB} = 3$. Sustituyendo se tiene:

$$\mathbf{R}_A = 2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_B = l_{BO} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_{AB} = 3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

La ecuación (9) se expresa entonces como:

$$2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} = l_{BO} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + 3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

De la componente x se obtiene l_{BO} .

$$\begin{aligned} 2 \cos \theta_2 &= -l_{BO} + 3 \cos \theta_3 \\ l_{BO} &= -2 \cos \theta_2 + 3 \cos \theta_3 \end{aligned} \quad (10)$$

De la componente y se obtiene θ_3 .

$$\begin{aligned} 2 \sin \theta_2 &= 3 \sin \theta_3 \\ \theta_3 &= \arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

Cabe destacar que podrían haber dos soluciones para este ángulo, sin embargo se utiliza este ya que para la configuración del mecanismo siempre se cumple que $-90^\circ < \theta_3 < 90^\circ$

Se plantea una nueva ecuación de lazo cerrado sobre C , como se muestra en la Figura 16.

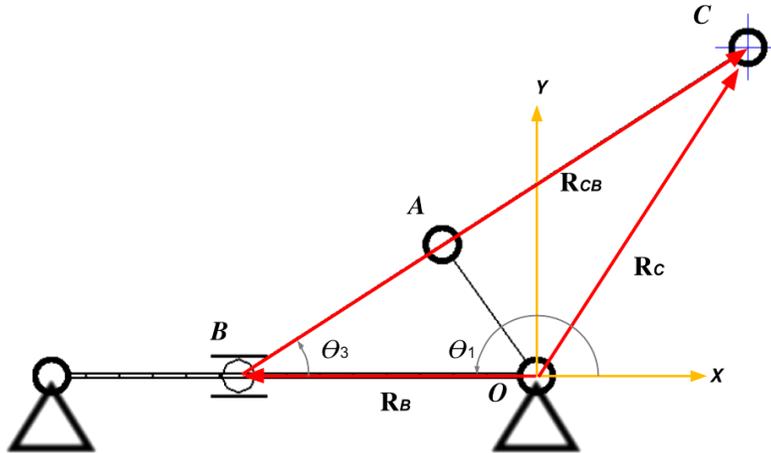


Figura 16: Lazo vectorial sobre punto C en el mecanismo.

De manera que:

$$\mathbf{R}_C = \mathbf{R}_B + \mathbf{R}_{CB} \quad (12)$$

De los cuales \mathbf{R}_B ya se conoce y \mathbf{R}_{CB} puede expresarse como:

$$\mathbf{R}_{CB} = (l_{AB} + l_{CA}) \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

Nuevamente del Cuadro 1 se conoce que $l_{AB} = 3$ y que $l_{CA} = 4.5$, con ello:

$$\mathbf{R}_{CB} = 7.5 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

Entonces la ecuación (12) que nos brinda la posición \mathbf{R}_C se expresa como:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_C &= l_{BO} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + 7.5 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{R}_C &= \begin{bmatrix} 7.5 \cos \theta_3 - l_{BO} \\ 7.5 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Al sustituir l_{BO} de la ecuación (10):

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_C &= \begin{bmatrix} 7.5 \cos \theta_3 - (-2 \cos \theta_2 + 3 \cos \theta_3) \\ 7.5 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{R}_C &= \begin{bmatrix} 4.5 \cos \theta_3 + 2 \cos \theta_2 \\ 7.5 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Al sustituir θ_3 de la ecuación (11) finalmente se obtiene la posición del manipulador del mecanismo \mathbf{R}_C en términos de la posición angular de la manivela θ_2 .

$$\mathbf{R}_C = \begin{bmatrix} 4.5 \cos \left(\arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3} \right) \right) + 2 \cos \theta_2 \\ 7.5 \sin \left(\arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3} \right) \right) \end{bmatrix} \quad (13)$$

En la Figura 17 se valida la posición \mathbf{R}_C en el plano cartesiano al representar las ecuaciones paramétricas dadas por (13).

8.2. Análisis de velocidad

Se quiere saber la velocidad del manipulador del mecanismo \mathbf{V}_C en términos de la posición angular de la manivela θ_2 y velocidad angular de la manivela ω_2 . Para ello primero se plantea la ecuación vectorial de diferencia de velocidades sobre A :

$$\mathbf{V}_A = \mathbf{V}_B + \mathbf{V}_{AB} \quad (14)$$

Dado que cada vector de velocidad representa el cambio de posición en el tiempo o su derivada $\mathbf{V} = \dot{\mathbf{R}}$. Lo mismo ocurre con la velocidad angular $\omega = \dot{\theta}$. Se conoce:

$$\mathbf{R}_A = 2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_B = l_{BO} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_{AB} = 3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

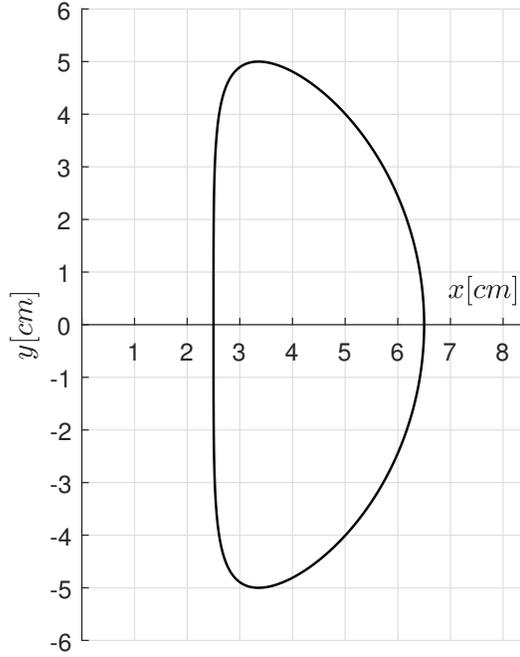


Figura 17: Posición del manipulador \mathbf{R}_C .

Al derivar se obtiene:

$$\mathbf{V}_A = 2\omega_2 \begin{bmatrix} -\sin \theta_2 \\ \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad \mathbf{V}_B = l_{BO} \dot{\theta}_2 \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{V}_{AB} = 3\omega_3 \begin{bmatrix} -\sin \theta_3 \\ \cos \theta_3 \end{bmatrix}$$

La ecuación (14) se expresa entonces como:

$$2\omega_2 \begin{bmatrix} -\sin \theta_2 \\ \cos \theta_2 \end{bmatrix} = l_{BO} \dot{\theta}_2 \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + 3\omega_3 \begin{bmatrix} -\sin \theta_3 \\ \cos \theta_3 \end{bmatrix}$$

De la componente x se obtiene $l_{BO} \dot{\theta}_2$.

$$\begin{aligned} -2\omega_2 \sin \theta_2 &= -l_{BO} \dot{\theta}_2 - 3\omega_3 \sin \theta_3 \\ l_{BO} \dot{\theta}_2 &= 2\omega_2 \sin \theta_2 - 3\omega_3 \sin \theta_3 \end{aligned} \quad (15)$$

De la componente y se obtiene ω_3 .

$$\begin{aligned} 2\omega_2 \cos \theta_2 &= 3\omega_3 \cos \theta_3 \\ \omega_3 &= \frac{2\omega_2 \cos \theta_2}{3 \cos \theta_3} \end{aligned} \quad (16)$$

Ahora se plantea una ecuación vectorial de diferencia de velocidad sobre el punto C .

$$\mathbf{V}_C = \mathbf{V}_B + \mathbf{V}_{CB} \quad (17)$$

Se conoce que:

$$\mathbf{R}_{CB} = 7.5 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix}$$

Derivando se obtiene:

$$\mathbf{V}_{CB} = 7.5\omega_3 \begin{bmatrix} -\sin \theta_3 \\ \cos \theta_3 \end{bmatrix}$$

Al sustituir \mathbf{V}_B y \mathbf{V}_{CB} en la ecuación (17):

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_C &= l_{BO} \dot{\begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix}} + 7.5\omega_3 \begin{bmatrix} -\sin \theta_3 \\ \cos \theta_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{V}_C &= \begin{bmatrix} -l_{BO} \dot{} - 7.5\omega_3 \sin \theta_3 \\ 7.5\omega_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Sustituyendo l_{BO} de la ecuación (15):

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_C &= \begin{bmatrix} -(2\omega_2 \sin \theta_2 - 3\omega_3 \sin \theta_3) - 7.5\omega_3 \sin \theta_3 \\ 7.5\omega_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{V}_C &= \begin{bmatrix} -2\omega_2 \sin \theta_2 - 4.5\omega_3 \sin \theta_3 \\ 7.5\omega_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Sustituyendo ω_3 de la ecuación (16):

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_C &= \begin{bmatrix} -2\omega_2 \sin \theta_2 - 4.5 \left(\frac{2\omega_2 \cos \theta_2}{3 \cos \theta_3} \right) \sin \theta_3 \\ 7.5 \left(\frac{2\omega_2 \cos \theta_2}{3 \cos \theta_3} \right) \cos \theta_3 \end{bmatrix} \\ \mathbf{V}_C &= \omega_2 \begin{bmatrix} -2 \sin \theta_2 - 3 \cos \theta_2 \tan \theta_3 \\ 5 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Se sustituye θ_3 de la ecuación (11) con lo que se obtiene \mathbf{V}_C en términos de la posición angular y velocidad angular de la manivela del mecanismo.

$$\mathbf{V}_C = \omega_2 \begin{bmatrix} -2 \sin \theta_2 - 3 \cos \theta_2 \tan \left(\arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3} \right) \right) \\ 5 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

La magnitud de la velocidad es entonces:

$$v_C = \omega_2^2 \sqrt{\left(2 \sin \theta_2 + 3 \cos \theta_2 \tan \left(\arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3} \right) \right) \right)^2 + (5 \cos \theta_2)^2} \quad (19)$$

9.1. Predicción de fuerza requerida en el efector final.

Se realiza una predicción de la fuerza que debe efectuar el mecanismo sobre el suelo para retirar material. La predicción de fuerza se realiza a partir de la ecuación universal de movimiento de tierras [8].

$$P = (\gamma g d^2 N_\gamma + cdN_c + qdN_q)w$$

donde P = fuerza cortante en el suelo (N), γ = peso específico del suelo (kg/m^3), g = aceleración gravitatoria (m/s^2), d = profundidad de trabajo (m), c = cohesión del suelo (Pa), w = ancho de la herramienta (m) y N_γ , N_c y N_q son factores adimensionales.

