



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
UNIDAD AZCAPOTZALCO

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

**PROGRAMA PARA EL ANÁLISIS DINÁMICO
DE MECANISMOS CON SEIS ESLABONES Y
UN GRADO DE LIBERTAD**

PROYECTO TERMINAL

PRESENTA:

RUBÉN TREJO LUNA

ASESOR:

ING. ROMY PÉREZ MORENO

MÉXICO, D. F. OCTUBRE 2002

AGRADECIMIENTOS

A todos los amigos que de alguna u otra manera intervinieron para poder llegar a esta meta y en especial a Miriam, gracias por su amistad y apoyo brindado para la realización de este trabajo.

Así como al asesor y amigo Romy Pérez Moreno y a su esposa por sus críticas, comentarios y su tiempo invertido en este proyecto.

OBJETIVOS:

- Diseñar un algoritmo para determinar el momento de entrada y las fuerzas de reacción en las juntas mediante un análisis dinámico del mecanismo.
- Desarrollar un programa de cómputo en lenguaje C para la solución dinámica del mecanismo.
- Desarrollar la interfase gráfica bajo ambiente Linux que muestre el comportamiento del momento de entrada y las fuerzas de reacción contra su posición angular.
- Proporcionar software, de fácil manejo mediante un ambiente de gráficos y menús, de apoyo a las UEA's de Diseño de Elementos de Máquinas, Dinámica de Máquinas, que permita la mejor comprensión y aplicación de las mismas. Se requerirá que el usuario tenga nociones elementales de mecanismos.

ÍNDICE

Introducción	1
Capítulo 1. Estudio de los mecanismos.	
1.1 Conceptos básicos.	5
1.2 Centroide (centro de masa)	7
1.3 Momento de inercia.	9
1.4 Tipos de movimiento.	11
1.5 Partes de un mecanismo.	12
1.5.1 Eslabones	12
1.5.2 Juntas	15
1.5.3 Mecanismos de seis barras	17
1.6 Grados de libertad (GDL) de un mecanismo.	18
1.7 Condición de Grashof.	21
1.8 Velocidad y aceleración.	23
Capítulo 2. Fuerzas que actúan en un mecanismo.	
2.1 Análisis de fuerzas.	27
2.2 Diagrama de cuerpo libre.	28
2.3 Métodos de solución.	30
2.4 Fuerzas estáticas.	31
2.5 Fuerzas dinámicas.	32

Capítulo 3. Análisis de fuerzas dinámicas.

3.1	Determinación de fuerzas en un mecanismo.	37
3.2	Método de superposición.	38
3.3	Método matricial.	45
3.3.1	Análisis de fuerzas en eslabonamientos con más de cuatro barras.	51
3.4	Comparación entre ambos métodos.	52

Capítulo 4. Desarrollo del programa P A M.

4.1	Descripción del programa.	54
4.1.1	Estructura del programa PAM.	57
4.2	Código fuente.	60
4.3	Manual de usuario.	81
4.3.1	Pantalla de presentación.	82
4.3.2	Tipo de arreglo.	83
4.3.3	Unión entre eslabones.	85
4.3.4	Propiedades geométricas del mecanismo.	88
4.3.5	Propiedades cinemáticas de mecanismo.	89
4.3.6	Propiedades dinámicas del mecanismo.	90
4.3.7	Resultados.	91
4.3.8	Menú de salida.	92
4.4	Aplicación del programa P A M.	93

Capítulo 5. Análisis de resultados.

5.1	Resultados obtenidos.	117
5.2	Conclusiones.	120

Referencias.	122
---------------------	------------

INTRODUCCIÓN

El mecanismo es la parte esencial de una máquina, el cual consta de una serie de eslabones conectados entre sí que proporcionan un movimiento específico y las fuerzas que hacen el trabajo para el cual se ha proyectado la máquina. La máquina es accionada por un motor el cual suministra potencia y velocidad para que el mecanismo las transforme de un movimiento básico a un movimiento útil.

Al diseñar las piezas de una máquina tomando en cuenta su resistencia, es necesario determinar las fuerzas y los momentos de fuerza que actúan en sus elementos individuales. Cada componente de una máquina, deberá analizarse cuidadosamente con respecto a su papel en la transmisión de fuerzas; por ejemplo un mecanismo de cuatro barras está compuesto en realidad de ocho eslabones si se incluyen los pernos o rodamientos que conecta a cada eslabón. Los rodamientos, pernos, tornillos y demás sujetadores con frecuencia son elementos críticos en las máquinas debido a la concentración de esfuerzos que se presentan.

Para garantizar el buen funcionamiento de un mecanismo es necesario realizar un análisis cinemático y dinámico para cuando menos una revolución completa, en el cual se determinarán tanto las velocidades críticas como las fuerzas máximas que actúan en cada eslabón que forma el mecanismo, debidas a las fuerzas externas presentes en el mecanismo.

Los programas comerciales para la simulación de mecanismos permiten analizar el comportamiento cinemático y dinámico de una gran variedad de sistemas multicuerpo durante las etapas del proceso de diseño, desde la etapa de concepto al diseño del prototipo. En cualquiera de las etapas este tipo de análisis es una herramienta de gran valor, proporcionando al ingeniero suficiente cantidad de datos para estudiar la influencia de diferentes parámetros.

Es por eso que surge la idea de crear un programa para computadora que ayude en la solución del análisis dinámico de mecanismos, ya que suele ser laboriosa cuando se realizan los cálculos de forma manual. Así mismo, se pueden acumular errores de truncamiento o de redondeo al realizar las sustituciones. El contar con un programa que realice esta tarea permitirá al diseñador mecánico enfocar más tiempo a la optimización de los mecanismos, ya que el software le permitirá experimentar con distintos parámetros físicos presentes en el mecanismo sin tener la necesidad de fabricarlos, esto implica un ahorro en tiempo y dinero en el proceso del diseño.

CAPÍTULO 1

CONCEPTOS BÁSICOS DE MECANISMOS.

Los mecanismos están conformados por dos o más eslabones dispuestos de tal manera que el movimiento de uno de ellos obliga a las demás a moverse, por lo que se definirá la conformación, partes y las leyes que rigen el comportamiento de los mecanismos.

1.1 Conceptos básicos.

Se definen algunos de los términos que se utilizarán a lo largo de este trabajo.

Fuerza: es la acción de un cuerpo que actúa sobre otro provocando una aceleración del segundo cuerpo, a menos que éste reciba una acción igual y opuesta que contrarreste el efecto del primer cuerpo. Es un parámetro vectorial.

Inercia: es la fuerza que poseen los cuerpos para oponerse a ser movidos por otro cuerpo.

Peso: es la fuerza debida a la aceleración de la gravedad que actúa sobre la masa de un cuerpo.

Cuerpo rígido: los cuerpos se comportan de forma elástica o plástica y se deformarán si reciben la acción de una fuerza, por lo que sufre una deformación, si esta deformación es pequeña, no mayor a su límite de fluencia, se considera que el cuerpo es rígido.

Cuerpo deformable: cuando a un cuerpo se le aplica una fuerza y éste sufre una deformación considerable, la cual es mayor a su límite de fluencia, se tiene un cuerpo deformable.

Momento de una fuerza o de torsión: se define como el efecto de giro que se produce sobre un cuerpo alrededor de un punto cuando se le aplica una fuerza externa [11]. A este efecto también se le conoce como par generado por una fuerza o simplemente par.

Leyes del movimiento de Newton: El análisis de fuerzas dinámicas o de movimientos se centra en la aplicación de las leyes de Newton las cuales se expresan como:

- 1.- Un cuerpo en reposo tiende a permanecer en tal estado lo mismo que un cuerpo en movimiento con velocidad constante tiende a mantener su velocidad, a menos que actúe sobre ellos una fuerza externa.
- 2.- La tasa de variación en el tiempo de la cantidad de movimiento (momentum) de un cuerpo es igual a la magnitud de la fuerza aplicada, y actúan en la dirección de la fuerza.
- 3.- Para toda fuerza de acción existe una fuerza de reacción igual y opuesta.

La relación básica entre la masa, la aceleración y la fuerza está contenida en la segunda ley de Newton del movimiento. Según se aplica a una partícula:

$$\mathbf{F} = m \mathbf{a} \quad (1.1)$$

donde:

\mathbf{F} = fuerza

m = masa

\mathbf{a} = aceleración

La ecuación es de tipo vectorial, ya que la dirección de \mathbf{F} debe ser la de \mathbf{a} , así como tener una magnitud igual a ma .

Una forma alternativa de la segunda ley de Newton afirma que la fuerza resultante es igual a la razón de cambio respecto al tiempo en la cantidad de movimiento:

$$\mathbf{F} = \frac{d(m\mathbf{v})}{dt} \quad (1.2)$$

donde:

\mathbf{F} = fuerza

m = masa

\mathbf{v} = velocidad

t = tiempo

1.2 Centroide (centro de masa).

Las fuerzas se distribuyen sobre una línea, un área o un volumen. Por lo común, no es muy difícil encontrar una resultante de estas fuerzas distribuidas. Para tener el mismo efecto esta resultante debe actuar sobre el centroide del cuerpo, el cual es un punto en el que se puede considerar que un sistema de fuerzas distribuidas está concentrado, con el mismo efecto que la fuerza distribuida.

En la figura 1-1 se muestra una serie de masas concentradas sobre una línea. El centro de masa (**CG**) o centroide está ubicado en:

$$X = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i} = \frac{m_1x_1 + m_2x_2 + m_3x_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad (1.3)$$

En la figura 1-2. Las masas están distribuidas en un plano. Se obtiene la coordenada **x** del **CG** a partir de la ecuación 1.1 y de igual manera la coordenada **y** se escribe como:

$$Y = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i} = \frac{m_1y_1 + m_2y_2 + m_3y_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad (1.4)$$

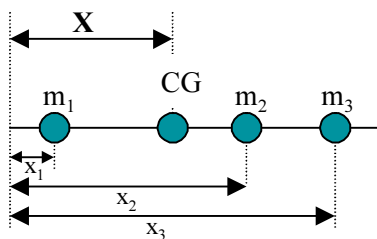


Figura 1-1 Masa concentradas sobre
Una línea recta.

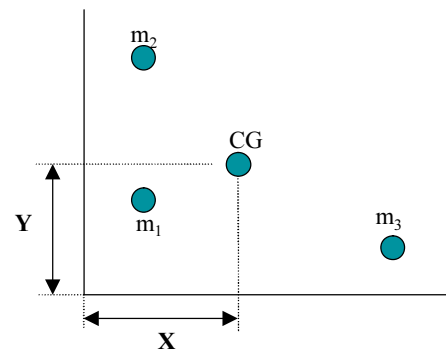


Figura 1-2 Masas concentradas
Sobre un plano.

Este procedimiento puede extenderse hacia masas distribuidas en volúmenes, escribiendo sencillamente una ecuación como la (1.3) para el eje z :

$$Z = \frac{\sum m_i z_i}{\sum m_i} = \frac{m_1 z_1 + m_2 z_2 + m_3 z_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad (1.5)$$

Cuando la masa se distribuye sobre un plano, a menudo se puede encontrar el **CG** por simetría, tal como se muestra en la figura 1-3.

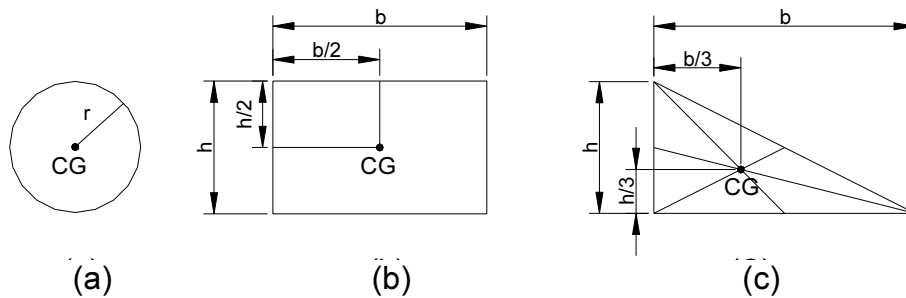


Figura 1-3 Centros de gravedad encontrados por geometría

Cuando se tiene una área irregular o compuesta como en la figura 1-4. Se puede hallar la ubicación de su **CG** de forma geométrica o por medio de la ecuación:

$$X = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (1.6a)$$

En donde la expresión para Y es:

$$Y = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (1.6b)$$

Se puede expresar de una forma más general si se sustituyen las sumatorias por integrales:

$$X = \frac{\int x'dA}{\int dA} = \frac{1}{A} \int x' dA \quad (1.7a)$$

$$Y = \frac{\int y'dA}{\int dA} = \frac{1}{A} \int y' dA \quad (1.7b)$$

Donde x' y y' son las distancias al CG del área dA , medidas en dirección paralela a los ejes x y y , respectivamente.

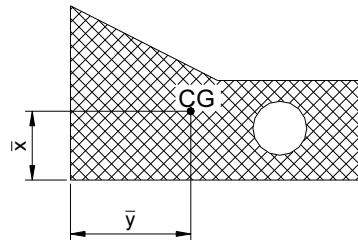


Figura 1-4 Área irregular o compuesta.

1.3 Momento de inercia.

La segunda ley de Newton. Se aplica a sistemas tanto en rotación como en traslación. Ésta se puede expresar en su forma rotacional de la siguiente manera:

$$\mathbf{T} = I \boldsymbol{\alpha} \quad (1.8)$$

donde:

\mathbf{T} = momento de fuerza

$\boldsymbol{\alpha}$ = aceleración angular

I = momento de inercia

El momento de fuerza se considera en relación con algún eje geométrico de rotación, en particular uno que pase por el *CG* del cuerpo, tal y como se ve en la figura 1-5, donde se muestra una masa general y un sistema de ejes *X, Y, Z* así como un elemento diferencial de masa (*dm*).

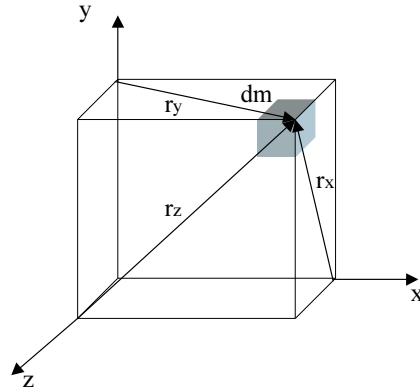


Figura 1-5 Masa de forma general (*dm*).

El momento de inercia de masa (*dl*) del elemento diferencial (*dm*) es igual al producto de su masa y el cuadrado de su distancia desde el eje de interés. Con respecto a los ejes *X, Y, Z*, se tiene que, al considerar la distancia *r* apropiada para cada eje:

$$dl_x = r_x^2 dm = (y^2 + z^2) dm \quad (1.9a)$$

$$dl_y = r_y^2 dm = (x^2 + z^2) dm \quad (1.9b)$$

$$dl_z = r_z^2 dm = (x^2 + y^2) dm \quad (1.9c)$$

El momento de inercia total para cada eje principal se obtiene al integrar cada una de las expresiones anteriores, resultando ser:

$$I_x = \int (y^2 + z^2) dm \quad (1.10a)$$

$$I_y = \int (x^2 + z^2) dm \quad (1.10b)$$

$$I_z = \int (x^2 + y^2) dm \quad (1.10c)$$

1.4 Tipos de movimiento.

Si se tiene un cuerpo rígido no fijado podrá moverse en un marco de referencia con un movimiento complejo, el cual es una combinación simultánea de rotación y traslación. En el espacio tridimensional puede haber rotación alrededor de un eje cualquiera así como traslación simultánea que puede resolverse según componentes a lo largo de tres ejes. En un plano, o espacio bidimensional, el movimiento complejo es una combinación de rotación simultánea respecto a un eje (perpendicular al plano) y traslación, resultando componentes a lo largo de dos ejes. Para nuestro propósito se definirán estos términos como sigue:

Rotación pura: el cuerpo presenta un movimiento de giro alrededor de su centro de masa el cual permanece estacionario mientras los demás puntos pertenecientes al cuerpo describen arcos respecto del punto estacionario.

Traslación pura: los puntos pertenecientes a un cuerpo se mueven describiendo trayectorias paralelas rectas o curvas, no se presentan puntos estacionarios, y el cuerpo no cambia su orientación o posición angular.

Movimiento complejo: es una combinación simultánea de rotación y traslación cualquier línea de referencia trazada en el cuerpo cambiará su posición lineal y su posición angular, los puntos en el cuerpo se moverán en trayectorias no paralelas y habrá en todo momento un centro de rotación que continuamente cambiará su posición.

1.5 Partes de un mecanismo.

1.5.1 Eslabones.

El eslabón tal y como se muestra en la figura 1-6 es un cuerpo rígido que posee por lo menos dos nodos, que son los puntos de unión con otros eslabones. Los eslabones se pueden nombrar de acuerdo al número de nodos que poseen, por ejemplo:

Eslabón binario: Es el que contiene dos nodos.

Eslabón ternario: Es el que contiene tres nodos.

Eslabón cuaternario: Es el que contiene cuatro nodos.

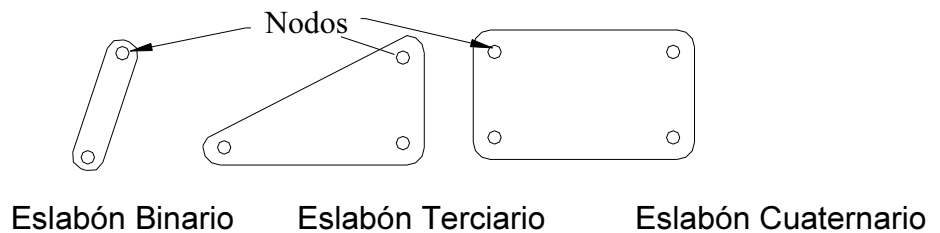


Figura 1-6 Tipos de eslabones

En los mecanismos se pueden presentar en cualquier tipo de arreglo siempre y cuando estos no obstaculicen con el movimiento deseado, la forma más simple es un mecanismo de cuatro barras o eslabones (**A, B, C, D**), tal y como se muestra en la figura 1-7, los cuales están unidos en sus nodos por pasadores cilíndricos y que se mueven en planos paralelos.

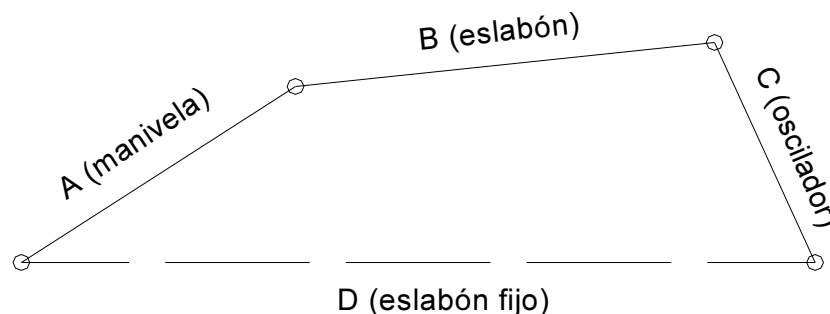


Figura 1-7 Mecanismo de balancín manivela

Si se tienen eslabones con longitudes diferentes y se fija cada uno de ellos sucesivamente se tendrán cuatro combinaciones posibles; pero como dos de éstas son semejantes, se producirán tres mecanismos diferentes.

Si en la figura 1-7 se fija **D**, **A** puede girar y **C** oscilar, por lo que se tiene el mecanismo balancín y manivela, como el que se usó en los vapores de ruedas laterales. Si se fija **B** se obtendrá el mismo movimiento; luego entonces, si se fija **A** los eslabones **B** y **D** pueden girar, dando el mecanismo del eslabón de arrastre usado para mover los flotadores montados sobre ruedas de paletas, figura 1-8.

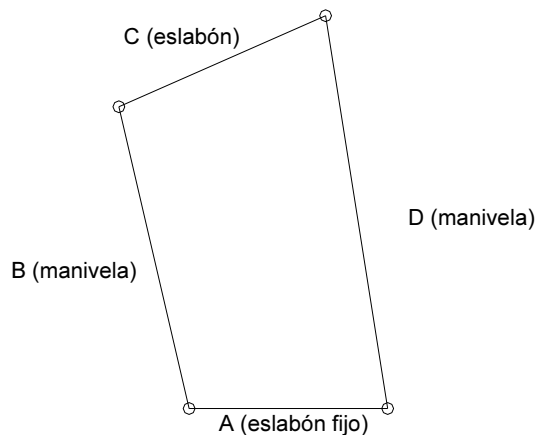


Figura 1-8 Mecanismo de eslabón de arrastre

Al fijar el eslabón **C**, **B** y **D** solo pueden oscilar y se obtiene un mecanismo de oscilador, usado a veces en donde se producen movimientos en línea recta, figura 1-9. Un eslabón giratorio se acostumbra llamar manivela; a uno oscilante, palanca, balancín u oscilador y al eslabón de conexión, biela o acoplador. Con frecuencia se agranda el eslabón fijo y se usa como bastidor de soporte.

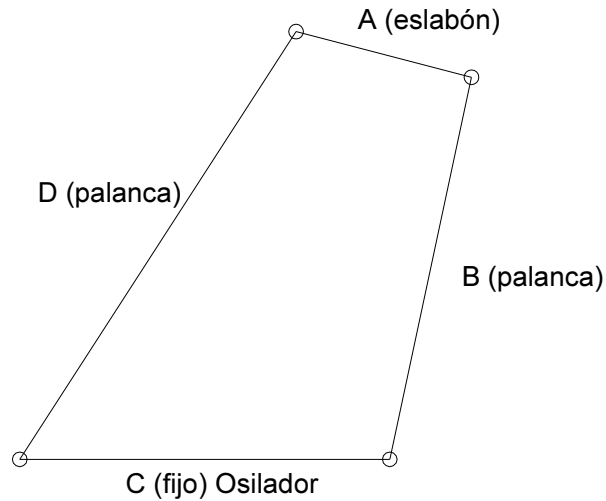


Figura 1-9 Mecanismo de oscilador

Si en el eslabonamiento de la figura 1-7 se reemplaza la junta de pasador (F) por una pieza ranurada E no se producirá cambio alguno en el movimiento resultante, y si se hace infinita la longitud de los eslabones C y D la pieza ranurada E se volverá recta y el movimiento de la pieza deslizante será de translación pura obteniéndose así el mecanismo de bloque deslizante o corredera tal y como se muestra en la figura 1-10.

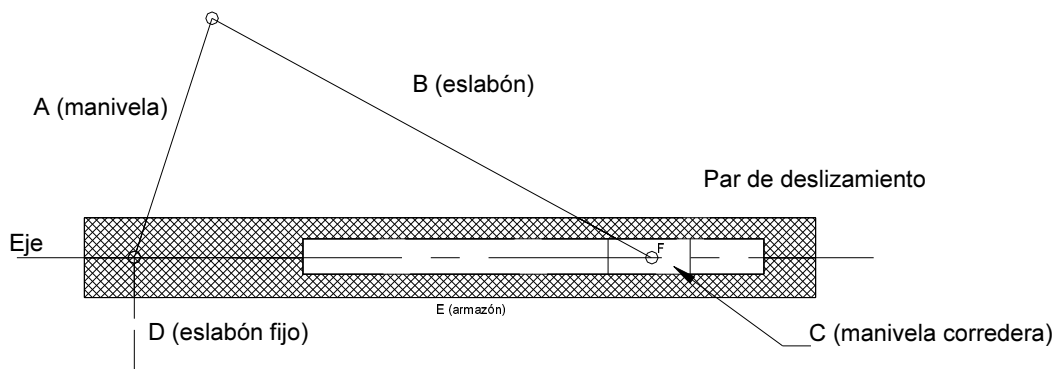


Figura 1-10 Mecanismo de balancín manivela

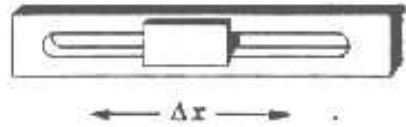
1.5.2 Juntas.

Una junta es la conexión que existe entre dos o más eslabones, la cual se encuentra en los nodos de los eslabones y permite algún movimiento o movimiento potencial, entre los eslabones conectados. Las juntas o pares cinemáticos pueden ser clasificadas de la siguiente forma:

- 1.- Por el número de grados de libertad permitidos en la junta.
- 2.- Por el tipo de contacto que existe entre los elementos: de línea, de punto o de superficie
- 3.- Por el tipo de cierre de la junta de fuerza o de forma.
- 4.- Por el número de eslabones que están conectados.

En la figura 1-11 se muestran algunos ejemplos de juntas con uno o dos grados de libertad (GDL), que se hayan comúnmente en mecanismos planos (o planares); en la figura 1.11a se muestran juntas con un grado de libertad, junta de pasador rotacional y junta de translación de corredera, a ambas uniones se les llama juntas completas, o bien pares inferiores. La junta de pasador tiene un GDL rotacional y la junta de corredera un GDL traslacional entre los entre los eslabones conectados. El movimiento de la fuerza o del tornillo en relación de uno con otro, resulta en movimiento helicoidal. Si el ángulo de hélice es cero, la tuerca gira sin avanzar y se tiene así la junta de pasador. Si el ángulo de hélice es de 90, la tuerca se trasladará a lo largo del eje del tornillo y se tiene así la junta de corredera.

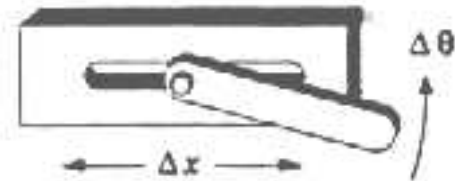
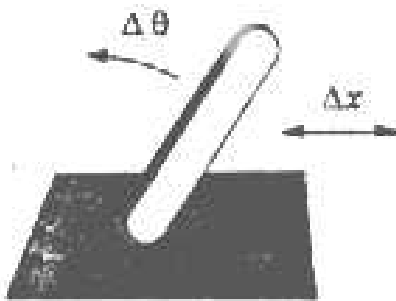
El término par inferior fue creado por Reuleaux para describir juntas con contacto de superficie, como el de un pasador dentro de un agujero. Este investigador acuñó la designación de par superior para las juntas con contacto de punto de línea. Pero si hay holgura o espacio libre entre el pasador y su agujero (como debe ser para que exista el movimiento), el contacto de superficie en la junta de pasador es realmente contacto de línea, el pasador toca solo una porción reducida del hueco.



Junta de pasador para rotación

Junta de Corredera para translación

a) Juntas completas con un GDL



Eslabón apoyado contra un plano

Eslabón con pasador en una ranura

b) Semijuntas con dos GDL



c) Junta de rotula o de bola con tres GDL

Figura 1.11 Ejemplos de tipos de juntas

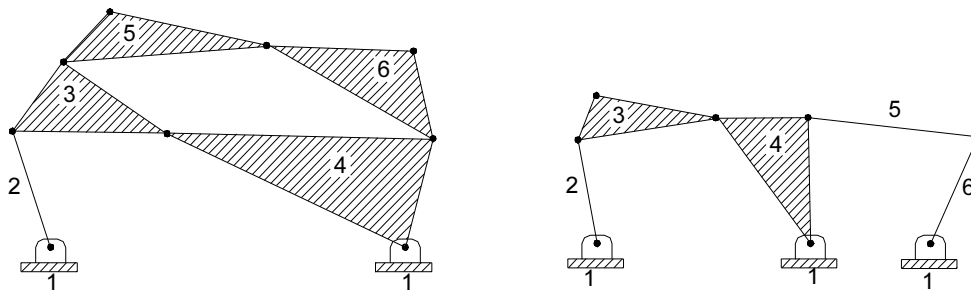
En la figura 1.11b se muestran ejemplos de juntas con dos grados de libertad las cuales permiten simultáneamente dos movimientos relativos independientes, el de translación y rotación, entre los eslabones conectados; a esta clase de juntas se les conoce como semijuntas, algunas veces se les denomina también juntas de rodamiento y deslizamiento debido a que permite ambas formas de movimiento.

En la figura 1.11c se muestra un ejemplo de una junta con tres grados de libertad la cual permite tres movimientos angulares independientes entre los dos eslabones conectados.

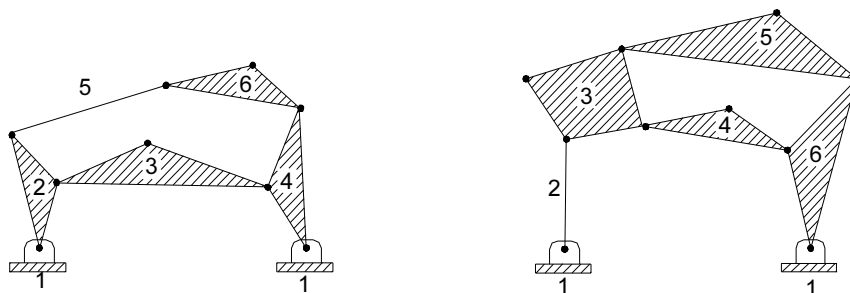
Una junta con más de un GDL es llamada un par superior; las juntas completas y las semijuntas se utilizan en mecanismos planares y espaciales.

1.5.2 Mecanismos de seis barras.

Si un eslabonamiento de cuatro barras no proporciona el tipo de movimiento requerido para una aplicación en particular, usualmente se considera como siguiente posibilidad uno de los dos tipos de eslabones de seis barras de un solo grado de libertad como son la cadena Watt o la cadena Stephenson, las cuales se muestran en la figura 1-12, estas clasificaciones dependen de la colocación de los eslabones ternarios. En la cadena de Watt, los eslabones ternarios son adyacentes; mientras que en la cadena de Stephenson, los eslabones ternarios están separados por eslabones binarios.



Eslabonamiento de Watt



Eslabonamiento de Stphenson

Figura 1-12 Mecanismos de seis eslabones

1.6 Grados de libertad (GDL) de un mecanismo.

Cuando se tiene un sistema mecánico, este se puede clasificar de acuerdo con el número de grados de libertad (GDL) que posee. El GDL de un mecanismo es el número de parámetros independientes que se necesitan para definir su posición en el espacio en cualquier instante.

Se tiene un eslabón como el que se muestra en la figura 1-13, el cual está colocado sobre un plano que tiene un sistema de coordenadas x, y , si el eslabón permanece en el plano se requieren tres parámetros para definir completamente su posición: dos coordenadas lineales (x, y) para definir la posición de cualquier punto del eslabón y una coordenada angular (θ) para definir el ángulo que forma con respecto al eje x . Obsérvese que este sistema tiene tres GDL, ya que el eslabón no se encuentra fijo, los parámetros particulares elegidos para definir su posición no son los únicos que podrían utilizarse en un conjunto alternativo como pueden ser dos longitudes y un ángulo.

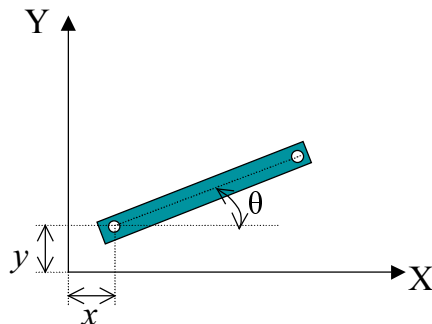


Figura 1-13 Grados de libertad en un plano

Por lo tanto, el GDL de un sistema depende del arreglo que presenten los eslabones, los cuales pueden conformar una cadena de tipo abierta o cerrada, como se muestra en la figura 1-14. Un sistema cerrado no tendrá nodos con apertura por lo que puede tener uno o más GDL mientras que una cadena abierta con más de un eslabón, tendrá siempre más de un grado de libertad.

