

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y
ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



SINTESIS CINEMATICA DE UN CAMBIADOR
DE PAGINAS SEMI-AUTOMATICO

TESIS

CON OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA
CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO

PRESENTA:

ING. SERGIO ALBERTO RAMIREZ GUZMAN

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 1997

TM

Z5853

.M2

FIME

1997

R3



1020120880

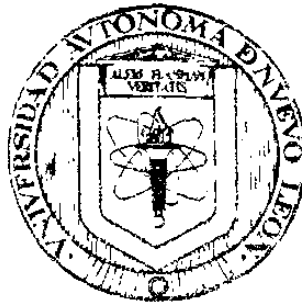


FONDO
TESIS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y
ELECTRICA**

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



**SINTESIS CINEMATICA DE UN CAMBIADOR
DE PAGINAS SEMI-AUTOMATICO**

T E S I S

**CON OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA
CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO**



**FONDO
TESIS**

PRESENTA:

ING. SERGIO ALBERTO RAMIREZ GUZMAN

MONTERREY, N. L.

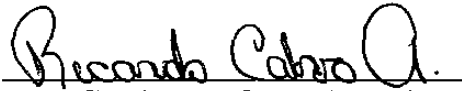
DICIEMBRE DE 1997

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

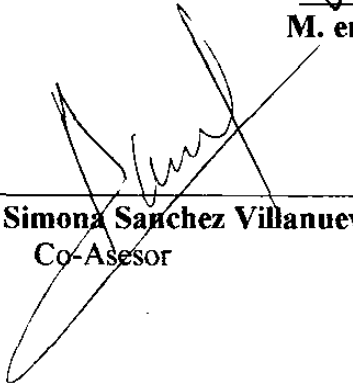
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la presente tesis realizada por el Ing. Sergio Alberto Ramírez Guzmán, sea aceptada como opción para obtener el grado de maestro en ciencias de la ingeniería mecánica con especialidad en diseño.

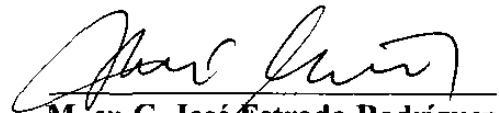
El comité de tesis



M. en C. Ricardo Calvo Altamirano
Asesor



M. en C. Simona Sanchez Villanueva
Co-Asesor



M. en C. José Estrada Rodríguez
Co-Asesor



M. en C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Post-Grado

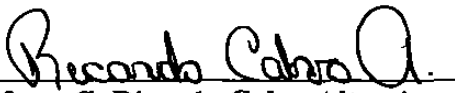
San Nicolás de los Garza, Nuevo León a 4 de Noviembre de 1997.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA


DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la presente tesis realizada por el Ing. Sergio Alberto Ramírez Guzmán, sea aceptada como opción para obtener el grado de maestro en ciencias de la ingeniería mecánica con especialidad en diseño.

El comité de tesis


M. en C. Ricardo Calvo Altamirano
Asesor


M. en C. Simona Sanchez Villanueva
Co-Asesor


M. en C. José Estrada Rodríguez
Co-Asesor


M. en C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Post-Grado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León a 4 de Noviembre de 1997.

PROLOGO

Esta tesis trata de ser la solución a un problema que se presenta en las personas que han tenido un accidente el cual les ha ocasionado la pérdida total de los movimientos de su cuerpo a excepción de la cabeza. Inicialmente se hace una introducción a la ciencia de la cinemática que está involucrada directamente con los movimientos de los mecanismos, en seguida se hace un desarrollo de los pasos a seguir para crear un mecanismo conociendo específicamente el problema.

En uno de los capítulos se da toda la información requerida para entender los distintos métodos de diseño que se consideraran y desde luego específicamente el método que se aplicó para la solución de este diseño.

Finalmente se definen todos los métodos gráficos para crear un mecanismo que realice un trabajo deseado. Para seleccionar el método gráfico a seguir se consideró principalmente la trayectoria que la mano debe de realizar para girar o desplazar la página de un libro.

Pensando en cómo sería una forma física de este dispositivo se proporcionó un dibujo general o esquema de este diseño

ÍNDICE

	PAG
CAPITULO 1	
1.0 OBJETIVOS	1
1.1 CINEMÁTICA Y CINÉTICA	1
1.2 MECANISMOS Y MAQUINAS	2
1.3 BREVE HISTORIA DE LA CINEMÁTICA	4
1.4 EL PROCESO DE DISEÑO	7
1.5 FACTORES HUMANOS EN LA INGENIERÍA	19
1.6 EL REPORTE DE INGENIERÍA	20
CAPITULO 2	
2.0 INTRODUCCIÓN	21
2.1 GRADOS DE LIBERTAD Y SU DETERMINACIÓN	21
2.2 TIPOS DE MOVIMIENTOS	28
2.3 ESLABONES, JUNTAS Y CADENAS CINEMATICAS	30
2.4 MECANISMOS Y ESTRUCTURAS	34
2.5 MOVIMIENTO INTERMITENTE	35
2.6 INVERSIÓN	37
2.7 LA CONDICIÓN DE GRASHOF	38
2.8 ESLABONAMIENTO DE MAS DE CUATRO BARRAS	42
2.9 CONSIDERACIONES PRACTICAS	43
CAPITULO 3	
3.0 INTRODUCCIÓN	50
3.1 CURVAS DE ACOPLADOR	50
3.2 COGNADOS	56
3.3 MECANISMOS PARA MOVIMIENTO EN LÍNEA RECTA	62
3.4 MECANISMOS CON DETENIMIENTO O PARO	65
CAPITULO 4	
4.0 INTRODUCCIÓN	66
4.1 SÍNTESIS	67
4.2 GENERACIÓN DE FUNCIÓN, GENERACIÓN DE TRAYECTORIA Y GENERACIÓN DE MOVIMIENTO	69
4.3 CONDICIONES LIMITE	71

4.4	SÍNTESIS DIMENSIONAL	77
	I. SÍNTESIS DE MECANISMOS	
	GENERACIÓN DE FUNCIÓN	
	RELACIÓN DE TIEMPOS = 1	
	A) MANIVELA - BIELA - CORREDERA	78
	B) MANIVELA - BIELA - BALANCÍN	79
	II SÍNTESIS DE MECANISMOS	
	GENERACIÓN DE MOVIMIENTO	
	A) MANIVELA - BIELA - BALANCÍN	81
	B) MECANISMOS DE 6 ESLABONES	82
	III SÍNTESIS DE MECANISMOS	
	GENERACIÓN DE FUNCIÓN	
	RELACIÓN DE TIEMPO >1	
	A) MANIVELA - BIELA - CORREDERA	86
	B) MANIVELA - BIELA - BALANCÍN	87
	IV SÍNTESIS DE MECANISMOS:	
	GENERACIÓN DE TRAYECTORIA	
	A) MECANISMOS DE 4 ESLABONES (4 PUNTOS DE PRECISIÓN)	89
	B) MECANISMOS CON DETENIMIENTO	90

CAPITULO 5

5.0	SÍNTESIS DE MECANISMOS: DISPOSITIVOS DE LECTURA PARA PERSONA PARAPLÉJICA.	
	A) PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	99
	B) MÉTODO DE DISEÑO Y DESARROLLO	99
	C) OTROS POSIBLES DISEÑOS O COGNADOS	100

SÍNTESIS

CAP. 1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se explorarán temas de cinemática y cinética en relación con la *Síntesis de Mecanismos con el fin de obtener movimientos deseados*. Así como aspectos relacionados con el proceso de diseño y los factores humanos en la ingeniería.

CAP. 2 FUNDAMENTOS DE CINEMÁTICA

Este capítulo presenta definiciones de cierto número de términos y conceptos útiles para la síntesis y el análisis de mecanismos. Así como algunas consideraciones prácticas de importancia.

CAP. 3 CURVAS DE ACOPLAMIENTO

En este capítulo se presenta información acerca de la generación de trayectorias, la cual fue el punto de referencia para el desarrollo del diseño final. Así como también el desarrollo de métodos gráficos para *obtener otros posibles mecanismos que generen la misma trayectoria*.

CAP. 4 SÍNTESIS DE MECANISMOS

En este capítulo se establecen algunos de los métodos de diseño probables para la solución de nuestro problema, se definen por pasos cada uno de estos, seleccionado el más apropiado.

CAP. 5 SÍNTESIS DE MECANISMOS: DISPOSITIVO DE LECTURA PARA PERSONAS PARAPLÉJICAS

En este capítulo se aplicó el método seleccionado y después del planteamiento específico del problema a solucionar, se obtuvieron las longitudes correspondientes de cada eslabón y generar el mecanismo que pueda realizar la función de un cambiador de paginas. Así como también se deducen los otros posibles mecanismos que realizaran la misma función y contar con tres opciones en lugar de una.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.0 OBJETIVO

En este primer capítulo se expondrán los temas relacionados con la síntesis y diseño de mecanismos. Con la premisa de que no se puede analizar algo hasta que haya sido sintetizado. Por ello se mencionan algunas definiciones de términos que se utilizan en síntesis y diseños de máquinas. Estos conceptos serán útiles para lograr el diseño de un dispositivo de lectura semiautomático para personas parapléjicas que les permitan encenderlo solo con el movimiento de una pequeña varilla de boca; siendo esto el objetivo final de esta tesis.

1.1 CINEMÁTICA Y CINÉTICA

Cinemática: *Estudio del movimiento sin consideración de las fuerzas.*

Cinética: *Estudio de fuerzas en sistemas en movimiento.*

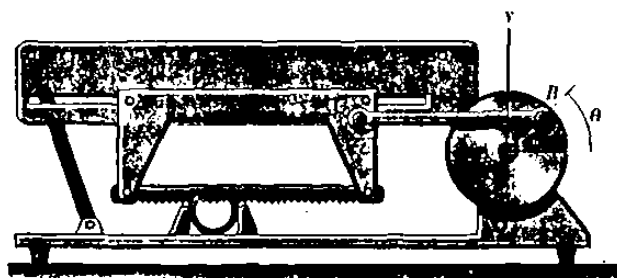
Estos conceptos en realidad *no* son físicamente separables. Se separan arbitrariamente por razones de enseñanza en ingeniería.

Asimismo, es válido en la práctica del diseño de ingeniería considerar en primer lugar los movimientos cinemáticos deseados y sus consecuencias, e investigar subsecuentemente las fuerzas cinéticas deseados y sus consecuencias, e investigar subsecuentemente las fuerzas cinéticas asociadas a tales movimientos. “No es posible diseñar la mayoría de los sistemas mecánicos dinámicos, sin tomar en cuenta ampliamente ambos aspectos dentro de la consideración total. Es por completo lógico considerarlos en el orden indicado, puesto que, de la segunda ley de Newton, $\mathbf{F} = m\mathbf{a}$, se necesitan conocer las **aceleraciones (a)** para calcular las **fuerzas (F)** dinámicas debidas al movimiento de la **masa (m)** del sistema. También hay muchos casos en los que se conocen las fuerzas aplicadas y se han de evaluar las aceleraciones resultantes”. Esto requiere obviamente que todas las fuerzas del sistema sean definidas y se mantengan dentro de límites deseados. En la maquinaria que se mueve (la única clase que interesa) las fuerzas de mayor intensidad que se tienen con frecuencia son las debidas a la dinámica de la propia máquina. Estas fuerzas dinámicas son proporcionales a la aceleración, lo cual hace regresar a la cinemática, que es el fundamento del diseño mecánico. En el proceso de diseño las primeras decisiones muy básicas que involucran principios de la cinemática pueden ser cruciales para el éxito de cualquier diseño mecánico. Un diseño que tenga una cinemática deficiente, resultará problemático y funcionará impropriadamente.

1.2 MECANISMOS Y MAQUINAS

Un **mecanismo** es un dispositivo que transforma el movimiento según un esquema deseable, y que desarrolla típicamente fuerzas de muy baja intensidad y transmite poca potencia. Una **máquina** contiene por lo común mecanismos que están diseñados para proporcionar fuerzas significativas y transmitir potencia apreciable. Ejemplos de

ambos dispositivos que se muestran en la figura 1-1. Algunos ejemplos de mecanismos comunes son un sacapuntas de manivela, un obturador de cámara fotográfica, un reloj analógico, una silla plegadiza, una lámpara ajustable de escritorio y una sombrilla. Algunos ejemplos de máquinas que poseen movimientos similares a los mecanismos citados antes son una batidora o mezcladora de alimentos, la puerta de la bóveda de un banco, el engranaje de transmisión de un automóvil, un tractor rasador (*buldózer*), un robot y un juego electromecánico de parque de diversiones. Una útil y práctica **definición de un mecanismo**, es como *sistema de elementos dispuestos para transmitir movimiento en un modo predeterminado*. Esto puede convertirse en la definición de **máquina** al agregar las palabras y **energía** después de la palabra **movimiento**. Los mecanismos, si están cargados ligeramente y operan a bajas velocidades, a veces pueden ser tratados de manera estricta como dispositivos cinemáticos; es decir, pueden ser analizados cinemáticamente *sin* considerar fuerzas. Las máquinas (y los mecanismos que funcionan a altas velocidades), por otra parte, deben ser tratados en primer lugar como mecanismos, debe efectuarse un análisis cinemático de sus velocidades y aceleraciones, y en seguida deben analizarse como sistemas dinámicos, en los que sus fuerzas estáticas y dinámicas debidas a las aceleraciones se analizan mediante los principios de la cinética.



b) Una máquina

Figura 1-1

1.3 BREVE HISTORIA DE LA CINEMÁTICA

Las máquinas y los mecanismos han sido ideados por el hombre desde el principio de la historia. Los antiguos egipcios inventaron las máquinas necesarias para efectuar la construcción de las pirámides y monumentos. Aunque la rueda y la polea (rueda en un eje) no fueron conocidos por los egipcios del Antiguo Reino, hicieron uso de la palanca, el plano inclinado (o cuña), y probablemente, del rodillo de tronco. El origen de la rueda y el eje no se conoce con precisión. Su primera aparición parece haber sido en Mesopotamia, por los años 3000 a 4000 a.C.

La **ingeniería mecánica** tuvo sus inicios en el diseño de máquinas, a medida que las invenciones de la revolución industrial requerían soluciones más complicadas y refinadas para problemas de control de movimientos. **James Watt** (1736-1819) probablemente merece el título de primer cinemático, por su síntesis de un eslabonamiento mecánico de línea recta para guiar los pistones de muy larga carrera en las entonces nuevas máquinas (o motores) de vapor.

Watt fue ciertamente el primero en reconocer el valor de los movimientos del elemento acoplador en el eslabonamiento de cuatro barras. **Oliver Evans** (1755-1819) un inventor estadounidense, también diseñó un eslabonamiento de línea recta para un motor de vapor. **Euler** (1707-1783) este investigador presentó un estudio analítico de mecanismos en su obra *Mechanica Sive Motus Scientia Analytice Expositiva* (1736-1742) que incluyó el concepto de que el movimiento planar (o plano) tiene dos componentes independientes, a saber, la traslación de un punto y la rotación del cuerpo alrededor de ese punto. **Euler** también sugirió la separación del problema de análisis dinámico

en lo "geométrico" y lo "mecánico" con el fin de simplificar la determinación de la dinámica de un sistema. Dos de sus contemporáneos, **d'Alembert** y **Kant**, también propusieron ideas similares. Este es el origen de la división actual de la dinámica, en cinemática y cinética, como se describió antes.

A principios del año de 1800, la institución llamada L'Ecole Polytechnique, en París, Francia, era la depositaria del conocimiento avanzado en ingeniería. Los investigadores **Lagrange** y **Fourier** estaban en su cuerpo docente. Uno de sus fundadores fue **Gaspard Monge** (1746-1818), creador de la geometría descriptiva. Monge estableció un curso de elementos de máquinas, y se dio a la tarea de clasificar todos los mecanismos y máquinas conocidos hasta entonces! Su compañero, **Hachette**, terminó el trabajo en 1806, y lo publicó en 1811 como lo que fue probablemente el primer tratado sobre mecanismos. El investigador **André Marie Ampere** (1775-1836), fue el primero en utilizar el término **cinématique** (*cinemática*) -derivado de la palabra griega que significa movimiento- para describir el estudio del movimiento sin considerar las fuerzas, e indicar que "esta ciencia debe incluir todo lo que puede decirse con respecto al movimiento en sus diferentes clases, independientes de las fuerzas por las que se produce".

Robert Willis (1800-1875) escribió el tratado *Principles of Mechanism* en 1841, cuando era profesor de filosofía natural en la Universidad de Cambridge, Inglaterra. Intentó sistematizar la síntesis de los mecanismos. Encontró cinco maneras de obtener movimientos relativo entre eslabonamientos de entrada y salida: contacto de rodamiento, contacto de deslizamiento, eslabonamientos cinemáticos, conectores de contacto envolvente (bandas y cadenas de transmisión), y equipo montacargas (de cable o cadena). **Franz Reuleaux** (1829-1905),

publicó su obra *Theoretische Kinematik* en 1875. Muchas de sus ideas son aún de actualidad y útiles. **Alexander Kennedy** (1847-1928) tradujo la obra de Reuleaux al idioma inglés en 1876. Este tratado se convirtió en el fundamento de la cinemática moderna y ¡aún está disponible! (Véase la bibliografía al final del capítulo) Kennedy proporcionó el concepto de par cinemático (junta), cuya forma e interacción definen el tipo de movimiento transmitido entre elementos de un mecanismo. Reuleaux definió seis componentes básicos de mecanismos: el eslabón, la rueda, la leva, el tornillo, el trinquete y la banda (o correa). También definió los pares “superior” e “inferior”, teniendo el superior contacto de línea o punto (como en un cojinete de bolas o balero)_ y el inferior, contacto de superficie (como en una junta de pasador). A Reuleaux se le considera generalmente padre de la cinemática moderna, y creó la notación simbólica de los eslabonamientos esqueléticos genéricos utilizados en todos los textos de cinemática actual.

En Estados Unidos la cinemática fue ampliamente ignorada hasta la década de 1940, cuando **A.E.R. DeJonge** escribió *What is Wrong with “Kinematics” and “Mechanisms”*¹ que obligó al sistema de educación en ingeniería mecánica de Estados Unidos a prestar atención a los logros europeos en este campo. Desde entonces, ha sido realizada una gran cantidad de nuevos trabajos, especialmente en síntesis cinemática, por ingenieros e investigadores estadounidenses y europeos, como **J.Denavit, A. Erdman, F. Freudenstein, A.S. Hall, R. Hartenber, R. Kaufman, B. Roth, G. Sandor** y **A. Son** (todos de Estados Unidos) y **K. Hain** (de Alemania). Muchos de estos investigadores han aplicado la

¹ Orson Wells, el famoso escritor y director de cine, una vez dijo: “*El enemigo del arte es la ausencia de limitaciones*”. Podemos parafrasear eso en la forma: *El enemigo del arte es la ausencia de especificaciones*.

computadora en la resolución de problemas anteriormente intratables, tanto de análisis como de síntesis mediante un uso práctico de muchas de las teorías de sus predecesores.

1.4 EL PROCESO DE DISEÑO

- **Diseño, invención, creatividad**

El **diseño de ingeniería** ha sido definido como “....el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el objeto de determinar un dispositivo, un proceso o un sistema con detalles suficientes que permitan su realización...El diseño puede ser simple o enormemente complejo, fácil o difícil, matemático o no matemático; y puede implicar un problema trivial o uno de gran importancia”. El **diseño** es un componente universal de la práctica de la ingeniería. Pero la complejidad de las cuestiones de ingeniería generalmente requiere que el estudiante disponga de un conjunto de **problemas bien estructurados** que se elaboren para elucidar un concepto o unos conceptos particulares relacionados con un tema específico.

Los problemas reales de diseño con mayor frecuencia toman la forma de “Lo que se necesita es un cachivache para introducir este tiliche en ese hueco dentro del tiempo señalado para la transferencia de este otro chisme”. Ese enunciado de **problema no estructurado** generalmente lleva a lo que comúnmente se llama “**síndrome de la hoja en blanco**”. Los ingenieros con frecuencia se encuentran absortos ante una hoja de papel en blanco, tratando de pensar cómo resolver un problema tan mal definido como aquél.

Una gran parte de la educación en ingeniería trata con temas de **análisis**, lo que significa *descomponer, separar, desorganizar en sus partes componentes*. El ingeniero debe saber cómo analizar sistemas de diversos tipos: mecánicos, eléctricos, térmicos o de fluidos. El análisis requiere una cabal comprensión de las técnicas matemáticas apropiadas y la física fundamental de la función del sistema. Por lo tanto, el primer paso en cualquier ejercicio de diseño de ingeniería es el de la **síntesis**, que significa *organizar o integrar*.

El ingeniero de diseño, en la práctica, prescindiendo de su disciplina particular, afronta continuamente el desafío de *estructurar el problema no estructurado*. Antes de que cualquier intento pueda realizarse para *analizar la situación*, primero debe definir con mucho cuidado el problema, mediante un planteamiento de ingeniería, con el fin de asegurarse de que cualquier solución propuesta resolverá el problema planteado con corrección.

Se ha dedicado una gran investigación a la definición de diversos "procesos de diseño" destinados a proporcionar los medios para estructurar un problema y conducir a una solución viable. Algunos de tales procesos presentan docenas de pasos, y otros sólo unos pocos. El que se presenta en la tabla 1-1 tiene diez pasos, y según la experiencia del autor, ha sido exitoso durante 30 años de práctica en la ingeniería de diseño.

**Tabla 1-1 Un proceso
de diseño**

1	Identificación de la necesidad
2	Investigación de fondo
3	Planteamiento de la meta
4	Especificaciones de tarea
5	Ideación e invención
6	Análisis
7	Selección
8	Diseño detallado
9	Elaboración de prototipos y pruebas
10	Producción

ITERACIÓN. Antes de describir en detalle cada uno de esos pasos es necesario señalar que no se trata de un proceso en el que se avance del paso 1 al paso 10 en forma lineal. Más bien es, por su propia naturaleza, un proceso iterativo en el que se avanza de manera errática. Es inherentemente *circular*. El término **iterar** significa *repetir, volver a un estado anterior*.

- **Identificación de la necesidad**

Este primer paso con frecuencia es realizado para usted por alguien, su jefe o un cliente, diciendo: "Lo que se necesita es..." Típicamente este enunciado será breve y carente de detalles. Quedará muy lejos de proporcionarle un enunciado de problema estructurado.

- **Investigación de fondo**

Esta es la fase más importante en el proceso y desafortunadamente suele ser la menos considerada. El término investigación, que se usa en este contexto, no debe conjurar las visiones de científicos en bata blanca que mezclan sustancias en tubos de ensayo. Más bien, ésta es investigación de una especie más mundana, que reúne información anterior, o de fondo, acerca de datos de física, química o de otros aspectos relevantes del problema. La información sobre patentes y las publicaciones técnicas en el área son fuentes de gran utilidad. Es claro que si se halla la solución y está amparada por una patente aún en vigencia, se tendrán sólo pocas opciones éticas: adquirir la solución patentada existente, diseñar algo que no entre en conflicto con la patente, o bien abandonar el proyecto.

La mayoría de los ingenieros inexpertos (y algunos muy experimentados) conceden muy poca atención a esta fase, y saltan rápidamente a la etapa de ideación o invención del proceso. *¡Esto debe evitarse!* Hay que disciplinarse y no tratar de resolver el problema antes de estar bien preparado para hacerlo.

- **Planteamiento de la meta**

Una vez que se comprende el fundamento del área del problema como originalmente se estableció, se estará listo para expresar de nuevo ese problema en un planteamiento de meta más coherente. Esta nueva especificación del problema debe tener tres características. Ser concisa, general y no estar matizada por términos que pronostiquen una solución. Debe ser esbozada con base de una *visualización funcional*, lo que significa concretar su función, más que señalar cualquier incorporación particular.

- **Especificaciones de tarea**

Cuando se comprende el fundamento y la meta es claramente establecida, se está listo para formular un conjunto de **especificaciones de tarea**. Este material debe ser *especificaciones de funcionamiento* y **no especificaciones de diseño**. La diferencia es que las **especificaciones de funcionamiento** definen lo **que el sistema debe hacer**, en tanto a las **especificaciones de diseño** definen *cómo debe hacerse*. En esta etapa del proceso de diseño no es prudente intentar la determinación de *cómo* se ha de realizar el objetivo. Eso se deja a la fase de **ideación**. El propósito de las **especificaciones de tarea** es definir y restringir cuidadosamente el problema, de modo que *pueda resolverse y mostrarse que ha sido resuelto*.

- **Ideación e invención**

Este paso entraña diversión y **frustración**. Esta fase es, potencialmente, la más satisfactoria para la mayor parte de los diseñadores, pero también es la más difícil. Se ha investigado mucho

para explorar el fenómeno de la "creatividad". Es, con el mayor acuerdo, un rasgo humano común. En el desarrollo del ser humano, desde el nacimiento y en los primeros años de vida, se necesita en efecto de cierta creatividad innata. Algunos han proclamado que los métodos de educación en el mundo occidental tienden a obstruir la creatividad infantil natural, al alentar la conformidad y restringir la individualidad.

Hay quienes afirman que la creatividad puede ser enseñada, y otros que sólo se hereda. No hay evidencia firme para una u otra teoría. Probablemente es cierto que la creatividad suprimida o perdida pueda ser reavivada. Uno puede acrecentar su creatividad mediante diversas técnicas.

PROCESO CREATIVO. Muchas técnicas se han desarrollado para acentuar o inspirar la resolución creativa de problemas. De hecho, así como se ha definido los procesos de diseño, también ocurre eso para el *proceso creativo* que se muestra en la tabla 1-2. Tal proceso se puede considerar como un subconjunto del proceso de diseño que se halla dentro de él. Los pasos de ideación e invención pueden, por tanto, descomponerse en esos cuatro subpasos.

Tabla 1. 2 El proceso creativo

5a	Generación de ideas
5b	Frustración
5c	Incubación
5d	¡Eureka!

GENERACIÓN DE IDEAS. Esta es la etapa más difícil. Aun personas muy creativas tienen dificultades en la invención “sobre pedido”. Se han sugerido muchas técnicas para mejorar la producción de ideas, y la más importante es la del *juicio diferido*, que significa que el espíritu crítico de uno debe ser suspendido temporalmente. No trate de juzgar la calidad de sus ideas en tal etapa. Eso se atenderá más tarde, en la fase de **análisis**. La meta aquí es obtener la mayor *cantidad* posible de diseños potenciales. Aun sugerencias superficialmente ridículas deben ser bienvenidas, ya que pueden hacer surgir nuevas perspectivas y proponer otras soluciones más prácticas y realistas.

