

# Systematik und Kinematik der Ladegeräte mit zwei Schubkolben-Zylindern für den Lasthub

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

In vielen Ladegeräten werden Hubgetriebe mit zwei unabhängig voneinander wirkenden Schubkolben-Zylindern verwendet. Der Lastarm als Koppel dieses Getriebes bestreicht mit seinem Lastführungspunkt in Abhängigkeit von den Getriebeabmessungen eine vertikale Fläche bestimmter Größe, den sogenannten vertikalen Wirkungsbereich, in dem die Last bewegt werden kann. Unter der Voraussetzung des gleichen Getriebeaufwandes, d. h. der gleichen Anzahl von Gliedern und Gelenken, wird für diese Hubgetriebe eine alle Ausführungsformen umfassende Systematik aufgestellt. Ferner wird auf die Größe des Wirkungsbereiches, auf die Hubkraft, auf die Gelenkkräfte und die Übertragungsgüte der Getriebe näher eingegangen.

## Inhalt

- 1 Einleitung
- 2 Grundlagen der Getriebe-systematik
- 3 Systematische Übersicht
- 4 Der vertikale Wirkungsbereich
- 5 Kräftewirkungen und Übertragungsgüte
- 6 Verlauf der Hubkraft- und Gelenkkraftkurven sowie der Übertragungswinkel
- 7 Schlußbetrachtungen
- 8 Schrifttum

## 1 Einleitung

Wenn eine Hubvorrichtung zum Heben einer Last so eingerichtet ist, daß der Ladearm von zwei Kolbenantrieben unabhängig voneinander bewegt werden kann, dann ist es möglich, die vom Ladearm bewegte Last in einer vertikalen Ebene zu bewegen. Die Größe dieser Fläche ist von den Getriebeabmessungen abhängig; zu jeder Lage des Lastaufhängepunktes gehört eine bestimmte relative Lage der beiden Kolben in den zugehörigen Zylindern. Das Hubgetriebe hat wegen der zwei unabhängig voneinander wirkenden Antriebsimpulse den Laufgrad  $F = +2$ .

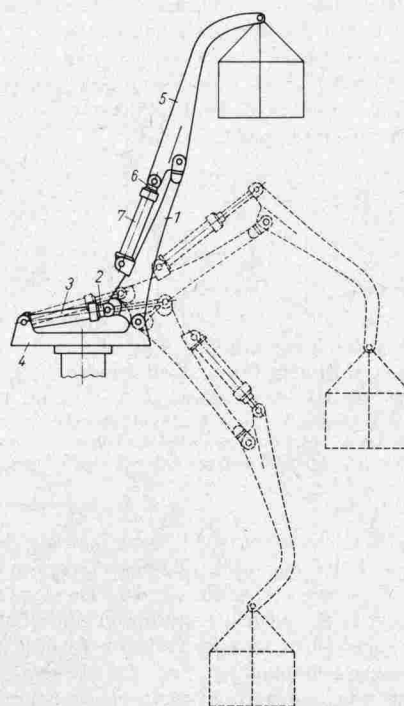
Um vielfältigen Ladeansprüchen genügen zu können, sollte der vertikale Wirkungsbereich so groß wie möglich sein [10]. Obgleich im einfachsten Falle für das Hubgetriebe nur zwei bewegte Hebel und zwei Schubkolbenaggregate notwendig sind, ist dieser Wirkungsbereich durch die Wahl der gegenseitigen Anordnung dieser Teile in weiten Grenzen variabel. Ein wichtiger Kennwert für die Bewertung der Kräfteübertragung ist der sogenannte Übertragungswinkel, dessen Größe sich während der Bewegung des Getriebes ändert und dessen Kleinstwerte brauchbare Anhaltspunkte für die Güte der Bewegungsübertragung und damit für die Sicherheit gegen Klemmen liefern.

Wenn eine Last um eine bestimmte Höhe zu heben ist, so ist die von den in den Zylindern bewegten Schubkolben aufzubringende Arbeit ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände gleich der Hubarbeit für die Last. Da es sich bei diesen Vorrichtungen aber immer um ungleichförmig übersetzende Getriebe handelt, ist es eine besondere Aufgabe, einer bestimmten, vom Lasthaken bewegten Last möglichst konstante Kräfte an den Schubkolben zuzuordnen, d. h., ein möglichst konstantes Übersetzungsverhältnis zwischen An- und Abtriebskraft zu erzielen. Eine konstante Hubkraft [1 bis 3] läßt sich bei Anordnung nur

eines Schubkolbens, also bei einem Hubgetriebe mit nur einem Freiheitsgrad, mit geringen Abweichungen noch leicht verwirklichen [5]. Bei zwei Schubkolbenzylindern und bei der Forderung nach einer möglichst großen vertikalen Wirkungsfläche läßt sich ein konstantes Übersetzungsverhältnis für die beiden Antriebskolben nur näherungsweise erzielen. Alle Getriebe-lagen, in denen zum Ausgleich einer Last verhältnismäßig große Kolbenkräfte gebraucht werden, bedeuten Schwachstellen des Getriebes, denn nach ihnen müssen der Flüssigkeitsdruck und der Kolbendurchmesser ausgelegt werden.

Außer diesen Forderungen können in konstruktiver Hinsicht noch zusätzliche Bedingungen gestellt werden; z. B. sollen die Ölzuleitungen zu den Schubkolbenzylindern über möglichst wenige Gelenke führen. In diesem Sinne ist es von Vorteil, wenn beide Schubkolbenzylinder unmittelbar im Fahrgestellrahmen angelenkt werden können. Weitere konstruktive Vereinfachungen ergeben sich durch sogenannte Doppelgelenke, das sind Lagerstellen, in denen gleichzeitig zwei Getriebeteile in demselben Gelenk angelenkt werden oder in einem einzigen bewegten Gelenk gleichzeitig drei verschiedene Getriebeteile gelenkig miteinander verbunden sind.

In der folgenden Getriebe-systematik für Ladegeräte mit zwei Schubkolbenzylindern für den Lasthub wird von kinematischen Ketten mit dem Laufgrad  $F = +2$ , einer Gliederzahl  $n = 7$  und einer Gelenkzahl  $g = 8$  ausgegangen. In den zur Verfügung stehenden kinematischen Ketten dieser Art müssen zwei Drehgelenke durch je ein Schubgelenk für die beiden Schubkolbenzylinder ersetzt werden. In den so entstandenen Schubgelenkketten kommt man durch die kinematische Umkehr, d. h. durch Wahl je eines anderen Gliedes zum Gestell, zu den eigentlichen



**Bild 1.** Ladegerät mit zwei unabhängig voneinander arbeitenden Schubkolbenzylindern.

- 1 Führungsaarm
- 2, 3 Schubkolben-Zylinder
- 4 Gestellrahmen
- 5 Lastarm
- 6, 7 Schubkolben-Zylinder

<sup>1)</sup> Der Verfasser dankt auch an dieser Stelle Herrn Rudolf Lyk für die Mitarbeit bei den vorliegenden Untersuchungen.

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

Lasthubgetrieben. Für das Getriebeglied, das den Lasthaken trägt, müssen hierbei bestimmte Voraussetzungen hinsichtlich seiner Lage zu dem gewählten Gestell erfüllt werden. Hierbei ergeben sich insgesamt 16 verschiedenartige Bauarten für Lasthubgetriebe mit zwei Schubkolbenantrieben. Es ist hervorzuheben, daß sich die Zahl von 16 eindeutig nach diesem Verfahren ergibt und daß sich damit das „Erfinden“ weiterer Bauarten erübrigt.

Nachdem die 16 Bauarten zur Verfügung stehen, entsteht die nächste, für den Konstrukteur außerordentlich wichtige Frage, wodurch sich diese Bauarten trotz des gleichen kinematischen Bauaufwandes voneinander unterscheiden. Zur Beantwortung dieser Frage müssen weitgehende getriebesynthetische Untersuchungen vorgenommen werden, auf die in diesem Rahmen nur in groben Umrissen eingegangen werden kann.

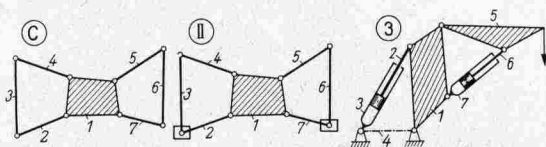
## 2 Grundlagen der Getriebesystematik

**Bild 1** zeigt die allgemein übliche Ausführung eines Ladegerätes mit zwei Schubkolbenzylindern für den Lasthub. In einem Gestellrahmen 4 ist ein Führungsarm 1 gelagert, der von dem ebenfalls im Gestell 4 gelagerten Zylinder 3 und dem zugehörigen Kolben 2 hin- und herbewegt werden kann. Mit dem Hebel 1 ist in einem Gelenk der eigentliche Ladearm 5 verbunden, der mit Hilfe eines im Glied 1 gelagerten Zylinders 7 und dem zugehörigen Kolben 6 relativ zum Glied 7 hin- und herbewegt wird.