Para determinar el GDL en un mecanismo se debe tener en cuenta el número de eslabones que lo conforman, así también, el tipo de arreglo y el tipo de juntas con las que estén unidos los eslabones.

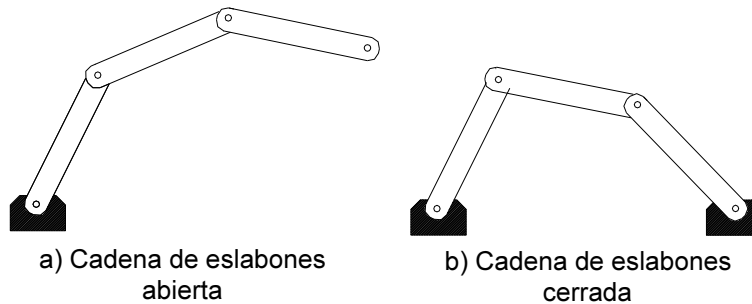


Figura 1-14 Tipo de arreglo en los eslabones.

Como ya se vio, un eslabón cualquiera en un plano tiene tres GDL por consiguiente un sistema de L eslabones no conectados en el mismo plano tendrá $3L$ GDL. Cuando un eslabón cualquiera se fija o se sujeta al marco de referencia, sus tres GDL quedarán eliminados. Lo que se puede expresar por medio de la ecuación de Gruebler:

$$\text{GDL} = 3L - 2J - 3G \quad (1.11)$$

Donde:

GDL = número de grados de libertad

L = número de eslabones

J = número de juntas

G = número de eslabones fijos.

Si se presenta más de un eslabón fijo el efecto neto será crear un eslabón fijo mayor, ya que sólo hay un plano de sujeción. Por tanto, G es siempre igual a uno y la ecuación de Gruebler se puede escribir como:

$$\text{GDL} = 3(L-1) - 2J \quad (1.12)$$

En la cual se deben incluir todas las juntas que actúen en el mecanismo para ambos casos y si se trata de un par superior, se considerará como la mitad de una junta o sea $\frac{1}{2}J$, ya que solo elimina un GDL. Al incluir esta condición se obtiene:

$$GDL = 3(L-1) - 2J_1 - J_2 \quad (1.13)$$

donde:

L = número de eslabones

J_1 = número de juntas completas o pares inferiores

J_2 = número de semijuntas o pares superiores

Por ejemplo, se tiene el mecanismo de la figura 1-15 en la cual se desea conocer el número de GDL que presenta:

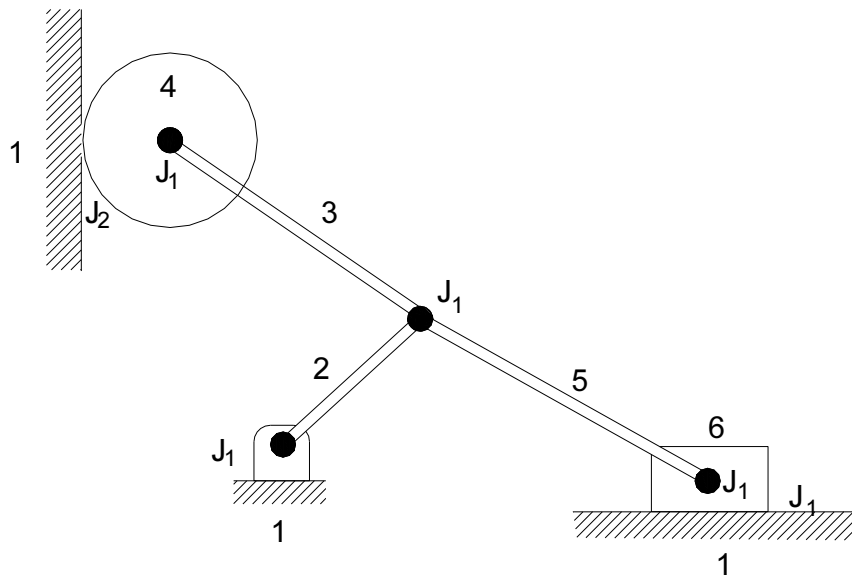


Figura 1-15 Mecanismo.

Se puede observar de la figura 1-5:

Número de eslabones (L) = 6

Número de juntas completas (J_1) = 5

Número de semijuntas (J_2) = 1

$$GDL = 3(6 - 1) - 2(5) - 1$$

$$GDL = 4$$

Por lo tanto el mecanismo tiene 4 GDL.

1.7 La condición de Grashof.

La condición de Grashof es una relación muy simple la cual estima el comportamiento de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras con base en las longitudes de los eslabones.

$$S + L \leq P + Q \quad (1.14)$$

donde:

S = longitud del eslabón más corto

L = longitud del eslabón más largo

P y Q = longitudes de los otros dos eslabones

Si las longitudes de los eslabones no cumplen esta condición, ningún eslabón será capaz de realizar una revolución completa relativa al plano de fijación. Hasta ahora no se ha dado ninguna restricción en el orden en el que deben ser conectados los eslabones, lo cual implica que la condición de Grashof seguirá siendo válida para cualquier configuración de los eslabones (inversiones).

Considerando la ecuación 1.14, los movimientos resultantes para un mecanismo de cuatro eslabones se puede resumir de la siguiente manera:

Condición de Grashof	Eslabón fijo	Movimiento resultante
$S + L < P + Q$	Cualquier adyacente al más corto	Manivela balancín. El eslabón más corto gira completamente y el eslabón más largo oscila respecto al plano de referencia pivotando en su punto de apoyo.
	El más corto	Doble manivela. Todos los eslabones (excepto el fijo) giran completamente. Los eslabones de entrada y salida lo hacen alrededor de su pivote y la biela siempre regresa a su posición original.
	El opuesto al más corto	Doble balancín. Los dos eslabones pivotados oscilan y sólo el acoplador realiza un ciclo completo.
$S + L > P + Q$	Cualquiera	Doble balancín. Los dos eslabones pivotados oscilan y sólo el acoplador realiza una revolución completa. Esta revolución no es necesariamente circular
$S + L = P + Q$	Cualquiera (Caso especial de Grashof)	Doble manivela o doble balancín. Esta configuración es inestable dos veces por cada revolución en la manivela de entrada. Estas posiciones críticas se presentan exactamente cuando todos los eslabones quedan colineales. En estos puntos, el mecanismo puede tomar cualquiera de las dos configuraciones mencionadas

1.8 Velocidad y aceleración.

Existen varios métodos para determinar las velocidades y aceleraciones que actúan en los mecanismos, de entre los cuales hay tres que se emplean ampliamente:

- Utilizando las matemáticas vectoriales para expresar la velocidad y la aceleración de un punto con respecto a un sistema de coordenadas.
- Mediante ecuaciones de movimiento relativo que se resuelven ya sea analítica o gráficamente por medio de polígonos de velocidad y aceleración.
- Empleando ecuaciones vectoriales de cierre de circuito escritas en forma compleja.

La velocidad se define como *“la tasa de variación de la posición, con respecto al tiempo”* [12].

La velocidad lineal se representa con:

$$V = \frac{dR}{dt} \quad (1.15)$$

Y la velocidad angular:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (1.16)$$

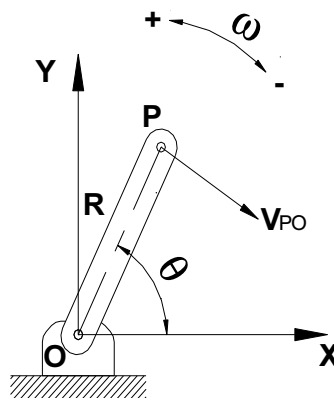


Figura 1-16 Eslabón con rotación pura.

A partir de la figura 1-16 se puede determinar la velocidad de un eslabón en rotación pura utilizando matemáticas vectoriales, donde la velocidad angular se representa por la letra griega ω y la velocidad lineal por la letra V .

La posición del eslabón OP esta definida por el vector de posición R en el plano XY y para determinar la velocidad del punto P cuando esta sometido a una velocidad angular ω se representa al vector posición R como número complejo en forma polar y se procede a efectuar la derivación con respecto al tiempo:

$$R = pe^{j\theta} \quad (1.17)$$

Derivando la expresión anterior:

$$V_{PA} = \frac{dR}{dt} = pje^{j\theta} \frac{d\theta}{dt} = p\omega je^{j\theta} \quad (1.18)$$

La velocidad siempre mantiene una dirección perpendicular con respecto al radio de rotación (debido al coeficiente j del término exponencial). Su sentido esta definido por el sentido de la velocidad angular, y es tangente a la trayectoria del movimiento.

La aceleración se define como *“la tasa de variación de la velocidad respecto al tiempo”* [12].

La aceleración lineal se representa:

$$A = \frac{dV}{dt} \quad (1.19)$$

La aceleración angular se representa:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (1.20)$$

En la figura 1-17 se muestra un eslabón en rotación pura en el cual se desea conocer la aceleración que actúa sobre el mismo, por lo que se empleará un análisis matemático vectorial partiendo de la ecuación de velocidad obtenida (ecuación 1.18) la cual se deriva respecto al tiempo, obteniendo:

$$A_{PA} = \frac{dV_{PA}}{dt} = \frac{d(p\omega j e^{j\theta})}{dt} \quad (1.21)$$

$$A_{PA} = p\alpha j e^{j\theta} - p\omega^2 e^{j\theta} \quad (1.22)$$

$$A_{PA} = A_{PA}^t + A_{PA}^n \quad (1.23)$$

Debido a que existen dos funciones con respecto al tiempo (ω y θ) se obtienen dos términos para la aceleración:

- I. La aceleración tangencial A_{PA}^t , la cual implica a la aceleración angular (α).
- II. La aceleración normal o centrípeta A_{PA}^n , en la cual interviene la velocidad angular (ω^2).

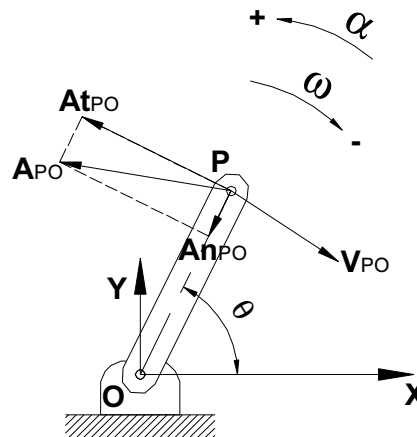


Figura1-17 Aceleración de un eslabón con rotación pura.

La aceleración tangencial se mantendrá con dirección perpendicular al radio de rotación del eslabón y es tangente a la trayectoria del movimiento, mientras que la aceleración normal o centrípeta se dirigirá hacia el centro de gravedad del eslabón, en consecuencia para obtener la aceleración (A_{PA}) del eslabón en el punto P se procederá a realizar la suma vectorial entre las componentes de la aceleración normal y tangencial.

CAPÍTULO 2

FUERZAS QUE ACTÚAN EN UN MECANISMO

Se conocerán el tipo de fuerzas que actúan sobre los mecanismos y la forma de clasificarse así como las herramientas para poder llevar a cabo el análisis de fuerzas y sus respectivos métodos de solución.

2.1 Fuerzas aplicadas y de restricción.

Cuando varios cuerpos se conectan entre sí para formar un grupo o sistema, las fuerzas de acción presentes entre dos cualesquiera de los cuerpos se denominan **fuerzas de restricción o internas**. Dichas fuerzas obligan o restringen a los cuerpos a comportarse de un modo específico. Mientras que las fuerzas externas que se aplican sobre el sistema de cuerpos se llaman **fuerzas aplicadas o externas**.

Las fuerzas eléctricas, magnéticas y gravitacionales son ejemplos de fuerzas aplicadas que pueden influir sobre el sistema sin tener un contacto físico real. Las fuerzas que se analizarán sobre el mecanismo son las que ocurren a través de un contacto físico mecánico directo, tal como las fuerzas de fricción y externas.

Las características que definen a una fuerza son su magnitud, dirección y su punto de aplicación. La dirección de una fuerza incluye el concepto de recta a lo largo de la cual se dirige así como su sentido. Por ende una fuerza está dirigida positiva o negativamente a lo largo de una línea de acción.

En ocasiones, el punto de aplicación no es importante, por ejemplo, cuando se está estudiando el equilibrio de un cuerpo rígido. Donde dos fuerzas iguales y opuestas que actúan a lo largo de dos rectas paralelas no coincidentes en un cuerpo, no se pueden combinar para obtener una sola fuerza resultante.

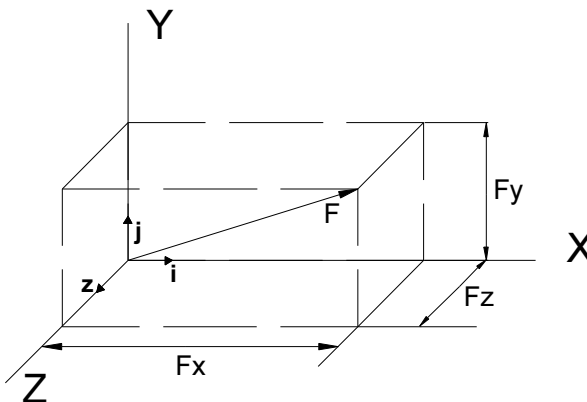


Figura 2-1 Componentes de un vector fuerza

La notación que se utilizará para denotar el carácter vectorial de una fuerza será: letras negritas para los vectores fuerza y normales para sus magnitudes; por lo tanto, las componentes de un vector fuerza se relacionan como sigue (figura 2-1):

$$\mathbf{F} = F_x\mathbf{i} + F_y\mathbf{j} + F_z\mathbf{k}$$

Dos fuerzas cualesquiera que actúen en un cuerpo, constituyen un par; en donde el brazo del par, es la distancia perpendicular entre las líneas de acción de las fuerzas aplicadas; el plano del par es aquél que contiene a ambas líneas de acción.

2.2 Diagrama de cuerpo libre.

El diagrama de cuerpo libre es una herramienta muy utilizada para el análisis de fuerzas en cuerpos con varios elementos. Es un esquema o dibujo de un cuerpo aislado de la máquina o mecanismo (en este caso será un eslabón de algún mecanismo) en el cual se representan las fuerzas y los momentos de torsión que actúan en cada pieza. Se deben de incluir en el diagrama las magnitudes y las direcciones conocidas, así como cualquier otra información pertinente, tal como las fuerzas externas y/o momentos de torsión externos que actúen sobre el eslabón.

El diagrama obtenido de esta manera se conoce como “libre” ya que se ha separado la parte o porción del cuerpo del resto de los elementos de la máquina y se han reemplazado sus efectos por fuerzas y momentos que actúan sobre de él.

Al analizar la dinámica presente en los mecanismos, es necesario separar cada uno de sus componentes individuales para construir diagramas de cuerpo libre. Esto facilitará el análisis ya que se incluirán todas las fuerzas que actúan sobre cada eslabón, muchas de estas piezas estarán conectadas entre sí por medio de pares cinemáticos, como se muestra en figura 2-2, por lo tanto también se conocerán las fuerzas internas de cada eslabón.

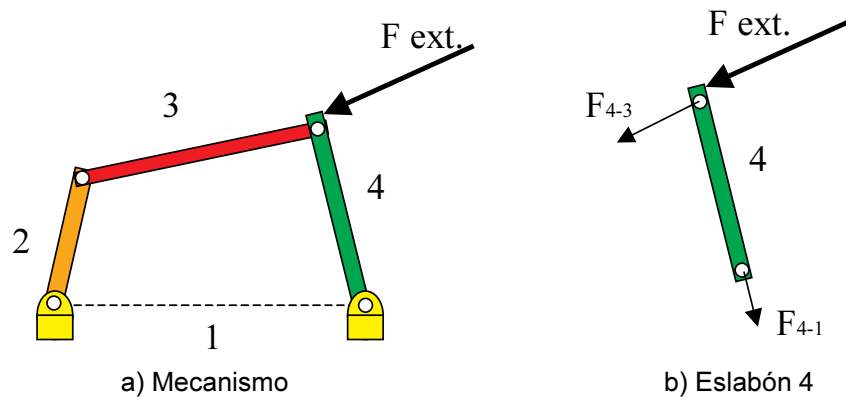


Figura 2-2 Diagrama de cuerpo libre de un mecanismo.

Ventajas que se obtienen al utilizar los diagramas de cuerpo libre:

1. Facilitan la tarea de interpretación de las palabras, pensamientos e ideas a modelos físicos que son más fáciles de comprender.
2. Contribuyen para que se vean con más claridad y se comprendan todas las fuerzas que actúan sobre cada parte del mecanismo por analizar.
3. Se muestra un panorama más amplio de cómo se debe plantear el problema según los datos que se tienen y que son representados en el diagrama.
4. Permiten establecer las relaciones matemáticas de una forma más rápida ya que se conocen todos los factores que se presentan en el eslabón
5. Su aplicación facilita el control del avance y ayudan a establecer suposiciones que simplifican el problema.
6. Queda como respaldo y forman parte de la memoria de cálculo, con lo cual se facilita la explicación y presentación del problema, así como las consultas posteriores.

2.3 Métodos de solución.

Las cargas se transmiten hacia los diferentes elementos de las máquinas a través de las superficies de contacto; por ejemplo, de un engrane hacia un eje, o de un engrane, a través de los dientes dentados, hacia otro engrane; de una biela, a través de un cojinete, hacia una palanca; de una banda V hacia una polea; de una leva hacia un seguidor, o de un tambor de freno hacia la zapata del freno; por lo que es muy común que en estos elementos se presente alguna fractura o se presenten fallas en el funcionamiento de la maquina. Por lo tanto es necesario conocer las magnitudes de dichos esfuerzos y por ende las fuerzas que los provocan.

Las fuerzas deben de estar distribuidas entre las mismas fronteras o superficies de contacto, y su intensidad debe de estar dentro de los límites de trabajo de los distintos materiales que componen las superficies para que estas no lleguen a sufrir daño alguno.

Para determinar los esfuerzos que generan las fuerzas entre los diferentes elementos de un mecanismo se tienen los siguientes métodos:

	Método		
Información de entrada	Estático (ventaja mecánica)	Cinetoestático	Dinámico (respuesta en el tiempo)
Masa	No necesaria	Conocida	Conocida
Carga	Especificada como la razón entrada-salida	Especificación en cada posición	Especificada en términos de posición, velocidad y/o tiempo
Movimiento	Posiciones especificadas	Posición, velocidad y aceleración especificadas	Desconocido
Información de salida (buscada)	Fuerza de entrada requerida para equilibrar la carga. Ventaja mecánica en cada posición. Reacciones en los pasadores	Fuerza de entrada requerida para mantener el movimiento supuesto. Reacciones en las juntas.	Posición, velocidad y aceleración de cada miembro como función del tiempo; es decir, el movimiento real para un tiempo determinado.
Herramientas analíticas requeridas	Estática, álgebra lineal	Principio de D'Alembert, estática, álgebra lineal	Ecuaciones del movimiento.

2.4 Fuerzas estáticas.

Las leyes de la estática son fundamentales para el análisis de fuerzas en los mecanismos:

1. Si dos fuerzas actúan sobre un cuerpo rígido este permanecerá en equilibrio estático sólo si las fuerzas son colineales, de igual magnitud pero de sentido contrario. Si se conocen los puntos de aplicación de las dos fuerzas sean los puntos A y B como se muestra en la figura 2-3, las direcciones de dichas fuerzas se pueden determinar a partir de la línea que une al punto A y B.

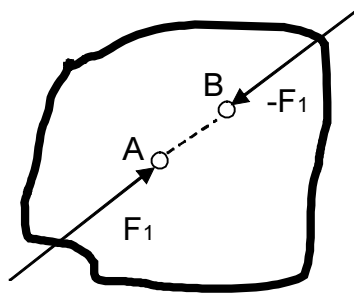


Figura 2-3 Cuerpo en equilibrio estático

2. Si tres fuerzas actúan sobre un cuerpo rígido este permanece en equilibrio estático sólo si las líneas de acción de las tres fuerzas son concurrentes en algún punto, además de que los vectores de fuerza deben formar un triángulo cerrado, tal y como se observa en la figura 2-4.

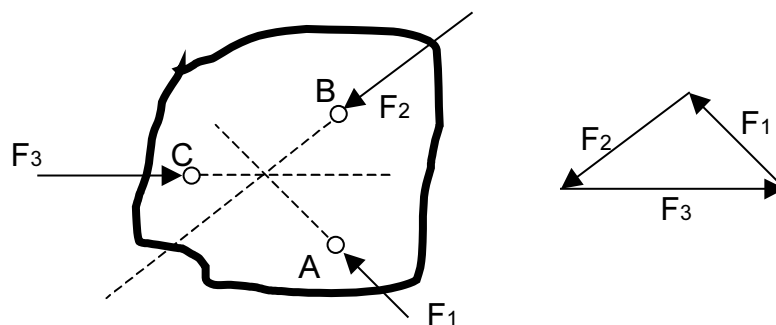
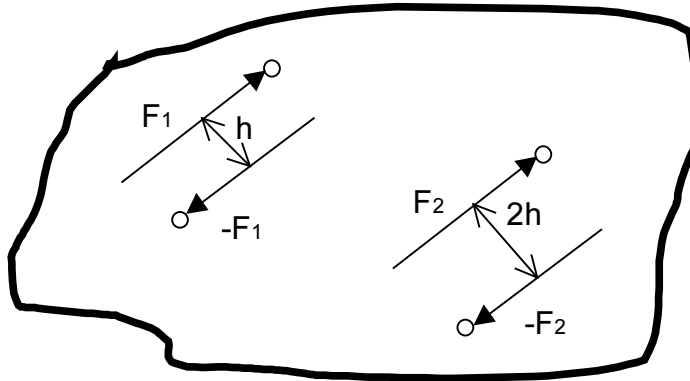


Figura 2-4 Cuerpo rígido con tres fuerzas en equilibrio estático

3. Un cuerpo rígido sobre el que actúa un momento de torsión está en equilibrio estático sólo si actúa sobre él otro momento de igual magnitud pero sentido opuesto al primero, tal como se muestra en la figura 2-5.



Donde $F_2 = (1/2)F_1$

Figura 2-5 Cuerpo rígido en equilibrio estático con dos momentos de torsión

Si más de tres fuerzas actúan sobre un cuerpo en equilibrio estático o si actúan sobre de él combinaciones de fuerzas y momentos de torsión, el principio de superposición puede usarse en conjunto con las tres leyes de la estática, es decir el efecto de cada fuerza o momento puede analizarse independientemente y el efecto de todas las fuerzas y momentos de torsión, será la suma vectorial de las resultantes de todos los análisis individuales.

Para el análisis estático de mecanismos compuestos de eslabones rígidos implicará el uso de diagramas de cuerpo libre, así como también, la aplicación de las leyes de la estática.

2.5 Fuerza dinámicas.

A partir de las leyes de Newton, las cuales describen la relación entre el movimiento de una partícula y las fuerzas que actúan sobre ella, se puede describir el movimiento plano de un cuerpo rígido (figura 2-6). Se presenta el eslabón k y se expresan las cantidades vectoriales en forma compleja en un instante determinado. El eslabón k tiene una velocidad angular ω_k y una aceleración angular α_k conocidas. El centro de masa está situado en CG y tiene una aceleración a_{CG} ; si una partícula cualquiera P_i del

eslabón obedece las leyes de Newton, la aceleración de P_i puede calcularse por el procedimiento de diferencias de aceleración:

$$a_{P_i} = a_{CG} + a_{(P_i)CG} \quad (2.1)$$

Al expresar a_{CG} y $a_{(P_i)CG}$ según sus componentes de aceleración:

$$a_{P_i}^n + a_{P_i}^t = a_{CG} + a_{(P_i)CG}^n + a_{(P_i)CG}^t \quad (2.2)$$

donde

$$a_{(P_i)CG}^n = -r_i \omega_k^2 \quad (2.3)$$

y con dirección de P_i a su CG ;

$$a_{P_i}^t = -r_i \alpha_k e^{j\pi/2} \quad (2.4)$$

el cual es perpendicular a la componente normal con el sentido de α_k .

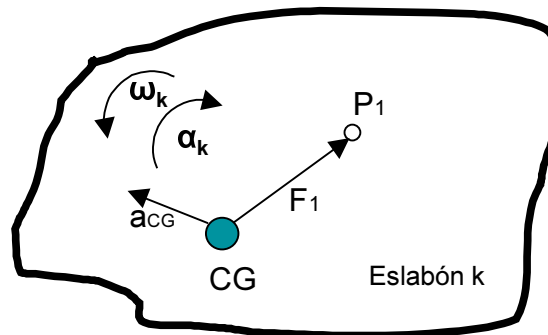


Figura 2-6 Eslabón con movimiento plano general

Aplicando la segunda ley de Newton a la partícula P_i para determinar la fuerza aplicada a la partícula P_i en un eslabón plano:

$$\frac{dM_{P_i}}{dt} = m_i \frac{dV_{P_i}}{dt} = m_i a_{P_i} = m_i a_{CG} - m_i r_i \omega_k^2 + m_i r_i \alpha_k e^{j\pi/2} = F_i \quad (2.5)$$

donde m_i es la masa de la partícula y M es el momento de torsión expresado en forma vectorial compleja, así como también la velocidad (V), la aceleración del CG (a_{CG}), y la distancia (r).

De tal manera la fuerza resultante aplicada sobre el eslabón k puede encontrarse sumando las contribuciones de todas las partículas P_i :

$$F = \sum_i F_i = \sum_i m_i a_{CG} - \sum_i m_i r_i \omega_k^2 + \sum_i m_i r_i \alpha_k e^{j\pi/2} \quad (2.6)$$

$$F = \sum_i F_i = a_{CG} \sum_i m_i - \omega_k^2 \sum_i m_i r_i + \alpha_k e^{j\pi/2} \sum_i m_i r_i \quad (2.7)$$

La ecuación 2.7 se deduce a partir de la ecuación 2.6 con base:

1. Los términos a_{CG} , ω_k^2 y α_k constantes para un instante y cuerpo determinados, por lo que salen de la sumatoria.
2. El signo menos que aparece en los términos ω_k^2 está presente ya que la fuerza está dirigida desde cada partícula hacia el centro de masa CG , mientras que la distancia r_i señala del CG con dirección al punto P_i .

La ecuación 2.7 se puede simplificar ya que:

$$\sum_i m_i = m, \text{ que es la masa total del eslabón } k$$

$$\sum_i m_i r_i = 0, \text{ ya que } CG \text{ es el centro de gravedad}$$

de tal manera que la ecuación 2.7 se puede expresar como:

$$F = m a_{CG} \quad (2.8)$$

Cuando se suman los momentos respecto al centro de gravedad (CG) de todos los puntos P_i , los términos mínimos normales desaparecen y el momento resultante es:

$$T = \sum_i m_i r_i \alpha_k r_i = \alpha_k \sum_i m_i r_i^2 \quad (2.9)$$

La suma en el lado derecho de la ecuación anterior es el momento de inercia de masa respecto al centro de gravedad (I_g), por lo que la ecuación 2.6 puede expresar como:

$$T = I_g \alpha_k \quad (2.10)$$

Tratándose entonces el eslabón rígido de la figura 2-6 como un conglomerado de partículas que conducirán a la ecuación 2.7, la cual se puede simplificar a una fuerza $\mathbf{F} = m \mathbf{a}_{CG}$ que pase por el centro de gravedad en la dirección de la aceleración y a un par $\mathbf{T} = I_g \alpha_k$ en el sentido de la aceleración angular.

La ecuación 2.8 tiene dos componentes ya que el movimiento es en un plano. Considerando las fuerzas y momentos de torsión involucrados se generarán tres ecuaciones independientes de equilibrio dinámico para cualquier eslabón k :

$$\sum F_x = m a_{CGx} \quad (2.11)$$

$$\sum F_y = m a_{Cgy} \quad (2.12)$$

$$\sum T = I_g \alpha_k \quad (2.13)$$

En donde la suma de fuerzas en la dirección x en la ecuación 2.11 y la suma de fuerzas en la dirección y en la ecuación 2.12 son paralelas a los ejes de cualquier sistema fijo (x, y) convenientemente orientado.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE FUERZAS DINÁMICAS

Se analizan dos métodos para llevar a cabo el análisis dinámico en mecanismos: el método de superposición y el método matricial. De ellos, el matricial resulta ser el más adecuado para la implementación del algoritmo.

3.1 Determinación de fuerzas en un mecanismo.

Para determinar las fuerzas que actúan sobre un mecanismo, se debe hacer un diagrama de cuerpo libre por cada eslabón que compone el sistema para indicar las fuerzas que actúan sobre él. Para determinar las direcciones y magnitudes de las fuerzas se deben de tomar en cuenta, como ya se mencionó, las leyes de la estática.

Cuando se realiza un análisis de fuerzas estáticas, la suma vectorial de las fuerzas en cada eslabón debe ser igual a cero para que permanezca en equilibrio. Lo mismo se debe de cumplir para un análisis dinámico, cuando se emplean tanto fuerzas de inercia como fuerzas externas, las cuales se obtiene a partir de la segunda ley de Newton. Por lo tanto, es conveniente usar el concepto de fuerzas de inercia ya que tanto en los casos estáticos como en los dinámicos se pueden tratar de la misma manera. En ambos análisis las ecuaciones vectoriales obtenidas para determinar las fuerzas ejercidas sobre los eslabones del mecanismo se pueden resolver por medio de métodos analíticos o gráficos.

Para llevar a cabo el análisis dinámico de las fuerzas que actúan sobre un mecanismo se pueden utilizar los siguientes métodos:

- a) Método de superposición.
- b) Método matricial.

El método de superposición se adapta mejor para la solución mediante cálculos manuales o en forma gráfica, mientras que el método matricial se adapta mejor para la solución por medio de un programa para computadora.

3.2 Método de superposición.

En el método de superposición se realiza un análisis por separado de cada eslabón móvil que compone al mecanismo, considerando las fuerzas de inercia, externas y los momentos de torsión que actúan sobre cada eslabón, por lo tanto un mecanismo que tiene n eslabones móviles requiere de n análisis separados, los resultados de estos análisis se suman después para determinar las fuerzas y los momentos de torsión totales para el mecanismo.

Existen dos variantes para este método las cuales tienen un amplio uso:

- 1.- Cuando se hace uso de las fuerzas internas y del momento de torsión directamente, más apropiado para un desarrollo analítico.
- 2.- Cuando el problema se resuelve de una forma gráfica, en el cual se elimina la necesidad de considerar el momento de torsión, desplazando la fuerza de inercia a una distancia e (o excentricidad).

El principio de la superposición se puede usar en el análisis de fuerzas de un cuerpo rígido y en equilibrio estático, en el cual se establece que se puede determinar un efecto resultante a partir de la suma de varios efectos que son equivalentes al efecto total. Mediante este método, un mecanismo de eslabones articulados sobre el cual actúan varias fuerzas se puede analizar fácilmente determinando el efecto de estas fuerzas una por una, después se suman los resultados de los análisis parciales de las fuerzas únicas, para dar las fuerzas totales que actúan sobre cada junta del mecanismo.

