

Universidad Nacional de Ingeniería

PROGRAMA ACADÉMICO DE INGENIERÍA

MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**Diséño y construcción de un dispositivo mecánico
para transformar las respuestas de un indicador
pivotado en respuestas de indicador lineal**

T E S I S

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO

MECÁNICO - ELÉCTRICISTA

CARLOS EMILIO MATUK HERESI

PROMOCIÓN 1974 - 2

LIMA ★ PERU ★ 1976

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
Programa Académico de Ingeniería Mecánica
y Eléctrica
Especialidad: Mecánica

TESIS DE GRADO

"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN DISPOSITIVO MECANICO PARA
TRANSFORMAR LAS RESPUESTAS DE UN INDICADOR PIVOTADO EN
RESPUESTAS DE INDICADOR LINEAL"

Carlos Matuk Heresi
Código: 70003⁴F
Promoción 197⁴-2

Lima, 1976

A mis padres,

David y Carmela

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

Programa Académico de Ingeniería Mecánica
y Eléctrica

Especialidad: Mecánica

Tesis de Grado: "Diseño y Construcción de un Dispositivo Mecánico para Transformar las respuestas de un Indicador Pivotado en respuestas de Indicador Lineal"

Autor: Carlos Matuk Heresi

Lima 1976.

EXTRACTO

El dispositivo mecánico que se diseñará y luego se construirá es un mecanismo.

El concepto de "mecanismo" está muy relacionado con el de "máquina" y para diferenciarlos nos remitiremos al pensamiento del alemán R. Franke que considera que la diferencia básica estriba en el hecho de que mientras un "mecanismo" es un dispositivo potencialmente capacitado para trasferir movimientos y energía, de acuerdo a una fuerza impulsora exterior al sistema, aplicada a uno de sus miembros, una "máquina" es un artefacto actuante, en el cual dicha fuerza exterior impulsora se presenta, por estar acoplado a una fuente -

de energía. Como vemos son innumerables las clases de mecanismos.

Un indicador pivotado es aquél que posee la escala de lectura de valores a lo largo de un arco de circunferencia. Un indicador lineal es aquél en el que dicha escala está a lo largo de una recta. El mecanismo a diseñar transformará las indicaciones o medidas del primer tipo en indicaciones o medidas del segundo tipo.

Después de los dos primeros capítulos en los que se transforman las necesidades y requerimientos prácticos del dispositivo en condiciones básicas del diseño, llegamos al capítulo tercero en el que el diseño se realiza con una cierta precisión. En este capítulo se repiten muchas veces los procesos de diseño para diferentes valores de ciertos parámetros que en principio son arbitrarios, de modo que se encuentren los valores de dichos parámetros que dan una solución óptima.

En el capítulo cuarto se vuelve a diseñar el mecanismo con mucha mayor precisión, mediante otros procedimientos de diseño; pero tomando como base la solución óptima lograda en el capítulo anterior. Si se quisiera obviar el tercer capítulo y repetir los procesos de diseño para diferentes valores de los parámetros

en el capítulo cuarto, se multiplicaría grandemente el esfuerzo necesario y se lograría el mismo resultado.

Los capítulos cinco y seis son consecuencia lógica del cuarto capítulo.

En el sétimo capítulo se indican las conclusiones del trabajo.

TABLA DE CONTENIDOS

Introducción	1
CAPITULOS	
I. NECESIDAD DEL DISPOSITIVO EN LOS INDICADORES PIVOTADOS DE LOS CONTROLES DE MAQUINARIA ...	3
I.1. Indicadores pivotados e indicadores lineales	3
I.2. Interpretación de las funciones en coordenadas circulares	10
II.2. FORMULACION DEL PROBLEMA	12
II.1. Tipo de mecanismo que se requiere	12
II.2. Elección de los rangos de variación del deslizador y la manivela	14
III. SINTESIS DEL MECANISMO CON TRES PUNTOS DE PRECISION	16
III.1. Elección de los puntos de precisión	17
III.2. Esquema previo del deslizador-manivela	21
III.3. Esquema previo del 4-barras equivalente ...	48
III.4. Curva del error del mecanismo	49
IV. SINTESIS DEL MECANISMO CON CUATRO PUNTOS DE PRECISION	54
IV.1. Elección de los puntos de precisión	54
IV.2. Construcción de la curva de puntos centrales para el deslizador-manivela	57
IV.3. <u>Esquema</u> final del deslizador-manivela	61

IV.4.	Construcción de la curva de puntos centrales para el 4-barras equivalente	71
IV.5.	Esquema final del 4-barras equivalente	72
IV.6.	Curva de error del mecanismo	76
V.	PLANO DEL MECANISMO FINAL	78
VI.	MODELO A ESCALA DEL DISPOSITIVO (FOTOS)	79
VII.	CONCLUSIONES	80
	BIBLIOGRAFIA	84
	APENDICE A: Aplicación del Dispositivo Mecánico diseñado a un registrador de Potencia Eléctrica	85

INTRODUCCION

El objetivo del trabajo es el de la construcción de un modelo a escala del dispositivo mecánico.

Se realiza la construcción del dispositivo porque ciertas características de su funcionamiento no se pueden observar y comentar adecuadamente a nivel solamente de planos, aunque estos representen al dispositivo en diferentes momentos o estados de su movimiento.

Las herramientas teóricas usadas para los diseños del mecanismo son bastante específicas y son expuestas y analizadas en el curso "Dinámica de Máquinas" dictado por el Departamento de Energía y Mecánica. Dicho curso se basa en el libro "Kinematic Synthesis of Linkages" de Hartenberg y Denavit. Por ello para entender a cabalidad ciertos procedimientos usados es necesario un conocimiento previo del curso mencionado.

Del párrafo anterior se deduce la no necesidad de volver a repetir o copiar los procedimientos deductivos de fórmulas y construcciones de las herramientas teóricas. Simplemente en este trabajo se utilizará lo que ya está logrado o demostrado y se hará una proyección hacia adelante. Si quisieramos partir desde cero

en cuanto a estas herramientas teóricas se tendría que incluir varios capítulos de dicho curso lo que además de extender innecesariamente la amplitud del tema no tendría ningún sentido práctico.

I

NECESIDAD DEL DISPOSITIVO EN LOS INDICADORES PIVOTADOS DE LOS CONTROLES DE MAQUINARIA.

I.1. Indicadores lineales e indicadores pivotados.

Muchas máquinas tienen indicadores lineales. Estos pueden ser termómetros, medidores de presión por columna líquida, dinamómetros de resorte, etc.

Otras tienen indicadores pivotados. Tales serían manómetros de aguja, voltímetros, amperímetros, ohmímetros, vatímetros, etc.

En todos los ejemplos anteriores no existe ninguna preferencia por la lectura de las medidas en los indicadores lineales o en los pivotados.

Los indicadores con los que está relacionado el mecanismo a diseñar no son ninguno de los anteriores sino aquellos en los que se registra en papel (o en cualquier otro sistema de impresión) los valores del indicador, a medida que pasa el tiempo; se les llama registradores. Los registradores lineales generan funciones (funciones del tiempo) en coordenadas cartesianas (figura 1).

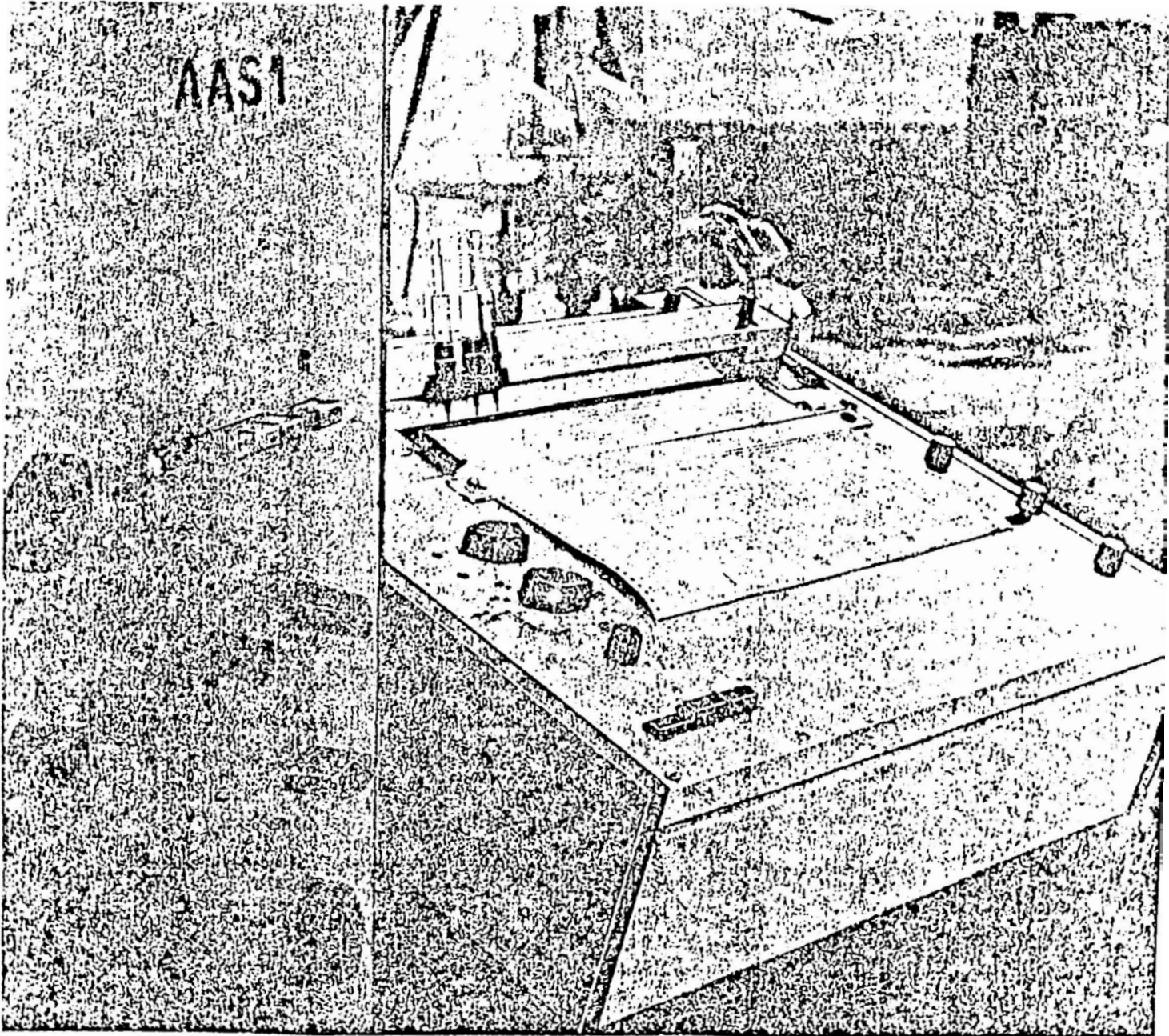
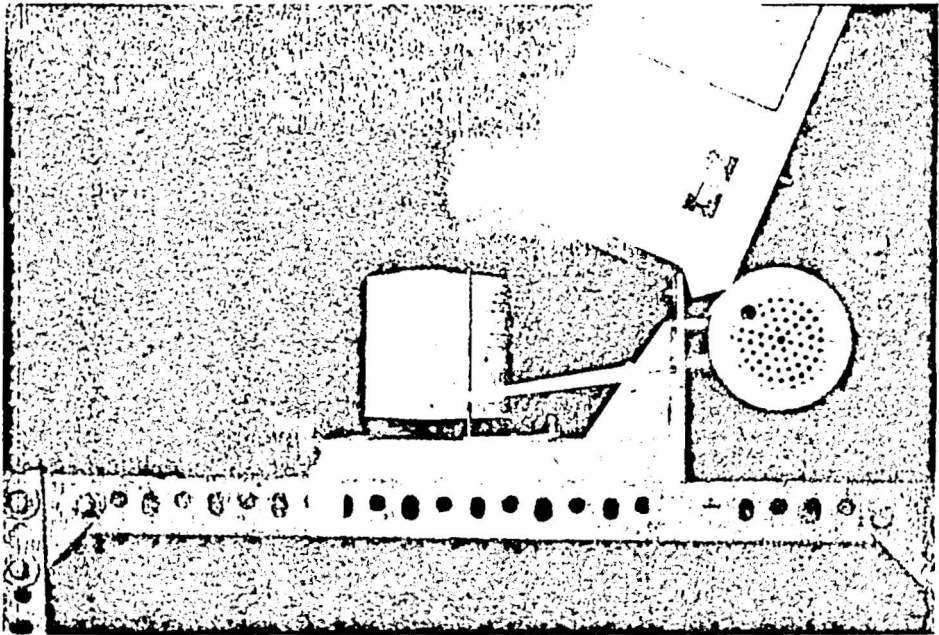
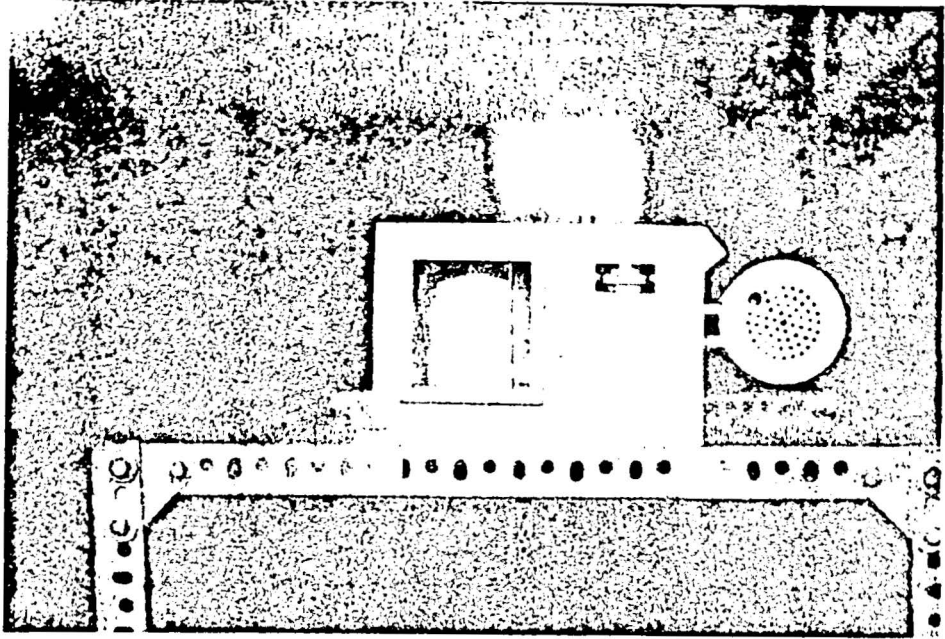


Fig. 1.- Indicador lineal de la cantidad de luz recibida por un fotómetro, generando una curva en coordenadas cartesianas.



2a. Fotos de un registrador pivote

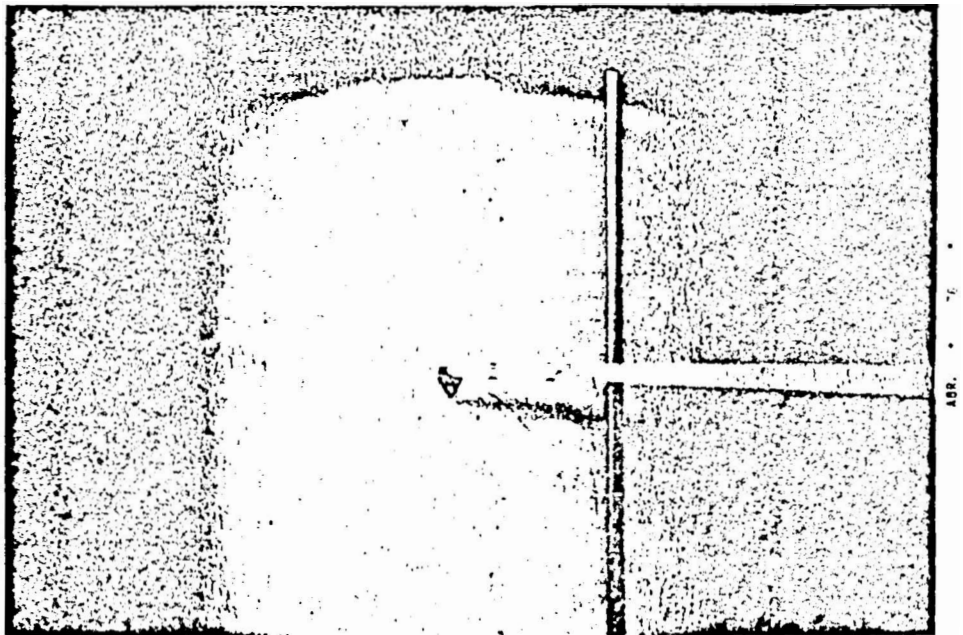
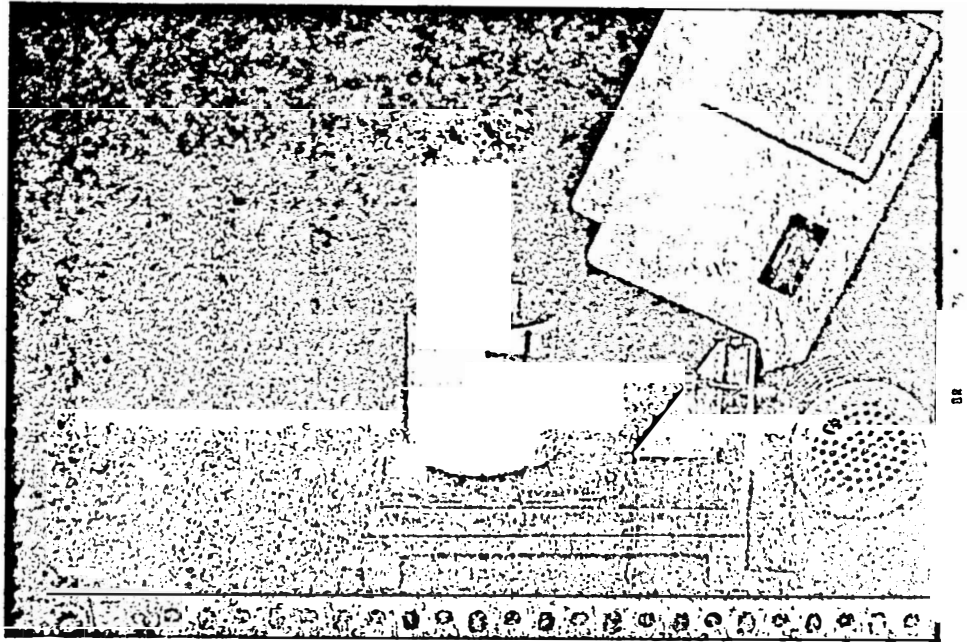


Fig. 2a. = Fotos de un registrador pivotado.

