

Kräfte und Bewegungen in Krafthebergetrieben

Von Kurt Hain

Im Folgenden wird die Weiterleitung der Kräfte in einem Krafthebergetriebe behandelt. Es sollen nur die hydraulischen und pneumatischen Krafthebergetriebe berücksichtigt werden, deren kinematisch wichtigstes Kennzeichen die geradlinige Bewegung des Kolbens in einem Zylinder ist. Durch diese hydraulischen und pneumatischen Anlagen werden Antriebskräfte am Kolben erzeugt, die durch Zwischengetriebe auf einen oder mehrere Abtriebshebel weitergeleitet werden. Die Abmessungen der einzelnen Getriebeteile dieser Zwischengetriebe beeinflussen entscheidend, wie die Kolbenkräfte weitergeleitet werden. Die am Kolben in geradliniger Richtung wirkende Kraft wird in den meisten Fällen dazu verwendet, um ein Gewicht zu heben und zu senken, das an einem reellen oder auch ideellen Drehpunkt angelenkt ist. Abtriebsseitig entsteht in solchen Fällen also immer ein Drehmoment. Wenn an dem gleichen oder einem anderen Abtriebsglied ausserdem eine Verstellbewegung vom Kraftheberkolben aus durchzuführen ist, so gelten für diese Übertragung die gleichen Betrachtungen.

Bei der getrieblichen Umwandlung einer Drehbewegung in eine andere ist das Übersetzungsverhältnis gleich dem dimensionslosen Quotient aus zwei Winkelgeschwindigkeiten bzw. aus zwei Drehmomenten [1]. Im vorliegenden Falle der Umwandlung einer geradlinigen Bewegung in eine Drehbewegung kann das Übersetzungsverhältnis im herkömmlichen Sinne nicht mehr verwendet werden. Im Gegensatz hierzu ist eine Geschwindigkeit v am Kolben einer Winkelgeschwindigkeit ω am Abtriebshebel bzw. eine Kraft P am Kolben einem Drehmoment M am Abtriebshebel zugeordnet [2]. Es muss sein:

$$M \cdot \omega = P \cdot v,$$

d.h. das Produkt aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit in einer Achse des Getriebes bzw. aus Kraft und Geschwindigkeit an einem Punkt des Getriebes muss für jede Achse und für jeden beliebigen Punkt des gesamten Getriebes in jedem Augenblick gleich gross sein, solange man von den Verlusten durch die Reibung absieht. Dieses Produkt stellt die durch das Getriebe hindurchzuleitende augenblickliche Leistung dar.

Bei der Weiterleitung der Kräfte des Krafthebers müssen jedoch verschiedene Forderungen erfüllt werden. Zunächst ist das Getriebe so auszubilden, dass bei veränderlichem Abtriebsdrehmoment die Kraft am Kolben des Krafthebers möglichst konstant bleibt und das Antriebsaggregat keinen zu hohen Spitzenbelastungen ausgesetzt wird. Ein solcher

Ausgleich ist mit Hilfe eines entsprechend ausgebildeten Zwischengetriebes grundsätzlich möglich. Durch die Kräfte in den Getriebegliedern entstehen aber auch Gelenkkräfte, die zunächst die Weiterleitung der zur Bewegung notwendigen Kräfte nicht beeinflussen. Die Gelenkkräfte müssen bekannt sein, um die festigkeitsgerechte Bemessung der Getriebeteile und der Anschlüsse vornehmen zu können, wie dies z.B. auch im Flugzeugbau dringend notwendig ist [3].

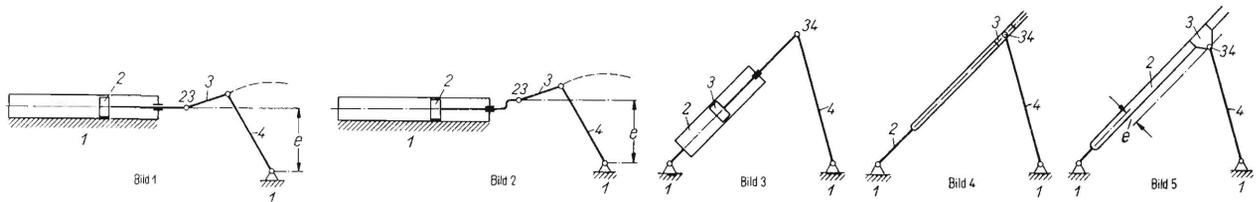
Durch die auftretenden Gelenkkräfte entsteht aber auch Reibung in den Gelenken und damit ein entsprechendes Reibungsmoment. Diese Reibungsmomente müssten bei der Weiterleitung der Kräfte des Krafthebers bei Berechnungen berücksichtigt werden. Diese Forderung ist jedoch insofern schwer zu erfüllen, als hiezu auch die Gewichte der Getriebeteile einbezogen werden müssten, die man ja beim Entwurf eines derartigen Getriebes noch gar nicht kennt. Es soll deshalb zunächst auf die Einbeziehung der Reibungskräfte verzichtet werden.

Da vom Kraftheberkolben aus sämtliche Massen aus der Ruhe heraus beschleunigt und vor Beendigung des Hub- oder Verstellvorganges verzögert werden müssen, müssten ausser den statischen Kräften auch diese Massenkräfte berücksichtigt werden. Diese Massenkräfte werden umso grösser, je schneller der gesamte Hub- bzw. Verstellvorgang durchgeführt werden soll. Da aber auch hier die Gewichtsverteilung bekannt sein müsste, soll im Folgenden auf die Massenkräfte zunächst noch nicht eingegangen werden.

Viergliedrige Bauformen

In den folgenden Ausführungen sollen zwei grundsätzliche Gruppen von Krafthebergetrieben behandelt werden und zwar:

1. Der Zylinder des Krafthebers ist mit dem Maschinengestell bzw. mit dem Fahrgestell des Ackerschleppers fest verbunden.
2. Der Kraftheberzylinder ist um eine Achse drehbar angeordnet, die im Maschinengestell bzw. im Fahrgestell des Schleppers befestigt ist.
3. Ausser diesen beiden Gruppen könnte man noch eine Art des Krafthebergetriebes und zwar dessen allgemeinste Art hinzufügen, wenn nämlich der Zylinder des Krafthebers zwischen zwei beliebigen Gliedern des Getriebes angeordnet ist und demzufolge allgemeine Koppelbewegungen ausführt. Diese dritte Gruppe soll jedoch späteren Untersuchungen vorbehalten bleiben.



In **Bild 1** ist ein viergliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder dargestellt. Da bei sämtlichen kinematischen Betrachtungen das Maschinengestell als Getriebeglied mitzuzählen ist, besteht dieses Getriebe aus 4 Gliedern, nämlich aus dem Gestell 1 mit dem Druckzylinder, dem Kolben 2, der Koppelstange (Pleuelstange) 3 und dem Abtriebshebel 4. Der Gelenkpunkt 23 zwischen dem Kolben und der Koppelstange liegt mittig, d.h. auf der Achse des Kolbens 2. Im Gegensatz hierzu liegt im Getriebe nach **Bild 2**, das ebenfalls einen festen Zylinder hat, der Gelenkpunkt 23 aussermittig, d.h. nicht auf der Achse des Kolbens. An diesen beiden Beispielen soll die wichtige Tatsache gezeigt werden, dass für die kinematischen Untersuchungen nicht die geradlinige Bewegung der Kolbenmitte, sondern die des Gelenkes 23 zwischen Kolben und Koppelstange einzusetzen ist. Die beiden Getriebe des Bildes 1 und 2 sind sogenannte exzentrische Schubkurbelgetriebe mit der Exzentrizität e , d.h. die Drehachse des Getriebehebels 4 hat von der Geradschubrichtung des Gelenkpunktes 23 den Abstand e . Ist diese Entfernung $e = 0$, so wird ein solches Getriebe als zentrisches Schubkurbelgetriebe bezeichnet, das unter dem früheren Namen „Kurbeltrieb“ von der Dampfmaschine und den Verbrennungskraftmaschinen her bekannt ist.

In **Bild 3** ist ein viergliedriges Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder 2 dargestellt. Die Kolbenstange des Kolbens 3 trägt das Gelenk 34, das die Verbindung zum Abtriebshebel 4 herstellt. Die gleichen kinematischen Verhältnisse sind im Getriebe in **Bild 4** vorhanden, bei dem der Kolben 3 in einfacher zeichnerischer Darstellung unmittelbar am Gelenk 34 kenntlich gemacht wurde. Für die Bewegungsverhältnisse ist es nämlich vollkommen gleichgültig, in welcher Entfernung der Kolben 3 vom Gelenkpunkt 34 vorgesehen wird. Betrachtet man jedoch die Darstellung in **Bild 5**, bei der das Gelenk 34 aussermittig zum Kolben 3 angeordnet ist, so gilt hierfür – wie für jedes Krafthebergetriebe überhaupt – nur die geradlinige Bewegung des Gelenkpunktes 34. Selbstverständlich wird man bemüht sein, diesen Gelenkpunkt immer auf die Kolbenachse zu legen, um Verkantungen des Kolbens im Zylinder zu vermeiden. Während jedoch die Getriebe nach Bild 3 und 4 sogenannte zentrische Kurbelschleifen darstellen, ist das Getriebe des Bildes 5 insofern eine exzentrische Kurbelschleife, als die relativ zum Zylinder 2 geradlinige Bewegung des Gelenkes 34 nicht durch den Drehpunkt des Zy-

Bild 1 bis 5. Viergliedrige Krafthebergetriebe. Bild 1. mit festem Zylinder und mittlerer Weiterleitung der Kolbenkraft. Bild 2. mit festem Zylinder und aussermittiger Weiterleitung der Kolbenkraft. Bild 3. mit drehbarem Zylinder; Lage des Kolbens 3 in beliebiger mittlerer Entfernung von Gelenkpunkt 34. Bild 4. mit drehbarem Zylinder und vereinfachter zeichnerischer Darstellung des Kolbens 3 unmittelbar am Gelenk 34. Bild 5. mit drehbarem Zylinder und Bewegungen des Kolbens 3 mit dem Abstand e vom Gelenkpunkt 34.

linders hindurchgeht. Es ist vielmehr ein Abstand e vorhanden, den man nicht in zu grossen Abmessungen zulassen sollte, um Biegebeanspruchungen des Zylinders zu vermeiden.

