




OPTIMIZACIÓN DEL ÁNGULO DE TRANSMISIÓN EN LOS MECANISMOS PLANOS ARTICULADOS DE CUATRO BARRAS APLICANDO LA NATRIZ JACOBIANA Y LOS MULTIPLICADORES DE LAGRANGE-2021


TRANSMISSION ANGLE OPTIMIZATION IN FOUR-BAR ARTICULATED FLAT MECHANISMS APPLYING THE JACOBIAN MATRIX AND LAGRANGE MULTIPLIERS-2021

Fecha de Recepción : 30/11/2021
Fecha de Aprobación : 10/12/2021
Fecha de Publicación : 06/06/2022

DOI: <https://doi.org/10.26495/icti.v9i1.2164>

 Néider Andrés Ramos Corredor¹

 Fidel Alfonso Romero Toledo²

 Heriberto Augusto Pinto Linares³



Resumen

Uno de los mecanismos articulados que es el más sencillo y cuenta con un grado de libertad, es el de cuatro barras. En el contexto de la síntesis dimensional, el problema a resolver es diseñar o encontrar un mecanismo generador de movimiento que cuente con un índice de mérito óptimo de una tarea específica. El índice de mérito es la medida del ángulo de transmisión, se desea optimizar esta variable debido a que genera una excelente ventaja mecánica. Se requiere dos o tres posiciones prescritas del eslabón acoplador para el análisis de diseño, puede tener pivotes especificados en una zona de trabajo, desarrollando un sistema de ecuaciones no lineales para hallar las posiciones de los pivotes, pares móviles del acoplador y longitudes de los eslabones, se revuelven mediante el uso del Jacobiano y además los multiplicadores de Lagrange para optimizar el ángulo de transmisión. Se generó un código en Python que sirvió luego de hacer varias iteraciones para encontrar la solución que más se ajusta al propósito dado. Este trabajo contribuirá a mejorar el aprendizaje de los estudiantes de ingeniería mecánica porque les facilitará una herramienta de Software que permita encontrar mejores soluciones y además contar con excelentes herramientas de diseño.

Palabras Clave: Diseño de mecanismo de cuatro barras, Jacobiano, multiplicadores de Lagrange, optimización del ángulo de transmisión, Python, síntesis dimensional.

Abstract

One of the articulated mechanisms that is the simplest and has a degree of freedom, is that of four bars. In the context of dimensional synthesis, the problem to be solved is to design or find a movement-generating mechanism that has an optimal merit index for a specific task. The merit index is the measure of the transmission angle, it is desired to optimize this variable because it generates an excellent mechanical advantage. Two or three prescribed

¹ Escuela de Ingeniería Electromecánica, Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia, Colombia, neider.ramos@upte.edu.co

² Escuela de Ingeniería Electromecánica, Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia, Colombia, fidel.romero@upte.edu.co

³ Escuela de Ingeniería Electromecánica, Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia, Colombia, heriberto.pinto@uptc.edu.co

coupler link positions are required for design analysis, you can have specified pivots in a work zone, developing a system of nonlinear equations to find pivot positions, coupler moving torques, and link lengths, are stirred by using the Jacobian and also the Lagrange multipliers to optimize the transmission angle. A Python code was generated that served after doing several iterations to find the solution that best suits the given purpose. This work will contribute to improve the learning of mechanical engineering students because it will provide them with a software tool that allows them to find better solutions and also have excellent design tools.

Keywords: four-bar mechanism design, Jacobian, Lagrange multipliers, transmission angle optimization, Python, dimensional synthesis.

1. Introducción

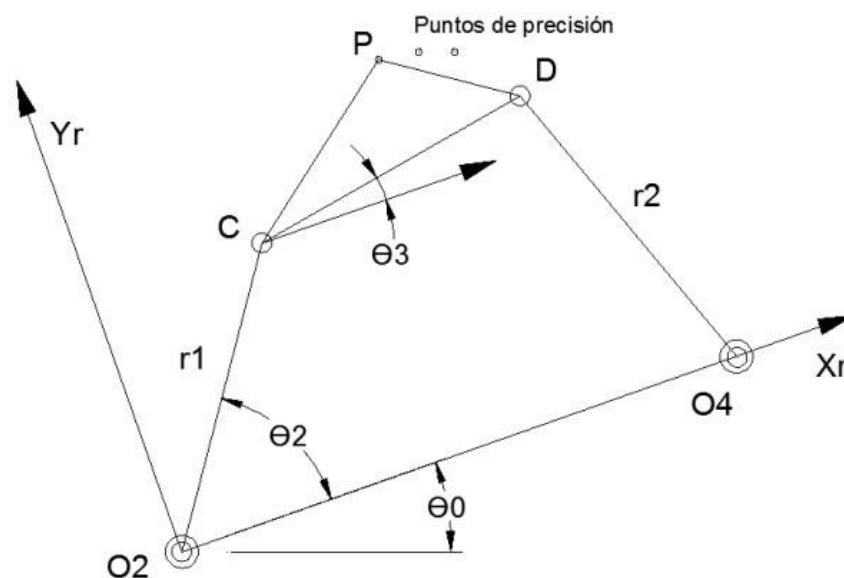
La síntesis de los mecanismos es el proceso inverso del análisis de mecanismos (Vega, 2014), consiste en conocer las dimensiones y disposición de los elementos del mecanismo con los cuales se logrará el movimiento predeterminado de un punto o de un conjunto de puntos.

