



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Mecanismo de palancas articuladas para
regular la longitud del punto de una
máquina de coser

Proyecto Final de Mecanismos

Integrantes

Ortega Trejo José Eduardo

Jaimes Arriaga Donovan Zuriel

Profesor

Dr. José Antonio Silva Rico



Ciudad de México, México. 18 de junio de 2020

Objetivos

- Presentar un estudio sobre las posibles aplicaciones del mecanismo, y justificar las variables de control y las fuerzas externas
- Realización del análisis de las variables, grados de libertad e incógnitas del mecanismo.
- Desarrollo en Mathematica de un mecanismo de palancas articuladas para regular la longitud de del punto de un máquina de coser, incluyendo la solución cinemática, dinámica (Trabajo virtual y método de Newton-Euler) para todo rango de movimiento y la simulación del mecanismo.
- Realización del diseño asistido por computadora (CAD) para cada pieza que lo conforma, su ensamble y animación.

Antecedentes

La excéntrica circular 1, que gira alrededor del eje fijo A, se forma un par de rotación B con el elemento 3. El elemento 4 posee un casquillo ensanchado d que abraza la excéntrica 1. El elemento 5, que gira alrededor del eje fijo D, forma los pares de rotación E y F con los elementos 3 y 6. Los elementos 4 y 6 forman un par de rotación G. La excéntrica 1 es solidaria con el elemento 2 en la ranura b del cual puede deslizarse y fijarse la articulación B, gracias a lo cual se cambia la longitud AB. Al girar la excéntrica 1, los dientes a describen una curva de biela x si $AB = AC$, una curva x_1 si $AB > AC$, y una curva x_2 si $AB = 0$. En el último caso la longitud del punto es igual a cero.

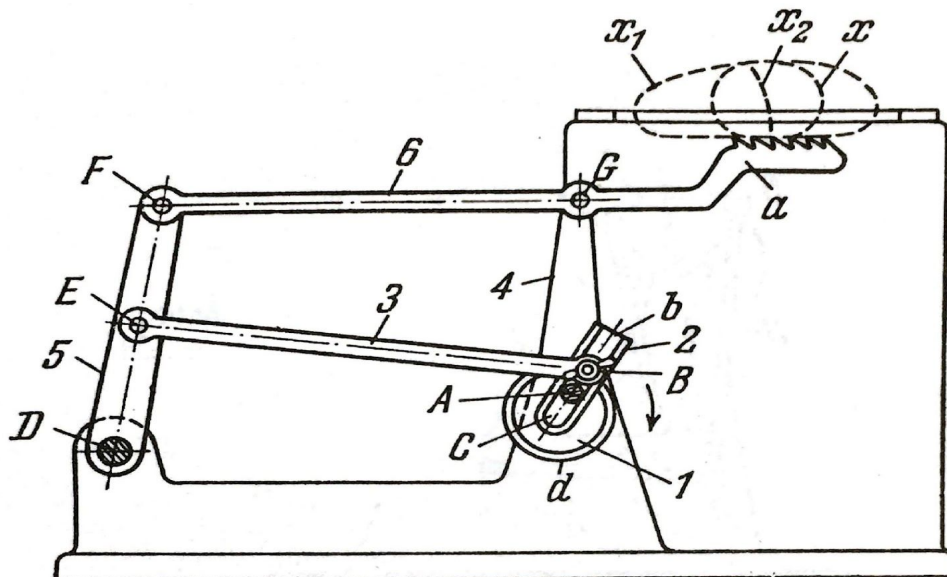


Figura 1. mecanismo de palancas articuladas para regular la longitud de del punto de una máquina de coser

Para el mecanismo se puede ocupar para diferentes aplicaciones, algunas de ellas son:

- Sujetar un objeto en una posición “1” y colocarlo o pasar por la posición “2”, y esta posición puede ser variable dependiendo el objeto o la distancia a recorrer.

Ejemplos:

1. Recoger algún producto (puede ser una taza) en la posición “1” y dejarlo en la posición “2”, la distancia entre los productos puede ser variable dependiendo la necesidad.
 2. Regular la longitud de un punto de una máquina de coser.
- Otra manera de poder usar este mecanismo es poder usar las diferentes áreas variables que deja el rastro del mecanismo.

Ejemplos:

1. Pintar algún producto (puede ser una caja de cartón) que pasen de manera constante y que el área o el contorno pintado sea variable dependiendo la necesidad.
2. También se puede ver como un limpiaparabrisas que puede limpiar áreas variables para la comodidad del conductor.

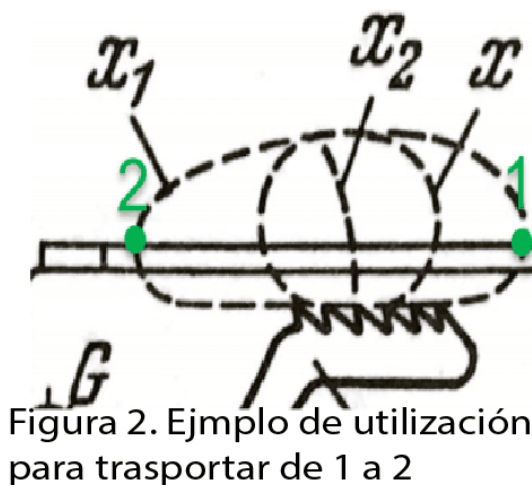


Figura 2. Ejemplo de utilización para transportar de 1 a 2

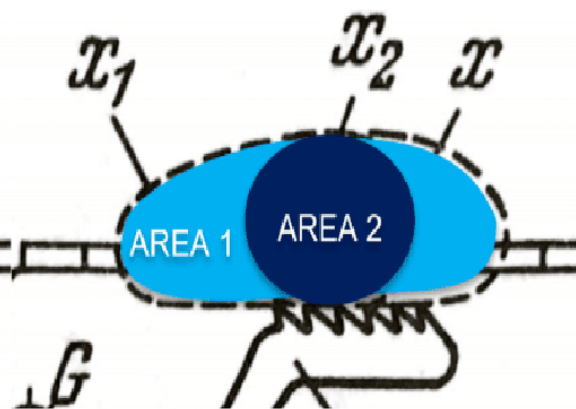


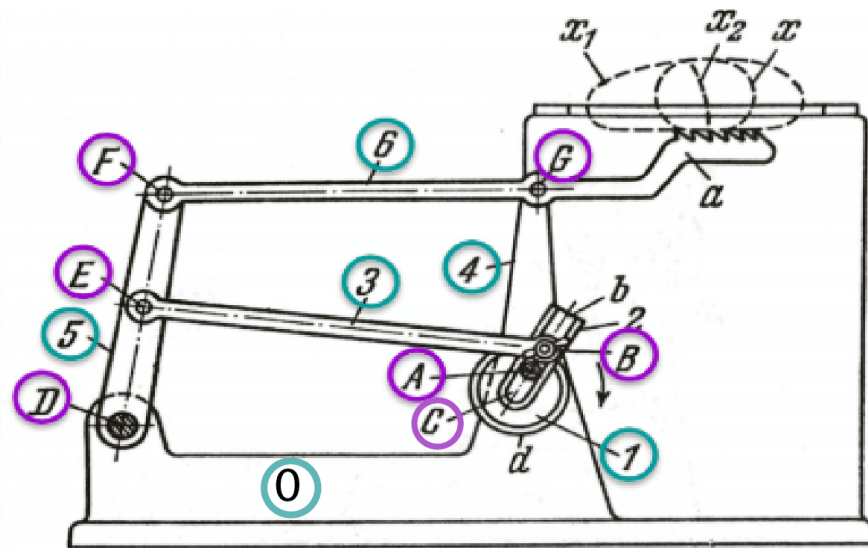
Figura 3. Ejemplo de utilización para barrido de un área.

Para nuestro caso usaremos la aplicación que estaba propuesta desde un inicio “Mecanismo de palancas articuladas para regular la longitud del punto de una máquina de coser”.

Desarrollo

Planteamiento

Primero se realizó el cálculo de los Grados de Libertad.



$L = 6$ (número total de eslabones, incluyendo la tierra)

$J1 = 7$ (número total de juntas completas)

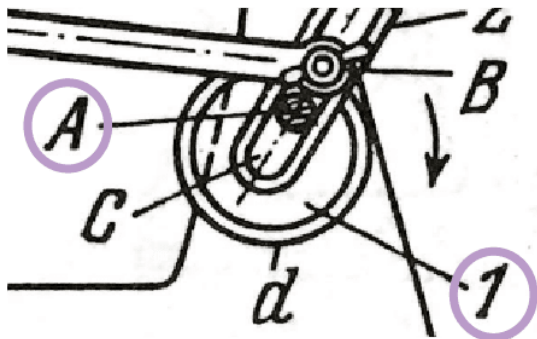
$J2 = 0$ (número de semijuntas)

$$GDL = 3 \cdot (L - 1) - 2 \cdot J1 - J2$$

$$GDL = 1.$$

Figura 4. Mecanismo con señalamiento de juntas y eslabones

Como se tiene un grado de libertad, el mecanismo únicamente tiene una entrada, lo más conveniente es que ingrese un par directamente al punto A.



Para que gire el mecanismo es necesario ingresar un motor que es el que le dará todo el funcionamiento al mecanismo

Figura 5. Junta en donde se implementa el motor junto con el eslabón que se movera.

Análisis cinemático

Se realizó el lazo vectorial además del diagrama con sus respectivas variables, denotando 8 vectores de posición. Originalmente solo se tienen 7 eslabones pero se debe considerar un vector de posición más porque de no ponerlo, al momento de obtener un lazo vectorial no cerraría la trayectoria y los resultados podrían ser incongruentes.

En la Figura 6 se muestran los vectores que se tomaron en cuenta para la resolución del problema.