ACOPIO DE IDEAS. Esta es una técnica a la cual algunos confieren gran éxito en la generación de soluciones creativas. En este método se necesita un grupo de personas, preferiblemente de 6 a 15, y se intenta evitar la mayor barrera a la creatividad, que es el *temor al ridículo*. Las reglas del **acopio de ideas** (o *brainstroming*) requieren que a nadie se le permita reírse de o despreciar las sugerencias de una persona, no importa si parecen ridículas. Cuando se realiza apropiadamente esta técnica puede resultar *fructífera* y divertida, y algunas veces terminar en un “torrente frenético” de ideas que se aglomeran y apoyan entre sí. Pueden obtenerse consideraciones numerosas en corto tiempo. El juicio acerca de su calidad se tratará más adelante.

Cuando se trabaja solo, son necesarias otras técnicas. Las **analogías** y la **inversión** con frecuencia son útiles.

Otra ayuda útil para la creatividad es el uso de **sinónimos**. Defina el verbo de acción en el enunciado del problema, y luego enuncie tantos sinónimos de ese verbo como sea posible. Por ejemplo:

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA: Mover este objeto del punto A al punto B.

El verbo de acción es "mover". algunos sinónimos son empujar, tirar de, deslizar, resbalar, aventar, arrojar, lanzar, hacer saltar, esparcir, etc.

Por cualesquier medios, el objetivo en este paso de **ideación** es generar un gran número de ideas sin consideración particular a la calidad. Pero, en algún momento, su "pozo mental" se agotará. Se habrá llegado entonces al paso del proceso creativo llamado **frustración**. Es el momento de dejar el problema y hacer otra cosa. Mientras su mente consciente esté ocupada en otros intereses, su mente subconsciente trabajará de manera ardua en el problema. Este es el paso llamado **incubación**. De repente, en un tiempo y lugar por completo inesperados, una idea brotará en su consciente, y parecerá que es la solución obvia y "correcta" para el problema... ¡**Eureka!** Con toda probabilidad un análisis subsiguiente descubrirá algún defecto en tal solución. Si es así, retroceda y repita, o **itere**. Puede ser necesaria mayor ideación, quizá más investigación, y es posible que una redefinición del problema.

- **Análisis**

Una vez que se halle en esta etapa, se ha estructurado el problema, por lo menos temporalmente, y pueden ahora aplicarse técnicas de análisis más refinadas para examinar la realización del diseño en la **fase de análisis** del proceso respectivo. (Estos métodos de análisis se describirán en detalle en los siguientes capítulos.) Se requerirá mayor iteración a medida que se descubran problemas a partir

del análisis. La repetición de muchos de los pasos anteriores en el proceso del diseño según sea necesario, debe realizarse para asegurar el éxito del diseño.

- **Selección**

Cuando el análisis técnico indica que hay algunos diseños potencialmente viables, el óptimo o mejor disponible debe ser **seleccionado** para el **diseño detallado**, la **prototipificación** y las **pruebas**. En el proceso de selección generalmente se incluye un análisis comparativo de las soluciones de diseño disponibles. Una **matriz de decisión** ayuda algunas veces a identificar la mejor solución, y obliga a considerar una variedad de factores en forma sistemática. Una matriz tal para la mejor “cortadora de pasto” se muestra en la figura 1-2. Cada diseño ocupa un renglón en la matriz. Las columnas corresponden a categorías asignadas según las cuales los diseños han de ser juzgados: costo, facilidad de uso, eficiencia, funcionamiento, confiabilidad y otras que se juzguen apropiadas para el problema particular.

	<i>Costo</i>	<i>Seguridad</i>	<i>Funcionamiento</i>	<i>Confiabilidad</i>	<i>RANGO</i>
Factor de Peso	.35	.30	.15	.20	1.0
Diseño 1	3 1.05	6 1.80	4 .60	9 1.80	5.3
Diseño 2	4 1.40	2 .60	7 1.05	2 .40	3.5
Diseño 3	1 .35	9 2.70	4 .60	5 1.00	4.7
Diseño 4	9 3.15	1 .30	6 .90	7 1.40	5.8
Diseño 5	7 2.45	4 1.20	2 .30	6 1.20	5.2

Figura 1-2

Matriz de decisión

A cada categoría se asigna un **factor de ponderación**, que mide su importancia relativa. Por ejemplo, para el usuario, la confiabilidad puede ser un criterio más importante que el costo o viceversa. Usted, como ingeniero de diseño tiene que ejercer su juicio en lo referente a la selección y peso de estas categorías. El cuerpo de la matriz se llena entonces con números que jerarquizan cada diseño según una escala conveniente, como de 1 a 10, en cada una de las categorías. Observe que esto es finalmente una jerarquización subjetiva de su parte. Se deben examinar los diseños y decidir una calificación para cada uno. Las calificaciones se multiplican luego por los factores ponderales (que generalmente se eligen de modo que su suma sea un número conveniente, como 1), y los productos se suman para cada diseño. Las calificaciones ponderadas dan así una jerarquización de los diseños. El

valor real de una matriz de decisión es que descompone el problema en elementos más tratables, y lo obliga a uno a considerar el valor relativo de cada diseño en muchas categorías. Se puede, entonces, tomar una decisión más informada en lo referente al “mejor” diseño.

- **Diseño detallado**

Este paso por lo general incluye la creación de un conjunto completo de dibujos de ensamble y de detalle, o de archivos de parte o elemento de **Diseño Auxiliado por Computadora (CAD)**, para todas y cada una de las partes empleadas en el diseño. Cada dibujo de detalle debe especificar todas las dimensiones y las especificaciones de material necesario para elaborar esa pieza o parte. A partir de estos dibujos (o archivos de CAD) debe construirse un modelo prototipo de prueba (o varios modelos) para someterlos a pruebas físicas. Es muy probable que las pruebas descubrirán más defectos y ellos requiere, así, **iteración**.

- **Elaboración de prototipos y pruebas**

MODELOS: Finalmente, no se puede estar seguro de la corrección o viabilidad de un diseño hasta que sea construido y probado. Esto generalmente necesita de la fabricación o elaboración de un modelo físico *prototipo*. Un modelo matemático, aun que es muy útil, no puede ser una representación tan completa y segura de un sistema físico real, como un modelo físico, debido a la necesidad de efectuar hipótesis simplificadoras. Así que la escalización lineal de un sistema, hacia arriba o hacia abajo, puede condecir a un comportamiento diferente del de un sistema de escala natural. Se debe tener precaución al escalizar modelos físicos. Hallará, cuando comience a diseñar mecanismos de eslabonamiento, que un **modelo de cartulina simple** de las longitudes

de eslabón elegidas, unidas con tachuelas de presión (o chinchas) como pivotes, señala mucho acerca de la calidad y el carácter de los movimientos del mecanismo. Se debe adquirir el hábito de elaborar tales modelos articulados simples para todos los diseños de eslabonamiento.

PRUEBAS. Los ensayos del modelo o prototipo pueden variar desde su funcionamiento simple y la observación de su operación, hasta conectar un conjunto de instrumentos extenso para medir con precisión desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas y otros parámetros. La microcomputadora ha hecho posible medir muchos fenómenos con mayor precisión y a menor costo que como podía efectuarse antes.

Producción

Finalmente, con bastante tiempo, dinero y perseverancia, el diseño estará listo para la producción. Esta podría consistir en la fabricación o manufactura de una sola versión final del diseño. El **proceso de diseño** se usa ampliamente en ingeniería. Esta disciplina por lo general se define en función de lo que hace un ingeniero, pero la ingeniería también puede definirse en función de *cómo* un practicante de ella hace lo que hace. La **ingeniería** es tanto un método, un enfoque, un proceso o un estado mental para resolver problemas como una actividad. Si desea ser un buen ingeniero y diseñador, se debe disciplinar para hacer las cosas a cabalidad y de manera lógica y ordenada, aun mientras se consideran conceptos de gran creatividad y se reconsideran repetidamente para llegar a una solución. Ambos atributos, creatividad y atención al detalle, son necesarios para lograr el éxito en el *diseño de ingeniería*.

1.5 FACTORES HUMANOS EN LA INGENIERÍA

Obsérvese que por la naturaleza de proceso de diseño, **no** existe **una** respuesta correcta única, o una única solución, para un problema de diseño. A diferencia de los problemas estructurados de un “libro de ingeniería”, a los cuales están acostumbrados la mayoría de los estudiantes, no hay respuesta correcta “al final del libro” para un problema real de diseño.

El único modo de determinar los méritos relativos de diversas soluciones potenciales de diseño es por un análisis cabal, el cual generalmente incluirá las pruebas físicas de los prototipos construidos. Debido a que éste es un proceso muy costoso, resulta deseable hacer tanto análisis sobre el papel o en la computadora como sea posible, antes de construir realmente el dispositivo. Donde sea factible, deben crearse modelos matemáticos de diseño, o de partes de él; éstos pueden tomar muchas formas, de acuerdo con el sistema físico que se considera. En el diseño de mecanismos y máquinas generantes es posible formular las ecuaciones para la dinámica de cuerpo rígido del sistema, y resolverlas en “forma cerrada”, con (o sin) la computadora.

Con pocas excepciones, todas las máquinas se diseñan para ser utilizadas por seres humanos. Aun los robots deben ser programados por una persona. Los **factores humanos en la ingeniería constituyen** el estudio de la interacción humano-máquina, y este concepto se define como *una ciencia aplicada que coordina el diseño de dispositivos, sistemas y condiciones físicas de trabajo con las capacidades y requerimientos del trabajador*. El diseñador de máquinas debe estar consciente de esto, y diseñar dispositivos que se “adapten al ser humano”, en vez de esperar que éste se adapta a la acción de la

máquina. El término **ergonomía** es sinónimo de los *factores humanos en la ingeniería*. Con frecuencia se menciona la referencia a la buena o mala ergonomía del interior de un automóvil o de un aparato doméstico. Una máquina diseñada con ergonomía será de uso incómodo y fatigoso, incluso puede resultar peligrosa.

1.6 EL REPORTE DE INGENIERÍA

La comunicación de las ideas y resultados es un aspecto muy importante de la ingeniería, los ingenieros dedican la mayoría de su tiempo a la comunicación con otros, ya sea *verbal o por escrito*. Los ingenieros redactan propuestas e informes técnicos, realizan presentaciones e interactúan con personal de apoyo. cuando se realiza un diseño, generalmente es necesario presentar los resultados a un cliente, a colegas o a un patrón. La forma usual de presentación es un reporte técnico formal. Por lo tanto, es muy importante que el estudiante de ingeniería desarrolle aptitudes de comunicación. *Usted puede ser la persona más lista en el mundo, pero nadie sabrá eso si usted no puede comunicar sus ideas de manera clara y concisa*. De hecho, si no puede explicar con palabras lo que ha elaborado, probablemente no podrá comprenderlo.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS DE CINEMÁTICA

2.0 INTRODUCCIÓN

Este capítulo presentará definiciones de cierto número de términos y conceptos fundamentales para la síntesis y el análisis de mecanismos. Presentará también algunos medios de análisis muy simples pero poderosos que son útiles en la síntesis de mecanismos.

2.1 GRADOS DE LIBERTAD Y SU DETERMINACIÓN (GDL)

Un sistema mecánico puede clasificarse de acuerdo con el **número de grados de libertad** (GDL) que posee.* El **GDL** de un sistema es el *número de parámetros independientes (medidas) que se necesitan para definir unívocamente su posición en el espacio en cualquier instante.* Obsérvese que el *GDL* se define con respecto a un marco de referencia seleccionado. En la figura 2-1 se muestra un lápiz colocado sobre una hoja de papel en un plano y que tiene un sistema de coordenadas xy .

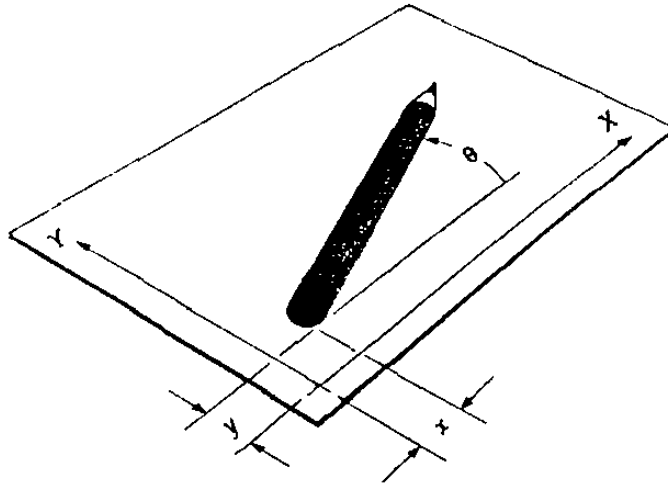


Figura 2-1

Un cuerpo rígido en el plano tiene tres GDL

Si este lápiz permanece en el plano del papel, se requieren tres parámetros (GDL) para definir completamente la posición del lápiz en el papel, dos coordenadas lineales (x, y) para definir la posición de cualquier punto del lápiz y una coordenada angular (θ) para definir el ángulo que forma ese objeto con respecto al eje x . El mínimo número de medidas necesario para definir su posición se muestran en la figura como x, y y θ . Este sistema de lápiz en un plano tiene entonces **tres GDL**. Obsérvese que los parámetros particulares elegidos para definir su posición no son únicos. Podría utilizarse un conjunto alternativo de tres parámetros. Hay infinidad de conjuntos de parámetros posibles, pero en este caso deben ser tres por conjunto, **tales como dos longitudes y un ángulo**, para definir la posición del sistema, ya que *un cuerpo rígido en movimiento plano tiene tres GDL. (O bien, $GDL = 3$)*

El lápiz (un cuerpo rígido) en estos ejemplos representa un **elemento** o **eslabón**, cinemático que para propósitos del análisis cinemático se supondrá que no experimenta ninguna deformación. Esta

es una hipótesis conveniente que permite definir más fácilmente los movimientos totales del eslabón.

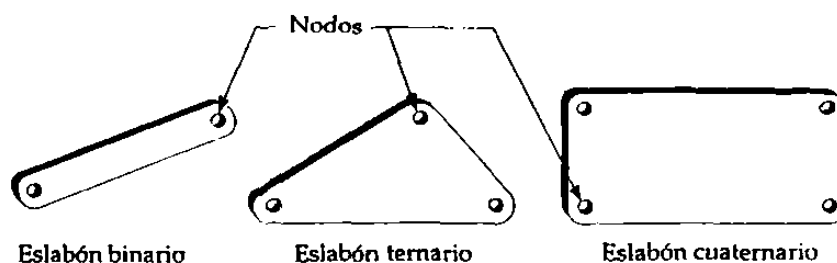


Figura 2-2

Eslabones (o elementos) cinemáticos de diferente orden

El concepto de **grado de libertad (GDL)** es fundamental para la síntesis y el análisis de los mecanismos. Es necesario poder determinar rápidamente el GDL de un conjunto de eslabones y juntas que pueden sugerirse como solución a un problema. El **grado de libertad** de un sistema puede definirse como:

GDL

es el número de entradas que se necesita proporcionar a fin de originar una salida predecible;

asimismo:

es el número de coordenadas independiente requerido para definir su posición.

En el inicio del proceso de diseño, suele disponerse de alguna definición general del movimiento de salida deseado. Las cadenas cinemáticas o mecanismos pueden ser **abiertos** o **cerrados**. En la figura 2-3 se presenta un mecanismo abierto o uno cerrado. Un mecanismo cerrado no tendrá puntos de conexión o **nodos** con apertura, y puede tener uno o más grados de libertad. Un mecanismo abierto con más

grados de libertad. Un mecanismo abierto con más de un eslabón tendrá siempre más de un grado de libertad, y con esto necesitará tantos actuadores (motores) como *GDL* tenga. Un ejemplo común de mecanismo abierto es un robot industrial. Una cadena cinemática abierta de dos eslabones binarios y una junta se denomina **diada**. Los conjuntos de eslabones que se muestran en las figuras 2-3a y 2-3b, son *diadas*.

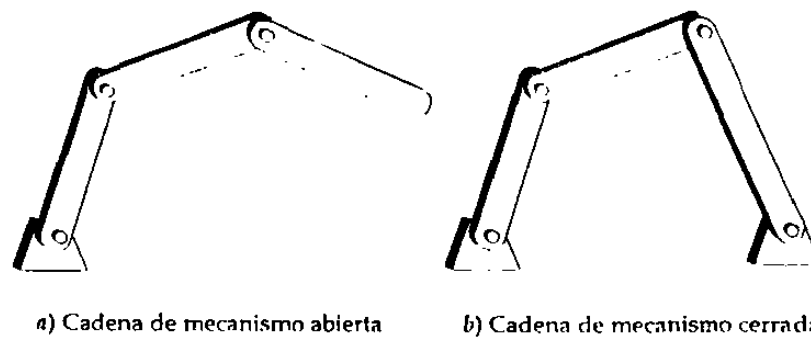


Figura 2-3
Cadenas de mecanismos

Para determinar los *GDL* totales de un mecanismo, se debe tener en cuenta el número de eslabones y juntas, así como las interacciones entre ellos. Los *GDL* de un ensamble de eslabones pueden predecirse a partir de una investigación de la **condición de Gruebler**. Un eslabón cualquier en un plano tiene tres *GDL*. Por consiguiente, un sistema de L eslabones no conectados en el mismo plano tendrá $3L$ *GDL*, como se muestra en la figura 2-4a, en la que dos eslabones no conectados tienen en total de seis *GDL*. Cuando estos dos eslabones están conectados por una **junta completa**, figura 2-4b, entonces D_{y1} y D_{y2} se combinan como D_x . Esto elimina dos *GDL*, y deja cuatro. En la figura 2-4c la semijunta elimina sólo un *GDL* del sistema (debido a

que tiene dos *GDL*), y queda el sistema de dos eslabones conectados por una semijunta, con un total de cinco *GDL*. Además, cuando un eslabón cualquier se fija o sujeta al marco de referencia, sus tres *GDL* quedarán eliminados. Este razonamiento conduce a la **ecuación de Gruebler**:

$$GDL = 3L - 2j - 3G \quad (2.1a)$$

donde:

GDL = número de grados de libertad

L = número de eslabones

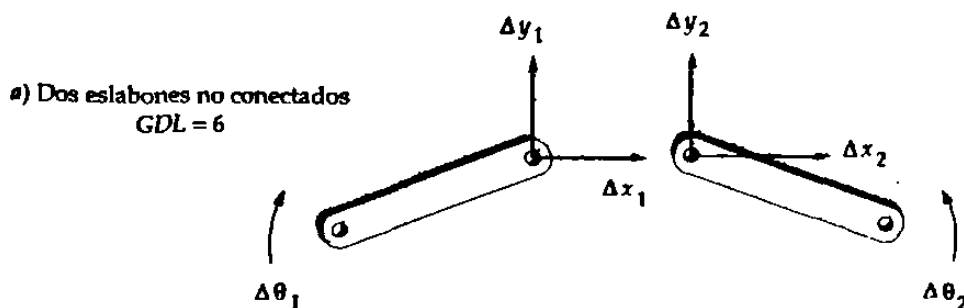
j = número de juntas

G = número de eslabones fijados

Obsérvese que en un mecanismo real, aun si más de un eslabón está fijo en el efecto neto será crear un eslabón fijo mayor y de orden superior, ya que sólo hay un plano de sujeción. Por tanto, *G* es siempre igual a uno, y la ecuación de Gruebler queda:

$$GDL = 3(L - 1) - 2j \quad (2.1b)$$

El valor de *j* en las ecuaciones 2.1a y 2.1b debe reflejar el de todas las juntas en el mecanismo. Es decir, las semijuntas funcionan como de 1/2, debido a que sólo eliminan un *GDL*. Esto es menos confuso si se utiliza la modificación de **Kutzbach** para la ecuación de Gruebler en esta forma:



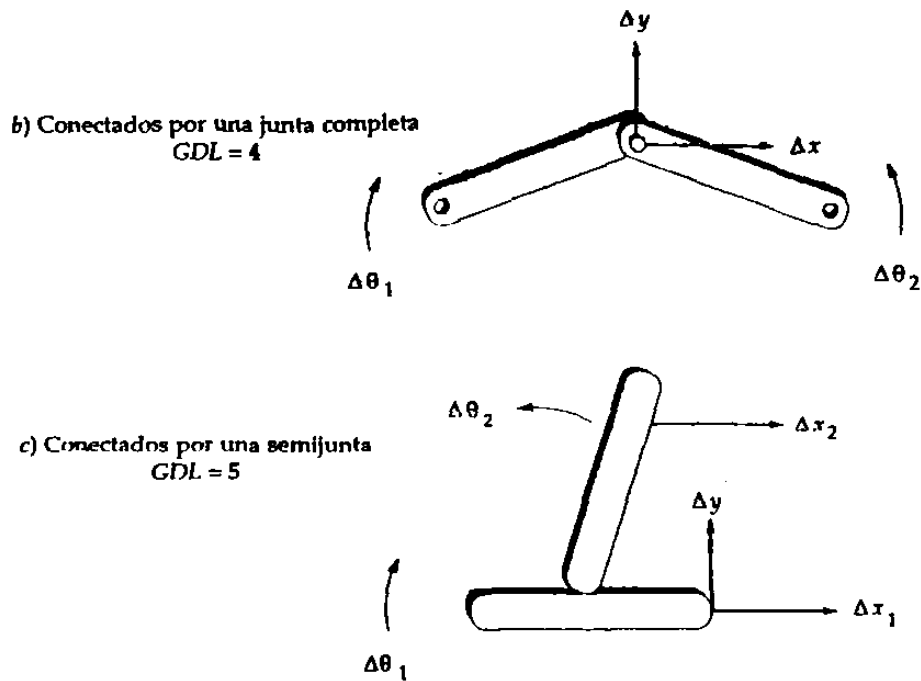


Figura 2-4

 Juntas que eliminan GDL

$$GDL = 3(L - 1) - 2h - j_2$$

donde:

L - número de eslabones

h = número de juntas completas

j_2 = número de semijuntas

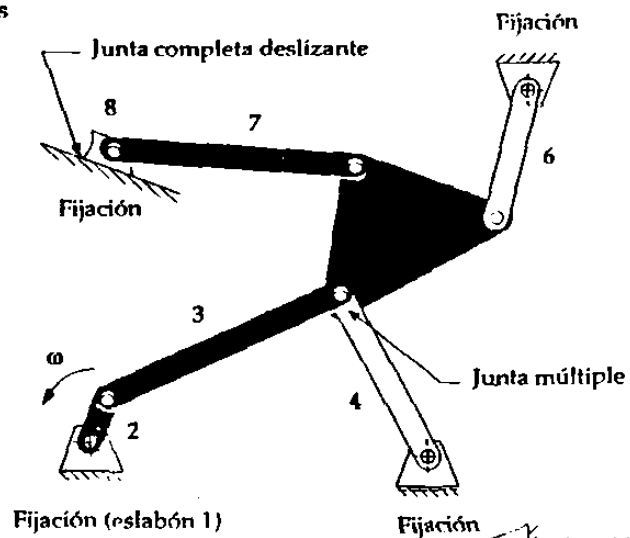
El valor de j_1 y j_2 en estas ecuaciones debe aún ser determinado cuidadosamente para considerar todas las juntas completas, las semijuntas y las juntas múltiples en cualquier eslabonamiento.

a) Eslabonamiento con juntas completas y múltiples

Nota:
No hay semijuntas
en este
eslabonamiento

$$L = 8, \quad J = 10$$

$$GDL = 1$$



b) Eslabonamiento con juntas completas, semijuntas y juntas múltiples

$$L = 6, \quad J = 7.5$$

$$GDL = 0$$

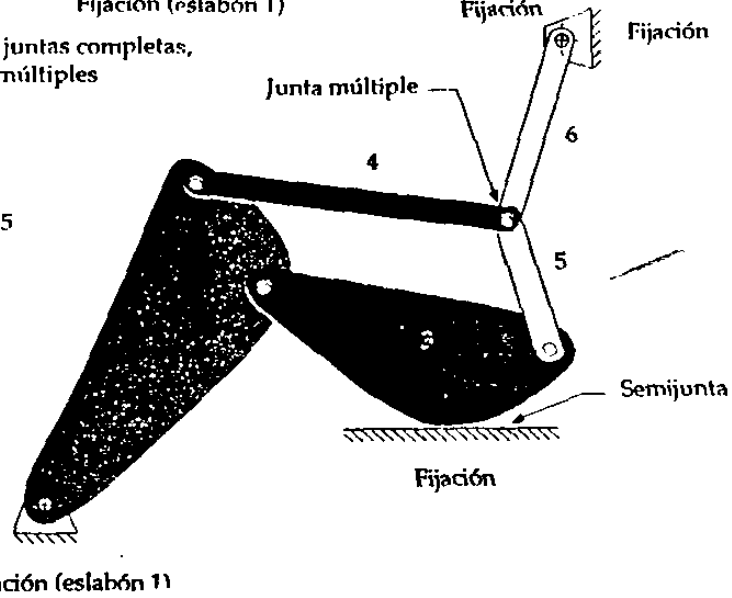
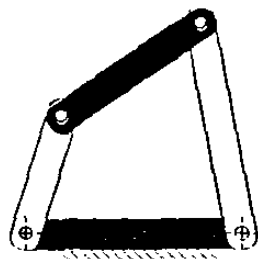


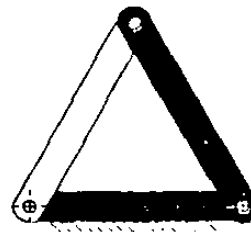
Figura 2-5

Fijación (eslabón 1)

Eslabonamientos que contienen juntas de diversos tipos



a) En un mecanismo, $GDL = +1$



b) En una estructura, $GDL = 0$



c) En una estructura precargada, $GDL = -1$

Figura 2-6

Mecanismo, estructura precargada

Las juntas múltiples cuentan en una unidad menos que el número de eslabones conectados en tal junta, y se agregan a la categoría de "completas" (J_1).

Es interesante observar que esta ecuación no aporta información acerca de tamaños o formas de eslabones, sino sólo su cantidad. En la figura 2-5a se muestra un mecanismo con $GDL = 1$ y sólo juntas completas en él.

En la figura 2-5b se presenta una estructura con $GDL = 0$, y que contiene semijuntas y juntas múltiples. Considérense también las **juntas múltiples** y **semijuntas** en las figuras 2-5a y 2-5b.