Viergliedrige Getriebe für günstige Bewegungsübertragungen

Die hier behandelten Getriebe sind Getriebe mit stetig sich ändernder Übersetzung. Zur Beurteilung der Güte der Bewegungsübertragungen dieser Getriebe wurde der sogenannte Übertragungswinkel eingeführt [4 bis 6]. Dieser Übertragungswinkel ist bei einfachen Getrieben der Winkel zwischen der Mittellinie des Abtriebsgliedes und der Mittellinie des Übertragungsgliedes. Wird also z.B. in **Bild 6** der Gelenkpunkt B_1 auf dem Kolben im festen Zylinder angenommen und wird dessen Bewegung über die Koppelstange b auf den Abtriebshebel a übertragen, so ist in dieser Anfangsstellung der Übertragungswinkel μ_1 der Winkel zwischen dem Abtriebsglied a und dem Übertragungsglied b . Die Bewegungsübertragung wird am günstigsten, wenn dieser Winkel $\mu = 90^\circ$ ist. Je mehr dieser Winkel von 90° abweicht, umso ungünstiger ist auch die Bewegungsübertragung. Es ist demzufolge bei der Beurteilung der Güte der Bewegungsübertragung nur die Abweichung des Winkels μ von 90° einzusetzen, so dass z.B. ein Winkel $\mu = 70^\circ$ mit einem solchen von 110° gleichzusetzen ist. Der Winkel μ ändert während der Bewegung im allgemeinen seine Grösse, und es interessiert nur sein Kleinstwert, da in der entsprechenden Getriebebestellung auch mit der ungünstigsten Bewegungsübertragung zu rechnen ist. Wird $\mu = 0^\circ$ oder 180° , so ist in diesen kritischen Stellungen eine Bewegungsübertragung vom Antriebsglied aus unmöglich.

In **Bild 6** ist gezeigt, wie man für einen gegebenen Kolbenhub s und für einen gegebenen Schwingwinkel φ des Abtriebshebels a das hinsichtlich des Übertragungswinkels günstigste viergliedrige Getriebe konstruieren kann [7]. Man zeichnet sich über

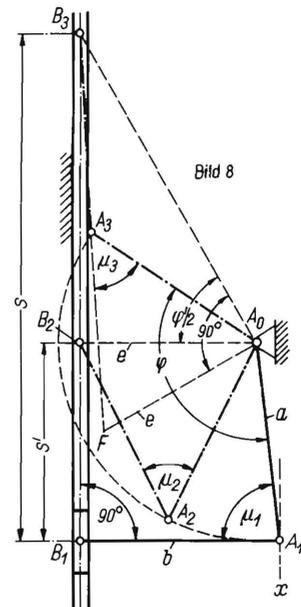
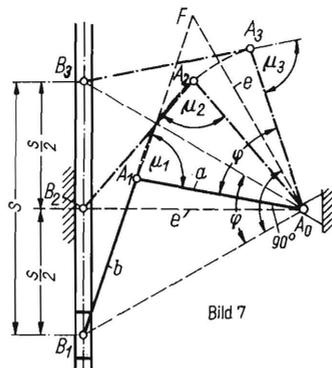
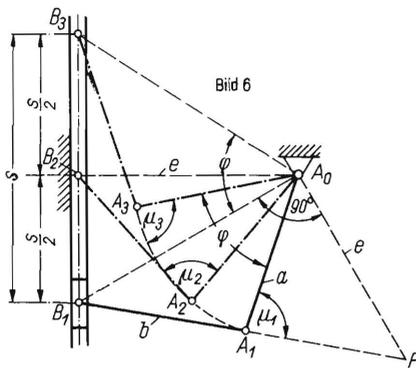


Bild 6 bis 8. Günstiges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder für vorgegebenen Hub s und vorgegebenen Schwingwinkel φ des Abtriebsgliedes a .

Bild 6 und 7 unterscheiden sich durch die zu A_0B_1 spiegelbildliche Anordnung der Koppelstange b und des Abtriebsgliedes a .

Bild 8 ist für grosse Abtriebsschwingwinkel φ .
 $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3$
 $\mu_2 = \mu_3$

dem Hub s das gleichschenklige Dreieck $B_1A_0B_3$ mit dem Spitzenwinkel φ . Dann ergibt sich sofort die Exzentrizität

$$e = \frac{s}{2 \tan \varphi/2}$$

Errichtet man in A_0 auf A_0B_1 die Senkrechte und trägt auf ihr die Strecke e bis F ab, so braucht man nur die Gerade B_1F zu halbieren und erhält den Gelenkpunkt A_1 und damit die Gliedlängen b und a . Da das Dreieck B_1A_0F ein rechtwinkliges Dreieck ist, muss die Koppelstange b die gleiche Länge haben wie das Abtriebsglied a . Bei einem solchen Getriebe, dessen Kolbenanlenkpunkt B sich von B_1 bis B_3 symmetrisch zum Gestellpunkt A_0 bewegt, treten die ungünstigsten Übertragungswinkel μ in den Endstellungen B_1 und B_3 auf, sowie in der Mittelstellung B_2 . In den beiden Endstellungen sind die beiden Aussenwinkel μ_1 und μ_3 gleich dem Innenwinkel μ_2 in der Mittelstellung¹⁾. Zwischen B_1 und B_2 und zwischen B_2 und B_3 muss also der Winkel μ je einmal den günstigsten Wert von 90° erreichen; es leuchtet ein, dass aus diesem Grunde die Abweichungen von 90° in den kritischen Stellungen am kleinsten sein müssen, gegenüber jeder anderen Lösung.

Bild 7 zeigt dasselbe Getriebe, in dem die Koppelstange b und das Abtriebsglied a in der Anfangsstellung gegenüber Bild 6 spiegelbildlich zu A_0B_1 angeordnet ist. Selbstverständlich müssen, da dieselbe Konstruktion zu Grunde liegt, auch die gleichen Abmessungen wie in Bild 6 zustandekommen. Bei der Aufgabenstellung, eine geradlinige Bewegung vom gegebenen Hub s in eine Drehbewegung vom Schwinghebel φ umzuwandeln, wird im allgemeinen gefordert werden, dass die Bewegung der beiden

Getriebeglieder immer in der gleichen Richtung innerhalb dieses Bewegungsbereiches erfolgt.

Führt man jedoch die Konstruktion nach Bild 6 und 7 für grosse Schwingwinkel $\varphi \gtrsim 76^\circ$ aus, so würde zwar der Abtriebshebel a diesen vergrößerten Winkel beschreiben, zwischendurch würde er jedoch seine Bewegungsrichtung umkehren. Eine solche Umkehr der Bewegungsrichtung tritt dann ein, wenn die Koppelstange b senkrecht auf der Führungsgeraden des Gelenkpunktes B steht. Da eine derartige Bewegungsumkehr des Abtriebsgliedes a – wie bereits erwähnt – im allgemeinen nicht erwünscht ist, ergibt sich für gleichsinnige Bewegungsrichtung das hinsichtlich des Übertragungswinkels μ günstigste Getriebe, wenn man die Bewegung in einer Umkehrlage des Gliedes a beginnt oder beendet. Nach **Bild 8** bewegt sich dann der Gelenkpunkt B nicht mehr symmetrisch zum Gestellpunkt A_0 . Man beginnt die Konstruktion wieder wie vorher mit einem gleichschenkligen Dreieck bzw. mit einem halben gleichschenkligen Dreieck $B_2A_0B_3$, einem zunächst beliebig angenommenen halben Spitzenwinkel $\varphi/2$ und einer beliebigen Exzentrizität e . Mit Hilfe des Punktes F und der Halbierung der Strecke B_3F ergibt sich wiederum ein Getriebe mit den gleich grossen Lenkern b und a , das in den den Punktlagen B_3 und B_2 entsprechenden Getriebe-lagen die gleich grossen Übertragungswinkel μ_2 und μ_3 einmal als Innen- und einmal als Aussenwinkel hat. Zeichnet man in der Entfernung b von der Bewegungsgeraden des Punktes B die Parallele x , so schneidet diese den Kreisbogen um A_0 mit dem Halbmesser a im Punkt A_1 . Damit ist die Getriebeend-lage $B_1A_1A_0$ festgelegt, in der die Koppelstange b senkrecht auf der Bewegungsgeraden des Punktes B steht und in der das Abtriebsglied a bei einer Weiterbewegung des Punktes B über B_1 hinaus seine

¹⁾ Es wird im folgenden immer der spitzwinklige Übertragungswinkel betrachtet; dieser ist in seiner Wirkung auf die Güte der Bewegungsübertragung dem stumpfwinkligen Komplementwinkel gleichzusetzen.