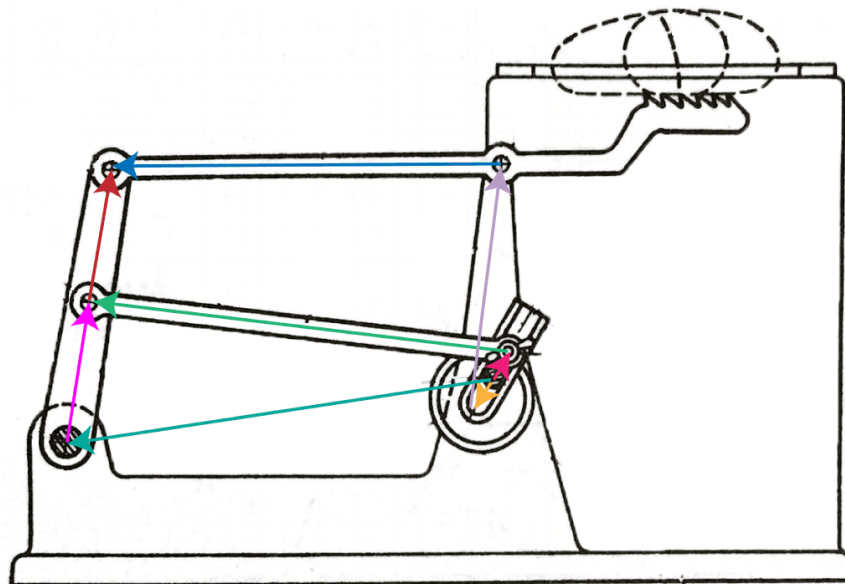


Figura 6. Mecanismo con vectores de posición de cada eslabon para lazos vectoriales.

Se le da un nombre a cada vector para poder saber de cual se estará abordando el problema.

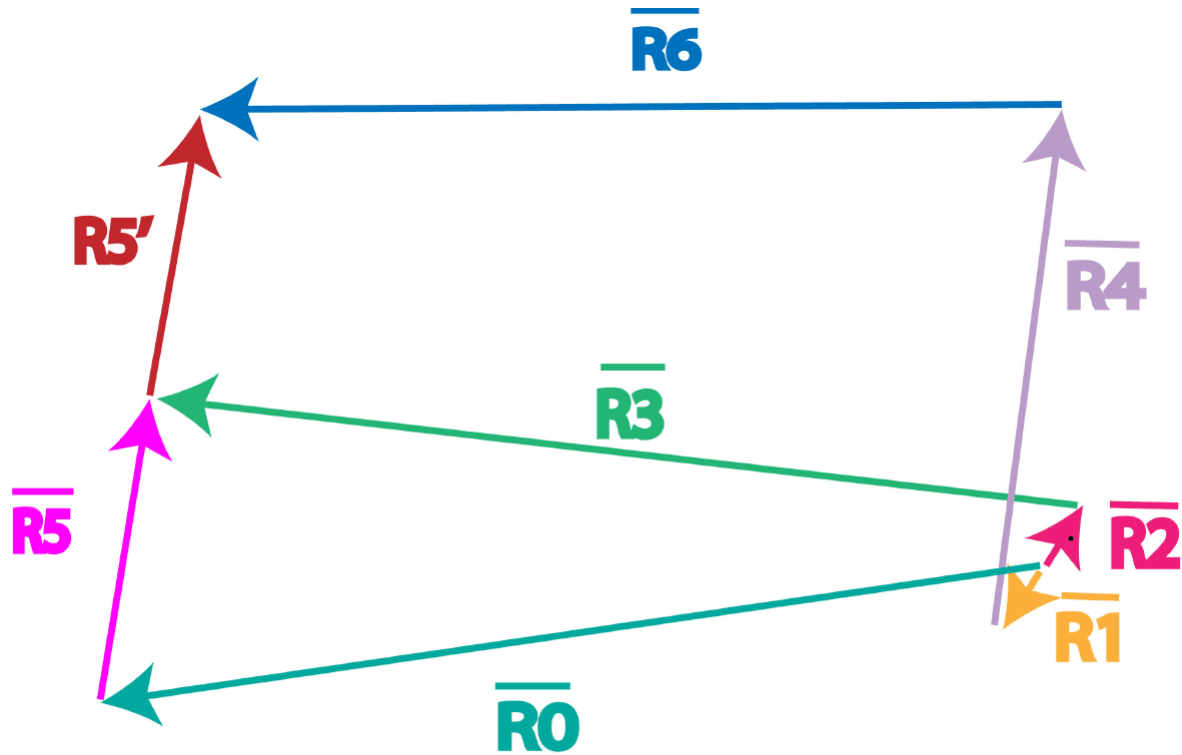


Figura 7. Vectores de posición sin dibujo del mecanismo

\overline{R}_0 es un caso 0, ya que son vectores de magnitud y orientación fija.

\overline{R}_1 , \overline{R}_2 , \overline{R}_3 , \overline{R}_4 , \overline{R}_5 , \overline{R}_5' , \overline{R}_6 son caso 2, ya que son vectores de magnitud fija y orientación variable.

Obteniendo los vectores:

$$\overline{R}_0 = 0.13(\text{Cos}[190^\circ]\hat{i} + \text{Sen}[190^\circ]\hat{j})$$

$$\overline{R}_1 = 0.008(\text{Cos}[\theta_2 + 180]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_2 + 180]\hat{j})$$

$$\overline{R}_2 = 0.008(\text{Cos}[\theta_2]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_2]\hat{j})$$

$$\overline{R}_3 = 0.125(\text{Cos}[\theta_3]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_3]\hat{j})$$

$$\overline{R}_4 = 0.007(\text{Cos}[\theta_4]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_4]\hat{j})$$

$$\overline{R}_5 = 0.04(\text{Cos}[\theta_5]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_5]\hat{j})$$

$$\overline{R_5'} = 0.04 (\text{Cos}[\theta_5]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_5]\hat{j})$$

$$\overline{R_6} = 0.115(\text{Cos}[\theta_6]\hat{i} + \text{Sen}[\theta_6]\hat{j})$$

Para la elección de los lazos vectoriales se decidió buscar caminos donde se utilizaran todos los vectores. De los vectores se tienen 5 incógnitas, sin embargo y dado al análisis en el grado de libertad se sabe que se debe de tener una variable de control, en este caso se eligió la variable θ_2 .

Se proponen los siguientes lazos vectoriales:

$$\text{POS 1} = \overline{R_2} + \overline{R_3} - \overline{R_5} - \overline{R_O}$$

[1]

$$\text{POS 2} = \overline{R_1} + \overline{R_4} + \overline{R_6} - \overline{R_5'} - \overline{R_3} - \overline{R_2} \quad [2]$$

De igual forma para la velocidad:

$$\text{VEL 1} = \overline{V_2} + \overline{V_3} - \overline{V_5} - \overline{V_O} \quad [3]$$

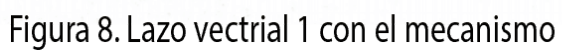
$$\text{VEL 2} = \overline{V_1} + \overline{V_4} + \overline{V_6} - \overline{V_5'} - \overline{V_3} - \overline{V_2} \quad [4]$$

Y la aceleración:

$$\text{ACE 1} = \overline{A_2} + \overline{A_3} - \overline{A_5} - \overline{A_O} \quad [5]$$

$$\text{ACE 2} = \overline{A_1} + \overline{A_4} + \overline{A_6} - \overline{A_5'} - \overline{A_3} - \overline{A_2} \quad [6]$$

Lazo vectorial 1 formado por la ecuación [1] se muestra en la **figura 8**



Lazo vectorial 2 formado por la ecuación [2] se muestra en la **figura 9**

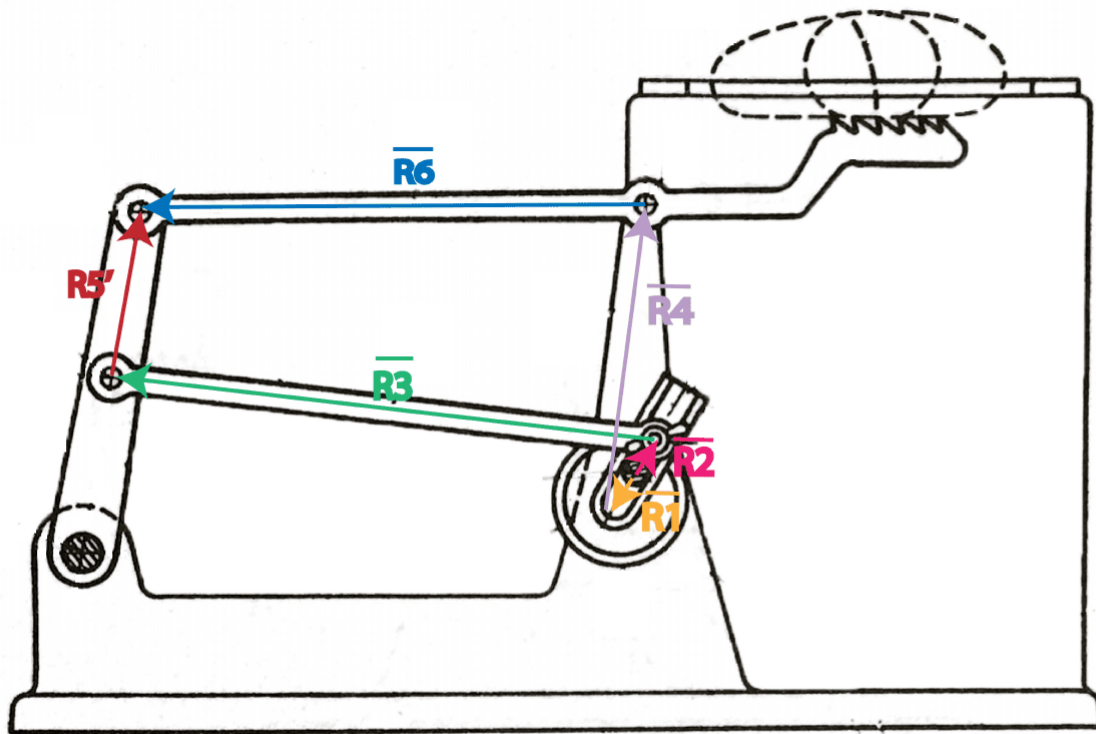


Figura 9. Lazo vectrial 2 con el mecanismo

Por lo tanto, las incógnitas a encontrar en el sistema son: θ_3 , θ_4 , θ_5 , θ_6

Para la velocidad se tendrá que calcular: ω_3 , ω_4 , ω_5 , ω_6

Para la aceleración: α_3 , α_4 , α_5 , α_6

El método para la obtención de nuestro sistema de ecuaciones 4×4 se realizará con el programa Wolfram Mathematica que tiene su propio intérprete para su lenguaje de programación totalmente con total implementación para áreas científicas, de ingeniería, matemática y áreas computacionales.