Para comprender mejor el método de superposición se resolverá el siguiente problema:

Se desea determinar las fuerzas que soporta cada eslabón así como el momento de torsión sobre la flecha de entrada del mecanismo que se muestra en la figura 3-1.

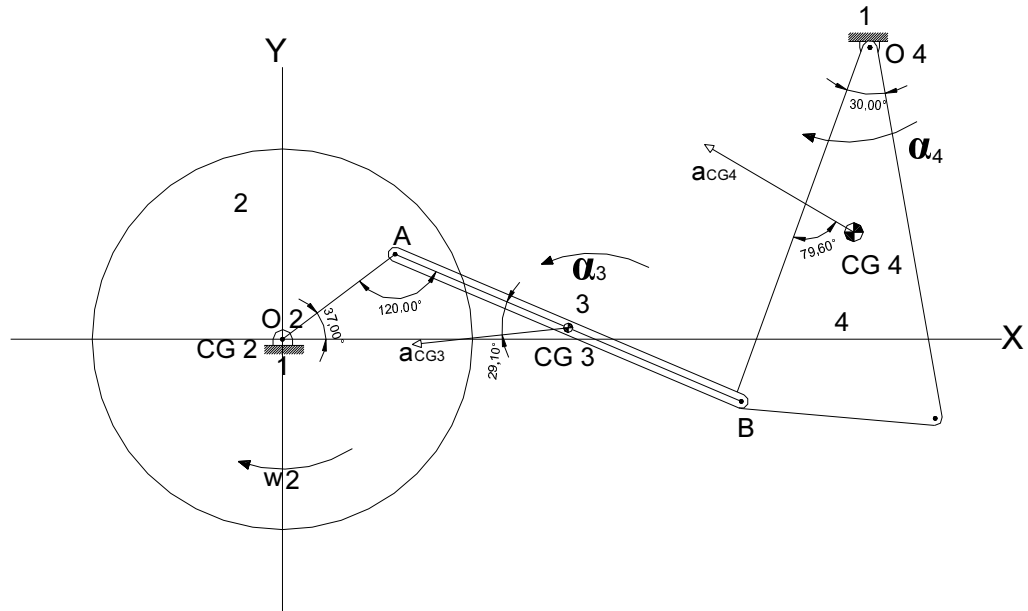


Figura 3-1 Mecanismo de cuatro eslabones.

Se parte de un análisis cinemático previo, del cual se obtuvieron los siguientes datos:

$$\omega_3 = 4.91 \text{ rad/s (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

$$\omega_4 = 7.82 \text{ rad/s (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

$$\alpha_3 = 241 \text{ rad/s}^2 \text{ (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

$$\alpha_4 = -129 \text{ rad/s}^2 \text{ (sentido de las manecillas del reloj)}$$

$$I_3 = 0.006 \text{ N m s}^2$$

$$I_4 = 0.026 \text{ N m s}^2$$

$$m_3 = 4 \text{ kg}$$

$$m_4 = 8 \text{ kg}$$

$$a_A = 144 \text{ m/s}^2 < 60^\circ$$

$$a_B = 95.1 \text{ m/s}^2 < 158^\circ$$

Con lo que se obtienen las aceleraciones en sus respectivos centros de gravedad para cada eslabón, así como sus direcciones:

$$a_{CG3} = 91.6 \text{ m/s}^2$$

$$a_{CG4} = 62.7 \text{ m/s}^2$$

Se determina la magnitud de las fuerzas internas y los momentos de torsión de la siguiente forma:

$$F_{O2} = 0 \quad (a_{CG2} = 0)$$

$$F_{O3} = m_3 a_{CG3} = 4 \times 91.6 / 32.2 = 11.4 \text{ N}$$

$$F_{O4} = m_4 a_{CG4} = 8 \times 62.7 / 32.2 = 15.6 \text{ N}$$

$$T_{O3} = -I_3 \alpha_3 = -0.006 \times 241 = -1.446 \text{ N m}$$

$$T_{O4} = -I_4 \alpha_4 = -0.026 \times -129 = 3.351 \text{ N m}$$

Se plantea el diagrama de cuerpo libre para los eslabones 3 y 4, en el cual se muestran los vectores F_{O3} , F_{O4} , T_{O3} y T_{O4} , figura 3-2:

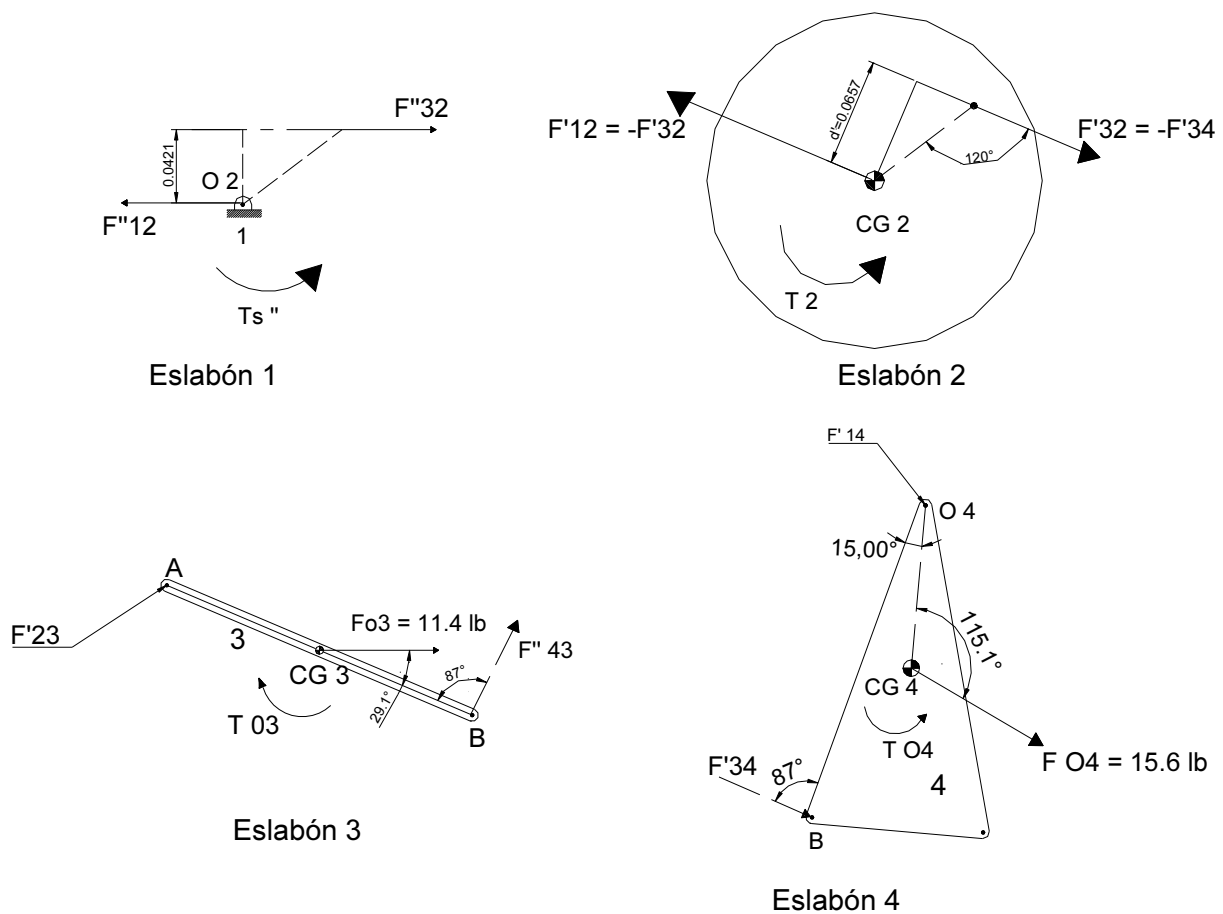


Figura 3-2 Diagramas de cuerpo libre

Para la solución del problema mediante el método de superposición se considera:

- a) solo la acción F_{O4} y T_{O4}
- b) solo la acción F_{O3} y T_{O3}
- c) la suma de las acciones anteriores.

Se tomará como eje de referencia los ejes fijos xy ubicados en el eslabón 3 para todas las componentes de cada fuerza.

Análisis de fuerzas en donde solo actúan F_{O4} y T_{O4} .

En el diagrama de cuerpo libre del eslabón cuatro se observan las fuerzas y momentos de torsión que actúan sobre de él, que son F_{O4} , F'_{34} y F'_{14} y el par de torsión T_{O4} , en donde F'_{34} es la fuerza que el eslabón tres ejerce sobre el eslabón cuatro y F'_{14} es la fuerza que el eslabón uno ejerce sobre el eslabón cuatro. La prima o apóstrofe sencillo se utiliza para indicar que éstas son solo aquella parte de las fuerzas reales que actúan entre los eslabones debidas a F_{O4} y T_{O4} . La dirección de F'_{34} es conocida, debido a que el eslabón tres se convierte en un miembro de dos fuerzas en esta porción del proceso de superposición se desconoce tanto la dirección como la magnitud de F'_{14} . Debido a que el eslabón cuatro esta en equilibrio bajo la acción de las fuerzas F_{O4} , F'_{34} y F'_{14} y el par de torsión T_{O4} , los momentos se pueden sumar alrededor de cualquier punto conveniente y hacerlo igual a cero.

Se hace la suma de momentos con respecto al punto O_4 :

$$F_{O4} (O_{4g4}) \text{ sen } 115.1^\circ + F'_{34} (O_4B) \text{ sen } 87^\circ + T_{O4} = 0 \quad (3.1)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$(15.6) (5.27) \text{ sen } 115.1^\circ + F'_{34} (8) \text{ sen } 87^\circ + 40.21 = 0$$

$$F'_{34} = -14.35 \text{ N}$$

El eslabón 4 también debe de estar en equilibrio traslacional bajo la acción de las fuerzas, dadas por lo tanto:

$$F_{O4} + F'_{14} + F'_{34} = 0 \quad (3.2)$$

Expresando F_{O4} y F'_{34} en el sistema de coordenadas xy , se obtiene:

$$F_{O4} = 15.6 (\cos 7.4^\circ i - \sin 7.4^\circ j) \quad (3.3)$$

$$F_{O4} = 15.5i - 2.01j$$

$$F'_{34} = F'_{34i} = -14.35i \quad (3.4)$$

Al plantear la ecuación de equilibrio traslacional para el eslabón 4 se obtiene:

$$15.5i - 2.01j - 14.35i + F'_{14x}i + F'_{14y}j = 0 \quad (3.5)$$

en donde F'_{14x} y F'_{14y} son los componentes en x , y respectivamente.

Sumando las componentes i :

$$15.5i - 14.35j + F'_{14x}i = 0 \quad (3.6)$$

$$F'_{14x} = -1.15i \text{ N}$$

Sumando las componentes j :

$$-2.0j + F'_{14j} = 0 \quad (3.7)$$

$$F'_{14y} = 2.01 \text{ N}$$

Para calcular el momento de torsión T'_s de la flecha es necesario para mantener al eslabón 2 en equilibrio bajo la acción de un par producido por F'_{32} y F'_{12} , (eslabón 2 de la figura 3-2) donde se tiene:

$$F'_{32} = F'_{43} = 14.3 \text{ N}$$

$$d' = 0.065 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$T'_s = F'_{32} d' \quad (3.8)$$

$$(14.3) (0.065) = 0.929 \text{ N m (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

Análisis de fuerzas en donde solo actúan F_{O3} y T_{O3} .

En la figura 3-2 se muestra un diagrama de cuerpo libre del eslabón tres bajo la acción de tres fuerzas F_{O3} , F''_{23} y F''_{43} y el par de torsión T_{O3} . Aquí las primas o apóstrofes dobles indican la parte b del problema de superposición. La dirección de F_{O3} es conocida y la de F''_{43} es a lo largo de la línea O_4B debido a que el eslabón cuatro se convierte en un miembro de dos fuerzas cuando se omiten F_{O4} y T_{O4} . El eslabón tres esta en equilibrio bajo la acción de las fuerzas F_{O3} , F''_{23} y F''_{43} y el par de torsión T_{O4} . Los momentos se pueden sumar con respecto a cualquier punto conveniente y se hace igual a cero.

Sumando los momentos con respecto al punto A:

$$F_{O3} (A_{g3}) \text{ sen } 29.1^\circ + F''_{43} (AB) \text{ cos } 3^\circ + T_{O3} = 0 \quad (3.9)$$

$$(11.4) (4) \text{ sen } 29.1^\circ + F''_{43} (8) \text{ cos } 3^\circ - 17.35 = 0$$

$$F''_{43} = -0.604 \text{ N}$$

El eslabón tres debe estar en equilibrio traslacional bajo la acción de las fuerzas dadas, por lo tanto:

$$F_{O3} + F''_{43} + F''_{23} = 0 \quad (3.10)$$

Expresando F_{O3} y F''_{43} en el sistema de coordenadas xy , se obtiene:

$$F_{O3} = 11.4 (\text{cos } 29.1^\circ i + \text{sen } 29.1^\circ j) = 9.94i + 5.53j \quad (3.11)$$

$$F''_{43} = 0.604 (\text{cos } 87^\circ i - \text{sen } 87^\circ j) = 0.04i - 0.60j \quad (3.12)$$

Y la ecuación de equilibrio traslacional para el eslabón tres es:

$$9.94i + 5.53j + 0.04i - 0.60j + F''_{23x}i + F''_{23y}j = 0 \quad (3.13)$$

Sumando las componentes i

$$9.94i + 0.04i + F''_{23x} = 0$$

$$F''_{23x} = -9.98 \text{ N} \quad (3.14)$$

Sumando las componentes j

$$5.53j - 0.60j + F''_{23y}j = 0 \quad (3.15)$$

$$F''_{23} = -4.93 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$F_{23} = 11.1 \text{ N}$$

El momento de torsión T''_s (eslabón 1 de la figura 3-2) se puede calcular empleando las siguientes ecuaciones vectoriales:

$$T''_s = - (F''_{32} \times d'') \quad (3.16)$$

$$F''_{32} = -F''_{23} = 9.98i + 4.93j$$

$$d'' = 0.0187i - 0.0378j$$

por lo tanto:

$$T''_s = 0.469 \text{ N m (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

Fuerzas totales de los eslabones:

$$F_{32} = F'_{32} + F''_{32} = F'_{43} + F''_{32} \quad (3.17)$$

$$F_{32} = 14.3i + 9.98i + 4.93j$$

$$F_{32} = 24.3i + 4.93j$$

$$|F_{32}| = 24.8 \text{ N}$$

$$F_{43} = F'_{43} + F''_{43} \quad (3.18)$$

$$F_{43} = 14.3i + 0.32i - 0.604j$$

$$F_{43} = 14.3i - 0.604j$$

$$|F_{43}| = 14.31 \text{ N}$$

$$F_{14} = F'_{14} + F''_{14} = F'_{14} + F''_{43} \quad (3.19)$$

$$F_{14} = -1.13i + 2.01j + 0.032i - 0.604j$$

$$F_{14} = -1.10i - 1.41j$$

$$|F_{14}| = 1.78 \text{ N}$$

$$T_s = T'_s + T''_s \quad (3.19)$$

$$T_s = 0.929 + 0.469$$

$$T_s = 1.398 \text{ N m (sentido contrario de las manecillas del reloj)}$$

3.3 Método matricial

En el método matricial se plantean las ecuaciones de equilibrio dinámico, basadas en la segunda ley de Newton, para cada eslabón del mecanismo partiendo del diagrama de cuerpo libre, dando como resultado un sistema de ecuaciones lineales, a partir de la suma los cuerpos que componen el sistema, que se deben resolver en forma simultánea:

$$\text{No. de ecuaciones} = 3n_1 + 2n_2 \quad (3.21)$$

donde:

n_1 es el número de cuerpos que rotan

n_2 es el número de cuerpos que se deslizan

Para comprender el análisis de fuerzas mediante el método matricial se considera el mecanismo de cuatro barras mostrado en la figura 3-3, en el cual se observa que los centros de masa CG_2 , CG_3 y CG_4 de los eslabones móviles no necesitan estar a lo largo de las líneas que conectan a los pares cinemáticos. Al igual que en el método de superposición se debe partir de un análisis cinemático previo, por el cual se conoce la posición y la aceleración lineal del centro de masa, así como, la aceleración angular de cada eslabón móvil. Se debe realizar un diagrama de cuerpo libre por cada eslabón (figura 3-4) para conocer las fuerzas que actúan sobre el eslabón y los datos geométricos de los mismos.

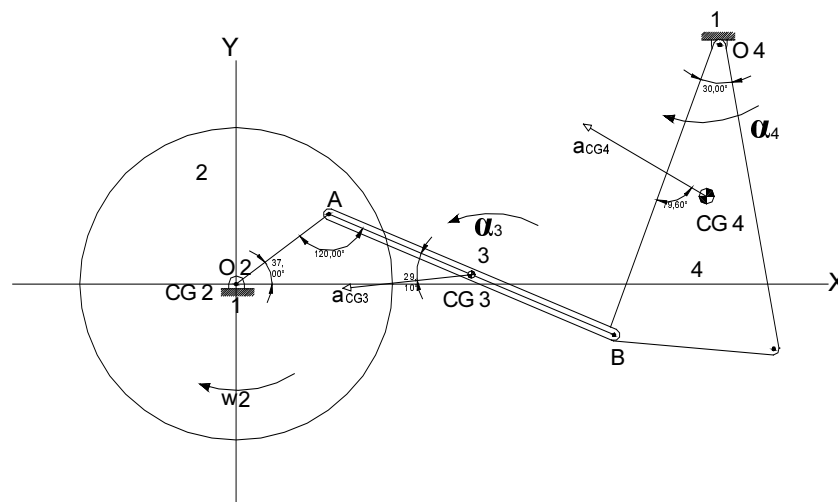


Fig. 3-3 Mecanismo de cuatro eslabones.

A partir de los diagramas de cuerpo libre se obtienen las siguientes ecuaciones de equilibrio para cada eslabón móvil:

Eslabón 2:

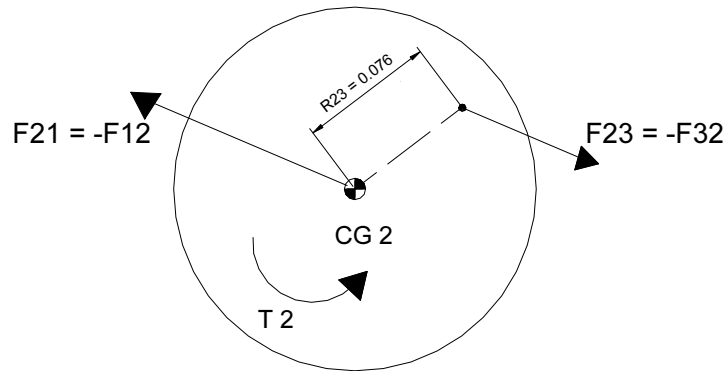


Figura 3-4a Diagrama de cuerpo libre del eslabón dos.

$$F_{32} - F_{21} = m_2 a_{CG2} \quad (3.21)$$

$$R_{22} \times F_{32} - R_{21} \times F_{21} + T_s = I_2 \alpha_2 \quad (3.22)$$

Eslabón 3:

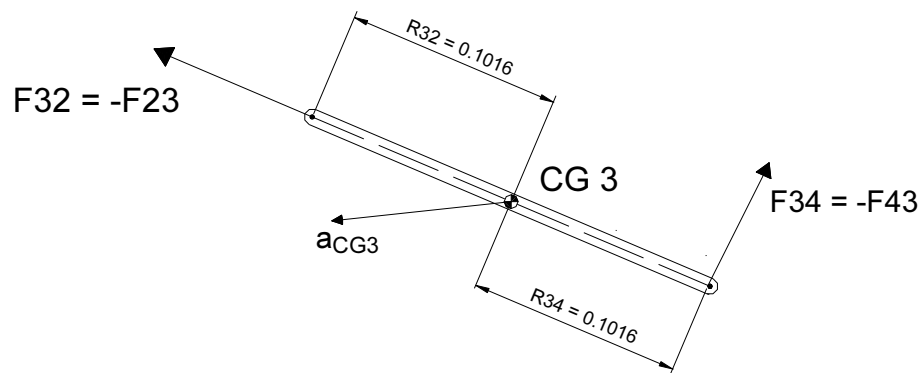


Figura 3-4b Diagrama de cuerpo libre del eslabón tres.

$$F_{43} - F_{32} = m_3 a_{CG3} \quad (3.23)$$

$$R_{33} \times F_{43} - R_{32} F_{32} = I_3 \alpha_3 \quad (3.24)$$

Eslabón 4:

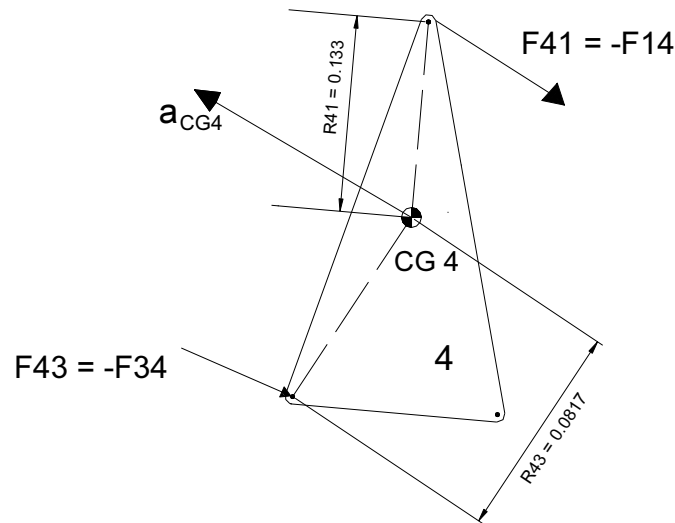


Figura 3-4c Diagrama de cuerpo libre del eslabón cuatro.

$$F_{14} - F_{43} = m_4 a_{CG4} \quad (3.25)$$

$$R_{44} \times F_{14} - R_{43} \times F_{43} = I_4 \alpha_4 \quad (3.26)$$

En las ecuaciones anteriores se emplea la notación:

R_{ij} = Es el vector que va desde el centro de gravedad del eslabón (i) a la junta del eslabón adjunto (j).

F_{ij} = Es la fuerza que el eslabón i ejerce sobre el eslabón j.

CG_i = Es el centro de gravedad del eslabón i.

a_{CGi} = Es la aceleración del centro de gravedad CG_i .

α_i = Es la aceleración angular del eslabón i.

m_i = Es la masa del eslabón i

I_i = Es el momento de inercia de la masa del eslabón con respecto a su centro de gravedad

T_S = Es el momento de torsión aplicado al eslabón de entrada

A continuación, se obtienen las componentes xy de las ecuaciones vectoriales y se desarrollan los productos cruzados ($\mathbf{R} \times \mathbf{F} = R_x F_y - R_y F_x$, cuando las componentes en z son nulas). Se obtienen las siguientes ecuaciones:

Eslabón 2

$$F_{32x} - F_{21x} = m_2 a_{CG2x} \quad (3.27)$$

$$F_{32y} - F_{21y} = m_2 a_{CG2y} \quad (3.28)$$

$$R_{22x} F_{32y} - R_{22y} F_{32x} - R_{21x} F_{21y} + R_{21y} F_{21x} = I_2 \alpha_2 - T_s \quad (3.29)$$

Eslabón 3

$$F_{43x} - F_{32x} = m_3 a_{CG3x} \quad (3.30)$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m_3 a_{CG3y} \quad (3.31)$$

$$R_{33x} F_{43y} - R_{33y} F_{43x} - R_{32x} F_{42y} + R_{32y} F_{32x} = I_3 \alpha_3 \quad (3.32)$$

Eslabón 4

$$F_{14x} - F_{43x} = m_4 a_{CG4x} \quad (3.33)$$

$$F_{14y} - F_{43y} = m_4 a_{CG4y} \quad (3.34)$$

$$R_{44x} F_{14y} - R_{44y} F_{14x} - R_{43x} F_{43y} + R_{43y} F_{43x} = I_4 \alpha_4 \quad (3.35)$$

Las ecuaciones obtenidas forman un conjunto de nueve ecuaciones lineales con nueve incógnitas (F_{21x} , F_{21y} , F_{32x} , F_{32y} , F_{43x} , F_{43y} , F_{14x} , F_{14y} , T_s). Estas ecuaciones pueden presentarse de la siguiente forma matricial:

$$[A] \quad \times \quad [B] = [C] \quad (3.36)$$

$$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ R_{21y} & -R_{21x} & -R_{22y} & R_{22x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{32y} & -R_{32x} & -R_{33y} & R_{33x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{43y} & -R_{43x} & -R_{44y} & R_{44x} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{21x} \\ F_{21y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 a_{CG2x} \\ m_2 a_{CG2y} \\ I_2 \alpha_2 \\ m_3 a_{CG3x} \\ m_3 a_{CG3y} \\ I_3 \alpha_3 \\ m_4 a_{CG4x} \\ m_4 a_{CG4y} \\ I_4 \alpha_4 \end{pmatrix} \quad (3.37)$$

Donde la matriz **A** contiene toda la información geométrica, la matriz **B** contiene todas las fuerzas y momentos desconocidos y la matriz **C** contiene la información dinámica conocida acerca del sistema.

Por otra parte resulta muy sencillo incluir los efectos de fuerzas o momentos externos conocidos en la matriz **C**. Al resolver dicha ecuación matricial se obtienen los valores de las fuerzas.

El primer paso del análisis matricial consiste en determinar las componentes **xy** de las fuerzas, aceleraciones y los vectores de posición que actúan en cada eslabón:

$$a_{CG2} = 0i + 0j \text{ (m /s}^2\text{)}$$

$$R_{21} = 0i + 0j \text{ (m)}$$

$$R_{22} = 0.0762 <37^\circ = 0.0608i + 0.0458j \text{ (m)}$$

$$a_{CG3} = 91.6 <186.1^\circ = -91.08i - 9.73j \text{ (m /s}^2\text{)}$$

$$R_{32} = 0.101 <157^\circ = -0.0929i + 0.0395j \text{ (m)}$$

$$R_{33} = 0.101 <23^\circ = 0.0929i - 0.0395j \text{ (m)}$$

$$a_{CG4} = 662.7 <149.6^\circ = -54.08i + 31.73j \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$R_{44} = 0.1338 <85^\circ = 0.0116i + 0.1333j \text{ (m)}$$

$$R_{43} = 0.0818 <224.87^\circ = -0.0579i - 0.0577j \text{ (m)}$$

A continuación se calculan las fuerzas de inercia y los pares de torsión:

$$m_2 a_{CG2x} = (10 \text{ kg}) (0 \text{ pies /s}^2) = 0 \text{ N}$$

$$m_2 a_{CG2y} = (10 \text{ kg}) (0 \text{ pies/s}^2) = 0 \text{ N}$$

$$I_2 \alpha_2 = (0.017 \text{ N m s}^2) (0 \text{ rad/s}^2) = 0 \text{ N m}$$

$$m_3 a_{CG3x} = (4 \text{ kg}) (-91.08 \text{ m / s}^2) = -11.31 \text{ N}$$

$$m_3 a_{CG2y} = (4 \text{ kg}) (-9.73 \text{ m / s}^2) = -9.21 \text{ N}$$

$$I_3 \alpha_3 = (0.006 \text{ N m s}^2) (241 \text{ rad /s}^2) = 17.35 \text{ N m}$$

$$m_4 a_{CG4x} = (8 \text{ kg}) (-54.08 \text{ m/s}^2) = -13.44 \text{ N}$$

$$m_4 a_{CG4y} = (8 \text{ kg}) (31.73 \text{ m/s}^2) = 7.88 \text{ N}$$

$$I_4 \alpha_4 = (0.026 \text{ N m s}^2) (-129 \text{ rad/s}^2) = -40.25 \text{ N m}$$

Una vez que se tienen las componentes de las ecuaciones de equilibrio, se sustituyen los valores correspondientes en cada ecuación y se integran en el arreglo matricial, por lo que se obtiene:

$$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.045 & 0.060 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.039 & 0.092 & 0.039 & 0.092 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.057 & 0.057 & 0.133 & 0.011 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{21x} \\ F_{21y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -11.31 \\ -1.21 \\ 17.35 \\ -13.44 \\ 7.88 \\ -40.25 \end{pmatrix}$$

Al resolver la matriz, por el método de Gauss Jordan, se obtienen los siguientes resultados para cada uno de los eslabones:

$$F_{21x} = 24.29 \text{ N}$$

$$F_{21y} = -4.95 \text{ N}$$

$$F_{32x} = 24.29 \text{ N}$$

$$F_{32y} = -4.95 \text{ N}$$

$$F_{43x} = 12.98 \text{ N}$$

$$F_{43y} = -6.16 \text{ N}$$

$$F_{14x} = -0.46 \text{ N}$$

$$F_{14y} = 1.73 \text{ N}$$

Y el momento de torsión en la flecha de entrada:

$$T_s = 1.398 \text{ N m (sentido contrario a las manecillas del reloj)}$$

Expresando las fuerzas en coordenadas polares:

$$F_{21} = 24.80 \text{ N @ } < 348.48^\circ$$

$$F_{32} = 24.80 \text{ N @ } < 348.48^\circ$$

$$F_{43} = 14.36 \text{ N @ } < 334.61^\circ$$

$$F_{14} = 1.79 \text{ N @ } < 104.89^\circ$$

Estos resultados concuerdan con los obtenidos en el ejemplo en el que se usó el método de superposición para resolver el mismo problema. Sin embargo, los resultados de dicho ejemplo se expresan en el sistema de coordenadas unido al eslabón acoplador en tanto que los resultados de este ejemplo se expresan en el sistema de coordenadas fijas.

3.3.1 Análisis de fuerzas en eslabonamientos con más de cuatro barras.

El método matricial puede ser extendido fácilmente para eslabones más complejos y con un número mayor de eslabones, ya que las ecuaciones son de forma similar a las anteriores (ecuaciones (1.1) y (1.6)), las cuales ahora se expresan como sumatorias:

$$\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a} \quad (3.38)$$

$$\sum \mathbf{T} = I\alpha \quad (3.39)$$

Con el fin de aplicar este método a cualquier mecanismo con n eslabones y con juntas de pasador, donde j es un eslabón cualquiera en la cadena cinemática e $i = j - 1$ es un eslabón previo en la cadena, y $k = j + 1$ es el siguiente eslabón; a partir de la forma vectorial de las ecuaciones se tiene:

$$\mathbf{F}_{ij} + \mathbf{F}_{jk} + \sum \mathbf{F}_{extj} = m_j \mathbf{a}_{CGj} \quad (3.40)$$

$$(\mathbf{R}_{ij} \times \mathbf{F}_{ij}) + (\mathbf{R}_{jk} \times \mathbf{F}_{jk}) + \sum \mathbf{T}_j + (\mathbf{R}_{extj} \sum \mathbf{F}_{extj}) = I_{gj} \alpha_j \quad (3.41)$$

donde. $j = 2, 3, \dots, n$; $i = j - 1$; $k = j + 1$, $j \neq n$; si $j = n$, $k = 1$

$$\mathbf{F}_{ji} = -\mathbf{F}_{ij}; \quad \mathbf{F}_{kj} = -\mathbf{F}_{jk}$$

De la ecuación vectorial 3.40 de suma de fuerzas se obtienen sus componentes en \mathbf{x} y \mathbf{y} , aplicando luego en conjunto con la ecuación 3.41, a cada uno de los eslabones del mecanismo para obtener un conjunto de ecuaciones lineales simultáneas y se resuelven igual que el caso anterior.