Se utilizó el caso de pala lisa en un suelo cohesivo con ángulo de inclinación, en esta se asume que la parte cohesiva de la fuerza del suelo es mucho mayor que la fuerza de fricción del suelo causada por el peso del suelo. Es válida para suelos de cohesión alta o moderada a baja profundidad [9]. Además se asume que no hay una presión de sobrecarga actuando sobre el suelo. Entonces la ecuación universal de movimiento de tierras se reduce a:

$$P = (cdN_c)w$$

donde N_c se calcula como:

$$N_c = \frac{\cot \phi}{\sin \alpha} \left[\left(\frac{1 + \sin \phi}{1 - \sin \phi} \right) e^{(2\alpha - \pi) \tan \phi} - 1 \right]$$

la fuerza vertical V y la fuerza de tiro F se obtienen como

$$\begin{aligned} F &= P \sin \alpha \\ V &= P \cos \alpha \end{aligned}$$

Para una primera aproximación se selecciona una pala actuando a una profundidad de trabajo de 2cm con un ancho de 2cm y un ángulo de inclinación de la herramienta de 60° . Los parámetros del suelo se seleccionaron a partir de valores típicos de ángulo de fricción y valores típicos de cohesión para suelos saturados [18]. Con ello se calcula el factor N_c . En el Cuadro 2 se muestra el listado de parámetros y en el Cuadro 3 se muestran las fuerzas resultantes. La fuerza de tiro (F), es entonces, la fuerza en dirección del movimiento necesaria para producir una falla en el subsuelo.

Cuadro 2: Parámetros utilizados para la ecuación universal de movimiento de tierras.

Parámetro	Descripción y unidad	valor
d	profundidad de trabajo (m)	0.02
w	ancho de la herramienta (m)	0.02
α	Ángulo inclinación de la herramienta ($^\circ$)	60
ϕ	Ángulo de fricción interna del suelo ($^\circ$)	30
c	Cohesión del suelo (Pa)	20000
N_c	Factor (adimensional)	1.28

Cuadro 3: Fuerza requerida por la herramienta.

Parámetro	Descripción	valor (N)	valor (kg)
P	Fuerza total	10.22	1.04
F	Fuerza de tiro	8.85	0.90
V	Fuerza vertical	5.11	0.52

9.2. Relación torque-fuerza del mecanismo en el caso estático

Conociendo la cinemática del mecanismo es posible encontrar una relación entre el torque de entrada sobre la manivela y la fuerza de salida que este efectuara en el efector final ubicado en el punto C . Empleando la ecuación de trabajo virtual (1) sobre el mecanismo se obtiene:

$$\tau_2\omega_2 - Fv_C = \sum_{i=2}^n m_i \mathbf{a}_i \cdot \mathbf{v}_i + \sum_{i=2}^n J_i \alpha_i \cdot \omega_i \quad (20)$$

Para una primera aproximación se realiza la relación torque-fuerza para el caso estático, es decir que no experimenta aceleraciones. Se aproxima la ecuación de trabajo virtual en el mecanismo (20) como:

$$\tau_2\omega_2 \approx Fv_C$$

Se define la función G que relaciona el par torsor de entrada con la fuerza de salida:

$$\begin{aligned} \frac{F}{\tau_2} &= \frac{\omega_2}{v_C} \\ G &= \frac{F}{\tau_2} \end{aligned} \quad (21)$$

Sustituyendo v_C de la ecuación (19):

$$G = \frac{1}{\sqrt[2]{\left(2 \sin \theta_2 + 3 \cos \theta_2 \tan \left(\arcsin \left(\frac{2 \sin \theta_2}{3}\right)\right)\right)^2 + (5 \cos \theta_2)^2}} \quad (22)$$

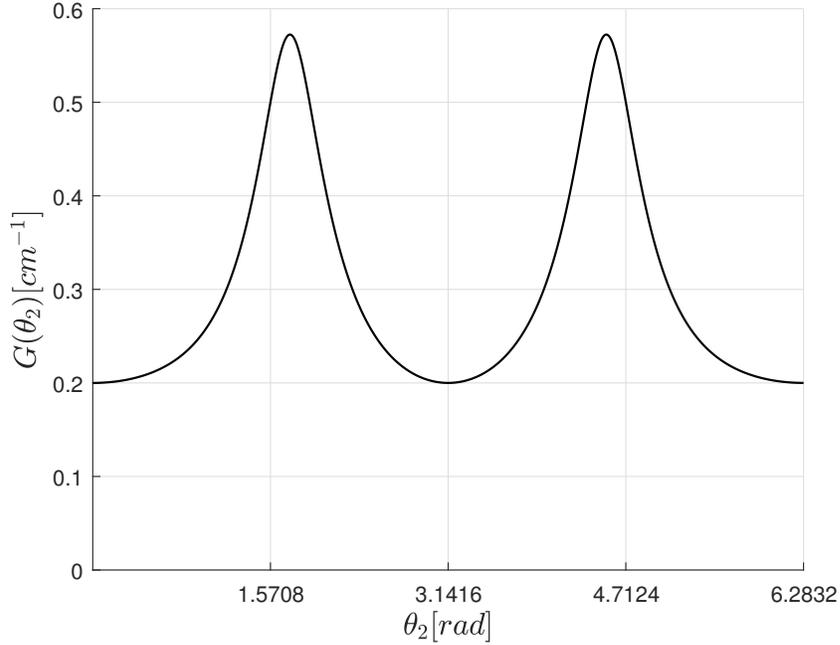


Figura 18: Función de fuerza sobre torque.

Es posible ahora calcular el torque equivalente en el mecanismo para efectuar esta fuerza. Visto de otra, forma el torque de perturbación que percibe el sistema mecánico al cortar el suelo. Para ello se despeja de la función (21) con la fuerza de tiro en el Cuadro 3.

$$\tau_2 = \frac{F}{G(\theta_2)} \quad (23)$$

Se evalúa para el caso que maximiza torque, este ocurre cuando el mecanismo se encuentra en la posición dada por $\theta_2 = 0$. Obsérvese que la fuerza que debe tomarse es la fuerza de tiro ya que es la porción de fuerza que hace trabajo.

$$\tau_2 = \frac{F}{G(0)} = \frac{0.90kg}{0.20cm^{-1}} = 4.50kgcm$$

9.3. Simulación caso dinámico

Se desea obtener una aproximación de par torsor y potencia que requiere un motor para que el mecanismo logre retirar material con una velocidad aceptable, que en este caso se propone $\omega_2 > 4rad/s$. Para ello primero se diseña el prototipo 1 en inventor, basado en

la propuesta de diseño mostrado en la Figura 14, y se exporta en un archivo modelo en Simulink, tal como se expuso en la sección 6.7.1. En la Figura 19 se muestra el diagrama de bloques generado en Simulink, y en la Figura 20 se muestra el prototipo 1 simulado.

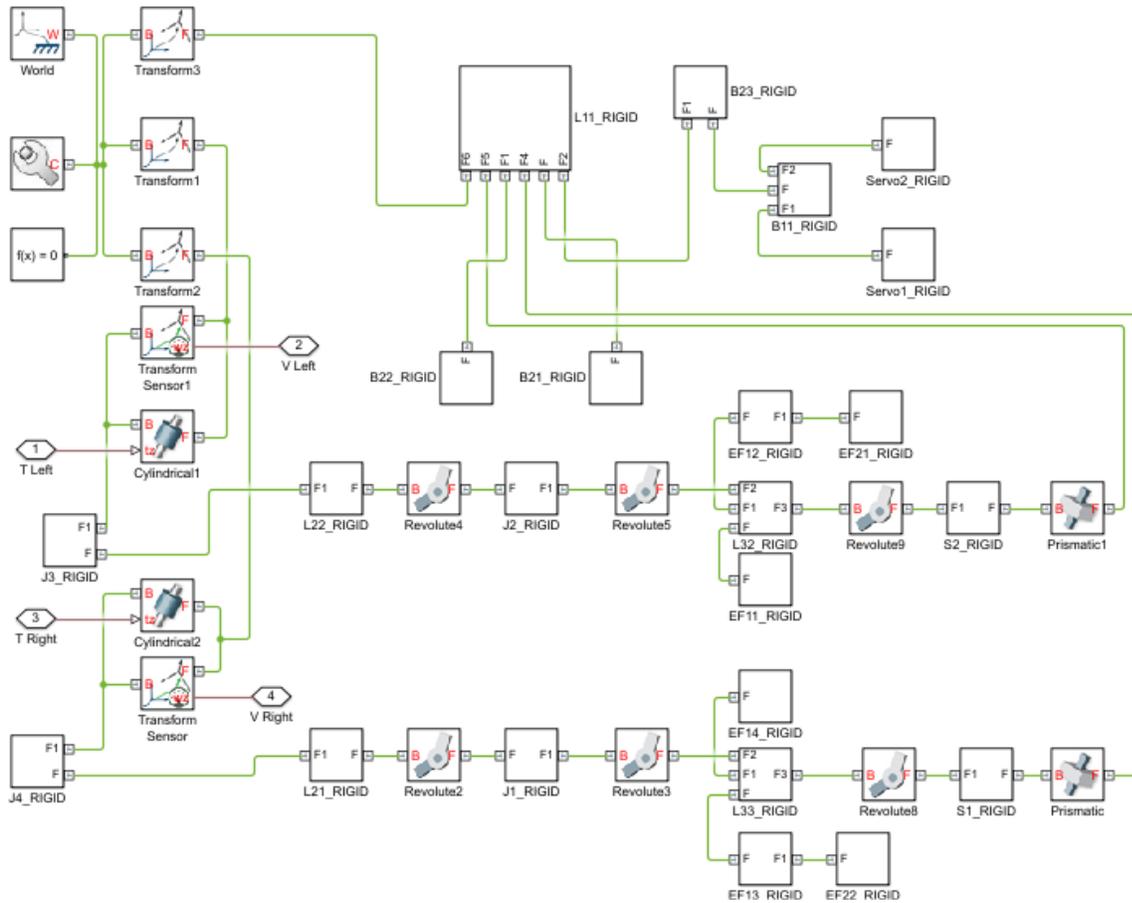


Figura 19: Diagrama de bloques del sistema mecánico en Simulink.