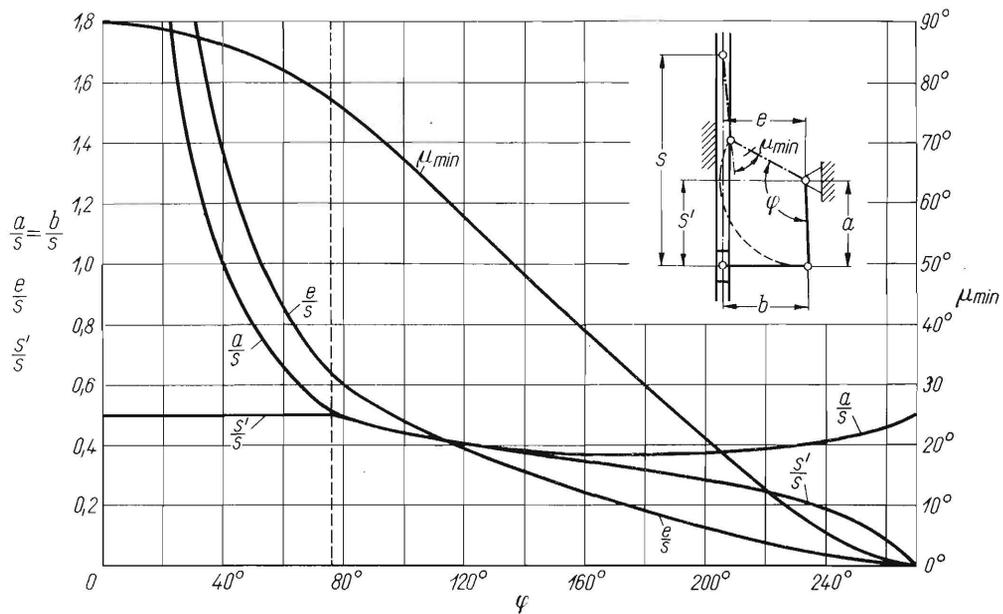


Bild 9. Kurventafel zur Ermittlung des günstigsten viergliedrigen Krafthebergetriebes für gegebenen Kolbenhub s und gegebenen Schwingwinkel φ des Abtriebshebels a .

Bewegungsrichtung umkehren würde. Der sich in dieser Stellung ergebende Übertragungswinkel μ_1 ist immer grösser als der in den kritischen Getriebe-lagen entstehende Übertragungswinkel $\mu_2 = \mu_3$. In diesem so konstruierten Getriebe ist die Gesamtbe-wegung des Punktes B von B_1 bis B_3 nicht mehr symme-trisch bezüglich des Punktes A_0 , und es ergibt sich ein Gesamtschwingwinkel φ , der grösser ist als der zu Beginn der Konstruktion angenommene Winkel φ' . Nach der Konstruktion in Bild 8 kann man nun für möglichst viele Annahmen φ' die end-gültigen Winkel φ zeichnerisch festlegen und die Ergebnisse in einer Kurventafel auftragen. Die An-nahme der Strecke e und die sich daraus ergebenden Strecken s und s' kann beliebig erfolgen, da bei verschiedenen Annahmen immer eine ähnliche Figur mit den gleichen Winkeln φ' und φ zustande kommt.

Die Kurventafel nach Bild 9 gestattet das Abgrei-fen der Abmessungen des günstigsten viergliedrigen Krafthebergetriebes für gegebenen Kolbenhub s und gegebenen Schwingwinkel φ des Abtriebs-gliedes a . Um von zeichnerischen Massstäben unabhän-gig zu sein, wurden sämtliche Längenmasse auf den Kolbenweg s bezogen, so dass man zu dimensions-losen Werten kommt. Die Abszissenwerte stellen die Schwingwinkel φ dar, um den der Abtriebshebel a schwingen soll, wenn der Kolben den Weg s durch-läuft. Die Kurven selbst zeigen die Werte für $a/s = b/s$, e/s und s'/s . Bis zu einem Winkel φ von etwa 76° ist $s'/s = 0,5$, d.h. alle Getriebe mit einem Schwingwinkel kleiner als 76° mit günstigstem Übertragungswinkel haben eine Bewegung des Kol-bengelenkpunktes, die symmetrisch zum Drehpunkt des Abtriebsgliedes liegt. Oberhalb des Wertes $\varphi = 76^\circ$ wird s'/s kleiner als $0,5$, d.h. die Bewegung

des Kolbens ist unsymmetrisch zum Drehpunkt des Abtriebsgliedes. Ausserdem haben alle diese Ge-triebe $\varphi > 76^\circ$ in einer der beiden Endlagen eine Grenzlage des Abtriebsgliedes a , in der sich des-sen Bewegungsrichtung umkehren würde, wenn man den Kolben über das verlangte Mass s hinaus be-wegen würde. Ist z.B. ein Getriebe festzulegen, dessen Hub $s = 100$ mm und dessen Schwingwinkel $\varphi = 60^\circ$ sein sollen, so benutzt man die Kurventafel des Bildes 9 zunächst dazu, den kleinsten auftre-tenden Übertragungswinkel μ abzulesen; dieser er-gibt sich zu $\sim 82^\circ$. Es ergeben sich weiterhin $a/s = b/s = 0,66$, $e/s = 0,87$ und $s'/s = 0,5$. Man hat also ein Getriebe für diese gegebenen Werte mit der Exzentrizität $e = 87$ mm, den Gliedlängen $a = b = 66$ mm, sowie einer symmetrischen Bewegung des Kolbengelenkpunktes bezüglich des Abtriebsdreh-punktes A_0 (vergleiche Bild 6 und 7).

Sind z.B. ein Schwingwinkel $\varphi = 180^\circ$ und ein Kol-benweg $s = 200$ mm gegeben, so erhält man aus der Kurventafel nach Bild 9 folgende Werte: $\mu = 30^\circ$, $a/s = b/s = 0,37$, $e/s = 0,18$, $s'/s = 0,32$. Bei die-sem Getriebe mit dem Hub $s = 200$ mm beginnt also die Bewegung mit einer Entfernung $s' = 64$ mm der Gelenkpunktlage B_1 von der Symmetrielinie durch A_0 (Bild 8). Die Exzentrizität, d.h. die senkrechte Entfernung des Punktes A_0 von der Schubrichtung des Punktes B ist $e = 36$ mm, während die weiteren Getriebeabmessungen sich ergeben zu $a = b = 74$ mm. Der Übertragungswinkel $\mu = 30^\circ$ für die Umwandlung einer Geradschubbewegung in eine Drehbewegung ist noch als zulässig anzusehen. Aus der Kurven-tafel des Bildes 9 geht hervor, dass ein Schwin-gwinkel $\varphi = 270^\circ$ mit einem Übertragungswinkel $\mu = \text{Null}$ erreichbar ist, d.h. bei einem Winkel $\varphi = 270^\circ$

liegt überhaupt die Grenze der Bewegungsübertragung. Es ist also unmöglich, von einem geradlinig bewegten Schieber aus eine Schwingbewegung mit Hilfe eines viergliedrigen Getriebes von mehr als 270° zu erreichen.

Bei den viergliedrigen Getrieben nach Bild 6 bis 8 wurde noch keine Rücksicht genommen auf die quer zur Schubrichtung wirkenden Kräfte, die sich praktisch als Reibungskräfte der Kolbenführung auswirken, und die naturgemäss auch im allgemeinen möglichst gering gehalten werden sollten. Die Querkräfte auf die Kolbenführung entstehen durch Rückwirkungen der Koppelstange b . Unter der Annahme gleich grosser Kolbenlängskräfte werden die Querkräfte umso grösser, je grösser der Winkel σ ist, den diese Querstange b mit der Kolbenführung bildet, Bild 10. Ist $\sigma = 0$, so muss hierfür auch die Kolbenquerkraft Null werden, so dass der Winkel σ unmittelbar als Mass für die Belastung der Kolbenführung angesetzt werden kann. Wie später noch näher beschrieben werden soll, ist es zweckmässig, die Krafthebergetriebe so auszubilden, dass die Kolbenlängskräfte während der gesamten Bewegung möglichst konstant bleiben. Nach Messungen an bisher ausgeführten Getrieben ist dies noch nicht der Fall [8 bis 10].

Unter diesen Voraussetzungen ist also der Winkel σ neben dem Winkel μ für die Beurteilung der Güte der Bewegungsübertragung verwendbar. Sind also wiederum der Kolbenweg s und der Schwingwinkel φ im Abtriebsglied vorgeschrieben, so sind die Abmessungen desjenigen Getriebes zu bestimmen, das während des Gesamtbewegungsbereiches die grössten Winkel μ_{\min} und die kleinsten Winkel σ_{\max} aufzuweisen hat.

Legt man nach Bild 10 die Anfangslage A_0A_1 und die Endlage A_0A_3 des den Schwingwinkel φ beschreibenden Abtriebsgliedes a symmetrisch zu dem Lot, das man von A_0 , dem Drehpunkt dieses Abtriebsgliedes, auf die Kolbengeradführung fällt, so ist bei jeder beliebigen Exzentrizität e und bei jeder beliebigen Koppellänge b der Weg des Kolbengelenkpunktes B immer der gleiche Weg s , der sich aus der Entfernung der Gelenkpunktlagen A_1 und A_3 in Richtung des Kolbenweges ergibt. Es ist zweckmässig, auch hier die Abmessungen des Getriebes auf den Kolbenweg s zu beziehen, um auf diese Weise dimensionslose Abmessungen zu erhalten und vom zeichnerischen Massstab unabhängig zu werden. Für das Verhältnis der Abtriebskurbel a zum Kolbenweg s ergibt sich in Abhängigkeit vom Schwingwinkel φ der Wert:

$$\frac{a}{s} = \frac{1}{2\sin\varphi/2}$$

Wegen der Symmetrielagen des Gliedes a muss in dessen Anfangs- und Endstellung $\sigma_1 = \sigma_3$ sein.