2.2 TIPOS DE MOVIMIENTO

Un cuerpo rígido para moverse dentro de un marco de referencia tendrá, en el caso general, **movimiento complejo**, el cual es una combinación simultánea de **rotación** y **traslación**.

En un plano, o espacio bidimensional, el movimiento complejo es una combinación de rotación simultánea respecto a un eje (perpendicular al plano), y combinación de rotación simultánea respecto a un eje (perpendicular al plano), y traslación, resuelta según componentes a lo largo de dos ejes en el plano. Para simplificar se limitará la presente descripción al caso de **sistema cinemáticos planares** (o de **2-D**). Para nuestros propósitos se definirán estos términos como sigue, en el movimiento planar:

Rotación pura-

el cuerpo posee un punto (centro de rotación) que no tiene movimiento con respecto al marco de referencia "estacionario". Todos los demás puntos del cuerpo describen arcos respecto a ese centro. Una línea de referencia marcada en el cuerpo a través de su centro, cambia únicamente en orientación angular.

Traslación pura-

todos los puntos en el cuerpo describen trayectorias paralelas (curvas o rectas). Una línea de referencia en el cuerpo cambia su posición lineal pero no su orientación o posición angular.

Movimiento complejo-

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

2.3 ESLABONES, JUNTAS Y CADENAS CINEMATICAS

Se iniciará la experiencia de la cinemática de mecanismos con una investigación del **diseño de eslabonamientos** cinemáticos. Estos sistemas son los componentes básicos de todos los mecanismos.

Un **eslabón**, como se muestra en la figura 2-2, es (hipotéticamente) un cuerpo rígido que posee al menos dos **nodos**, que son los *puntos de unión con otros eslabones*.

Eslabón binario	<i>-el que tiene dos nodos.</i>
Eslabón ternario	<i>-el que tiene tres nodos.</i>
Eslabón cuaternario	<i>-el que tiene cuatro nodos, etcétera.</i>

Una **junta** es una *conexión entre dos o más eslabones (en sus nodos), la cual permite algún movimiento o movimiento potencial, entre los eslabones conectados*. Las **juntas** (llamadas también **pares cinemáticos**) pueden clasificarse de varios modos:

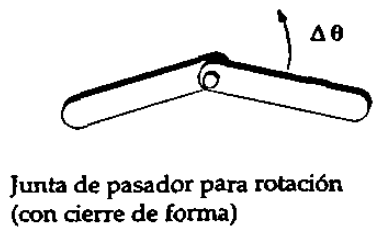
1. Por el número de grados de libertad permitidos en la junta.
2. Por el tipo de contacto entre los elementos: de línea, de punto o de superficie.
3. Por el tipo de cierre de la junta, **de fuerza o de forma**.
4. Por el número de eslabones conectados (orden de la junta).

En la figura 2-7 se muestran ejemplos de juntas con uno o dos grados de libertad, que se hallan comúnmente en mecanismos planos (o planares). En la figura 2-7a indican dos formas de una junta plana con **un grado de libertad**, a saber, una junta de pasador rotacional y una junta de traslación de corredera. El término **par inferior** fue creado por

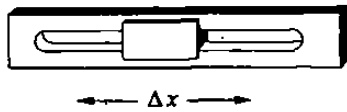
junta de traslación de corredera. El término **par inferior** fue creado por Reuleaux para describir juntas con contacto de superficie, como el de un pasador dentro de su agujero. Este investigador acuñó la designación de **par superior** para las juntas con contacto de punto o de línea. En la figura 2-7b se muestran ejemplos de juntas con dos grados de libertad que permiten simultáneamente dos movimientos relativos independientes, a saber, traslación y rotación, entre los eslabones conectados. Esta clase de **junta con dos grados de libertad** se denomina **semijunta**, a diferencia de las anteriores, que se designan como *juntas completas*. La **semijunta** algunas veces se denomina también **junta de rodamiento y deslizamiento** debido a que permite ambas formas de una junta con tres libertades, que permite tres movimientos angulares independientes entre los dos eslabones conectados. Esta *junta de rótula (o de bola)* sería aplicada típicamente en un mecanismo tridimensional; por ejemplo, las juntas de bola en el sistema de suspensión de un automóvil.

Obsérvese que para visualizar el grado de libertad de una junta en un mecanismo, es útil “desconectar mentalmente” los dos eslabones que forman la junta, respecto del resto del mecanismo. Se puede, ver con más facilidad cuántas libertades tienen entre sí los dos eslabones conectados.

En la figura 2-7b se muestran también ejemplos de juntas con **cierre de forma** y con **cierre de fuerza**. Una junta con **cierre de forma** se mantiene unida, o **cerrada, por su configuración**.

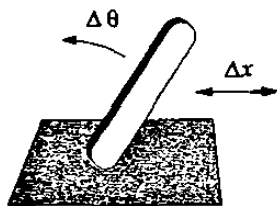


Junta de pasador para rotación
(con cierre de forma)

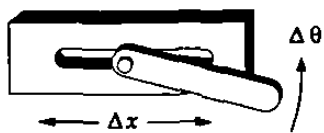


Junta de corredera para traslación
(con cierre de forma)

a) Juntas (completas)-de un GDL

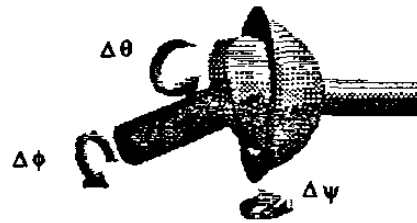


Eslabón apoyado contra un plano
(con cierre de fuerza)



Eslabón con pasador en ranura
(con cierre de forma)

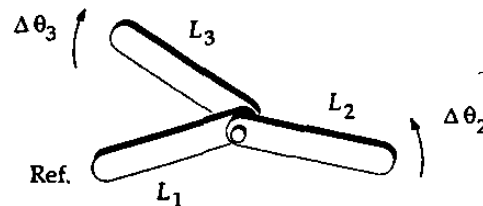
b) Semijuntas-de dos GDL



c) Junta de rótula (o de bola)-tres GDL

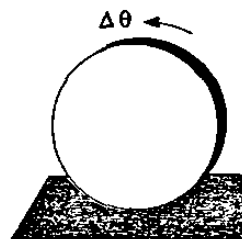


Junta de pasador de primer orden-un GDL
(dos eslabones conectados)



Junta de pasador de segundo orden-dos GDL
(tres eslabones conectados)

d) Orden de juntas



Puede rodar, deslizar o rodar
y deslizar, según la fricción

e) Junta de rodamiento-uno o dos GDL

GDL

Figura 2-7

Juntas (Conexiones de elementos) de diversos tipos

En la figura 2-7d se muestran ejemplos de juntas de diversos órdenes. El **orden** se define como *el número de eslabones, conectados, menos uno*. Se necesitan dos eslabones para constituir una junta simple; por lo tanto, la conexión más simple de dos eslabones tiene un orden igual a 1.

Ya se dieron definiciones para el **mecanismo** y la **máquina**. Se consideran los elementos cinemáticos eslabones y juntas definidas ahora, se pueden definir con mayor precisión aquellos dispositivos con base en las clasificaciones de Reuleaux de cadena cinemática, mecanismo y máquina.

Una cadena cinemática se define como:

Una cadena cinemática en la cual por lo menos un eslabón ha sido fijado o sujetado al marco de referencia (el cual puede estar en movimiento).

Una **máquina** se define como:

Una combinación de cuerpos resistentes dispuestos para hacer que las fuerzas mecánicas de la naturaleza realicen trabajo acompañado por movimientos determinados.

Por la definición de Reuleaux una máquina es *un conjunto de mecanismos dispuestos para transmitir fuerzas y realizar trabajo.*

Se definirá ahora una **manivela** como: *un eslabón que efectúa una vuelta completa o revolución, y está pivoteada a un elemento fijo*; un **balancín** es un eslabón que tiene rotación oscilatoria (*de vaivén*) y está

*pivoteado a un elemento fijo ("a tierra); y una **biela** (o **acoplador**), como un eslabón que tiene movimiento complejo y no está pivoteado a un elemento fijo. Este medio inmovilizante, el **fijador** o **elemento fijo** se define como cualesquiera eslabón o eslabones que están sujetos en el espacio (sin movimiento) en relación con el marco de referencia.*

2.4 MECANISMOS Y ESTRUCTURAS

Los grados de libertad de un ensamble de eslabones predicen por completo su carácter. Hay sólo tres posibilidades. Si el *GDL* es positivo se tendrá un **mecanismo**, y los eslabones tendrán movimiento relativo. Si el *GDL* es exactamente igual a cero, entonces se tendrá una **estructura**, y ningún movimiento es posible. Si el *GDL* es negativo, entonces se tendrá una estructura **precargada**, lo que significa que ningún movimiento es posible y algunos esfuerzos pueden también estar presentes en el momento del ensamble. En la figura 2-6 se muestran ejemplos de estos tres casos. Un eslabón está fijo (o fijado) en cada caso.

En la figura 2-6a se presentan cuatro eslabones conectados por cuatro juntas completas, lo cual a partir de la ecuación de Gruebler, da un *GDL*. Se moverá u sólo una entrada es necesaria para originar resultados predecibles.

En la figura 2-6b se muestran tres juntas completas. Tiene cero *GDL* y es por tanto una **estructura**. Nótese que los tres pasadores se pueden insertar en sus respectivos padres de agujeros de eslabón (nodos) sin esforzar la estructura, ya que puede hallarse siempre una posición que permita el ensamblaje. En la figura 2-6c se presentan dos eslabones conectados por dos juntas completas. Tiene *GDL* igual a -1, lo

cual los convierte en una **estructura precargada**. Puesto que el interés aquí es acerca de los mecanismos, nos concentraremos sólo en dispositivos con *GDI* positivo.

2.5 MOVIMIENTO INTERMITENTE

El **movimiento intermitente** es una sucesión de movimientos y detenciones. Un **detenimiento** es un lapso durante el cual el eslabón de salida permanece estacionario, en tanto que el eslabón de entrada continúa moviéndose.

MECANISMO DE GINEBRA. Una forma común de dispositivo de movimiento inaltermitente es el **mecanismo de Ginebra**, que se muestra en la figura 2-8a.

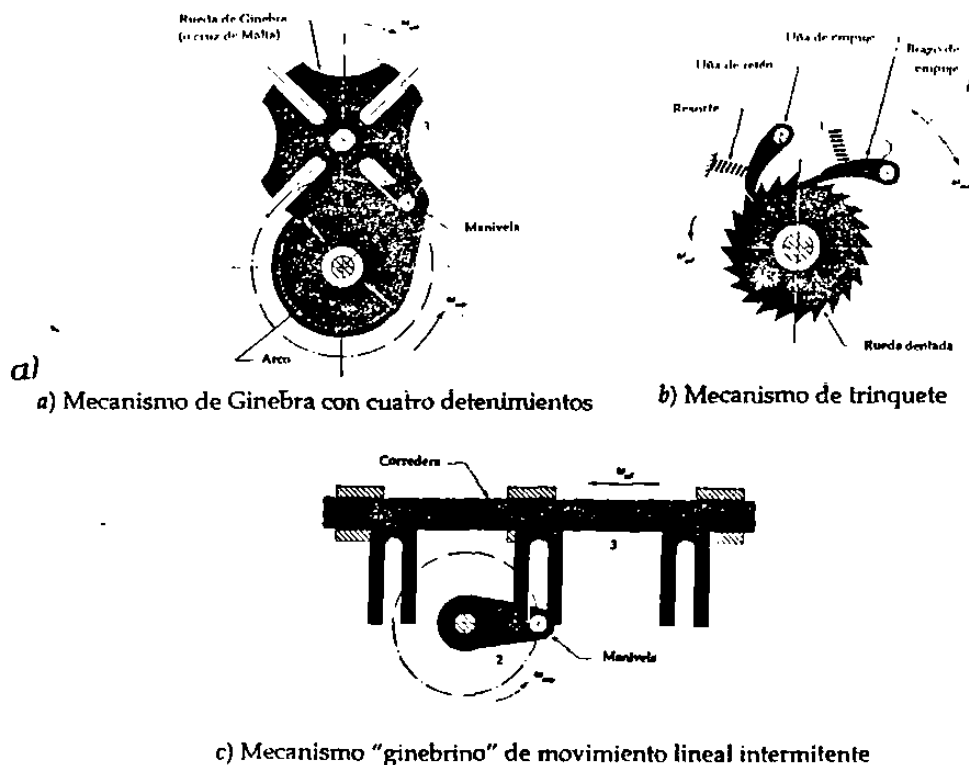


Figura 2-8

Mecanismos de movimiento intermitente rotatorio y lineal (o rectilíneo)

MECANISMO DE TRINQUETE. En la figura 2-8b se muestra el llamado mecanismo de trinquete. El **brazo de empuje** pivotea sobre el eje de la **rueda dentada** y es movido hacia atrás y hacia adelante para accionar a la rueda. La **uña de empuje** del brazo hace girar la rueda dentada en sentido contrario al del reloj y no trabaja durante el movimiento de regreso del brazo en el sentido del reloj. La **uña de retén** impide a la rueda del trinquete que cambie de dirección de giro mientras regresa la uña de empuje.

MECANISMO DE GINEBRA LINEAL. Existe también una variante del mecanismo de Ginebra que tiene salida de traslación lineal, como se indica en la figura 2-8c. Este mecanismo es análogo a un dispositivo de yugo escocés abierto con yugos múltiples. Puede utilizarse como un impulsor de transportador intermitente con las ranuras formadas a lo largo de la cadena o banda de transporte. También se utiliza algunas veces con un motor de giro alterno o reversible para lograr oscilación reversiva lineal de una única corredera de salida ranurada.

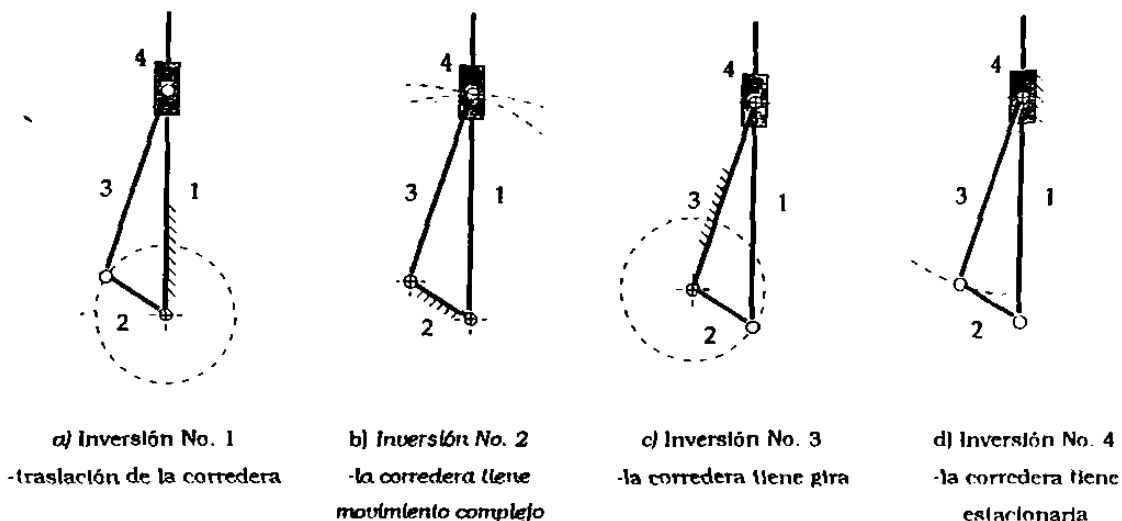


Figura 2-9

Cuatro inversiones específicas del mecanismo de manivela y corredera de cuatro barras

2.6 INVERSION

Una **inversión** se crea por la fijación de un eslabón diferente en la cadena cinemática. Por tanto, hay tantas versiones de un eslabonamiento dado, como se tenga eslabones. Los movimientos que resultan de cada inversión pueden ser muy distintos, pero algunas inversiones de un eslabonamiento pueden producir movimientos similares a los de otras inversiones del mismo eslabonamiento.

Se designaran las inversiones que tienen movimientos específicamente diferentes como **inversiones específicas**.

En la figura 2-9 se muestran las cuatro inversiones del eslabonamiento de manivela-corredera de cuatro barras, las cuales tienen movimientos bien definidos. La inversión No. 1, con el eslabón 1 fijo y su corredera en traslación pura, es la más común y se utiliza en **motores de pistón y bombas de pistón**.

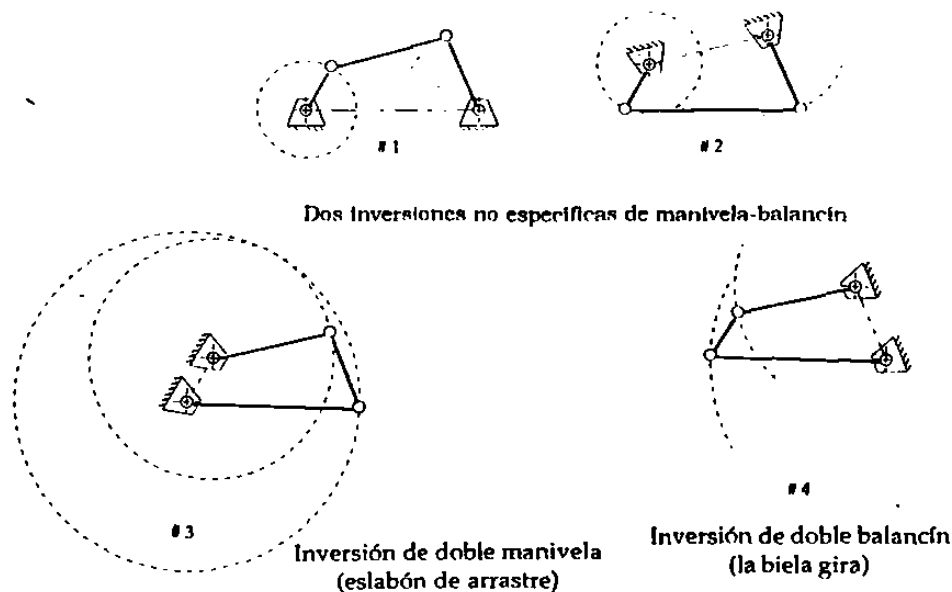


Figura 2-10

Todas las inversiones del eslabonamiento de cuatro barras de Grashof

La inversión No. 2 se obtiene al fijar el eslabón 2 y produce el mecanismo **Whitworth** o **manivela de cepilladora** (cepillo mecánico), que es un dispositivo de retorno rápido, en el que la corredera tiene movimiento complejo.

La inversión No. 3 proviene de fijar el eslabón 3 y da a la corredera rotación pura. La inversión No. 4 se obtiene al fijar el eslabón 4 corredizo, y se usa en mecanismos operados a mano para **bombas de pozo**, en las que la manija es el eslabón 2 (extendido), y el eslabón 1 desciende por el tubo del pozo; en él se monta un pistón en su parte inferior.

La **cadena séxtuple de Watt** (de seis barras) tiene dos inversiones específicas y la **cadena séxtuple de Stephenson** tiene tres inversiones específicas o bien definidas. El eslabonamiento de cuatro barras articulado admite tres inversiones específicas: la manivela-balancín, la doble manivela y el doble balancín, que se muestran en las figuras 2-10.

2.7 LA CONDICIÓN DE GRASHOF

Se ha mostrado antes que el **eslabonamiento de cuatro barras** es el mecanismo articulado más simple posible para movimiento controlado de un grado de libertad. También aparece en diversas facetas, como el dispositivo de **manivela-corredera** y el de **leva-seguidor**

La sencillez es una marca distintiva del buen diseño. La menor cantidad de partes que puedan efectuar el trabajo, generalmente constituye la solución menos costosa y más confiable. Por lo tanto, el **eslabonamiento de cuatro barras** debe estar entre las primeras soluciones para problemas de control de movimiento por investigar. La

condición de Grashof es una relación muy simple que pronostica el comportamiento de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras con base sólo en las longitudes de eslabón.

La disposición de **doble paralelogramo** que se muestra en la figura 2-11c es muy útil, ya que aporta un acoplador en traslación que permanece horizontal en todas las posiciones. Las dos etapas de paralelogramo del eslabonamiento están desfasadas, de modo que cada una lleva a la otra a través de sus puntos de cambio. La figura 2-11d muestra la configuración **deltoides** que es una manivela-balancín.

En la figura 2-10 se muestran las cuatro inversiones posibles del **caso Grashof**; dos manivelas-balancín, una doble manivela (también llamada eslabón de arrastre), y un doble balancín con biela rotatoria.

En las figuras 2-11a y 2-11b se muestran las configuración de **paralelogramo** y **antiparalelogramo** del eslabonamiento **especial de Grashof**. El eslabonamiento de paralelogramo es muy útil, ya que duplica exactamente el movimiento rotatorio de la manivela impulsora en la manivela impulsada. Un empleo común es el acoplamiento de los balancines frotadores de un limpiaparabrisas de automóvil. El acoplador del eslabonamiento de paralelogramo tiene traslación curvilínea, y permanece con el mismo ángulo, en tanto que todos sus puntos describen trayectorias circulares idénticas. Este movimiento paralelo se utiliza con frecuencia en los elevadores de carga traseros de camiones y en robots industriales.

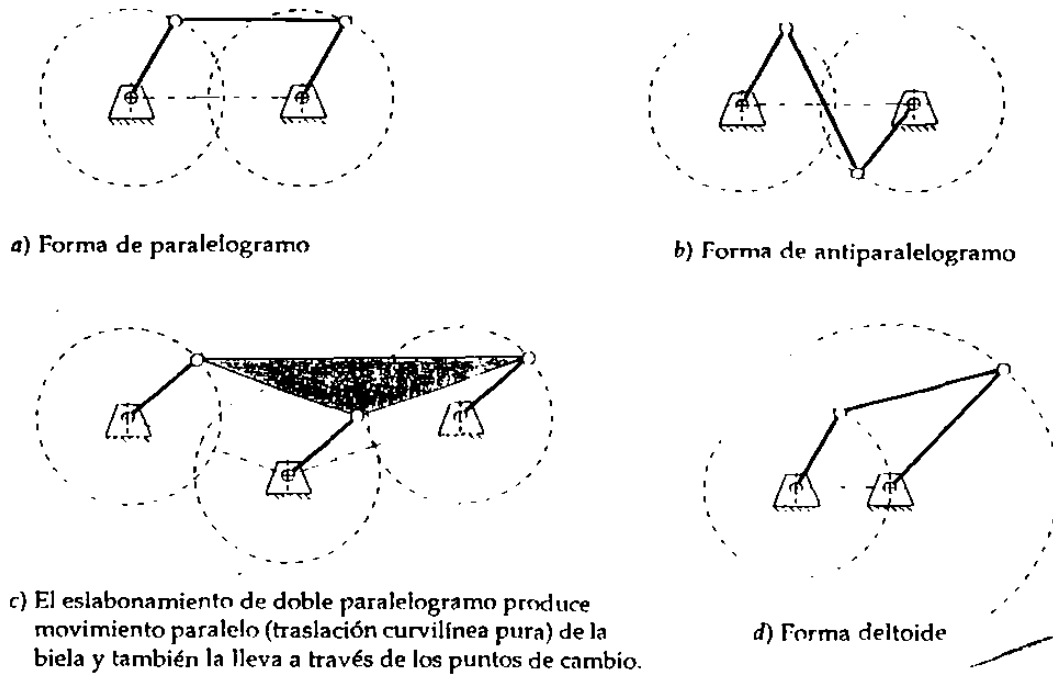


Figura 2-11

Algunas formas del caso especial de eslabonamiento de Grashof

Sean:

- S = longitud del eslabón más corto
- L = longitud del eslabón más largo
- P = longitud de un eslabón restante
- Q = longitud de otro eslabón restante

Luego si:

$$S + L \geq P + Q$$

el eslabonamiento es de **Grashof**, y por lo menos un eslabón será capaz de realizar una revolución completa con respecto al plano de fijación. Si esa desigualdad no es cierta, entonces el eslabonamiento es **no-Grashof**, y *ningún* eslabón será capaz de realizar una revolución completa relativa respecto al plano de fijación.

Los movimientos posibles a partir de un eslabonamiento de cuatro barras, dependerán de la condición de Grashof y de la **inversión** elegida. Las inversiones se definirán en relación con el eslabón más corto. Los movimientos son:

Para el caso $S + L < P + Q$:

Si se fija uno u otro eslabón adyacente al más corto, se obtiene una **manivela-balancín**, en la cual el eslabón más corto girará completamente, y oscilará el otro eslabón pivoteado a la fijación ("a tierra").

Si se fija el eslabón más corto se logrará una **doble-manivela**, en la que los dos eslabones pivoteados a la fijación realizan revoluciones completas, como también lo hace el acoplador.

Si se fija el eslabón opuesto al más corto, se obtendrá un **doble-balancín de Grashof**, en el que oscilan los dos eslabones fijos pivoteados a la fijación y sólo el acoplador realiza una revolución completa.

para el caso $S + L > P + Q$

Todas las inversiones serán **dobles balancines**, en las cuales ningún eslabón puede girar completamente.

Para el caso $S + L = P + Q$:

Designado éste como **caso especial de Grashof**, todas las inversiones serán **dobles manivelas**, o **manivelas-balancín**, pero tendrán "**puntos de cambio**" dos veces pro revolución de la manivela de

entrada, cuando todos los eslabones quedan colineales. En estos puntos de cambio el comportamiento de salida se volverá indeterminado. El comportamiento del eslabonamiento es entonces impredecible, ya que puede asumir una u otra de dos configuraciones. Su movimiento debe ser limitado para evitar alcanzar los puntos de cambio, o proporcionar un eslabón.

2.8 ESLABONAMIENTOS DE MAS DE CUATRO BARRAS

Se ha visto que el más simple eslabonamiento con un grado de libertad es el de cuatro barras. Es un dispositivo extremadamente versátil y útil./ Muchos problemas de control de movimiento muy complejos pueden resolverse con sólo cuatro eslabones y cuatro pasadores. Agregar un eslabón y una junta para formar uno de cinco barras hará que se tengan dos *GDL* en vez de uno. Añadir un par de engranes para enlazar dos eslabones hace que se reduzcan de nuevo a uno, y se origine el **mecanismo de cinco barras con engranaje (MCBE)**. Este mecanismo proporcionará movimientos más complejos que el de cuatro barras, a costa del eslabón y el par de engranes agregados. El mecanismo de **seis barras de Watt** se puede considerar como *dos eslabonamientos de cuatro barras conectadas en serie*, y que tienen dos eslabones en común. El mecanismo de **seis barras de Stephenson** puede considerarse como *dos eslabonamientos de cuatro barras conectadas en paralelo* y que tienen dos eslabones en común. Muchos eslabonamientos pueden diseñarse por la técnica de combinar múltiples cadenas de cuatro barras, como *elementos básicos*, en ensambles más complejos.

