

Kinematic and dynamic analysis for a four-link mechanism using Matlab and MSC ADAMS

Jorge Hurel, PhD.¹, Jorge Luis Amaya, PhD.¹, Francisca Flores, Msc.² and Fausto Caicedo¹

¹ Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

jhurel, jlamaya, fcaicedo [{@espol.edu.ec}](mailto:}@espol.edu.ec)

² Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador. ffloresn@espol.edu.ec

Abstract— *The present article has as main objective to model a four-bars mechanism to the drive system of a gel and minerals encapsulating machine. This model includes a kinematic and dynamic analysis using the vector loop method; defining as main input variable the angular displacement of the crank, the same that is connected to the motor. The accelerations in the centers of gravity (kinematic variables) of each element were related to the forces acting on the element. This was done using Newton's second law. Through the dynamic analysis of the mechanism, the necessary torque was determined to move it to the initial kinematic conditions. The torque was calculated using the Matlab software in the force equations for the entire range of motion; this means the complete cycle of movement of the crank. The result of torque obtained in Matlab was contrasted with the simulation software MSC ADAMS, where clear similarities were obtained between both results.*

Keywords- *Dynamic analysis, Four-bar mechanism, Vector loop method.*

Digital Object Identifier (DOI):<http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2018.1.1.297>
ISBN: 978-0-9993443-1-6
ISSN: 2414-6390

Comparación del análisis cinemático y dinámico para un mecanismo de cuatro eslabones utilizando MATLAB y MSC ADAMS

Jorge Hurel, PhD.¹, Jorge Luis Amaya, PhD.¹, Francisca Flores, Msc.² and Fausto Caicedo¹

¹Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

jhurel, jlamaya, fcaicedo {@espol.edu.ec}

²Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

ffloresn@espol.edu.ec

Resumen– El presente artículo tiene como objetivo modelar un mecanismo de cuatro barras; tomando como caso de estudio referencial el sistema motriz de una máquina encapsuladora de vitaminas y minerales en gel. Dicho modelo incluye un análisis cinemático y dinámico utilizando el método de lazo vectorial cerrado y las ecuaciones de movimiento de Newton; definiendo como variable principal de entrada el desplazamiento angular de la manivela, la misma que está conectada al motor. Se relacionó las aceleraciones en los centros de gravedad (variables cinemáticas) de cada elemento, con las fuerzas actuando en el elemento. Esto se llevó a cabo utilizando la segunda ley de movimiento de Newton. Mediante el análisis dinámico del mecanismo, se determinó el torque necesario para mover el mismo a las condiciones cinemáticas iniciales considerando la inercia del sistema. El torque fue calculado utilizando el software MATLAB en las ecuaciones de fuerza para toda la gama de movimiento, es decir, el ciclo completo de movimiento de la manivela. El resultado del torque obtenido en MATLAB fue contrastado con el software de simulación MSC ADAMS, donde se obtuvieron claras similitudes entre ambos resultados.

Palabras claves: Análisis dinámico, mecanismo de cuatro barras, método de lazo vectorial.

Abstract– The present article has as main objective to model a four-bars mechanism to the drive system of a gel and minerals encapsulating machine. This model includes a kinematic and dynamic analysis using the vector loop method; defining as main input variable the angular displacement of the crank, the same that is connected to the motor. The accelerations in the centers of gravity (kinematic variables) of each element were related to the forces acting on the element. This was done using Newton's second law. Through the dynamic analysis of the mechanism, the necessary torque was determined to move it to the initial kinematic conditions. The torque was calculated using the MATLAB software in the force equations for the entire range of motion; this means the complete cycle of movement of the crank. The result of torque obtained in MATLAB was contrasted with the simulation software MSC ADAMS, where clear similarities were obtained between both results.

Keywords: Dynamic analysis, four-bar mechanism, vector loop method.

Digital Object Identifier (DOI): <http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2018.1.1.297>
ISBN: 978-0-9993443-1-6
ISSN: 2414-6390

I. INTRODUCCIÓN

Al iniciar el movimiento de un mecanismo como el descrito anteriormente; este va a transmitir fuerzas y momentos al sistema para generar un trabajo. Estas fuerzas y momentos son consecuencia de la interacción entre elementos, la interacción con el exterior, así como de la propia inercia del sistema. Como es de esperarse, estas fuerzas y estos momentos pueden producir perturbaciones que deben eliminarse para mejorar el rendimiento dinámico del mecanismo. Varios métodos se presentan en la literatura para analizar estas fuerzas y los momentos debido a la inercia [1] [2].

