

73
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Estudios Superiores
Cuautitlán

**"DISEÑO Y MANUFACTURA ASISTIDO
POR COMPUTADORA.
SIMULACION Y ANALISIS DE UN
MECANISMO DE CUATRO BARRAS"**

TRABAJO DE SEMINARIO
Que para obtener el título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
p r e s e n t a

JUAN GABRIEL RUIZ MUÑOZ

Asesor: M.I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez

270054

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México

1999

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR M. I. A. M.
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES CUAUTITLÁN



DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLÁN
PRESENTE.

AT'N: Q. MA. DEL CARMEN GARCIA MIJARES
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES-C.

Con base en el art. 51 del Reglamento de Exámenes Profesionales de la FES-Cuautitlán, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Seminario:

"Diseño y Manufactura Asistido por Computadora,
Simulación y Analisis de un Mecanismo de Cuatro Barras"

que presenta el pasante: Juan Gabriel Ruiz Muñoz,
con número de cuenta: 9030346-9 para obtener el Título de:
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VISTO BUENO.

ATENTAMENTE.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, a 17 de Diciembre de 19 98

MODULO:	PROFESOR:	FIRMA:
<u>I</u>	<u>M. I. Felipe Diaz Del Castillo Rodriguez</u>	<u>[Firma]</u>
<u>II</u>	<u>Ing. Enrique Cortes Gonzalez</u>	<u>[Firma]</u>
<u>III</u>	<u>Ing. Eusebio Reyes Carranza</u>	<u>[Firma]</u>

A MIS PADRES:

JAVIER RUIZ CUIEL

Ma. DE LOS ANGELES MUÑOZ DE RUIZ

**Por sus sacrificios, apoyo y cuidados que
me han brindado durante mi vida, con los
cuales pude llegar al final de mi carrera.**

A MI HERMANO:

ALEJANDRO RUIZ MUÑOZ

**Por el cual tengo que superarme, para poder
ser un buen ejemplo y apoyo en su vida.**

A MI PROFESOR:

M.I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO RODRIGUEZ

Por su ayuda en la realización del trabajo de seminario.

INDICE

CAPITULO 1 GENERALIDADES

1.1. ¿Que es un mecanismo?.....	1
1.2. Pares cinematicos.....	2
1.3. Grados de libertad.....	6

CAPITULO 2 MECANISMO DE CUATRO BARRAS

2.1. Clasificación de mecanismos forzados de cuatro barras.....	8
2.2. Mecanismo de cuatro barras.....	10
2.3. Ley de Grashoff.....	12
2.4. Posición de un mecanismo de cuatro barras.....	14
2.5. Velocidad y aceleración angular en un mecanismo de cuatro barras.....	16
2.6. Ángulos de transmisión.....	18

CAPITULO 3 DESARROLLO DEL PROGRAMA

3.1. Objetivo del programa.....	21
3.2. Listado del programa.....	24

CAPITULO 4
USO Y PRUEBA DEL PROGRAMA

4.1. Uso del programa.....	29
4.2. Prueba del programa.....	31

CAPITULO 5
CONCLUSIONES

Conclusiones.....	37
Bibliografia.....	38

CAPTULO 1

GENERALIDADES

1.1. ¿Que es un mecanismo?

Un mecanismo es la combinación de cuerpos rígidos o resistentes formados de tal manera y conectados de tal forma que se mueven uno sobre el otro con un movimiento relativo bien definido.

Un ejemplo de esto es el mecanismo de manivela, biela y corredera de un motor de combustión interna como se muestra en la figura 1.1.

¿Que es una maquina? Una maquina es un mecanismo o colección de mecanismos que transmiten fuerza desde la fuente de energía hasta la resistencia en oposición que debe vencer. Ejemplo de esto es un motor completo de combustión interna.

¿Que es el diseño cinemático? Es el diseño de mecanismos basado en los requerimientos de movimiento comparado con el diseño basado en los requerimientos de fuerzas.

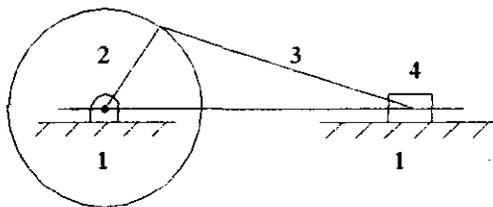


Figura 1.1 Representación de un mecanismo biela manivela corredera

1.2. Pares cinemáticos

Las barras de un mecanismo deben conectarse siempre de alguna forma, con objeto de transmitir los movimientos del elemento conductor al seguidor o elemento conducido. Estas conexiones se llaman pares cinemáticos, porque constan siempre de dos elementos, uno de cada barra. De esta manera podemos definir una barra como una conexión rígida entre dos elementos como mínimo que pertenezca a diferentes pares cinemáticos. En los mecanismos por lo regular se tiene una barra fija que funciona como bastidor. Con objeto de realizar un mejor estudio de los movimientos y la geometría del mecanismo se deja esta barra libre. Al grupo de barras conectadas siempre de una misma forma que no tienen barra fija se le llama cadena cinemática.

Una barra compuesta de dos elementos se llama barra binaria. El mecanismo de cuatro barras de la figura 1.2 consta de cuatro barras binarias. Una barra puede estar conectada a más de dos elementos de pares distintos.

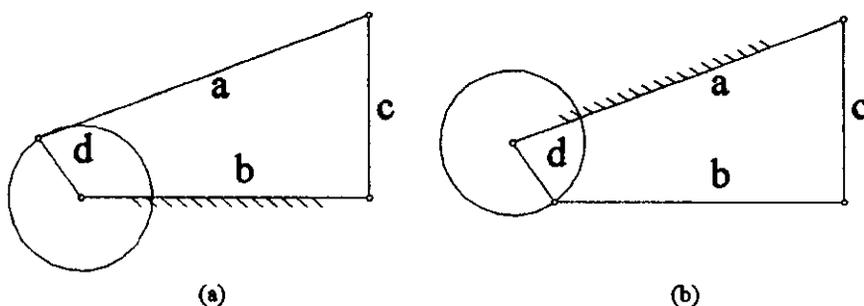
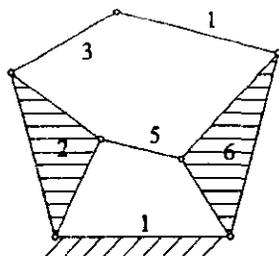


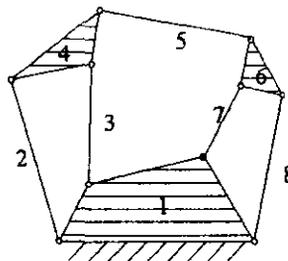
Figura 1.2 Mecanismos de manivela y biela oscilante obtenidos de una cadena cinemática de primera clase.



$$n=8, h=0$$

$$l=7, f=1$$

(a)



$$n=8, h=0$$

$$l=10, f=1$$

(b)

Figura 1.3 Ejemplo de barras ternarias y cuaternarias

En la figura 1.3a, las barras 2 y 6 tienen tres elementos cada una, por lo que se conocen como barras ternarias. En la figura 1.3b, la barra 1 tiene cuatro elementos y, se le llaman, barras cuaternarias. Se pueden identificar como pares inferiores a seis pares cinemáticos. La tabla 1.1 recopila los nombres utilizados para estos así como, el número de grados de libertad y las variables del par para cada uno de los seis. Estos pares se representan en la figura 1.4.

El par giratorio o de revolución, que se representa en la figura 1.4a, permite solamente la rotación y tiene, por tanto un grado de libertad.

El par prismático, que se representa en la figura 1.4b permite únicamente la traslación relativa y, por tanto posee también un grado de libertad.

El par cilíndrico de la figura 1.4c permite la rotación y traslación relativa, con lo que posee dos grados de libertad.

El par de tornillo de la figura 1.4d tiene un solo grado de libertad, por estar relacionados entre sí el avance y la rotación a causa de la hélice del tornillo.