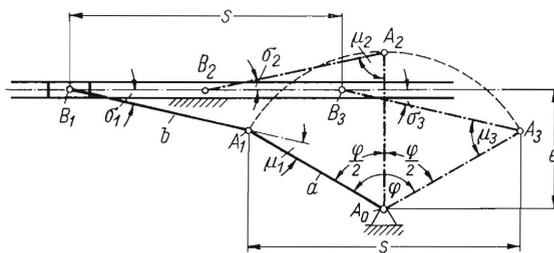


Bild 10. Konstruktion günstigster Kraftheber-Getriebe mit festem Zylinder bezüglich der quer zur Kolbenführung gerichteten Kräfte.

Einen nach der anderen Seite liegenden grössten Wert und damit ungünstigsten Wert σ_2 erhält man, wenn der Gelenkpunkt A in A_2 seinen grössten Abstand zur Kolbenführung erreicht hat. Es leuchtet ein, dass sowohl σ_1 und σ_2 am kleinsten und damit am günstigsten werden, wenn sie einander gleich sind, zumal auf dem Kolbenweg von B_1 nach B_2 und von B_2 nach B_3 der günstigste Wert $\sigma = 0$ durchlaufen wird. Für die Bedingung $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ kann man die Exzentrizität e errechnen:

$$\frac{e}{s} = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{\sin\varphi/2} + \cot\varphi/2 \right)$$

Aus den bisherigen Betrachtungen kann man ersehen, dass die Länge der Koppelstange b für die Masse a und e ohne Einfluss ist. Die Abhängigkeit dieser Werte vom Schwingwinkel φ ist in der Kurventafel von Bild 11 aufgetragen.

Die Grösse der Winkel σ_{\max} und μ_{\min} hängt bei gegebenem φ und s von der Länge der Koppelstange b ab. Es ist klar, dass mit grösser werdender Koppelstange b der Winkel σ_{\max} kleiner und der Winkel μ_{\min} grösser wird, beide Winkel also günstigere Werte annehmen, wobei die Werte s und φ wegen der eingangs getroffenen Annahmen immer die gleichen bleiben. Die Winkel σ_{\max} und μ_{\min} ergeben sich nach folgenden Beziehungen, wobei zu beachten ist, dass der kleinste Übertragungswinkel μ_{\min} immer in der im Bild 10 dargestellten Getriebebestellung $B_1A_1A_0$ als Winkel μ_1 auftritt:

$$\sin\sigma_{\max} = \frac{s}{4b} \left(\frac{1}{\sin\varphi/2} - \cot\varphi/2 \right)$$

$$\mu_1 = \mu_{\min} = 90^\circ - \sigma_{\max} - \varphi/2$$

Um günstige Übertragungswerte zu erhalten, ist es also zweckmässig, möglichst lange Koppelstangen b zu wählen. Dieser Forderung steht aber in den meisten Fällen die Notwendigkeit der Platzeinsparung entgegen. Man wird also in Abhängigkeit von den zur Verfügung stehenden Raumverhältnissen die Länge der Koppelstange b annehmen. Für eine so ausgewählte Länge b sind in der Kurventafel des Bildes 11 die Werte μ_{\min} und σ_{\max} aufgetragen. Die Benutzung der Tafel sei an folgendem Beispiel kenntlich gemacht:

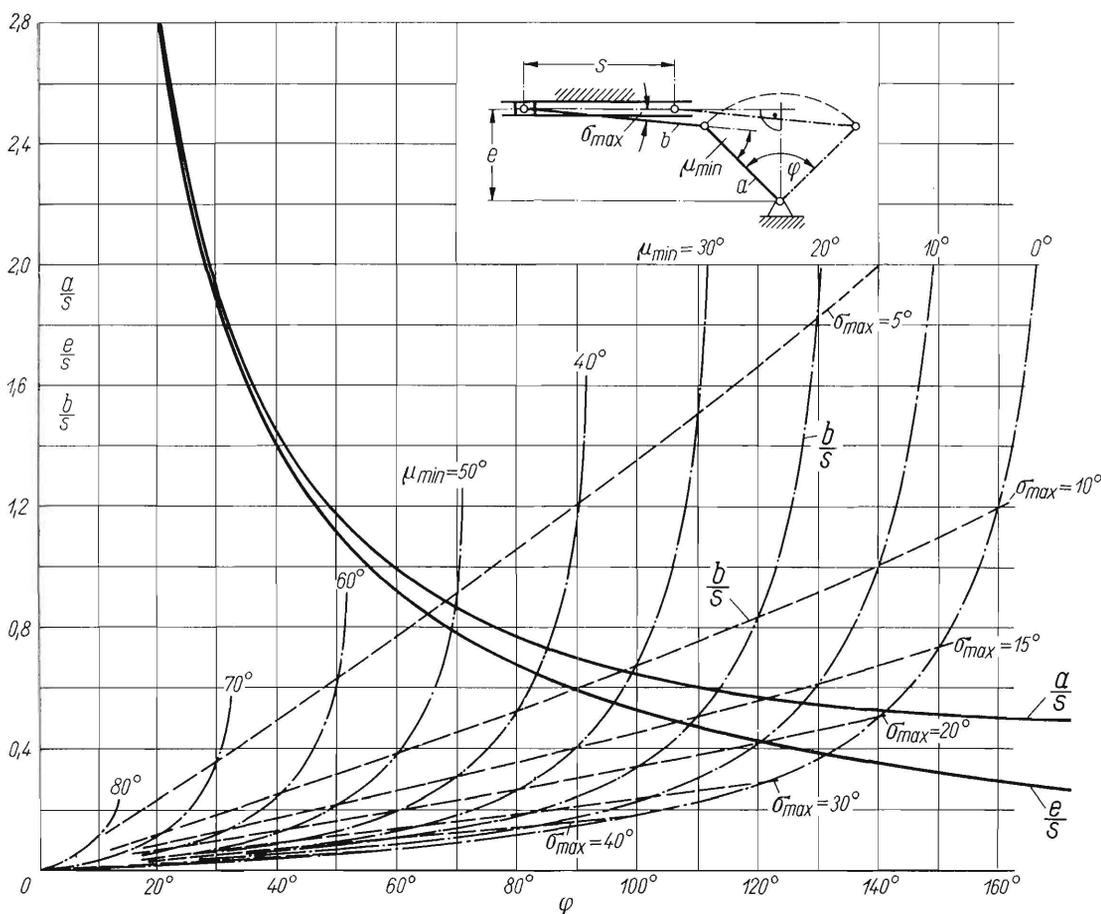


Bild 11. Kurventafel zur Ermittlung des günstigsten Krafthebergetriebes mit festem Zylinder bezüglich der quer zur Kolbenführung gerichteten Kräfte.

Gegeben sei ein Schwingwinkel $\varphi = 120^\circ$ und ein Kolbenweg $s = 150$ mm. Für diese Werte erhält man aus der Kurventafel:

$a/s = 0,57$ und $e/s = 0,43$, so dass sich unabhängig von der Koppelstangenlänge b folgende Werte ergeben: $a = 85,5$ mm und $e = 64,5$ mm. Kann man z.B. eine grösstmögliche Koppelstange $b = 130$ mm verwenden, so ergeben sich für $b/s = 130/150 = 0,865$ die Winkel $\mu_{\min} \sim 20^\circ$ und $\sigma_{\max} \sim 10^\circ$.

Man sieht auch sofort, wie weit man den verhältnismässig ungünstigen Übertragungswinkel von $\mu_{\min} = 20^\circ$ verbessern kann. Man kommt auf etwa $\mu_{\min} = 26^\circ$ bei einem Verhältniswert $b/s = 2$, d.h. bei einer Koppelstangenlänge $b = 300$ mm. Der Winkel σ_{\max} wird hierbei kleiner, d.h. ebenfalls günstiger und nimmt einen Wert von $\sigma_{\max} \sim 4^\circ$ an.

Aus der Kurventafel des Bildes 11 sind auch die Grenzen eines einfachen viergliedrigen Getriebes für die gestellten Bedingungen zu erkennen. Ein Schwingwinkel $\varphi = 180^\circ$ ist praktisch nicht mehr erreichbar.

Der Einfluss des Schwingwinkels am Kraftheberarm soll in Bild 12 dargestellt werden, das die Aushebung eines Pfluges in Dreipunktaufhängung dar-

stellt. Das Gelenkviereck $A_0A_1B_1B_0$ trägt an der Koppelstange A_1B_1 den in vertikaler Richtung zu hebenden Pflug. In ausgehobener Stellung nimmt das Gelenkviereck die Lage $A_0A_2B_2B_0$ ein. Zunächst sei ein Kraftheberarm von der Länge F_0F_1 angenommen, der über die Koppelstange F_1A_1' mit dem unteren Arm

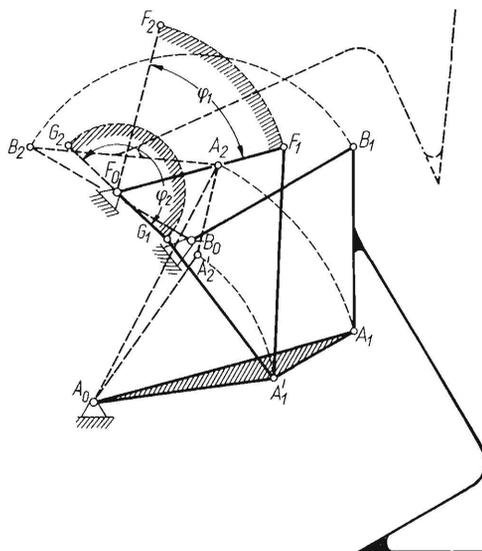


Bild 12. Platzbedarf des in F_0 gelagerten Kraftheberarmes bei verschiedenen Drehwinkeln φ_1 und φ_2 .

gelangen die Punkte A_3 und A_4 in dieselbe Lage $A_{3,1} = A_{4,1}$. Der Punkt A_2 verschiebt sich nach $A_{2,1}$. Nunmehr kann man einen eindeutig bestimmten Kreis durch die 3 Punkte A_1 , $A_{2,1}$ und $A_{3,1} = A_{4,1}$ zeichnen, der den Mittelpunkt B_1 und den Halbmesser B_1A_1 hat. Damit sind sämtliche Abmessungen des Getriebes gegeben. Die Wirkungslinie des Gelenkpunktes B von B_1 nach B_2 , B_3 und B_4 ist parallel zur Grundlinie A_3A_4 bzw. steht senkrecht auf der Mittellinie des Winkels $A_3A_0A_4$.

