

Instituto Tecnológico de Buenos Aires

MECANISMOS - 31.33

MECANISMO AMASADOR

Grupo 8

JORGE CARDozo – 57331
PATRICIO WHITTINGSLow – 55423
ARI TELECEMIAN – 55188
AGUSTÍN CANALIS – 56674

Fecha de entrega: 15 de septiembre de 2018

Firma del docente:



Problema

A lo largo de este trabajo se busca estudiar un mecanismo de una amasadora industrial. El mecanismo controla una punta amasadora que se mueve en una trayectoria con apariencia de triángulo rectángulo suavizado. El modelo de fuerzas que vamos a usar para el caso es que toda la potencia se disipa en los dos catetos de la hipotenusa, y el retorno es libre.

El análisis consiste de dos partes: una cinemática y una dinámica para verificar que el mecanismo se puede realizar.

1. Convenciones de nombres, signos y subíndices

Al mirar los distintos resultados, tener en cuenta que se realizaron con los siguientes nombres de nodos y barras. Los giros antihorario son positivos. Para simplificar el problema se invirtió la orientación en x y se alineó la tierra con el eje horizontal.

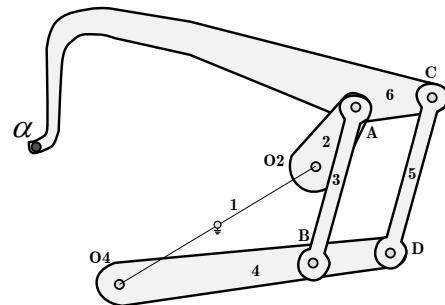


Figura 1: Interpretación artística del mecanismo.

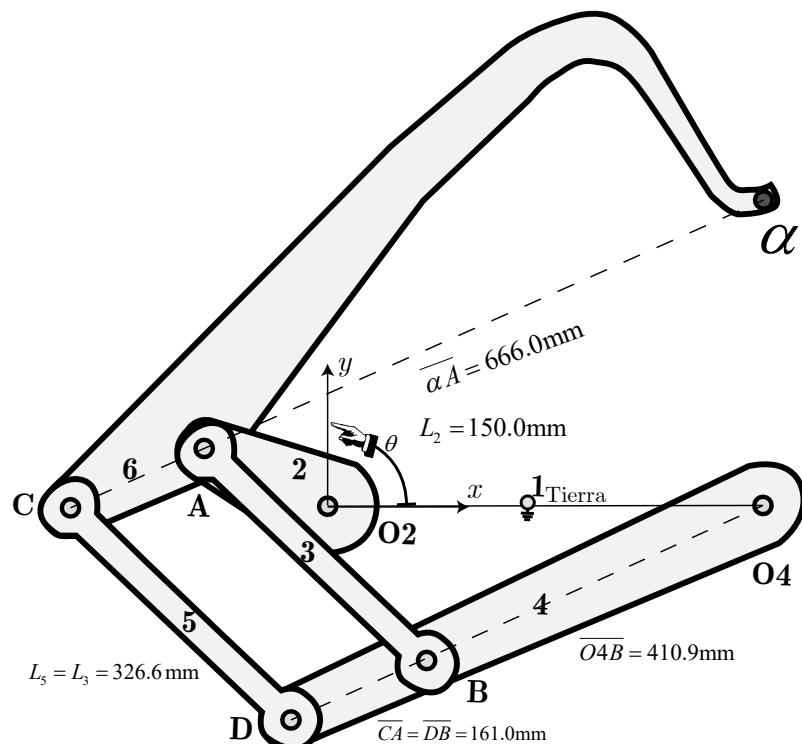


Figura 2: Modelo matemático usado en MATLAB. Movimiento de manivela (2) anti-horario.

2. Estudio preliminar

A lo largo del estudio surgirán ecuaciones para describir aspectos del mecanismo. Todas fueron obtenidas del libro *Diseño en Maquinaria* [Norton, 1999].

2.1. Submecanismos

El mecanismo en cuestión es un mecanismo de Stephenson de primera inversión. Se distingue un submecanismo (en adelante '*mecanismo principal*') de cuatro barras 1-2-3-4. Éste controla los dos GDL del submecanismo *secundario* de 5 barras 1-2-6-5-4. Otra unidad de análisis es el paralelogramo ABDC. Esa forma tiene por consecuencia que $\theta_3 = \theta_5$ y también $\theta_4 = \theta_6$. Nuestro punto de interés α está en el acoplador y por estar en el acoplador tiene ciertas peculiaridades que se explicarán mas adelante.