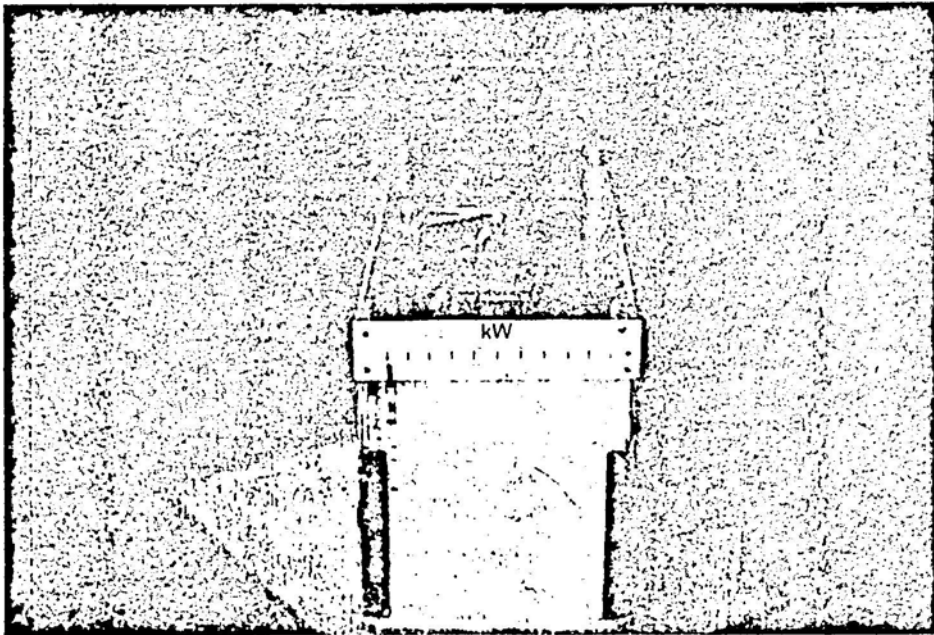
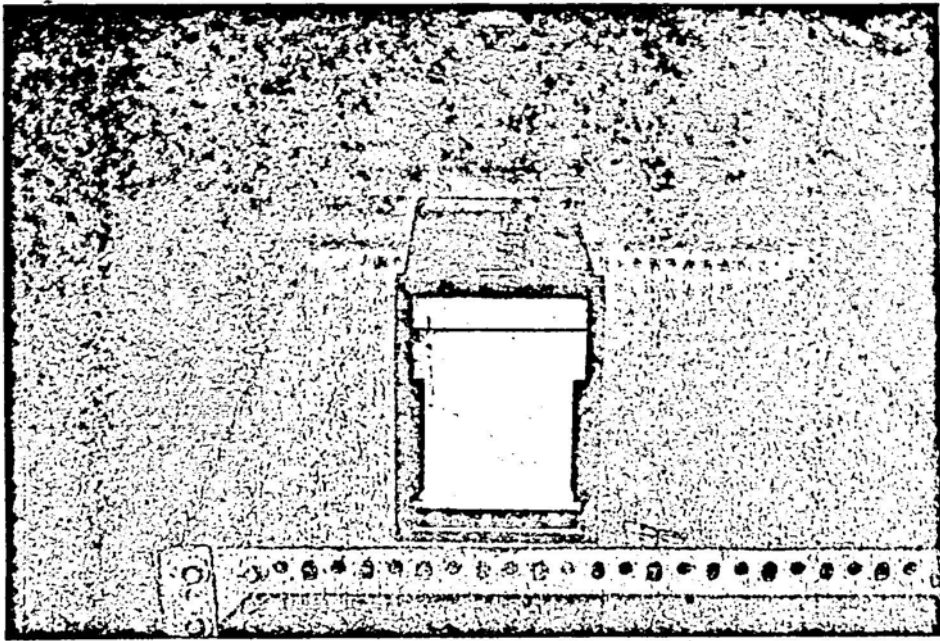
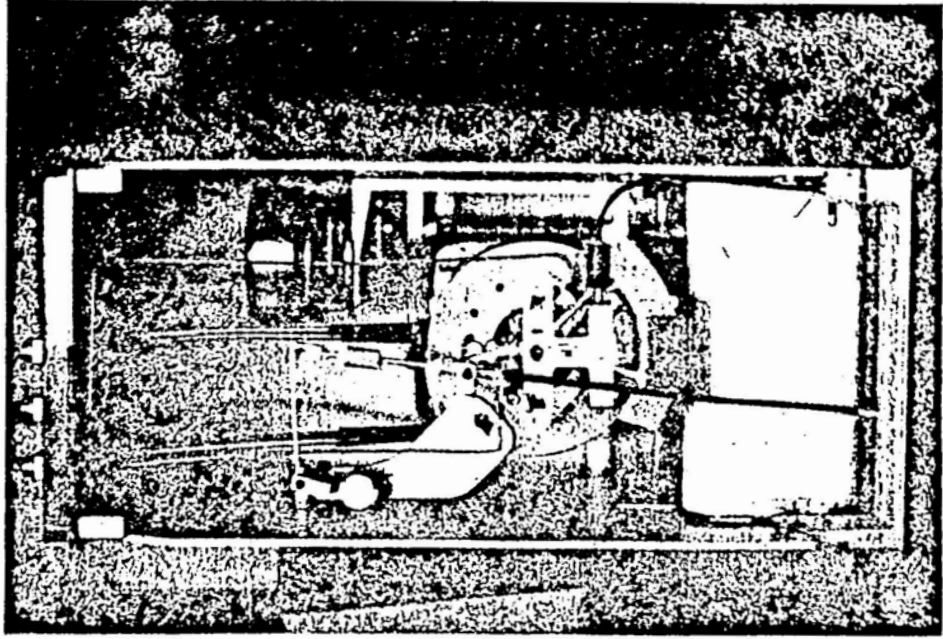
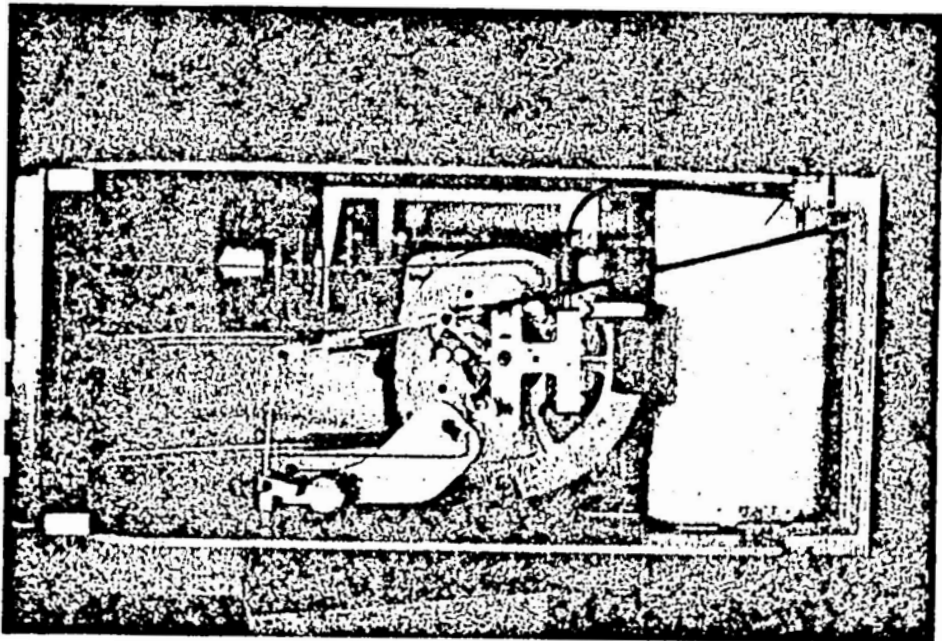


Fig. 2b. Fotos de un registrador lineal.



ABR. 76



ABR. 76

Fig. 2b.- Fotos de un registrador lineal.

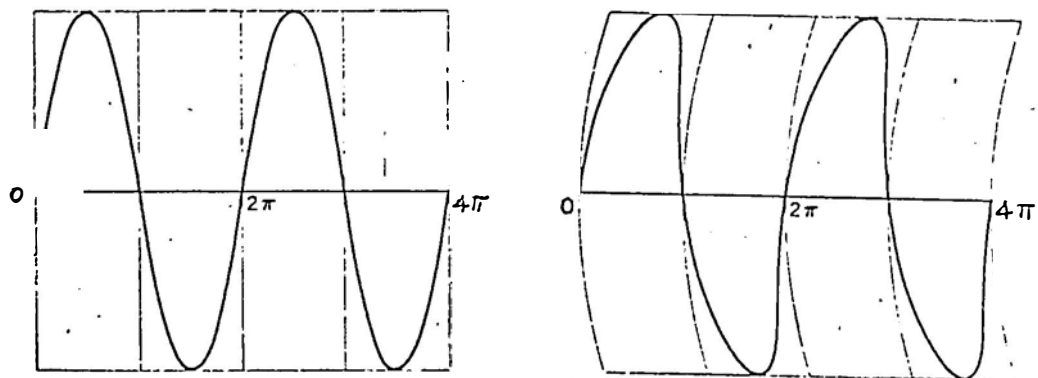


Fig. 3.- Comparación de la misma función seno en coordenadas cartesianas y en coordenadas circulares.

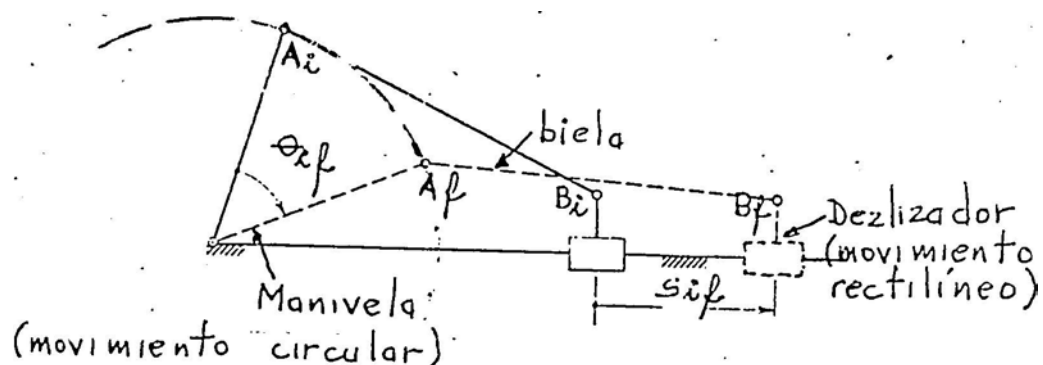


Fig. 4.- Mecanismo deslizador-manivela.

Los registradores pivotados generan funciones en coordenadas circulares (figura 2a).

I.2. Interpretación de las funciones en coordenadas cartesianas y en coordenadas circulares.

El ingeniero, el científico y todo aquél que estudie funciones está muchísimo más familiarizado a la representación de las mismas en coordenadas cartesianas que en coordenadas circulares.

De hecho gran cantidad de la teoría matemática de las funciones y curvas se ha creado en base a las coordenadas cartesianas.

En la figura 3 vemos como la distorsión causada por la curvatura (en forma de arco de círculo) de uno de los ejes en el sistema de coordenadas circulares trae problemas de interpretación.

Así por ejemplo, pierde sentido el significado físico de conceptos matemáticos como primera derivada, segunda derivada, integral de la curva, etc.

Por ello cuando se necesita estudiar y analizar funciones que sean generadas por un indicador pivotado, será indispensable transformarlas primero en fun-

ciones de coordenadas cartesianas y luego estudiar -
las.

Si se está realizando el diseño de algún tipo de control de maquinaria y las medidas se basan en - indicadores pivotados, será necesario incluir en el diseño el dispositivo transformador a indicaciones lineales, cuando hayan de graficarse funciones y éstas a su vez deban ser estudiadas.

Igualmente se puede acoplar dicho dispositivo, a un registrador pivotado existente cuando se quieran estudiar las gráficas por él producidas.

II

FORMULACION DEL PROBLEMA

II.1. Tipo de mecanismo que se requiere.

Para satisfacer los requerimientos de transformación de movimiento circular en movimiento rectilíneo, ha de elegirse un tipo de mecanismo que posea en uno de sus miembros, movimiento circular, mientras que en el otro posea movimiento rectilíneo. El más simple de éstos, es el mecanismo "deslizador-manivela" como se ve en la figura 4. Entonces necesitamos diseñar un "deslizador-manivela" que para iguales desplazamientos a lo largo del arco de circunferencia, produzca iguales desplazamientos del deslizador. Pero además, se necesita que tenga proporciones adecuadas; que la recta correspondiente a la escala del "deslizador" no se corte con el correspondiente arco de círculo donde va la escala del indicador pivotado, etc.

En muchos casos la existencia del "deslizador", traería problemas prácticos de construcción, porque se requeriría de una estructura que lo soportase mientras por debajo estuviese corriendo el papel. Sería mucho más sencilla la construcción si se pudiese reemplazar el "deslizador" por algún miembro pivotado.

Esto es, justamente, lo que se hará; después de

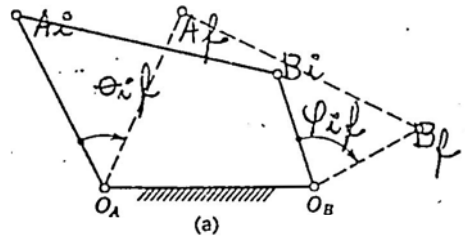


Fig. 5.- Mecanismo 4-barras.

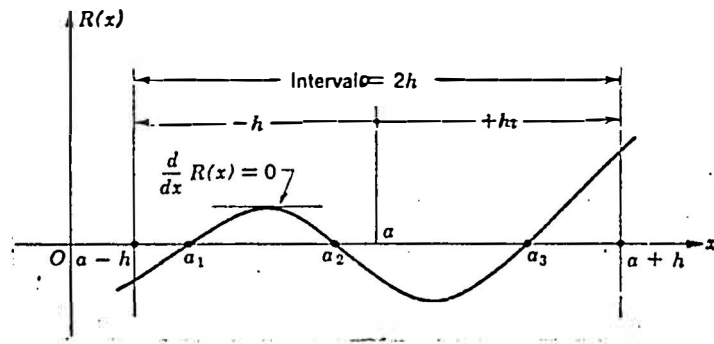


Fig. 6.- Curva del error con 3 puntos de precisión

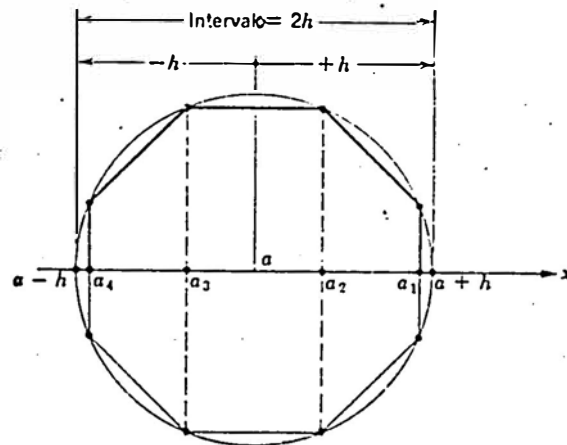


Fig. 7.- Determinación de los 4 puntos de precisión con espaciamento Chebyshev.

diseñar el "deslizador-manivela", se lo reemplazará por un 4-barras (figura 5).

II.2. Elección de los rangos de variación del "deslizador" y la "manivela".

El rango de variación del deslizador (ΔS) debe ser igual a la longitud que se quiere tenga el indicador lineal. Dado que una vez diseñado el mecanismo, se puede aumentar o disminuir la longitud del rango del deslizador a discreción, simplemente disminuyendo o aumentando la escala geométrica, realmente la longitud que se deba tomar es arbitraria.

Tomaremos 8 cm. de desplazamiento horizontal de izquierda a derecha. Esa longitud es adecuada para el tamaño de papel usado (Formato A-4).

El rango de variación ($\Delta \theta$) de la manivela debe ser igual al ángulo que barre el indicador pivotado.

Hay indicadores pivotados de magnitudes mecánicas que barren ángulos mayores que 180° e incluso cercanos a 360° . Muchos indicadores pivotados de magnitudes eléctricas barren ángulos del orden de los 90° .

Un indicador pivotado que marque sobre un papel

que corra no puede tener más de 180° , porque de lo contrario, la curva que dejaría ya no sería una función y no podría estudiarse adecuadamente. Se tomarán 180° para el rango de variación de la manivela por ser el máximo ángulo que ésta podría tener en un registrador pivotado. Estos 180° se tienen que tomar en sentido horario porque el desplazamiento del deslizador es de izquierda a derecha como se puede visualizar fácilmente en la figura 4.

III

SINTESIS DEL MECANISMO CON 3 PUNTOS DE PRECISION.

Semánticamente, síntesis es el método que procede de lo simple a lo compuesto, de los elementos al todo. Es lo contrario al análisis.

Como mediante ciertos procedimientos vamos a crear o diseñar el todo, el compuesto, el mecanismo, estamos realizando una síntesis.

Hay síntesis de mecanismos básicamente algebraicas y otras básicamente geométricas. Las síntesis algebraicas son de creación más reciente y con ellas se puede obtener mucha mayor precisión (en muchos casos se requiere el uso de computadora, por la cantidad de operaciones a realizar). Las síntesis geométricas, a parecieron mucho antes que las algebraicas, pero siguen en pleno vigor, porque tienen una relación mucho más estrecha con la realidad física, son más fáciles de entender, conducen rápidamente a una solución y en muchísimos casos la exactitud con ellas lograda es más que suficiente para cumplir los requerimientos dados.

En el caso que se está tratando basta la síntesis geométrica y es la que se utilizará.

III.1. Elección de los puntos de precisión.

Salvo casos muy especiales es imposible sintetizar un mecanismo que cumpla con la correspondencia requerida entre la "entrada" y la "salida" en los infinitos puntos de ambos rangos de variación. Se considerará a la manivela como "entrada" y al deslizador como "salida".

La idea anterior se intuye fácilmente cuando se trabaja con los métodos de síntesis algebraica: se tiene un número determinado de ecuaciones, el mismo número de incógnitas y también el mismo número de puntos de precisión. Puntos de precisión son los pares de valores (uno de entrada y otro de salida) que el mecanismo tiene que cumplir o hacer corresponder forzadamente, porque justamente en la asunción del cumplimiento de los puntos de precisión es que se basa el desarrollo de las técnicas de síntesis.

En el caso que se trata, de 3 puntos de precisión, el mecanismo sintetizado tendrá correspondencia exacta (despreciando los pequeños errores de construcción geométrica), solamente, entre 3 pares de valores. Fuera de los puntos de precisión, habrá una pequeña desviación o error entre el valor esperado y el valor real (ver Figura 6). Hay que distribuir adecuadamen

te los puntos de precisión de modo que se minimice el error que existe entre ellos. Los polinomios de Chebyshev dan una solución aproximada a dicha distribución.

Para hallar geoméricamente los puntos de precisión correspondientes al espaciamiento Chebyshev se construye en el centro del rango o intervalo de valores de entrada, considerado como un eje X, un círculo de radio igual a la mitad del intervalo, en el que se inscribe un polígono regular, de un número de lados igual al doble de puntos de precisión, de modo que los lados opuestos que cortan al eje X lo hagan perpendicularmente, como se aprecia en la figura 7.

Resumiendo, los valores de los rangos ya elegidos son: $\Delta S = \pm 8\text{cm}$, $\Delta\theta = -180^\circ$

"S": indica la longitud recorrida por el "deslizador"; por convención es positiva de izquierda a derecha.

" θ " indica el ángulo recorrido por la "manivela"; por convención es positivo cuando se trate de sentido antihorario.

Sean "i" la posición inicial del mecanismo; 1,2

y 3 las posiciones correspondientes a los 3 puntos de precisión y "f" la posición final del mecanismo.

Para 3 puntos de precisión el espaciamiento Chebyshev es tal que:

$$\theta_{i1} = \frac{\Delta\theta}{2} - \frac{\Delta\theta}{2} \cos 30^\circ = -90 + 90 \times 0.866 = -12.06$$

$$\theta_{i2} = \frac{\Delta\theta}{2} = -90 = -90.00$$

$$\theta_{i3} = \frac{\Delta\theta}{2} + \frac{\Delta\theta}{2} \cos 30^\circ = -90 - 90 \times 0.866 = -167.94;$$

De lo que se deduce que $\theta_{12} = \theta_{i2} - \theta_{i1}$ y $\theta_{13} =$

$$\theta_{i3} - \theta_{i1} \Rightarrow \theta_{12} = -77.94 \text{ y}$$

$$\theta_{13} = -155.88, \quad -\frac{\theta_{12}}{2} = 38.97$$

$$\text{y } -\frac{\theta_{13}}{2} = 77.94$$

Como en este caso la salida (S) es función lineal de la entrada (θ), en el intervalo de S también existirá el espaciamiento Chebyshev (para la mayoría de los casos, en que la salida no es función lineal de la entrada, los puntos de precisión en S no tendrán espaciamiento Chebyshev):

$$S_i = 4 - 4 \times 0.866 = 0.536$$

$$S_{i2} = 4 = 4.000$$

$$S_{i3} = 4 + 4 \times 0.866 = 7.464$$

$$s_{12} = 3.464 \quad \text{y} \quad s_{13} = 6.928,$$

$$-\frac{s_{12}}{2} = -1.732 \quad \text{y} \quad -\frac{s_{13}}{2} = -3.464$$

III.2. Esquema previo del deslizador-manivela.

Se quiere construir un deslizador-manivela que cumpla con los puntos de precisión anteriores. Veamos la figura 8.

Primero se construyen los rotocentros R_{12} y R_{13} . El R_{12} se determina por la intersección de 2 rectas:

- a) Una perpendicular al eje X distante $-s_{12}/2$ del eje "y" (si las distancias son negativas se miden hacia la izquierda).
- b) Una recta que parte del vértice O_A , y está desplazada un ángulo $-\theta_{12}/2$ a partir del eje "y".

El R_{13} se determina de una manera similar.

Se tiene luego que elegir el punto A_1 , que es la posición del extremo de la manivela correspondiente al primer punto de precisión. Luego con construcciones geométricas se determina el punto B_1 , que es el extremo de la biela opuesto a A_1 . El punto A_1 elegido tiene

que ser tal que se obtenga un mecanismo adecuado.

Como el giro de $A O_A$ alrededor de O_A es 180° en sentido horario se puede elegir A_1 en la parte superior izquierda de un círculo. Se le dará a la manivela una longitud menor que el ΔS pero de una magnitud en su rango. En la figura 8 se ha tomado $A_1 O_A$ de 6cm y 30° hacia arriba de la parte negativa del eje X.

Para hallar B_1 se traza la recta $A_1 R_{12}$ y luego por R_{12} otra recta inclinada un ángulo θ_{12} respecto a la primera. A la última recta trazada se le llamará "u". Después por R_{13} se dibuja una recta a la que se le llamará "v", que está inclinada un ángulo θ_{13} respecto a la recta $A_1 R_{13}$. La intersección de "u" y "v" da el punto B_1 , que se deslizará siempre a lo largo de una recta paralela al eje X.

Estudiando la teoría de síntesis geométrica con 3 puntos de precisión se demuestra fácilmente que lo único que se puede asegurar en el mecanismo al ser construido siguiendo adecuadamente cada uno de los pasos, es que cumplirá con los puntos de precisión, no asegurándose nada acerca del movimiento del mecanismo entre los puntos de precisión y entre éstos y las posiciones inicial y final.

Ya construido el deslizador-manivela $O_A A_1 B_1$ en la figura 8 se van a estudiar sus características inadecuadas o defectos:

a) Construyendo las posiciones A_2 y A_3 y teniendo la longitud de la biela se determinan los puntos B_2 y B_3 . El primer defecto que se nota es que B_2 , que debería coincidir con la mitad del intervalo $B_1 B_3$ no lo hace. El centro del intervalo está prácticamente coincidiendo con el punto B_S . Ello se debe simplemente a una inexactitud menor que medio milímetro en la longitud de $A_1 B_1$; es un error de construcción geométrica.

b) La posición inicial del mecanismo se puede construir mientras que la final no. Si se quisiese que la manivela llegara a la posición "f" se necesitaría una biela más larga que $A_1 B_1$.

c) El mecanismo puede pasar de la posición "i" a la "1" y de allí hasta una cierta posición "m", pero no puede llegar a la posición 2 porque para pasar por el eje "y" necesitaría una biela más larga que $A_1 B_1$. El mecanismo solo se puede desplazar libremente en 2 intervalos angulares φ_1 y φ_2 .

d) El mecanismo de la posición 2 podría pasar a

la 3 o a la 3' lo cual es una indeterminación. Ello se debe a que en la posición 2 la biela está perpendicular a la recta de desplazamiento del deslizador y a que no hay preferencia por el desplazamiento de B_2 hacia la derecha o hacia la izquierda cuando A_2O_A se mueve en sentido horario. Con la posición 3 se logra un $S_{13} = +6.8$ cm que se aproxima al valor $S_{13} = +6.9$ cm que es el calculado según el espaciamento Chebyshev. Con la posición 3' se logra un $S_{13} = B_1 B_3' = +9.2$ cm, que no corresponde al 3er punto de precisión. Siempre se deben evitar posiciones de la biela perpendiculares a la recta de desplazamiento de B.

e) Al pasar el mecanismo de la posición "1" a la posición "m" el punto B avanza de B_1 hasta B_R para retroceder después a B_m . Al pasar el mecanismo de "2" a "3" B_2 retrocede primero hasta B_S y luego avanza hasta B_3 . Lo que es deseable es que el deslizador solamente tenga movimientos de avance cuando avanza la manivela.

Las características inadecuadas que tiene este deslizador manivela son demasiadas, considerando que se ha elegido el punto A_1 con algún criterio.

