

**Universidad Tecnológica de  
Panamá**  
**Facultad de Ingeniería**  
**Mecánica**

**MECANISMOS**  
**I-5051**

**Prof.: Deyka I. García B.**

**I Semestre 2021**

Base #3

Base #4

Base #1

Base #2

Y

# Capítulo 3

# SÍNTESIS GRÁFICA

# DE ESLABONAMIENTOS

Todas las figuras fueron tomadas del libro Diseño de Maquinaria,  
3rd ed. Robert Norton 2003

**Síntesis:** diseñar o crear un mecanismo para generar cierto movimiento.

**Análisis:** determinar las características del movimiento de un dado mecanismo.

## 3.1 SÍNTESIS

- ▶ Síntesis cualitativa: Significa la creación de soluciones potenciales en ausencia de un algoritmo bien definido que configure o pronostique la solución.
- ▶ Síntesis de tipo: Se refiere a la definición del tipo apropiado de mecanismo más adecuado para el problema y es una forma de síntesis cualitativa.
- ▶ Síntesis cuantitativa o síntesis analítica: Significa la generación de una o más soluciones de un tipo particular que se considera adecuado para el problema, y aún más importante, para las que no existe un algoritmo de síntesis definido
- ▶ Síntesis dimensional: es la determinación de las proporciones (longitudes) de los eslabones necesarios para lograr los movimientos deseados y puede ser una forma de síntesis cualitativa si se define un algoritmo del problema particular, pero también puede ser una forma de síntesis cualitativa si existen más variables que ecuaciones.

## 3.2 GENERACIÓN DE FUNCIÓN, TRAYECTORIA Y MOVIMIENTO

- ▶ Generación de función: la correlación de un movimiento de entrada con un movimiento de salida en un mecanismo.
- ▶ Generación de trayectoria: el control de un punto en el plano, de tal suerte que siga una trayectoria prescrita.
- ▶ Generación de movimiento: el control de una línea en el plano de modo que asuma un conjunto prescrito de posiciones secuenciales.

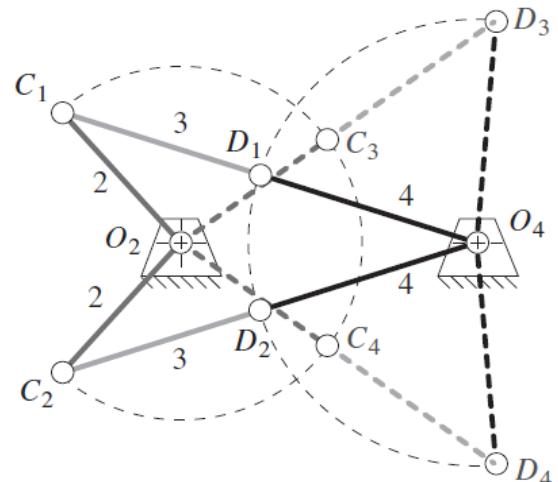
### 3.3 CONDICIONES LÍMITE.

#### ► Posiciones de agarrotamiento

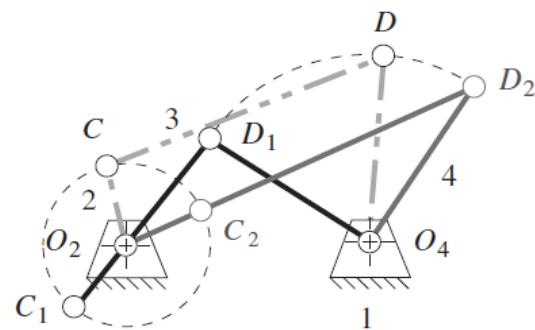
Las posiciones de agarrotamiento se determinan por la colinealidad de dos de los eslabones móviles. C1D1 y C2D2 (líneas sólidas) son las posiciones de agarrotamiento que se alcanzan desde el eslabón 2. C3D3 y C4D4 (líneas punteadas) son las posiciones de agarrotamiento que se alcanzan desde el eslabón 4. Fig. a)

#### ► Posiciones estacionarias

Un eslabonamiento de manivela-balancín de cuatro barras de Grashof también asumirá dos posiciones de agarrotamiento como se muestra en la figura. Fig. b)



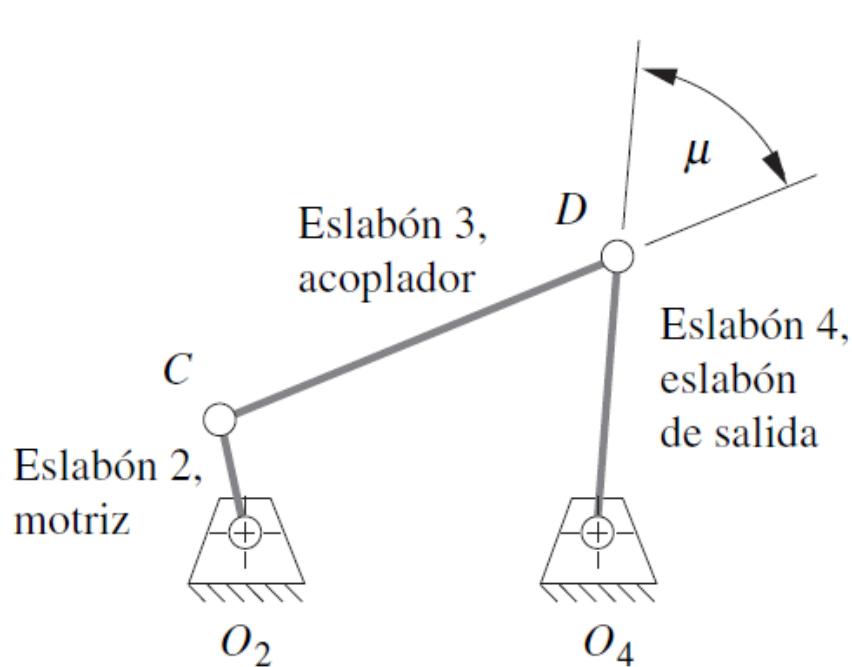
a) Posiciones de agarrotamiento de un triple balancín que no es de Grashof



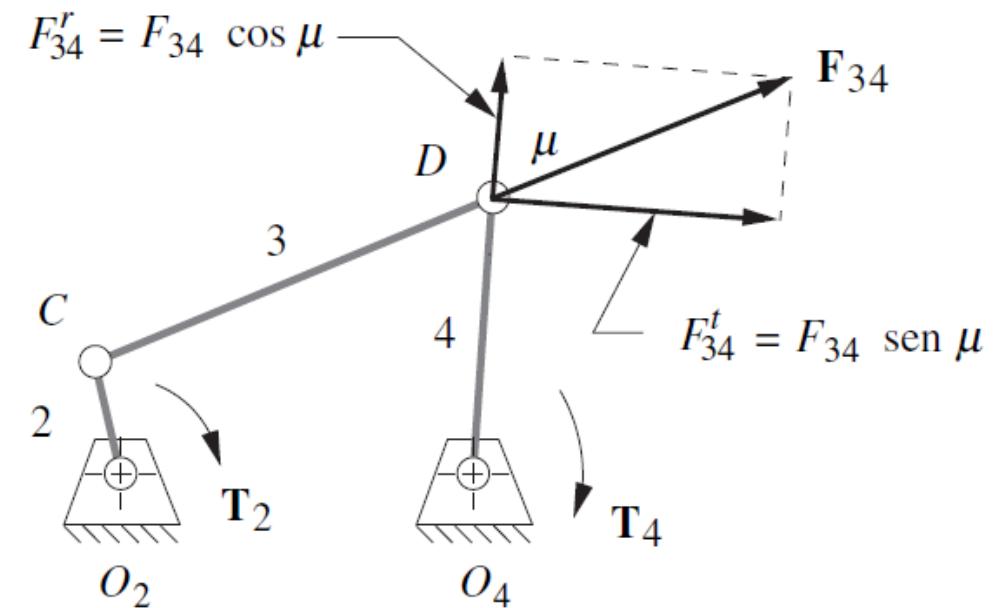
b) Configuraciones estacionarias de una manivela-balancín de Grashof

### 3.3 CONDICIONES LÍMITE.

- El **ángulo de transmisión**  $\mu$  se muestra en la figura 3-3a y se define como el ángulo entre el eslabón de salida y el acoplador. Valor optimo  $90^\circ$  y mínimo aprox.  $40^\circ$



a) Ángulo de transmisión  $\mu$   
de un eslabonamiento



b) Fuerzas estásicas en una junta  
de eslabonamiento

Ángulo de transmisión en el eslabonamiento de cuatro barras

## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

- ▶ La **síntesis dimensional** de un eslabonamiento es la determinación de las dimensiones (longitudes) de los eslabones necesarios para lograr los movimientos deseados.
  - ▶ La **síntesis de dos posiciones** se subdivide en dos categorías: **salida de balancín (rotación pura)** (**generación de función**) y **salida de acoplador (movimiento complejo)** (**generación de movimiento**).



### EJEMPLO 3-1

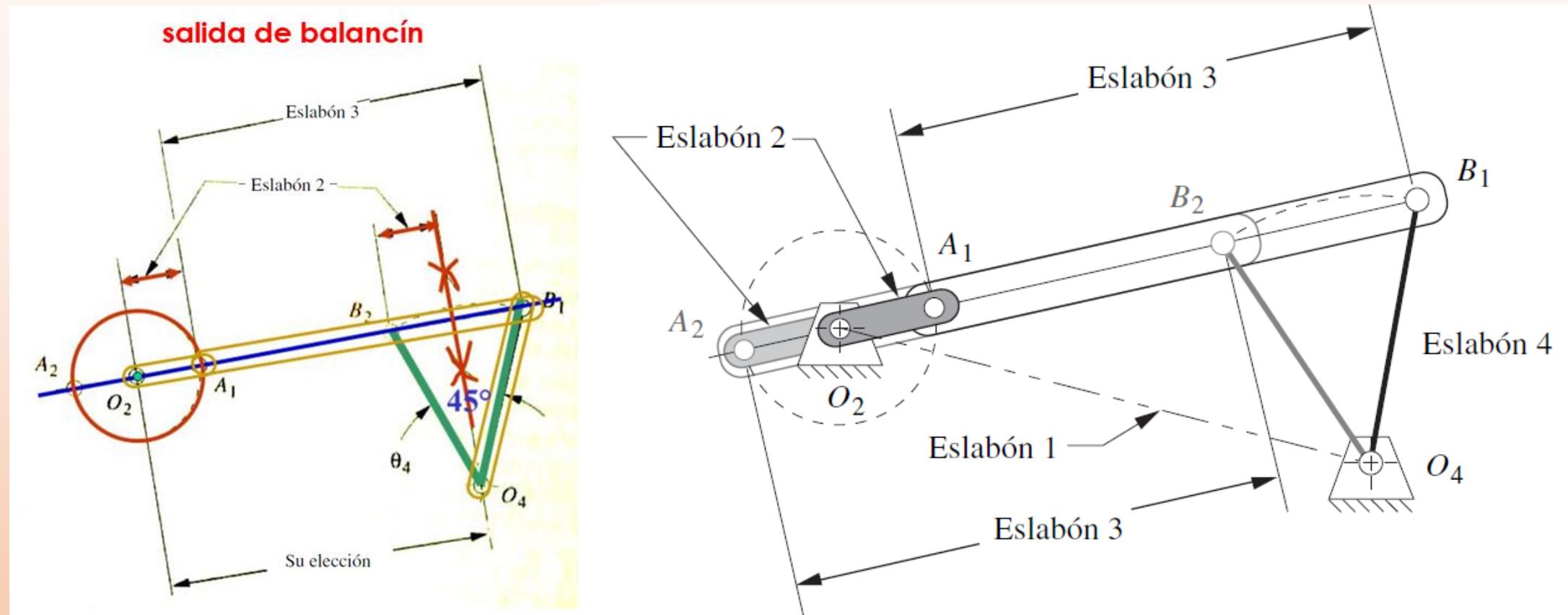
Salida de balancín. Dos posiciones con desplazamiento angular.  
(Generación de función.)

**Problema:** Diseñe una manivela-balancín de Grashof de cuatro barras que produzca una rotación de  $45^\circ$  del balancín con el mismo tiempo hacia delante y hacia atrás, con una entrada de motor de velocidad constante.

# Solución:

1. Dibuje el eslabón de salida  $O_4B$  en ambas posiciones extremas,  $B_1$  y  $B_2$  en cualquier lugar conveniente, de modo que el ángulo de movimiento deseado  $q_4$  quede subtendido.
2. Dibuje la cuerda  $B_1B_2$  y extiéndala en ambas direcciones.
3. Seleccione un punto conveniente  $O_2$  sobre la línea  $B_1B_2$  extendida.
4. Bisecte el segmento de línea  $B_1B_2$  y trace un círculo con ese radio alrededor de  $O_2$ .
5. Marque las dos intersecciones del círculo y  $B_1B_2$  extendido, como  $A_1$  y  $A_2$ .
6. Mida la longitud del acoplador como  $A_1$  a  $B_1$  o  $A_2$  a  $B_2$ .
7. Mida la longitud de la bancada 1, la manivela 2 y del balancín 4.
8. Encuentre la condición de Grashof. Si no es de Grashof, repita los pasos 3 a 8 con  $O_2$  más alejado de  $O_4$ .
9. Elabore un modelo de cartón del mecanismo y ármelo para verificar su funcionamiento y sus ángulos de transmisión.
10. Se puede introducir el archivo F03-04.4br al programa Fourbar para ver cómo se mueve este ejemplo.

# Continuación del ejemplo



a) Método de construcción

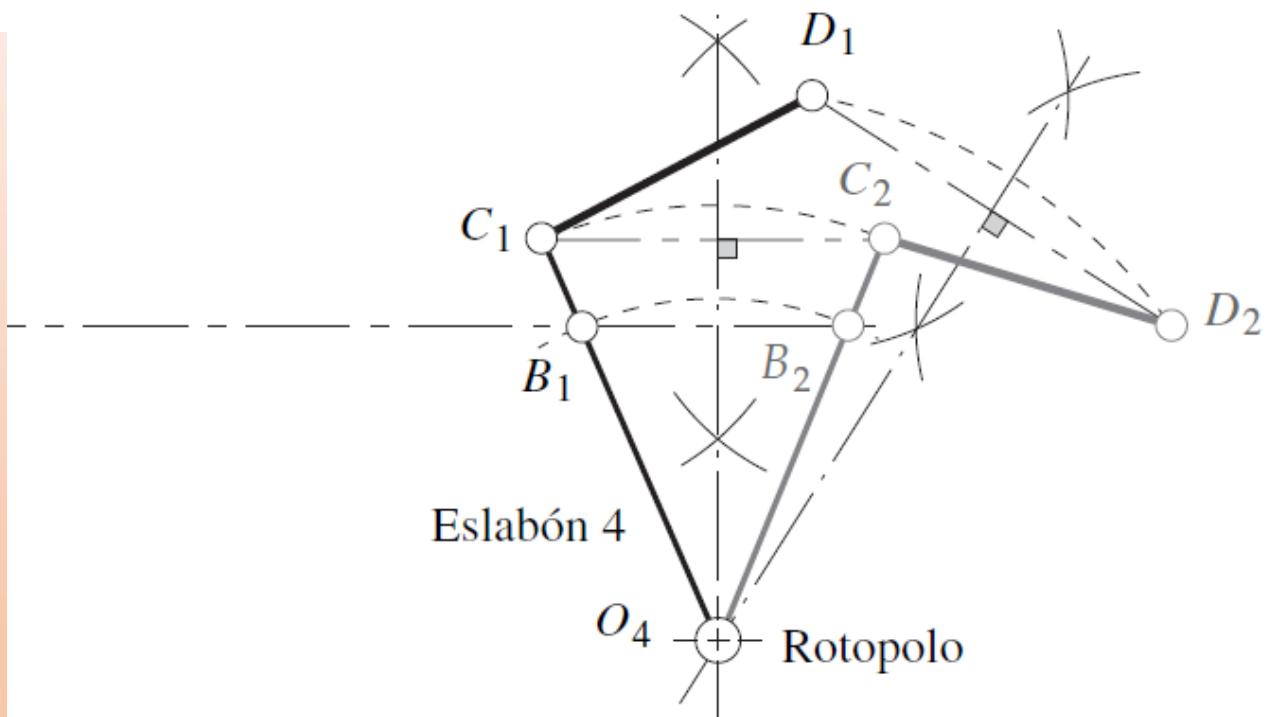
b) Eslabonamiento terminado

Síntesis de función de dos posiciones con salida de balancín (de no retorno rápido)

## EJEMPLO 3-2

Salida de balancín. Dos posiciones con desplazamiento complejo.  
(Generación de movimiento.)

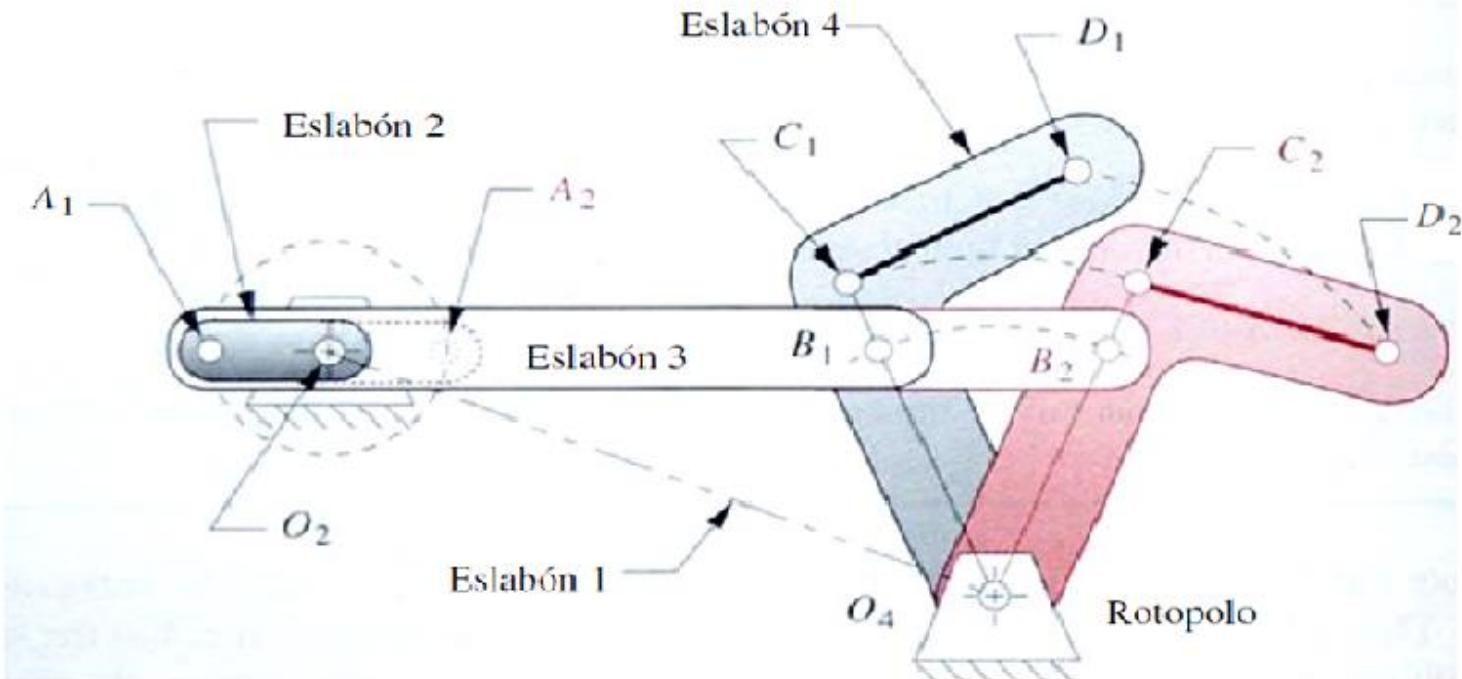
**Problema:** Diseñe un eslabonamiento de cuatro barras para mover el eslabón  $CD$  de la posición  $C_1D_1$  a  $C_2D_2$ .



a) Localización del rotopolo en el ejemplo 3-2

# Continuación del ejemplo

## Salida de balancín con movimiento complejo



b) Construcción del mecanismo mediante el método del ejemplo 3-1

**FIGURA 3-5**

Síntesis de movimiento en dos posiciones con salida de balancín (de no retorno rápido)

# Continuación del ejemplo

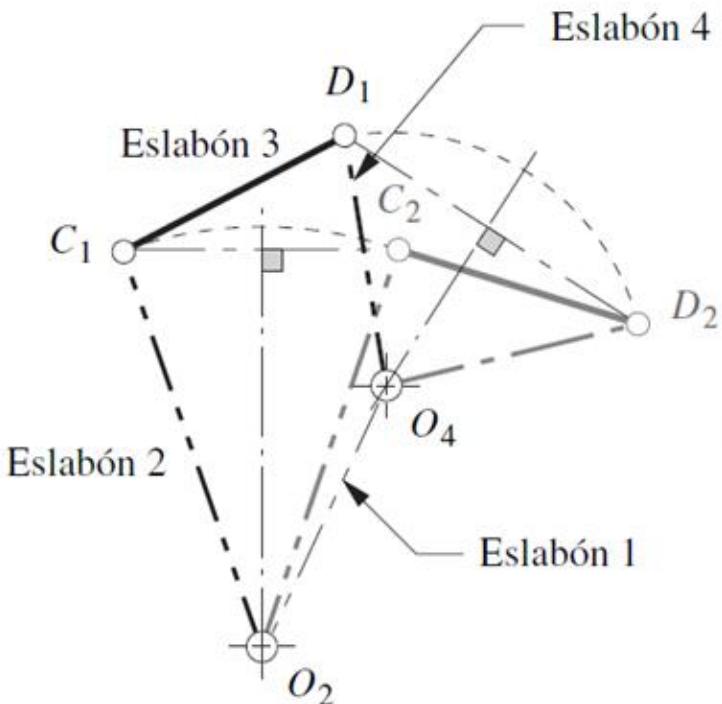
**Solución:** (Véase la figura 3-5\*.)