2.2. Grados de Libertad y condición de Grashof

$$GDL = 3(L - 1) + 2J + S$$

donde $L = 6$ el numero de eslabones, $J = 7$ la cantidad de juntas, $S = 0$ se llega a que el mecanismo tiene un grado de libertad (GDL) y por lo tanto necesita un input para tener movimiento definido. Tomando $S = 150\text{mm}$ según el requerimiento del problema se llego a que el circuito de eslabones 2, 6, 5, 1 cumple con Grashof (Clase I).

$$S + L < P + Q$$

$$150 + 576.09 < 326.64 + 326.64$$

$$726.09 < 753.28$$

El mecanismo secundario no cumple con Grashof. Esta condición de bloqueo se daría en el caso que $\theta_3 = \theta_4 = \theta_5 = \theta_6$ ocasionando un colapso del paralelogramo ABDC. Por simulación se sabe que nunca ocurre. El gráfico 4 muestra que no se cumple la igualdad anterior para ningun $\theta_2 \in \{0, 2\pi\}$

2.3. Puntos de bloqueo o indefinición

El paralelogramo ABDC tendría una indeterminación si se alinearan todas sus cuatro barras. Sin embargo, eso no puede ocurrir porque eso rompería el mecanismo principal:

$$\overline{BO_4} + \overline{AB} > \overline{AO_2} + \overline{O_2O_4} \quad (1)$$

La manivela no tiene posiciones límite porque ser de Grashof el mecanismo principal.

2.4. Posiciones de estudio

Las posiciones a estudiar son los puntos definidos por θ_2 para cuando el punto α esta a mitad de un trayecto quasi-rectilíneo.

1. Comienzo del amasado $\theta_{21} \approx 4,2 \text{ rad}$
2. Trayecto principal de amasado $\theta_{22} \approx 2,0 \text{ rad}$ (Posición de la figura 3)
3. Carrera de reset $\theta_{23} \approx 6,1 \text{ rad}$

2.5. Ángulos de transmisión

Como lo visto en el Norton pp 73-74, el ángulo de transmisión no está definido si, como en nuestro mecanismo, la fuerza de salida se encuentra aplicada a un eslabón flotante. Por lo tanto, usaremos como indicador de mérito la relación de velocidades de la manivela y el punto alfa:

$$\eta_{A\alpha} = \frac{|V_A|}{|V_\alpha|}$$

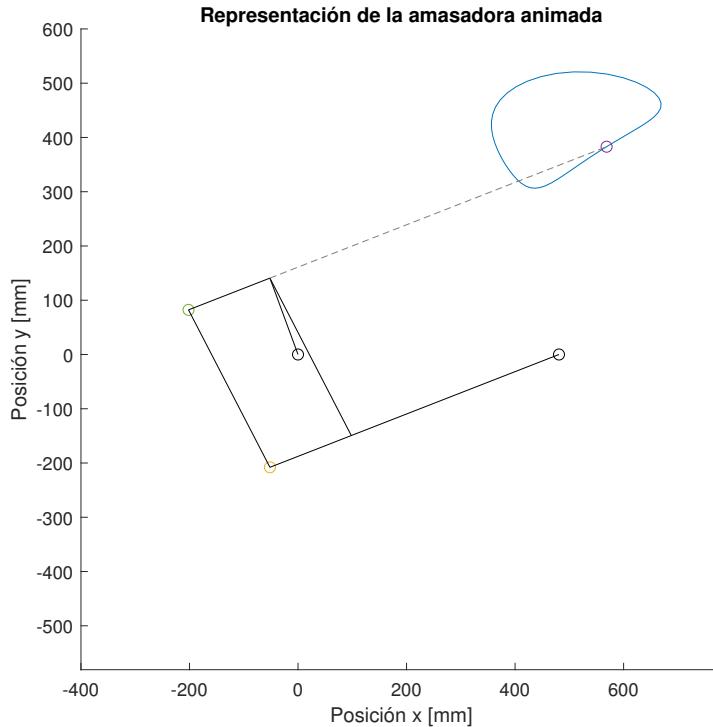


Figura 3: Trace y representación del mecanismo en MATLAB. El movimiento de la manivela es anti-horario.