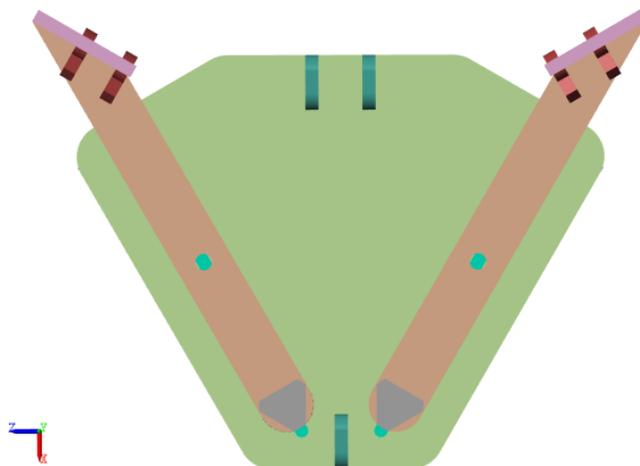


Figura 20: Diseño de prototipo 1 en Simulink.

Del sistema se puede decir que la inercia de los componentes se computa en función de las dimensiones de los eslabones y una densidad definida ($d = 1g/cm^3$). Además se asume el coeficiente de amortiguamiento viscoso ($D = 0.1Nms/rad$). Se añaden sensores de transformación para obtener medición de velocidad angular. Sobre las juntas donde conecta el motor se añaden entradas de actuación por torque. En la Figura 21 se muestra el sistema mecánico luego de ser agrupando en un subsistema, de donde salen señales de velocidad angular que al integrarse permiten obtener la posición angular.

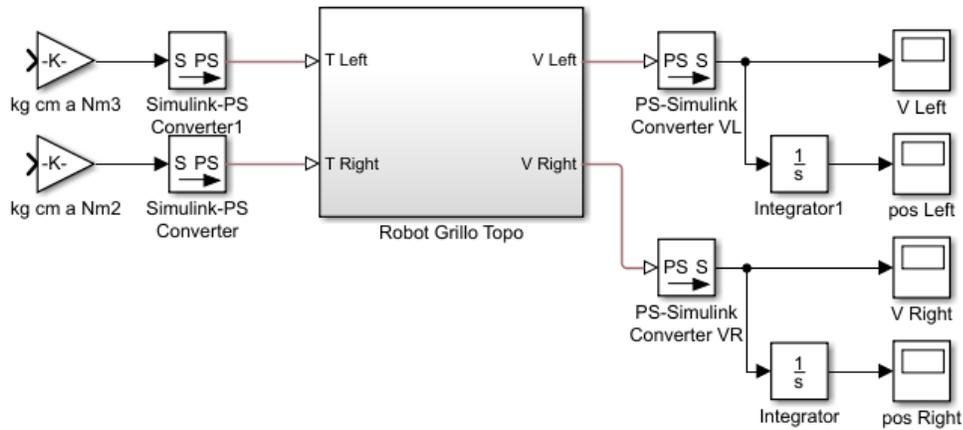


Figura 21: Diagrama de bloques del sistema mecánico agrupado.

Se considera para una primera aproximación el torque equivalente para realizar un corte en el suelo, determinado en la sección 9.2, considerándose un torque de perturbación constante que se debe vencer para mover el mecanismo ($\tau_d = 4.50kgcm$). En simulación se determino que aplicando un torque de motor $\tau_m = 8.87kgcm$ ($0.87Nm$), se consigue una velocidad angular de $4.28rad/s$. En la Figura 22 se muestra el diagrama de bloques y en la Figura 23 se muestra los resultados de velocidad en la simulación.

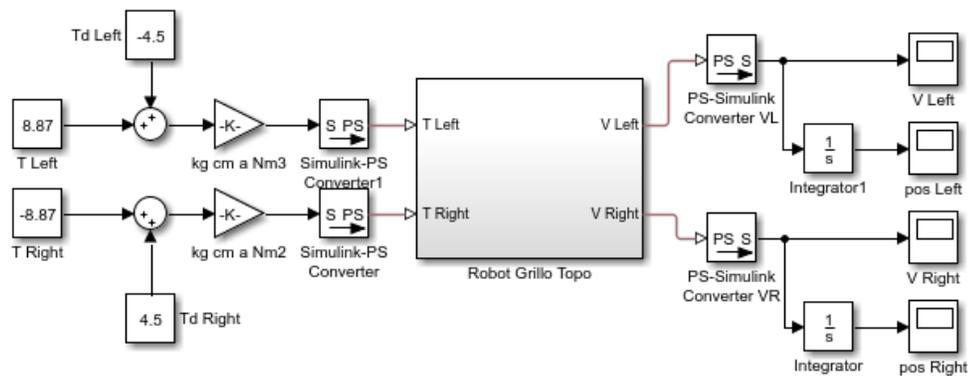


Figura 22: Diagrama de bloques del sistema mecánico con torque de perturbación constante.

Con estos datos es posible obtener la potencia que estará entregando el motor (W_m):

$$W_m = \tau_m \omega$$

$$W_m = (0.87Nm) * (4.28rad/s) = 3.72W$$

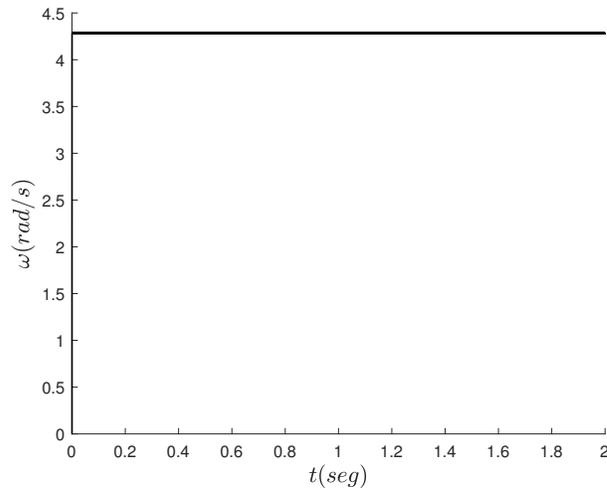


Figura 23: Velocidad con torque de perturbación constante.

Entonces para este robot se requieren motores que en su respectiva curva de torque-velocidad, a una velocidad angular $\omega = 4.28 \text{ rad/s}$, puedan brindar un torque $\tau_m > 8.87 \text{ kgcm}$ donde estarán entregando una potencia mecánica $W_m > 3.72 \text{ W}$.

Sin embargo, considerar que el torque de las perturbaciones será constante es poco realista. Ahora se considera una fuerza constante en la salida del mecanismo que causa un torque de perturbación, se puede saber τ_d por medio de la ecuación (23) que depende del valor de la fuerza y la posición angular. Se implementa la función en un bloque de función de MATLAB, con $F = 0.90 \text{ kg}$ que es la fuerza de tiro como fuerza constante determinada anteriormente y la posición angular se toma del sistema. En la Figura 24 se muestra el diagrama de bloques. La Figura 25 muestra los resultados de velocidad en la simulación donde se observan no linealidades que un sistema de control deberá corregir.

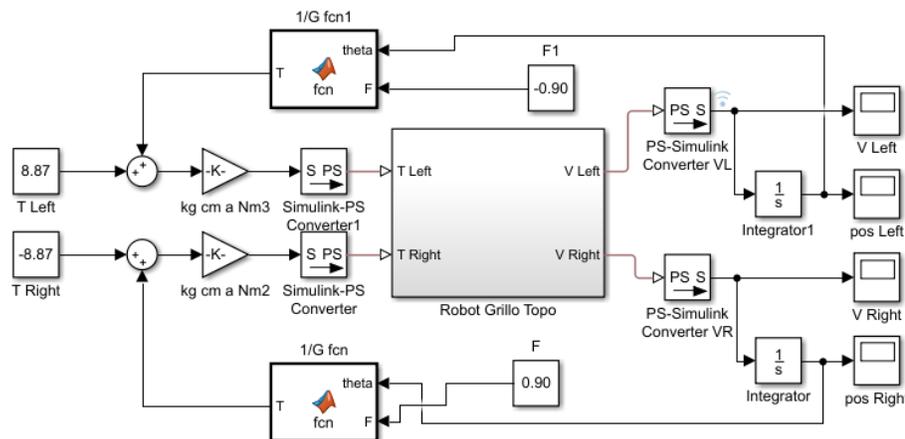


Figura 24: Diagrama de bloques del sistema mecánico con torque de perturbación por fuerza constante.

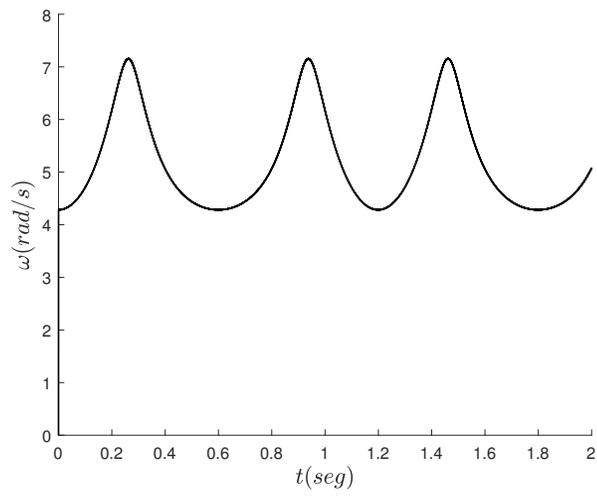


Figura 25: Velocidad con torque de perturbación por fuerza constante.