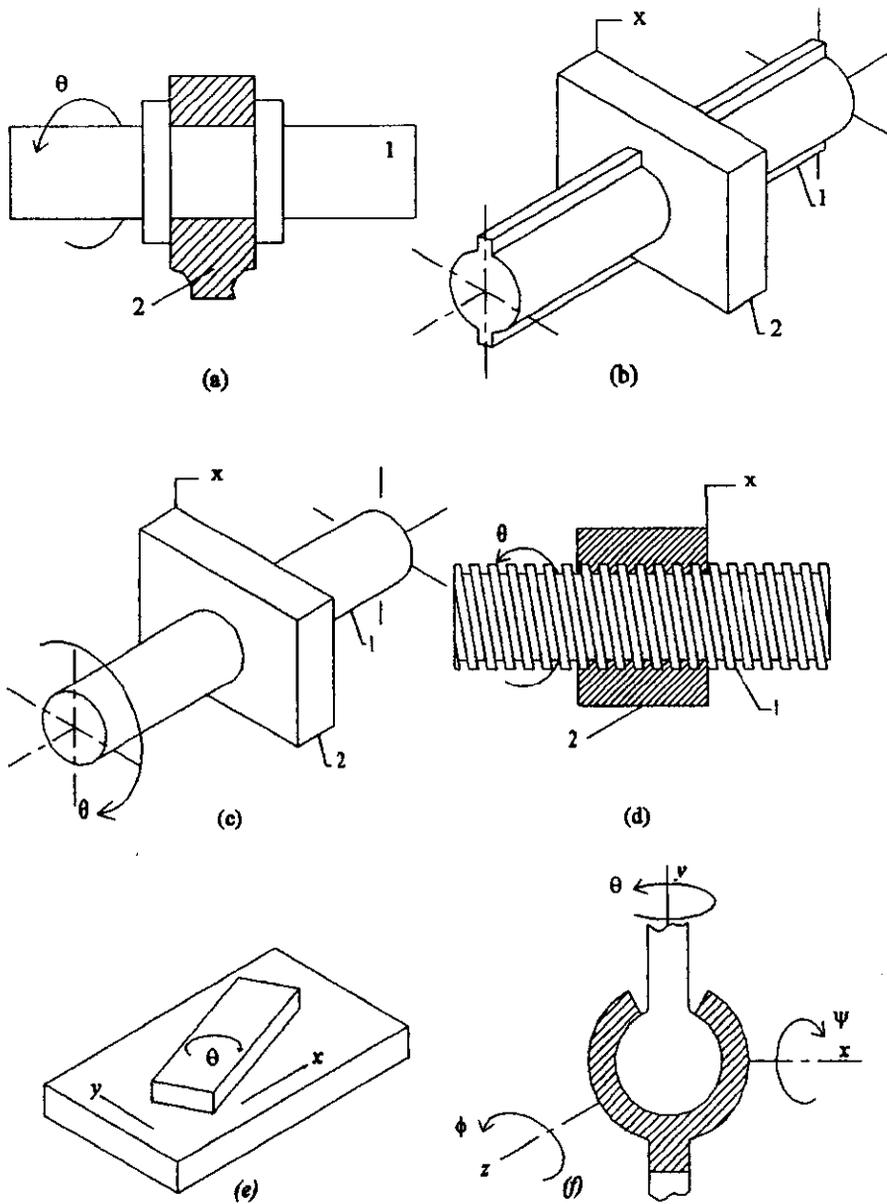


Figura 1.4. Representación de pares inferiores: (a) par de revolución; (b) prismático; (c) cilíndrico; (d) tornillo; (e) plano; (f) esférico o rótula

Por consiguiente, la variable del par es x o bien θ , pero no ambos. Este par se transforma en un par de revolución si el ángulo de la hélice es cero y en un par prismático si el ángulo es igual a 90° .

El par plano, figura 1.4e se encuentra muy rara vez en mecanismos. Las variables de este par son x , y , θ .

El par esférico o rótula de la figura 1.4f está formado por una bola con una envuelta y , por tanto, tiene tres rotaciones posibles, una alrededor de cada eje coordenado.

Un par inferior se define, normalmente, como dos elementos enlazados con un contacto superficial. Todos los pares de la figura 1.4 tienen un contacto superficial. Sin embargo, un cojinete de pivote, es un par de revolución con una línea de contacto. Por esto no debe considerarse la definición de pares inferiores al pie de la letra. Se dice que los pares inferiores tienen formas cerradas porque en cada caso uno de los elementos envuelve al otro.

La conexión entre una correa y su polea, o entre un cable y su tambor, o entre una cadena y su piñón, se conoce con el nombre de par de envolvente. En estos casos una de las barras tiene rigidez solo en un sentido.

Una conexión entre dos barras en la que los elementos hacen contacto sobre las líneas o superficies se llama, par superior. Como ejemplo de estos pares tenemos los dientes de las ruedas dentadas que engranan, una bola rodando sobre una superficie plana o sobre la pista de rodadura de un cojinete de bolas, una leva haciendo contacto con el rodillo de su seguidor.

Tabla 1.1 Los seis pares inferiores de la cinemática.

Nombre	Símbolo	Grados de libertad	Variable del par
Giratorio	R	1	θ
Prismático	P	1	x
Cilíndrico	C	2	x, θ
Tornillo	T	1	x, o θ
Plano	Pl	3	x, y, θ
Esférico	E	3	θ, ϕ, ψ

1.3 Grados de libertad.

Uno de los más importantes conceptos de los mecanismos es el del grado de libertad de un mecanismo, esto es el número mínimo de parámetros necesarios para definir la configuración geométrica del mecanismo, así como las entradas de movimiento. Se puede expresar de manera sencilla por un número entero. Se dice que un mecanismo tiene un grado de libertad $F=+1$ si al imprimir un movimiento en un punto cualquiera, todos los demás puntos del mecanismo ejecutan movimientos unívocos. Estos son denominados como mecanismos forzados. El grado de libertad $F=+2$ existe cuando se pueden provocar movimientos independientes entre sí en dos puntos distintos, para obtener en todos los demás puntos movimientos unívocamente determinados. Estos tienen una gran aplicación como reguladores, pero pueden también ser importantes como mecanismos diferenciales, cuando la introducción de un movimiento sólo se efectúa en un punto y en cambio, en dos puntos de salida, ciertas fuerzas producen un movimiento dependiente de ellas. Actúan, entonces, como mecanismos autorreguladores.

En los mecanismos grado de libertad $F=+3$, tres miembros son movidos independientemente entre sí o tres miembros mandados están bajo la acción de una fuerza autorregulada. El grado de libertad $F=0$ caracteriza una estructura inmóvil de palancas y articulaciones, de lo cual son ejemplos la mayoría de las estructuras estáticas. De especial importancia son los mecanismos con grado de libertad $F=-1$ que señala una disposición de palancas bajo tensión, como se requiere, por ejemplo, en los dispositivos de fijación.

En los mecanismos planos, aquellos cuyos miembros se mueven en planos paralelos entre sí, el grado de libertad esta dado por la ecuación siguiente:

$$F = 3(n - 1) - 2g \text{ -----(1)}$$

Aquí, n es el número de miembros del mecanismo y g , el de articulaciones o pares cinematicos inferiores, por lo que el grado de libertad depende únicamente de estos dos elementos. Como no se tienen en cuenta las dimensiones del mecanismo, el grado de libertad sólo dice si un mecanismo se puede mover o en cuántos puntos resulta un empuje, pero nada dice cómo se mueve un mecanismo en relación con sus dimensiones.

CAPITULO 2

MECANISMO DE CUATRO BARRAS

2.1. Clasificación de mecanismos forzados de cuatro barras.

Fuera de las articulaciones giratorias, las articulaciones deslizantes tienen también una particular importancia en los mecanismos planos. En tanto que en una articulación giratoria sólo se puede verificar un movimiento de rotación, en una articulación deslizante sólo se puede realizar un movimiento de traslación de vaivén.

En general, se puede sustituir toda articulación giratoria por una deslizante sin que cambie el grado de libertad. Pero en particular hay que considerar las condiciones de Grübler:

- a) si un miembro de un mecanismo se une a otros miembros exclusivamente por articulaciones deslizantes, las direcciones de traslación no pueden ser todas paralelas entre sí;
- b) miembros binarios o con dos articulaciones no se pueden unir inmediatamente entre sí, cuando solamente tienen partes de articulaciones deslizantes;
- c) si en una cadena cinemática forzada se sustituyen articulaciones giratorias por deslizantes, deben subsistir, por lo menos, dos articulaciones giratorias en todo polígono articulado para que se mantenga el movimiento forzado.