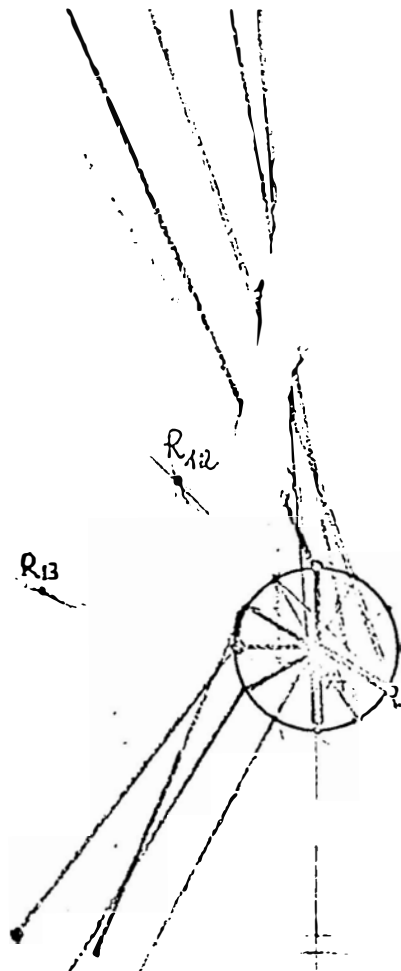


Fig. 9.- Síntesis con los mismos datos que para la fig. 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 1 cm de radio.

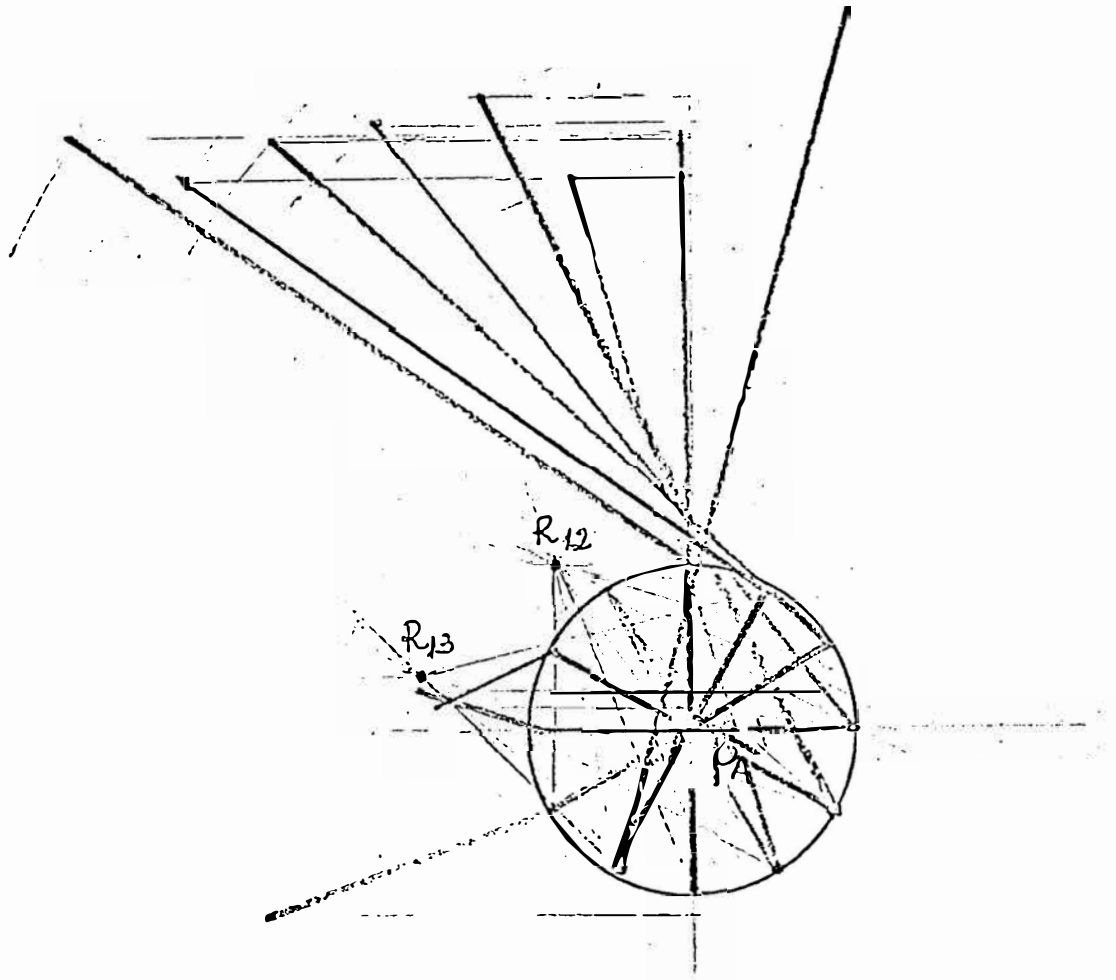


Fig. 10.- Síntesis con los mismos datos que para la figura 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 2 cm de radio.

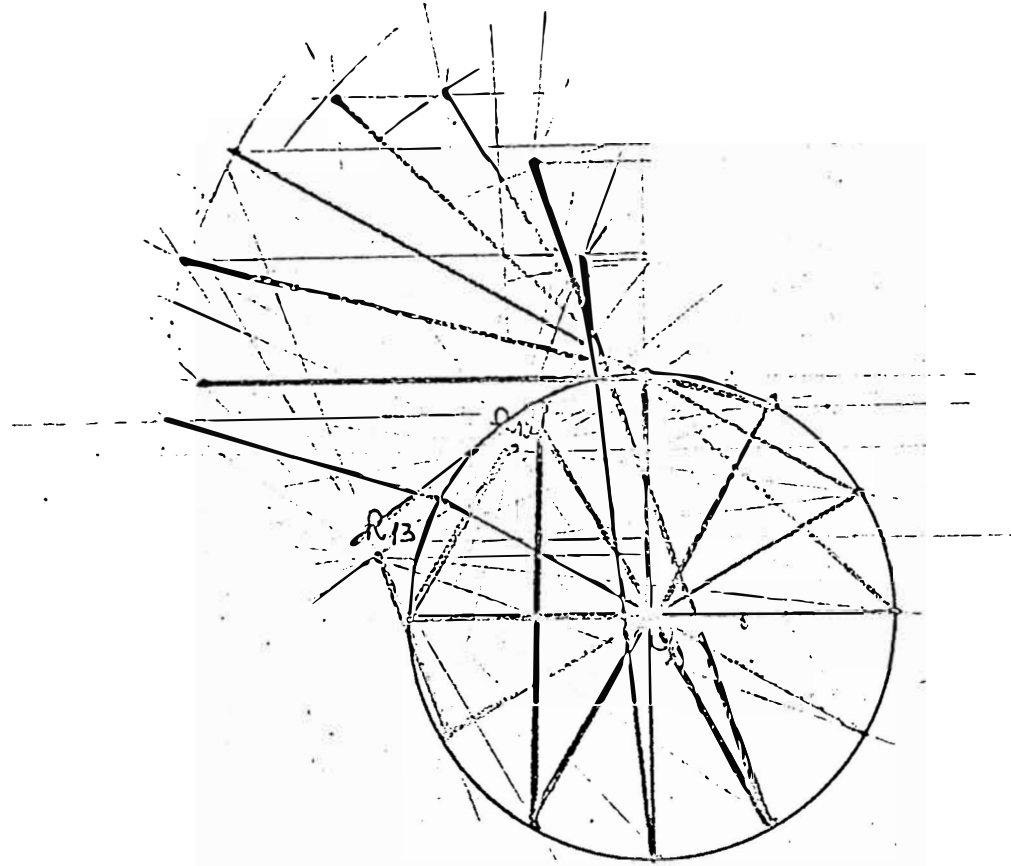


Fig. 11.- Síntesis con los mismos datos que para la figura 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 3 cm de radio.

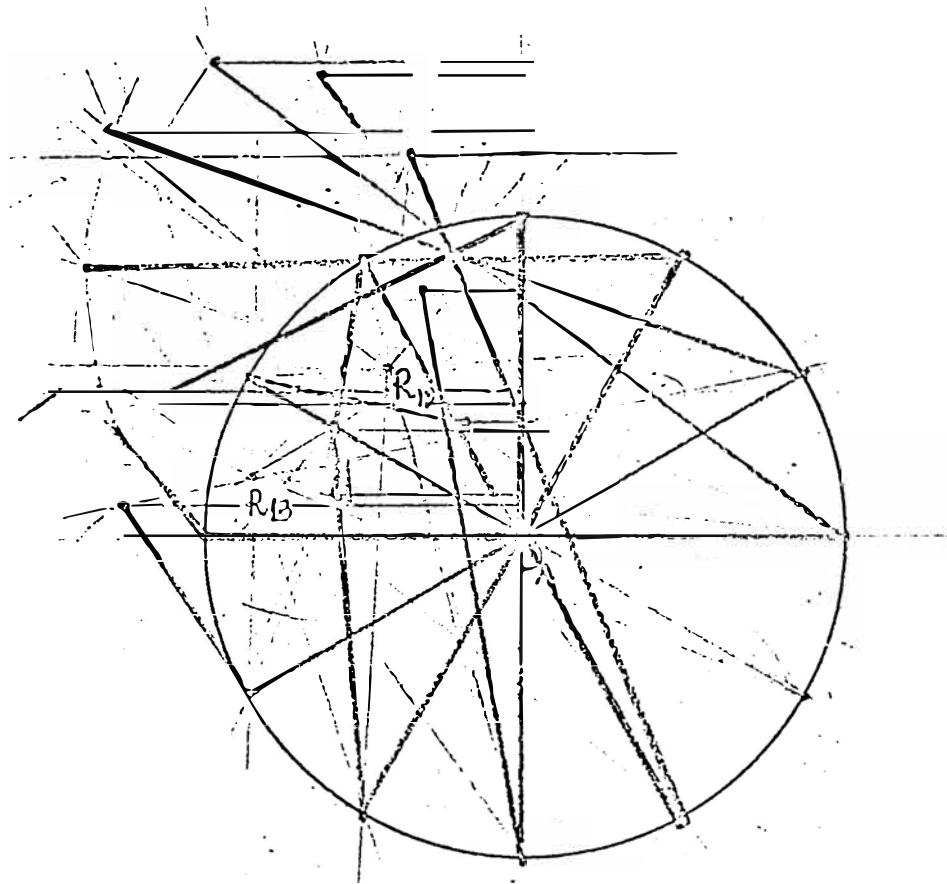


Fig. 12.- Síntesis con los mismos datos que para la fig. 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 4 cm de radio.

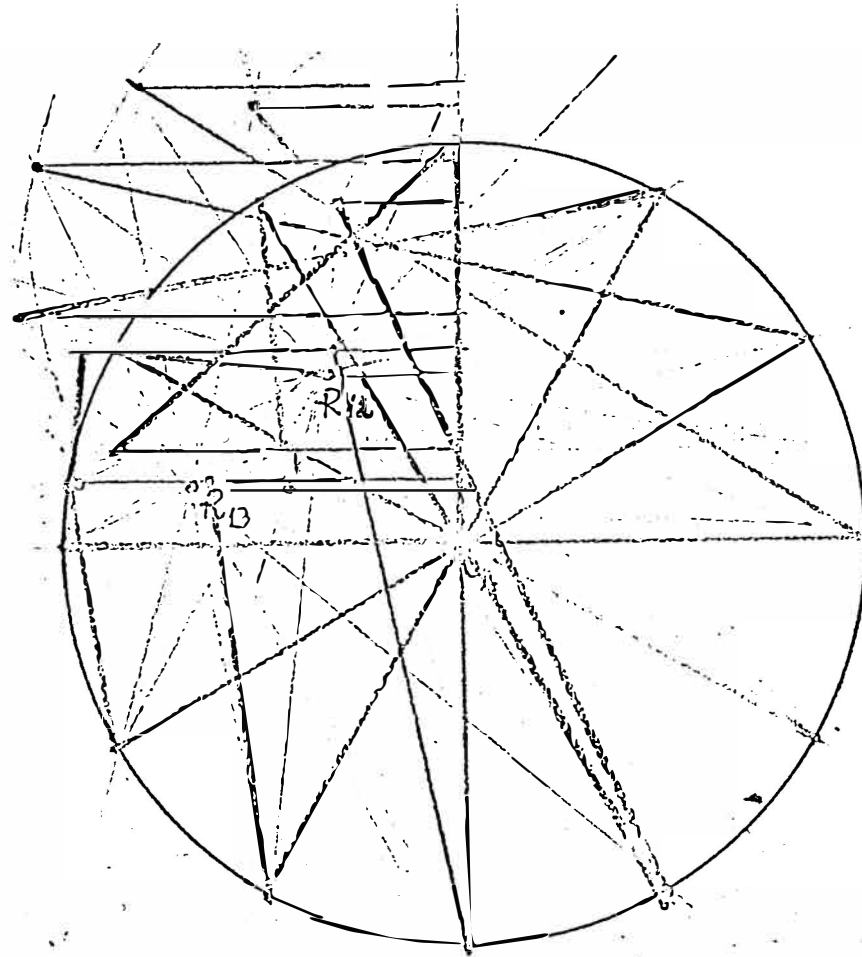


Fig. 13.- Síntesis con los mismos datos que para la fig. 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 5 cm de radio.

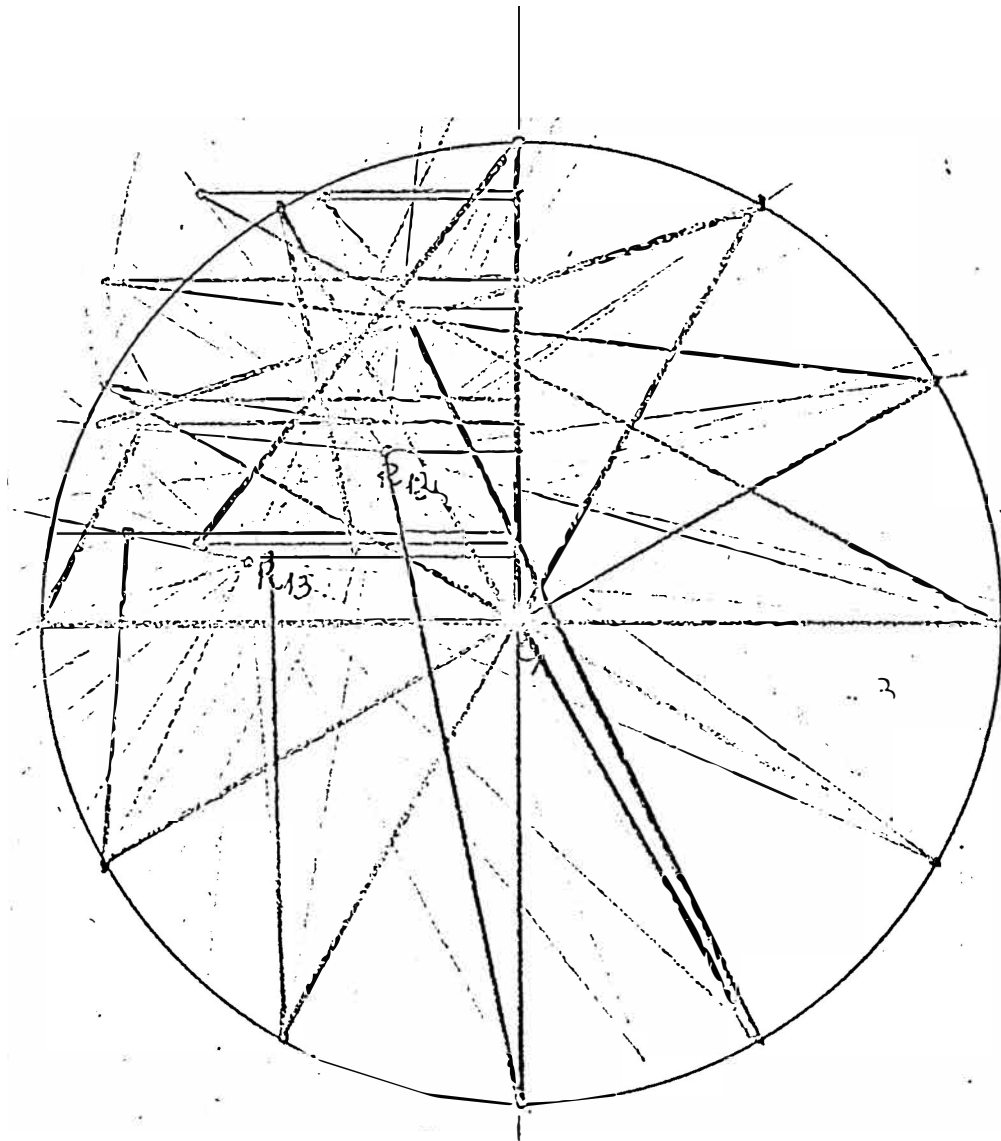


Fig. 14.- Síntesis con los mismos datos que para la fig. 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 6 cm de radio.

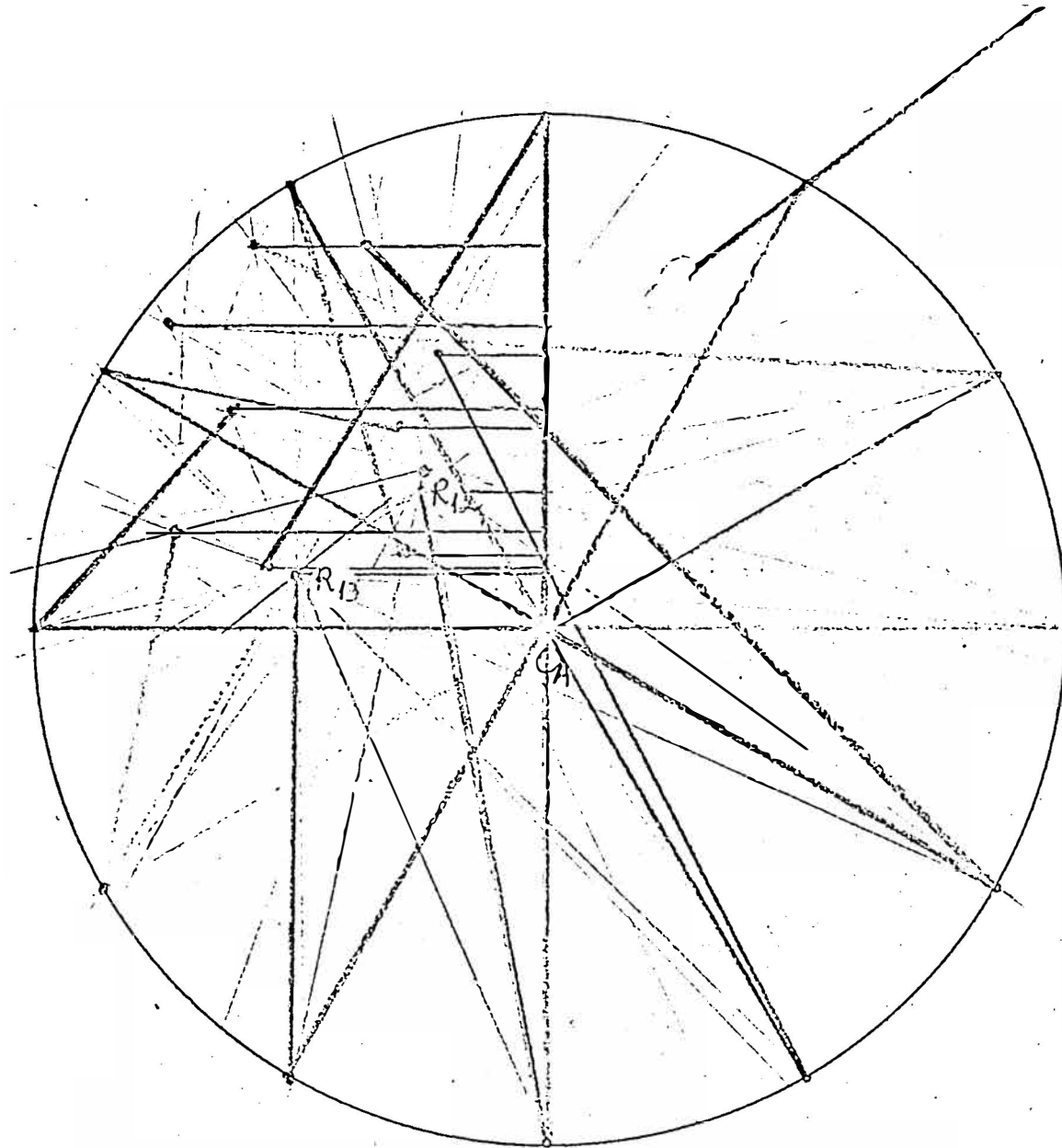


Fig. 15.- Síntesis con los mismos datos que para la fig. 8 pero con 12 posiciones de A_1 a 30° , en una circunferencia de 7 cm de radió.

Para lograr la síntesis óptima, y dado el fra caso al elegir arbitrariamente el punto A_1 , se usa rán todas las alternativas posibles para dicho punto. Dicho de otro modo: con A_1 se barrerá todo el plano. Como el plano tiene infinito número de puntos, se usa rá un cierto número de ellos distribuidos adecuada mente. Para esta distribución adecuada se tomarán puntos igualmente espaciados a lo largo de cada circunferencia con centro en O_A , desde una circunferencia pequeña hasta una circunferencia grande. Se ha elegido desde una circunferencia de 1 cm de radio, hasta otra de 7 cm de radio variando de centímetro en centímetro. En cada circunferencia se han tomado 12 puntos igualmente espaciados a 30° partiendo de la intersección de la parte positiva del eje X con la circunferencia. Entonces se tienen que realizar $7 \times 12 = 84$ síntesis iguales a la de la figura 8. Estas síntesis abarcan desde la figura 9 hasta la figura 15. En cada una de las figuras se han borrado muchas líneas de construcción quedando dibujados los 12 deslizadores manivela en su posición "1".

Del estudio de las 7 figuras se deduce lo siguiente:

a) No tiene sentido probar alternativas en circunferencias de radios menores que 1 cm porque se

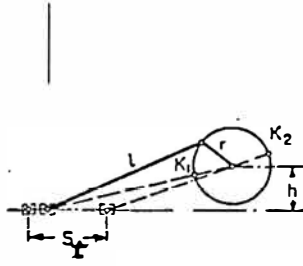


Fig. 16.- Deslizador-manivela para demostrar la relación entre h y S_t .

