

DK 621-231:621.867

## Zur Kinematik in Fördergeräten

Von **Kurt Hain**, Braunschweig-Völkenrode<sup>1)</sup>

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Das Fördern landwirtschaftlicher Güter ist ein in Landmaschinen oft durchzuführender Arbeitsgang. In großer Zahl werden für diese Förderarbeiten sogenannte Förderschwingen und Schubstangen, auch gesteuerte Rafferwerke bezeichnet, verwendet. Die für diese Zwecke zur Verfügung stehenden Mechanismen wirken auf größeren Arbeitsbreiten mit Belastungen, die gleichzeitig oder nacheinander in verschiedenen Breitenbereichen auftreten können; deshalb müssen besondere konstruktive Vorkehrungen zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit getroffen werden. Es wird eine umfassende Systematik der für solche Zwecke verwendbaren Getriebe aufgestellt, wobei zunächst nur sechsgliedrige, ungleichförmig übersetzende Getriebe behandelt werden. Zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit über die gesamte Arbeitsbreite brauchen nicht alle Getriebeteile auf beiden Getriebeseiten angeordnet zu werden; es lassen sich vielmehr beachtliche Vereinfachungen erzielen, wenn nur einige Wellen der Gelenke, am besten nur mit hin- und herschwingenden Relativbewegungen, über die Arbeitsbreite durchgehend vorgesehen werden. Die Grundlagen für die möglichen Verteilungen von Umlauf- und Schwingbewegungen wurden in früheren Veröffentlichungen niedergelegt, die vorliegenden Untersuchungen stellen Nutzanwendungen der gewonnenen Erkenntnisse dar<sup>2)</sup>.

### Inhalt

- 1 Einleitung
- 2 Aufgabenstellung für Fördergetriebe
- 3 Eignung der Koppelkurven für Förderzwecke
- 4 Das Gelenkviereck als Kurbelschwinge für Fördergetriebe
- 5 Das Gelenkviereck als Doppelschwinge für Fördergetriebe
- 6 Unterschiede zwischen Kurbelantrieb und Koppelantrieb eines Gelenkvierecks
- 7 Das Gelenkviereck als Doppelkurbel für Fördergetriebe
- 8 Gleichzeitige Ausnutzung zweier Koppelbewegungen für Förderzwecke
- 9 Anwendungen für Fördergetriebe mit Ausnutzung zweier Koppelbewegungen
- 10 Förderbewegungen dreier Koppelebenen in sechsgliedrigen Getrieben
- 11 Möglichkeiten eines sechsgliedrigen Getriebes zur Ausnutzung mehrerer Koppelebenen
- 12 Zusammenfassung
- 13 Schrifttum

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der VDI-Tagung Landtechnik in Braunschweig am 13. Oktober 1967.

<sup>2)</sup> Der Verfasser dankt auch an dieser Stelle Herrn *Rudolf Lyk* für die Mitarbeit bei den vorliegenden Untersuchungen.

Ingenieur *Kurt Hain* ist Abteilungsleiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. *Wilhelm Batel*) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

### 1 Einleitung

Die Wirtschaftlichkeit des Ladens und Transportierens landwirtschaftlicher Erzeugnisse hängt in hohem Maße von den gewählten Ladeverfahren [1] und deren Zusammenwirken in Arbeitsketten [20] ab. Hierbei ist immer noch von Fall zu Fall zu entscheiden, ob den gezogenen oder den selbstfahrenden Lademaschinen [21] der Vorzug zu geben ist, wobei die Wahl zwischen stetigen und unstetigen Förderern [23] offensteht.

Für die Entwicklung des Ladewagens [16; 17] mit seinen verschiedenen Bauarten [3; 4; 24] waren die Fördereinrichtungen von besonderer Wichtigkeit. Sie bestimmen neben den Schneid- und Preßleistungen die Leistungsbilanz des gesamten Ladewagens [14].

Bei den Strohpressen wird die Querförderung des zu pressenden Gutes durch einen „gesteuerten Raffer“ vorgenommen [5; 6], wobei dieser als Ersatz für den früher viel verwendeten Stopfer den Übergang zu höheren Arbeitsgeschwindigkeiten ermöglichte [15].

Die Fördergetriebe des Ladewagens sind wie folgt unterteilt worden [4]: Die Fördertrommel läuft gleichförmig um und hat auf ihrem Umfang verteilt eine Anzahl von federnden Zinken. Eine bessere Förderarbeit wird mit gesteuerten Bewegung aufgezungen wird. Als das wichtigste Getriebe wird die Förderschwinge angegeben, ein als Kurbelschwinge umlaufendes Gelenkviereck, bei dem der Förderfinger an der Koppel befestigt ist und auf einer Koppelkurve so geführt wird, daß er beim Fördern das Gut in einem Kanal weiterbewegt, auf seinem Rückweg aber aus der Förderzone heraustreten muß [2; 14; 17; 19]. Eine höhere Ladekapazität wird mit den sogenannten Doppelschwingen erreicht. Es sind dies zwei um 180° versetzt laufende Gelenkvierecke. Zur Klarstellung muß darauf hingewiesen werden, daß im Gegensatz hierzu als Doppelschwinge im allgemeinen ein Getriebe bezeichnet wird, bei dem zwei im Gestell gelagerte Glieder hin- und herschwingende Bewegungen ausführen. Ein weiteres Förderorgan des Ladewagens ist die Schubstange, worunter ein Gelenkviereck mit längerer Koppelstange verstanden wird, an der eine Anzahl von Greiferfingern befestigt ist. Die Finger beschreiben verschiedene Formen von Koppelkurven und passen sich damit der zusätzlichen Aufgabe an, im oberen Bereich ein Verdichten des Fördergutes zu bewerkstelligen. Die Rechenkette besteht als Förderorgan aus einer von Kettenrädern geführten Gliederkette. Mit einzelnen Gelenken der Kette sind Förderfinger, meist durch zusätzliche Führungen gesteuert, gelenkig verbunden. Die Förderschnecke besteht aus einer gleichförmig umlaufenden Welle, auf der ein Blech durch seine schraubenförmige Gestalt eine Weiterbewegung des Gutes bewirkt.

Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, das Ladegut vor seinem Eintritt in den Laderaum durch Schneideinrichtungen zu trennen, für die sich verschiedene Arten nebeneinander hauptsächlich haben [1; 2; 4; 14; 22]. Hin- und hergehende sowie gegeneinander bewegte Messer, rotierende Messer mit Gegenschnede und auch feststehende Messer gehören unmittelbar oder in zusätzlichen Aggregaten zu den Fördereinrichtungen. Die Bewegungs- und Kräfteverhältnisse der Fördergetriebe müssen gegebenenfalls auf die Schneideinrichtungen abgestimmt werden.

## 2 Aufgabenstellung für Fördergetriebe

Bei einer Zusammenfassung von Untersuchungen an verschiedenen Förder- und Schneidsystemen [19] kann sich nach dem gegenwärtigen Stand der Erkenntnisse aus landwirtschaftlicher Sicht vorläufig nur ein grober Überblick ergeben. Für das Fördern von Heu und Stroh haben sich alle untersuchten Förder-systeme als einsatzfähig erwiesen. Schwierigere Verhältnisse ergeben sich bei Grüngut und bei Silomais. Als Kennwerte für Fördergeräte lassen sich deren Bauaufwand, die Förderhöhe, der Drehmomentenverlauf im Antrieb und die zusätzliche Preßwirkung, insbesondere bei der Förderung von Heu, aufstellen. Bei einer vergleichenden Kritik aller Eigenschaften der Förder-systeme wurde festgestellt, daß zwar alle diese Systeme Vor- und Nachteile besitzen, diese aber recht gleichmäßig verteilt sind.

Für die rein kinematische Aufgabenstellung sind genügend Unterlagen vorhanden. Die Formen der auszunutzenden Koppelkurven liegen in groben Umrissen fest. Mehrere gleichartige, mit Phasenverschiebung bewegte Förderaggregate erhöhen naturgemäß bei gleicher Antriebsdrehzahl die Förderleistung, sie laufen aber auch wegen des besseren Massenausgleiches gleichmäßiger. Um zu einem besseren Getriebevergleich kommen zu können, müßten noch Unterlagen für günstigste Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe der Förderfinger im Hinblick auf schonende Behandlung des Fördergutes zusammengestellt werden. Diesen Untersuchungen kommt besondere Bedeutung bei den Bemühungen um eine Leistungssteigerung zu, wenn es z. B. darum geht, den Fördervorgang durch höhere Fördergeschwindigkeiten zu beschleunigen.

Aus rein kinematischer Sicht lassen sich durch Ausnutzung neuerer Forschungsergebnisse mannigfaltige Verbesserungsvorschläge für Fördergeräte machen. Hinsichtlich der Verwendung von Förderschwingen- und Schubstangenaggregaten besteht zunächst die Frage, ob — dies gilt besonders für versetzt zueinander angeordnete Systeme — die bisher verwendeten, parallel zueinander geschalteten Gelenkvierecke, die einzige und damit auch die beste Lösung darstellen. Diese kann sich z. B. auf einen möglichst geringen Platzbedarf, auf die Grenzen der Förderhöhe und vor allem auf möglichst geringen Bauaufwand beziehen. Solche und noch andere im folgenden zu behandelnde Gesichtspunkte geben Anregungen zu kritischen Betrachtungen über die Konstruktion der Fördergetriebe.

Nahezu alle bisher ausgeführten Fördergetriebe der Landtechnik sind „ebene“ Getriebe, die dadurch gekennzeichnet sind, daß die Drehachsen aller ihrer Gelenke parallel zueinander sind und daß damit die Bewegungen sämtlicher Getriebeglieder ohne Verzerrungen in eine Zeichenebene projiziert werden können. Sie dürfen trotz ihrer durch die gegebene große Arbeitsbreite bedingten räumlichen Ausdehnung nicht als räumliche Getriebe bezeichnet werden. Die Gelenkviereck-Fördergetriebe werden in fast allen Fällen von der Kurbel, dem kürzesten Glied der Gelenk-kette, aus angetrieben. Da diese Kurbel gekröpft sein muß, ist es nicht möglich, die Kurbelwelle unmittelbar nach der anderen Seite des Getriebes verwindungssteif zu führen, es sei denn, man nimmt eine mit verschiedenen Nachteilen behaftete Exzenterwelle in Kauf. Die konventionelle Ausführung besteht deshalb in der Anordnung von je einer Kurbel auf der rechten und linken Arbeitsseite, die beide über je ein Zahnradpaar durch eine durchgehende, außerhalb des Kurbelbereiches liegende Welle angetrieben werden. Diese Welle verbürgt dann mit dem zusätzlichen Aufwand zweier Zahnradpaare die Verwindungssteifigkeit des Gesamtgetriebes über die Arbeitsbreite. Die Schwinde des Gelenkviereckes, meist als Steuerhebel bezeichnet, braucht dann nur einmal, und am besten in der Mitte, angeordnet zu werden.