Solución de posición

Wolfram Mathematica tiene un función para poder resolver sistemas de ecuaciones simultáneas no lineales, esta función se llama **FindRoot**, y utiliza el método numérico con newton raphson. Haciendo la implementación de este método, se necesitan valores

semilla, que para este caso se proponen ángulos aproximados en los que podría estar nuestro eslabón.

Para la solución inicial, se propuso que el eslabón 2 este en un ángulo de $\theta_2 = 60^\circ$, por lo que para obtener todas las posibles soluciones en un giro completo del elemento A, se tomarán valores de θ_2 con un rango de 60° a 420°

Para obtener la solución inicial, se tomó en cuenta un ángulo aproximado de los demás eslabones, proponiendo para la resolución:

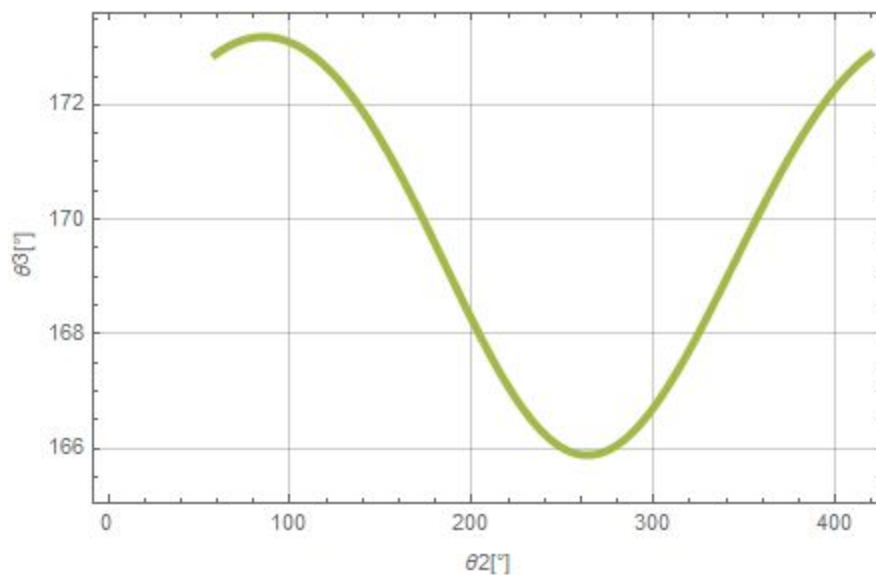
$$\theta_3 = 170^\circ$$

$$\theta_4 = 80^\circ$$

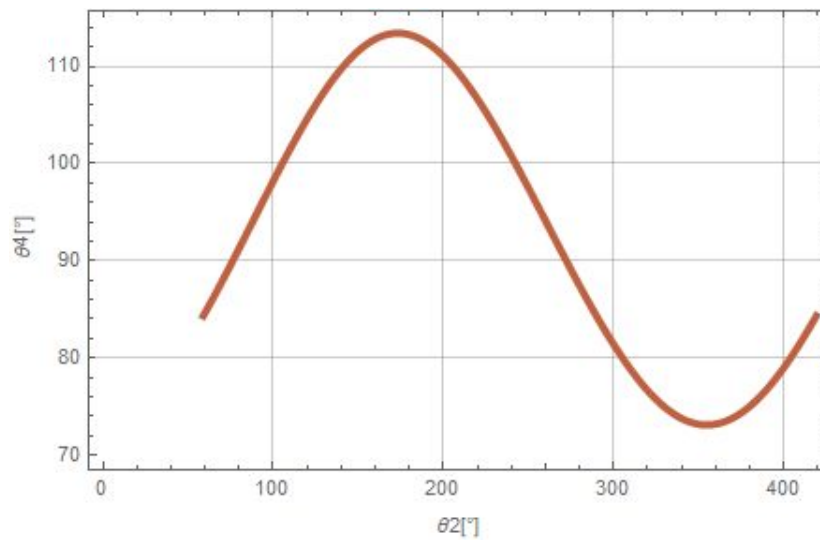
$$\theta_5 = 80^\circ$$

$$\theta_6 = 180^\circ$$

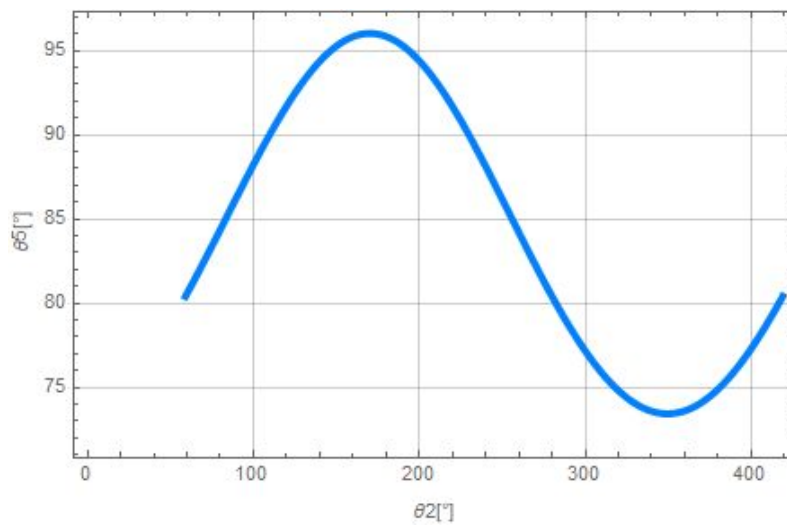
Obteniendo una solución general para cada eslabón de:



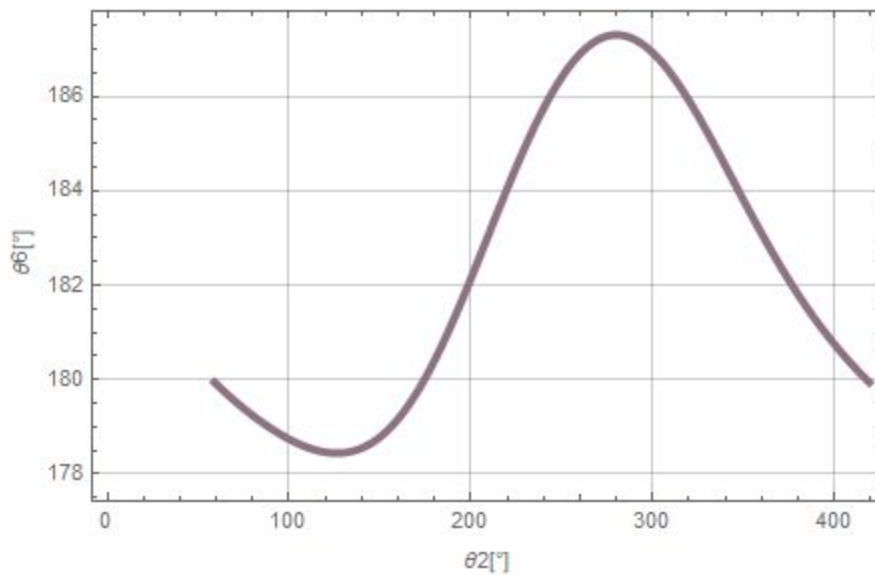
En la gráfica anterior se puede observar como la orientación del eslabón 3 no cambia mucho, su rango de orientación es $166^\circ \leq \theta_3 \leq 173^\circ$ con diferencia de movimiento es apenas $\approx 7^\circ$



La gráfica del eslabón 4 se muestra el comportamiento de este oscila entre $75^\circ \leq \theta_4 \leq 111^\circ$, lo que muestra que la diferencia de movimiento es apenas $\approx 36^\circ$



La gráfica del eslabón 5 nos muestra como varía su posición en un rango de $73^\circ \leq \theta_5 \leq 96^\circ$, con un movimiento de $\approx 23^\circ$



La gráfica del eslabón 6 nos muestra como varía su posición en un rango de $178^\circ \leq \theta_6 \leq 187^\circ$, con un movimiento de $\approx 9^\circ$

El análisis de las posiciones de los eslabones nos demuestra que ningún eslabón da una vuelta completa, todos los eslabones oscilan entre un rango. El eslabón con una diferencia de movimiento mayor es de $\approx 36^\circ$.

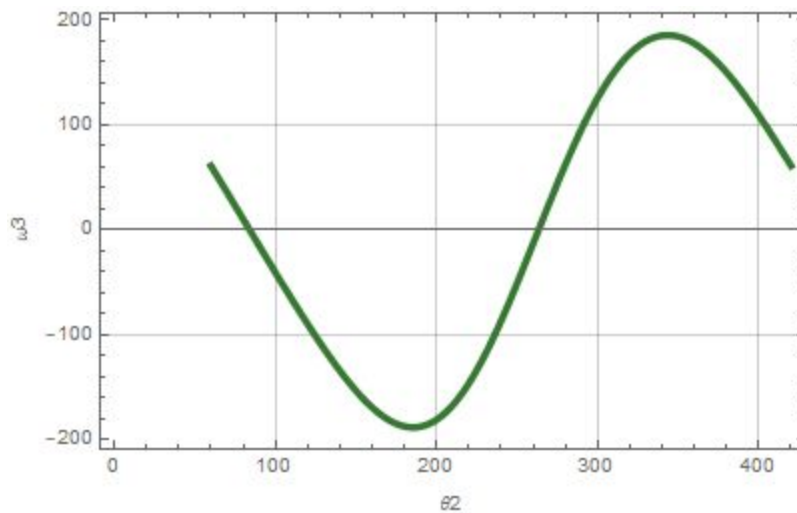
θ	Valor Máximo [$^\circ$]	Valor Mínimo [$^\circ$]
θ_3	$\theta_3 \approx 173$ cuando $\theta_2 \approx 90^\circ$	$\theta_3 \approx 166$ cuando $\theta_2 \approx 270^\circ$
θ_4	$\theta_4 \approx 75$ cuando $\theta_2 \approx 170^\circ$	$\theta_4 \approx 111$ cuando $\theta_2 \approx 350^\circ$
θ_5	$\theta_5 \approx 73$ cuando $\theta_2 \approx 170^\circ$	$\theta_5 \approx 96$ cuando $\theta_2 \approx 350^\circ$
θ_6	$\theta_6 \approx 178$ cuando $\theta_2 \approx 130^\circ$	$\theta_6 \approx 187$ cuando $\theta_2 \approx 280^\circ$

Con esta tabla se puede concluir que el eslabón 3 alcanza su mayor ángulo cuando θ_2 esta en su punto más alto y su menor ángulo cuando el eslabón 2 se encuentra en su menor posición. Respecto a los eslabones 4 y 5 se comportan de manera muy similar ya que alcanzan su mayor y menor ángulo casi al mismo tiempo.