Diese Vorrichtung ist in **Bild 2** als Schema 3 nochmals dargestellt. Die beiden Schubkolbenaggregate 2/3 bzw. 6/7 sind durch Drehgelenke mit den benachbarten Getriebegliedern verbunden. Jeder Kolben im Zylinder bedeutet ein Schubgelenk. Als Ausgangskette mit Drehgelenken gilt die kinematische Kette C in **Bild 2**. Diese Kette besteht aus  $n = 7$  Gliedern und  $g = 8$  Drehgelenken. Für den Getriebelaufgrad gilt allgemein [4]:

$$F = 3(n - 1) - 2g.$$

Daraus ergibt sich für diese kinematische Kette der Laufgrad  $F = +2$ . Hinsichtlich des Laufgrades einer kinematischen Kette bzw. eines Getriebes kann ein Schubgelenk mit einem Drehgelenk gleichgesetzt werden; man kann beliebige Drehgelenke mit entsprechenden Einschränkungen [4] durch Schubgelenke ersetzen, ohne am Laufgrad der kinematischen Kette etwas zu ändern. In der kinematischen Kette II in **Bild 2** sind die Drehgelenke zwischen den Gliedern 2 und 3 und zwischen den Gliedern 6 und 7 durch je ein Schubgelenk ersetzt worden. Aus dieser Kette II entsteht das Lasthubgetriebe 3, wenn man das Glied 4 zum Gestell macht.



**Bild 2.** Schema der kinematischen Ketten und des daraus abgeleiteten Getriebes für das Ladegerät nach **Bild 1**.

C kinematische Kette mit dem Freiheitsgrad  $F = +2$  mit Drehgelenken, II kinematische Kette mit  $F = +2$  mit zwei Schubgelenken und 3 Getriebeschema mit zwei Schubkolben-Zylindern zur Kenntlichmachung der Schubgelenke, abgeleitet aus der Kette II durch Wahl des Gliedes 4 zum Gestell

Die gleiche Vorrichtung entsteht, wenn man aus der Kette II das Glied 5 als Gestell auswählt. In diesem Gestell wäre dann in der gleichen Weise wie vorher ein Glied 1, das vier Drehgelenke aufweist, gelagert; dieses Glied 1 würde von einem Schubkolbenaggregate 6/7 angetrieben, und der Ladearm 4 würde relativ zum Glied 1 von einem Schubkolbenaggregate 2/3 bewegt werden. Bei der Ableitung von Ladegeräten aus den kinematischen Ketten sind also solche gleichwertigen Ausführungen eindeutig zu erkennen und auf keinen Fall doppelt anzuführen.

Die Schubkolbenaggregate sollen von Querkraften relativ zur Kolbenführung entlastet sein, deshalb müssen das Zylinder- und das Kolbenglied immer nur „binäre“ Glieder sein, das sind Getriebeglieder, die mit nur zwei Gelenkteilen ausgerüstet sind.

Die Schubgelenke dürfen also für den vorgegebenen Zweck nur zwischen binären Gliedern ausgewählt werden.

Würde man in der Kette II in **Bild 2** das mit 4 Gelenkteilen versehene Glied 1 zum Gestell auswählen, so würden die Schubkolbenaggregate 2/3 bzw. 6/7 zwei Hebel 4 und 5 unabhängig voneinander antreiben; es gäbe dann aber keinen Lasthebel, dessen Punkte auf einer Fläche bewegt werden, wenn das gesamte Getriebe an zwei Stellen unabhängig voneinander angetrieben wird. Für die Ableitung von Lasthubgetrieben mit dem Laufgrad  $F = +2$  aus den zur Verfügung stehenden kinematischen Ketten ist also eine weitere Einschränkung zu machen: das für den Ladearm vorgesehene Getriebeglied darf nicht unmittelbar im Gestell gelagert sein. In der kinematischen Kette muß also zwischen dem Ladearmglied und dem Gestellglied mindestens noch ein weiteres Glied vorhanden sein.

## 3 Systematische Übersicht

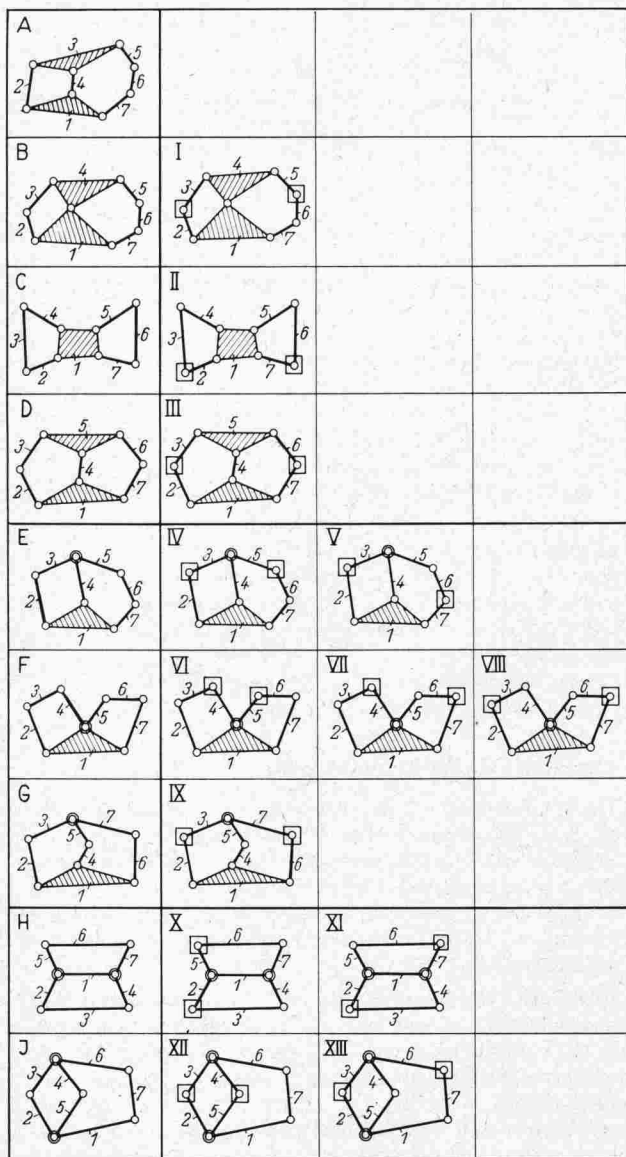
In **Bild 3** sind in der linken Spalte mit den Buchstaben A bis J alle siebengliedrigen kinematischen Ketten mit Drehgelenken und mit dem Laufgrad  $F = +2$  zusammengestellt worden. Die vier Ketten A bis D haben nur Einfachdrehgelenke, die Ketten E, F und G aber ein Doppeldrehgelenk, d. h., in einem solchen Doppeldrehgelenk sind jeweils drei Getriebeglieder gelenkig miteinander verbunden, in der Kette E also z. B. die binären Glieder 3, 4 und 5, in der Kette F das ternäre Glied 1 und die beiden binären Glieder 4 und 5 und in der Kette G die drei binären Glieder 3, 5 und 7. Die kinematischen Ketten H und J haben zwei Doppeldrehgelenke; sie bestehen nur noch aus binären Gliedern.

Aus diesen neun zur Verfügung stehenden kinematischen Ketten A bis J mit  $F = +2$  und mit Drehgelenken können nun die kinematischen Ketten mit zwei Schubgelenken abgeleitet werden, wobei, wie bereits erwähnt, darauf zu achten ist, daß diese beiden Schubgelenke nur zwischen binären Gliedern erscheinen dürfen. In **Bild 3** zeigt sich, daß aus der Kette A keine kinematische Kette mit zwei Schubgelenken zwischen binären Gliedern entstehen kann. Es ist in dieser Kette nicht möglich, gleichzeitig zwischen den Gliedern 5 und 6 und zwischen den Gliedern 6 und 7 je ein Schubgelenk vorzusehen; denn mit diesen beiden benachbarten Schubgelenken lassen sich nicht zwei Schubkolbenaggregate darstellen.

In der Kette B kann es ein Schubgelenk zwischen den Gliedern 2 und 3 sowie zwischen den Gliedern 5 und 6 oder 6 und 7 geben. Wegen der Symmetrie der Kette B ist aber sofort zu erkennen, daß das Schubgelenk zwischen 5 und 6 gleichwertig ist mit dem Schubgelenk zwischen 6 und 7; beide erscheinen relativ zu den anderen Getriebegliedern und vor allem relativ zum Schubgelenk zwischen 2 und 3 in der gleichen Weise. Somit kann es aus der kinematischen Kette B nur eine einzige kinematische Kette I mit zwei Schubgelenken für die gestellten Voraussetzungen geben. Die Kette C wurde zur Erläuterung des Verfahrens zur Aufstellung der Systematik bereits anhand von **Bild 2** besprochen. Es kann aus dieser Kette nur die kinematische Kette II abgeleitet werden. Alle anderen Verteilungen der beiden Schubgelenke führen zu der grundsätzlich gleichen kinematischen Kette. In der Kette D gibt es die beiden „Zweischläge“ 2/3 und 6/7, so daß daraus nur die Kette III mit zwei Schubgelenken entstehen kann.