En el ámbito industrial existen diferentes máquinas compuestas de mecanismos que permiten realizar un trabajo específico mediante movimientos alternativos. Para la industria ecuatoriana, en su mayoría estas máquinas están conformadas por mecanismos de cuatro eslabones; donde, para un número significativo de mecanismos: tres de estos eslabones son móviles y el cuarto es fijo, el mismo que es determinado por la forma de la bancada. Estos eslabones están unidos en sus nodos, mediante pasadores, los que permiten girar alrededor del mismo. Adicionalmente, sabemos por teoría de diseño de máquinas que los eslabones móviles se unen con el eslabón fijo mediante elementos de unión llamados pivotes [3] [4].

Los medios de unión de eslabones mecánicos, que básicamente son un conjunto de elementos rígidos conectados a través de articulaciones para traducir el movimiento o la fuerza, se han estudiado durante varios años. Los mecanismos de enlace, y en particular los enlaces de 4 barras o eslabones se han utilizado ampliamente en la industria para transmitir torsión, movimiento y potencia, o para transformar un tipo de movimiento o fuerza en otro [5]. Como un ejemplo de representación de estos mecanismos de 4 eslabones, se ha tomado una máquina encapsuladora (figura 1); siendo este un equipo que produce trabajo en forma de movimiento necesitando energía asociada directamente al tipo de movimiento de la máquina, así como a la inercia y peso de esta. Desde un punto de vista teórico, los vínculos de 4 barras se han cubierto de forma más extensa en la literatura generando

diferentes métodos para su modelización los cuales difieren los unos con los otros en su complejidad. El presente caso de estudio, estable un análisis sencillo de la cinemática y dinámica del modelo de 4 eslabones convencional utilizando y comparando los resultados obtenidos mediante los softwares MATLAB y MSC Adams [6][7].



Fig. 1 Máquina encapsuladora de vitaminas y minerales en gel.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

El mecanismo del presente estudio de caso se puede analizar como un mecanismo convencional de cuatro barras; siendo posible de representarlo mediante un diagrama simple, el cual se muestra en la figura 2.

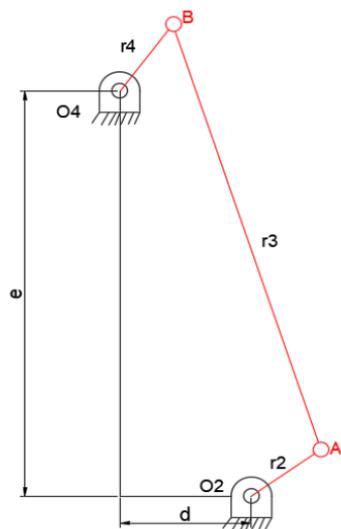


Fig. 2 Diagrama de posición de eslabones en el mecanismo.

El detalle de cómo se conectan los eslabones en el mecanismo de cuatro barras se presentan en la figura 3 y en la figura 4; considerando que estos están compuestos por un mecanismo conectado a un motor que nos brinda una potencia y un torque determinado a revoluciones constantes, y un mecanismo que actúa como acople y al mismo tiempo le permite transmitir la potencia y torque hacia el eslabón que va a realizar el trabajo de la máquina.

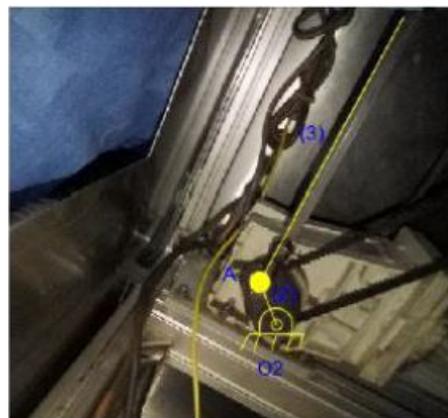


Fig. 3 Conexión al motor, eslabón 2 y 3.