Con ayuda de estas reglas, se pueden desarrollar nuevas cadenas de articulaciones deslizantes a partir de todas las cadenas cinemáticas de articulaciones giratorias. En la figura 2.1, se indican los cuatro mecanismos posibles de cuatro miembros con dos articulaciones giratorias y dos deslizantes. Los mecanismos 1 a 3 proceden del cuadrilátero articulado al hacer deslizantes dos articulaciones contiguas. La cadena cinemática A tiene un miembro, el 1, con dos partes de articulaciones deslizantes; otro, el 3, con dos partes de articulación giratoria; y dos miembros, el 2 y el 4, cada uno con una parte de articulación giratoria y una deslizante.

Tenemos entonces, tres posibilidades de montaje y de unión que producen otros tantos mecanismos al formar un bastidor sucesivamente con los miembros 1, 2, 3. Al emplear el 4 resulta la misma configuración del mecanismo 2, porque, entonces, el bastidor 4 tiene una parte de articulación giratoria y una deslizante. En él se desliza una corredera 1, con dos partes de articulación deslizante; y unida a él está la manivela 3 con dos partes de articulación giratoria. En la cadena cinemática B, las dos articulaciones deslizantes están dispuestas diagonalmente, con los que cada uno de los cuatro miembros 1 a 4 tiene una parte de articulación giratoria y una deslizante, siendo todos, por lo mismo, equivalentes entre sí. Así que de esta cadena cinemática, resulta siempre la misma forma constructiva 4, sea cual fuere el miembro que se elija para el bastidor entre los cuatro.

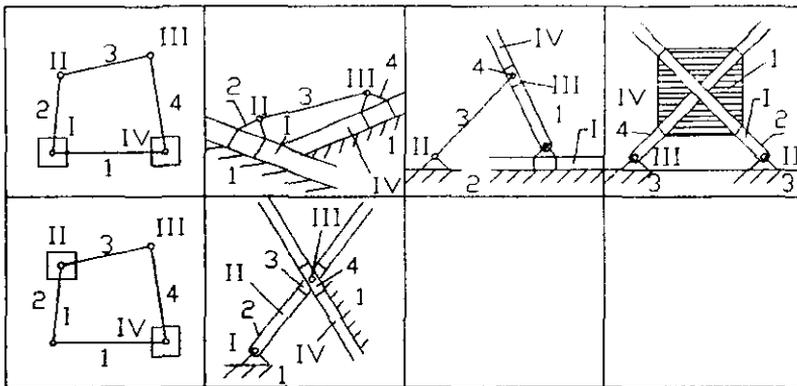


Figura 2.1 Mecanismos posibles de cuatro miembros con dos articulaciones giratorias y dos deslizantes.

2.2. Mecanismo de cuatro barras

Uno de los mecanismos más simples y útiles es el de cuatro barras articuladas. La figura 2.2 ilustra uno de ellos. El eslabón 1 es el marco o tierra y generalmente es estacionario. El eslabón 2 es el motriz que puede girar completamente o puede oscilar. En cualquiera de los casos, el eslabón 4 oscila. Si el eslabón 2 gira completamente, entonces el mecanismo transforma el movimiento rotatorio en movimiento oscilatorio. Si la manivela oscila, entonces el mecanismo multiplica el movimiento oscilatorio.

Cuando el eslabón 2 gira completamente, no hay peligro que éste se trabe. Sin embargo, si el 2 oscila, se debe tener cuidado de proporcionar los eslabones e impedir que haya puntos muertos de manera que el mecanismo no se detenga en sus posiciones extremas. Estos puntos muertos ocurren cuando la línea de acción de la fuerza motriz se dirige a lo largo del eslabón 4, como lo muestra la figura 2.3.

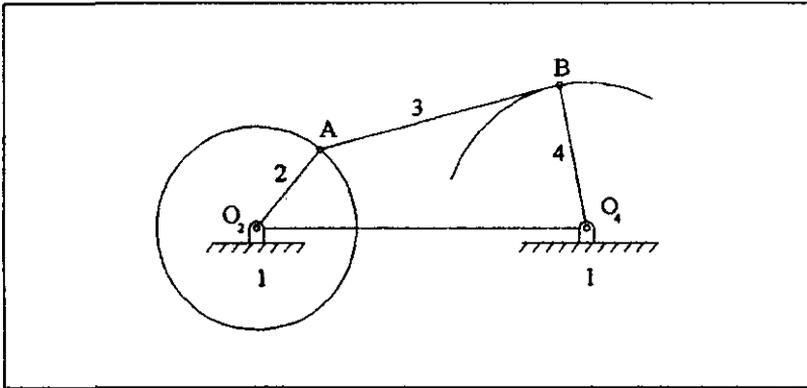


Figura 2.2 Mecanismo de cuatro barras con movimiento rotatorio oscilatorio

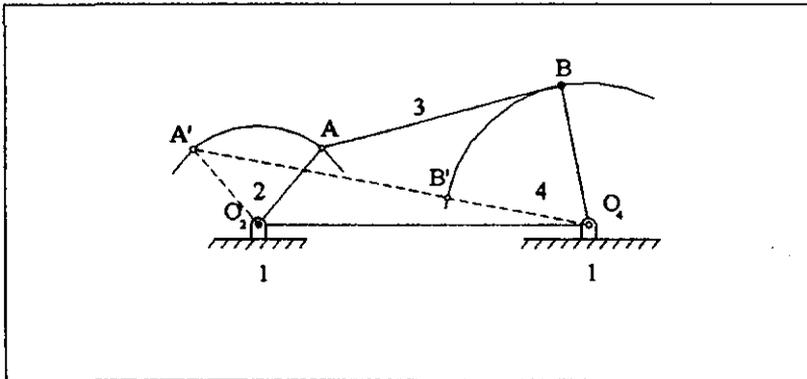


Figura 2.3 Puntos muertos en un mecanismo de cuatro barras

2.3. Ley de Grashoff.

Una manera de determinar si un mecanismo de cuatro barras va a operar como balancín de manivela, doble manivela o doble balancín es empleando la ley de Grashoff. Esta ley señala que si la suma de las longitudes del eslabón más largo y del más corto es menor que la suma de las longitudes de los otros dos, se forman:

- 1.- Dos balancines de manivela distintos cuando el eslabón más corto es la manivela y cuando cualquiera de los otros dos adyacentes es el eslabón fijo.
- 2.- Una doble manivela cuando el eslabón más corto es el fijo.
- 3.- Un doble balancín cuando el eslabón opuesto al más corto es el fijo

Adicionalmente, si la suma de las longitudes de los eslabones más largo y más corto es mayor que la suma de las longitudes de los otros dos, solamente se pueden producir mecanismos de doble balancín. También, si la suma de los eslabones más largo y más corto es igual a la suma de los otros dos, los cuatro mecanismos posibles son semejantes a los de 1, 2 y 3 descritos anteriormente. En este último caso las líneas de los centros de los eslabones se pueden hacer colineales de manera que el eslabón movido puede cambiar la dirección de rotación a menos que se le proporcione una forma de impedirlo. La figura 2.4b muestra este tipo de mecanismos en que los eslabones se hacen colineales a lo largo de la línea de los centros O_2O_4 . En esta posición, la dirección de rotación del eslabón movido 4 puede cambiar a menos que la inercia le lleve más allá de este punto.

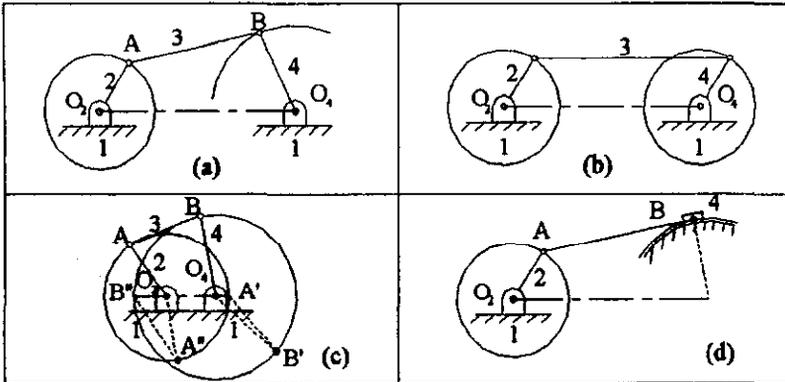


Figura 2.4 Diferentes formas del mecanismo de cuatro barras

El mecanismo de cuatro barras articuladas puede tomar otras formas, como se ve en la figura 2.4 . En la figura 2.4a se ha cruzado el mecanismo, con lo que da el mismo tipo de movimiento que en la figura 2.2. En la figura 2.4b, los eslabones tienen la misma longitud, por lo que siempre permanecen paralelos; tanto el eslabón 2 como el 4 giran completamente.