Die Verwindungssteifigkeit des Getriebes über die Arbeitsbreite kann aber auch mit Hilfe hin- und herschwingender durchgehender Wellen gewährleistet werden. Schwingende Wellen haben den Vorzug, mühelos aneinander vorbeigeführt werden zu können; sie behindern sich gegenseitig in dem außerhalb des Schwingwinkels liegenden Bereich überhaupt nicht. Voraussetzung für die Verwendung schwingender Wellen zur Kräfteübertragung in axialer Richtung sind die Schwingbewegungen meistens zweier Wellen mit der Bedingung, daß diese Schwingbewegungen zueinander phasenverschoben sind, d. h., die Umkehr-lagen beider Wellen dürfen zeitlich nicht zusammenfallen. Diese letzte Bedingung ist grundsätzlich in sämtlichen ungleichförmig übersetzenden Getrieben erfüllt; nur mit Sonderabmessungen gelingt es, ein Zusammenfallen der Umkehr-lagen zu erzwingen. Wenn die Verwindungssteifigkeit des gesamten Getriebes mit nur hin- und herschwingenden Wellen erzielt werden kann, ist es nicht mehr notwendig, einen umlaufenden Antrieb auf beiden Seiten des Getriebes vorzusehen und dabei die unangenehmen Auswirkungen der gekröpften Kurbeln hinzunehmen. Dann ergibt sich aber gleichzeitig die Frage, ob es notwendig ist, ein solches Fördergetriebe von einer im Gestell gelagerten Kurbel anzutreiben. Vielmehr können nun Betrachtungen angestellt werden, inwieweit sich durch einen umlaufenden Antrieb an Getriebegliedern, die nicht im Gestell gelagert sind, Vorteile gegenüber dem Kurbelantrieb ergeben. Ein solcher Antrieb läßt sich mühelos mit Hilfe wellenbeweglicher Kupplungen, z. B. mit Hilfe der Oldham-Kupplung, der Kärger-Kupplung oder der üblichen Gelenkwelle erzielen [10]. Es ist zu vermuten, daß durch einen solchen Koppelantrieb nicht nur in speziellen Fällen, sondern ganz allgemein die Beschleunigungen der Koppel herabgesetzt werden, womit naturgemäß auch geringere Massenkkräfte und ein gleichmäßigerer Gang verbunden sind.

Im folgenden sollen solche Möglichkeiten den bisher üblichen Anordnungen gegenüber gestellt werden, wobei es vor allem darauf ankommt, durch eine möglichst lückenlose Systematik alle überhaupt möglichen Bauformen zu erfassen. Eine ebenso lückenlose vergleichende Bewertung der in dieser Systematik enthaltenen Getriebe ist allerdings so lange nicht möglich, als diese nicht konstruktiv, fertigungstechnisch und funktionsgerecht durchgearbeitet worden sind. Immerhin lassen sich in den meisten Fällen schon von vornherein einige Gruppen durch Berücksichtigung übergeordneter Gesichtspunkte für den beabsichtigten Zweck ausschalten. Das Suchen nach einer „optimalen“ Lösung ist dadurch auf eine kleinere Zahl beschränkt.

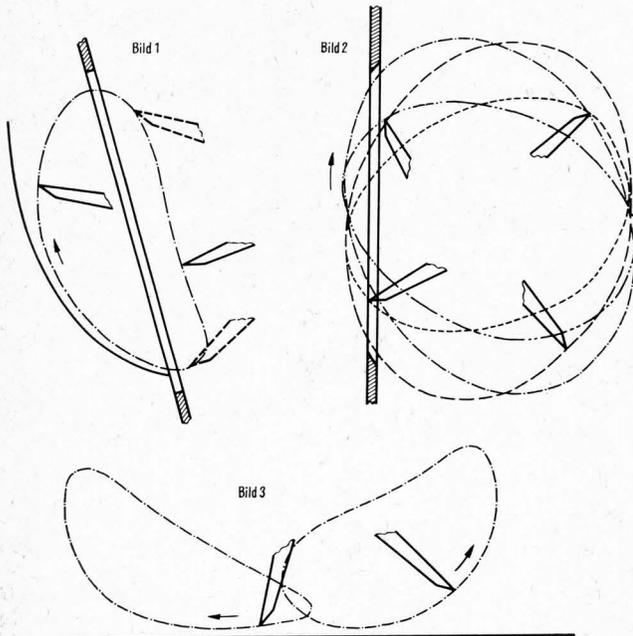
## 3 Eignung der Koppelkurven für Förderzwecke

Koppelkurven werden von Punkten der Koppeln ungleichförmig übersetzender Getriebe beschrieben. Diese Punkte gehören Koppel-ebenen an, die dadurch gekennzeichnet sind, daß die Koppeln durch gelenkige Verbindungen auf Kreisbögen oder irgendwelchen Kurven geführt werden. Schon die Koppelkurven des einfachen Gelenkviereckes zeigen eine so hohe Mannigfaltigkeit, daß sie vielfachen Ansprüchen genügen. Nach **Bild 1** wird eine solche brotförmige Kurve von der Spitze eines Förder-fingers beschrieben. Im linken Bereich von der geschlitzten Trennwand erfolgt der Fördervorgang, der rechte Kurvenzug neben der Trennwand ist der Rückgang des Fingers in die untere Ausgangsposition. Verwendet man zwei gleichartige Getriebe mit zueinander um  $180^\circ$  versetzten Kurbeln, so ist im allgemeinen einer der beiden Koppelkurvenfinger immer im Förderbereich.

Das einfachste Fördergerät ist die Fördertrommel, bei der auf dem Umfang der Trommel angebrachte Finger Kreisbewegungen beschreiben. Man kann entsprechend **Bild 2** versuchen, durch Koppelbewegungen diese Kreisformen in ovale Bahnkurven zu verwandeln. Dann entsteht, je weiter die Trennwand nach rechts verschoben wird, ein um so größerer Förderweg. Im **Bild 2** gehören die vier Förderfinger derselben Koppel-ebene an; jeder Finger beschreibt eine andere Bahnkurve, alle vier Bahnkurven ergeben aber aneinandergereiht eine wesentlich längere als der Kreisbahn entsprechende Förderstrecke. Unter der Voraussetzung, daß die vier Förderfinger der Koppel-ebene eines einfachen viergliedrigen Getriebes angehören, dürfte eine solche

Fördereinrichtung mit sehr geringem Konstruktionsaufwand erstellt werden können.

Für andere Förderzwecke, z. B. zum Bewegen eines Gutes nach zwei Seiten, können ebenfalls Koppelkurven entsprechend **Bild 3** verwendet werden. Hier kommt es darauf an, zwei solcher Kurven in eine gegenseitige Lage so zu bringen, daß sie sich im inneren Bereich überschneiden. Bei der Umkehr der Drehrichtung kann das Fördergut von zwei Seiten auf einer mittleren Bahn vereinigt werden.



**Bild 1 bis 3.** Verwendungsmöglichkeiten von Koppelkurven in Fördergeräten.

#### 4 Das Gelenkviereck als Kurbelschwinge für Fördertriebe

Das Gelenkviereck ist das einfachste aller ungleichförmig übersetzender Getriebe. Es besteht aus vier Gliedern, die mit vier Gelenken miteinander verbunden sind. Bei der Zählung der Glieder ist unbedingt darauf zu achten, daß das Gestellglied als Getriebeglied mitzuzählen ist, so daß im Gelenkviereck immer nur drei bewegte Glieder vorhanden sind, **Bild 4**, nämlich zwei in den Gestellpunkten  $A_0$  und  $B_0$  gelagerte Hebel und ein dritter, der Koppelhebel  $A B$ , der die beiden im Gestell gelagerten Glieder miteinander verbindet.

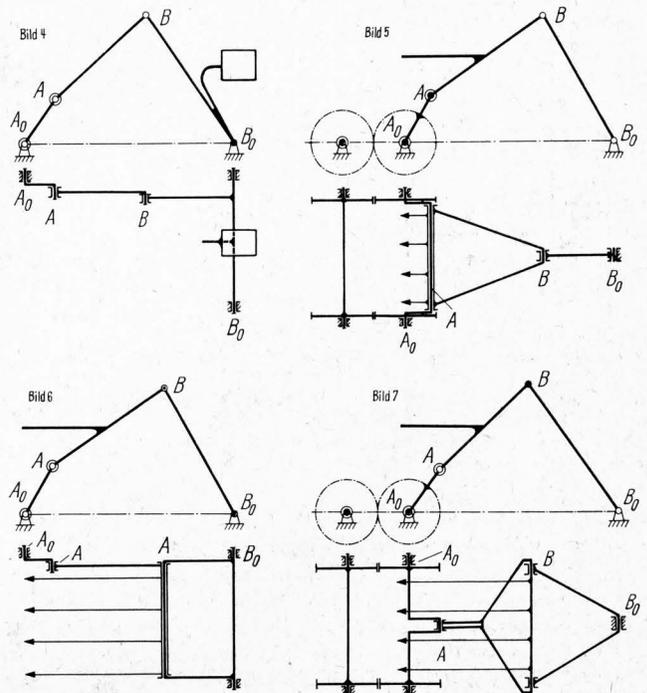
Wenn ein Gelenkviereck „umlauffähig“ sein soll, so muß zunächst die *Grashofsche* Bedingung erfüllt sein. Hiernach muß die Summe der Längen des kürzesten und längsten Gliedes kleiner sein, als die Summe der Längen der beiden übrigen Glieder, wobei es vollkommen gleichgültig ist, welches von den drei Gliedern, die länger als das kürzeste sind, als das längste ausgewählt wird. Nur das kürzeste Glied kann relativ zu den drei anderen Gliedern volle Umläufe ausführen. Die beiden Gelenke, mit denen das kürzeste Glied zu seinen benachbarten Gliedern in gelenkiger Verbindung steht, sind die beiden einzig möglichen Umlaufgelenke des Gelenkviereckes, die beiden anderen Gelenke sind Schwinggelenke, d. h., die Relativbewegungen der in diesen Gelenken verbundenen Glieder sind hin- und hergehende Bewegungen [10]. Wird eines der dem kürzesten Glied benachbarten Glieder zum Gestell ausgewählt, in **Bild 4** z. B. das Glied  $A_0 B_0$ , so entsteht die sogenannte Kurbelschwinge, bei der das im Gestell gelagerte kürzeste Glied  $A_0 A$  voll umläuft und das andere im Gestell gelagerte Glied  $B_0 B$  hin- und herschwingende Bewegungen ausführt.

Es ist eine bekannte Tatsache, daß umlaufende Kurbeln gekröpft ausgeführt werden müssen, wenn man nicht die mit manchen Nachteilen behafteten Exzenter zu Hilfe nimmt. Der Zwang zur Kröpfung der Kurbelwellen ist gemäß **Bild 4** durch die Umlaufgelenke in  $A_0$  und  $A$  bedingt; wegen der vollen Umlaufbewegung des Gliedes  $A_0 A$  muß dieses an seinen benachbarten Gliedern „vorbeigehen“ können. Wenn das Arbeitsglied, z. B.

die Schwinge  $B_0 B$ , also das im Gestell gelagerte, schwingende Glied sein soll, und an der langen Achse  $B_0$  auf der ganzen Breite gleichzeitig oder abwechselnd Arbeitsdrehmomente abgenommen werden müssen, so genügt es, nur diese Achse allein drehsteif auszuführen. Die beiden die Antriebspulse erzeugenden anderen Glieder  $A_0 A$  und  $A B$  brauchen nur einseitig mit geringen Lagerlängen angeordnet zu werden.