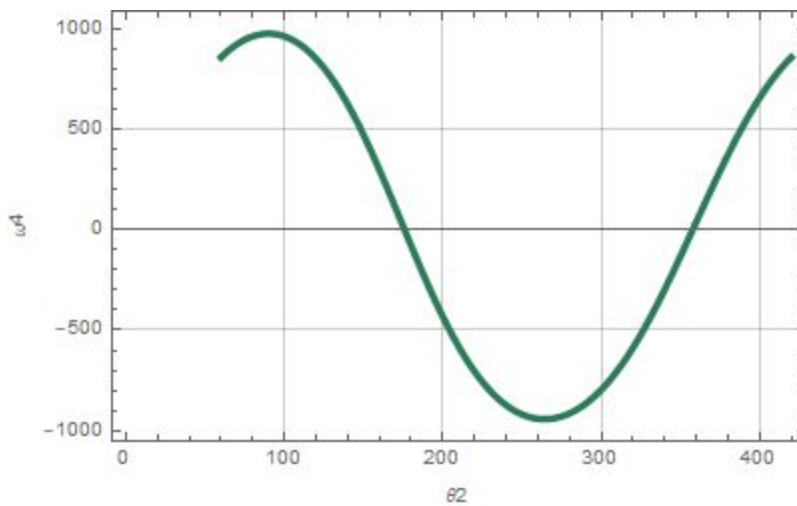
Para el eslabón 6 se comporta de manera distinta a los demás, los anteriores alcanzaban sus ángulos máximos y mínimos en un rango de 180° . pero este no.

Solución de velocidad

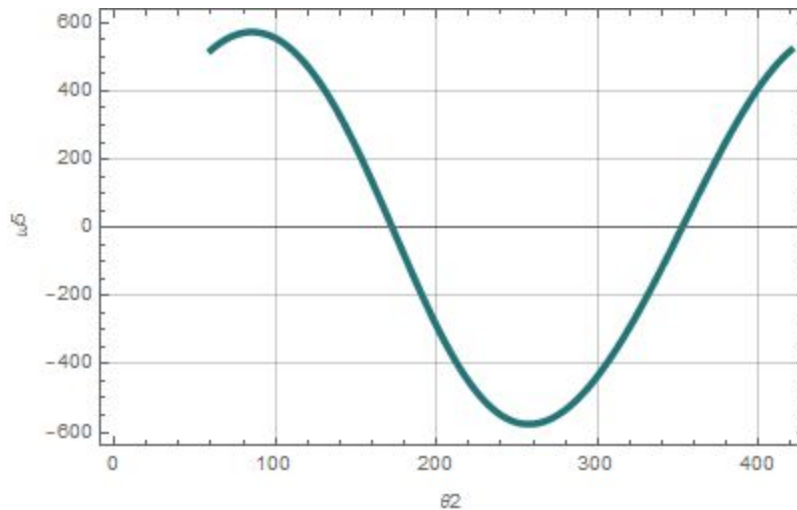
Para la soluciones de velocidad del mecanismo,de igual manera, se propuso un valor. En este caso se eligió el valor de $\omega_2 = 50$ [rad/seg] , esto para tener una velocidad aproximada de 477.5 RPM. Wolfram Mathematica, tiene una función para resolver funciones lineales llamado **Solve**, puesto que se conoce ya la posición de cada eslabón se vuelve lineal, por lo tanto ahora no necesitamos un valor semilla para cada eslabón. Obteniendo las velocidades de los eslabones se tiene que:



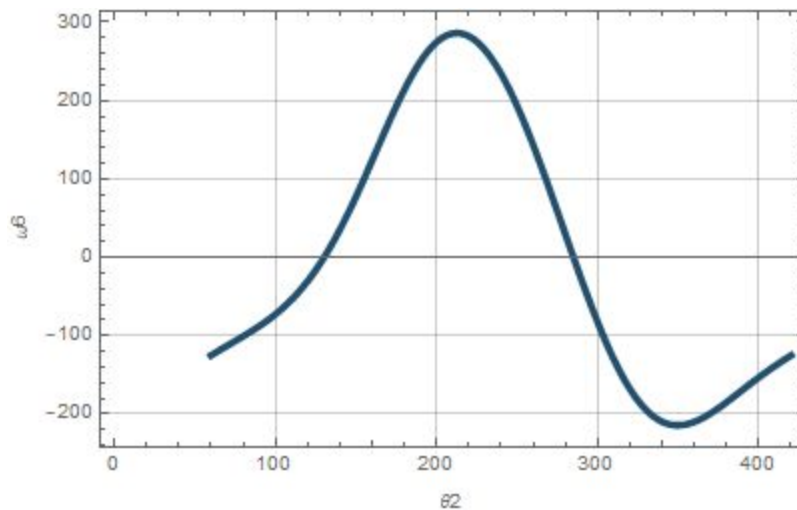
En la gráfica de velocidad para el eslabón 3 se puede observar como la velocidad nunca se mantiene constante, siempre esta variando pero de una forma constante, muy similar a una función sinusoidal.



En la gráfica de velocidad para el eslabón 4 se puede observar como la velocidad nunca se mantiene constante, y de igual forma que el eslabón 3 se parece a una función sinusoidal pero con una amplitud mayor porque las crestas y valles se perciben más separados.



El eslabón 5, de la misma forma parece que proviene de una función sinusoidal por su comportamiento.



A diferencia de las velocidades de los eslabones 3, 4 y 5, el eslabón 6 si tiene una gran diferencia en como la velocidad cambia poco a poco y después un poco más rápido.

ω	Valor Máximo [rad/s]	Valor Mínimo [rad/s]
ω_3	$\omega_3 \approx 180$ cuando $\theta_2 \approx 180^\circ$	$\omega_3 \approx -180$ cuando $\theta_2 \approx 340^\circ$
ω_4	$\omega_4 \approx 1000$ cuando $\theta_2 \approx 90^\circ$	$\omega_4 \approx -1000$ cuando $\theta_2 \approx 260^\circ$
ω_5	$\omega_5 \approx 600$ cuando $\theta_2 \approx 90^\circ$	$\omega_5 \approx -600$ cuando $\theta_2 \approx 260^\circ$
ω_6	$\omega_6 \approx 280$ cuando $\theta_2 \approx 210^\circ$	$\omega_6 \approx -210$ cuando $\theta_2 \approx 350^\circ$

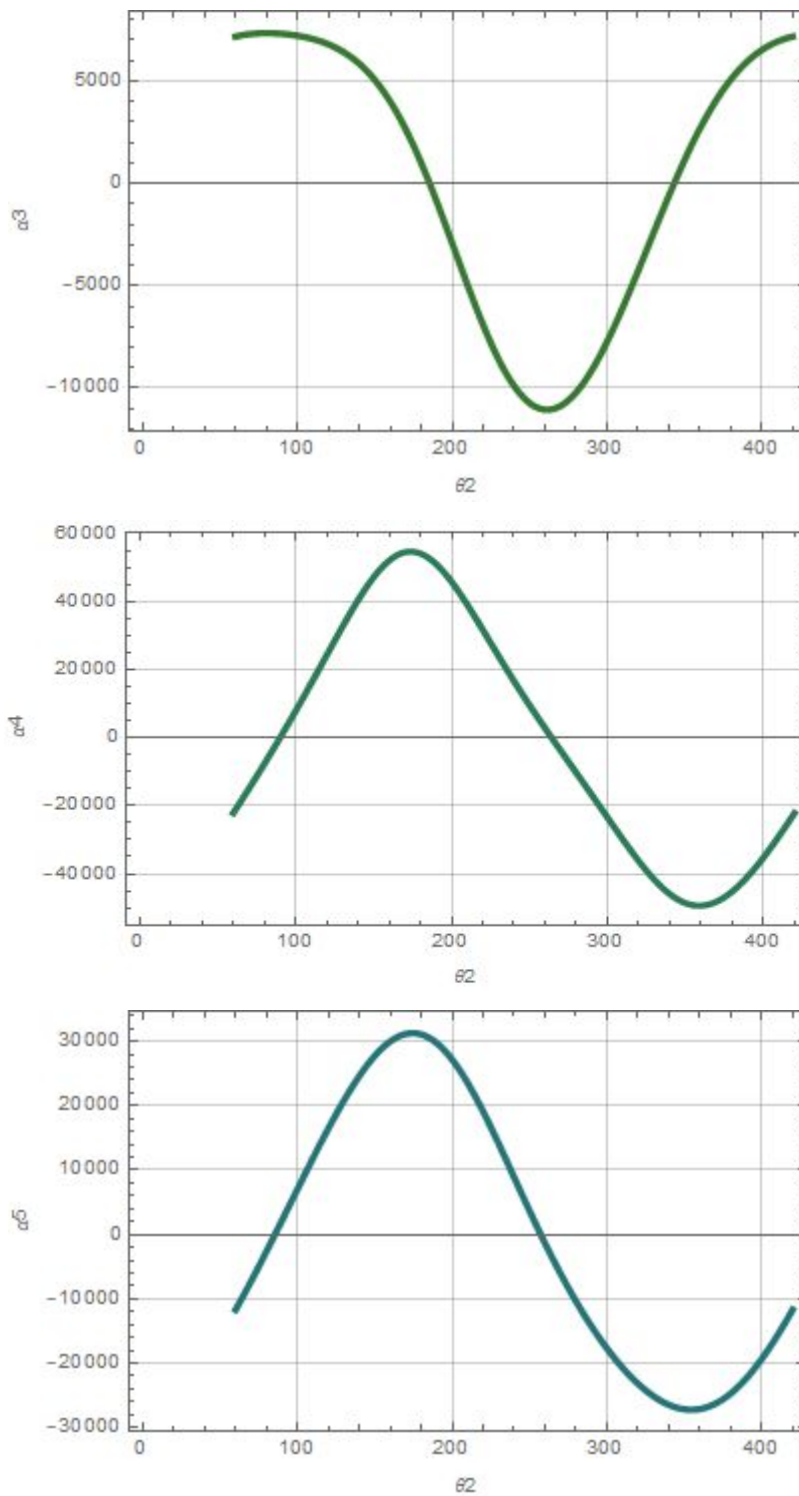
Con esta tabla se puede concluir que el eslabón 3 alcanza su mayor velocidad cuando θ_2 esta de manera horizontal y su menor ángulo cuando el eslabón 2 se encuentra nuevamente cerca de la horizontal.