Este tipo de movimiento era característico de la transmisión de las locomotoras de vapor. La figura 2.4c muestra otro arreglo por lo que tanto el eslabón motor como el movido giran continuamente. Para una rotación de la manivela 2 a velocidad angular constante, el eslabón 4 gira a una velocidad no uniforme. Con el propósito de impedir que se trabe el mecanismo, se deben mantener determinadas relaciones entre los eslabones:

$$\begin{aligned}
 O_2A \text{ y } O_4B &> O_2O_4 \\
 (O_2A - O_2O_4) + AB &> O_4B \\
 (O_4B - O_2O_4) + O_2A &> AB
 \end{aligned}$$

La segunda y tercera relaciones se pueden obtener a partir de los triángulos $O_4A'B'$ y $O_2A''B''$ respectivamente, y el hecho que la suma de los dos lados de un triángulo debe ser mayor que el tercer lado.

La figura 2.4d muestra un arreglo mediante el cual se a reemplazado el eslabón 4 de la figura 2.2 mediante un bloque deslizante. El movimiento de los dos mecanismos de eslabones articulados es idéntico.

El movimiento de mecanismos de cuatro barras articuladas con frecuencia se caracteriza por el término de balancín de manivela para indicar que la manivela 2 gira completamente y que el eslabón 4 oscila como se muestra en la figura 2.4a. En forma análoga, el termino de doble manivela indica que tanto el eslabón 2 como el 4 giran completamente como se aprecia en las figuras 2.4a y 2.4c. El término de doble balancín indica que tanto el eslabón 2 como el 4 oscilan, como en la figura 2.3.

2.4. Posición de un mecanismo de cuatro barras

El mecanismo de cuatro barras articuladas representado en la figura 2.5 se conoce con el nombre de mecanismo de manivela oscilante. La barra 2, que es una manivela, puede hacer el giro completo alrededor de su eje; pero la manivela oscilante, o barra 4, solamente puede oscilar. Por lo general se le asigna el subíndice 1 a la barra fija.

La barra 3 es la biela. Los problemas de posición en el mecanismo de cuatro barras articuladas consisten, normalmente, en determinar las posiciones de la biela y de la manivela oscilante conocidas las dimensiones de todos los elementos y la posición angular de la manivela 2.

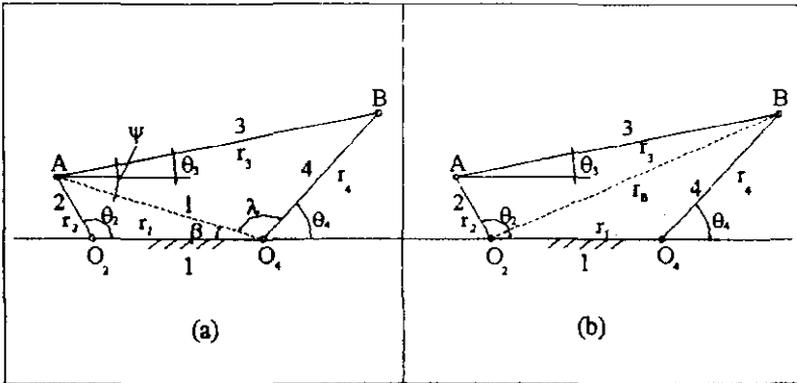


Figura 2.5 Notación para el análisis del mecanismo de cuatro barras

Para obtener la solución analítica llamaremos l a la distancia AO_4 en la figura 2.5a. El teorema del coseno aplicado a cada uno de los triángulos O_2AO_4 y ABO_4 con las notaciones de la figura, proporciona

$$l = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2} \text{-----(2)}$$

$$\beta = \arccos \frac{r_1^2 + l^2 - r_2^2}{2r_1l} \text{-----(3)}$$

$$\psi = \arccos \frac{r_3^2 + l^2 - r_4^2}{2r_3l} \text{-----(4)}$$

$$\lambda = \arccos \frac{r_4^2 + l^2 - r_3^2}{2r_4l} \text{-----(5)}$$

En general, habrá dos valores de λ correspondientes a cada valor de θ_2 . Si θ_2 está comprendido entre 0 y π las direcciones desconocidas son:

$$\theta_3 = \psi - \beta \text{ -----(6)}$$

$$\theta_4 = \pi - \lambda - \beta \text{ -----(7)}$$

Pero si θ_2 está comprendido entre π y 2π , entonces debe tomarse

$$\theta_3 = \psi + \beta \text{ -----(8)}$$

$$\theta_4 = \pi - \lambda + \beta \text{ -----(9)}$$

2.5. Velocidad y Aceleración angular en un mecanismo de cuatro barras.

Este análisis del mecanismo de cuatro barras articuladas se hace mediante números complejos, por lo que, las relaciones trigonométricas serán algo complicadas.

Refiriéndonos a la figura 2.5b, el vector de posición r_B para el punto B de la articulación es la resultante de dos ecuaciones vectoriales independientes:

$r_B = r_2 + r_3$ y $r_B = r_1 + r_4$. Se pueden combinar estas ecuaciones en la forma mostrada para obtener las ecuaciones siguientes y se pueden tomar las derivadas para determinar la velocidad V_B y la aceleración del punto B.

$$r_B = r_2 (e^{i\theta_2}) + r_3 (e^{i\theta_3}) = r_1 + r_4 (e^{i\theta_4}) \text{ -----(10)}$$

$$V_B = r_2 \omega_2 (ie^{i\theta_2}) + r_3 \omega_3 (ie^{i\theta_3}) = r_4 \omega_4 (ie^{i\theta_4}) \text{ -----(11)}$$

$$\begin{aligned} A_B &= r_2 (i\alpha_2 - \omega_2^2)(e^{i\theta_2}) + r_3 (i\alpha_3 - \omega_3^2)(e^{i\theta_3}) \\ &= r_4 (i\alpha_4 - \omega_4^2)(e^{i\theta_4}) \text{ -----(12)} \end{aligned}$$

En las ecuaciones anteriores, se conocen las longitudes fijas r_1 , r_2 , r_3 , y r_4 , al igual que la posición angular $\theta_1 = 0$ del eslabón fijo 1. Si el eslabón 2 es el motor, entonces también se conocen las cantidades θ_2 , ω_2 , y α_2 . Se puede ver que las seis incógnitas que se deben determinar de las tres ecuaciones son θ_3 , θ_4 , ω_3 , ω_4 , α_3 y α_4 .

Se pueden determinar las velocidades angulares ω_3 , y ω_4 igualando las partes real e imaginaria de las ecuaciones de velocidad (11) en la forma siguiente:

$$\begin{aligned} r_2\omega_2 \operatorname{sen} \theta_2 + r_3\omega_3 \operatorname{sen} \theta_3 &= r_4\omega_4 \operatorname{sen} \theta_4 \\ r_2\omega_2 \cos \theta_2 + r_3\omega_3 \cos \theta_3 &= r_4\omega_4 \cos \theta_4 \end{aligned}$$

Multiplicando la ecuación superior por $\cos \theta_4$ y la inferior por $\operatorname{sen} \theta_4$,

$$\begin{aligned} r_2\omega_2 \operatorname{sen} \theta_2 \cos \theta_4 + r_3\omega_3 \operatorname{sen} \theta_3 \cos \theta_4 &= r_4\omega_4 \operatorname{sen} \theta_4 \cos \theta_4 \\ r_2\omega_2 \cos \theta_2 \operatorname{sen} \theta_4 + r_3\omega_3 \cos \theta_3 \operatorname{sen} \theta_4 &= r_4\omega_4 \cos \theta_4 \operatorname{sen} \theta_4 \end{aligned}$$

Restando la primer ecuación de la segunda,

$$r_2\omega_2 (\cos \theta_2 \operatorname{sen} \theta_4 - \operatorname{sen} \theta_2 \cos \theta_4) + r_3\omega_3 (\cos \theta_3 \operatorname{sen} \theta_4 - \operatorname{sen} \theta_3 \cos \theta_4) = 0$$

$$r_2\omega_2 \operatorname{sen} (\theta_4 - \theta_2) + r_3\omega_3 (\operatorname{sen} \theta_4 - \theta_3) = 0$$

$$\omega_3 = -\frac{r_2}{r_3} \omega_2 \frac{\operatorname{sen}(\theta_4 - \theta_2)}{\operatorname{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \text{-----(13)}$$

$$\omega_4 = \frac{r_2}{r_4} \omega_2 \frac{\operatorname{sen}(\theta_3 - \theta_2)}{\operatorname{sen}(\theta_3 - \theta_4)} \text{-----(14)}$$