Sistema mecánico

El sistema mecánico se desarrolla por el método de diseño iterativo. Los prototipos elaborados son evaluados cualitativamente de 0-10 en cada uno de los siguientes criterios:

- **Sensores:** Los sensores brindan capacidades de control al sistema mecánico. También pueden llegar a proporcionar capacidades de detección.
- **Actuadores:** En qué medida los actuadores que accionan el mecanismo son adecuados para la aplicación, en este caso los actuadores se limitan a motores.
- **Ensamblaje:** La facilidad de ensamblaje es muy importante en robots USAR ya que facilita el mantenimiento en el campo. Se prefieren piezas que ensamblen a presión o roscadas, sobre tornillos o algún tipo de ensamblaje que requiera herramientas especializadas. El uso de pegamento no brinda facilidad de ensamblaje.
- **Materiales:** En qué medida los materiales son adecuados para la aplicación y fabricación.
- **Eficiencia energética:** En qué medida se evitan o reducen las pérdidas energéticas, en este caso limitado a las pérdidas por fricción.

A continuación se proporciona una descripción y evaluación de los cuatro prototipos realizados.

10.1. Prototipo 1

El prototipo en la Figura 26 se construye en acrílico a partir de la propuesta de diseño mostrado en la Figura 14. El prototipo muestra que si se puede replicar el movimiento deseado. Este prototipo esta construido con servomotores modificados de muy bajo torque, no tiene ningún sensor por lo que únicamente se puede aplicar control de lazo abierto sobre ellos. Como material se ha empleado acrílico. Al ser fabricado con corte láser se limita el diseño a una combinación de piezas planas, muchas de las cuales se deben adherir con pegamentos. Se utilizó tornillos como juntas revolutas eslabones. En el Cuadro 4 el prototipo 1 se evalúa obteniendo 14 puntos.

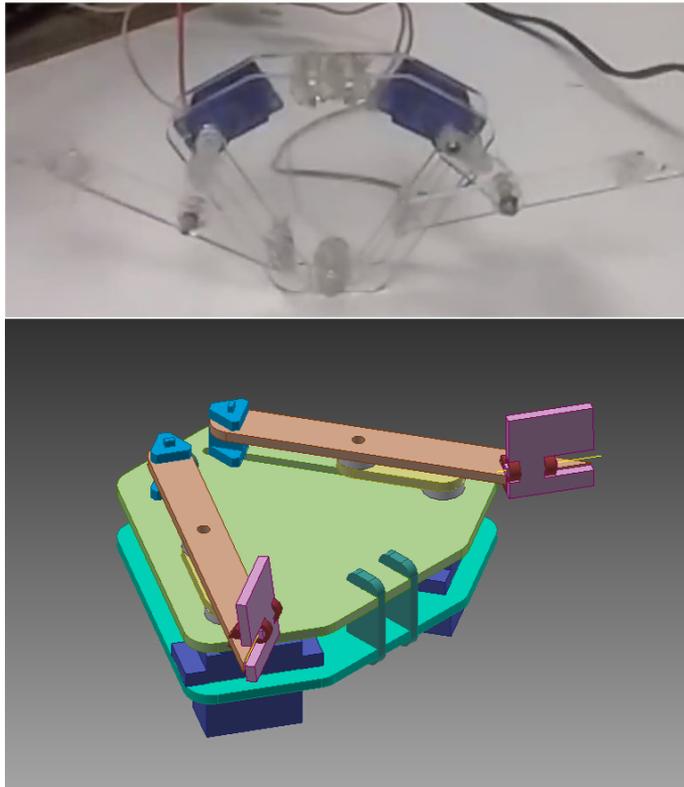


Figura 26: Prototipo 1.

Cuadro 4: Evaluación de prototipo 1.

Criterio	Puntuación
Sensores	0
Actuadores	3
Ensamblaje	3
Materiales	4
Eficiencia energética	4

10.2. Prototipo 2

El prototipo en la Figura 27 se construye con impresión 3D con PLA como material de fabricación. La impresión 3D permite la fabricación de piezas más complejas, tal como la corredera que en el prototipo 1 estaba compuesta de 4 piezas planas se fabrica ahora en una única pieza. Los actuadores son ahora micro-motores DC con una caja reductora de 210:1 que proporcionan un torque de hasta $2.5kgcm$. Gracias a que se añaden codificadores incrementales se puede aplicar control de velocidad sobre cada pata. Las pérdidas energéticas han empeorado en este prototipo, muestra problemas de fricción en una de las correderas que se mueve en dirección opuesta a la alineación del patrón de impresión. En el Cuadro 5 el prototipo 2 se evalúa obteniendo 26 puntos.

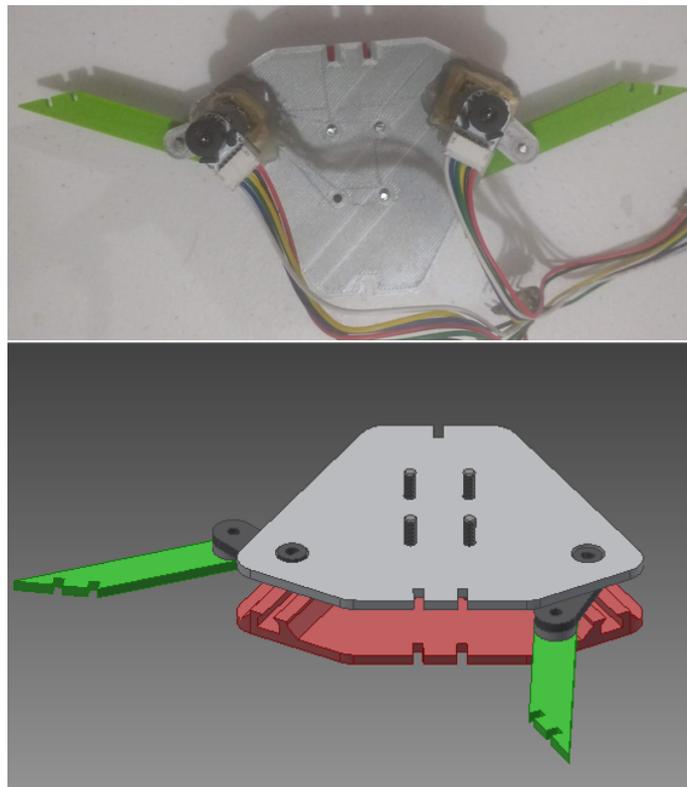


Figura 27: Prototipo 2.

Cuadro 5: Evaluación de prototipo 2.

Criterio	Puntuación
Sensores	6
Actuadores	6
Ensamblaje	5
Materiales	6
Eficiencia energética	3

10.3. Prototipo 3

El prototipo 3 en la Figura 28 nuevamente construido con impresión 3D y PLA se enfoca en reducir los problemas por fricción al agregar un par de rieles delgados que disminuyen la superficie de contacto con la corredera. Además mejora y facilita la sujeción de los motores. En el Cuadro 6 el prototipo 3 se evalúa obteniendo 32 puntos.

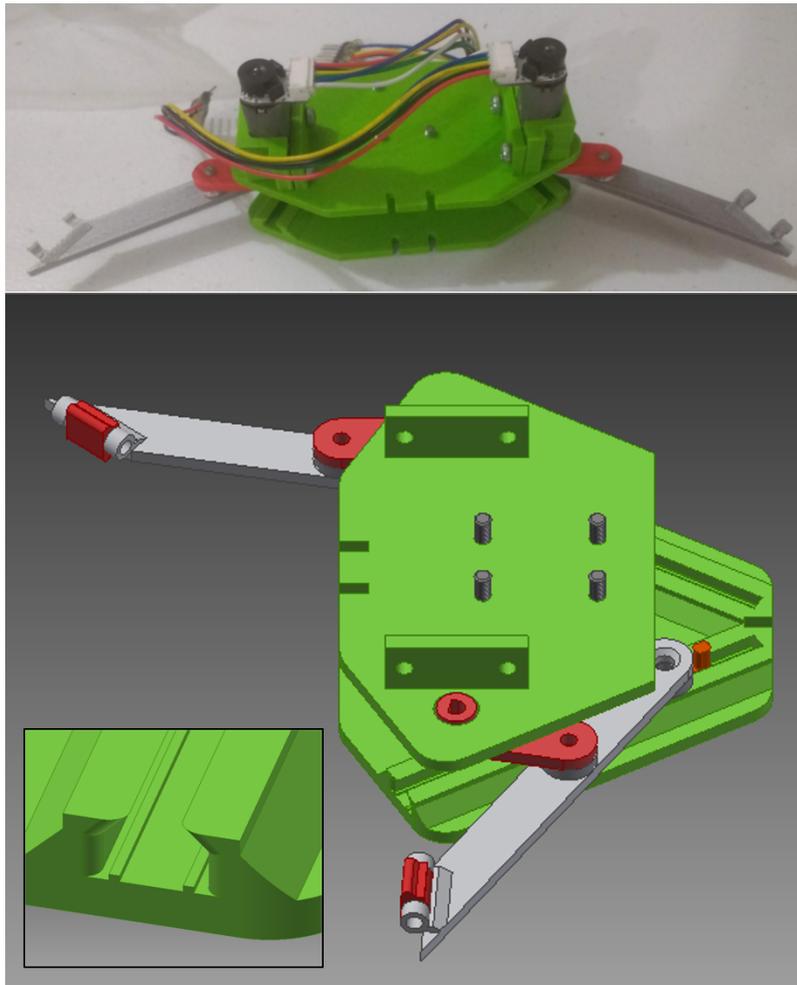


Figura 28: Prototipo 3.

Cuadro 6: Evaluación de prototipo 3.

Criterio	Puntuación
Sensores	6
Actuadores	6
Ensamblaje	7
Materiales	6
Eficiencia energética	7

10.4. Prototipo 4

Este prototipo reduce aún más la fricción al incorporar cojinetes en la corredera que permiten que la corredera en lugar de pasar deslizándose ahora pase girando. Se cambian los tornillos por cojinetes para las juntas revolutas, estos se ensamblan a presión. Además se añaden sensores al incorporar interruptores de barrera que se activan cuando cada mecanismo de la pata se encuentra en posición retraída, esto permite establecer una posición absoluta. Con ello se pueden relacionar los dos mecanismos y añadir control de desfase. En el Cuadro 7 el prototipo 4 se evalúa obteniendo 39 puntos.