- 1 Dibuje el eslabón  $CD$  en sus posiciones deseadas  $C_1D_1$  y  $C_2D_2$  como se muestra en el plano.
  - 2 Trace líneas de construcciones del punto  $C_1$  a  $C_2$  y del punto  $D_1$  a  $D_2$ .
  - 3 Bisecte la línea  $C_1C_2$  y la línea  $D_1D_2$  y extienda sus bisectrices perpendiculares hasta intersectar a  $O_4$ . Su intersección es el **rotópolo**.
  - 4 Seleccione un radio conveniente y trace un arco alrededor del rotópolo para cortar ambas líneas  $O_4C_1$  y  $O_4C_2$ . Marque las intersecciones como  $B_1$  y  $B_2$ .
  - 5 Realice los pasos del 2 al 8 del ejemplo 3-1 (p. 93) para completar el mecanismo.
  - 6 Elabore un modelo del mecanismo y ármelo para comprobar su funcionamiento y sus ángulos de transmisión.
-

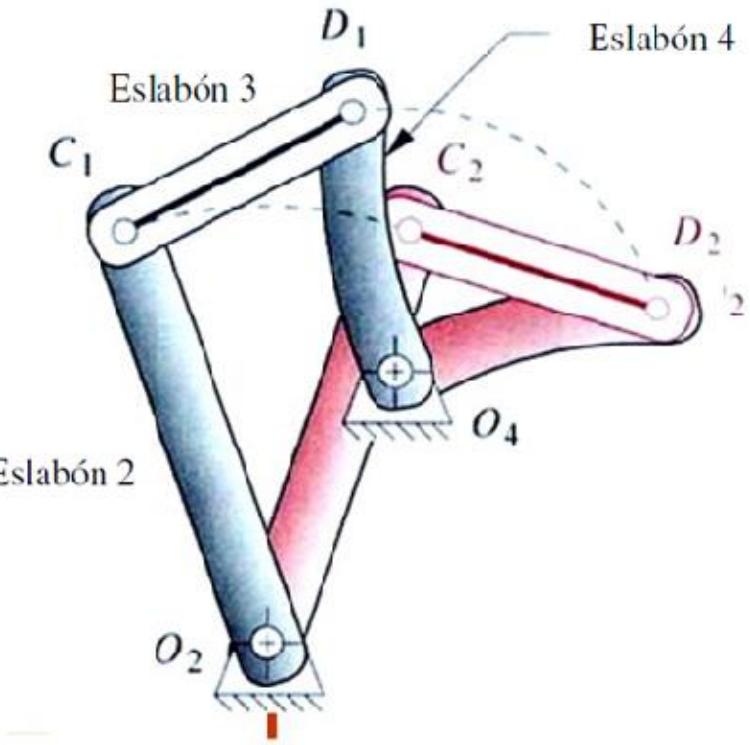


## EJEMPLO 3-3

Salida de acoplador. Dos posiciones con desplazamiento complejo.  
(Generación de movimiento.)



a) Síntesis de dos posiciones



b) Mecanismo de cuatro barras  
de no Grashof terminado

**FIGURA 3-6**

Síntesis de movimiento de dos posiciones con salida de acoplador

# Continuación del ejemplo

**Problema:** Diseñe un eslabonamiento de cuatro barras para mover el eslabón  $CD$  mostrado de la posición  $C_1D_1$  a  $C_2D_2$  (con pivotes móviles en  $C$  y  $D$ ).

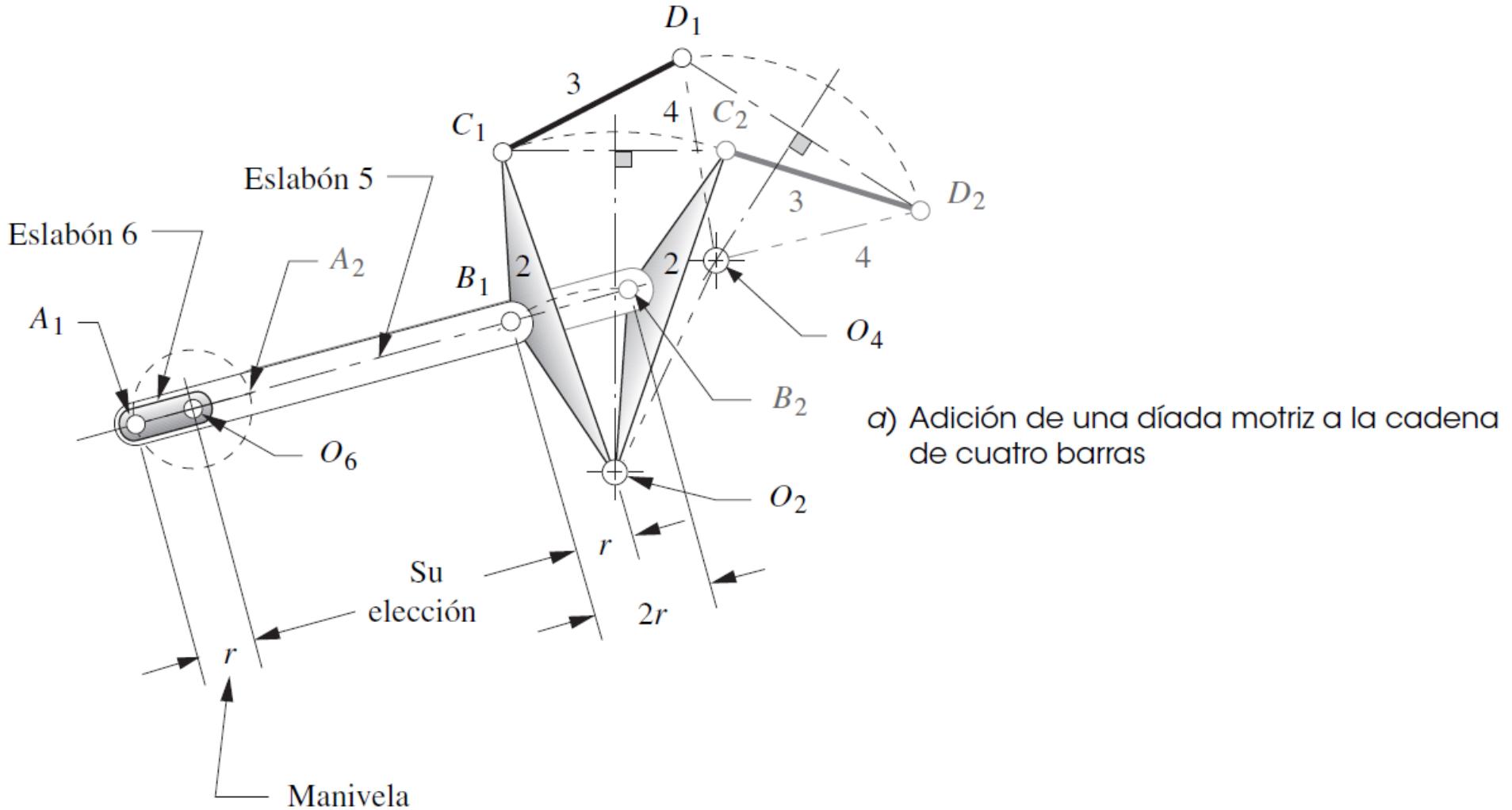
**Solución:** (Véase la figura 3-6.)

- 1 Dibuje el eslabón  $CD$  en sus dos posiciones deseadas,  $C_1D_1$  y  $C_2D_2$  como se muestra en el plano.
- 2 Trace líneas de construcción del punto  $C_1$  a  $C_2$  y del punto  $D_1$  a  $D_2$ .
- 3 Bisecte la línea  $C_1C_2$  y la línea  $D_1D_2$  y extienda las bisectrices perpendiculares en direcciones convenientes. El rotopolo **no** será utilizado en esta solución.
- 4 Seleccione cualquier punto conveniente en cada bisectriz como pivotes fijos  $O_2$  y  $O_4$ , respectivamente.
- 5 Conecte  $O_2$  con  $C_1$  y llámelo eslabón 2. Conecte  $O_4$  con  $D_1$  y llámelo eslabón 4.
- 6 La línea  $C_1D_1$  es el eslabón 3, la línea  $O_2O_4$  es el eslabón 1.
- 7 Verifique la condición de Grashof, y repita los pasos 4 a 7 si no está satisfecho. Observe que cualquier condición de Grashof es potencialmente aceptable en este caso.
- 8 Construya un modelo de cartón y verifique su funcionamiento para asegurarse de que puede pasar de la posición inicial a la final sin encontrar posiciones límite (agarrotamiento).
- 9 Verifique los ángulos de transmisión.



## EJEMPLO 3-4

Adición de una diáada (cadena de dos barras) para controlar el movimiento en el ejemplo 3-3 (p. 96).



# Continuación del ejemplo

**Problema:** Diseñe una **díada** para controlar y limitar los extremos de movimiento del mecanismo del ejemplo 3-3 a sus dos posiciones de diseño.

**Solución:** (Véase la figura 3-7a.)

- 1 Seleccione un punto conveniente en el eslabón 2 del eslabonamiento diseñado en el ejemplo 3-3. Observe que no necesita estar en la recta  $O_2C_1$ . Marque ese punto como  $B_1$ .
- 2 Trace un arco alrededor del centro  $O_2$  a través de  $B_1$  para intersectar la línea correspondiente  $O_2B_2$  en la segunda posición del eslabón 2. Marque este punto como  $B_2$ . La cuerda  $B_1B_2$  produce el mismo problema del ejemplo 3-1 (p. 93).
- 3 Realice los pasos 2 a 9 del ejemplo 3-1 para completar el eslabonamiento, excepto al agregar los eslabones 5 y 6 y el centro  $O_6$  en vez de los eslabones 2 y 3 y el centro  $O_2$ . El eslabón 6 será la manivela motriz. La subcadena de cuatro barras de eslabones  $O_6, A_1, B_1, O_2$  debe ser un mecanismo de Grashof del tipo manivela-balancín.

## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

### Síntesis de tres posiciones

- ▶ Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles especificados
- ▶ Síntesis de tres posiciones con los pivotes móviles alternos.
- ▶ Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados.

## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

### Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles especificados

- ▶ Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles especificados.
  - ▶ La síntesis de tres posiciones permite definir las tres posiciones de una línea en el plano y creará una configuración de eslabonamiento de cuatro barras para moverlo a cada una de esas posiciones. Éste es un problema de generación de movimiento.



#### EJEMPLO 3-5

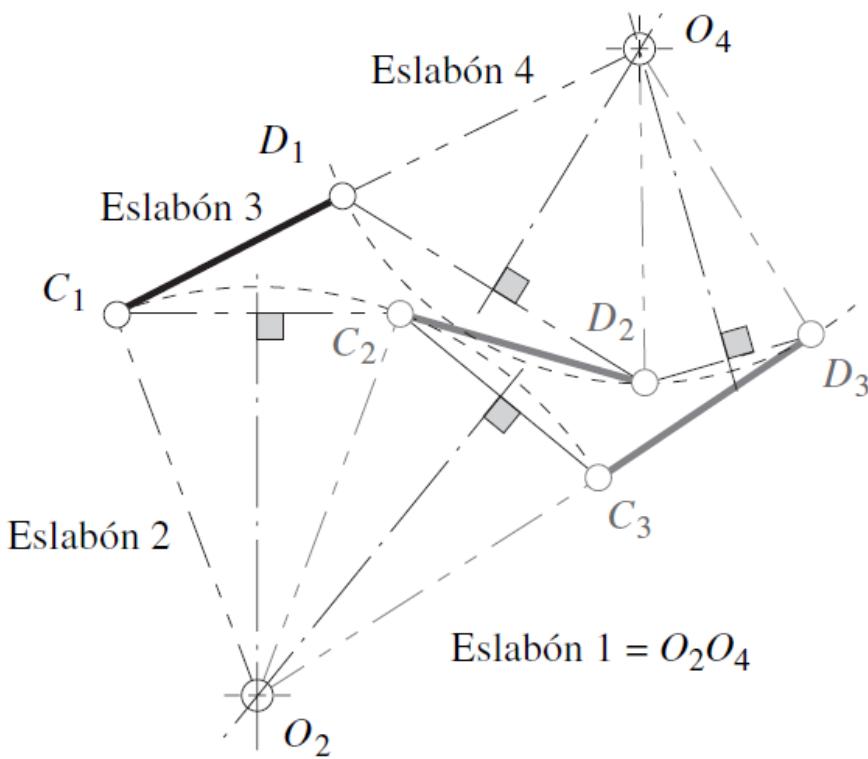
Salida de acoplador. Tres posiciones con desplazamiento complejo.  
(Generación de movimiento.)

**Problema:** Diseñe un mecanismo de cuatro barras para mover el eslabón  $CD$  mostrado de la posición  $C_1D_1$  hasta la  $C_2D_2$  y luego a la posición  $C_3D_3$ . Los pivotes móviles están en  $C$  y  $D$ . Localice los lugares del pivote fijo.

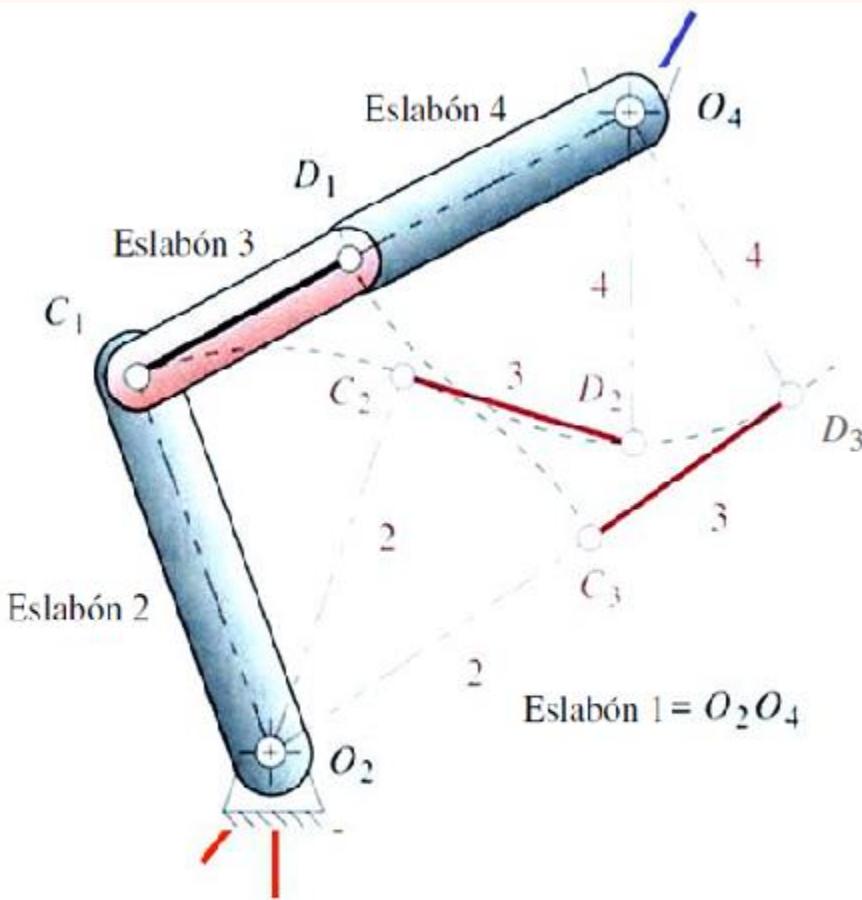
# Continuación del ejemplo

**Solución:** (Véase la figura 3-8, p. 99.)

- 1 Dibuje el eslabón  $CD$  en sus tres posiciones  $C_1D_1$ ,  $C_2D_2$ ,  $C_3D_3$  como se muestra en el plano.
- 2 Trace líneas de construcción del punto  $C_1$  a  $C_2$  y del punto  $C_2$  a  $C_3$ .
- 3 Bisecte las líneas  $C_1C_2$  y  $C_2C_3$  y prolongue sus bisectrices perpendiculares hasta que se corten. Marque su intersección como  $O_2$ .
- 4 Repita los pasos 2 y 3 para las líneas  $D_1D_2$  y  $D_2D_3$ . Marque la intersección como  $O_4$ .
- 5 Conecte  $O_2$  con  $C_1$  y llámelo eslabón 2. Conecte  $O_4$  con  $D_1$  y llámelo eslabón 4.
- 6 La línea  $C_1D_1$  es el eslabón 3. La línea  $O_2O_4$  es el eslabón 1.
- 7 Compruebe la condición de Grashof. Observe que cualquier condición de Grashof es potencialmente aceptable en este caso.
- 8 Construya un modelo de cartón y compruebe su funcionamiento para asegurarse de que puede pasar de la posición inicial a la final sin encontrar posiciones límite (agarrotamiento).
- 9 Construya una díada motriz de acuerdo con el método del ejemplo 3-4 (p. 97) mediante una extensión del eslabón 3 para enlazar la díada.



a) Método de construcción



b) Mecanismo de cuatro barras de no Grashof terminado

**FIGURA 3-8**

Síntesis de movimiento en tres posiciones

## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

### Síntesis de tres posiciones con los pivotes móviles alternos

- ▶ Síntesis de tres posiciones con los pivotes móviles alternos.
  - ▶ Otro problema potencial es la posibilidad de una ubicación indeseable de los pivotes fijos O<sub>2</sub> y O<sub>4</sub> con respecto a sus restricciones de empaque. Por ejemplo, si el pivote fijo de un diseño de mecanismo de limpiaparabrisas termina a la mitad del parabrisas, sería mejor rediseñarlo.



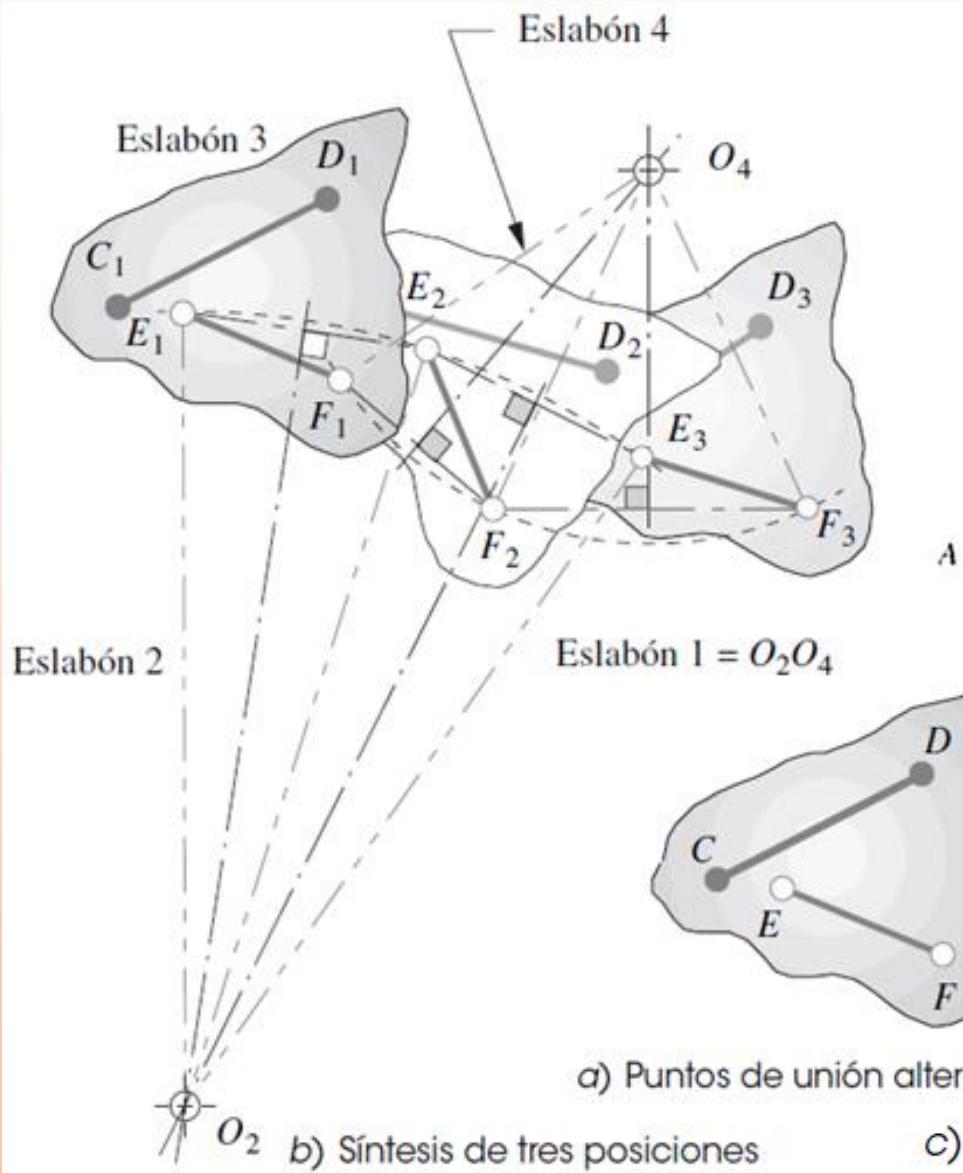
#### EJEMPLO 3-6

Salida de acoplador. Tres posiciones con desplazamiento complejo - puntos de unión alternos para los pivotes móviles. (Generación de movimiento.)