Podemos determinar las aceleraciones angulares α_3 y α_4 resolviendo simultáneamente las ecuaciones obtenidas de las dos ecuaciones obtenidas de la ecuación (12) al igualar las partes real e imaginaria. Las expresiones obtenidas de esa forma son las siguientes:

$$\alpha_3 = \frac{-r_2 \alpha_2 \text{sen}(\theta_4 - \theta_2) + r_2 \omega_2^2 \text{cos}(\theta_4 - \theta_2) + r_3 \omega_3^2 \text{cos}(\theta_4 - \theta_3) - r_4 \omega_4^2}{r_3 \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \quad \text{--- (15)}$$

$$\alpha_4 = \frac{r_2 \alpha_2 \text{sen}(\theta_3 - \theta_2) - r_2 \omega_2^2 \text{cos}(\theta_3 - \theta_2) + r_4 \omega_4^2 \text{cos}(\theta_3 - \theta_4) - r_3 \omega_3^2}{r_4 \text{sen}(\theta_3 - \theta_4)} \quad \text{--- (16)}$$

2.6. Ángulos de transmisión

Si el mecanismo de cuatro barras articuladas está diseñado de tal manera que el eslabón 2 pueda girar completamente pero se hace que el 4 sea el motriz, entonces ocurrirán puntos muertos, por lo que es necesario que haya un volante para ayudar a pasar estos puntos muertos.

Además de los puntos muertos posibles en el mecanismo de cuatro barras articuladas, es necesario tener en cuenta el ángulo de transmisión, que es el ángulo entre el eslabón conector 3 y el eslabón de salida 4. Esto se muestra en la figura 2.6. como el ángulo γ .

Se puede obtener una ecuación para el ángulo de transmisión aplicando la ley de los cosenos a los triángulos AO_2O_4 y ABO_4 en la forma siguiente:

$$z^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \text{cos}\theta_2$$

y también

$$z^2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \text{cos}\gamma$$

En consecuencia,

$$r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos\theta_2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos\gamma$$

y

$$\cos\gamma = \frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 - r_4^2 - 2r_1r_2 \cos\theta_2}{-2r_3r_4} \text{-----} (17)$$

Por lo general, el máximo ángulo de transmisión no debe ser mayor que 140° y el mínimo no menor que 40° si se usa el mecanismo de eslabones articulados para transmitir fuerzas considerables. Si el ángulo de transmisión se hace más pequeño que 40° , este mecanismo tiende a pegarse debido a la fricción en las articulaciones; adicionalmente, los eslabones 3 y 4 tienden a alinearse y se pueden trabar. Es especialmente importante verificar los ángulos de transmisión cuando se diseñan los mecanismos para operar cerca de los puntos muertos. La figura 2.7 muestra los ángulos mínimo y máximo de transmisión para un mecanismo de cuatro barras articuladas mediante γ' y γ'' respectivamente. En este mecanismo, el eslabón 2 gira completamente y el 4 oscila.

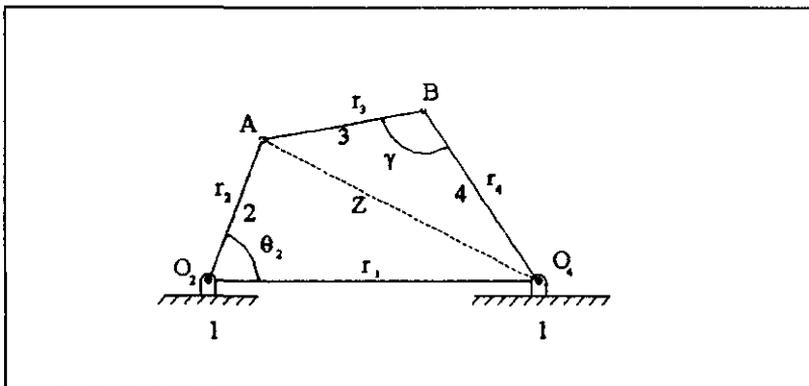


Figura 2.6 Ángulo de transmisión

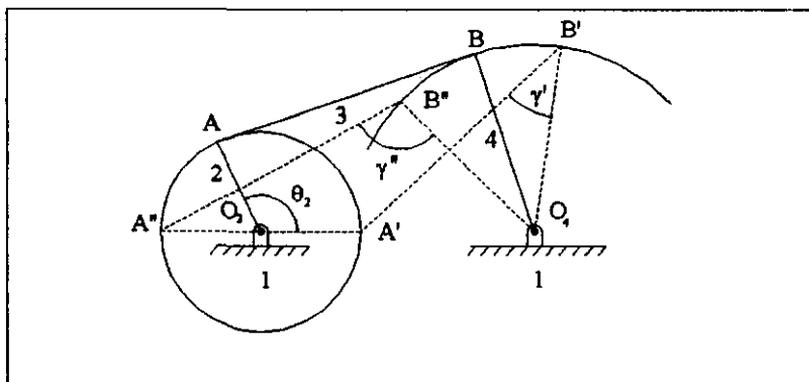


Figura 2.7 Ángulo mínimo y máximo de transmisión.

CAPITULO 3

DESARROLLO DEL PROGRAMA

3.1. Objetivo del programa.

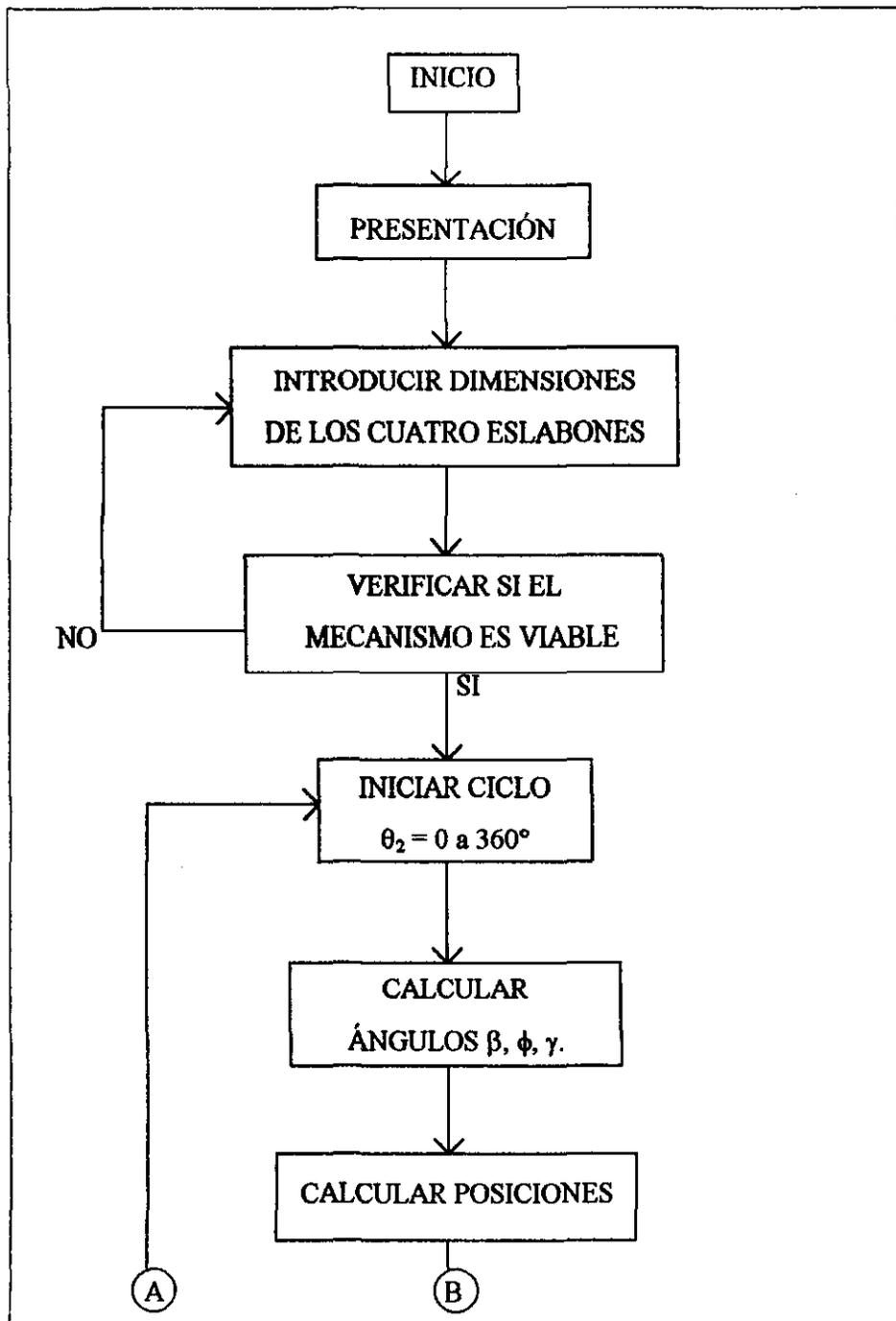
Como ya se menciona el objetivo principal de este trabajo es el de realizar un programa para computadora que nos permita la simulación del movimiento de un mecanismo de cuatro barras, así mismo, se tendrá la opción de poder visualizar las diferentes posiciones de la manivela y de la barra oscilante.