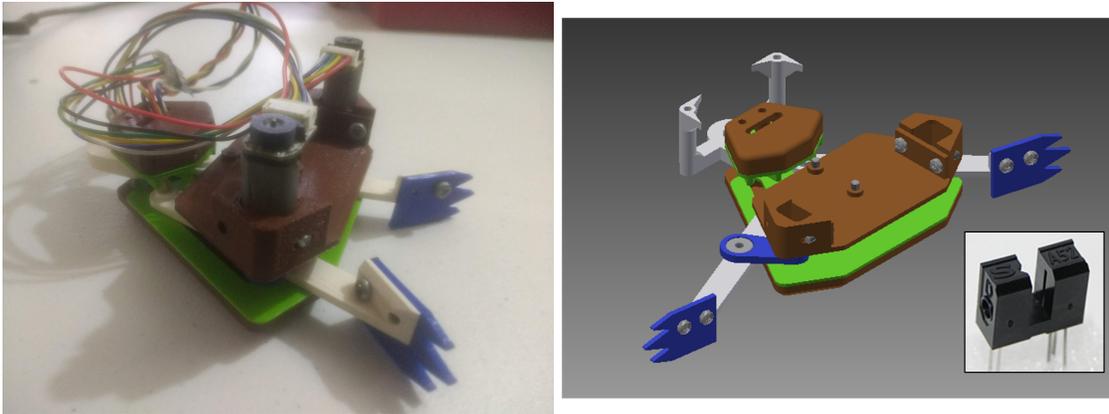


Figura 29: Prototipo 4.

Cuadro 7: Evaluación de prototipo 4.

Criterio	Puntuación
Sensores	9
Actuadores	6
Ensamblaje	9
Materiales	6
Eficiencia energética	9

11.1. Modelo de la planta

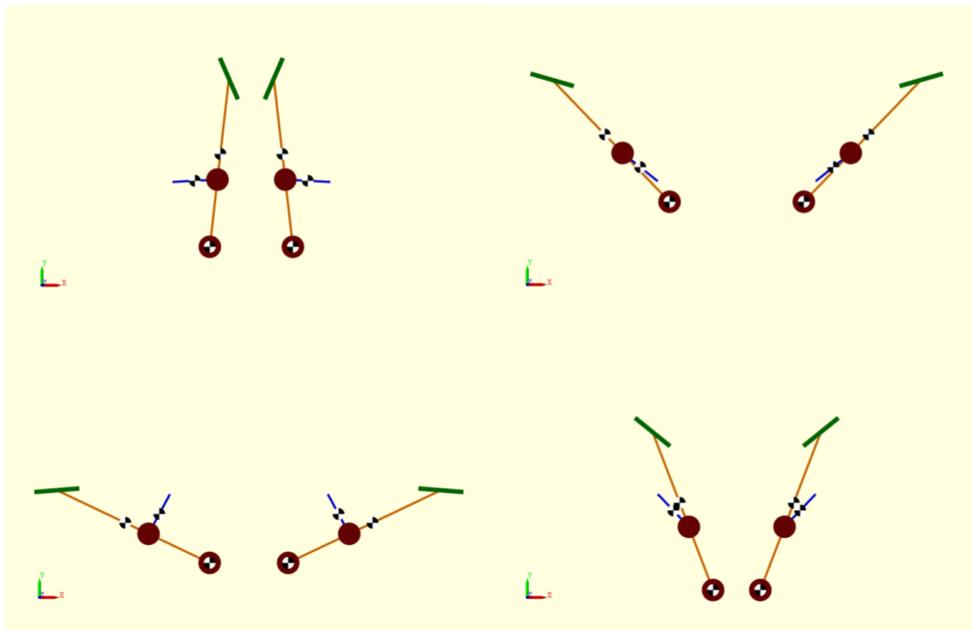


Figura 30: Sistema mecánico simulado.

Se desea modelar el sistema mecánico, para ello en primero se realiza el modelo mecánico en el entorno de simulación Simulink. Este modelo mecánico se realiza directamente en Simulink y no a partir del diseño de un prototipo en Inventor, esto ya que puede ser utilizado como un modelo general sobre el cual se tiene mayor control para modificar parámetros como

masa. Para ello en primer lugar se colocan las juntas necesarias, luego estas se relacionan por traslaciones y rotaciones utilizando bloques de transformación rígida de acuerdo a las dimensiones del mecanismo. Para colocar los cuerpos rígidos del mecanismo se realizan transformaciones rígidas al centro de masa, luego se colocan bloques de masa en los cuales se especifica su geometría color y masa. En la Figura 30 se muestra el modelo mecánico generado simulado y en la Figura 31 se muestra el diagrama de bloques.

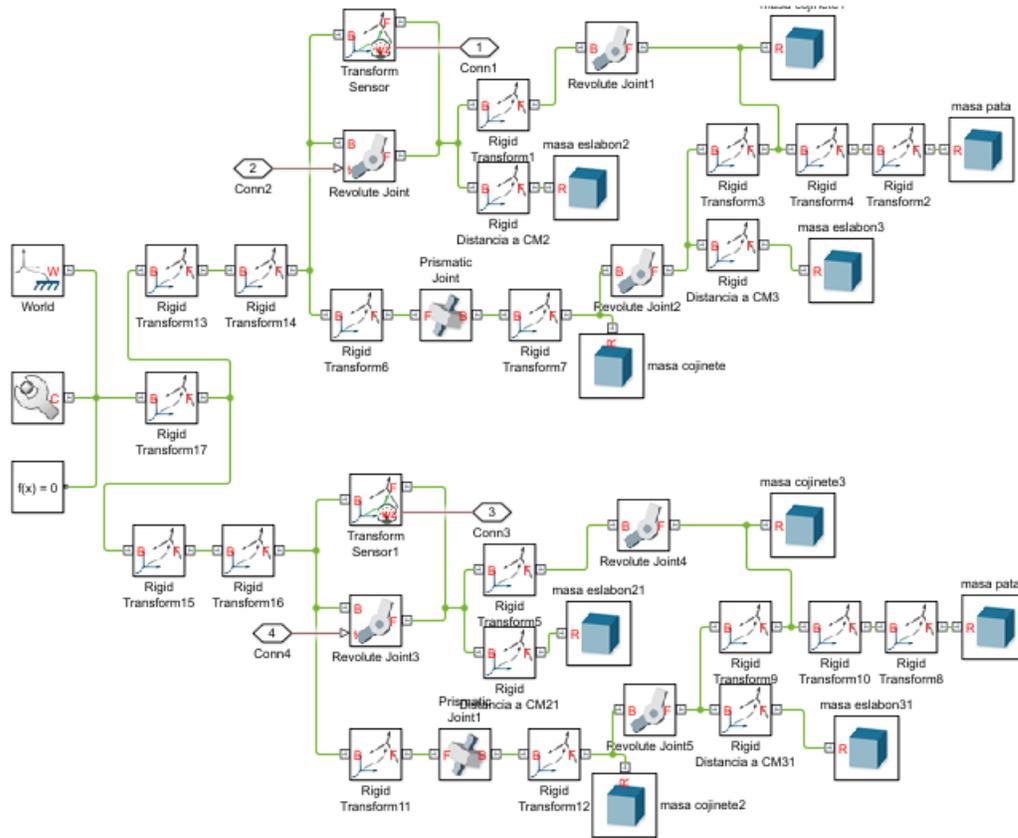


Figura 31: Diagrama de bloques de sistema mecánico.

Se busca modelar el mecanismo como una inercia equivalente del sistema. La medición se realiza de manera análoga a las técnicas de medición de inercia experimentales. Estas consisten en aplicar un torque continuo a una masa, luego determinar la aceleración y obtener la inercia con la segunda ley de Newton. Cada cuerpo rígido tiene inercia y dependiendo de la configuración que tenga el mecanismo, la inercia trasladada al eje del actuador es distinta, sin embargo modelar una inercia equivalente permite obtener una aproximación de sistema LTI. El Cuadro 8 muestra para cada componente, que es un cuerpo rígido en movimiento, la geometría y la masa empleada en la simulación. Las masas se obtuvieron con la medición de las piezas del prototipo 4 en una balanza de 0.01g de precisión.

Sin fricción el sistema mecánico debe cumplir con el análogo a la segunda ley de Newton para movimiento rotacional.

$$\begin{aligned} \tau &= J_{eq} \alpha_2 \\ J_{eq} &= \frac{\alpha_2}{\tau} \end{aligned} \quad (24)$$

Cuadro 8: Geometría y masa de cuerpos rígidos del mecanismo.

Componente	Geometría	Masa (g)
Cojinete	cilindro	1.53
Eslabón L3	barra	2.42
Eslabón L2	barra	0.78
Palma	barra	0.80

donde τ es el torque de entrada al sistema (N), J_{eq} es la inercia equivalente del sistema (kgm^2) y α_2 es la aceleración angular de la manivela.

Se simula el sistema por cinco segundos con un torque de entrada constante $\tau = 1.0194 * 10^{-05} Nm$ ($0.01kgcm$) de donde se obtiene la velocidad angular de la manivela ω_2 . Se obtiene la aceleración angular como la pendiente de la regresión lineal de la velocidad angular en la manivela, para este caso $\alpha_2 = 2.69rad/s^2$. De la ecuación (24) se obtiene que $J_{eq} = 3.79 * 10^{-6}kgm^2$ ($37.88gcm^2$).

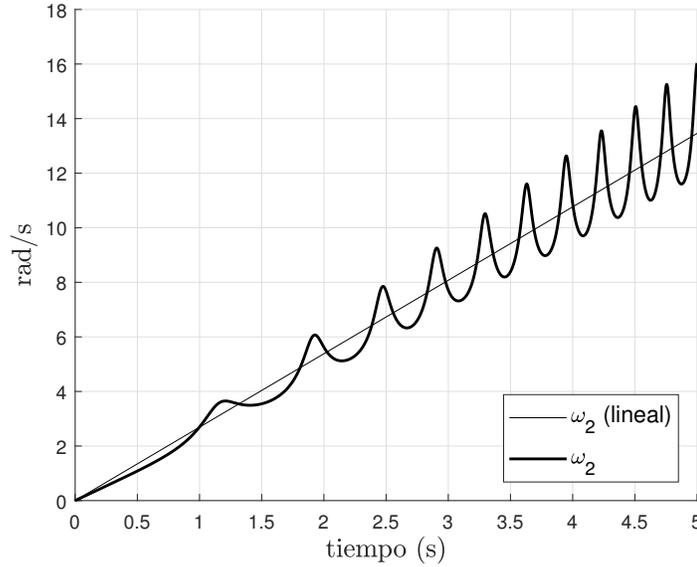


Figura 32: Velocidad angular de la manivela (ω_2) en prueba simulada.