**Problema:** Diseñe un mecanismo de cuatro barras para mover el eslabón CD mostrado de la posición C<sub>1</sub>D<sub>1</sub> a C<sub>2</sub>D<sub>2</sub> y luego a la posición C<sub>3</sub>D<sub>3</sub>. Use diferentes pivotes móviles en lugar de CD. Localice las ubicaciones de pivote fijo.

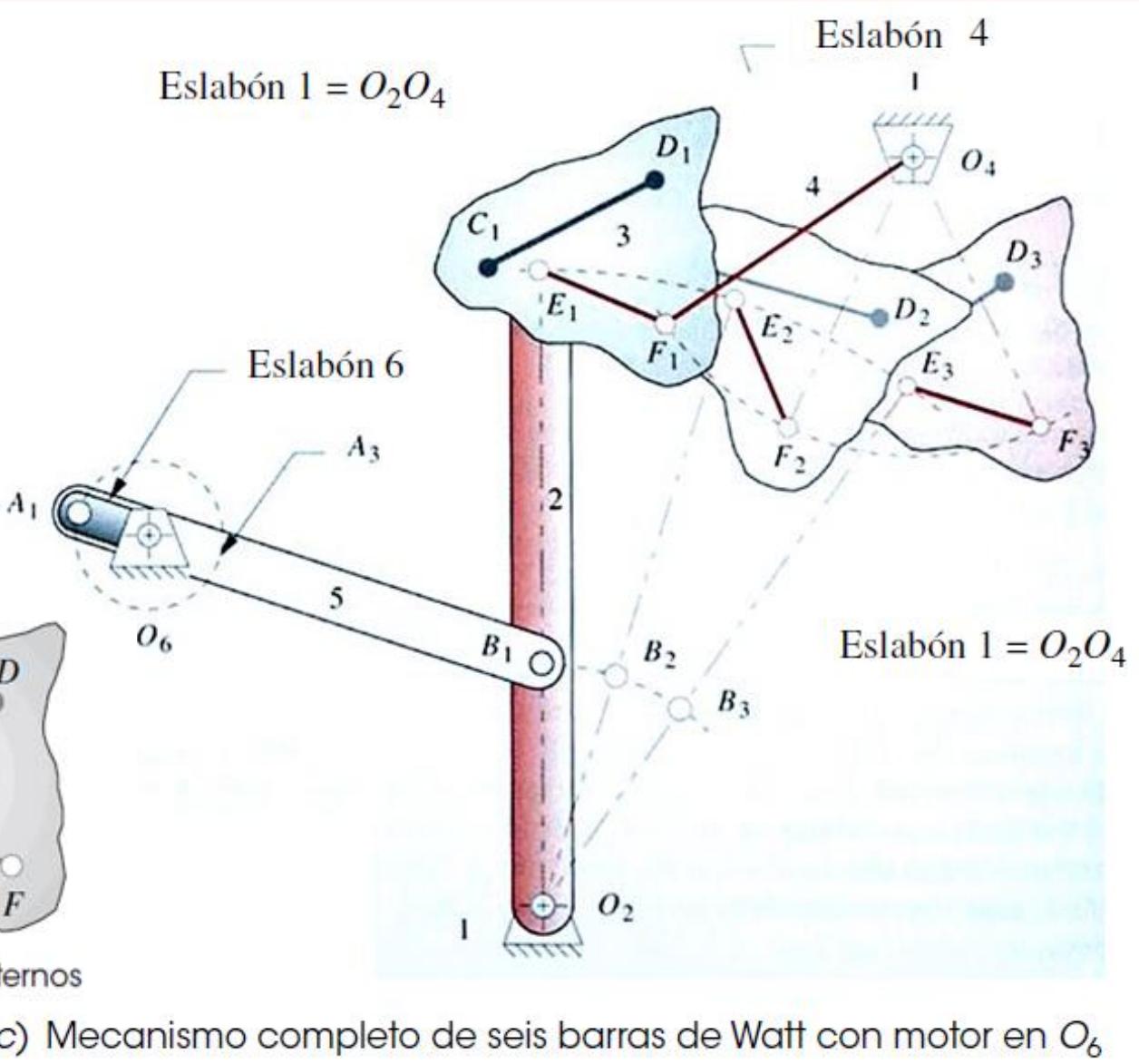
## **Solución:**

- 1 Dibuje el eslabón  $CD$  en sus tres posiciones deseadas  $C_1D_1, C_2D_2, C_3D_3$  en el plano, como se realizó en el ejemplo 3-5 (p. 98).
- 2 Defina nuevos puntos de unión  $E_1$  y  $F_1$  que tengan una relación fija entre  $C_1D_1$  y  $E_1F_1$  dentro del eslabón. Ahora use  $E_1F_1$  para definir las tres posiciones del eslabón.
- 3 Trace líneas de construcción del punto  $E_1$  al punto  $E_2$  y del punto  $E_2$  al punto  $E_3$ .
- 4 Biseque la línea  $E_1E_2$  y la línea  $E_2E_3$  y prolongue las bisectrices perpendiculares hasta que se corten. Marque la intersección como  $O_2$ .
- 5 Repita los pasos 2 y 3 para las líneas  $F_1F_2$  y  $F_2F_3$ . Marque la intersección como  $O_4$ .
- 6 Conecte  $O_2$  con  $E_1$  y llámelo eslabón 2. Conecte  $O_4$  con  $F_1$  y llámelo eslabón 4.
- 7 La línea  $E_1F_1$  es el eslabón 3. La línea  $O_2O_4$  es el eslabón 1.
- 8 Compruebe la condición de Grashof. Observe que cualquier condición de Grashof es potencialmente aceptable en este caso.
- 9 Construya un modelo y verifique su funcionamiento para asegurarse que pueda ir de la posición inicial a la final sin encontrar ninguna posición límite (de agarrotamiento). Si no es así, cambie las ubicaciones de los puntos  $E$  y  $F$  y repita los pasos 3 a 9.
- 10 Construya una diáada motriz que actúe en el eslabón 2 de acuerdo con el método del ejemplo 3-4 (p. 97).



a) Puntos de unión alternos

b) Síntesis de tres posiciones



c) Mecanismo completo de seis barras de Watt con motor en  $O_6$

## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

### Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados

- ▶ Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados.
  - ▶ Sería preferible si se pudieran definir las ubicaciones de los pivotes fijos, así como también las tres posiciones del eslabón móvil, y luego sintetizar los puntos de fijación apropiados, E y F, con respecto al eslabón móvil para satisfacer estas restricciones más reales. El principio de inversión se puede aplicar a este problema.



#### EJEMPLO 3-7

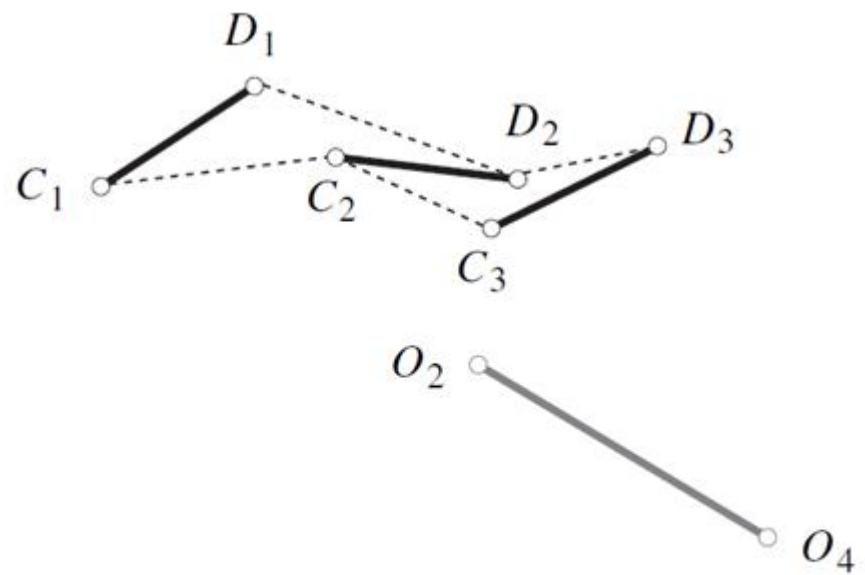
Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados. Inversión del problema de síntesis de movimiento de tres posiciones.

**Problema:** Invierta un mecanismo de cuatro barras que mueve el eslabón  $CD$  mostrado de la posición  $C_1D_1$  a  $C_2D_2$  y luego a la posición  $C_3D_3$ . Use los pivotes fijos especificados  $O_2$  y  $O_4$ .

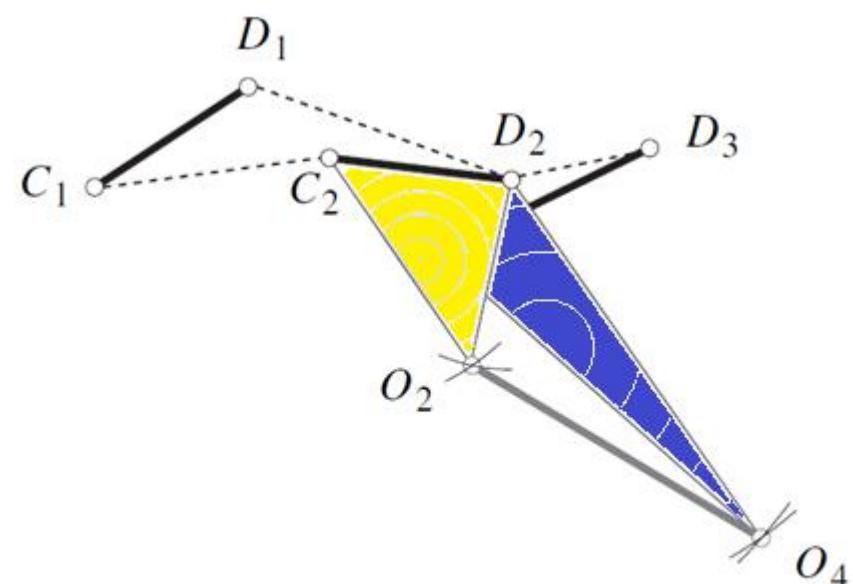
**Solución:** Primero encuentre las posiciones invertidas del eslabón de bancada correspondiente a las tres posiciones del acoplador especificadas. (Véase la figura 3-10, p. 102.)

- 1 Dibuje el eslabón  $CD$  en sus tres posiciones deseadas  $C_1D_1$ ,  $C_2D_2$ ,  $C_3D_3$  en el plano, como se realizó en el ejemplo 3-5 (p. 98) y como se muestra en la figura 3-10a.
- 2 Dibuje la bancada  $O_2O_4$  en su posición deseada en el plano con respecto a la primera posición del acoplador  $C_1D_1$  como se muestra en la figura 3-10a.
- 3 Trace los arcos de construcción del punto  $C_2$  a  $O_2$  y del punto  $D_2$  a  $O_2$  cuyos radios definen los lados del triángulo  $C_2O_2D_2$ . Éste define la relación del pivote fijo  $O_2$  con respecto a la línea del acoplador  $CD$  en la segunda posición de éste, como es muestra en al figura 3-10b.
- 4 Trace los arcos de construcción del punto  $C_2$  a  $O_4$  y del punto  $D_2$  a  $O_4$  cuyos radios definen los lados del triángulo  $C_2O_4D_2$ . Éste define la relación del pivote fijo  $O_4$  con respecto a la línea del acoplador  $CD$  en la segunda posición de éste como se muestra en la figura 3-10b.
- 5 Ahora transfiera esta relación de regreso a la primera posición del acoplador  $C_1D_1$  de modo que la posición del plano de bancada  $O_2'O_4'$  guarde la misma relación con  $C_1D_1$  que  $O_2O_4$  guardó con la segunda posición del acoplador  $C_2D_2$ . En efecto, usted está deslizando  $C_2$  a lo largo de la línea punteada  $C_2-C_1$  y  $D_2$  a lo largo de la línea punteada  $D_2-D_1$ . Con esto se pretende que el plano de la bancada se mueva de  $O_2O_4$  a  $O_2'O_4'$  en vez de que el acoplador se mueva de  $C_1D_1$  a  $C_2D_2$ . Es decir, se *invierte* el problema.

- 6 Repita el proceso para la tercera posición del acoplador, como se muestra en la figura 3-10d y transfiera la tercera posición relativa de la bancada a la primera posición o referencia mostrada en la figura 3-10e.
- 7 Las tres posiciones invertidas del plano de bancada que corresponden a las tres posiciones del acoplador están marcadas como  $O_2O_4$ ,  $O'_2O'_4$  y  $O''_2O''_4$  y también se han renombrado como  $E_1F_1$ ,  $E_2F_2$  y  $E_3F_3$ , como se muestra en la figura 3-10f. Éstas corresponden a las tres posiciones del acoplador mostradas en la figura 3-10a. Observe que las tres líneas originales  $C_1D_1$ ,  $C_2D_2$  y  $C_3D_3$  ya no se necesitan para la síntesis del mecanismo.
- 

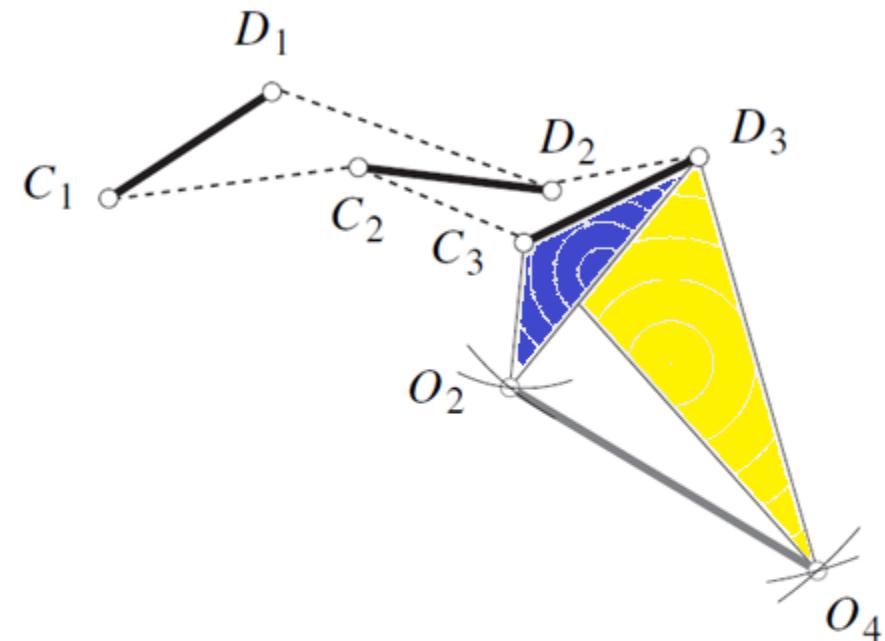
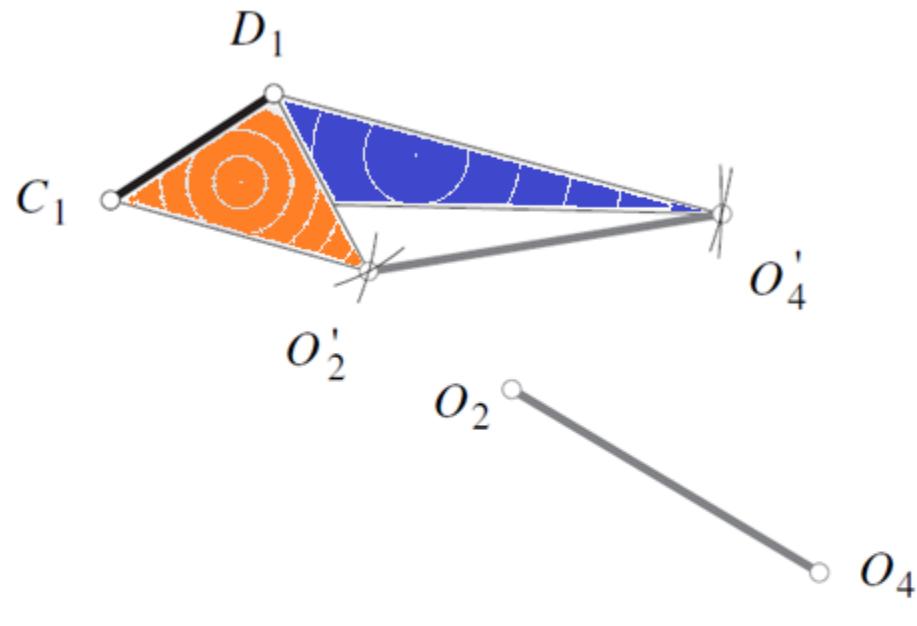


a) Problema original de tres posiciones del acoplador con pivotes especificados



b) Posición del plano fijo con respecto a la segunda posición del acoplador

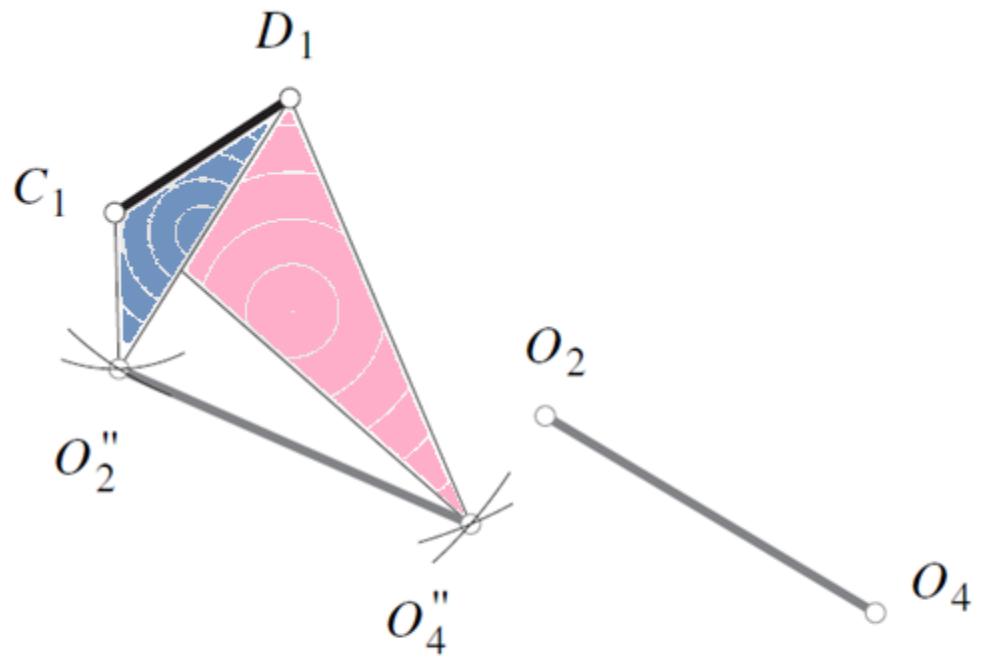
## Cont. Ejemplo 3-7



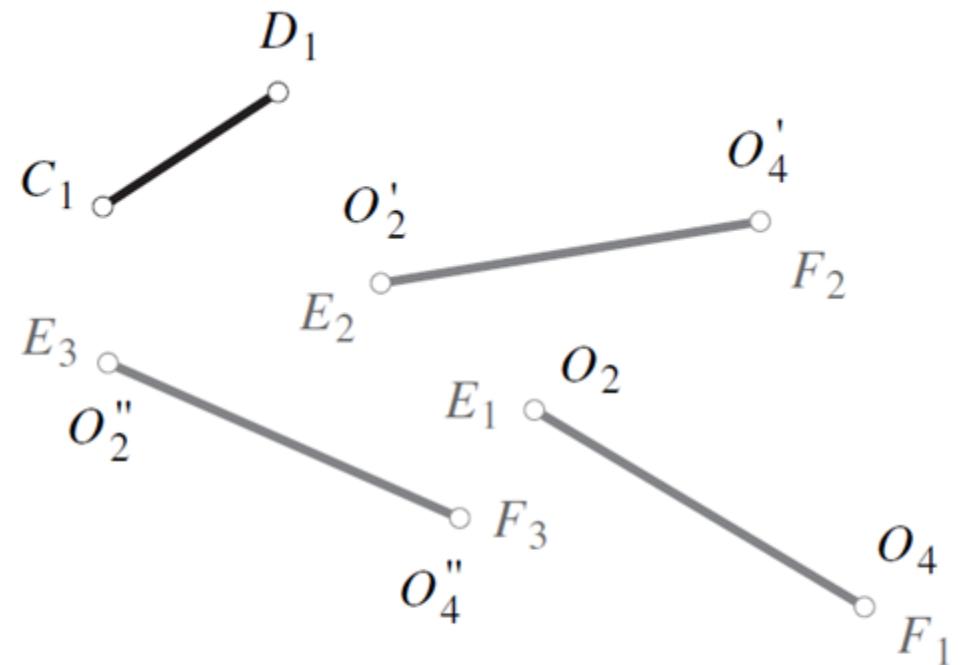
c) Traslado de la segunda posición del plano fijo a la localización de referencia en la primera posición

d) Posición del plano fijo con respecto a la tercera posición del acoplador

## Cont. Ejemplo 3-7



e) Traslado de la tercera posición del plano fijo a la localización de referencia en la primera posición



f) Las tres posiciones invertidas del plano fijo correspondientes a la posición original del acoplador



## EJEMPLO 3-8

Localización de los pivotes móviles para tres posiciones y pivotes fijos especificados.