Usamos esta definición ya que es el factor de multiplicación que hay entre la fuerza que hace la manivela y la fuerza que hace α . Como la potencia que entra debe ser igual a la que sale (ignorando por el momento la que se acumula en cinética), se da que:

$$V_A \cdot F_a = V_\alpha \cdot F_\alpha$$

Y por definición

$$F_\alpha = \eta_{A\alpha} \cdot F_A$$

Se pueden observar que los máximos de la función $\eta_{A\alpha}(\theta_2)$ coinciden con las posiciones de estudio (figura 7).

3. Confección del modelo

Se realizaron dos modelos. Uno analítico realizado en MATLAB donde las velocidades están obtenidas numéricamente a partir de las posiciones previamente calculadas. El otro modelo fue realizado de manera gráfica mediante el uso de CATIA.

En cuanto a la síntesis gráfica de velocidades, se procedió a calcular los centros instantáneos de posición. Las líneas acotadas (con dimensiones de referencia) son los vectores velocidad de los puntos, cuya longitud representa la velocidad en $\frac{\text{mm}}{\text{seg}}$.

Nota: El sketch de CATIA tiene escondidas todas las cotas para mayor comprensión. El único input modificable es θ_2 por ser este un mecanismo con 1 GDL. Las variaciones deben realizarse manualmente, subiendo y bajando el ángulo mediante las flechas. Caso contrario puede invertirse el mecanismo.

4. Análisis de velocidades

Las velocidades absolutas de todos los puntos fueron calculadas usando el MATLAB. Primero se hizo el estudio de posiciones. Una vez obtenidos los valores de las posiciones de cada junta se obtuvieron las velocidades por método numérico. Se contrastó dichos valores con un modelo hecho en CATIA que dio resultados congruentes.

4.1. Gráficos de la cinemática

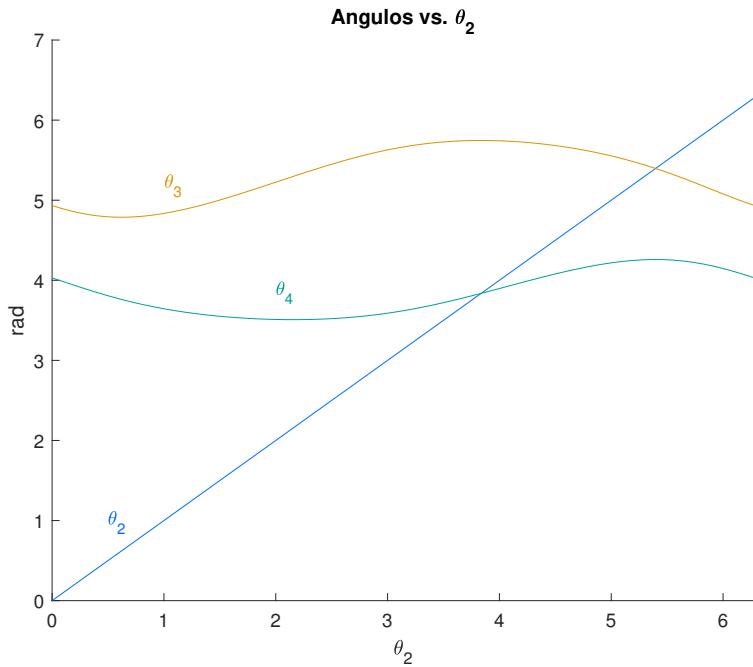


Figura 4: Ángulos en función de θ_2 . Naturalmente θ_2 es la identidad.