Respecto a los eslabones 4 y 5 se comportan de manera muy similar ya que alcanzan su mayor y menor velocidad casi al mismo tiempo, y esto sucede cuando θ_2 se encuentra en su mayor y menor posición.

Para el eslabón 6 en la velocidad también se comporta de manera distinta a los demás, los anteriores alcanzaban sus ángulos máximos y mínimos en un rango de 180° . pero este no.

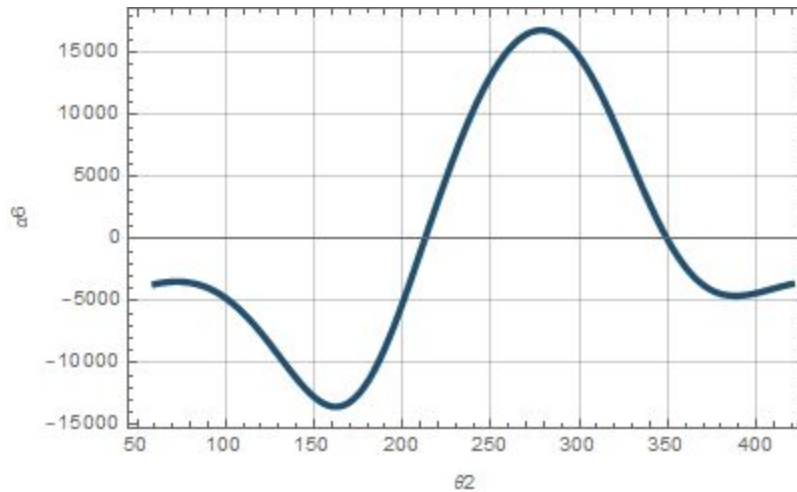
Solución de aceleración

Para la solución de la aceleración se propuso que $\alpha_2 = 0$ [rad/seg], debido a que lo deseable es que nuestra manivela no se acelere, esto porque entre más rápido gire, también aumentan las aceleraciones de los eslabones y por ende también las fuerzas. Si girara demasiado rápido, podrían darse deformaciones en las juntas o que simplemente se rompa. Estas ecuaciones, de igual forma resueltas en Wolfram mathematica se resuelven con la misma función **Solve**. Obteniendo las siguientes gráficas para todas las posiciones de θ_2 , se obtienen las siguientes gráficas



Como se dedujo anteriormente que las velocidades parecían funciones sinusoidales y recordando que la aceleración es la derivada de la velocidad, no se muestra una

incongruencia al mostrar que las aceleraciones de igual forma, sean funciones sinusoidales.



La aceleración del eslabón 6, es la más rara pues representada por una velocidad, que de igual forma es rara, se tiene que al principio del mecanismo se muestra una pequeña aceleración, seguido de una considerable desaceleración y después una gran aceleración que termina en una desaceleración para volver a repetir el las aceleraciones.

α	Valor Máximo [$\frac{rad}{s^2}$]	Valor Mínimo [$\frac{rad}{s^2}$]
α_3	$\alpha_3 \approx 8000$ cuando $\theta_2 \approx 90^\circ$	$\alpha_3 \approx -11000$ cuando $\theta_2 \approx 260^\circ$
α_4	$\alpha_4 \approx 55000$ cuando $\theta_2 \approx 170^\circ$	$\alpha_4 \approx -50000$ cuando $\theta_2 \approx 360^\circ$
α_5	$\alpha_5 \approx 32000$ cuando $\theta_2 \approx 170^\circ$	$\alpha_5 \approx -26000$ cuando $\theta_2 \approx 360^\circ$
α_6	$\alpha_6 \approx 17000$ cuando $\theta_2 \approx 275^\circ$	$\alpha_6 \approx -14000$ cuando $\theta_2 \approx 165^\circ$

Con esta tabla se puede concluir que el eslabón 3 alcanza su mayor aceleración positiva cuando el eslabón 2 está vertical y su menor aceleración cuando el eslabón 2 se encuentra nuevamente vertical dirigido hacia abajo.

Respecto a los eslabones 4 y 5 se comportan de manera muy similar ya que alcanzan su mayor y menor aceleración casi al mismo tiempo, y esto sucede cuando el eslabón 2 se encuentra de manera horizontal.

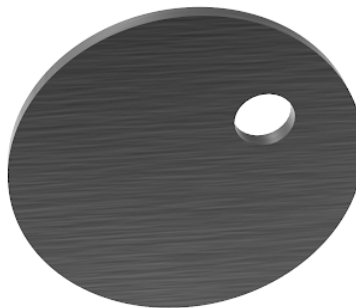
Para el eslabón 6 en la aceleración también se comporta de manera distinta a los demás, los anteriores alcanzaban sus ángulos máximos y mínimos en un rango de 180° . pero este no.

Modelo 3D

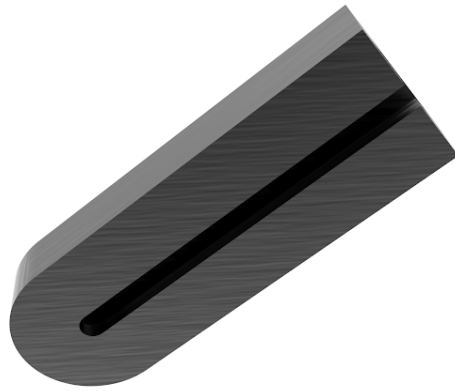
Para el desarrollo del programa en Mathematica con el Método de Newton y el de potencia se tiene que realizar el diseño de los eslabones mediante el uso de software de diseño.

Esto debido a que para poder realizar el análisis dinámico se requiere de información como los centros de gravedad, los momentos de inercia y las masas de cada pieza. En el programa, mediante el análisis cinemático, se determinaron los parámetros como el largo de los eslabones, y sus posiciones en el espacio. Con esto se obtuvo un diseño que consistió en las siguientes piezas:

Eslabón 1:



Eslabón 2:



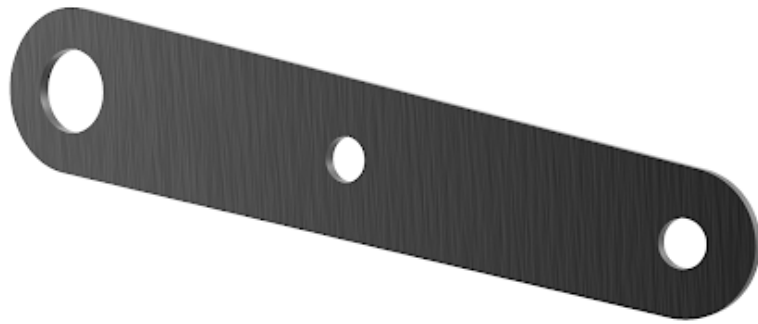
Eslabón 3:



Eslabón 4:



Eslabón 5:



Eslabón 6:



Tierra :



Ensamble:



Análisis Dinámico

El método para el análisis dinámico requiere de información como lo son masa y momento de inercia, de los cuales se obtuvieron los siguientes datos:

Eslabón	Masa[Kg]	$I_G[g/mm^2]$
1y2	0.02772	8061.84
3	0.01433	25654.01
4	0.01402	10118.87
5	0.01824	13175.67
6	0.01917	72531.46

Para la obtención de los momentos de inercia en los centros de masa de cada una de las piezas, se utilizaron los valores proporcionados por Solidworks, los cuales se muestran a través de tensores. Los tensores para cada pieza se expresan de la siguiente manera:

I_{xx}	I_{xy}	I_{xz}
I_{yx}	I_{yy}	I_{yz}
I_{zx}	I_{zy}	I_{zz}

Los momentos de inercia son medidos desde el sistema de coordenadas de salida y las unidades son $[gr/mm^2]$. En todos los casos, todas las piezas fueron 2 diseñadas utilizando como referencia el plano XY, por lo tanto, el momento de inercia requerido es la componente I_{zz}

Eslabón 1 y 2:

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 1354.86$	$I_{xy} = 0.00$	$I_{xz} = 1150.22$
$I_{yx} = 0.00$	$I_{yy} = 7557.76$	$I_{yz} = 0.00$
$I_{zx} = 1150.22$	$I_{zy} = 0.00$	$I_{zz} = 8061.84$

Eslabón 3:

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 126.47	lxy = 0.00	lxz = 0.00
lyx = 0.00	lyy = 25549.61	lyz = 0.00
lzx = 0.00	lzy = 0.00	lzz = 25654.01

Eslabón 4:

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 762.43	lxy = 0.00	lxz = -14.61
lyx = 0.00	lyy = 9378.03	lyz = 0.00
lzx = -14.61	lzy = 0.00	lzz = 10118.87

Eslabón 5:

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 504.80	lxy = 0.00	lxz = 31.25
lyx = 0.00	lyy = 12698.96	lyz = 0.00
lzx = 31.25	lzy = 0.00	lzz = 13175.67

Eslabón 6:

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 446.84	lxy = 2984.88	lxz = 409.41
lyx = 2984.88	lyy = 72114.15	lyz = 20.98
lzx = 409.41	lzy = 20.98	lzz = 72531.46

Cabe mencionar que los eslabones están hechos con Acero A36 pues es uno de los aceros más comunes. Por sus propiedades mecánicas, ya que siendo un mecanismo del cual no se necesita unas mayores características de resistencia mecánica, parece un material sencillo y fácil de conseguir.