Die Kette E hat ein Doppeldrehgelenk und nur noch ein einziges ternäres Glied 1. Der Ersatz zweier Drehgelenke durch Schubgelenke zwischen binären Gliedern läßt sich auf zweifache Weise in Übereinstimmung mit den Ketten IV und V erreichen. Das Schubgelenk zwischen 5 und 6 in der Kette IV ist nicht gleichwertig mit dem Schubgelenk zwischen den Gliedern 6 und 7 in der Kette V; denn im ersten Falle gehört dieses Schubgelenk einem Glied 5 an, das zu dem Doppeldrehgelenk führt, im zweiten Falle gehört das Schubgelenk einem Glied 7 an, das zu dem ternären Glied 1 führt. Aus der Kette F, die ebenfalls ein Doppeldrehgelenk hat, lassen sich die meisten kinematischen Ketten, nämlich drei mit je zwei Schubgelenken zwischen binären Gliedern ableiten. In den kinematischen Ketten VI, VII und VIII sind drei grundsätzlich verschiedene Ausführungsformen entstanden. In der Kette G liegt eine Symmetrie insofern vor, als die drei Zweischläge aus den Gliedern 2/3, 4/5, 6/7 in der gleichen Weise

in der Kette angeordnet sind, sie verbinden jeweils das vorhandene Doppelgelenk mit dem ternären Glied *I*. Es ist also gleichgültig, wie man die beiden Schubgelenke in den drei vorhandenen Zweischlägen verteilt, in jedem Falle kommt die gleiche kinematische Kette IX mit zwei Schubgelenken zustande.

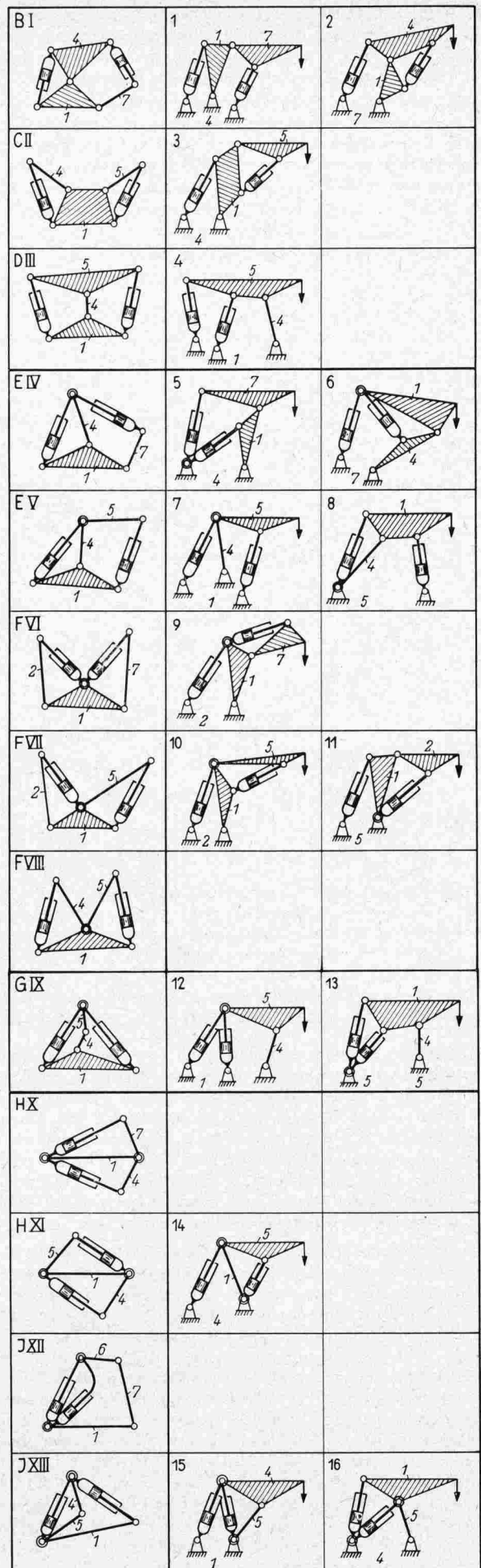


**Bild 3.** Siebengliedrige kinematische Ketten mit dem Laufgrad  $F = +2$  und daraus abgeleitete kinematische Ketten mit zwei Schubgelenken in je einem Zweischlag.

Aus der Kette H mit zwei Doppeldrehgelenken ergeben sich durch verschiedenartige Verteilung der beiden Schubgelenke die kinematischen Ketten X und XI. Aus der Kette J erhält man ebenfalls zwei kinematische Ketten XII und XIII mit verschiedenartiger Anordnung der beiden Schubgelenke. Wegen der Symmetrie in der Kette J ist wieder der Hinweis wichtig, daß die gleiche Kette XIII entsteht, wenn man das Schubgelenk zwischen die Glieder 6 und 7 oder 1 und 7 legt.

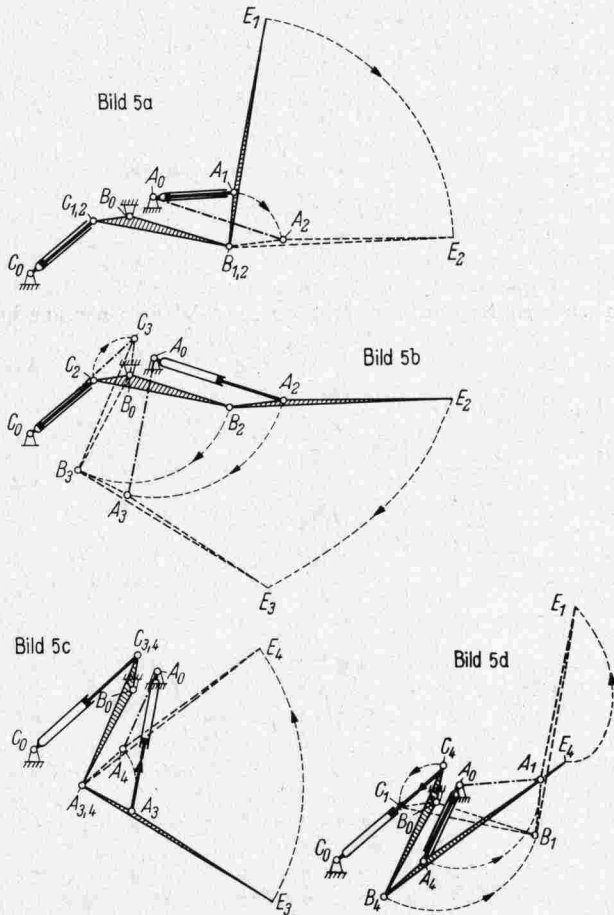
In **Bild 4** sind in der linken Spalte die dreizehn kinematischen Ketten mit je zwei Schubgelenken so aufgezeichnet worden, daß die Schubgelenke mit den zugehörigen Gliedern als Zylinder und Kolben erscheinen. Aus allen diesen kinematischen Ketten sollen nunmehr die Getriebe für die Ladegeräte mit zwei Schubkolbenantrieben durch die Wahl eines geeigneten Gliedes zum Gestell abgeleitet werden. Zur Vereinfachung sind in Bild 4 die Schubkolbenaggregate nicht als eigentliche Getriebeglieder angesehen

**Bild 4.** Kinematische Ketten mit dem Laufgrad  $F = +2$  und mit zwei Schubkolbenzylindern mit den daraus ableitbaren Ladegeräten für zwei unabhängig voneinander wirkende Antriebe.



worden; die kinematischen Ketten bestehen deshalb nur noch aus drei Gliedern und zwei Schubkolbenaggregaten. Die daraus abgeleiteten Getriebe haben ein Gestell und nur noch zwei bewegte Glieder, von denen eines jeweils der Lastarm ist.

Wenn, wie bereits erwähnt, Gestellglied und Lastarm nicht unmittelbar miteinander gelenkig verbunden sein dürfen, so scheidet in der Kette B I in Bild 4 das ternäre Glied 1 als Gestell oder auch als Lastarm aus und kann lediglich als Zwischenglied vorgesehen werden. Bei der Wahl des Gliedes 4 zum Gestell bleibt der Hebel 7 als Lastarm übrig, und es entsteht das Getriebe 1.



**Bild 5.** Wirkungsbereiche des Ladegetriebes B I I nach Bild 4 in den durch die Schubkolbenzylinder bedingten Grenzlagen.

Das Getriebe 2 kommt zustande, wenn das Glied 7 als Gestell und der Hebel 4 als Lastarm vorgesehen werden. In der Kette C II sind die binären Glieder 4 und 5 einander gleichwertig, da sie in der gleichen Weise in der Kette angeordnet sind. Es entsteht also das gleiche Getriebe 3, ob man 4 zum Gestell und 5 zum Ladearm oder 5 zum Gestell und 4 zum Ladearm macht. Eine ähnliche Symmetrie gilt auch für die Kette D III, in der die ternären Glieder 1 und 5 einander gleichwertig sind. Deshalb erhält man aus dieser Kette ebenfalls nur ein einziges Getriebe 4.