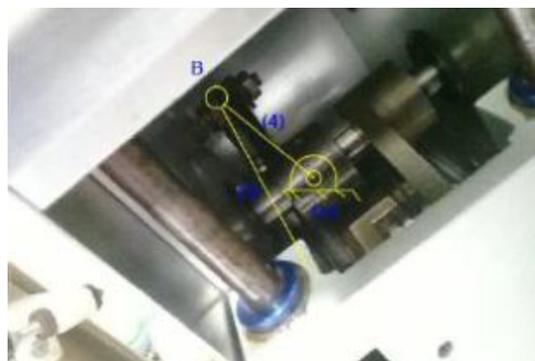


Fig. 4 Sistema de transmisión de potencia, eslabón 3 y 4.

A. Análisis Cinemático

Para establecer el comportamiento cinemático de la máquina del estudio de caso se parte de la teoría de análisis del diagrama cinemático del mecanismo; siendo este el mismo que se presenta en la figura 2. Para simplificar el análisis, el mecanismo se rota con respecto al eje perpendicular al plano que lo contiene, de tal manera que la bancada este horizontal, como se muestra en la figura 5. Es necesario tener en cuenta que los nuevos vectores obtenidos corresponden a un sistema de referencia móvil y deberán ser llevados al sistema original de coordenadas por medio de una matriz de rotación.

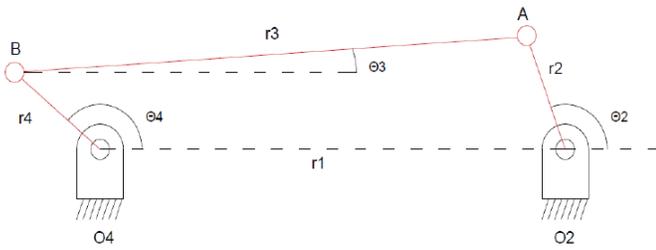


Fig. 5 Sistema de coordenadas móvil.

Para determinar la posición del mecanismo a lo largo de toda la gama de movimiento, se utilizó la ecuación vectorial de lazo cerrado, la misma que se expresa a continuación:

$$r_1 + r_4 = r_2 + r_3 \quad (1)$$

A partir de (1), se obtienen las ecuaciones de velocidad y aceleración, esto se realiza por medio de la derivación con respecto al tiempo. Se derivan las ecuaciones de posición con respecto al tiempo para obtener la velocidad y se derivan las ecuaciones de velocidad con respecto al tiempo para obtener las ecuaciones de aceleración. Aplicando esta metodología se obtienen las siguientes expresiones:

Ecuaciones de posición:

$$X: r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 - r_4 \cos \theta_4 + r_1 = 0 \quad (2)$$

$$Y: r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 - r_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (3)$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_X: -r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_3 w_3 \sin \theta_3 + r_4 w_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (4)$$

$$V_Y: r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_3 w_3 \cos \theta_3 - r_4 w_4 \cos \theta_4 = 0 \quad (5)$$

Ecuaciones de aceleración

$$A_X: -r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 w_3^2 \cos \theta_3 + r_4 \alpha_4 \sin \theta_4 + r_4 w_4^2 \cos \theta_4 = 0 \quad (6)$$

$$A_Y: r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 - r_3 w_3^2 \sin \theta_3 - r_4 \alpha_4 \cos \theta_4 + r_4 w_4^2 \sin \theta_4 = 0 \quad (7)$$

Una vez obtenidas las velocidad y aceleraciones angulares de los eslabones, para toda la gama de movimiento. Se procede a calcular la aceleración en los centros de gravedad de cada eslabón. Las ecuaciones que describen la aceleración en los centros de gravedad de cada eslabón son:

Aceleración en el centro de gravedad del eslabón 2:

Este eslabón se encuentra en rotación pura. La velocidad de rotación es suministrada por el motor a dicho eslabón y es constante, debido a esto solo tendrá una componente de aceleración normal inherente a la rotación.

$$A_{G2}^N = A_{G2} = (r_2 w_2^2) / 2 \quad (8)$$

Donde:

$$A_{G2X} = A_{G2} \cos(\theta_2 + 180)$$

$$A_{G2Y} = A_{G2} \sin(\theta_2 + 180)$$

Aceleración en el centro de gravedad del eslabón 3:

Este eslabón presenta un movimiento complejo, es decir, traslación y rotación a la vez. Para el análisis de la aceleración del centro de gravedad de este eslabón se utiliza un nuevo lazo vectorial, que se presenta en la figura 6.