2.9 CONSIDERACIONES PRACTICAS

Juntas de pasador vs. correderas y semijuntas. La selección de materiales apropiados y una eficaz lubricación son la clave para obtener una larga duración en cualquier caso de mecanismos, como una junta, en donde dos materiales friccionan o rozan entre sí. La superficie de contacto rozante, se llama **cojinete de apoyo**.

La **junta de pasador simple** (fig. 2-7a) es la opción ideal aquí por varias razones. Su configuración de perno a través de un hueco conduce a la captura de una película de lubricante entre las superficies de contacto cilíndricas. Los relativamente poco costosos cojinetes circulares de bolas y de rodillos, están disponibles en el mercado en una gran variedad de tamaños para juntas de pasador.

JUNTAS DE CORREDERA. Estos elementos requieren una ranura o varilla rectas cuidadosamente maquinadas (fig. 2-7a). Los cojinetes con frecuencia se hacen *ad hoc*, aunque pueden conseguirse en el mercado cojinetes de bolas lineales para sostener ejes templados. La lubricación es difícil de mantener en una junta de deslizamiento.

SEMIJUNTAS. Estos elementos, como un pasador redondo en una ranura (fig., 2-7b), o en una junta de leva y seguidor, experimentan aún más agudamente los problemas de lubricación de la corredera, debido a que por lo general tienen dos superficies curvadas de manera opuesta, en contacto lineal, que tienden a expulsar la capa de lubricante en la unión. Este tipo de junta necesita operar en baño de aceite para larga duración.

Algunos ejemplos comunes de los tres tipos de juntas pueden hallarse en un automóvil. El mecanismo de limpiabrisas es un eslabonamiento de juntas de pasador puro. Los pisotones en los cilindros del motor de un auto son correderas reales y funcionan en contacto con el aceite lubricante del motor. Las válvulas del citado motor se abren y cierran por juntas de leva-seguidor ahogadas en el aceite lubricante del motor.

ESLABONES CORTOS. Algunas veces sucede que la longitud requerida de una manivela es tan corta que no es posible proporcionar pasadores de tamaño apropiado en cada extremo. La solución es diseñar el eslabón como una **manivela excéntrica**.

RELACIÓN DE APOYO. La necesidad de movimiento rectilíneo en la maquinaria requiere el uso extenso de juntas de corredera con traslación lineal. Hay una relación geométrica básica llamada *relación de apoyo*, la cual, si se omite o infringe, conducirá invariablemente a problemas.

La **relación de apoyo (RA)** se define como *la longitud efectiva (L) de la corredera dividida entre el diámetro efectivo (D) del cojinete de apoyo: $RA = L/D$* . Para una operación suave **este cocinete debe ser mayor que 1.5 y nunca menor que 1**. Cuanto mayor sea es mejor. La **longitud efectiva** se define como *la distancia sobre la cual la corredera móvil está en contacto con la guía estacionaria*. El **diámetro efectivo** es *la mayor distancia entre las guías estacionarias, en un plano perpendicular al movimiento deslizando*.

Si la junta de corredera es simplemente una varilla dentro de un casquillo o buje, el diámetro y la longitud efectivos son idénticos a las

dimensiones reales del diámetro de varilla y longitud de casquillo. Si la corredera fuese una plataforma que desliza sobre dos varillas y casquillos múltiples, entonces el diámetro y la longitud efectivos son la anchura y la longitud totales, respectivamente, del conjunto o ensamble de la plataforma.

ESLABONAMIENTOS VS. LEVAS. El eslabonamiento con juntas de pasador tiene todas las ventajas mencionadas antes, y el mecanismo de leva y seguidor tiene todos los problemas asociados a una semijunta enumerados con anterioridad. Sin embargo, ambos se utilizan ampliamente en el diseño de máquinas, con frecuencia en la misma máquina y en combinación (eslabonamientos impulsores de levas). Así, ¿por qué elegir a unos en vez de los otros mecanismos?

Los eslabonamientos tienen la desventaja de su tamaño relativamente grande en comparación con el desplazamiento de salida de la parte operante. Por lo tanto, son algo difíciles de compactar. Las levas tienden a ser compactadas en comparación con el desplazamiento del seguidor. Los eslabonamientos son relativamente difíciles de sintetizar y las levas son relativamente fáciles de diseñar (en tanto esté disponible una computadora). Pero los eslabonamientos son mucho más fáciles y menos costosos de fabricar que las levas.

MOTORES Y MEDIOS DE IMPULSIÓN. El mecanismo sintetizado aquí requerirá algún tipo de impulsor para proporcionar el movimiento y energía de entrada. Hay muchas posibilidades. Si el diseño requiere un movimiento rotatorio continuo de entrada, como para un eslabonamiento de Grashof, una manivela corredera, o una leva-seguidor, entonces un motor es la elección lógica.

Los motores se hallan en una amplia variedad de tipos. La fuente de energía más común para un motor es la electricidad, pero el aire comprimido y el líquido a presión se utilizan también para accionar motores neumáticos e hidráulicos, respectivamente. Los motores térmicos de gasolina o diesel son otra posibilidad. Los **motores eléctricos** se fabrican en varios diseños, entre los que están los designados como **CA, CD, servo y de pasos**.

MOTORES DE CD. Estas máquinas motrices se construyen en diferentes configuraciones eléctricas, que proporcionan diversas características de *toque* (momento rotatorio) y *velocidad*. La gráfica *torque-velocidad* de un motor describe como responderá a una carga aplicada.

En la figura 2-12a se muestra tal curva para un motor de CD del tipo PM (de **imán permanente** o *permanent magnet*). Obsérvese que el torque varía mucho con la velocidad, y va de un valor máximo a velocidad cero, a un valor nulo a velocidad máxima. Esta relación proviene del hecho de que $Potencia = Torque \times Velocidad\ angular$. Puesto que la potencia disponible del motor es limitada, un aumento en torque requiere una disminución en la velocidad de rotación y viceversa.

En la figura 2-12b se presenta una familia de líneas de carga sobrepuesta a la gráfica *torque-velocidad* del motor. Estas líneas de carga representan una carga variable aplicada a un eslabonamiento que el motor debe manejar. El problema se deriva del hecho de que *al aumentar el torque de carga requerido, el motor debe reducir la velocidad para proporcionarlo*. Por lo tanto, la velocidad de entrada variará en respuesta a variaciones de carga. Si se desea velocidad constante, esto es inaceptable.

Una solución posible es utilizar un **motor de CD de velocidad controlada**, que contiene circuitos que aumentan y disminuyen la corriente que va al motor ante la carga variable, con el fin de mantener la velocidad constante.

MOTORES DE CA. Estos son la solución menos costosa para el suministro de movimiento rotatorio continuo, y tienen una variedad de curvas *torque-velocidad* para manejar las diversas aplicaciones de carga.

MOTORES DE PASOS. Están diseñados para posicionar un dispositivo de salida. A diferencia de los servomotores, estas máquinas son de ciclo abierto, lo que significa que *no reciben retroalimentación, como si el dispositivo de salida hubiera respondido como se requería*. Por tanto, pueden quedar desfasados (o fuera de fase) con el programa deseado. Sin embargo, permanecerán satisfactoriamente energizados durante un lapso indefinido, y mantener la salida en una posición. Su construcción interna consiste en un número de tiras magnéticas dispuestas alrededor de la periferia del rotor y del estator. Cuando se le energiza, el rotor avanzará un paso al siguiente imán, por cada pulso recibido. Por tanto, estos motores son dispositivos de **movimiento intermitente**, y no proporcionan movimiento de rotación continuo como otros motores.

MOTORES NEUMÁTICOS E HIDRÁULICOS. Estas máquinas tienen aplicación más limitada que los motores eléctricos porque requieren la disponibilidad de aire comprimido o líquido a presión. Los motores neumáticos hallan su más amplia aplicación en fabricas y talleres, donde el aire comprimido a alta presión está disponible para otras aplicaciones. Un ejemplo común es la llave de tuercas de impactos de aire, utilizada en talleres de reparación de automóviles. Aun que los

motores y cilindros de aire individuales son relativamente baratos, estos sistemas neumáticos son bastante costosos cuando se incluye el costo de todo el equipo auxiliar. Los motores hidráulicos se encuentran con mayor frecuencia en máquinas o sistemas como los equipos de construcción (grúas), aviones y barcos, donde un fluido (líquido) a presión elevada, se proporciona para muchos fines. Los sistemas hidráulicos son también muy costosos cuando se incluye el costo de todo el equipo auxiliar.

CILINDROS NEUMÁTICOS E HIDRAULICOS. Son actuadores lineales (de pistón en cilindro) que proporcionan una salida de carrera rectilínea limitada, a partir de una entrada de *fluido* a presión (aire comprimido o aceite). Son el equipo a elegir si se necesita una entrada de movimiento lineal. Sin embargo, tienen las mismas características de costo elevado, bajo eficiencia y factores de complicación, que se enunciaron para sus equivalentes anteriores de motor.

La aplicación más común de los cilindros de potencia fluica tiene lugar en el equipo agrícola y el de construcción, como tractores y rasadores, donde cilindros hidráulicos (no servos) de ciclo abierto, actúan la pala u hoja mediante eslabonamientos. el cilindro y su pistón se convierten en dos eslabones (corredera y guía) de un mecanismo de manivela y corredera.

SOLENOIDES. Son actuadores lineales electromecánicos (de CA o CD) que comparten algunas de las limitaciones de los cilindros de aire, poseen otras más de sus propiedades. Son *ineficientes en energía*, están limitados a carreras muy cortas (aproximadamente de una pulgada) y desarrollan una fuerza que varía de manera exponencial sobre la carrera.

Una aplicación común de los solenoides está en los obturadores de cámaras fotográficas, donde un pequeño solenoide sirve para tirar del seguro y permitir la acción del obturador cuando se oprime el botón para tomar una foto. Su casi instantánea respuesta es una ventaja aquí y se realiza muy poco trabajo. Otra aplicación es en una puerta eléctrica o en sistemas de cierre de tapa de cofre en automóviles, donde el clic de su impacto puede ser oído claramente cuando se gira la llave para asegurar o soltar el mecanismo.

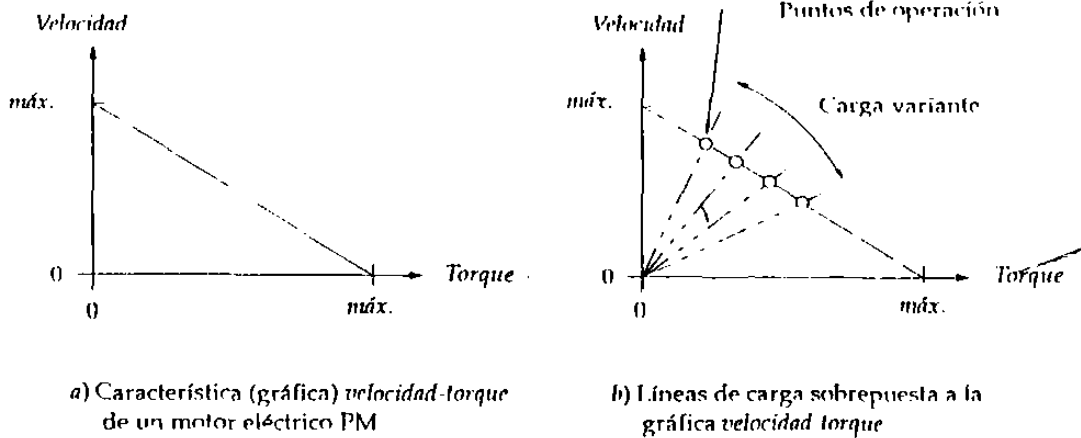


Fig. 2.12

Curva característica de velocidad-torque de un motor eléctrico de CD del tipo de imán permanente.

CAPITULO III

CURVAS DE ACOPLAMIENTO

3.0 INTRODUCCIÓN

Para conocer todo lo necesario con el tema de nuestro diseño, se incluyó un capítulo completo de dicho tema.

Iniciaremos diciendo que estas curvas de acoplamiento generan movimiento de trayectorias útiles para problemas de diseño de maquinas, las cuales realizaran el trabajo que se requiere. Mas adelante entraremos en detalles continuando en el capítulo IV con el diseño de estos mecanismos.

3.1 CURVAS DE ACOPLADOR

El acoplador es el eslabón más interesante en cualquier eslabonamiento. Está en movimiento complejo por tanto, los puntos en tal elemento pueden tener movimientos de trayectoria de alto grado. En

general, cuantos más eslabones haya, más alto será el grado de la curva generada.

Es interesante observar que las curvas de acoplador serán curvas cerradas, aun para eslabonamientos de no-Grashof. El acoplador puede prolongarse infinitamente en el plano.

La figura 3-1 muestra un eslabonamiento de cuatro barras con su acoplador ampliado para que incluya un gran número de puntos, cada uno de los cuales describirá una **curva cerrada** diferente. Obsérvese que estos puntos pueden estar en cualquier parte del acoplador, incluso a lo largo de la línea CD . Desde luego, hay una infinidad de puntos en el acoplador, cada uno de los cuales genera una curva de acoplador

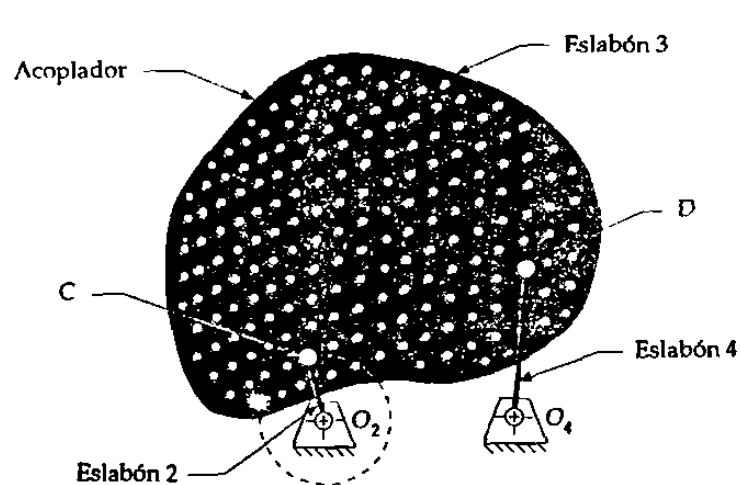


Figura 3.1

Acoplador de un eslabonamiento de cuatro barras extendido para incluir un gran número de puntos de acoplamiento.

LAS CURVAS DE ACOPLADOR DE ESLABONAMIENTO DE CUATRO BARRAS. Vienen en una variedad de formas, que pueden ser categorizadas simplistamente como se muestra en la figura 3-2

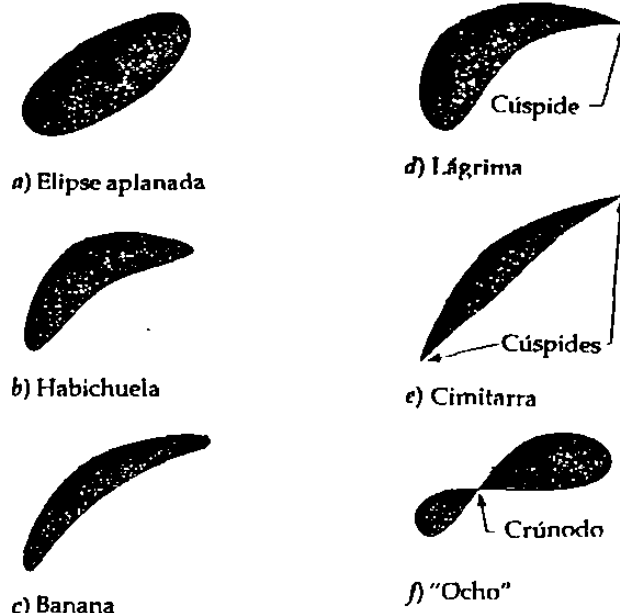


Figura 3-2
Catálogo cursorio de formas
curvas de acoplador.

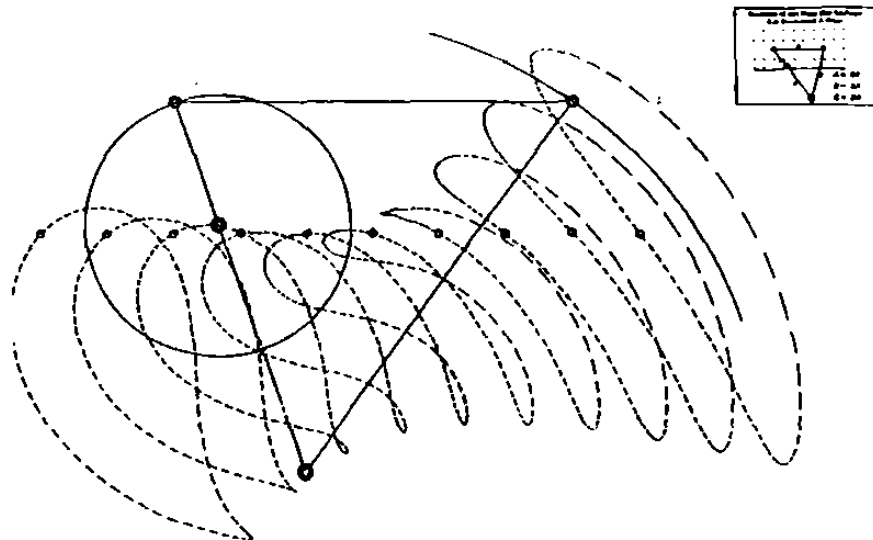
Algunas características de interés son las cúspide o vértice y el crúnodo. Una **cúspide** es una forma puntilaguda en la curva, que tiene la propiedad útil de velocidad instantánea igual a cero.

Crea una curva en forma de número ocho, que contiene un punto doble en el cruce. La curva tiene en este punto dos inclinaciones o pendientes, pero no pasa por la velocidad cero.

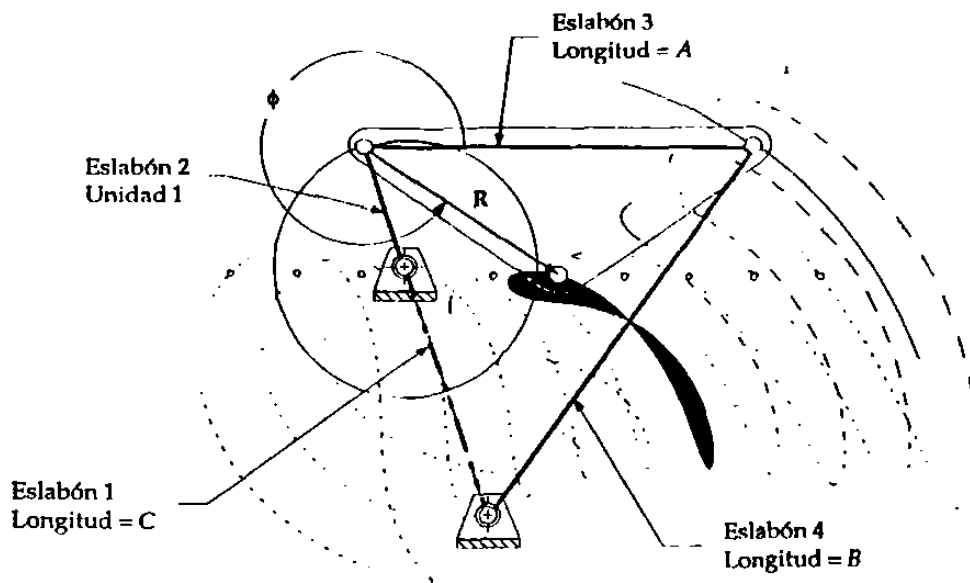
El atlas de **Hrones y Nelson** (H&N) de curvas de acoplador de cadenas de cuatro barras, es una obra de referencia útil que puede proporcionar al diseñador un punto de partida para diseño y análisis adicionales. Contiene una 7,000 curvas de biela, y define la geometría de eslabonamientos para cada una de sus cadenas de manivela-balancín de Grashof. En la figura 3-3a se reproduce una página de ese libro. El atlas H&N está dispuesto lógicamente, con todos los eslabonamientos definidos pro sus relaciones de eslabones, con base en una manivela de longitud unitaria. El acoplador se muestra como una matriz de

cincuenta puntos de acoplador para cada configuración geométrica de eslabonamiento, y se presentan diez por página. De este modo, cada configuración ocupa cinco páginas. Cada una contiene una "clave" esquemática en la esquina superior derecha que define las relaciones de eslabones.

En la figura 3-3b se muestra un eslabonamiento :disecado: que se halla en la parte superior de la página del atlas para ilustrar su relación con la formación de manivela es siempre de longitud unitaria. Las relaciones (o cocientes) de las otras longitudes de eslabón a la manivela, se dan en cada página. Las longitudes de eslabón reales pueden ampliarse o reducirse para adaptarse a las restricciones del caso. Cualquiera de los diez puntos de acoplador señalados puede utilizarse incorporándolo a cada eslabón acoplador triangular. La ubicación del punto de acoplador elegido puede ser obtenida del atlas, y se define dentro del acoplador por el vector de posición \mathbf{R} , cuyo ángulo director constante \emptyset se mide con respecto a la línea de centros del acoplador.



a) Una página del atlas H&N de curvas de biela de eslabonamientos de cuatro barras
(Hrones, J. A., y Nelson, G. L., *Analysis of the Fourbar Linkage*,
MIT Technology Press, Cambridge Ma., 1951, Reproducido con permiso)



b) Creación del eslabonamiento a partir del atlas

Figura 3-3

Selección de una curva de acoplador y construcción del eslabonamiento a partir del atlas de Hornes y Nelson.

Las curvas de acoplador H&N se indican con trazo punteado. Cada estación de raya representa **cinco grados** de rotación de manivela. Así, para una velocidad de manivela supuesta constante, el espaciamiento de las rayas es proporcional a la velocidad de trayectoria. Los cambios en la velocidad y la naturaleza de retorno rápido del movimiento de trayectoria del acoplador, pueden verse claramente a partir del espaciamiento citado.

Un ejemplo de aplicación de un eslabonamiento de cuatro barra a un problema práctico, se muestra en la figura 3-4, que es un mecanismo de avance de película de una cámara (o un proyector) cinematográfica. El punto O_2 es el pivote de la manivela impulsada por motor a velocidad constante. El punto O_4 es el pivote de balancín, y los puntos A y B son los pivotes móviles. Los puntos A , B y C definen el acoplador, y C es el punto de interés del acoplador. Una cinta cinematográfica consistente

realmente en una serie de tomas inmóviles, y cada "cuatro" de la misma se proyecta durante una fracción de segundo sobre la pantalla. Entre cada cuadro, la película debe ser corrida muy rápidamente desde un cuadro hasta el siguiente, mientras el obturador se cierra para dejar en blanco la pantalla. El ciclo total sólo toma $1/24$ de segundo. La respuesta en tiempo del ojo humano es demasiado lenta para advertir el parpadeo asociado a este flujo discontinuo de imágenes fijas y parece, entonces, que se trata de una fluencia continua de imágenes cambiantes.

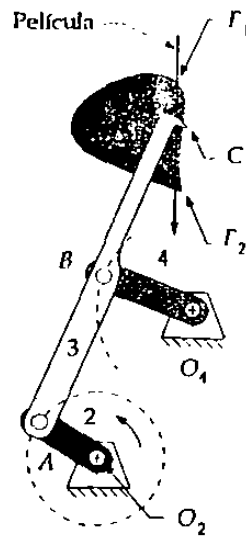


Figura 3-4

Mecanismo para el avance de película en una cámara cinematográfica.

El eslabonamiento indicado ha sido hábilmente diseñado para proporcionar el movimiento requerido. Un gancho se forma en el acoplador de esta cadena de cuatro eslabones de manivela-balancín de Grashof, en el punto C, lo cual genera la curva de acoplador mostrada. El gancho entrará en cada uno de los orificios de empuje de la película, cuando pasa por el punto F_1 . Obsérvese el movimiento del gancho en ese punto, es casi perpendicular a la cinta, así que entrará limpiamente al orificio para diente de rueda impulsora. Luego gira de manera brusca

hacia abajo, y sigue una línea burdamente aproximada a una recta, cuando tira con rapidez hacia abajo de la película para colocar el siguiente cuadro. La película se conduce por separado sobre una guía recta llamada "compuerta". El obturador se cierra durante este intervalo del movimiento de la película, y deja en blanco la pantalla. En el punto F_2 hay una cúspide en la curva de acoplador que hace que el gancho se desacelere suavemente hasta la velocidad cero en la dirección vertical, y luego sea acelerado también suavemente hacia arriba y afuera del orificio para el diente de la rueda de empuje. El cambio brusco de dirección en la cúspide permite al gancho salir del orificio sin arañar la película, lo que ocasionaría el salto de una imagen o cuadro en la pantalla, cuando se abre el obturador. El resto del movimiento de la curva de acoplador es esencialmente "de desperdicio de tiempo" ya que se efectúa por el lado de atrás a fin de que esté dispuesto para que entre de nuevo la película con el objeto de repetir el proceso.

Algunas ventajas de utilizar este tipo de dispositivo para tal aplicación son: que es muy sencillo y poco costoso (sólo cuatro eslabones, uno de los cuales es el cuerpo de la cámara), es muy confiable, experimenta baja fricción si se utilizan cojinetes adecuados en los pivotes, y puede ser temporizado confiablemente con otros sucesos en el mecanismo total de la cámara mediante el eje de transmisión común de un solo motor. Hay un gran número de otros ejemplos de curvas de acoplador de eslabonamientos de cuatro barreras utilizados en máquinas y mecanismos de todas clases.

3.2 COGNADOS

Ocurre a veces que se halla una buena solución a un problema de síntesis de eslabonamiento, que satisface las restricciones de generación

de trayectoria, pero la cual tiene los pivotes fijos en localizaciones impropias para la unión al plano o armazón de fijación disponible. O bien el eslabonamiento descubierto puede ser de no-Grashof, cuando se desea un mecanismo de Grashof. En tales casos, puede ser útil el empleo de un **cognado** (dispositivo emparentado) del eslabonamiento. Tal término fue empleado por Hartenberg y Denavit para describir un *eslabonamiento de distinta configuración, que genera la misma curva de acoplador*. Samuel Roberts (1875) y Chebyshev (1876) descubrieron independientemente el teorema que ahora lleva sus nombres.

