THE AUTOMAT

GRUPPE 1

Kurbeltriebe

Die Elementenpaare
Die kinematischen Ketten
Die Kurbelschwinge
Die umlaufende Doppelkurbel
Die Schleppkurbel
Die Kurbelschwinge
Die Geradschubkurbel
Die Koppelkurven

Aufbau der einfachen Kurbeltriebe. Gliederabmessungen. Kinematische Eigenschaften. Ermittlung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen mittels zeichnerischer Methoden und Registrierapparaten.

AUTOMAT PRECISION ENGINEERING LTD
LIMMATQUAI 120 ZURICH 1 SWITZERLAND

Printed in Switzerland

Einführung

Wenn wir uns hier mit einer Einführung in die Mechanik und Getriebelehre befassen, so gehen wir am besten von einer uns bekannten Maschine aus. Wir können dabei feststellen, daß jede Maschine aus zwei Hauptteilen besteht:

1. Der starre Körper der Maschine, das meistens aus Guß bestehende Maschinengestell und mit dem Fundament fest verbunden ist.
2. Alle anderen Teile der Maschine, die sich in irgendeiner Art entweder konstant oder intermittierend, d. h. abwechslungsweise bewegen. Diese beweglichen Teile können aus Gruppen von Zahnrädern, Hebeln, Kurvenscheiben, Schraubenspindeln, Rollen oder Sperrädern usw. bestehen, die in einer bestimmten Reihenfolge zusammenwirken.

Diese festen und beweglichen Teile einer Maschine werden als Glieder bezeichnet.

Bei den beweglichen Gliedern stellen wir fest, daß sie bestimmten Bewegungsgesetzen folgen, d. h. eine bestimmte Bewegung in einer bestimmten Reihenfolge ausführen. Die Drehung einer Kurvenscheibe bewirkt z. B. den Vorschub, Stillstand und Rücklauf eines Werkzeuges.

Diese beweglichen Gliedergruppen heißen Getriebe.
Es ist hier ausdrücklich zu bemerken, daß im Maschinenbau unter dem Begriff Getriebe nicht nur die herkömmlichen Zahnradgetriebe verstanden sind, sondern alle mechanischen Mittel und Vorrichtungen zur Umwandlung und Weiterleitung von Bewegungen.

Obwohl diese Getriebe von Maschine zu Maschine ändern und oft ganz verschiedene äußere Formen aufweisen, so lassen sie sich doch in genau unterscheidbare Familien einteilen. Franz Reuleaux, der Begründer der Kinematik (abgeleitet vom griechischen «kinema» = Bewegung) und Getriebelehre, klassifizierte die Getriebe in folgende Gruppen:

Kurbeltriebe
Radtriebe
Kurventriebe
Sperrtriebe
Schraubtriebe
Bandtriebe

(Auch AUTOMAT schließt sich dieser Einteilung an, weshalb die Anleitungshefte und -blätter in bestimmte Gruppen unterteilt und entsprechend numeriert sind.)

Trotz aller Verschiedenheit in der äußeren Formgebung haben aber alle Getriebe gemeinsame Merkmale. Wir verstehen darunter die Art, in welcher die einzelnen Glieder miteinander verbunden werden.

So finden wir bei einem Hebel, daß sich dessen Nabe in einem Zapfen drehen kann; die Leitspindel der Drehbank dreht sich um ihre Achse und verschiebt die Mutter in achsialer Richtung; der Kreuzkopf eines Dieselmotors gleitet in einer Gleitführung; die Kurvenrolle rollt auf der Stirnseite der Kurvenscheibe; eine Welle dreht sich auf Kugellagern.

Diese Verbindungselemente zwischen Gliedern treten immer paarweise auf und wurden von Reuleaux als *Elementenpaare* bezeichnet. Die Elementenpaare gelten als die Grundbestandteile der Getriebe. Reuleaux klassifizierte sie in zwei Hauptgruppen:

Niedere Elementenpaare
Höhere Elementenpaare.

Die erste Gruppe der niederen Elementenpaare berühren sich in Flächen und bestehen aus *Umschlußpaaren,* d. h. aus einem Vollkörper und dem entsprechenden Hohlkörper.

Fig. 1.1 zeigt den Zapfen, um welchen die Nabe der Kurbel drehen kann, und heißt das Drehkörperpaar.

Fig. 1.2 zeigt den prismenförmigen Stab als Führung des prismenförmigen Hohlkörpers, und heißt das Prismenpaar.

Fig. 1.3 zeigt die Schraube mit der Mutter und heißt das Schraubenpaar.

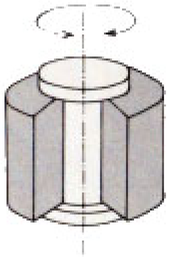


Fig. 1.1

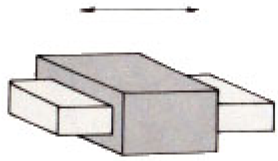


Fig. 1.2

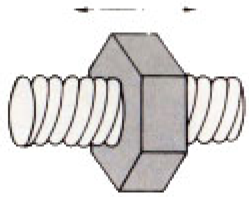


Fig. 1.3

Diese drei Elementenpaare ermöglichen linienläufige Bewegungen:

Drehkörperpaar:	Kreislinien
Prismenpaar:	gerade Linien
Schraubenpaar:	Schraubenlinien

Diese drei Elementenpaare haben nur einen Freiheitsgrad, d. h. das Drehkörperpaar kann sich nur um seine Achse drehen und erlaubt nur Dreh- oder Schwingbewegungen; das Prismenpaar kann sich nur in seiner Längsachse bewegen und geradlinige Bewegungen ausführen; das Schraubenpaar kann nur eine Schraubenlinie beschreiben.

Die zweite Gruppe der niederen Elementenpaare setzt sich zusammen aus:

Fig. 1.4 Das Flächenpaar (Ebenenpaar)

Fig. 1.5 Das Zylinderflächenpaar

Fig. 1.6 Das Kugelpaar

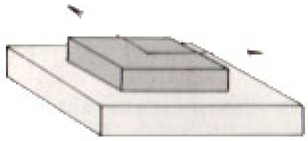


Fig. 1.4

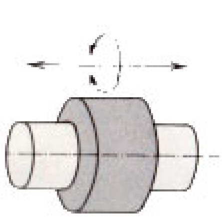


Fig. 1.5

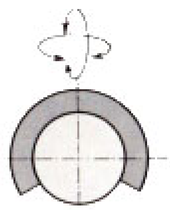


Fig. 1.6

Diese Elementenpaare ermöglichen das Bestreichen von Flächen.

Diese zweite Gruppe besitzt zwei Freiheitsgrade, d. h. das Flächenpaar kann sich in seiner Längs- oder Querachse bewegen, das Zylinderflächenpaar kann sich achsial und radial bewegen, während das Kugelpaar horizontal eine volle und radial eine Teilumdrehung ausführen kann.

Alle bereits vorhandenen anderen Elementenpaare gehören zur zweiten Gruppe der höheren Elementenpaare. Diese berühren sich nur in Punkten oder Linien. Wir können folgende höhere Elementenpaare unterscheiden:

Fig. 1.7 Welle mit Kugel- oder Rollenlager

Fig. 1.8 Kurvenscheibe und Kurvenrolle (oder Kurventaster)

Fig. 1.9 Zahnräder, Reibräder

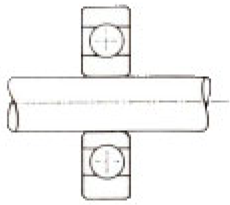


Fig. 1.7

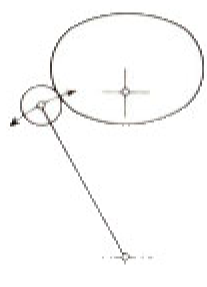


Fig. 1.8

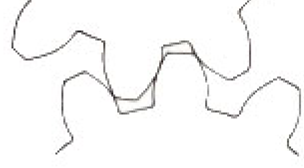


Fig. 1.9

Sämtliche nachfolgend beschriebenen Getriebe verwenden entweder niedere oder höhere Elementenpaare. Beim Studium dieser Getriebe wird man somit in erster Linie die Art der Elementenpaare zu ermitteln versuchen.

Die kinematischen Ketten und das Gelenkviereck

Betrachten wir nochmals die gleiche Maschine, die wir zur Entdeckung der verschiedenen Bewegungsarten, Getriebefamilien und Elementenpaare untersuchten, so finden wir weitere wichtige Merkmale. Wir stellen fest, daß bei Inbetriebsetzung der Maschine die verschiedensten Glieder und Teile der einzelnen Getriebegruppen sich in einem bestimmten Rhythmus zueinander bewegen, ein Hebel eine Zugstange oder einen Schieber bewegt.

Franz Reuleaux untersuchte nach diese Auswirkungen und entdeckte dadurch das Gesetz der kinematischen Ketten, nach dem jede Stellungsveränderung eines Gliedes gegen das benachbarte eine Stellungsveränderung aller anderen Glieder gegen das genannte hervorruft. Es war Reuleaux, der das Gesetz des Zwanglaufes, der erzwungenen, absoluten Bewegung errichtete. Er stellte fest, daß bei Befestigung eines der Glieder in der kinematischen Kette als Maschinengestell ein Mechanismus als Grundlage einer Maschine entstand.

Der Wert der Reuleaux'schen Forschungsarbeiten liegt weniger in der Schöpfung neuer, noch nie angewendeter Mechanismen, sondern darin, daß es ihm gelungen ist, scheinbar sehr verschiedene Mechanismen durch obige Grundgedanken unter gemeinschaftliche Gesichtspunkte zu bringen und so einen inneren Zusammenhang herzustellen, durch welchen ein vollkommeneres Verständnis und zweckmäßigere Benützung des reich vorhandenen Materials ermöglicht ist.

Es war außerdem Reuleaux, der durch seine berühmte Sammlung von Getriebemodellen den Wert dieses Hilfsmittels für die technische Ausbildung damals schon erkannte (1875). Reuleaux's Werk wurde fortgesetzt durch eine Reihe anderer bedeutender Praktiker, Wissenschaftler und Lehrer, unter denen die folgenden genannt zu werden verdienen: L. Burmester, W. Jahr, P. Knechtel, K. Rauh, H. Brandenberger.

Die folgenden Ausführungen mögen das Wesen und die Bedeutung der kinematischen Ketten erklären:

Das Gelenkviereck, Fig. 1.10, ist eine kinematische Kette und besteht aus den vier Gliedern a, b, c und d, die paarweise durch Gelenke mit parallelen Achsen A, B, C und D miteinander verbunden sind. Diese Gelenke bestehen ausschließlich aus den niederen Elementenpaaren, laut Fig. 1.1, d. h. dem Drehkörperpaar.

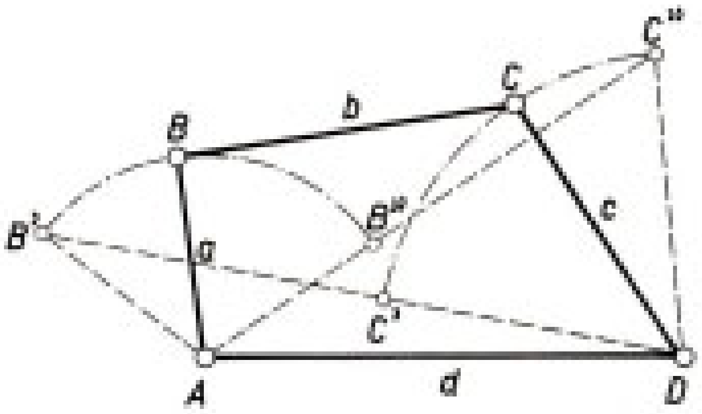


Fig. 1.10

Jedes Gelenk hat in der Ebene zwei Freiheitsgrade, das heißt Bewegungsmöglichkeiten. Man kann sich auf Grund von Fig. 1.10 leicht vorstellen, in welcher Richtung sich die einzelnen Glieder bewegen können. Betrachten wir z. B. Glied a, so ist leicht erkennbar, daß dasselbe nur eine Schwingung nach links oder rechts ausführen kann.

Diese kinematische Kette ist zwangläufig. Darunter versteht man die Eigenschaft, daß jeder Punkt eines Gliedes der Kette relativ zu jedem anderen Glied eine bestimmte Bahn beschreibt. Wir sprechen von einer geschlossenen, kinematischen Kette.

Damit diese Kette des Gelenkvierecks überhaupt zustande kommt, muß die Summe der Längen dreier Glieder stets größer sein als das vierte Glied. In Fig. 1.10 ist d das größte Glied. Wir schreiben das wie folgt:

$$a + b + c > d \quad (> = \text{größer als})$$

(Man messe die Längen der dargestellten Glieder, um das obige Gesetz nachzuprüfen.)

Ist die Summe dieser Glieder kleiner als das vierte Glied, Fig. 1.11, so kann man die Glieder nicht zu einem Gelenkviereck schließen, und man erhält eine offene kinematische Kette.

In Fig. 1.11 ist

$$a' + b' + c' < d' \quad (< \text{ kleiner als})$$

Die Gelenkvierecke werden in zwei Arten eingeteilt: In solche, deren Glieder zueinander nur Schwingbewegungen ausführen (Fig. 1.10) und in solche, bei denen ein Glied gegen die drei anderen Glieder eine Drehbewegung ausführen kann (Fig. 1.12).

Ein Gelenkviereck der ersten Art, Schwinggelenkviereck genannt (Fig. 1.10), entsteht dann, wenn die Summe des kleinsten und des größten Gliedes größer ist als die Summe der beiden mittleren Glieder. In Fig. 1.10 ist a das kleinste und d das größte Glied, und es ist somit $a + d > b + c$. Ein Gelenkviereck zweiter Art, Kurbelgelenkviereck genannt, entsteht dann, wenn die Summe des kleinsten und des größten Gliedes kleiner ist als die Summe der beiden mittleren Glieder. In Fig. 1.12 ist a das kleinste und d das größte Glied. Somit: $a + d < b + c$.

Bei einem Kurbelgelenkviereck (Fig. 1.12) macht das kleinste Glied relativ zu den drei anderen Gliedern eine Drehbewegung, während die drei größeren Glieder zueinander nur Schwingbewegungen ausführen.

Da sich bei einem Kurbelgelenkviereck (Fig. 1.13) das kleinste Glied a gegen die drei anderen Glieder b, c und d dreht, so nehmen die dem Glied a anliegenden Winkel α und β alle Werte von 0 bis 360° an.

Da bei einem Kurbelgelenkviereck (Fig. 1.13) die Glieder b, c und d zueinander nur Schwingbewegungen ausführen, schwanken die von ihnen gebildeten Winkel γ und δ zwischen maximalen und minimalen Werten.

Fig. 1.11

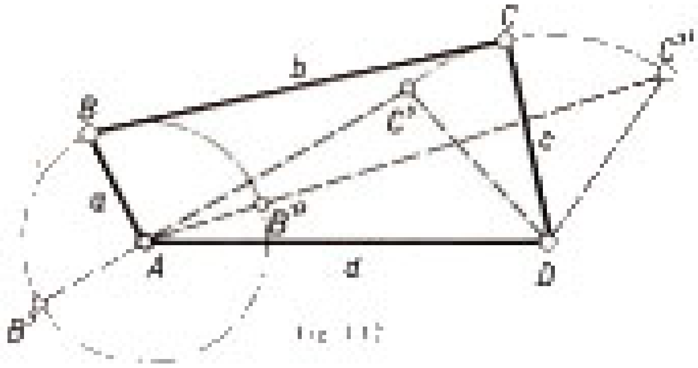


Fig. 1.12

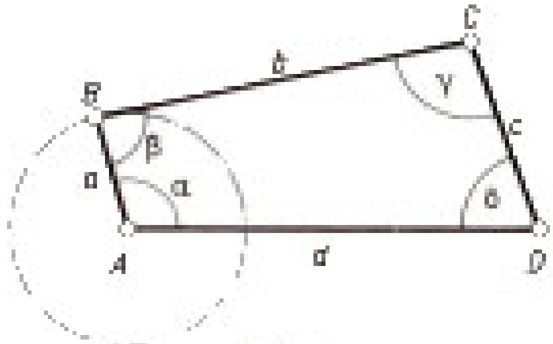


Fig. 1.13

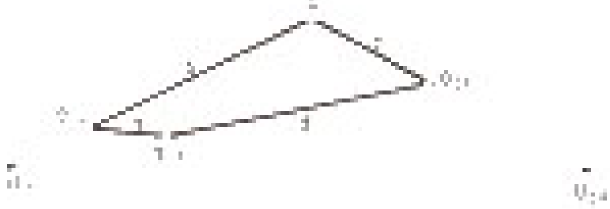


Fig. 1.14

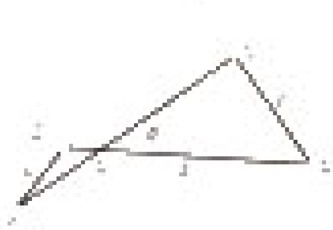


Fig. 1.15

Jedes Glied eines Gelenkvierecks besitzt gegenüber den drei anderen Gliedern je einen relativen Drehpol (Fig. 1.14 und 1.15). Der Begriff des Drehpols wurde durch Leonhard Euler, Mathematiker und Physiker, geb. 1707 in Basel/Schweiz, entdeckt und durch Reuleaux in der Bewegungsgeometrie richtig ausgewertet.

Die relativen Drehpole eines Gliedes zu den beiden benachbarten Gliedern sind als Gelenke aufzufassen und bleiben zum Glied in fester Lage. Diese Drehpole haben eine außerordentliche Bedeutung in der Ermittlung der Geschwindigkeiten der Kurbeltriebe.

Wird bei einem Gelenkviereck ein Glied festgehalten, so entsteht ein Getriebe. Das unbewegliche Glied wird Steg oder Gestell genannt.

Die Kurbelschwinge

Kurbeln und Hebel bilden im Maschinenbau zwei der meist verwendeten Maschinen-Elemente. Maschinen, die den Teig für unser tägliches Brot verarbeiten, Automaten verschiedenster Art, Baumaschinen, die wir auf der Straße antreffen — sie alle weisen Kurbeln und Hebel auf, die Kräfte und Bewegungen übertragen und umformen.

Die Kurbelschwinge

Die Kurbelschwinge, als eine der meist gebrauchten Formen des Gelenkvierecks, dient dazu, eine drehende Bewegung in eine schwingende Bewegung umzuwandeln. Dieses Getriebe, schematisch in Fig. 1.16 dargestellt, ist zunächst eine kinematische Kette und besteht aus den vier Gliedern a, b, c, d und den vier sie paarweise verbindenden Gelenken (Drehkörperpaare) mit parallelen Achsen.

Ein Glied, d, ist fest und als Steg (Gestell) ausgebildet. Wir erhalten damit ein Getriebe.

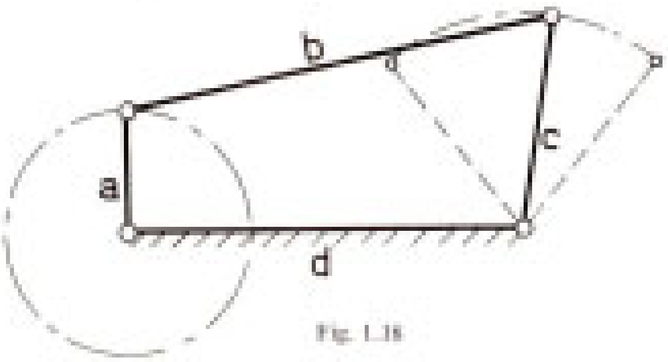


Fig. 1.16

Um die Gesetze dieses Getriebes besser verstehen zu können, bauen wir das Getriebemodell laut Fig. 1.17.

Als Kurbel (a) verwenden wir eine solche von 30 mm Länge (gemessen von der Lochmitte der großen Bohrung bis zur Lochmitte der äußeren, kleinen Bohrung). Als Schwinge (c) verwenden wir einen Schlitzhebel von 60 mm Länge. Das Glied (d) dieser Viergelenkkette ist durch das Maschinengestell dargestellt. Das Maschinengestell (d) wird in der Sprache der Getriebe-Spezialisten auch Steg bezeichnet. Man sieht aus Abbildung 1.16 wie der Steg, das feststehende Glied der Viergelenkkette, dargestellt wird: Durch Schraffur von unten links nach oben rechts.

Dieser Steg, d. h. der Abstand von Achsmitte zu Achsmitte, soll für das Versuchsmodell 86,9 mm messen. Dies wird dadurch erreicht, daß wir die Lagerböcke so befestigen, daß zwischen ihnen am untern Rahmen noch fünf Löcher der Winkelschienen sichtbar sind. Der Abstand von Lochmitte zu Lochmitte der Winkelschienen und ähnlicher Teile ist 12,7 mm. Mit Kurbel (a), Schwinge (c) und Steg (d) haben wir bereits drei Glieder dieser Viergliederkette. Nun kommt die Herstellung der Koppel (b) als Verbindung zwischen Kurbel (a) und Schwinge (c).

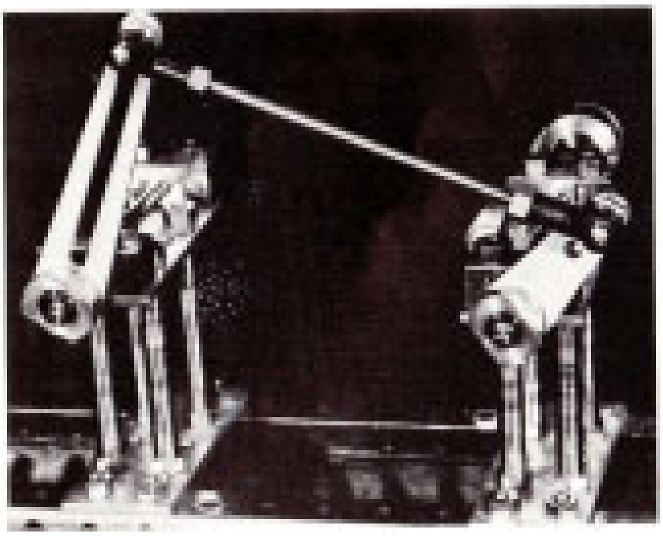


Fig. 1.17

Wir gebrauchen hier die Ausdrücke Kurbel, Schwinge, Steg und Koppel. Zum besseren Verständnis sind folgende Begriffe klar auseinander zu halten:

a = das kürzeste Glied, kann eine volle Umdrehung ausführen und wird als Kurbel bezeichnet.

c = kann nur eine schwingende Bewegung beschreiben und wird als Schwinge bezeichnet.

d = ist die starre Verbindung von a und c und wird als Steg oder Gestell bezeichnet.

b = ist das dem Steg gegenüberliegende Glied, als Verbindung zwischen Kurbel und Schwinge, und wird als Koppel bezeichnet.

Man sieht deutlich, daß dieses Getriebe-Modell eine geschlossene, kinematische Kette darstellt, in welcher jede Stellungsveränderung des einen Gliedes gegen das benachbarte Glied eine Stellungsveränderung der andern Glieder hervorruft. In diesem Falle ist ein Glied (der Steg d oder das Gestell) fest, und damit wird eine absolute Bewegung der andern Glieder erzwungen. Wir erzielen damit einen Zwanglauf. Durch die Bewegung der Kurbel kann sich die Schwinge nur in einer bestimmten Richtung, d. h. auf einem Kreisbogen bestimmter Länge bewegen, ebenso wie die Punkte der Koppel nur bestimmte Bahnen beschreiben. Was wir hier vor uns haben, ist ein Mechanismus mit einem Zwanglauf, oder ein Getriebe als Grundlage einer Maschine.

Wie lang muß nun die Koppel sein, damit die Kurbel eine volle Umdrehung ausführen und das Getriebe überhaupt funktionieren kann?