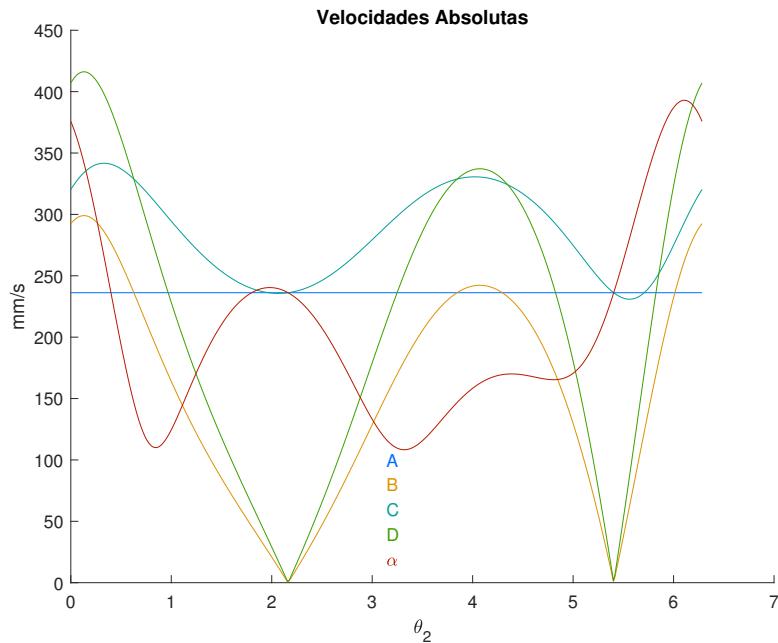


Figura 5: Velocidades graficadas en función de θ_2 según 2

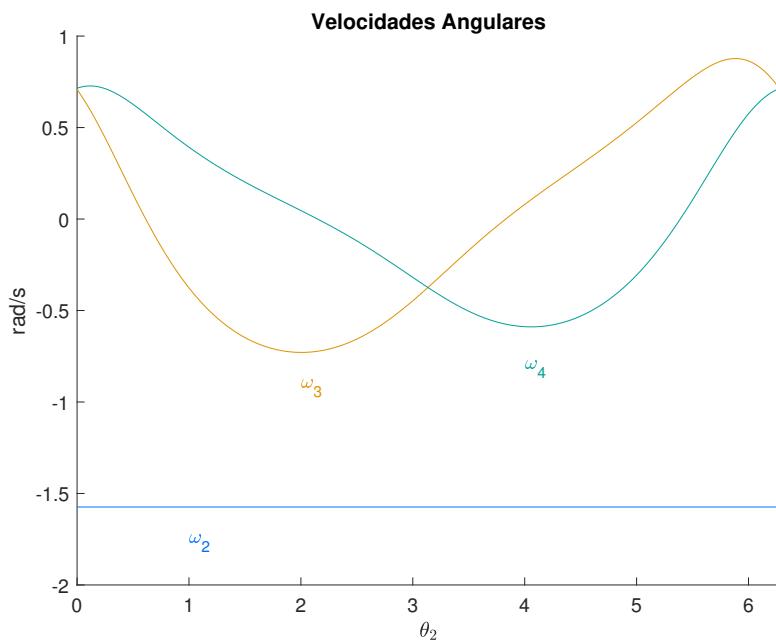


Figura 6: Velocidades angulares de 2, 3 y 4.

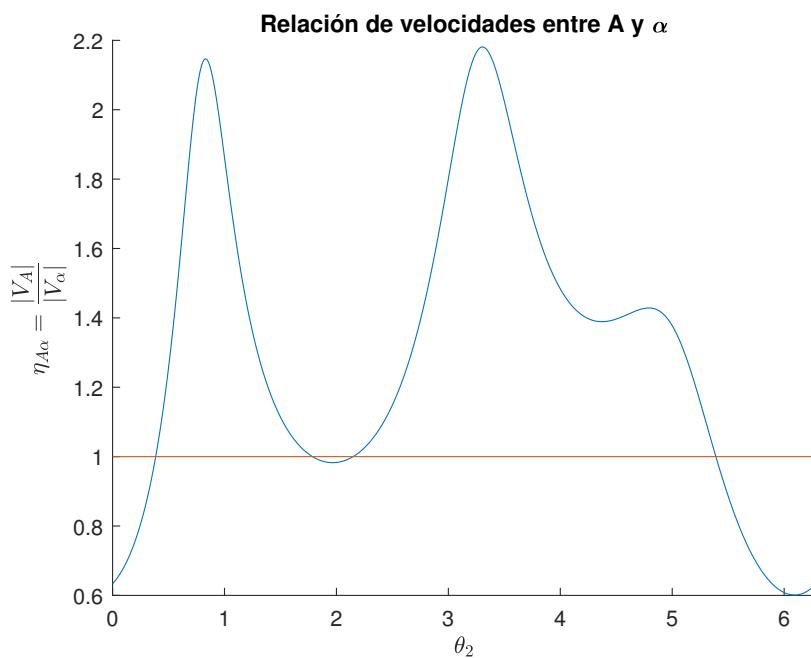


Figura 7: Indicador de transmisión de fuerzas $\eta_{\alpha A}$. La unidad también está graficada. Notar que cuando $\eta > 1$ se produce una reducción de fuerza en el punto α ya que se conserva la potencia. Por otro lado, cuando $\eta < 1$ se produce una multiplicación de la fuerza en el punto α por el mismo motivo.