In der Kette E IV scheidet das ternäre Glied 1 als Gestell oder auch als Ladearm aus. Die binären Glieder 4 und 7 sind einander nicht gleichwertig; denn das Glied 4 ist zwischen dem ternären Glied 1 und dem Doppelgelenk, das Glied 7 aber zwischen dem ternären Glied und einem Zylinder angeordnet. Aus diesem Grunde gibt es mit dem Gestell 4 und mit dem Gestell 7 zwei verschiedene Lasthubgetriebe 5 und 6. In der Kette E V kann das binäre Glied 4 nur Zwischenglied sein. Die Glieder 1 und 5 sind schon deshalb nicht einander gleichwertig, weil das Glied 1 ein ternäres und das Glied 5 ein binäres Glied ist. Man erhält also aus der Kette E V die beiden verschiedenartigen Lasthubgetriebe 7 und 8 mit den Gestellgliedern 1 bzw. 5 und mit den Lastarmen 5 bzw. 1. In der Kette F VI sind die beiden binären Glieder 2 und 7 einander gleichwertig, sie sind nicht unmittelbar miteinander gelenkig verbunden, können also als Gestell oder auch als Lastarm vorgesehen werden. Wegen ihrer Gleichwertig-

keit entsteht aus der Kette F VI nur ein Lasthubgetriebe 9. Die Glieder 2 und 5 in der Kette F VII sind einander nicht gleichwertig, da das Glied 2 mit dem Glied 1 in einem Einfachgelenk und das Glied 5 mit dem Glied 1 mit einem Doppelgelenk verbunden sind. Man erhält deshalb aus der Kette F VII die beiden Getriebe 10 und 11. Aus der Kette F VIII kommt überhaupt kein Lasthubgetriebe zustande; denn die drei Glieder 1, 4 und 5 sind in einem Doppelgelenk miteinander gelenkig verbunden, es ist also keines von ihnen weder zum Gestell noch zum Lastarm geeignet. Dafür entstehen aus der Kette G IX wiederum zwei Getriebe 12 und 13, wenn man entweder das Glied 1 oder das Glied 5 als Gestell und entweder das Glied 5 oder das Glied 1 als Lasthubhebel vorsieht.

Aus den Ketten H X und J XII können keine Lasthubvorrichtungen entstehen, weil jeweils die drei außer den Schubkolbengliedern vorhandenen Glieder unmittelbar in einem Doppelgelenk miteinander verbunden, also benachbart sind. Die Kette H XI führt zu nur einer Lasthubvorrichtung 14, weil die nichtbenachbarten Glieder 4 und 5 einander hinsichtlich der Gliederanordnung in der Kette gleichwertig sind. In der Kette J XIII sind die beiden gegenüberliegenden Glieder 1 und 4 einander nicht gleichwertig, weil das Glied 1 von einem Doppelgelenk zu einem Kolbenglied und das Glied 4 von einem Doppelgelenk zu einem zweiten binären Hebel 5 führt. Es ergeben sich aus der Kette J XIII also die beiden Lasthubgetriebe 15 und 16.

Wie Bild 4 zeigt, ergeben sich unter Berücksichtigung der aufgestellten Bedingungen und Einschränkungen insgesamt 16 Lasthubgetriebe mit zwei unabhängig voneinander arbeitenden Schubkolbenzylindern in jedem Falle mit nur zwei bewegten Gliedern, nämlich dem Lasthebel und einem Zwischenglied. Es gibt vier Lasthubgetriebe 1 bis 4 mit Einfachgelenken, neun Getriebe 5 bis 13 mit je einem Doppelgelenk und drei Getriebe 14 bis 16 mit je zwei Doppelgelenken.

#### 4 Der vertikale Wirkungsbereich

Der Wirkungsbereich der Ladegetriebe mit zwei Schubkolbenantrieben ist durch die vertikale Fläche gekennzeichnet, die der Lasthaken bzw. der Schwerpunkt der an diesem Haken aufgehängten Last bestreichen kann. Die Begrenzungskurven dieses Wirkungsbereiches entstehen dann, wenn einer der beiden Schubkolbenzylinder jeweils in seiner äußeren bzw. seiner inneren Endlage festgehalten wird.

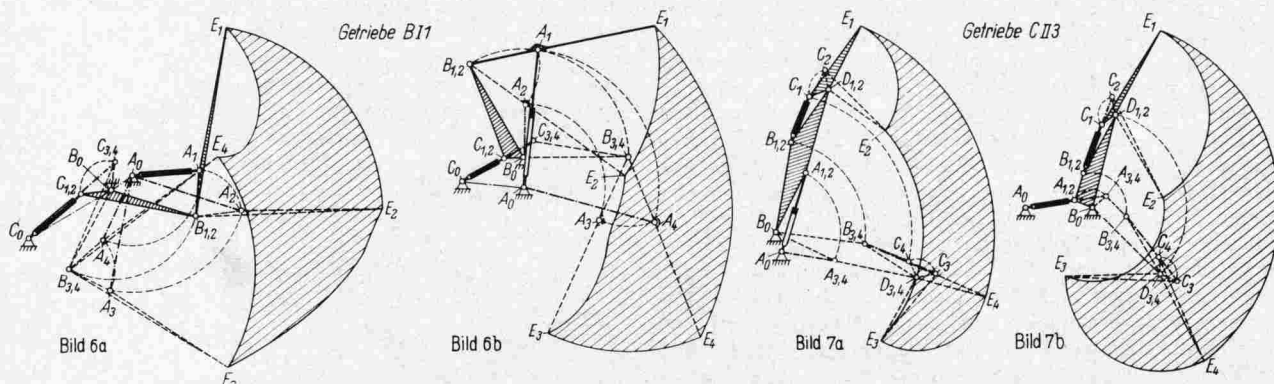
**Bild 5** zeigt das Lasthubgetriebe 1 der Kette B I in Bild 4. Der Lasthaken befindet sich im Punkt E. Einer der beiden Schubkolbenzylinder ist im Punkt C<sub>0</sub> gelagert und treibt den im Gestellpunkt B<sub>0</sub> gelagerten Zwischenhebel an; der zweite Schubkolbenzylinder ist in dem Gestellpunkt A<sub>0</sub> gelagert und treibt den Lasthebel AB an. Wird in Bild 5a der im Gestellpunkt C<sub>0</sub> gelagerte Schubkolbenzylinder in seiner eingefahrenen Lage festgehalten, dann ist das Gelenk B zwischen dem Zwischenhebel und dem Ladearm als feststehender Punkt B<sub>1,2</sub> anzusehen. Beim Ausfahren des anderen Schubkolbenzylinders beschreiben das Gelenk A und damit der Lasthakenpunkt E Kreisbögen um B<sub>1,2</sub>; die Länge des Kreisbogens von A<sub>1</sub> bis A<sub>2</sub> bzw. E<sub>1</sub> bis E<sub>2</sub> wird durch den Hub des in A<sub>0</sub> gelagerten Schubkolbenzylinders bestimmt. Dieser Hub bestimmt sich aus der Differenz der größten Länge  $\overline{A_0A_2}$  und der eingefahrenen Länge  $\overline{A_0A_1}$  des Kolbenzylinders.

In Bild 5b ist der in A<sub>0</sub> gelagerte Schubkolben in seiner ausgefahrenen Länge  $\overline{A_0A_2}$  festgehalten worden, und der in C<sub>0</sub> gelagerte Schubkolbenzylinder arbeitet mit seiner gesamten Hublänge als Differenz aus  $\overline{C_3C_0} - \overline{C_2C_0}$ . Während dieser Bewegungsperiode bewegt sich der Lasthakenpunkt E von seiner Lage E<sub>2</sub> bis in seine Lage E<sub>3</sub> auf der Koppelkurve eines Gelenkviereckes mit den Kurbellängen  $\overline{A_0A_2}$  und  $\overline{B_0B_2}$ .

In Bild 5c wird der in C<sub>0</sub> gelagerte Schubkolbenzylinder in seiner größten Länge festgehalten. Dies bedeutet je einen Stillstand der Gelenkpunkte C<sub>3,4</sub> und A<sub>3,4</sub>, d. h., der Lastarm dreht während dieser Periode um das stillstehende Gelenk A<sub>3,4</sub>. Der in A<sub>0</sub> gelagerte Schubkolbenzylinder wird zwischen seinen Endlagen  $\overline{A_0A_3}$  und  $\overline{A_0A_4}$  hin- und herbewegt, so daß der Lasthakenpunkt E einen Kreisbogen von E<sub>3</sub> bis E<sub>4</sub> um das stillstehende Gelenk A<sub>3,4</sub> beschreibt.