En el mecanismo cualquier eslabón puede tener fuerzas externas y/o momentos externos aplicados, los cuales se agregarán a la matriz C . Así también, se introducen las fuerzas de reacción negativas con el fin de reducir el número de variables a una cantidad manejable. Cuando se tienen las juntas de deslizamiento o correderas, será necesario agregar restricciones en las direcciones permisibles de las fuerzas que se aplican en las juntas relacionadas con las fuerzas de fricción

3.4 Comparación entre ambos métodos.

Aunque el método de superposición es fácil de usar, tiene la desventaja de que el mecanismo debe analizarse en varias ocasiones, lo cual resulta tedioso para el diseñador.

En el mismo sentido, no se puede hacer un análisis exacto si hay que considerar las fuerzas de fricción. Si bien este problema no se presenta en los mecanismos con pares de giro debido a que las fuerzas de fricción son bastante pequeñas y se desprecian, no así con los pares de deslizamiento o correderas, como en el caso del pistón y el cilindro en el mecanismo biela-manivela-corredera. El método de análisis mediante superposición no sería el apropiado si se debe considerar la fricción entre el pistón y el cilindro. En este caso se presentarán errores debido al cambio de dirección de la fuerza entre el pistón y el cilindro en las distintas soluciones requeridas para el método de superposición cosa que no sucede en el método matricial ya que se toma en cuenta la fuerza de fricción desde el planteamiento del diagrama de cuerpo libre.

Por otra parte, el método matricial requiere de un único análisis que da por resultado un conjunto de ecuaciones lineales que se deben resolver en forma simultánea para obtener todas las fuerzas y momentos de torsión desconocidos actuantes en el mecanismo. Al resolver la matriz de ecuaciones lineales se obtienen todos los valores buscados y se toman en cuenta fuerzas y momentos de torsión exteriores que se aplican sobre el mecanismo.

CAPÍTULO 4

DESARROLLO DEL PROGRAMA PAM

Se plantea la estructura del Programa para el Análisis dinámico de Mecanismos, la base de datos que se requiere y el manual de usuario. También se exponen ejemplos que validan los resultados obtenidos.

4.1 Descripción del programa.

El análisis dinámico determina el comportamiento real de sistemas físicos porque considera la aceleración de los cuerpos debido a las cargas que actúan sobre ellos. Para añadir la cinética, un sistema de análisis dinámico debe considerar dos valores que no se contemplan en el análisis cinemático: masa y fuerza. La masa de los cuerpos se considera generalmente constante, pero las fuerzas se calculan en función del tiempo. Un sistema con un grado de libertad se puede resolver porque las fuerzas exteriores (y/o las fuerzas de gravedad) establecen un sistema totalmente determinado de ecuaciones simultáneas.

Como ya se demostró la manera más adecuada para realizar el análisis dinámico es el método de resolución mediante matrices. El análisis dinámico incluye tanto el análisis cinemático como el cinético, que es el análisis de las fuerzas en el sistema. Dicho análisis se realiza aplicando la segunda Ley de Newton del movimiento (ecuación 1.1).

La solución del análisis dinámico de mecanismos es muy compleja cuando se realizan los cálculos de forma manual para determinar su solución, ya que se pueden ir acarreando errores de decimales o de redondeo. El contar con un programa que realice esta tarea permitirá al diseñador mecánico enfocar más tiempo en la optimización de mecanismos, por lo tanto el sistema le permitirá experimentar con distintos valores físicos que se puedan presentar en el mecanismo sin tener la necesidad de fabricar los mismos con lo cual se ahorrará tiempo y dinero.

El programa es capaz de resolver un mecanismo de seis eslabones y un grado de libertad (GDL). El nombre asignado al programa es: **PAM** (Programa para el Análisis de Mecanismos), el cual se realizó empleando el lenguaje de programación C y se ejecuta bajo un ambiente Linux.

Se limitó el número de combinaciones que pueden existir para un arreglo de seis eslabones y un GDL. Se incluyeron los mecanismos de Watt y Stephenson considerando sus inversiones, así como las diversas combinaciones que puede haber

con arreglos que incluyan eslabones terciarios o cuaternarios y correderas; mismas que se muestran en la siguiente tabla [12].

Eslabón	B	T	Q	P	H
4	4	-	-	-	-
6	4	2	-	-	-
6	5	-	1	-	-
8	7	-	-	-	1
8	4	4	-	-	-
8	5	2	1	-	-
8	6	-	2	-	-
8	6	1	-	1	-

Tabla 4-1 Mecanismos de hasta ocho eslabones y un GDL

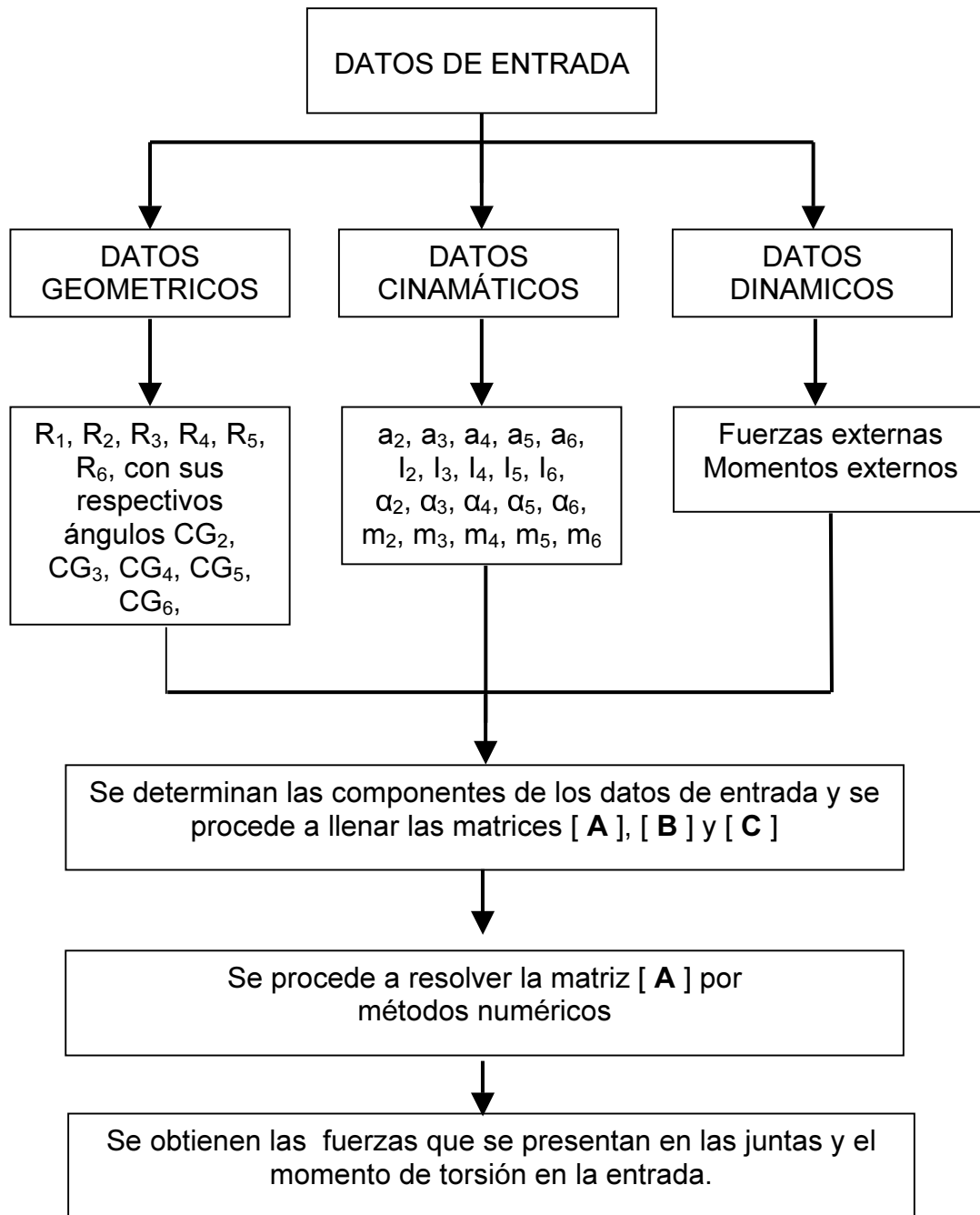
Donde:

- B = eslabón binario.
- T = eslabón terciario.
- Q = eslabón cuaternario.
- P = eslabón quintuple.
- H = eslabón hexagonal.

De la tabla anterior se puede observar que solo se presentan dos combinaciones posibles para que un mecanismo con seis eslabones cumpla con la condición de tener un GDL, estas combinaciones se forman con eslabones binarios, ya sea conectados con un eslabón terciario o cuaternario; además de que los arreglos pueden tener una o dos correderas, ya sean horizontales y/o verticales, o una corredera invertida.

Por otra parte, también se debe de tomar en cuenta los factores externos que actúan sobre el mecanismo, como son fuerzas y momentos de torsión, así como la fuerza de fricción en el caso que se presenten correderas.

Con las características anteriores, se puede formular el siguiente procedimiento para el análisis dinámico en mecanismos, (utilizando los parámetros empleados en el tema 3.3):



4.1.1 Estructura del programa PAM

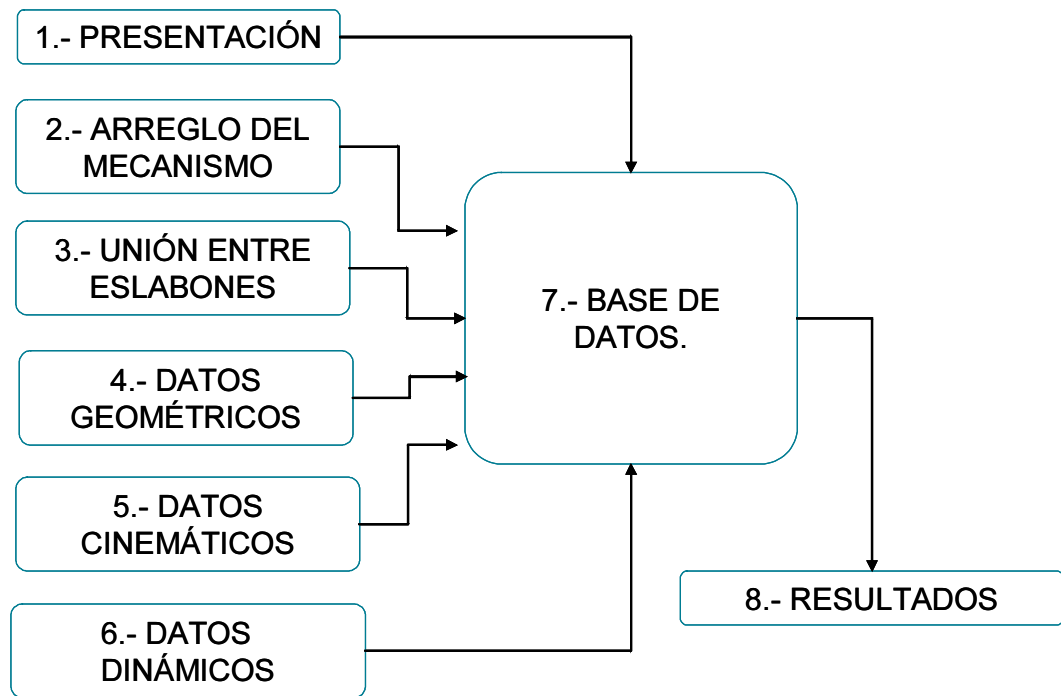
Basándose en el análisis de fuerzas del método matricial, en el cual para obtener las fuerzas actuantes sobre las juntas de los eslabones se debe de construir el arreglo matricial a partir del diagrama de cuerpo por eslabón donde se definen las ecuaciones de equilibrio y tomando en cuenta la tabla 4-1, los eslabones se deberán enumerar de la siguiente forma:

No. de eslabón	Descripción
1	Es el eslabón que se encuentra fijo y sirve como referencia.
2	Puede ser de tipo: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Binario. ▪ Terciario. El cual tiene la función de ser la manivela.
3	Puede ser de tipo: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Binario. ▪ Terciario. Y tienen la función de ser: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Oscilador. ▪ Acoplador. ▪ Corredera invertida.
4	Puede ser de tipo <ul style="list-style-type: none"> ▪ Binario ▪ Terciario. ▪ Tiene la función de oscilador. ▪ Puede ser un acoplador.
5	Puede ser de tipo: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Binario. ▪ Terciario, cuando esta unido al eslabón número uno. ▪ Corredera, cuando se presentan dos correderas, y va unido al eslabón número tres.
6	Puede ser de tipo: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Binario. ▪ Corredera y unido al eslabón número cinco, y cuando se presentan dos correderas, es una de ellas y va unido al eslabón número cuatro.

Tabla 4-2 Enumeración de los eslabones que componen un mecanismo

A partir de de la tabla 4-2 se pueden analizar cada eslabón que compone el mecanismo, al cual se le denominara pivote; lo que facilita su ubicación dentro del arreglo matricial por medio de coordenadas dentro de la matriz y permite la concentración de valores en una base de datos para cada uno de los eslabones que forman a los distintos mecanismos con un GDL; el número de ecuaciones que componen la matriz se define con la ecuación 3.21.

En el arreglo matricial también se deben tomar en cuenta tanto las fuerzas y los momentos de torsión externos que actúan en cada uno de los eslabones y por consiguiente tendrán una posición definida dentro del arreglo matricial dependiendo del eslabón donde estén actuando, dicha posición se registra en la base de datos.



Estructura del programa:

Por lo tanto en la base de datos se concentra toda la información necesaria para poder llevar a cabo el análisis dinámico de un mecanismo; la base de datos contiene:

- a) El tipo de arreglo del mecanismo.
- b) Las uniones posibles que existen entre los eslabones para conformar un mecanismo con un GDL.
- c) La posición que deben tener las propiedades geométricas de cada eslabón dentro del arreglo matricial.
- d) La posición que deben tener las variables cinemáticas de cada eslabón dentro del arreglo matricial.
- e) La posición que deben tener las variables dinámicas de cada eslabón dentro del arreglo matricial.
- f) El método numérico capaz de resolver el arreglo matricial con el mínimo error.

4.2 Código fuente.

A continuación se proporcionará el código fuente del programa, el cual se presenta en dos columnas para no agrandar innecesariamente el volumen del presente texto. El código fuente estará disponible en Internet en la dirección <http://fenix.uam.mx>

```

#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <string.h>
#include <math.h>
int pres(void);
int mec(void);
void esla(int);
void end();
void gm(float *, float *,float *);
void cineti(float *,float *,float *,float *,float *);
void dinami(float*,float*,float*,float *,float *,float *,float *, float
*,flota *);
int e[5];
void main(void)
{ int n,i,j,k,numero,salir=0,pos=0,opcion;//,aux;//generacion
dinamica
float *r,*ang,*u,R[23],ANG[23],U[3];//u es u5,u6,o3 geometricas
float *m,M[5],*a,A[5],*ii,I[5],*ag,AG[5],*anm,ANM[5];//cineticas
float *f1,*b1,*r1,*o1,*f2,*b2,*r2,*o2,*tex;//dinamicas5
float
fff1[5],bbb1[5],rrr1[5],ooo1[5],fff2[5],bbb2[5],rrr2[5],ooo2[5],tttex
[5];
double matriz[17][17],b[17],res[17],ccc, resang[17];
r=R;ang=ANG;u=U;
m=M;ii=I;a=A;ag=AG;anm=ANM;
f1=fff1; b1=bbb1; r1=rrr1; o1=ooo1; f2=fff2;
b2=bbb2; r2=rrr2; o2=ooo2;tex=tttex;
do {
switch(pos)
{case 0:
if (1==pres())//intro
{clrscr();
end();
// getch();
exit(0);
}
case 1:
textcolor(7);
n=mec();
case 2:
esla(n);
case 3:
gm(r,ang,u);
cineti(m,a,ii,ag,anm);
dinami(f1,b1,r1,o1,f2,b2,r2,o2,tex);
if (n==1)
numero=15;
if (n==2)
numero=14;
if (n==3)
numero=13;
if (n==4)
numero=15;
if (n==5)
numero=14;
for (j=0;j<numero;j++)
{ b[j]=0;
res[j]=0;
for(i=0;i<numero;i++)
matriz[i][j]=0;
}
}
if (e[0]==1)
{matriz[0][0]=1;
matriz[0][2]=1;
matriz[1][1]=1;
matriz[1][3]=1;
matriz[2][numero-1]=1;
matriz[2][0]=-(r[0]*(sin(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][1]=(r[0]*(cos(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][2]=-(r[1]*(sin(ang[1]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][3]=(r[1]*(cos(ang[1]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[0]==2)
{matriz[0][0]=1;
matriz[0][2]=1;
matriz[0][4]=1;
matriz[1][1]=1;
matriz[1][3]=1;
matriz[1][5]=1;
matriz[2][numero-1]=1;
matriz[2][0]=-(r[0]*(sin(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][1]=(r[0]*(cos(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][2]=-(r[1]*(sin(ang[1]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][3]=(r[1]*(cos(ang[1]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][4]=-(r[2]*(sin(ang[2]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][5]=(r[2]*(cos(ang[2]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[0]==3)
{matriz[0][0]=1;
matriz[0][2]=1;
matriz[0][12]=1;
matriz[1][1]=1;
matriz[1][13]=1;
matriz[1][5]=1;
matriz[2][numero-1]=1;
matriz[2][0]=-(r[0]*(sin(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][1]=(r[0]*(cos(ang[0]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][2]=-(r[1]*(sin(ang[1]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][3]=(r[1]*(cos(ang[1]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][12]=-(r[3]*(sin(ang[3]*(M_PI/180.0))));
matriz[2][13]=(r[3]*(cos(ang[3]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[1]==1)
{matriz[3][2]=-1;
matriz[3][4]=1;
matriz[4][3]=-1;
matriz[4][5]=1;
matriz[5][2]=(r[4]*(sin(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][3]=-(r[4]*(cos(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][4]=-(r[5]*(sin(ang[5]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][5]=(r[5]*(cos(ang[5]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[1]==2)
{matriz[3][2]=-1;
matriz[3][6]=1;
matriz[4][3]=-1;
matriz[4][7]=1;
matriz[5][2]=(r[4]*(sin(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][3]=-(r[4]*(cos(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][6]=-(r[6]*(sin(ang[6]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][7]=(r[6]*(cos(ang[6]*(M_PI/180.0))));
}
}

```

```

}
if (e[1]==3)
{matriz[3][2]=-1;
matriz[3][4]=1;
matriz[3][6]=1;
matriz[4][3]=-1;
matriz[4][5]=1;
matriz[4][7]=1;
matriz[5][2]=(r[4]*(sin(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][3]=-(r[4]*(cos(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][4]=-(r[5]*(sin(ang[5]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][5]=(r[5]*(cos(ang[5]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][6]=-(r[6]*(sin(ang[6]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][7]=(r[6]*(cos(ang[6]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[1]==4)
{matriz[3][2]=-1;
matriz[3][4]=1;
matriz[4][3]=-1;
matriz[4][5]=1;
matriz[5][4]=(cos((u[2]+90)*(M_PI/180.0)));
matriz[5][5]=(sin((u[2]+90)*(M_PI/180.0)));
}
if (e[1]==5)
{matriz[3][2]=-1;
matriz[3][4]=1;
matriz[3][12]=1;
matriz[4][3]=-1;
matriz[4][5]=1;
matriz[4][13]=1;
matriz[5][2]=(r[4]*(sin(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][3]=-(r[4]*(cos(ang[4]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][4]=-(r[5]*(sin(ang[5]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][5]=(r[5]*(cos(ang[5]*(M_PI/180.0))));//corregido
matriz[5][12]=-(r[21]*(sin(ang[21]*(M_PI/180.0))));
matriz[5][13]=(r[21]*(cos(ang[21]*(M_PI/180.0))));
}

if (e[2]==1)
{matriz[6][4]=-1;
matriz[6][8]=1;
matriz[7][5]=-1;
matriz[7][9]=1;
matriz[8][4]=(r[9]*(sin(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[9]*(cos(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[7]*(sin(ang[7]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[7]*(cos(ang[7]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[2]==2)
{matriz[6][4]=-1;
matriz[6][8]=1;
matriz[7][5]=-1;
matriz[7][9]=1;
matriz[8][4]=(r[8]*(sin(ang[8]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[8]*(cos(ang[8]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[11]*(sin(ang[11]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[11]*(cos(ang[11]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[2]==3)
{matriz[6][4]=-1;
matriz[6][8]=1;
matriz[7][5]=-1;
matriz[7][9]=1;
matriz[8][4]=(r[9]*(sin(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[9]*(cos(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[11]*(sin(ang[11]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[11]*(cos(ang[11]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[2]==4)
{matriz[6][4]=-1;
matriz[6][6]=1;
matriz[6][8]=1;
matriz[7][5]=-1;
matriz[7][9]=1;
matriz[8][4]=(r[9]*(sin(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[9]*(cos(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[11]*(sin(ang[11]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[11]*(cos(ang[11]*(M_PI/180.0))));
}

matriz[7][5]=-1;
matriz[7][7]=1;
matriz[7][9]=1;
matriz[8][4]=(r[9]*(sin(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[9]*(cos(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][6]=-(r[7]*(sin(ang[7]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][7]=(r[7]*(cos(ang[7]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[10]*(sin(ang[10]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[10]*(cos(ang[10]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[2]==5)
{matriz[6][4]=-1;
matriz[6][8]=1;
matriz[6][12]=1;
matriz[7][5]=-1;
matriz[7][9]=1;
matriz[7][13]=1;
matriz[8][4]=(r[9]*(sin(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][5]=-(r[9]*(cos(ang[9]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][8]=-(r[7]*(sin(ang[7]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][9]=(r[7]*(cos(ang[7]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][12]=-(r[11]*(sin(ang[11]*(M_PI/180.0))));
matriz[8][13]=(r[11]*(cos(ang[11]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[3]==1)
{matriz[9][6]=-1;
matriz[9][10]=1;
matriz[10][7]=-1;
matriz[10][11]=1;
matriz[11][6]=(r[13]*(sin(ang[13]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][7]=-(r[13]*(cos(ang[13]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][10]=-(r[15]*(sin(ang[15]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][11]=(r[15]*(cos(ang[15]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[3]==2)
{matriz[9][8]=-1;
matriz[9][10]=1;
matriz[10][9]=-1;
matriz[10][11]=1;
matriz[11][8]=(r[14]*(sin(ang[14]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][9]=-(r[14]*(cos(ang[14]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][10]=-(r[15]*(sin(ang[15]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][11]=(r[15]*(cos(ang[15]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[3]==3)
{matriz[9][6]=-1;
matriz[9][8]=1;
matriz[9][10]=1;
matriz[10][7]=-1;
matriz[10][9]=1;
matriz[10][11]=1;
matriz[11][6]=(r[13]*(sin(ang[13]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][7]=-(r[13]*(cos(ang[13]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][8]=-(r[12]*(sin(ang[12]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][9]=(r[12]*(cos(ang[12]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][10]=-(r[15]*(sin(ang[15]*(M_PI/180.0))));
matriz[11][11]=(r[15]*(cos(ang[15]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[3]==4)
{matriz[9][6]=-1;
matriz[9][10]=u[0];
matriz[10][7]=-1;
matriz[10][10]=1;
}
if (e[3]==5)
{matriz[9][6]=-1;
matriz[9][10]=1;
matriz[10][7]=-1;
matriz[10][10]=u[0];
}
if (e[4]==1)
{matriz[12][10]=-1;

```

```

matriz[12][12]=1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][13]=1;
matriz[14][10]=(r[20]*(sin(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][11]=-(r[20]*(cos(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][12]=-(r[16]*(sin(ang[16]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][13]=(r[16]*(cos(ang[16]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[4]==2)
{matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=-1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][13]=-1;
matriz[14][10]=(r[20]*(sin(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][11]=-(r[20]*(cos(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][12]=(r[17]*(sin(ang[17]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][13]=-(r[17]*(cos(ang[17]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[4]==3)
{matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=-1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][13]=-1;
matriz[14][10]=(r[20]*(sin(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][11]=-(r[20]*(cos(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][12]=(r[19]*(sin(ang[19]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][13]=-(r[19]*(cos(ang[19]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[4]==4)
{matriz[12][8]=-1;
matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=1;
matriz[13][9]=-1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][13]=1;
matriz[14][10]=(r[20]*(sin(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][11]=-(r[20]*(cos(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][8]=(r[19]*(sin(ang[19]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][9]=-(r[19]*(cos(ang[19]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][12]=-(r[16]*(sin(ang[16]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][13]=(r[16]*(cos(ang[16]*(M_PI/180.0))));
}
if (e[4]==5)
{matriz[11][8]=-1;
matriz[11][11]=u[1];
matriz[12][9]=-1;
matriz[12][11]=1;
}
if (e[4]==6)
{matriz[11][8]=-1;
matriz[11][11]=1;
matriz[12][9]=-1;
matriz[12][11]=u[1];
}
if (e[4]==7)
{matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=u[1];
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][12]=1;
}
if (e[4]==8)
{matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][12]=u[1];
}
if (e[4]==9)
{matriz[12][10]=-1;
matriz[12][12]=-1;
matriz[13][11]=-1;
matriz[13][13]=1;
matriz[14][10]=(r[20]*(sin(ang[20]*(M_PI/180.0))));

```

```

matriz[14][11]=-(r[20]*(cos(ang[20]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][12]=(r[18]*(sin(ang[18]*(M_PI/180.0))));
matriz[14][13]=-(r[18]*(cos(ang[18]*(M_PI/180.0))));
}
float
agx[5], agy[5], f1x[5], f2x[5], f1y[5], f2y[5], r1x[5], r1y[5], r2x[5], r2y[5]
;
for (i=0; i<5; i++)
{agx[i]=ag[i]*cos(anm[i]*(M_PI/180.0));
agy[i]=ag[i]*sin(anm[i]*(M_PI/180.0));
f1x[i]=f1[i]*cos(b1[i]*(M_PI/180.0));
f2x[i]=f2[i]*cos(b2[i]*(M_PI/180.0));
f1y[i]=f1[i]*sin(b1[i]*(M_PI/180.0));
f2y[i]=f2[i]*sin(b2[i]*(M_PI/180.0));
r1x[i]=r1[i]*cos(o1[i]*(M_PI/180.0));
r2x[i]=r2[i]*cos(o2[i]*(M_PI/180.0));
r1y[i]=r1[i]*sin(o1[i]*(M_PI/180.0));
r2y[i]=r2[i]*sin(o2[i]*(M_PI/180.0));
}
if (n==1)
{b[0]=(m[0]*agx[0])-f1x[0]-f2x[0];
b[1]=(m[0]*agy[0])-f1y[0]-f2y[0];
b[2]=(ii[0]*a[0])-(r1x[0]*f1y[0])+(r1y[0]*f1x[0])-
(r2x[0]*f2y[0])+(r2y[0]*f2x[0])-tex[0];
b[3]=(m[1]*agx[1])-f1x[1]-f2x[1];
b[4]=(m[1]*agy[1])-f1y[1]-f2y[1];
b[5]=(ii[1]*a[1])-(r1x[1]*f1y[1])+(r1y[1]*f1x[1])-
(r2x[1]*f2y[1])+(r2y[1]*f2x[1])-tex[1];
b[6]=(m[2]*agx[2])-f1x[2]-f2x[2];
b[7]=(m[2]*agy[2])-f1y[2]-f2y[2];
b[8]=(ii[2]*a[2])-(r1x[2]*f1y[2])+(r1y[2]*f1x[2])-
(r2x[2]*f2y[2])+(r2y[2]*f2x[2])-tex[2];
b[9]=(m[3]*agx[3])-f1x[3]-f2x[3];
b[10]=(m[3]*agy[3])-f1y[3]-f2y[3];
b[11]=(ii[3]*a[3])-(r1x[3]*f1y[3])+(r1y[3]*f1x[3])-
(r2x[3]*f2y[3])+(r2y[3]*f2x[3])-tex[3];
b[12]=(m[4]*agx[4])-f1x[4]-f2x[4];
b[13]=(m[4]*agy[4])-f1y[4]-f2y[4];
b[14]=(ii[4]*a[4])-(r1x[4]*f1y[4])+(r1y[4]*f1x[4])-
(r2x[4]*f2y[4])+(r2y[4]*f2x[4])-tex[4];
}
if (n==2)
{if (e[4]==7)
{
b[0]=(m[0]*agx[0])-f1x[0]-f2x[0];
b[1]=(m[0]*agy[0])-f1y[0]-f2y[0];
b[2]=(ii[0]*a[0])-(r1x[0]*f1y[0])+(r1y[0]*f1x[0])-
(r2x[0]*f2y[0])+(r2y[0]*f2x[0])-tex[0];
b[3]=(m[1]*agx[1])-f1x[1]-f2x[1];
b[4]=(m[1]*agy[1])-f1y[1]-f2y[1];
b[5]=(ii[1]*a[1])-(r1x[1]*f1y[1])+(r1y[1]*f1x[1])-
(r2x[1]*f2y[1])+(r2y[1]*f2x[1])-tex[1];
b[6]=(m[2]*agx[2])-f1x[2]-f2x[2];
b[7]=(m[2]*agy[2])-f1y[2]-f2y[2];
b[8]=(ii[2]*a[2])-(r1x[2]*f1y[2])+(r1y[2]*f1x[2])-
(r2x[2]*f2y[2])+(r2y[2]*f2x[2])-tex[2];
b[9]=(m[3]*agx[3])-f1x[3]-f2x[3];
b[10]=(m[3]*agy[3])-f1y[3]-f2y[3];
b[11]=(ii[3]*a[3])-(r1x[3]*f1y[3])+(r1y[3]*f1x[3])-
(r2x[3]*f2y[3])+(r2y[3]*f2x[3])-tex[3];
b[12]=(m[4]*agx[4])-f1x[4]-f2x[4];
b[13]=-f1y[4]-f2y[4];
}
if (e[4]==8)
{b[0]=(m[0]*agx[0])-f1x[0]-f2x[0];
b[1]=(m[0]*agy[0])-f1y[0]-f2y[0];
b[2]=(ii[0]*a[0])-(r1x[0]*f1y[0])+(r1y[0]*f1x[0])-
(r2x[0]*f2y[0])+(r2y[0]*f2x[0])-tex[0];
b[3]=(m[1]*agx[1])-f1x[1]-f2x[1];
b[4]=(m[1]*agy[1])-f1y[1]-f2y[1];
b[5]=(ii[1]*a[1])-(r1x[1]*f1y[1])+(r1y[1]*f1x[1])-
(r2x[1]*f2y[1])+(r2y[1]*f2x[1])-tex[1];
}