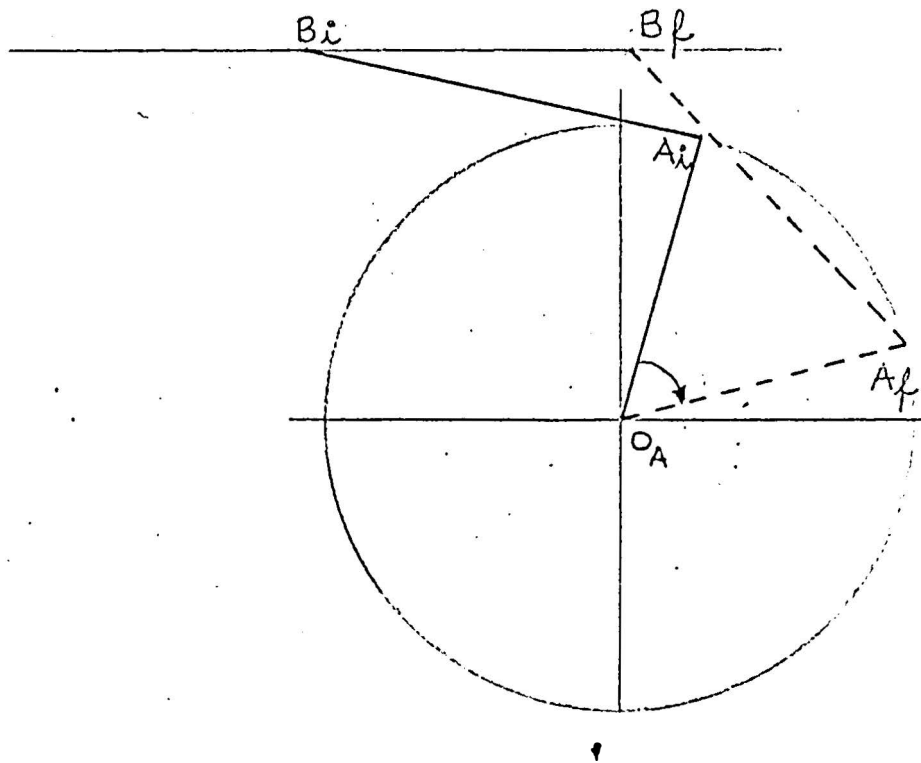


Fig. 17.- Deslizador-manivela con $\Delta\theta = -60^\circ$ y A_1 en el cuadrante superior derecho.

obtienen deslizadores-manivela sumamente desproporcionados. Sin embargo, el que la manivela sea mucho más corta que el desplazamiento requerido no es impedimento para la existencia de deslizadores-manivela que funcionen, como se demuestra en la figura 16.

S_t es el espacio máximo recorrido por el deslizador cuando la manivela da una vuelta completa. La relación existente entre h y S_t es:

$$S_t = \sqrt{(1+r)^2 - h^2} - \sqrt{(1-r)^2 - h^2}$$

donde para un r fijo, S_t se puede hacer crecer a discreción aumentando el valor de h .

b) No vale la pena probar alternativas en circunferencias de radios mayores que 7 cm porque las tendencias de posición de cada uno de los 12 deslizadores-manivela se preven.

c) Casi todos los puntos B_j caen en los cuadrantes superiores izquierdos.

d) La mayoría de los deslizadores-manivela que tienen su manivela en los cuadrantes inferiores izquierdos al empezar el movimiento (un desplazamiento angular de -180°) causan el desplazamiento de B hacia la izquierda lo cual es inconveniente. La mayoría

de los que tienen su manivela en los cuadrantes inferiores derechos tienen un punto muerto, cuando esta pasa por la parte negativa del eje "y", lo cual es también inconveniente. Se llama punto muerto a la posición de un mecanismo en el que cuando la entrada se mueve con un cierto sentido, la salida puede moverse en un sentido o en el sentido opuesto; es decir, hay indeterminación. Sucede punto muerto en un deslizador-manivela cuando la biela queda en posición perpendicular a la dirección de desplazamiento del deslizador.

e) En ninguno de los deslizadores-manivela la manivela puede dar una vuelta completa porque al pasar ésta por el semieje "y" opuesto al que es cortado por la recta de recorrido del deslizador sucede un punto muerto, o la longitud de la biela es insuficiente para llegar a esa posición.

f) Ninguno de los mecanismos sintetizados en las 7 circunferencias sirve para la relación de movimiento que requiere obtenerse, porque en ellos se presenta uno o varios de los inconvenientes ya explicados. En la figura con circunferencia de 1 cm de radio ninguno sirve. En las figuras con circunferencias de 2 a 7 cm de radio el mecanismo que tiene la manivela coincidiendo con el semieje positivo "y"

funciona adecuadamente entre las posiciones inicial, 1,2 y 3, pero no llega a la posición "f" por insuficiente longitud de la biela (la construcción para comprobarlo así como las construcciones para probar que muchos de los o -tros deslizadores-manivela no sirven, se han borrado, evitando así la complicación de líneas). En la figura con $r = 4$ cm el mecanismo que tiene su manivela a 60° del semieje positivo "y" parece que sirve; pero examinándolo con más cuidado se encuentra que inmediatamente antes de la posición "f" tiene un avance (hacia la derecha) y luego un retroceso, por lo que también es descartado. En la figura con $r = 3$ parece que funcionan bien 3 mecanismos, los de manivelas a 30° , 60° y 90° del semieje positivo "y". Examinándolos con cuidado encontramos que los 3 son inconvenientes. El de manivela a 30° llega a la posición 3 pero no a la "f". El de manivela a 60° tiene el ligero inconveniente de que para la posición "f" la biela queda en posición cercana a la perpendicular a la recta de desplazamiento del deslizador, lo que trae dificultades de transmisión de movimiento (Cuando la biela está perpendicular no se puede transmitir movimiento de la manivela al deslizador). El de manivela a 90° tiene un avance y retroceso inmediatamente antes de "f".

El que no exista un deslizador-manivela completamente adecuado para la relación de movimientos requerida se debe principalmente a que 180° es un ángulo demasiado grande para ser transformado. Sería más fácil encontrar

un mecanismo adecuado para transformar 90° y sumamente fácil para transformar un ángulo tan pequeño como 10° . Todo esto debido a que a medida que el ángulo es más pequeño el arco de circunferencia barrido se parece más a un segmento de recta.

Si se trabajase con un desplazamiento angular de -60° se podrían preveer las siguientes tendencias:

1) Si el barrido del ángulo sucediese en el cuadrante superior derecho, el punto B_1 estaría en el cuadrante superior izquierdo y se podría obtener un mecanismo adecuado como se ve en la figura 17. Para un desplazamiento angular constante de la manivela se logra un desplazamiento constante de B porque la disminución del desplazamiento horizontal de A, desde A_1 hasta A_2 , se compensa con el desplazamiento vertical de A, desde A_1 hasta A_2 . Este desplazamiento vertical en A causa un desplazamiento horizontal en B.

2) Si el barrido del ángulo sucediese en el cuadrante superior izquierdo, el punto B_1 estaría en el cuadrante superior derecho y también se podría obtener un mecanismo adecuado. La figura que correspondería a este mecanismo sería igual a la de la figura 17 pero rotada 180° alrededor del eje "y", además de ser intercambiados los subíndices 1 y 2.

Para sintetizar el deslizador-manivela deseado se elige ahora $\Delta\theta = -120^\circ$. Si el indicador pivotado tiene un rango de 90° elegiríamos $\Delta\theta = -90^\circ$. En este último caso se seguirían los mismos pasos que para 180° aunque se hallaría más fácilmente una solución adecuada.

Los valores para la nueva síntesis son: $\Delta S = +8$ cm, $\Delta\theta = -120^\circ$.

Los puntos de precisión en θ y sus incrementos entre las posiciones 1 y 2, y 1 y 3 son:

$$\begin{aligned} \theta_{i1} &= -60 + 60 \times 0.866 = -8.04 & \theta_{12} &= -51.96 \\ \theta_{i2} &= -60 & &= -60.00 \\ \theta_{i3} &= -60 - 60 \times 0.866 = -111.96 & \theta_{13} &= -103.92 \end{aligned}$$

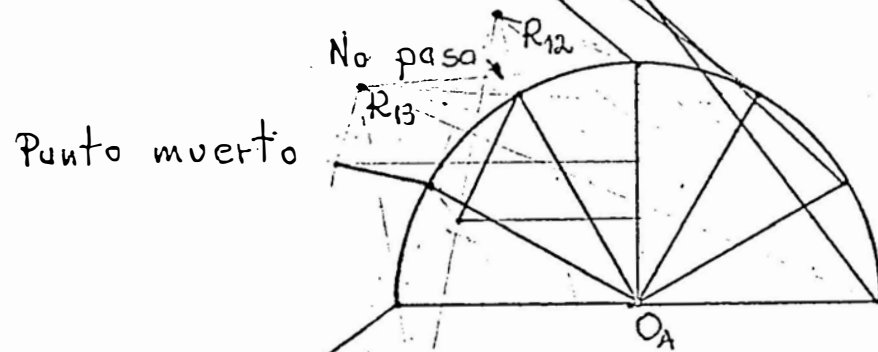
$$\frac{-\theta_{12}}{2} = -25.98^\circ \quad \text{y} \quad \frac{-\theta_{13}}{2} = -51.96$$

Para S tenemos:

$$\frac{-S_{12}}{2} = -1.732 \quad \text{y} \quad \frac{-S_{13}}{2} = -3.464$$

Con estos valores se construyen R_{12} y R_{13} . Luego se elige A_1 y mediante las rectas "u" y "v" se halla B_1 por intersección, del mismo modo que en la figura 8.

Fig. 18.- Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 3 cm de radio ($\Delta S = +8\text{cm}, \Delta\theta = -120^\circ$).



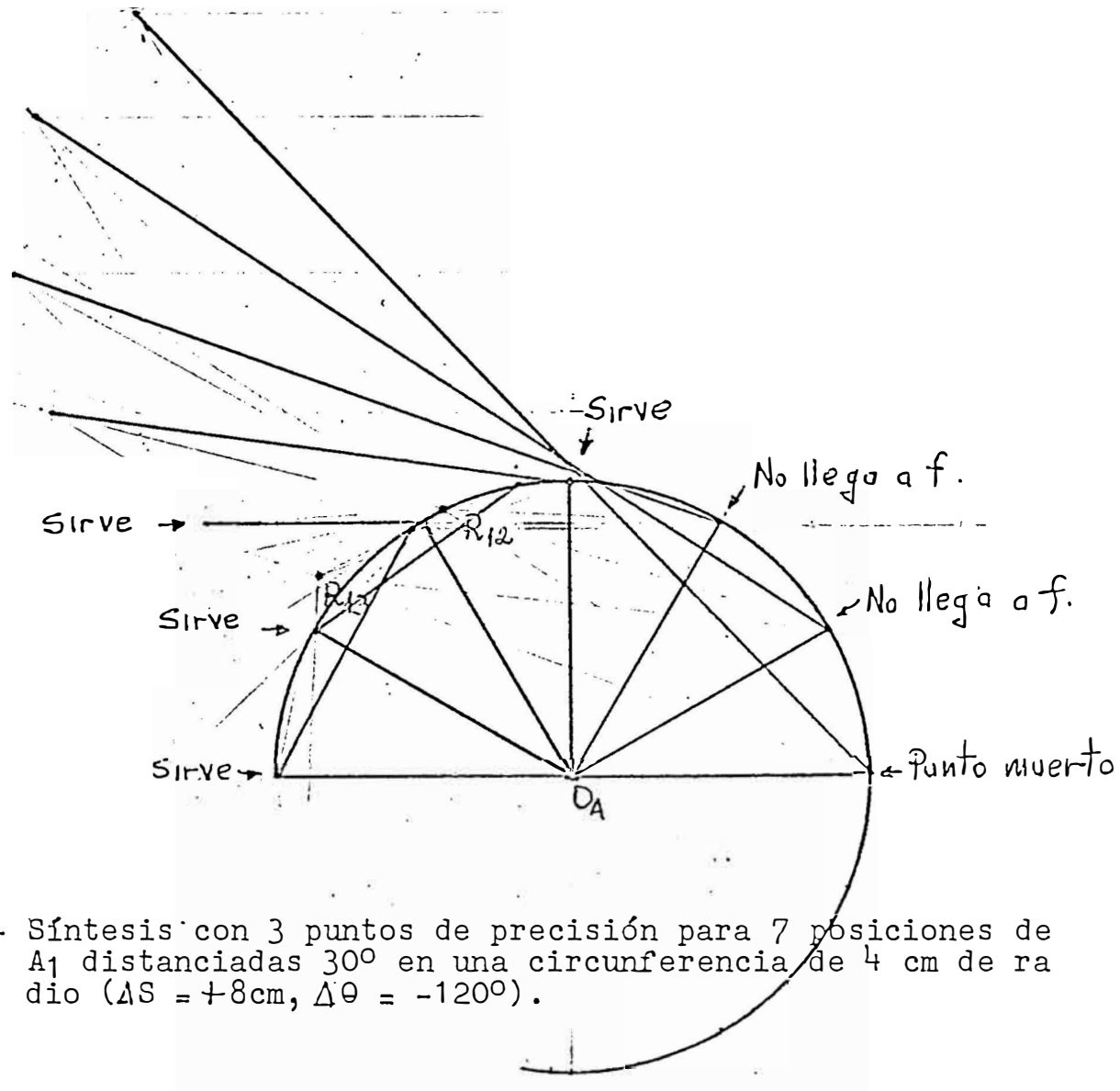


Fig. 19.- Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 4 cm de radio ($\Delta S = +8\text{cm}$, $\Delta\theta = -120^\circ$).

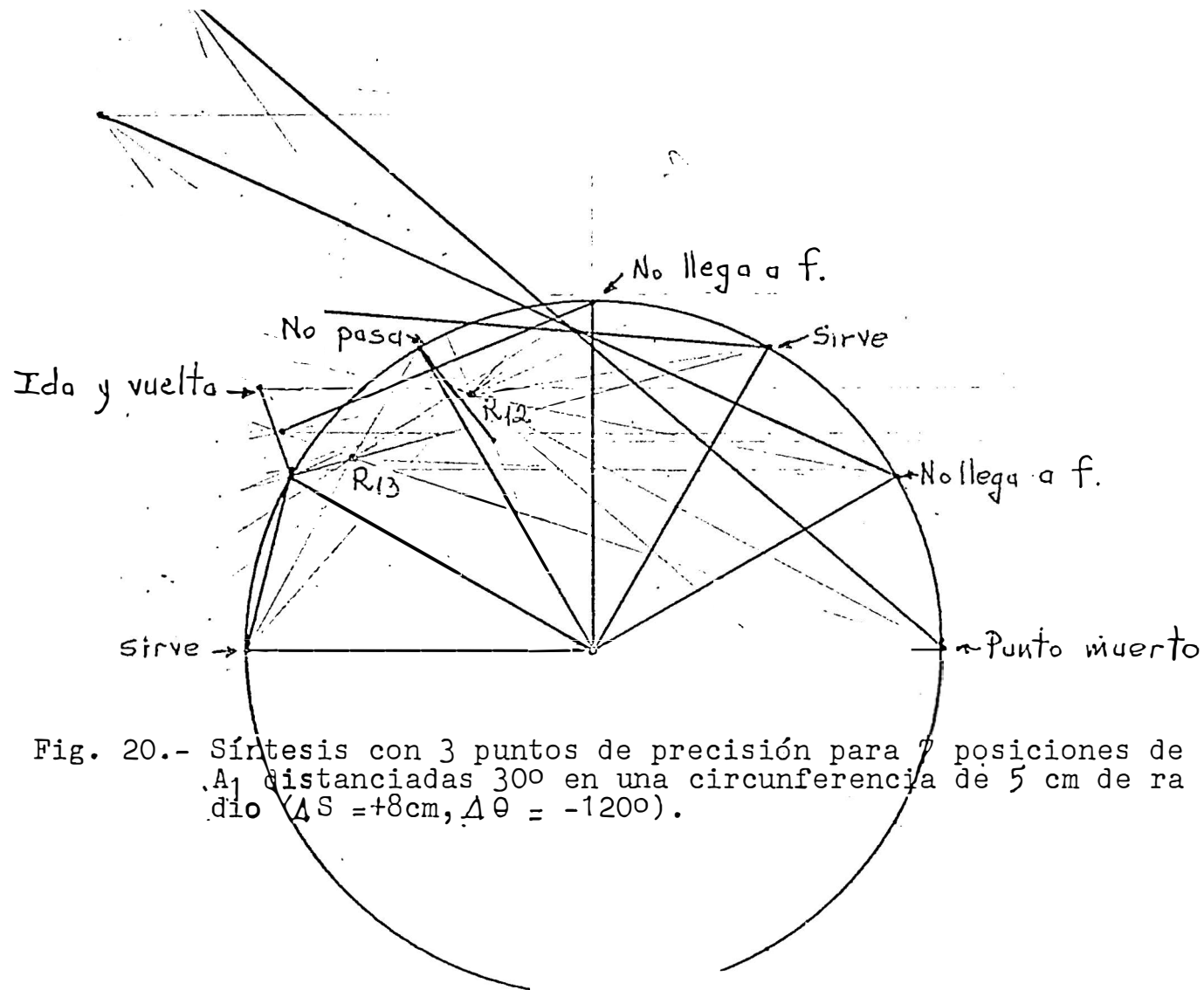


Fig. 20.- Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 5 cm de radio ($\Delta S = +8\text{cm}$, $\Delta \theta = -120^\circ$).

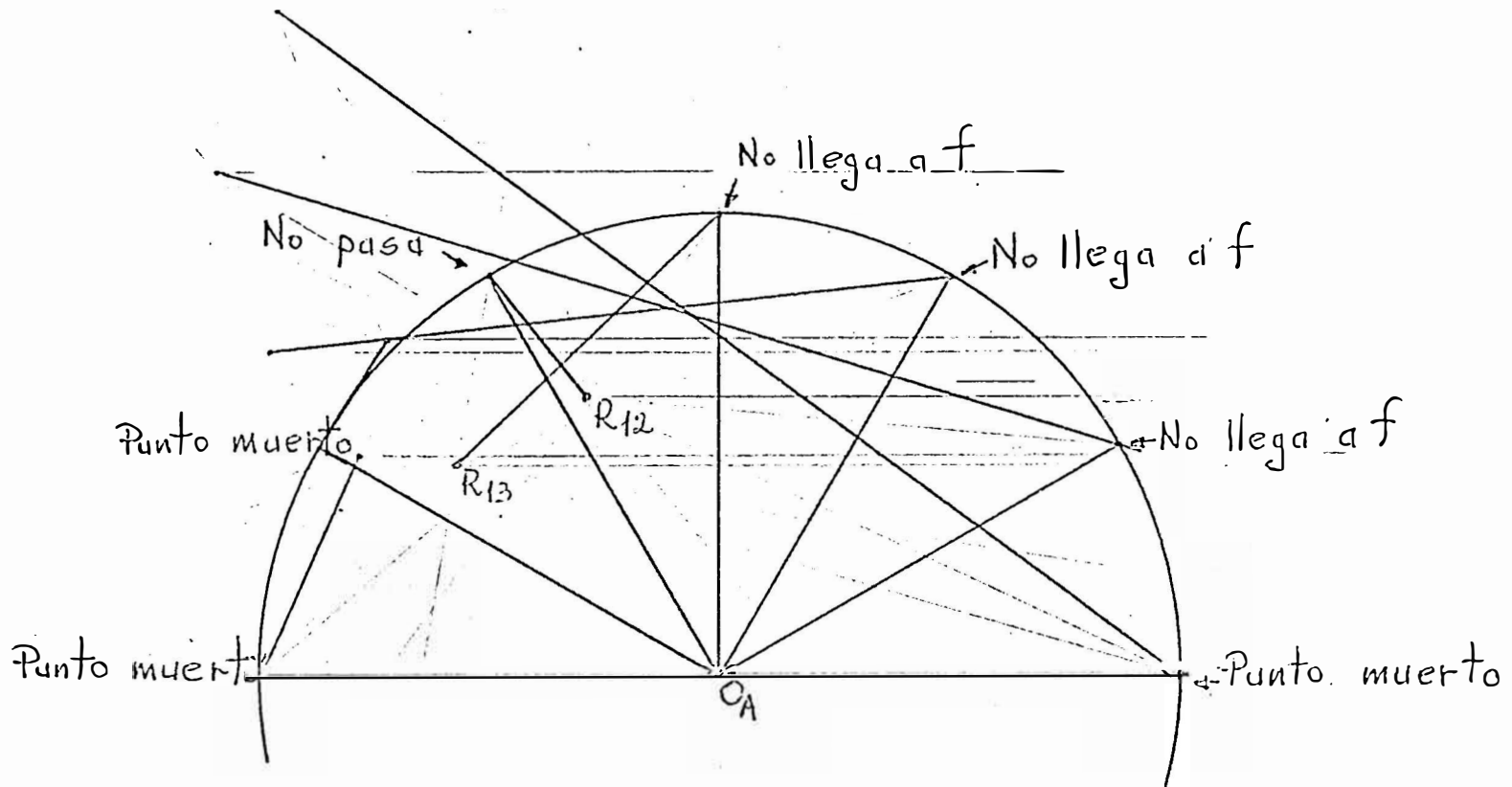


Fig. 21.3 Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 6 cm de radio ($\Delta S = +8\text{cm}$, $\Delta \theta = -120^\circ$).