Roberts - Chebyshev

Tres eslabonamientos planos de cuatro barras articuladas, describirán curvas de acoplador idénticas.

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

Dos diferentes eslabonamientos planos de manivela-corredera describirán curvas de acoplador idénticos.

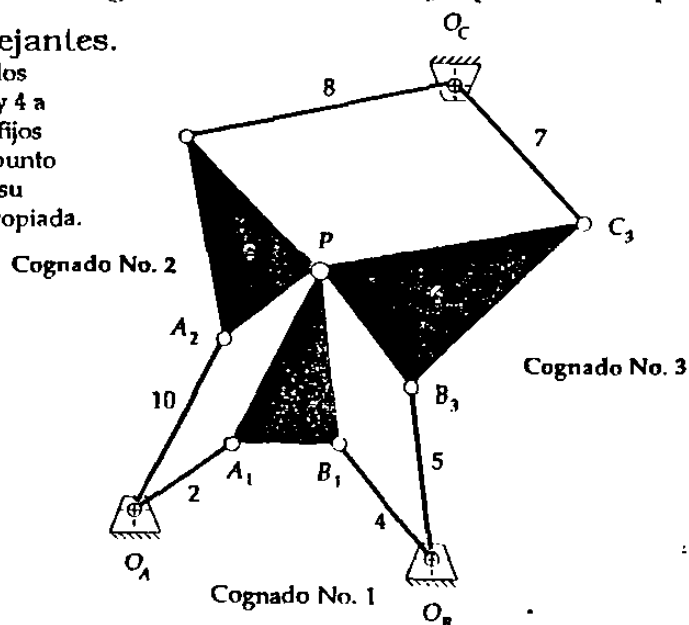
La curva de un punto de acoplador de un eslabonamiento plano de cuatro barras también es descrita por la junta de una diada de un eslabonamiento de seis barras apropiado.

La figura 3-5a muestra un eslabonamiento de cuatro barras para el cual se desea hallar los dos cognados. El primero paso es liberar los pivotes fijos O_A y O_B . Mientras se mantiene estacionario el acoplador, se giran los eslabones 2 y 4 hasta la colinealidad con la línea de centros (A_1B_1) del eslabón 3, como se indica en la figura 3-5b.

Ahora es posible trazar líneas paralelas a todos los lados de los eslabones en la cadena original a fin de crear el **diagrama de Cayley**, en la figura 3-5c. En esta disposición esquemática se definen las longitudes y formas de los eslabones 5 a 10 que pertenecen a los cognados. Las tres cadenas de cuatro barras comparten el punto de acoplador original P y generarán, por lo tanto, el mismo movimiento de trayectoria sobre sus curvas de acoplador.

Con el fin de hallar la ubicación correcta del pivote fijo O_c , es necesario retornar los extremos de los eslabones 2 y 4 a las ubicaciones originales de los pivotes fijos O_A y O_B , según se muestra en la figura 3-6a. Los otros eslabones seguirán este movimiento, y conservarán las relaciones de paralelogramo entre eslabones, y el pivote fijo O_c estará entonces en su localización apropiada en el plano de fijación. Tan configuración denomina **diagrama de Roberts** de tres cognados de eslabonamiento de cuatro barras, que comparten la misma curva de acoplador. Nótese que tal diagrama se puede trazar directamente a partir del eslabonamiento original, sin tener que recurrir al diagrama de Cayley, y que los paralelogramos que forman los otros cognados también intervienen en el diagrama de Roberts, y que los acopladores forman triángulos semejantes.

- a) Se regresan los eslabones 2 y 4 a sus pivotes fijos O_A y O_B . El punto O_c asumirá su posición apropiada.



b) Se separan los tres cognados. El punto P tiene el mismo movimiento de trayectoria en cada cognado.

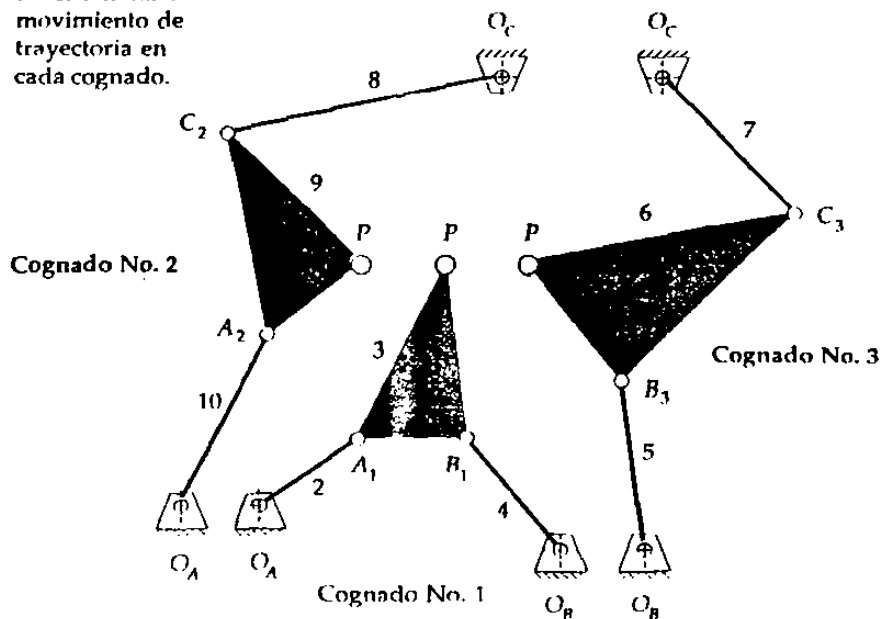
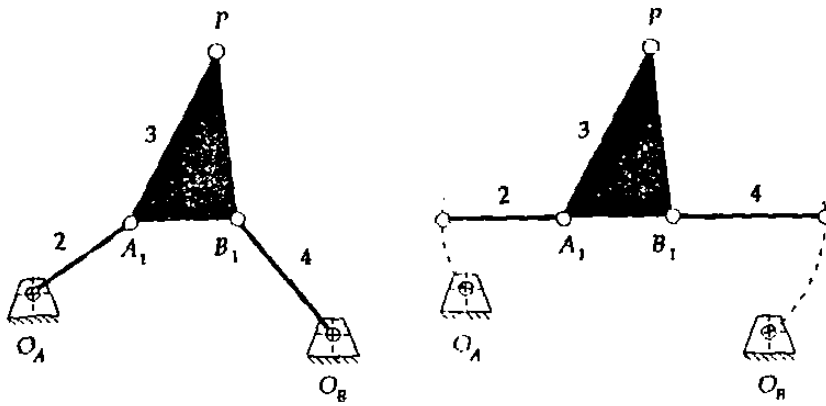


Figura 3-6

Diagrama de Roberts de tres cognados de cuatro barras.

Estos pueden, luego, separarse como se muestra en la figura 3-6b, y cualquier de los tres eslabonamientos puede utilizarse para generar la misma curva de acoplador.

Es importante advertir que, mientras el desplazamiento de la trayectoria de acoplador es el mismo para los tres cognados, sus velocidades y aceleraciones no serán iguales, ya que las velocidades angulares de manivela de entrada, no son todas iguales en la configuración de Roberts.



a) Eslabonamiento de cuatro barras original (Cognado No. 1)

b) Se alinean los eslabones 2 y 4 con el acoplador

c) Se trazan líneas paralelas a todos los lados del eslabonamiento de cuatro barras original para crear los cognados.

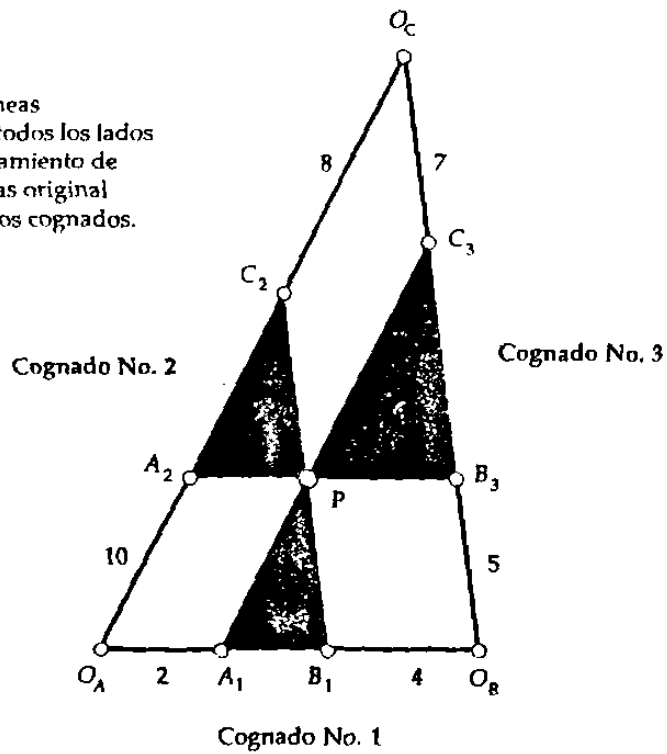


Figura 3-5
Diagrama de Cayley para encontrar cognados de un eslabonamiento de cuatro barras.

Existe otro diseño de mecanismos cognados donde el punto, cuya curva de acoplamiento se va a analizar se encuentra alineada con los puntos de unión de la manivelas, figura 3-7. A continuación se citarán los pasos a seguir para este caso particular.

Se analizará el caso donde el punto M se encuentre entre A y B.

- 1o. El punto Oc se encuentra en la línea OAOB y divide ésta en la misma relación como M divide la línea AB.

$$\frac{AM}{AB} = \frac{OAOc}{OAOB} \quad OAOc = \frac{AM \cdot OAOB}{AB}$$

- 2o. OAA, es paralela a AM y MA, es paralela a OAA, entonces se define A₁.

- 3o. OBB₂ es paralela a MB y MB₂ es paralela a OBB, entonces se define B₂.

- 4o. Se traza una paralela a OBB que pase por OC y se localiza el punto C₁ sobre la barra A₁M. C₁ divide la línea A₁ M en la misma relación que M divide AB.

Se dibuja la línea de C₁ a OC.

- 5o. Se traza una paralela OAA que pase por OC y se localiza el punto C₂ sobre la barra B₂M. C₂ divide la línea B₂M en la misma relación que M divide AB.

Se dibuja la línea C₂ a Oc.

Ejemplo:

$$OAA = 1.7 \text{ cm}$$

$$OAOB = 4.5 \text{ cm.}$$

$$OBB = 1.8 \text{ cm}$$

$$AM = 2.7 \text{ cm.}$$

$$AB = 3.7 \text{ cm}$$

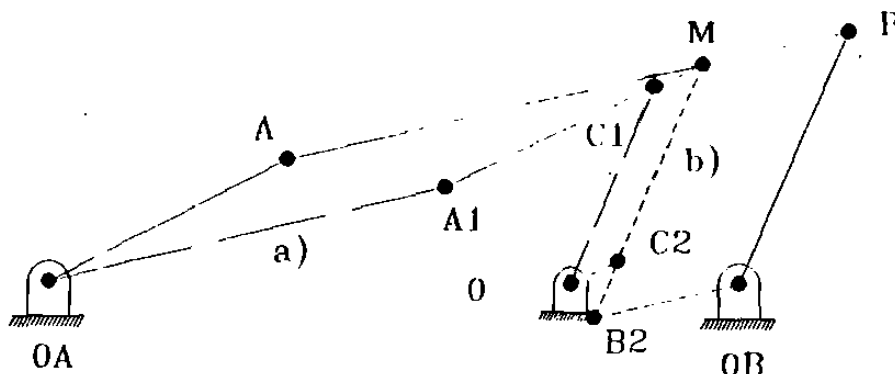


Figura 3.7

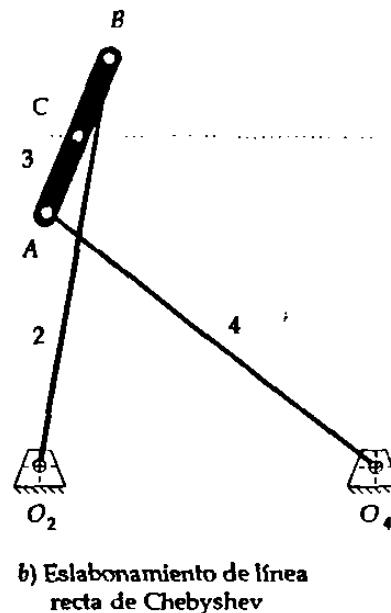
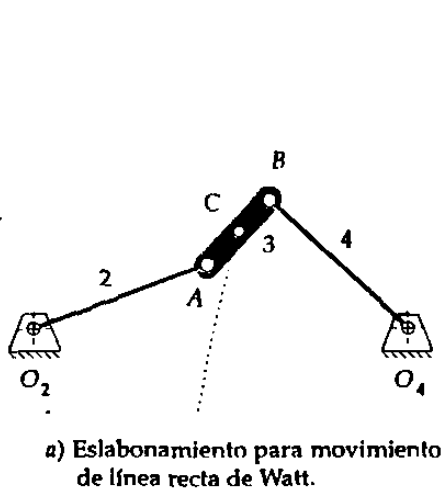
Mecanismos con puntos alineados

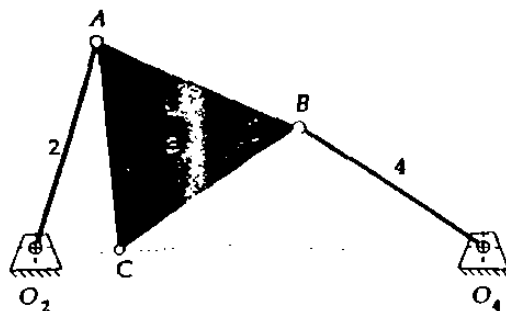
3.3 MECANISMOS PARA MOVIMIENTO DE LÍNEA RECTA

Una aplicación muy común de las curvas de acoplador es en la generación de líneas aproximadamente rectas. De hecho, la primera aplicación de curva de acoplador de la que se tiene noticia es el **eslabonamiento de línea recta de Watt**, ilustrado en la figura 3-8a. Esta cadena de doble balancín se usa, todavía con frecuencia, en los sistemas de suspensión de los automóviles, para guiar el eje trasero hacia arriba y hacia abajo en línea recta. El **eslabonamiento de línea recta de Chebyshev**, un doble balancín de Grashof, se muestra en la figura 3-8b. Richard Roberts (1789-1864) -que no debe confundirse con el creador de los cognados, Samuel Roberts-, descubrió el **eslabonamiento de línea recta de Roberts**, que se presenta en la figura 3-8c. Es también un doble balancín.

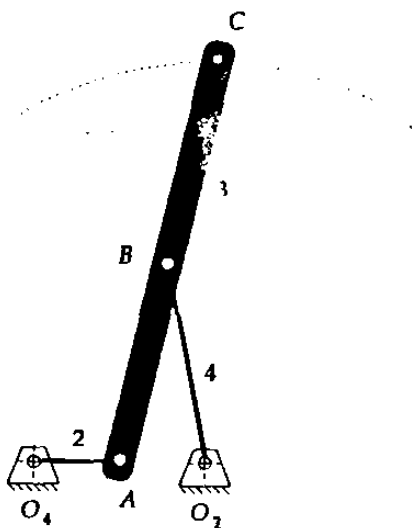
El eslabonamiento de Hoekens de la figura 3-8d es una manivela-balancín de Grashof, que tiene ciertas ventajas en algunos casos. Además, esa cadena de Hoekens tiene la característica de velocidad muy aproximadamente constante a lo largo de la porción central de su movimiento de línea recta.

Peaucellier (1864) descubrió un mecanismo con **movimiento de línea recta exacto**, de ocho barras, el cual se ilustra en la figura 3-8e. Los eslabones 5,6,7 y 8 forman un rombo. El eslabón 3 es igual al eslabón 4, y cuando O_2O_4 es idéntico a O_2A_1 , el punto C genera un arco de radio *infinito*, es decir, **una línea recta**. Al mover el pivote O_2 a la izquierda o a la derecha de la posición indicada, y al cambiar sólo la longitud de eslabón 1, este mecanismo generará verdaderos arcos circulares con radio mucho mayores que las longitudes de eslabón.

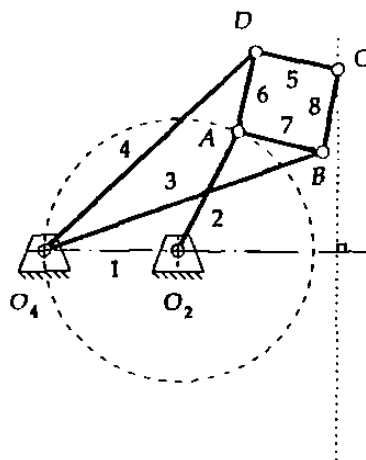




c) Eslabonamiento de línea
recta de Roberts



d) Eslabonamiento de línea
recta de Hoekens



e) Eslabonamiento de línea recta
exacto de Peaucellier

Figura 3-8

Algunos eslabones para movimiento de línea recta comunes.

3.4 MECANISMOS CON DETENIMIENTO (O PARO)

Un requisito común en los problemas de diseño de máquinas es la necesidad de un paro, o detención temporal de movimiento, en la acción móvil de salida. Un **detenimiento** se define como un *movimiento de salida nulo para un cierto movimiento de entrada* (no nulo, desde luego). En otras palabras, el elemento motor no interrumpe su marcha, pero el eslabón de salida suspende su movimiento. Muchas máquinas de producción industrial ejecutan una serie de operaciones que implican avanzar una pieza o herramienta a un espacio de trabajo, y mantenerla ahí inmóvil (en un *detenimiento*) mientras se efectúa una cierta operación. Luego, la pieza debe ser retirada de ese espacio, y tal vez mantenerla en un segundo paro, mientras el resto de la máquina prosigue efectuando otras tareas. Los mecanismos de leva y seguidor (capítulo 9) suelen emplearse para estas operaciones porque es muy fácil crear un detenimiento con una leva. Pero siempre hay una transacción (o compromiso) en el diseño de ingeniería, y las levas tienen sus condiciones de alto costo y gran desgaste, como se describió en la sección 2.15. También es posible obtener detenimientos con cadenas cinemáticas “puras” constituidas sólo por eslabones y juntas de pasador, que tienen sobre las levas la ventaja del bajo costo y alta confiabilidad. Las cadenas cinemáticas con detenimiento son de diseño más difícil que las levas con condición de paro. Los eslabonamientos por lo común aportan un detenimiento sólo aproximado, pero serán mucho menos costosos de fabricar y mantener que los mecanismos de leva. Por lo tanto, es muy útil su consideración.

CAPITULO IV

SÍNTESIS GRÁFICA DE ESLABONAMIENTOS

4.0 INTRODUCCIÓN

En la práctica, la mayor parte del diseño en ingeniería comprende una combinación de síntesis y análisis. La gran mayoría de los cursos para ingenieros consideran sobre todo técnicas de análisis para diversas situaciones. Sin embargo, no puede analizarse algo hasta que haya sido sintetizado. Muchos problemas de diseño de máquinas requieren la creación del un dispositivo con características del movimiento peculiares. Quizá se necesite mover o desplazar una herramienta de la posición *A* a la posición *B* en un intervalo de tiempo particular. Tal vez se necesite descubrir una trayectoria particular en el espacio para insertar una pieza en un ensamble. Las posibilidades son interminables, pero un denominador común suele ser la necesidad de un eslabonamiento para generar los movimientos deseados. Así que ahora exploraremos algunas

técnicas simples de síntesis que le permitirán crear soluciones de eslabonamiento potenciales para aplicaciones cinemáticas típicas.

4.1 SÍNTESIS

SÍNTESIS CUALITATIVA. Esto significa *la creación de soluciones potenciales en ausencia de un algoritmo bien definido que configure o pronostique la solución.* Puesto que la mayor parte de los problemas reales de diseño tendrán muchas más variables que ecuaciones disponibles para describir el comportamiento del sistema, no se puede simplemente resolver las ecuaciones para llegar a una solución. Sin embargo, se debe trabajar en este confuso panorama con el fin de crear una solución potencial y juzgar también acerca de su **calidad**. Luego es posible analizar la solución propuesta para determinar su viabilidad, e internar entre síntesis y análisis, como se expresó en el **proceso de diseño**, hasta quedar satisfecho con el resultado. varios medios y técnicas pueden ayudar en este proceso.

Los sistemas de dibujo auxiliado por computadora. (CAD, de inglés *Computer-Aided Drafting*) pueden acelerar el proceso hasta cierto punto, probablemente encontrará que el modo más rápido de obtener un sentido de la calidad de un diseño de eslabonamiento, es modelarlo, a escala, en cartulina o en material *Mylar* para dibujo y captar directamente los movimientos.

Síntesis de tipo se refiere a la *definición del tipo apropiado de mecanismo mejor adaptado al problema.* Esta es quizá la tarea más difícil para el estudiante, y requiere algo de experiencia y conocimiento de los diversos tipos de mecanismos que se presentan y que también

pueden ser factibles desde el punto de vista de funcionamiento y manufactura. Por ejemplo, supóngase que la tarea es diseñar un dispositivo para rastrear el movimiento rectilíneo de una parte en un transportador de banda y además, rociarla con un revestimiento químico a medida que pasa. Lo anterior tiene que hacerse con alta y constante velocidad con respetibilidad y gran exactitud, y debe ser confiable también. Además, la solución no debe ser costosa. A menos que se haya tenido la oportunidad de ver una amplia variedad de equipo mecánico, podría ser efectuada por uno de los siguientes dispositivos:

- Un eslabonamiento de línea recta.
- Una leva-seguidor
- Un cilindro neumático (o de aire)
- Un cilindro hidráulico
- Un robot
- Un solenoide (electromagnético)

Una elección deficiente, en la etapa de síntesis de tipo, podría crear problemas posteriormente irresolubles, y el diseño tendría que ser desechado después de su terminación, con un costo muy elevado. **El diseño es esencialmente un ejercicio en transacciones.** Cada tipo propuesto de solución en este ejemplo tiene puntos buenos y puntos malos. Rara vez se tiene una solución bien definida y obvia a un problema de ingeniería de diseño real, como ingeniero de diseño, deberá equilibrar estos hechos conflictivos y llegar a una solución que de la mejor transacción de funcionalidad contra costo, confiabilidad y otros factores de interés.

SÍNTESIS DIMENSIONAL. Aplicada a un eslabonamiento, es la determinación de los tamaños (longitudes) de los eslabones necesarios para realizar los movimientos deseados.

La síntesis dimensional supone que, mediante la *síntesis de tipo*, ya se ha determinado que un eslabonamiento (o una leva) es la solución más apropiada para el problema. En el presente capítulo se describe en detalle la **síntesis dimensional gráfica** de eslabonamientos.

4.2 GENERACIÓN DE FUNCIÓN, TRAYECTORIA Y MOVIMIENTO

GENERACIÓN DE FUNCIÓN. Se define como la *correlación del un movimiento de entrada, con un movimiento de salida en un mecanismo*. Un generador de función (o de funciones) es, conceptualmente, una “caja negra” que suministra una salida predecible, en respuesta a una entrada conocida. Antes del advenimiento de las computadoras electrónicas, los generadores de función mecánicos tenían una aplicación en telémetros de artillería y en sistemas de puntería de cañones a bordo de navíos, y muchas otras tareas. Son, de hecho, **computadoras analógicas mecánicas**. El desarrollo de microcomputadoras digitales poco costosas mediante sistemas de control acoplados a la disponibilidad de servomotores compactos y motores de pasos, ha reducido la demanda para estos dispositivos de eslabonamiento generadores de funciones mecánicas. Muchas de tales aplicaciones pueden ahora ser efectuadas más económica y eficientemente con dispositivos electromecánicos. Además, el generador de funciones electromecánicas o controlado por computadora es programable, lo que permite una rápida modificación de la función generada según varían las demandas.

GENERACIÓN DE TRAYECTORIA. Se define como el *control de un punto en el plano tal que siga alguna trayectoria prescrita*. Esto se logra por lo menos con cuatro barras, en donde un punto en el acoplador describe la trayectoria deseada.

Nótese que ningún intento se realiza en la generación de trayectorias para controlar la orientación del eslabón que contiene el punto de interés. Sin embargo, es común para la cronización o fijación de tiempos (*timing*) de la llegada del punto a localizaciones particulares a lo largo de la trayectoria por definir. Esto como se llama *generación de trayectorias con cronización prescrita*, y es análogo a la generación de funciones en que se especifica una función de salida particular.

GENERACIÓN DEL MOVIMIENTO. Se define como *el control de una línea en el plano, tal que asume algún conjunto prescrito de posiciones secuenciales*. Aquí es importante la orientación del eslabón que contiene la línea. Este es un problema más general que la generación de trayectoria, y de hecho, esta generación es un subconjunto de la generación de movimientos. Un ejemplo de un problema de la generación de movimientos es el control del cucharón de un rasador o buldózer. El cucharón debe adoptar un conjunto de posiciones para excavar, recoger y vaciar la tierra de excavación. Conceptualmente, el movimiento de una línea, pintada al lado del cucharón, debe hacerse que asuma las posiciones deseadas. La solución usual es un eslabonamiento.

MECANISMOS PLANOS (2-D) VS. MECANISMOS ESPACIALES (3-D). La descripción anterior de movimiento controlado ha supuesto que los movimientos deseados son planares o bidimensionales. Sin

embargo, vivimos en un mundo tridimensional y los mecanismos deben funcionar en tal mundo. Los **mecanismos espaciales** son dispositivos 3-D. Su diseño y análisis son mucho más complejos que los de los **mecanismos planos**, que son dispositivos 2-D.

El estudio de mecanismo planos no es tan limitante en la práctica, como podría parecer a primera vista, puesto que muchos dispositivos en tres dimensiones se construyen a partir de múltiples conjuntos de dispositivos bidimensionales (planos) acoplados entre sí. Un ejemplo es una silla plegadiza. Tendrá alguna especie de eslabonamiento en el plano del lado izquierdo, que permite el plegado. Habrá un eslabonamiento idéntico en el lado derecho de la silla. Estos dos eslabonamientos planares XY, estarán conectados por una estructura a lo largo de la dirección Z, que enlaza los dos eslabonamientos planares en un ensamble tridimensional. Muchos mecanismos reales están dispuestos de este modo, como **eslabonamientos planos duplicados**, desplazados en la dirección Z en planos paralelos rígidamente conectados. Cuando se levanta la capota de un auto, obsérvese el mecanismo de articulación. Se reproduce a cada lado del auto. La capota y la carrocería del auto enlazan los dos eslabonamientos planares juntos, en un ensamble 3-D. Obsérvese y se advertirán muchos otros ejemplos de ensambles de eslabonamientos planares en configuraciones 3-D. Así que las técnicas 2-D de síntesis y de análisis presentadas aquí, resultarán de valor práctico al diseñar en 3-D.