Dinámica método Newton - Euler

Para la solución dinámica de newton, se necesitan los datos proporcionados anteriormente y en este caso proporcionados por el software de CAD SolidWorks. Para

este método, se definieron los vectores como en la solución cinemática con la diferencia de que los vectores ya no serán de junta a junta, ahora estos vectores están definidos por un origen al centro de masa de cada eslabón.

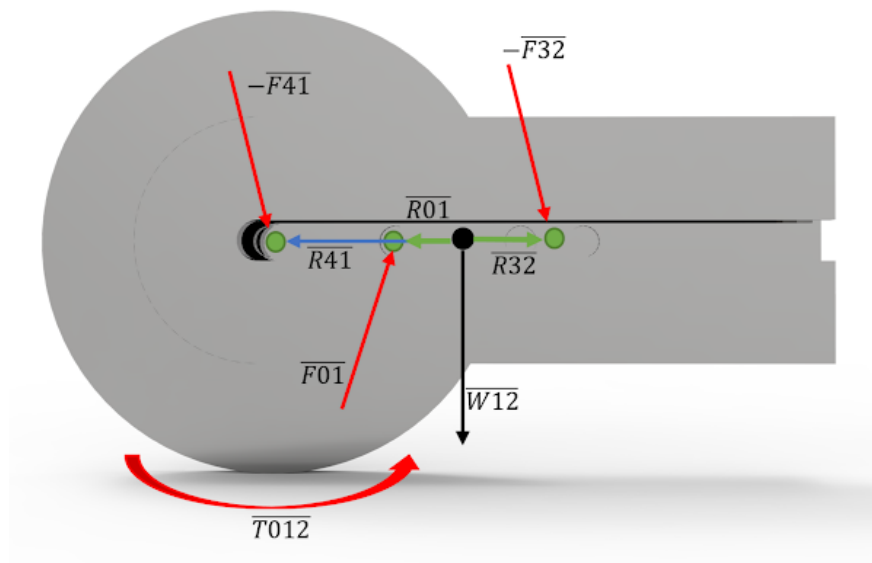
Este método ayuda a la obtención de las fuerzas en cada eslabón, por lo tanto de las siguientes ecuaciones se deben de aplicar para cada eslabón.

$$\sum \overline{F} = m \overline{a}_G$$

$$\sum \overline{M}_G = I_G \overline{\alpha}$$

Por lo tanto, se debe de tener un análisis completo de todas las fuerzas y **pares** que intervienen en cada eslabón, a continuación se presentan los diagramas de cuerpo libre de cada eslabón:

Eslabón 1 y 2:



$$\sum \overline{F} = -\overline{F}_{41} + \overline{F}_{01} - \overline{F}_{32} - \overline{W}_{12} = m_{12} \overline{a}_{G12}$$

$$\sum \overline{M}_G = \overline{T}_{012} + \overline{R}_{41} \times (-\overline{F}_{41}) + \overline{R}_{32} \times (-\overline{F}_{32}) + \overline{R}_{01} \times \overline{F}_{01} = I_{G12} \overline{\alpha}_2$$

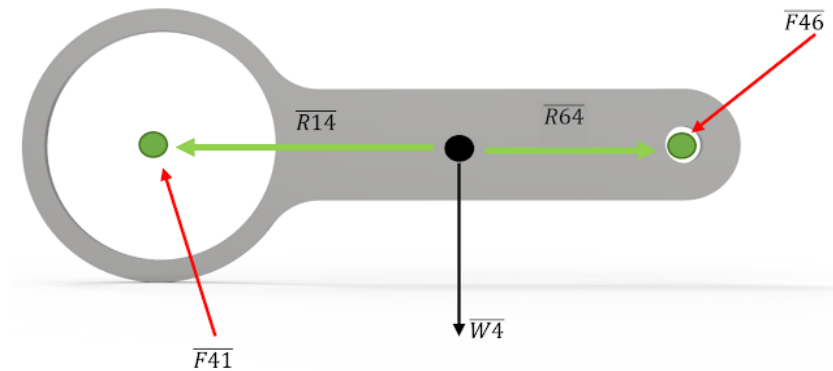
Eslabón 3:



$$\sum \overline{F} = -\overline{F}_{53} + \overline{F}_{32} - \overline{W}_3 = m_3 \overline{a}_{G3}$$

$$\sum \overline{M}_G = +\overline{R}_{53} \times (-\overline{F}_{53}) + \overline{R}_{23} \times \overline{F}_{32} = I_{G3} \overline{\alpha}_3$$

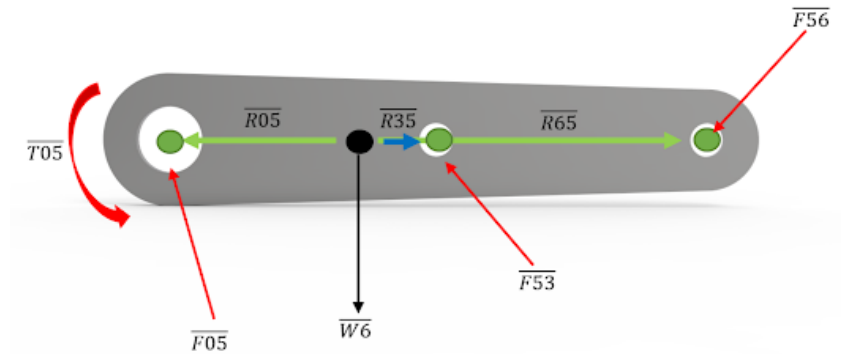
Eslabón 4:



$$\sum \overline{F} = \overline{F}_{41} + \overline{F}_{46} - \overline{W}_4 = m_4 \overline{a}_{G4}$$

$$\sum \overline{M}_G = +\overline{R}_{14} \times (\overline{F}_{41}) + \overline{R}_{64} \times (\overline{F}_{46}) = I_{G4} \overline{\alpha}_4$$

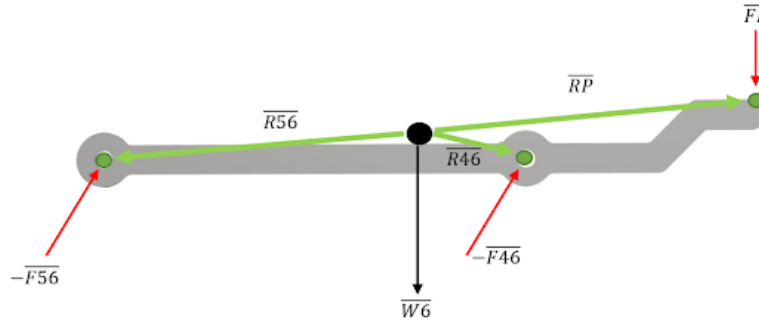
Eslabón 5:



$$\sum \overline{F} = +\overline{F}_{05} + \overline{F}_{53} + \overline{F}_{56} - \overline{W}_5 = m_5 \overline{a}_{G5}$$

$$\sum \overline{M}_G = \overline{T}_{05} + \overline{R}_{05} \times (\overline{F}_{05}) + \overline{R}_{35} \times (\overline{F}_{53}) + \overline{R}_{65} \times \overline{F}_{56} = I_{G5} \overline{\alpha}_5$$

Eslabón 6:



$$\sum \overline{F} = -\overline{F}_{56} + \overline{F}_P - \overline{F}_{46} - \overline{W}_6 = m_6 \overline{a}_{G6}$$

$$\sum \overline{M}_G = +\overline{R}_{56} \times (-\overline{F}_{56}) + \overline{R}_{46} \times (-\overline{F}_{46}) + \overline{R}_P \times \overline{F}_P = I_{G6} \overline{\alpha}_6$$

En las imágenes anteriores, se muestran las fuerzas de reacción que interactúan en cada uno de los eslabones, donde tenemos como incógnitas todas las fuerzas, excepto \overline{F}_P , que fue un dato de entrada.

Solución método de Newton con masa

El planteamiento con las ecuaciones de Newton - Euler nos da como resultado un sistema de ecuaciones lineales de 15 x 15 que con ayuda de Wolfram Mathematica y su función **Solve** se resolverá.