En la síntesis cinemática de los mecanismos, se parte de diferentes categorías, diferentes tareas y número de posiciones prescritas (Vega, 2014). Esta investigación está enfocada en el tipo de síntesis dimensional, generador de movimiento, con el propósito de optimizar el ángulo de transmisión para obtener una excelente ventaja mecánica al momento de diseñar y construir el mecanismo deseado para cierta tarea específica.

Mediante métodos algebraicos y geométricos se encontró la forma de seleccionar la solución óptima a un problema particular de síntesis dimensional. Es decir, se aplicó la geometría analítica plana como herramienta de investigación. A continuación, se presenta una ilustración de un mecanismo plano articulado de cuatro barras, en donde el eslabón de entrada es r_1 , con el par fijo O_2 mientras que el eslabón de salida es r_2 , con el par fijo O_4 y el eslabón acoplador tiene los pares móviles C y D, en casos especiales, el eslabón acoplador puede ser ternario o cuaternario.

Figura 1

Marco referencial y nomenclatura.



En la síntesis dimensional, una vez se determina el tipo de mecanismo, el número de eslabones y pares y el arreglo de este, se procede a determinar las dimensiones de los eslabones para que el mecanismo

cumpla la condición deseada (Erdman & Sandor, 1998), según la tarea, se consideran tres categorías de síntesis:

- Generador de movimiento, aquí es importante el movimiento del eslabón acoplador.
- Generador de función, aquí resulta de interés las fuerzas o el movimiento relativo entre los eslabones conectados a tierra.
- Generador de trayectoria, aquí es de interés la trayectoria que sigue un punto ubicado sobre el acoplador, curva del acoplador, pero no la rotación de este.

Se hace un análisis del diseño o síntesis de dimensionamiento para obtener el mecanismo apropiado, para ello se debe tener en cuenta cual será el índice de mérito a optimizar, un índice de mérito que en este caso es el ángulo de transmisión, ayuda a identificar dentro de un conjunto de soluciones particulares la que mejor efectividad transmite el movimiento.

El índice de mérito a optimizar es el ángulo de transmisión (μ) y se define como el menor ángulo entre la dirección del vector de diferencia de velocidad $V(b/a)$ ubicado en la revoluta móvil del eslabón flotante que es el acoplador y la dirección de la velocidad absoluta V_b que se encuentra en la revoluta móvil del eslabón de salida (Linares, 2007), ambas direcciones tomadas en el último par móvil del mecanismo. Es de suma importancia señalar que μ depende de cuales eslabones se han elegido como acoplador y seguidor.

2. Material y métodos

Los materiales para la realización de esta investigación son:

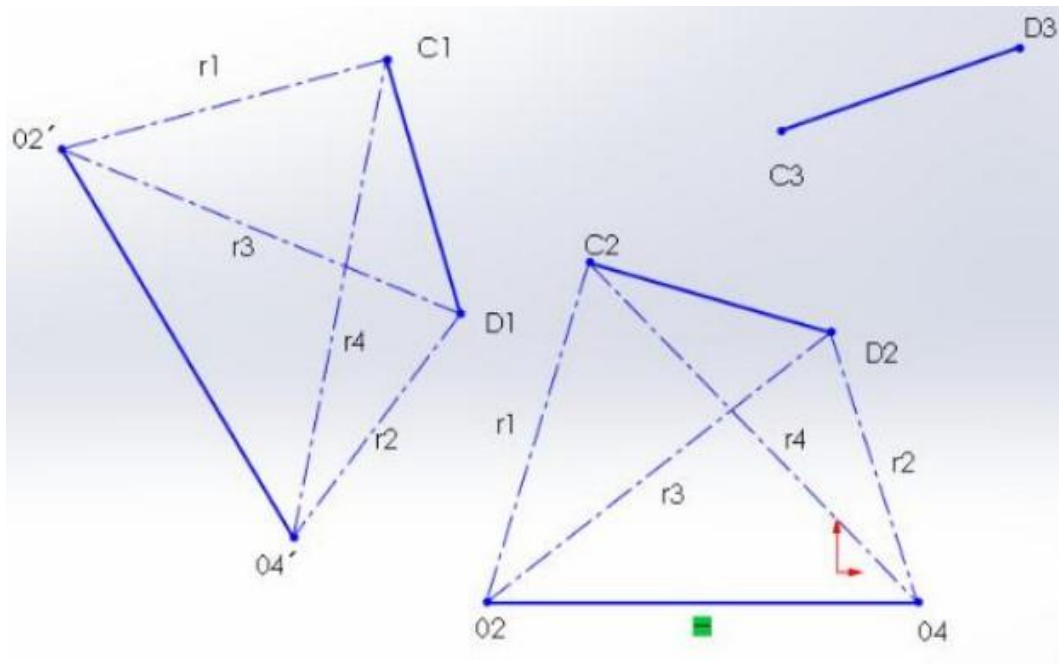
- Software de programación Python.
- Software de diseño CAD SOLIDWORKS.
- Software de dibujo AutoCAD.

Se utilizó el Software de programación Python como herramienta para el desarrollo de la investigación, se encontraron los puntos pivotes de un mecanismo.