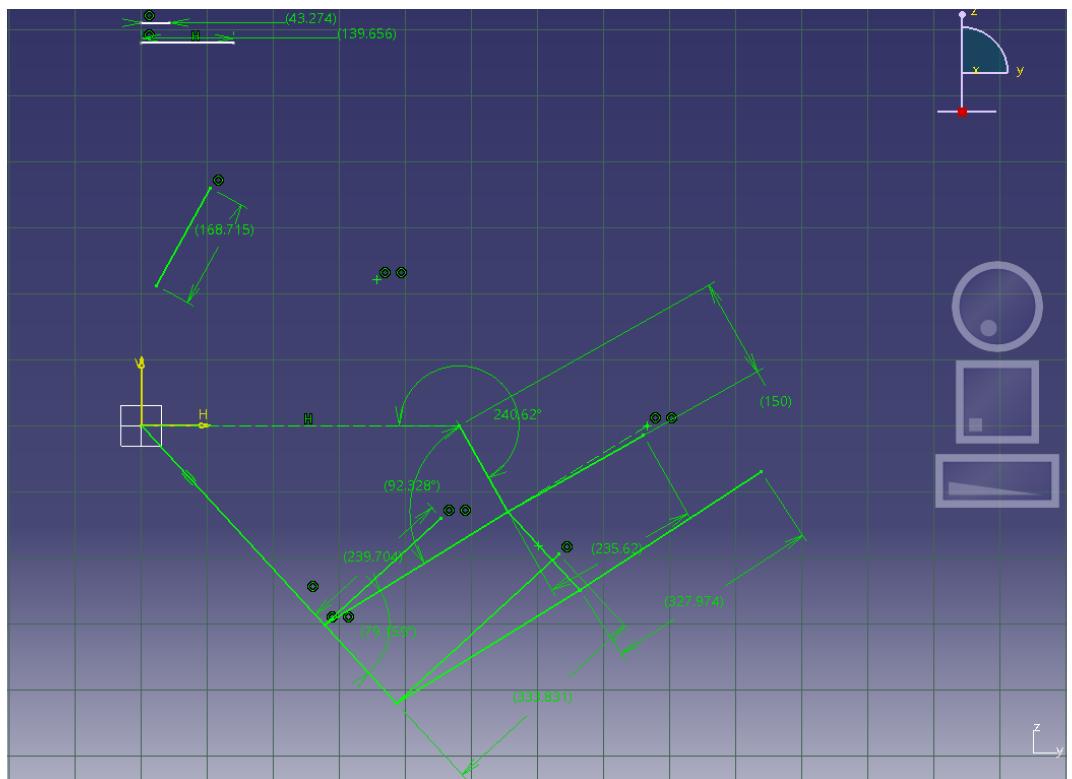


Figura 8: Análisis manual de mecanismo en θ_{21}

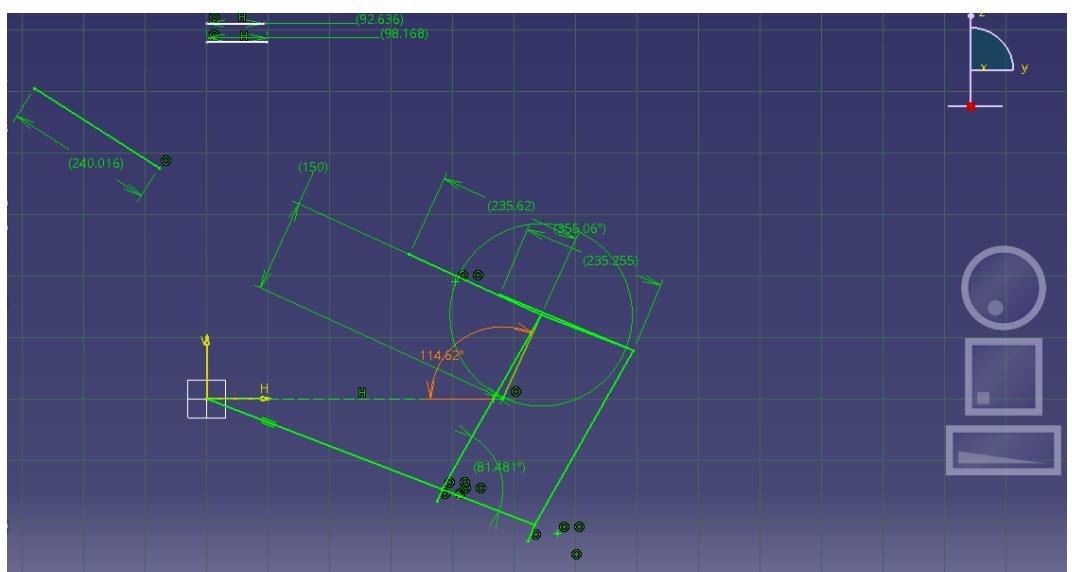


Figura 9: Análisis manual de mecanismo en θ_{22}