**Problema:** Diseñe un mecanismo de cuatro barras para mover el eslabón  $CD$  mostrado de la posición  $C_1D_1$  a  $C_2D_2$  y luego a la posición  $C_3D_3$ . Use los pivotes fijos especificados  $O_2$  y  $O_4$ . Encuentre las ubicaciones de los pivotes móviles requeridas en el acoplador mediante la inversión.

**Solución:** Con las posiciones de los eslabones de tierra invertidas  $E_1F_1$ ,  $E_2F_2$  y  $E_3F_3$ , encontradas en el ejemplo 3-7 (p. 101), encuentre los pivotes fijos para el movimiento invertido, luego reinvierta el mecanismo resultante para crear los pivotes móviles para las tres posiciones del acoplador  $CD$  que utilizan los pivotes fijos seleccionados  $O_2$  y  $O_4$ , como se muestra en la figura 3-10a (véase también la figura 3-11\* p. 104).

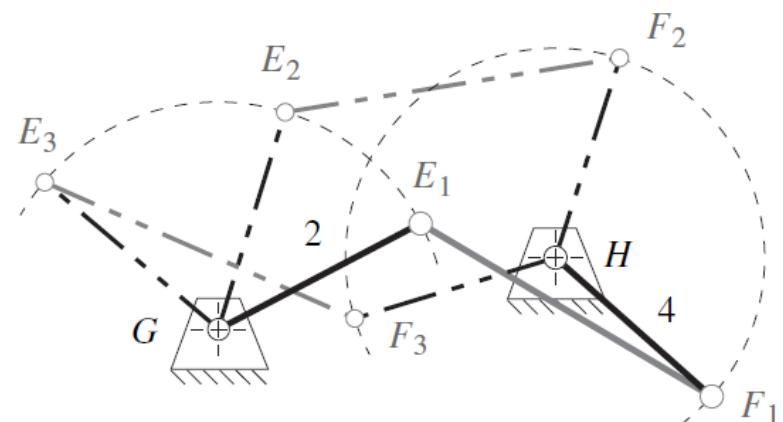
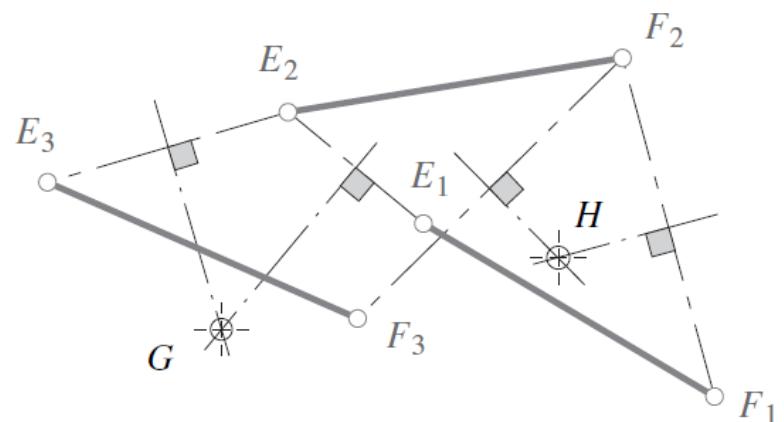
- 1 Comience con las tres posiciones invertidas en el plano, como se muestra en las figuras 3-10f y 3-11a. Las líneas  $E_1F_1$ ,  $E_2F_2$  y  $E_3F_3$  definen las tres posiciones del eslabón invertido a ser movido.
- 2 Trace líneas de construcción del punto  $E_1$  a  $E_2$  y del punto  $E_2$  a  $E_3$ .
- 3 Biseque la línea  $E_1E_2$  y la línea  $E_2E_3$  y prolongue las bisectrices hasta que se intersequen. Marque la intersección como  $G$ .
- 4 Repita los pasos 2 y 3 para las líneas  $F_1F_2$ ,  $F_2F_3$ . Marque la intersección como  $H$ .

## Cont. Ejemplo 3-8

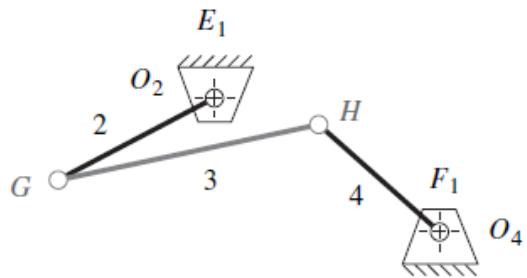
- 5 Conecte  $G$  con  $E_1$  y nómbrelo como eslabón 2. Conecte  $H$  con  $F_1$  y nómbrelo como eslabón 4. Véase la figura 3-11b.
- 6 En este mecanismo invertido, la línea  $E_1F_1$  es el acoplador, eslabón 3. La línea  $GH$  es el eslabón bancada 1.
- 7 Ahora se debe reinvertir el mecanismo para regresar a la configuración original. La línea  $E_1F_1$  en realidad es la bancada  $O_2O_4$  y  $GH$  en realidad es el acoplador. La figura 3-11c muestra la reinversión del mecanismo en la cual los puntos  $G$  y  $H$  ahora son los pivotes móviles en el acoplador, y  $E_1F_1$  ha recobrado su identidad como eslabón de bancada  $O_2O_4$ . (Véase la figura 3-10e, p. 102.)
- 8 La figura 3-11d reintroduce la línea original  $C_1D_1$  en su relación correcta con la línea  $O_2O_4$  en la posición inicial como se muestra en el planteamiento del problema original en la figura 3-10a. Esto constituye el plano del acoplador requerido y define una forma mínima del eslabón 3.
- 9 Los movimientos angulares requeridos para alcanzar la segunda y tercera posiciones de la línea  $CD$  mostradas en la figura 3-11e son las mismas que las definidas en la figura 3-11b para la inversión del mecanismo. El ángulo  $F_1HF_2$  en la figura 3-11b es el mismo ángulo que  $H_1O_4H_2$  de la figura 3-11e, y  $F_2HF_3$  es igual al ángulo  $H_2O_4H_3$ . Las excursiones angulares del eslabón 2 conservan la misma relación entre la figura 3-11b y e. Los movimientos angulares de los eslabones 2 y 4 son iguales con ambas inversiones ya que sus excursiones son relativas entre sí.

## Cont. Ejemplo 3-8

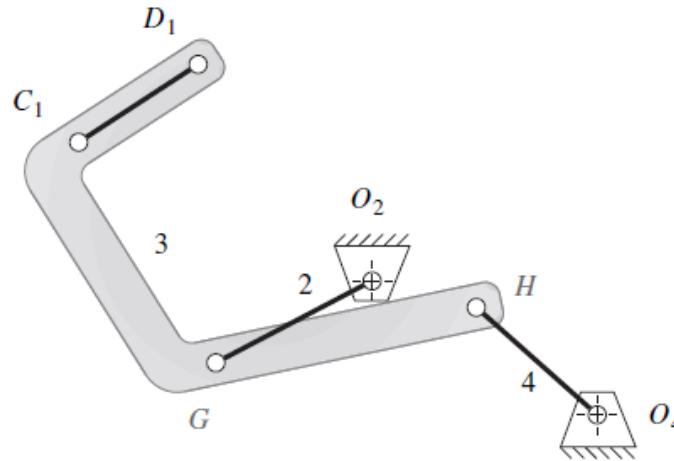
- 10 Verifique la condición de Grashof. Observe que cualquier condición de Grashof es potencialmente aceptable en este caso, siempre que el mecanismo tenga movilidad entre las tres posiciones. Esta solución es un mecanismo de no Grashof.
- 11 Construya un modelo de cartón y compruebe su funcionamiento para asegurarse de que se puede pasar de la posición inicial a la final sin encontrar posiciones límite (agarrotamiento). En este caso los eslabones 3 y 4 alcanzan una posición de agarrotamiento entre los puntos  $H_1$  y  $H_2$ . Esto significa que este mecanismo no puede impulsarse desde el eslabón 2, ya que permanecerá en esa posición de agarrotamiento. Debe impulsarse desde el eslabón 4.



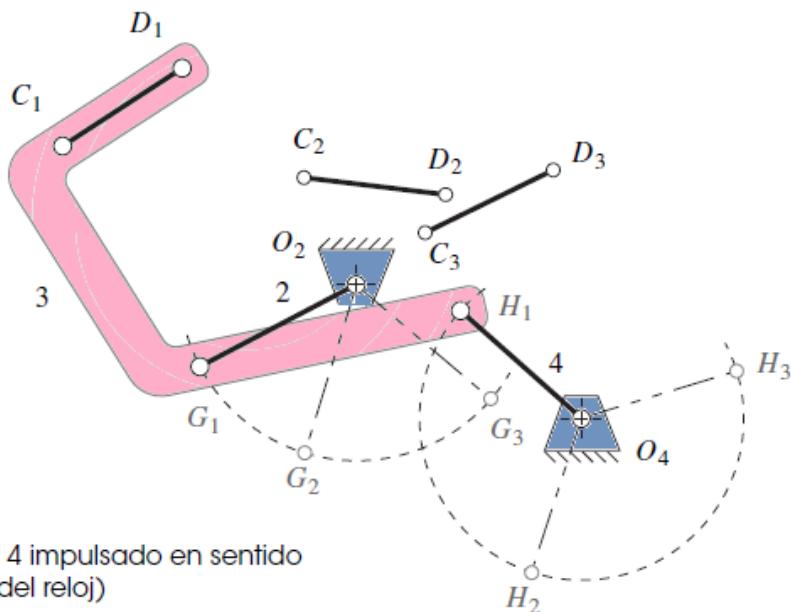
a) Construcción para encontrar los pivotes "fijos"  $G$  y  $H$       b) Inversión correcta del eslabonamiento deseado



c) Reinversión para obtener el resultado



d) Recolocación de la línea CD en el eslabón 3



e) Las tres posiciones (el eslabón 4 impulsado en sentido contrario al de las manecillas del reloj)

**FIGURA 3-11**

Construcción del eslabonamiento para tres posiciones con pivotes fijos especificados por inversión

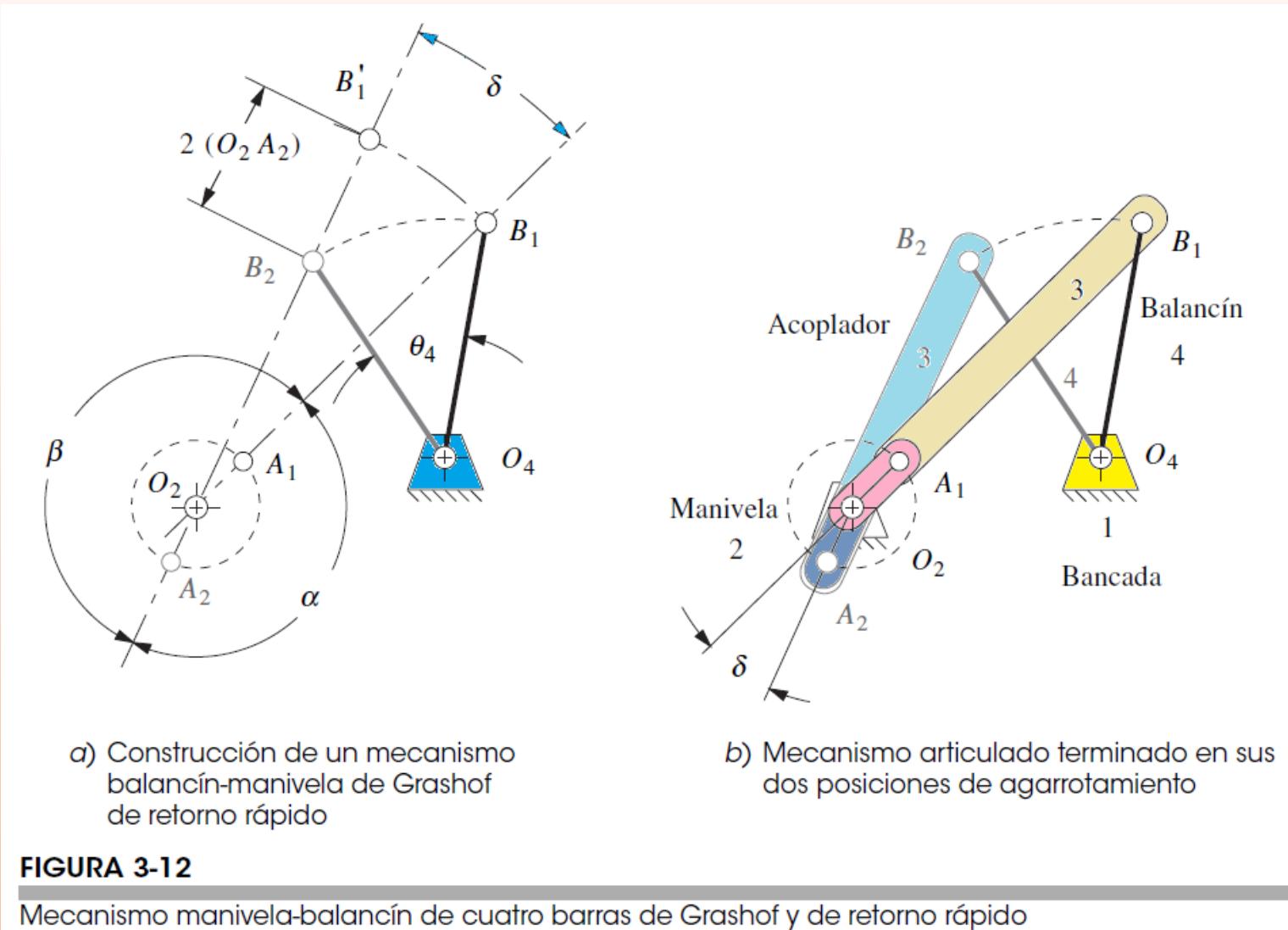
## 3.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

### Síntesis de posición para más de tres posiciones

- ▶ La síntesis de cuatro posiciones.
  - ▶ Se formula un conjunto de ecuaciones vectoriales simultáneas para representar las cuatro posiciones deseadas de todo el mecanismo. Éstas se resuelven después de que el diseñador elige algunos valores para las variables.
  - ▶ El programa de computadora Lincages [1] de Erdman y colaboradores, y el programa Kinsyn [5] de Kaufman, proporcionan un medio basado en gráficos de computadora conveniente y fácil de utilizar para hacer las elecciones de diseño necesarias para resolver el problema de cuatro posiciones.

# 3.5 MECANISMOS DE RETORNO RÁPIDO

Mecanismo de retorno rápido de cuatro barras





## EJEMPLO 3-9

Mecanismo de cuatro barras de retorno rápido de manivela-balancín para una relación de tiempo especificada.<sup>†</sup>

**Problema:** Rediseñe el ejemplo 3-1 (p. 93) para proporcionar una relación de tiempo de 1:1.25 con  $45^\circ$  de movimiento del balancín.

**Solución:** (Véase la figura 3-12\*.)

- 1 Dibuje el eslabón de salida  $O_4B$  en ambas posiciones extremas, en un lugar conveniente, de modo que el ángulo de movimiento deseado,  $\theta_4$ , es subtendido.
- 2 Calcule  $\alpha$ ,  $\beta$ , y  $\delta$  con las ecuaciones 3.1 y 3.2. Para este ejemplo,  $\alpha = 160^\circ$ ,  $\beta = 200^\circ$ ,  $\delta = 20^\circ$ .
- 3 Trace una línea de construcción a través del punto  $B_1$  a cualquier ángulo conveniente.
- 4 Trace una línea de construcción a través del punto  $B_2$  a un ángulo  $\delta$  con la primera línea.
- 5 Marque la intersección de las dos líneas de construcción como  $O_2$ .
- 6 La línea  $O_2O_4$  ahora define el eslabón de bancada.

## Cont. Ejemplo 3-9

- 7 Calcule las longitudes de la manivela y el acoplador al medir  $O_2B_1$  y  $O_2B_2$  y resuélvalas simultáneamente.

$$\text{Acoplador} + \text{manivela} = O_2B_1$$

$$\text{Acoplador} - \text{manivela} = O_2B_2$$

o puede construir la longitud de la manivela haciendo oscilar un arco con centro en  $O_2$  desde  $B_1$  para cortar la línea  $O_2B_2$  prolongada. Marque la intersección como  $B_1'$ . La línea  $B_2B_1'$  es el doble de la longitud de la manivela. Biseque este segmento de línea para medir la longitud de la manivela  $O_2A_1$ .

- 8 Calcule la condición de Grashof. Si es de no Grashof, repita los pasos 3 a 8 con  $O_2$  adelante de  $O_4$ .
- 9 Elabore un modelo de cartón del mecanismo y ármelo para verificar su funcionamiento.
- 10 Verifique los ángulos de transmisión.

# 3.5 MECANISMOS DE RETORNO RÁPIDO

## Mecanismo de retorno rápido de seis barras



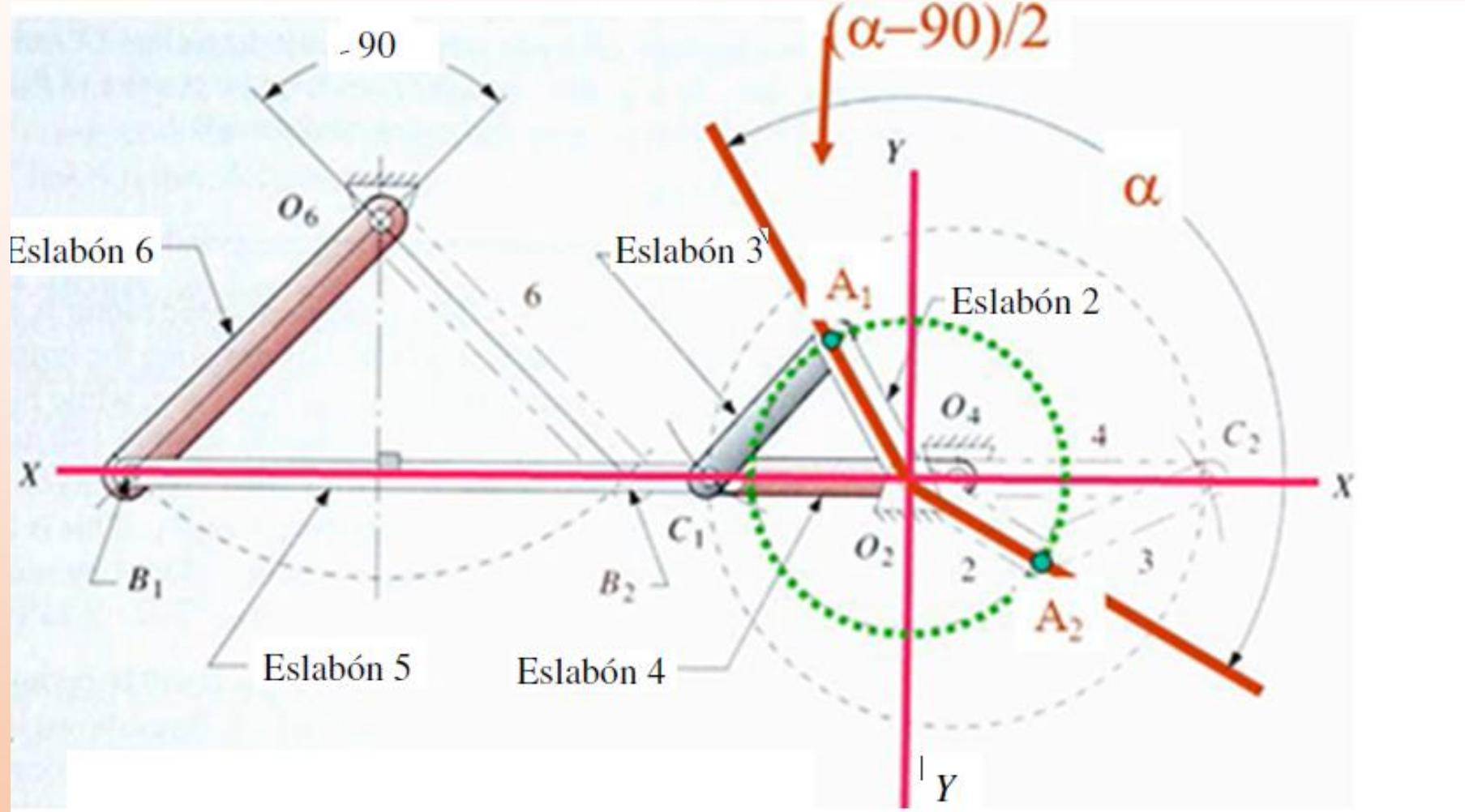
### EJEMPLO 3-10

Mecanismo de retorno rápido de seis barras con eslabón de arrastre y relación de tiempo especificada.