Bei den Fördergeräten müssen aber, wie bereits erwähnt, die Arbeitskräfte an den Förderfingern der Koppel  $A B$  auf einer größeren Arbeitsbreite überwunden werden, es ist also für eine verwindungssteife Führung der Koppel  $A B$  zu sorgen. Nach **Bild 5** besteht die konventionelle Lösung dieses Problems darin, daß auf beiden Seiten des Getriebes zwei gleichlaufende Kurbeln  $A_0 A$  mit einseitiger Kröpfung gelagert werden, beide Kurbeln aber mit je einem Zahnrad fest verbunden sind; diese Zahnräder kämmen mit zwei weiteren Rädern, die auf einer Zwischenwelle befestigt sind. Diese Zwischenwelle vermittelt unter der selbstverständlichen Voraussetzung, daß sie die auftretenden Drehmomente aufzunehmen imstande ist, die Übertragung der Antriebsimpulse von einer Getriebeseite auf die andere. Da aber die Förderfinger an der Koppel  $A B$  über die gesamte Arbeitsbreite verteilt angeordnet sind und an jedem dieser Finger gleichzeitig oder nacheinander Arbeitskräfte zu überwinden sind, muß die Welle des Gelenkes  $A$  ebenfalls über die gesamte Arbeitsbreite durchgehend kräfteabstützend angeordnet werden. Der Schwinghebel  $B_0 B$  braucht dann tatsächlich nur als Steuerhebel zu dienen, also zur Führung der Koppel  $A B$  so, daß an den Förderfingerspitzen die verlangten Koppelkurvenformen entstehen. Es genügt deshalb, wenn dieser Steuerhebel nur mit schmalen Lagern irgendwo, z. B. in der Mitte der Getriebebreite, vorgesehen wird.

Eine grundsätzlich andere Möglichkeit zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit des Getriebes ist in **Bild 6** dargestellt. Hier ist die schwingende Welle  $B_0$  des Gelenkviereckes, das als Kurbelschwinge läuft, durchgehend angeordnet. Die Welle des Gelenkes  $A$  erstreckt sich außerdem noch über die gesamte Arbeitsbreite, und durch diese gesicherte Seitenabstützung



**Bild 4 bis 7.** Maßnahmen zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit in dem als Kurbelschwinge laufenden Gelenkviereck.

**Bild 4.** Arbeitswiderstände am im Gestell gelagerten Schwinghebel  $B_0 B$ , durchgehende Welle  $B_0$ .

**Bild 5.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ ; durchgehend umlaufende Welle  $A$  und durchgehend umlaufende Welle des Zahnradvorgeleges.

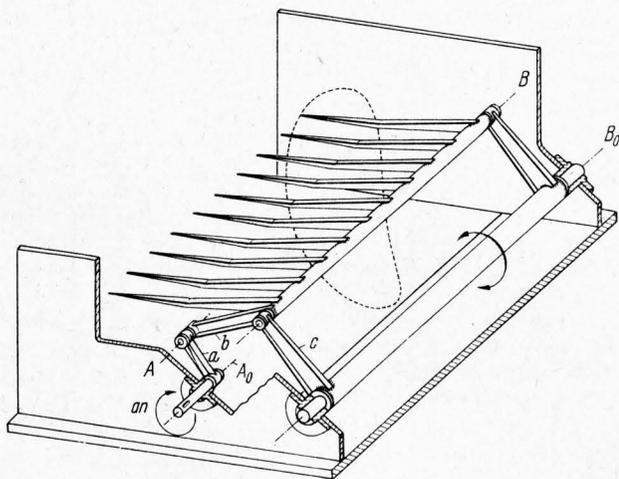
**Bild 6.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ , durchgehende schwingende Wellen  $B_0$  und  $B$ .

**Bild 7.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ , durchgehende Wellen im Schwinggelenk  $B$  und in einem zusätzlichen Zahnradvorgelege, Sicherung der Verwindungssteifigkeit des gesamten Getriebes ist nicht gewährleistet.

gegenüber dem Gestell muß die gesamte Koppelene A B die Zinkenkräfte, ganz gleich wie sie auf die Arbeitsbreite verteilt sind, aufnehmen, vorausgesetzt natürlich wiederum, daß die beiden durchgehenden Wellen  $B_0$  und B in sich selbst drehsteif genug sind. Bei dieser Ausführung braucht dann die umlaufende Kurbel  $A_0$  A nur noch als Steuerhebel zu dienen, wenn sie auch umlaufende Bewegungen ausführt. Es genügt also eine Anordnung der einseitig gekröpften Kurbel nur auf einer Seite des Getriebes und außerdem können die Gelenklagerungen  $A_0$  und A sehr kurz ausgeführt werden.

In **Bild 7** ist noch eine weitere Variationsmöglichkeit der Anordnung durchgehender Wellen angeführt. Die Antriebswelle  $A_0$  wird durch die wie bereits im **Bild 5** angegebene Zahnradzwischenwelle in ihrer Verdrehsteifigkeit gesichert. Die Wellen A und  $B_0$  sind sehr kurz gehalten, dafür erstreckt sich die Welle des Gelenkes B über die gesamte Arbeitsbreite. An dieser Ausführung ist zu erkennen, daß die Koppelene A B, an der über die gesamte Arbeitsbreite Widerstände zu überwinden sind, nicht verwindungssteif arbeiten kann; denn es fehlt ihr die über die gesamte Arbeitsbreite gesicherte Abstützung zum Gestell.

Aus diesen Betrachtungen können folgende Bedingungen zur Sicherung der Seitensteifigkeit des Getriebes relativ zum Gestell aufgestellt werden: Soll in einem ebenen Getriebe ein Arbeitsglied über eine große Arbeitsbreite Widerstände an jeder beliebigen Stelle über die Arbeitsbreite verteilt überwinden, so ist dafür zu sorgen, daß das Arbeitsglied bis zum Gestell mit über die gesamte Arbeitsbreite sich erstreckenden Wellen abgestützt wird. Diese Stützwellen können umlaufende oder auch nur schwingende Wellen sein. Werden nur schwingende Wellen in der ununterbrochenen Kette bis zum Gestell hin verwendet, so müssen deren Schwingungen phasenverschoben zueinander sein.

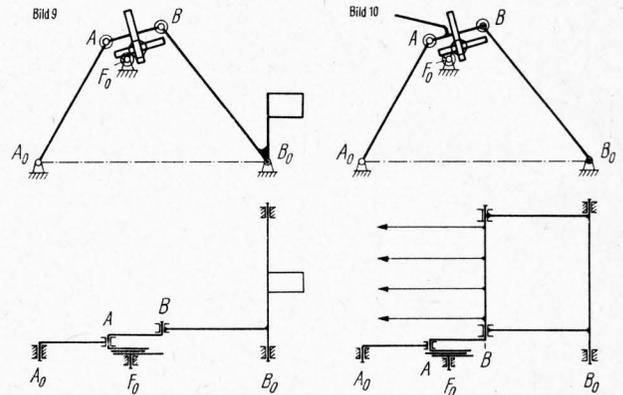


**Bild 8.** Perspektivische Darstellung des als Kurbelschwinge ausgebildeten Fördergetriebes nach **Bild 6** für große Arbeitsbreite.

Das seitensteife Fördergetriebe nach **Bild 6** ist in **Bild 8** perspektivisch dargestellt. Die durchgehende im Gestell gelagerte Welle  $B_0$  trägt auf beiden Seiten je einen Schwingarm c. Mit der Koppel b ist ein Rohr verschweißt, mit dem wiederum die Förderzinken verbunden sind. Das Rohr erstreckt sich über die gesamte Arbeitsbreite und ergibt durch sein Widerstandsmoment die geforderte Drehsteifigkeit. Da die beiden Arme c mit der Welle  $B_0$  fest verbunden sind, ist es nicht notwendig, zwischen diesen beiden Hebeln im Gelenk B nochmals eine durchgehende Welle vorzusehen, vielmehr genügt es, wenn das mit der Koppel b verbundene, drehsteife Rohr auf kurze Zapfen der Hebel c gelagert wird. Der Koppelhebel b und die Kurbel a brauchen nur auf einer Seite des Getriebes vorhanden zu sein. Die Arbeitswiderstände werden, auch in der von diesen Getriebeilen entferntesten Zinkenspitze, mühelos von den beiden durchgehenden Wellen  $B_0$  und B durch deren Versteifungen aufgenommen.

## 5 Das Gelenkviereck als Doppelschwinge für Fördergetriebe

Wird das der *Grashofschen* Bedingung genügende Gelenkviereck auf das dem kürzesten Glied gegenüberliegende Glied festgelegt, **Bild 9 und 10**, so sind in diesem Getriebe die beiden Gelenke A und B Umlaufgelenke (Umlaufgelenke sind in den hier angeführten Bildern mit Doppelkreisen gekennzeichnet worden). Das Koppelglied A B beschreibt relativ zum Gestellglied  $A_0 B_0$  volle Umlaufbewegungen, die beiden im Gestell gelagerten Glieder  $A_0$  A und  $B_0$  B schwingen nur hin und her.



**Bild 9 und 10.** Verwendung des als Doppelschwinge umlaufenden Gelenkvierecks für Förderzwecke; Koppelantrieb.

**Bild 9.** Arbeitswiderstände am im Gestell schwingenden Hebel  $B_0$  B; durchgehende Welle  $B_0$ .

**Bild 10.** Arbeitswiderstände an der Koppel A B; durchgehende schwingende Welle  $B_0$  und durchgehende umlaufende Welle B.

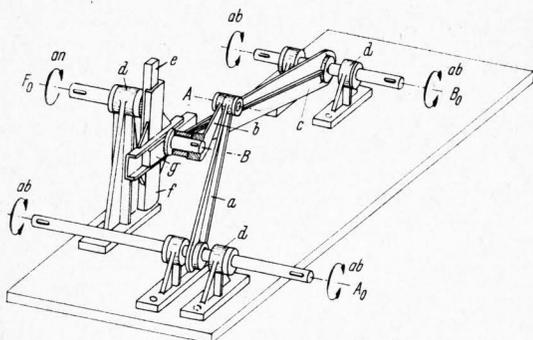
Ein solches Getriebe kann direkt von der Koppel A B aus mit gleichbleibender Drehgeschwindigkeit umlaufend angetrieben werden, wenn man z. B. eine wellenbewegliche und winkeltreu übertragende Kupplung verwendet. U. a. eignen sich hierfür die Oldham- und die Kärger-Kupplungen; wenn Gelenkwellen sowieso zum Antrieb des Fördergetriebes verwendet werden, so ist eine unmittelbare Anlenkung eines Gelenkwellenendes an der Koppel A B vorzuschlagen.

Nach **Bild 9** soll zunächst wiederum angenommen werden, daß über eine größere Arbeitsbreite Widerstände am schwingenden, im Gestell gelagerten Hebel  $B_0$  B zu überwinden sind. Dann braucht auch hier nur die Welle  $B_0$  selbst über die Arbeitsbreite durchgeführt zu werden, weil sie ja die am Hebel  $B_0$  B wirkenden Kräfte mühelos verwindungssteif aufnehmen kann. Die im Gestellpunkt  $F_0$  gelagerte Antriebswelle überträgt ihre gleichförmigen Drehimpulse über die wellenbewegliche Kupplung (als zwei rechtwinklig zueinander stehende Gleitschieber gekennzeichnet) auf die Koppelene A B. Der zweite im Gestell gelagerte hin- und herschwingende Hebel  $A_0$  A dient lediglich zur Führung der Koppelene; seine Lager können daher sehr kurz ausgeführt werden.