Ein erstes Grundgesetz der Viergelenkkette lautet, daß die Summe der Längen von drei Gliedern stets größer sein muß als das vierte Glied.

Wir haben:

die Kurbel (a)	=	30	mm
die Schwinge (c)	=	60	mm
den Steg (d)	=	86,9	mm
Gesamtlänge der drei Glieder		176,9	mm

Die Koppel muß deshalb kürzer sein als 176,9 mm.

Wir wählen nun eine Länge von 95 mm für die Koppel (b) und erreichen damit die für das Zustandekommen eines Gelenkviereckes notwendige Bedingung:

$$a + c + d > b .$$

d. h. a + c + d sind zusammen größer bzw. länger als (b), die Koppel. (Das Zeichen > bedeutet »größer als«).

Die Koppel wird mittels eines Gewindestiftes von 75 mm Länge, den zwei Stangenköpfen und zwei Muttern so zusammengeschraubt, daß die Länge zwischen den Lochmitten der beiden Stangenköpfe genau 95 mm mißt.

Im Bestandteil-Sortiment befinden sich ebenfalls Verbindungsstücke für die Herstellung längerer Koppeln, ferner ein Stangenkopf mit Linksgewinde (gekennzeichnet durch die äußere Rille) und ein Spannschloß mit Links- und Rechtsgewinde, die ein Verstellen der Längen erleichtern.

Ein zweites Grundgesetz für das richtige Funktionieren der Kurbelschwinge verlangt, daß die Summe der Längen des kleinsten und des größten Gliedes kleiner sein muß als die Summe der beiden mittleren Glieder.

Wir haben in unserem Beispiel:

die Kurbel (a)	=	30	mm	kürzestes Glied
die Koppel (b)	=	95	mm	längstes Glied
total	=	125	mm	
die Schwinge (c)	=	60	mm	mittleres Glied
der Steg (d)		86,9	mm	
total	=	146,9	mm	

Wir drücken das wie folgt aus:

$$a + b < c + d \quad (< \text{ bedeutet «kleiner als»})$$

Das heißt, daß die Kurbel (a) und die Koppel (b) zusammen kleiner sein müssen als der Steg (d) und die Schwinge (c).

Nachdem die einzelnen Glieder entsprechend vorbereitet wurden, werden sie zum Getriebe zusammengebaut. Die beiden Kurbelzapfen werden in das äußere Loch der Kurbel und am Ende des Schlitzes des Schwinghebels eingesetzt und mit einer Mutter befestigt. Bevor die Koppel aufgesetzt wird, werden noch Distanzringe auf die Kurbelzapfen gesteckt, damit die Kurbel bei voller Umdrehung sich frei bewegen kann. Die Sicherungsscheiben werden in die Rille der Kurbelzapfen gesteckt.

Beim Betrieb dieses Modells stellen wir fest, daß die Kurbel volle Umdrehungen ausführen kann, während die Schwinge nur schwingende Bewegungen beschreibt. Bei genauer Betrachtung des Bewegungsablaufes stellen wir ferner fest, daß die Schwinge an ihren beiden Endlagen einen kurzen Moment stillsteht, obwohl sich die Kurbel mit gleicher Winkelgeschwindigkeit weiter dreht. Diese beiden äußersten Punkte nennt man die Totpunkte. Die Totpunktstellungen sind gleichzeitig die Umkehrpunkte für die Bewegung der Schwinge.

Um die Bewegungsmerkmale der verschiedenen Getriebe für später festhalten zu können, wird der Student gut tun, sich seine eigenen Aufzeichnungen in einem Arbeitsheft niederzulegen. Er wird dabei z. B. die Stellungen des Getriebes laut Fig. 1.18 skizzieren. Man erleichtert sich ferner das Verständnis für die getrieblichen Zusammenhänge und der gegenseitigen Bewegungen, wenn man sich bei Getriebe-Skizzen verschiedener Farben bedient. Die folgende Ordnung hat sich bei Getriebefachleuten für die Veranschaulichung des Gelenkviereckes bereits bewährt:

Kurbel (a)	=	rot
Schwinge (c)	=	gelb
Gestell (d)	=	blau
Koppel (b)	=	grün

Die einzelnen Gelenke werden mit ①, ② usw. bezeichnet und zwar so, daß Gelenk ① zwischen d und a, Gelenk ② zwischen a und b, Gelenk ③ zwischen b und c, und Gelenk ④ zwischen c und d zu liegen kommt.

Bei einfachen Getriebeskizzen wird das Gestell entweder durch dünnere Linien oder durch Schraffur bezeichnet. Beim Studium dieses Getriebes werden wir festgestellt haben, daß bei gleichförmiger Drehbewegung der Antriebskurbel die Schwinge an verschiedenen Stellen eine wechselnde Winkelgeschwindigkeit aufweist. Zwischen den beiden äußersten Lagen, den Totpunkten oder Umkehrpunkten, beschreibt die Schwinge eine kreisbogenförmige Bahn.

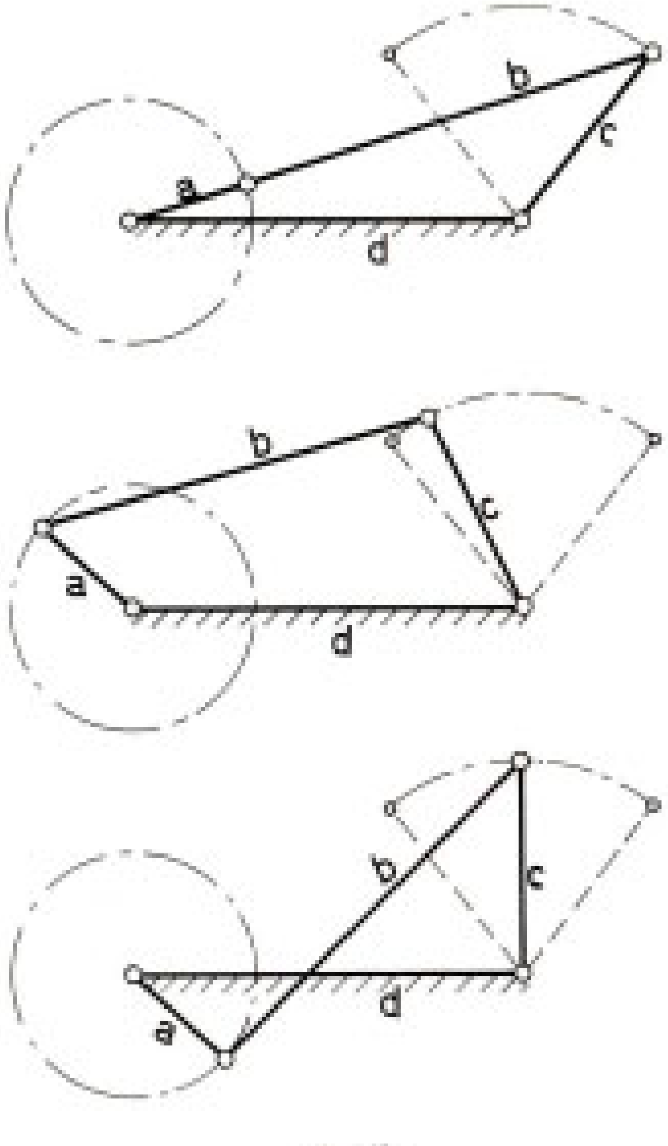


Fig. 1.18

Wir haben eingangs erwähnt, daß die Kurbelschwinge dazu dient, eine rotierende in eine schwingende Bewegung umzuwandeln. Da Maschinen dazu dienen, Arbeit zu leisten und in fast allen Fällen auch die Geschwindigkeiten der Bewegungen eine große Rolle spielen, wollen wir dieses einfache Modell gleich für die Erläuterung der wichtigsten Begriffe, die jeder Techniker und Ingenieur beherrschen muß, heranziehen. Es sind dies die Begriffe der Winkelgeschwindigkeit und der Winkelbeschleunigung. Während das einfache Modell laut Fig. 1.17 dies nicht ohne weiteres vermittelt, gehen wir wie folgt vor:

Wir bauen am bereits bestehenden Getriebemodell die zusätzlichen Teile an, die leicht aus Abbildung 1.19 ersichtlich sind. Wir entfernen die Handkurbel und befestigen die Zifferblätter. Die beiden Zifferblätter werden auf einen steifen Karton montiert und mit Klebstreifen befestigt. Die Zeiger werden auf den besonderen Naben montiert. Fig. 1.20.

Wir können mit Hilfe dieses Instrumentes feststellen, daß für die gleiche Winkelgeschwindigkeit der Antriebskurbel (der kleine Zeiger), der große Zeiger (die Schwinge) einen längeren oder kürzeren Kreisbogen der großen Skala bestreicht. Die Winkelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen werden aus diesem Modell leicht ersichtlich.

Die mit diesem Modell zusammenhängenden Begriffe und Formeln der Physik sind im Abschnitt 8 «Physik» nachzulesen.

Das nachfolgende Problem und die Erklärungen zeigen, wie die Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung der Schwinge berechnet werden.

a) Messen Sie an einer Kurbelschwinge mit a = 30 mm, b = 95 mm, c = 60 mm, d = 86,9 mm den Zusammenhang zwischen der Drehbewegung der Kurbel (Antrieb) und der Drehbewegung der Schwinge.

b) Tragen Sie den gemessenen Zusammenhang graphisch in ein Diagramm.

c) Berechnen Sie aus den Meßdaten den Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit der Schwinge und der Drehbewegung der Kurbel, wobei als Drehzahl der Kurbel n = 60 U/min (Umdrehungen je Minute) anzunehmen ist.

d) Zeichnen Sie auch diesen Zusammenhang in ein Winkelgeschwindigkeitsdiagramm.

Wegleitung:

a) Stellen Sie die Zeiger so ein, daß der kleine Zeiger der Kurbel auf 360 = 0 steht und der große Zeiger der Schwinge auf 90° steht.
Drehen Sie die Kurbel schrittweise um 20° vorwärts und lesen Sie jeweilen die Lage des Zeigers der Schwinge ab. Sie finden dabei die in Tabelle 1 zusammengestellten Werte.

b) Zeichnen Sie auf ein Blatt (am besten ein in jeder Papeterie käufliches Millimeter-Papier) eine horizontale Achse und tragen Sie darauf den Kurbelwinkel φ_a ab mit einem Maßstabsfaktor von 20° pro 10 mm. Auf einer vertikalen Achse tragen Sie die Verdrehung der Schwinge mit einem Maßstabsfaktor von 10°/10 mm ab. Aus der so erhaltenen Kurve 1 ist deutlich zu ersehen, daß bei gleichmäßiger Drehung der Kurbel die Schwinge sich ungleichmäßig bewegt.

c) Um die Winkelgeschwindigkeit ω zu berechnen, braucht man aus dem Physikabschnitt die Formel P 11, also:

$$\omega = \frac{\text{Winkelzuwachs}}{\text{Zeitzuwachs}} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$$

weil die Winkelgeschwindigkeit nicht gleichmäßig ist.
Als Zeitzuwachs Δt nehmen wir diejenige Zeit, die die Kurbel braucht, um sich bei der angenommenen Drehzahl der Kurbel von n = 60 U/min = 1 U/sec um 20° zu verdrehen. Da die Kurbel in 1 sec gerade einmal herum geht, ergibt dies:

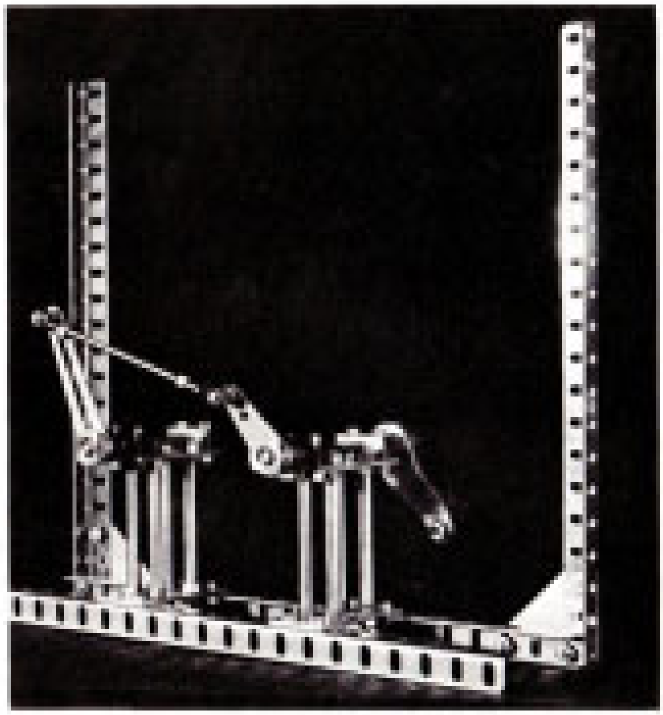


Fig. 1.19

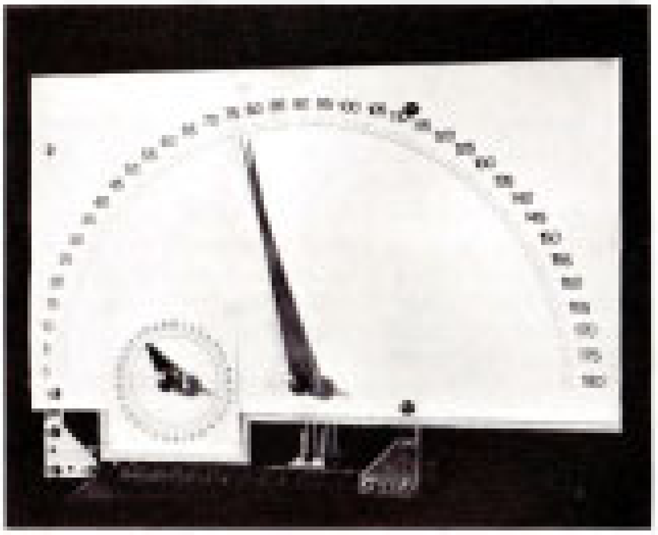


Fig. 1.20

$$\Delta t = \frac{1\ \text{sec} \cdot 20^\circ}{360^\circ} = 0{,}055\ \text{sec.}$$

Den zu diesem Δt zugehörigen Winkelzuwachs $\Delta\varphi_{Sch}$ findet man als Differenz zweier untereinander stehender Werte der Winkel φ_{Sch} in Tabelle 1. Sie sind in Tabelle 2 in Kolonne B ausgerechnet. Nach dem Physikabschnitt 3.5 darf man aber den Winkel nicht in Graden in die Formel P 11 einsetzen, sondern muß ihn zuerst in Arcus-Einheiten umrechnen.

Dies geschieht nach der Physik-Formel P 8, also z. B.:

$$57{,}3^\circ = 1\ \text{rad}$$

$$10^\circ = \frac{1\ \text{rad}\ 10^\circ}{57{,}3^\circ} = 0{,}1745\ \text{rad.}$$

Die so berechneten Werte sind in Tabelle 2, Kolonne C, eingetragen. Nun findet man als Winkelgeschwindigkeit der Schwinge im Bereich von 0—20° der Kurbel

$$\omega_{Sch} = \frac{\Delta\varphi_{Sch}}{\Delta t} = \frac{0{,}1745\ \text{rad}}{0{,}055\ \text{sec.}}$$

Für den Bereich 20—40° der Kurbel hat die Schwinge schon eine kleinere Winkelgeschwindigkeit, nämlich

$$\omega_{Sch} = \frac{0{,}122\ \text{rad}}{0{,}055\ \text{sec}} = 2{,}22\ \text{rad/sec.}$$

Alle Winkelgeschwindigkeiten der Schwinge sind in Tabelle 2, Kolonne D, zusammengestellt.

d) Das Diagramm der so berechneten Winkelgeschwindigkeiten ω_{Sch} in Abhängigkeit des Drehwinkels φ_K der Kurbel ergibt Kurve 2. Wenn man will, kann man auf der horizontalen Achse auch die Zeit auftragen. In unserem Fall ist die Umrechnung von Winkel auf Zeit speziell einfach, da den 360° gerade 1 sec entspricht. Im allgemeinen geschieht diese Umrechnung mit Hilfe der Physikformel P 10.

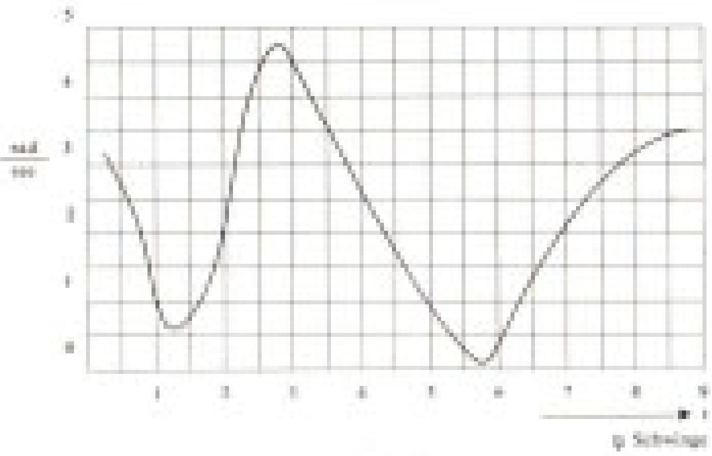
Tabelle 1

A *Kurbel* φ_K	B *Schwinge* φ_{Sch}
0°	90°
20°	100°
40°	107°
60°	109°
80°	104,5°
100°	93,5°
120°	78,5°
140°	66,5°
160°	56,5°
180°	50°
200°	45°
220°	43°
240°	43,5°
260°	46,5°
280°	52°
300°	59,5°
320°	69°
340°	79°
360°	90°

Tabelle 2

A φ_K	B $\Delta\varphi_{Sch}$ in Graden	C $\Delta\varphi_{Sch}$ in rad	D ω_{Sch} rad/sec
0°			
	10°	0,1745	3,18
20°			
	7°	0,122	2,22
40°			
	2°	0,0349	0,635
60°			
	4,5°	0,0785	1,425
80°			
	11°	0,192	3,49
100°			
	15°	0,262	4,77
120°			
	12°	0,209	3,3
140°			
	10°	0,1745	3,18
160°			
	6,5°	0,1135	2,06
180°			
	5°	0,872	1,585
200°			
	2°	0,349	0,635
220°			
	0,5°	0,00872	0,158
240°			
	3°	0,0523	0,952
260°			
	5,5°	0,096	1,74
280°			
	7,5°	0,131	2,38
300°			
	9,5°	0,166	3,02
320°			
	10°	0,1745	3,18
340°			
	11°	0,192	3,49
360°			

Kurve 1.



Kurve 2.

Nach der Ermittlung der Geschwindigkeitsverhältnisse mittels der soeben erklärten praktischen Übung geben wir nachstehend eine ausführliche Erklärung der zeichnerischen Methode und wiederholen absichtlich bereits bekannte Überlegungen.

Unter der Geschwindigkeit V_A des Punktes A in Fig. 1.21 eines sich drehenden Körpers versteht man den Weg in der Zeiteinheit, z. B. in einer Sekunde, den der Punkt zurücklegen würde, wenn er sich von da ab gleichförmig weiterbewegte. Es soll nun für die in Fig. 1.21 vorhandene Stellung des Getriebes die Geschwindigkeit des Schwingzapfens D für die gegebene Geschwindigkeit des Kurbelzapfens A ermittelt werden.

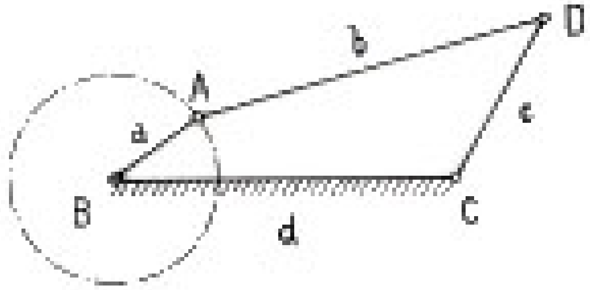


Fig. 1.21

Die beiden Punkte A und D gehören der Koppel an, die sich augenblicklich um das Momentanzentrum 0 dreht. Fig. 1.22. Dieses Zentrum ist der Relativpol der Koppel b gegen den festen Steg d und ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Verlängerungen der beiden Glieder a und c.
Mit Hilfe eines Dreiecks können wir nun die Geschwindigkeiten irgendeines Punktes berechnen und gehen dabei wie folgt vor.

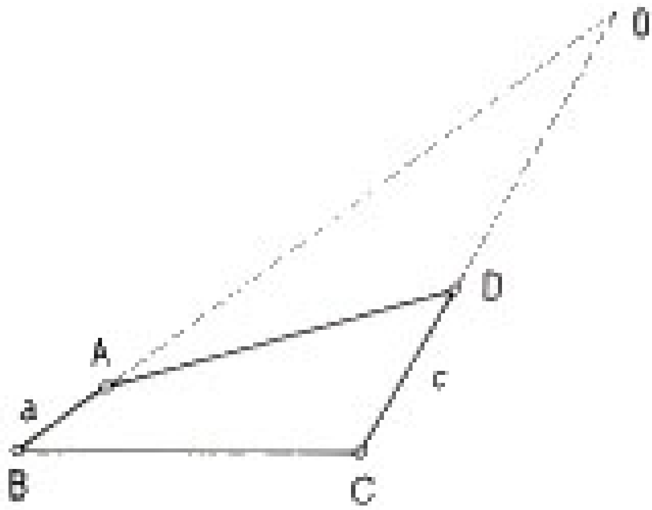


Fig. 1.22

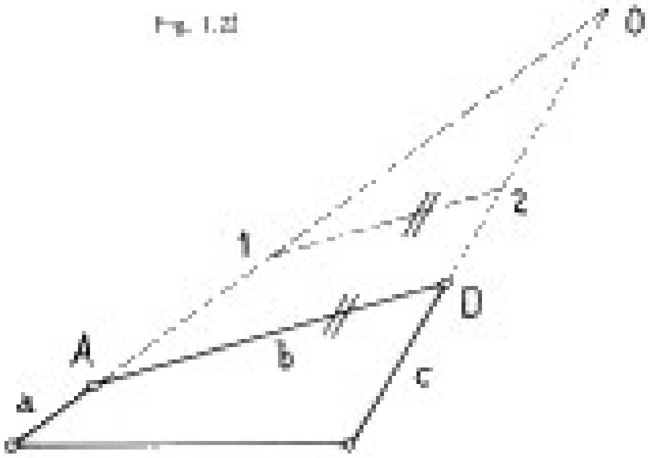


Fig. 1.23

Man zeichne vorerst das Dreieck AOD laut Fig. 1.23 und ziehe in einem beliebigen Abstand die Linie 12 parallel zur Seite des Dreieckes AD. Betrachten wir nun die abgeschnittenen Strecken auf den Schenkeln des Dreieckes AO und DO, so finden wir eine Anwendung des folgenden Grundsatzes der Geometrie:

Zieht man durch die Schenkel eines Winkels zwei Parallelen, so verhalten sich die Abschnitte auf dem einen Schenkel gleich wie die entsprechenden Abschnitte auf dem andern.

Fig. 1.24

Auf Fig. 1.23 ist die abgeschnittene Strecke A 1 proportional zur Strecke D2.

Der Längenunterschied der beiden abgeschnittenen Strekken A1 und D2 kommt deutlich in Fig. 1.24 zur Geltung. Nehmen wir nun an, die Strecke A1 bedeute eine Geschwindigkeit von 10 mm pro Sekunde, so bedeutet die Strecke D2 eine Geschwindigkeit proportional zur Strecke A1.