Ahora se considera para el modelo la dinámica de un motor DC. En dominio s la dinámica de un motor se rige por las siguientes ecuaciones:

$$T_m = K_t I \quad (25)$$

$$V_b = K_b \Omega \quad (26)$$

$$T_m = (sJ_m + D_m)\Omega \quad (27)$$

$$V_a = V_b + sLI + RI \quad (28)$$

En la ecuación (25) el torque T_m es proporcional a la corriente I por la constante mecánica K_t . En la ecuación (26) la fuerza contraelectromotriz V_b (back emf como termino técnico en ingles) es proporcional a la velocidad angular Ω por la constante eléctrica K_b . En la ecuación de sumatoria de torques (27) J_m es la inercia reflejada a la armadura y D_m es el coeficiente de amortiguamiento viscoso reflejado a la armadura. En la ecuación de sumatoria de voltaje en el circuito equivalente del motor (28), R es la resistencia de la armadura y L es la inductancia de la armadura.

Si se asume que la inductancia es pequeña respecto a la resistencia de la armadura, que es algo común en los motores DC, se puede eliminar la dinámica del inductor con lo que (28) se simplifica a:

$$V_a = V_b + RI \quad (29)$$

Al resolver el sistema de ecuaciones para encontrar la función de transferencia $\Omega(s)/V_a(s)$ se obtiene:

$$\frac{\Omega(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t/(RJ_m)}{s + \frac{1}{J_m} \left(D_m + \frac{K_t K_b}{R} \right)} \quad (30)$$

dado que $\Omega(s) = s\Theta(s)$ la función de transferencia $\Theta(s)/V_a(s)$ es entonces:

$$\frac{\Theta(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t/(RJ_m)}{s \left(s + \frac{1}{J_m} \left(D_m + \frac{K_t K_b}{R} \right) \right)} \quad (31)$$

En el Cuadro 9 se muestran los parámetros con los que se ha modelado la planta, J_m depende de la inercia de carga y la inercia de la armadura del motor como $J_m = J_a + J_{eq}$ pero se ha asumido $J_m \approx J_{eq}$, se asume también D_m , para los parámetros del motor se ha tomado K_t de la hoja de datos del motor, $K_b = K_t$ y se ha medido R .

Cuadro 9: Parámetros de la planta.

Parámetro	Valor
J_m (kgm^2)	$3.79 * 10^{-6}$
D_m (Nms/rad)	0.01
K_t (Nm/A)	0.18
K_b (Vs/rad)	0.18
R (Ω)	11.6

Para este modelo particular:

$$\frac{\Omega(s)}{V_a(s)} = \frac{4094}{s + 3375} \quad (32)$$

$$\frac{\Theta(s)}{V_a(s)} = \frac{4094}{s(s + 3375)} \quad (33)$$

11.2. Control de velocidad

Se propone un control de velocidad para el robot, es decir que los motores de ambos mecanismos giren a la misma velocidad para replicar un movimiento continuo en las patas. Como se observa de (30) la función de transferencia $\Omega(s)/V_a(s)$ tiene forma

$$\frac{\Omega(s)}{V_a(s)} = \frac{a}{s + p_0}$$

su único polo se encuentra en el lado izquierdo del plano s , esto significa que es un sistema estable. Sin embargo puede ser mejor, cerrar el lazo de control tiene consigo ventajas importantes. Estas ventajas incluyen el rechazo de perturbaciones, la mejora de rendimiento y menor sensibilidad a cambios en la planta. Un controlador PID (proporcional, integral, derivativo) es capaz de brindar un control robusto que mejore la respuesta transitoria y de estado estacionario al sistema.

Se procede a discretizar el controlador PID, $C(s)$, que envía una señal de control $U(s)$ a partir de un error de velocidad $E(s)$. En dominio s el controlador PID esta dado por:

$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_P + \frac{k_I}{s} + k_D s$$

El controlador se transforma al dominio z por la aproximación discreta de Backward Euler donde $s = (1 - z^{-1})/T$, esta aproximación asegura estabilidad en tiempo discreto si el sistema es estable en tiempo continuo.

$$\frac{U(z)}{E(z)} = k_P + \frac{k_I T}{1 - z^{-1}} + \frac{k_D}{T}(1 - z^{-1})$$

Ordenando:

$$U(z)(1 - z^{-1}) = E(z)(k_P(1 - z^{-1}) + k_I T + \frac{k_D}{T}(1 - 2z^{-1} + z^{-2}))$$

Luego se reescribe el termino como una ecuación de diferencias, ecuación que puede ser programado en un controlador digital.

$$u_k = u_{k-1} + k_P(e_k - e_{k-1}) + k_I T e_k + \frac{k_D}{T}(e_k - 2e_{k-1} + e_{k-2})$$

La señal de salida del controlador depende de los valores del valor anterior en la salida u_{k-1} , las constantes del PID k_P , k_I y k_D , depende también de los valor de error actual e_k , y valores de error anteriores e_{k-1} y e_{k-2} . Se implementa el control digital con los componentes mencionados en el Cuadro 10, la descripciones de las señales involucradas se encuentran en el Cuadro 11 y en la Figura 33 se muestra la lógica del controlador para uno de los brazos.

Cuadro 10: Componentes utilizados en implementación de control de velocidad.

Componente	Función
Microcontrolador dsPIC33EP128MC502	Controlador digital
Driver dual DRV8833	Etapas de potencia
Micro motor 6V 210:1	Planta
Codificador incremental de micro motor	Sensor

Cuadro 11: Descripción de señales en el sistema de control.

Señal	Descripción
$R(s)$	Referencia de velocidad
$Y(s)$	Señal de pulsos de codificador incremental
$E(s)$	Error de velocidad
$U(s)$	Señal de control (PWM)
$V_a(s)$	Voltaje de armadura de motor
$\Omega(s)$	Velocidad de salida

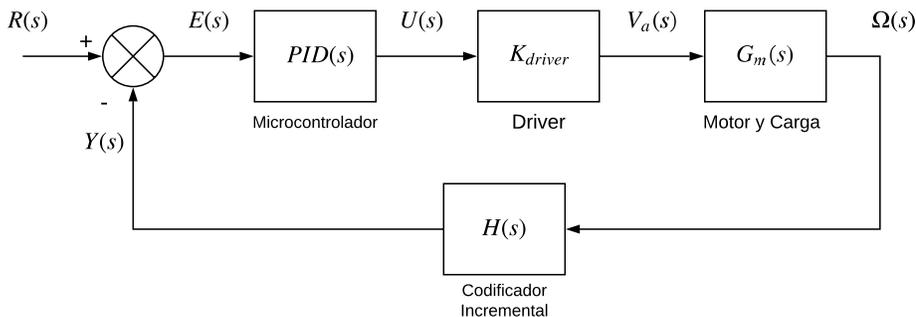


Figura 33: Conexiones de los componentes en un mecanismo.

Los dos brazos se controlan con una misma referencia, por lo tanto el sistema de control resulta como se muestra en la Figura 34. El problema que muestra este tipo de control es que los mecanismos bio-inspirados muestran un desfase entre ellos. El desfase depende de la posición inicial y las perturbaciones al mecanismo.

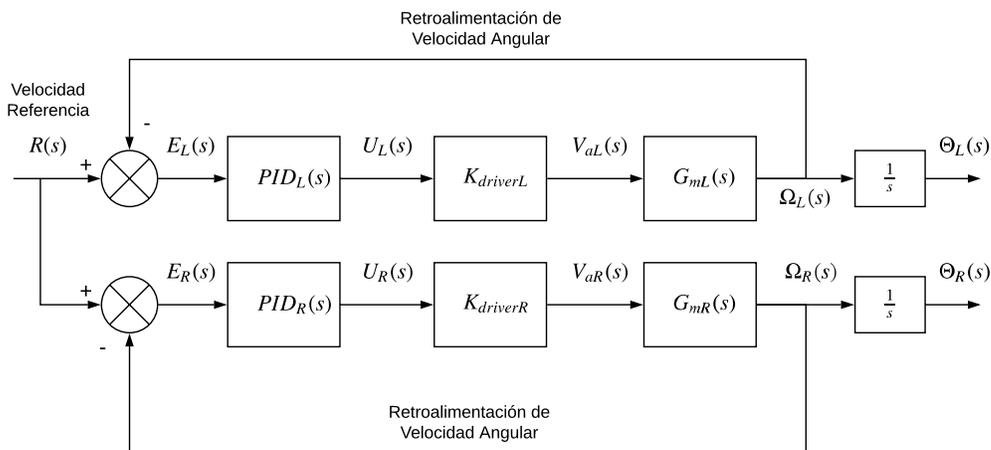


Figura 34: Diagrama de bloques de sistema de control de velocidad.

11.3. Control de velocidad y desfase

El desfase en el mecanismo es como se encuentra la posición de una de las patas respecto a la otra, para lograr esto se propone aumentar la velocidad de la pata que se encuentra atrasada y disminuir la velocidad de la pata adelantada. Para motivos prácticos se define el error de desfase Φ como la diferencia de posición del brazo izquierdo con el derecho $\Phi = \Theta_L - \Theta_R$. Por lo tanto para poder medir el desfase es necesario obtener posiciones absolutas de posición angular, gracias a que los interruptores de barrera envían una señal cuando los mecanismos de las patas se encuentran retraídos esta medición de posición absoluta se puede obtener.