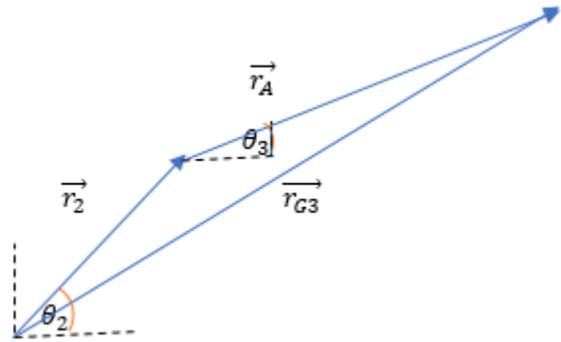


Fig. 6 Representación gráfica lazo vectorial eslabón 2 y 3.

Las ecuaciones de movimiento a partir de la ecuación de lazo vectorial son las siguientes:

Ecuación de lazo cerrado:

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_A = \vec{r}_{G3} \quad (9)$$

Dado que $\vec{r}_A = \frac{1}{2} \vec{r}_3$, entonces las ecuaciones de movimientos quedan definidas de la siguiente manera:

Ecuaciones de posición:

$$X: r_{G3x} = r_2 \cos \theta_2 + r_A \cos \theta_3 \quad (10)$$

$$Y: r_{G3y} = r_2 \sin \theta_2 + r_A \sin \theta_3 \quad (11)$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_X: v_{G3x} = -r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_A w_3 \sin \theta_3 \quad (12)$$

$$V_Y: v_{G3y} = r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_A w_3 \cos \theta_3 \quad (13)$$

Ecuaciones de aceleración:

$$A_X: A_{G3x} = -r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_A \alpha_3 \sin \theta_3 - r_A w_3^2 \cos \theta_3 \quad (14)$$

$$A_Y: \quad A_{G3y} = -r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_A \alpha_3 \cos \theta_3 - r_A w_3^2 \sin \theta_3 \quad (15)$$

Aceleración en el centro de gravedad del eslabón 4:

Este eslabón se encuentra en rotación pura. La velocidad de rotación del elemento es variable, por lo que se tiene un componente tangencial inherente a la aceleración angular y una componente normal propia de la rotación.

$$A_{G4}^T = (r_4 \alpha_4) / 2 \quad (16)$$

$$A_{G4}^N = (r_4 w_4^2) / 2 \quad (17)$$

Donde:

$$A_{G4X} = A_{G4}^N \cos(\theta_4 + 180) + A_{G4}^T \cos(\theta_4 - 90)$$

$$A_{G4Y} = A_{G4}^N \sin(\theta_4 + 180) + A_{G4}^T \sin(\theta_4 - 90)$$

B. Análisis Dinámico

Una vez definidas las aceleraciones de los centros de gravedad, se procede a realizar el análisis de las fuerzas que intervienen en el mecanismo.

En la figura 7 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eslabón 2, mientras que en la figura 8 el diagrama masa aceleración de dicho eslabón.

La ecuación vectorial que describe la fuerza resultante del centro de gravedad del eslabón 2 es la siguiente:

$$F_2 = m_2 A_{G2} \quad (18)$$

Pero si tomamos (18) y la descomponemos para cada eje de coordenadas tenemos:

$$X: \quad \begin{aligned} +\rightarrow \sum F_X &= m_2 A_{G2X} \\ R_{1X} + A_x &= m_2 A_{G2X} \end{aligned} \quad (19)$$

$$Y: \quad \begin{aligned} +\uparrow \sum F_Y &= m_2 A_{G2Y} \\ R_{1Y} + A_y - m_2 g &= m_2 A_{G2Y} \end{aligned} \quad (20)$$

El momento con respecto al centro de gravedad del eslabón 2 es descrito por la relación:

$$\sum M_{G2} = 0$$

$$T + R_{1X}(r_2 \sin \theta_2 / 2) + R_{1Y}(r_2 \cos \theta_2 / 2) - A_x(r_2 \sin \theta_2 / 2) - A_y(r_2 \cos \theta_2 / 2) = 0 \quad (21)$$

Las fuerzas R_{1X} , R_{1Y} , A_x , A_y , T que aparecen en (19), (20) y (21) son desconocidas, los que nos da como resultado un

sistema que no tiene solución de 3 ecuaciones con 5 incógnitas; por lo que hacen falta las ecuaciones de los otros eslabones para completar y resolver el sistema. Entonces, las ecuaciones restantes se obtienen a partir del análisis de fuerzas y momentos del eslabón 3 y el eslabón 4 siguiendo la misma metodología.