Auf unser praktisches Beispiel angewendet, verfahren wir wie folgt:

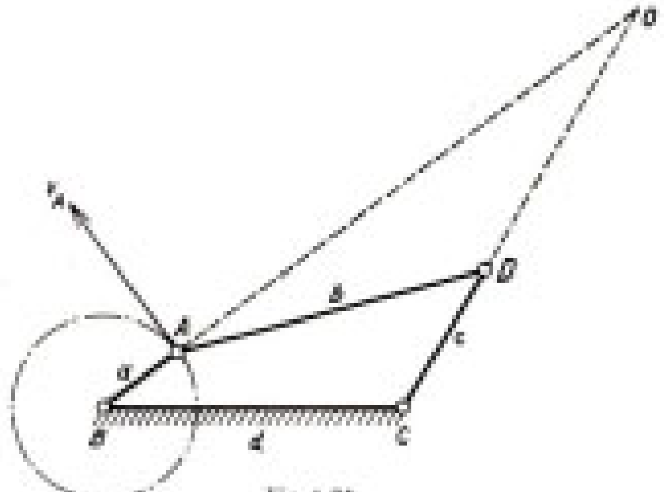


Fig. 1.23

Fig. 1.25 Beim Kurbelzapfen A tragen wir den Geschwindigkeitsvektor V_A in einer uns bekannten Größe auf, da die Drehzahl des Antriebes bekannt ist.

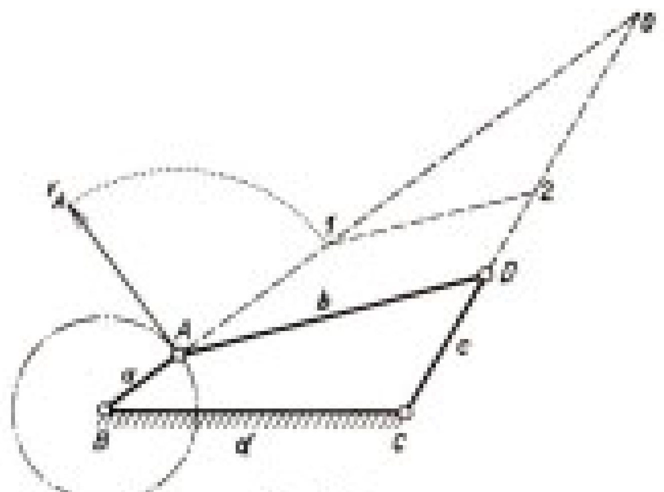


Fig. 1.26

Fig. 1.26 Die Länge des Gesch indigkeitsvektors V_A wird auf den Polstrahl OA übertragen und vom Schnittpunkt aus eine Parallele zur Koppel b zwischen den Punkten OD gezogen, die den Polstrahl OD bei Punkt 2 schneidet.

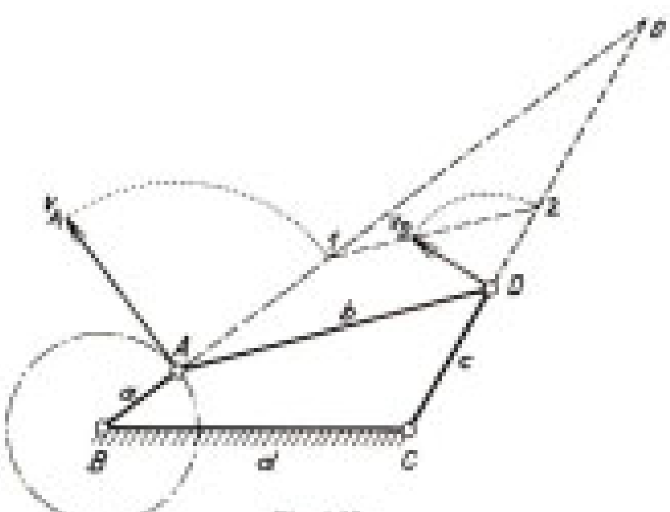


Fig. 1.27

Fig. 1.27 Auf dem Polstrahl OD wird bei Punkt D eine Senkrechte gezogen, die den Geschwindigkeitsvektor des Punktes D darstellt. Die von der Parallelen 1—2 auf dem Polstrahl OD abgeschnittene Strecke wird auf den Geschwindigkeitsvektor V_D übertragen und dessen Länge festgelegt.

Damit ist die geometrische Konstruktion zum Aufsuchen der Geschwindigkeit des Punktes D festgelegt.

Somit haben wir $V_A : V_D = OA : OD$.

Fig. 1.28 zeigt die gleiche Konstruktion für eine andere Stellung des Getriebes.

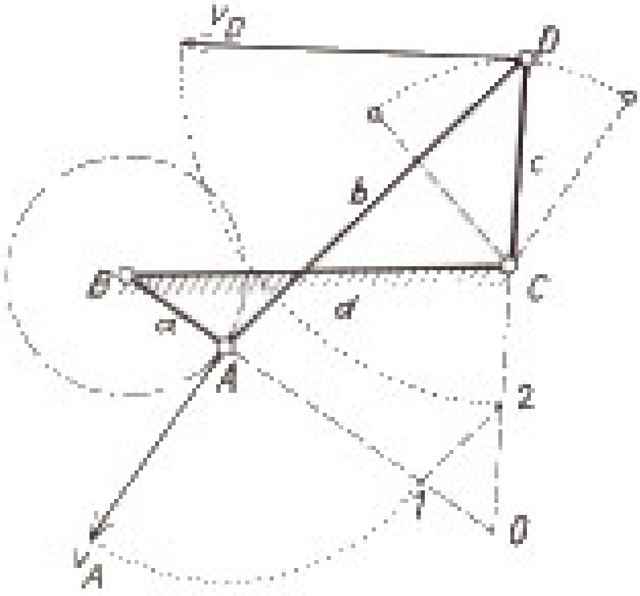
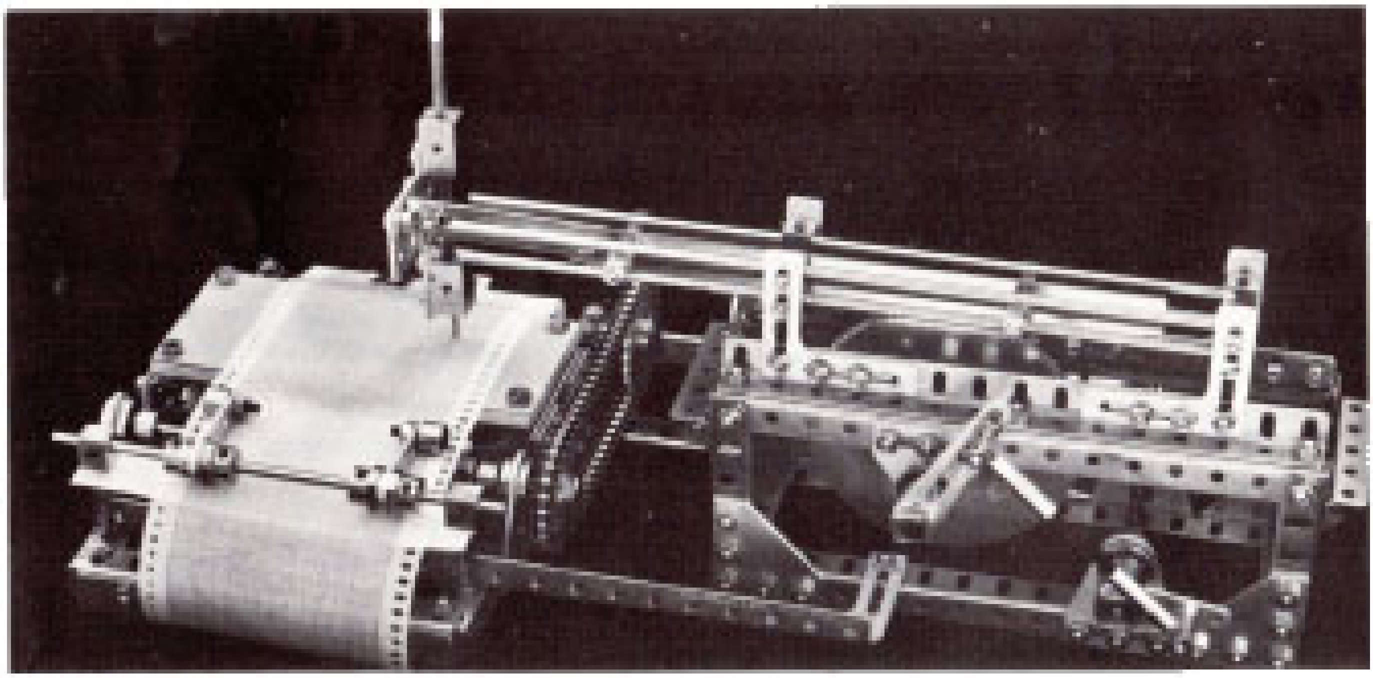


Fig. 1.28

Wir erhalten durch diese geometrischen Konstruktionen die absolut genaue Geschwindigkeit des Punktes D für eine bestimmte Stellung des Getriebes, d. h. die sogenannte Momentangeschwindigkeit des Punktes D.
Wollen wir den Geschwindigkeitsverlauf des Punktes D über seine ganze Bahn verfolgen und berechnen, so müssen wir Punkt für Punkt der Bahn des Kurbelzapfens A die gleiche geometrische Konstruktion durchführen.

Eine wesentlich einfachere Methode wird durch die AUTOMAT-Baukasten ermöglicht. Fig. 1.29 zeigt einen Registrier-Apparat zur Aufzeichnung eines Zeitwegdiagrammes der Bewegungen der Kurbelschwinge. Mit Hilfe des Registrierstreifens, der sich photographisch vergrößern läßt, können die Geschwindigkeiten des Schwingen-Zapfens D an jeder beliebigen Stelle seiner Bahn auf Grund des Zeitwegdiagrammes ermittelt werden.
Wir senden Ihnen gerne gratis eine detaillierte Bauanleitung für dieses Instrument.

Fig. 1.29



Der Exzenter mit Schwinge

Der Exzenter spielt im Maschinenbau ebenfalls eine wichtige Rolle. Was jedoch weniger bekannt ist, besteht in der Tatsache, daß wir hier ebenfalls einen Kurbelbetrieb vor uns haben.

Das Kurbelgelenk ist durch Zapfenerweiterung zum Exzenter geworden. Da in der technischen und wissenschaftlichen Literatur der Begriff der Zapfenerweiterung sehr häufig vorkommt, wollen wir mit einigen wenigen und einfachen Zeichnungen dies erklären.

Bei der Kurbelschwinge laut Fig. 1.16 stellen wir fest, daß die Kurbel die mehrfache Länge des Achsdurchmessers aufweist. Es können jedoch in der Praxis Fälle auftreten, wo die Länge der Kurbel sehr klein ist, so klein sogar, daß sie innerhalb des Durchmessers der Antriebswelle zu liegen kommt, laut Fig. 1.30. In anderen Fällen mag der Kurbelzapfen nur sehr wenig über den Durchmesser der Antriebswelle hinausragen. Da die Herstellung solcher Kurbeln in der Fabrikation Schwierigkeiten bereitet und außerdem nicht die nötige Festigkeit gewährleisten würde, hat man das Problem auf dem Umwege über die sogenannte Zapfenerweiterung gelöst.

Das Ende der Antriebswelle wird zu einer Scheibe erweitert, um welche ein Ring in einer Nute gleiten kann (Drehkörperpaar). Diese Scheibe ist so in der Welle befestigt, daß die nachgesuchte Länge der Kurbel a durch entsprechende exzentrische Anordnung der Welle erreicht wird.

Die Koppel ist am Gleitring befestigt.

Auf diese Weise erreichen wir die nachgesuchte Bewegung der Schwinge. Fig. 1.33 zeigt verschiedene Stellungen dieses Getriebes.

Wir können dabei feststellen, daß wir es mit einem Gelenkviereck, mit einer geschlossenen kinematischen Kette zu tun haben, bei dem das kleinste Glied a gegenüber den drei anderen Gliedern eine volle Drehung ausführen kann.

Für die Länge der Glieder gelten dieselben Bedingungen wie für die Kurbelschwinge Fig. 1.16.

Wenn wir die Bewegungen der Kurbelschwinge aufmerksam verfolgen, so haben wir festgestellt, daß bei zwei Stellungen die Koppel die Achse der Antriebswelle schneidet.

Durch die Verwendung des Exzenters können wir somit erreichen, daß dieses Getriebe auch für eine Abtriebsbewegung zwischen den Lagerböcken verwendet werden kann, wie dies z. B. für den Antrieb von Pumpen usw. in der Praxis angewendet wird.

Beim Antrieb des Getriebes durch Drehen der Exzenterscheibe ist der beim Exzenter auftretende Reibungsverlust unmittelbar vom Antrieb aufzubringen, ohne daß sich diese Vergrößerung der Antriebsleistung in der Koppelstange bemerkbar macht.

Wird das Getriebe bei der Schwinge angetrieben, dann verursacht die am Exzenter verbrauchte Reibung eine Vergrößerung der Koppelkraft, wodurch bereits vor den Totpunktstellungen eine Sperrung des Getriebes auftritt.

Fig. 1.30

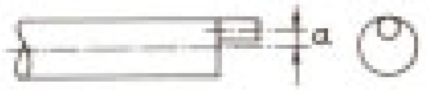


Fig. 1.31

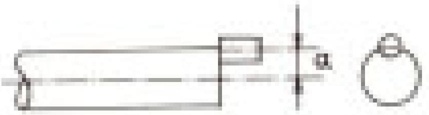
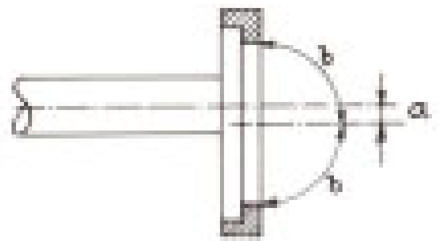


Fig. 1.32



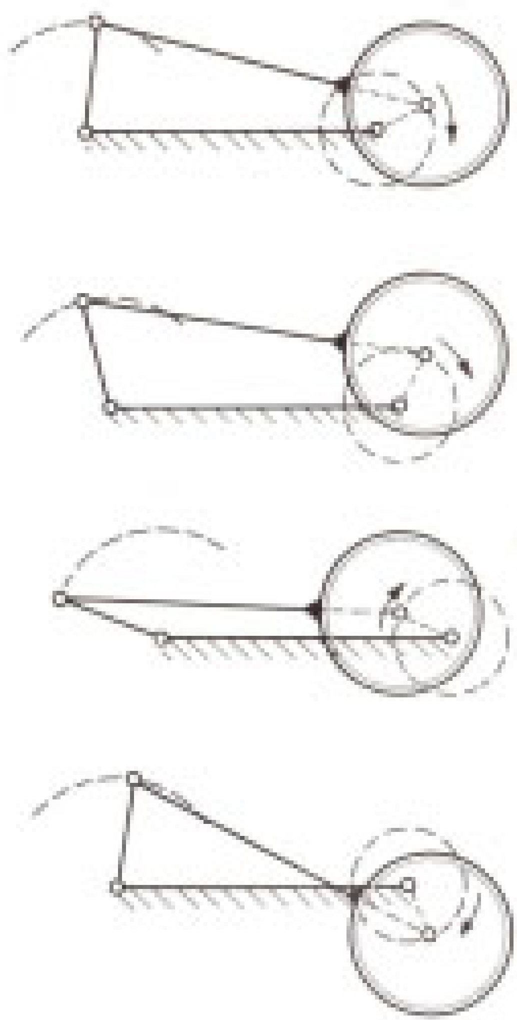


Fig. 1.33

Die umlaufende Doppelkurbel

Die umlaufende Doppelkurbel laut Prinzipskizze 1.34 ist ein Gelenkviereck, bestehend aus vier Gliedern a, b, c, d, und vier Gelenkzapfen (Drehkörperpaare) A, B, C, D.

Für das Vorhandensein einer Doppelkurbel sind drei Bedingungen erforderlich:

a) Damit sich überhaupt eine Gelenkkette ausbilden läßt, muß die Summe der Längen von drei Gliedern größer sein als die Länge des vierten Gliedes ($a + b + c > d$).

b) Damit eine Kurbeldrehung zustande kommt, muß die Summe der Längen des kleinsten und des größten Gliedes kleiner sein als die Summe der Längen der beiden mittleren Glieder ($a + d < b + c$).

c) Bei diesem Gelenkviereck muß ein Glied mit der kleinsten Länge (a) festgehalten werden.

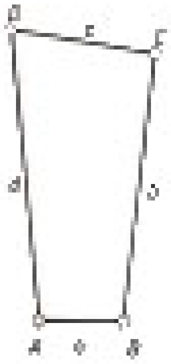


Fig. 1.34

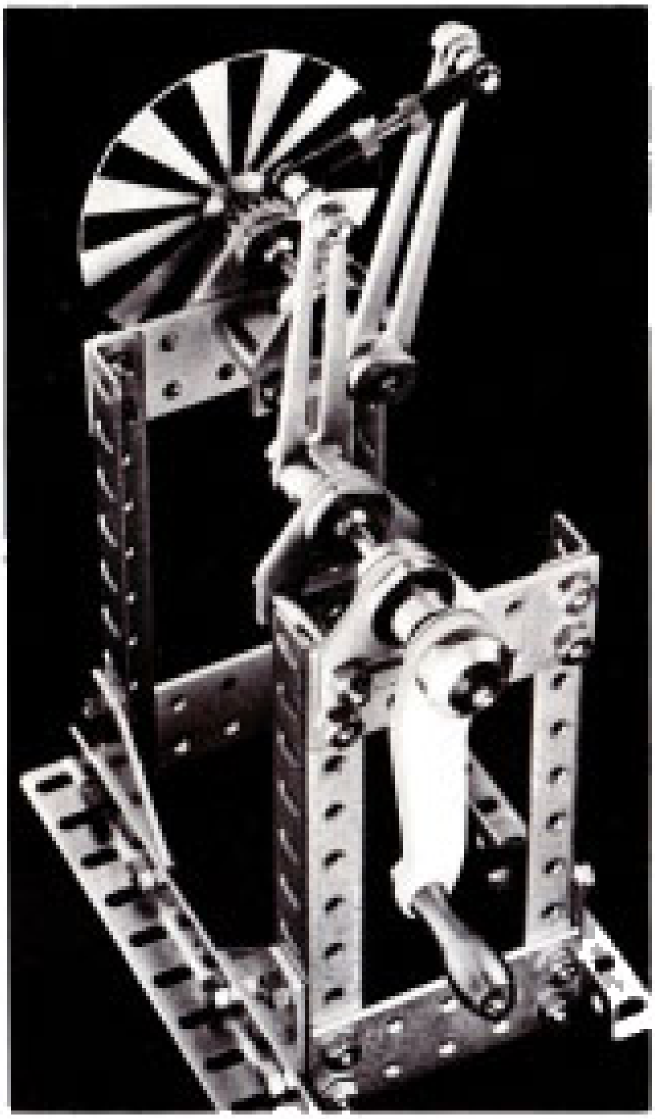


Fig. 1.35

Beim Betrieb des Getriebemodells laut Fig. 1.35 stellen wir fest, daß auch dieses Getriebe einen Zwanglauf ergibt. Jeder Punkt beschreibt immer genau die gleiche Bahn. Während der Bewegung dieses Getriebemodells führen drei Glieder volle Umdrehungen aus und zwar so, daß sie zueinander nur Schwingbewegungen machen.

Die Drehbewegung der beiden Kurbeln ist derart, daß, wenn sich die eine gleichförmig dreht, die andere eine ungleichförmige Drehung ausführt.

Die Stroboskopscheibe auf der Abtriebswelle vermittelt bereits den Begriff der ändernden Winkelgeschwindigkeit des angetriebenen Gliedes.

Um das Ausmaß der Ungleichförmigkeit der Drehbewegung zu ermitteln, können wir zwei Methoden anwenden:

a) die graphische Methode;

b) die praktische Methode mittels Meßinstrument.

Für die graphische Methode benötigen wir wiederum die Drehpole, wie bereits für die Kurbelschwinge beschrieben.

Die relativen Drehpole gegenüberliegender Glieder befinden sich jeweils im Schnittpunkt der beiden andern Glieder, Fig. 1.36.

Den relativen Drehpol O_{bd} der beiden Kurbeln b und d erhält man somit im Schnittpunkt der Geraden durch c mit der Geraden durch a. Es ist stets $O_{bd} = O_{db}$ und $O_{ac} = O_{ca}$.

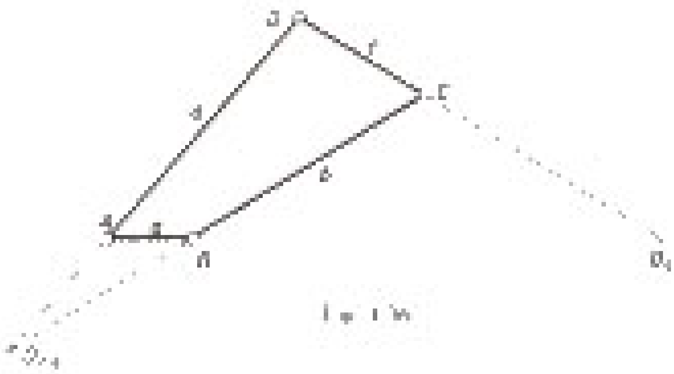


Fig. 1.36

Die Winkelgeschwindigkeiten der Kurbeln verhalten sich umgekehrt wie die Abstände der zugehörigen Drehzapfen vom Schnittpunkt der Koppel mit dem Steg.

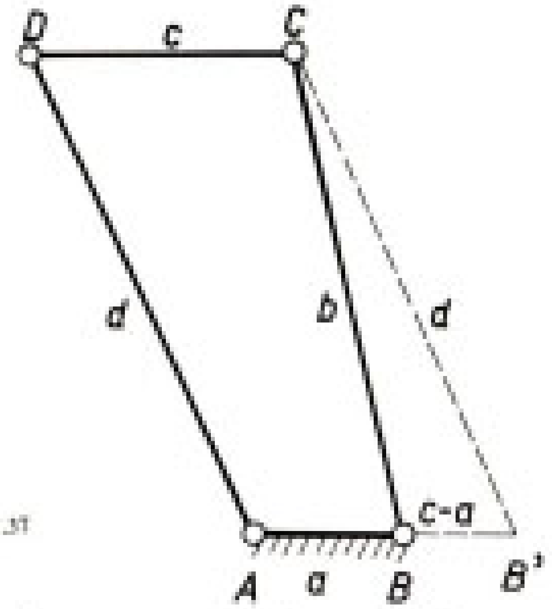


Fig. 1.37

In den Stellungen der Doppelkurbel (Fig. 1.37 und 1.38), wo die Koppel parallel zum Steg steht, fällt der Schnittpunkt von c mit a ins Unendliche, und die beiden Kurbeln besitzen in diesem Augenblick, wenn sie sich bewegen, gleiche Winkelgeschwindigkeiten.

Diese beiden Stellungen der Doppelkurbel, in denen die Koppel c zum Steg a parallel steht, können mittels Konstruktion eines Hilfsdreieckes leicht gefunden werden.

In Fig. 1.37 ist BB' = c—a, B'C = d und BC = b.

In Fig. 1.38 ist AA' = c, A'C = d und BC = b.