Con el objetivo de eliminar error estacionario en el desfase de las patas y poder colocar un desfase referencia se propone un controlador integral $C_\Phi(s)$. El controlador envía una señal $U_\Phi(s)$ que depende del error de desfase $E_\Phi(s)$. En dominio s un controlador integral esta dado por

$$C_\Phi(s) = \frac{U_\Phi(s)}{E_\Phi(s)} = \frac{k_{I\Phi}}{s}$$

Nuevamente el controlador se transforma al dominio z por la aproximación discreta de Backward Euler.

$$\frac{U_\Phi(z)}{E_\Phi(z)} = \frac{k_{I\Phi}T}{1 - z^{-1}}$$

$$U_\Phi(z)(1 - z^{-1}) = E_\Phi(z)(k_{I\Phi}T)$$

De donde se obtiene la ecuación de diferencias

$$u_{\Phi k} = u_{\Phi k-1} + k_{\Phi I}T e_{\Phi k}$$

Si el error de desfase es positivo significa que el brazo izquierdo esta adelantado al derecho, por lo tanto se debe reducir su velocidad y la señal $u_{\Phi k}$ se resta al controlador de velocidad izquierdo y se suma al derecho. Si $u_{\Phi k-1}$ es absorbido por u_{k-1} la ecuación de diferencias para la pata izquierda es:

$$u_{Lk} = u_{Lk-1} + k_P(e_{Lk} - e_{Lk-1}) + k_I T e_{Lk} + \frac{k_D}{T}(e_{Lk} - 2e_{Lk-1} + e_{Lk-2}) - k_{\Phi I} T e_{\Phi k}$$

y para la pata derecha:

$$u_{Rk} = u_{Rk-1} + k_P(e_{Rk} - e_{Rk-1}) + k_I T e_{Rk} + \frac{k_D}{T}(e_{Rk} - 2e_{Rk-1} + e_{Rk-2}) + k_{\Phi I} T e_{\Phi k}$$

El diagrama de bloques del sistema de control híbrido se muestra en la Figura 35. El control de velocidad recibe una señal feed-forward (término técnico en ingles) que le permite mantener el estado de desfase deseado.

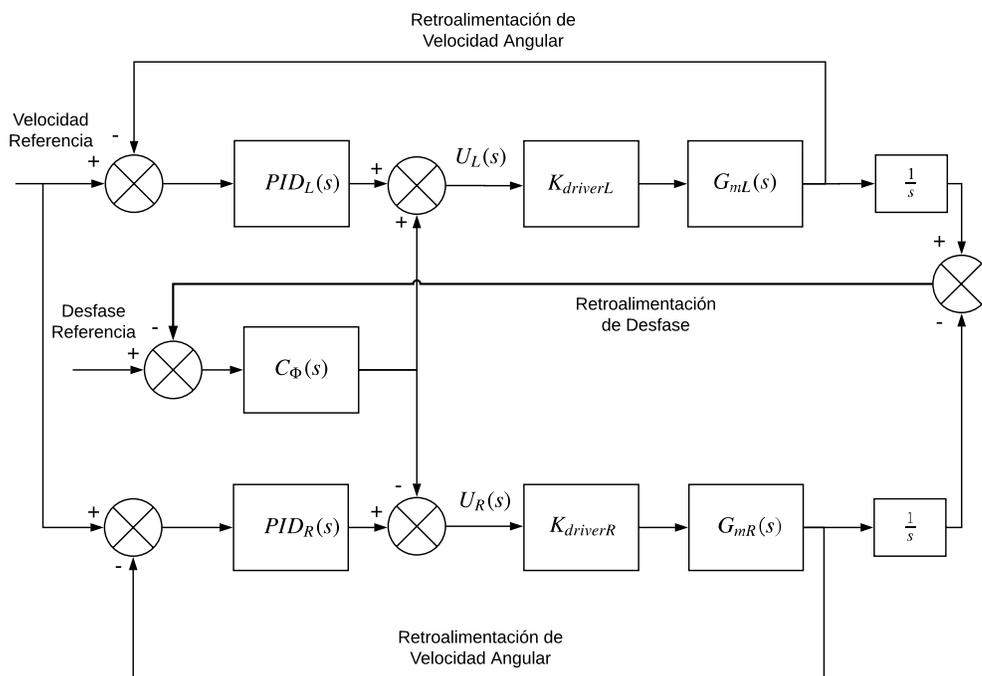


Figura 35: Diagrama de bloques de sistema de control de velocidad y desfase.

12.1. Validación

Con el objetivo de validar si los mecanismos propuestos tienen la capacidad de remoción de material se ha montado al robot sobre una plataforma de pruebas. La plataforma de pruebas está construida en acrílico y se ocupa de mantener el mecanismo en una posición estática. La plataforma de pruebas restringe el espacio del subsuelo y cuenta con una pequeña plancha móvil, también fabricada en acrílico, que permite acercar material manualmente al robot.

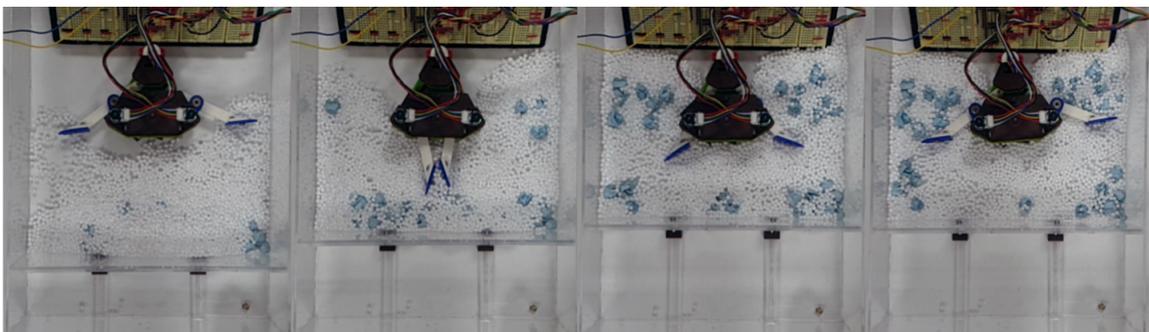


Figura 36: Plataforma de pruebas en caso sin desfase.

Para realizar las pruebas se ha seleccionado un suelo no cohesivo de ejemplo, en este caso particular se ha seleccionado un suelo que consiste en pelotas de duroport simulando partículas pequeñas ($3mm$ a $5mm$) y pelotas de papel simulando partículas medianas ($12mm$ a $18mm$). En la Figura 36 se muestra la secuencia del robot en la plataforma durante una prueba en la que se ha seleccionado desfase de 0° y velocidad de $30rpm$. En la Figura 37 se muestra la secuencia del robot en la plataforma durante una prueba en la que se ha

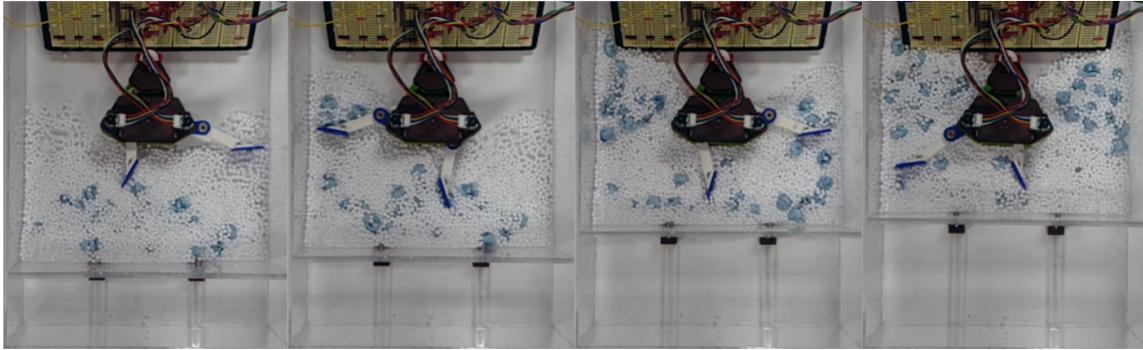


Figura 37: Plataforma de pruebas en caso con desfase.

seleccionado desfase de 160° y velocidad de $30rpm$. En ambas pruebas el robot ha retirado la mayor parte del material a su alcance hacia sus costados, por lo tanto se considera que el funcionamiento es correcto.

Con un programa de lectura de datos en Python se ha validado el control de velocidad. En la Figura 38 se muestran los datos de velocidad que el microcontrolador ha medido y ha transmitido mediante comunicación UART a una computadora. En esta prueba los mecanismos del robot tienen una velocidad referencia de $50rpm$ y ha sido perturbado manualmente para quitarle velocidad. Se puede observar la respuesta subamortiguada en la velocidad que en este caso particular es un tipo de respuesta aceptable.

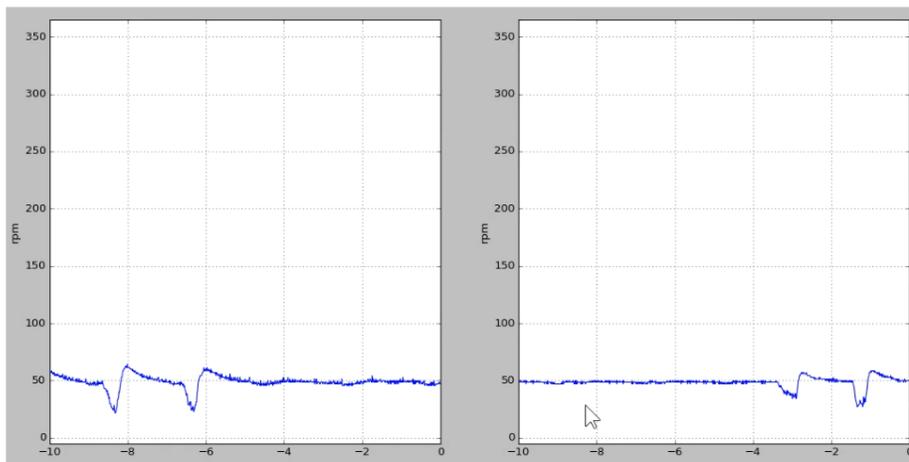


Figura 38: Medición de velocidad en motores con perturbaciones externas.

Por análisis de vídeo en el software Kinovea se valida la trayectoria generada por la cinemática. En las Figuras 39 y 40 se observa la trayectoria obtenida, está es como se esperaba del diseño. Además por análisis de vídeo se observa que el mecanismo completa dos ciclos en $4.08seg$, esto equivale a $29.4rpm$, con lo que nuevamente se valida el funcionamiento del control de velocidad.