**Problema:** Proporcionar una relación de tiempo de 1:1.4 con movimiento del balancín de  $90^\circ$ .

**Solución:** (Véase la figura 3-13.)

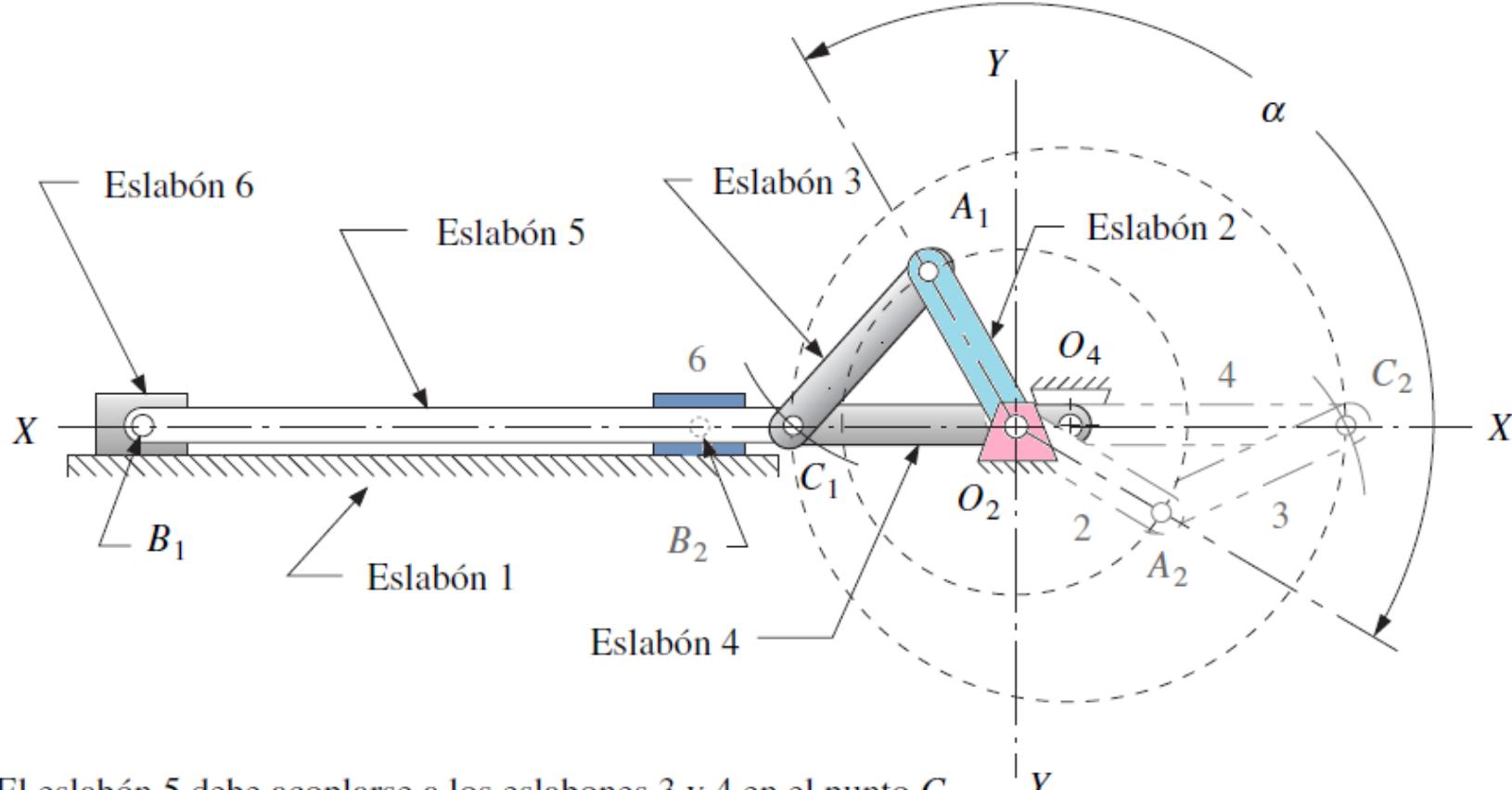
- 1 Calcule  $\alpha$  y  $\beta$  con las ecuaciones 3.1. En este ejemplo  $\alpha = 150^\circ$  y  $\beta = 210^\circ$ .
- 2 Dibuje una línea de centros  $XX$  en cualquier lugar conveniente.
- 3 Elija un lugar para el pivote de manivela  $O_2$  en la línea  $XX$  y trace un eje  $YY$  perpendicular a  $XX$  a través de  $O_2$ .
- 4 Dibuje un círculo de radio conveniente  $O_2A$  con centro en  $O_2$ .
- 5 Trace el ángulo  $\alpha$  con vértice en  $O_2$  simétrico con respecto al cuadrante uno.



- Nota: El eslabón 5 debe acoplarse con los eslabones 3 y 4 en el punto  $C$
- a) Mecanismo de seis barras de retorno rápido, eslabón de arrastre y salida de balancín

## Cont. Ejemplo 3-10

- 6 Marque los puntos  $A_1$  y  $A_2$  en las intersecciones de las líneas que subtienden el ángulo  $\alpha$  y el círculo de radio  $O_2A$ .
  - 7 Ajuste el compás a un radio conveniente  $AC$  suficientemente largo para cortar  $XX$  en dos lugares a ambos lados de  $O_2$  cuando oscile a partir tanto de  $A_1$  como de  $A_2$ . Designe  $C_1$  y  $C_2$  a las intersecciones.
  - 8 La línea  $O_2A_1$  es la manivela motriz, eslabón 2 y la línea  $A_1C_1$  es el acoplador, eslabón 3.
  - 9 La distancia  $C_1C_2$  es dos veces la longitud de la manivela impulsada (arrastrada). Biséctela para localizar el pivote fijo  $O_4$ .
  - 10 La línea  $O_2O_4$  ahora define el eslabón de bancada. La línea  $O_4C_1$  es la manivela impulsada, eslabón 4.
  - 11 Calcule la condición de Grashof. Si no es de Grashof, repita los pasos 7 a 11 con un radio más corto en el paso 7.
  - 12 Invierta el método del ejemplo 3-1 (p. 93) para crear la diáada de salida con  $XX$  como la cuerda y  $O_4C_1$  como manivela motriz. Los puntos  $B_1$  y  $B_2$  quedarán sobre la línea  $XX$  separadas una distancia  $2O_4C_1$ . El pivote  $O_6$  quedará sobre la bisectriz perpendicular de  $B_1B_2$  a una distancia de la línea  $XX$  que subtienda el ángulo del balancín de salida especificado.
  - 13 Verifique los ángulos de transmisión.
-

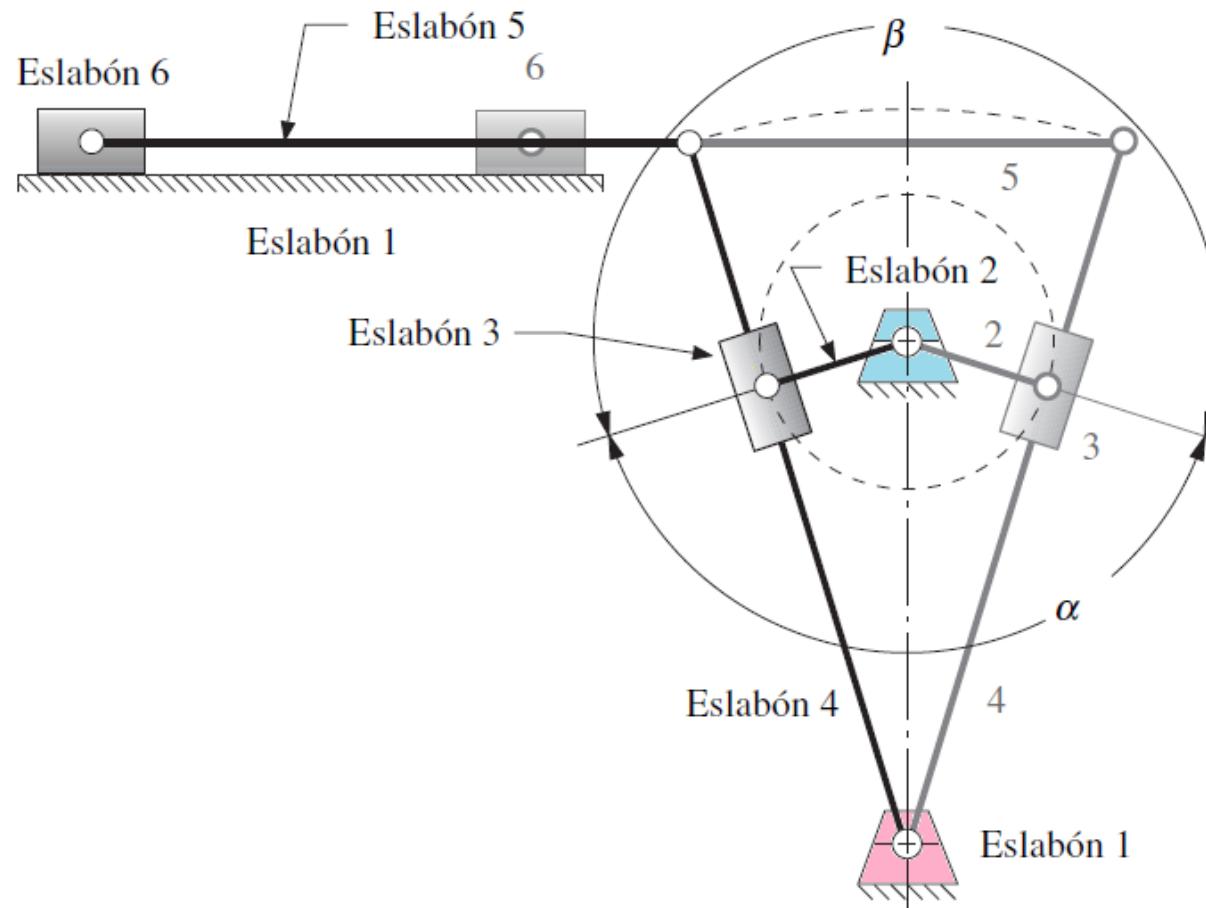


b) Mecanismo de seis barras de retorno rápido, eslabón de arrastre y salida de corredera

**FIGURA 3-13**

Síntesis de un mecanismo de seis barras con eslabón de arrastre y retorno rápido

# Manivela -corredera de retorno rápido

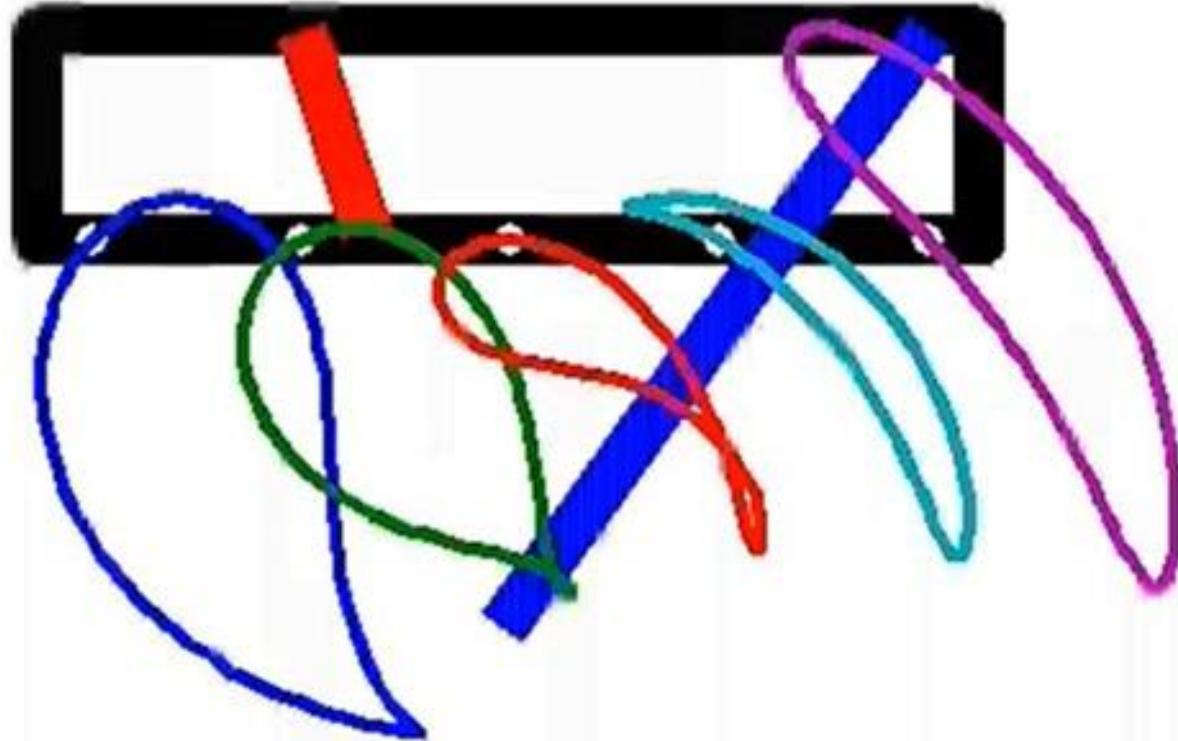


**FIGURA 3-14**

Mecanismo de retroceso rápido, del tipo de manivela de cepilladora

## 3.6 CURVAS DEL ACOPLADOR

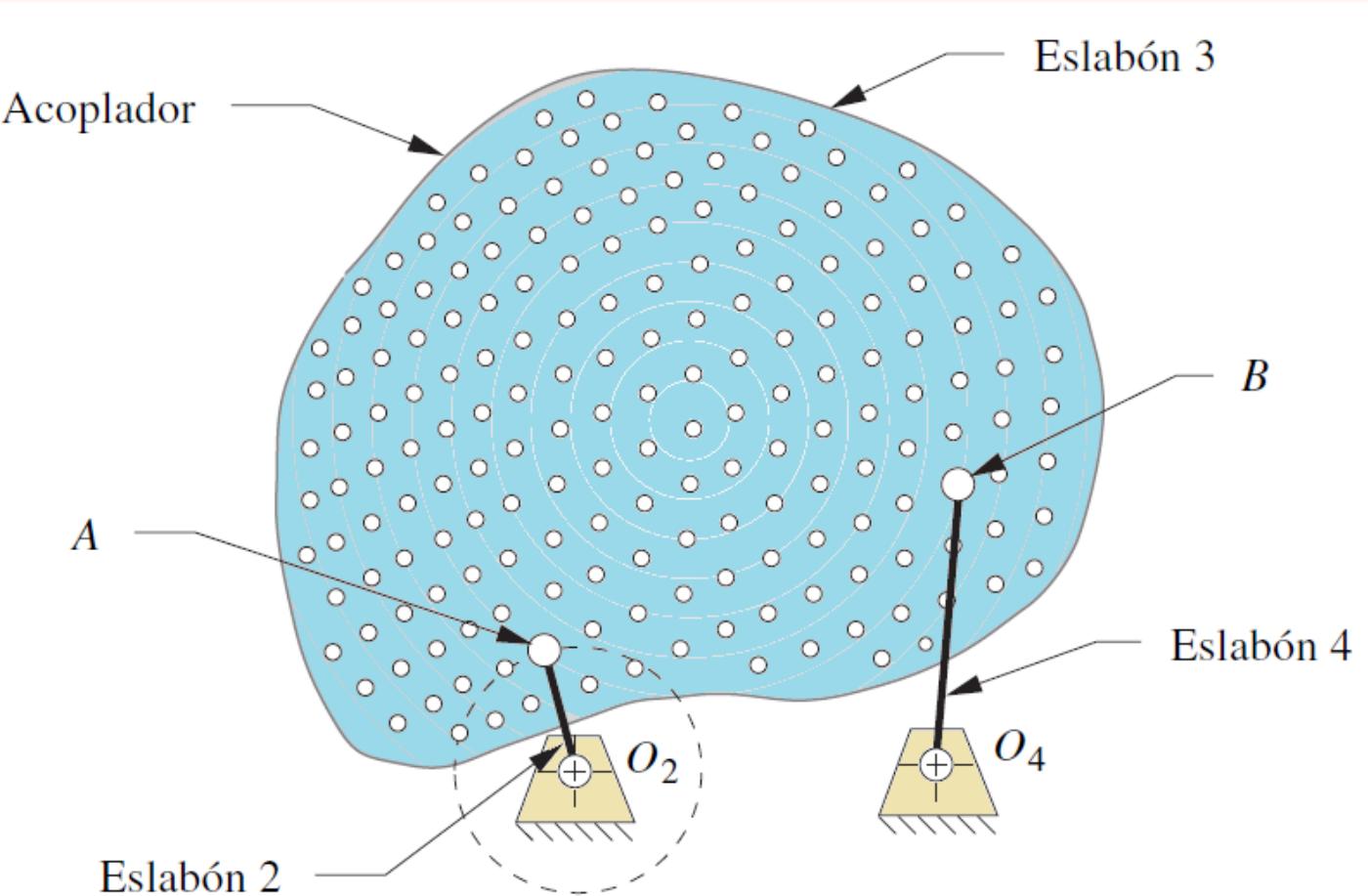
Un **acoplador** realiza movimiento complejo y, por lo tanto, los puntos en él pueden tener movimientos de trayectoria de alto grado. En general, mientras más eslabones haya, más alto será el grado de la curva generada, donde el grado en este caso significa la potencia más alta de cualquier término en su ecuación. Una curva (función) puede tener tantas intersecciones (raíces) con cualquier línea recta como el **grado de la función**. La manivela-corredera de cuatro barras tiene, en general, curvas del acoplador de cuarto grado; la junta de pasador de cuatro barras, hasta de sexto grado.



La figura 3-15 muestra un mecanismo de cuatro barras con su acoplador extendido para incluir un gran número de puntos, cada uno de los cuales describe una curva del acoplador diferente. Hay que observar que estos puntos pueden estar en cualquier parte en el acoplador, incluso a lo largo de la línea *AB*. Existe, desde luego, una infinidad de puntos en el acoplador, cada uno de los cuales genera una curva diferente.

**FIGURA 3-15**

Acoplador de un mecanismo de cuatro barras extendido para incluir un gran número de puntos del acoplador



# Las curvas del acoplador de cuatro barra

Dos características interesantes de algunas curvas del acoplador son la **cúspide** y la **crúnoda**. Una cúspide es una forma puntiaguda en la curva que tiene la útil propiedad de la velocidad instantánea cero. Una crúnoda es un punto doble que se presenta donde la curva del acoplador se cruza a sí misma creando lazos múltiples.

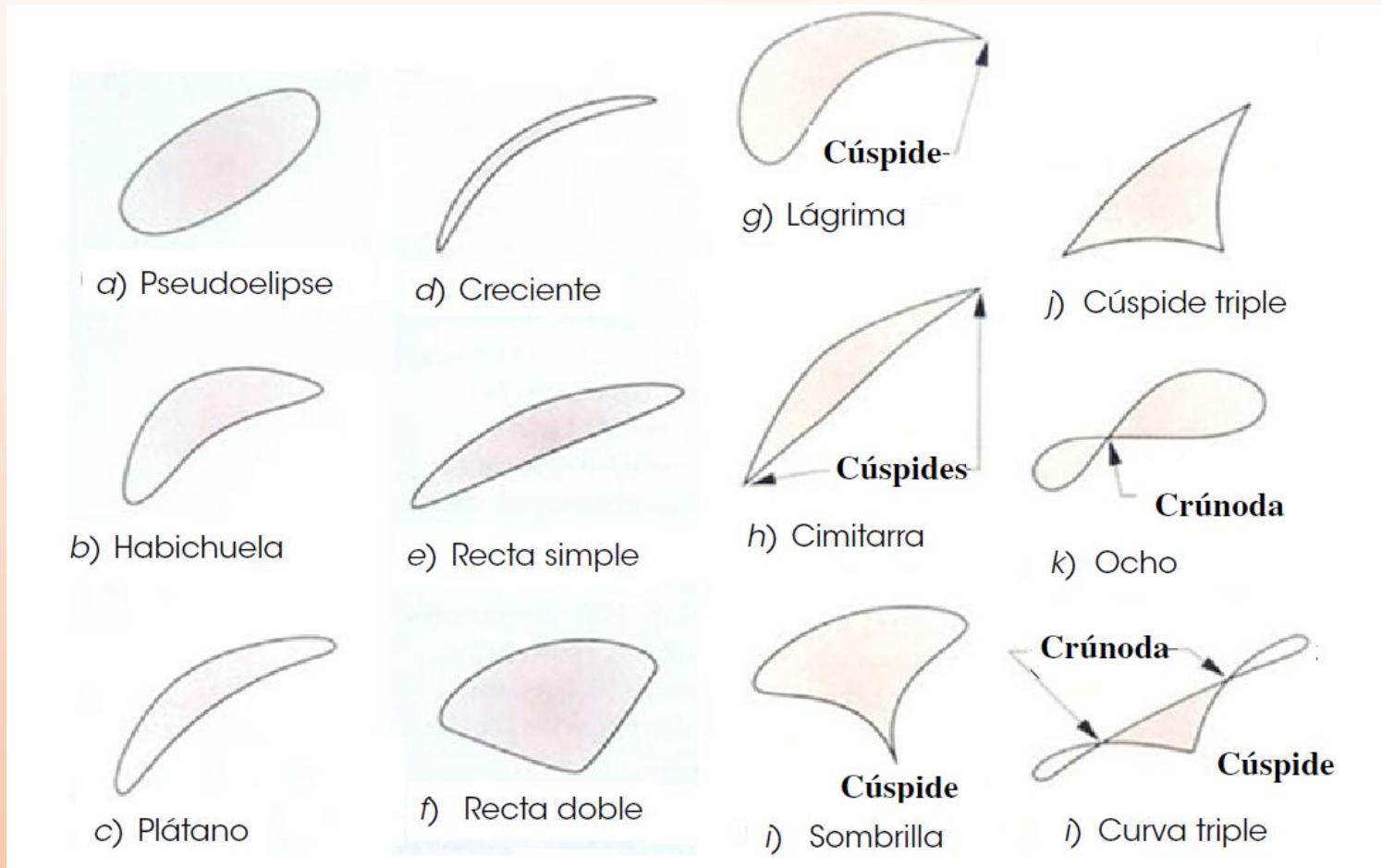
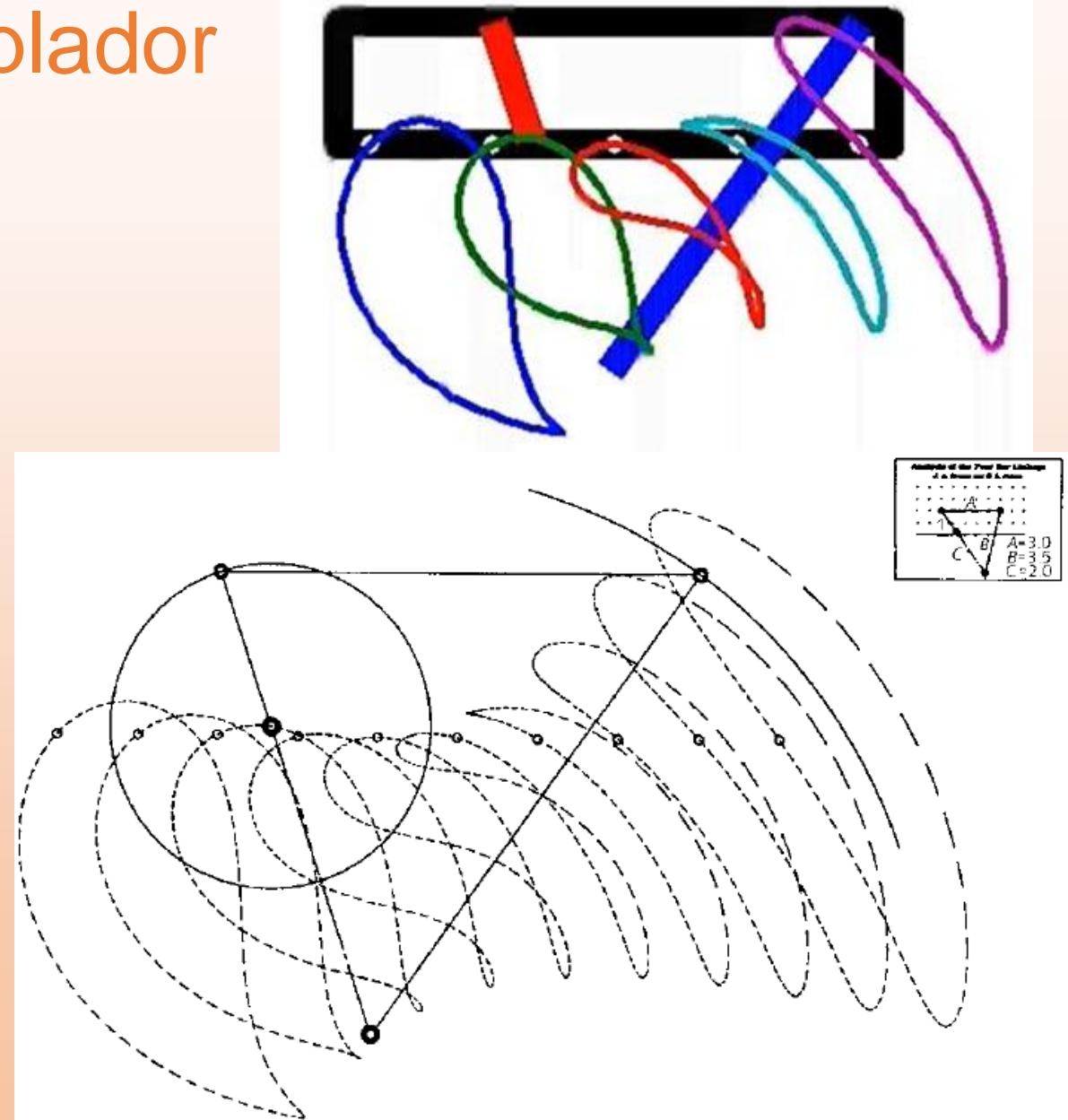