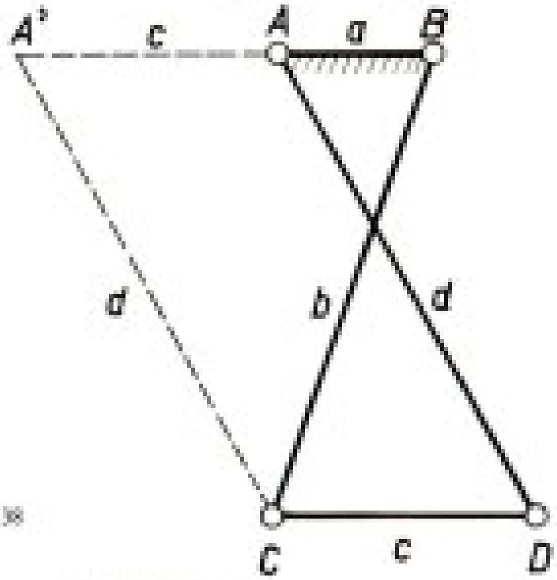


Fig. 1.38

In der Stellung der Doppelkurbel, in der die Koppel c die Gerade AB auf der Seite B am nächsten schneidet, ist die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel b gegenüber der von d am größten; ist aber umgekehrt der Schnittpunkt von c mit der Geraden AB auf der Seite des Punktes A, und diesem am nächsten, so ist die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel d gegenüber der von b am größten.

Bei der Bewegung der Doppelkurbel (Fig. 1.36) ist das Momentanzentrum der Koppel c der Relativpol O_{ca} zwischen der Koppel c und dem Steg a, der sich als Schnittpunkt der beiden Kurbeln b und d ergibt.

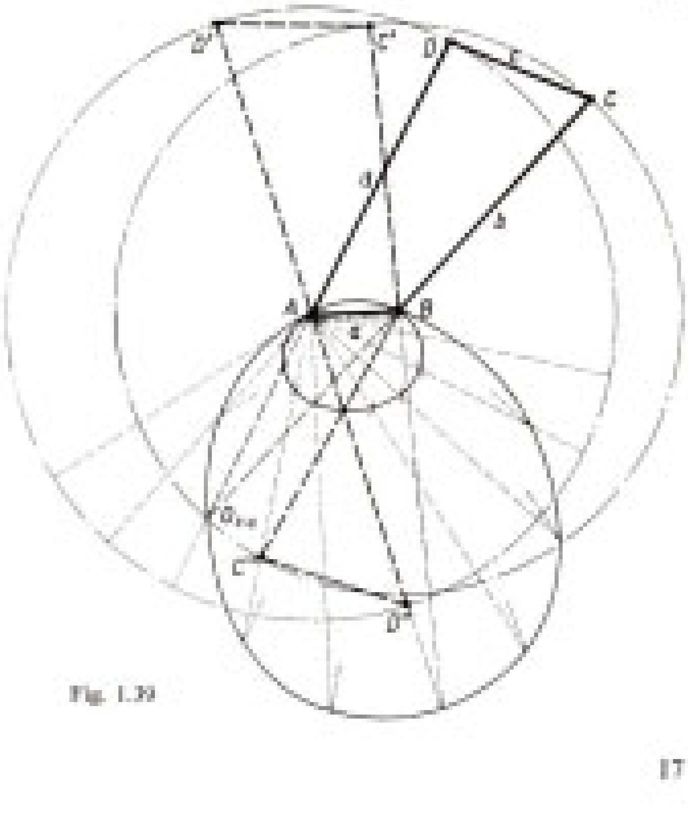


Fig. 1.39

Während der Bewegung der Doppelkurbel (Fig. 1.36) beschreibt das Momentanzentrum O_{ca} eine Kurve (Fig. 1.39), die für die Bewegung der Koppel c als feste Polbahn anzusprechen ist.

Die feste Polbahn für die Bewegung von c (Fig. 1.39) geht zweimal durch die Zapfen A und B, und zwar immer dann, wenn die Kurbel des andern Drehzapfens in die Richtung a fällt.

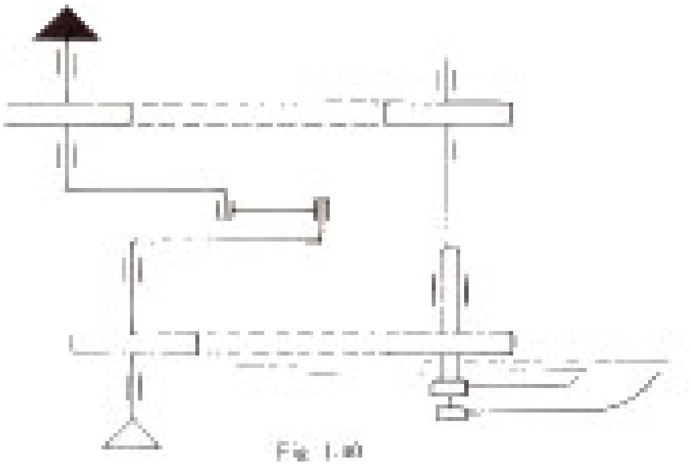
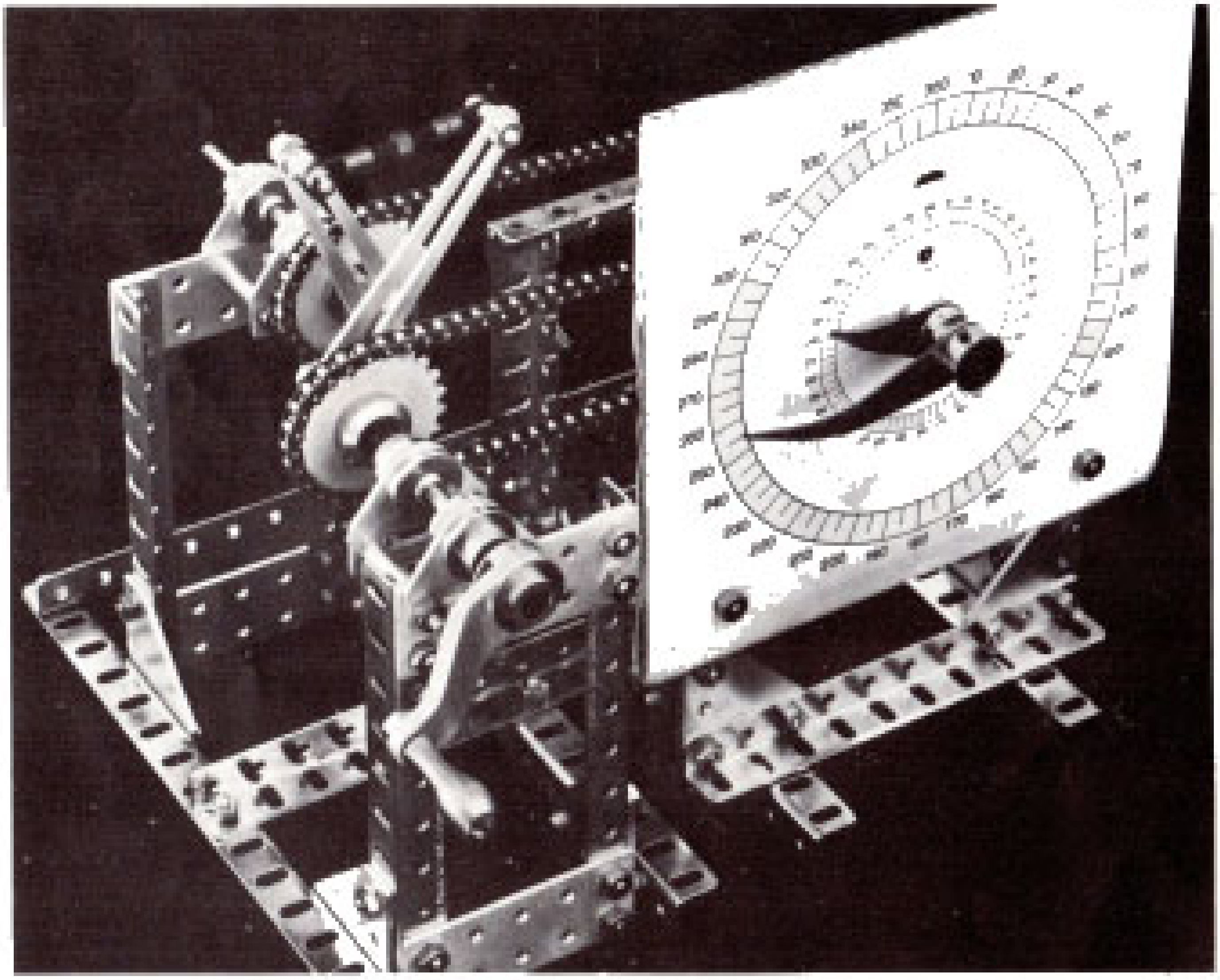


Fig. 1.40

Die Geschwindigkeiten der beiden Kurbeln d und b läßt sich auch anhand eines einfachen Instrumentes ermitteln, das auf dem gleichen Prinzip wie dasjenige der Schleppkurbel (Fig. 1.34) aufgebaut ist. Fig. 1.40 zeigt den Getriebeplan für das Meßinstrument der umlaufenden Doppelkurbel. Je nachdem der Antrieb bei Kurbeln d und b erfolgt, ergeben sich verschiedene Werte.

Diese Art der Bewegungsübertragung von einer Welle auf die andere ist somit für raschlaufende Wellen, die Massen zu bewegen haben, wegen der dabei entstehenden Massenträgheitskräfte nicht geeignet.

Fig. 1.40 a



Die Schlepp-Kurbel

(Umlaufende Geradschubschleifenkurbel mit Schleife beim Kurbelzapfen.)

Dieser Mechanismus laut Prinzipschema 1.41 dient zur Übertragung der Drehbewegung von einer Welle auf eine andere Welle.

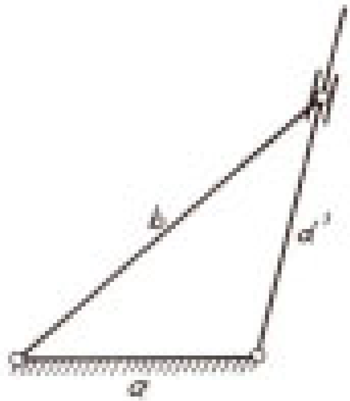


Fig. 1.41

Es handelt sich hier um eine Viergelenkkette ABCD mit einem Gelenkpunkt D im Unendlichen. Um diesen Ausdruck «im Unendlichen» erfassen zu können, müssen wir uns das so vorstellen, daß um den Punkt D, der sehr weit weg liegt, eine Koppel dreht und vom Glied b oder d' angetrieben wird.

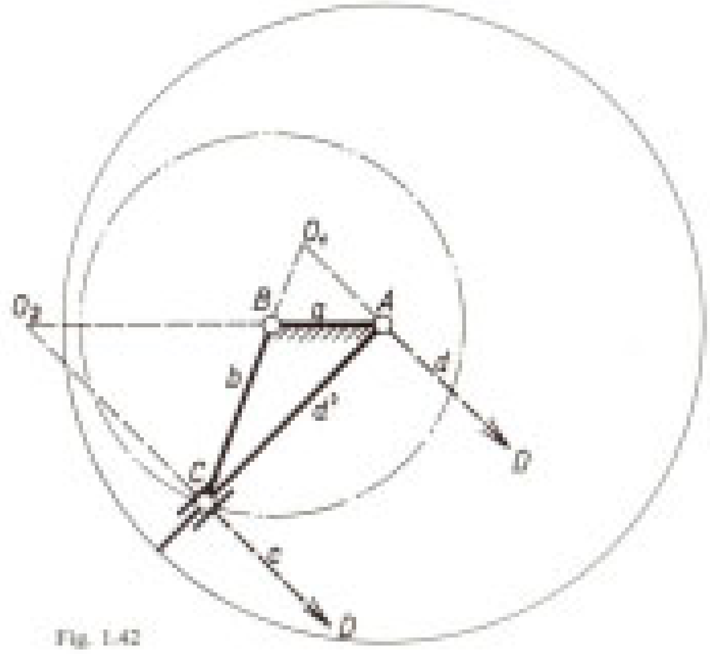
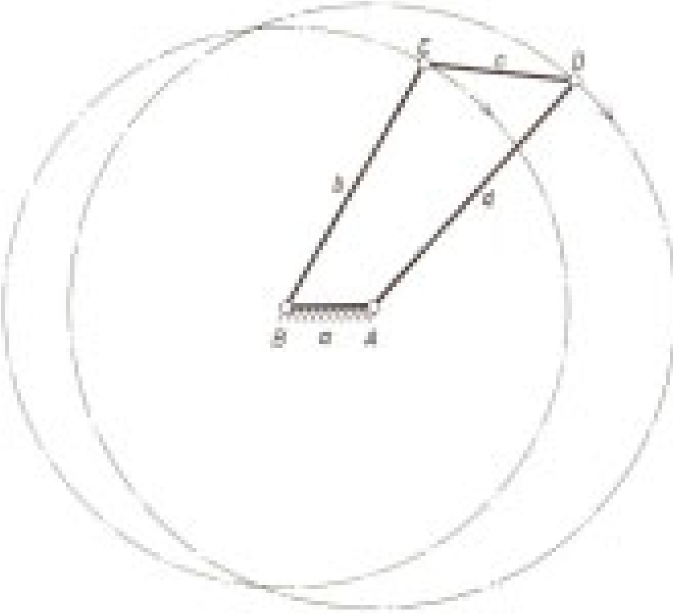


Fig. 1.42



Getriebetechnisch entspricht dieser Mechanismus der umlaufenden Doppelkurbel (Fig. 1.43), die endliche Gliedlängen aufweist.

Das Momentanzentrum O_1 (Fig. 1.42) des Schiebers c wird — mit Glied a als festem System — als Relativpol zwischen den Gliedern c und a durch den Schnittpunkt der beiden andern Glieder b und d erhalten.

Fig. 1.43

Die Bahn des Momentanzentrums O_2 (Fig. 1.44), die eingezeichnete geschlungene Kurve, mit Doppelpunkten in A und B, ist die feste Polbahn für die Bewegung des Schiebers.

Die vom Gelenk A (Fig. 1.42) ausgehende, nach Gelenk C führende Schieberführung d' gehört dem System des Gliedes d an und besitzt die Drehgeschwindigkeit von d, die übrigens mit der Drehgeschwindigkeit des Gliedes c (Schieberführung bei C) gleich ist.

Der Drehpol der Relativbewegung der Glieder b und d (Fig. 1.42) liegt in O_2, dem Schnittpunkt der beiden andern Glieder a und c.

Da A und B die Drehpole der Systeme b und d gegen das feste System sind, so gibt die Lage des Relativpols O_2 zu diesen Punkten das Verhältnis der Drehgeschwindigkeiten der beiden Systeme an.

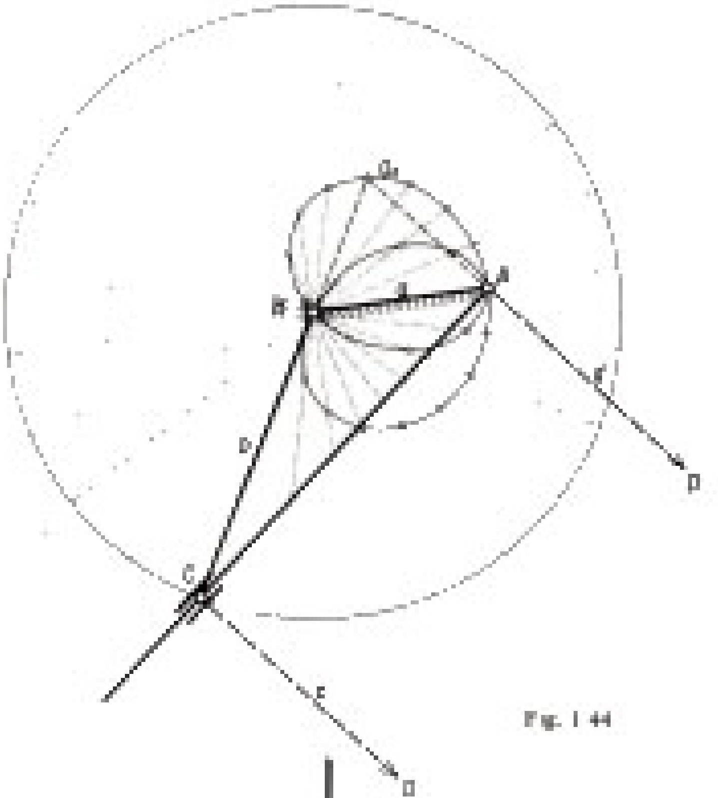


Fig. 1.44

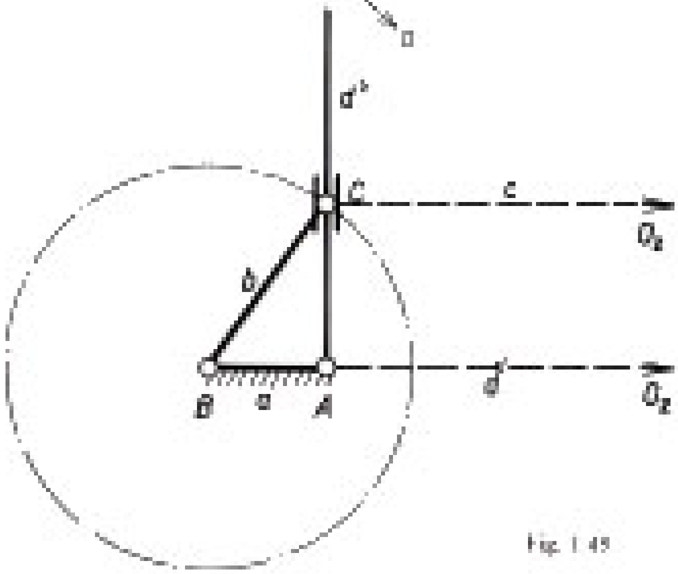


Fig. 1.45

Fällt O_2 (Fig. 1.45 und 1.46) ins Unendliche, so sind die Drehgeschwindigkeiten der Glieder b und d und damit auch d' einander gleich.

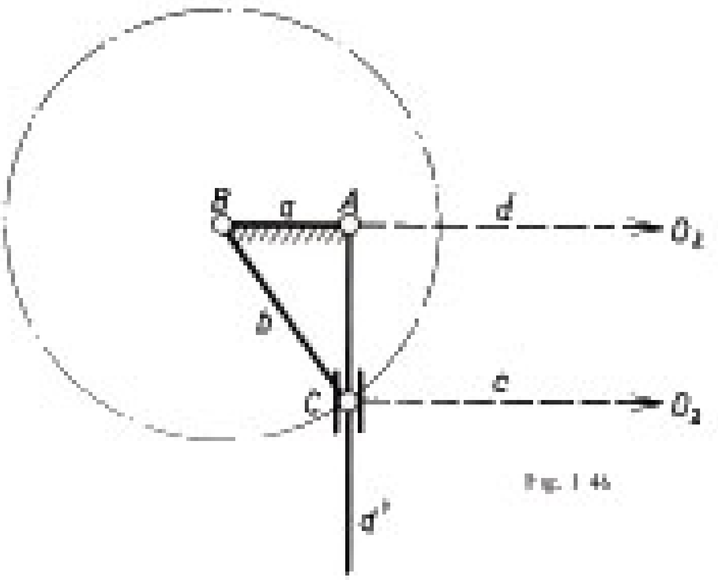


Fig. 1.46

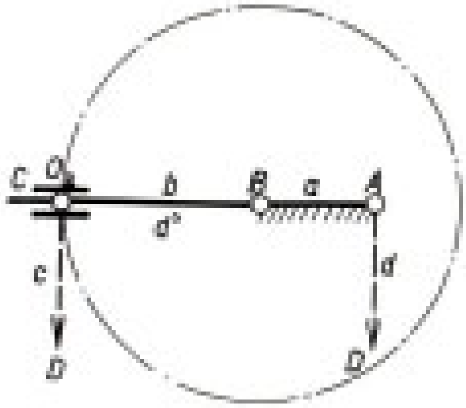


Fig. 1.47

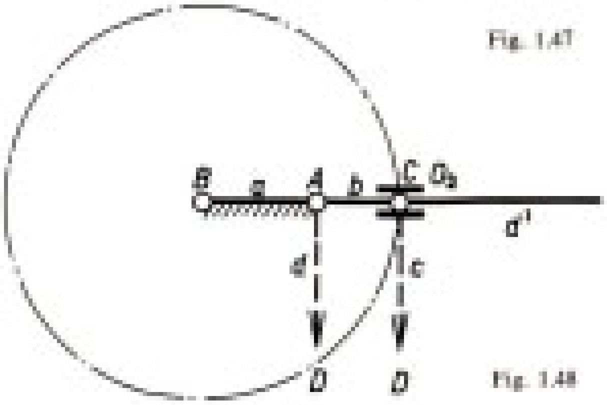


Fig. 1.48

In den Stellungen des Getriebes (Fig. 1.47 und 1.48) fällt der Relativpol O_2 in das Gelenk C.

Bei konstanter Drehzahl von Glied b um B, erreicht in Fig. 1.47 Glied d um A und damit auch d' den kleinsten Wert an Winkelgeschwindigkeit, da

$$\frac{W_d}{W_b} = \frac{O_2B}{O_2A}$$ einen Kleinstwert annimmt.

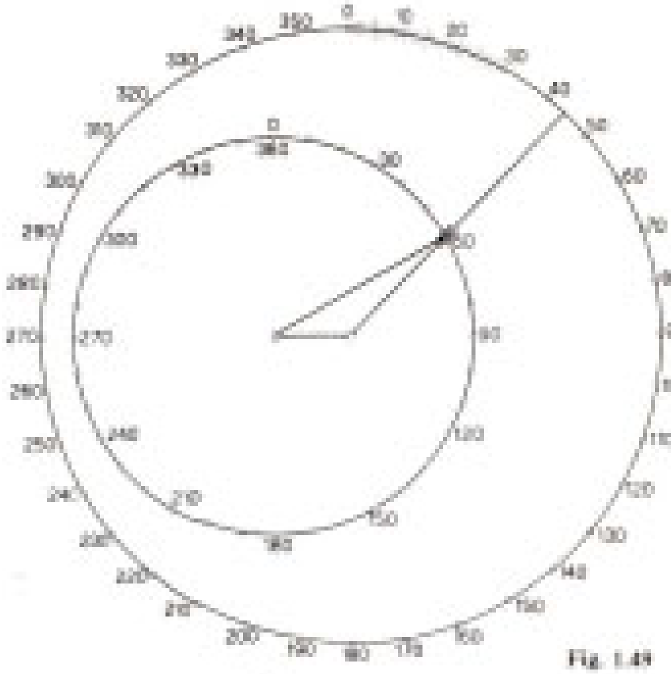


Fig. 1.49

Die Berechnungen der relativen Winkelgeschwindigkeit des angetriebenen Gliedes lassen sich auch auf andere Weise ermitteln.

Man ziehe auf den Punkten A, B (Fig. 1.42) zwei Kreise, deren Radien der Länge der Glieder b und d' entsprechen und versehe diese beiden Kreise mit einer Gradeinteilung (Fig. 1.49). Angenommen, Glied b sei der Antrieb und drehe sich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit, so dreht man dieses Glied jeweils um 5 oder 10° vorwärts und schreibt die entsprechenden Werte des Gliedes d' auf der großen Kreis-Skala neben die Werte der konstanten Antriebsgeschwindigkeit.

Angenommen φ_1 (Fig. 1.50) stelle die konstante Antriebsgeschwindigkeit über einen Teil der kleinen Skala dar und φ_2 die Winkelverdrehung auf der großen Skala, welche die Antriebsgeschwindigkeit darstellt, erhalten wir einen Unterschied von α der seine Ursache in der Differenz der Winkelgeschwindigkeit hat.

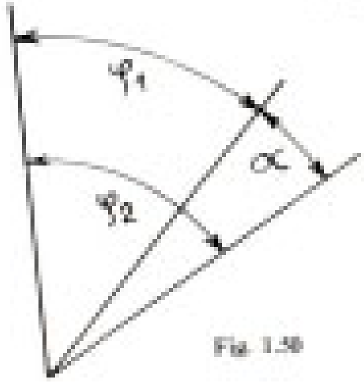


Fig. 1.50

Wir können somit auf sehr einfache Weise ein Beschleunigungsdiagramm aufstellen, ähnlich demjenigen für die Kurbelschwinge, und somit die Größt- und Kleinstwerte der Winkelgeschwindigkeit ermitteln.