Solución método de Newton sin masa

Dinámica método de trabajo virtual

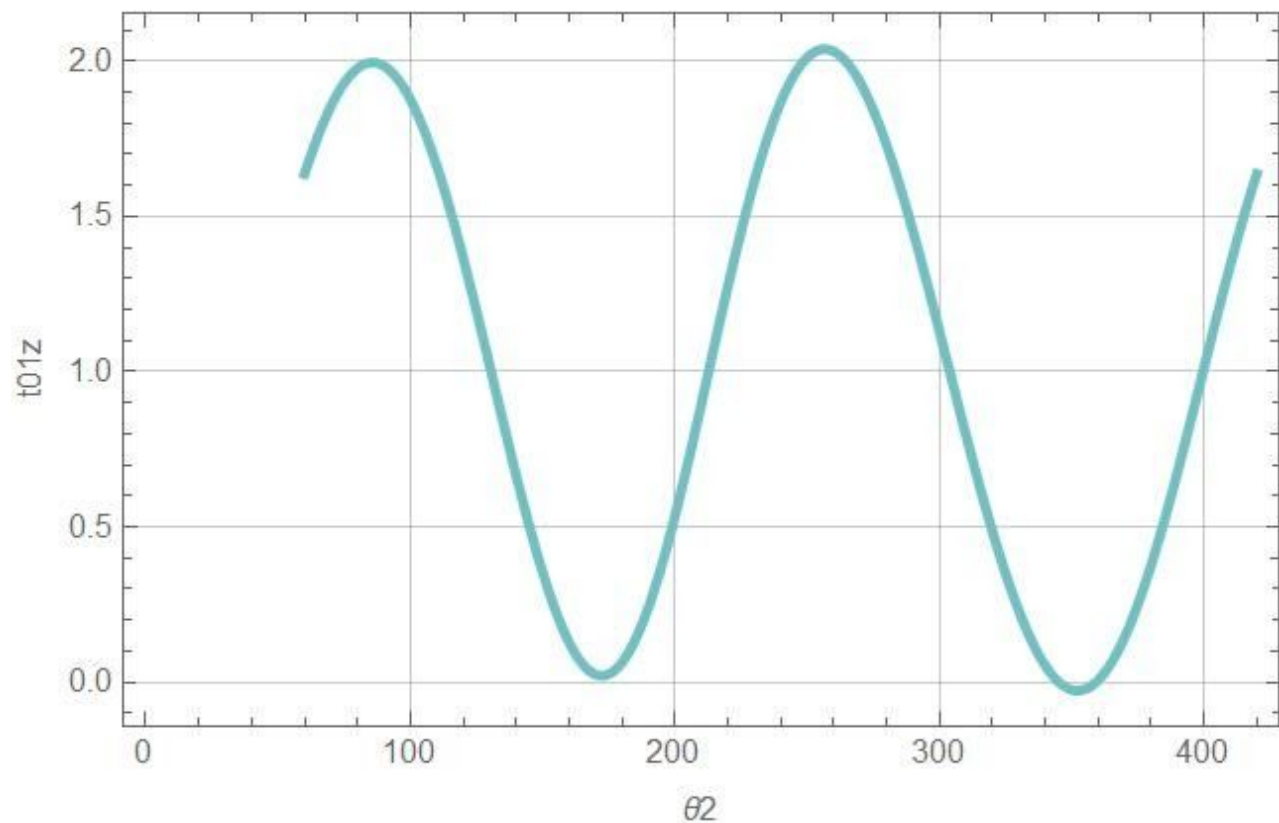
El método de para obtener el diferente par que tendrá el motor para poder mover el mecanismo. Este método utiliza la siguiente ecuación:

$$\sum_{k=2}^n \overline{F_k} \cdot \overline{v_k} + \sum_{k=2}^n \overline{T_k} \cdot \overline{\omega_k} - \sum_{k=2}^n m_k \overline{a_{Gk}} \cdot \overline{v_{Gk}} - \sum_{k=2}^n I_{Gk} \overline{\alpha_k} \cdot \overline{\omega_k} = 0$$

$$\begin{aligned} \overline{F_P} \cdot \overline{v_P} + \overline{T_{05}} \cdot \overline{\omega_5} + \overline{T_{01}} \cdot \overline{\omega_2} - m_{12} \overline{a_{G12}} \cdot \overline{v_{G12}} - m_3 \overline{a_{G3}} \cdot \overline{v_{G3}} - m_4 \overline{a_{G4}} \cdot \overline{v_{G4}} \\ - m_5 \overline{a_{G5}} \cdot \overline{v_{G5}} - m_6 \overline{a_{G6}} \cdot \overline{v_{G6}} - I_{G12} \overline{\alpha_2} \cdot \overline{\omega_2} - I_{G3} \overline{\alpha_3} \cdot \overline{\omega_3} - I_{G4} \overline{\alpha_4} \cdot \overline{\omega_4} \\ - I_{G5} \overline{\alpha_5} \cdot \overline{\omega_5} - I_{G6} \overline{\alpha_6} \cdot \overline{\omega_6} = 0 \end{aligned}$$

Este método, tiene la ventaja de obtener el par que necesita el mecanismo para poder moverse, al contrario del método de Newton - Euler, solo se tiene una ecuación de 1 x 1, sin embargo por la gran cantidad de información y porque deseamos obtener los diferentes pares que se necesitan para el mecanismo, se utilizará Wolfram Mathematica para la solución del sistema.

Se planea la ecuación y con la función **Solve** de Wolfram Mathematica se obtiene el siguiente gráfico del θ_2 vs τ_{01z}



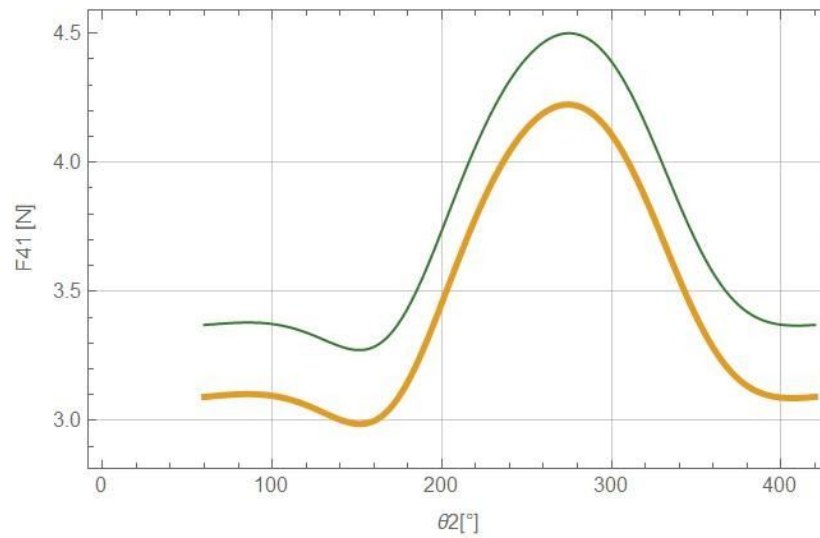
La gráfica del par parece congruente, no tiene ningún problema de continuidad y de cambios bruscos. Se muestra como va cambiando de forma continua y congruente.

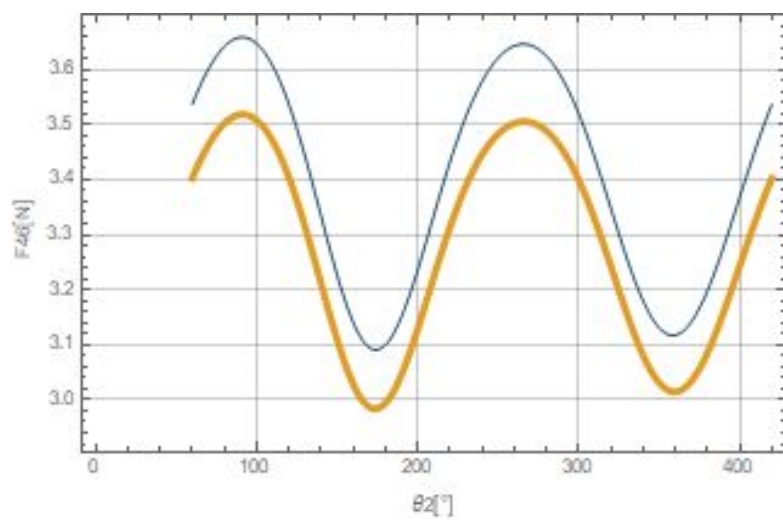
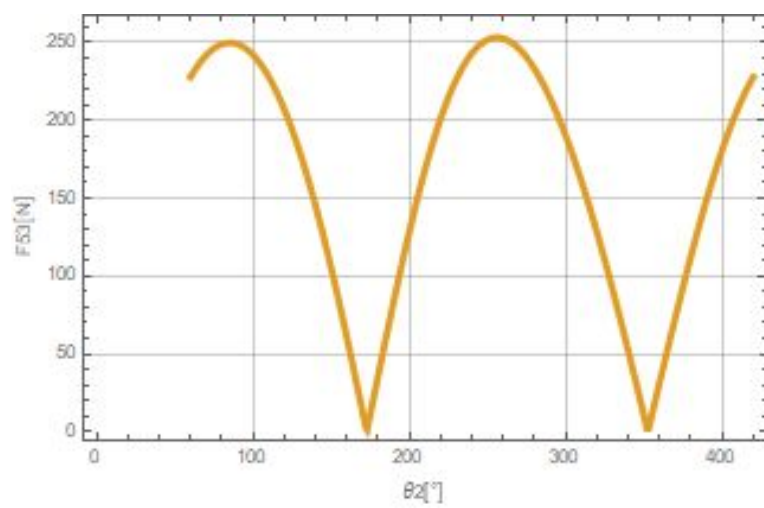
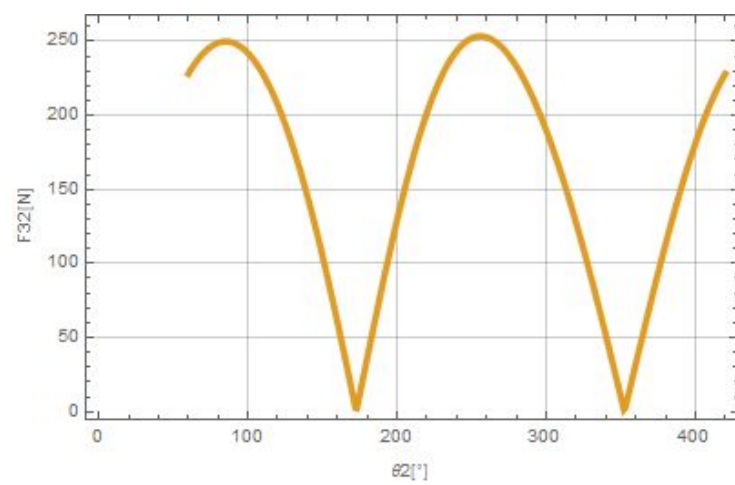
Comparación de las fuerzas y el torque con y sin considerar el peso en el método de Newton-Euler