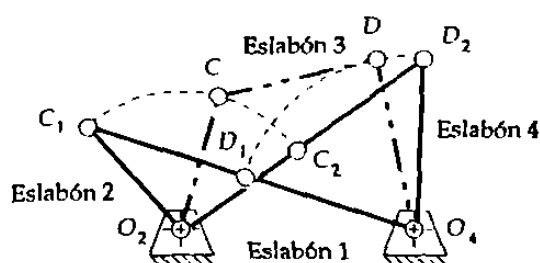
4.3 CONDICIONES LIMITE

Las técnicas de síntesis dimensional gráfica son medios razonablemente rápidos para obtener una solución de ensayo para un

problema de control de movimiento. Una vez que se halla una solución potencial se debe evaluar según su calidad. Hay muchos criterios que pueden aplicarse.

AGARROTAMIENTO. Una prueba importante se aplica dentro de los procedimientos de síntesis que se describen a continuación. Se necesita comprobar que el eslabonamiento puede, en realidad, alcanzar todas las posiciones de diseño específicas, sin encontrar una *posición límite* o de **agarrotamiento**. Los métodos de síntesis de eslabonamientos con frecuencia sólo permiten que se obtengan las posiciones particulares especificadas.

No dicen nada acerca del comportamiento del eslabón entre esas posiciones. En la figura 4-1a se muestra un eslabonamiento de cuatro barras de no-Grashof en una posición arbitraria CD (con trazo punteado), y también en sus dos **posiciones de agarrotamiento**, C_1D_1 (con trazo continuo negro), y C_2D_2 (con trazo continuo gris). Las *posiciones de agarrotamiento se determinan por la colinealidad de dos de los eslabones móviles*.



a) Posiciones límite de un doble balancín

Figura 4-1

Eslabonamiento en posición límite (agarrotamiento)

Después de sintetizar una solución de **doble balancín** para un problema de multiposición (generación de movimiento), se **debe** comprobar para la presencia de posiciones límite *entre* sus posiciones de diseño. *La manera más fácil de hacer esto es con un modelo de cartulina del diseño de eslabonamiento.* Es importante advertir que una condición de agarrotamiento es indeseable sólo si impide que el eslabonamiento pase de una posición deseada, a otra. En otras circunstancias, el agarrotamiento es muy útil. Puede proporcionar una característica de autofinanciamiento cuando una cadena eslabonada se mueve ligeramente más allá de la posición de agarrotamiento y contra un tope o paro fijo. Cualquier intento para invertir el movimiento de la cadena hará entonces que se trabaje fuertemente contra el tope. Se debe tirar de ella manualmente :sobre centro:, fuera de la posición límite, antes de que se mueva el eslabonamiento.

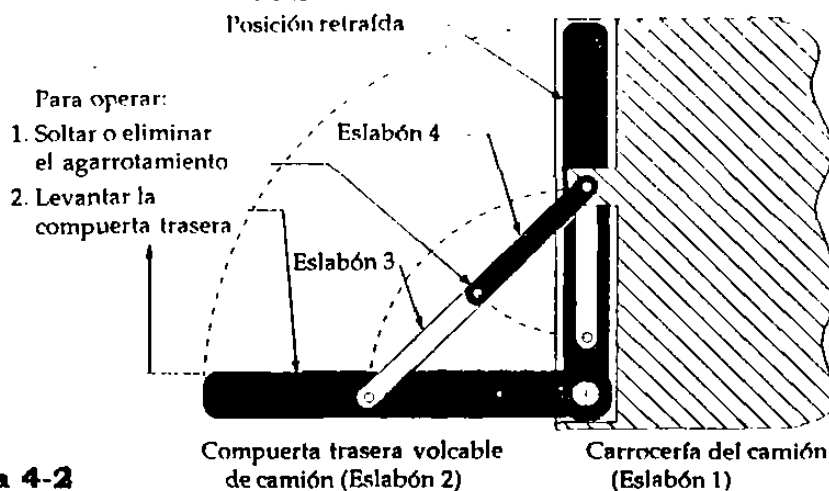


Figura 4-2

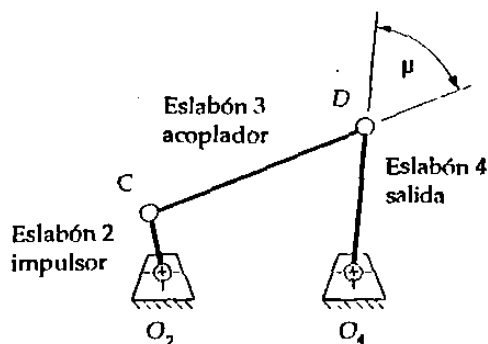
Eslabonamiento deltoide con agarrotamiento

Usted ya ha encontrado muchos ejemplos de esta aplicación, como en la mesa para juego de cartas, o en el tablero o mesa de planchar, y también en los mecanismos de la compuerta trasera de una camioneta o de un auto vagoneta (*station wagon*). Un ejemplo de tal eslabonamiento con posición límite se muestra en la figura 4-2. Es uno del caso especial de Grashof en la configuración deltoide que proporciona una posición

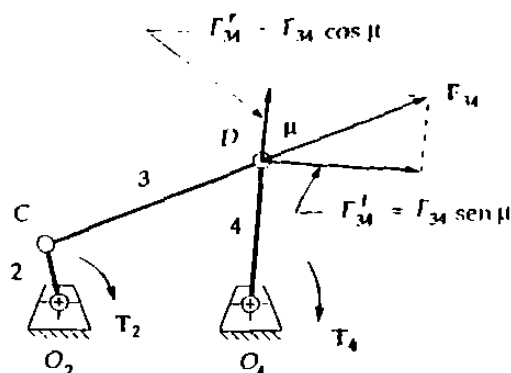
límite de afianciamento cuando está abierto, y se pliega sobre su parte superior cuando se cierra para ahorrar espacio.

ÁNGULO DE TRANSMISIÓN. Otra prueba útil que puede ser aplicada muy rápidamente a un diseño de eslabonamiento para juzgar su calidad, es la medida de su ángulo de transmisión. Esto puede efectuarse analítica, gráficamente en la mesa de dibujo, o con el modelo de cartulina para una aproximación preliminar.

El **ángulo de transmisión** μ se muestra en la figura 4-3a y se define como el ángulo entre el eslabón de salida y el acoplador. Generalmente se toma como el valor absoluto del ángulo agudo del par de ángulos formados en la intersección de los dos eslabones, y varía continuamente desde un valor máximo hasta uno mínimo, a medida que el eslabonamiento pasa por su intervalo de movimiento.



a) Ángulo de transmisión μ de eslabonamiento



b) Fuerzas estáticas en una junta de eslabonamiento

Figura 4-3

Angulo de transmisión

Es una medida de la calidad de la transmisión de fuerza y de velocidad en la junta. Nótese en la figura 4-2 que el eslabonamiento no puede ser movido desde la posición abierta que se muestra, por una fuerza aplicada a la compuerta trasera, eslabón 2, ya que el ángulo de transmisión está entonces entre los eslabones 3 y 4, y vale cero en esa posición. Pero una fuerza aplicada al eslabón 3 como eslabón de entrada, lo moverá. El ángulo de transmisión está ahora entre los eslabones 4 y 1 y es de 45° .

RELACION DE TIEMPO (T_R). Otra condición importante es cuando en muchas aplicaciones de diseño de máquinas tienen necesidad de una diferencia en velocidad media entre sus carreras "hacia adelante" y "de retorno". Por lo común se realiza algún trabajo externo por el eslabonamiento en la carrera hacia adelante, y la de regreso necesita efectuarse tan rápidamente como sea posible, de modo que un máximo de tiempo quede disponible para la carrera de trabajo. Muchas

configuraciones de eslabones proporcionarán esta característica. ¡El único problema consiste en sintetizar lo correcto!

Para explicar esta condición nos serviremos de un mecanismo de cuatro eslabones. Si el centro de manivela O_2 se localiza fuera de la cuerda B_1B_2 , prolongada como se muestra en la Fig. 4-1b y 4-10 entonces la manivela describirá ángulos desiguales entre las posiciones de agarrotamiento (definidas como de colinealidad de manivela y acoplador). Ángulos desiguales darán tiempo desigual, cuando la manivela gira a velocidad constante. Estos ángulos se denominan α y β en la figura 4-10. Su cociente α/β se llama **relación de tiempo** (T_R), y define el grado de retorno rápido del eslabonamiento.

Obsérvese que el término **retorno rápido** se usa arbitrariamente para describir esta clase de eslabonamiento. Si la manivela gira en sentido opuesto, sería un mecanismo de **avance rápido**.

Es más difícil diseñar el eslabonamiento para una relación de tiempo elegida. Hall proporciona un método gráfico para sintetizar una cadena de retorno rápido de cuatro eslabones de Grashof. Para ello se necesita calcular los valores de α y β que den la relación de tiempo especificada. Se pueden formular dos ecuaciones que involucren α y β y resolverlas simultáneamente.

$$T_R = \frac{\alpha}{\beta} \qquad \alpha + \beta = 360 \qquad 4.1$$

También se debe definir un ángulo de construcción.

$$\delta = |180 - \alpha| = |180 - \beta| \qquad 4.2$$

que será empleado para sintetizar el eslabonamiento.

4.4 SÍNTESIS DIMENSIONAL

La **síntesis dimensional** de un eslabonamiento es la *determinación de las dimensiones (longitudes) de los eslabones necesarios para efectuar los movimientos deseados*. Hay muchas técnicas para realizar esta tarea de **síntesis dimensional de un eslabonamiento de cuatro barras**. Los métodos más sencillos y rápidos son gráficos.

Principios utilizados en estas técnicas de síntesis gráfica, son simplemente los de **geometría euclidiana**. Las reglas para la bisección de líneas de arcos, etc., son todo lo que se necesita para generar estos eslabonamientos. **Un compás, un transportador de ángulos y una regla** son las únicas herramientas necesarias para la síntesis gráfica de eslabonamientos.

La síntesis de dos posiciones

Se subdivide en dos categorías: **salida de balancín** (rotación pura) y **salida de acoplador** (movimiento complejo). La salida de balancín es más apropiada para situaciones en las que se desea una manivela balancín es más apropiada para situaciones en las que se desea una manivela-balancín de Grashof y es, de hecho, un caso trivial de *generación de función*, en el cual la función de salida se define como dos posiciones angulares discretas del balancín. La salida de acoplador es más general, y es un caso simple de *generación de movimiento* en el cual dos posiciones de una recta en el plano se definen como la salida. Esta solución con frecuencia conducirá a un doble balancín. Sin embargo, el doble balancín de cuatro barras puede ser impulsado por motor mediante la adición de una **diada** (cadena de dos barras), que hace que

el resultado final sea una **cadena de seis barras de Watt**, que contiene una **subcadena de cuatro barras de Grashof**. Ahora exploraremos la síntesis de cada uno de estos tipos de solución para el problema de dos posiciones.

I SÍNTESIS DE MECANISMO: GENERACIÓN DE FUNCIÓN RELACION DE TIEMPOS = 1

A) MANIVELA - BIELA - CORREDERA

Ejemplo 4:1

Salida de corredera, dos posiciones con desplazamiento lineal (ΔS).

PROBLEMA:

Diseñe una manivela - corredera de Grashof de cuatro barras para dar un $\Delta S = 20$ de la corredera.

Solución (véase Fig. 4.4)

1. Se traza al eslabón de salida en las dos posiciones extremas B_1, B_2 cumpliendo con el ΔS (Desp) deseado.
2. Seleccione un punto conveniente O_2 en la recta prolonga B_1B_2 .
3. Bisecte el segmento B_1B_2 y trace una circunferencia con ese radio al rededor de O_2 .
4. Designe las dos intersecciones de la circunferencia y de B_1B_2 prolongando como A_1 y A_2 .
5. Mida la longitud del acoplador como de A_1 a B_1 a fin de A_2 a B_2 .
6. Elabore un modelo de cartulina del eslabonamiento y articúlelo para comprobar su función y su ángulo de transmisión.

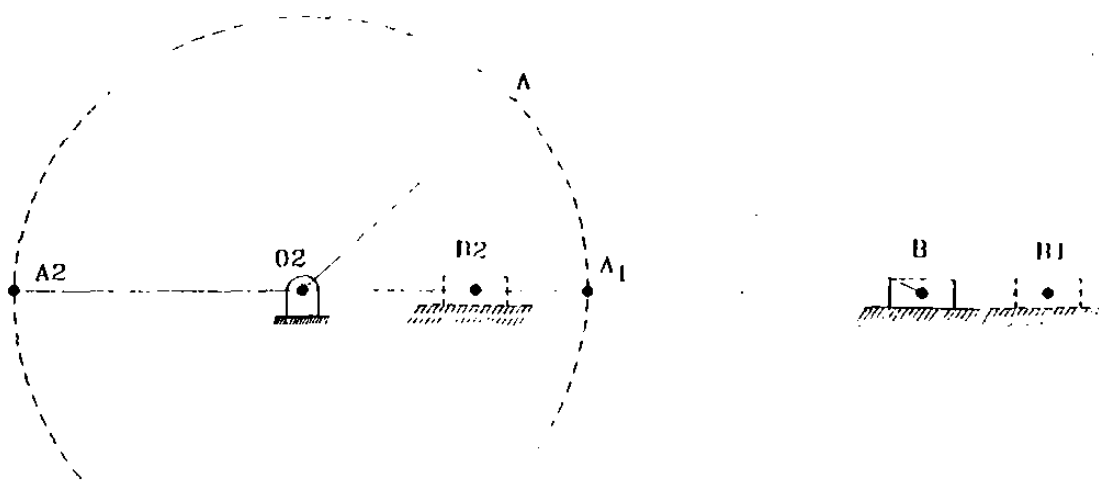


Figura 4-4

Mecanismo centrado

B) MANIVELA - BIELA - BALANCÍN

Ejemplo 4:2

Salida de balancín-dos posiciones con desplazamiento angular.

Problema:

Diseñe una manivela-balancín de Grashof de cuatro barras para dar un giro de 45° de balancín, con igual tiempo hacia adelante y hacia atrás, a partir de una entrada de motor de velocidad constante.

Solución: (Véase Fig. 4.5)

1. Trace el eslabón de salida O_4B en ambas posiciones extremas, B_1 y B_2 , en una localización conveniente, tal que se subtienda el ángulo deseado de movimiento, θ_4 .
2. Trace la cuerda B_1B_2 y prolonguela en una dirección conveniente.
3. Seleccione un punto conveniente O_2 en la recta B_1B_2 prolongada.
4. Bisecte el segmento B_1B_2 y trace una circunferencia con ese radio alrededor de O_2 .
5. Designe las dos intersecciones de la circunferencia y de B_1B_2 prolongado, como A_1 y A_2 .
6. Mida la longitud del acoplador como de A_1 a B_2 .
7. Mida la longitud de la fijación 1, de la manivela 2 y del balancín 4.
8. Obtenga la condición de Grashof. Si se trata de un caso de no-Grashof, desarrolle de nuevo los pasos 3 a 8 con O_2 después de O_4 .
9. Elabore un modelo de cartulina del eslabonamiento, y articúlelo para comprobar su función y sus ángulos de transmisión.

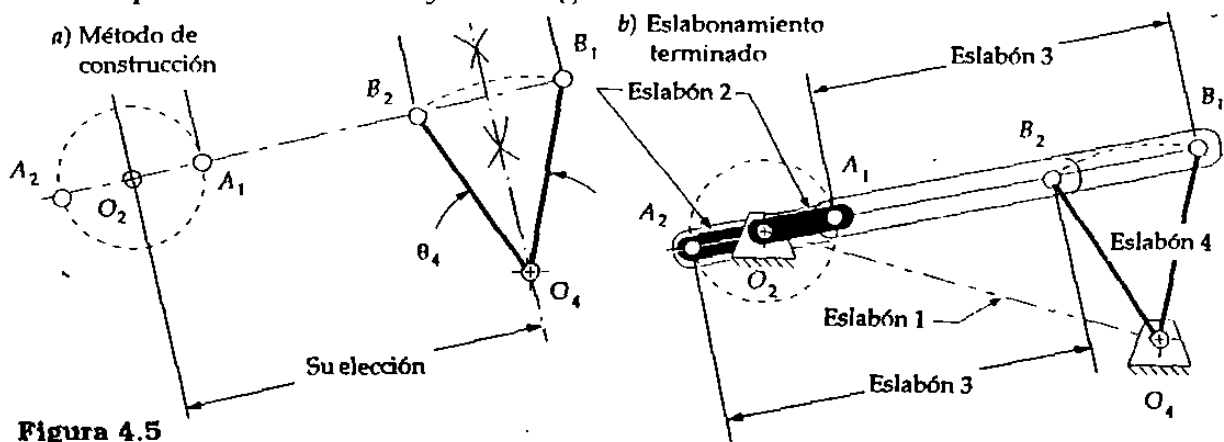


Figura 4.5

Manivela-Biela-Balancín (T=1 Generación de función).

Observéanse varios aspectos acerca de este proceso de síntesis. Se inició con el extremo de salida del sistema, que era lo único definido en el planteamiento del problema. Tuvimos que realizar muchas decisiones e hipótesis completamente arbitrarias para proceder, debido a que había muchas más variables que "ecuaciones" disponibles. Con frecuencia uno

se ve obligado a realizar una "libre elección" de "un ángulo o longitud conveniente". Estas opciones son en realidad definiciones de parámetros de diseño. Una elección deficiente conducirá a un diseño también deficiente. Por lo tanto, tales enfoques son de **síntesis cualitativa** y requieren un proceso iterativo, aun para este ejemplo simple.

A medida que se adquiera más experiencia en obtener soluciones cinemáticas, podrán realizarse mejores elecciones para estos parámetros de diseño con menos interacciones. **El valor de elaborar un modelo simple de cartulina del diseño efectuado ¡no puede ser sobreestimado!** Uno logrará *mayor conocimiento* de su calidad en diseño con el *menor esfuerzo*, realizando y articulando y estudiando el modelo de cartulina.

II. SINTESIS DE MECANISMOS: GENERACION DE MOVIMIENTO RELACION DE TIEMPOS = 1

A) MANIVELA - BIELA - BALANCIN

Ejemplo: 4.3

Salida de balancín-Dos posiciones con desplazamiento complejo.

Problema:

Diseñe un eslabonamiento de cuatro barras para mover un eslabón CD de la posición C_1D_1 a la posición C_2D_2 .

Solución: (Véase Fig. 4-6)

1. Trace el eslabón CD en sus posiciones deseadas, $C_1 D_1$ y $C_2 D_2$ como se indica en el plano.
2. Trace líneas de construcción del punto C_1 al C_2 , y del punto D_1 al D_2 .
3. Bisecte las rectas $C_1 C_2$ y $D_1 D_2$, y prolongue sus meditrices (bisectrices perpendiculares) hasta la intersección en O_4 . Tal punto de intersección es el **rotopolo**.
4. Seleccione un radio conveniente y trace un arco alrededor del rotopolo hasta cortar rectas $O_4 C_1$ y $O_4 C_2$. Marque tales intersecciones como B_1 y B_2 .
5. Efectúe los pasos 2 al 8 del ejemplo 4-1, para completar el eslabonamiento.
6. Realice en cartulina un modelo de eslabonamiento, y articúlelo para comprobar su función y sus ángulos de transmisión.

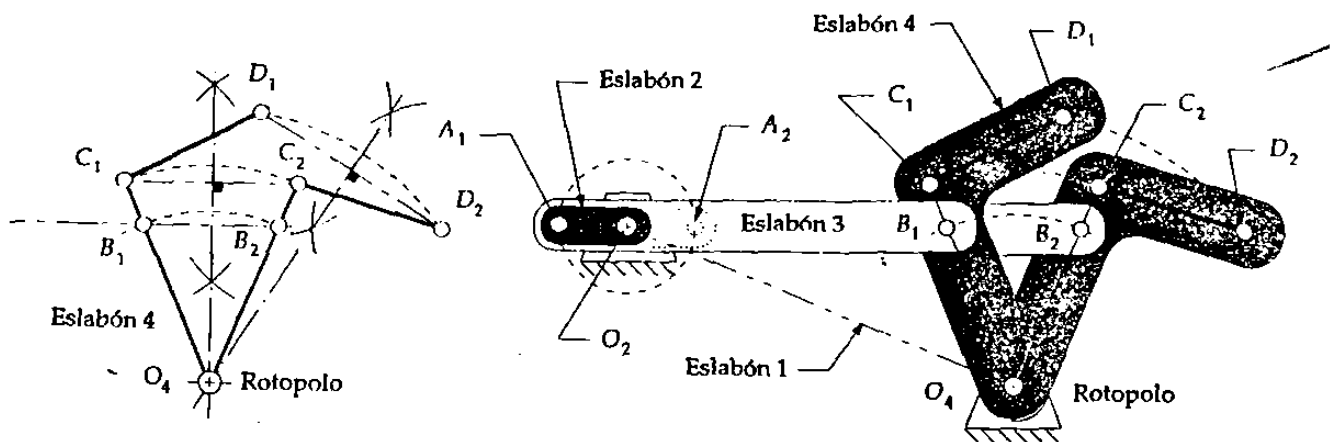


Figura 4:6

Manivela-Biela-Balancín(T=1 Generación de movimiento).

B) MECANISMOS DE 6 ESLABONES

Ejemplo: 4:4

Salida de acoplador-Dos posiciones con desplazamiento complejo.

Problema:

Diseñe un eslabonamiento de cuatro barras que desplace el eslabón CD que se ilustra, de la posición C_1D_1 a C_2D_2 (con pivotes móviles en C y D).

Síntesis de movimiento de dos posiciones con salida de acoplador.

Solución: (Véase Fig. 4-7)

1. Trace el eslabón CD en sus dos posiciones deseadas, C_1D_1 y C_2D_2 en el plano, como se muestra.
2. Trace líneas de construcción del punto C_1 al C_2 y del punto D_1 al D_2 .
3. Bisecte los segmentos C_1C_2 y D_1D_2 , y prolongue las meditrices en las direcciones convenientes. El rotopolo **no** se usará en esta solución.
4. Seleccione un punto conveniente en cada bisectriz, como los pivotes fijos O_2 y O_4 , respectivamente.
5. Una O_2 con C_1 , y designe a este segmento como eslabón 2. Una O_4 con D_1 , y llámelo eslabón 4.
6. El segmento C_1D_1 es el eslabón 3, y el O_2O_4 es el eslabón 1.
7. Compruebe la condición de Grashof y, si no ese satisface, repita los pasos 4 al 7. Observe que cualquier condición de Grashof es potencialmente aceptable en este caso.

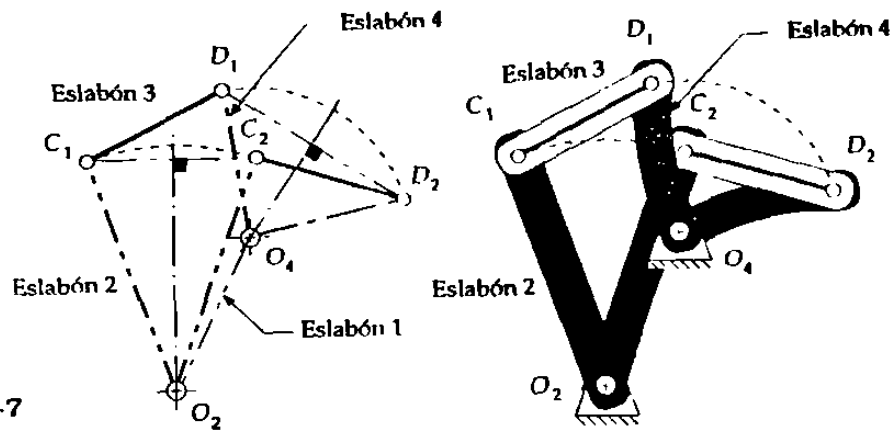


Figura 4-7

Manivela-Biela-Balancín (No Grashof)

Para limitar sus movimientos para esas dos posiciones de acoplador como extremos, son necesarios dos eslabones adicionales.

Problema:

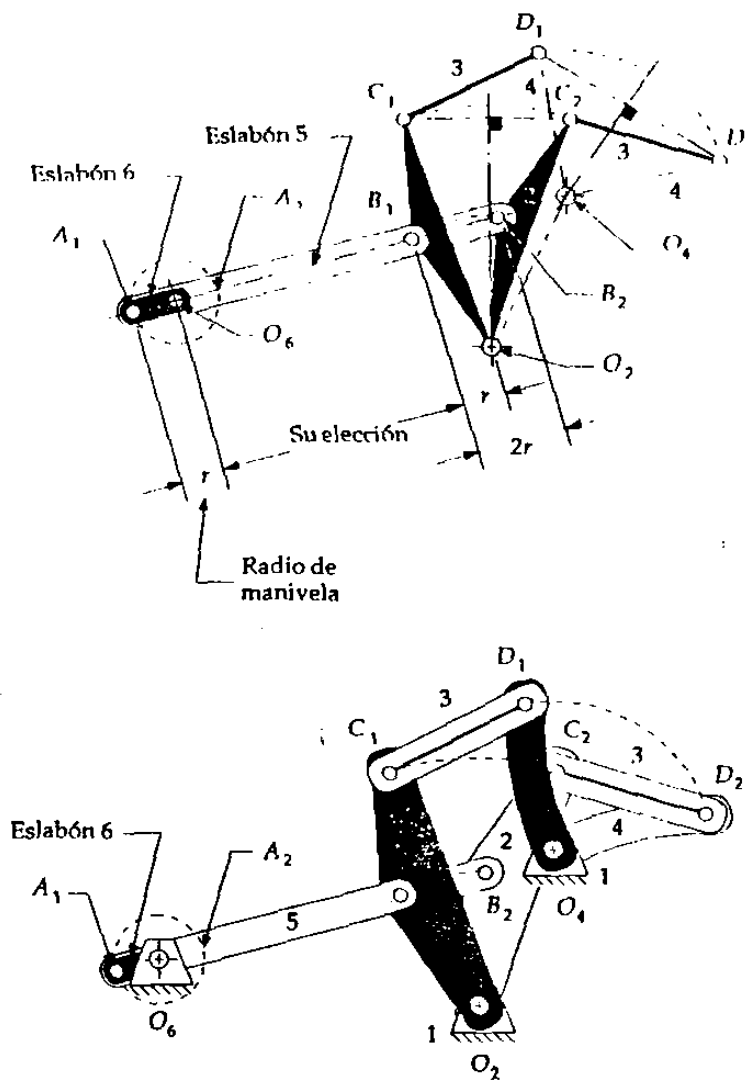
Diseñe una **diada** para controlar y limitar los extremos de movimiento de la cadena de eslabones del ejemplo anterior a sus dos posiciones de diseño.