Para la síntesis dimensional con tres posiciones, como se aprecia en la figura 1, se utilizó el método de Norton que es inversión del bastidor (Norton, 2009), para localizar las posiciones $O_{2'}$ (X_7, Y_7), $O_{4'}$ (X_8, Y_8), $O_{2''}$ (X_9, Y_9), $O_{4''}$ (X_{10}, Y_{10}), estas son las variables a encontrar; para encontrar dichas posiciones se aplican fórmulas de la geometría plana, tal como aparecen a continuación:

Figura 2

Posiciones prescritas del acoplador C1-D1, C2-D2, C3-D3. Pivotes fijos O2 y O4



$$(X_1 - X_7)^2 + (Y_1 - Y_7)^2 = (X_3 - h)^2 + (Y_3 - k)^2 \quad (1)$$

$$(X_2 - X_8)^2 + (Y_2 - Y_8)^2 = (X_4 - p)^2 + (Y_4 - q)^2 \quad (2)$$

$$(X_2 - X_7)^2 + (Y_2 - Y_7)^2 = (X_4 - h)^2 + (Y_4 - k)^2 \quad (3)$$

$$(X_1 - X_8)^2 + (Y_1 - Y_8)^2 = (X_3 - p)^2 + (Y_3 - q)^2 \quad (4)$$

$$(X_1 - X_9)^2 + (Y_1 - Y_9)^2 = (X_5 - h)^2 + (Y_5 - k)^2 \quad (5)$$

$$(X_2 - X_{10})^2 + (Y_2 - Y_{10})^2 = (X_6 - p)^2 + (Y_6 - q)^2 \quad (6)$$

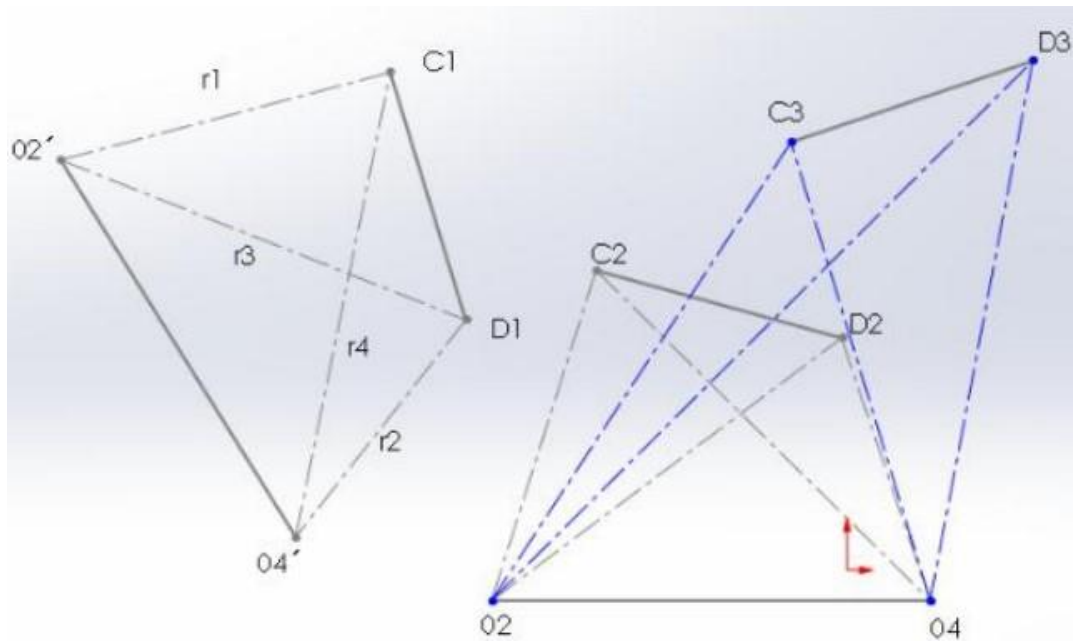
$$(X_2 - X_9)^2 + (Y_2 - Y_9)^2 = (X_6 - h)^2 + (Y_6 - k)^2 \quad (7)$$

$$(X_1 - X_{10})^2 + (Y_1 - Y_{10})^2 = (X_5 - p)^2 + (Y_5 - q)^2 \quad (8)$$

Las posiciones del acoplador por donde tiene que pasar vienen establecidas por las siguientes coordenadas: $C_1(x_1, y_1)$; $D_1(x_2, y_2)$; $C_2(x_3, y_3)$; $D_2(x_4, y_4)$; $C_3(x_5, y_5)$; $D_3(x_6, y_6)$, estos datos son constantes y pertenecen al eslabón acoplador ubicado en la primera, segunda y tercera posición respectivamente, tomando como referencia la posición 2, se toman las distancias que hay entre los pares móviles del acoplador y los pares fijos del mecanismo, se proyectan en la posición 1, tal como se aprecia en la figura 3. Los pivotes fijos tienen las siguientes coordenadas: $O_2(h, k)$; $O_4(p, q)$