Weitere Übungen bestehen darin, die gleichen Zahlen bei einer Umkehrung des Antriebs sowie bei veränderten Gliedlängen zu berechnen.

Fig. 1.51 zeigt das einfache Getriebemodell der Schleppkurbel. Fig. 1.52 zeigt Montagedetails des An- und Abtriebes. Durch Befestigung einer Stroboskop-Scheibe auf der angetriebenen Welle können die ändernden Abtriebsgeschwindigkeiten auch visuell festgestellt werden.

Fig. 1.54 zeigt das weiterentwickelte Getriebemodell in Form eines Meßinstrumentes; kann mit Baukasten Nr. 53 oder 1900 gebaut werden. Der Getriebeplan 1.53 zeigt die einfache Montage dieses Modells. Es ist jedoch darauf zu achten, daß die Ketten auf der Zapfenseite der beiden Kettenräder gleichmäßig straff gespannt sind und jeder Schlupf in beiden Ketten ausgeschaltet ist.

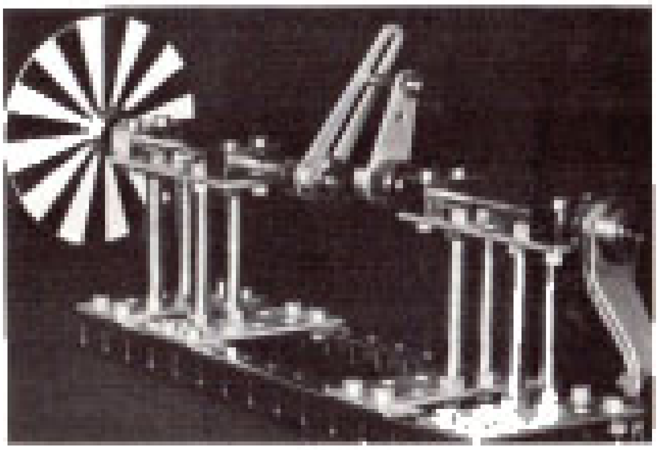


Fig. 1.51

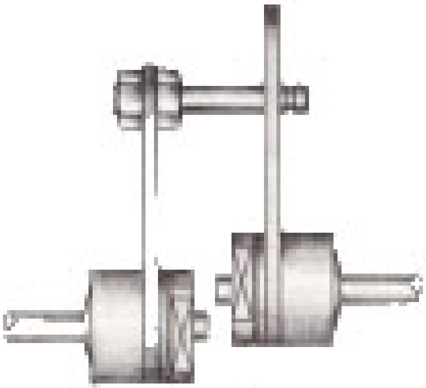


Fig. 1.52

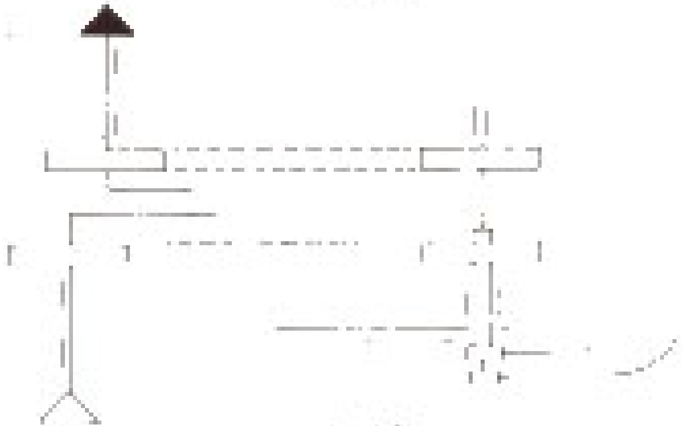


Fig. 1.53

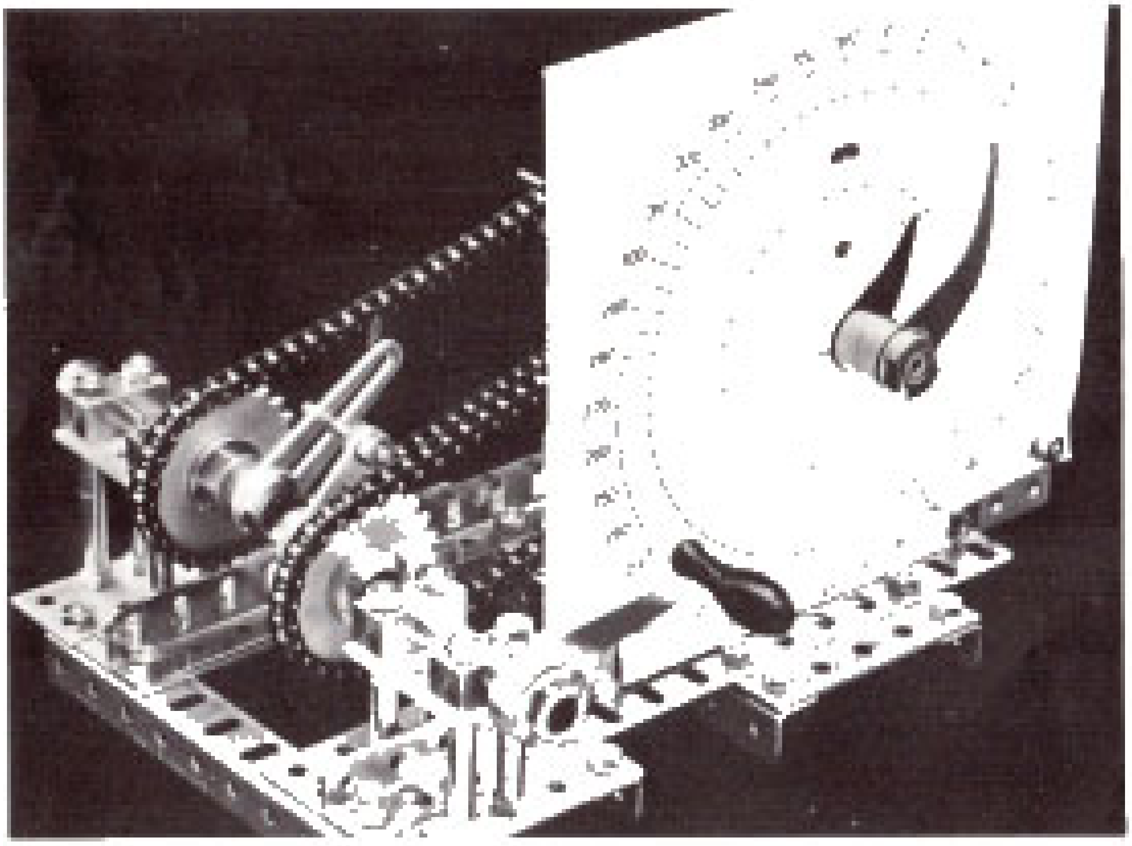


Fig. 1.54

Die schwingende Kurbelschleife

(Schwingende Kurbelschleife mit Schleife beim Kurbelzapfen)

Dieses Getriebe dient dazu, eine drehende Bewegung in eine schwingende Bewegung umzuwandeln, oder, durch Anschluß weiterer Glieder, die schwingende in eine gradlinige Bewegung umzuformen. Es handelt sich hier um einen Mechanismus, der schon bei den ersten Maschinen für die Metallbearbeitung verwendet wurde und wo durch einen Stahl die Oberfläche des Werkstückes bearbeitet wird. Während bei der Drehbank der Stahl nur durch die Vorschubbewegung der Leitspindel parallel zur Werkstücksachse arbeitet, wird bei den Stoßmaschinen, die die schwingende Kurbelschleife anwenden, das Metall durch eine hin- und hergehende Horizontalbewegung des Werkzeuges bearbeitet.

Kinematisch betrachtet gehört dieses Getriebe ebenfalls zur Gruppe der Viergliederkette mit einem Schubgelenk. Es ergibt einen Zwanglauf. Schematisch ist es in Fig. 1.55 dargestellt. Bezeichnen wir das kleinste Glied, die Kurbel, mit a und das größte Glied mit d, so muß der unendlich ferne Punkt des bei A anschließenden unendlich großen Gliedes d mit D bezeichnet werden. Dadurch wird auch Glied c unendlich groß. Der feste Steg bestimmter Länge muß die Bezeichnung b erhalten.

Bei gleichförmiger Drehung der Kurbel a sind die Geschwindigkeiten der Schieberstange c' verschieden groß, je nachdem der Kurbelzapfen A den äußeren oder den inneren Bogen beschreibt.

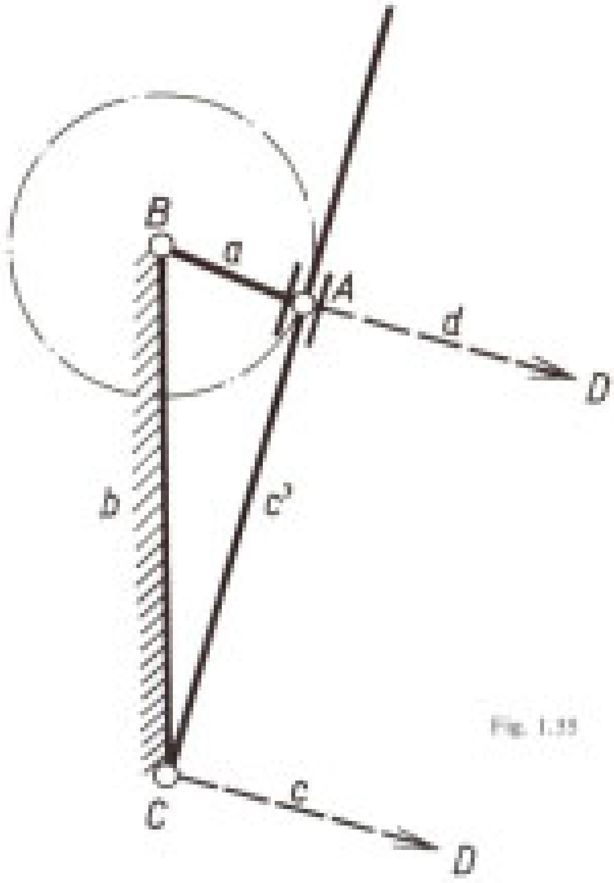


Fig. 1.55

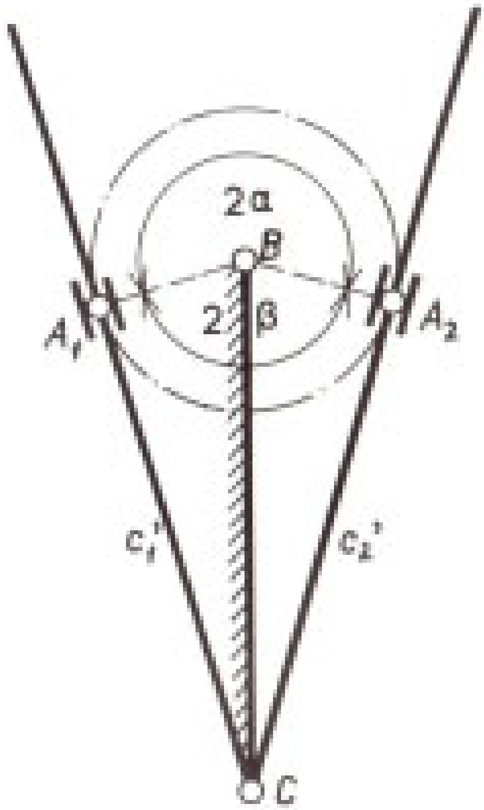


Fig. 1.56

In Fig. 1.56 ist der Winkel 2α größer als der Winkel 2β.

Bei Verwendung dieses Getriebes für den Antrieb der Stößelbewegung einer Kurzhobelmaschine nützt man die Hubbewegung der Schieberstange während des Durcheilens des größeren Winkel 2α für die Schnittbewegung aus, für den Rücklauf des Stößels aber während 2β.

Fig. 1.57 zeigt das einfache Getriebemodell der schwingenden Kurbelschleife. Beim Betrieb desselben sieht man sofort, daß bei konstanter Drehbewegung die Enden des Schlitzhebels sich langsamer bewegen, wenn der Kurbelzapfen den Weg 2α beschreibt, als bei 2β.

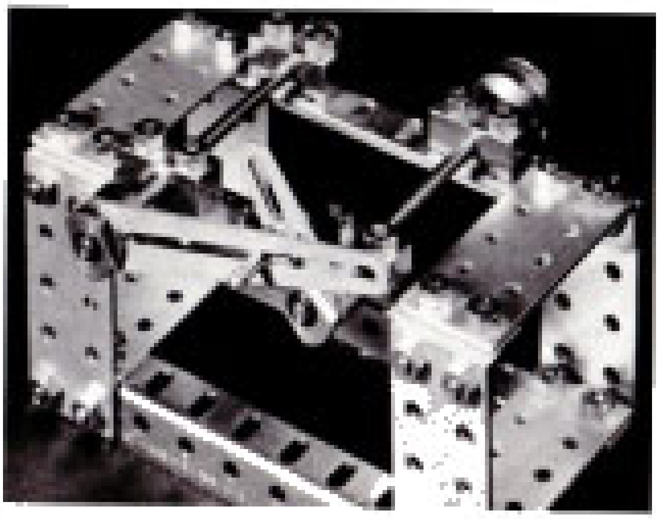


Fig. 1.57

Fig. 1.58 ist das erweiterte Modell mit einer Schubstange. Auf der Welle der Schubstange wird ein Gabelhebel befestigt, der in die horizontale Schieberstange eingreift. Wir können sofort feststellen, daß diese Stange beim Durcheilen des Kurbelzapfens über den Winkel 2α langsamer läuft als auf dem Weg 2β.

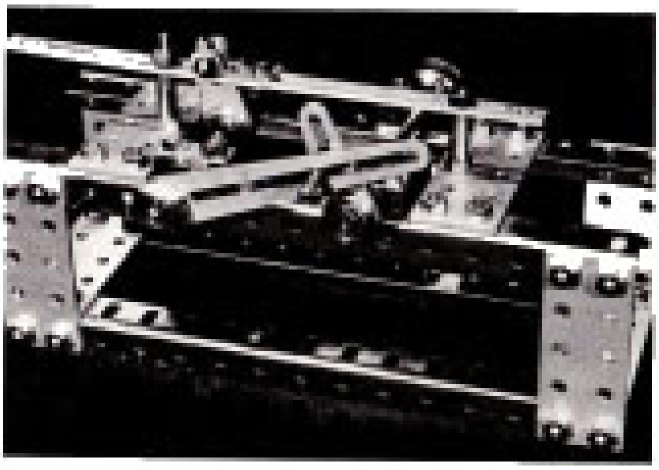


Fig. 1.58

Durch Versuche können wir ebenfalls feststellen, daß die Länge des Hubes, oder der Arbeitsweg, durch ein Verstellen des Kurbelzapfens, also der Länge des Gliedes a auf Fig. 1.58, verändert werden kann. Außerdem stellen wir fest, daß der Übergang von einer Geschwindigkeit zur anderen allmählich erfolgt.

Fig. 1.59 zeigt das Getriebeschema für die Anwendung der schwingenden Kurbelschleife als Antrieb der Stoßmaschine. Am Ende der Schubstange ist ein Zwischenglied eingeschaltet, das die schwingende Bewegung auf die geradlinige Bewegung des Stößels überträgt.

Man könnte diese gleiche Bewegung auch noch anders übertragen, und zwar durch einen Zahnsektor mit angebauter Schieberführung und Zahnstange am Stößel. In diesem Falle hätten wir aber höhere Elementenpaare, die zur Punkt- oder Linienberührung zwischen den eingreifenden Zähnen ergeben, während die gewählte Ausführungsform mit niederen Elementenpaaren, die mit Drehkörperpaaren auskommen, eine bessere und dauerhaftere Bewegungsübertragung ergibt.

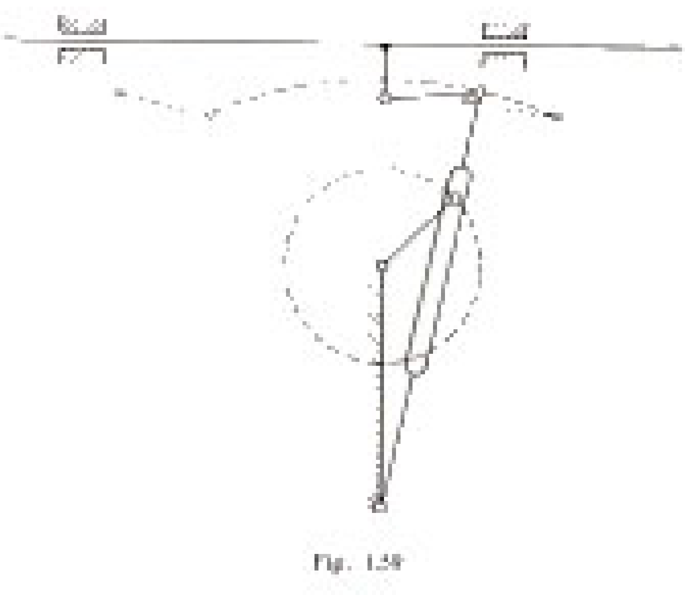


Fig. 1.59

Um die Bewegungsverhältnisse dieses Getriebes näher zu untersuchen, können wir zwei Sorten von Registrier-Apparaten bauen:

Baukasten Nr. 25:

Die Hebelverhältnisse des Getriebes sind dabei die gleichen wie beim bereits bekannten Mechanismus. Er wird nach den aus Bildern 1.60 - 1.63 ersichtlichen Einzelheiten gebaut. Der Antrieb des Registrierapparates ist mit dem Getriebemodell synchronisiert und zwar zuerst über eine Zahnradübersetzung 1:2 und über ein Kegelradgetriebe 1:1, 90°, das seinerseits die Drehbewegung über zwei Zahnräder mit 72 Z auf die Antriebswalze des Registrier-Apparates überträgt. Der Stößel wird mit einem Schreibstift versehen. Der Vorschub des Papierstreifens und die Bewegungen des Stößels sind synchronisiert, d.h. aufeinander abgestimmt.

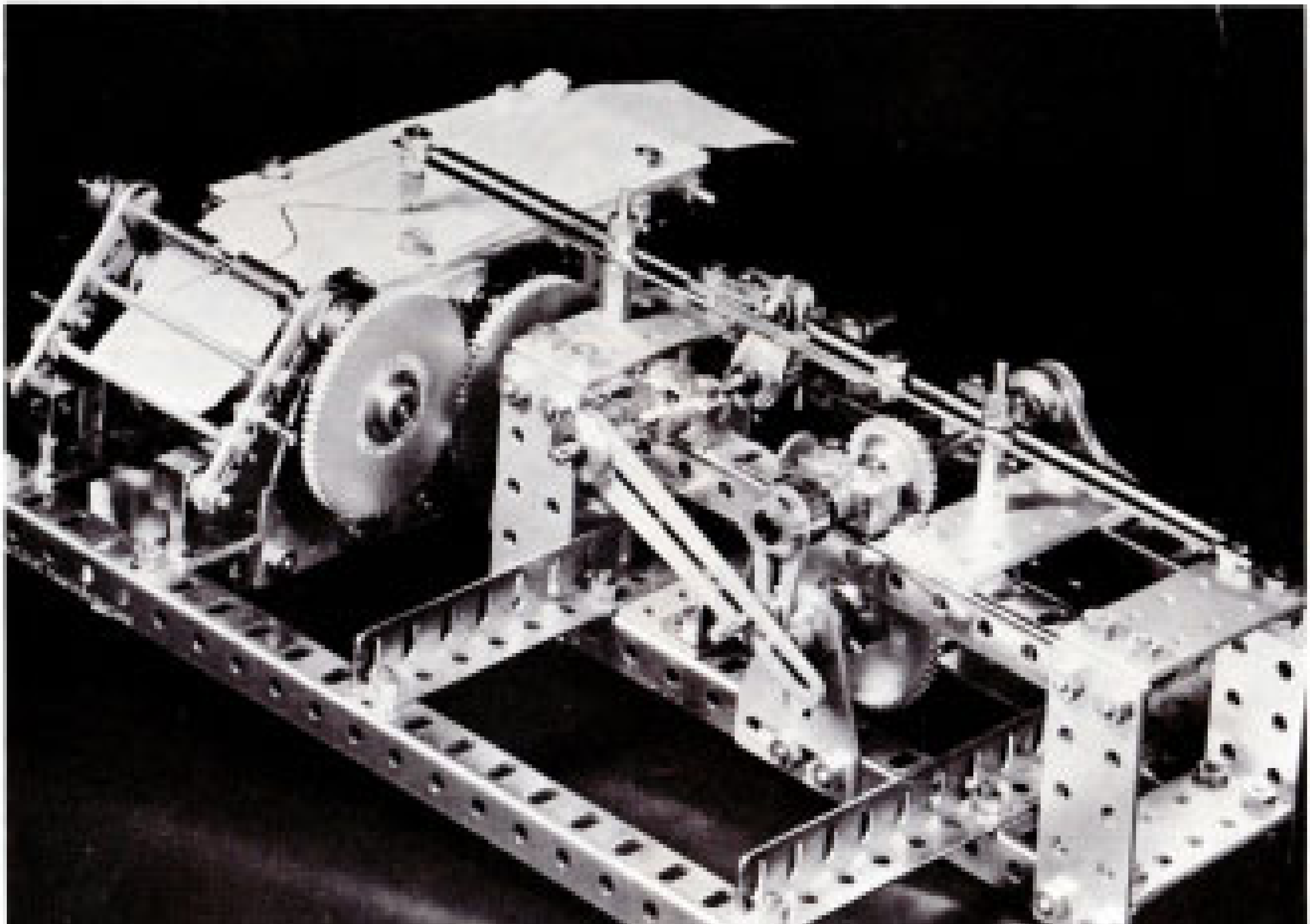
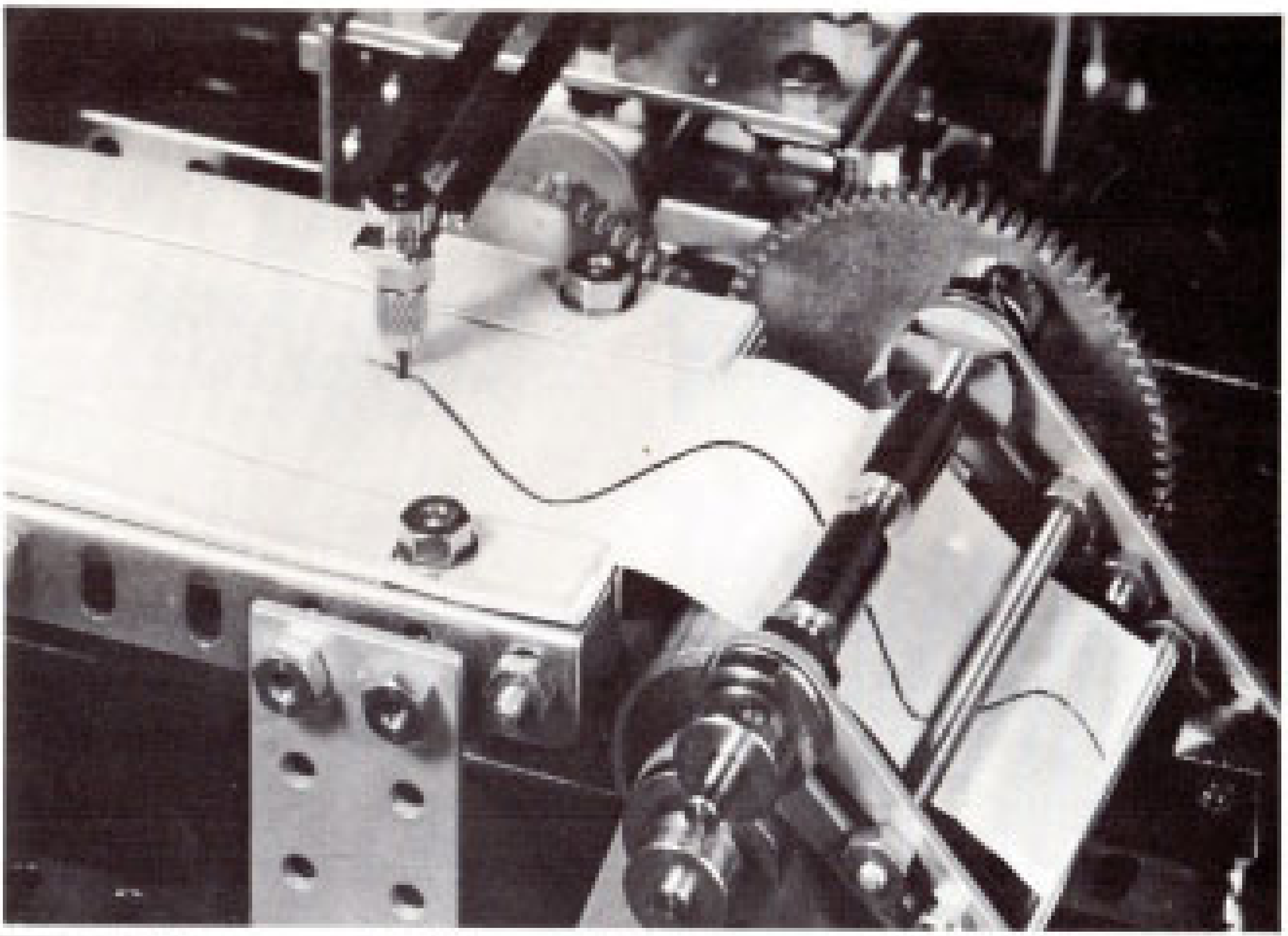