Das letzte der vier Begrenzungskurvenstücke des Lasthakenpunktes E ist in Bild 5d dargestellt. Der in  $A_0$  gelagerte Schubkolbenzylinder wird auf seine kürzeste Länge  $A_0A_4$  festgelegt, und der in  $C_0$  gelagerte Schubkolbenzylinder dient als Antriebsaggregat, d. h., seinem Gesamthub  $C_4C_0 - C_1C_0$  ist ein Schwingbereich  $C_1C_4$  bzw. auch  $B_1B_4$  des in  $B_0$  gelagerten Zwischenhebels zugeordnet. Auch in diesem Bewegungsbereich wird der Lasthakenpunkt E von  $E_4$  bis  $E_1$  auf der Koppelkurve eines Gelenkviereckes geführt. Die Kurbeln des Gelenkviereckes sind hier die Länge des Zwischenhebels  $B_0B_4$  und die kürzeste Länge des Schubkolbenzylinders  $A_0A_4$ .

Der gesamte Wirkungsbereich des Lasthakenpunktes E wird von den vier Grenzkurven in Bild 5 bestimmt. In Bild 6 ist der gesamte vertikale Wirkungsbereich für das gleiche Getriebe B I I dargestellt, und zwar in Bild 6a mit denselben Abmessungen wie in Bild 5. Die Ausführung in Bild 6b läßt erkennen, wie sehr der Wirkungsbereich nicht nur von der Bauform des Ladegetriebes, sondern vor allem auch von dessen Abmessungen abhängt. Infolge des verschiedenartigen Einbaues des in  $A_0$  gelagerten Schubkolbenzylinders kehren sich die vier Grenzkurven des Wirkungsbereiches sogar in ihrer Lage um. Der Bereich  $E_1$  bis  $E_2$  liegt bei der Ausführungsform in Bild 6b den Gestellpunkten zugeordnet, bei der in Bild 6a dagegen im äußeren Bereich.



**Bild 6 und 7.** Beispiele für die beiden Ladegetriebe B I I und C II 3 und Ermittlung des vertikalen Wirkungsbereiches als eine durch vier Grenzkurven eingeschlossene Fläche.

In der gleichen Weise geht für das Getriebe C II 3 die Abhängigkeit des Wirkungsbereiches von den Getriebeabmessungen aus den beiden Darstellungen in Bild 7 hervor. Bei dieser Bauform sind, da beide Schubkolbenzylinder zwischen benachbarten Getriebegliedern wirken, sämtliche Grenzkurven als Kreisbögen zu zeichnen. Die Mittelpunkte dieser Kreisbögen sind die jeweils durch einen der beiden Schubkolbenzylinder als feste Punkte markierten Gelenklagen  $D_{1,2}$ ,  $B_0$ ,  $D_{3,4}$  und  $B_0$ .

Bei allen 16 Möglichkeiten der Führung eines Lasthakens in einer Fläche mit Hilfe von zwei unabhängig voneinander wirkenden Antrieben gibt es vier Grenzkurven dieser Fläche. Bei den Getrieben Nr. 3, 9, 10, 11 und 14 in Bild 4 sind diese Grenzkurven vier Kreisbögen. Bei den Getrieben Nr. 1, 2, 5, 6, 7, 8, 15 und 16 sind es je zwei Kreisbögen und zwei Koppelkurventeilstücke und schließlich gibt es bei den Getrieben Nr. 4, 12 und 13 noch die Wirkungsbereiche mit der Abgrenzung durch vier Koppelkurventeilstücke.

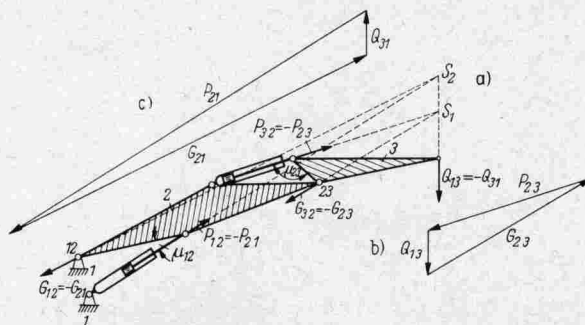
Von einem Ladegerät wird eine möglichst große vertikale Wirkungsfläche gefordert. Den besten Ausnutzungsgrad verbürgt ein Rechteck, das vertikal von der Hub- bzw. Ladehöhe [1] und waagrecht von der Ausladung des Gerätes begrenzt wird. Man kann einen „Volligkeitsgrad“ definieren, der das Verhältnis der tatsächlich bestrichenen Fläche zu diesem Rechteck darstellt. Es ist besonders vorteilhaft, für die vertikalen Bewegungen nur den einen der beiden Zylinder und für die waagerechten Bewegungen den anderen als Antriebsglied zu verwenden. Der für die horizontalen Bewegungen benutzte Schubkolbenzylinder könnte dann wesentlich schwächer ausgebildet werden als der andere, da zum Horizontalverfahren der Last weder eine Hubarbeit aufgebracht noch zurückgewonnen wird. Diese Forderung wird besonders bei Wippkranen erfüllt, bei denen die Horizontal-

bewegung des Lasthakens auf einer geradlinigen Teilkoppelkurve eines Gelenkviereckes erfolgt. Auch für Ladegeräte der hier behandelten Art lassen sich solche Flächenführungen mit kinematischen Mitteln darstellen, allerdings wird der geräte-technische Aufwand, je genauer man das Rechteck auszufüllen versucht, entsprechend hoch sein. Man wird also mit möglichst geringem Aufwand einen möglichst großen Wirkungsbereich zu erzielen suchen und dies unter Umständen unter Zulassung verschieden großer Belastungen für die Schubkolbenzylinder.

Die 16 Getriebebauformen in Bild 4 müssen nun, nachdem mit ihnen alle Möglichkeiten zur Darstellung eines Doppelantriebes mit der gleichen Gliederzahl bekannt sind, im einzelnen hinsichtlich ihrer konstruktiven Gestaltung untersucht werden. Hierbei müssen noch andere Gesichtspunkte Berücksichtigung finden, z. B. die Forderung, daß der Gesamtschwerpunkt des Ladegerätes unter Einfluß der bewegten Getriebeile möglichst weit in die Schlepperstandfläche verlegt wird. Außerdem steht in den meisten Fällen zur Unterbringung der Festpunkte des Ladegetriebes nur ein geringer Raum in der Fahrgestellebene des Schleppers zur Verfügung. Die am meisten verwendete Getriebebauform ist das aus der Kette C II entstandene Getriebe 3, Bild 4. Es gibt aber auch vereinzelt schon einige andere Ausführungsformen. So wird z. B. das Getriebe J XIII 16 in Bild 4 in einer amerikanischen Baumaschine<sup>2)</sup> verwendet.

### 5 Kräftewirkungen und Übertragungsgüte

Die Kräfte in den hier zur Diskussion stehenden Ladegeräten sind sehr einfach zu ermitteln. In Bild 8 ist das Getriebe C II 3 dargestellt. Im Lasthaken wird eine zunächst beliebig große Last  $Q_{13}$ , also vom Gestell 1 auf den Ladearm 3 wirkend, angenommen. An diesem Glied 3 wirken in den beiden anderen Gelenken die Gelenkkraft  $G_{32} = -G_{23}$  und die Schubkolbenkraft  $P_{32} = -P_{23}$ . Von diesen Kräften sind die Wirkungs-



**Bild 8.** Bestimmung der Schubkolben- und Gelenkkräfte im Getriebe C II 3 in Bild 4.

- a) Getriebeschema mit Lageplänen der Kräfte
- b) Kräftereieck zum Ausgleich des Ladearmes 3
- c) Kräftereieck zum Ausgleich des Zwischenhebels 2

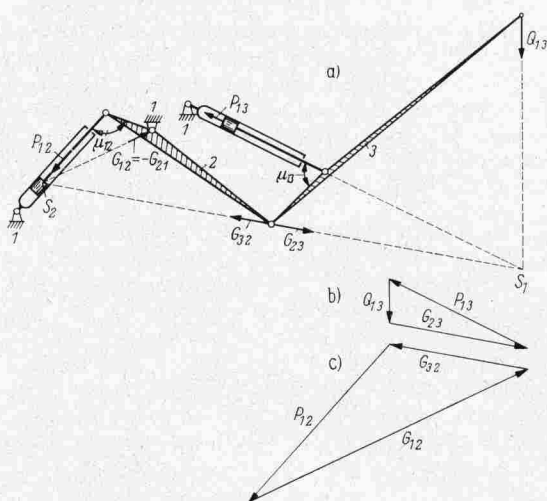
linien der Kräfte  $Q_{13}$  und  $P_{23}$  bekannt, sie schneiden sich im Punkt  $S_1$ , durch den die Wirkungslinie der dritten Kraft  $G_{23}$  gehen muß. Damit läßt sich das Kräftereieck in Bild 8b eindeutig bestimmen, und für das Glied 2, das vier Gelenke und damit auch vier Gelenkkräfte aufweist, sind bereits zwei dieser Kräfte mit ihrer Resultierenden  $Q_{31} = -Q_{13}$  bekannt. Die Wir-

<sup>2)</sup> Baumaschine „Bapdahl“ der Fa. Casey und Dupuis, Watertown, Mass.

kungslinie dieser Resultierenden schneidet sich mit der durch den zweiten Schubkolbenzylinder bekannten Wirkungslinie der Kraft  $P_{12} = -P_{21}$  im Punkte  $S_2$ , durch den nun auch die vierte auf das Glied 2 wirkende Kraft  $G_{12} = -G_{21}$  gehen muß. In Bild 8c läßt sich damit aus der Resultierenden  $Q_{31}$  die Größe der Gelenkkraft  $G_{21}$  und der Schubkolbenkraft  $P_{21}$  bestimmen.