Figura 3

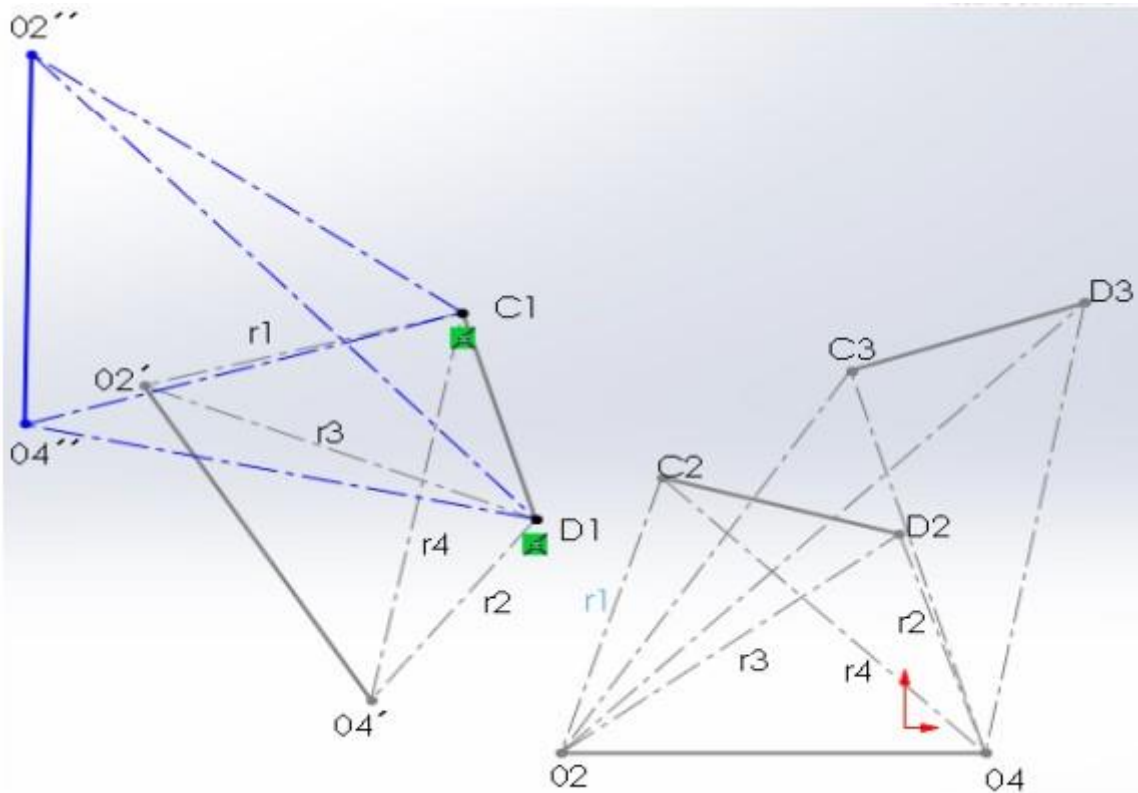
Proyección de la 2ª posición prescrita $O_2' O_4'$



Tomando como referencia la posición 3, se toman las distancias que hay entre los pares móviles del acoplador y los pares fijos del mecanismo, se proyectan en la posición 1, tal como se aprecia en la figura 4.

Figura 4

Proyección de la 3ª posición prescrita 02'' 04''



El sistema de ecuaciones se resuelve simultáneamente o también aplicando el Jacobiano, asignando las variables que se desean encontrar y enumerando las funciones que son las ecuaciones anteriormente establecidas en el mismo orden para luego formar la matriz Jacobiana y así poder encontrar las siguientes variables: $O_{2'}(X_7, Y_7)$, $O_{4'}(X_8, Y_8)$, $O_{2''}(X_9, Y_9)$, $O_{4''}(X_{10}, Y_{10})$;

Posteriormente se lleva cada expresión parametrizada como un código al Software Python y así poder realizar una serie de iteraciones evitando procedimientos tediosos y más largos en la síntesis de los mecanismos.

$$J(X_i) * \Delta X_i = -f(X_i) \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} \frac{\delta f_1}{\delta x_7} & \frac{\delta f_1}{\delta y_7} & \frac{\delta f_1}{\delta x_8} & \frac{\delta f_1}{\delta y_8} & \frac{\delta f_1}{\delta x_9} & \frac{\delta f_1}{\delta y_9} & \frac{\delta f_1}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_1}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_2}{\delta x_7} & \frac{\delta f_2}{\delta y_7} & \frac{\delta f_2}{\delta x_8} & \frac{\delta f_2}{\delta y_8} & \frac{\delta f_2}{\delta x_9} & \frac{\delta f_2}{\delta y_9} & \frac{\delta f_2}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_2}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_3}{\delta x_7} & \frac{\delta f_3}{\delta y_7} & \frac{\delta f_3}{\delta x_8} & \frac{\delta f_3}{\delta y_8} & \frac{\delta f_3}{\delta x_9} & \frac{\delta f_3}{\delta y_9} & \frac{\delta f_3}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_3}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_4}{\delta x_7} & \frac{\delta f_4}{\delta y_7} & \frac{\delta f_4}{\delta x_8} & \frac{\delta f_4}{\delta y_8} & \frac{\delta f_4}{\delta x_9} & \frac{\delta f_4}{\delta y_9} & \frac{\delta f_4}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_4}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_5}{\delta x_7} & \frac{\delta f_5}{\delta y_7} & \frac{\delta f_5}{\delta x_8} & \frac{\delta f_5}{\delta y_8} & \frac{\delta f_5}{\delta x_9} & \frac{\delta f_5}{\delta y_9} & \frac{\delta f_5}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_5}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_6}{\delta x_7} & \frac{\delta f_6}{\delta y_7} & \frac{\delta f_6}{\delta x_8} & \frac{\delta f_6}{\delta y_8} & \frac{\delta f_6}{\delta x_9} & \frac{\delta f_6}{\delta y_9} & \frac{\delta f_6}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_6}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_7}{\delta x_7} & \frac{\delta f_7}{\delta y_7} & \frac{\delta f_7}{\delta x_8} & \frac{\delta f_7}{\delta y_8} & \frac{\delta f_7}{\delta x_9} & \frac{\delta f_7}{\delta y_9} & \frac{\delta f_7}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_7}{\delta y_{10}} \\ \frac{\delta f_8}{\delta x_7} & \frac{\delta f_8}{\delta y_7} & \frac{\delta f_8}{\delta x_8} & \frac{\delta f_8}{\delta y_8} & \frac{\delta f_8}{\delta x_9} & \frac{\delta f_8}{\delta y_9} & \frac{\delta f_8}{\delta x_{10}} & \frac{\delta f_8}{\delta y_{10}} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \Delta x_7 \\ \Delta y_7 \\ \Delta x_8 \\ \Delta y_8 \\ \Delta x_9 \\ \Delta y_9 \\ \Delta x_{10} \\ \Delta y_{10} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} f_1(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_2(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_3(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_4(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_5(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_6(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_7(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \\ f_8(x_7, y_7, \dots, y_{10}) \end{pmatrix} \quad (10)$$