Fig. 1.60

Fig. 1.61



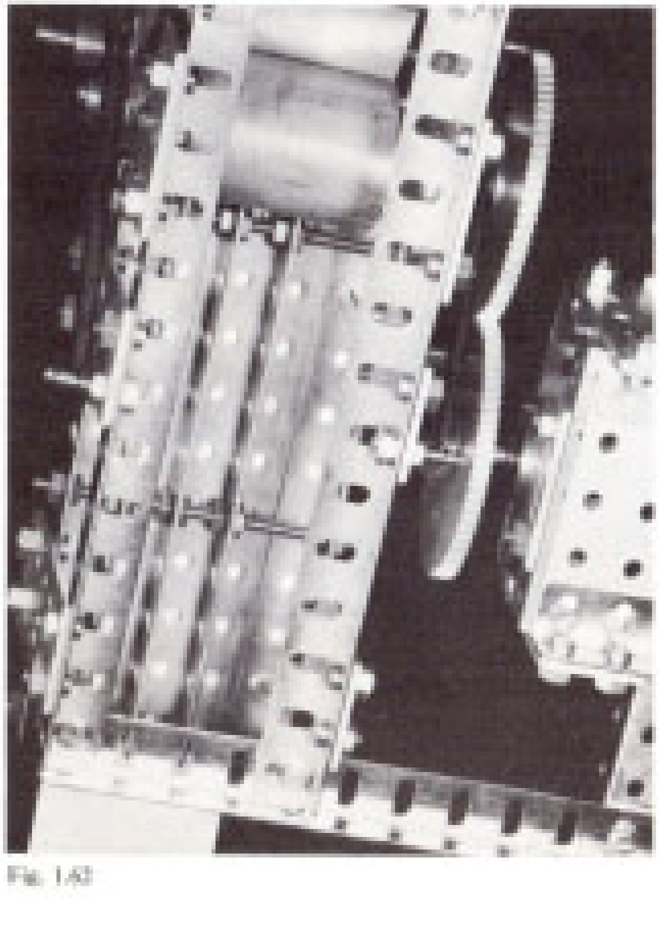


Fig. 1.62

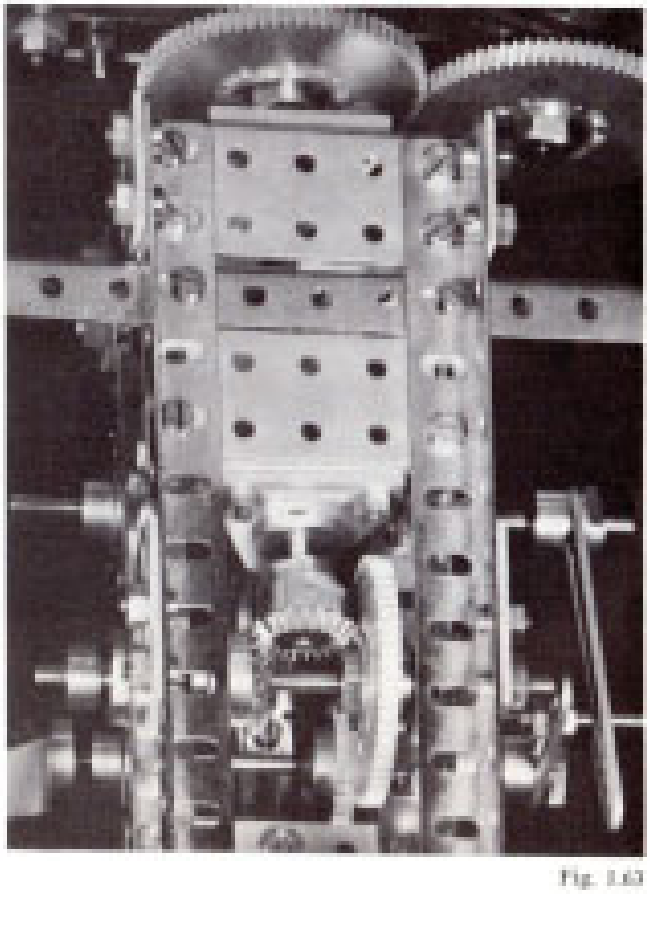


Fig. 1.63

Baukasten Nr. 33 und 1500:

Diese ermöglichen den Bau besser und genauer funktionierender Registrier-Apparate. Dieses Instrument kann sehr leicht gebaut werden, indem wir die schwingende Bewegung des Schlitzhebels über ein Zahnrad auf eine Zahnstange übertragen, also eine Winkelgeschwindigkeit in eine lineare Geschwindigkeit umwandeln, wie beim Modell der Kurbelschwinge, Fig. 1.29.

Wir werden mit der schwingenden Kurbelschleife eine Kurve laut Fig. 1.64 erhalten. Was sagt uns diese Kurve? Diese wellenförmige Kurve zeigt sofort den gleichförmigen, langsamen Vorschub des Stößels, die Richtungswechsel, d. h. die Umkehrpunkte, und den schnelleren Rücklauf.

Wir werden auch feststellen können, daß bei größerer oder kleinerer Winkelgeschwindigkeit des Antriebes die Kurven auf dem Registrierstreifen immer gleich ausfallen. Die Kurve ist unabhängig von der Geschwindigkeit des Antriebes.

Zum besseren Verständnis dieses Kurvenbildes gehen wir von folgenden Überlegungen aus:

Fig. 1.64

Die horizontale Grundlinie der Fig. 1.65 stellt die Zeitachse dar. Die Gesamtzeit für den Vor- und Rücklauf umfaßt die Strecke von Wellenkuppe zu Wellenkuppe. Auf dieser horizontalen Grundlinie ziehen wir in Abständen von 6 mm vertikale Linien, und zwar beginnt die erste Vertikale, die Ordinatenachse, bei der Wellenkuppe auf der linken Seite. Diese vertikalen Teilstriche stellen gleichmäßige Abschnitte der Gesamtzeit dar. Wir bezeichnen diese Vertikalen mit 0, 1, 2 usw. bis 8. Parallel zur Zeitachse ziehen wir Linien in Abständen von 4 mm. Die horizontalen Linien stellen Abschnitte des Gesamtweges oder Hubes dar. Die Gesamthöhe des Diagrammes stellt den Hub dar, den der Stößel in einem Arbeitsgang zurücklegt. Eine gleichförmige Geschwindigkeit liegt dann vor, wenn der Stößel in einem oder zwei oder mehr Zeitabschnitten — die vertikalen Teilstriche — pro Abschnitt die gleiche Wegstrecke zurücklegt, d. h. die Kurve geradlinig ist. Wir haben insgesamt acht gleiche Zeitabschnitte. Nehmen wir an, daß wir für den Vor- und Rücklauf insgesamt acht Sekunden brauchen, so bedeutet jeder Zeitabschnitt 0—1, 1—2, 2—3 usw. je eine Sekunde.
Wir haben somit:

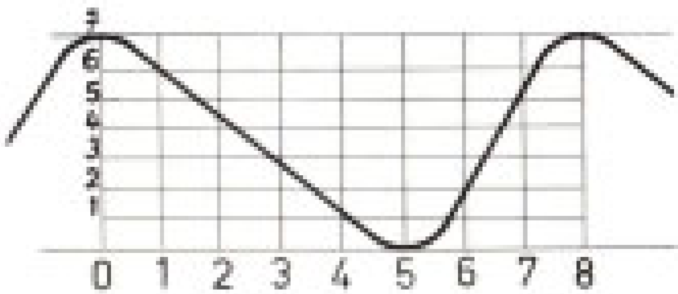


Fig. 1.65

$$\frac{\text{8 Sekunden Gesamtzeit}}{\text{8 Teilstrecken à 6 mm}} = \text{1 Sekunde pro Abschnitt à 6 mm}$$

Jeder Zeitabschnitt wird somit durch 6 mm dargestellt. Die horizontalen Linien stellen je 4 mm Weg dar.

Betrachten wir nun den durch die Schraffur bezeichneten Teilausschnitt der Vorschubbewegung des Stößels. Fig. 1.66. Wir messen die horizontale Strecke dort, wo die Kurve die vierte Weg-Horizontale schneidet (A) und finden dort 4,5 mm bis zur Zeitvertikalen 3 (B). Diese 4,5 mm stellen drei Viertel eines Zeitabschnittes von 6 mm dar, also 0,75 Sekunden. Der zurückgelegte Weg wird durch die vertikale Seite des Dreieckes dargestellt und mißt 4 mm (B—C).

Geschwindigkeit bei der schraffierten Stelle:

$$\text{Geschwindigkeit } v = \frac{s}{t} = \frac{\text{Weg}}{\text{Zeit}} = \frac{4\text{ mm}}{0{,}75} = 5{,}3\text{ mm/s}$$

Die Geschwindigkeit des Stößels bei einer Antriebsgeschwindigkeit von acht Sekunden pro Umdrehung der Antriebskurbel beträgt somit bei der schraffierten Stelle 5,3 mm/s.

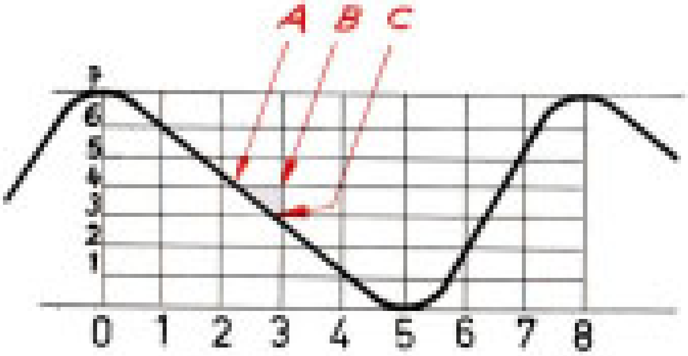


Fig. 1.66

Aus diesem Diagramm ersehen wir, daß die Geschwindigkeit des Stößels auf einer ganzen Strecke praktisch gleichförmig ist, was durch die jeweils geraden Strecken, d. h. Teilstrecken der Kurve, dargestellt wird. Wir wollen nun versuchen, die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Umkehrpunkt und auf dem Rücklauf zu messen. Wir verfahren dabei gleich wie beim obigen Beispiel, indem wir den ganzen Bewegungsablauf innerhalb der einzelnen Zeitabschnitte als Dreiecke behandeln, daraus Weg und Zeit berechnen.

Bei eigenen Versuchsarbeiten wurden folgende Werte ermittelt:

Dreieck	*II*	*III*	*IV*	*V*	*VI*	*VII*	
Zeitstrecke	4,0	2,0	2,0	2,0	2,0	4,5	mm
Zeiten	0,66	0,33	0,33	0,33	0,33	0,75	s
Weg	4,0	3,0	4,0	4,0	2,0	2,0	mm
Geschwindigkeit	6,06	90,9	12,1	12,1	6,06	2,66	mm/s

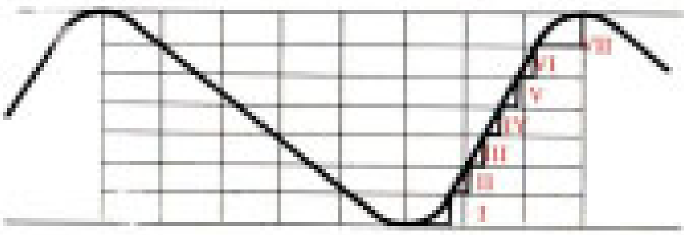


Fig. 1.67

Bei den Versuchen wurde die Kurve des Rücklaufes in verschiedene Dreiecke unterteilt, wie aus Fig. 1.67 ersichtlich ist.

Bei der Vorschubbewegung fanden wir bei der schraffierten Stelle eine Geschwindigkeit von 5,3 mm/s, während aus obigen Zahlen für den Rücklauf an einigen Stellen eine solche von 12,1 mm/s ermittelt werden konnte.

Aus einem Vergleich der Kurve und den obigen Zahlen finden wir somit, daß je steiler die Kurve, um so höher die Geschwindigkeit ausfällt.

Die mittlere Geschwindigkeit ergibt sich aus folgenden Werten:

	Vorlauf	*Rücklauf*
zurückgelegter Weg	21 mm	21 mm
benötigte Zeit	5 Sek.	3 Sek. = 8 Sek. Gesamtzeit
Geschwindigkeit	4,2 mm/s	7 mm/s

Aus diesen Versuchen ersieht man sofort, daß Weg, Zeit, Geschwindigkeit, Verzögerung und Beschleunigung sich am besten graphisch ermitteln lassen. Man wird also auf die Zeit t bezogen die dazugehörenden Wege s ermitteln und daraus die Geschwindigkeiten berechnen. Die Beschleunigungen bzw. Verzögerungen, ergeben sich aus dem Vergleich der Geschwindigkeiten.

AUTOMAT liefert auch Einzelpackungen von Mitnehmer-Rollen und Diagramm-Streifen.

Die Geradschubkurbel

Die Geradschubkurbel ist auf die Dampfmaschine zurückzuführen.

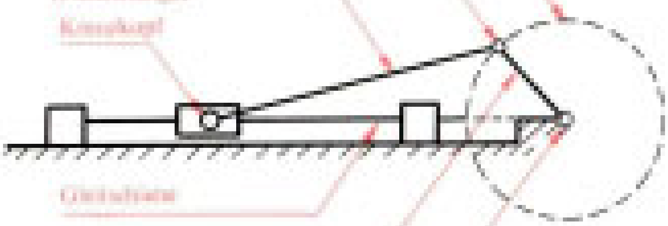


Fig. 1.68

Während wir bei der Dampfmaschine den Antrieb in Form einer Stoßbewegung haben, liegt bei der Geradschubkurbel der Antrieb auf der Seite der Kurbel, die eine drehende Bewegung in eine geradlinige Bewegung umwandelt.

Laut Fig. 1.68 besteht die Geradschubkurbel aus der Kurbel, der Koppel (Pleuelstange), die an einem Ende am Kurbelzapfen der Kurbel verbunden ist, am andern Ende einen Gleitstein oder ein Schubgelenk aufweist, die auf einer Führungsbahn gleiten. Diese Führungsschienen sind mit dem Steg verbunden. Die Achsen der Antriebskurbel und der Führungsschienen liegen auf der gleichen Ebene. Der Gleitstein oder das Schubgelenk beschreibt eine Gerade.

Beim Betrieb dieses Modelles stellen wir fest, daß dieses Getriebe zwei Totpunktstellungen aufweist, die dort liegen, wo die Achse der Antriebskurbel mit der Achse der Führungsschienen übereinstimmt. Während beim Antrieb durch die Kurbel diese Totpunktstellungen leicht überwunden werden, ist dies nicht der Fall, wenn die Bewegung beim Gleitstein (Schubgelenk) eingeleitet wird. Es muß deshalb zur Überwindung dieser Totpunkte eine andere Kraft zu Hilfe gezogen werden, die die bei der Drehung angesammelte Kraft eines Schwungrades benützt oder aber jene, die durch Gegengewichte an der Kurbel entsteht. Dieses Problem tritt auf bei sämtlichen Verbrennungsmotoren (Dieselmotoren, Benzinmotoren), wo durch die Anordnung mehrerer versetzter Kurbeln und Gegengewichte diese Totpunktstellungen ausgeschaltet werden.

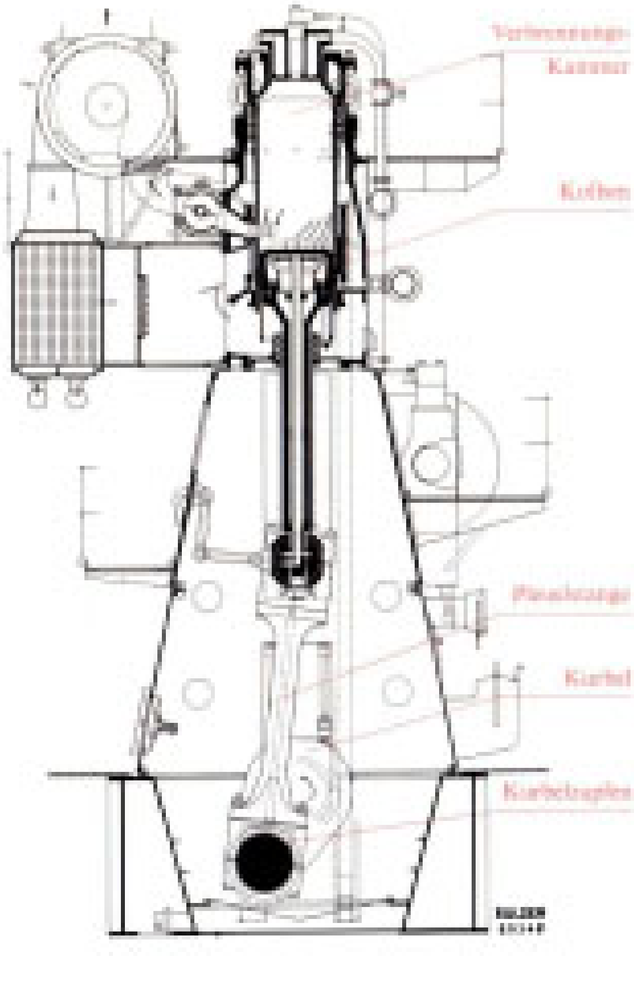


Fig. 1.69

Fig. 1.69 zeigt einen Schnitt durch einen Sulzer-Dieselmotor, in welchem die praktische Anwendung dieses Mechanismus bei einer Umkehrung der Antriebsbewegung deutlich zum Vorschein kommt. Die Bewegung dieses Getriebes wird durch die Expansion des eingespritzten Öls in der Verbrennungskammer eingeleitet, die der Kolben (der Gleitstein des Getriebes) auf die Pleuelstange, Kurbel und Antriebswelle überträgt. Fig. 1.70 zeigt die Kurbelwelle eines Sulzer-Dieselmotors während der Bearbeitung. Die massiven Gegengewichte an der Kurbelwelle sind deutlich sichtbar.

Fig. 1.70

Bild 1.71 zeigt die Ausführung des AUTOMAT-Getriebemodelles. Man wird bei seinem Betrieb feststellen können, daß bei gleichförmiger Drehung der Antriebskurbel der Gleitstein (d. h. das Schubgelenk) eine ungleichförmige Abtriebsgeschwindigkeit aufweist. In den beiden äußersten Lagen ist die Abtriebsgeschwindigkeit des Gleitsteines oder des Schiebers gleich null, gegen die mittleren Stellungen nimmt die Geschwindigkeit zu, aber nicht symmetrisch. Wie ungleichförmig ist diese Bewegung und warum?

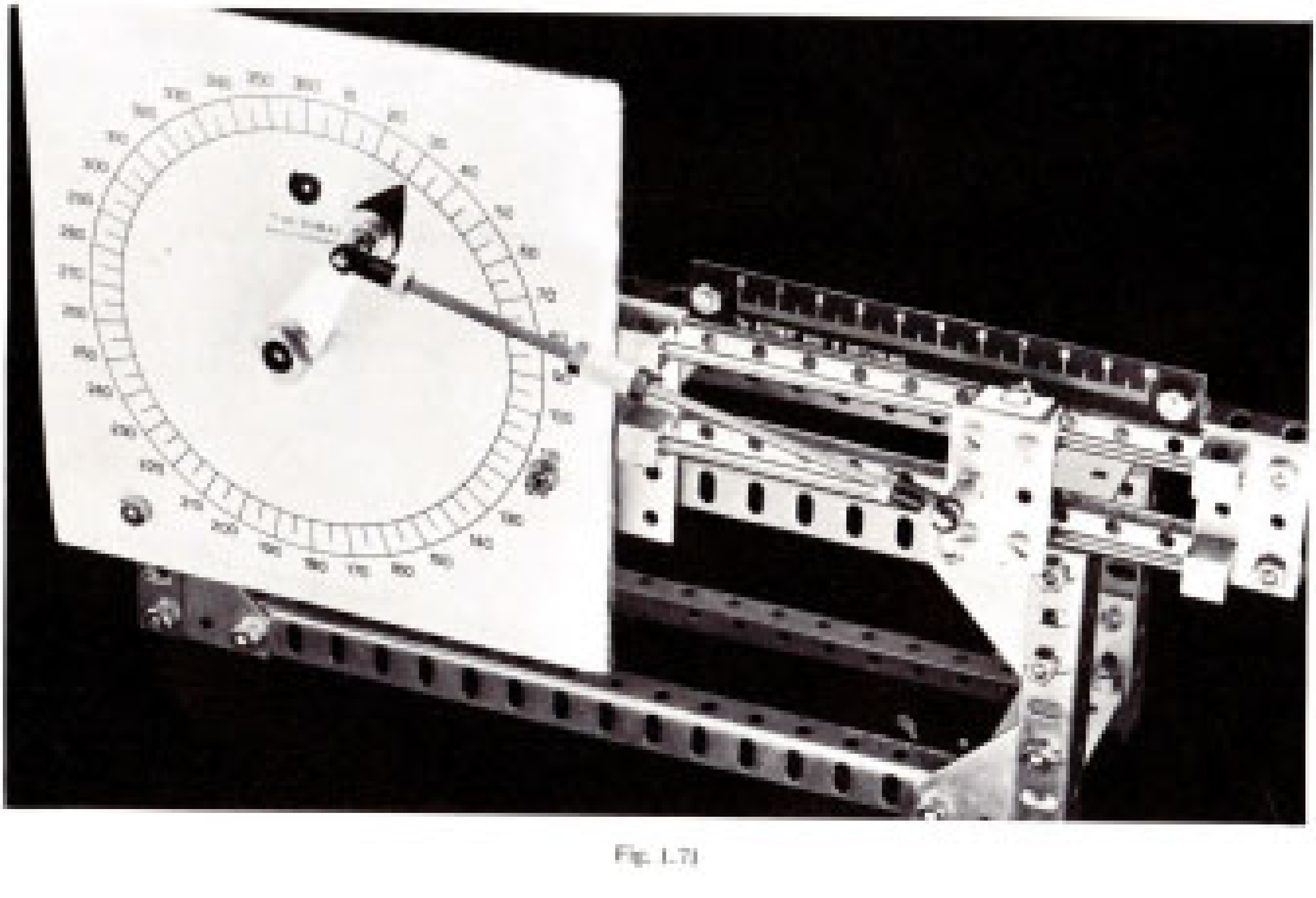


Fig. 1.71

Auch hier handelt es sich um ein Gelenkviereck, um eine kinematische Kette, die einen Zwanglauf ergibt. Die Geradschubkurbel ist aus der Bogenschub-Kurbel entstanden. Um dies zu verstehen, müssen wir uns vorstellen, daß am Gelenkpunkt C (Fig. 1.72) eine Schwinge unendlicher Länge angebracht ist, die um einen unendlich fernen Zapfen dreht. Anstelle einer bogenförmigen Gleitbahn, in welcher das Gelenk C eine bogenförmige Bewegung ausführt, ist infolge der unendlichen Länge des imaginären Gliedes, der Schwinge, die Gleitbahn zu einer Geraden geworden. Bei näherer Betrachtung der Fig. 1.72 stellen wir fest, daß wir hier mit niederen Elementenpaaren auskommen, und zwar mit drei Drehkörperpaaren und einem Prismenpaar.