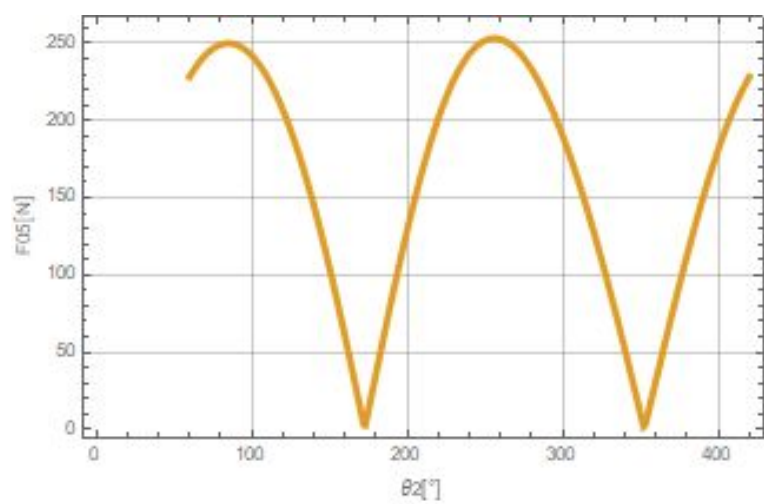
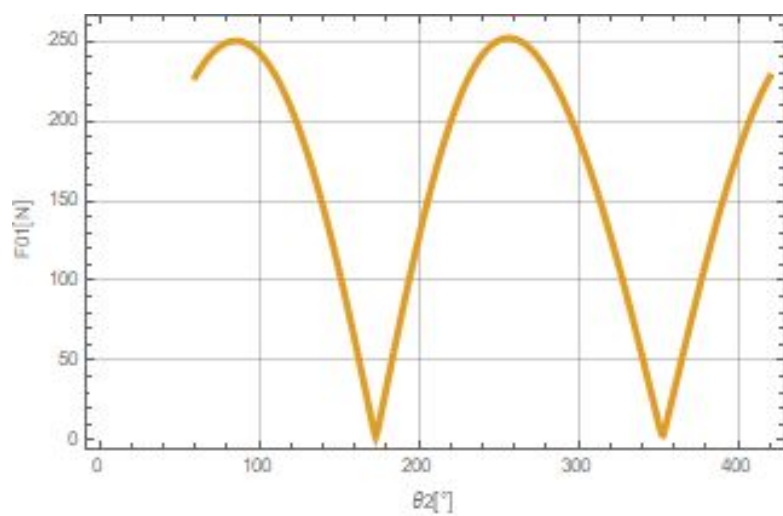
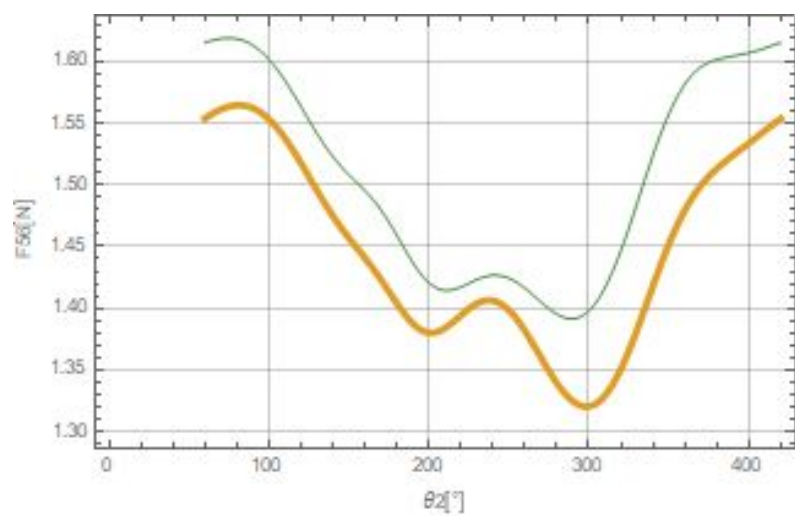
Básicamente no hay gran variación entre un caso y el otro, donde la mayor diferencia se encuentra es en las crestas y valles pero sigue sin ser realmente una diferencia significativa:

Las funciones de color naranja son con peso

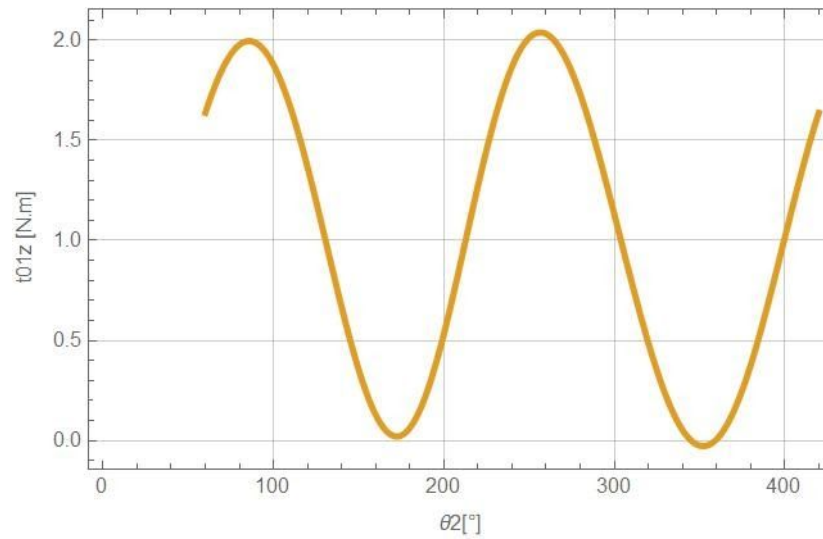
Las funciones de color verde son sin peso



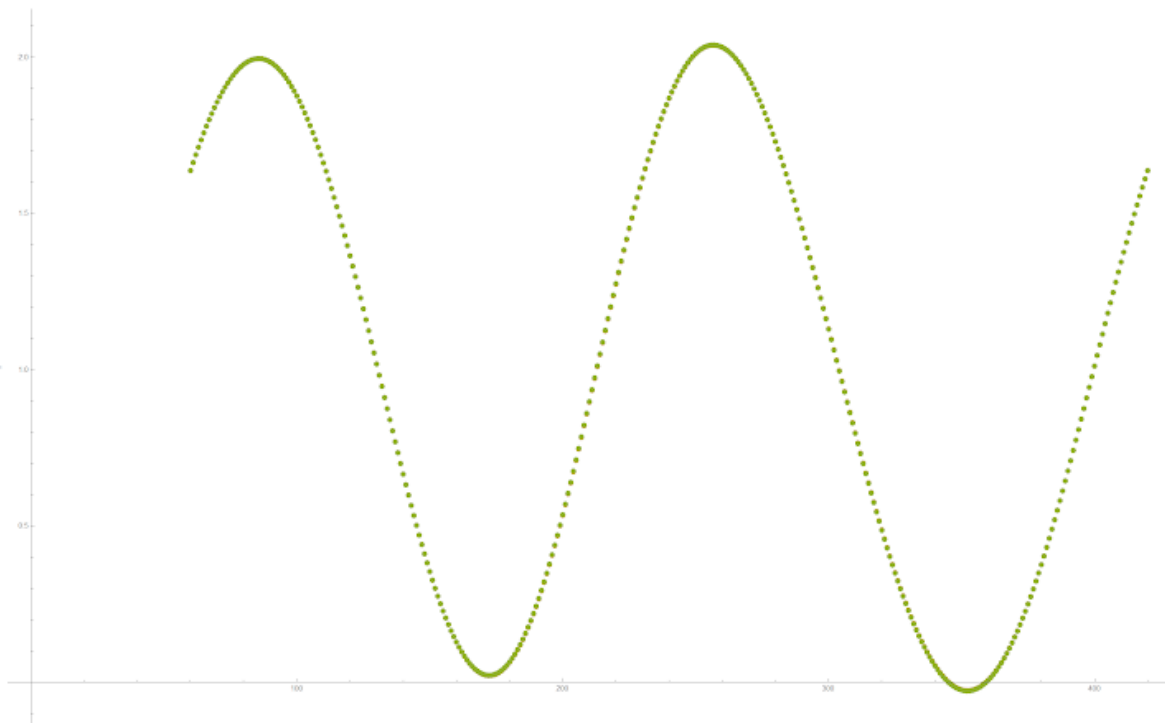




En la gráfica de $\overline{T_{01}}$ se puede observar que si consideramos el peso o no, el resultado será muy similar



Método de Newton-Euler vs. Método de Potencia



Podemos ver entre ambos métodos que la aproximación no es 100% exacta, pero es casi la misma, ya que en algunos lugares se puede notar un tona anaranjado la cual le pertenece al método de Newton, ambos métodos ofrecen los mismos resultados de momento dependiendo de la posición de la manivela.

Conclusiones

El análisis cinemático es la base para el total desarrollo de un mecanismo porque da una idea clara y sencilla de interpretar el movimiento de los eslabones dependientes de una variable de entrada, es decir, un solo eslabón controla al mecanismo.

Una simulación con los datos proporcionados con el análisis cinemático y la interpretación de los distintos valores en las posiciones de los eslabones son un indicador de que el procedimiento se está llevando de una manera adecuada.

El principal problema de este mecanismo es que en uno solo se puede decir que incluye 3, pues la corredera que se fija nos permite tener 3 diferentes movimientos, los que dependen de las distintas longitudes que puede tener el eslabón 2.

El análisis Dinámico, depende de un diseño previo de CAD, por lo que es de las cosas más importantes, pues sin este tipo de software nos permite obtener información de propiedades mecánicas del eslabón, como en este caso la masa. Este análisis nos permite obtener la fuerza de cada eslabón, método de Newton - Euler, sin embargo el método de Trabajo virtual nos permite obtener únicamente las fuerza que ingresa al sistema o la fuerza que sale del sistema.

El método Newton - Euler nos da toda la información de fuerzas y pares aplicados al sistema y el método de trabajo virtual, nos da el par de entrada, por lo que hay una comparación pues obtenemos el mismo dato de 2 formas diferentes, como la muestra la gráfica de comparación de par se puede observar que los pares no son totalmente igual pero aún así se parecen demasiado el método de Newton - Euler con peso y el método de trabajo virtual, sin embargo el método de Newton - Euler sin peso se parece a los otros 2 análisis pero son valor absoluto, no muestra valores negativos aunque parece tener el mismo comportamiento que los otros 2 métodos.

Cabe mencionar que también sería bueno un análisis para las otras 2 posibles distancias de del vector $\overline{R_2}$, ya que este análisis fue basado más a la opción en la que $AB > AC$, aunque el análisis es muy parecido, no se debe dar por hecho y es destacable la opción de añadir los otros 2 análisis.

Se considera que se debería tener un mayor análisis para obtener las resistencias del material para saber si es óptima la y las diferentes fallas por fatiga que este podría tener.

Por último, se propone que para el total análisis del mecanismo, se debería hacer un estudio completo de la resistencia de los materiales, para poder saber si el material propuesto soportaría los esfuerzos a los que estaría sometido.