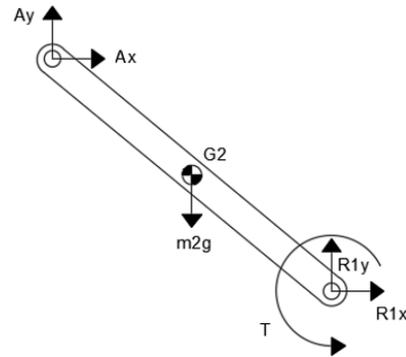


Fig. 7 Diagrama de cuerpo libre del eslabón 2.

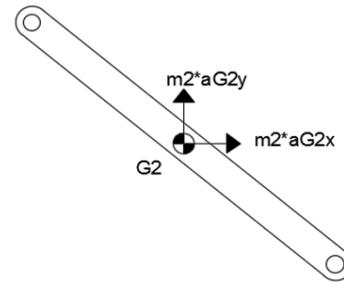


Fig. 8 Diagrama masa – aceleración del eslabón 2.

El sistema formado por las ecuaciones (19), (20), (21), junto con las ecuaciones que se obtienen de los otros eslabones nos da como resultado un sistema matricial (9x9) y que se puede utilizar para describir un sistema de ecuaciones de la forma $AX=B$; que se muestra en la figura 9. Debido a que este sistema de ecuaciones es lineal se puede obtener la solución por medio de métodos directos.

Se debe notar que el sistema de fuerzas se puede resolver para cada valor de posición del eslabón 2 (θ_2); es decir, para toda la gama de movimiento. Esto se lo muestra en el presente artículo mediante una simulación utilizando el software MATLAB.

Finalmente, el modelo de análisis dinámico para la máquina encapsuladora de mecanismo de cuatro eslabones termina con el cálculo de la potencia que necesita el mecanismo para la ejecución de su trabajo, a partir de la siguiente relación:

$$P = T * \omega_2 \quad (22)$$

En (22), se considera como la velocidad angular a utilizar la del eslabón 2 debido a que el torque actúa sobre dicho eslabón.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{r_2}{2} \text{Sen}\theta_2 & -\frac{r_2}{2} \text{Cos}\theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{r_2}{2} \text{Cos}\theta_2 & \frac{r_2}{2} \text{Sin}\theta_2 & 1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{r_3}{2} \text{Sin}\theta_3 & -\frac{r_3}{2} \text{Cos}\theta_3 & \frac{r_3}{2} \text{Cos}\theta_3 & -\frac{r_3}{2} \text{Cos}\theta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{r_4}{2} \text{Sin}\theta_4 & \frac{r_4}{2} \text{Cos}\theta_4 & \frac{r_4}{2} \text{Sin}\theta_4 & \frac{r_4}{2} \text{Cos}\theta_4 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} m_2 a_{2x} \\ m_2 a_{2x} + m_2 g \\ 0 \\ m_3 a_{3y} \\ m_3 a_{2y} + m_3 g \\ I_3 \alpha_3 \\ m_4 a_{4x} \\ m_4 a_{4x} + m_4 g \\ I_4 \alpha_4 \end{bmatrix} \quad X^T = [A_x \quad A_y \quad B_x \quad B_y \quad C_x \quad C_y \quad R_{1x} \quad R_{1y} \quad T]$$

Fig. 9 Elementos de las matrices para la resolución del sistema matricial AX=B.

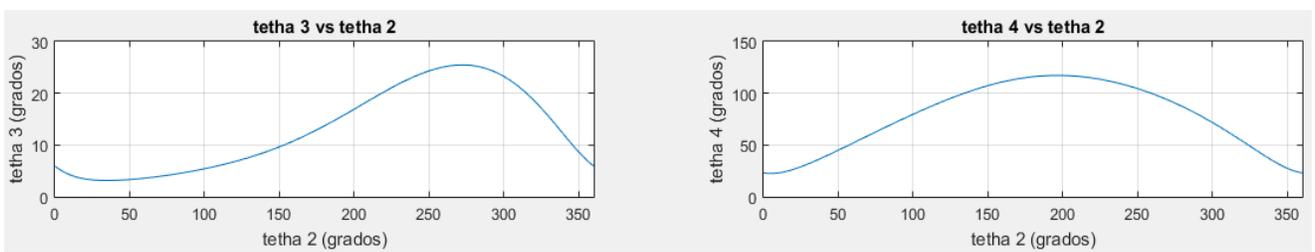


Fig. 10 Izquierda: variación angular del eslabón 3. Derecha: Variación angular del eslabón 4.