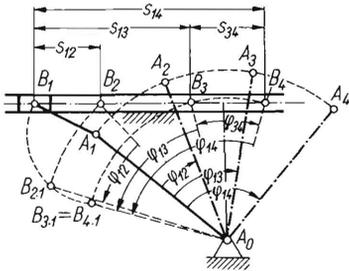


Bild 14. Zuordnung von Kolbenweg und Drehwinkel des Schwenkarmes am Krafthebergetriebe mit festem Zylinder. Symmetriellage einer s -Strecke ($s_{3,4}$) zum Lot von A_0 auf die Geradschubrichtung des Kolbens.

Eine Konstruktion für die gleiche Aufgabe mit anderen Annahmen zeigt Bild 14. Zu Beginn zeichnet man wieder eines der 6 möglichen gleichschenkligen Dreiecke mit einem φ -Winkel als Spitzenwinkel und einer s -Strecke als Grundlinie. In Bild 14 ist beispielsweise wieder von den Werten $\varphi_{3,4}$ und $s_{3,4}$ ausgegangen worden. Zum Unterschied zu Bild 13 stellen aber hier die Eckpunkte des gleichschenkligen Dreieckes die Kolbengelenkpunkte B_3 und B_4 dar. Mit den gegebenen Kolbenwegen s_{14} und s_{12} sind auch die Punktlagen B_1 und B_2 gegeben. Nun lässt man den Punkt B_1 feststehen und verlegt die Punkte B_2 , B_3 und B_4 auf Kreisbögen um A_0 um die Winkel φ_{12} , φ_{13} und φ_{14} im entgegengesetzten Sinne, wie sich die Kurbel A_0A drehen soll. Damit erhält man die Punkte $B_{2,1}$ und $B_{3,1} = B_{4,1}$. Auch hier fallen die Punkte $B_{3,1}$ und $B_{4,1}$ in einen Punkt zusammen. Zeichnet man den eindeutig bestimmten Kreis durch die 3 Punkte B_1 , $B_{2,1}$ und $B_{3,1} = B_{4,1}$, so ergibt sich als Mittelpunkt dieses Kreises die Punktlage A_1 und als Halbmesser die Strecke A_1B_1 . Damit sind sämtliche Abmessungen des gesuchten Getriebes bestimmt. Für die gleiche Aufgabe, die Bild 13 und 14 zugrundeliegt, gibt es also für das gezeigte Verfahren insgesamt 12 verschiedene Lösungen, von denen man sich die für den vorliegenden Fall günstigste herausuchen kann. Es sei nochmals daran erinnert, dass es für die gleiche Aufgabe ohne dieses Verfahren (gleichseitiges Dreieck) unendlich viele Lösungen gibt, die jedoch einen wesentlich grösseren Zeichenaufwand erfordern [13, S. 254 ff.].

Ähnliche Konstruktionen für zuzuordnende φ -Winkel und s -Strecken werden nachstehend für den um einen

festen Drehpunkt schwenkbaren Kraftheberzylinder gezeigt. Die Aufgabe für Bild 15 und 16 ist so festgelegt, dass den drei Kolbenwegen s_{12} , s_{13} und s_{14} im um den Punkt B_0 schwenkbaren Zylinder die Winkel φ_{12} , φ_{13} und φ_{14} zugeordnet sein sollen. Die Abmessungen des Getriebes sollen bestimmt werden, wobei die Drehung des Zylinders um den Punkt B_0 und auch die relative Lage des Kolbengelenkpunktes A zu B_0 nicht vorgeschrieben werden sollen, da sie im Sinne der Lösung der Aufgabe willkommene Freiheiten bedeuten.

In Bild 15 beginnt man die Konstruktion wieder mit einem gleichschenkligen Dreieck, das den Spitzenpunkt A_0 , den Spitzenwinkel φ_{13} und die zugehörige Strecke s_{13} als Grundlinie hat. Durch die Winkel φ_{12} und φ_{14} sind auch die Kurbelpunktlagen A_2 und A_4 gegeben. Auf der als Grundlinie des gleichschenkligen Dreieckes konstruierten Strecke A_1A_3 erhält man die Punkte B_2 und B_4 durch die gegebenen Strecken s_{12} und s_{14} . Nun braucht man nur noch die Mittelsenkrechten h_2 und h_4 auf den Verbindungsstrecken A_2B_2 und A_4B_4 zu zeichnen, die sich im Drehpunkt B_0 des Zylinders schneiden. Damit sind sämtliche Abmessungen des Getriebes ermittelt.

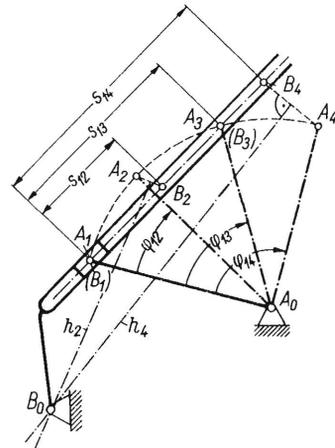


Bild 15. Zuordnung von Kolbenweg und Drehwinkel des Schwenkarmes am Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder.

Symmetriellage eines φ -Winkels (φ_{13}) zum Lot von A_0 auf die Geradschubrichtung des Kolbens.

Nach Bild 16 beginnt man wieder mit der Konstruktion eines gleichschenkligen Dreieckes, z.B. des Dreieckes $A_2A_0A_3$ mit dem Spitzenwinkel φ_{23} und der Grundlinie s_{23} . Durch die Winkel φ_{12} und φ_{14} sind auch die Kurbelpunktlagen A_1 und A_4 bestimmt. Nun zeichnet man punktweise die Kurve γ , indem man beliebige Strahlen A_1F zeichnet, die jeweils die Strecke A_2A_3 bzw. deren Verlängerung in einem Punkt D schneiden. Man macht jeweils $DF = DA_2$; alle diese Punkte F ergeben die Kurve γ . Ein Kreis um A_1 mit dem Halbmesser s_{12} schneidet diese Kurve im Punkt B_2 . Damit ist für die Getriebestellung 1

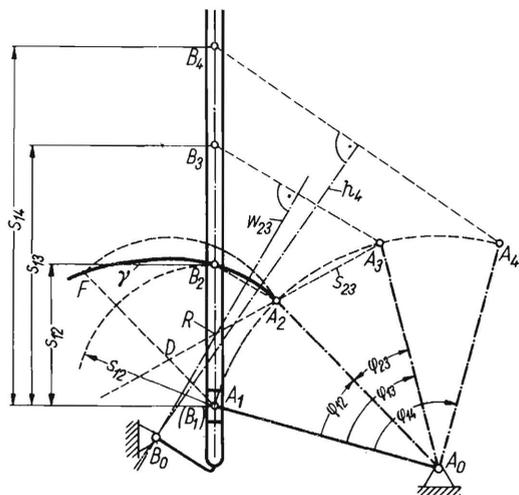


Bild 16. Zuordnung von Kolbenweg und Drehwinkel des Schwenkarmes am Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder.

Symmetrielage einer s -Strecke (s_{23}) zum Lot von A_0 auf die Geradschubrichtung A_2A_3 .

die Richtung der Kolbenführung A_1B_2 festgelegt, und man kann mit Hilfe der gegebenen Strecken s_{13} und s_{14} die Kolbengelenkpunktlagen B_3 und B_4 aufzeichnen. R sei der Schnittpunkt der Kolbenmittellinie mit der Strecke A_2A_3 ; nun zeichnet man die Winkelhalbierende w_{23} des Winkels B_2RA_2 , die zugleich auch die Winkelhalbierende des Winkels B_3RA_3 ist. Diese Winkelhalbierende wird von der Mittelsenkrechten h_4 auf der Verbindungsstrecke A_4B_4 im Zylinderdrehpunkt B_0 geschnitten. Damit sind wiederum sämtliche Abmessungen des Getriebes ermittelt.

Auch bei der Konstruktion eines viergliedrigen Krafthebergetriebes mit schwenkbarem Zylinder für Winkel-Weg-Zuordnungen ergeben sich nach den 2 verschiedenen Konstruktionen von Bild 15 und 16 insgesamt 12 verschiedene Lösungen.

Krafthebergetriebe mit Abtrieb an einem Koppelunkt

Bei den bisherigen Beispielen drehte sich das Abtriebsglied als schwenkbarer Hebel um eine feste Achse. Es ergeben sich jedoch mannigfaltige weitere Möglichkeiten durch Weiterleiten der Kräfte und Bewegungen in einem Krafthebergetriebe von einem Koppelpunkt aus. Ein solcher Koppelpunkt kann beliebig geformte Kurven beschreiben, deren Form man dem geforderten Bewegungsgesetz weitgehend anpassen kann. Das Koppelglied, dem dieser Koppelpunkt angehört, beschreibt sogenannte Koppelbewegungen, die sich darstellen lassen durch das Abrollen einer beweglichen Polbahn (Gangpolbahn) auf einer feststehenden Polbahn (Rastpolbahn). Auf die sich hieraus ergebenden Lösungsmöglichkeiten soll in diesem Rahmen nur kurz eingegangen werden. Eine umfassende Behandlung muss wegen des grossen Umfangs derartiger Untersuchungen zunächst zurückgestellt werden.