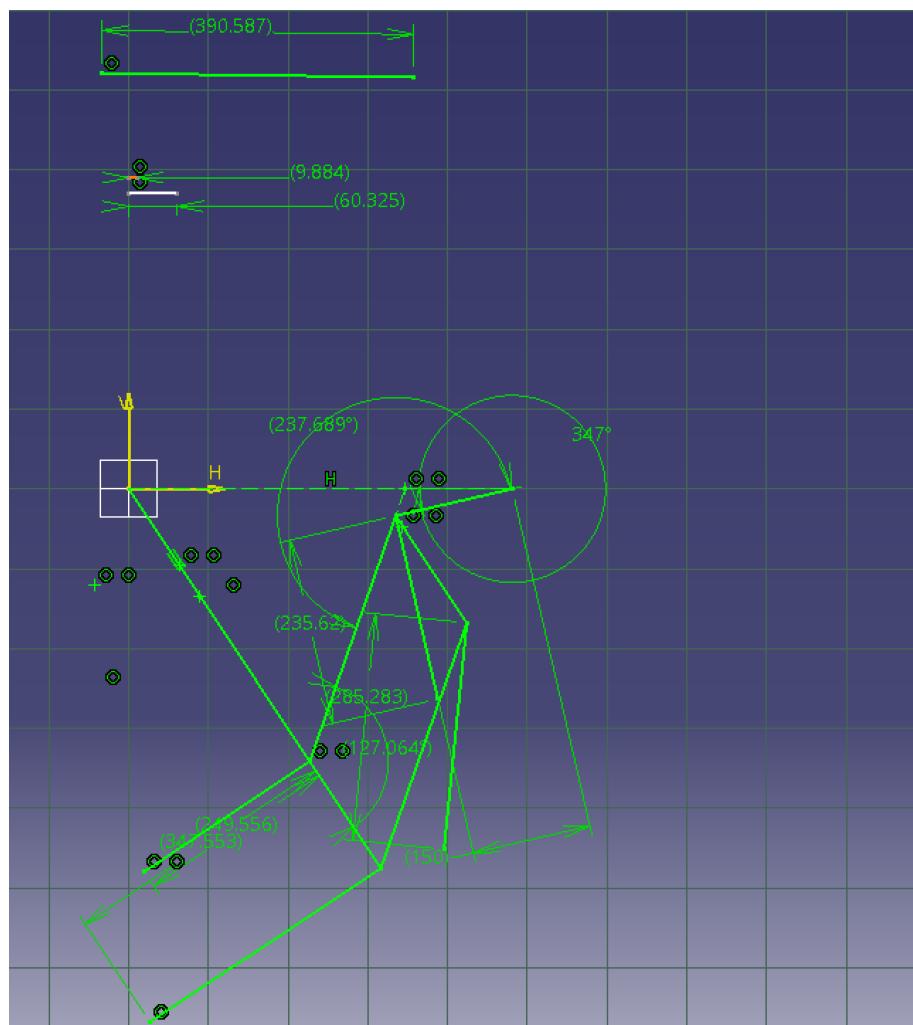


Figura 10: Análisis manual de mecanismo en θ_{23}

Referencias

Robert L Norton. *Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines*, volume 924. McGraw-Hill Boston, 1999.