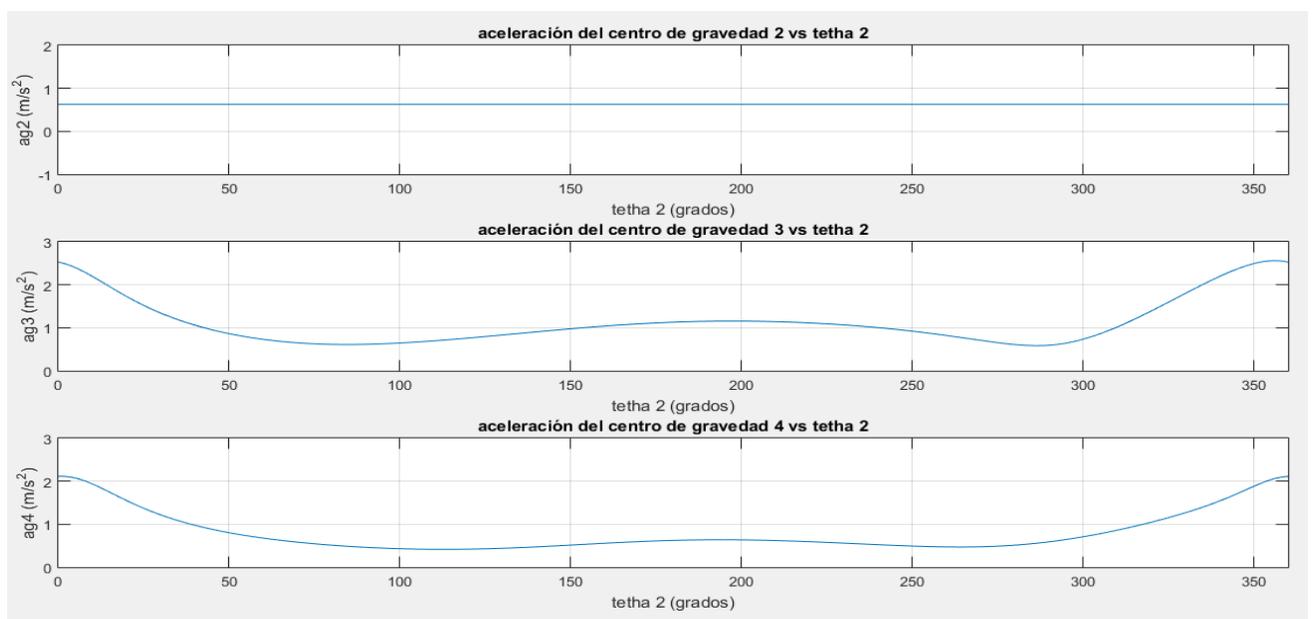


Fig. 11 Variación de las aceleraciones en los centros de gravedad de cada eslabón.

III. RESULTADOS

Con base en los cálculos determinados en MATLAB a partir del análisis de cuatro barras, se determinó el comportamiento de las variables cinemáticas y la variable dinámica de interés; para este caso de estudio, el valor del torque es de interés debido a su relación directa con la potencia de trabajo. Todas las fuerzas pueden ser determinadas; sin embargo, no suponen mayor relevancia para el estudio que se está realizando debido a que el torque depende de la fuerza que actúa sobre el eslabón 2.

En la figura 10, se muestra la variación de las posiciones angulares de los eslabones 3 y 4 en función de la posición angular del eslabón dos. Esto se debe a que, la posición angular del eslabón dos es la variable de entrada; la posición del eslabón 3 se realiza en un intervalo que va desde aproximadamente 3° hasta una posición máxima aproximada de 25° , la posición angular del eslabón dos es la variable de entrada; la posición del eslabón 4 se realiza en un intervalo que va desde aproximadamente 25° hasta una posición máxima aproximada de 120° . El movimiento angular del eslabón 3 descrito en la figura 10 es coherente con el comportamiento esperado por un eslabón que funciona como biela, mientras que el eslabón 4 describe el comportamiento de un balancín.