```



```

b[8]=((ii[1]+ii[2])*a[2])-(r1x[2]*f1y[2])+(r2y[2]*f2y[2])-
(r2x[2]*f2y[2])+(r2y[2]*f2y[2])-tex[2];
b[9]=(m[3]*agx[3])-f1x[3]-f2x[3];
b[10]=(m[3]*agy[3])-f1y[3]-f2y[3];
b[11]=((ii[3]*a[3])-(r1x[3]*f1y[3])+(r2y[3]*f2y[3])-
(r2x[3]*f2y[3])+(r2y[3]*f2y[3])-tex[3];
b[12]=-f1x[4]-f2x[4];
b[13]=(m[4]*agy[4])-f1y[4]-f2y[4];
}
}
for (i=0; i<numero; i++)
    for (j=i+1; j<numero; j++)
        {
            ccc=-
            matriz[j][i]/matriz[i][i];
            b[j]=b[j]+ccc*b[i];
            for (k=0; k<numero; k++)
                matriz[j][k]=matriz[j][k]+ccc*matriz[i][k];
        }
for (i=0; i<numero; i++)
    {
        for (j=i; j<=i; j++)
            {
                b[i]=b[i]/matriz[i][i];
                for
                (k=numero-1; k >= j; k--)
                    }
            }
for (i=numero-2; i >= 0; i--)
    for (j=numero-1; j>i; j--)
        {
            b[i]=(-
            matriz[i][j]*b[j])+b[i];
            matriz[i][j]=matriz[i][j]+(-
            matriz[j][j]*matriz[i][j]);
        }
clrscr();
printf("\n\t RESULTADOS:\n");
if (n==1||n==4)
{ j=0;
for (i=0; i<7; i++)
{ res[i]=sqrt(pow(b[j],2)+pow(b[j+1],2));
resang[i]=((atan(b[j+1]/b[j]))*180)/M_PI;
j=j+2;
}
res[7]=b[14];
resang[7]=0;
}
if (n==2||n==5)
{ j=0;
for (i=0; i<6; i++)
{ res[i]=sqrt(pow(b[j],2)+pow(b[j+1],2));
resang[i]=((atan(b[j+1]/b[j]))*180)/M_PI;
j=j+2;
}
res[6]=sqrt(pow(b[12],2)+pow((b[12]*u[1]),2));
if (e[4]==8)
resang[6]=((atan((b[12]*u[1])/b[12]))*180)/M_PI;
else
resang[6]=((atan(b[12]/(b[12]*u[1])))*180)/M_PI;
res[7]=b[13];
resang[7]=0;
}
}
if (n==3)
{ j=0;
for (i=0; i<5; i++)
{ res[i]=sqrt(pow(b[j],2)+pow(b[j+1],2));
resang[i]=((atan(b[j+1]/b[j]))*180)/M_PI;
j=j+2;
}
res[5]=sqrt(pow(b[10],2)+pow((b[10]*u[0]),2));
if (e[3]==4)
resang[5]=((atan(b[10]/(b[10]*u[0])))*180)/M_PI;
else
resang[5]=((atan(b[10]*u[0]/b[10]))*180)/M_PI;
res[6]=sqrt(pow(b[11],2)+pow((b[11]*u[1]),2));
if (e[4]==5)
resang[6]=((atan(b[11]/(b[11]*u[0])))*180)/M_PI;
else
resang[6]=((atan((b[11]*u[0])/b[11]))*180)/M_PI;
res[7]=b[12];
resang[7]=0;
}
}
k=0;
if (e[0]==1)
{printf("\nF21:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
printf("\nF23:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+1], resang[k+1]);
k=k+2;
}
if (e[0]==2)
{printf("\nF21:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
printf("\nF23:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+1], resang[k+1]);
printf("\nF24:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+2], resang[k+2]);
k=k+3;
matriz[j][k]=matriz[j][k]/matriz[i][i];
if (e[0]==3)
{printf("\nF21:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
printf("\nF23:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+1], resang[k+1]);
printf("\nF26:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+2], resang[k+2]);
k=k+3;
}
if (e[1]==1)
{printf("\nF34:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
if (e[1]==2)
{printf("\nF35:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[1]==3)
{printf("\nF34:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
printf("\nF35:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+1], resang[k+1]);
k=k+2;
}
if (e[1]==4)
{printf("\nF34:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[1]==5)
{printf("\nF34:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[2]==1)
{printf("\nF41:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[2]==2)
{printf("\nF46:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[2]==3)
{printf("\nF46:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
k++;
}
}
if (e[2]==4)
{printf("\nF41:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k], resang[k]);
printf("\nF45:\t%f\t\tAng:\t%f", res[k+1], resang[k+1]);
}
}

```

```

k=k+2;
}
if (e[2]==5)
{printf("\nF41:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 printf("\nF46:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k+1],resang[k+1]);
 k=k+2;
}
if (e[3]==1 || e[3]==2)
{printf("\nF56:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 k++;
}
if (e[3]==3)
{printf("\nF51:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 printf("\nF56:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k+1],resang[k+1]);
 k=k+2;
}
if (e[3]==4 || e[3]==5)
{printf("\nF51:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 k++;
}
if (e[4]==1 || (e[4]>3&&e[4]<9))
{printf("\nF61:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 k++;
}
if (e[1]==5)
{printf("\nF36:\t%f\t\tAng:\t%f",res[k],resang[k]);
 k++;
}
printf("\n T:\t%f",res[k]);
gotoxy(1,24);
printf("Oprima cualquier tecla para continuar");
getch();
//

do{
    clrscr();
    printf("MENU DE SALIDA:");
    printf("\n1.-Calcular de nuevo");
    printf("\n2.-Otro mecanismo");
    printf("\n3.-Salir");
    printf("\nSu opcion:");
    scanf("%d",&opcion);
    if (opcion==1)
        pos=3;
    if (opcion==2)
        pos=1;
    if (opcion==3)
        salir=1;
}while(opcion<0 && opcion<4);
}while(salir!=1);
end();
}

int pres(void)
{ int pos=0,tecla;
  clrscr();
  textcolor(15);
  gotoxy(22,5);
  cprintf("UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA");
  gotoxy(20,11);
  cprintf("PROGRAMA PARA EL ANALISIS DE
  MECANISMOS");
  gotoxy(2,14);
  cprintf("AUTOR: RUBEN TREJO LUNA");
  for(;;)
  { if (pos>1)
    pos=0;
  textcolor(8);
  if (pos==0)
  textcolor(15);

```

```

gotoxy(17,20);
cprintf(" ENTRAR ");
textcolor(8);
if (pos==1)
textcolor(15);
gotoxy(47,20);
cprintf(" SALIR ");
gotoxy(80,25);
tecla=getch();
fflush(stdin);
fflush(stdin);
if (tecla==0)
{ tecla=getch();
  if (tecla==77)
    pos++;
  if (tecla==75)
    pos++;
}
if (tecla==13)
break;
}
textcolor(7);
return(pos);
}

int mec(void)
{int n;
do
{clrscr();
 printf("\n\n\n\n\n\t\t1.MECANISMO SIN CORREDERA.");
 printf("\n\t\t2.MECANISMO CON UNA CORREDERA.");
 printf("\n\t\t3.MECANISMO CON DOS CORREDERAS.");
 printf("\n\t\t4.MECANISMO CON UNA CORREDERA
  INVERTIDA.");
 printf("\n\t\t5.MECANISMO CON UNA CORREDERA
  INVERTIDA Y UNA
  CORREDERA.");
  gotoxy(1,3);
  printf("\t\t\tTIPO DE ARREGLO:");
  gotoxy(49,3);
  //getch();
  scanf("%d",&n);
  fflush(stdin);
  fflush(stdin);
  if (n<1 || n>5)
  {gotoxy(1,24);
   printf("Por favor escriba un numero dentro de 1 y 5");
   getch();
   fflush(stdin);
  }
}while (!(n>0 && n<6));

return n;
}

void esla(int n)
{int e2,e4;
  clrscr();
  char e3[4],e5[4],e6[4];
  fflush(stdin);
  gotoxy(19,3);
  printf("UNIONES ENTRE LOS ESLABONES DEL
  MECANISMO");
  gotoxy(19,5);
  printf(" ESLABON 2.");
  gotoxy(19,6);
  printf(" ESLABON 3.");
  gotoxy(19,7);
  printf(" ESLABON 4.");
  gotoxy(19,8);
  printf(" ESLABON 5.");

```

```

gotoxy(19,9);
printf("    ESLABON 6.");
gotoxy(19,11);
printf("    CONTINUAR");
gotoxy(80,25);
for(;;)
{
    gotoxy(38,5);
    scanf("%d",&e2);
    if (n==1)
    {
        if (e2!=123 && e2!=1234 && e2!=1236)
        {
            gotoxy(1,25);
            printf("Ese caso no es posible");
            gotoxy(38,5);
            printf("    ");
        }
        else
        {
            if (e2==123)
            {
                e[0]=1;
                if (e2==1234)
                {
                    e[0]=2;
                    if (e2==1236)
                    {
                        e[0]=3;
                        break;
                    }
                }
            }
            if (n==2||n==3)
            {
                if (e2!=123 && e2!=1234)
                {
                    gotoxy(1,25);
                    printf("Ese caso no es posible");
                    gotoxy(38,5);
                    printf("    ");
                }
                else
                {
                    if (e2==123)
                    {
                        e[0]=1;
                        if (e2==1234)
                        {
                            e[0]=2;
                            break;
                        }
                    }
                }
            }
            if (n==4||n==5)
            {
                if (e2!=123)
                {
                    gotoxy(1,25);
                    printf("Ese caso no es posible");
                    gotoxy(38,5);
                    printf("    ");
                }
                else
                {
                    if (e2==123)
                    {
                        e[0]=1;
                        break;
                    }
                }
            }
        }
    }

    for(;;)
    {
        gotoxy(38,6);
        scanf("%s",e3);
        if (n==1)
        {
            if (0!=strcmp(e3,"234") && 0!=strcmp(e3,"235"))
            e[1]=1;
            if(0==strcmp(e3,"235"))
            e[1]=2;
            if(0==strcmp(e3,"2345"))
            e[1]=3;
            if(0==strcmp(e3,"2346"))
            e[1]=5;
            break;
        }
        if (n==2)
        {
            if (0!=strcmp(e3,"234") && 0!=strcmp(e3,"235"))
            &&
            0!=strcmp(e3,"2345"))
            {
                gotoxy(1,25);
                printf("Ese caso no es posible");
                gotoxy(38,6);
                printf("    ");
            }
            else {
                if(0==strcmp(e3,"234"))
                e[1]=1;
                if(0==strcmp(e3,"235"))
                e[1]=2;
                if(0==strcmp(e3,"2345"))
                e[1]=3;
                break;
            }
        }
        if (n==3)
        {
            if (0!=strcmp(e3,"235")&& 0!=strcmp(e3,"2345"))
            {
                gotoxy(1,25);
                printf("Ese caso no es posible");
                gotoxy(38,6);
                printf("    ");
            }
            else {
                if(0==strcmp(e3,"235"))
                e[1]=2;
                if(0==strcmp(e3,"2345"))
                e[1]=3;
                break;
            }
        }
        if (n==4||n==5)
        {
            if ( 0!=strcmp(e3,"234C"))
            {
                gotoxy(1,25);
                printf("Ese caso no es posible");
                gotoxy(38,6);
                printf("    ");
            }
            else {
                if(0==strcmp(e3,"234C"))
                e[1]=4;
                break;
            }
        }
    }

    &&
    0!=strcmp(e3,"2345")
    &&0!=strcmp(e3,"2346"))
    {
        gotoxy(1,25);
        printf("Ese caso no es posible");
        gotoxy(38,6);
        printf("    ");
    }
    else {
        if(0==strcmp(e3,"234"))
    }

    for(;;)
    {
        gotoxy(38,7);
        scanf("%d",&e4);
        if (n==1)
    }
}

```

```

if (e4!=134 && e4!=246 && e4!=346 && e4!=1345
&& e4!=1346)
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,7);
printf(" ");
}
else
{
if(e4==134)
e[2]=1;
if(e4==246)
e[2]=2;
if(e4==346)
e[2]=3;
if(e4==1345)
e[2]=4;
if(e4==1346)
e[2]=5;
break;
}
}

if (n==2)
{
if (e4!=134 && e4!=246 && e4!=346 && e4!=1345)
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,7);
printf(" ");
}
else
{
if(e4==134)
e[2]=1;
if(e4==246)
e[2]=2;
if(e4==346)
e[2]=3;
if(e4==1345)
e[2]=4;
break;
}
}
}

if (n==3)
{
if (e4!=246 && e4!=346)
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,7);
printf(" ");
}
else
{
if(e4==246)
e[2]=2;
if(e4==346)
e[2]=3;

break;
}
}
}

if (n==4||n==5)
{
if (e4!=1345)
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,7);
printf(" ");
}
else
{
if(e4==1345)
e[2]=4;
}
}
}

break;
}
}
for(;;)
{
gotoxy(38,8);
scanf("%s",e5);
if (n==1||n==2)
{
if (0!=strcmp(e5,"356") && 0!=strcmp(e5,"456"))
&&
0!=strcmp(e5,"1356"))
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,8);
printf(" ");
}
else {
if(0==strcmp(e5,"356"))
e[3]=1;
if(0==strcmp(e5,"456"))
e[3]=2;
if(0==strcmp(e5,"1356"))
e[3]=3;
break;
}
}
}

if (n==3)
{
if (0!=strcmp(e5,"135H") &&
0!=strcmp(e5,"135V"))
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,8);
printf(" ");
}
else {
if(0==strcmp(e5,"135H"))
e[3]=4;
if(0==strcmp(e5,"135V"))
e[3]=5;
break;
}
}
}

if (n==4||n==5)
{
if (0!=strcmp(e5,"456"))
{
gotoxy(1,25);
printf("Ese caso no es posible");
gotoxy(38,8);
printf(" ");
}
else {
if(0==strcmp(e5,"456"))
e[3]=2;
break;
}
}
}
}

for(;;)
{
gotoxy(38,9);
scanf("%s",e6);
if (n==1)
{
if (0!=strcmp(e6,"156") && 0!=strcmp(e6,"256"))
&& 0!=strcmp(e6,"456"))
&&
0!=strcmp(e6,"1456") && 0!=strcmp(e6,"356"))
{
gotoxy(1,25);
}
}
}

```



```

}
if (e[3]>3)
{limy[3]=limy[2]+1;
cuenta++;
}
if (e[4]<4)
{limy[4]=limy[3]+2;
cuenta=cuenta+4;
}
if (e[4]==4)
{limy[4]=limy[3]+3;
cuenta=cuenta+6;
}
if (e[4]<9 && e[4]>4)
{limy[4]=limy[3]+1;
cuenta++;
}
if (e[4]==9)
{limy[4]=limy[3]+2;
cuenta=cuenta+4;
}
clrscr();
gotoxy(21,2);
printf ("PROPIEDADES GEOMETRICAS DEL MECANISMO");
gotoxy(28,4);
printf ("Distancia");
gotoxy(43,4);
printf("Angulo");
//dibujar
if (e[0]==1)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R21");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R23");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[0]==2)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R21");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R23");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R24");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[0]==3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R21");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R23");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R26");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[1]==1)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R32");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R34");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[1]==2)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R32");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R35");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[1]==3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R32");
}
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R34");
printf("R35");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[1]==4)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("O3");
cuenta1++;
}
if (e[1]==5)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R32");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R34");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R36");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[2]==1)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R41");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R43");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[2]==2)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R42");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R46");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[2]==3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R43");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R46");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[2]==4)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R41");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R43");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R45");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[2]==5)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R41");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R43");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R46");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[3]==1)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R53");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R56");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[3]==2)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R54");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R56");
}

```

```

cuenta1=cuenta1+2;
}
if (i==3 && e[3]==3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R51");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R53");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R56");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[3]>3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("U5");
cuenta1++;
}
if (e[4]==1)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R61");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R65");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[4]==2)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R62");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R65");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[4]==3)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R64");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R65");
cuenta1=cuenta1+2;
}
if (e[4]==4)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R61");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R64");
gotoxy(20,cuenta1+2);
printf("R65");
cuenta1=cuenta1+3;
}
if (e[4]>4&&e[4]<9)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("U6");
cuenta1++;
}
if (e[4]==9)
{gotoxy(20,cuenta1);
printf("R63");
gotoxy(20,cuenta1+1);
printf("R65");
cuenta1=cuenta1+2;
}
gotoxy(70,24);
printf("CONTINUAR");
//empieza ciclo infinito
do
{ if (posx>2)
posx=0;
if (posx<0)
posx=2;
if (posy<0)
posy=limy[4]-1;
if (posy>limy[4]-1)
posy=0;
textcolor(15);
if (posx==0)
{gotoxy(28,4);
cprintf("Distancia");
}
if (posx==1)
{gotoxy(43,4);
cprintf("Angulo");
}
if (posx==2)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
if (posy<limy[0])
{ if (posy==0)
{gotoxy(20,6);
cprintf("R21");;}
if (posy==1)
{gotoxy(20,7);
cprintf("R23");;}
if (posy==2&& e[0]==2)
{gotoxy(20,8);
cprintf("R24");;}
if (posy==2&& e[0]==3)
{gotoxy(20,8);
cprintf("R26");;}
}
if (posy<limy[1]&& posy>(limy[0]-1))
{ if (posy==limy[0])
{if (e[1]==4)
{gotoxy(20,limy[0]+6);
cprintf("O3");;}
else
{gotoxy(20,limy[0]+6);
cprintf("R32");;}
}
if (posy==limy[0]+1)
{if (e[1]==2)
{gotoxy(20,limy[0]+7);
cprintf("R35");;}
else
{gotoxy(20,limy[0]+7);
cprintf("R34");;}
}
if (posy==limy[0]+2)
{ if (e[1]==3)
{gotoxy(20,limy[0]+8);
cprintf("R35");;}
else
{gotoxy(20,limy[0]+8);
cprintf("R36");;}
}
}
if (posy<limy[2]&& posy>(limy[1]-1))
{ if (posy==limy[1])
{if (e[2]==1 || e[2]>3)
{gotoxy(20,limy[1]+6);
cprintf("R41");;}
if (e[2]==2)
{gotoxy(20,limy[1]+6);
cprintf("R42");;}
if (e[2]==3)
{gotoxy(20,limy[1]+6);
cprintf("R43");;}
}
if (posy==limy[1]+1)
{if (e[2]>1&&e[2]<4)
{gotoxy(20,limy[1]+7);
cprintf("R46");;}
else
{gotoxy(20,limy[1]+7);
cprintf("R43");;}
}
}
if (posy==limy[1]+2)

```

```

{ if (e[2]==4)
    {gotoxy(20,limy[1]+8);
      cprintf("R45");
    }
  else
    {gotoxy(20,limy[1]+8);
      cprintf("R46");
    }
}

if (posy<limy[3]&& posy>(limy[2]-1))
{ if (posy==limy[2])
    {if (e[3]>3)
      {gotoxy(20,limy[2]+6);
        cprintf("U5");}
      if (e[3]==1)
        {gotoxy(20,limy[2]+6);
          cprintf("R53");}
          if (e[3]==2)
            {gotoxy(20,limy[2]+6);
              cprintf("R54");}
            if (e[3]==3)
              {gotoxy(20,limy[2]+6);
                cprintf("R51");}
              }
            if (posy==limy[2]+1)
              {if (e[3]==3)
                {gotoxy(20,limy[2]+7);
                  cprintf("R53");}
                else
                  {gotoxy(20,limy[2]+7);
                    cprintf("R56");}
                }
              }
            if (posy==limy[2]+2)
              { gotoxy(20,limy[2]+8);
                cprintf("R56");
              }
            }
          }

if (posy<limy[4]&& posy>(limy[3]-1)////chechar
{ if (posy==limy[3])
    {if (e[4]>4 && e[4]<9)
      {gotoxy(20,limy[3]+6); //aquí va el
63////////////////////
        cprintf("U6");}
        if (e[4]==1||e[4]==4)
          {gotoxy(20,limy[3]+6);
            cprintf("R61");}
          if (e[4]==2)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
              cprintf("R62");}
            if (e[4]==9)
              {gotoxy(20,limy[3]+6);
                cprintf("R63");}
                if (e[4]==3)
                  {gotoxy(20,limy[3]+6);
                    cprintf("R64");}
                  }
                if (posy==limy[3]+1)
                  {if (e[4]==4)
                    {gotoxy(20,limy[3]+7);
                      cprintf("R64");}
                    else
                      {gotoxy(20,limy[3]+7);
                        cprintf("R65");}
                    }
                  }
                if (posy==limy[3]+2)

```

```

    { gotoxy(20,limy[3]+8);
      cprintf("R65");
    }
  }
  }//chechado

textcolor(7);
if (antx==0)
{gotoxy(28,4);
  cprintf ("Distancia");
}
if (antx==1)
{gotoxy(43,4);
  cprintf("Angulo");
}
if (antx==2)
{gotoxy(70,24);
  cprintf("CONTINUAR");
}
if (anty<limy[0])
{ if (anty==0)
    {gotoxy(20,6);
      cprintf("R21");}
    if (anty==1)
      {gotoxy(20,7);
        cprintf("R23");}
      if (anty==2&& e[0]==2)
        {gotoxy(20,8);
          cprintf("R24");}
          if (anty==2&& e[0]==3)
            {gotoxy(20,8);
              cprintf("R26");}
            }
          if (anty<limy[1]&& anty>(limy[0]-1))
            { if (anty==limy[0])
              {if (e[1]==4)
                {gotoxy(20,limy[0]+6);
                  cprintf("O3");}
                else
                  {gotoxy(20,limy[0]+6);
                    cprintf("R32");}
                }
              }
            if (anty==limy[0]+1)
              {if (e[1]==2)
                {gotoxy(20,limy[0]+7);
                  cprintf("R35");}
                else
                  {gotoxy(20,limy[0]+7);
                    cprintf("R34");}
                }
              }
            if (anty==limy[0]+2)
              { if (e[1]==3)
                {gotoxy(20,limy[0]+8);
                  cprintf("R35");}
                else
                  {gotoxy(20,limy[0]+8);
                    cprintf("R36");}
                }
              }
            }
          if (anty<limy[2]&& anty>(limy[1]-1))
            { if (anty==limy[1])
              {if (e[2]==1 || e[2]>3)
                {gotoxy(20,limy[1]+6);
                  cprintf("R41");}
                if (e[2]==2)
                  {gotoxy(20,limy[1]+6);
                    cprintf("R42");}
                    if (e[2]==3)
                      {gotoxy(20,limy[1]+6);
                        cprintf("R43");}
                      }
                    }

```

```

    }
    if (anty==limy[1]+1)
        {if (e[2]>1&&e[2]<4)
            {gotoxy(20,limy[1]+7);
             cprintf("R46");}
          else
            {gotoxy(20,limy[1]+7);
             cprintf("R43");}
        }
    if (anty==limy[1]+2)
    { if (e[2]==4)
        {gotoxy(20,limy[1]+8);
         cprintf("R45");
        }
        else
        {gotoxy(20,limy[1]+8);
         cprintf("R46");
        }
    }
}

if (anty<limy[3]&& anty>(limy[2]-1))
{ if (anty==limy[2])
    {if (e[3]>3)
        {gotoxy(20,limy[2]+6);
         cprintf("U5");}
      if (e[3]==1)
        {gotoxy(20,limy[2]+6);
         cprintf("R53");}
      if (e[3]==2)
        {gotoxy(20,limy[2]+6);
         cprintf("R54");}
      if (e[3]==3)
        {gotoxy(20,limy[2]+6);
         cprintf("R51");}
    }
    if (anty==limy[2]+1)
        {if (e[3]==3)
            {gotoxy(20,limy[2]+7);
             cprintf("R53");}
          else
            {gotoxy(20,limy[2]+7);
             cprintf("R56");}
        }
    if (anty==limy[2]+2)
    { gotoxy(20,limy[2]+8);
      cprintf("R56");
    }
}

if (anty<limy[4]&& anty>(limy[3]-1)/////checar1f
(posy<limy[4]&&posy>(limy[3]-1)/////checar
    { if (anty==limy[3])
        {if (e[4]>4 && e[4]<9)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
             cprintf("U6");}
          if (e[4]==1||e[4]==4)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
             cprintf("R61");}
          if (e[4]==9)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
             cprintf("R63");}
          if (e[4]==2)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
             cprintf("R62");}
          if (e[4]==3)
            {gotoxy(20,limy[3]+6);
             cprintf("R64");}
        }
        if (anty==limy[3]+1)
            {if (e[4]==4)
                {gotoxy(20,limy[3]+7);
                 cprintf("R64");}
              else
                {gotoxy(20,limy[3]+7);
                 cprintf("R65");}
            }
        if (anty==limy[3]+2)
            { gotoxy(20,limy[3]+8);
              cprintf("R65");
            }
        }
        gotoxy(79,25);
        tecla=getch();
        if (tecla==0)
        { tecla=getch();
          if (tecla==77)//derecha
            {antx=posx;
             posx++;
             if (posx==2)
               anty=posy;
             if (posx==3)
               {anty=1;
                posy=0;
               }
            }
          if (tecla==75)//izquierda
            {antx=posx;
             posx--;
             if (posx==1)
               anty=posy;
             if (posx==1)
               {anty=1;
                posy=0;
               }
            }
          if (tecla==72)//abajo
            {anty=posy;
             posy--;}
          if (tecla==80)//arriba
            {anty=posy;
             posy++;}
          }
        if (tecla==13)
        { if (posx==2)
            salir=1;
          if (posx==0)
            {
              if (posy<limy[0])
                { if (posy==0)
                    {gotoxy(28,6);
                     printf(" ");
                     gotoxy(28,6);
                     scanf("%f",&r[0]);
                    }
                  if (posy==1)
                    {gotoxy(28,7);
                     printf(" ");
                     gotoxy(28,7);
                     scanf("%f",&r[1]);}
                  if (posy==2&& e[0]==2)
                    {gotoxy(28,8);
                     printf(" ");
                     gotoxy(28,8);
                     scanf("%f",&r[2]);}
                  if (posy==2&& e[0]==3)

```

```

gotoxy(28,8);
printf(" ");
gotoxy(28,8);

scanf("%f",&r[3]);
}
if (posy<limy[1]&& posy>(limy[0]-1))
{ if (posy==limy[0])
    {if (e[1]==4)
    {gotoxy(28,limy[0]+6);
    printf("S/D");}
    else
    {gotoxy(28,limy[0]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[0]+6);

        scanf("%f",&r[4]);}
    }
if (posy==limy[0]+1)
    {if (e[1]==2)
    {gotoxy(28,limy[0]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[0]+7);

        scanf("%f",&r[6]);}
    else
    {gotoxy(28,limy[0]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[0]+7);

        scanf("%f",&r[5]);}
    }
if (posy==limy[0]+2)
{ if (e[1]==3)
{gotoxy(28,limy[0]+8);
printf(" ");
gotoxy(28,limy[0]+8);

        scanf("%f",&r[6]);}
    else
    {gotoxy(28,limy[0]+8);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[0]+8);

        scanf("%f",&r[21]);}
    }
}
if (posy<limy[2]&& posy>(limy[1]-1))
{ if (posy==limy[1])
    {if (e[2]==1 || e[2]>3)
    {gotoxy(28,limy[1]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+6);

        scanf("%f",&r[7]);}
    if (e[2]==2)
    {gotoxy(28,limy[1]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+6);

        scanf("%f",&r[8]);}
    if (e[2]==3)
    {gotoxy(28,limy[1]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+6);

        scanf("%f",&r[9]);}
    }
if (posy==limy[1]+1)
    {if (e[2]>1&&e[2]<4)
    {gotoxy(28,limy[1]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+7);

        scanf("%f",&r[11]);}
    else
    {gotoxy(28,limy[1]+8);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+8);

        scanf("%f",&r[10]);}
    }
}
if (posy==limy[1]+2)
{ if (e[2]==4)
    {gotoxy(28,limy[1]+8);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[1]+8);

        scanf("%f",&r[11]);}
    }
}
}
if (posy<limy[3]&& posy>(limy[2]-1))
{ if (posy==limy[2])
    {if (e[3]>3)
    {gotoxy(28,limy[2]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+6);

        scanf("%f",&u[0]);}
    if (e[3]==1)
    {gotoxy(28,limy[2]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+6);

        scanf("%f",&r[13]);}
    if (e[3]==2)
    {gotoxy(28,limy[2]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+6);

        scanf("%f",&r[14]);}
    if (e[3]==3)
    {gotoxy(28,limy[2]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+6);

        scanf("%f",&r[12]);}
    }
if (posy==limy[2]+1)
    {if (e[3]==3)
    {gotoxy(28,limy[2]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+7);

        scanf("%f",&r[13]);}
    else
    {gotoxy(28,limy[2]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(28,limy[2]+7);

        scanf("%f",&r[15]);}
    }
}
if (posy==limy[2]+2)

```

```

{ gotoxy(28,limy[2]+8);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[2]+8);
  scanf("%f",&r[15]);
}
}

if (posy<limy[4]&& posy>(limy[3]-1))
{ if (posy==limy[3])
  {if (e[4]>4 && e[4]<9)
  {gotoxy(28,limy[3]+6);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+6);
  scanf("%f",&u[1]);}
  if (e[4]==9)
  {gotoxy(28,limy[3]+6);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+6);
  scanf("%f",&r[18]);}
  if (e[4]==1||e[4]==4)
  {gotoxy(28,limy[3]+6);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+6);
  scanf("%f",&r[16]);}
  if (e[4]==2)
  {gotoxy(28,limy[3]+6);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+6);
  scanf("%f",&r[17]);}
  if (e[4]==3)
  {gotoxy(28,limy[3]+6);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+6);
  scanf("%f",&r[19]);}
  }
  if (posy==limy[3]+1)
  {if (e[4]==4)
  {gotoxy(28,limy[3]+7);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+7);
  scanf("%f",&r[19]);}
  else
  {gotoxy(28,limy[3]+7);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+7);
  scanf("%f",&r[20]);}
  }
  if (posy==limy[3]+2)
  { gotoxy(28,limy[3]+8);
  printf(" ");
  gotoxy(28,limy[3]+8);
  scanf("%f",&r[20]);
  }
  }
}
}

if (posx==1)
{if (posy<limy[0])
  { if (posy==0)
    {gotoxy(43,6);
    printf(" ");
    gotoxy(43,6);
    scanf("%f",&ang[0]);
    }
    if (posy==1)
    {gotoxy(43,7);
    printf(" ");
    gotoxy(43,7);
    scanf("%f",&ang[1]);}
    if (posy==2&& e[0]==2)
    {gotoxy(43,8);
    printf(" ");
    gotoxy(43,8);
    scanf("%f",&ang[2]);}
    if (posy==2&& e[0]==3)
    {gotoxy(43,8);
    printf(" ");
    gotoxy(43,8);
    scanf("%f",&ang[3]);}
    }
  if (posy<limy[1]&& posy>(limy[0]-1))
  { if (posy==limy[0])
    {if (e[1]==4)
    {
      gotoxy(43,limy[0]+6);
      printf(" ");
      gotoxy(43,limy[0]+6);
      scanf("%f",&u[2]);
    }
    else
    {gotoxy(43,limy[0]+6);
    printf(" ");
    gotoxy(43,limy[0]+6);
    scanf("%f",&ang[4]);}
    }
    if (posy==limy[0]+1)
    {if (e[1]==2)
    {gotoxy(43,limy[0]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(43,limy[0]+7);
    scanf("%f",&ang[6]);}
    else
    {gotoxy(43,limy[0]+7);
    printf(" ");
    gotoxy(43,limy[0]+7);
    scanf("%f",&ang[5]);}
    }
    if (posy==limy[0]+2)
    { if (e[1]==3)
      {gotoxy(43,limy[0]+8);
      printf(" ");
      gotoxy(43,limy[0]+8);
      scanf("%f",&ang[6]);}
      else
      {gotoxy(43,limy[0]+8);
      printf(" ");
      gotoxy(43,limy[0]+8);
      scanf("%f",&ang[21]);}
      }
    }
  }
  if (posy<limy[2]&& posy>(limy[1]-1))
  { if (posy==limy[1])
    {if (e[2]==1 || e[2]>3)
    {gotoxy(43,limy[1]+6);
    printf(" ");
    }
    }
  }
}
}