FIGURA 3-16

"Catálogo resumido"  
de formas de curva del  
acoplador

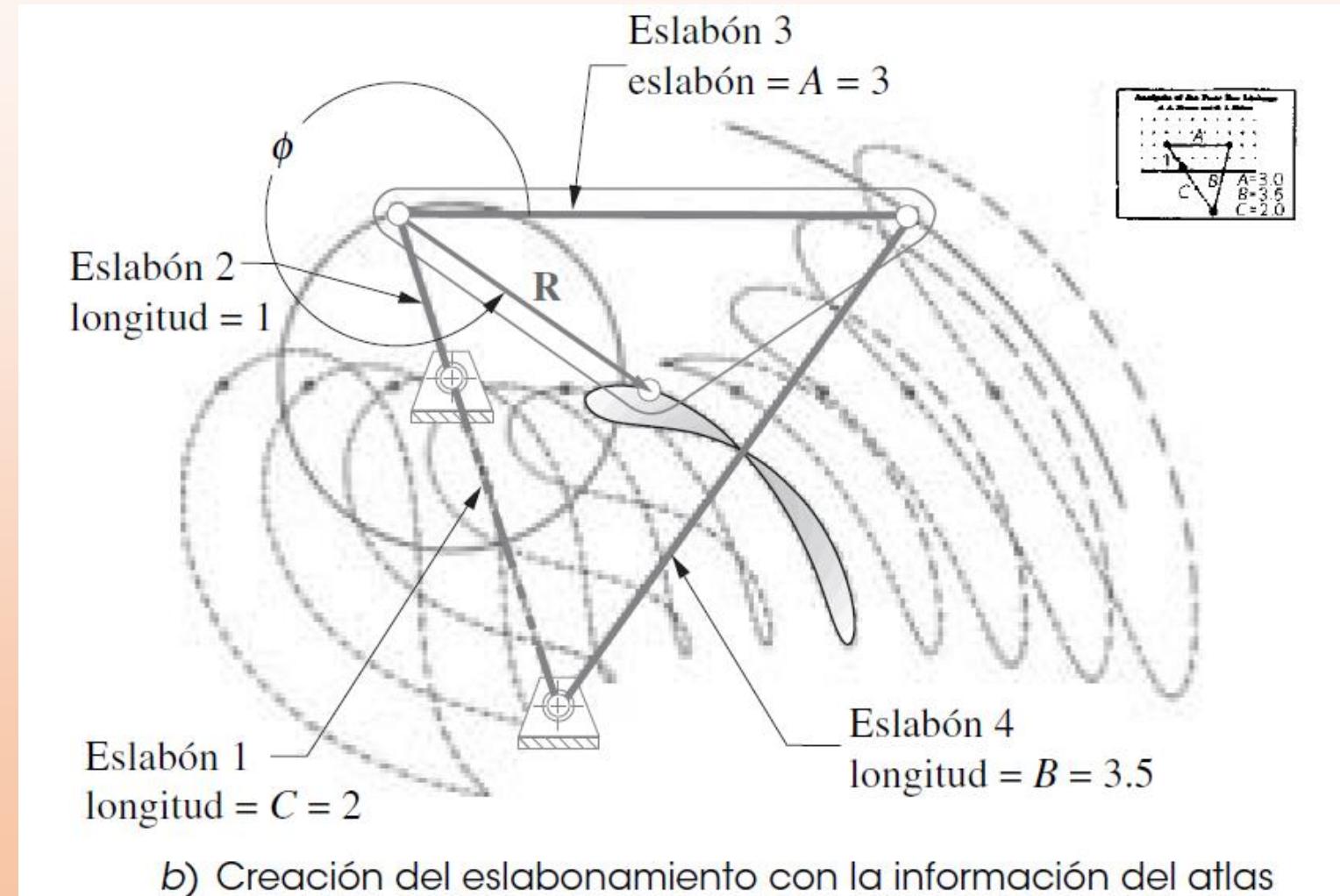
# Curvas del acoplador

El atlas de *Hrones y Nelson* (H&N) de curvas de acoplador de cuatro barras. El acoplador se muestra como una matriz de cincuenta puntos del acoplador para cada geometría del mecanismo y en cada página aparecen diez. Por lo tanto, cada geometría del mecanismo ocupa cinco páginas.



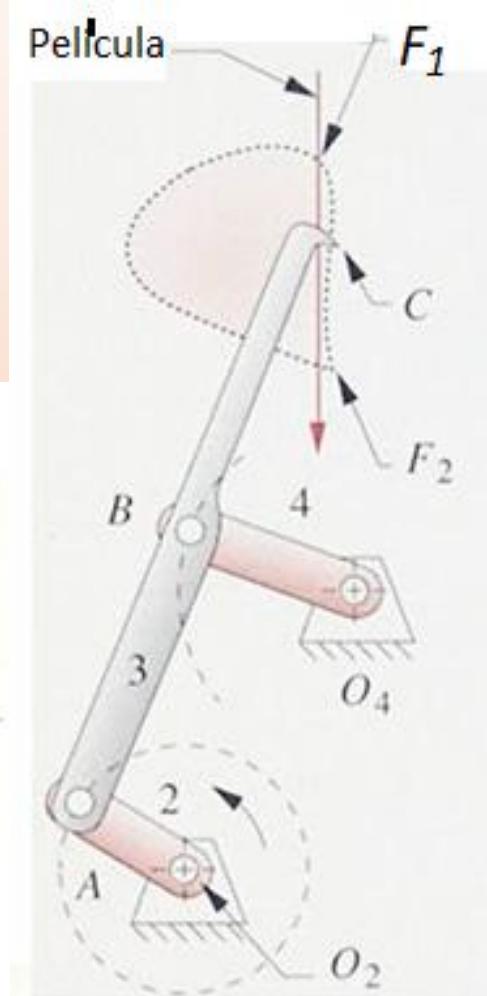
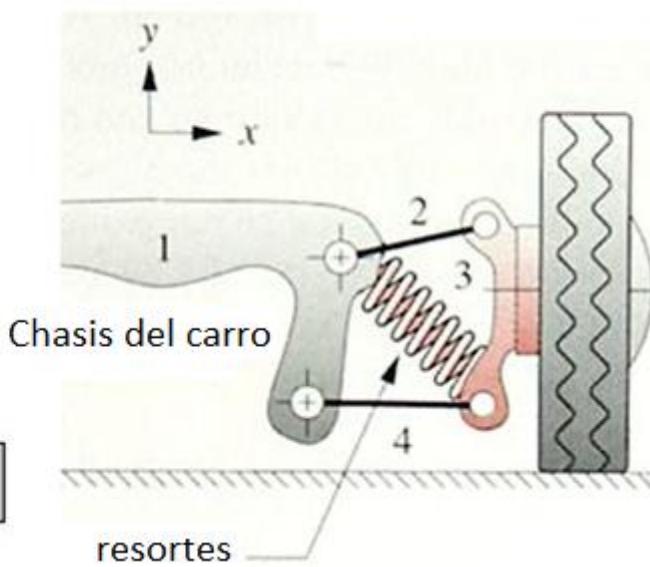
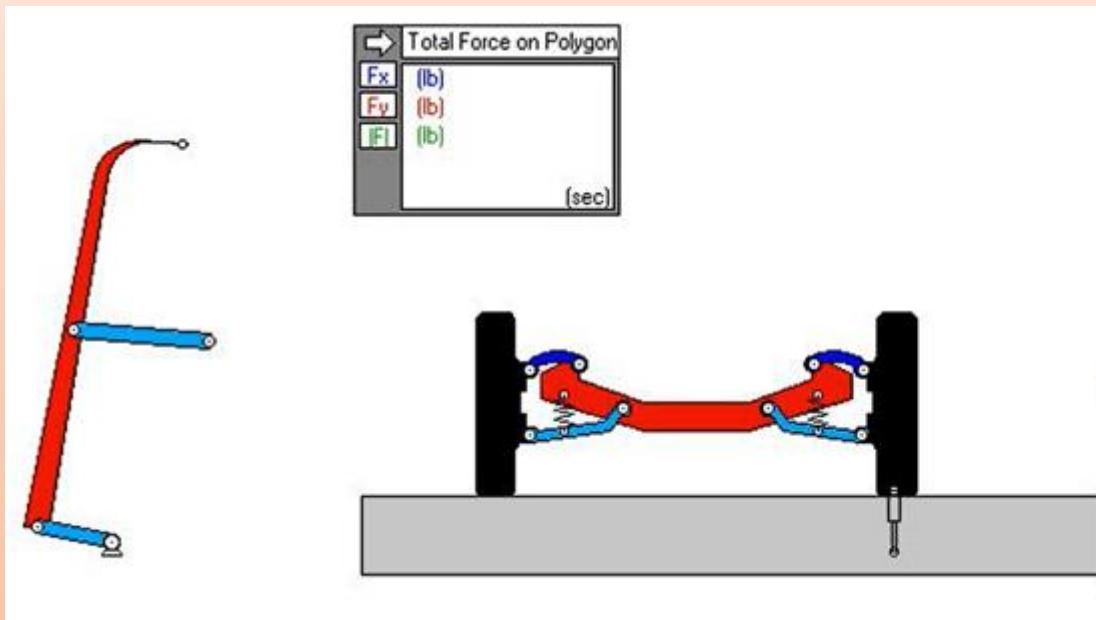
# Curvas del acoplador

La ubicación del punto del acoplador elegido puede tomarse a escala del atlas y queda definida en el acoplador por la posición del vector **R** cuyo ángulo constante  $\phi$  se mide con respecto a la línea de centros del acoplador. Las curvas del acoplador H&N se muestran con líneas punteadas. Cada ciclo a rayas representa cinco grados de rotación de la manivela.



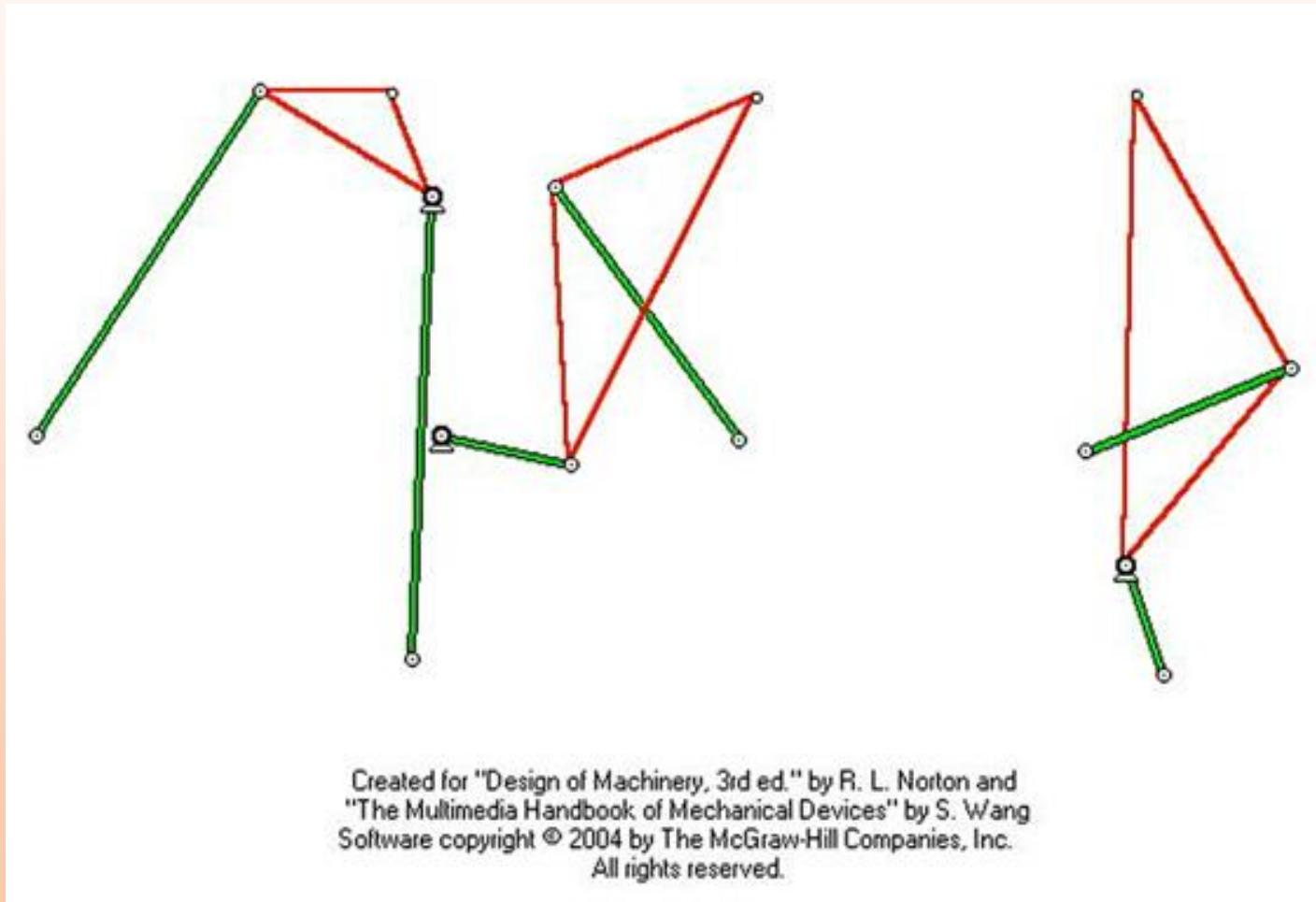
# Curvas del acoplador (Ejemplos)

- El mecanismo de avance de película en la cámara se usa para pausar entre cuadros.
- La suspensión se usa para hacer que el punto de contacto del neumático se mueva verticalmente.



## 3.7 COGNADOS

El término cognado fue utilizado por Hartenberg y Denavit para describir un mecanismo, de diferente geometría, que genera la misma curva del acoplador. Samuel Roberts (1875)[23] y Chebyschev (1878) descubrieron el teorema que ahora lleva sus nombres.



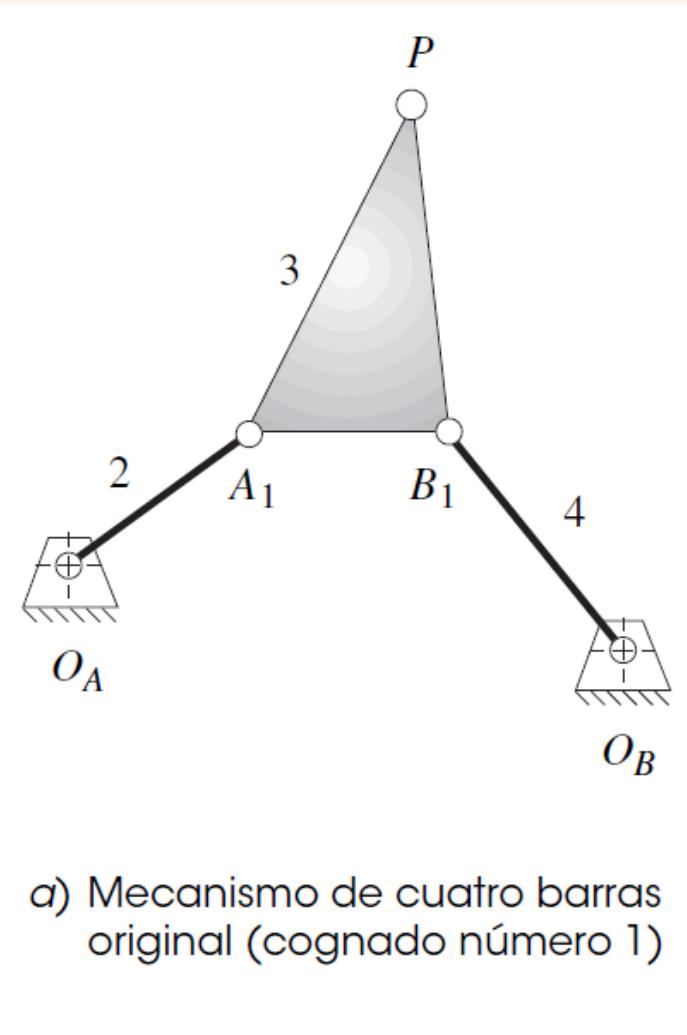
# Teorema de Roberts-Chebyschev

Tres mecanismos diferentes planos de juntas de pasador trazarán curvas del acoplador idénticas.

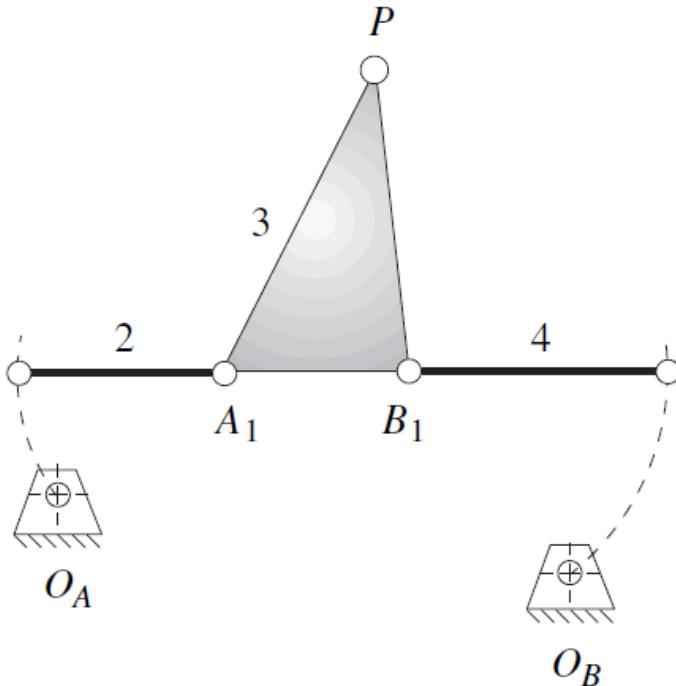
Hartenberg y Denavit presentaron extensiones de este teorema para los mecanismos de seis barras y de manivela-corredera:

Dos mecanismos planos de corredera-manivela diferentes trazarán curvas del acoplador idénticas.