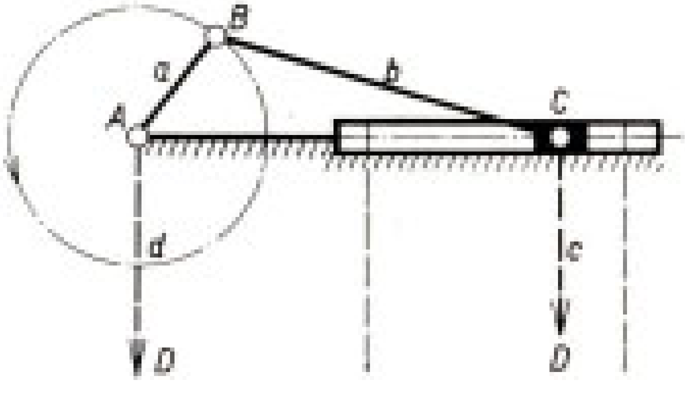


Fig. 1.72

Wie kann man an diesem Getriebe die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse am einfachsten ermitteln?

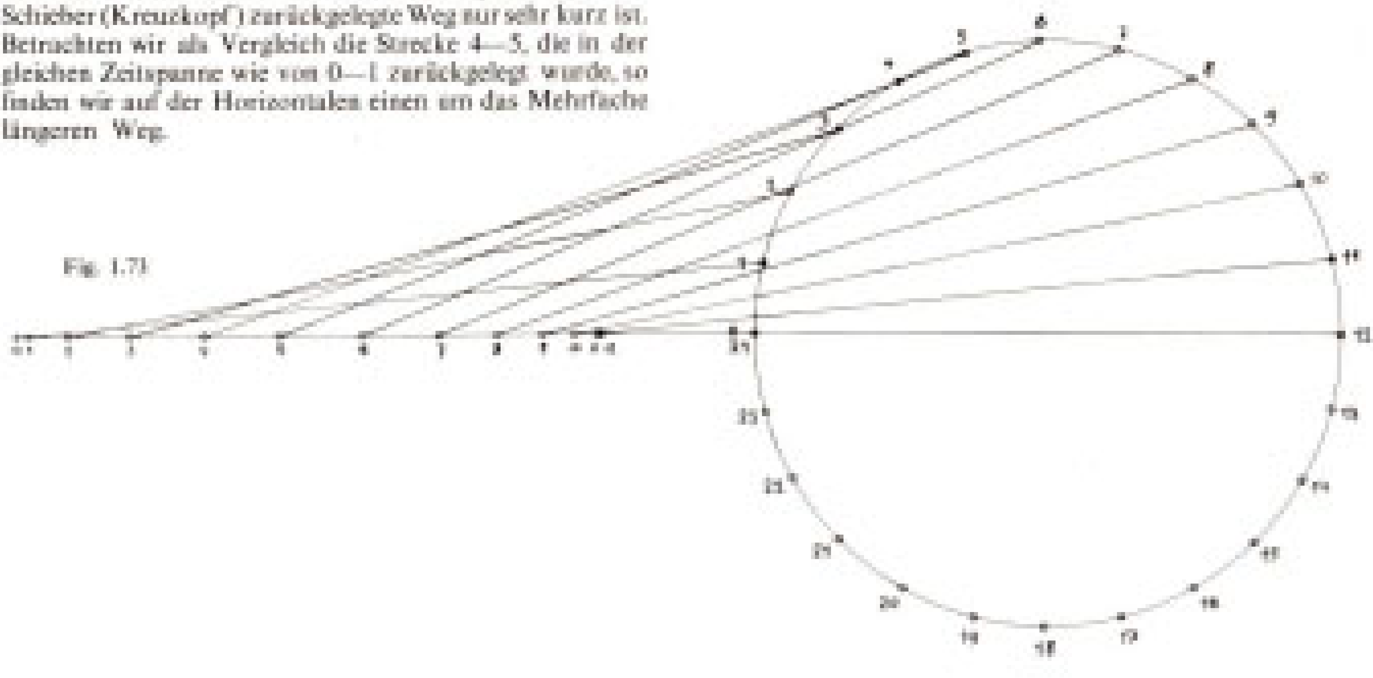
Dreht man nun die Handkurbel mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit, d. h. so, daß man für jeden Teilstrich auf der Skala die gleiche Zeiteinheit verwendet, so findet man, daß der Zeiger des Schiebers in seinen beiden Endlagen sich kaum bewegt. Je mehr man sich den mittleren Stellen nähert, nimmt die Geschwindigkeit des Schiebers zu. Er legt also pro Zeiteinheit einen größeren Weg zurück. Man versuche nun, durch graphische Methoden auf einfache und leicht verständliche Art den Geschwindigkeitsverlauf des Abtriebes zu untersuchen und verfahre dabei wie folgt:

Wie aus Fig. 1.73 ersichtlich, zieht man einen Kreis, dessen Radius der Länge der Antriebskurbel entspricht und teilt ihn in 12 (24) gleiche Abschnitte à je 15°. (Die Teilung kann beliebig sein, wobei allerdings zu bemerken ist, daß je feiner die Teilung, desto genauere Resultate erzielt werden können.) Dieser Kreis entspricht der Bahn des Kurbelzapfens.

Durch die Mitte dieses Kreises ziehen wir eine Gerade, die nach links verlängert wird.

Mit einer Zirkelöffnung, die der Länge der Koppel entspricht, stecken wir auf der Geraden die Strecken ab, die der Verschiebung des Kreuzkopfes entsprechen. Bewegt sich die Kurbel von 0—1 so finden wir, daß der vom Schieber (Kreuzkopf) zurückgelegte Weg nur sehr kurz ist. Betrachten wir als Vergleich die Strecke 4—5, die in der gleichen Zeitspanne wie von 0—1 zurückgelegt wurde, so finden wir auf der Horizontalen einen um das Mehrfache längeren Weg.

Fig. 1.73



Dieses Verfahren ermöglicht die Ermittlung der zurückgelegten Wegstrecken des Kreuzkopfes. Je kleiner wir die Abschnitte auf dem Halbkreis 0—12 wählen, um so genauer können wir die zurückgelegten Wegstrecken des Kreuzkopfes ermitteln.

Wir finden aus dieser einfachen, graphischen Darstellung, daß die Abstände zwischen den einzelnen Teilstrichen auf der horizontalen Geraden von links nach rechts progressiv zunehmen, um gegen das rechte Ende wieder abzunehmen. Wir finden also, daß pro Zeiteinheit des Antriebes (die Teilstrecken auf dem Halbkreis), die gleich sind, wir auf der Geraden Teilstrecken erhalten, die verschiedene Längen aufweisen. Was bedeutet das?

Finden wir auf der Horizontalen eine Wegeinheit von 4 mm und eine solche von 5 mm, die alle in der gleichen Zeitspanne zurückgelegt wurden, so ist die Überlegung einfach. Bei der längeren Wegstrecke ist die Geschwindigkeit größer, ebenso wie ein Zug eine größere Geschwindigkeit braucht, um eine Strecke von 20 km in 5 Minuten statt nur 10 km zurückzulegen. Dies läßt sich aus der einfachen Formel berechnen:

$$v = \frac{s}{t}$$

Fig. 1.74

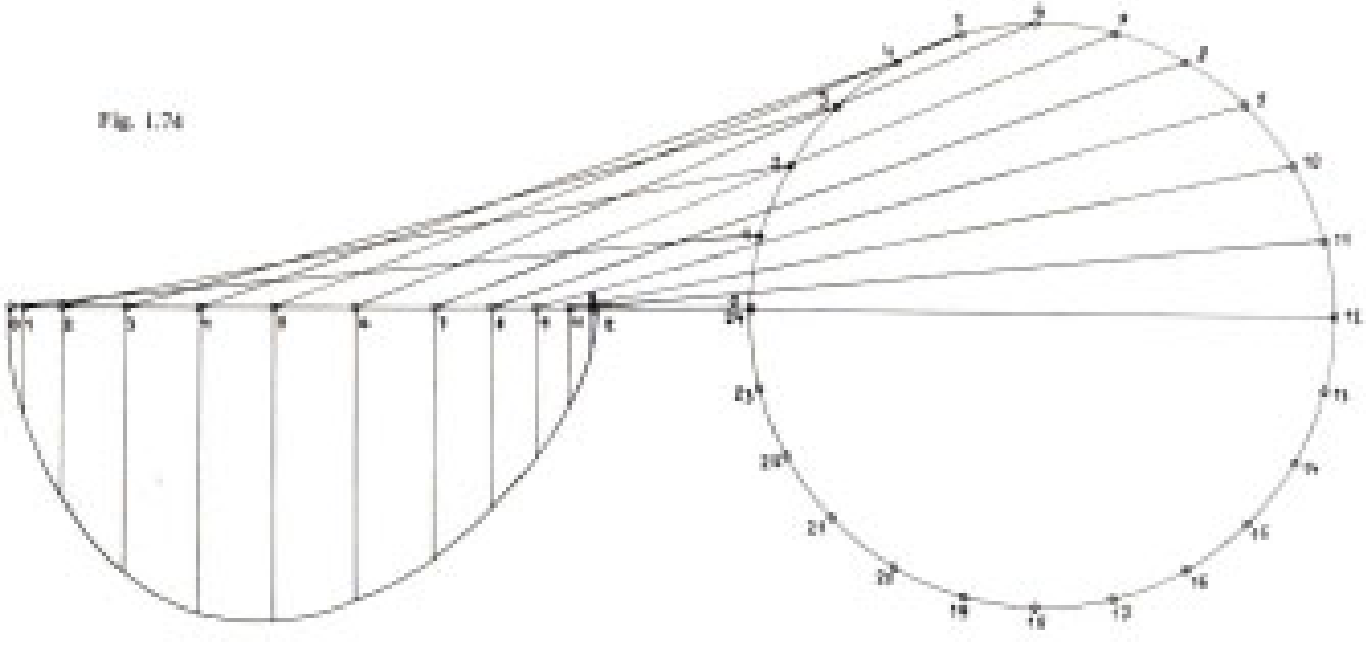


Fig. 1.74 zeigt die graphische Ermittlung der Geschwindigkeit des Kreuzkopfes beim Durchlaufen des Kurbelzapfens von 0—12. Dieses zeichnerische Verfahren erfolgt in folgenden Etappen:

Fig. 1.75:

a) Wir wählen einen Geschwindigkeitsvektor v_A, der der Länge der Kurbel AM entspricht.

b) Parallel zur Koppelstange AB ziehen wir eine Linie M2. Der Punkt 2 steht senkrecht auf Punkt B, der den Kreuzkopf darstellt. AM und B2 sind die beiden Abschnitte der Schenkel des Dreieckes OM2. Das Momentanzentrum O befindet sich im Schnittpunkt der Linien AM und B2. Nach dem Gesetz der Dreiecke, wonach zwei Parallele auf den Schenkeln proportionale Strecken abschneiden, finden wir im vorliegenden Fall, daß die Strecke B2 des einen Abschnittes des Schenkels proportional ist zur Strecke AM des andern Abschnittes, der der Kurbellänge entspricht.

c) Ist die Winkelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens A = v_A so ist die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes in der gezeigten Stellung des Getriebes B2 = v_B.

d) Für die Stellung C des Kurbelzapfens ergibt sich der gleiche Geschwindigkeitsvektor v_A senkrecht zu C. Der Momentanpol O befindet sich in der Verlängerung von CM und D4.
Die Strecke D4, senkrecht zu D ergibt einen wesentlich kürzeren Geschwindigkeitsvektor für jene Stellung des Getriebes, wie wir übrigens aus den praktischen Versuchen bereits feststellen konnten. Das gleiche Verfahren wird für jede einzelne Stellung des Kurbelzapfens von 0—12 durchgeführt.

e) Das Zeichnen der Linien D4M, B2M und für alle weiteren Stellungen des Getriebes ergibt die Geschwindigkeitskurve laut Fig. 1.74.

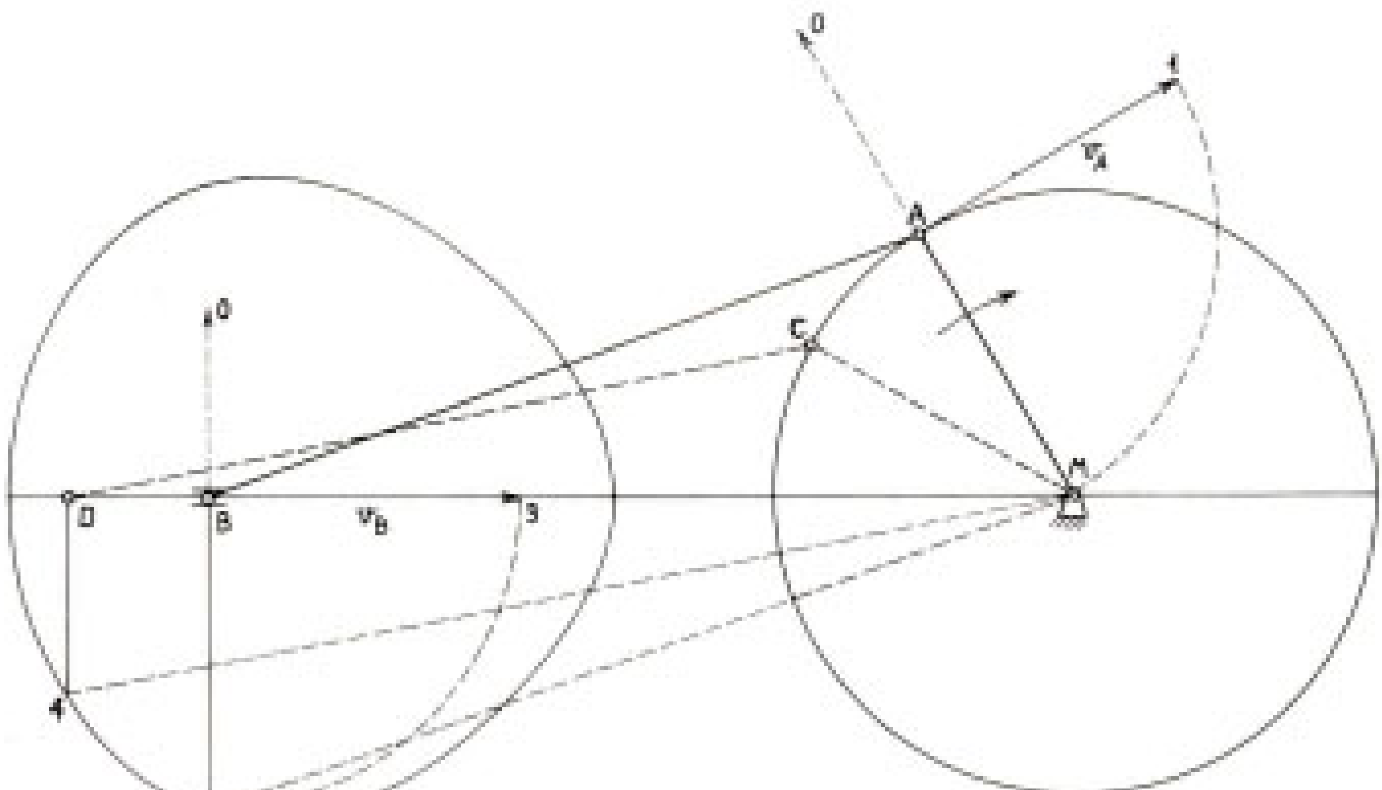


Fig. 1.75

An Hand der Fig. 1.73 konnten wir feststellen, daß zwischen den einzelnen Punkten auf der Horizontalen Strecken verschiedener Länge entstanden, die verschiedene Geschwindigkeiten darstellen, und daß bei einer längeren Strecke, die im gleichen Zeitabschnitt durchlaufen wird, eine Beschleunigung eintritt. Aus der Physikformel P4 wissen wir, daß

$$a = \frac{\text{Geschwindigkeitszuwachs } \overrightarrow{\Delta v}}{\text{Zeitzuwachs } \Delta t}$$

Wir versuchen nun, die Beschleunigung des Kreuzkopfes der Geradschubkurbel zu ermitteln.

In Fig. 1.76 stellt das Zeit-Weg-Diagramm die Bewegung eines Punktes dar.

Zum Zeitpunkt t_1 habe ein Punkt A längs eines geradlinigen Weges die Strecke $A_1{}' A_1 = S_1$ zurückgelegt.

Zum Zeitpunkt t_2 sei der zurückgelegte Weg vom gleichen Anfangspunkt gemessen $A_2{}' A_2 = S2$.

Der während der Zeit $t_2 - t_1 = \Delta t$ zurückgelegte Weg ist $\Delta s = s_2 - s_1$.

Die mittlere Geschwindigkeit während dieses Weges ist

$$v_{mittel} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{s_2 - s_1}{t_2 - t_1}$$

Die Kurve von A_1 nach A_2 gibt den Verlauf der Zunahme des Weges an.

Die Geschwindigkeit im Zeitpunkt t_1 ergibt sich aus der Tangente in A_1 an diese Zeit-Weg-Kurve mit

$$v_1 = \operatorname{tg} \alpha_1$$

und in A_2 ist

$$v_2 = \operatorname{tg} \alpha_2$$

Die Geschwindigkeitszunahme während der Zeit t ist somit

$$v_2 - v_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1$$

und die mittlere Beschleunigung

$$b_{mittel} = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1}{t_2 - t_1}$$

Die obigen Ausführungen gelten nur für die Beschleunigung auf der Strecke $t_1 - t_2$.

Der Beschleunigungsverlauf während einer halben Umdrehung der Antriebskurbel ergibt sich nach Dr. ing. H. Brandenberger aus folgenden Berechnungen, Fig. 1.78. In Fig. 1.77 ist A ein um M mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit bewegter Kurbelzapfen und B der Kreuzkopf.

Mit $v_A = A\,1 = AM$ ist die Zapfenbeschleunigung

$$b_A = \frac{v_A{}^2}{MA} = AM.$$

Die Beschleunigung des Kreuzkopfes B ergibt sich aus der Beschleunigung von A vermehrt um die Beschleunigung von B um A.

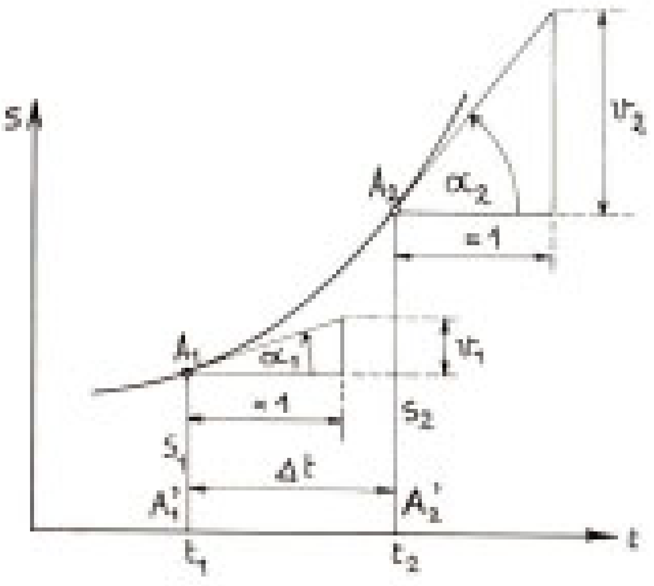


Fig. 1.76

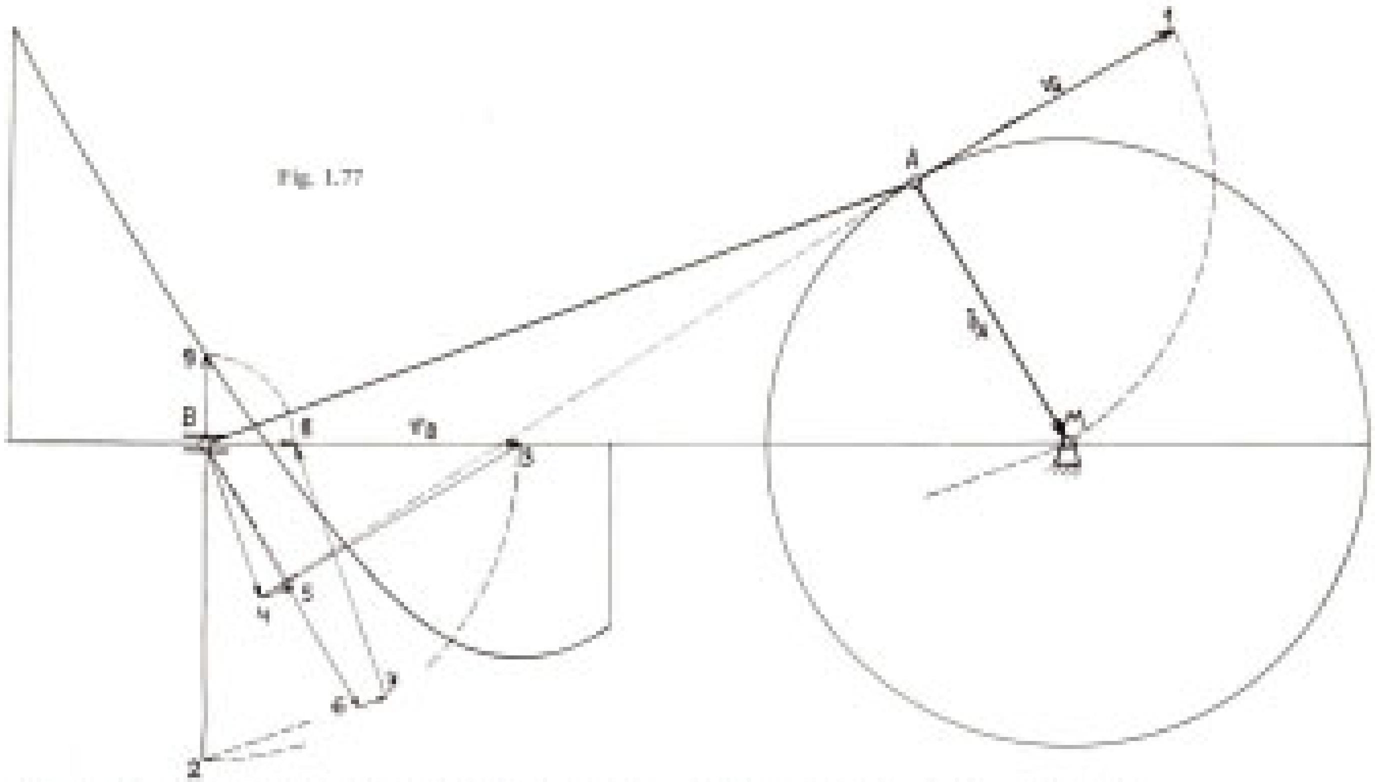


Fig. 1.77

Die Beschleunigung b_B um A setzt sich aus einer Normal- und Tangentialbeschleunigung der Relativbewegung von B um A zusammen.
Der Punkt B hat um den Punkt A eine Relativgeschwindigkeit aus der Beziehung

$$v_B = v_A + v_{B\,\mathrm{um}\,A}.$$

In Fig. 1.77 ist B3 = v_B, so daß sich gemäß

$$v_B \text{ um } A = v_B - v_A$$

mit

$$34 = 1A = -v_A$$

ergibt

$$v_{B\,\mathrm{um}\,A} = v_B - v_A = BA + 34 = B4$$

mit 45, B4 und B5, A4 erhält man in 45 = $b_B{}^n{}_{\mathrm{um}\,A}$

die Normalkomponente der Relativbeschleunigung von B um A.