Im Fördergetriebe nach **Bild 10** sind die für bestimmte Arbeitswiderstände ausgelegten Förderzinken an der Koppel A B über die gesamte Arbeitsbreite verteilt befestigt. Bei der Forderung nach der Seitensteifigkeit für das gesamte Getriebe muß nach dem obenerwähnten Richtsatz die Koppelene A B ununterbrochen über durchgehende Wellen bis zum Gestell abgestützt werden. Es ist hierbei von besonderem Vorteil, daß die im Gestell gelagerte, durchgehende Welle  $B_0$  nur hin- und herschwingt. Die Relativbewegung im Gelenk B mit seiner durchgehenden Welle ist als Umlaufbewegung zu berücksichtigen, die Förderzinken sind mit der durchgehenden Welle fest verbunden, die Welle geht auf einer Seite des Doppelhebels  $B_0$  B durch die Bohrung hindurch und läßt auf der anderen Seite der Bohrung die Koppel A B als gekröpft Kurbel erscheinen. Der schwingende Hebel  $A_0$  A wird mit kurzen Lagerlängen nur als Steuerhebel gebraucht.

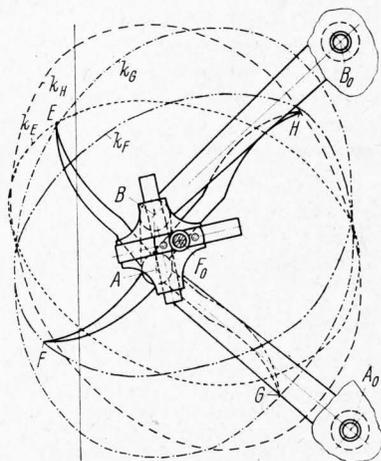
Anhand von **Bild 11** soll der gleichförmige Koppelantrieb eines Gelenkvierecks, das als Doppelschwinge läuft, erläutert werden. Mit der gleichförmig umlaufenden Antriebswelle  $F_0$ , die im gestellfesten Lager d gelagert ist, wird ein Führungsprisma e

fest verbunden. Auf diesem gleitet ein starrer Kreuzschieber f, dessen zweite Führung dem Prisma g eine geradlinige Relativbewegung aufzwingt. Das Prisma g ist fest mit der Achse des Gelenkes B verbunden, die wiederum auf der anderen Seite des Lagers in fester Verbindung mit der Koppel b steht. Das Lager B gehört dem im Gestell d schwingenden Hebel c an, während das zweite zur Koppel b gehörige Gelenk A für den zweiten im Gestell d gelagerten Schwinghebel a gilt. Die beiden Schieber e und g mit dem Kreuzschieber-Führungsstück f kennzeichnen den Aufbau einer Oldham-Kupplung, die die gleichförmigen Umlaufbewegungen von der Achse  $F_0$  auf die Drehbewegungen der Koppel b überträgt. Diese Koppel b läuft also gleichförmig um, allerdings nicht um ein festes Gelenk, sondern um einen sich stetig ändernden, ideellen Pol. Die gleichförmigen Drehbewegungen der Koppel b werden von den Schwingbewegungen seiner Gelenke A und B überlagert. Ein besonderer Vorteil dieses Koppelantriebes besteht in der Möglichkeit der doppelten und damit verkantungsfreien Lagerung der beiden im Gestell d schwingenden Hebel a und c.



**Bild 11.** Darstellung des Koppelantriebes eines als Doppelschwinge laufenden Gelenkviereckes.

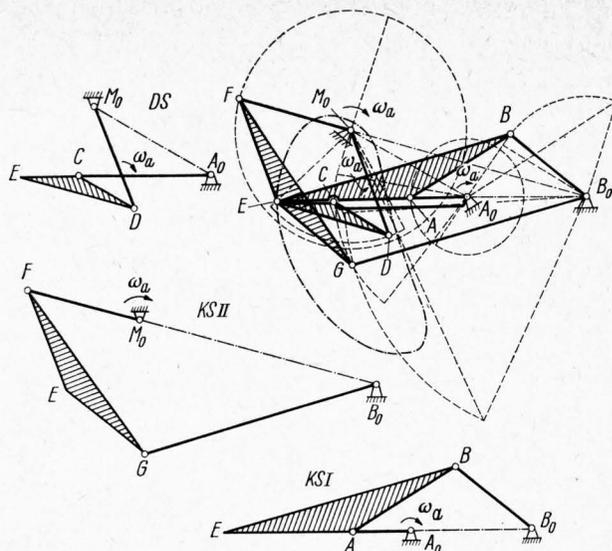
Die Koppel AB des Fördergetriebes nach **Bild 12** ist mit vier Förderfingern fest verbunden. Die Spitzenpunkte E, F, G, H der Förderfinger beschreiben die vier voneinander geringfügig verschiedenen Koppelkurven  $k_E, k_F, k_G$  und  $k_H$ . Die vier Finger bestreichen also bei einer Umdrehung der Antriebswelle  $F_0$  eine Förderbahn, die von kreisförmig umlaufenden Fingern einen wesentlichen größeren Platzbedarf beanspruchen würde. Der Aufbau des Fördergetriebes kann z. B. dem System in **Bild 10** entsprechen.



**Bild 12.** Verwendung eines als Doppelschwinge umlaufenden Gelenkviereckes für Förderzwecke mit vier versetzten Förderfingern an der gleichen Koppel.

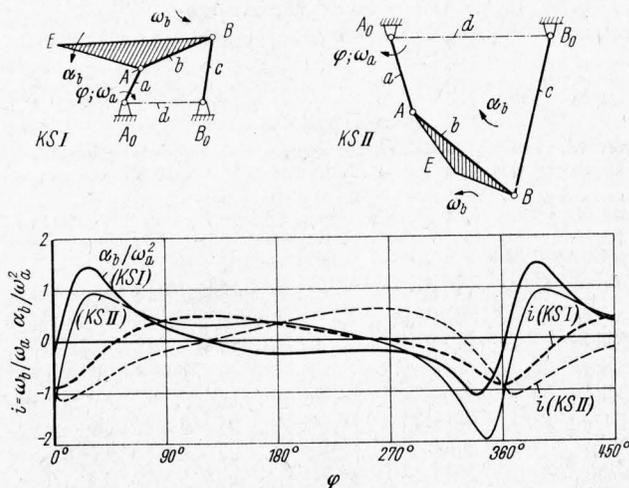
### 6 Unterschiede zwischen Kurbelantrieb und Koppelantrieb eines Gelenkviereckes

Nach dem Satz von Roberts gibt es für jede Koppelkurve, die von einem beliebigen Koppelknoten E eines Gelenkviereckes beschrieben wird, drei verschiedene Gelenkvierecke mit aufeinander abgestimmten Längenverhältnissen, die mit mathematisch genauer Übereinstimmung die gleiche Koppelkurve erzeugen [9]. Diese drei Gelenkvierecke sind in **Bild 13** dargestellt. Es sind zwei Kurbelschwingen KS I und KS II sowie eine Doppel-



**Bild 13.** Dreifache Erzeugung einer Koppelkurve mit Hilfe dreier Gelenkvierecke: Kurbelschwinge K S I, Kurbelschwinge K S II und Doppelschwinge D S.

schwinge DS. In jedem dieser drei Getriebe beschreibt der Koppelknoten E die gleiche brotförmige Koppelkurve, wenn in der Kurbelschwinge K S I die Kurbel  $A_0A$ , in der Kurbelschwinge K S II die Kurbel  $M_0F$  und in der Doppelschwinge DS die Koppel CD je einmal umlaufen. Wie aus den Abmessungen, z. B. der beiden Kurbelschwingen, erkenntlich ist, kann man sich, um die gleiche Koppelkurve zu erzeugen, durch die Wahl eines dieser beiden Getriebe den zur Verfügung stehenden Platzverhältnissen am besten anpassen. Die Doppelschwinge, die z. B. einen Koppelantrieb nach **Bild 11** voraussetzt, nimmt im Vergleich zu den beiden Kurbelschwingen den geringsten Platz in Anspruch. Sie hat aber außerdem den Vorzug, daß bei der Bewegungsübertragung mit Hilfe einer winkeltreu übertragenden Kupplung die Koppelenebene CD gleichförmig umläuft und deshalb während ihrer ganzen Bewegung die Winkelbeschleunigung  $\alpha = 0$  hat. In **Bild 14** ist das Übersetzungsverhältnis  $i = \omega_b/\omega_a$  als Quotient der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_b$  der Koppel b und der gleichförmigen Winkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  der Antriebskurbel a über den Winkel  $\varphi$  als gestrichelte Kurven miteinander verglichen worden. Die ausgezogenen Kurven geben einen Vergleich der Winkelbeschleunigungen in den beiden Kurbelschwingen K S I und K S II, wenn jeweils deren Kurbel  $A_0A = a$  gleichförmig angetrieben werden. Die Winkelbeschleunigungen  $\alpha_b/\omega_a^2$  sind auf das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit des Antriebsgliedes bezogen worden. Im Vergleich hierzu ist die Winkelbeschleunigung bei der Doppelschwinge DS während der ganzen Bewegungsperiode 0, d. h., diese Koppel läuft winkelbeschleunigungsfrei um, was naturgemäß auch in erster Annähe-

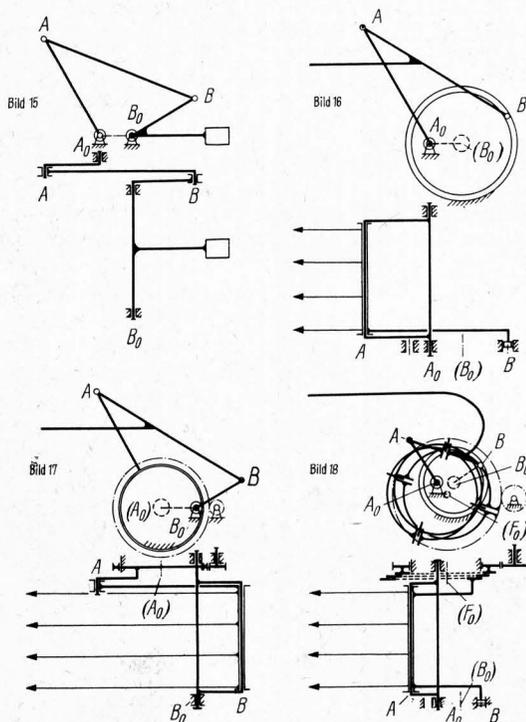


**Bild 14.** Übersetzungsverhältnisse  $i$  und Winkelbeschleunigungen  $\alpha_b/\omega_a^2$  der Koppelenebenen zweier Gelenkvierecke, die mit dem Koppelknoten E die gleiche Koppelkurve beschreiben.

rung die Entstehung geringerer Massenkräfte bedeutet. Die Unterschiede in den Winkelbeschleunigungen der beiden Kurbelschwingen liegen in den zeitlich verschobenen Null-Durchgängen; die Kurbelschwinge KS I liegt mit ihrem Maximalwert 1,5 etwas günstiger als die Kurbelschwinge KS II mit dem Maximalwert von  $-2$ . Wenn die Koppel der Doppelschwinge DS winkelbeschleunigungsfrei umläuft, so ist zu bemerken, daß trotzdem noch „Normalbeschleunigungen“, bezogen auf den jeweiligen Beschleunigungspol, vorhanden sind. Eine endgültige Aussage, wieweit durch die Nullwerte der Winkelbeschleunigungen die gesamten Massenwirkungen auf das Getriebe herabgesetzt werden können, hängt von der Massenverteilung, also von der Lage des Schwerpunktes der Koppel ab. Nähere Vergleichsuntersuchungen sollen später vorgenommen werden.