Bild 17 zeigt das sogenannte gleichschenklige Schubkurbelgetriebe. Der Gelenkpunkt B als Anlenkpunkt für den Kolben wird so geradgeführt, dass seine Bewegungsrichtung durch den Drehpunkt A_0 des Abtriebsgliedes geht. Ist in einem solchen Getriebe $A_0A_1 = A_1B_1$, so beschreiben sämtliche Koppelunkte E mathematisch genaue, durch den Gelenkpunkt A_0 gehende Gerade, wenn diese Punkte E auf einem Kreis k liegen, der den Mittelpunkt A_1 und den Halbmesser $A_1B_1 = A_1A_0$ hat.

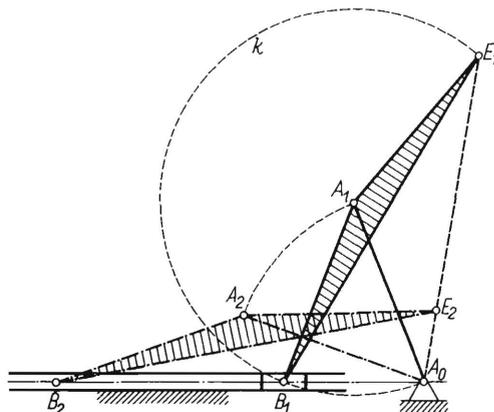


Bild 17. Viergliedriges Krafthebergetriebe mit mathematisch genauer Geradföhrung des Koppelunktes E .

In **Bild 18** besteht das Krafthebergetriebe aus einem Gelenkviereck A_0AFF_0 mit den beiden Koppelunkten E und G . Den Koppelpunkt G kann man so festlegen, dass er sich innerhalb des vorgegebenen Bereiches angenähert auf einer Geraden bewegt. Legt man die Bewegung des Kolbengelenkpunktes B in diese Gerade, so werden innerhalb des Bewegungsbereiches jede Querkraft auf die Kolbenführung und damit entsprechende Reibungsverluste und Klemmlichkeiten vermieden. Der in den Bildern 10 und 11 als Mass für die Grösse dieser Querdricke festgelegte Winkel σ bleibt also praktisch immer gleich Null. Im Getriebe des Bildes 18 beschreibt der Koppelpunkt E , der zur Weiterleitung der Kräfte und Bewegungen dienen soll, eine herzförmige Koppelkurve. In der Lage E_1 durchläuft er eine mathe-

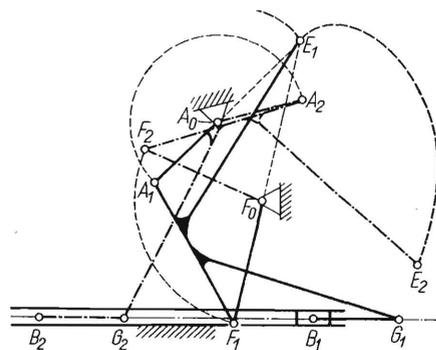
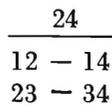


Bild 18. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe mit Weiterleitung der Bewegung von einem Koppelunkt E aus. Durch Geradföhrung eines zweiten Koppelunktes G Vermeidung von Kolbenführungsquerkräften während der gesamten Bewegung.

vorhanden sind. Es ergibt sich in Bild 19 also der Pol 24 als Schnittpunkt der beiden Polgeraden 12-14 und 23-34, was wie folgt schematisch dargestellt werden kann:



Es sei besonders darauf hingewiesen, dass – wie bereits erwähnt – der Pol 12 im Unendlichen liegt, dass also die Polgerade 12-14 gezeichnet werden muss als das Lot, das man von 14 auf die Geradschubrichtung des Kolbens fällt.

der Bewegungsrichtungen aufstellen. Auf der Dreh Schubstrecke bzw. auf deren Verlängerung müssen ja die Pole aus der Schubbewegung S und der Drehbewegung D im Beispiel des Bildes 20 also die Pole 23 und 14¹⁾ und ausserdem der Schnittpunkt R von m mit der K -Achse liegen. Da der Pol 23 als Relativpol der Geradschubbewegung im Unendlichen liegt, kann man ihn sowohl ausserhalb von 14, als auch ausserhalb von R liegend annehmen. Es ist jedoch in allen folgenden Beispielen zweckmässig, den im Unendlichen liegenden Pol 23 auf der Seite des reellen Drehpoles, also auf der Seite von 14 anzunehmen, damit der reelle Drehpol des Abtriebs-

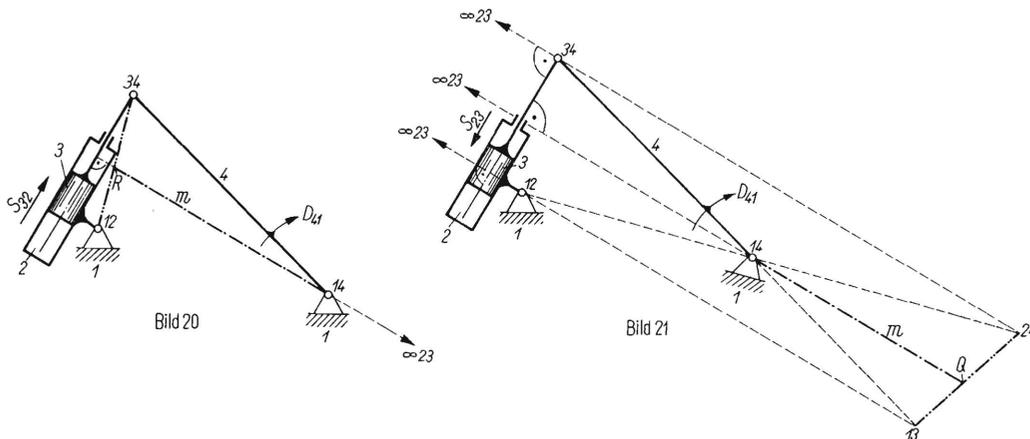


Bild 20 und 21. Dreh Schubstrecke m bei viergliedrigem Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder.

Bei den viergliedrigen Krafthebergetrieben mit schwenkbarem Zylinder nach Bild 20 und 21 ergeben sich andere Zuordnungen der Relativpole. Im Bild 20 kennzeichnet S_{32} die Relativbewegung des Kolbens 3 gegenüber dem schwenkbaren Zylinder 2 und D_{41} die Drehung des Abtriebsgliedes 4 gegenüber dem Gestell 1. Schreibt man diese Schiebung und Drehung untereinander:

$$\left. \begin{array}{l} S_{32} \\ D_{41} \end{array} \right\} 34-12$$

so kann man in vertikaler Richtung die Ziffern 34 und 12 paarweise ablesen und erhält damit die sogenannte Kollineationsachse (K -Achse) 34-12 als Verbindungsstrecke der Relativpole 34 und 12. Als allgemeine Regel für die Ermittlung der Dreh Schubstrecke m derartiger Getriebe kann folgende Merkregel aufgestellt werden: Man fällt das Lot vom Drehpunkt des Abtriebsgliedes auf die Geradschubrichtung des Kolbens im Zylinder. Die Entfernung des Schnittpunktes dieses Lotes mit der K -Achse vom Drehpunkt des Abtriebsgliedes stellt die Grösse der Dreh Schubstrecke m dar. In Bild 20 fällt man also vom Relativpol 14 das Lot auf die Geradschubrichtung des Kolbens. Dieses Lot schneidet die K -Achse 12-34 im Punkt R , und die Dreh Schubstrecke m ist dargestellt durch die Entfernung dieses Punktes R vom Relativpol 14. Es lassen sich auch allgemeine Regeln für das sofortige Ablesen

gliedres zwischen dem unendlich fernen Pol und dem Schnittpunkt der Dreh Schubstrecke mit der K -Achse liegt. Unter diesen Voraussetzungen kann man folgende Regel aufstellen:

Die Drehung D_{41} bezüglich des Poles 14 erfolgt in der gleichen Richtung wie die Schubbewegung S_{32} bezüglich des Poles 23, wenn man annimmt, dass der Pol für diese Betrachtung nicht im Unendlichen, sondern sehr weit entfernt liegt. Auf diese Weise kann man zum Ablesen der Bewegungsrichtungen sich auch die Schubbewegung S als Drehbewegung vorstellen.

Auch in Bild 20 ist genau wie in Bild 19 und wie in allen folgenden Beispielen die Dreh Schubstrecke m gekennzeichnet als das Verhältnis eines Drehmomentes M zu einer Kraft P bzw. einer Geschwindigkeit v zu einer Winkelgeschwindigkeit ω . Für Bild 20 gilt also:

$$m = \frac{M_{41}}{P_{32}} = \frac{v_{32}}{\omega_{41}}$$

1) Es sei darauf hingewiesen, dass die Umstellung der Ziffern bei der Kennzeichnung der Relativpole ohne Bedeutung ist, dass also der Pol 14 auch mit 41 bezeichnet werden könnte. Im allgemeinen wurde die Polbezeichnung so vorgenommen, dass die niedrige Ziffer an erster Stelle steht. Im Gegensatz hierzu ist bei den Fusszeichen für die Schubbewegungen S und die Drehbewegungen D auf die Zifferfolge zu achten, da vor allen Dingen wegen des Ablesens der Bewegungsrichtungen ein Unterschied z.B. zwischen S_{32} und S_{23} gemacht werden muss.