```



```

{antx=posx;
posx++;
}
else
{anty=posy;
posy++;
antx=posx;
posx=0;
}
}
}while(salir!=1);
}

void cineti(float *m,float *a,float *ii,float *ag,float *anm)
{int i,posx=0,posy=0,antx=5,anty=4,tecla,exit=0,cuenta=0;
for(i=0;i<5;i++)
{m[i]=0;
a[i]=0;
ii[i]=0;
ag[i]=0;
anm[i]=0;
}
clrscr();
gotoxy(27,1);
printf("PROPIEDADES DEL MECANISMO");
gotoxy(35,2);
printf("CINEMATICAS\n");
gotoxy(1,3);
printf("ESLABON");
gotoxy(18,3);
printf("MASA");
gotoxy(34,3);
printf("Alfa");
gotoxy(46,3);
printf("I");
gotoxy(60,3);
printf("Ag");
gotoxy(70,3);
printf("Angulo.");
for (i=1;i<6;i++)
{gotoxy(4,(3+i)+i);
printf("%d",i+1);
}/dibujado
gotoxy(70,24);
printf("CONTINUAR");
do{if (posx>5)
{antx=5;
posx=0;}
if (posy>4)
{anty=4;
posy=0;}
if (posx<0)
{antx=0;
posx=5;}
if (posy<0)
{anty=0;
posy=4;}
textcolor(15);
if (posx==0)
{ gotoxy(18,3);
cprintf("MASA");
}
if (posx==1)
{gotoxy(34,3);
cprintf("Alfa");
}
if (posx==2)
{gotoxy(46,3);
cprintf("I");
}
if (posx==3)
{gotoxy(60,3);
cprintf("Ag");
}
if (posx==4)
{gotoxy(70,3);
cprintf("Angulo.");
}
if (posx==5)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
for (i=1;i<6;i++)
{if (anty==(i-1))
{gotoxy(4,(3+i)+i);
cprintf("%d",i+1);
}
}
gotoxy(79,25);
tecla = getch();
if (tecla==0)
{tecla=getch();
if (tecla==77)//derecha
{antx=posx;
posx++;
}
if (tecla==75)//izquierda
{antx=posx;
posx--;
}
if (tecla==72)//abajo
{anty=posy;
posy--;}
if (tecla==80)//arriba
cprintf("I");
}
}
if (posx==3)
{gotoxy(60,3);
cprintf("Ag");
}
}
if (posx==4)
{gotoxy(70,3);
cprintf("Angulo.");
}
}
if (posx==5)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
}
for (i=1;i<6;i++)
{if (posy==(i-1))
{gotoxy(4,(3+i)+i);
if (posx==9)
textcolor(7);
else
textcolor(15);
cprintf("%d",i+1);
}
}
//blanco
textcolor(7);
if (antx==0)
{ gotoxy(18,3);
cprintf("MASA");
}
}
if (antx==1)
{gotoxy(34,3);
cprintf("Alfa");
}
}
if (antx==2)
{gotoxy(46,3);
cprintf("I");
}
}
if (antx==3)
{gotoxy(60,3);
cprintf("Ag");
}
}
if (antx==4)
{gotoxy(70,3);
cprintf("Angulo.");
}
}
if (antx==5)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
}
for (i=1;i<6;i++)
{if (anty==(i-1))
{gotoxy(4,(3+i)+i);
cprintf("%d",i+1);
}
}
gotoxy(79,25);
tecla = getch();
if (tecla==0)
{tecla=getch();
if (tecla==77)//derecha
{antx=posx;
posx++;
}
if (tecla==75)//izquierda
{antx=posx;
posx--;
}
if (tecla==72)//abajo
{anty=posy;
posy--;}
if (tecla==80)//arriba

```



```

gotoxy(57,3);
printf("R2");
gotoxy(65,3);
printf("%c2",155);
gotoxy(73,3);
printf("Text");
for (i=1;i<6;i++)
{gotoxy(4,(3+i)+i);
printf("%d",i+1);
} gotoxy(70,24);
printf("CONTINUAR");
//dibujado
do{if (posx>9)
{antx=9;
posx=0;}
if (posy>4)
{anty=4;
posy=0;}
if (posx<0)
{antx=0;
posx=9;}
if (posy<0)
{anty=0;
posy=4;}
textcolor(15);
if (posx==0)
{gotoxy(9,3);
cprintf("F1");
}
if (posx==1)
{gotoxy(17,3);
cprintf("%c1",209);
}
if (posx==2)
{gotoxy(25,3);
cprintf("R1");
}
if (posx==3)
{gotoxy(33,3);
cprintf("%c1",155);
}
if (posx==4)
{gotoxy(41,3);
cprintf("F2");
}
if (posx==5)
{ gotoxy(49,3);
cprintf("%c2",209);
}
if (posx==6)
{gotoxy(57,3);
cprintf("R2");
}
if (posx==7)
{gotoxy(65,3);
cprintf("%c2",155);
}
if (posx==8)
{gotoxy(73,3);
cprintf("Text");
}
if (posx==9)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
for (i=1;i<6;i++)
{if (posy==(i-1))
{gotoxy(4,(3+i)+i);
cprintf("%d",i+1);
}
} //normal
gotoxy(79,25);
tecla = getch();
if (tecla==0)
{tecla=getch();
if (tecla==77)//derecha
{antx=posx;
posx++;
}
if (tecla==75)//izquierda
{antx=posx;
posx--;
}
if (tecla==72)//abajo
{anty=posy;
posy--;}
if (tecla==80)//arriba
{anty=posy;
posy++;
}
}
if (tecla==13)//enter
{ if (posx==9)
cprintf("%d",i+1);
}
} //blanco
textcolor(7);
if (antx==0)
{gotoxy(9,3);
cprintf("F1");
}
if (antx==1)
{gotoxy(17,3);
cprintf("%c1",209);
}
if (antx==2)
{gotoxy(25,3);
cprintf("R1");
}
if (antx==3)
{gotoxy(33,3);
cprintf("%c1",155);
}
if (antx==4)
{gotoxy(41,3);
cprintf("F2");
}
if (antx==5)
{ gotoxy(49,3);
cprintf("%c2",209);
}
if (antx==6)
{gotoxy(57,3);
cprintf("R2");
}
if (antx==7)
{gotoxy(65,3);
cprintf("%c2",155);
}
if (antx==8)
{gotoxy(73,3);
cprintf("Text");
}
if (antx==9)
{gotoxy(70,24);
cprintf("CONTINUAR");
}
for (i=1;i<6;i++)
{if (anty==(i-1))
{gotoxy(4,(3+i)+i);
cprintf("%d",i+1);
}
} //normal
gotoxy(79,25);
tecla = getch();
if (tecla==0)
{tecla=getch();
if (tecla==77)//derecha
{antx=posx;
posx++;
}
if (tecla==75)//izquierda
{antx=posx;
posx--;
}
if (tecla==72)//abajo
{anty=posy;
posy--;}
if (tecla==80)//arriba
{anty=posy;
posy++;
}
}
if (tecla==13)//enter
{ if (posx==9)

```



```

    }
}
if (posx==8)
{for (i=1;i<6;i++)
    {if (posy==(i-1))
        {gotoxy(73,(3+i)+i);
        printf(" ");
        gotoxy(73,(3+i)+i);

        scanf("%f",&tex[i-1]);

        if (posy==4)
        {antx=posx;
        posx++;
        }
        anty=posy;
        posy++;
        break;
        }
    }
}
}while(exit!=1);
}

void end()
{ clrscr();
printf("\n\nPrograma para el analisis dinamico de
mecanismos con seis
eslabones y un grado");
printf("\nde libertad, desarrollado por Ruben Trejo Luna para
obtener
el
titulo de ");
printf("\nIng. Mecanico.");
printf("\n\nPara mayor informacion acerca del programa favor
de comunicarse
al correo:");
printf("\nnaisutl@terra.com.mx");
printf("\n\nAsesor del proyecto:");
printf("\nIng.Romy Perez Moreno");
printf("\nnromy@fenix.uam.mx");
printf("\nhttp://fenix.uam.mx");
printf("\n\nUniversidad Autónoma Metropolitana");
printf("\nUnidad Azcapotzalco");
printf("\nwww.uam.mx");
printf("\nwww.azc.uam.mx");
getch();
textcolor(7);
}

```

4.3 Manual de usuario.

Para poder hacer uso del programa PAM, es necesario tener conocimientos previos de cinemática de mecanismos, así como el contar con un diagrama del mecanismo donde se muestren tanto las propiedades geométricas, cinemáticas y dinámicas del mismo.

Consideraciones generales:

- a) El programa trabaja por medio de ventanas o pantallas las cuales van cambiando de acuerdo como se va avanzando en el llenado de los datos.
- b) Cuando se pide elegir alguna opción, el cursor indicara donde ingresar el dato, por medio del teclado así como las opciones disponibles, y se ingresará el número deseado y con <enter> pasará a la siguiente ventana.
- c) El llenado de datos es por medio del teclado y el cursor indica la posición en la que se ingresará dicho dato, el cual se desplaza utilizando las teclas de flechas, para ingresar el valor en la celda se seleccionara la posición y con <enter> se podrá modificar el contenido de la celda y con otro <enter> queda registrado el dato escrito en la celda.
- d) En caso de que sea necesario corregir los datos ya ingresados, estos podrán ser modificados colocándose nuevamente en la posición deseada, utilizando las teclas de flechas, y dando un <enter> para corregir el dato ingresado y con otro <enter> queda registrado el dato escrito en la celda, siempre y cuando no se haya cambiado de ventana.
- e) Para el cambio de ventanas, una vez que se tienen todos los datos necesarios ingresados, se moverá el cursor a la palabra CONTINUAR y con un <enter> se pasará a la ventana siguiente, no hay forma de regresar a una ventana anterior.
- f) El programa es adimensional, por lo que se deben ingresar los datos ya sea en el Sistema Internacional o el Ingles según sea necesario.

4.3.1 PANTALLA DE PRESENTACIÓN.

Es la pantalla de presentación del programa en el cual se muestra el nombre de la institución, el nombre del programa, así como la opción de entrar o de salir en el mismo.



Figura 4-1 Pantalla de presentación

4.3.2 TIPO DE ARREGLO.

En la pantalla siguiente se procederá a escoger el **TIPO DE ARREGLO** del mecanismo por analizar:

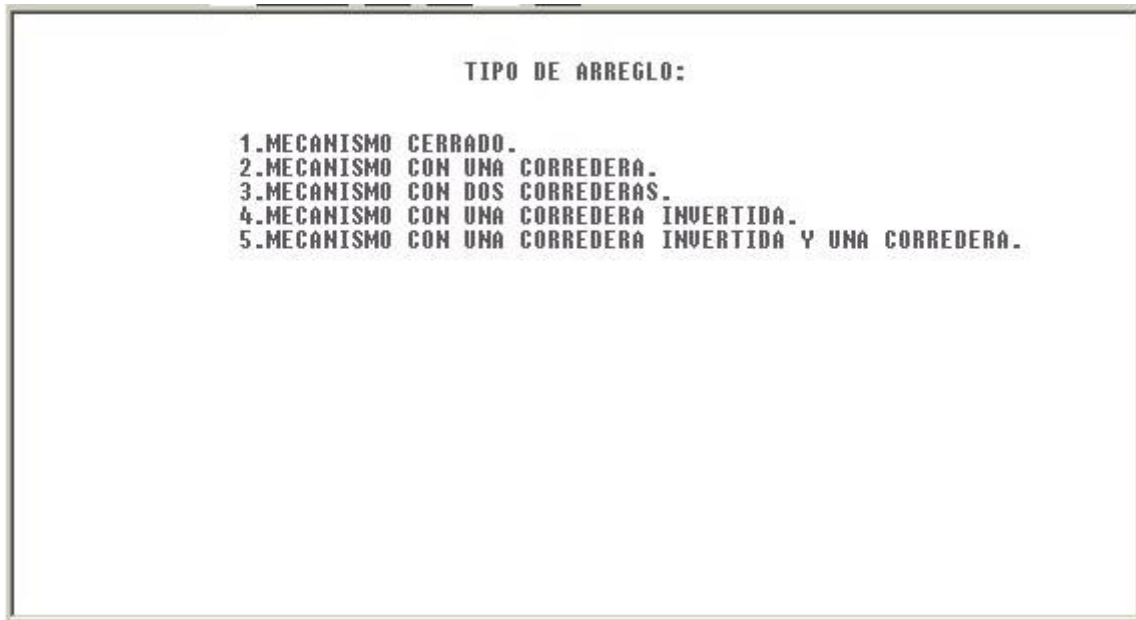


Figura 4-2 Ventana del tipo de arreglo.

Donde:

1. Mecanismo cerrado (sin corredera): en el cual los eslabones son de tipo binario, terciario o cuaternario y dos o tres de ellos están unidos a un eslabón fijo. Por ejemplo los mecanismos de Watt o Stephenson (figura 1-12 y 4-6).
2. Mecanismo con una corredera: este mecanismo esta compuesto por una corredera y cinco eslabones. En este caso al eslabón número seis se toma como la corredera y está unida al eslabón número cinco, para continuar con el llenado de los datos (figura 4-12).

3. Mecanismo con dos correderas: este mecanismo esta compuesto por dos correderas y cuatro eslabones. En estos casos se toma a una corredera como eslabón número seis unido al eslabón número cuatro mientras que a la otra corredera es el eslabón número cinco y estará unido al eslabón número tres, para continuar con el llenado de los datos (figura 4.13).

4. Mecanismo con una corredera invertida: este mecanismo esta compuesto por una corredera invertida y cinco eslabones. En este caso se toma a la corredera invertida como el eslabón número tres y esta unido al eslabón número dos y se desplaza a través del eslabón número cuatro (figura 4-3).

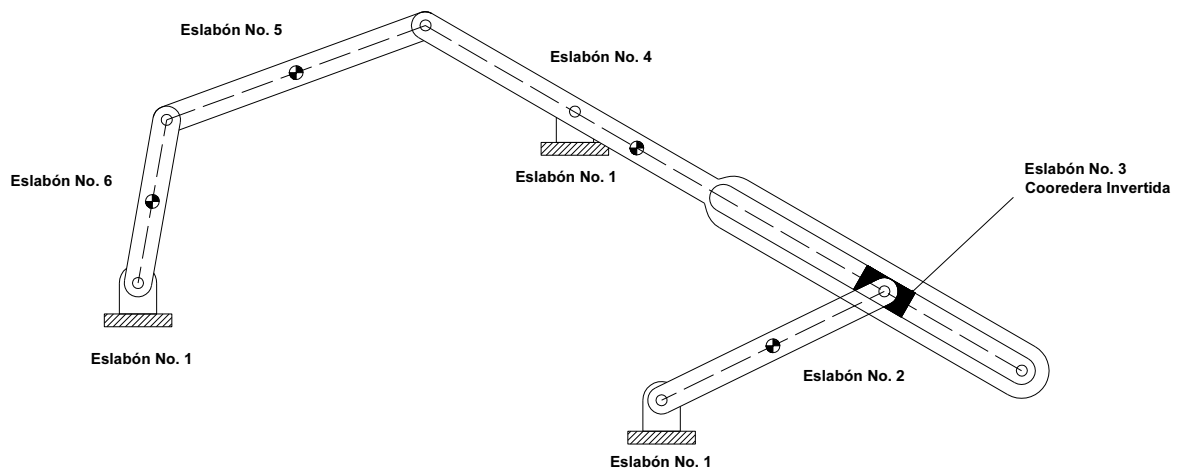


Figura 4-3 Mecanismo con corredera invertida

5. Mecanismo con una corredera invertida y una corredera: es en mecanismo compuesto por una corredera invertida, una corredera y cuatro eslabones. En este caso se toma como eslabón número tres a la corredera invertida unida al eslabón número dos y se desplaza a través del eslabón número cuatro; la corredera es el eslabón número seis y esta unido al eslabón número cinco (figura 4-4).

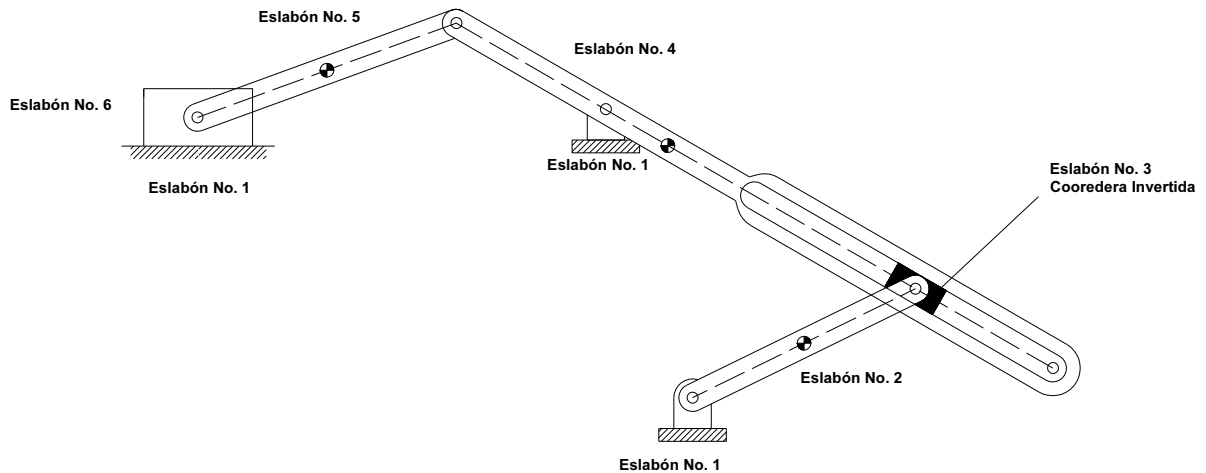


Figura 4-4 Mecanismo con corredera invertida y una corredera

4.3.3 UNIÓN ENTRE ESLABONES.

Una vez que se seleccionó el tipo de arreglo del mecanismo se procederá a definir la unión entre los eslabones que intervienen en el mecanismo por analizar.



Figura 4-5 Ventana de la unión entre los eslabones del mecanismo

Esta pantalla se llenará reflejando la unión entre el eslabón pivote y los eslabones con los que interactúan, respetando las notas anteriores (tema 4.1.1) donde se define la numeración de los eslabones así como la unión entre ellos; una vez que se tiene enumerados los eslabones (basándose en un esquema físico para su mayor referencia) se procederá a la captura de los datos, en la cual debe de ser de forma progresiva (del menor al mayor). En caso de haber elegido las opciones con correderas el ultimo caracter será una letra que identifica que es la corredera y la posición en la que se encuentra; para las correderas normales se utilizara la letra H cuando la corredera este en posición horizontal y la letra V para la posición vertical, en caso de elegir la corredera invertida se utilizará la letra C para indicarla.

A continuación se presenta un ejemplo de cómo definir la unión entre los eslabones de un mecanismo:

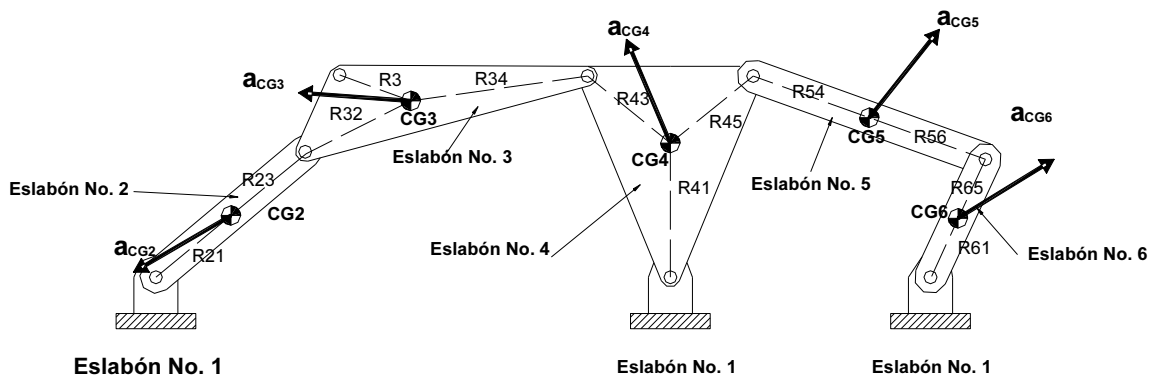


Figura 4-6. Mecanismo con seis eslabones y un GDL.

En la figura 4-6 se muestra un mecanismo sin correderas donde se identifica:

- a) Una manivela, le corresponde ser el eslabón número dos y esta unido al eslabón fijo (numero uno) y a un eslabón oscilador (número tres) por lo tanto el eslabón número dos es el pivote e interactúa con los eslabones número dos y tres, por lo tanto en la posición ESLABON 2 de la ventana de unión entre eslabones se ingresara el siguiente valor: 123.

- b) El eslabón número tres es un oscilador y está unido a una manivela (eslabón número dos) y a un eslabón acoplador (número cuatro) por lo tanto el eslabón pivote número tres interactúa con los eslabones número dos y cuatro.
La posición del ESLABON 3 de la ventana de unión entre eslabones se ingresará el siguiente valor: 234.

- c) El eslabón pivote número cuatro interactúa con los eslabones número uno, cinco y tres, la posición del ESLABON 4 de la ventana de unión entre eslabones se ingresará el siguiente valor: 1345.

- d) El eslabón pivote número cinco interactúa con los eslabones número cuatro y seis, la posición del ESLABON 5 de la ventana de unión entre eslabones se ingresará el siguiente valor: 456.

- e) El eslabón pivote número seis interactúa con los eslabones número cinco y uno, la posición del ESLABON 6 de la ventana de unión entre eslabones se ingresará el siguiente valor: 156.

En caso de no ingresar los valores correctamente o combinaciones no posibles aparecerá un mensaje indicando que el valor es incorrecto.

4.3.4 PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL MECANISMO.

Esta pantalla se procederá a llenarse con las distancias existentes entre el centro de gravedad del eslabón pivote a las juntas en las que se unen con otros eslabones.

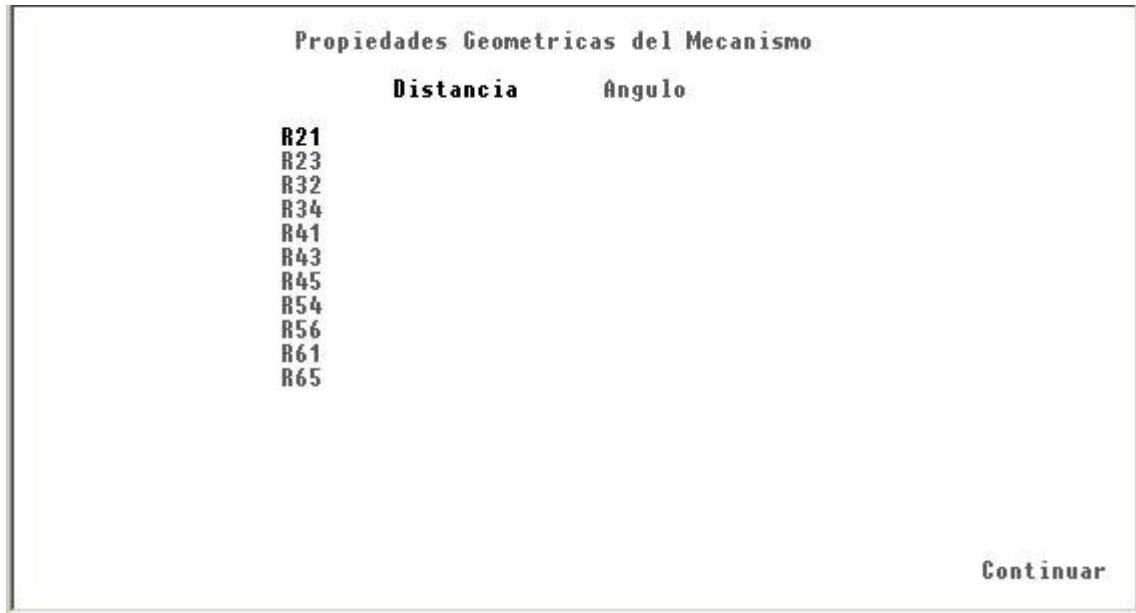


Figura 4-7 Ventana de datos geométricos

Los datos ingresados deben ser de acuerdo a las unidades que se deseen manejar (SI o Ingles); mientras que el valor del ángulo es tomado siempre de la referencia del centro de gravedad por cada eslabón tomando en cuenta que los angulos positivos son medidos en sentido antihorario y los negativos en sentido opuesto desde una horizontal positiva.

Cuando se elige la opción con corredera se pedirá el valor de U (μ) que es el factor de fricción, y cuando se tenga una corredera invertida se pedirá el valor de θ_3 , este valor se obtiene del análisis cinemático, y aparecerá la literal S/D que significa sin dato.

En caso de que sea necesario corregir los datos ya capturados, estos podrán ser modificados como se mencionó en las características generales, sección 4.3.

4.3.5 PROPIEDADES CINEMÁTICAS DEL MECANISMO.

Esta ventana contendrá los datos cinemáticos del mecanismo (calculados con anterioridad).

PROPIEDADES DEL MECANISMO CINEMATICAS					
ESLABON	MASA	Alfa	I	Ag	Angulo.
2					
3					
4					
5					
6					

CONTINUAR

Figura 4-8 Ventana de las propiedades cinemáticas del mecanismo.

Donde:

- MASA se ingresará el dato de la masa del eslabón pivote.
- Alfa es la aceleración angular del eslabón pivote.
- I es el momento de inercia del eslabón pivote.
- Ag es la aceleración del eslabón pivote en su centro de gravedad.
- Angulo es el ángulo del vector de aceleración.

En caso de que sea necesario corregir los datos ya capturados, estos podrán ser modificados como se menciona en las características generales, sección 4.3.

4.3.6 PROPIEDADES DINÁMICAS DEL MECANISMO.

En caso de existir fuerzas o momentos de torsión externos actuando sobre el mecanismo analizado se usará esta ventana para proporcionar los datos dinámicos.

PROPIEDADES DEL MECANISMO DINAMICAS									
ESLABON	F1	Ø1	R1	Ø1	F2	Ø2	R2	Ø2	Text
2									
3									
4									
5									
6									

CONTINUAR

Figura 4-9 Ventana de las propiedades dinámicas

Donde:

- F1 Fuerza externa sobre cada eslabón.
- Ø1 Ángulo de la Fuerza externa.
- R1 Distancia entre el centro de gravedad (CG) del eslabón y la Fuerza externa.
- Ø1 Ángulo de la Distancia.
- F2 Una segunda Fuerza externa sobre alguno de los eslabones
- Ø2 Ángulo de la segunda Fuerza externa.
- R2 Distancia entre el centro de gravedad (CG) del eslabón y la segunda Fuerza externa.
- Ø2 Ángulo de la Distancia.
- T-ext Momento de torsión externo sobre el mecanismo.

El método para corregir los datos ya ha sido comentado anteriormente en el texto.

4.3.7 Resultados.

Esta pantalla muestra las fuerzas de reacción presentes en cada junta, referenciadas al eje coordinado ubicado en el centro de gravedad de cada eslabón, así como el momento de torsión de entrada del mecanismo.

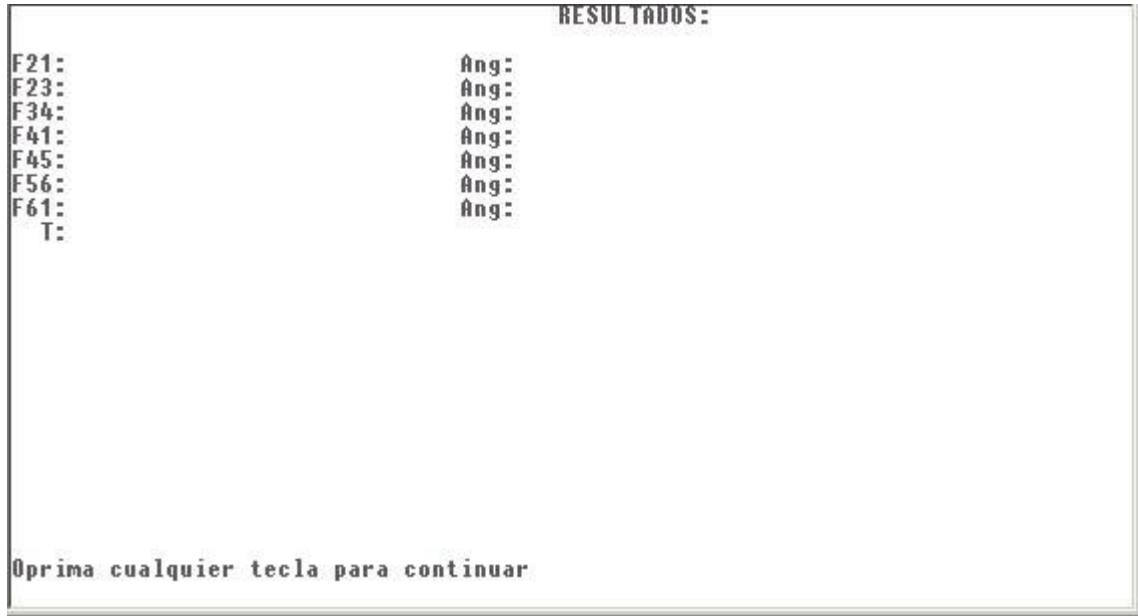


Figura 4-10 Ventana de resultados

4.3.8 Menú de salida.

En esta pantalla aparecen varias opciones:

- 1.- Calcular de nuevo: por lo que se trata del mismo arreglo del mecanismo y el programa regresa a la pantalla en donde se define la unión de los eslabones.
- 2.- Otro mecanismo: empieza de nuevo el ciclo del programa en donde se tiene que definir el arreglo del mecanismo.
- 3.- Salir: con esta opción termina el programa.