## 7 Das Gelenkviereck als Doppelkurbel für Fördergetriebe

Wenn in einem umlauffähigen Gelenkviereck das kürzeste Glied  $A_0 B_0$  als Gestellglied ausgewählt wird, laufen die beiden im Gestell gelagerten Glieder  $A_0 A$  und  $B_0 B$  voll um, **Bild 15 bis 18**. Zwischen der relativ zum Gestell voll umlaufenden Koppel  $A B$  und ihren benachbarten, im Gestell gelagerten Gliedern gibt es nur Relativ-Schwingbewegungen.



**Bild 15 bis 18.** Verwendung des als Doppelkurbel laufenden Gelenkviereckes für Förderzwecke.

**Bild 15.** Arbeitswiderstände am im Gestell ungleichförmig umlaufenden Hebel  $B_0 B$ ; durchgehende Welle  $B_0$ .

**Bild 16.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ ; durchgehende Umlaufwelle  $A_0$  und durchgehende Schwingwelle  $A$ . Ersatz des umlaufenden Hebels  $B_0 B$  durch eine Nutkreisführung,

**Bild 17.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ ; durchgehende Umlaufwelle  $B_0$  und durchgehende Schwingwelle  $B$ . Umlaufender Antrieb über Verzahnung und Hohlwelle.

**Bild 18.** Arbeitswiderstände an der Koppel  $A B$ ; durchgehende Umlaufwelle  $A_0$  und Schwingwelle  $A$ . Umlaufender Koppelantrieb mit Hohlringkupplung.

Wenn entsprechend Bild 15 die Antriebskurbel  $A_0 A$  gleichförmig umlaufen soll und an der im Gestell gelagerten, ungleichförmig umlaufenden zweiten Kurbel  $B_0 B$  die Arbeitswiderstände über die gesamte Arbeitsbreite zu überwinden sind, so genügt zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit die über die Arbeitsbreite durchgehende Welle  $B_0$ ; die beiden anderen bewegten Getriebeglieder brauchen nur auf einer Getriebeseite vorhanden zu sein, wobei allerdings, und das ist das Kennzeichen der Doppelkurbel im allgemeinen, die beiden Gestellwellen  $A_0$  und  $B_0$  auf verschiedenen Seiten der Koppel  $A B$  gelagert werden müssen.

Nach Bild 16 sollen die Arbeitskräfte an der Koppel  $A B$  der Doppelkurbel wirken. Zur Sicherung der Verwindungssteifigkeit relativ zum Gestell sind hier die beiden Wellen  $A$  und  $A_0$  über die gesamte Arbeitsbreite durchgeführt worden. Es ist dann nicht mehr möglich, die zweite Kurbel  $B_0 B$  als umlaufenden Hebel vorzusehen; er kann aber durch eine kreisförmige Nut ersetzt werden, in der eine Rolle oder ein Stift  $B$  geführt wird; diese Führung braucht dann nur auf einer Getriebeseite vorhanden zu sein.

Wenn in der Doppelkurbel das im Gestell gelagerte Kurbelglied  $A_0 A$  als Antriebsglied gleichförmig umlaufen soll, gibt es noch die Möglichkeit nach Bild 17, indem man die im Gestell gelagerte Welle  $B_0$  und die Welle des Gelenkes  $B$  über die Arbeitsbreite durchgehen läßt. Das Lager  $A_0$  wird dann durch einen Hohlzahnkranz ersetzt, in dessen Außenverzahnung ein Antriebsritzel eingreift. Beide miteinander kämmenden Räder brauchen wegen der durchgehenden Wellen  $B_0$  und  $B$  nur auf einer Getriebeseite vorgesehen zu werden.

Die Koppel  $A B$  der Doppelkurbel läuft relativ zum Gestell  $A_0 B_0$  voll um; deshalb ist es auch möglich, die Doppelkurbel mit Koppelantrieb vorzusehen, Bild 18. Die Wellen  $A_0$  und  $A$  gehen über die Arbeitsbreite durch, die Kurbel  $B_0 B$  braucht dann nur auf einer Getriebeseite angeordnet zu werden. Sie wird durch eine kreisförmige Nut  $B_0$ , in der eine Rolle  $B$  rollt, ein Stift  $B$  gleitet, ersetzt. Die winkeltreu übertragende Kupplung, im Falle von Bild 18 eine Oldham-Kupplung, befindet sich als Hohl-scheibenkupplung auf der anderen Getriebeseite. Die Hohl-scheibe ist notwendig, damit die Welle  $A_0$  über die gesamte Arbeitsbreite doppelseitig abgestützt werden kann. Der Außenring der Oldham-Kupplung, deren Zwischenstück als Kreuzringschieber ausgebildet ist, wird über ein im Lagerpunkt  $F_0$  gelagertes Ritzel gleichförmig angetrieben.

## 8 Gleichzeitige Ausnutzung zweier Koppelbewegungen für Förderzwecke

Die Getriebesynthese, vor allem der als Maßsynthese bezeichnete Zweig, stellt Verfahren zur Verfügung, nach denen der Verlauf einer bestimmten Koppelkurve vorgeschrieben wird und hierfür die Abmessungen eines Getriebes bestimmt werden können, von dem ein Koppelglied diese vorgeschriebene Kurve mit möglichst guter Annäherung durchläuft [7]. Für Fördergetriebe der hier zu behandelnden Anwendung tritt die erweiterte Forderung auf, Förderzinken in verschiedenen Bereichen und damit auf verschiedenen Bahnen zu bewegen. Diese Aufgabe kann man z. B. damit lösen, daß man Getriebe mit mehreren, mit unterschiedlichen Bewegungen laufenden Koppelgliedern aussucht und an diesen Koppelgliedern die Förderzinken befestigt. Die Maßsynthese der Getriebe läßt sich auch auf diese Forderungen erweitern [8].

Nach den vorangegangenen Betrachtungen am Gelenkviereck ergeben sich die einfachsten räumlichen Anordnungen, wenn man als über die gesamte Arbeitsbreite durchgehende Wellen solche verwendet, die nur hin- und herschwingende Bewegungen ausführen. Diese Wellen behindern sich nicht, wie umlaufende Wellen, gegenseitig. Beim Übergang vom einfachen Gelenkviereck zu der nächsthöheren Gruppe der zwangsläufigen Getriebe, nämlich zu den sechsgliedrigen Getrieben mit sieben Gelenken, kommt es also darauf an, alle diejenigen Bauformen ausfindig zu machen, bei denen zwei Koppelgliedern vorhanden sind und bei denen diese Koppelgliedern über gelenkige Verbindungen ohne Unterbrechung zum Gestell hin mit Schwinggelenken gegenseitig verbunden sind. In **Bild 19** ist in der linken Spalte (oberes Bild) dies symbolisch am sogenannten „Dreigelenk“ dargestellt. Dieses Dreigelenk hat ein im Gestell hin- und herschwingendes binäres (zweigliedriges) Glied, ein weiteres Schwinggelenk verbindet dieses binäre Glied mit einem binären Koppelglied, und dieses Koppelglied ist wiederum mit einem Schwinggelenk mit einem zweiten Koppelglied gelenkig verbunden.

Eine zweite Möglichkeit zur Erzeugung zweier gleichzeitiger Koppelbewegungen ergibt sich aus Bild 19 (linke Spalte, unteres Bild) mit einem im Gestell hin- und herschwingenden ternären (dreigliedriges) Glied, das in zwei Schwinggelenken zwei Koppelglieder führt.

Es gibt 16 verschiedene sechsgliedrige, zwangläufige kinematische Ketten mit unterschiedlicher Verteilung von Umlauf- und Schwinggelenken [11], und aus diesen 16 kinematischen Ketten entstehen insgesamt 72 sechsgliedrige, zwangläufige Getriebe [12]. Untersucht man nun alle diese Getriebe hinsichtlich ihrer Verwendungsfähigkeit für die gleichzeitige Führung zweier Koppelstufen entsprechend Bild 19, so ergibt sich, daß von diesen 72 Getrieben nur 11 für diesen Zweck geeignet sind, dafür findet man aber in einer Anzahl von diesen 11 Getrieben gleichzeitig zwei Möglichkeiten zur Zweikoppelführung [siehe Bild 19, Getriebe (3), (14), (21), (51), (56), (61), (64), (72), (16) (17), (62)].

das im Gestell schwingend gelagerte ternäre Glied, das über je ein Schwinggelenk zwei Koppelglieder führt. Wie in den oberen Bauformen erscheinen diese drei mit Relativschwingbewegung laufenden Glieder nur noch auf der einen Getriebeseite, während auf der anderen Getriebeseite das gesamte Antriebsaggregat vorhanden sein muß.

Bei der Aufstellung der Systematik in Bild 19 kam es darauf an, alle diejenigen sechsgliedrigen Getriebe herauszufinden, die sich in einfachster Weise für eine größere Arbeitsbreite eignen. Es wurden deshalb alle sechsgliedrigen Getriebe mit nur zwei Umlaufgelenken aufgenommen. Diese Zahl ist die geringste

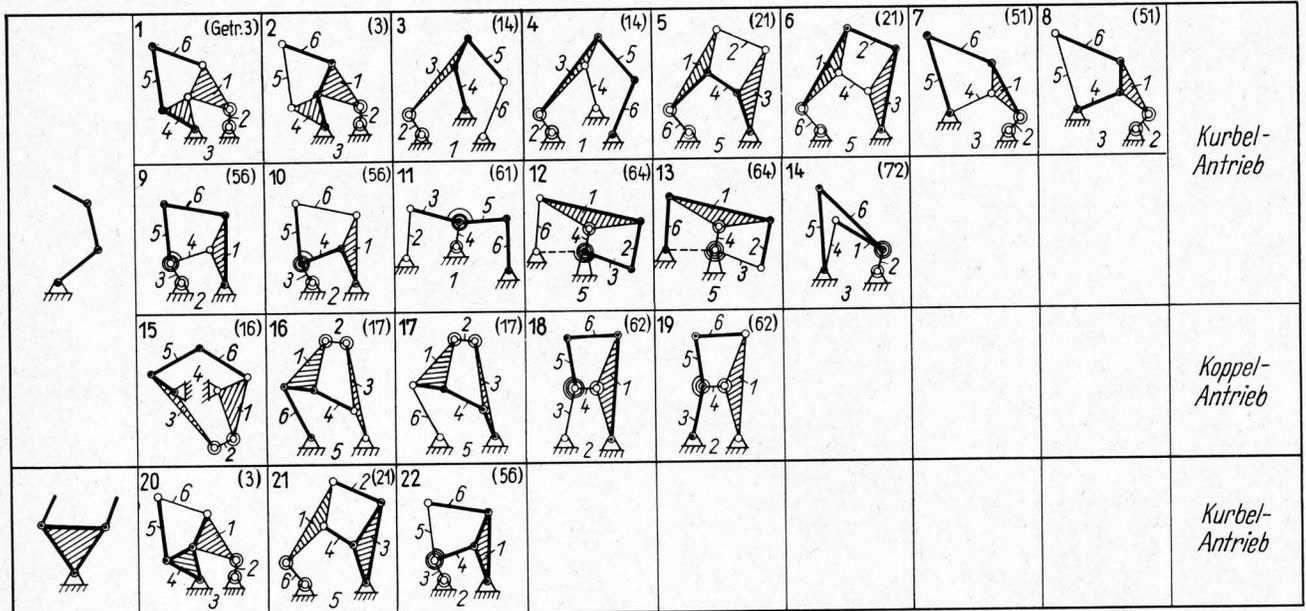


Bild 19. Systematische Zusammenstellung sechsgliedriger Getriebe mit zwei Umlaufgelenken und der Führung zweier Koppelstufen durch drei Schwinggelenke.