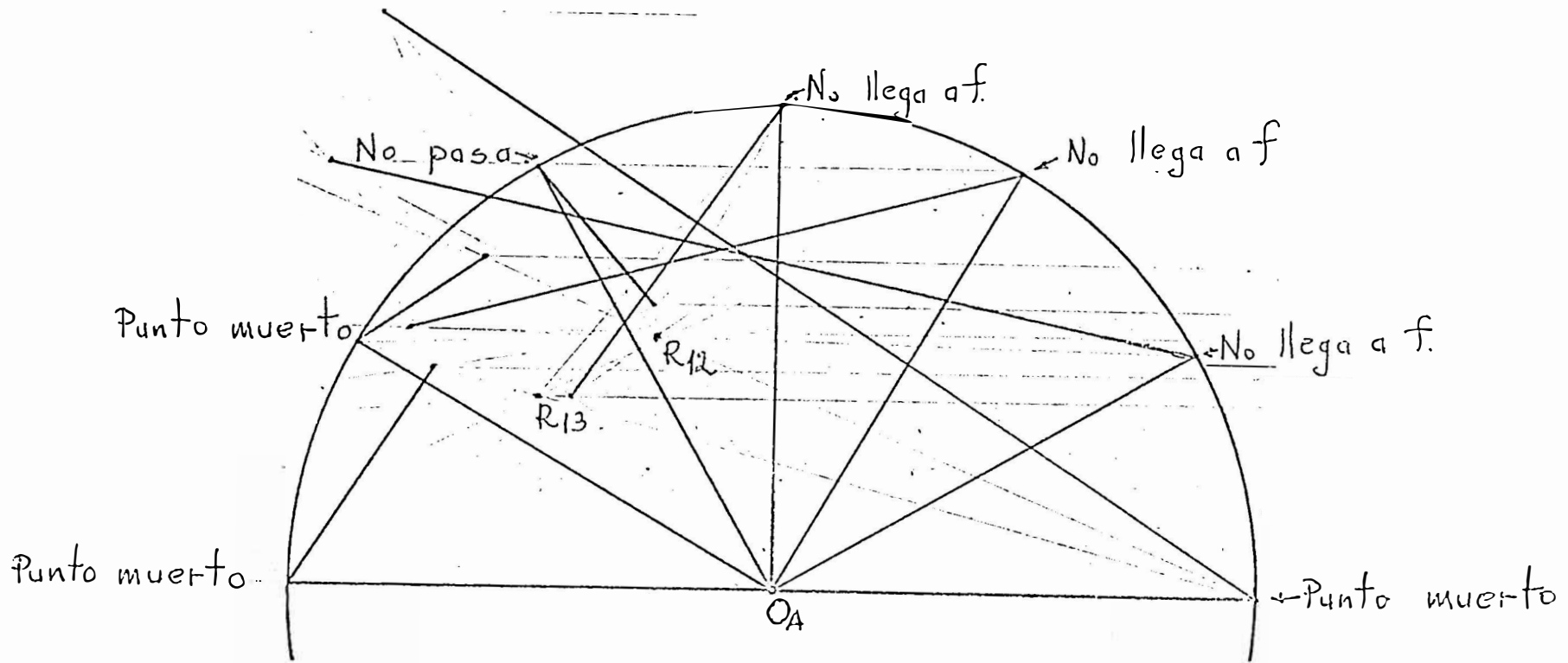


Fig. 22.- Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 7 cm de ra dio ($\Delta S = +8\text{cm}$, $\Delta\theta = -120^\circ$).

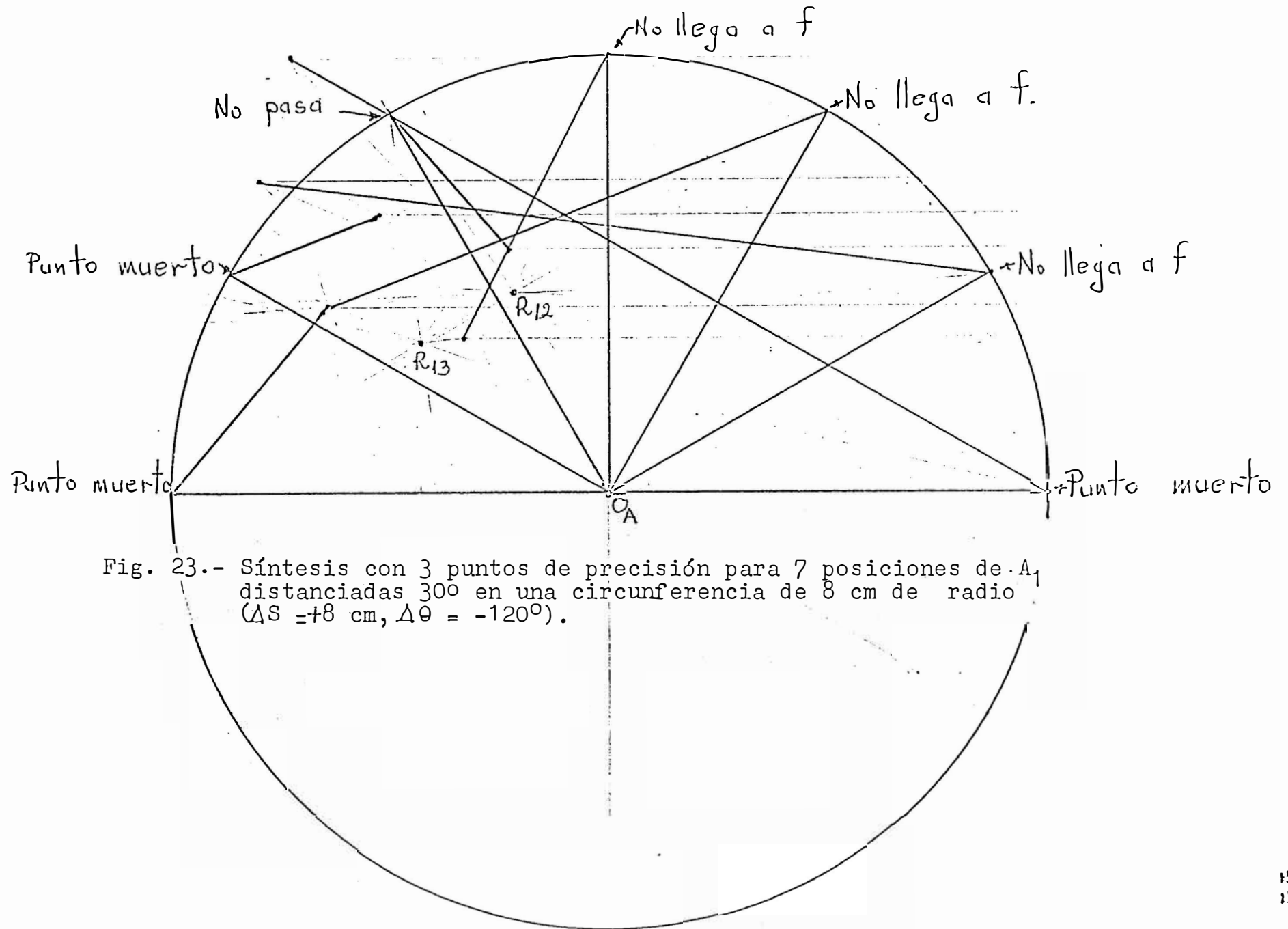


Fig. 23.- Síntesis con 3 puntos de precisión para 7 posiciones de A_1 distanciadas 30° en una circunferencia de 8 cm de radio ($\Delta S = +8$ cm, $\Delta \theta = -120^\circ$).

Para hallar el deslizador-manivela óptimo se volverán a distribuir puntos A_1 en el plano pero esta vez sólo se usarán los 2 cuadrantes superiores por que los inferiores dan mecanismos que no sirven, como se dedujo de las figuras 9 a 15. Se usarán circunferencias con radios de 3 cm a 8 cm, variando de cm en cm. En cada circunferencia se dibujarán 7 puntos A_1 espaciados a 30° . Las figuras correspondientes abarcan desde la 18 hasta la 23.

Los defectos que se presentan en los deslizador-manivela pueden ser, entre otros, los siguientes:

a) No pasa. Cuando la manivela con posición 1 en el cuadrante izquierdo no llega a la posición vertical por insuficiente longitud de la biela.

b) Punto muerto. Cuando la manivela al pasar por la posición vertical tiene su biela también vertical y en consecuencia hay indeterminación del movimiento de la biela y el deslizador.

c) No llega a f. Cuando la biela tiene insuficiente longitud para permitir al mecanismo llegar a la posición final.

d) Ida y Vuelta. Cuando durante el avance de la manivela, el deslizador en algún momento se mueve en sentido opuesto a su sentido general de movimiento.

Los defectos están indicados en cada uno de los deslizadores-manivela de las figuras 18 a 23.

Del estudio de estas figuras se deduce lo siguiente:

1) En la figura con 3 cm de radio, ningún deslizador-manivela es útil para la relación de movimientos que se necesita porque o se presenta algún defecto o el mecanismo resulta con forma desproporcionada. No se han usado radios menores que 3 cm porque la desproporción sería mayor.

2) En las figuras con 6, 7 y 8 cm de radio ningún mecanismo sirve porque se presentan defectos. Tampoco se usan radios mayores que 8 cm porque la tendencia es a acentuar dichos defectos.

3) En las figuras con 4 y 5 cm de radio hay varios mecanismos que pueden usarse. En la de 4 cm hay mayor número de mecanismos que pueden utilizarse. En ella son muy adecuados los que tienen su manivela ca-

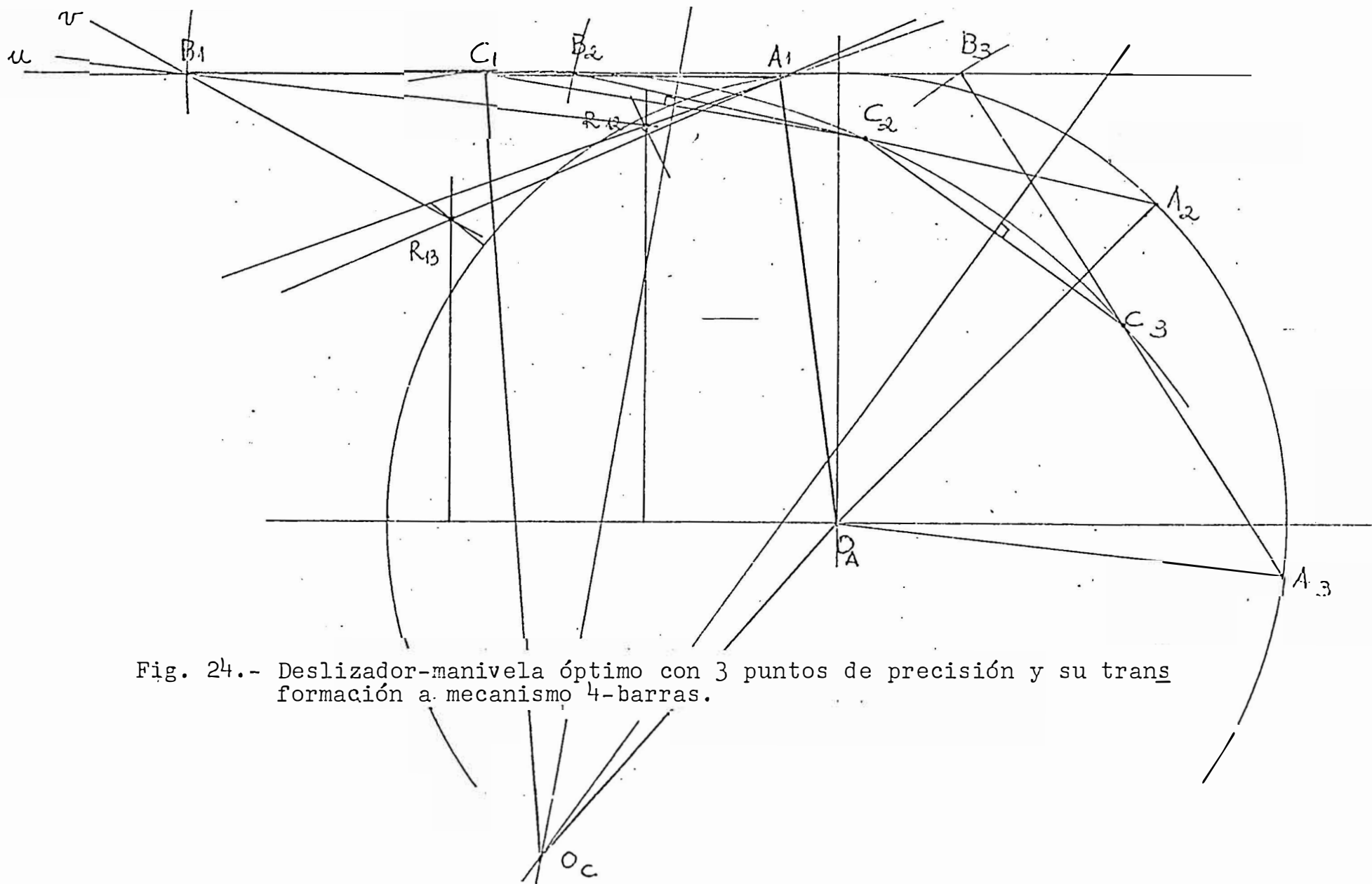


Fig. 24.- Deslizador-manivela óptimo con 3 puntos de precisión y su transformación a mecanismo 4-barras.

si vertical.

El deslizador-manivela que se elige por ser muy adecuado es uno que tiene su manivela de 4 cm y a 7.5° a la izquierda del semieje positivo "y". Se elige a 7.5° , porque de ese modo se barre con la manivela desde la posición inicial hasta la final todo el cuadrante superior derecho y aproximadamente 15° a la izquierda de su semieje positivo "y", y hacia abajo de su semieje positivo "X".

En la figura 24 se ha construido a escala doble todo el mecanismo. Primero se ubicaron R_{12} y R_{13} luego se trazó el punto A_1 y se halló por intersección B_1 .

III.3. Esquema previo del 4-barras equivalente.

Se va a construir en base al deslizador-manivela de la figura 24 un 4-barras, en el mismo gráfico, tal que asegure que las posiciones de A B dentro del 4-barras sean las mismas que tenía cuando formaba parte del deslizador-manivela, en los 3 puntos de precisión solamente.

Primero se dibuja el deslizador-manivela en las

posiciones correspondientes a los 3 puntos de precisión.

Se puede hallar una barra pivotada $O_C C$ tal que cumpla los requerimientos anteriores eligiendo un punto C cualquiera dentro de AB , dibujándolo en sus 3 posiciones y hallando O_C como intersección de las mediatrices a los segmentos de recta $C_1 C_2$ y $C_2 C_3$.

Si el punto C se eligiese cercano a A , el punto O_C se acercaría demasiado a O_A lo que traería dificultades de transmisión del movimiento. Si C se eligiese cercano a B , $O_C C$ sería demasiado larga lo cual daría como consecuencia un mecanismo demasiado desproporcionado. Para la figura se ha elegido C en la mitad de AB , resultando un 4-barras con muy buenas cualidades de transmisión de movimiento.

III.4. Curva de error del mecanismo.

El error que puede tener el 4-barras, o lo que es igual, la desviación de B respecto a la posición esperada, cuando A se halla en una cierta posición, puede tener 2 orígenes:

a) Debido al método de diseño mismo, pues éste

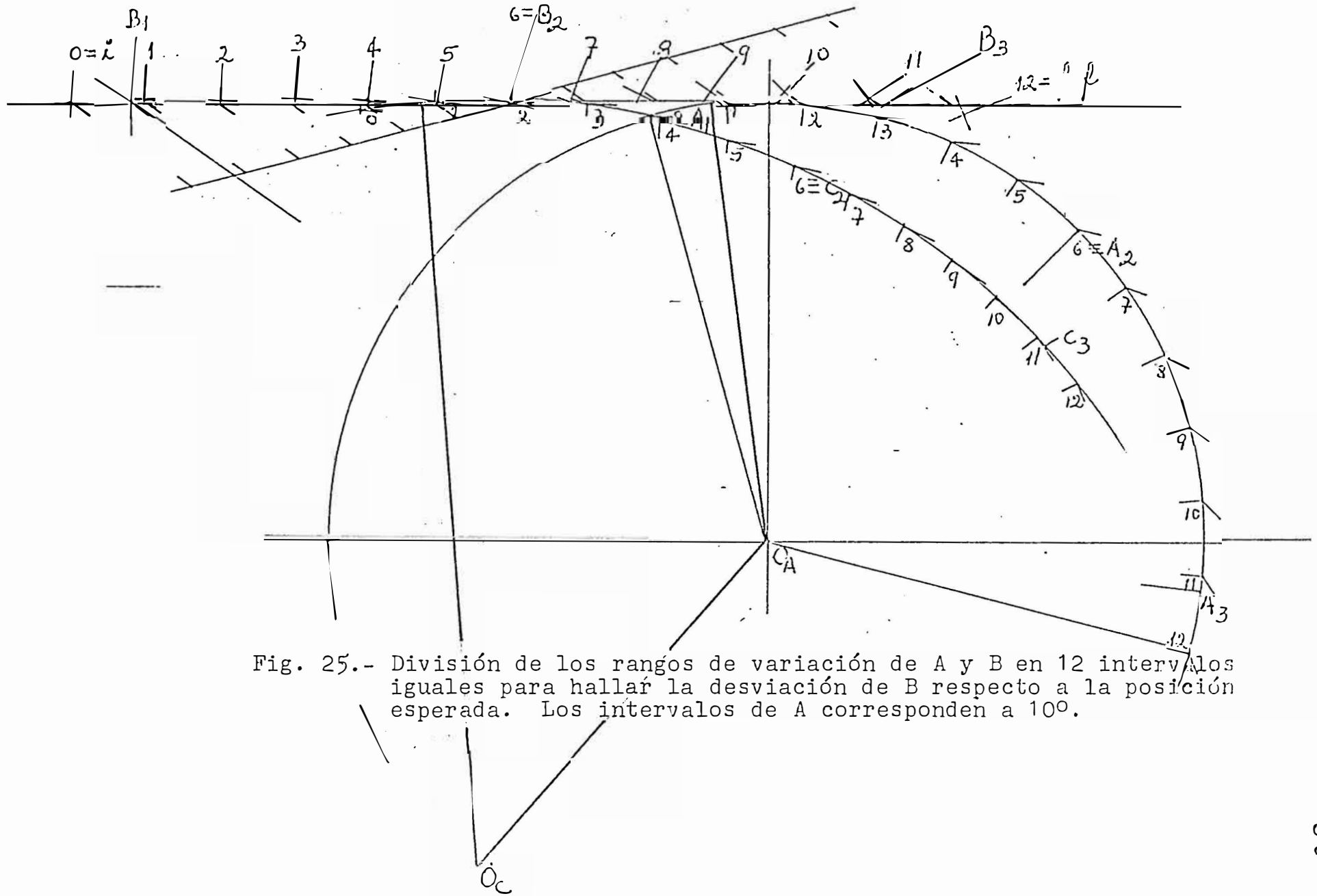
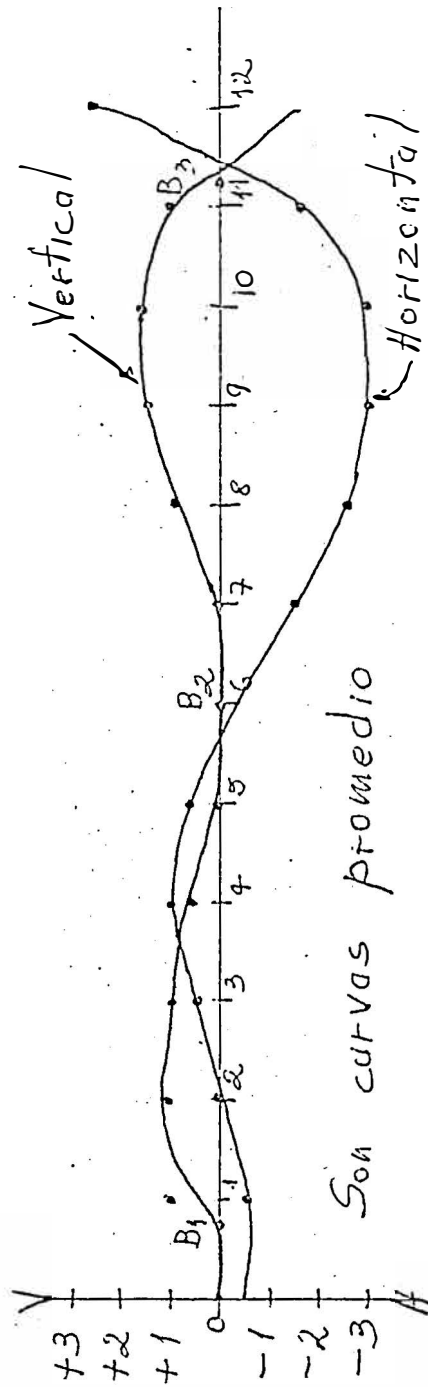


Fig. 25.- División de los rangos de variación de A y B en 12 intervalos iguales para hallar la desviación de B respecto a la posición esperada. Los intervalos de A corresponden a 10°.

H	V
0	-0.5
1	+1.0
2	0
3	+1.0
4	+1.0
5	+0.5
6	0
7	0
8	-1.5
9	-2.5
10	-3.0
11	-3.0
12	-1.5
	+2.5
	-1.5

Fig. 26. Curva del error del 4-barras con 3 puntos de precisión.



En los puntos de
precisión ambos erro-
res son nulos

sólo asegura el cumplimiento de la relación de posiciones en los puntos de precisión. Se llama error estructural.

b) Debido a la inexactitud en las construcciones gráficas durante todo el proceso de diseño. Se llama error gráfico.

El error que se medirá es la suma de los 2 errores anteriores.

En el actual movimiento del punto B hay desviación no sólo a lo largo de la recta de B_1 , B_2 y B_3 (como sucedía con el deslizador-manivela) sino también hay desviación o alejamiento de dicha recta.

El error se mide en milímetros directamente sobre la figura. Será positivo en el error horizontal (a lo largo de la recta de B_1 , B_2 y B_3) si la posición de B resultante está a la derecha de la posición esperada. Será positivo el error vertical si la posición de B resultante se halla encima de la esperada.

En la figura 26 el error vertical positivo se ha dibujado hacia arriba del eje X y el error horizontal negativo hacia abajo del eje X.

Por la forma de las curva se deduce que la gran parte del error es estructural. Si la mayor parte se debiese al error gráfico las curvas tendrían cambios bruscos y habría gran posibilidad de que no intersecaran el eje X en las zonas de los 3 puntos de precisión.

El máximo error absoluto horizontal es 3.0 mm. El máximo error absoluto vertical es 1.5 mm. Como la longitud total del intervalo $B_i B_f$ a escala doble es 160 mm estos errores corresponden a 1.9% y 0.9% respectivamente.

Con las síntesis con 4 puntos de precisión disminuirá el máximo error absoluto.

IV

SINTESIS DEL MECANISMO CON 4 PUNTOS DE PRECISION.

IV.1. Elección de los puntos de precisión.

Para 4 puntos de precisión también se puede usar espaciamento Chebyshev pero dicho espaciamento sólo es una referencia, para minimizar el error entre los puntos de precisión, en la mayoría de los casos. El espaciamento Chebyshev es la solución óptima para la selección de los puntos de precisión solamente cuando la función que se quiere cumpla la salida respecto a la entrada ($f(X)$) es un polinomio de grado n y la función que representa el movimiento real de la salida respecto a la entrada $F(X)$, es un polinomio de grado $n-1$, siendo n el número de puntos de precisión.