La curva del punto del acoplador de un mecanismo plano de cuatro barras también es descrita por la junta de una diáada de un mecanismo de seis barras apropiado.



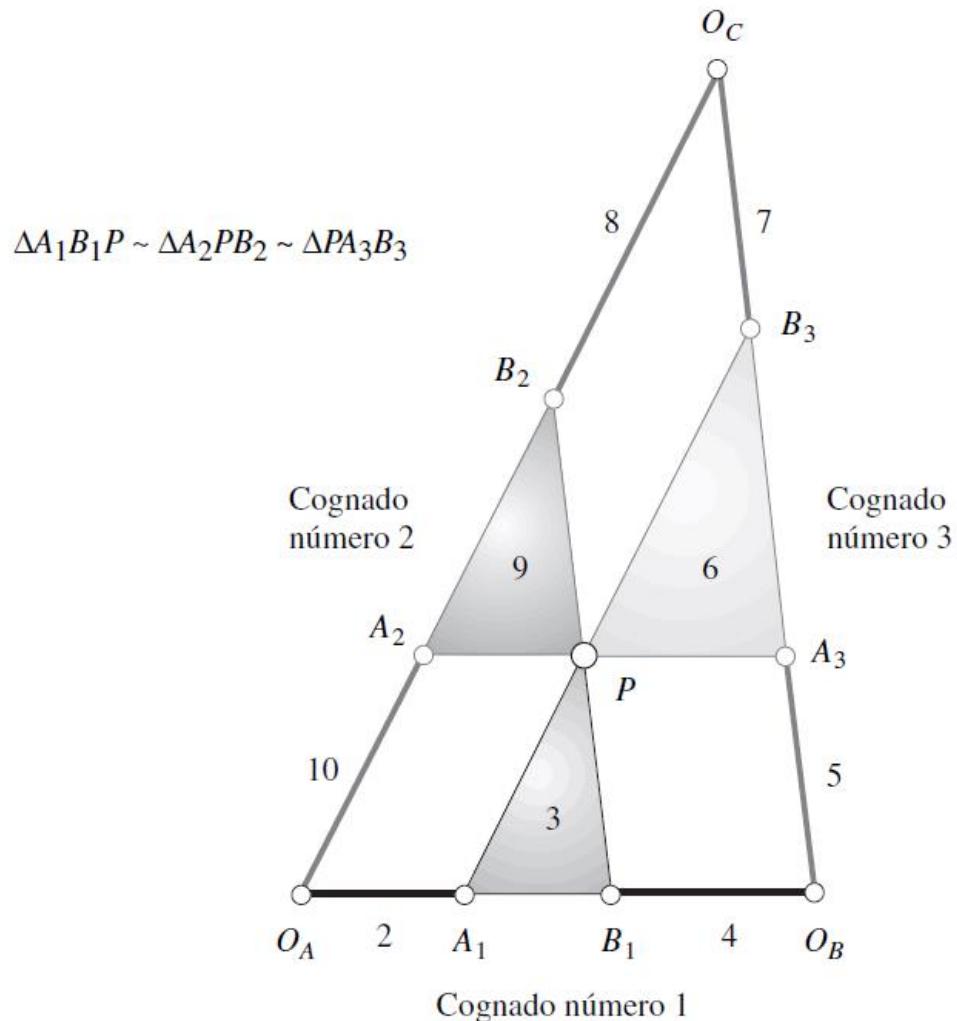
# Teorema de Roberts-Chebyschev



b) Alinee los eslabones 2 y 4  
con el acoplador

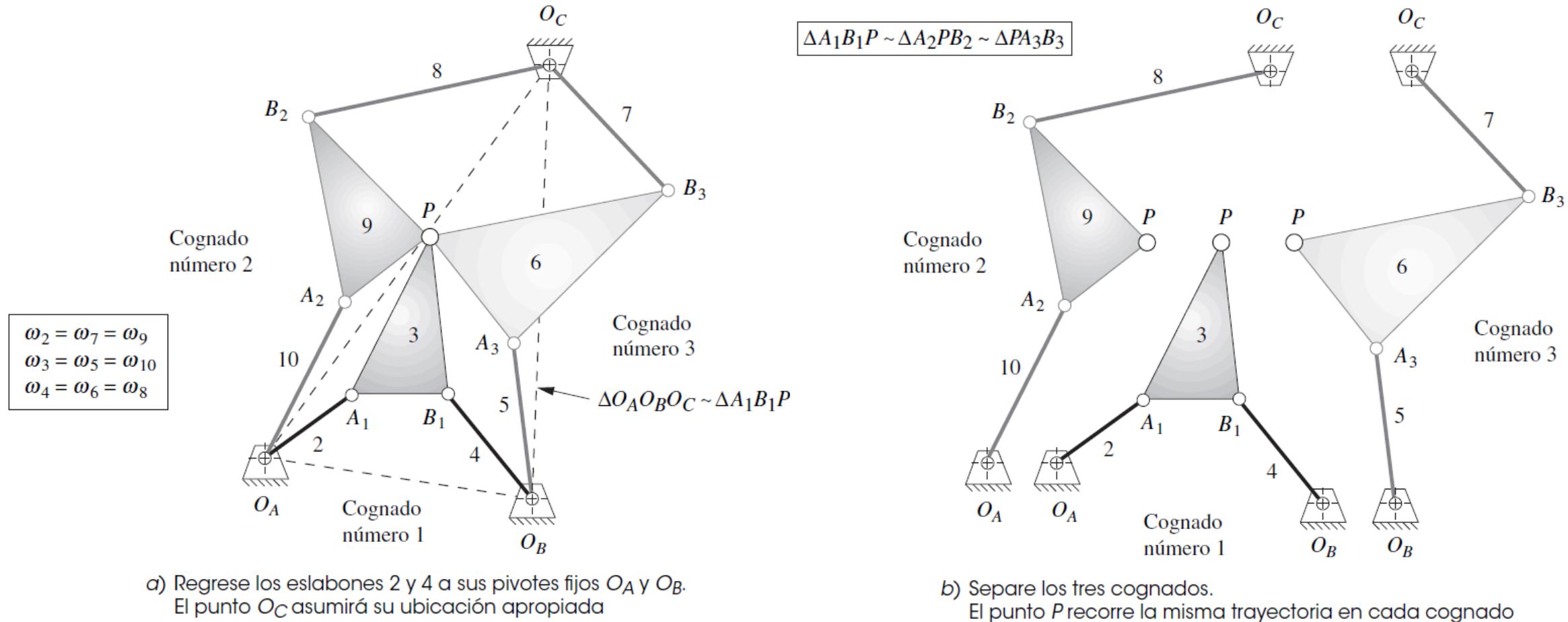
**FIGURA 3-24**

Diagrama de Cayley para encontrar  
cognados de un mecanismo de  
cuatro barras



c) Trace líneas paralelas a todos los lados del mecanismo de cuatro barras original  
para crear cognados

# Teorema de Roberts-Chebyschev



**FIGURA 3-25**

Configuración llamada diagrama de Roberts, tres cognados de mecanismo de cuatro barras que comparten la misma curva del acoplador.

## 3.8 MECANISMOS DE LÍNEA RECTA

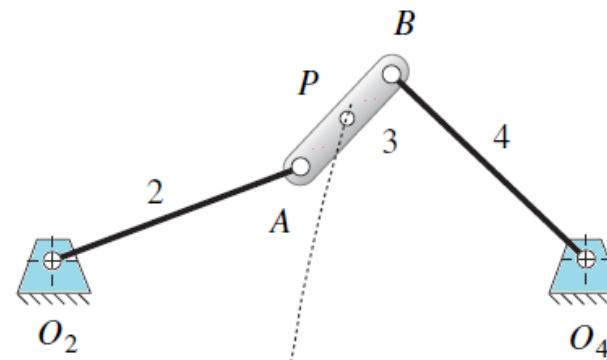
$$L_1 = 4$$

$$L_2 = 2$$

$$L_3 = 1$$

$$L_4 = 2$$

$$AP = 0.5$$



a) Mecanismo de línea recta de Watt

$$L_1 = 2$$

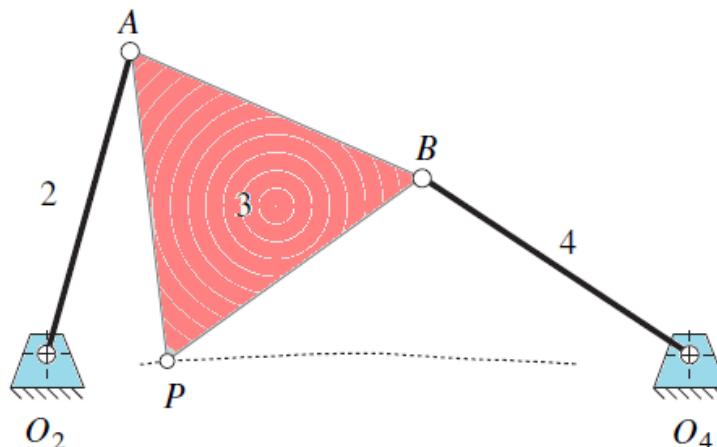
$$L_2 = 1$$

$$L_3 = 1$$

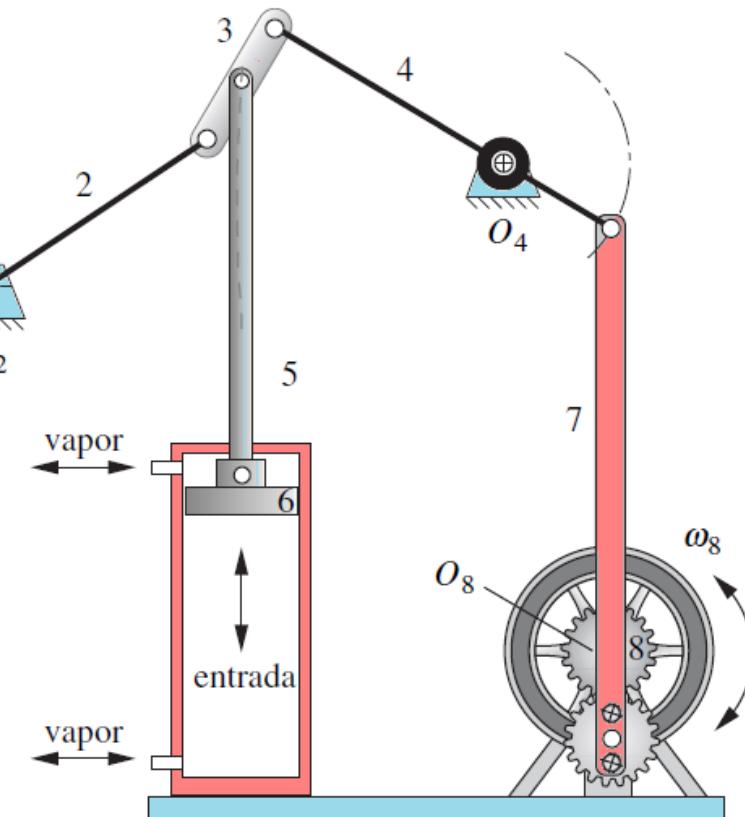
$$L_4 = 1$$

$$AP = 1.5$$

$$BP = 1.5$$

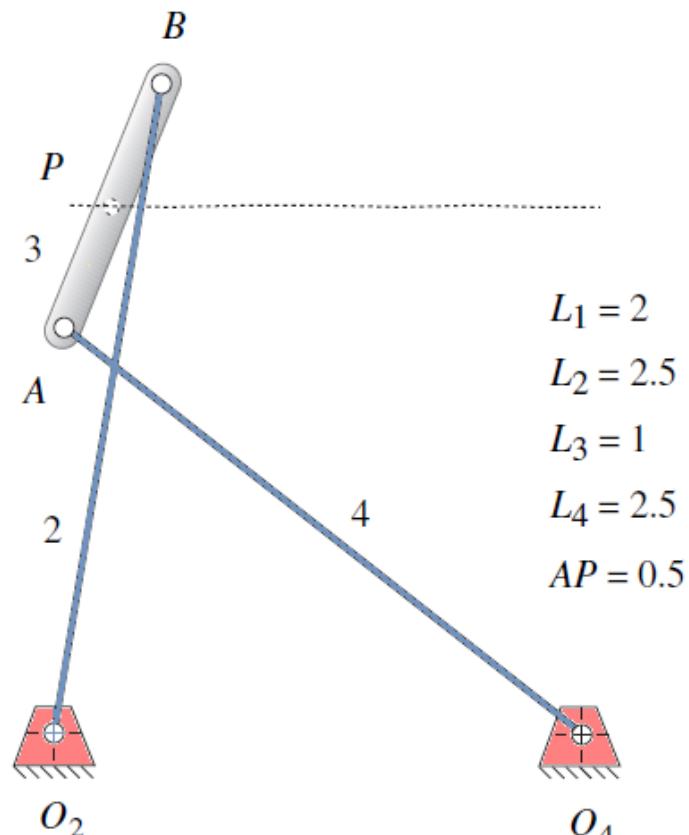


c) Mecanismo de línea recta de Roberts

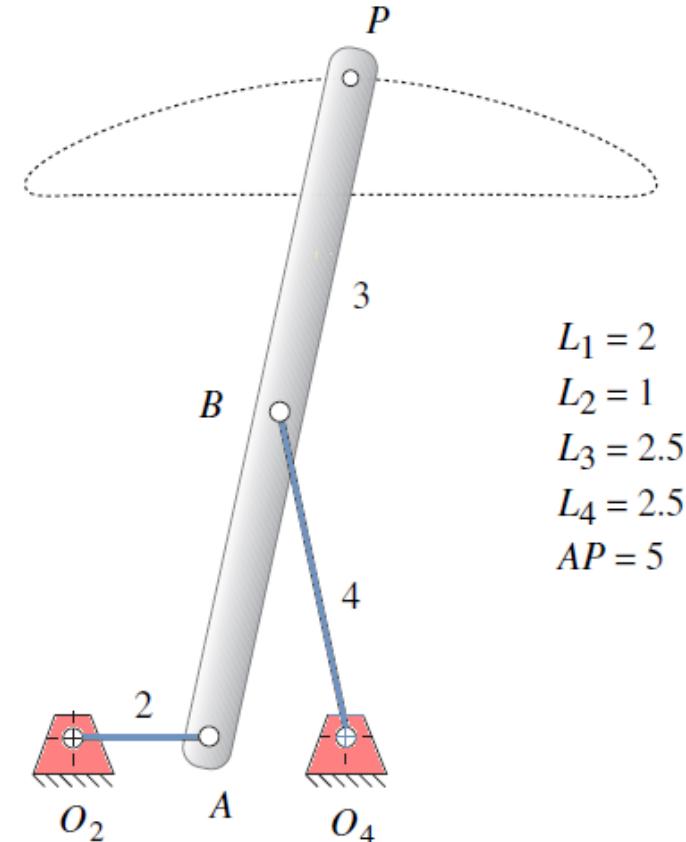


b) Mecanismo de línea recta de Watt

## 3.8 MECANISMOS DE LÍNEA RECTA



d) Mecanismo de línea recta de Chebyshev\*

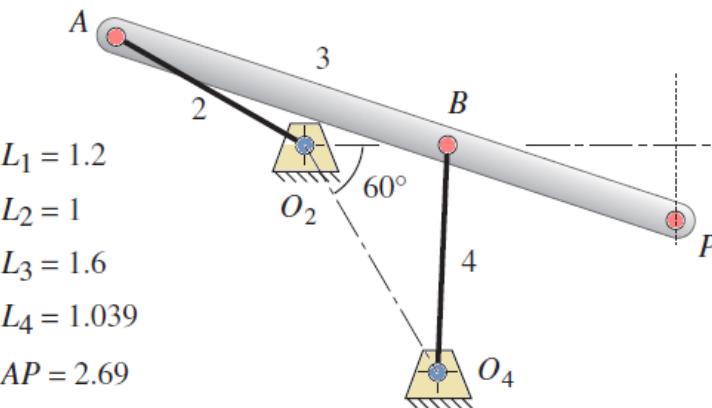


e) Mecanismo de línea recta de Hoeken

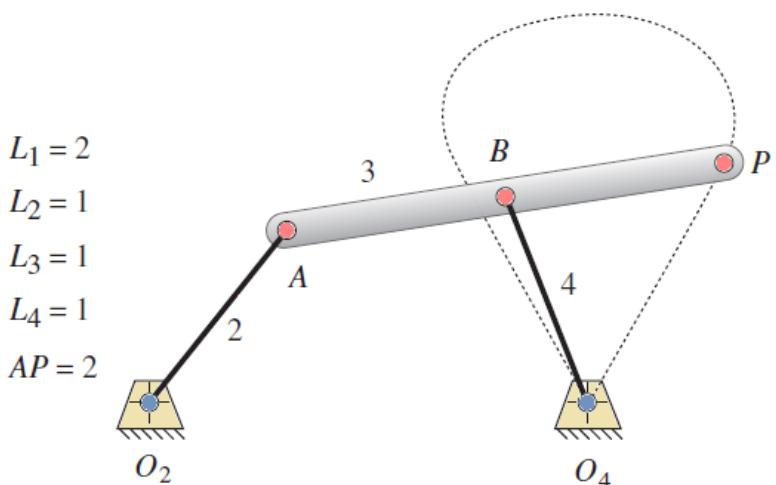
FIGURA 3-29

Algunos mecanismos de línea recta aproximada comunes y clásicos

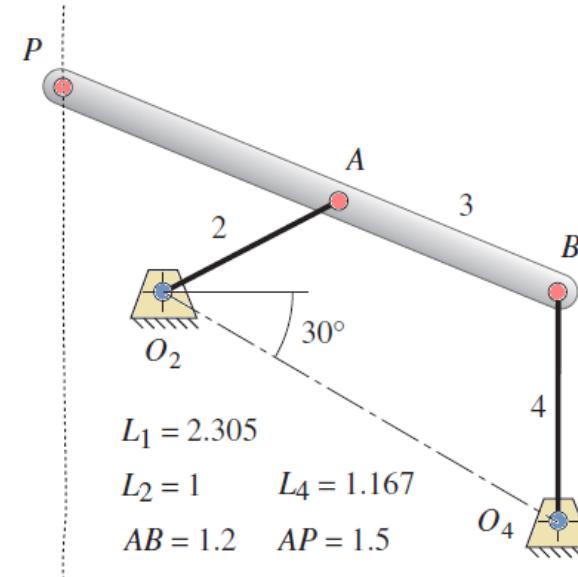
# 3.8 MECANISMOS DE LÍNEA RECTA



f) Mecanismo de línea recta aproximada de Evans número 1

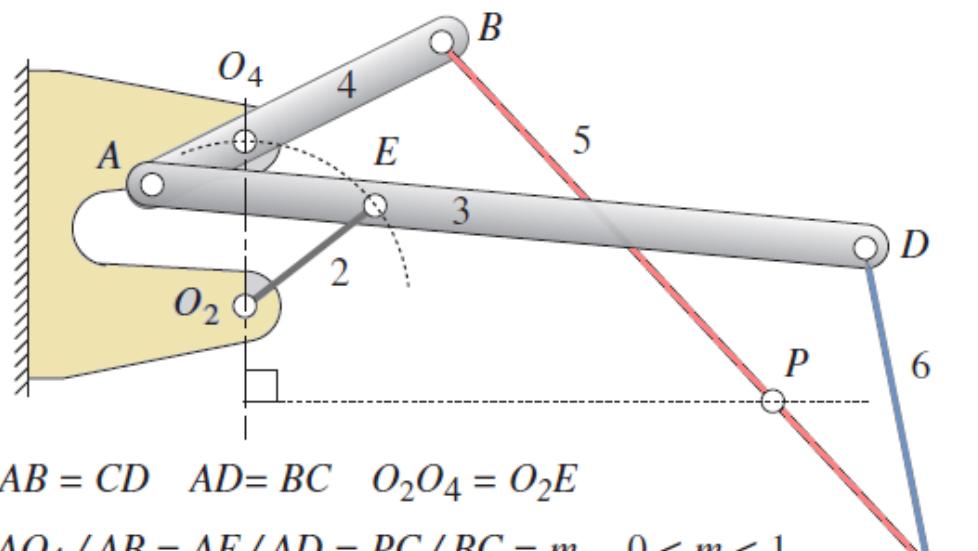


h) Mecanismo de línea recta aproximada de Evans número 3

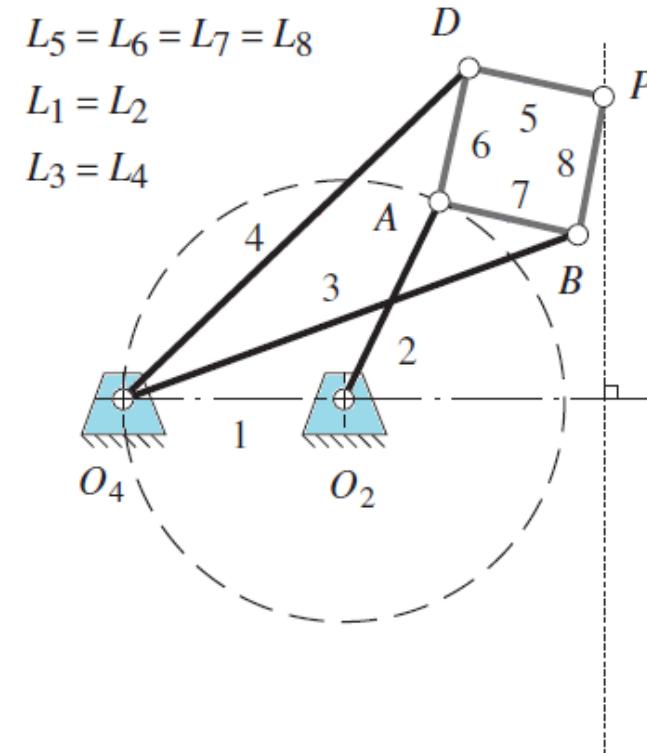


g) Mecanismo de línea recta aproximada de Evans número 2

## 3.8 MECANISMOS DE LÍNEA RECTA



i) Mecanismo de línea recta exacta de Hart



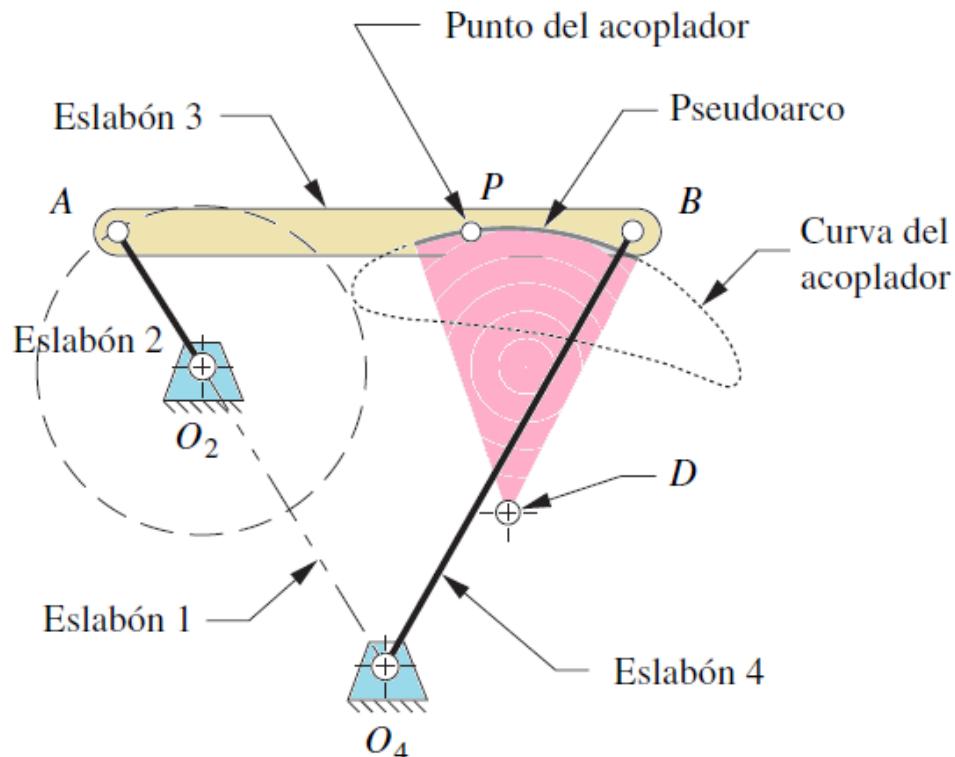
j) Mecanismo de línea recta exacta de Peaucellier