De igual forma, se determina los pares móviles e y f, para completar el diseño del mecanismo. Así como se aprecia en la figura 5, se trazaron las rectas mediatrices perpendiculares a las rectas $O_2O_{2'}$; $O_2O_{2''}$; $O_4O_{4'}$ y $O_4O_{4''}$. En donde se cruzan dichas rectas se encontrarán los pares móviles del eslabón acoplador e y f. Para ello se recurre a las siguientes ecuaciones:

$$(h - e_x)^2 + (k - e_y)^2 = r_5^2 \quad (11)$$

$$(p - f_x)^2 + (q - f_y)^2 = r_6^2 \quad (12)$$

$$(x_7 - e_x)^2 + (y_7 - e_y)^2 = r_5^2 \quad (13)$$

$$(x_8 - f_x)^2 + (y_8 - f_y)^2 = r_6^2 \quad (14)$$

$$(x_9 - e_x)^2 + (y_9 - e_y)^2 = r_5^2 \quad (15)$$

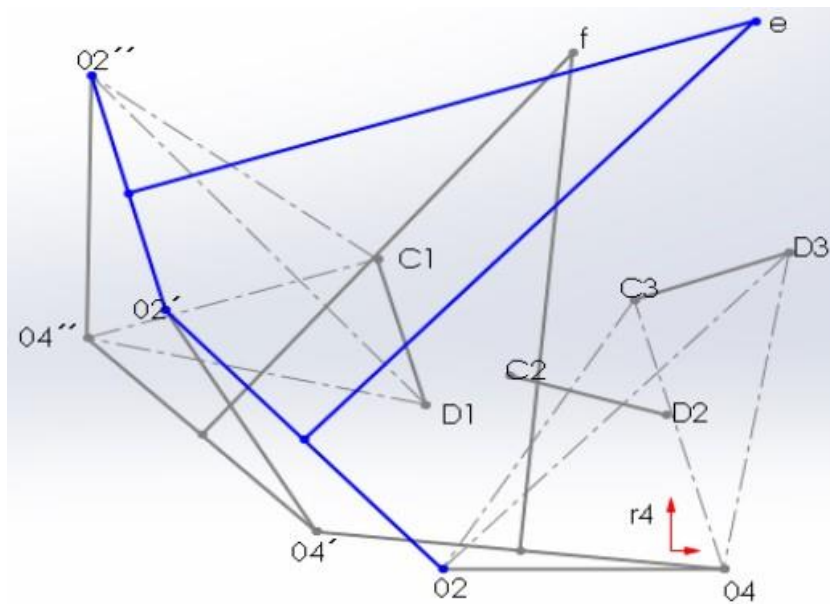
$$(x_{10} - f_x)^2 + (y_{10} - f_y)^2 = r_6^2 \quad (16)$$

Donde r_5 y r_6 son las distancias que unen los puntos:

$r_5 = EO_2 = EO_{2'} = EO_{2''}$ y $r_6 = FO_4 = FO_{4'} = FO_{4''}$ Utilizando artificios matemáticos se encuentran las variables e_x , e_y , f_x , f_y , de igual manera, aplicando la matriz jacobiana para este sistema de ecuaciones se puede encontrar las anteriores variables.

Figura 5

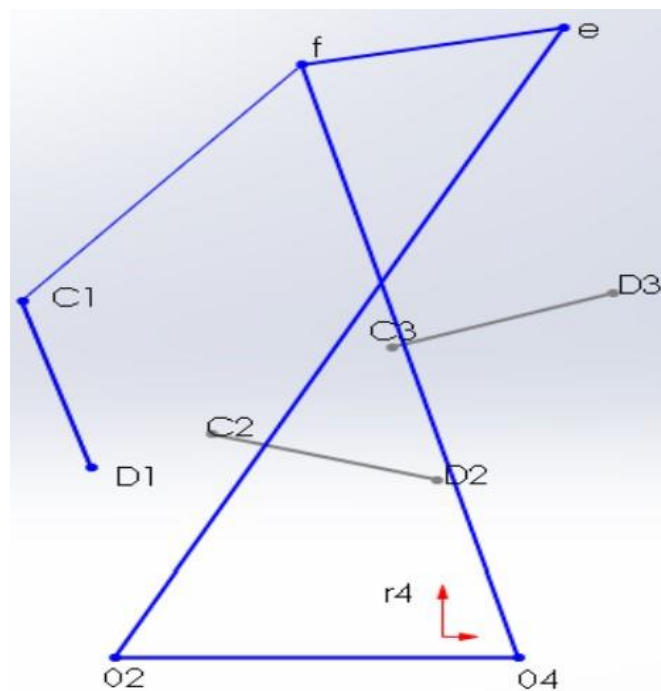
Mediatrices para O_2' , O_4' , O_2'' , O_4'' y ubicación de los pares móviles del acoplador



Para el mecanismo mostrado en la figura 6, el acoplador es un eslabón cuaternario cuyos pares móviles son C - D - f - e , el eslabón de entrada es O_2 - e , el eslabón de salida es O_4 - f , y la bancada es el eslabón O_2 - O_4 .