Por su sencillez de programación y manipulación de gráficos se selecciono el lenguaje Qbasic, una variante del basic estándar, es económico y nos ofrece conjuntamente el sistema operativo MS-DOS.

Así, el programa se ha estructurado de tal manera que tiene que realizar las siguientes tareas básicas.

- 1.- Pantalla de presentación
- 2.- Introducción de datos
- 3.- Calculo de los ángulos β , ϕ y γ
- 4.- Calculo de las posiciones
- 5.- Visualización del mecanismo

El diagrama de flujo es una parte muy importante para la correcta elaboración de todo programa ya que este nos permite ordenar los pasos a seguir en la programación, como ejemplo de esto se tiene el diagrama mostrado en la figura 3.1.



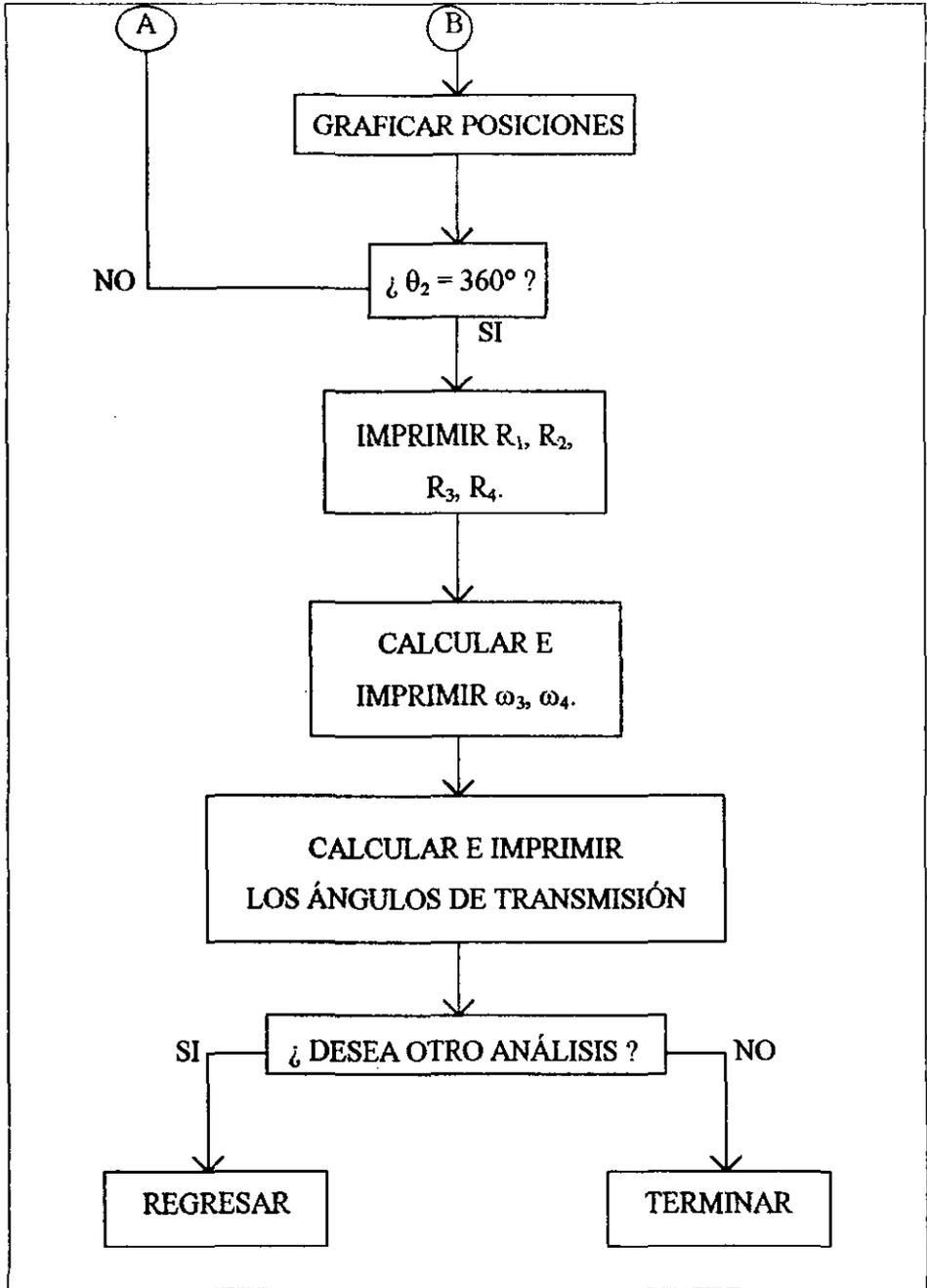


Figura 3.1 Diagrama de flujo del programa

Se debe subrayar el hecho de que la simulación del movimiento del mecanismo se logra dibujando al mismo en una posición inicial, posteriormente se borra la pantalla y se dibuja nuevamente al mecanismo en otra posición previamente calculada, todo esto se repite hasta que se logra una vuelta completa de la manivela (θ_2 va de 0 a 360°). Así mismo, para poder visualizar las posiciones de la manivela y de la barra oscilante se elimina de la subrutina de dibujo del mecanismo la instrucción de borrar la pantalla (CLS) de tal manera que la visualización del mecanismo se hace en todas la posiciones posibles.

Por ultimo se muestran en pantalla las dimensiones del mecanismo, se calculan las velocidades angulares de la biela como de la barra oscilante como una función de la velocidad angular de la manivela y los ángulos de transmisión máximo y mínimo. A continuación se muestra el listado completo del programa.