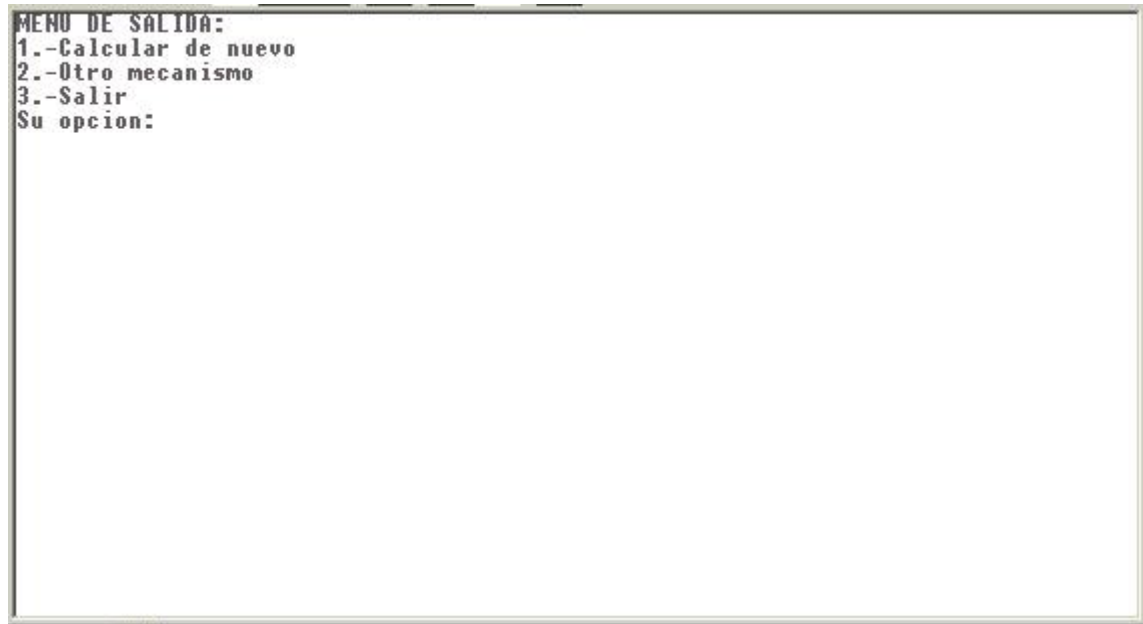


Figura 4-11 Ventana del menú de salida.

A continuación se resolverán tres problemas para la mejor comprensión del programa.

4.4 Aplicación del Programa PAM

Ejemplo No. 1

Se desea conocer las fuerzas ejercida sobre las juntas del siguiente mecanismo de seis eslabones y un grado de libertad.

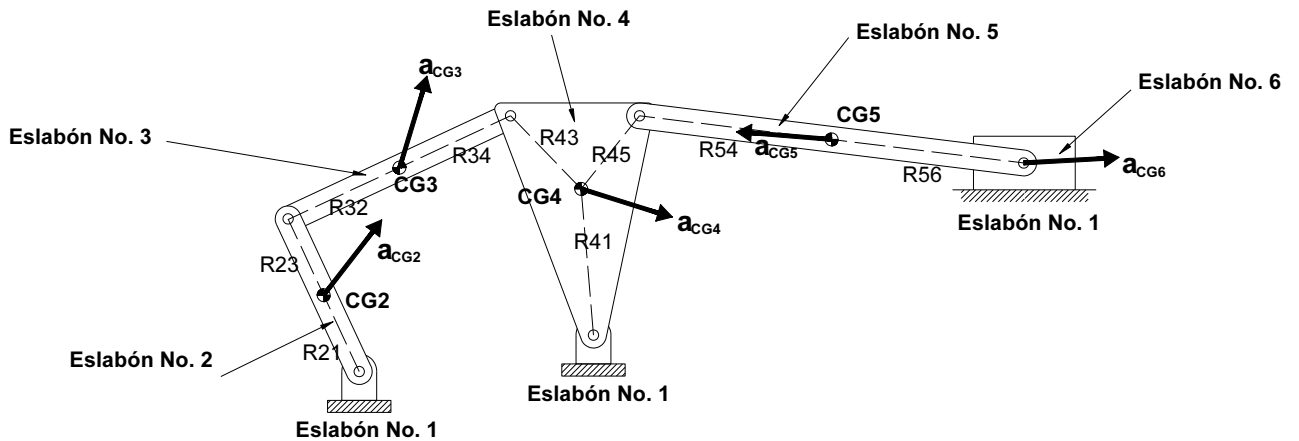


Figura 4-12 Mecanismo de seis eslabones con una corredera y un GDL.

Datos geométricos:

Eslabón		Magnitud (mm)	Ángulo (°)
2	R ₂₁	33.00	295.00
	R ₂₃	33.00	115.00
3	R ₃₂	47.50	205.00
	R ₃₄	47.50	25.00
4	R ₄₁	56.83	274.81
	R ₄₃	49.39	134.04
	R ₄₅	36.24	51.38
5	R ₅₄	75.00	173.00
	R ₅₆	75.00	353.00

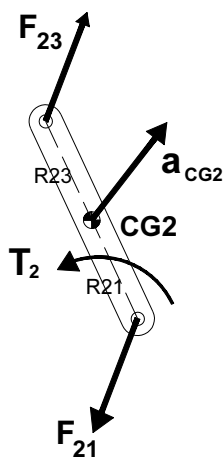
Coefficiente de fricción de la corredera (μ) = -0.180

Datos cinemáticos:

Eslabón	masa (Kg)	α (rad/s ²)	I (N m s ²)	a_{CG} (m/s ²)	Ángulo (°)
2	1.0	0	0.53	1.43	52.151
3	3.0	1.51	0.82	6.82	73.219
4	5.0	3.41	1.81	4.25	342.631
5	2.5	2.03	0.42	2.45	175.314
6	1.7	1.84	1.20	3.5	3.103

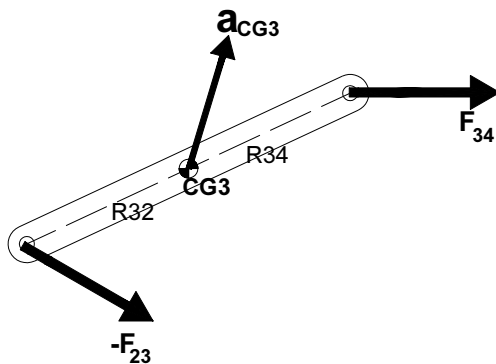
A continuación se procede a realizar el DCL de cada eslabón, y se obtienen las ecuaciones de equilibrio.

Eslabón 2:



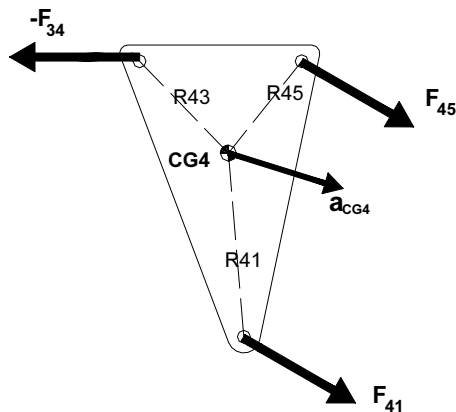
$$\begin{aligned}
 F_{21x} + F_{23x} &= m_2 a_{CG2x} \\
 F_{21y} + F_{23y} &= m_2 a_{CG2y} \\
 R_{21x} F_{21y} - R_{21y} F_{21x} + R_{23x} F_{23y} - R_{23y} F_{23x} + T_2 &= I_2 \alpha_2
 \end{aligned}$$

Eslabón 3:



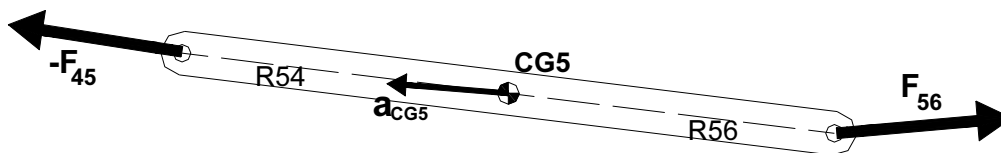
$$\begin{aligned}
 -F_{23x} + F_{34x} &= m_3 a_{CG3x} \\
 -F_{23y} + F_{34y} &= m_3 a_{CG3y} \\
 -R_{32x} F_{23y} + R_{32y} F_{23x} + R_{34x} F_{34y} - R_{34y} F_{34x} &= I_3 \alpha_3
 \end{aligned}$$

Eslabón 4:



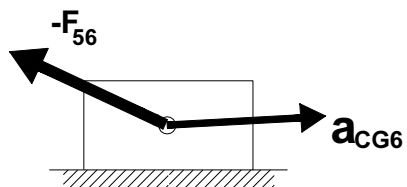
$$\begin{aligned}
 -F_{34x} + F_{41x} + F_{45x} &= m_4 a_{CG4x} \\
 -F_{34y} + F_{41y} + F_{45y} &= m_4 a_{CG4y} \\
 -R_{43x} F_{34y} + R_{43y} F_{34x} + R_{41x} F_{41y} - R_{41y} F_{41x} + R_{45x} F_{45y} - R_{45y} F_{45x} &= I_4 \alpha_4
 \end{aligned}$$

Eslabón 5:



$$\begin{aligned}
 -F_{45x} + F_{56x} &= m_5 a_{CG5x} \\
 -F_{45y} + F_{56y} &= m_5 a_{CG5y} \\
 -R_{54x} F_{45y} + R_{54y} F_{45x} + R_{56x} F_{56y} - R_{56y} F_{56x} &= I_5 \alpha_5
 \end{aligned}$$

Eslabón 6:



$$\begin{aligned}
 -F_{56x} - \mu F_{61y} &= m_6 a_{CG6x} \\
 -F_{56y} - F_{61y} &= 0 \\
 F_{61x} &= \mu F_{61y}
 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en el arreglo matricial se obtiene:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0.0299 & 0.0140 & -0.0299 & -0.0139 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0.0201 & 0.0431 & -0.0201 & 0.0431 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0355 & 0.0343 & 0.0566 & 0.0048 & -0.0283 & 0.0226 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.00914 & 0.0744 & 0.00914 & 0.0744 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -0.1800 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 F_{21x} \\
 F_{21y} \\
 F_{23x} \\
 F_{23y} \\
 F_{34x} \\
 F_{34y} \\
 F_{41x} \\
 F_{41y} \\
 F_{45x} \\
 F_{45y} \\
 F_{56x} \\
 F_{56y} \\
 F_{61y} \\
 T
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 0.8774 \\
 1.1292 \\
 0.0000 \\
 5.9071 \\
 19.5887 \\
 1.2382 \\
 20.28105 \\
 -6.3437 \\
 6.1721 \\
 -6.1045 \\
 0.5004 \\
 0.8526 \\
 5.1774 \\
 0
 \end{pmatrix}$$

Una vez que se tienen sustituidos los valores del arreglo matricial, se procede a resolver la matriz por métodos numéricos o por algún programa que facilite la resolución de matrices, para obtener el valor de la matriz B, que representa a las fuerzas que actúan en las juntas de cada eslabón.

Resolviendo el arreglo tenemos que:

$$\begin{aligned}
 F_{21x} &= -29.8100 \text{ N} \\
 F_{21y} &= -19.1410 \text{ N} \\
 F_{23x} &= 30.6880 \text{ N} \\
 F_{23y} &= 20.2700 \text{ N} \\
 F_{34x} &= 36.5950 \text{ N} \\
 F_{34y} &= 39.8590 \text{ N} \\
 F_{41x} &= 57.0980 \text{ N} \\
 F_{41y} &= 27.6340 \text{ N} \\
 F_{45x} &= -22.2167 \text{ N} \\
 F_{45y} &= 5.8819 \text{ N} \\
 F_{56x} &= -6.3262 \text{ N} \\
 F_{56y} &= 6.3822 \text{ N} \\
 F_{61y} &= 6.3822 \text{ N} \\
 T &= 2.3593 \text{ N m}
 \end{aligned}$$

$$F_{61x} = \mu F_{61y} = -0.18 \times 6.3822 = -1.1487 \text{ N}$$

Y al convertir las fuerzas a coordenadas polares:

$$\begin{aligned}
 F_{21} &= 35.4270 \text{ N} < 212.7042^\circ \\
 F_{23} &= 36.7786 \text{ N} < 33.4459^\circ \\
 F_{34} &= 54.1108 \text{ N} < 47.4444^\circ \\
 F_{41} &= 63.4335 \text{ N} < 25.8255^\circ \\
 F_{45} &= 5.8860 \text{ N} < 92.1586^\circ \\
 F_{56} &= 8.9863 \text{ N} < 134.7475^\circ \\
 F_{61} &= 6.4848 \text{ N} < 100.2040^\circ \\
 T &= 2.3593 \text{ N m}
 \end{aligned}$$

Resolviendo el mismo ejemplo, pero ahora utilizando el Programa PAM:

1. Tipo de arreglo

De la figura 4-12 se determina el tipo de arreglo del mecanismo:

```

          TIPO DE ARREGLO:2

1.MECANISMO CERRADO.
2.MECANISMO CON UNA CORREDERA.
3.MECANISMO CON DOS CORREDERAS.
4.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA.
5.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA Y UNA CORREDERA.
    
```

2. Unión entre eslabones

De la figura 4-12 se determina la unión entre los eslabones:

```

          UNIONES ENTRE LOS ESLABONES DEL MECANISMO

          ESLABON 2. 123
          ESLABON 3. 234
          ESLABON 4. 1345
          ESLABON 5. 456
          ESLABON 6. 156H

          CONTINUAR
    
```

3. Propiedades geométricas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

Propiedades Geometricas del Mecanismo		
	Distancia	Angulo
R21	0.033	295
R23	0.033	115
R32	0.0475	205
R34	0.0475	25
R41	0.05683	274.81
R43	0.04939	134.04
R45	0.03624	51.38
R54	0.075	173
R56	0.075	353
U6	-0.18	S/D

CONTINUAR

4. Propiedades cinámicas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

ESLABON	MASA	PROPIEDADES DEL MECANISMO CINEMATICAS			
		Alfa	I	Ag	Angulo.
2	1.0	0	0.53	1.43	52.151
3	3.0	1.51	0.82	6.82	73.219
4	5.0	3.41	1.81	4.25	342.631
5	2.5	2.03	0.42	2.45	175.314
6	1.7	1.84	1.2	3.05	3.103

CONTINUAR

5. Propiedades dinámicas del mecanismo

No se cuenta con fuerzas o momentos de torsión externos, emplear la opción CONTINUAR.

6. Resultados

El programa da los siguientes resultados:

RESULTADOS:			
F21:	35.427029	Ang:	32.709644
F23:	36.778574	Ang:	33.451148
F34:	54.111609	Ang:	47.447918
F41:	63.434041	Ang:	25.831607
F45:	5.882562	Ang:	-87.846445
F56:	8.983425	Ang:	-45.239968
F61:	6.481302	Ang:	-79.796026
T:	2.359038		

Como se puede observar existe una pequeña discrepancia entre los resultados obtenidos por el método matricial y por el Programa PAM, esto es debido a que en programa se tiene un menor error en el redondeo al manejar más cifras después del punto decimal.

Ejemplo No. 2

Se desea conocer las fuerzas ejercida sobre las juntas del siguiente mecanismo de seis eslabones y un grado de libertad.

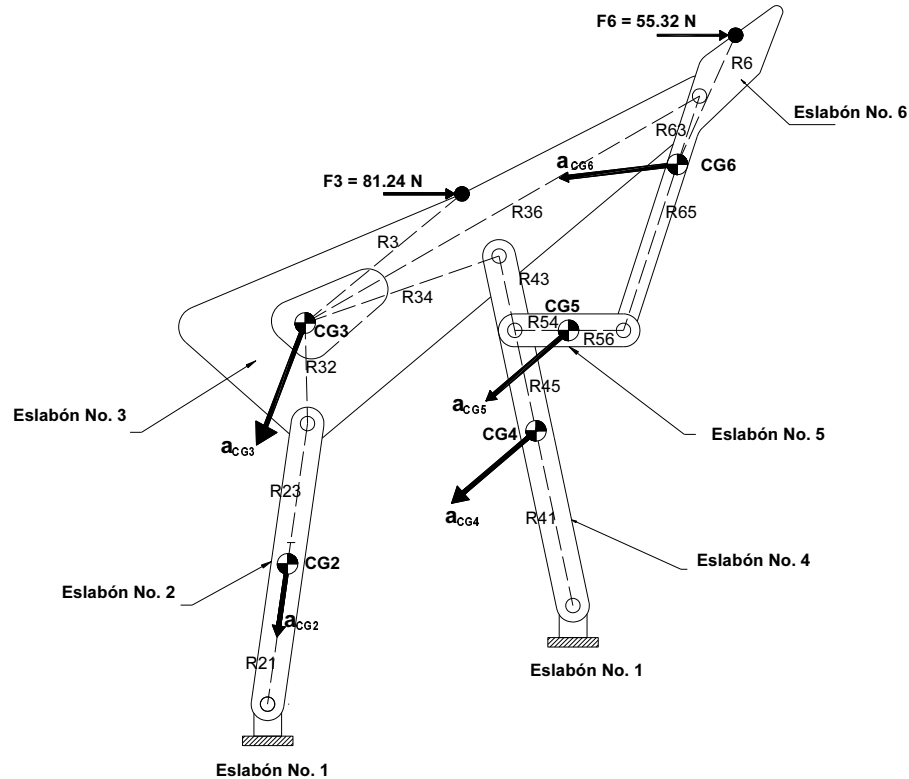


Figura 4-13 Mecanismo de seis eslabones sin corredera y un GDL.

Datos geométricos:

Eslabón		Magnitud (mm)	Ángulo (°).
2	R ₂₁	69.00	261.887
	R ₂₃	69.00	81.887
3	R ₃₂	49.00	271.19
	R ₃₄	100.00	19.06
	R ₃₅	224.00	25.324
4	R ₄₁	87.00	281.94
	R ₄₃	87.00	101.94
	R ₄₅	37.12	101.94
5	R ₅₄	26.22	180
	R ₅₆	26.78	0
6	R ₆₃	35.00	68.372
	R ₆₅	85.00	248.372

Datos cinemáticos:

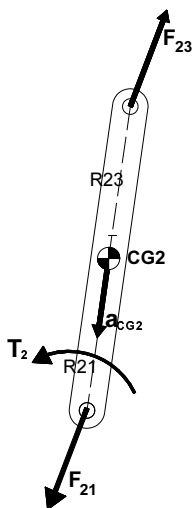
Eslabón	masa (Kg)	α (rad/s ²)	I (N m s ²)	a_{CG} (m/s ²)	Ángulo (°)
2	1.5	0	0.20	0.473	261.89
3	4.3	5.067	0.60	1.078	249.061
4	1.7	4.441	0.25	0.440	220.430
5	0.5	7.631	0.10	0.599	220.43
6	1.6	2.409	0.80	1.0518	186.70

Datos dinámicos:

Eslabón	F ext. (N)	Ángulo (°)	R ext (mm)	Ángulo (°)
3	81.24	0	99.00	39.448
6	55.32	0	69.00	65.715

A continuación se procede a realizar el DCL de cada eslabón, y se obtienen las ecuaciones de equilibrio.

Eslabón 2:

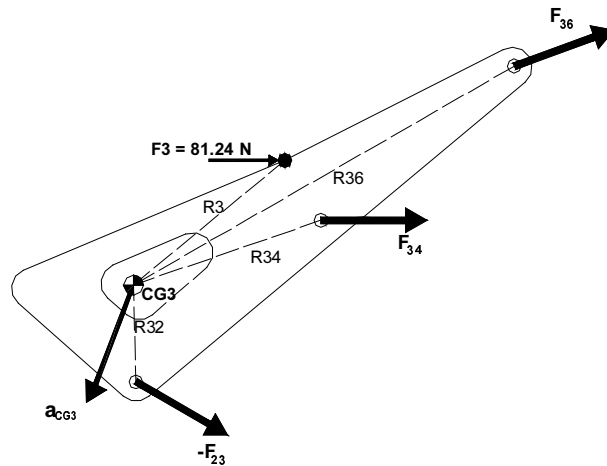


$$F_{21x} + F_{23x} = m_2 a_{CG2x}$$

$$F_{21y} + F_{23y} = m_2 a_{CG2y}$$

$$R_{21x} F_{21y} - R_{21y} F_{21x} + R_{23x} F_{23y} - R_{23y} F_{23x} + T_2 = I_2 \alpha_2$$

Eslabón 3:

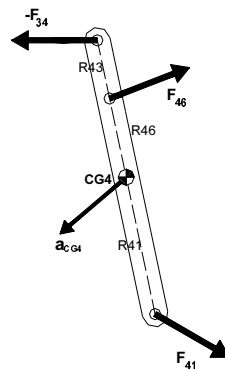


$$-F_{23x} + F_{34x} + F_{36x} + F_{3x} = m_3 a_{CG3x}$$

$$-F_{23y} + F_{34y} + F_{36y} + F_{3y} = m_3 a_{CG3y}$$

$$-R_{32x} F_{23y} + R_{32y} F_{23x} + R_{34x} F_{34y} - R_{34y} F_{34x} + R_{36x} F_{36y} - R_{36y} F_{36x} = I_3 \alpha_3 + R_{3y} F_{3x} - R_{3x} F_{3y}$$

Eslabón 4:

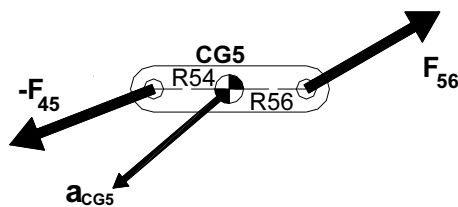


$$-F_{34x} + F_{41x} + F_{45x} = m_4 a_{CG4x}$$

$$-F_{34y} + F_{41y} + F_{45y} = m_4 a_{CG4y}$$

$$-R_{43x} F_{34y} + R_{43y} F_{34x} + R_{41x} F_{41y} - R_{41y} F_{41x} + R_{45x} F_{45y} - R_{45y} F_{45x} = I_4 \alpha_4$$

Eslabón 5:

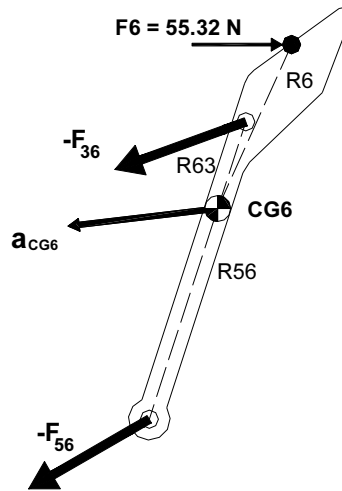


$$-F_{45x} + F_{56x} = m_5 a_{CG5x}$$

$$-F_{45y} + F_{56y} = m_5 a_{CG5y}$$

$$-R_{54x} F_{45y} + R_{54y} F_{45x} + R_{56x} F_{56y} - R_{56y} F_{56x} = I_5 \alpha_5$$

Eslabón 6:



$$\begin{aligned}
 -F_{36x} - F_{56x} + F_{6x} &= m_6 a_{CG6x} \\
 -F_{36y} - F_{56y} + F_{6y} &= m_6 a_{CG6y} \\
 -R_{63y} F_{36y} + R_{63x} F_{36x} - R_{65x} F_{56y} + R_{65y} F_{56x} &= I_6 \alpha_6 + R_{6y} F_{6x} - R_{6x} F_{6y}
 \end{aligned}$$

Se calculan las componentes de los vectores de posición, aceleración y fuerza:

R _{21x}	-0.00974
R _{23x}	0.00974
R _{32x}	0.00102
R _{34x}	0.09452
R _{36x}	0.20247
R _{41x}	0.01800
R _{43x}	-0.01800
R _{45x}	-0.00769
R _{63x}	0.01290
R _{65x}	-0.03133
R _{54x}	-0.02622
R _{56x}	0.02678
a _{CG2x}	-0.06673
a _{CG3x}	-0.38525
a _{CG4x}	-0.33493
a _{CG5x}	-0.56277
a _{CG6x}	-1.04462
F _{3x}	81.24
R _{3x}	0.07668
F _{6x}	55.32
R _{6x}	0.02838

R _{21y}	-0.06831
R _{23y}	0.06831
R _{32y}	-0.04899
R _{34y}	0.03266
R _{36y}	0.09581
R _{41y}	-0.08512
R _{43y}	0.08512
R _{45y}	0.03631
R _{63y}	0.03254
R _{64y}	-0.07902
R _{54y}	0
R _{56y}	0
a _{CG2y}	-0.46827
a _{CG3y}	-1.00681
a _{CG4y}	-0.28535
a _{CG5y}	-0.20719
a _{CG6y}	-0.12271
F _{3y}	0
R _{3y}	0.06309
F _{6y}	0
R _{6y}	0.06289

Con las ecuaciones obtenidas en los DCL se procede a expresarlos en un arreglo matricial:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -R_{21y} & R_{21x} & -R_{23y} & R_{23x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & R_{32y} & -R_{32x} & -R_{34y} & R_{34x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_{36y} & R_{36x} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & R_{43y} & -R_{43x} & -R_{41y} & R_{41x} & -R_{45y} & R_{45x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{54y} & -R_{54x} & -R_{56y} & R_{56x} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{65y} & -R_{65x} & R_{63y} & -R_{63x}
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 A \\
 B \\
 C
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 T \\
 F_{21x} \\
 F_{21y} \\
 F_{23x} \\
 F_{23y} \\
 F_{34x} \\
 F_{34y} \\
 F_{41x} \\
 F_{41y} \\
 F_{45x} \\
 F_{45y} \\
 F_{56x} \\
 F_{56y} \\
 F_{36x} \\
 F_{36y} \\
 T
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 m_2 a_{CG2x} \\
 m_2 a_{CG2y} \\
 I_2 \alpha_2 \\
 m_3 a_{CG3x} - F_{3x} \\
 m_3 a_{CG3y} - F_{3y} \\
 I_3 \alpha_3 + R_{3y} F_{3x} - R_{3x} F_{3y} \\
 m_4 a_{CG4x} \\
 m_4 a_{CG4y} \\
 I_4 \alpha_4 \\
 m_5 a_{CG5x} \\
 m_5 a_{CG5y} \\
 I_5 \alpha_5 \\
 m_6 a_{CG6x} - F_{6x} \\
 m_6 a_{CG6y} - F_{6y} \\
 I_6 \alpha_6 + R_{6y} F_{6x} - R_{6x} F_{6y}
 \end{pmatrix}$$

Se calculan los valores de la matriz C:

$$\begin{aligned}
 m_2 a_{CG2x} &= 1.5 x - 0.06673 &= -0.1001 \\
 m_2 a_{CG2y} &= 1.5 x - 0.46827 &= -0.7024 \\
 I_2 \alpha_2 &= 0.2 x 0 &= 0.0000 \\
 m_3 a_{CG3x} - F_{3x} &= 4.3 x - 0.38525 - 81.24 &= -82.8966 \\
 m_3 a_{CG3y} - F_{3y} &= 4.3 x - 1.00681 - 0 &= -4.3293 \\
 I_3 \alpha_3 + R_{3y} F_{3x} - R_{3x} F_{3y} &= 0.6 x 5.067 + 0.07668 x 81.24 - 0.06309 x 0 &= 8.1659 \\
 m_4 a_{CG4x} &= 1.7 x - 0.33493 &= -0.5694 \\
 m_4 a_{CG4y} &= 1.7 x - 0.28535 &= -0.4851 \\
 I_4 \alpha_4 &= 0.25 x 4.441 &= 1.1103 \\
 m_5 a_{CG5x} &= 0.5 x - 0.56277 &= -0.2814 \\
 m_5 a_{CG5y} &= 0.5 x - 0.20719 &= -0.1036 \\
 I_5 \alpha_5 &= 0.1 x 7.631 &= 0.7631 \\
 m_6 a_{CG6x} - F_{6x} &= 1.6 x - 1.04462 - 55.32 &= -56.9914 \\
 m_6 a_{CG6y} - F_{6y} &= 1.6 x - 0.12271 - 0 &= -0.1963 \\
 I_6 \alpha_6 + R_{6y} F_{6x} - R_{6x} F_{6y} &= 0.8 x 2.409 + 0.02838 x 55.32 - 0.06289 x 0 &= 5.40651
 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en el arreglo matricial se obtiene:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0.0683 & -0.0098 & -0.0683 & 0.0097 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & -0.0485 & -0.0010 & -0.0331 & 0.0944 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0958 & 0.2025 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0851 & 0.0180 & 0.0851 & 0.0180 & -0.0363 & -0.0077 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0262 & 0 & 0.0268 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0790 & 0.0313 & 0.0305 & -0.0129
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 A \\
 B \\
 C
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 T \\
 F_{21x} \\
 F_{21y} \\
 F_{23x} \\
 F_{23y} \\
 F_{34x} \\
 F_{34y} \\
 F_{41x} \\
 F_{41y} \\
 F_{45x} \\
 F_{45y} \\
 F_{56x} \\
 F_{56y} \\
 F_{36x} \\
 F_{36y} \\
 T
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 -0.1001 \\
 -0.7024 \\
 0.0000 \\
 -82.8966 \\
 -4.3293 \\
 8.1659 \\
 -0.5694 \\
 -0.4851 \\
 1.1103 \\
 -0.2814 \\
 -0.1036 \\
 0.7631 \\
 -56.9914 \\
 -0.1963 \\
 5.4065
 \end{pmatrix}$$

Una vez que se tienen sustituidos los valores del arreglo matricial, se procede a resolver la matriz por métodos numéricos o por algún programa (MatLab, Matrix, etc.) que facilite la resolución de matrices, para obtener el valor de la matriz **B**, que representa a las fuerzas que actúan en las juntas de cada eslabón.

Resolviendo el arreglo tenemos que:

$$\begin{aligned}
 F_{21x} &= -106.5195 \text{ N} \\
 F_{21y} &= -228.5692 \text{ N} \\
 F_{23x} &= 106.4195 \text{ N} \\
 F_{23y} &= 227.8671 \text{ N} \\
 F_{34x} &= -59.7301 \text{ N} \\
 F_{34y} &= 237.6883 \text{ N} \\
 F_{41x} &= -34.3190 \text{ N} \\
 F_{41y} &= 22.7528 \text{ N} \\
 F_{45x} &= -25.9805 \text{ N} \\
 F_{45y} &= 14.4505 \text{ N} \\
 F_{56x} &= -26.2619 \text{ N} \\
 F_{56y} &= 14.3469 \text{ N} \\
 F_{36x} &= 83.2533 \text{ N} \\
 F_{36y} &= -14.1504 \text{ N} \\
 T &= 10.1047 \text{ N m}
 \end{aligned}$$

Y al convertir las fuerzas a coordenadas polares:

$$\begin{aligned}
 F_{21} &= 252.1711 \text{ N} < 65.0131^\circ \\
 F_{23} &= 251.4926 \text{ N} < 64.9662^\circ \\
 F_{34} &= 245.0784 \text{ N} < -75.8938^\circ \\
 F_{41} &= 225.3810 \text{ N} < -81.2414^\circ \\
 F_{45} &= 29.7288 \text{ N} < -29.0831^\circ \\
 F_{56} &= 29.9253 \text{ N} < -28.6478^\circ \\
 F_{36} &= 84.4473 \text{ N} < -9.6462^\circ \\
 T &= 10.1047 \text{ N m}
 \end{aligned}$$

Resolviendo el mismo ejemplo, pero ahora utilizando el programa para el análisis de mecanismos de seis eslabones y un grado de libertad (Programa **PAM**):

1. Tipo de arreglo

De la figura 4-13 se determina el tipo de arreglo del mecanismo:

```

TIPO DE ARREGLO:1

1.MECANISMO CERRADO.
2.MECANISMO CON UNA CORREDERA.
3.MECANISMO CON DOS CORREDERAS.
4.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA.
5.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA Y UNA CORREDERA.
```

2. Unión entre eslabones

De la figura 4-13 se determina la unión entre los eslabones:

```

UNIONES ENTRE LOS ESLABONES DEL MECANISMO

ESLABON 2. 123
ESLABON 3. 2346
ESLABON 4. 1345
ESLABON 5. 456
ESLABON 6. 356

CONTINUAR
```

3. Propiedades geométricas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

```

Propiedades Geometricas del Mecanismo

          Distancia      Angulo
R21      0.069           261.887
R23      0.069           81.887
R32      0.049           271.19
R34      0.100           19.06
R36      0.224           25.324
R41      0.087           281.94
R43      0.087           101.94
R45      0.03712         101.94
R54      0.02622         180
R56      0.02678         0
R63      0.035           68.372
R65      0.085           248.372

CONTINUAR
```


4. Propiedades cinemáticas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

PROPIEDADES DEL MECANISMO CINEMATICAS						
ESLABON	MASA	Alfa	I	Ag	Angulo.	
2	1.5	0	0.20	0.473	261.89	
3	4.3	5.067	0.60	1.078	249.061	
4	1.7	4.441	0.25	0.440	220.430	
5	0.5	7.631	0.10	0.599	220.430	
6	1.6	2.409	0.80	1.0518	186.70	
CONTINUAR						

5. Propiedades dinámicas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

PROPIEDADES DEL MECANISMO DINAMICAS									
ESLABON	F1	B1	R1	ρ1	F2	B2	R2	ρ2	Text
2									
3	81.24	0	0.099	39.448					
4									
5									
6	55.32	0	0.069	65.715					
CONTINUAR									

6. Resultados

El programa da los siguientes resultados:

RESULTADOS:			
F21:	252.192732	Ang:	65.035618
F23:	251.513793	Ang:	64.988755
F34:	245.097646	Ang:	-75.891455
F41:	225.355811	Ang:	-81.233442
F45:	29.740218	Ang:	-29.171761
F56:	29.845927	Ang:	-28.632851
F36:	84.374847	Ang:	-9.623826
T:	10.088932		

Como se puede observar existe una pequeña discrepancia entre los resultados obtenidos por el método matricial y por el Programa PAM, esto es debido a que en programa se tiene un menor error en el redondeo al manejar más cifras después del punto decimal.