Figura 6

Mecanismo de cuatro barras generador de movimiento



Una vez encontrado el mecanismo, se procede a optimizar el índice de mérito que en este caso es el ángulo de transmisión (μ), mediante el método de Euler que se utiliza en el álgebra vectorial y aplicando teoremas de funciones trigonométricas, se llega a la siguiente función:

$$\cos \mu = \frac{X_2^2 + X_2'^2 - X_1X_2 - Y_1Y_2 + (X_1 - X_2)p + (Y_1 - Y_2)q}{\sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2} \sqrt{(X_2 - p)^2 + (Y_2 - q)^2}} \quad (17)$$

La ecuación (17) es la función del ángulo de transmisión en los mecanismos de cuatro barras, quedando en términos de posiciones del acoplador y el par fijo del eslabón de salida, este es el índice de mérito, también se recurre a otra función que sea la restricción a la anterior, la cual se aplica para el método de los multiplicadores de Lagrange y así optimizar la función principal, para amplificar o simplificar el rango de valores que pueda tomar μ y poder así establecer el criterio de los máximos y mínimos.

$$(p - h)(Y_2 + Y_4 - 2q) - (q - k)(X_2 + X_4 - 2p) = 0 \quad (18)$$

La restricción es que el pivote o par fijo O_4 permanezca en la recta mediatriz al segmento de recta que une los puntos D_1 y D_2 ; estos puntos pertenecen a la articulación que une el acoplador con el eslabón de salida en la primera y segunda posición, respectivamente. En este caso, las variables a encontrar de tal manera que permita una excelente ventaja mecánica, son las coordenadas cartesianas del punto o par fijo O_4 (p , q) y solo es necesario contar con dos posiciones prescritas del acoplador

La ecuación (18) surge a partir de la fórmula de la pendiente de la recta que une los pivotes fijos O_2 y O_4 y el punto medio perteneciente a la mediatriz.

Figura 7

Caso particular para dos posiciones del acoplador, el pivote o par fijo O_4 debe estar en algún punto de la recta mediatriz que une los puntos de la articulación del acoplador, D_1 y D_2 .

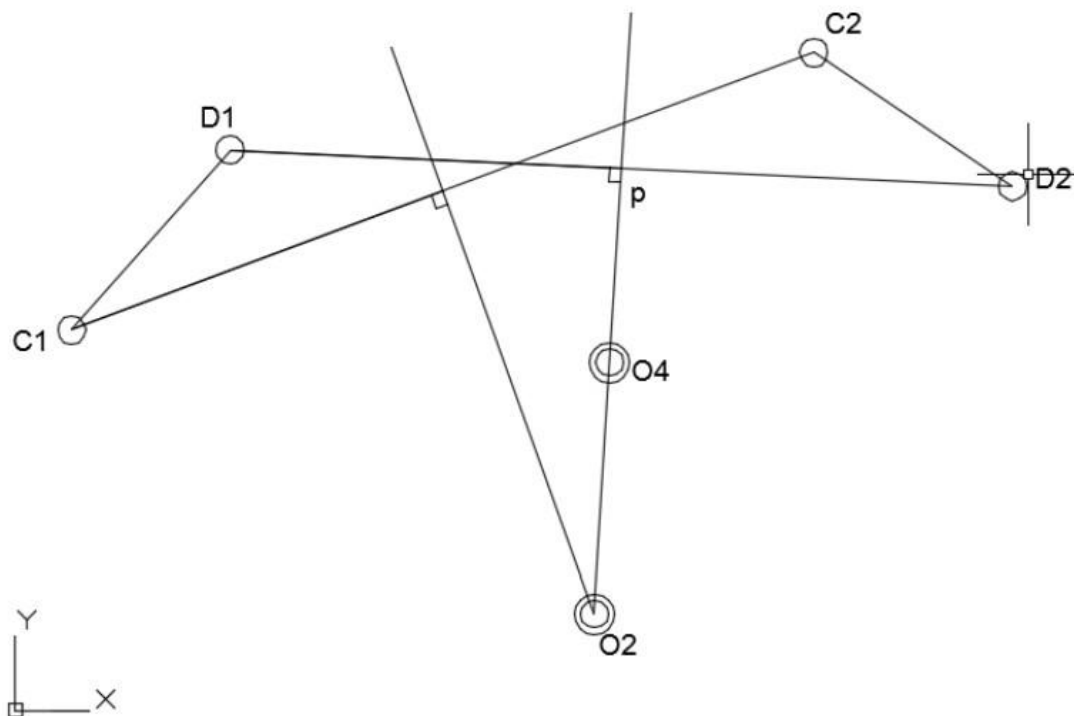
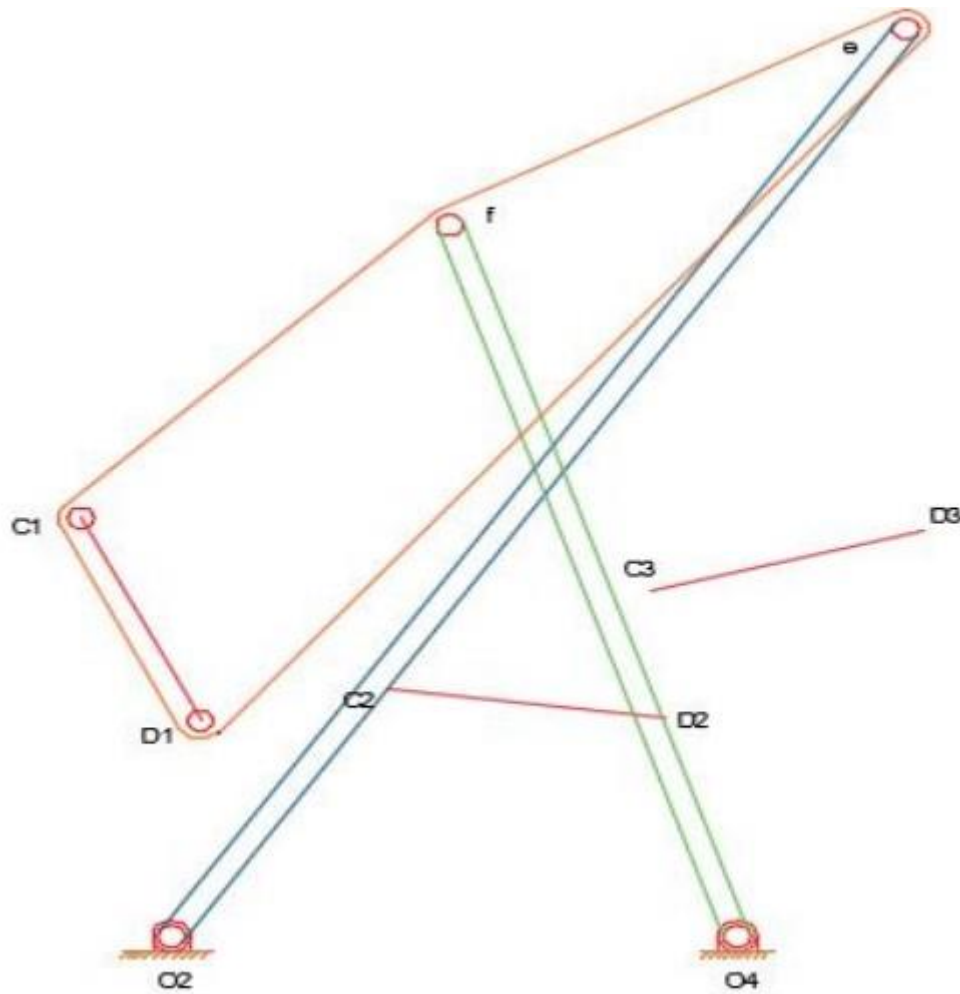