Die Benützung einer *K*-Achse ist immer dann notwendig, wenn bei der Zuordnung der Schubbewegung *S* und der Drehbewegung *D* vier verschiedene Indexziffern zustandekommen. Da man aber die Indexziffern für *S* und *D* in ihrer Anordnung zueinander auch umkehren kann, gibt es jedes Mal zwei verschiedene Konstruktionen für die Drehschubstrecke *m*, wobei diese Strecke auf verschiedenen Seiten des reellen Drehpunktes des Abtriebsgliedes liegt, aber für beide Fälle gleich grosse Werte haben muss. Es ist damit also eine willkommene Kontrollmöglichkeit für die zeichnerische Genauigkeit gegeben.

Die zweite Konstruktion der Drehschubstrecke *m* für das gleiche Getriebe und für die gleiche Getriebestellung wie in Bild 20 ist in Bild 21 dargestellt. Man kann nämlich auch die Zuordnung von *S* und *D* wie folgt vornehmen:

$$\left. \begin{matrix} S_{23} \\ D_{41} \end{matrix} \right\} 24 - 13$$

und erhält durch die vertikale Zuordnung der Indexziffern die *K*-Achse 24–13. In diesem Falle handelt es sich also darum, die Relativpole 24 und 13 zu bestimmen, damit man die *K*-Achse in der wie bisher beschriebenen Weise zur Darstellung der *m*-Strecke benutzen kann. Der Relativpol 24 ergibt sich aus den beiden Polgeraden 12–14 und 23–34 nach folgendem Schema:

$$\begin{array}{r} 24 \\ \hline 12 - 14 \\ 23 - 34 \end{array}$$

und der Relativpol 13 aus den Polgeraden nach folgendem Schema:

$$\begin{array}{r} 13 \\ \hline 12 - 23 \\ 14 - 34 \end{array}$$

Am Beispiel dieser beiden Pole soll folgende Regel erläutert werden:

Will man einen Pol durch den Schnittpunkt von Polgeraden bestimmen, so ist es zweckmässig, die Ziffern dieses Poles, die ja je ein Getriebeglied darstellen, jeweils mit allen anderen Ziffern, die die anderen Glieder des Getriebes darstellen, zu paaren. Wenn also ein viergliedriges Getriebe vorliegt mit den vier Gliedern 1, 2, 3 und 4, so kann man 2 und 4 mit 1 und 3 paaren und erhält die im obigen Schema aufgeführten Polgeraden 12–14 und 23–34. Dasselbe gilt für die Bestimmung des Poles 13, dessen Ziffern man mit 2 und 4 paaren kann.

Aus Bild 21 ist ersichtlich, dass sich der Pol 24 als Schnittpunkt von 12–14 und 34–23 ergibt, wobei der Pol 23 im Unendlichen liegt, die Polgerade 23–34 also die Senkrechte darstellt, die man in 34 auf der Geradschubbewegung des Kolbens errichtet. Es ist auch ersichtlich, dass der Pol 13 als Schnitt-

punkt der Polgeraden 14–34 mit der Polgeraden 12–23 gefunden wird, wobei die letztere Polgerade wegen der unendlich fernen Lage des Poles 23 dargestellt wird durch die Senkrechte, die man in 12 auf der Geradschubbewegung des Kolbens errichtet. Nunmehr hat man also die *K*-Achse 13–24 und braucht nur nach der bereits angeführten Regel vom reellen Drehpunkt 14 des Abtriebsgliedes das Lot auf die Geradschubrichtung des Kolbens zu fällen, also die Polgerade 14–23 zu zeichnen, die die *K*-Achse 13–24 im Punkt *Q* schneidet. Die Strecke *Q*–14 ist in diesem Falle die Drehschubstrecke *m*, die dieselbe Länge haben muss wie in Bild 20. Zur Bestimmung der Bewegungsrichtungen von *S*₂₃ und *D*₄₁ wählt man den unendlich fernen Pol 23 wieder nach der bereits angeführten Merkregel so, dass der reelle Pol 14 zwischen 23 und dem Schnittpunkt *Q* liegt. Dann müssen, wenn man die Bewegungsrichtung *S*₂₃ als Drehbewegung um einen sehr weit entfernt liegenden Pol 23 auffasst, die Bewegungsrichtungen *S*₂₃ und *D*₄₁ gleichgerichtet sein. Wenn also *D*₄₁ im Uhrzeigersinn um 14 angenommen wird, so muss *S*₂₃ ebenfalls im Uhrzeigersinn um den sehr weit entfernten Drehpunkt 23 eingezeichnet werden. Im Vergleich der Bilder 20 und 21 müssen die Bewegungsrichtungen *S* und *D*, bezogen auf ihre Indexziffern, zu den gleichen praktischen Bewegungen führen. Das ist auch der Fall, wenn man berücksichtigt, daß *S*₃₂ und *S*₂₃ umgekehrten Richtungssinn haben müssen.

Sechsgliedrige Krafthebergetriebe mit einfachem Kolben

Bild 22 bis 26 zeigen alle überhaupt möglichen Krafthebergetriebe, die aus 6 Gliedern, d.h. aus einem Gestell 1, einem Kolben 2 und vier bewegten Hebeln 3 bis 6 bestehen, wobei der Kraftheberzylinder fest mit dem Gestell verbunden ist. Selbstverständlich soll man mehrgliedrige Getriebe erst dann verwenden, wenn die einfachen viergliedrigen Getriebe nicht mehr imstande sind, alle an sie gestellten Forderungen zu erfüllen. Mit wachsender Gliederzahl kann man naturgemäss auch die Anforderungen an ein Getriebe steigern; man kann z.B. mehr Teilstrecken des Kolbens mehr Drehwinkeln des Abtriebsgliedes zuordnen, als dies bei Getrieben mit geringerer Gliederzahl möglich ist.

In Bild 22 ist ein Getriebe dargestellt, bestehend aus einem Schubkurbelgetriebe und einem nachgeschalteten Gelenkviereck. Der Kolben 2 im festen Zylinder ist wiederum Antriebsglied, und der Hebel 6 soll als Abtriebsglied gelten. Nach dem Aufbau-schema des Bildes 19, das ebenfalls einen festen Kraftheberzylinder hatte, braucht man in Bild 22 bis 26 zur Festlegung der Drehschubstrecke *m* nur den Relativpol *Q* (26) zwischen Antriebsglied 2 und Abtriebsglied 6 zu bestimmen und hat damit wieder unmittelbar das Verhältnis der

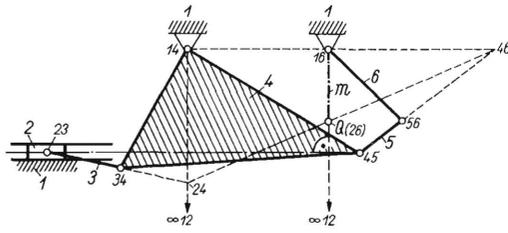


Bild 22

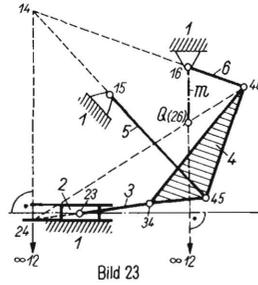


Bild 23

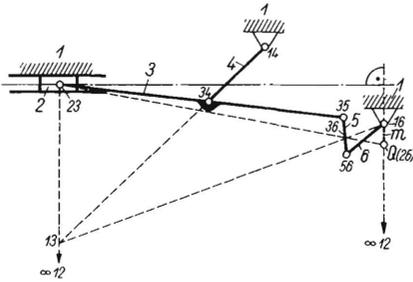


Bild 24

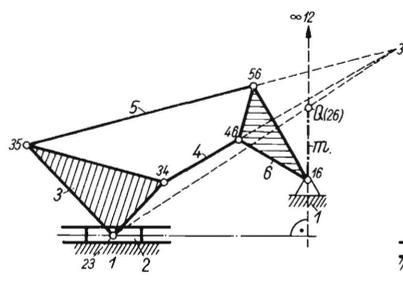


Bild 25

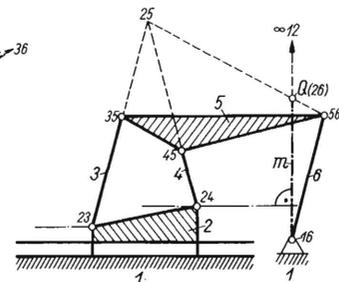


Bild 26

Bild 22. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder, bestehend aus Schubkurbelgetriebe und nachgeschaltetem Gelenkviereck.

| | | | | | | |
|----------------|----|---------------------------|----|---------------------------|----|---------------------------|
| Polermittlung: | 1) | $\frac{24}{23 - 34}$ | 2) | $\frac{46}{14 - 16}$ | 3) | $\frac{26}{24 - 46}$ |
| | | $\frac{14 - 12}{14 - 12}$ | | $\frac{45 - 56}{45 - 56}$ | | $\frac{16 - 12}{16 - 12}$ |

Bild 23. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder, bestehend aus Gelenkviereck und Koppelanlenkung des Kolbens.

| | | | | | | |
|----------------|----|---------------------------|----|---------------------------|----|---------------------------|
| Polermittlung: | 1) | $\frac{14}{16 - 46}$ | 2) | $\frac{24}{23 - 34}$ | 3) | $\frac{26}{16 - 12}$ |
| | | $\frac{15 - 45}{15 - 45}$ | | $\frac{14 - 12}{14 - 12}$ | | $\frac{24 - 46}{24 - 46}$ |

Bild 24. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder, bestehend aus Schubkurbelgetriebe und nachgeschaltetem Zweischlag.