Nach dem Getriebeschema in Bild 8 sind die „längenveränderlichen Hebel“ durch die Mittenlinien der Schubkolbenzylinder dargestellt; dies sind die Antriebsglieder des Gesamtgetriebes mit dem Laufgrad  $F = +2$ . Ihre Längsachsen schließen mit dem zugehörigen Hebelarm des jeweils anzutreibenden Hebels die Übertragungswinkel  $\mu_{23}$  und  $\mu_{12}$  ein. Werden diese Winkel  $0^\circ$  oder  $180^\circ$ , so ist eine Bewegungseinleitung unmöglich, bei einem Betrag von  $90^\circ$  ist die Kräfteübertragung am günstigsten. Um eine möglichst hohe Übertragungsgüte zu erfüllen, sollen die Kleinstwerte dieser Übertragungswinkel möglichst wenig von  $90^\circ$  nach unten wie nach oben abweichen. Das jeweils „übertragungsgünstigste“ Getriebe ist dasjenige, bei dem der während der Bewegung auftretende Größt- und Kleinstwert die gleiche Abweichung von  $90^\circ$  hat, d. h., bei dem die Extremwerte der spitzen Übertragungswinkel gleich groß sind.

Um die Forderung nach einer möglichst großen Wirkungsfläche bei der Auslegung eines Ladegetriebes nach Bild 8 zu erfüllen, müssen die zulässigen Extremwerte des Übertragungswinkels bei der Bewegung der Glieder 2 und 3 voll ausgenutzt werden. Wie schon aus den Ausführungsformen in Bild 7a und b hervorging, gibt es beim Entwurf dieses sehr einfachen Getriebes vielfältige Konstruktionsfreiheiten zur Erzielung einer großen Wirkungsfläche. Bei der Anordnung der Schubkolbenzylinder zwischen benachbarten Getriebegliedern dieses Getriebes muß noch als besonders willkommene Entwurfsfreiheit hervorgehoben werden, daß man die aus den Schubkolbenzylindern und den beiden zugehörigen Getriebebelängen gebildeten Dreiecke beliebig um den dem Schubkolbenzylinder gegenüberliegenden Drehpunkt verdrehen kann, ohne an der Übertragungsgüte des Gesamtgetriebes etwas zu ändern. Man kann sich damit den vorhandenen Platzverhältnissen auf einfache Weise anpassen. Die Gelenkkräfte ändern sich bei diesen Verdrehungen entsprechend der Konstruktion nach Bild 8, so daß diese Verdrehung zur Kleinhaltung der Gelenkkräfte benutzt werden kann.



**Bild 9.** Schubkolben- und Gelenkkräfte im Getriebe B I 1 in Bild 4.

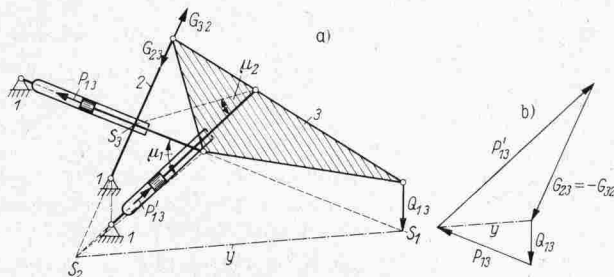
- a) Getriebeschema und Lagepläne der Kräfte
- b) Kräftegleichgewicht für den Ladearm 3
- c) Kräftegleichgewicht für den Zwischenhebel 2

In Bild 9 ist die Getriebebauform B I 1 in Bild 4 hinsichtlich der Kräfte und Übertragungswinkel näher untersucht worden. Nach Bild 9a wirkt am Ladearm 3 die Last  $Q_{13}$ . Durch den Schnittpunkt  $S_1$  der Wirkungslinien der Last  $Q_{13}$  und der Schubkolbenkraft  $P_{13}$  muß die dritte auf das Glied 3 wirkende Gelenkkraft  $G_{23}$  gehen, so daß in Bild 9b der Kräfteplan für das Glied 3 gezeichnet werden kann. Für das Glied 2 ist nunmehr die Kraft  $G_{32} = -G_{23}$  nach Größe, Richtung und Richtungssinn bekannt; ihre Wirkungslinie schneidet sich mit der Wirkungslinie der

Schubkolbenkraft  $P_{12}$  im Punkt  $S_2$ ; durch diesen Punkt muß die dritte auf das Glied 2 wirkende Gelenkkraft  $G_{12}$  gehen. Im Kräftegleichgewichtsdreieck, Bild 9c, läßt sich aus der bekannten Gelenkkraft  $G_{32}$  die Größe der beiden anderen Kräfte bestimmen.

Wird der Schubkolbenzylinder mit der Kraft  $P_{12}$  nicht bewegt, so gilt das Gelenk zwischen den Gliedern 2 und 3 als fester Punkt; der Übertragungswinkel  $\mu_{13}$  liegt zwischen der Schubkolbenlängsachse und dem wirksamen Hebelarm 3. Wird der Schubkolbenzylinder  $P_{13}$  nicht bewegt, so gilt seine jeweils eingestellte Länge zwischen dem Gestell und dem Ladearm 3 als Kurbelglied eines Gelenkviererecks mit der entsprechenden Länge des Gliedes 2 als zweiter Kurbel. Dieses Gelenkviereck wird über das Glied 2 vom Schubkolbenzylinder  $P_{12}$  angetrieben; der Übertragungswinkel  $\mu_{12}$  liegt zwischen der Längsachse dieses Schubkolbenzylinders und dem entsprechenden wirksamen Hebelarm des Gliedes 2.

Das Getriebe D III 4 in Bild 4 hat zwei Schubkolbenzylinder  $P_{13}$  und  $P'_{13}$ , die zwischen dem Gestell 1 und dem von vier Kräften beanspruchten Ladearm 3 wirken, Bild 10. Die Wirkungslinien sämtlicher vier auf das Glied 3 wirkenden Kräfte sind bekannt, so daß man zwei beliebige Paare dieser Kräfte sich schneiden lassen kann und damit die *Culmannsche* Hilfsgerade  $y$  zeichnen kann. In Bild 10a bringt man die Wirkungslinie der Last  $Q_{13}$  und des Schubkolbenzylinders  $P_{13}$  zum Schnitt  $S_1$  und die Längsachse des Stabes 2 mit der Schubkolbenkraft  $P'_{13}$  zum Schnitt  $S_2$ . Die Verbindungsgerade von  $S_1$  und  $S_2$  ist die *Culmannsche* Hilfsgerade  $y$ , die man im Kräfteplan von Bild 10b zum Zeichnen eines ersten Teildreieckes aus der gegebenen Kraft  $Q_{13}$  und den Richtungen  $P_{13}$  und  $y$  benutzt. Mit dem so gefundenen  $y$  kann man das zweite Dreieck aus  $P'_{13}$  und aus der Gelenkkraft  $G_{23} = -G_{32}$  zeichnen und hat sämtliche Kräfte in dem Getriebe D III 4 bestimmt.



**Bild 10.** Schubkolben- und Gelenkkräfte im Getriebe D III 4 in Bild 4.

- a) Getriebeschema und Lagepläne der im Getriebe wirkenden Kräfte
- b) Kräfteplan mit *Culmannscher* Hilfsgeraden

Wenn der Schubkolbenzylinder  $P'_{13}$  betätigt wird, ist ein Gelenkviereck mit einer Kurbel 2 und der jeweils eingestellten Länge dieses Schubkolbenzylinders vorhanden. Das Gelenkviereck wird von dem Schubkolben  $P_{13}$  an dem entsprechenden Koppelpunkt angetrieben. Der augenblickliche Pol der Koppel eines Gelenkviererecks relativ zum Gestell ergibt sich immer als der Schnittpunkt der beiden Kurbeln, im vorliegenden Falle als der Schnittpunkt  $S_2$  des Stabes 2 mit der Längsrichtung des Schubkolbenzylinders  $P'_{13}$ . Verbindet man  $S_2$  mit dem Gelenk zwischen dem Schubkolben  $P_{13}$  und der Koppel 3, so liegt der Übertragungswinkel  $\mu_1$  zwischen dieser Verbindungsgeraden und der Längsrichtung des Schubkolbens  $P_{13}$ . Läßt man den Schubkolben  $P_{13}$  in irgendeiner Länge unverändert stehen, so ergibt sich ein neues Gelenkviereck mit der Koppel 3 und der Kurbel 2 und der eingestellten Länge von  $P_{13}$ . Die beiden Kurbeln schneiden sich im Punkt  $S_3$ ; der Übertragungswinkel  $\mu_2$  liegt zwischen der Verbindungsgeraden des Punktes  $S_3$  mit dem Anlenkpunkt des Gliedes 3 und dem Schubkolbenzylinder  $P'_{13}$  und der Krafrichtung  $P'_{13}$ .