3.2. Listado del programa

```
100 CLS : SCREEN 1: COLOR 5: KEY OFF
110 LOCATE 3, 8
120 PRINT "SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DE
CUATRO BARRAS"
130 LOCATE 6, 8
140 PRINT "AUTOR:JUAN GABRIEL RUIZ MUÑOZ"
150 LOCATE 10, 8
160 PRINT "VER 1.2"
170 LOCATE 12, 8
180 PRINT "COPYRIGHT 1998"
190 LOCATE 18, 8
200 PRINT "PRESIONA UNA TECLA PARA "
210 PRINT "    CONTINUAR    "
```

```

220 LOCATE 19, 8
230 FOR J = 1 TO 4: READ TS: PLAY TS: NEXT J:
240 AS = INKEY$: IF AS = "" THEN 240
250 CLS : SCREEN 1: COLOR 5: BEEP: BEEP
255 ON ERROR GOTO 250
260 PRINT "LONGITUD DEL ES LABÓN FIJO": INPUT R1
270 PRINT "LONGITUD DE LA MANIVELA": INPUT R2
280 PRINT "LONGITUD DE LA BIELA ": INPUT R3
290 PRINT "LONGITUD DE LA BARRA OSCILANTE": INPUT R4
300 IF R1 + R2 > R3 + R4 OR R2 + R4 > R1 + R3 THEN PRINT "TU
MECANISMO NO SIRVE,INTENTA DE NUEVO": FOR I = 1 TO 500:
NEXT I: GOTO 250
PRINT "          OPCIONES          "
PRINT " 1.- SIMULACIÓN DE MOVIMIENTO  "
PRINT
PRINT " 2.- TRAYECTORIA DE LA BARRA OSCILANTE "
PRINT
PRINT " 3.- TRAYECTORIA CON VELOCIDADES "
PRINT "          Y ACELERACIONES          "
PRINT "          "
INPUT " PROPORCIONA TU SELECCIÓN (1/2/3) ", OPCION
310 CLS
320 PRINT "PRESIONA UNA TECLA PARA CONTINUAR"
330 AS = INKEY$: IF AS = "" THEN 330
340 CLS
350 LET PI = 3.1415927#
360 N = 1
370 WHILE N <= 1
380 FOR ANG = 0 TO 360 STEP 15
390 teta2 = ANG * PI / 180
400 L = SQR(R1 ^ 2 + R2 ^ 2 - 2 * R1 * R2 * COS(teta2))
410 BETCOS = (R1 ^ 2 + L ^ 2 - R2 ^ 2) / (2 * R1 * L)
420 FICOS = (R3 ^ 2 + L ^ 2 - R4 ^ 2) / (2 * R3 * L)
430 GAMACOS = (R4 ^ 2 + L ^ 2 - R3 ^ 2) / (2 * R4 * L)
440 IF BETCOS = 0 OR BETCOS = 1 THEN BETA = 0 ELSE BETA = -
ATN(BETCOS / SQR(-BETCOS * BETCOS + 1)) + (PI / 2)
450 IF FICOS = 0 OR FICOS = 1 THEN FI = PI ELSE FI = -ATN(FICOS /
SQR(-FICOS * FICOS + 1)) + (PI / 2)

```

```

460 IF GAMACOS = 0 OR GAMACOS = 1 THEN GAMA = 0 ELSE GAMA
= -ATN(GAMACOS / SQR(-GAMACOS * GAMACOS + 1)) + (PI / 2)
470 IF teta2 <= PI THEN TETA4 = PI - GAMA - BETA: TETA3 = FI - BETA
ELSE TETA4 = PI - GAMA + BETA: TETA3 = FI + BETA
OMEGA3 = -((R2 / R3) * ((SIN(TETA4 - teta2)) / (SIN(TETA4 - TETA3))))
OMEGA4 = (R2 / R4) * ((SIN(TETA3 - teta2)) / (SIN(TETA3 - TETA4)))
ANG2 = (R1 ^ 2 + R2 ^ 2 - R3 ^ 2 - R4 ^ 2 - ((2 * R1 * R2) * COS(teta2))) /
(-2 * R3 * R4)
SENG2 = SQR(1 - (ANG2 ^ 2))
ANGTRANS = (ATN(SENG2 / ANG2)) * 180 / PI: IF ANGTRANS < 0
THEN ANGTRANS = 180 + (ATN(SENG2 / ANG2)) * 180 / PI
SCREEN 12
WINDOW (-R1 * 1.2, -R1 * .9)-(R1 * 1.6, R1 * .9)
VIEW (1, 1)-(638, 300), , 6
480 GOSUB 570
490 NEXT ANG
491
LOCATE 2, 2
492 PRINT "          ----- MECANISMO DE 4 BARRAS ----- "
494 LOCATE 22, 1
495 PRINT "  LONGITUD DEL ESLABON FIJO   = "; R1
496 PRINT "  LONGITUD DE LA MANIVELA   = "; R2
497 PRINT "  LONGITUD DE LA BIELA       = "; R3
498 PRINT "  LONGITUD DE LA BARRA OSCILANTE = "; R4
499 PRINT
500 N = N + 1
510 WEND
INPUT " DESEAS ANALIZAR OTRO MECANISMO", RES$
IF RES$ = "SI" OR RES$ = "si" THEN GOTO 250
END
570 REM SUBROUTINA 1
IF OPCION = 1 THEN
AX = (R2 * COS(teta2))
580 AY = R2 * SIN(teta2)
590 BX = 0 + AX
600 BY = 0 + AY
610 O4X = (0 + R1)
620 CX = (R4 * COS(TETA4))
630 CY = R4 * SIN(TETA4)

```

```

640 cvx = (O4X + CX)
650 cvy = 0 + CY
CLS
680 LINE (0, 0)-(BX, BY)
690 LINE (O4X, 0)-(cvx, cvy)
700 LINE (BX, BY)-(cvx, cvy)
701 CIRCLE (O4X, 0), R2 / 6
710 FOR I = 0 TO R1 STEP R2 / 10
720 PSET (I, 0)
730 NEXT I
END IF
IF OPCION = 2 THEN
AX = (R2 * COS(teta2))
AY = R2 * SIN(teta2)
BX = 0 + AX
BY = 0 + AY
O4X = (0 + R1)
CX = (R4 * COS(TETA4))
CY = R4 * SIN(TETA4)
cvx = (O4X + CX)
cvy = 0 + CY
LINE (0, 0)-(BX, BY)
LINE (O4X, 0)-(cvx, cvy), 5
LINE (BX, BY)-(cvx, cvy), 6, , &HBCD
PSET (cvx, cvy)
CIRCLE (O4X, 0), R2 / 6
FOR I = 0 TO R1 STEP R2 / 10
PSET (I, 0)
NEXT Y
END IF
IF OPCION = 3 THEN
AX = (R2 * COS(teta2))
AY = R2 * SIN(teta2)
BX = 0 + AX
BY = 0 + AY
O4X = (0 + R1)
CX = (R4 * COS(TETA4))
CY = R4 * SIN(TETA4)
cvx = (O4X + CX)

```

```

cvy = 0 + CY
CLS
LINE (0, 0)-(BX, BY)
LINE (O4X, 0)-(cvx, cvy), 5
LINE (BX, BY)-(cvx, cvy), 4, , &HBCC
PSET (cvx, cvy)
CIRCLE (O4X, 0), R2 / 6
FOR I = 0 TO R1 STEP R2 / 10
PSET (I, 0)
NEXT I
VIEW (1, 300)-(638, 478), , 4
LOCATE 21, 5
PRINT " EL ANGULO DE LA MANIVELA = "; ANG
LOCATE 23, 5
PRINT " LA VELOCIDAD ANGULAR DEL ESLABON 3 = "; OMEGA3;
"DE OMEGA2"
PRINT
LOCATE 25, 5
PRINT " LA VELOCIDAD ANGULAR DEL ESLABON 4 = "; OMEGA4;
"DE OMEGA2"
LOCATE 27, 5
PRINT "EL ANGULO DE TRANSMISION = "; ANGTRANS
INPUT "PRESIONA ENTER PARA CONTINUAR "; RES
CLS
END IF
RETURN
750 DATA T190MB
760 DATA MSO3L4DDGAL2BL8BBL4O4CO3EE
770 DATA L2AL4DDF#GABAAGEL2DL4DDGABBB
780 DATA O4C3EEL2AL8DDL4DF#GABAL1G

```

CAPITULO 4

USO Y PRUEBA DEL PROGRAMA

4.1. Uso del programa

Como primer paso se debe encender la computadora que por lo regular al hacerlo se ubica en la unidad C:\, generalmente esta es la unidad principal de la computadora.

Para poder hacer uso del programa se tienen dos opciones :

La primera se presenta cuando el programa necesita del ambiente de Qbasic para poder funcionar, cuando esto sucede la extensión del programa será (Barras4.bas).

En la segunda opción el programa es ejecutable y esto se logra por medio de un compilador el cual permite que el programa funcione sin necesidad de trabajar bajo el ambiente de Qbasic, la extensión del programa será (Barras4.exe).

Para la primera opción estando ubicados en la unidad C:\ se debe escribir a continuación de este símbolo la palabra Qbasic y presionar (ENTER), esto permitirá entrar en el ambiente Qbasic, en la parte superior de la pantalla aparecerá el menú principal en el cual se debe elegir la palabra archivo que se debe abrir para poder obtener un submenú donde se elegirá la opción "Abrir", esto nos permitirá visualizar una ventana donde se elegirá primeramente la unidad donde se ubica el programa. Después de haber elegido la unidad la misma ventana mostrara un listado de los archivos contenidos en dicha unidad donde se deberá elegir el nombre del programa y elegir la opción de abrir. Posteriormente para ejecutar el programa se presionara la tecla "F5".

En la segunda opción el procedimiento es más sencillo ya que solamente se tiene que escribir el nombre del programa (Barras4) y esto permitirá ejecutarlo inmediatamente.