Figura 8

Mecanismo diseñado con eslabón acoplador cuaternario para tres posiciones prescritas



3. Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos con la metodología propuesta, para este fin se reportaron los valores obtenidos en el Software de programación Python primero para sintetizar un mecanismo con dos posiciones prescritas, luego tres posiciones, por último, un caso particular en el que las posiciones prescritas tienen iguales pendientes, es decir, el acoplador solo hace movimiento de traslación.

Para iniciar el proceso de síntesis, el Software le pide al usuario, digitar o ingresar las coordenadas cartesianas en donde desea que pase el eslabón acoplador; $C_1 (X_1, Y_1)$; $D_1 (X_2, Y_2)$; $C_2 (X_3, Y_3)$; $D_2 (X_4, Y_4)$ que para este caso son las dos posiciones establecidas.

El programa se encarga de realizar los cálculos y al finalizar, dice en donde debe estar ubicado los pivotes o pares fijos, de igual manera, también calcula las longitudes de los eslabones de entrada y salida.

Figura 9

El algoritmo le pide al usuario digitar las coordenadas por donde desea que pase el eslabón acoplador

```

1 # -*- coding: utf-8 -*-
2 """
3 Created on Wed Mar 27 16:49:27 2019
4
5 @author: FIDERHIS
6 """
7
8 print("***** programa para saber la cordenada de rotopolo*****")
9 import math
10 print("introduzca la coordenada x1")
11 x1= input()
12 x1=float(x1)
13 print("introduzca la coordenada y1")
14 y1= input()
15 y1=float(y1)
16 print("introduzca la coordenada x2")
17 x2= input()
18 x2=float(x2)
19 print("introduzca la coordenada y2")
20 y2= input()
21 y2=float(y2)
22 print("introduzca la coordenada x3")
23 x3= input()
24 x3=float(x3)
25 print("introduzca la coordenada y3")
26 y3= input()
27 y3=float(y3)
28 print("introduzca la coordenada x4")
29 x4= input()
30 x4=float(x4)
31 print("introduzca la coordenada y4")
32 y4= input()
33 y4=float(y4)
34
35 print(f"{x1},{y1}")
36
37
38 A=2*(x3-x1)
39
40 B=2*(y3-y1)
41
42 C=(x3*x3)+(y3*y3)-(x1*x1)-(y1*y1)
43
44 D=2*(x4-x2)
45
46 E=2*(y4-y2)
47
48 F=(x4*x4)+(y4*y4)-(x2*x2)-(y2*y2)

```

Una vez se verifica los códigos en el Software, se corrobora utilizando uno de los programas, bien pueda ser, AutoCAD o SolidWorks, se simula el movimiento que genera el mecanismo ya diseñado.