Die systematische Zusammenstellung in Bild 19 läßt in den ersten 19 Bauformen durch stark hervorgehobene Strichzeichnungen den Dreischlag (linke Spalte, oberes Bild) mit seinen jeweils drei verbindenden Schwinggelenken erkennen. Die Klammerwerte in der rechten oberen Ecke jeder Bauform beziehen sich auf die Getriebeummern einer früheren Aufstellung [12]. Alle diese sechsgliedrigen Getriebe können, erkenntlich gemacht durch die Umlaufgelenke, vom Gestell aus umlaufend angetrieben werden; der Antrieb und damit das Getriebe sitzt aber in der gezeichneten Form nur auf einer Seite, während auf der anderen Getriebeseite nur der Dreischlag mit seinen drei Schwinggelenken ist. Aus dem Getriebe (3) entstehen die beiden, wie aus den stark durchgezogenen Linien erkenntlich ist, verschiedenen Koppelführungen 1 und 2. Ähnliche Mehrfachverwendungsmöglichkeiten sind auch bei anderen Getrieben kenntlich gemacht worden. Die Bauformen 1 bis 14 können vom Gestell aus umlaufend über eine Kurbel angetrieben werden. Es ist aber besonders hervorzuheben, daß z. B. bei der Bauform 10, entstanden aus dem Getriebe (56), die Kurbel 3 als umlaufendes Antriebsglied relativ zu den Koppelgliedern 4 und 5 umläuft, daß aber trotzdem der Dreischlag, gebildet aus den Gliedern 1, 4 und 5 mit seinen drei Schwinggelenken erhalten bleibt; denn die Relativbewegung zwischen den Koppelgliedern 4 und 5 ist eine Schwingbewegung, die durchgehende Welle des diese beiden Glieder verbindenden Gelenkes schwingt demgemäß nur hin und her. Bei der Ausführungsform 5, entstanden aus dem Getriebe (21), endet der Dreischlag aus den Gliedern 3, 4 und 1 mit dem Glied 1 zwar in einem Umlaufverbindungs-gelenk mit der Kurbel 6; das Umlaufgelenk zwischen den Gliedern 1 und 6 wird aber nicht über die Arbeitsbreite durchgeführt, es bleibt also auch hier bei drei über die Arbeitsbreite durchgeführten Schwinggelenken.

Die fünf Bauformen 15 bis 19 in Bild 19 können als Koppelantrieb über eine wellenbewegliche Kupplung umlaufend angetrieben werden; in jedem dieser fünf Fälle ist wiederum der Dreischlag zu erkennen. Die drei Bauformen 20, 21 und 22 haben

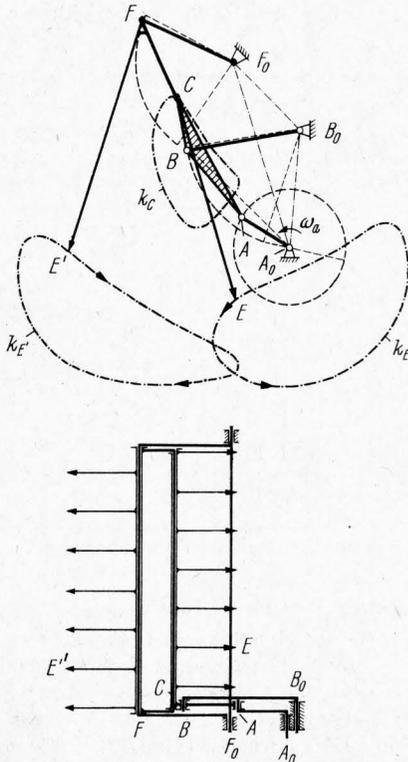
überhaupt mögliche Zahl der Umlaufgelenke für ein sechsgliedriges Getriebe. Bei drei und vier Umlaufgelenken entstehen größere konstruktive Schwierigkeiten deshalb, weil die im Umlaufgelenk benachbarten Glieder in Achsrichtung gesehen nur nebeneinander angeordnet werden dürfen, während die in Schwinggelenken verbundenen Glieder in einer Bewegungsebene liegen können und die Achsen der Schwinggelenke sich gegenseitig nicht zu behindern brauchen. Von den 72 sechsgliedrigen Getrieben mit unterschiedlicher Verteilung der Umlauf- und Schwinggelenke [12] sind, wie bereits erwähnt, nur eine beschränkte Anzahl in der Lage, Koppelbewegungen zweier Ebenen mit ununterbrochen bis zum Gestell durchgehenden Schwingachsen zu erzeugen. Unter den 72 erwähnten Getrieben gibt es zwar einige mehr, die diese Bedingung erfüllen, bei denen aber die Koppelstufen keine geschlossenen Koppelkurven zu erzeugen in der Lage sind. Geschlossene Koppelkurven können von Punkten einer Koppelstufen beschrieben werden, wenn diese Koppelstufen relativ zum Gestell auch nur hin- und herschwingende Bewegungen ausführt. Allerdings ist dann Voraussetzung, daß diese Koppelstufen von zwei Gelenkpunkten hin- und hergehend so geführt wird, daß diese beiden Gelenke sich nicht gleichzeitig in ihren Umkehrlagen befinden, daß also eine Phasenverschiebung in der Führung der Koppelstufen vorausgesetzt werden muß.

In Bild 19 entstehen die beiden Bauformen 5 und 6 aus dem gleichen Grundgetriebe (21), und in diesen Getrieben sind vom schematischen Aufbau her betrachtet die beiden binären Glieder 2 und 4 einander gleichwertig. In bisherigen systematischen Zusammenstellungen wurden solche gleichwertigen Bauformen nur einmal aufgeführt. Hier sollen sie aber nebeneinander stehen, weil im allgemeinen die Bewegungen der Glieder 2 und 4 als Koppelbewegungen unterschiedlich sind. Für die Getriebe 11 und 12 in Bild 19 könnte der jeweilige Dreischlag spiegelbildlich nochmals wiederholt werden; da aber beide Getriebe relativ zur Kurbel 4 symmetrisch sind, sollte auf eine doppelte Wiedergabe verzichtet werden.

## 9 Anwendungen für Fördergetriebe mit Ausnutzung zweier Koppel Ebenen

Das Getriebe 4 des Grundgetriebes (14) in Bild 19 dient entsprechend Bild 20 dazu, zwei Zinkenspitzen E und E' auf zwei Koppelkurven  $k_E$  und  $k_{E'}$  im gegensinnigen Umfahrungssinne zu bewegen, wobei diese beiden Koppelkurven sich überschneiden und zusammen eine möglichst große Breite am Grund bestreichen müssen. Mit den in Bild 20 durch Pfeile gekennzeichneten Bewegungsrichtungen läßt sich ein Fördergurt von einem Schwad nach außen, bei entgegengesetztem Umfahrungssinne außen liegende Teile zusammen schwaden.

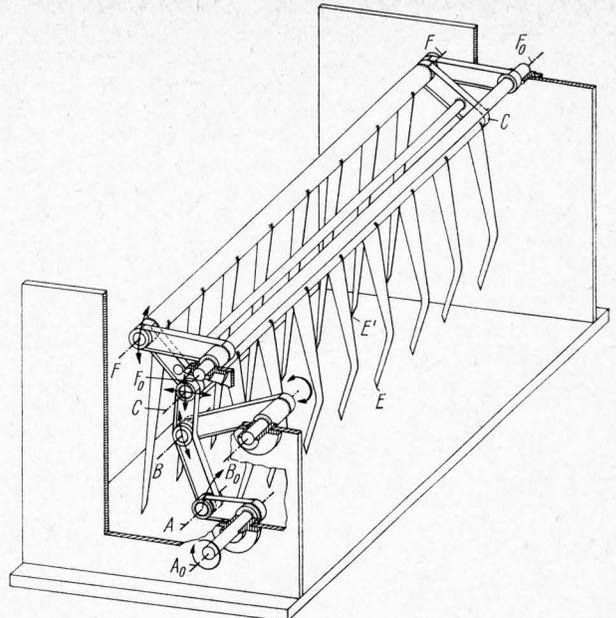
Nach der Bauform 4 des Grundgetriebes (14) in Bild 19 steht die im Gestell gelagerte Antriebskurbel 2 mit ihren beiden Umlaufgelenken zur Verfügung. Das Glied 6 ist im Gestell schwingend gelagert und die beiden Koppelglieder 5 und 3 sind gegen-



**Bild 20.** Sechsgliedriges, verwindungssteifes Getriebe zur Erzeugung zweier gegenläufiger Koppelbewegungen mit durchgehenden Schwingwellen  $F_0$ , F und C.

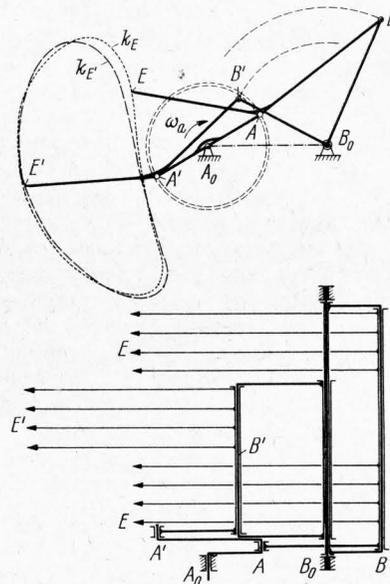
einander mit Schwinggelenken verbunden, so daß ein Dreischlag mit drei Schwinggelenken zur Erzeugung der beiden verlangten Koppelkurven ausgenutzt werden kann. In Bild 20 ist die nach zwei Seiten gekröpfte Antriebskurbel  $A_0 A$  mit der Koppel Ebene A B C und der Führungsschwinge  $B_0 B$  nur auf einer Getriebe-seite angeordnet. Im Gestellrahmen geht die Schwingachse  $F_0$  über die gesamte Arbeitsbreite durch; sie stützt also über die Arbeitsbreite hinweg vom Gestell aus die beiden Förderfinger ab, was zusätzlich die beiden durchgehenden Wellen der Gelenke F und C möglich macht. Das Führungsgelenk C ist Koppelpunkt der Koppel Ebene A B und beschreibt die Koppelkurve  $k_C$ . Das Zweikoppelführungsgetriebe in Bild 20 ist in Bild 21 in perspektivischer Sicht dargestellt. Es sind die durchgehende Gestellwelle  $F_0$  und die beiden durchgehenden, das Dreigelenk darstellenden Gelenkachsen F und C zu erkennen. Auf der der Antriebsseite gegenüberliegenden Getriebe-seite ist also tatsächlich nur das Dreigelenk vorhanden, es genügt bei verwindungssteifer Ausführung der Wellen bzw. der entsprechenden Rohre über die gesamte Arbeitsbreite hinweg zur stabilen Erzeugung der geforderten Bewegungen. Die beiden Umlaufgelenke  $A_0$  und A bedingen, wie in Bild 21 zu erkennen ist, die Anordnung der Kurbel  $A_0 A$  zwischen dem Gestellager und der Koppel A B, die in Achsrichtung gesehen wegen der Umlaufgelenke an der Kurbel  $A_0 A$  vorbeibewegt werden muß.