Solución: (Véase Fig. 4-8a)

1. Seleccione un punto conveniente en el eslabón 2 del eslabonamiento diseñado en el ejemplo 4-4. Obsérvese que no necesita estar en la recta O_2C_1 . Marque este punto como B_1 .
2. Trace un arco alrededor del centro O_2 y que pase por B_1 , para intersectar la recta correspondiente O_2B_2 en la segunda posición del eslabón 2. Designe este punto como B_2 . La cuerda B_1B_2 proporciona el mismo problema que el ejemplo 4-2.
3. Siga los pasos 2 al 9 del ejemplo 4-2, para completar el eslabonamiento, excepto al agregar los eslabones 54 y 67, y el centro O_6 , en vez de los eslabones 2 y 3, y el centro O_2 . El eslabón 6 será la

manivela impulsora. La subcadena de cuatro barras de eslabones O_6 , A_1 , B_1 , O_2 , debe ser una manivela-balancín de Grashof.

Obsérvese que se ha usado el enfoque del ejemplo 4-2 para agregar una **diada** que sirva como *etapa de impulso* para la cadena de cuatro barras presente. Esto origina un **mecanismo de Watt de seis barras**, cuya primera etapa de Grashof, como se muestra en la figura 4-8b. Por lo tanto, esto puede impulsarse con un motor en el eslabón 6.



b. El eslabonamiento de seis barras de Watt terminado con el motor en O_6

Figura 4-8

Mecanismo de 6 eslabones

III) SINTESIS DE MECANISMOS: GENERACION DE FUNCION RELACION DE TIEMPOS > 1

A) MANIVELA-BIELA-CORREDERA

Ejemplo 4:5

Salida de corredera. dos posiciones con desplazamiento lineal (ΔS).

Problema:

Diseñe una manivela corredera de Grashof de cuatro barras para dar un $\Delta S = 20$ cm de la corredera con una relación de tiempo = 1.5 a partir de una entrada de entorno de velocidad constante.

Solución (Véase Fig. 4-9)

1. Trace el eslabón de salida en ambas posiciones extrema B_1 , B_2 con el desplazamiento lineal (ΔS) deseado.
2. Calcule α , β y δ mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2.
Para este ejemplo $\alpha = 144$ $\beta = 216$ $\delta = 36$
3. Trace una línea de construcción por el punto B_1 a un ángulo conveniente.
4. Trace una línea de construcción por el punto B_2 a un ángulo dando la primera línea.
5. Marque la intersección de las 2 líneas de construcción como O_2
Calcule las longitudes de manivela y acoplador midiendo O_2B_1 y O_2B_2
resuelva simultáneamente las dos ecuaciones.

$$\text{Biela} + \text{manivela} = O_2 B_1$$

Biela manivela - O_2B_2

6. Elabore un modelo del eslabonamiento en cartulina y articúlelo para comprobar su función y los ángulos de transmisión.

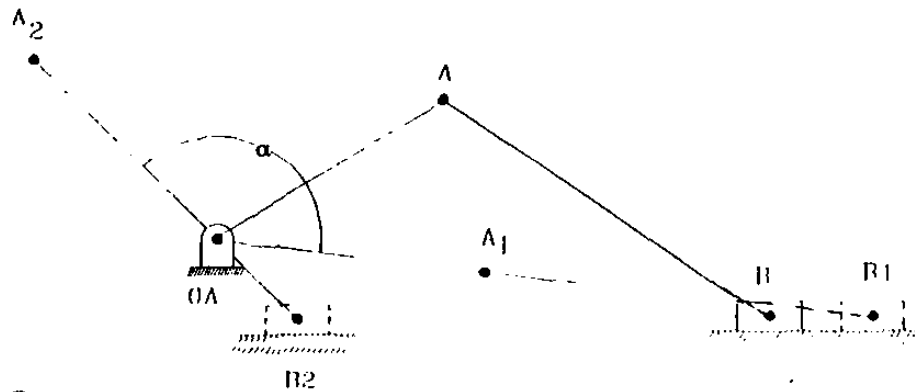


Figura 4.9

Mecanismo Excéntrico

B) MANIVELA - BIELA - BALANCIN

Ejemplo 4-6

Salida de Balancín dos posiciones con desplazamiento angular.

Pròblema:

Rediseñe el ejemplo 4-2 para proporcionar una relación de tiempo de 1.25, con movimiento de balancín de salida de 45° .

Solución: (véase figura 4-10)

1. Trace el eslabón de salida O_4B en ambas posiciones extremas, en una localización conveniente, tal que se subtienda el ángulo de movimiento deseado ϕ_4 .

2. Calcule α , β y δ mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2. Para este ejemplo, $\alpha = 160^\circ$, $\beta = 200^\circ$, $\delta = 20^\circ$.
3. Trace una línea de construcción por el punto B_1 a un ángulo conveniente.
4. Trace una línea de construcción por el punto B_2 a un ángulo δ desde la primera línea.
5. Marque la intersección de las dos líneas de construcción como O_2 .
6. El segmento O_2O_4 define ahora el eslabón de fijación.
7. Calcule las longitudes de manivela y acoplador midiendo O_2B_1 y O_2B_2 , y resuelva simultáneamente las ecuaciones:

$$\text{(Biela)} + \text{(Manivela)} = O_2B_1$$

$$\text{(Biela)} - \text{(Manivela)} = O_2B_2$$
 o se puede obtener la longitud de manivela describiendo un arco con centro de O_2 desde B_1 , hasta cortar la línea O_2B_2 prolongada. Marque esa intersección como B_1' . El segmento B_2B_1' tiene el doble de la longitud de manivela. Bisecte este segmento para medir la longitud de manivela O_2A_1 .
8. Calcule la condición de Grashof. Si es de no-Grashof repita los pasos 3 al 8, con O_2 adelante de O_4 .
9. Elabore un modelo del eslabonamiento en cartulina, y articúlelo para comprobar su función.

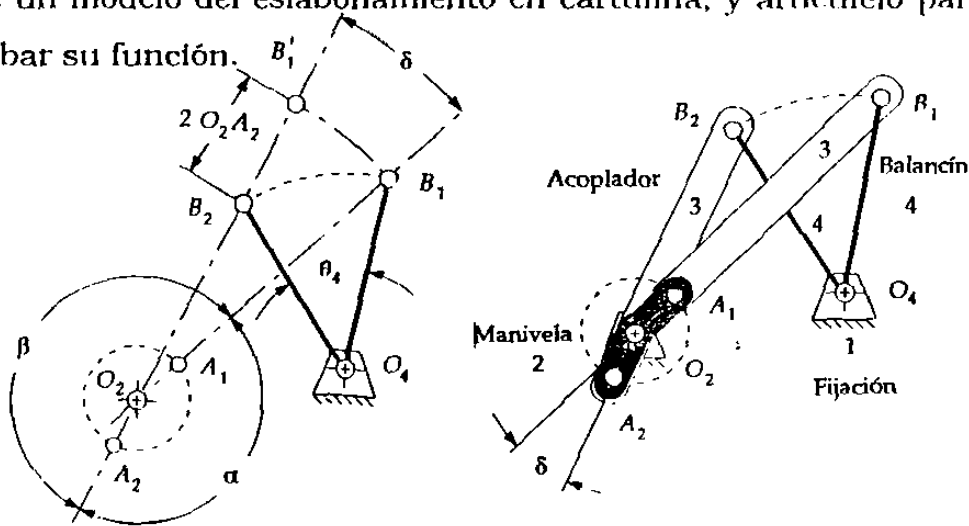


Figura 4:10

Manivela-Biela-Balancín ($T > 1$).

IV. SÍNTESIS DE MECANISMOS: GENERACIÓN DE TRAYECTORIA

A) MECANISMOS DE 4 ESLABONES (4 PUNTOS DE PRECISIÓN)

Ejemplo: 4-8

Problema:

Generar un mecanismo que cumpla con cuatro puntos de una curva de acoplamiento deseada.

Solución: (Véase Fig. 4-11)

1. Seleccionar los cuatro puntos de la curva que se identificarán como los puntos C_1 , C_2 , C_3 , C_4 a).
2. Entre C_1 y C_3 trazar una línea y su mediatriz respectiva $C13$ a).
3. Escoja un punto cualesquiera dentro de la mediatriz, el cual será el centro O_4 . b).
4. En O_4 se hace centro con el compás con un radio " R " y se traza una porción de círculo b).
5. Haciendo centro en C_1 y C_3 , se traza un círculo de radio " r " donde cruce con el círculo de radio " R " se les identificarán como A_1 y A_3 respectivamente c).
6. De nuevo se traza una línea entre A_1 y A_3 con su respectiva mediatriz $A13$ d)
7. Se localiza O_2 en cualquier punto sobre la mediatriz $A13$ d)
8. En el punto 2 se tendrá el radio de la manivela, al medir la distancia de éste a cualquier punto A e).

9. Con el mismo radio "r" se posiciona en C_2 y C_4 y se trazan pequeños arcos que intersecten con el arco del radio de la manivela, esas intersecciones serán A_2 y A_4 respectivamente. f)
10. Unir A_2 , C_2 , O_4 formando un triángulo g).
11. El triángulo del paso 10 deberá ser congruente al formado por A_1 , C_1 , O_2 y de esta manera se encontrará el punto 2 g).
12. Se une C_4 , O_4 y A_4 h).
13. El triángulo del paso 12 deberá ser congruente al formado por A_1 , C_1 , O_2 de esta manera se encuentra el punto 4 i).
14. Se obtiene la mediatriz O_4 , A_4 ; posteriormente se obtiene la mediatriz O_4 , A_2 el punto donde se intersecten se le llamará B_1 j).
15. Marcar el mecanismo con los puntos:

O_4 , B_1 , A_1 , O_2 , A_1 , C_1 , B_1 , C_1 , A_1 , C_1 y B_1 , A_1 .

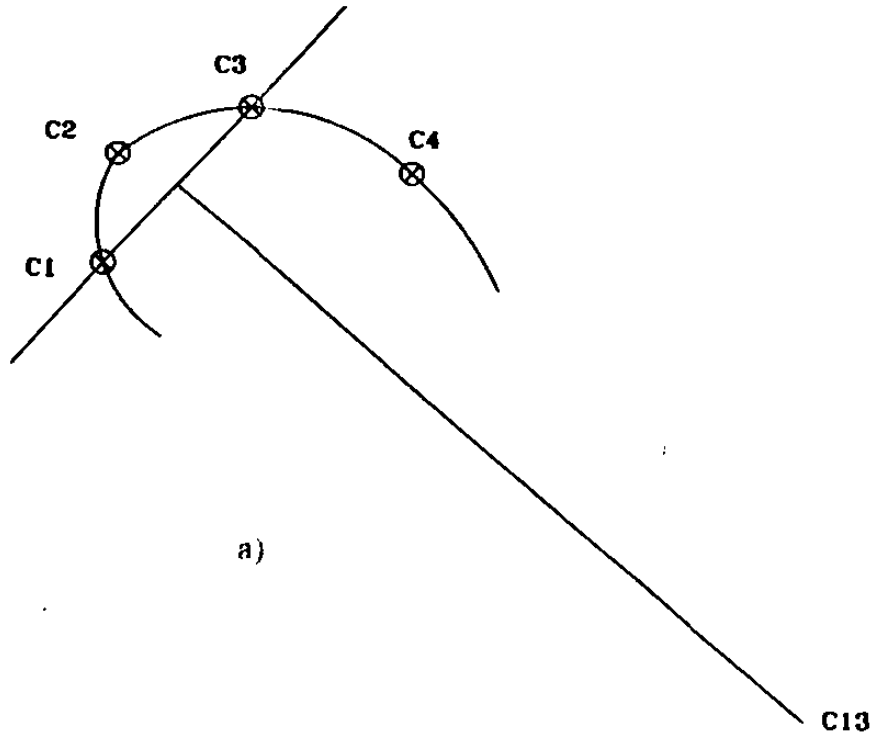
B) MECANISMOS CON DETENIMIENTO

Mecanismo de un detenimiento con sólo juntas de pasador.

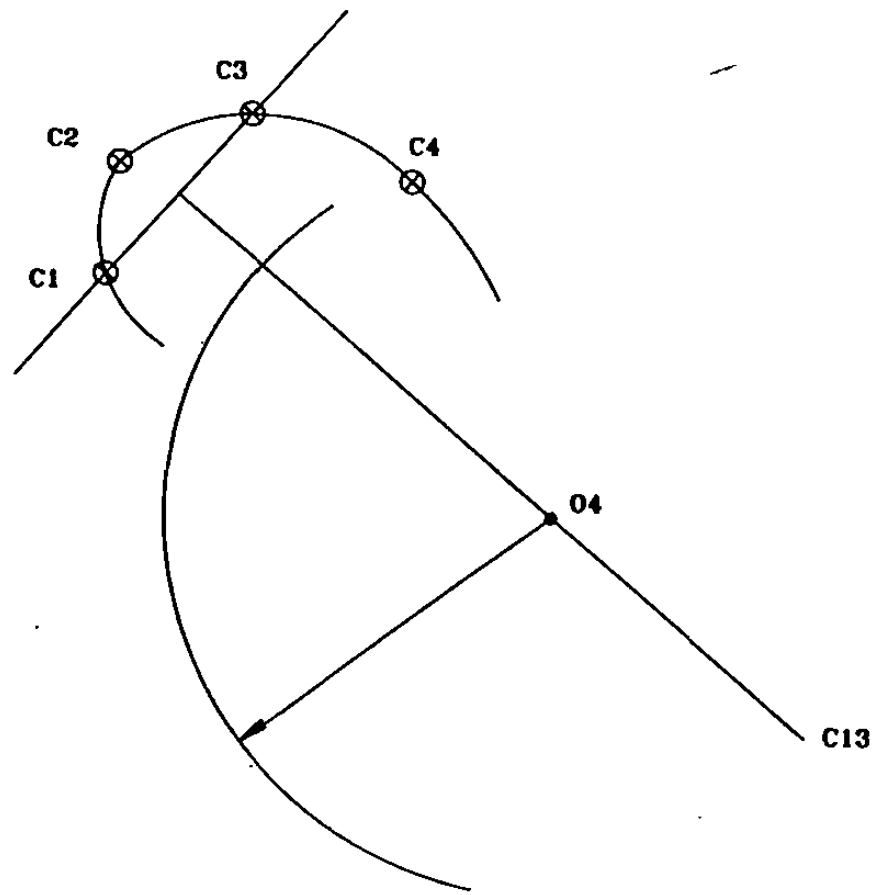
Problema:

Diseñe un eslabonamiento de seis barras para movimiento de balancín de 90° sobre 300° de manivela, con detenimiento para los 60° restantes.

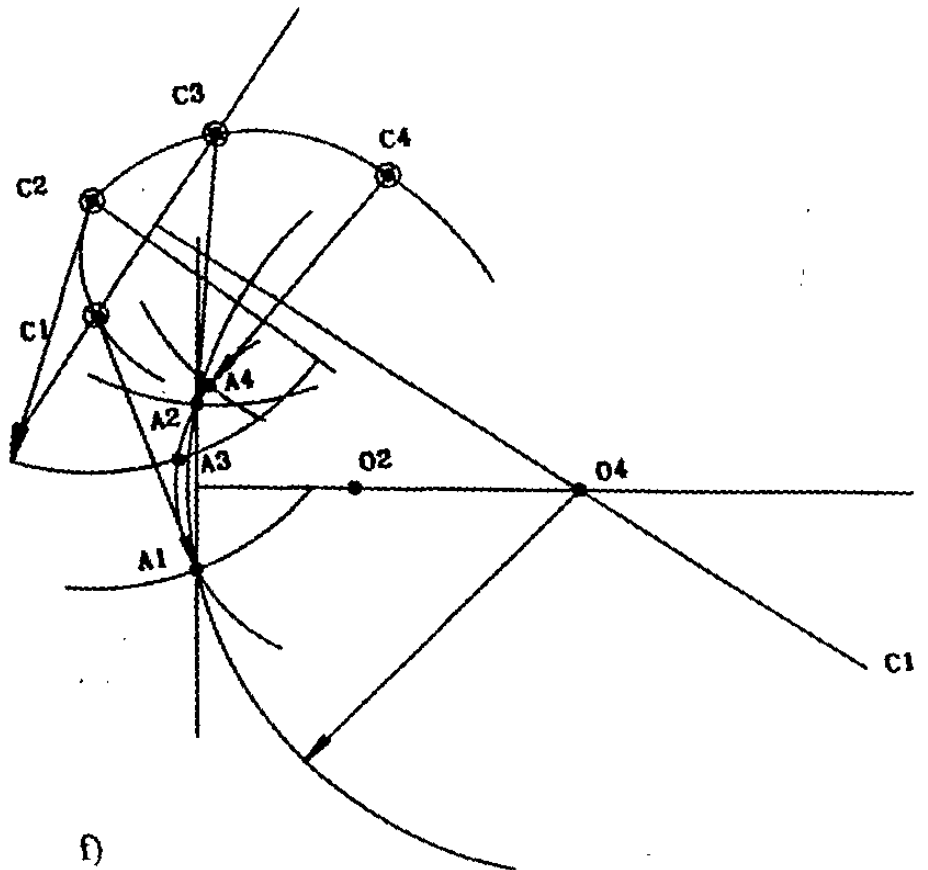
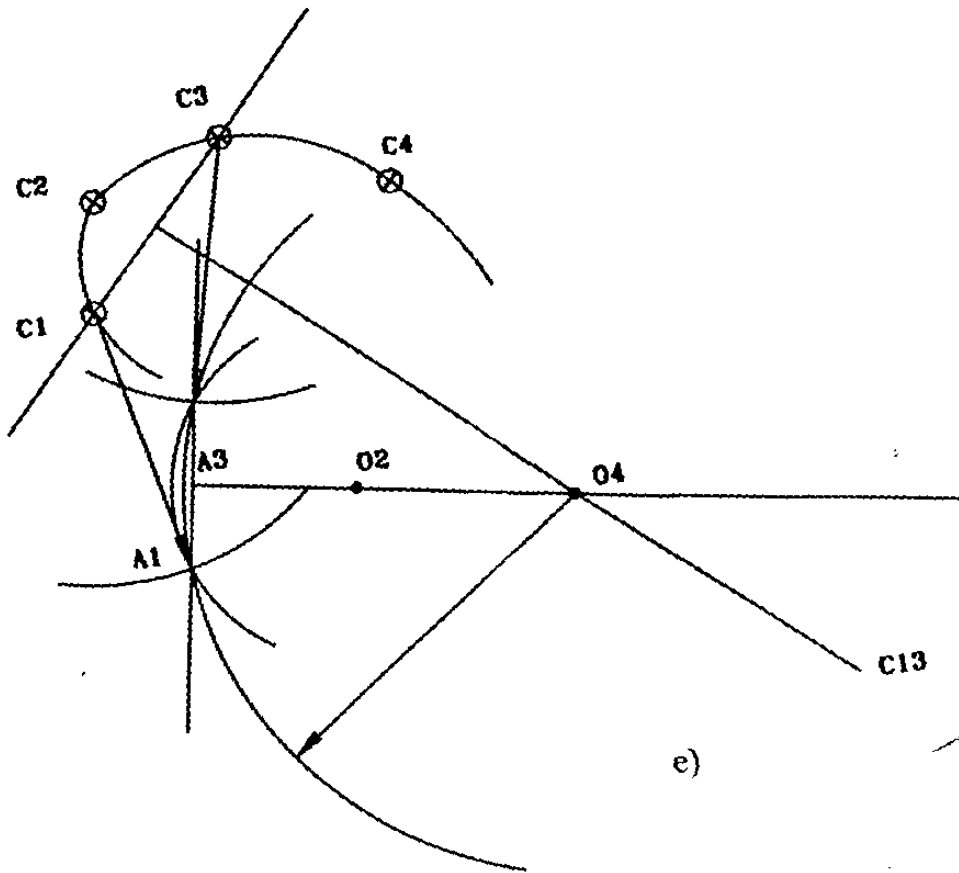
1. Diseñe un mecanismo cuya curva de acople sea un arco seudocircular, que ocupa 60° del movimiento de la manivela basándose en los pasos anteriores. (Ejemplo 4.8)
2. Fije un compás al radio aproximado del arco de biela. Esto será la longitud del eslabón 5, que ha de unirse al punto de biela C.



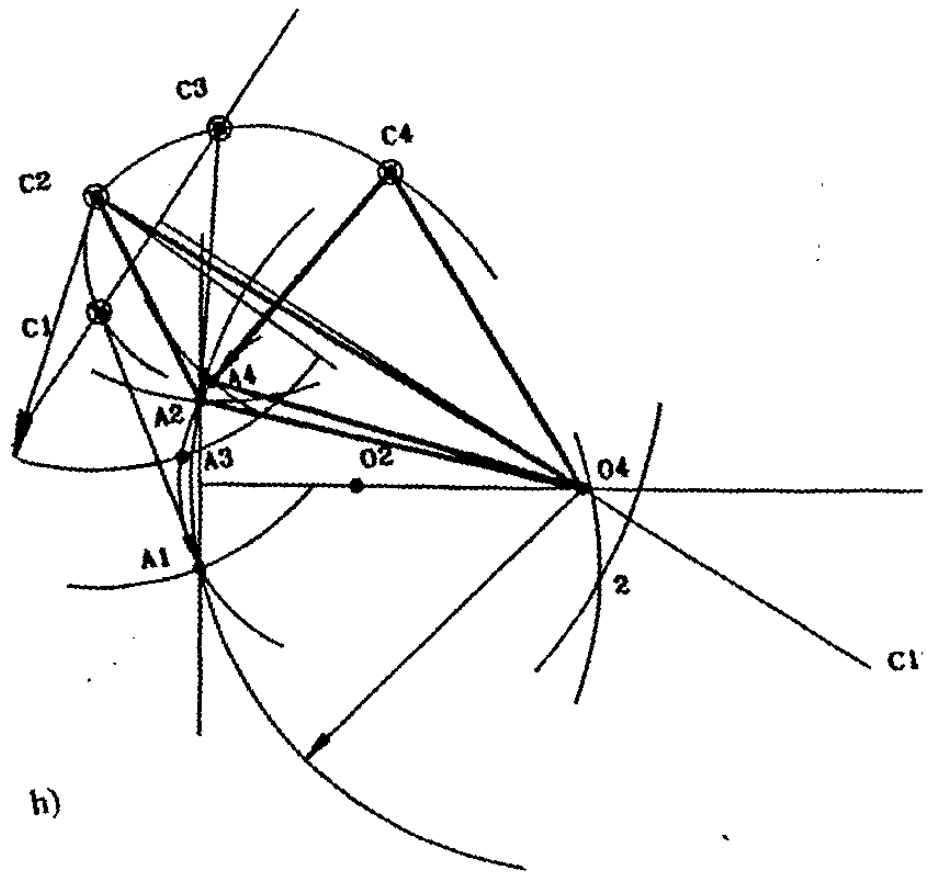
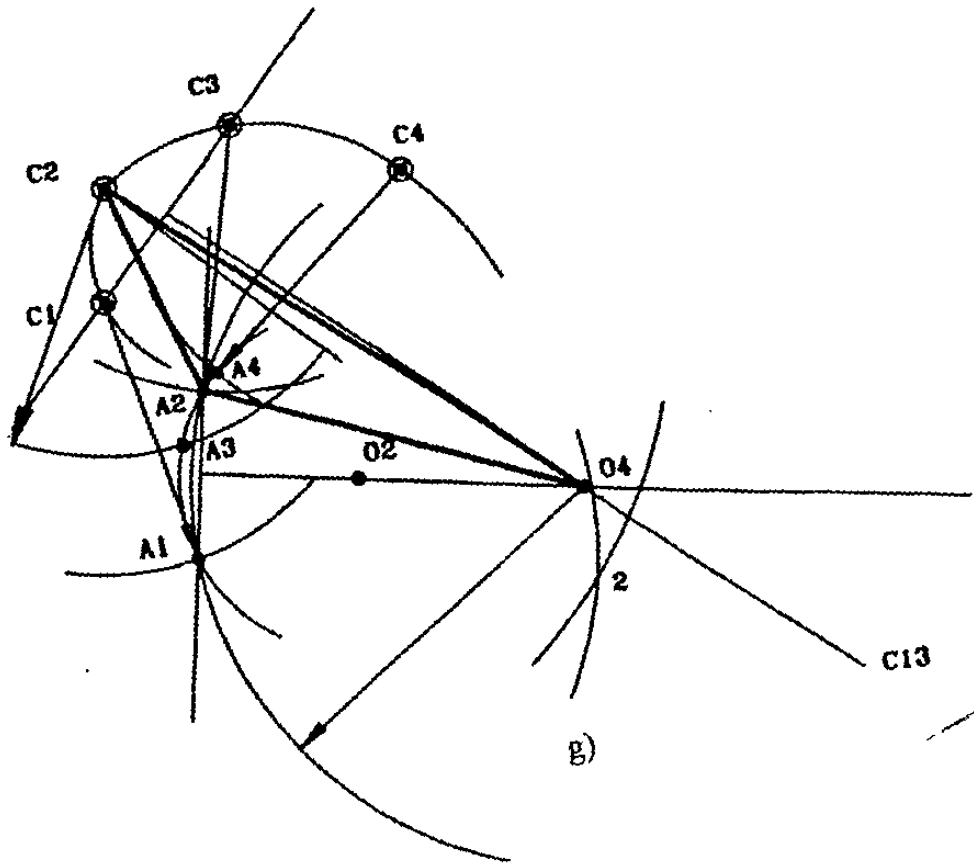
a)