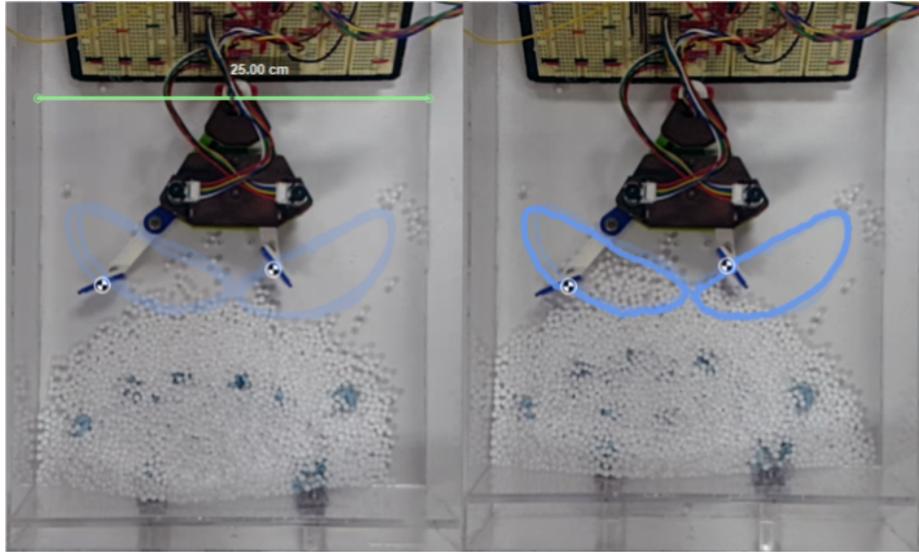


Figura 39: Trayectoria de patas de robot.

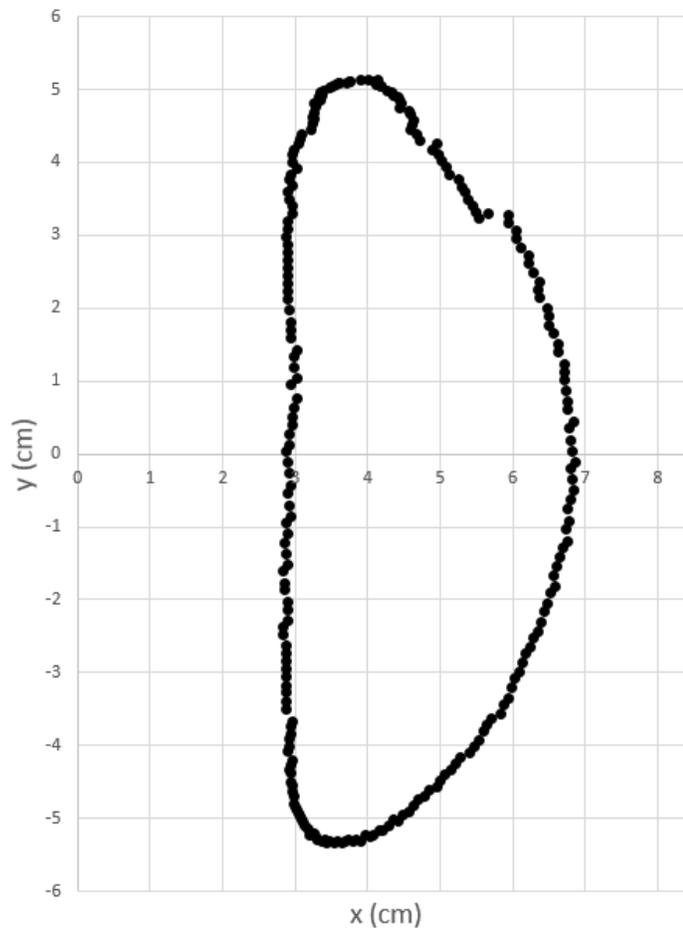


Figura 40: Seguimiento de pata de robot en Kinovea.

12.2. Análisis cualitativo

Del grillo topo en relación al robot propuesto se puede mencionar que:

- El grillo topo tiene extremidades articuladas que le brindan un espacio de trabajo que le permiten alcanzar posiciones variadas a la punta de sus garras, sus articulaciones le permiten realizar barridos más cortos o largos. El robot en cambio tiene mecanismos de Scott Rusell Modificado que tienen un grado de libertad, esto facilita su actuación aunque se restringe el movimiento a una trayectoria única, aunque es una trayectoria deseada.
- Tanto el grillo topo como el robot propuesto siguen un proceso de excavación penetración, barrido, retorno. Esto justifica el control de velocidad en una dirección única, el grillo topo está diseñado para excavar con barridos laterales de esta manera y es algo que se puede observar en su morfología observando la forma en la que están dirigidas las concavidades en la pata del grillo topo.
- En este prototipo únicamente se consideran las extremidades frontales del grillo topo, no se ha considerado el papel del movimiento de torax, las patas traseras o incluso las antenas que seguramente juega un papel importante en la tarea de excavación del grillo topo.
- El grillo topo puede utilizar las patas sincronizadas al mismo tiempo o utilizar una de sus patas frontales a la vez. El control de desfase le permite al robot versatilidad para utilizar sus patas coordinadas, ya sea ambas al mismo tiempo o una a la vez.

1. Se ha diseñado un mecanismo bio-inspirado en la técnica de excavación del grillo topo, este esta basado en el mecanismo de Scott Rusell Modificado, este se ha caracterizando brindando las ecuaciones que describen su cinemática. Además se obtiene una aproximación de torque mínimo requerido bajo un modelo estático, para provocar una falla en subsuelo bajo parámetros de suelo cohesivo saturado comunes. Se dimensiona la potencia y torque mínimo requerido por un motor para remover material a una velocidad especificada por medio de simulaciones en Simulink.
2. Por medio de diseño iterativo se ha obtenido un sistema mecánico sobre el cual se puede aplicar control de velocidad y desfase. Con papel y duroport como suelo no cohesivo de ejemplo, la plataforma de pruebas ha mostrando que el mecanismo es capaz de retirar material.
3. El robot y el grillo topo comparten la técnica de excavación y la habilidad de sincronizar las patas, sin tener los mismos grados de libertad ni el resto del cuerpo especializado del grillo topo.

Para trabajo futuro en esta línea de investigación se sugiere:

- Construir una plataforma móvil compatible con el mecanismo. Esta sería diseñada para terrenos adversos y podría dar movimiento al tórax. Además podría incluir el módulo de energía.
- Incluir sensores al robot, por ejemplo sensores de proximidad permitirían mantener el mecanismo en posición de reposo y activarse al detectar obstáculos.
- Proteger el robot para condiciones adversas, tales como polvo y lodo.
- Adaptar motores adecuados que cumplan con los criterios de potencia y torque mínimo expuestos en este trabajo u otros como el análisis por elementos finitos en suelos.
- Realizar un análisis de esfuerzos en los eslabones y profundizar en los criterios para selección de material de construcción de ser necesario.
- Diseño con resorte para almacenar energía, esto permitiría almacenar energía en la etapa de retorno para liberarse en las etapas de penetración o barrido.

-
- [1] S. Liu, S. Weng, Y. Liao y D. Zhu, “Structural bionic design for digging shovel of cassava harvester considering soil mechanics”, *Applied Bionics and Biomechanics*, vol. 11, n.º 1-2, págs. 1-11, 2014.
 - [2] T. KOBAYASHI, H. TSHUKAGOSHI, S. HONDA y A. KITAGAWA, “BURROWING RESCUE ROBOT REFERRING TO A MOLE’S SHOVELING MOTION”, en *Symposium on Fluid Power*, vol. 2011, 2011.
 - [3] R. C. Richardson, A. Nagendran y R. Scott, “The sweep-extend mechanism: A 10-bar mechanism to perform biologically inspired burrowing motions”, *Mechatronics*, vol. 21, n.º 6, págs. 939-950, 2011.
 - [4] S. Moon, S. Hwang, S. Yoon, J. Huh y D. Hong, “Bio-inspired burrowing mechanism for underground locomotion control”, en *30th International Symposium on Automation and Robotics in Construction and Mining, ISARC 2013, Held in Conjunction with the 23rd World Mining Congress*, 2013.
 - [5] J. Kidd y col., “X. On the anatomy of the mole-cricket”, *Philosophical transactions of the royal society of London*, vol. 115, págs. 203-246, 1825.
 - [6] E. C. M. Haes y P. T. Harding, “Atlas of grasshoppers, crickets and allied insects in Britain and Ireland”, en. The Stationery Office, 1997, págs. 24-25.
 - [7] R. Norton, *Diseño de maquinaria*, ép. Elibro Catedra. McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2009, ISBN: 9789701068847.
 - [8] A. Reece, “Paper 2: The Fundamental Equation of Earth-Moving Mechanics”, en *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, SAGE Publications Sage UK: London, England, vol. 179, 1964, págs. 16-22.
 - [9] E. McKyes, *Soil Cutting and Tillage*, ép. Developments in Agricultural Engineering. Elsevier Science, 1985, ISBN: 9780444601049.
 - [10] D. Hettiaratchi y A. Reece, “The calculation of passive soil resistance”, *Geotechnique*, vol. 24, n.º 3, págs. 289-310, 1974.
 - [11] *dsPIC33E/PIC24E FRM Section 15. Quadrature Encoder Interface (QEI)*, Microchip Technology Inc, 2010.

- [12] J. Zambada, “Measuring speed and position with the QEI module”, *Microchip Technology Inc*, 2005.
- [13] L. Harnefors, M. Hinkkanen, O. Wallmark y A. G. Yepes, “Control of Voltage-Source Converters and Variable-Speed Drives”, *Lecture notes, Västerås, Sweden*, 2014.
- [14] I. Virgala y M. Kelemen, “Experimental friction identification of a DC motor”, *International journal of mechanics and applications*, vol. 3, n.º 1, págs. 26-30, 2013.
- [15] J. Crisp, “Introduction to Microprocessors and Microcontrollers”, 2004.
- [16] *dsPIC33EPXXXGP50X, dsPIC33EPXXXMC20X/50X, and PIC24EPXXXGP/MC20X, DS70000657H* datasheet, Microchip Technology Inc, 2013.
- [17] *Simscape™ User’s Guide*, The MathWorks, Inc, 2018.
- [18] *Pavement Design*, Minnesota Department of Transportation, 2007.