Entsprechend Bild 22 soll eine Förderaufgabe so gelöst werden, daß beide Getriebe-seiten, etwa zwei Drittel der Arbeitsbreite



**Bild 21.** Perspektivische Darstellung des Getriebes in Bild 20 mit drei durchgehenden Schwingwellen und Antriebsaggregaten auf einer Getriebe-seite.

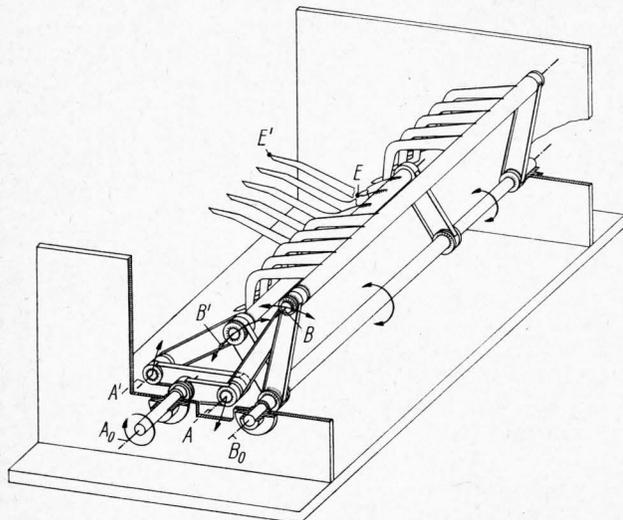
ausfüllend, in gleicher Weise arbeiten, d. h., alle Förderfinger sollen der gleichen Koppel Ebene A B in einem Gelenkviereck angehören. In der Mitte des Arbeitsbereiches wird verlangt, daß eine Reihe von Förderfingern E' die gleiche Förderbahn wie die Finger E beschreiben, aber um  $180^\circ$  dazu versetzt, wobei diese  $180^\circ$ -Versetzung sich auf die Antriebskurbel beziehen soll. Die Förderfinger E' gehören deshalb der Koppel Ebene A' B' eines zweiten Gelenkviereckes an, dessen Antriebskurbel  $A_0 A'$  zur Antriebskurbel  $A_0 A$  des ersten Gelenkviereckes um  $180^\circ$  versetzt ist. Dieses sechsgliedrige Gesamtgetriebe aus zwei parallel geschalteten Gelenkvierecken hat in der Gestellachse  $B_0$  ein Doppelgelenk; denn hier sind die beiden Führungsschwingen  $B_0 B$  und  $B_0 B'$  der beiden Gelenkvierecke gelagert. Die beiden Führungshebel beschreiben im Doppelgelenk Schwingbewegungen, deshalb kann auf der durchgehenden Achse  $B_0$  mit Hilfe eines durchgehenden Rohres der Führungshebel  $B_0 B$  gelagert werden; mit Hilfe eines zweiten auf dem ersten Rohr gelagerten Rohres ist es möglich, den Führungshebel  $B_0 B'$  abzustützen, wobei die letztere Stützführung nur bis etwa zwei Drittel der Arbeitsbreite zu gehen braucht, da hier ja der Arbeitsbereich der Förderfinger E' aufhört. In den Gelenken B und B' sind ebenfalls nur Relativschwingbewegungen vorhanden; deshalb lassen sich auch diese



**Bild 22.** Sechsgliedriges, verwindungssteifes Getriebe zur Erzeugung zweier angenähert deckungsgleicher Koppelkurven mit  $180^\circ$  Phasenverschiebung.

Wellen mühelos über die erforderliche Arbeitsbreite durchführen. Die Forderung nach deckungsgleichen Koppelkurven  $k_E$  und  $k_{E'}$  ließe sich sehr leicht erfüllen, wenn die beiden parallel geschalteten Gelenkvierecke gleiche Abmessungen hätten. Dies läßt sich aber konstruktiv deshalb nicht verwirklichen, weil die beiden Gelenke B und B' aneinander vorbeigehen müssen. Es bereitet nun keine Schwierigkeiten, für eine gegenüber der Schwinge  $B_0 B$  kürzere Zweitschwinge  $B_0 B'$  eine Koppelkurve  $k_{E'}$  zu finden, die der Koppelkurve  $k_E$  zumindest im Förderbereich sehr nahe kommt.

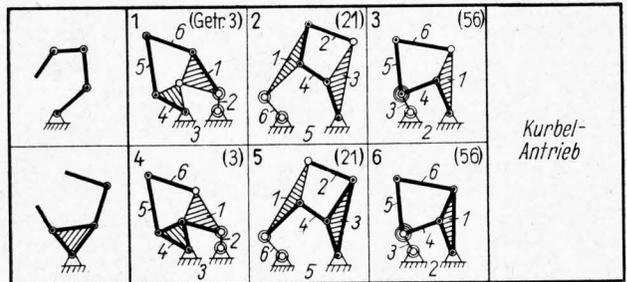
Die perspektivische Darstellung in **Bild 23** läßt erkennen, daß die Antriebskurbel mit den dazugehörigen Koppelhebeln nur auf einer Antriebsseite angeordnet zu werden braucht. Allerdings ist bei der hier gewählten Anordnung eine doppeltgekröpfte umlaufende Antriebskurbel  $A_0 A A'$  notwendig, und zwar um den Koppelhebel  $A B$  an der Kurbel  $A_0 A$  auf der einen und  $A_0 A'$  auf der anderen Seite vorbeibewegen zu können. Die fliegende Verbindung  $A A'$  ist erforderlich, damit der Koppelhebel  $A' B'$  vorbeibewegt werden kann. Die doppelte Kröpfung der Antriebskurbel läßt sich eventuell vermeiden, wenn z. B. eine der 22 Bauformen in **Bild 19** für die gleiche Aufgabe eingesetzt wird.



**Bild 23.** Perspektivische Darstellung des Getriebes in **Bild 22** mit  $180^\circ$  Phasenverschiebung der Förderfinger.

## 10 Förderbewegungen dreier Koppelstufen in sechsgliedrigen Getrieben

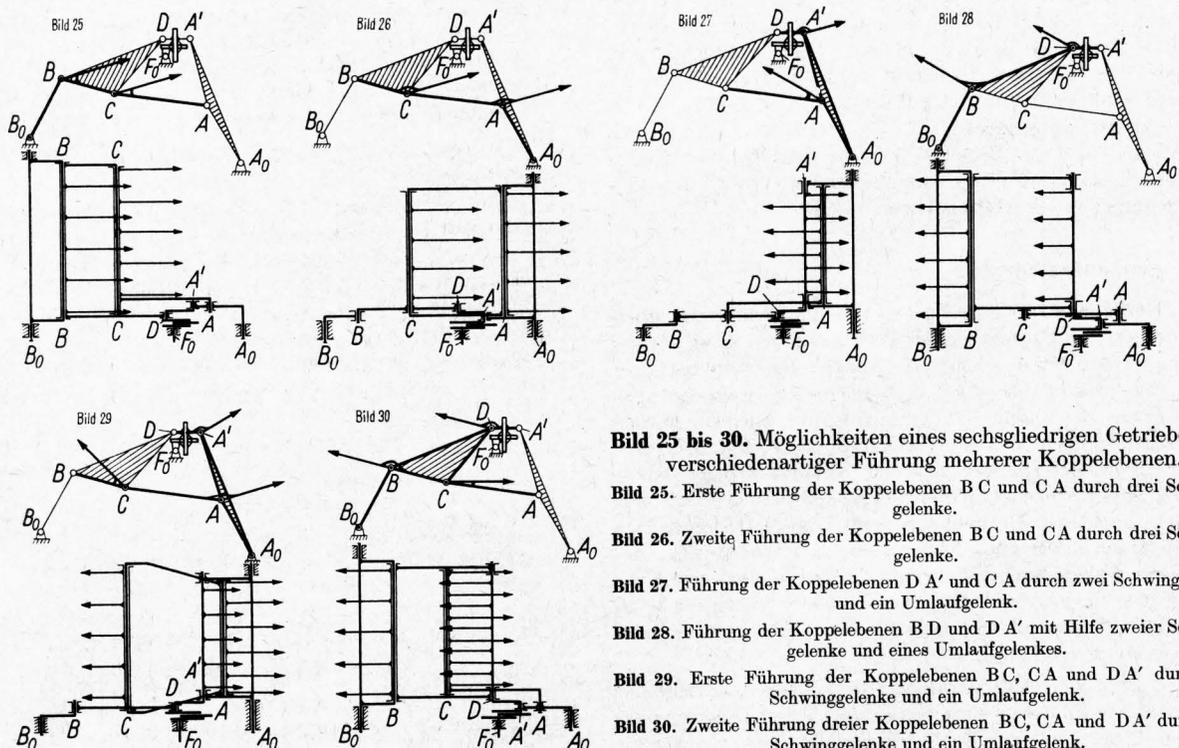
Die vorangegangenen Betrachtungen haben gezeigt, daß es für Fördergetriebe, die über eine größere Arbeitsbreite ausgelegt werden müssen, zu den einfachsten Konstruktionen führt, wenn im gesamten Getriebe die Mindestzahl von nur zwei Umlaufgelenken vorhanden ist. Zwei Umlaufgelenke fordern sowohl für Kurbel- als auch für Koppelantrieb nur einen einfach gekröpften Hebel. Eine weitere beachtliche konstruktive Vereinfachung besteht darin, von den Arbeitskoppelstufen bis zum Gestell nur über Schwinggelenke gehen zu können. Es soll deshalb die vorangegangene Systematik von zwei auf drei Getriebeglieder erweitert werden, die die angegebenen Voraussetzungen erfüllen.



**Bild 24.** Systematik sechsgliedriger Getriebe zur Führung dreier Koppelstufen mit vier Schwinggelenken.

Nach **Bild 24** gibt es für sechsgliedrige Getriebe die beiden in der linken Spalte angegebenen Möglichkeiten, vom Gestell aus nur über Schwinggelenke drei verschiedene Koppelstufen (die also kein Gestellgelenk aufweisen) gelenkig zu führen. Von den möglichen 72 sechsgliedrigen Getrieben eignen sich nur die Getriebe 3, 21 und 56 [12]. In jedem dieser drei Getriebe können die beiden in der linken Spalte angeführten Führungsmöglichkeiten für drei Koppelstufen je einmal verwirklicht werden, so daß es also insgesamt sechs verschiedene Bauformen sechsgliedriger Getriebe mit zwei Umlaufgelenken und drei durch Schwinggelenke geführten Koppelstufen gibt.