FIGURA 3-29

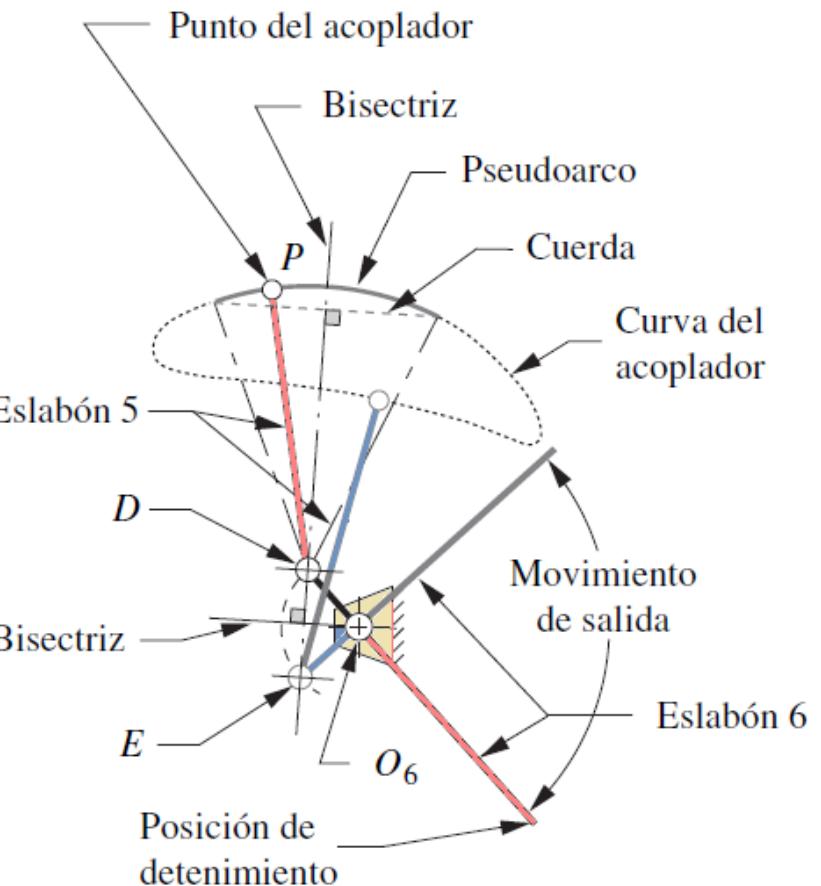
Mecanismos de línea recta aproximada y exacta

# 3.9 MECANISMOS CON DETENIMIENTO

- Encuentra una curva de acoplamiento con un arco circular
- Agregue una diáada con una posición extrema en el centro del arco

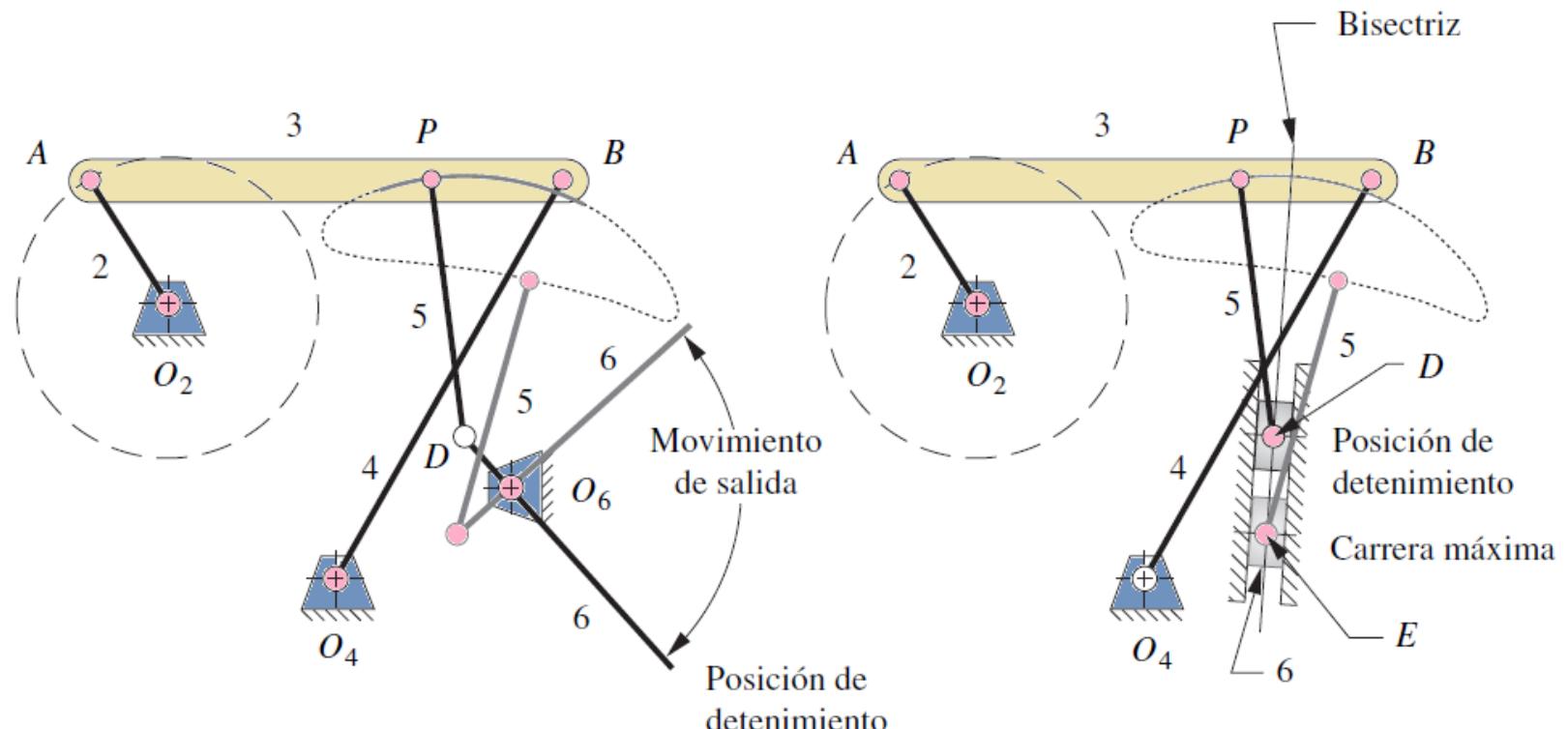


a) Mecanismo de cuatro barras de manivela-balancín seleccionado con una sección de pseudoarco de 60 de rotación del eslabón 2



b) Construcción de la diáada con detenimiento de salida

# 3.9 MECANISMOS CON DETENIMIENTO



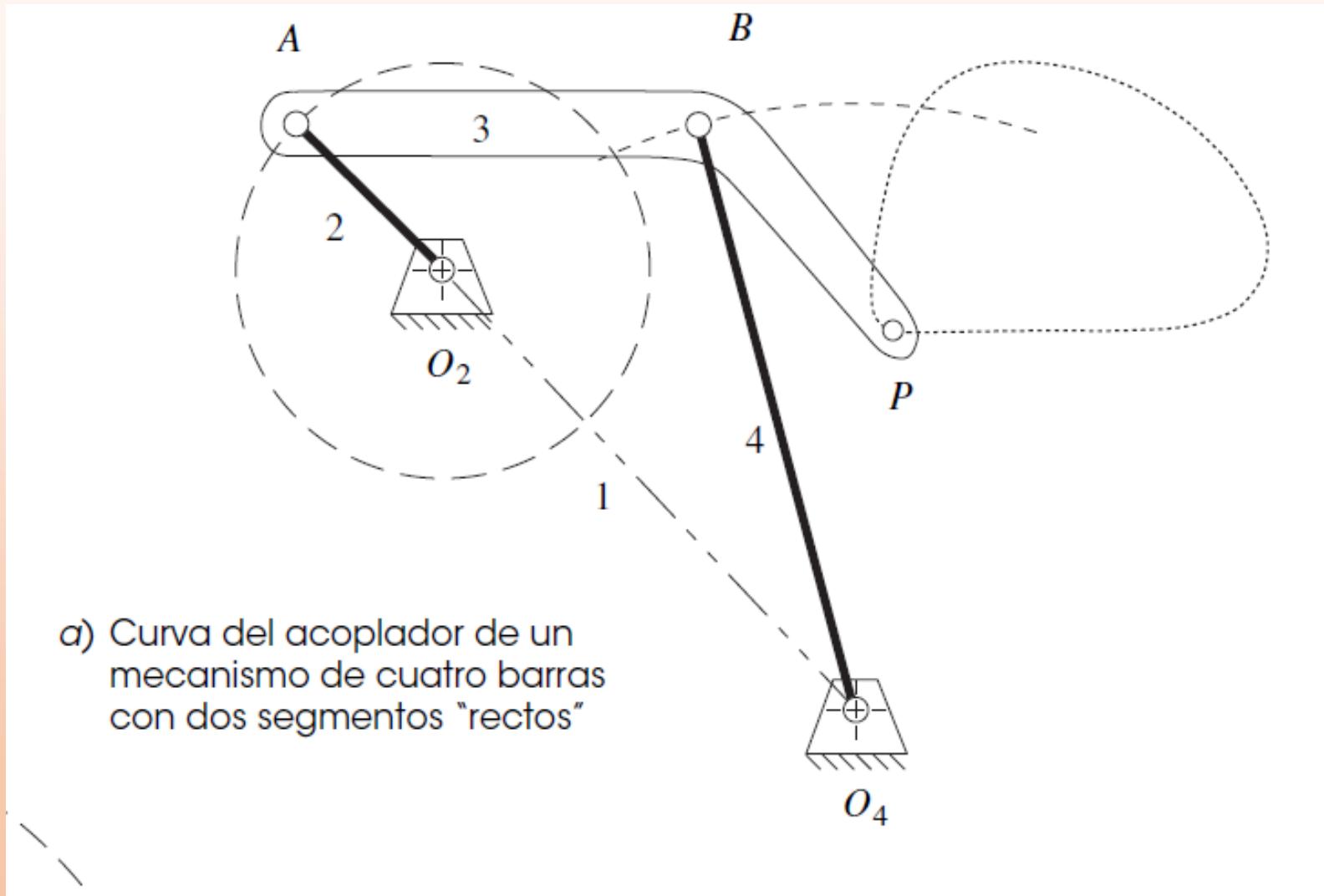
c) Mecanismo de seis barras completado con detenimiento simple con opción de salida de balancín

d) Mecanismo de seis barras completado con detenimiento simple con opción de salida de corredera

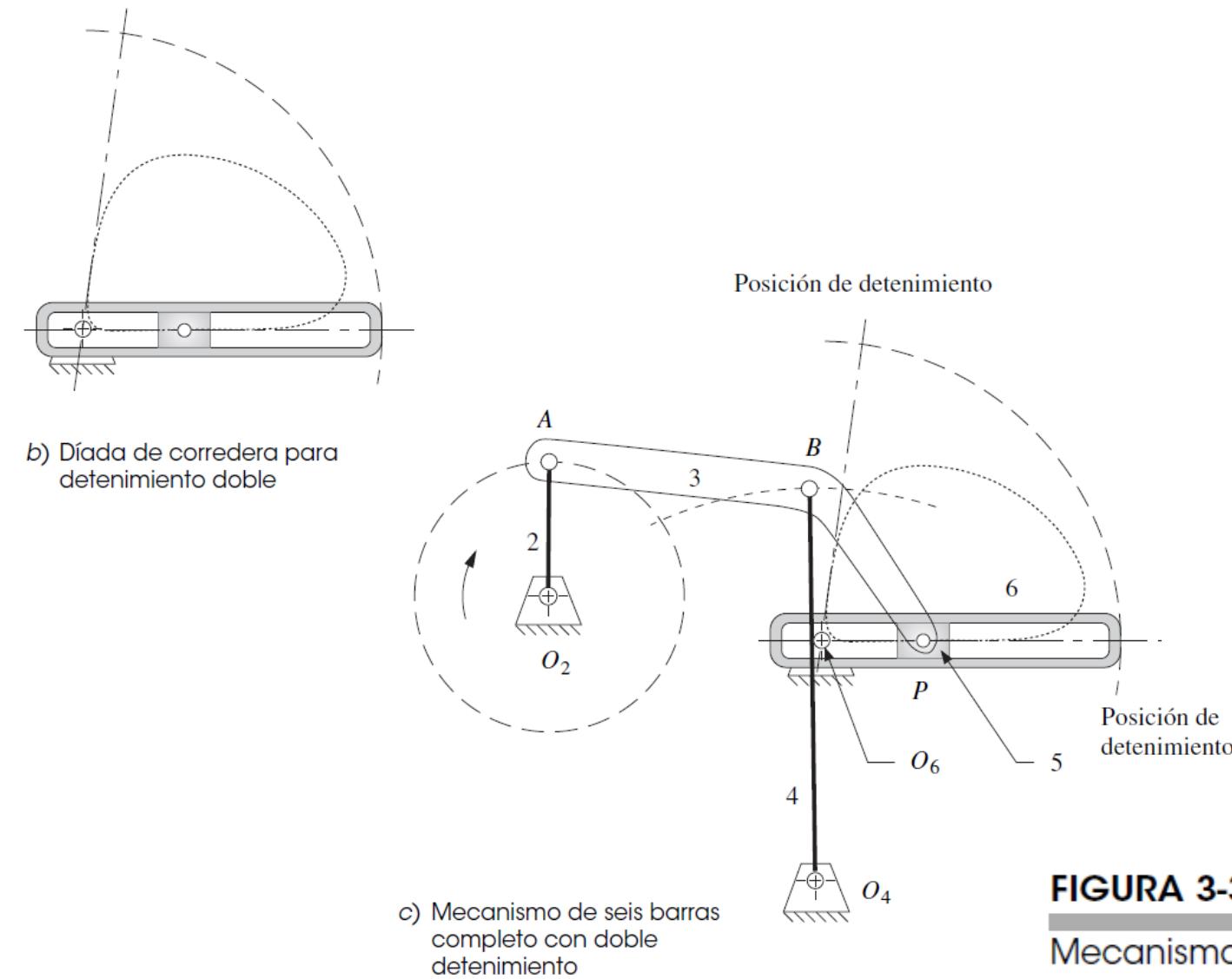
**FIGURA 3-31**

Diseño de un mecanismo de seis barras con detenimiento simple con salida de balancín o corredera, que utiliza una curva del acoplador de pseudoarco

## 3.10 OTROS MECANISMOS ÚTILES



## 3.10 OTROS MECANISMOS ÚTILES



**FIGURA 3-32**  
Mecanismo de seis barras con doble detención

Mecanismos - 7125

**GRUPO 4II131**

Universidad Tecnológica de Panamá,

Centro Regional de Veraguas,

Facultad de Ingeniería Mecánica

I Semester - 2020

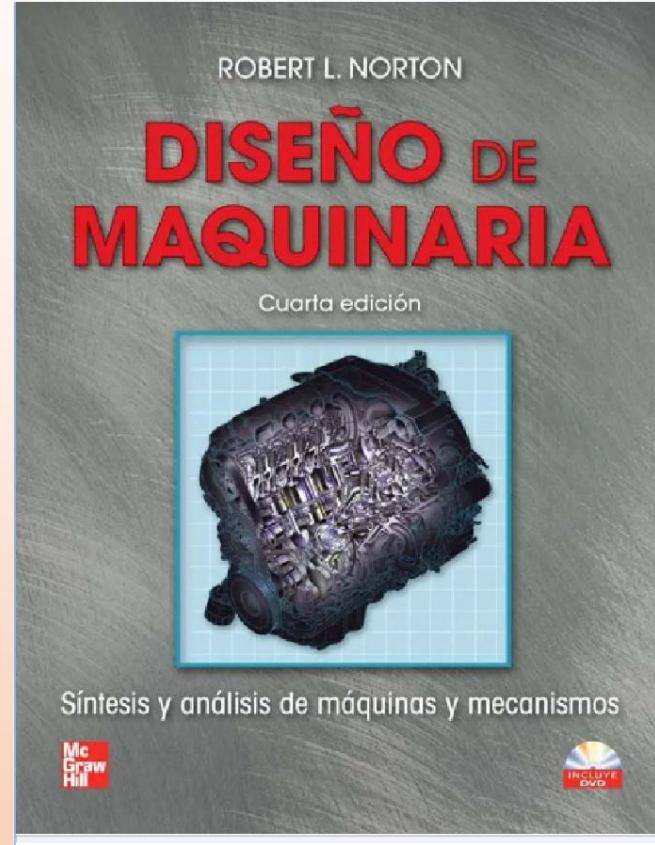
Deyka García, PhD

[deyka.garcia@utp.ac.pa](mailto:deyka.garcia@utp.ac.pa)

<https://virtual.utp.ac.pa/moodle>

<https://teams.microsoft.com/>

DISEÑO DE MAQUINARIA  
Síntesis y análisis de máquinas y  
mecanismos Cuarta edición,  
Robert L. Norton,  
Worcester Polytechnic  
Institute Worcester, Massachusetts  
ISBN 978-970-10-6884-7  
ISBN 0-07-312158-4



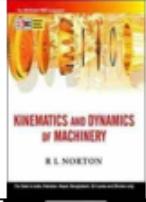
[https://www.academia.edu/32100892/Dise%C3%B1o\\_de\\_Maquinaria  
NORTON\\_4ta\\_Ed](https://www.academia.edu/32100892/Dise%C3%B1o_de_Maquinaria_NORTON_4ta_Ed)

# Materiales opcionales del curso

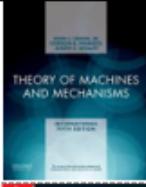
**Mechanisms and Dynamics of Machinery,**  
**Hamilton Horth Mabie, and Charles F. Reinholtz,**  
**4ta edición, John Wiley & Sons, 1987.**



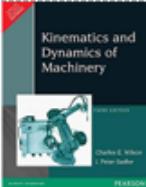
**Kinematics and Dynamics of Machinery, 5th Edition, Robert L. Norton, McGraw-Hill, 2009**



**Theory of Machines and Mechanisms, John Uicker, Gordon Pennock, and Joseph Shigley, 4rd edition, 2010.**



**Kinematics an Dynamic of Machinery, Charles E. Wilson y J. Peter Sadler, 3rd edition.**



**Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery. K.J. Waldron and G. L. Kinzel, 2nd edition, John Wiley & Sons, 2003.**