Figura 10

El algoritmo le va mostrando al usuario el orden de procedimientos realizados para sintetizar el mecanismo con dos posiciones establecidas

```

49
50 print("valor de A ", A)
51 print("valor de B ", B)
52 print("valor de C ", C)
53 print("valor de D ", D)
54 print("valor de E ", E)
55 print("valor de F ", F)
56
57 h=(C*E-B*F)/(A*E-B*D)
58 k=(A*F-C*D)/(A*E-B*D)
59
60 print("valor de h", h)
61 print("valor de k", k)
62
63 m1=(y2-y1)/(x2-x1)
64 m2=(y4-y3)/(x4-x3)
65 l=math.sqrt((x2-x1)*(x2-x1)+(y2-y1)*(y2-y1))
66 print("valor de m1", m1)
67 print("valor de m2", m2)
68 print("valor de l", l)
69
70 r1=math.sqrt((x1-h)*(x1-h)+(y1-k)*(y1-k))
71 r2=math.sqrt((x2-h)*(x2-h)+(y2-k)*(y2-k))
72
73 print("valor de r1", r1)
74 print("valor de r2", r2)
75
76 if (m1==m2):
77     print("no se puede hallar las coordenadas de rotopolo")
78
79 else:
80     print("tiene unica solucion para hallar las coordenadas de rotopolo")
81
82
83
84
85

```

Para el caso de dos posiciones prescritas, una vez conocida la ubicación del pivote fijo O_2 o rotopolo, el eslabón de salida se puede pivotar a la largo de la recta que une los puntos O_2 con D_2 .

Figura 11

Resultados para el caso de dos posiciones, las coordenadas (h , k) pertenecen al pivote fijo O_2 mientras que r_1 y r_2 son las longitudes de los eslabones de entrada y salida, respectivamente

```

In [10]: runfile('C:/Users/FIDER/Google Drive/grupo de investigacion/Nueva carpeta/spider input
mecanismo.py', wdir='C:/Users/FIDER/Google Drive/grupo de investigacion/Nueva carpeta')
**** programa para saber la coordenada de rotopolo****
introduzca la coordenada x1
-4
introduzca la coordenada y1
3
introduzca la coordenada x2
0
introduzca la coordenada y2
6
introduzca la coordenada x3
3
introduzca la coordenada y3
5
introduzca la coordenada x4
7
introduzca la coordenada y4
2
-4.0,3.0
valor de A 14.0
valor de B 4.0
valor de C 9.0
valor de D 14.0
valor de E -8.0
valor de F 17.0
valor de h 0.8333333333333334
valor de k -0.6666666666666666
valor de m1 0.75
valor de m2 -0.75
valor de l 5.0
valor de r1 6.066758241067098
valor de r2 6.718548123582125
    
```

Generalmente el ángulo de transmisión óptimo en los mecanismos articulados es $\mu = 90^\circ = \pi/2$, sin embargo, no siempre tendrán en algún momento este valor, por lo tanto, se aproxima a tener uno similar, para ello se resuelve mediante el uso de la matriz Jacobiana. Es de gran importancia puesto que se desea hacer un estudio más detallado en cuanto a un adecuado movimiento y ser el mejor posible de las soluciones.

Finalmente se tomó el caso particular en el que las posiciones prescritas del eslabón acoplador tienen igual pendiente, al realizar esto en el algoritmo y en los cálculos para crear el código, se genera un error debido a que el eslabón de entrada tendría una longitud demasiado grande, por consiguiente, no se puede hallar las coordenadas del pivote fijo que para este caso es el rotopolo.

En la figura 12 se debe tomar en cuenta las Restricciones del algoritmo cuando las pendientes de las posiciones del acoplador son paralelas, el roto-polo tiende hacia el infinito, no se intersectan las rectas mediatrices.

Figura 12

Caso particular del acoplador que tiene iguales pendientes en sus dos posiciones

```

6
introduzca la coordenada y4

8
-3.0,4.0
valor de A 10.0
valor de B 2.0
valor de C 4.0
valor de D 10.0
valor de E 2.0
valor de F 50.0
valor de m1 0.75
valor de m2 0.75
no se puede hallar las coordenadas de rotopolo
    
```

4. Discusión

Generalmente, el desarrollo del algoritmo de programación que permite encontrar una solución óptima de un mecanismo que satisfaga un problema particular de síntesis de dimensionamiento, se creó a partir de modelos geométricos y mediante ecuaciones de segundo grado. Eso debido a que se comenzó la investigación en base al manejo de coordenadas cartesianas para el eslabón acoplador y los pares fijos. Se está analizando nuevos modelos de optimización que permitan obtener un mecanismo de cuatro barras, compararlos con los obtenidos mediante los multiplicadores de Lagrange.

Finalmente, se está trabajando en el concepto de cómo evitar que un mecanismo pase por un punto muerto o que este en posición de agarrotamiento en algún instante de su movimiento, de tal forma que pueda tener una excelente ventaja mecánica y un movimiento sin interrupciones o indeseados en su zona de trabajo.

5. Conclusiones

Se logro combinar el método geométrico para la síntesis de dos y tres posiciones con la optimización del ángulo de transmisión de manera que se pueda obtener la mejor solución de un problema de diseño específico.

Se logro que el ángulo de transmisión tuviera valores cercanos o iguales a 90° y así ofrecer soluciones optimas, asegurando que el mecanismo tenga una excelente ventaja mecánica y no se trabe en cualquier instante de su movimiento, que no pase por un punto muerto o posición de agarrotamiento.

6. Referencias

- Erdman, A. G., & Sandor, G. N. (1998). Diseño de mecanismos. Análisis y síntesis. 3ra Edición
- Linares, H. A. (2007). Diseño óptimo de mecanismos de cuatro barras para generación de movimiento con restricciones de montaje y ángulo de transmisión. Manizales: Tesis de Maestría.
- Norton, R. L. (2009). Diseño de maquinaria. cuarta edición.
- Vega, M. I. (2014). Síntesis rectificada de mecanismos planos de cuatro barras para guia de cuerpo rígido. Salamanca: Tesis Profesional.