Es muß darauf hingewiesen werden, daß die Führung dreier verschiedener Koppelstufen mit dem überhaupt geringsten Aufwand erstmalig in sechsgliedrigen Getrieben verwirklicht werden kann. Wenn also drei verschiedene Koppelkurvenformen von Punkten dreier Ebenen beschrieben werden sollen, stehen



**Bild 25 bis 30.** Möglichkeiten eines sechsgliedrigen Getriebes mit verschiedenartiger Führung mehrerer Koppelstufen.

**Bild 25.** Erste Führung der Koppelstufen BC und CA durch drei Schwinggelenke.

**Bild 26.** Zweite Führung der Koppelstufen BC und CA durch drei Schwinggelenke.

**Bild 27.** Führung der Koppelstufen D A' und C A durch zwei Schwinggelenke und ein Umlaufgelenk.

**Bild 28.** Führung der Koppelstufen B D und D A' mit Hilfe zweier Schwinggelenke und eines Umlaufgelenkes.

**Bild 29.** Erste Führung der Koppelstufen BC, CA und D A' durch drei Schwinggelenke und ein Umlaufgelenk.

**Bild 30.** Zweite Führung dreier Koppelstufen BC, CA und D A' durch drei Schwinggelenke und ein Umlaufgelenk.

nicht sehr viele Konstruktionsfreiheiten zur Verfügung, und es werden für viele Fragestellungen Kompromisse eingegangen werden müssen oder es ist der Übergang zu acht- und mehrgliedrigen Getrieben erforderlich. Eingehende Untersuchungen über solche getriebesynthetische Probleme sollen später angestellt werden.

### 11 Möglichkeiten eines sechsgliedrigen Getriebes zur Ausnutzung mehrerer Kopelebenen

In Bild 25 bis 30 soll an einem sechsgliedrigen Getriebe gezeigt werden, welche konstruktiven Variationen bestehen, wenn zwei und drei Kopelebenen als Arbeitsebenen vorgeschrieben sind. Es ist immer das gleiche sechsgliedrige Zweistandgetriebe, abgeleitet aus der Stephensonschen Kette mit Koppelantrieb, verwendet worden. Der Koppelantrieb setzt in jedem Falle voraus, daß die Gelenke D und A' Umlaufgelenke sind, alle anderen Gelenke, auch die beiden Gestellgelenke A<sub>0</sub> und B<sub>0</sub> sind Schwinggelenke. Die Kopelebene DA' läuft relativ zum Gestell voll um und wird über eine winkelbewegliche Kupplung gleichförmig umlaufend angetrieben. In Bild 25 ist die Bauform 16 (17) in Bild 19 zu erkennen. Die beiden Arbeitskopelebenen B C und C A werden relativ zum Gestell über die durchgehenden Schwingachsen B<sub>0</sub>, B und C verwindungssteif geführt. Alle anderen Gelenke und Getriebeteile sind nur auf einer Getriebeseite vorhanden. Die Bauform nach Bild 26 entspricht dem Getriebe 17 (17) in Bild 19; die Führungen der beiden Kopelebenen B C und C A erfolgt über die Schwingachsen A<sub>0</sub>, A und C.

Die folgenden Bauformen nach Bild 27 bis 30 dienen ebenfalls zur Führung zweier Kopelebenen, in jedem Falle ist aber ein Umlaufgelenk der Koppelantriebsebene DA' für eine durchgehende umlaufende Welle vorgesehen. In Bild 27 ist es die Welle des Gelenkes A', und es werden die beiden Kopelebenen DA' und CA als Arbeitsebenen über die Schwinggelenke A<sub>0</sub> und A sowie über das Umlaufgelenk A' geführt. Das durchgehende Umlaufgelenk A' führt zu konstruktiven Einschränkungen, die manchmal die geforderte Arbeitsweise des Getriebes in Frage stellen. Es muß nämlich z. B. in Bild 27 dafür gesorgt werden, daß die mit der Kopelebene DA' verbundenen Finger an den beiden Schwingachsen A und A<sub>0</sub> vorbeigehen; denn sie gehören im Gegensatz zu den Fingern der Kopelebene CA einer umlaufenden Kopelebene an. Im Getriebe nach Bild 28 ist das Umlaufgelenk D durchgehend angeordnet und die beiden Arbeitskopelebenen B D und DA' werden von den beiden Schwinggelenken B<sub>0</sub> und B über die gesamte Arbeitsbreite geführt.

Das sechsgliedrige Zweistandgetriebe eignet sich, wie die Ausführungsformen in Bild 29 und 30 zeigen, auch zur gleichzeitigen Führung dreier Kopelebenen. Der gleichförmig umlaufende Antrieb erfolgt wieder über die im Gestellpunkt F<sub>0</sub> gelagerte, winkeltreu übertragende Kupplung. In Bild 29 und 30 sind es die drei Kopelebenen B C, CA und DA', die jeweils die Förderfinger tragen. In beiden Fällen sind vier über die Arbeitsbreite durchgehende Wellen notwendig, drei davon sind Schwinggelenke und eines ein Umlaufgelenk.

### 12 Zusammenfassung

Die Kenntnisse über sechsgliedrige ungleichförmig übersetzende Getriebe hinsichtlich der Verteilung ihrer Umlauf- und Schwinggelenke ermöglichen die Aufstellung systematischer Tafeln, aus denen alle überhaupt möglichen sechsgliedrigen Getriebe für bestimmte Förderaufgaben abgegriffen werden können. Es handelt sich hierbei um Getriebe, die über eine größere Arbeitsbreite hinweg Kräfte zu übertragen haben, und die mit möglichst geringem Aufwand eingebaut werden sollen. Für die hier betrachteten Anwendungen kam es besonders darauf an, zur Bewegungsübertragung über die Arbeitsbreite hinweg Umlaufgelenke wegen deren schwieriger Unterbringung soweit wie möglich zu vermeiden und dafür um so mehr Schwinggelenke zu verwenden. Die Antriebsaggregate brauchen dabei nur auf einer Getriebeseite zu erscheinen.

Die funktionellen Anforderungen, die an Fördergetriebe der hier beschriebenen Art im einzelnen zu stellen sind, bedürfen einer weiteren Durchdringung. Es ist noch nicht bekannt, wie die

günstigsten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Förderfinger vorzuschreiben sind, um z. B. das Fördergut in weitestem Maße zu schonen oder bei höheren Arbeitsgeschwindigkeiten eine Förderung mit geringsten Verlusten zu verwirklichen. Da Ladegeräte als Vielzweckgeräte verwendet werden, müssen auch deren Fördergetriebe vielfältigen Ansprüchen genügen; es ist deshalb erwünscht, wenn von betriebstechnischer Seite aus weitere Unterlagen zur Verfügung gestellt werden.

### 13 Schrifttum

- [1] Brenner, W. G.: Die derzeitige Stellung des Ladewagens im Vergleich zu anderen Halmgut-Bergeverfahren. In: KTL-Ber. üb. Landtechn. Bd. 105. Wolfratshausen 1967. S. 7/27.
- [2] Dohne, E.: Bauarten der Ladewagen. Landtechn. 22 (1967) H. 9, S. 275/78.
- [3] Dohne, E.: Typentabelle Ladewagen. Landtechn. 22 (1967) H. 9, S. 281/84.
- [4] Dohne, E.: Bauarten der Ladewagen. In: KTL-Ber. üb. Landtechn. Bd. 105. Wolfratshausen 1967. S. 93/105.
- [5] Eichhorn, H., und K. H. Kromer: Die Sammelpressen-Bauarten, ihre Anhängung und Eignung. KTL-Arbeitsbl. f. Landtechn. F-FU 201. Frankfurt 1962.
- [6] Eichhorn, H.: Typentabelle Sammelpressen. KTL-Arbeitsbl. f. Landtechn. F-FU 221. Frankfurt 1962.
- [7] Hain, K.: Angewandte Getriebelehre, 2. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961.
- [8] Hain, K.: Die Erzeugung zweier Koppelkurven mit Kurbelagenzuordnungen in sechsgliedrigen, zwangsläufigen Getrieben. Konstruktion 14 (1962) H. 10, S. 404/06.
- [9] Hain, K.: Erzeugung von Parallel-Koppelbewegungen mit Anwendungen in der Landtechnik. Grundle. d. Landtechn. H. 20 (1964), S. 58/68.
- [10] Hain, K.: Übersicht über sämtliche Umlauf- und Schwingbewegungen in Getrieben aus Gelenkvierecken. Grundle. d. Landtechn. 15 (1965) Nr. 4, S. 97/106.
- [11] Hain, K.: Ermittlung der Umlauf- und Schwingbewegungen in durchlaufähigen sechsgliedrigen Getrieben. Grundle. d. Landtechn. 16 (1966) Nr. 4, S. 129/39.
- [12] Hain, K.: Übersicht über sämtliche Umlauf- und Schwingbewegungen in durchlaufähigen sechsgliedrigen Getrieben. Grundle. d. Landtechn. 16 (1966) Nr. 6, S. 212/19.
- [13] Köbsell, H.: Studie über die Beanspruchungen und den Leistungsbedarf beim Schneiden im Förderkanal von Ladewagen. Grundle. d. Landtechn. 18 (1968) Nr. 3, S. 113/21.
- [14] Kromer, K. H.: Erläuterung und Einschränkung der Meßergebnisse sowie funktionelle Betrachtung der Förder- und Schneidsysteme. In: KTL-Ber. üb. Landtechn. Bd. 105. Wolfratshausen 1967. S. 156/73.
- [15] Matthies, H. J.: Probleme im Strohpressenbau und ihre Lösungen. Grundle. d. Landtechn. H. 10 (1958), S. 8/17.
- [16] Oehring, J.: Wo liegen die Wurzeln der Ladewagen? Landtechn. 22 (1967) H. 5, S. 130, 132/33.
- [17] Philipp, F.: Zur Geschichte des Ladewagens. Landtechn. 22 (1967) H. 14, S. 430/32, 434/35.
- [18] Schulz, H., R. Herppich und M. Wagner: Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Ladewagen. Landtechn. Forsch. 16 (1966) H. 2, S. 33/40.
- [19] Schulz, H.: Zusammenfassung der Untersuchungen und Beurteilung der verschiedenen Förder- und Schneidsysteme aus landwirtschaftlicher Sicht. In: KTL-Ber. üb. Landtechn. Bd. 105. Wolfratshausen 1967. S. 173/80.
- [20] Schulz, H.: Konstruktion, Einsatzmöglichkeiten und Arbeitskettens des Ladewagens. Grundle. d. Landtechn. 17 (1967) Nr. 1, S. 23/28.
- [21] Söhme, W., und I. C. Holm: Landlastwagen mit Selbstlade- und Entladeeinrichtung. In: KTL-Ber. üb. Landtechn. Bd. 105, Wolfratshausen 1967. S. 181/95 und Landtechn. 22 (1967) H. 9, S. 289/92.
- [22] Wieneke, F.: Neuere Erfahrungen und Entwicklungen in der Halmfuttermittelgewinnung. Landtechn. 23 (1968) H. 11, S. 374/79.
- [23] Gliederung der Fördermittel. VDI-Richtlinie VDI 2366, Bl. 2, Düsseldorf Nov. 1966.
- [24] Typentabelle Ladewagen. Landtechn. 23 (1968) H. 8, S. 223/27.