Mit B6 = AM und 67 = 47 wird mit

$$78 \perp AM \text{ in } 78$$

die Tangentialkomponente der Relativbeschleunigung von B um A erhalten.
Es ist

$$78 = b_B{}^t{}_{\mathrm{um}\,A},$$

da die Beschleunigung von B in Richtung BM fällt.
Wir erhalten

$$B8 = b_B$$

und mit B9 = B8 in 9 einen Punkt der über dem Kreuzkopfweg aufgetragenen Beschleunigungen des Kreuzkopfes.
Es ist

$$B8 = B6 + 67 + 87 = b_A + b_B{}^n{}_{\mathrm{um}\,A} + b_B{}^t{}_{\mathrm{um}\,A}.$$

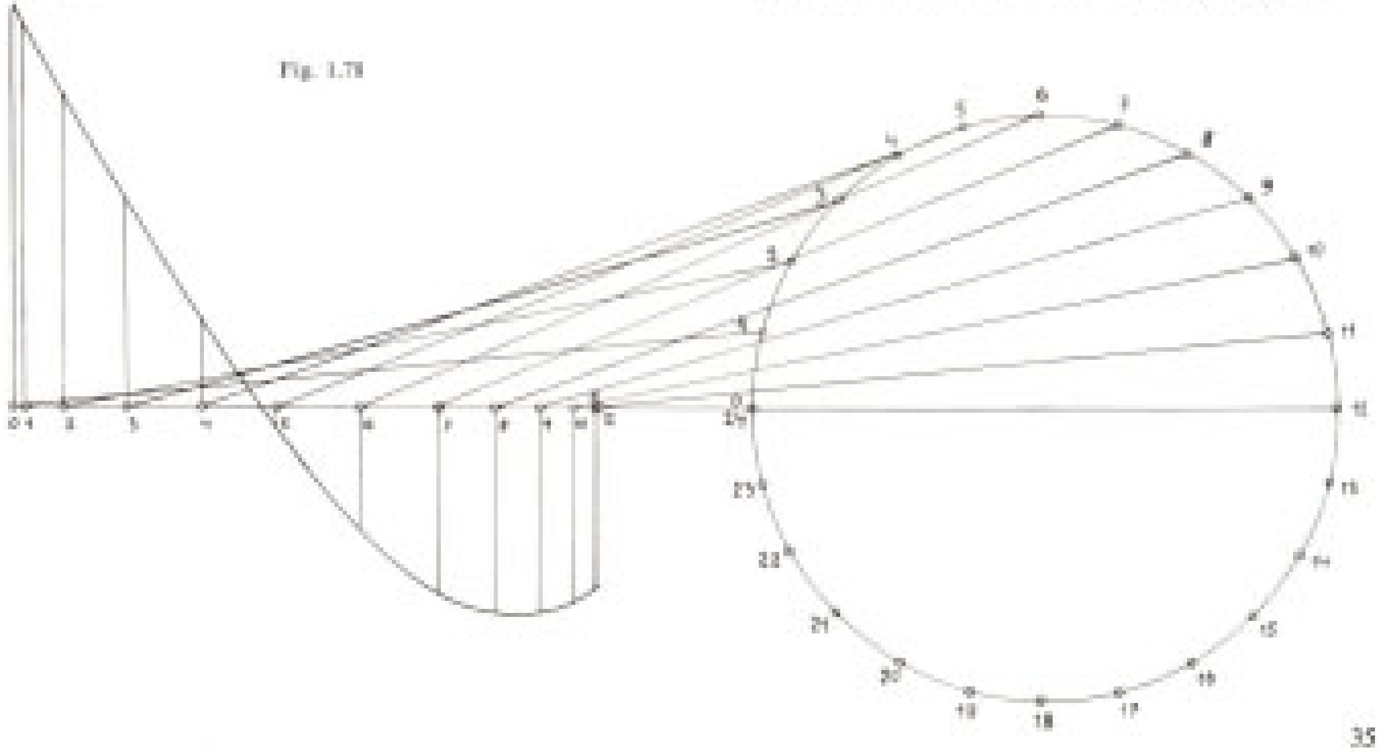


Fig. 1.78

Die Koppelkurven

Bei sehr vielen Maschinen müssen einzelne Glieder Bewegungen ausführen, die die verschiedensten Bahnen bzw. Formen aufweisen. Dies trifft besonders bei Maschinen der Lebensmittelindustrie, bei landwirtschaftlichen Maschinen, Baumaschinen, Kranen, Textil- und Verpackungsmaschinen zu. Die Maschinen der chemischen Industrie verwenden u. a. Koppelkurven bei Rührwerken.

Was sind Koppelkurven?

Es sind Punktbahnen, die irgendein Punkt an einer Koppel beim Bewegungsablauf des Getriebes beschreibt. Um diesen Begriff verständlich zu machen, bauen wir uns ein einfaches Modell, das uns diese Bewegungen vordemonstrieren soll.

Wir bedienen uns zu diesem Zweck vorerst eines einfachen Gelenkviereckes, d. h. einer Kurbelschwinge. Die Größenverhältnisse der einzelnen Glieder, die für das Zustandekommen einer Kurbelschwinge erforderlich sind, können wir im Abschnitt «Kurbelschwinge» nachlesen.

In den bisherigen Beispielen haben wir die Koppel noch nicht für eine Arbeitsleistung herangezogen. In diesem Abschnitt befassen wir uns ausschließlich mit den Bewegungen dieser Koppel und den Bahnen, die bestimmte Punkte dieser Koppel beschreiben. Wir verfahren dabei wie folgt:

a) Wir bauen zuerst die bekannte Kurbelschwinge und verfolgen aufmerksam die Bewegungen, die diese Koppel beschreibt. Fig. 1.79.

b) Dann fixieren wir einen Punkt an dieser Koppel, indem wir z. B. eine Mutter an irgendeiner Stelle des Gewindestiftes, der als Koppel verwendet wird, befestigen.
Verfolgt man nun die Bewegungen, indem man seine Aufmerksamkeit auf die Mutter an dieser Koppel richtet, so stellt man fest, daß dieselbe eine bestimmte, immer wiederkehrende Bahn beschreibt, also eine sogenannte Punktbahn, d. h. die Koppelkurve dieses Punktes. Fig. 1.80.

Es sind nun diese Punktbahnen, die für die verschiedensten Zwecke bei verschiedenen Maschinen zur Arbeit herangezogen werden. Es ist nicht notwendig, daß diese Punkte an der Koppel zwischen dem Zapfen der Kurbel und der Schwinge angebracht werden. Sie können ebenso gut in einer Verlängerung der Koppel oder sogar auf Abzweigungen liegen.

Für einige Versuche befestigen wir an irgendeiner Stelle der Koppel einen Schreibstift, der laut Fig. 1.81 befestigt werden kann, und lassen die Kurven auf einen auf Karton montierten Blatt Papier aufzeichnen. Wie wir im nachstehend erwähnten Getriebemodell beschreiben, kann man auch ein Gestell für die Zeichenunterlage montieren.

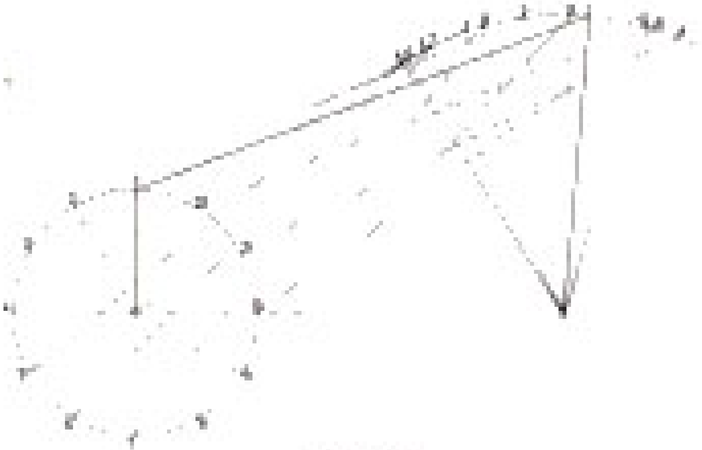


Fig. 1.79

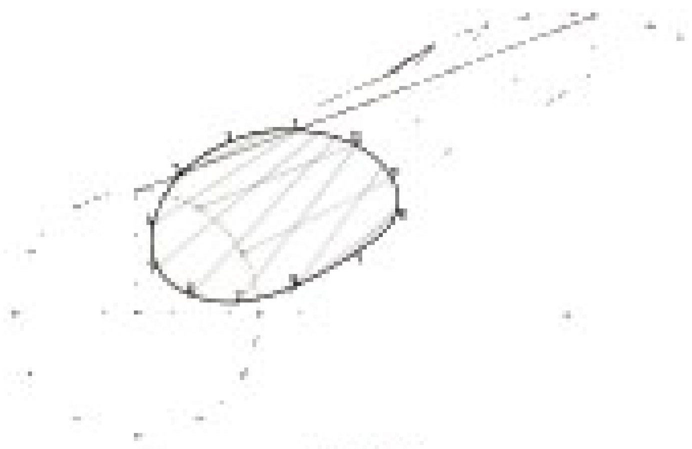


Fig. 1.80

Fig. 1.81

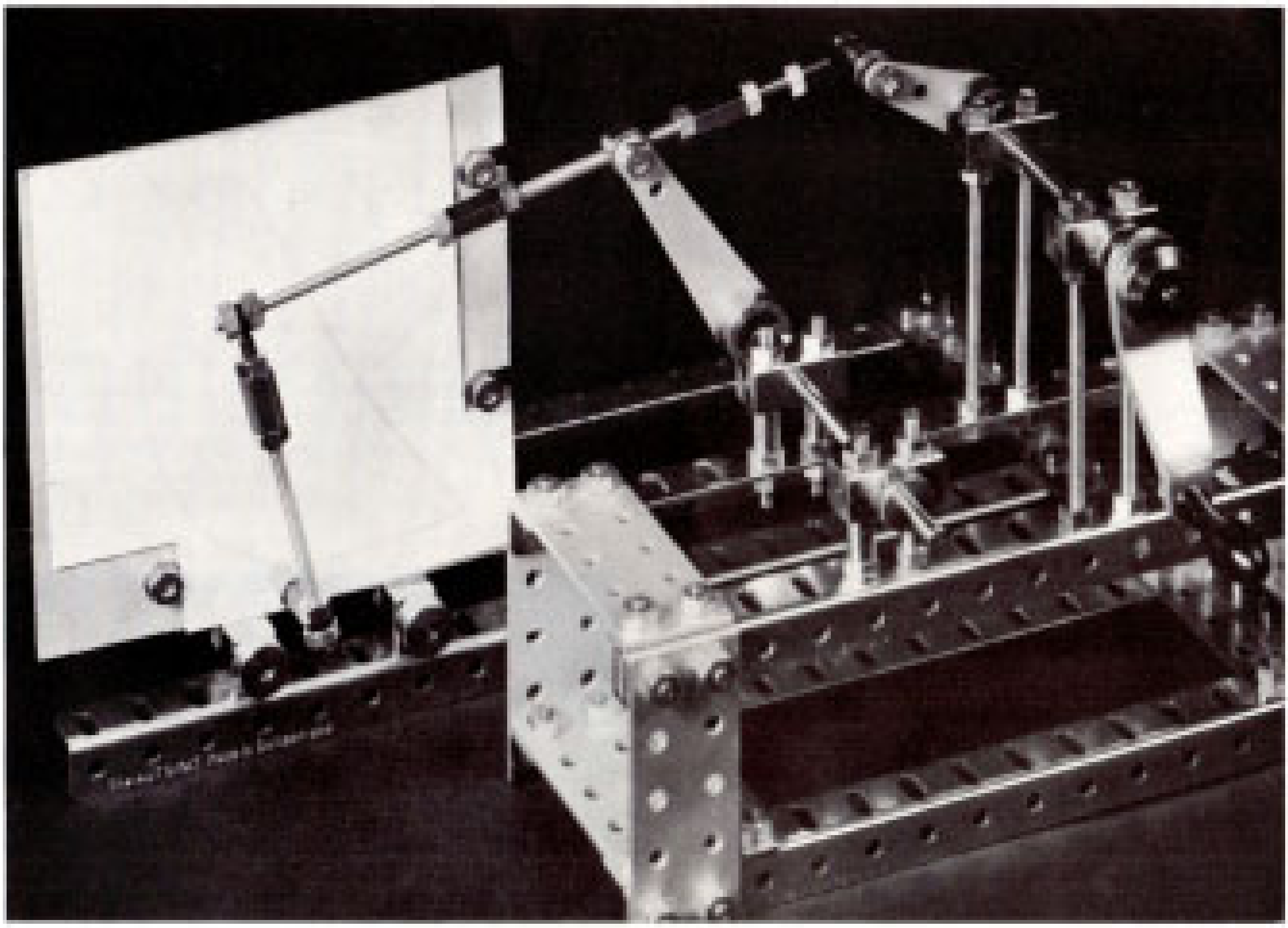


Fig. 1.82

Der Mechanismus laut Fig. 1.82 zeigt den Aufbau der Teigknetmaschine, wie sie zu Hunderttausenden in Bäckereien und Lebensmittelfabriken verwendet werden. Der Teig wird durch einen gleichzeitig rotierenden Behälter und durch die Bewegungen des Armes, der als Verlängerung der Koppel ausgebildet wurde, ähnlich den Armbewegungen des Bäckers, gründlich vermischt und geknetet. Wir sehen aus diesem einfachen Beispiel, wie Maschinen zur Verrichtung von monotoner, geisttötender Arbeit herangezogen werden und den Menschen für wichtigere Aufgaben freisetzen.

Fig. 1.83 zeigt die Größenverhältnisse der einzelnen Glieder des Mechanismus laut Fig. 1.82, Fig. 1.84 die von dieser Kurbelschwinge ausgeführte Koppelkurve. Fig. 1.85 zeigt die Rückseite der Schreibunterlage.

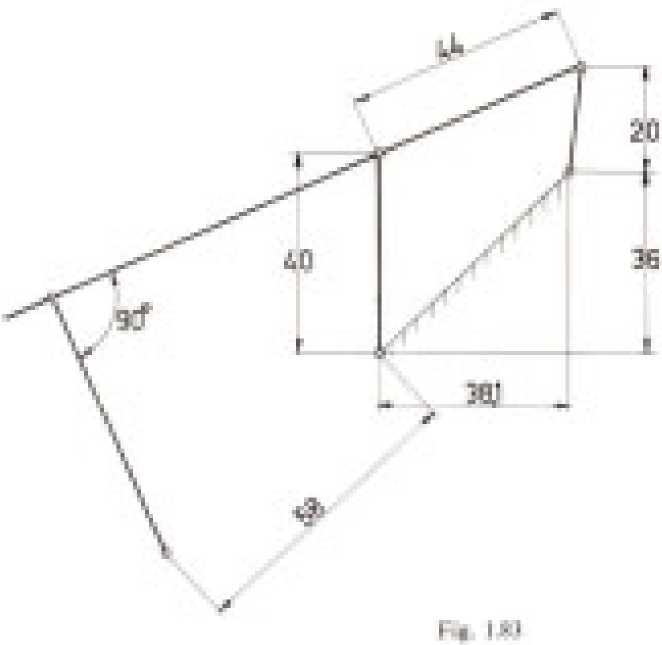


Fig. 1.83

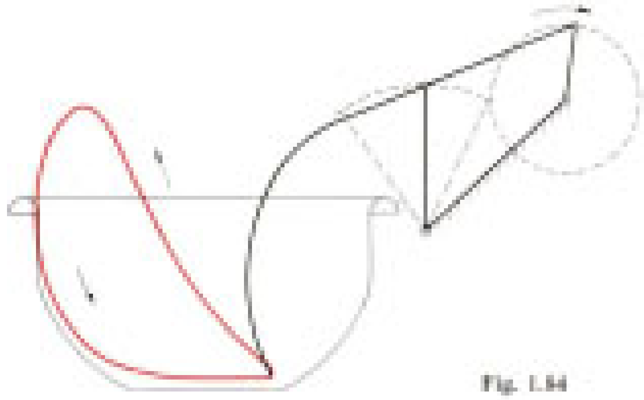


Fig. 1.84

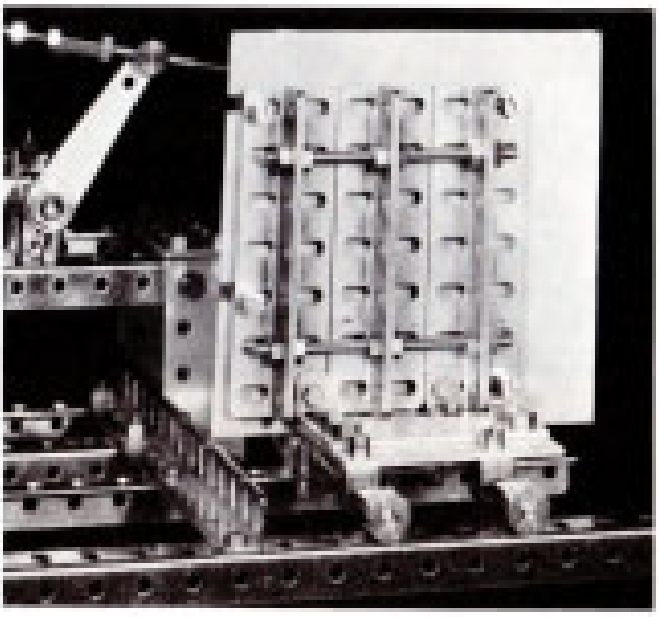


Fig. 1.85

Ähnliche Getriebe finden wir auch bei landwirtschaftlichen Maschinen. Auch hier spielen Kurbelgetriebe und Koppelkurven eine wichtige Rolle.

Fig. 1.86 zeigt einen Ausschnitt aus dem Getriebe eines Heuwenders. Man erkennt sofort, daß die Achse des Tragrades über eine Kette ein kleineres Rad und damit die Kurbel antreibt. Die Schwinge lagert ebenfalls an der Achse des Tragrades. Die Koppel ist nach unten verlängert und in Form gebogener Gabeln ausgebildet. Die Schraffierung stellt den Steg dieser Kurbelschwinge dar.

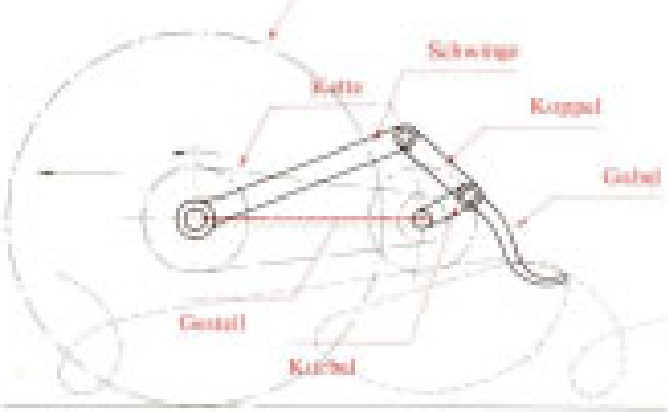


Fig. 1.86

Die punktierten Linien stellen die Koppelkurven bei stillstehender Maschine auf dem Versuchstand und bei fahrender Maschine dar. Fig. 1.87 zeigt die Koppelkurve dieser Kurbelschwinge auf dem Prüfstand.

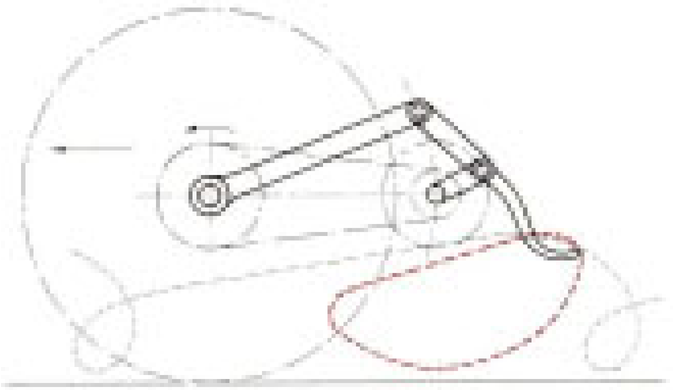


Fig. 1.87

Fig. 1.88 zeigt die Anwendung dieser Koppelkurven bei fahrender Maschine.

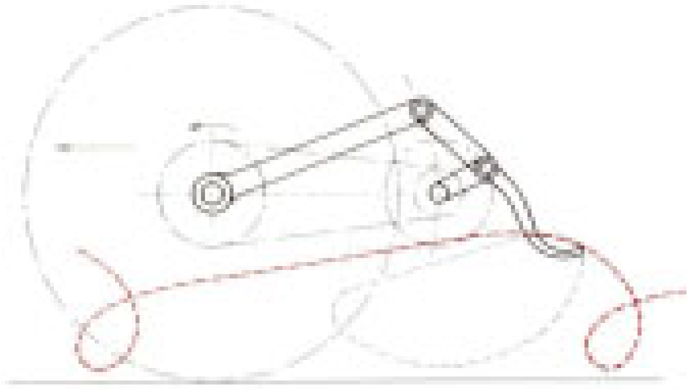


Fig. 1.88

Diese drei Beispiele mögen vorläufig genügen, um die Wichtigkeit eines gründlichen Studiums selbst einfachster Getriebe vor Augen zu führen. Diese Art von Bewegungen kann nicht allein auf dem Reißbrett entworfen, sondern muß zusätzlich durch Modellversuche ermittelt werden. Die AUTOMAT-Baukasten sind ein gutes und billiges Hilfsmittel, solche Versuche durchzuführen.

Die Beispiele der Teigknetmaschine und des Heuwenders zeigen, wie durch Maschinen monotone Handarbeit ausgeschaltet wird. Ist die Entwicklung hier nun abgeschlossen? Keineswegs! Obwohl bei einzelnen Maschinengattungen die Entwicklung vorläufig abgeschlossen zu sein scheint, zeigen sich bei vielen andern Maschinen fortwährend neue Verbesserungsmöglichkeiten. Dabei ist zu bemerken, daß diese Verbesserungen in den weitaus meisten Fällen von den Betriebsleuten, von den Arbeitern, die die Maschinen zu bedienen haben, ersonnen und entwickelt werden. Je größer die Beobachtungsgabe, je schärfer der Sinn für Verbesserungsmöglichkeiten, je umfassender die Kenntnisse der verschiedensten Getriebearten, um so größer sind die Chancen, neue und bessere Konstruktionen zu erfinden. Die unendlich mannigfachen Möglichkeiten beim AUTOMAT-Baukasten helfen Ihnen, nicht nur die Mechanismen zu verstehen, sondern auch durch genaue Beobachtung derselben langsam in die vielen Geheimnisse der Maschinen einzudringen.