Ejemplo No. 3

Se desea conocer las fuerzas ejercida sobre las juntas del siguiente mecanismo de seis eslabones y un grado de libertad.

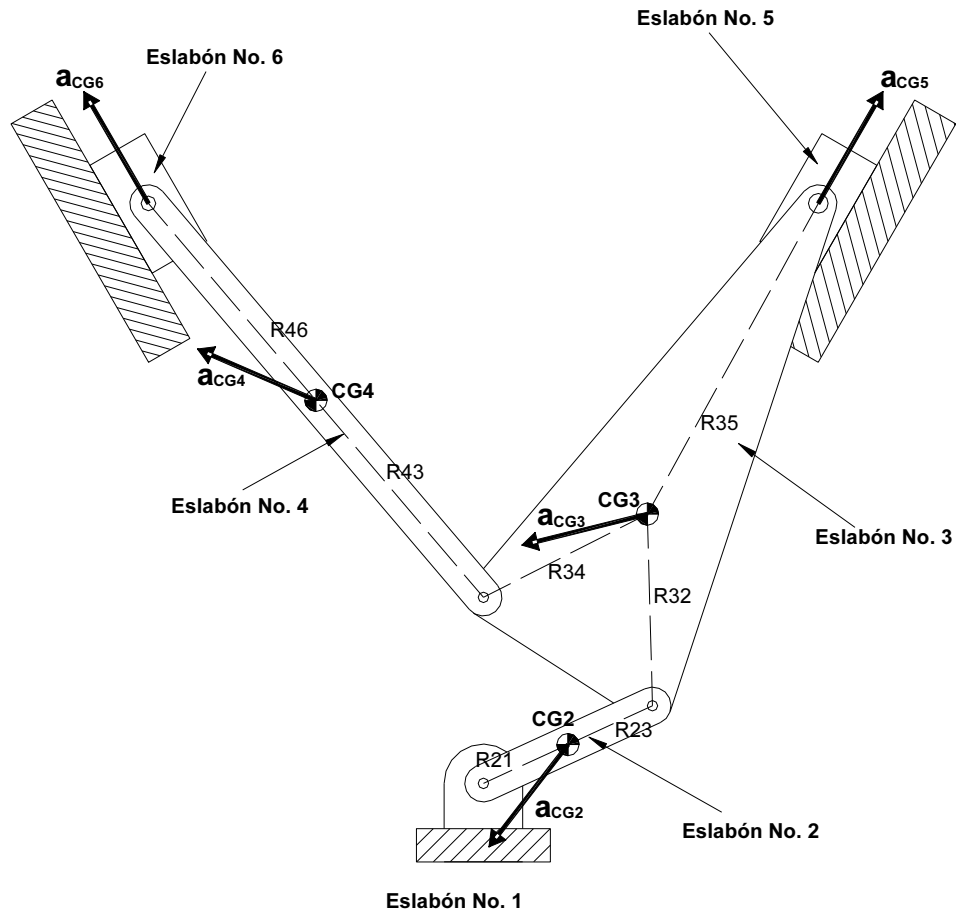


Figura 4-14 Mecanismo con dos correderas

Datos geométricos:

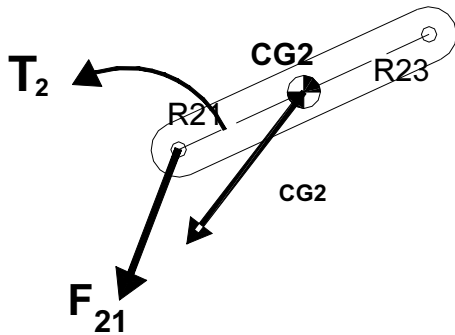
Eslabón		Magnitud (m)	Ángulo (°)
2	R ₂₁	0.02500	24.666
	R ₂₃	0.02500	204.666
3	R ₃₂	0.05153	271.53
	R ₃₄	0.04942	206.927
	R ₃₅	0.09531	61.183
4	R ₄₃	0.13800	310.364
	R ₄₅	0.13800	130.364
5	μ ₅	-0.02000	
6	μ ₆	-0.05000	

Datos cinemáticas:

Eslabón	masa (Kg)	α (rad/s ²)	I (N m s ²)	a_{CG} (m/s ²)	Ángulo (°)
2	0.5	2	0.8	0.815	232.11
3	2.0	8.23	1.25	1.354	58.35
4	1.0	5.32	0.4	0.545	145.28
5	1.5			2.451	85.15
6	1.2			1.843	175.15

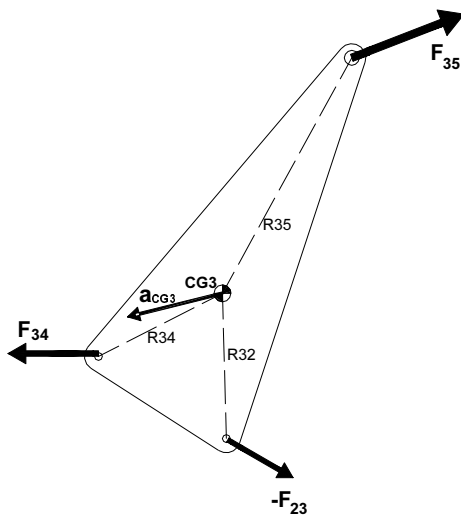
A continuación se procede a realizar el DCL de cada eslabón, y se obtienen las ecuaciones de equilibrio.

Eslabón 2



$$\begin{aligned}
 F_{21x} + F_{23x} &= m_2 a_{CG2x} \\
 F_{21y} + F_{23y} &= m_2 a_{CG2y} \\
 R_{21x} F_{21y} - R_{21y} F_{21x} + R_{23x} F_{23y} - R_{23y} F_{23x} + T_2 &= I_2 \alpha_2
 \end{aligned}$$

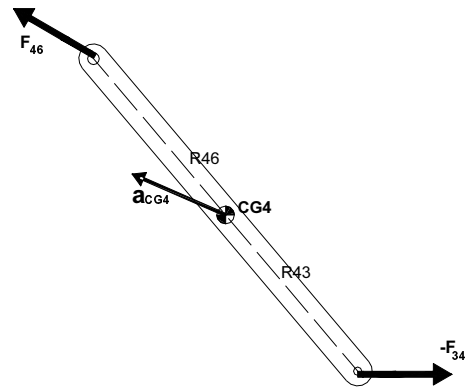
Eslabón 3:



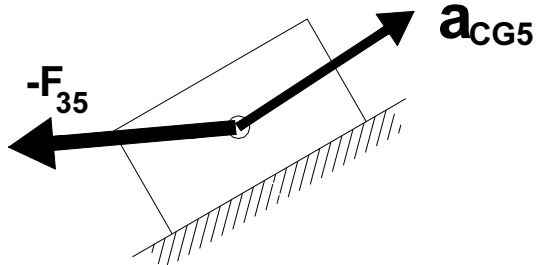
$$\begin{aligned}
 -F_{23x} + F_{34x} + F_{36x} &= m_3 a_{CG3x} \\
 -F_{23y} + F_{34y} + F_{36y} &= m_3 a_{CG3y} \\
 -R_{32x} F_{23y} + R_{32y} F_{23x} + R_{34x} F_{34y} - R_{34y} F_{34x} &= I_3 \alpha_3
 \end{aligned}$$

Eslabón 4:

$$\begin{aligned}
 -F_{34x} + F_{46x} &= m_4 a_{CG4x} \\
 -F_{34y} + F_{46y} &= m_4 a_{CG4y} \\
 -R_{43x} F_{34y} + R_{43y} F_{34x} + R_{46x} F_{41y} - R_{46y} F_{46x} &= I_4 \alpha_4
 \end{aligned}$$

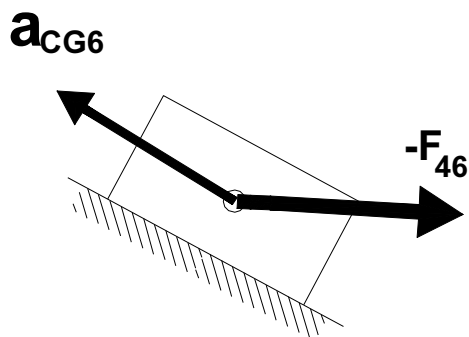


Eslabón 5:



$$\begin{aligned}
 -F_{35x} - \mu F_{51y} &= m_5 a_{CG5x} \\
 -F_{35y} - F_{51y} &= 0 \\
 F_{51x} &= \mu F_{51y}
 \end{aligned}$$

Eslabón 6:



$$\begin{aligned}
 -F_{46x} - \mu F_{61y} &= m_6 a_{CG6x} \\
 -F_{46y} - F_{61y} &= 0 \\
 F_{61x} &= \mu F_{61y}
 \end{aligned}$$

Se calculan las componentes de los vectores de posición, aceleración y fuerza:

R _{21x}	0.02272
R _{23x}	-0.02272
R _{32x}	0.00138
R _{34x}	-0.04406
R _{35x}	0.04594
R _{43x}	0.08937
R _{46x}	-0.08937
a _{CG2x}	-0.50053
a _{CG3x}	0.71048
a _{CG4x}	-0.44796
a _{CG5x}	0.20723
a _{CG6x}	-1.83640

R _{21y}	0.01043
R _{23y}	-0.01043
R _{32y}	-0.05151
R _{34y}	-0.02238
R _{35y}	0.08351
R _{43y}	-0.10515
R _{46y}	0.10515
a _{CG2y}	-0.64319
a _{CG3y}	1.15262
a _{CG4y}	0.31041
a _{CG5y}	2.44222
a _{CG6y}	0.15582

Con las ecuaciones obtenidas en los DCL se procede a expresarlos en un arreglo matricial:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -R_{21y} & R_{21x} & -R_{23y} & R_{23x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & R_{32y} & -R_{32x} & -R_{34y} & R_{34x} & -R_{35y} & R_{34x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & R_{43y} & -R_{43x} & 0 & 0 & -R_{46y} & R_{46x} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & \mu_5 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \mu_6
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 \mathbf{A} \\
 \mathbf{B} \\
 \mathbf{C}
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 F_{21x} \\
 F_{21y} \\
 F_{23x} \\
 F_{23y} \\
 F_{24x} \\
 F_{24y} \\
 F_{35x} \\
 F_{35y} \\
 F_{46x} \\
 F_{46y} \\
 F_{51y} \\
 F_{61y} \\
 T
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 m_2 a_{CG2x} \\
 m_2 a_{CG2y} \\
 I_2 \alpha_2 \\
 m_3 a_{CG3x} \\
 m_2 a_{CG3y} \\
 I_3 \alpha_3 \\
 m_4 a_{CG4x} \\
 m_4 a_{CG4y} \\
 I_4 \alpha_4 \\
 m_5 a_{CG5x} \\
 0 \\
 m_6 a_{CG6x} \\
 0
 \end{pmatrix}$$

Se calculan los valores de la matriz **C**:

$$\begin{aligned}
 m_2 a_{CG2x} &= -0.25027 \\
 m_2 a_{CG2y} &= -0.3216 \\
 I_2 \alpha_2 &= 1.6000 \\
 m_3 a_{CG3x} &= 1.4209 \\
 m_3 a_{CG3y} &= 2.3052 \\
 I_3 \alpha_3 &= 10.2875 \\
 m_4 a_{CG4x} &= -0.4480 \\
 m_4 a_{CG4y} &= 0.3104 \\
 I_4 \alpha_4 &= 2.1280 \\
 m_5 a_{CG5x} &= 0.3109 \\
 0 &= 0 \\
 m_6 a_{CG6x} &= -2.2037 \\
 0 &= 0
 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en el arreglo matricial se obtiene:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -0.0104 & 0.0227 & 0.0143 & -0.0227 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -0.0515 & -0.0014 & 0.0224 & 0.0441 & -0.08351 & 0.04594 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -0.1052 & -0.0894 & 0 & 0 & -0.1052 & -0.0894 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -0.0200 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -0.0500 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 F_{21x} \\
 F_{21y} \\
 F_{23x} \\
 F_{23y} \\
 F_{24x} \\
 F_{24y} \\
 F_{35x} \\
 F_{35y} \\
 F_{46x} \\
 F_{46y} \\
 F_{51y} \\
 F_{61y} \\
 T
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 -0.2503 \\
 -0.3216 \\
 1.6000 \\
 1.4209 \\
 2.3052 \\
 10.2875 \\
 -0.4480 \\
 2.1280 \\
 0.3104 \\
 0.3109 \\
 0 \\
 -2.2037 \\
 0
 \end{pmatrix}$$

Una vez que se tienen sustituidos los valores del arreglo matricial, se procede a resolver la matriz por métodos numéricos o por algún programa que facilite la resolución de matrices, para obtener el valor de la matriz B, que representa a las fuerzas que actúan en las juntas de cada eslabón.

Resolviendo el arreglo tenemos que:

$$\begin{aligned}
 F_{21x} &= 2.0953 \text{ N} \\
 F_{21y} &= -184.2516 \text{ N} \\
 F_{23x} &= -2.3456 \text{ N} \\
 F_{23y} &= 183.9300 \text{ N} \\
 F_{24x} &= 3.4276 \text{ N} \\
 F_{24y} &= -15.8300 \text{ N} \\
 F_{35x} &= -4.3522 \text{ N} \\
 F_{35y} &= 202.0653 \text{ N} \\
 F_{46x} &= 2.9796 \text{ N} \\
 F_{46y} &= -15.5196 \text{ N} \\
 F_{51y} &= 202.0652 \text{ N} \\
 F_{61y} &= -15.5200 \text{ N} \\
 T &= 10.0205 \text{ N m} \\
 F_{51x} = \mu_5 F_{51y} &= -4.04130 \text{ N} \\
 F_{61x} = \mu_6 F_{61y} &= 0.776 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Y al convertir las fuerzas a coordenadas polares:

$$\begin{aligned}
 F_{21} &= 184.2635 \text{ N} < -89.3485^\circ \\
 F_{23} &= 183.9450 \text{ N} < -89.2694^\circ \\
 F_{24} &= 16.1968 \text{ N} < -77.7826^\circ \\
 F_{35} &= 202.1122 \text{ N} < -88.7661^\circ \\
 F_{46} &= 15.8030 \text{ N} < -79.1321^\circ \\
 F_{51} &= 202.1056 \text{ N} < -88.8542^\circ \\
 F_{61} &= 15.5394 \text{ N} < -87.1376^\circ \\
 T &= 10.0205 \text{ N m}
 \end{aligned}$$

Resolviendo el mismo ejemplo utilizando el programa PAM:

1. Tipo de arreglo

De la figura 4-14 se determina el tipo de arreglo del mecanismo:

```

TIPO DE ARREGLO:3

1.MECANISMO CERRADO.
2.MECANISMO CON UNA CORREDERA.
3.MECANISMO CON DOS CORREDERAS.
4.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA.
5.MECANISMO CON UNA CORREDERA INVERTIDA Y UNA CORREDERA.
    
```

2. Unión entre eslabones

De la figura 4-14 se determina la unión entre los eslabones:

```

UNIONES ENTRE LOS ESLABONES DEL MECANISMO

ESLABON 2. 123
ESLABON 3. 2345
ESLABON 4. 346
ESLABON 5. 135H
ESLABON 6. 146H

CONTINUAR
    
```

3. Propiedades geométricas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

```

PROPIEDADES GEOMETRICAS DEL MECANISMO

          Distancia      Angulo
R21      0.025           24.666
R23      0.025           204.666
R32      0.05153         271.53
R34      0.04942         206.927
R35      0.09531         61.183
R43      0.1380          310.364
R46      0.1380          130.364
U5       -0.02           S/D
U6       -0.05           S/D

CONTINUAR
    
```

4. Propiedades cinemáticas del mecanismo

A partir de la información proporcionada tenemos:

ESLABON	MASA	PROPIEDADES DEL MECANISMO CINEMATICAS				Angulo.
		Alfa	I	Ag		
2	0.5	2	0.8	0.815	232.11	
3	2.0	8.23	1.25	1.354	58.35	
4	1.0	5.32	0.4	0.545	145.28	
5	1.5			2.451	85.15	
6	1.2			1.843	175.1	

CONTINUAR

5. Propiedades dinámicas del mecanismo

A partir de la figura 4-14 se observa que sobre el mecanismo no actúan fuerzas ni momentos de torsión externos, por lo tanto se deja en blanco la pantalla de las dinámicas del mecanismo y se continua.

ESLABON	F1	PROPIEDADES DEL MECANISMO DINAMICAS						Text
		B1	R1	p1	F2	B2	R2	
2								
3								
4								
5								
6								

CONTINUAR

6. Resultados

El programa da los siguientes resultados:

RESULTADOS :			
F21:	184.245434	Ang:	-89.348528
F23:	183.926880	Ang:	-89.269433
F34:	16.196026	Ang:	-77.782054
F35:	202.093206	Ang:	-88.766128
F46:	15.802223	Ang:	-79.131415
F51:	202.086751	Ang:	-88.854237
F61:	15.538153	Ang:	-87.137595
T:	10.010184		

Como se puede observar existe una pequeña discrepancia entre los resultados obtenidos por el método matricial y por el Programa PAM, esto es debido a que en programa se tiene un menor error en el redondeo al manejar más cifras después del punto decimal.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS.

El error relativo promedio obtenido fue despreciable (menor al 0.02%), se redujo el tiempo de solución y el procedimiento es más sencillo.

5.1 Resultados Obtenidos.

Los problemas resueltos en la sección 4.4, muestran un error porcentual promedio de 0.0193 % para todas las magnitudes (fuerzas y ángulos). En las gráficas siguientes se presenta el comportamiento del error porcentual para cada uno de los ejemplos resueltos.

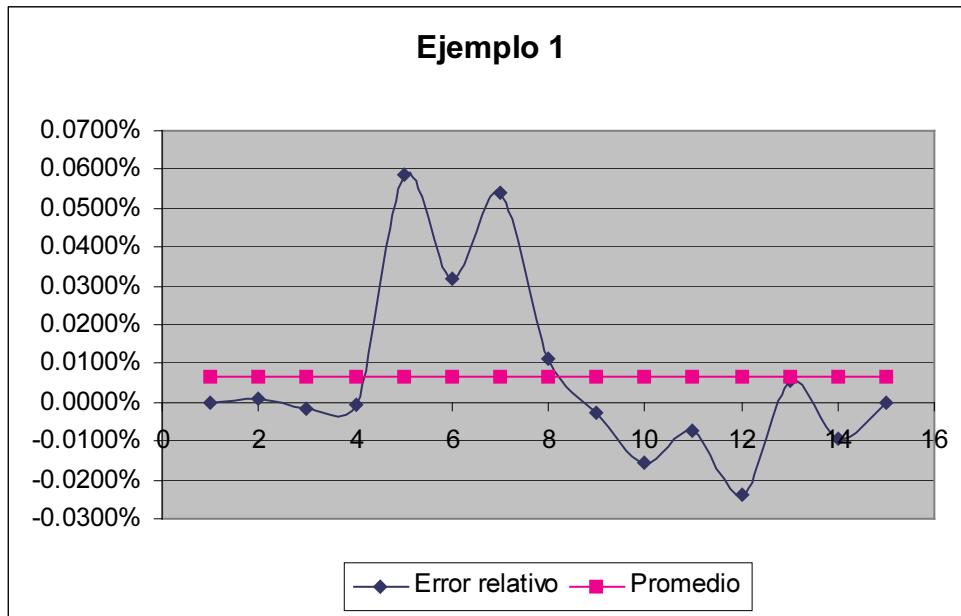


Figura 5-1 Error relativo para el ejemplo1

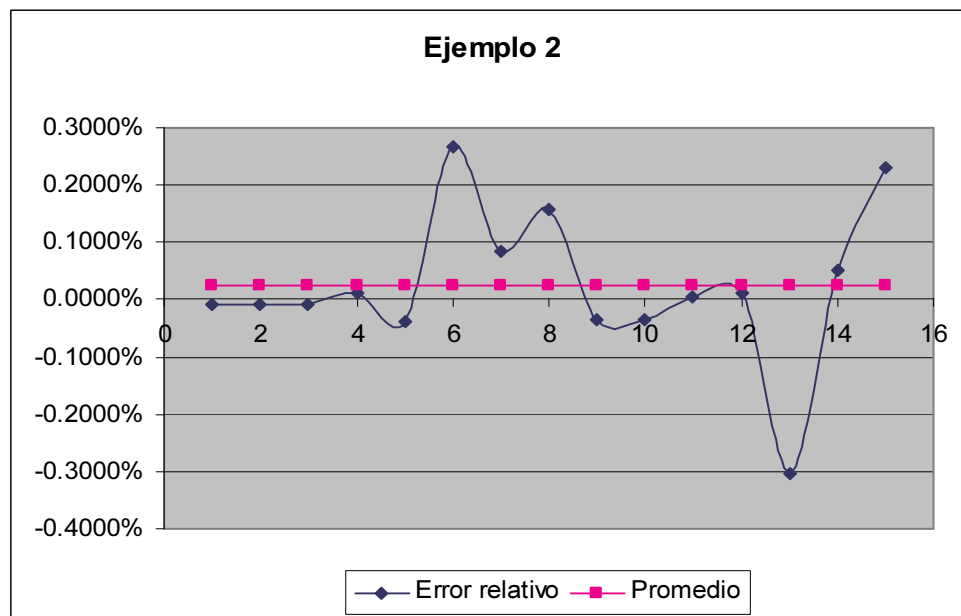


Figura 5-2 Error relativo para el ejemplo2

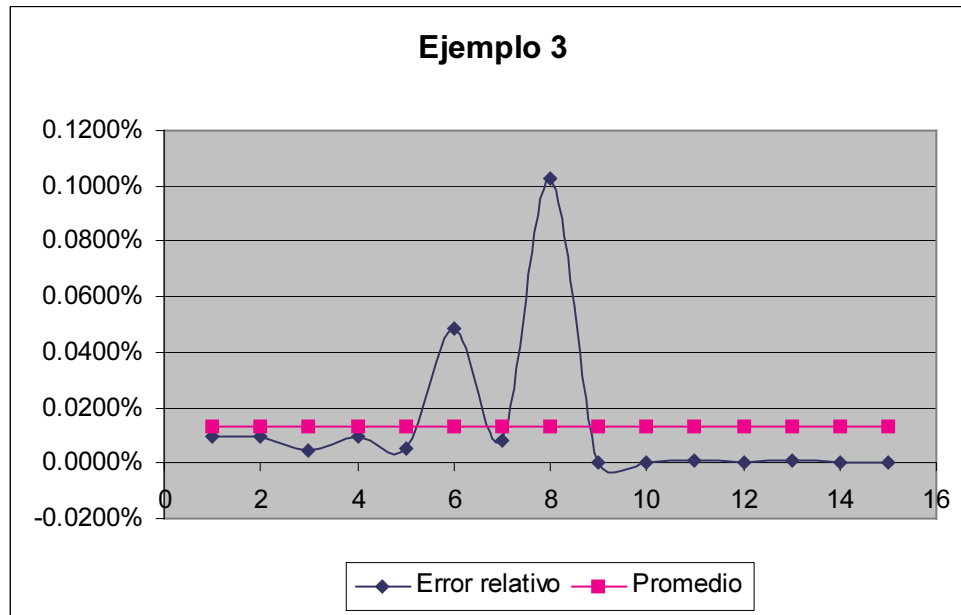


Figura 5-3 Error relativo para el ejemplo3

El error porcentual se calculó tomando como referencia el dato obtenido mediante el procedimiento tradicional y comparándolo con su par correspondiente de los datos que arrojó el programa PAM.

Las mejoras obtenidas son:

1. Para realizar un análisis de la dinámica de un mecanismo es necesario contar con una representación de las fuerzas y momentos que existen en el mismo, para cada uno de sus eslabones y como interactúan con el resto de las mallas que lo componen. Cuando el análisis se realiza de forma manual, la interpretación de estas relaciones se establece mediante una inspección visual para cada eslabón siendo este proceso laborioso y repetitivo. El programa PAM almacena la información necesaria para el análisis para cada eslabón pivote que conforma el mecanismo, la cual se almacena en la base de datos y solo se requiere que el usuario determine la unión que hay entre los eslabones del mecanismo.
2. La codificación de la relación entre eslabones y el tipo de los mismos se realiza empleando un código numérico sencillo e intuitivo.

3. Otra consideración importante es el acarreo de error en los decimales, ya que en el procedimiento efectuado a mano se puede ir perdiendo en el redondeo al manejar las cifras después del punto decimal, mientras que en el programa PAM estas cifras se van acumulando en la base de datos y el método numérico los toma en cuenta a la hora de resolver el problema y genera menos error en el redondeo.

4. Los tiempos involucrados en la solución de los problemas fueron reducidos al emplear el programa PAM (ver tabla siguiente).

	Tiempo (minutos)		
	Manual	PAM	%
Ejemplo 1	34.12	8.09	76.29
Ejemplo 2	42.25	9.15	78.34
Ejemplo 3	29.92	7.43	75.17

Promedio 76.60

Tabla 5-1 Tabla de ahorro de tiempos.

De la tabla anterior se puede observar que al resolver los ejercicios propuestos se tiene un ahorro en tiempo promedio del 76.60% utilizando el programa PAM en comparación de resolverlos de forma manual.

Nota: el método manual está auxiliado por programas (Gauss, Gauss-Jordan y Matrix) para resolver el arreglo matricial, de lo contrario encontrar la solución de los mismos llevaría más tiempo.

5.2 Conclusiones

Debido a que en la época actual la computadora es una poderosa herramienta que aligera la tarea del diseñador, el programa presentado en este trabajo es solo una parte del diseño de mecanismos, pero el cual pretende ser una ayuda para el diseñador mecánico ya que permite enfocar más tiempo en la optimización de mecanismos, debido a que sistema le permitirá experimentar con distintos valores físicos que se puedan presentar en el mecanismo sin tener la necesidad de fabricar los mismos; así como un software que sirve como apoyo didáctico para los alumnos que cursen las U. E. A's Diseño de elementos de máquinas, dinámica de máquinas y diseño de mecanismos.

Por otra parte los simuladores de mecanismos permiten predecir el comportamiento cinemático y dinámico de una gran variedad de sistemas multicuerpo en todas las etapas del proceso de diseño, desde la etapa de concepto a la de prototipo. En cualquiera de éstas etapas, éste tipo de análisis es una herramienta de gran valor, proporcionando al ingeniero suficiente cantidad de datos para estudiar la influencia de diferentes parámetros de ahí la importancia de este programa ya que tiene la posibilidad de ser adaptado de acuerdo a las necesidades de los usuarios ya que el código fuente puede ser modificado y adaptado a otras plataformas y compiladores, ventaja que se tiene sobre los software comerciales (DADS™ Rev 9.5.1, MATLAB, MATRIX, EASY, Adams-Bashforth-Moulton predictor-corrector, entre otros) que no pueden ser adaptados, además de su alto costo así como las características especiales en las que trabajan ya que requieren plataformas como Windows NT/2000.

El programa desarrollado en este Proyecto Terminal reduce el tiempo requerido para la solución de los problemas dinámicos de mecanismos manteniendo un error despreciable en sus resultados, brindando un comportamiento estable y fidedigno.

La mayoría de los recursos de cómputo que consume son destinados al cálculo de las variables desconocidas y no al manejo de interfaces gráficas como lo hacen otros programas comerciales.

El código de este programa estará disponible en Internet (<http://fenix.uam.mx>) con el fin de que pueda ser empleado y modificado para satisfacer las necesidades particulares que puedan presentarse dentro del diseño y análisis de mecanismos. El programa se ejecuta en una plataforma Linux, siendo muy sencilla su portación a ambientes Windows o Unix debido a que fue codificado en lenguaje C estándar.

El programa PAM podría expandirse para proporcionarle manejo de archivos y que de esta forma interactúe con programas dedicados a la graficación (Excel o MatLab) donde se podría graficar la respuesta de un mecanismo en un ciclo completo.

La contribución de este proyecto fue haber creado una codificación numérica, un algoritmo y el programa apropiado para la solución de problemas dinámicos en mecanismos de hasta seis elementos con un GDL. Dicho programa reproduce fielmente los cálculos realizados a mano pero de una forma más ágil y dinámica.

Referencias

- [1] Ángeles, A. F., *Análisis y síntesis cinemáticos de sistemas mecánicos*. Limusa, México, 1978.
- [2] Bataller Mascarell, J., *Programación en C*. Alfaomega, México, 2001
- [3] Burton, P., *Kinematics and dynamics of planar machinery*. Prentice Hall. New Jersey, 1979.
- [4] Ceballos. F., *C/C++: Curso de programación*. Alfaomega, 2da. edición. México 2002.
- [5] Erdman, A., *Diseño de mecanismos*. Prentice Hall, 3ra. Edición. México, 1998.
- [6] Kozhevnikov, S., *Mecanismos*. Gustavo Gill, España, 1981.
- [7] Levy, V., *Elementos de mecanismos*. C. E. C. S. A., México, 1962.
- [8] Mabie, H., *Mechanisms and dynamics of machinery*. Wiley, 4ta. edición. New York, 1987.
- [9] Marks, *Manual del ingeniero mecánico*. McGraw Hill, 3ra. edición. México, 1995.
- [10] Mata, T., *Introducción a la programación con ejemplos en visual basic, C, C++ y Java*. McGraw Hill, México, 2001.
- [11] Nava, H., *Mecánica vectorial para ingenieros*. Limusa, México 1974.
- [12] Norton, R., *Diseño de maquinaria*. Prentice Hall, México, 1999.
- [13] Purdum, J., *C guía de programación*. Díaz Santos. Madrid, 1985.
- [14] Shigley, J., *Teoría de máquinas y mecanismos*. McGrall Hill, 2da. edición. México 1995.