Del mismo modo, la variación de las aceleraciones lineales en los centros de gravedad se muestra en la figura 11. Estos valores resultan de interés, ya que como se mostró en la sección de metodología, estos valores están relacionados directamente con la fuerza por medio de la segunda ley de Newton. Debido a que las aceleraciones en los centros de gravedad varían para cada posición del ángulo de entrada, se espera que las fuerzas también lo hagan, ya que dependen del mismo parámetro.

La aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 describe un comportamiento similar al de la aceleración del centro de gravedad del eslabón 3. La diferencia radica en que la aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 se estabiliza en un valor aproximado de 0.5m/s^2 y alcanza una aceleración máxima de 2m/s^2 . Las posiciones angulares en las que realiza los cambios son similares a las del centro de gravedad del eslabón 3. La aceleración del eslabón 3 se estabiliza en un valor de aproximado de 1m/s^2 , esto ocurre cuando el eslabón 2 va desde una posición de 50° hasta los 300° ; es decir, casi tres cuartas partes del ciclo. Después el valor de la aceleración sube hasta aproximadamente 2.5m/s^2 en lo que termina y empieza el ciclo nuevamente.

La variación del torque que es necesario aplicar al eslabón 2 para vencer la inercia del sistema a una velocidad de rotación específica (velocidad del motor) se muestra en la figura 12. Este valor de torque a su vez es contrastado con los valores obtenidos mediante una simulación utilizando teoría de orientación de objetos (software de simulación de MSC ADAMS), con el fin de comparar los resultados obtenidos mediante ambas herramientas.

El torque máximo que se obtuvo fue de alrededor de 350Nm , con el cual se calculó la potencia máxima a partir de la ecuación (22). Se obtuvo que la potencia fue de 1100W que son alrededor de 1.48HP .

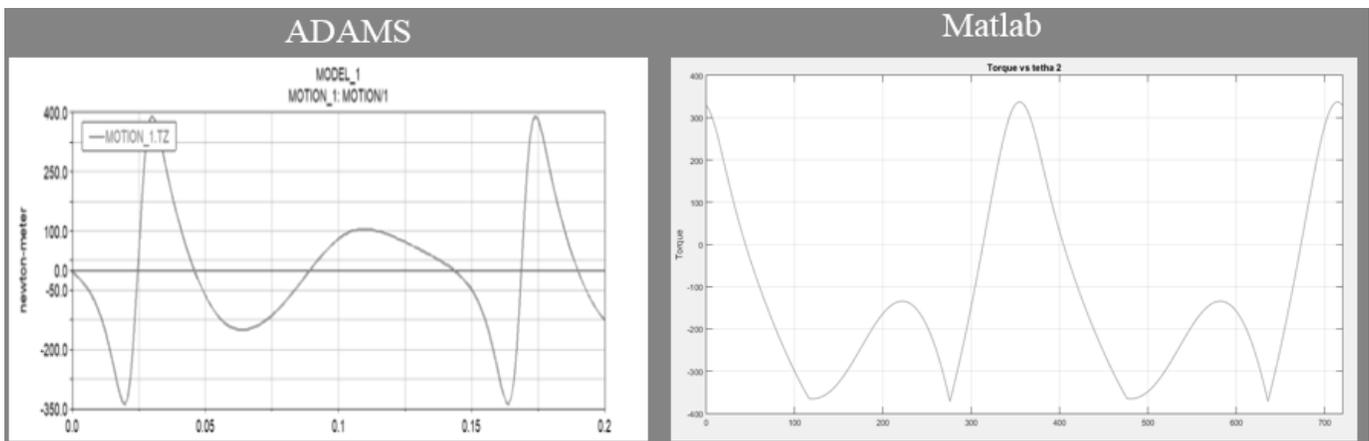


Fig. 12 Izquierda: Torque obtenido en MSC ADAMS. Derecha: Torque obtenido en MATLAB’.

VI. DISCUSIÓN

Como se puede observar en la figura 9, las aceleraciones en el mecanismo son relativamente bajas; esto se debe a que el parámetro de entrada “velocidad de entrada” se toma en 30 rpm para la simulación, la cual se podría considerar una baja velocidad de rotación. Esto quiere decir, que la cantidad de ciclos por minuto en las que rota el eslabón 2 condiciona el comportamiento cinemático del mecanismo.