Si usamos espaciamento Chebyshev obtenemos en el ΔS la siguiente distribución:

$$S_{i1} = 4 - 4 \cos 22.5^\circ = 0.3044$$

$$S_{i2} = 4 - 4 \sin 22.5^\circ = 2.4692$$

$$S_{i3} = 4 + 4 \sin 22.5^\circ = 5.5308$$

$$S_{i4} = 4 + 4 \cos 22.5^\circ = 7.6956$$

Però se observa en la curva de error del 4-barras equivalente con 3 puntos de precisión (figura 26)

que el espaciamento Chebyshev no minimiza el error estructural entre puntos de precisión. El error estructural está minimizado cuando los máximos errores positivos son iguales y los máximos errores negativos son iguales, situación que se puede lograr desplazando los puntos de precisión hacia los puntos de mayor error (ver figura 6). En la figura 26 los mayores errores se presentan en la zona final del rango de variación del mecanismo. Por lo tanto para 4 puntos de precisión se elegirán estos puntos tales que respecto al espaciamento Chebyshev estén desplazados hacia la parte final del rango de variación. Entonces:

$$S_{i1} = 1, \quad S_{i2} = 4, \quad S_{i3} = 6, \quad S_{i8} = 8$$

De aquí en adelante todas las figuras relacionadas con el mecanismo estarán a escala doble, como las figuras 24 y 25, para disminuir en porcentaje el error gráfico.

Además, los correspondientes intervalos angulares están en la misma proporción. Entonces:

$$\begin{array}{llll} S_{12} = 3 & \theta_{12} = 45 & -S_{12}/2 = -1.5 & -\theta_{12}/2 = -22.5 \\ S_{13} = 5 & \theta_{13} = -75 & -S_{13}/2 = -2.5 & -\theta_{13}/2 = -37.5 \\ S_{14} = 7 & \theta_{14} = -105 & -S_{14}/2 = -3.5 & -\theta_{14}/2 = -52.5 \end{array}$$

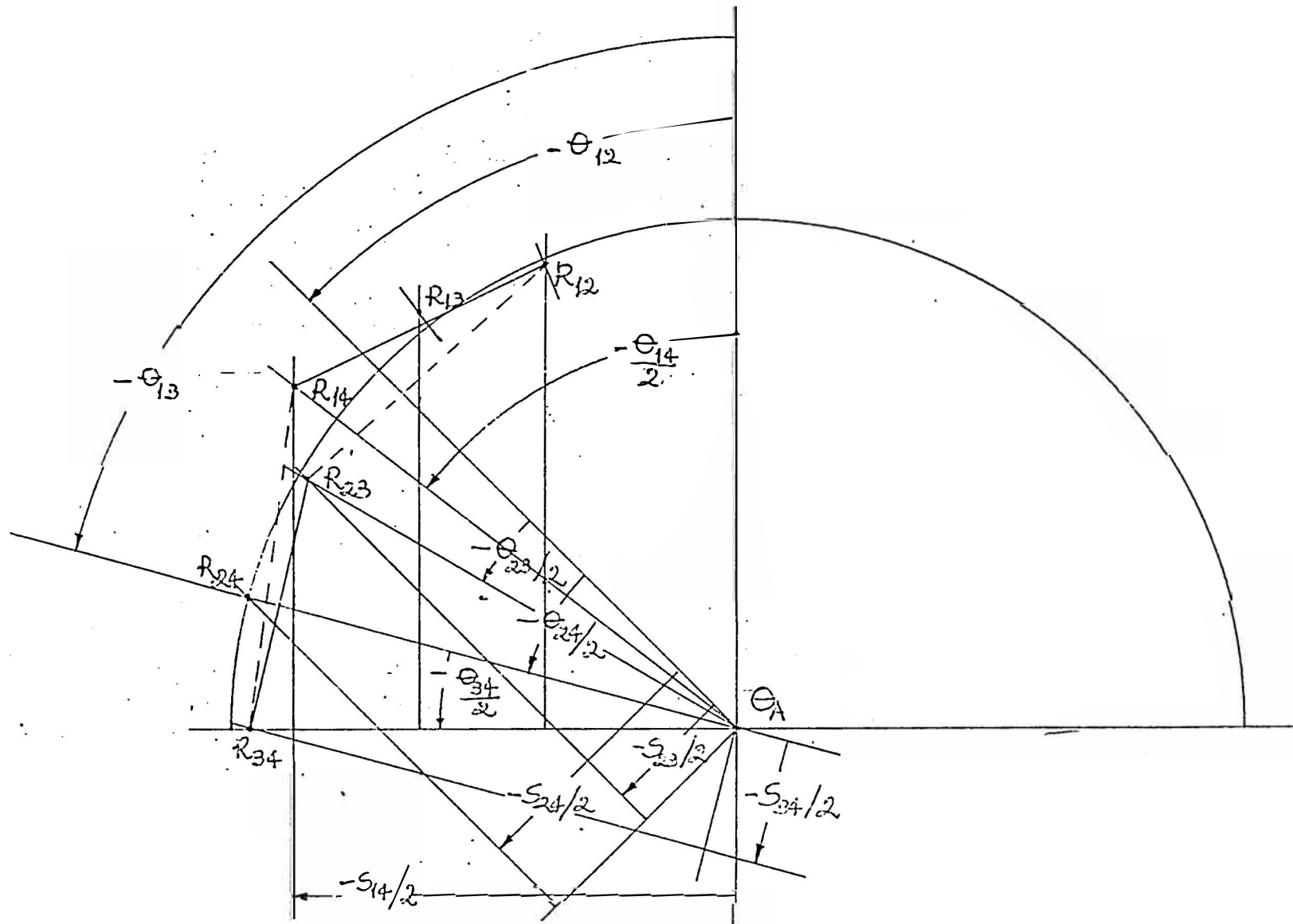


Fig. 27.- Ubicación de los rotocentros R_{12} , R_{13} , R_{14} , R_{23} , R_{24} y R_{34} .

$$\begin{array}{llll}
s_{23} = 2 & \theta_{23} = -30 & -s_{23/2} = -1. & -\theta_{23/2} = -15. \\
s_{24} = 4 & \theta_{24} = -60 & -s_{24/2} = -2. & -\theta_{24/2} = -30. \\
s_{34} = 2 & \theta_{34} = -30. & -s_{34/2} = -1. & -\theta_{34/2} = -15.
\end{array}$$

IV.2. Construcción de la curva de puntos centrales para el deslizador-manivela.

En la síntesis de un deslizador-manivela con 4 puntos de precisión se tiene que elegir la posición para el punto A_1 y luego hallar la correspondiente posición de B_1 , al igual que para 3 puntos de precisión. La diferencia radica en que A_1 no puede elegirse en cualquier lugar del plano cartesiano, sino solamente a lo largo de una cierta curva sobre dicho plano, la curva de puntos centrales para el deslizador-manivela.

Para construir la curva de puntos centrales se necesita varios de los siguientes rotocentros: R_{12} , R_{13} , R_{14} , R_{23} , R_{24} , R_{34} . Una vez conocidos todos se eligen los más convenientes.

En la figura 27 se han encontrado todos ellos. Los rotocentros R_{12} , R_{14} y R_{13} se construyen como se construyó R_{12} y R_{13} para 3 puntos de precisión. Los rotocentros R_{23} y R_{24} se construyen similarmente a los anteriores pero rotando los ejes X e Y, un ángulo $-\theta_{12}$

alrededor del punto O_A . El rotocentro R_{34} se halla rotando los ejes X e Y, un ángulo $-\theta_{13}$.

Luego se elige un cuadrilátero de rotocentros opuestos adecuado, para de 2 de sus lados opuestos trazar mediatrices cuyos puntos (de estas mediatrices) servirán de centro de circunferencias con las que se hallará la curva de puntos centrales. Cuadrilátero de rotocentros opuestos es aquel cuadrilátero cuyos 4 vértices son rotocentros tales que los 2 que están en los extremos de cada diagonal tienen en sus 2 subíndices los números 1, 2, 3 y 4. R_{14} y R_{23} son rotocentros opuestos. El cuadrilátero de rotocentros opuestos elegido es el $R_{14} R_{12} R_{23} R_{24}$. En él se trazan las mediatrices a los lados opuestos $R_{14} R_{12}$ y $R_{23} R_{34}$ como se ve en la figura 28. De R_{14} se dibujan diferentes ángulos agudos con el lado $R_{14} R_{12}$ y se intersecan las rectas que definen dichos ángulos con la mediatriz a ese lado dando como resultado los puntos 1,2,3; -1,-2,-3, etc. De R_{34} se trazan los mismos ángulos que se trazaron desde R_{14} y las intersecciones con la mediatriz a $R_{23} R_{34}$ se numeran de manera que las intersecciones correspondientes al mismo ángulo en ambas mediatrices tengan el mismo número. Luego se intersecan las circunferencias de centro en los puntos numerados de una mediatriz con las circunferencias de centro en los puntos del mismo número de la otra mediatriz. Cada inter

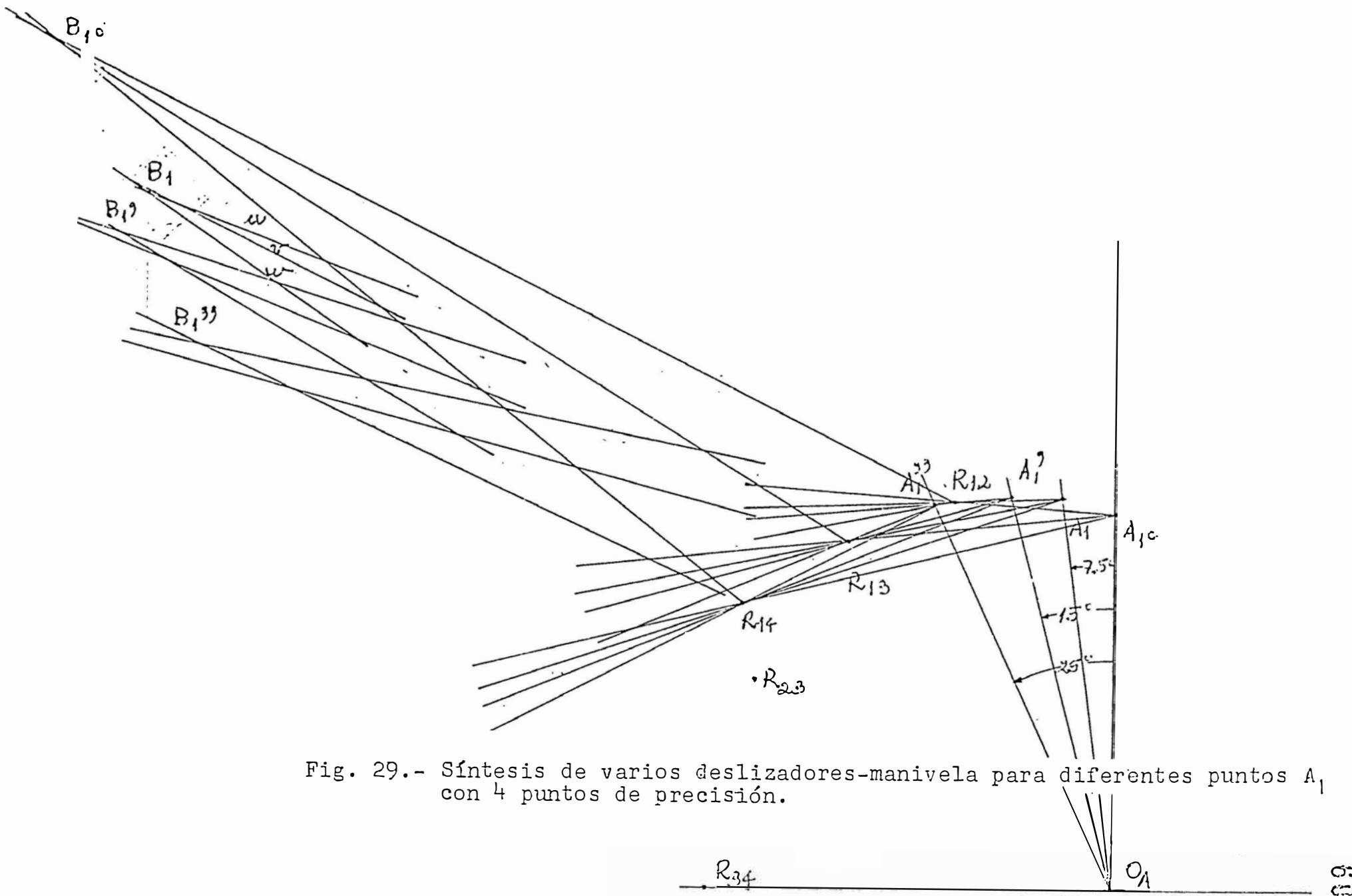


Fig. 29.- Síntesis de varios deslizadores-manivela para diferentes puntos A_1 con 4 puntos de precisión.

sección de 2 circunferencias da 2 puntos que pertenecen a la curva de puntos centrales. Los rotocentros también pertenecen a la curva de puntos centrales. Posteriormente se traza la curva promedio a los puntos hallados en orden sucesivo y se tiene la curva de puntos centrales.

IV.3. Esquema final del deslizador-manivela.

Sobre la curva de puntos centrales elegimos A_1 a 7.5° a la izquierda del semieje positivo "y", al igual que para 3 puntos de precisión. A_1O_A resulta tener 7.4 cm, longitud un poco menor que la de la manivela en la síntesis con 3 puntos de precisión (8 cm).

B_1 se puede hallar por intersección de las rectas u y v (ver figura 29), correspondientes a los rotocentros R_{12} y R_{13} como en 3 puntos de precisión. La recta w correspondiente al rotocentro R_{14} y que está girada alrededor de R_{14} un ángulo $+\theta_{14}/2$ respecto a $R_{14}A_1$ también debe pasar por B_1 (ver figura 29). En dicha figura las 3 rectas no se intersecan exactamente en el mismo punto debido a inexactitud gráfica en alguno de los procesos de construcción sobre el papel, inexactitud que se hace notoria debido a que la diferencia de posición angular de las 3 rectas es pequeña (si se gira ángulos muy pequeños a 2 de las rectas, se pue

de lograr paralelismo). Sin embargo, se tiene una idea aproximada de donde caerá B_1 y de la longitud A_1 B_1 . Esta longitud es bastante grande comparada con la que se obtuvo con 3 puntos de precisión para la misma posición angular de la manivela.

Se quiere hallar mejor solución y probamos con la manivela coincidiendo con el eje "y" (ver figura 29). Ello porque se quiere distribuir aproximadamente 15° a la izquierda del semieje positivo "y" y 15° hacia abajo del semieje positivo "X" para formar los 120° con los 90° existentes entre ambos semiejes positivos y dado que el $\theta_{i1} = -15^\circ$. La misma distribución de las posiciones "i" y "f" se hizo en la solución final del deslizador-manivela con 3 puntos de precisión. A la primera posición en esta nueva síntesis llamamos 1° . Luego se halla B_{10} por intersección de las 3 rectas. Aunque no hay coincidencia exacta se tiene una idea de la longitud de la biela y resulta ser bastante mayor que para el caso anterior. De estas 2 síntesis se intuye que la biela será menor a medida que A_1 esté más hacia la izquierda. Como se está buscando una biela pequeña se prueba con las posiciones A_{19} y A_{199} a 15° y 25° a la izquierda del semieje positivo "y" y se obtienen realmente menores longitudes de biela. Parece que la solución óptima se hallaría balanceando adecuadamente 2 tendencias entre A_{199} y A_{10} .

a) A medida que A_1 se elige más hacia la izquierda disminuye la longitud de la biela.

b) A medida que A_1 se elige más hacia la derecha se centra más adecuadamente el $\Delta\theta = -120^\circ$ en el cuadrante superior izquierdo.

Para decidirse por una posición lo primero que se tiene que hacer es hallar exactamente los puntos B_1 ; lo que se realiza en la figura 30.

En la figura 30 se hace uso de una propiedad que poseen los triángulos formados por ciertos rotocentros. Para el triángulo rotocéntrico $R_{13}R_{14}R_{34}$ se cumple que:

$$a) \quad Ag R_{13}R_{14} = R_{34}R_{13}A_1$$

$$b) \quad Ag R_{34}R_{14} = R_{13}R_{34}A_1$$

siendo Ag la imagen de B_1 respecto a la recta que pasa por $R_{13}R_{14}$.

Se indicarán los pasos para la construcción de B_1 en base a A_{10} :

1) Se trazan las rectas $R_{13}A_{10}$ y $R_{34}A_{10}$ que intersecan respectivamente a las circunferencias (k) y K en los puntos x y X .

2) Sobre k se mide la cuerda mx que abarca un arco angular positivo y se traza la misma cuerda a partir del punto n de modo que abarque un arco angular negativo para llegar a un cierto punto que se llama "y".

3) Sobre K se mide la cuerda MX que abarca un arco angular negativo y se traza la misma cuerda a partir del punto N de modo que abarque un arco angular positivo para llegar a un cierto punto que se llamará "y".

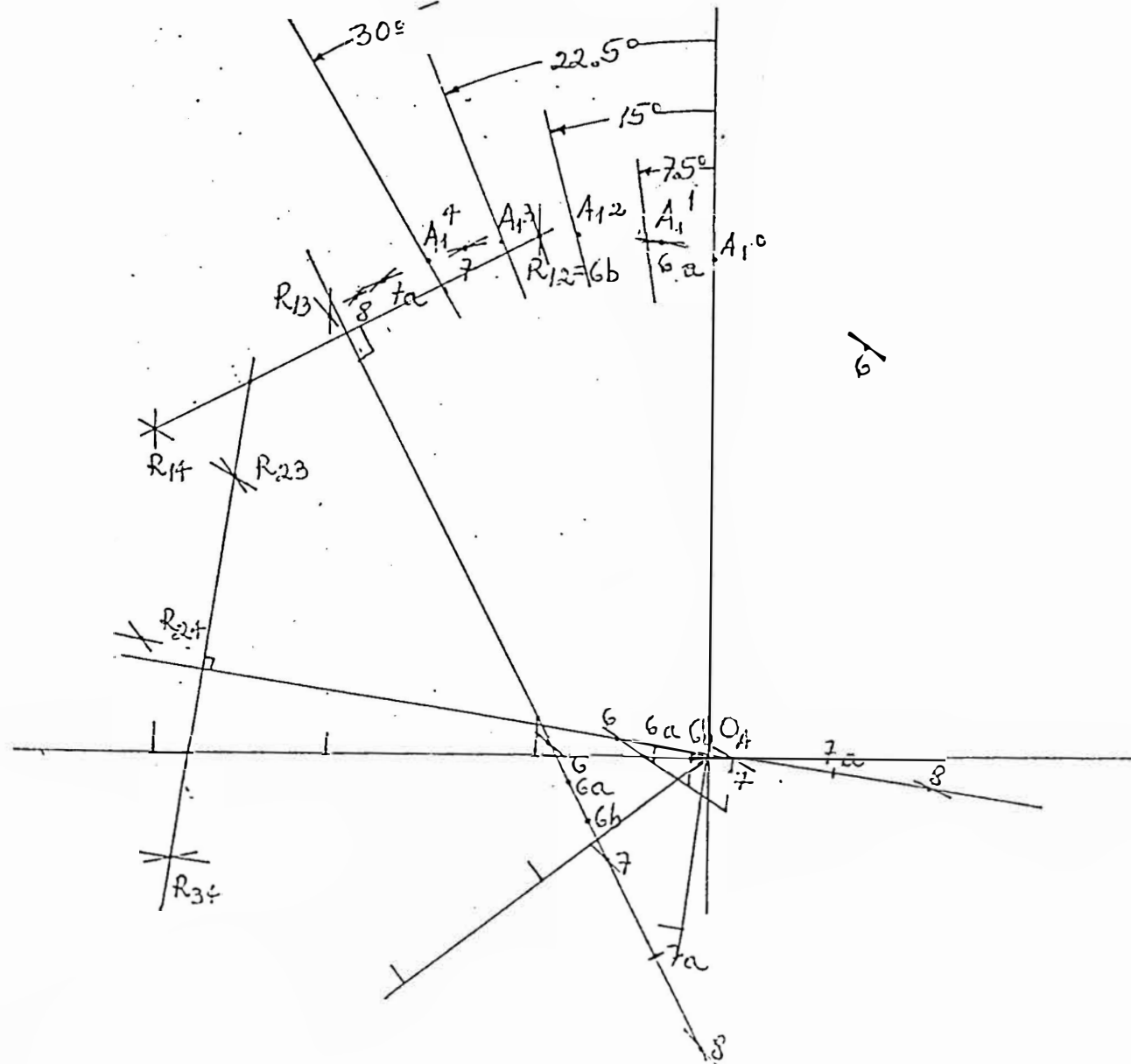
4) La intersección de las rectas $\overline{R_{13}}$ y con R_{34}^Y determina el punto Ag^O .

5) Reflejando perpendicularmente Ag^O respecto a la recta $R_{13}R_{14}$ se encuentra B_{10} .

De modo similar se hallan B_1 y B_{11} .

Luego se halla el desplazamiento de B_1 para los 3 deslizadores-manivela entre las posiciones "1" e "i". Se encuentra que son 1.75 cm, 1.65 y 1.60, respectivamente para 1°, 1 y 1", debiendo ser 2 cm para los 3 casos. Esto lleva a la conclusión de que no se eligieron adecuadamente los puntos de precisión, puesto, que han determinado un error mayor que el existente en la

Fig. 34.- Ubicación de los rotocentros y construcción de un tramo de la curva de puntos centrales.



síntesis que se realizó con 3 puntos de precisión.

Se tienen que elegir de nuevo los 4 puntos de precisión. Se tomarán puntos de precisión de distribución muy parecida a la de Chebyshev pero correspondiendo los puntos 1 y 4 a los extremos del intervalo de variación. Lo que interesa más es que el punto 4 corresponda con el final del intervalo debido a que cuando se trabajó con 3 puntos de precisión el final del intervalo tuvo un error bastante grande.