Después de comenzar a ejecutar el programa este lo guiará paso a paso en la simulación y análisis del mecanismo deseado.

Al ejecutar el programa la primer pantalla que se presenta muestra los datos del programa tales como :

- 1.- Nombre del programa
- 2.- Autor del programa
- 3.- Versión
- 4.- Año de elaboración

Además de esto pide presionar una tecla para poder continuar y pasar a la siguiente pantalla que se describe a continuación.

La segunda pantalla pide las longitudes de cada uno de los eslabones del mecanismo presionando (ENTER) después de escribir el dato requerido, lo que permitirá que el programa solicite la longitud del siguiente eslabón, al terminar de ingresar las longitudes de cada uno de los eslabones se mostraran tres opciones para elegir que son:

- 1.- Simulación de movimiento
- 2.- Trayectoria de la barra oscilante
- 3.- Trayectoria con velocidades y aceleraciones

A continuación de esto se pide que se escriba la opción elegida y presionar (ENTER). Esto nos llevara a la siguiente pantalla.

En la tercer pantalla se mostrara solamente la indicación de presionar una tecla para poder visualizar la opción elegida.

Si la opción que se eligió fue la primera la pantalla proporcionara la simulación del movimiento del mecanismo además de las longitudes de los eslabones que componen este.

Si la opción que se eligió fue la segunda la pantalla mostrara la trayectoria de los eslabones en cada punto (en este caso cada 15° que avanza la manivela) además de las longitudes de los eslabones.

En la tercera opción se le puede dar movimiento al mecanismo por medio de la tecla (ENTER), con esto la manivela girara los grados que le fueron asignados en el programa (en este caso fueron 15°) cada vez que se presione la tecla mencionada hasta completar un giro de 360° . Además de esto la pantalla mostrara la velocidad angular de los eslabones 3 y 4 en función de la velocidad angular del eslabón 2, además muestra el ángulo de transmisión que forman el eslabón 3 y 4. Todos estos datos se presentan para cada giro de 15° de la manivela.

Al final de cada opción se presenta en la parte baja de la pantalla la opción de analizar otro mecanismo, aquí se debe responder si o no, dependiendo de la opción elegida se regresara a la pantalla 2 o se saldrá del programa.

4.2 Prueba del programa

Todo este procedimiento antes mencionado se presenta a continuación con la solución de un ejemplo mediante el uso del programa.

**SIMULACION Y ANALISIS DE UN MECANISMO
DE CUATRO BARRAS**

AUTOR: JUAN GABRIEL RUIZ MUÑOZ

VER 1.2

COPYRIGHT 1998

**PRESIONA UNA TECLA PARA
CONTINUAR**

PANTALLA No 1

LONGITUD DEL ESLABON FIJO

? 20

LONGITUD DE LA MANIVELA

? 8

LONGITUD DE LA BIELA

? 14

LONGITUD DE LA BARRA OSCILANTE

? 16

OPCIONES

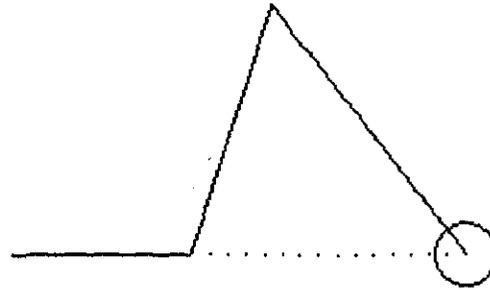
1.-SIMULACION DE MOVIMIENTO

2.-TRAYECTORIA DE LA BARRA OSCILANTE

3.-TRAYECTORIA CON VELOCIDADES
Y ACELERACIONES

PROPORCIONA TU SELECCION (1/2/3) ■

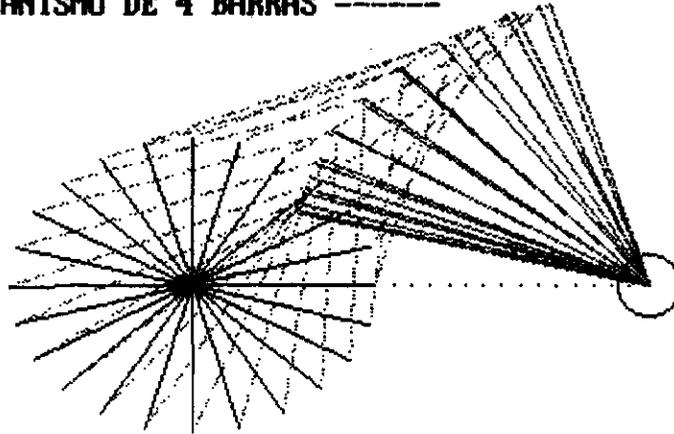
----- MECANISMO DE 4 BARRAS -----



- LONGITUD DEL ESLABON FIJO = 20
- LONGITUD DE LA MANIVELA = 8
- LONGITUD DE LA BIELA = 14
- LONGITUD DE LA BARRA OSCILANTE = 16

DESEAS ANALIZAR OTRO MECANISMO

----- MECANISMO DE 4 BARRAS -----

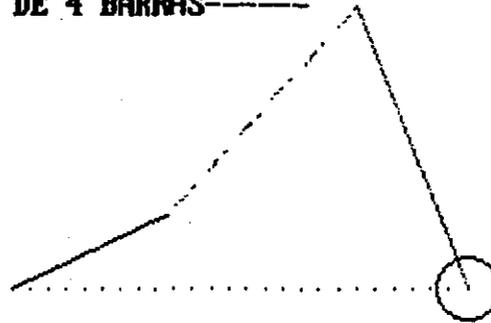


LONGITUD DEL ESLABON FIJO = 20
LONGITUD DE LA MANIVELA = 8
LONGITUD DE LA BIELA = 14
LONGITUD DE LA BARRA OSCILANTE = 16

DESEAS ANALIZAR OTRO MECANISMO

OPCIÓN No2

MECANISMO DE 4 BARRAS



EL ANGULO DE LA MANIVELA = 30

LA VELOCIDAD ANGULAR DEL ESLABON 3 = $-.6916698$ DE OMEGAZ

LA VELOCIDAD ANGULAR DEL ESLABON 4 = $-.2486096$ DE OMEGAZ

EL ANGULO DE TRANSMISION = 53.71488

PRESIONA ENTER PARA CONTINUAR ? ■

OPCIÓN No3

CAPITULO 5

CONCLUSIONES

El programa desarrollado permite comprobar la versatilidad de la computadora como una herramienta útil para resolver muchas tareas comunes de ingeniería.

En este caso permite la simulación del movimiento de un mecanismo de cuatro barras así mismo se puede realizar un análisis de posiciones y velocidad angular del mismo mecanismo.

El programa al ser realizado en Qbasic es posiblemente un tanto obsoleto considerando que actualmente la principal plataforma de trabajo dentro de las computadoras personales es el ambiente Windows, sin embargo al mismo tiempo el programa se puede utilizar prácticamente en todas las computadoras personales que cuenten con monitor VGA, por otro lado, la conversión al Visual Basic (actualización del Qbasic) es relativamente sencilla y se deja al lector interesado en el tema.

BIBLIOGRAFÍA

1.- Mecanismos y Dinámica de Maquinaria

Hamilton H. Mabie / Fred W. Ocvirk

Editorial Limusa (1981)

Primera Edición

2.- Mechanism Design. Analysis and Synthesis

Arthur G. Erdman / George N. Sandor

Editorial Prentice Hall

Segunda Edición

3.- Mechanism Synthesis and Analysis

Atmaram H. Soni

Editorial McGraw-Hill

Primera Edición

4.- Análisis Cinemático de Mecanismos

Joseph Edward Shigley

Editorial McGraw-Hill

Segunda Edición (1970)

5.- Kinematics and Dynamics of Planar Machinery

Burton Paul

Prentice Hall (1979)

Segunda edición

6.- Mecanismos

S. N. Kozhevnikov / Y. I. Yesipenko / Y. M. Raskin

Editorial Gustavo Gili S.A. (1981)

Tercera Edición

7.- Kinematics and Dynamics of Machinery

Charles E. Wilson / J. Peter Sadler / Walter J. Michels

Editorial Harper and Row (1983)

Primer Edición

8.- Kinematics and Mechanisms Design

C.H. Suh / C. W. Radcliffe

Editorial Robert E. Krieger (1978)

Segunda Edición.