Del mismo modo; en la figura 9, se puede observar que la aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 es constante; esto se debe a que el mismo se encuentra en rotación pura y a velocidad angular constante.

Para el caso del eslabón 3, la aceleración resulta variable; este resultado es coherente debido al complejo comportamiento de este elemento; ya que el mismo presenta movimientos de rotación y de traslación. Se puede notar que los eslabones 3 y 4 tienen bajas aceleraciones en sus centros de gravedad, debido a esto, las fuerzas inerciales en el mismo serán pequeñas. Este comportamiento asemeja al mecanismo a una condición estática para cada posición del eslabón 2.

En la figura 12 se muestra el torque obtenido tanto en MSC ADAMS como en MATLAB. Se puede notar que el comportamiento es similar, lo que comprueba los datos de MATLAB. Las variaciones entre ambas gráficas se deben a que el software de MSC ADAMS, es un software netamente de simulación orientado a objetos, por lo que considera varios parámetros mecánicos que por el momento no son considerados en el código realizado para MATLAB; mismos parámetros que tienen influencia en el cálculo del torque. Sin embargo, el cálculo analítico realizado en MATLAB resulta una aproximación buena que da valores bastante cercanos a los reales.

V. CONCLUSIONES

El presente artículo ha utilizado un ejemplo simple de un mecanismo de vinculación de 4 barras para demostrar un posible enfoque para modelar un mecanismo de cuatro eslabones utilizando MATLAB y MSC ADAMS en un caso de estudio industrial.

Las simulaciones muestran que el mecanismo funciona bien y es capaz de rastrear los ciclos de trabajo de la máquina encapsuladora y, por lo tanto, se puede utilizar para realizar el diseño detallado de los eslabones del mecanismo que van a estar sometidos a condiciones de trabajo previamente establecidas. Por otro lado, el análisis cinemático y dinámico permiten determinar la potencia necesaria para el mecanismo; dando un espectro completo del comportamiento del mecanismo, lo cual nos permite conocer puntos críticos, de atascamiento o de altas velocidades.

Finalmente, se comprobó que mediante la utilización del software MSC ADAMS se pueden crear objetos virtuales; que consisten en partes rígidas y deformables conectadas entre sí

con diferentes enlaces cinemáticos. Esto permite crear análisis estáticos, cinemáticos y dinámicos de prototipos virtuales mediante simulación por computadora. Se utilizó esta herramienta para realizar el mismo modelo de la máquina encapsuladora que en MATLAB, con la ventaja de la compatibilidad con los formatos de archivo CAD y la capacidad de importar geometría directamente en la interfaz ADAMS.

REFERENCIAS

- [1] J. Zhang, and CR. McInnes, “Reconfiguration of a four-bar mechanism using phase space connections,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 81, pp. 43-59, December 2016.
- [2] J-W. Kim, TW. Seo, and J. Kim, “A new design methodology for four-bar linkage mechanisms based on derivations of coupler curve,” *Mechanism and Machine Theory*, Volume 100, pp. 138-154, June 2016.
- [3] A. Albert, G. Berselli, L. Bruzzzone, and P. Fanghella, “Mechanical design and simulation of an onshore four-bar wave energy converter,” *Volume 114, Part B*, pp. 766-774, December 2017.
- [4] C. Bell, M. Farnsworth, A. Tiwari, and R. Dorey, “Theoretical design of a self-rectifying 4-bar linkage mechanism,” *Procedia CIRP: Second International Through-life Engineering Services Conference*, Volume 11, pp 385-389, 2013.
- [5]] M. Zinn. Lock-up failure of a four-bar linkage deployment mechanism. In 27th Aerospace Mechanisms Symposium, Volume 1, pp. 283-298, May 1993.
- [6] A. Singla, G. Singh, and G. SinghVirk, “Matlab/simMechanics based control of four-bar passive lower-body mechanism for rehabilitation,” *Perspectives in Science*, Volume 8, pp. 351-354, September 2016.
- [7] D. Hroncová, M. Binda, P. Šarga, and F. Kiják, “Kinematical analysis of crank slider mechanism using MSC Adams/View,” *Procedia Engineering*, Volume 48, pp. 213-222, 2012.