Elegidos los puntos de precisión se repiten los pasos realizados desde el principio del capítulo. Así tenemos:

$$\begin{array}{rclclcl}
 S_{i1}=0.0 & S_{12}= 2.5 & -S_{12/2}=-1.25 & \theta_{12}= -37.5 & -\theta_{12/2}= 18.75 \\
 S_{i2}=2.5 & S_{13}= 5.5 & -S_{13/2}=-2.75 & \theta_{13}= -82.5 & -\theta_{13/2}= 41.25 \\
 S_{i3}=5.5 & S_{14}= 8.0 & -S_{14/2}=-4.0 & \theta_{14}=-120.0 & -\theta_{14/2}= 60.00 \\
 S_{i4}=8.0 & S_{23}= 3.0 & -S_{23/2}=-1.5 & \theta_{23}= -45.0 & -\theta_{23/2}= 22.50 \\
 & S_{24}= 5.5 & -S_{24/2}=-2.75 & \theta_{24}= -82.5 & -\theta_{24/2}= 41.25 \\
 & S_{34}= 2.5 & -S_{34/2}=-1.25 & \theta_{34}= -37.5 & -\theta_{34/2}= 18.75
 \end{array}$$

Con los valores $-S_{ij/2}$ y $-\theta_{ij/2}$ se ubican en la figura 31 los 6 rotocentros. Para construir el tramo de la curva de puntos centrales que interesa (porque es la zona donde se elegirán los puntos A_1), la cual está ubicada a la izquierda del semieje positivo "y",

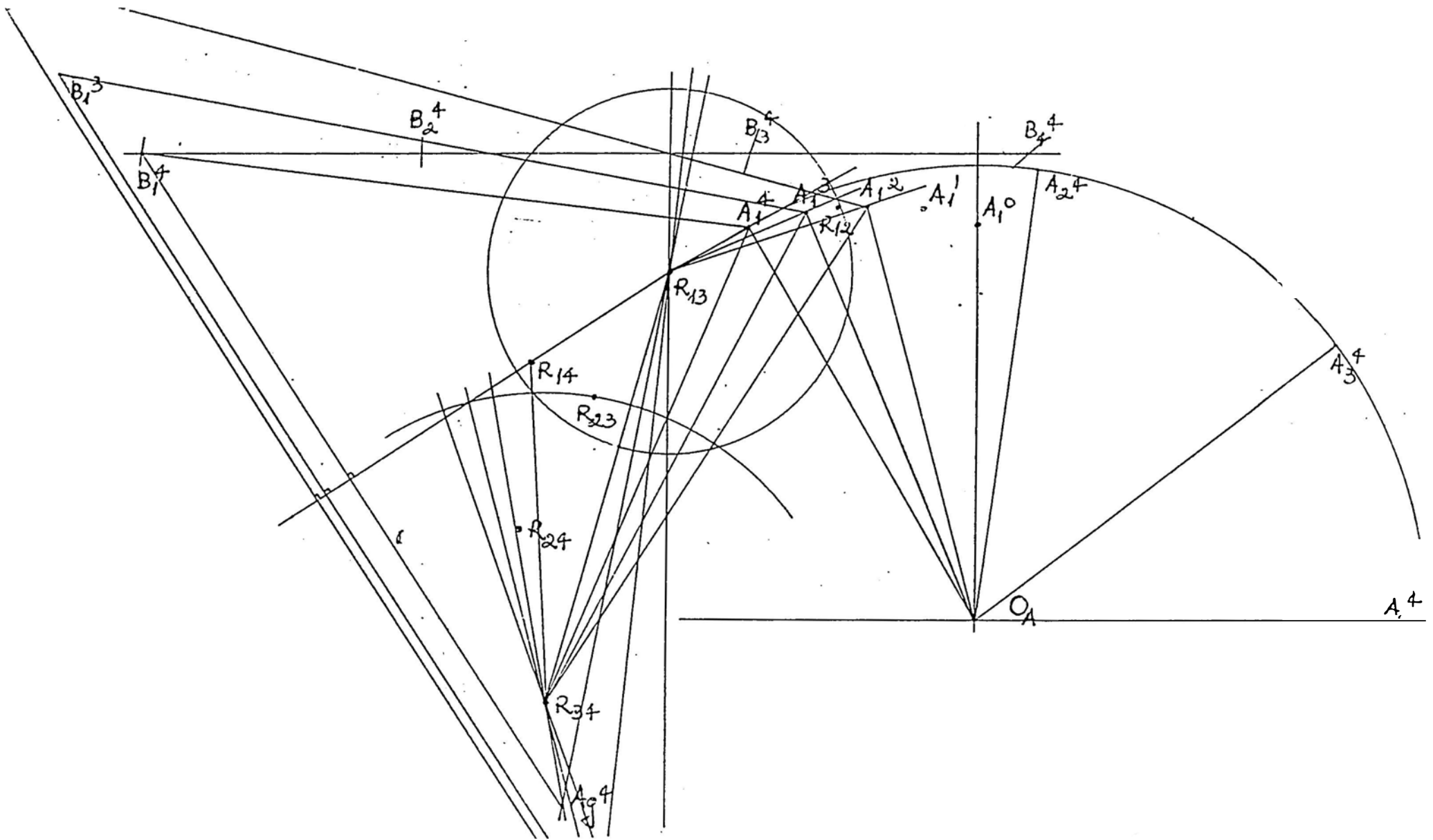
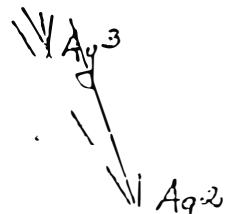


Fig. 32.- Síntesis de varios deslizador-manivela mediante triángulo rotocéntrico.



usamos los lados opuestos $R_{12}R_{14}$ y $R_{23}R_{34}$ del cuadrilátero de rotocentros opuestos $R_{23}R_{34}R_{14}R_{12}$. En ellos construimos sus mediatrices e indicamos con igual número a las intersecciones de las mediatrices con iguales ángulos trazados desde un extremo de los lados del cuadrilátero. Luego intersecamos las circunferencias correspondientes a números iguales y se halla el tramo de la curva de puntos centrales que interesa. En ella se hallan los puntos A_1 correspondientes a una distancia angular a la izquierda del semieje positivo "y" de 0° , 7.5° , 15° , 22.5° y 30° denominados A_1^0 , A_{11} , A_{12} , A_{13} y A_{14} , respectivamente.

En la figura 32 se usa el triángulo rotocéntrico $R_{13}R_{14}R_{34}$ para hallar los puntos B_{12} , B_{13} y B_{14} correspondientes a los puntos A_{12} , A_{13} y A_{14} . No se han usado los puntos A_{11} y A_{10} porque además de dar bielas muy largas están alejados de A_{12} que corresponde a 15° a la izquierda del semieje positivo "y" con el cual se logra una distribución muy adecuada de los 120° del $\Delta\theta$ ($15+90+15$).

Se ha elegido el deslizador-manivela correspondiente a A_{14} porque tiene una biela de tamaño adecuado y porque se logra una variación bastante uniforme abarcando 30° a la izquierda del semieje positivo "y" más el cuadrante superior derecho para abarcar los 120° .

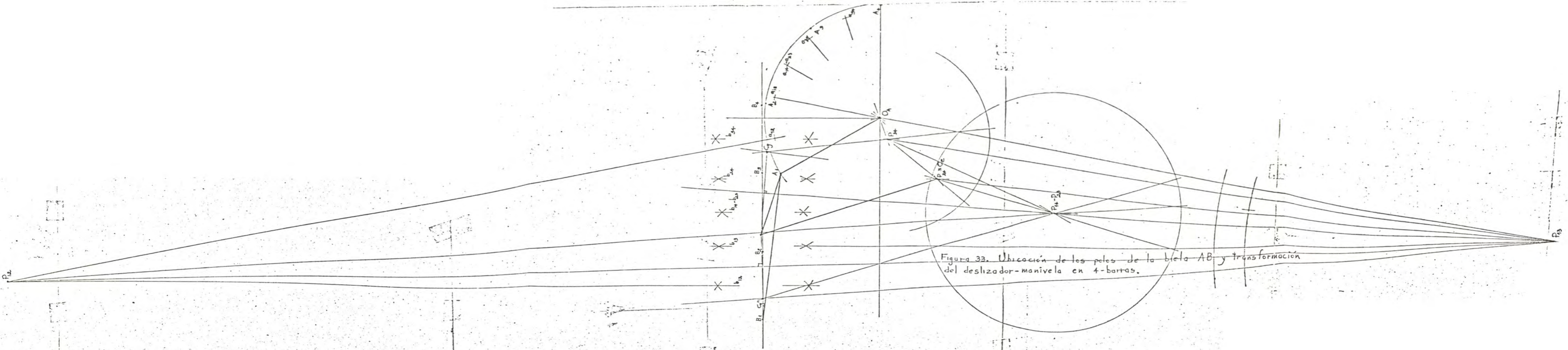


Figura 33. Ubicación de los polos de la biela AB y transformación del deslizador-manivela en 4-barras.

En la figura 32 se han dibujado también los puntos de precisión tanto para la manivela como para el deslizador del mecanismo elegido. Solamente en el segundo punto de precisión hay error, y se debe lógicamente al error gráfico, ya que el error estructural es por principio nulo en los puntos de precisión. Este error es 1.0 mm. Dicho error se arrastrará en las siguientes construcciones geométricas.

IV.4. Construcción de la curva de puntos centrales para el 4-barras equivalente.

El deslizador-manivela elegido de la figura 32 se vuelve a dibujar en la figura 33. Luego se indican los puntos A y B correspondientes a las 4 posiciones de la biela (puntos de precisión). Después se trazan las mediatrices correspondientes a cada 2 posiciones de las 4 de precisión:

a_{12} mediatriz de A_1A_2 , b_{12} mediatriz a B_1B_2

a_{13} mediatriz de A_1A_3 , b_{13} mediatriz a B_1B_3

y a_{14} , b_{14} , a_{23} , b_{23} , a_{24} , b_{24} , a_{34} y b_{34} .

Para hallar las posiciones angulares de las mediatrices a_{ij} se usan los ángulos y semiángulos entre cada 2 posiciones: Partiendo de A_1 ,

$$\begin{aligned}
 \angle a_{12} &= \theta_{12}/2 && -18.75^\circ \\
 \angle a_{13} &= \theta_{13}/2 && = -41.25^\circ \\
 \angle a_{14} &= \theta_{14}/2 && = -60^\circ \\
 \angle a_{23} &= \theta_{12} \theta_{23}/2 && = -60^\circ \\
 \angle a_{24} &= \theta_{12} \theta_{24}/2 && = -78.75^\circ \\
 \angle a_{34} &= \theta_{13} \theta_{34}/2 && = -101.25^\circ
 \end{aligned}$$

Al intersecar 2 mediatrices (una "a" y otra "b") de iguales subíndices se obtiene un polo (p) al que le corresponden los mismos subíndices.

El polo es el punto de giro para que la biela pa se de la posición correspondiente al primer subíndice a la posición correspondiente al segundo subíndice. Por ejemplo el polo P_{34} es el punto de giro de la biela entre las posiciones 3 y 4.

Con los 6 polos ubicados se podría en principio hallar la curva de puntos centrales y sobre ella elegir un punto O_c que serviría de pivote físico al brazo que estaría conectado con la biela. El problema que aquí se presenta es que debido a la lejanía de los polos hay dificultad en el uso de un compás de tales proporciones para la construcción de la curva.

IV.5. Esquema final del 4-barras equivalente.

En vista de lo anterior se usará el polo P_{24} como el punto O_c debido a que se tenía que elegir el O_c en la curva de puntos centrales en una zona cercana a la del O_c de la síntesis con 3 puntos de precisión y debido a que todos los polos forman parte de la curva de puntos centrales.

Una vez que se ha ubicado a O_c se procede a hallar C_1 por medio del triángulo polar $P_{13}P_{14}P_{34}$, en el que se cumplen las siguientes igualdades:

$$a) C_g P_{13} P_{14} = P_{34} P_{13} O_c$$

$$b) C_g P_{34} P_{14} = P_{13} P_{34} O_c$$

donde C_g es la imagen de C_1 en la recta, $P_{13}P_{14}$. El procedimiento seguido es el mismo que para los triángulos rotocéntricos. Una vez hallado C_g se ubica C_1 .

Para comprobar la posición de C_1 se usará el triángulo polar $P_{12}P_{13}P_{23}$. En él se cumplen igualdades similares a las de triángulo anterior:

$$a) C_g P_{13} P_{12} = P_{23} P_{13} O_c$$

$$b) C_g P_{23} P_{12} = P_{13} P_{23} O_c$$

Una vez hallada C_g se ubica C_1 por imagen y resulta

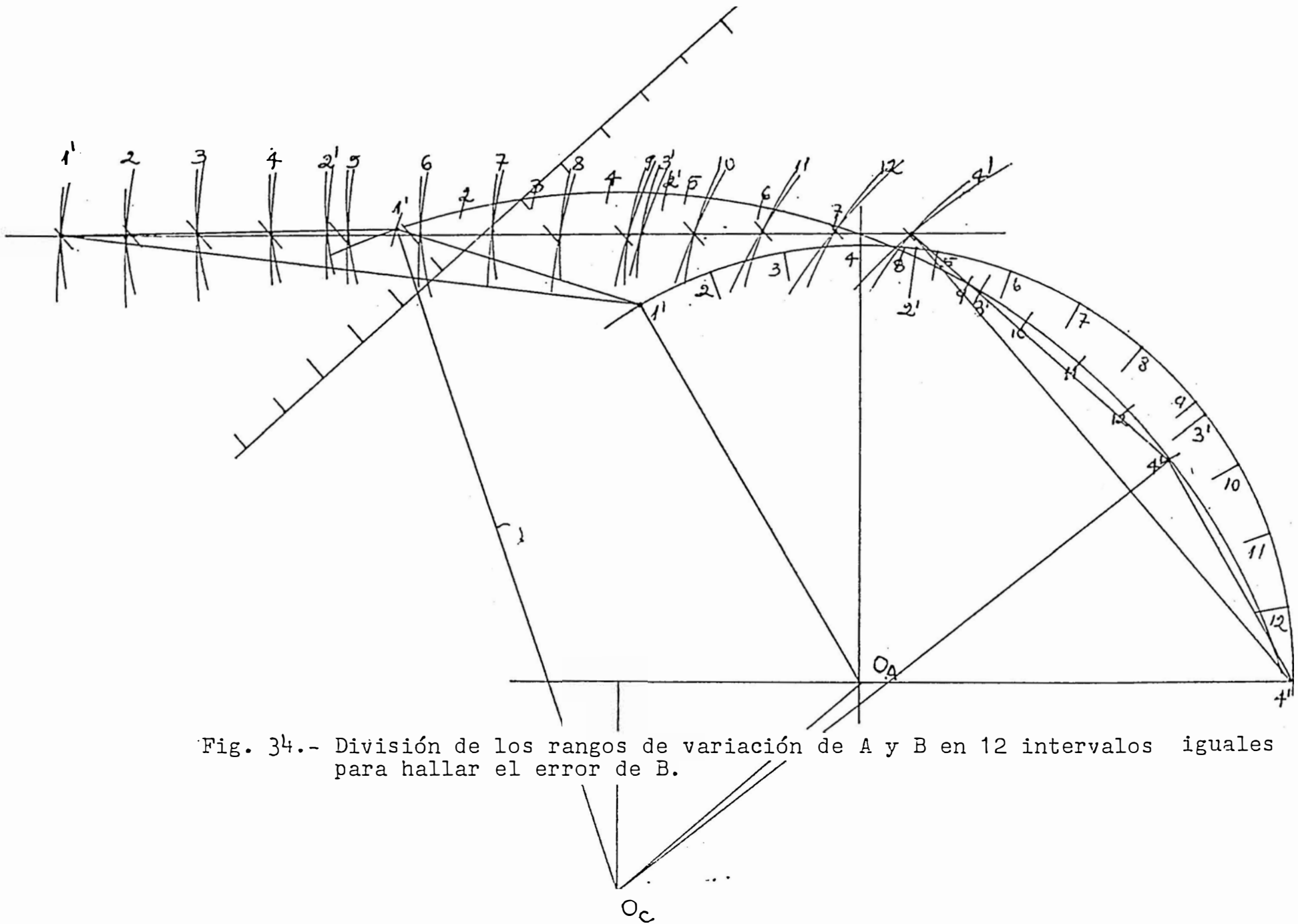
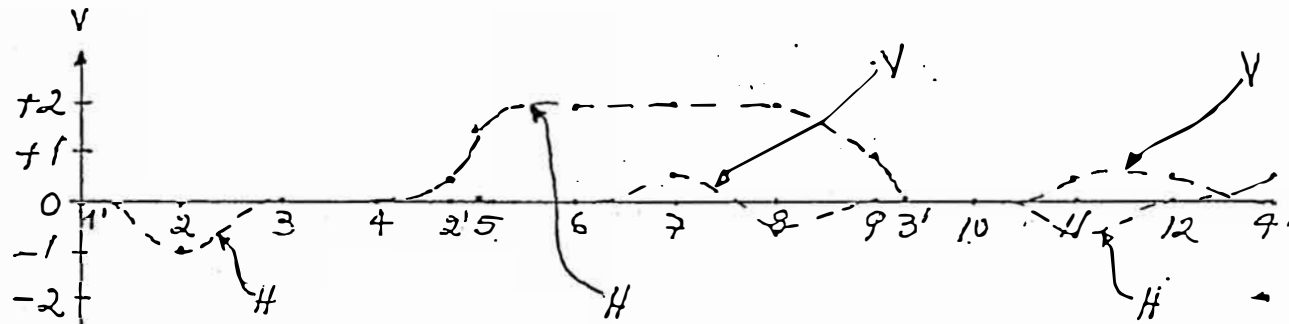


Fig. 34.- División de los rangos de variación de A y B en 12 intervalos iguales para hallar el error de B.

	E (mm)	
	H	V
1'	0	0
2	-1.0	0
3	0	0
4	0	0
2'	+0.5	0
5	+1.5	0
6	+2.0	0
7	+2.0	+0.5
8	+2.0	-0.5
9	+1.0	0
3'	0	0
10	0	0
11	-0.5	+0.5
12	0	+0.5
4'	+0.5	0

Fig. 35.- Curva de error del 4-barras con 4 puntos de precisión.



Los números con prima (') son los puntos de precisión.

coincidir con el punto C_1 ubicado anteriormente. Como C_1 no cae dentro de la barra AB se tiene que construir un triángulo para que A, B y C pertenezcan al mismo plano.

IV.6. Curva de error del mecanismo.

En la figura 34 se ha dividido el rango de variación de A en 12 intervalos iguales de 10^0 y el de B en 12 intervalos iguales también. Como paso intermedio de construcción se han hallado los 12 intervalos iguales para C partiendo de los 12 intervalos de A. El error puede ser horizontal o vertical.

En la figura 35 están tabulados los errores encontrados en la figura 34 y está graficada la curva de error. Los errores verticales positivos hacia arriba, los horizontales negativos hacia abajo (lo mismo que para la curva de error con 3 puntos de precisión).

Del estudio de la curva del error horizontal y vertical se deduce que la mayor proporción de éstos, se debe al error gráfico, porque tanto el error vertical como el horizontal se presentan desordenados, sin seguir una tendencia general.

De todas maneras se ha logrado un 4-barras con me

nores errores porcentuales máximos, que con 3 puntos de precisión. Con 4 puntos de precisión se tiene 0.6% H y 1.2%V mientras que con 3 puntos de precisión se tenía 1.9%H y 0.9%V de errores horizontal (H) y vertical (V), respectivamente.

V

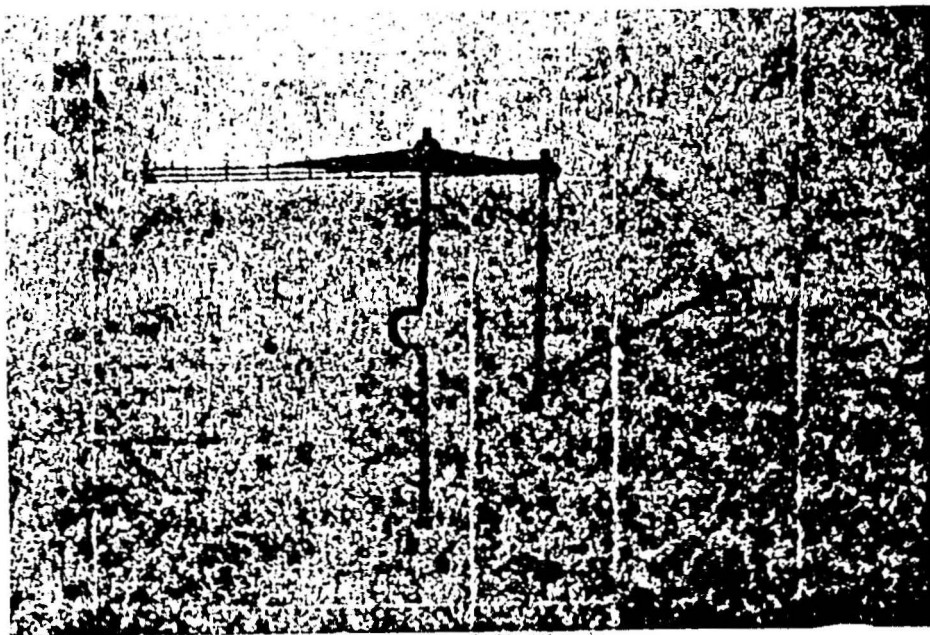
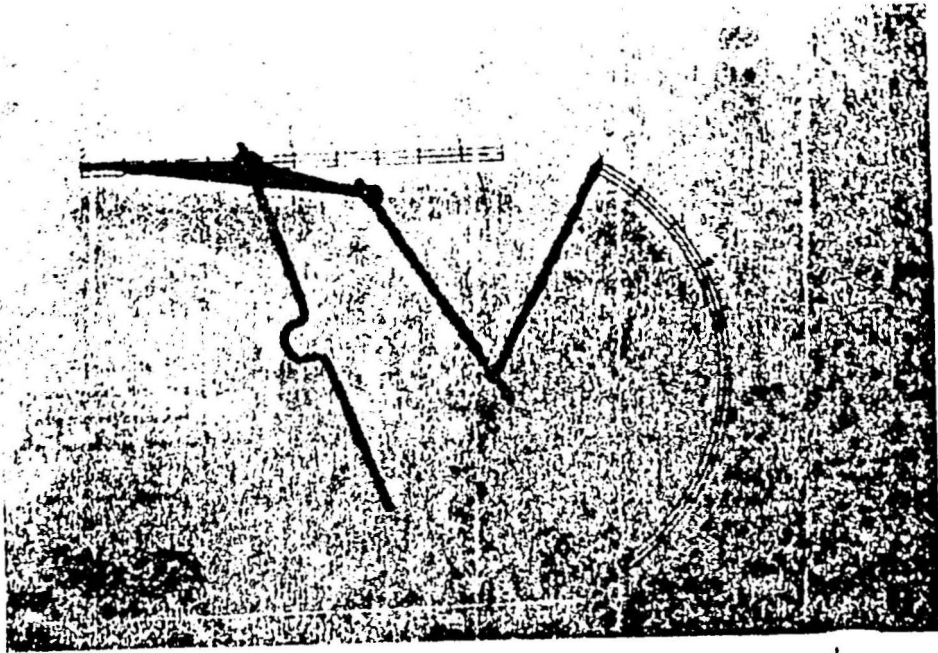
PLANO DEL MECANISMO FINAL

Se halla en la contratapa de la tesis.