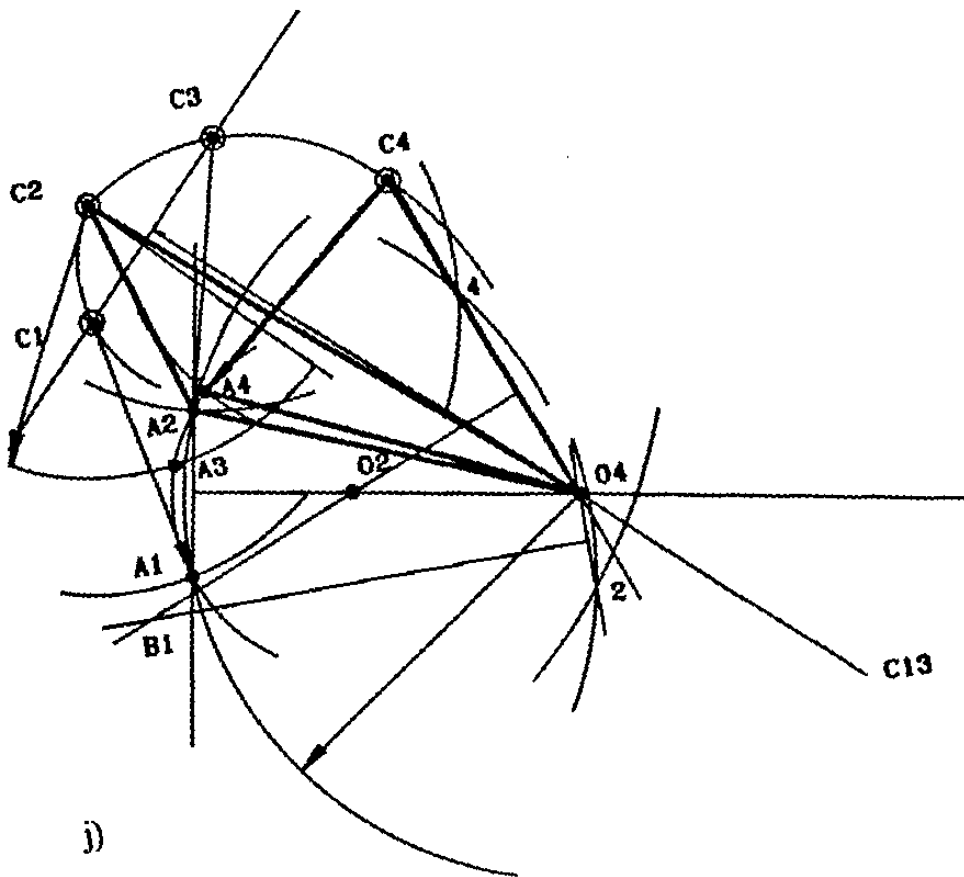
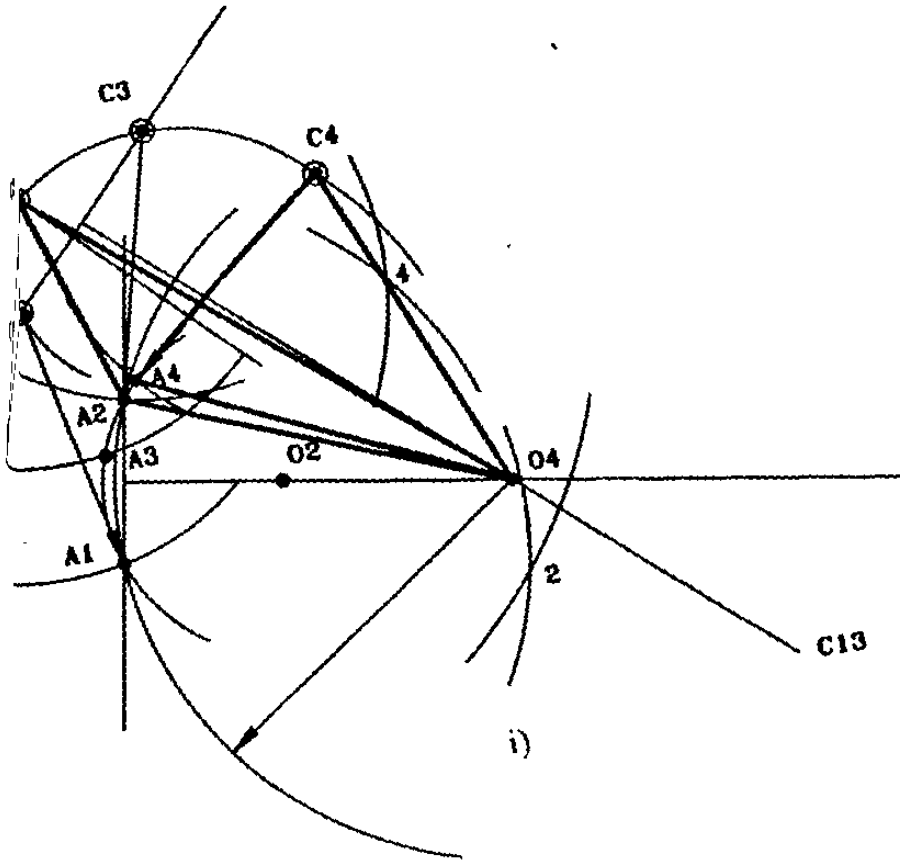


b)



|





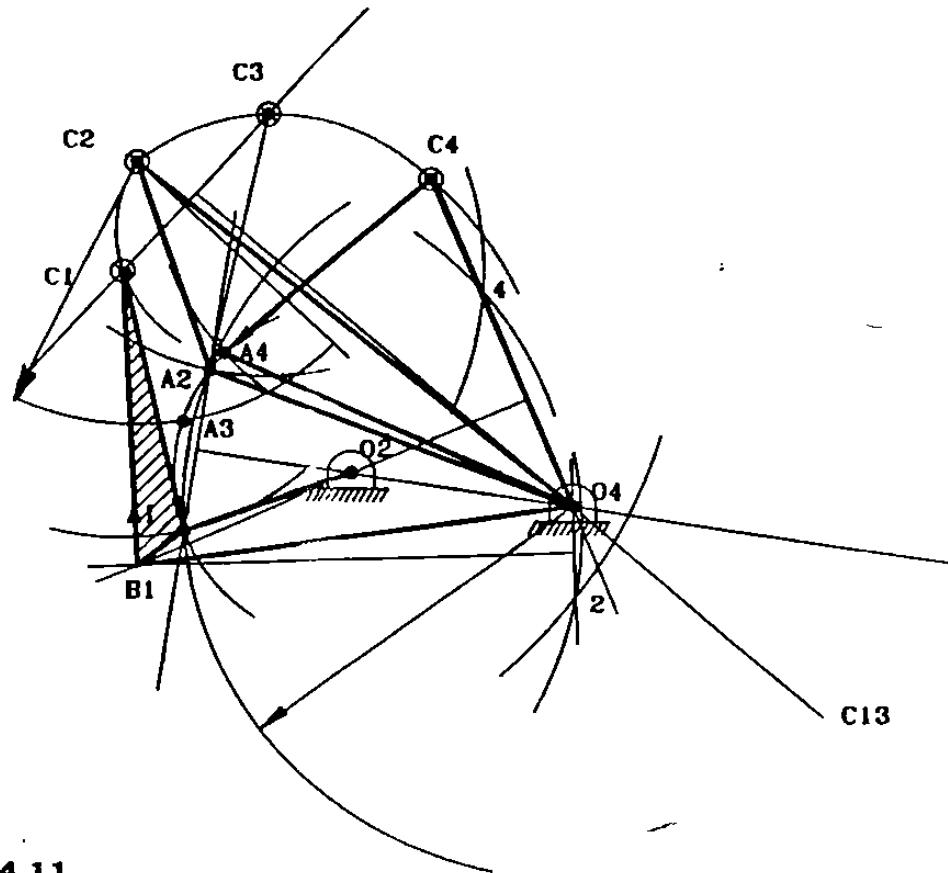
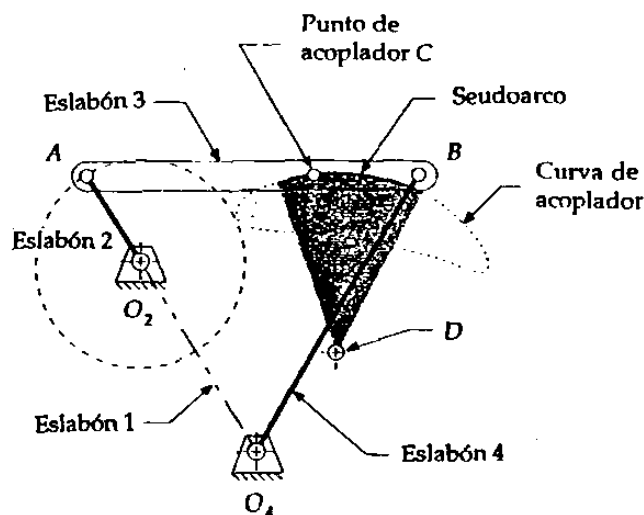


Figura 4-11

Manivela-Biela-Balancín (Generación de trayectoria).

3. Recorra la curva de acoplador con la punta libre de compás, y mantenga la punta de trazo de éste en la mediatriz: determine la localización extrema a lo largo de la mediatriz, que alcanzará la punta de trazo. Marque este punto como E.
4. El segmento de línea recta DE representa el desplazamiento máximo que un eslabón de longitud CD, unido a C, alcanzará lo largo de la línea mediatriz.
5. Trace la mediatriz del segmento DE, y prolonguela en una dirección conveniente.
6. Ubique el pivote fijo O_6 en la mediatriz de DE, tal que las rectas $O_6 D$ y $O_6 E$ subtiendan el ángulo de salida deseado; en este ejemplo, de 90° .
7. Trace el eslabón 6 a partir de D (o de E) a través de O_6 , y prolonguelo hasta una longitud conveniente. Este es el eslabón de salida, que quedará inmobilizado (con detenimiento) para la porción especificada del ciclo de manivela.
8. Verifique los ángulos de transmisión.
9. Elabore un modelo de cartulina del eslabonamiento y articúlelo para comprobar su función.



a) Eslabonamiento de cuatro barras de manivela-balancín con sección de pseudoarco para 60° de giro en el eslabón 2

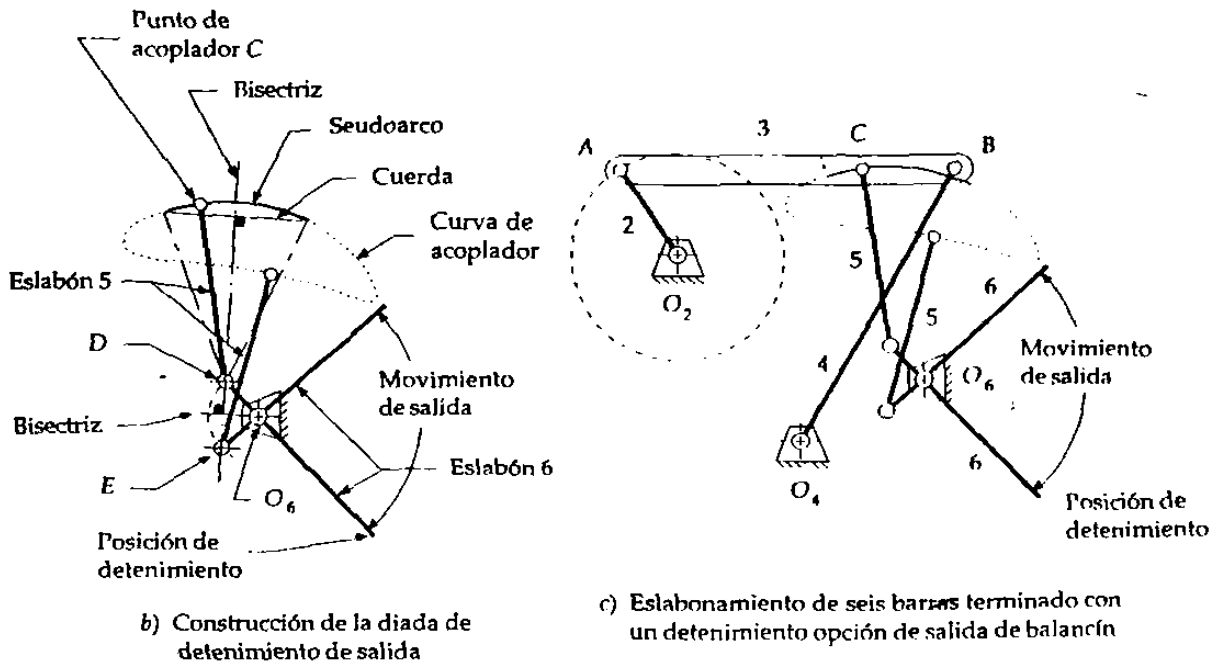


Figura 4:12

Diseño de un mecanismo de 6 barras con un deteniemento (o paro).

CAPITULO V

SÍNTESIS DE MECANISMO: DISPOSITIVO DE LECTURA PARA PERSONA PARAPLÉJICA.

A. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Una paciente parapléjica ha perdido todos sus movimientos excepto el de la cabeza. Ella solo puede mover una pequeña "varilla de boca" para cerrar un interruptor. Antes de su accidente era una ávida lectora y le agradaría poder leer otra vez libros de pasta comunes, sin que otra persona le vuelva las páginas. Así que se requiere un eficaz, simple y no costoso cambiador de páginas automático. El libro puede ser colocado en el aparato por un ayudante y tal aparato debe admitir muchos tomos de libros y evitar que se dañen, además la seguridad del usuario es de máxima importancia.

B. MÉTODO DE DISEÑO Y DESARROLLO

Considerando todos los métodos gráficos de diseño del capítulo IV, sus ventajas y desventajas se decidió que el método más óptimo para dicho diseño era "síntesis de generación de trayectoria" con cuatro puntos de precisión. Esta decisión después de considerar la trayectoria que la mano debe de seguir al hacer girar la página del libro.

Aplicando todos los pasos indicados en el capítulo IV, inciso A se obtuvo que el mecanismo ideal para dicha trayectoria es el de la figura 5.1 cuyas magnitudes son las siguiente:

$O_2 = 5$ cm
 $AB = 12.5$ cm
 $BC = 12.5$ cm
 $O_2O_4 = 10$ cm
 $O_4B = 12.5$ cm

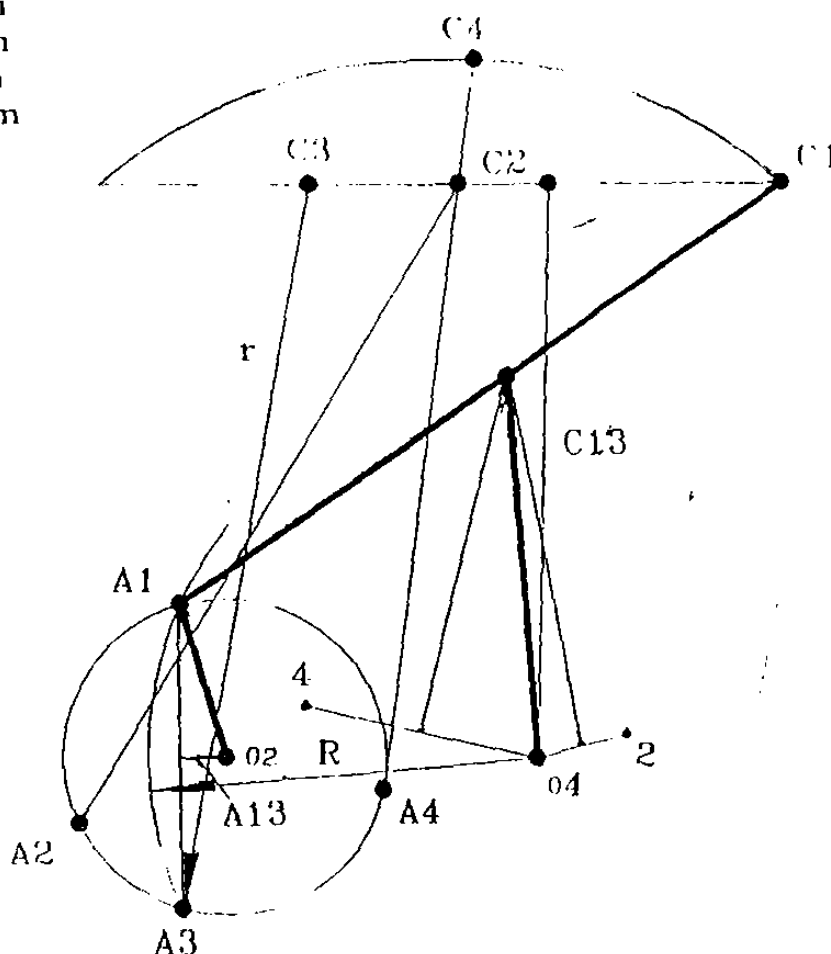
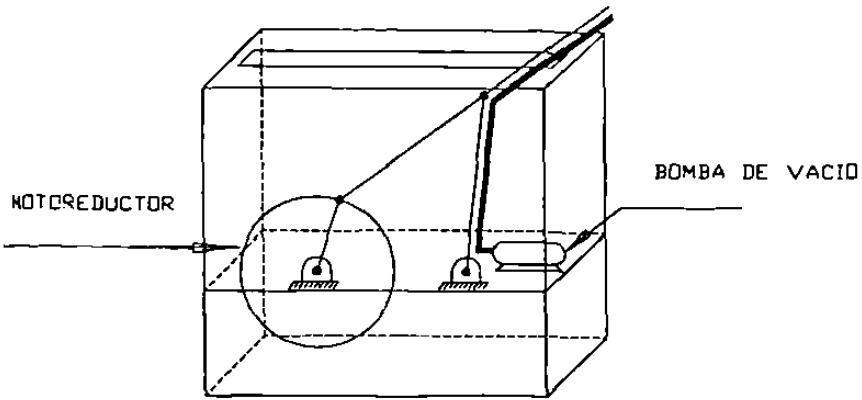
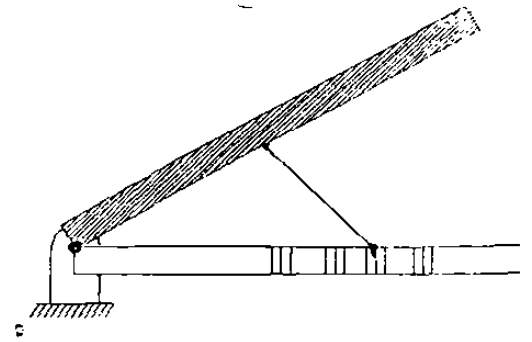


Figura 5.1

Mecanismo cambiador de páginas



Mecanismo cambiador de pagina



Mesa de trabajo

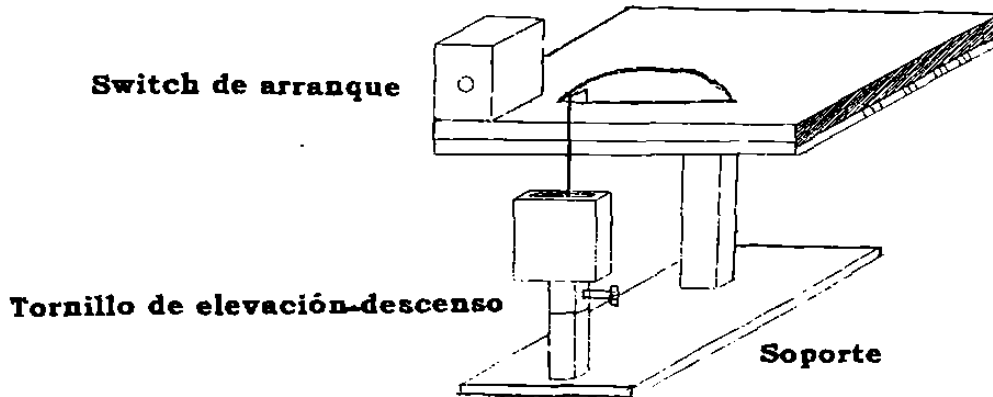


Figura 5-2

Esquema general fisico de un cambiador de paginas

C. OTROS POSIBLES DISEÑOS O COGNADOS

Tal como se consideró en el capítulo III 3.2, todo mecanismo diseñado cuenta con dos cognados que realizan la misma trayectoria en este caso particular se obtuvieron en la figura 5.2 de los cuales se escogerá el más óptimo, tomando en cuenta otras consideraciones como espacio, costo, etc.

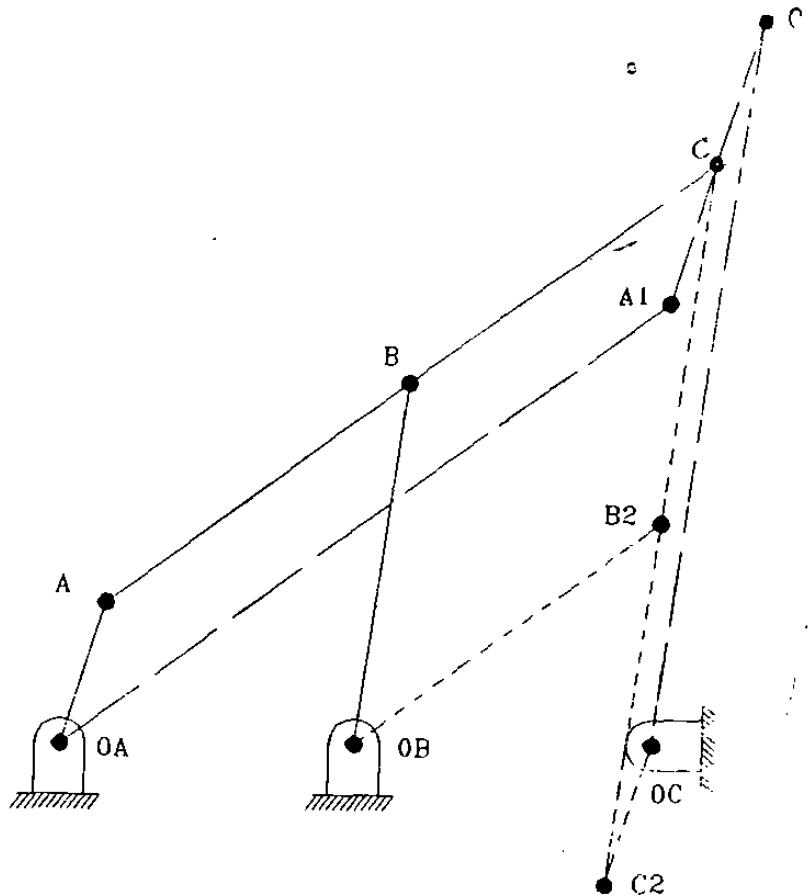


Figura 5-3

Cognados

ÍNDICE DE FIGURAS

Cap.	Fig.	Descripción	Pág.
I	1-1	Mecanismos y Máquinas	3
	1-2	Matriz de decisión	16
II	2-1	Un cuerpo rígido en el plano	22
	2-2	Eslabones (o elementos) cinemáticos de diferente orden	23
	2-3	Cadenas de mecanismos	24
	2-4	Juntas que eliminan GDL	25-26
	2-5	Eslabonamientos que contienen juntas de diversos tipos	27
	2-6	Mecanismo, estructura precargada	27-28
	2-7	Juntas (conexiones de elementos) de diversos tipos	32
	2-8	Mecanismos de movimiento intermitente rotatorio y lineal	35
	2-9	Cuatro inversiones específicas de el mecanismo de manivela y corredera de cuatro barras	36
	2-10	Todas las inversiones del eslabonamiento de cuatro barras de Grashof	37
	2-11	Algunas formas del caso especial de eslabonamiento de Grashof	40
III	3-1	Acoplador de un eslabonamiento de cuatro barras	51
	3-2	Catálogo cursorio de formas curvas de acoplador	52

Cap.	Fig.	Descripción	Pág.	
III	3-3	Selección de una curva de acoplador y construcción del eslabonamiento a partir de Hornes y Nelson	53-54	
	3-4	Mecanismo para el avance de película en una cámara cinematográfica	55	
	3-5	Diagramas de Cayley para encontrar cognados	58	
	3-6	Diagrama de Roberts de tres cognados de cuatro barras	59-60	
	3-7	Mecanismos con puntos alineados	62	
	3-8	Algunos eslabones para movimiento de línea recta comunes	64	
	IV	4-1	Eslabonamiento en posición límite (Agarrotamiento)	72
		4-2	Eslabonamiento deltóide con agarrotamiento	73
4-3		Angulo de Trasmisión	75	
4-4		Mecanismo centrado	79	
4-5		Manivela-Biela-Balancín ($T=1$ Generación de Función)	80	
4-6		Manivela-Biela-Balancín ($T=1$ Generación de movimiento)	82	
4-7		Manivela-Biela-Balancín (no Grashof)	84	
4-8		Mecanismo de seis barras	85	
4-9		Mecanismo-Excentrico	87	
4-10		Manivela-Biela-Balancín ($T>1$)	88	
4-11		Manivela-Biela-Balancín (Generación de trayectoria)	91-96	

Cap.	Fig.	Descripción	Pág.
	4-12	Diseño de un mecanismo de seis barras con un detenimiento	97-98
V	5-1	Mecanismo cambiador de páginas	100
	5-2	Esquema General físico de un cambiador de páginas	101
	5-3	Cognados	102

ÍNDICE DE TABLAS

Cap.	Tabla	Descripción	Pág.
I	1-1	Un proceso de diseño	9
	1-2	El proceso creativo	12

Bibliografía

1) Diseño de Maquinaria

Autor: Robert L. Norton

Ed: Mc. Graw Hill

2) Teoría de Máquinas y mecanismos

Autor: Joseph E. Shigley

John J. Viker

Ed: Mc. Graw Hill

3) Mecanismos y Dinámica de Maquinaria

Autor: Hamilton H. Mable

Fred W. Ocvirk

Ed: Limusa

4) Elementos de Mecanismos

Autor: Venton Levy Doughtie

Walter H. James

Ed: CECSA

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

ING. SERGIO ALBERTO RAMÍREZ GUZMAN

Candidato para el grado de:

Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en diseño.

TESIS:

“SÍNTESIS CINEMÁTICA DE UN CAMBIADOR DE PAGINAS SEMI-AUTOMÁTICO”

Campo de estudio: Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

BIOGRAFÍA:

Datos personales: Nacido en la Ciudad de Nueva Rosita, Coah. el 16 de diciembre de 1951, hijo del Sr. Baltazar Ramírez Valdés y Francisca Guzmán Castillo.

Educación: Egresado de la Universidad Autónoma de Nuevo León en 1974, en la carrera de Ingeniero Mecánico Administrador.

Experiencia Profesional: Consultor de mecánica aplicada y diseño de mecanismos en el sector industrial de 1974 a la fecha, maestro por horas en la Preparatoria del I.T.E.S.M. en 1973, maestro por horas en la Facultad de Arquitectura en carrera de Diseño Industrial del año 1989 al 1992 y maestro de tiempo completo de la Universidad Autónoma de Nuevo León de 1984 a la fecha.

Organizaciones Profesionales: A.S.A. (Asociación Acústica Americana)