Mit der Getriebeanordnung nach Bild 10 können gegebenenfalls höhere Anforderungen erfüllt werden, als bei der Anordnung von Schubkolbenzylindern zwischen benachbarten Gliedern. Dafür sind aber die entsprechenden Verfahren zum Auffinden der günstigsten Abmessungen unter Berücksichtigung der zulässigen Übertragungswinkel entsprechend schwieriger.

## 6 Verlauf der Hubkraft- und Gelenkkraftkurven sowie der Übertragungswinkel

Da es sich bei den hier untersuchten Ladegeräten um Getriebeaggregate mit dem Laufgrad  $F = +2$  handelt, ist es nicht mehr möglich, wie bei zwangsläufigen Getrieben, den Kräfteverlauf und den Verlauf der Übertragungswinkel durch je eine Kurve darzustellen. Vielmehr müssen die über die gesamte Wirkungsfläche auftretenden Parameter in Kurvenscharen dargestellt werden. In **Bild 11 bis 14** sind die vier Bauformen von Bild 6 und 7 nochmals mit allen Einzelparametern dargestellt. Die vertikale Wirkungsfläche ist in gestufte, horizontale Abszissen  $x_1$  bis  $x_5$  eingeteilt worden; über diesen Abszissen lassen sich damit die Kräfte und Übertragungswinkel auftragen. Es zeigt

sich dabei, daß im allgemeinen, ausgenommen in den obersten Wirkungsflächenbereichen, die Kolbenkräfte  $P$  von den inneren Begrenzungskurven nach den äußeren Kurven zu ansteigen,

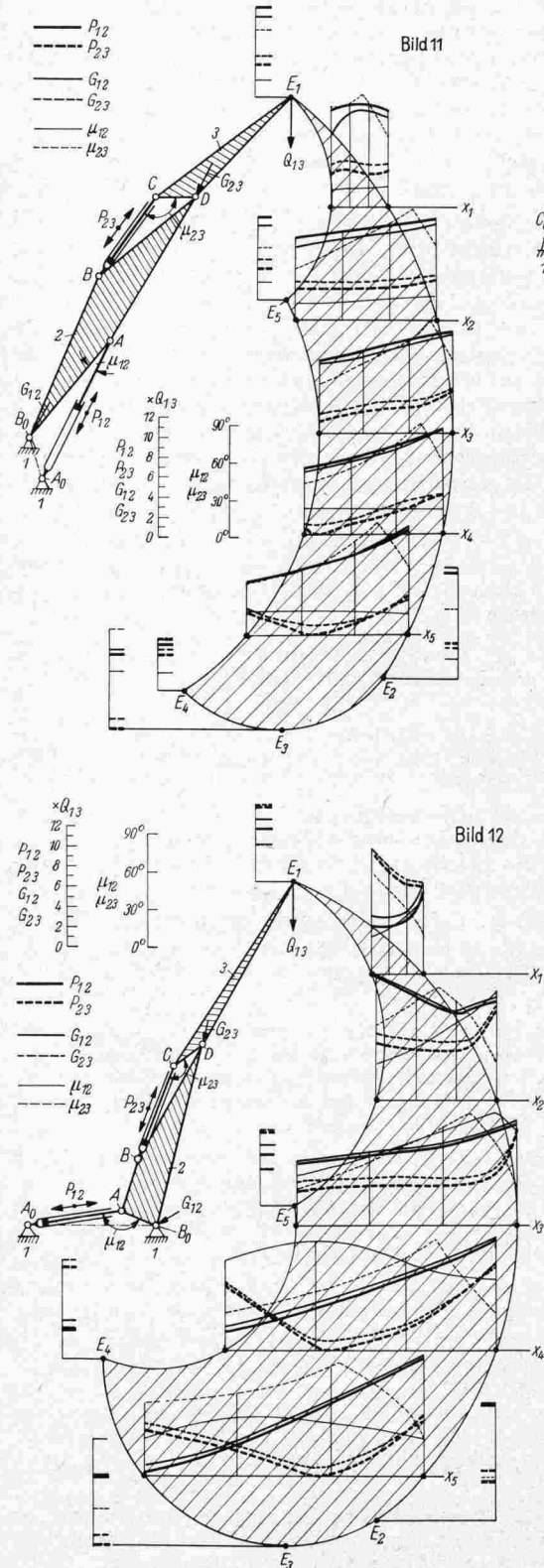


Bild 13

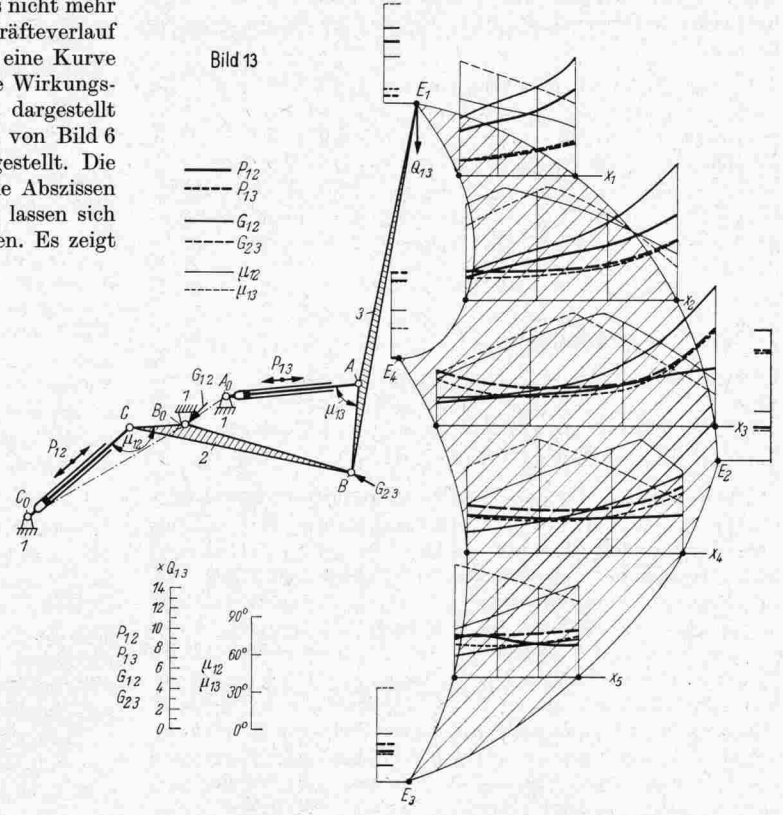
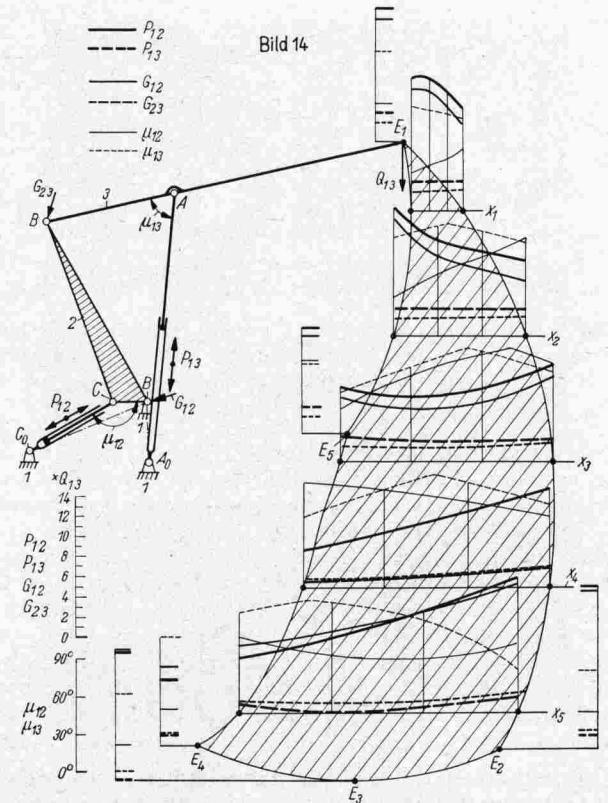


Bild 14



**Bild 11 bis 14.** Darstellung des Verlaufes der Übertragungswinkel und der Kräfte in den Getrieben B I I und C II 3.

- Bild 11: Getriebe C II 3 nach Bild 7a
- Bild 12: Getriebe C II 3 nach Bild 7b
- Bild 13: Getriebe B I I 3 nach Bild 6a
- Bild 14: Getriebe B I I 3 nach Bild 6b
- $\mu$  Übertragungswinkel
- $P$  Kolbenkräfte
- $G$  Gelenkkräfte

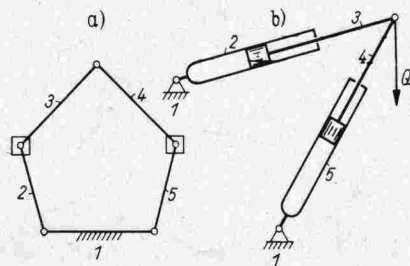
wenn in allen Fällen eine Einheitsbelastung  $Q_{13}$  angenommen wurde. Die aufgetragenen Kräfte sind damit auf eine Einheitskraft bezogene Werte. Die Übertragungswinkel sind in allen diesen Kurven nur als spitze Winkel aufgetragen worden, d. h., bei ihrem Bestwert von  $90^\circ$  ist in jedem Falle ein Knick zu erkennen.