VI

MODELO A ESCALA DEL DISPOSITIVO

En las dos siguientes caras se hallan las fotos del dispositivo en 4 posiciones diferentes.



VII

CONCLUSIONES

Una vez construido el mecanismo y observado su funcionamiento se puede indicar lo siguiente:

a) En cuanto a su construcción:

1) El que el indicador de la escala circular esté colocado 60° a la derecha de la posición 1 de AO_A facilita la lectura de dicha escala. Si se hubiese usado $O_A A$ como indicador habría superposición de escalas en la zona de coincidencia de $O_A A$ con el semieje positivo "y".

2) Originalmente se pensó en el uso de contrapesos en las prolongaciones de las barras CO_C y AO_A , al otro lado de los pines O_C y O_A respectivamente; pero debido al pequeñísimo juego entre el pin y el hueco de la barra ya no fue necesario su uso pues la inclinación del 4-barras respecto a un plano horizontal también era pequeñísima.

b) En cuanto a su funcionamiento:

1) La minimización de la inercia del mecanismo con el uso de formas y materiales adecuados permite una rápida y fiel rectificación de la señal circular. Algu-

nos sistemas de rectificación de señal circular tienen, antes de la rectificación misma, una etapa de amplificación de la fuerza mecánica para el movimiento del dispositivo rectificador. Tal es el caso de registros de voltaje en los que la indicación lineal se lleva a cabo mediante conjunto de cables, tambores, engranajes y motor; teniendo el cable un dispositivo para albergar un lapicero corriente, que es el que trazará la curva sobre el papel que se desplaza.

2) Dado que hay correspondencia unívoca entre las posiciones de B y de A, puede usarse el mecanismo para transformar entradas rectilíneas en salidas circulares.

3) El error estructural más el gráfico en los desplazamientos verticales de B (que llega a 1.2%) no interesa cuando el dispositivo se usa como un simple indicador. Tal sería el caso del mecanismo construido. También no interesa dicho error cuando el mecanismo se use como en el sistema de barras del registrador de potencia eléctrica de las fotos que hay en el principio de este trabajo. En dicho caso los errores verticales determinarían un pequeño alejamiento o acercamiento de la aguja trazadora, al papel.

En los casos en que la zona de trazado de la cur

va sobre el papel se halle en un plano paralelo al del mecanismo, interesan los errores verticales y horizontales.

4) Una vez que el mecanismo está construido además de poseer los errores estructural y gráfico existentes en el dibujo final del mecanismo sobre el papel, adquiere el error mecánico.

Este error mecánico es consecuencia de las desviaciones o errores (en la longitud o forma de las partes, en la ubicación de los pines, etc.) que tiene el mecanismo ya construido respecto al plano de construcción dado.

5) El mecanismo diseñado se puede adaptar a cualquier longitud de recorrido de las indicaciones lineales, simplemente aumentando o disminuyendo la escala geométrica. Si como consecuencia de la variación de la escala geométrica resulta muy grande o muy pequeño el radio de las indicaciones circulares, se puede variar a discreción la longitud de dicho radio sin alterar la correspondencia de los desplazamientos angulares de A a los desplazamientos rectilíneos de B_1 .

Si el ángulo máximo de las indicaciones circulares que se quieren llevar a lineales es menor que 120°

el mismo mecanismo se puede usar, claro que sin abarcar los máximos rangos de variación para los cuales fue diseñado. Ello trae como consecuencia que el máximo error porcentual aumente.

Si el ángulo máximo de las indicaciones circulares que se quieren llevar a lineales es mayor que 120° ya no se puede usar el mismo mecanismo. La única solución posible es el diseño de otro mecanismo (tipo 4-barras) que transforme uniformemente dicho ángulo mayor que 120° a 120° , el que se usaría acoplado al mecanismo que ya se tiene.

BIBLIOGRAFIA

"Kinematic Synthesis of Linkages" de Richard S. Hartenberg y Jacques Denavit. Edición Mc Graw - Hill, 1964.

Págs. 140-147 y 215-244 para el Capítulo III de la tesis.

Págs. 249-274 para el Capítulo IV de la tesis.

APENDICE A: Aplicación del Dispositivo Mecánico diseñado a un registrador lineal de potencia eléctrica.

El 4-barras transformador de funciones circulares a funciones lineales va dentro de la caja o cubierta externa del registrador de potencia con rango de 0 a 1 kw de 0.1 en 0.1.

Las partes de las que se compone el registrador son: caja, dispositivo transformador de la señal eléctrica en movimiento, dispositivo transformador a indicaciones lineales, sistema de flujo de la tinta y sistema de arrastre del papel.

La caja será de dimensiones adecuadas a los mecanismos y dispositivos que lleve dentro, de modo que la cara de vidrio a través de la que se ve la escala de medidas la aguja trazadora y el papel, sea aproximadamente cuadrangular (del tipo de registrador de las figuras 2a) con una longitud de 16 cm para la escala de la potencia eléctrica.

El dispositivo transformador de señal eléctrica a movimiento es del mismo tipo que el de cualquier medidor eléctrico de voltaje, corriente o potencia. Puede ser del tipo imán permanente y bobina móvil o con hierro móvil.

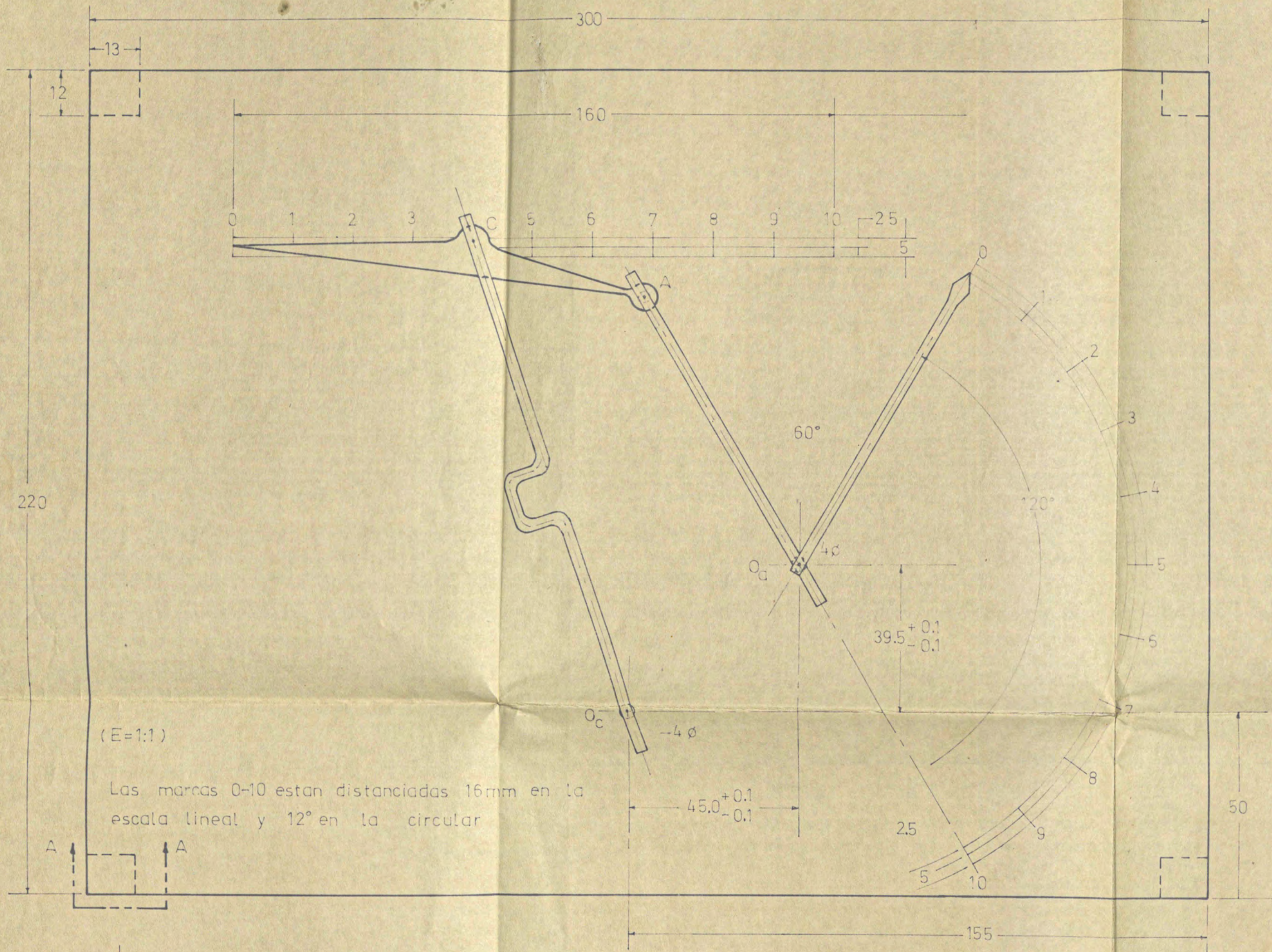
Por ello el movimiento que se obtiene con este dispositivo es del tipo angular o circular. En este caso el ángulo de giro o desplazamiento para 1 kw es 120° .

El dispositivo transformador a indicaciones lineales que ya es conocido, lleva incorporado parte del sistema de flujo de la tinta. El dispositivo transforma los 120° a 16 cm.

El sistema de flujo de la tinta no usa ni alimentación por presión, ni alimentación por gravedad, sino por capilaridad. Así se logra un flujo de tinta variable, según la velocidad de desplazamiento de la aguja trazadora sobre el papel. La velocidad de la aguja trazadora varía entre 0 y 120 mm/seg. El depósito de tinta se halla bajo el nivel de la aguja. La salida de la punta trazadora es un tubo delgado de vidrio o platino, con orificio pequeño para limitar la velocidad de la tinta.

El sistema de arrastre del papel mantiene sincroniza dos los movimientos del tambor de arrastre y el carrete del papel. El sistema se mueve mediante un motor síncrono o mediante un mecanismo de relojería (cuerda manual).

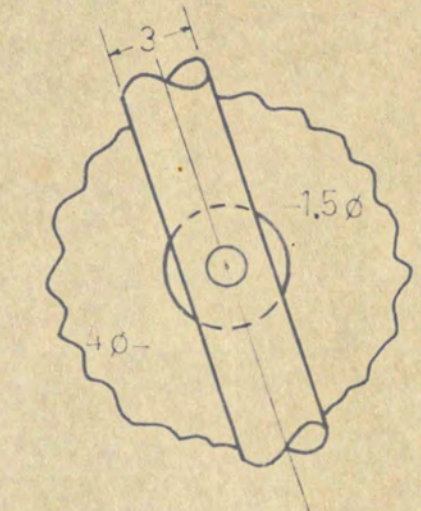
El plano correspondiente a este registrador lineal de potencia eléctrica se halla en la contratapa de la tesis.



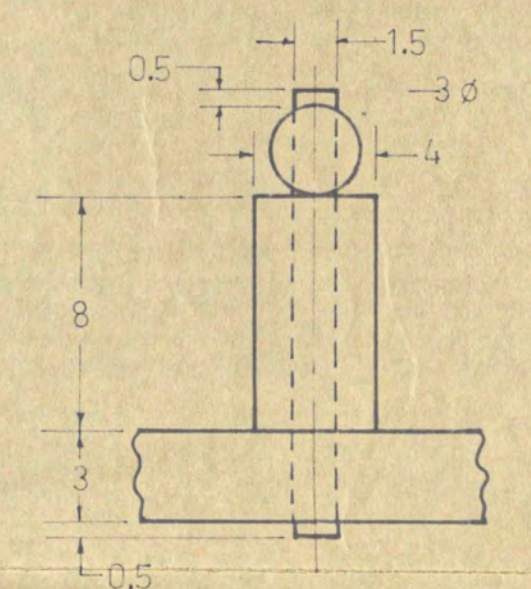
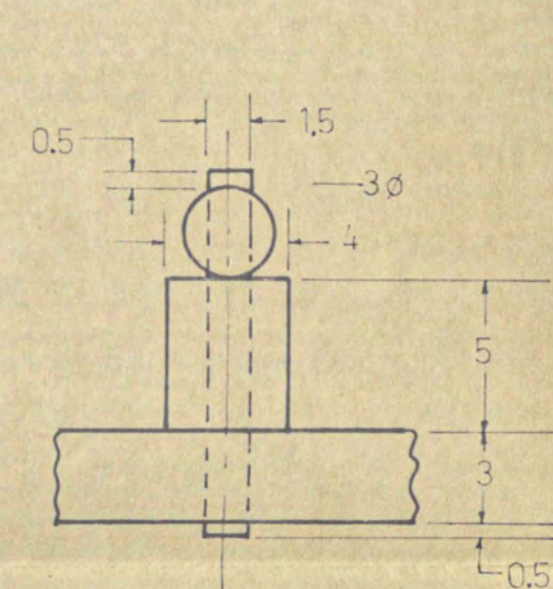
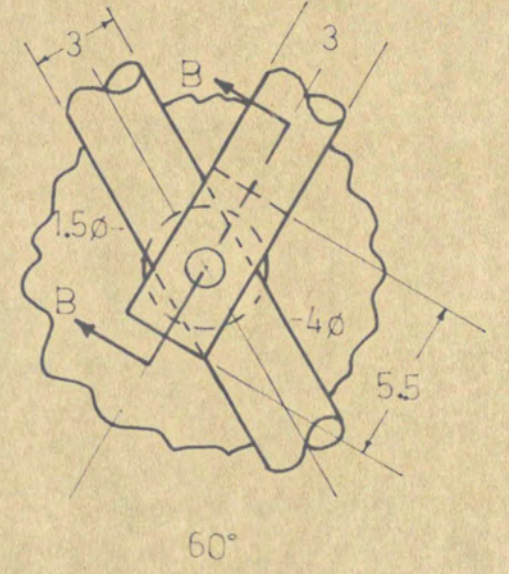
(E=1:1)

Las marcas 0-10 están distanciadas 16mm en la escala lineal y 12° en la circular

DETALLE O_C (E=4:1)

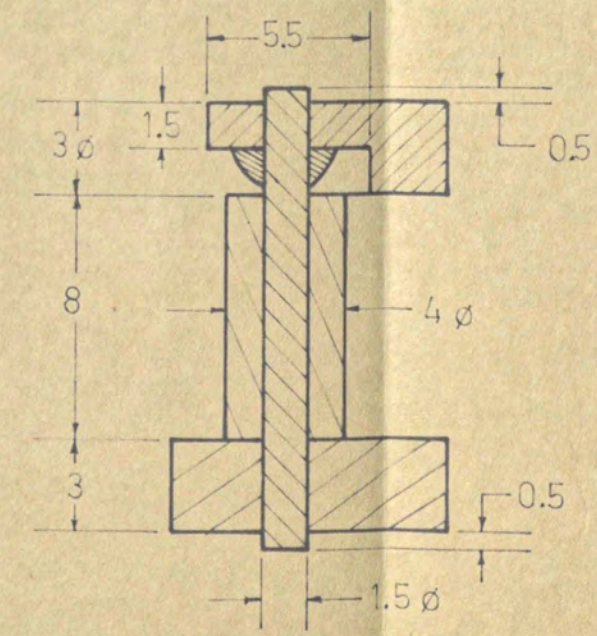


DETALLE O_A (E=4:1)

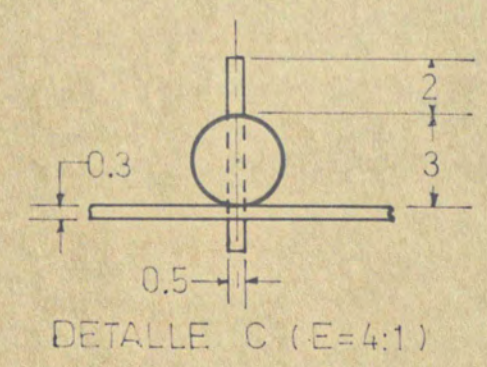
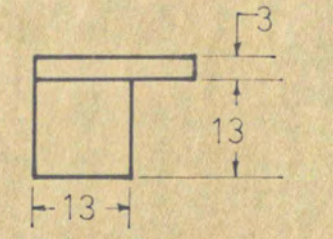


Los pines de bronce deben quedar ajustados en el acrílico

CORTE B-B (E=4:1)



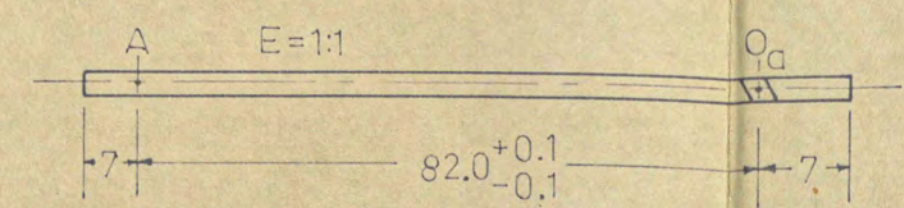
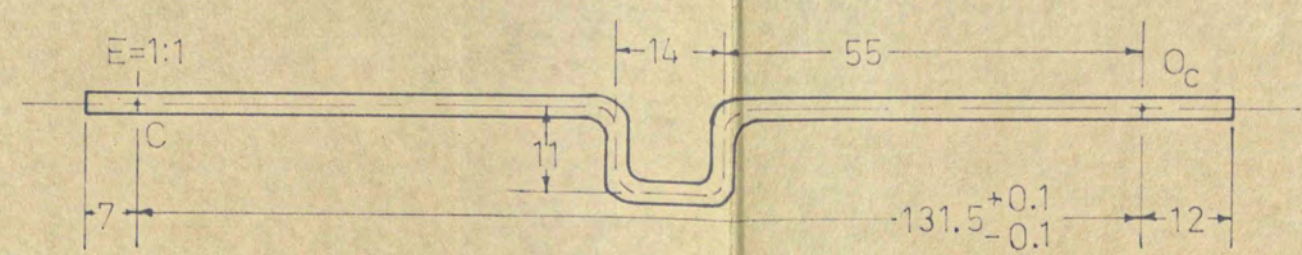
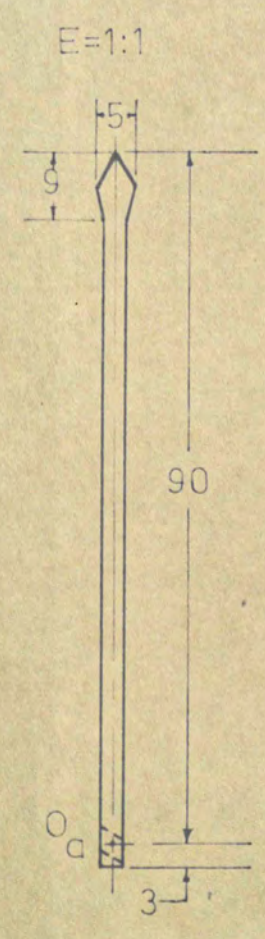
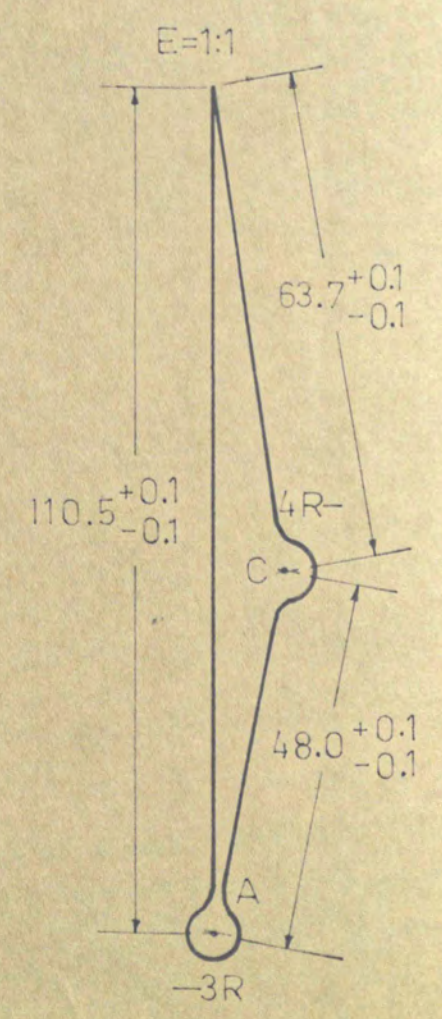
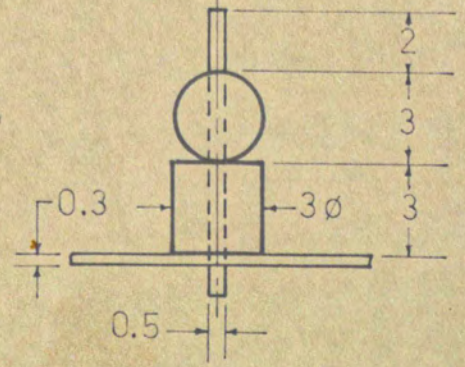
CORTE A-A (E=1:1)



DETALLE C (E=4:1)

Ambos extremos de los pines de 0.5mm ø se deformarán para que el ensamble se mantenga

DETALLE A (E=4:1)



Todas las medidas son en mm.

Num.	Nombre	Cantidad	Material
1	Apoyos de 13x13x12 mm	4	Acrílico transparente
2	Plancha de 300x220x3mm	1	Acrílico transparente
3	Barra de 3mm ø	380mm	Aluminio
4	Platina de 120x20x03mm	1	Aluminio
5	Pin de 0.5mm ø	15mm	Aluminio
6	Pin de 15+00-01mm ø	30mm	Bronce
7	Bocina de 4x(15+01-00mm)ø	55mm	Bronce

P. A. DE ING. MECANICA Y ELECTRICA		
Plano	Designación	Escala
DMT-1	Dispositivo Mecánico para transformar indicaciones circulares en lineales	Indicada
Fecha	Motivo	Diseñado por:
Mayo 1976	Tesis de grado	Carlos Matuk