Bild 11 bis 14 lassen erkennen, daß es nur mit mehr oder weniger guter Annäherung möglich ist, über den gesamten Wirkungsbereich konstante Kolbenkräfte für eine gleich groß angenommene Belastungskraft in allen Bereichen zu erhalten. Hinsichtlich dieser Forderung ist dasjenige Hubgetriebe am günstigsten, bei dem die Unterschiede zwischen maximal auftretender Kolbenkraft und deren Minimalwert am geringsten sind.

## 7 Schlußbetrachtungen

Die im Vorangegangenen durchgeführte Systematik der Ladegeräte mit zwei unabhängig voneinander arbeitenden Schubkolbenzylindern beruht auf den kinematischen Ketten mit dem Laufgrad  $F = +2$  mit  $n = 7$  Gliedern und  $g = 8$  Gelenken.

Im Gegensatz zu diesen 9 siebengliedrigen Ketten bzw. 16 Getrieben in Bild 4 gibt es für denselben Laufgrad  $F = +2$  nur noch eine einzige Kette mit  $n = 5$  Gliedern und  $g = 5$  Gelenken, in der nach Bild 15 zwei Schubkolbenzylinder angeordnet werden können. Man kann dabei die beiden Schubkolbenzylinder  $2/3$  und  $4/5$  getrennt voneinander im Gestell 1 lagern und auf der anderen Seite in dem Gelenk  $3/4$  miteinander verbinden. Wird in diesem Gelenk die Last  $Q$  aufgehängt, so werden die Schubkolbenzylinder auch nur in ihrer Längsrichtung beansprucht. Dieses einfachste Ladegetriebe mit zwei Schubkolbenzylindern hat als Wirkungsbereich eine Fläche, die durch vier Kreisbögen begrenzt wird. Diese Fläche läßt sich aber nicht beliebig vergrößern, da sie von den Hubstrecken der beiden Kolben abhängt.



**Bild 15.** Einfachstes Ladegerät mit zwei unabhängig voneinander arbeitenden Schubkolbenzylindern, abgeleitet aus einer fünfgliedrigen Kette.

Die Systematik der Ladegeräte wurde für Schubkolbenzylinder ausgelegt, die nur in ihrer Längsrichtung durch Zug- und Druckkräfte belastet werden. Man kann durch entsprechenden Einbau von Schubkolbenzylindern auch Kräftwirkungen erhalten, bei denen Querkräfte auf die Kolbenführung auftreten. Solche Querkräfte sucht man im allgemeinen zu vermeiden, da die Führung des Kolbens im Zylinder aufwendiger ist als bei den hier behandelten Schubkolbenzylindern. Würde man für die mit Querkraft beanspruchten Schubkolbenzylinder eine entsprechende Systematik zusammenstellen, so ergäbe sich eine weit größere Anzahl von Bauformen als im Vorliegenden gezeigt wurde.

Die von den 16 Ladegeräten mit zwei Schubkolbenantrieben zu erfüllenden Anforderungen sind so vielfältig, daß sie mit einfachen Getriebebauformen nur in Annäherung erfüllt werden können. Für höhere Anforderungen stehen als nächsthöhere Gruppe die Getriebe mit  $n = 9$  Gliedern und  $g = 11$  Gelenken zur Verfügung [6; 7; 8]. Man kann z. B. einen größeren Wirkungsbereich aber auch dadurch erhalten, daß man statt zwei unabhängig voneinander bewegter Zylinder deren drei anordnet [9]. In beiden Fällen werden die Übertragungs- und Bewegungsverhältnisse in den daraus entstehenden Getrieben un-

gleich schwieriger. Auch die Abgrenzung des Wirkungsbereiches durch die zulässigen Extremwerte der zugehörigen Übertragungswinkel erfordert einen höheren Entwurfsaufwand.

Das Erreichen der Bestlösungen für die beschriebenen Getriebeformen scheitert in den meisten Fällen an dem zur Verfügung stehenden Platz zur Unterbringung der Gelenke und vor allen Dingen am Freiraum, in dem sich die Gelenke und Getriebeteile bewegen dürfen.

Die hier beschriebene kinematische Aufgabe, eine Fläche mit zwei unabhängig voneinander wirkenden Antriebsimpulsen von dem Punkt eines als Koppel bewegten Getriebegliedes zu bestreichen, ist nur eine Teilaufgabe bei der Konstruktion von Ladegeräten. Hinzu kommt in den meisten Fällen eine Schwenkbewegung des Ladearmes um eine vertikale Achse, d. h., das gesamte Bewegungsproblem stellt sich als Aufgabe für ein räumliches Getriebe dar. Hierzu können weitere Bewegungsaufgaben kommen, z. B. eine möglichst genaue Horizontalführung eines Kübels oder einer Ladegabel während des gesamten Hubvorganges und zusätzlich das Abkippen dieser Zusatzeinrichtungen mit Hilfe eines weiteren Schubkolbenzylinders in einer gut den Anforderungen angepaßten Bewegung.

Die beschriebenen statischen Kräftwirkungen werden von dynamischen überlagert, wenn die Ladeleistung durch Erhöhung der Ladegeschwindigkeit gesteigert werden soll. Das Problem ist dabei, die zu hebende Last über einen gegebenen Hub in kürzester Zeit bei zulässigen Kräftwirkungen zu bewegen. Die dabei auftretenden Beschleunigungskräfte und deren Rückwirkungen auf das Fahrgestell sind von dem Bewegungsgesetz während des Hebens abhängig. Dieses Bewegungsgesetz läßt sich durch rein kinematische Mittel bei Berücksichtigung aller anderen schon genannten Forderungen nur mit grober Annäherung erfüllen, eine zusätzliche Beeinflussung durch die hydraulische Anlage ist deshalb anzustreben.

## 8 Schrifttum

- [1] Dohne, E.: Frontlader. Bauelemente und Anforderungen. KTL-Arbeitsblatt für Landtechnik F-AS 501. Frankfurt/M.: KTL 1964.
- [2] Dohne, E.: Die technischen Anforderungen an den Schlepper-Dreipunkt-Hecklader. Landtechn. Forsch. 15 (1965) H. 2, S. 37/42.
- [3] Dohne, E.: Schlepper-Dreipunkt-Hecklader. Bauarten, Hubkräfte, Leistungen sowie Abgrenzung des Einsatzbereiches. Ber. üb. Landtechn. Heft 84. München-Wolfratshausen: Verl. Neureuter 1964.
- [4] Grübler, M.: Getriebelehre. Berlin: Springer-Verl. 1917.
- [5] Hain, K.: Konstruktion des Krafthebergetriebes für konstante Kolbenkraft. Grndl. Landtechn. Heft 6 (1955) S. 69/83.
- [6] Manolescu, N. I.: Systématisation et classification des mécanismes-moteurs plans articulés, à deux degrés de mobilité „total“ et „partiel“. Revue Roumaine des Sciences Techniques, Série de Mécanique Appliquée, Bucarest 10 (1965) Nr. 4, S. 999/1042.
- [7] Manolescu, N. I., und I. Tempea: Structural synthesis of plane kinematic chains with multiple joints and five degrees of freedom: „total“, „partial“ and „fractional“. Revue Roumaine des Sciences Techniques, Série de Mécanique Appliquée, Bucarest 12 (1967) Nr. 5, S. 1117/40.
- [8] Manolescu, N. I., und I. Tempea: S'nteza structurala și cinematica a mecanismelor plane cu articulații multiple și două grade de mobilitate „total“ și „partiel“. Studii și cercetări de mecanică aplicată, Bucarest 5 (1967) Nr. 5, S. 1101/27, rum.
- [9] Meyer zur Capellen, W., und G. Dittrich: Ermittlung von Kräften in ein-, zwei- und dreigliedrigen Lasthubeinrichtungen. oelhydraulik und pneumatik 6 (1962) Nr. 10, S. 355/61.
- [10] National Swedish testing institute for agricultural machinery, Ultuna, Uppsala/Schweden. Test of FOCO 2550 ZX tractor crane (Schlepperanbaukran), Report 1739.