| | | | | | | |
|----------------|----|---------------------------|----|---------------------------|----|---------------------------|
| Polermittlung: | 1) | $\frac{13}{12 - 23}$ | 2) | $\frac{36}{35 - 56}$ | 3) | $\frac{26}{16 - 12}$ |
| | | $\frac{14 - 34}{14 - 34}$ | | $\frac{16 - 13}{16 - 13}$ | | $\frac{23 - 36}{23 - 36}$ |

Bild 25. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe mit festem Zylinder als Zweistand-Schubgetriebe mit dreigelenkigem (ternärem) Abtriebsglied 6.

| | | | | |
|----------------|----|---------------------------|----|---------------------------|
| Polermittlung: | 1) | $\frac{36}{35 - 56}$ | 2) | $\frac{26}{16 - 12}$ |
| | | $\frac{34 - 46}{34 - 46}$ | | $\frac{23 - 36}{23 - 36}$ |

Bild 26. Sechsgliedriges Krafthebergetriebe als Zweistand-Schubgetriebe mit zweigelenkigem (binärem) Abtriebsglied 6.

| | | | | |
|----------------|----|---------------------------|----|---------------------------|
| Polermittlung: | 1) | $\frac{25}{23 - 35}$ | 2) | $\frac{26}{16 - 12}$ |
| | | $\frac{24 - 45}{24 - 45}$ | | $\frac{25 - 56}{25 - 56}$ |

Kolbenkraft am Kolben 2 und des Drehmomentes am Abtriebsglied selbst. Der Pol $Q(26)$ ist also in den Getrieben nach Bild 22 bis 26 zu bestimmen, um die Drehschubstrecke m zu erhalten.

In Bild 22 wird der Pol $Q(26)$ gefunden, nachdem man die Pole 24 und 46 aus den reellen Drehpolen bestimmt hat. Die Reihenfolge der Polbestimmung für $Q(26)$ geht aus dem Bild 22 beigefügten Polgeraden-Schema hervor.

Das sechsgliedrige Getriebe nach Bild 23 besteht aus einem Gelenkviereck mit den Kurbeln 5 und 6 und der Koppel 4. Von einem Koppelpunkt 34 erfolgt die Verbindung mit Kolben 2 über die Stange 3. Die Festlegung der Drehschubstrecke m

geschieht über die Zwischenpole 14 und 24 mit Hilfe der dem Bild beigefügten Polgeraden. Das Getriebe in Bild 24 besteht aus einer Geradschubkurbel mit dem Schubglied 2, der Koppelstange 3 und dem Lenker 4. Auf der Koppelstange 3 dient der Koppelpunkt 35 zur Weiterleitung der Bewegung über den Zwischenhebel 5 bis zum Abtriebsglied 6. Der Pol $Q(26)$ und damit die Drehschubstrecke m wird mit Hilfe der Zwischenpole 13 und 36 nachdem in Bild 24 angegebenen Schema bestimmt.

Bild 25 und 26 zeigen zwei Ausführungsformen des sogenannten Zweistand-Schubgetriebes [14]. In Bild 25 ist das Abtriebsglied 6 als dreigelenkiges (ternäres) Glied ausgebildet, während in Bild 26

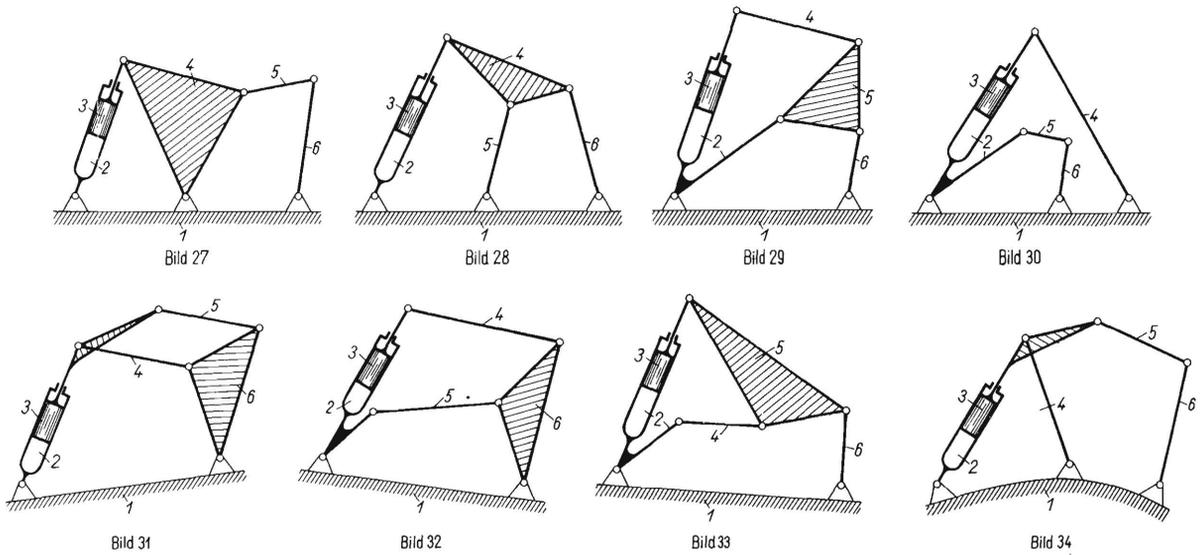


Bild 27 bis 34. Zusammenstellung aller möglichen sechsgliedrigen Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder.

das Abtriebsglied 6 ein zweigelenkiges (binäres) Glied ist. In Bild 25 erfolgt die Bestimmung des Poles Q (26) über den Zwischenpol 36 und in Bild 26 über den Zwischenpol 25.

In Bild 27 bis 34 sind alle überhaupt möglichen sechsgliedrigen Krafthebergetriebe zusammengefasst worden, die einen um einen festen Gestellpunkt schwenkbaren Zylinder haben. Der Antrieb erfolgt wieder durch den Druck, der im Zylinder 2 auf den Kolben 3 ausgeübt wird. In allen Getrieben ist das Glied 6 das Abtriebsglied. Die beiden Ausführungsformen in Bild 27 und 28 unterscheiden sich insofern von den anderen Getrieben, als die Kolbenstange 3 keine Biegebeanspruchungen erfährt, weil der Zylinderdrehpunkt und der Kolbenanlenkpunkt auf der Kolbenmittellinie liegen. Bei allen anderen Getrieben (Bild 29 bis 34) ist entweder die Kolbenstange oder der Zylinder mit drei Gelenken (auch das Schubgelenk des Kolbens ist hierbei mitzuzählen) versehen, wodurch Biegebeanspruchungen der Kolbenstange auftreten können.

In Bild 35 bis 38 ist die Bestimmung der Dreh Schubstrecke m auf jeweils zwei verschiedene Arten für die Getriebe nach Bild 27 und 28 durchgeführt worden. (Die Ermittlung der Dreh Schubstrecke der Getriebe nach Bild 29 bis 34 wird zunächst noch zurückgestellt.)

Wenn im Getriebe nach Bild 35 die Schubbewegung S_{32} des Kolbens 3 gegenüber dem Zylinder 2 der Drehbewegung D_{61} des Abtriebsgliedes 6 gegenüber dem Gestell 1 zugeordnet wird, so ergibt sich durch die vertikale Zuordnung der Indexziffern die K -Achse 36-12 wie folgt:

$$\left. \begin{matrix} S_{32} \\ D_{61} \end{matrix} \right\} 36-12$$

Man muss also nach der bereits bekanntgegebenen Regel zur Darstellung der Dreh Schubstrecke m die

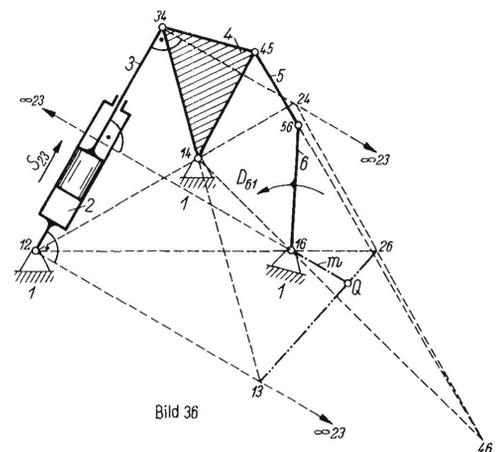
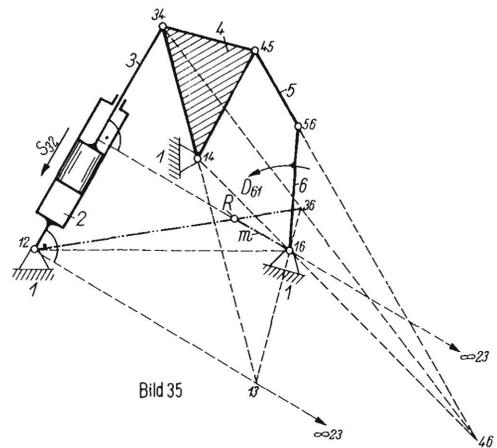


Bild 35 und 36. Bestimmung der Dreh Schubstrecke m in einem Getriebe nach Bild 27. Polermittlung für Bild 35:

| | | | | |
|----------|---------|---------|---------|---------|
| S_{32} | 36 - 12 | 1) 13 | 2) 46 | 3) 36 |
| | | 12 - 23 | 14 - 16 | 13 - 16 |
| D_{61} | | 14 - 34 | 45 - 56 | 34 - 46 |

Polermittlung für Bild 36:

| | | | | | |
|----------|---------|---------|---------|---------|---------|
| S_{23} | 26 - 13 | 1) 13 | 2) 24 | 3) 46 | 4) 26 |
| | | 12 - 23 | 12 - 14 | 14 - 16 | 12 - 16 |
| D_{61} | | 14 - 34 | 23 - 34 | 45 - 56 | 24 - 46 |

K-Achse 36-12 ermitteln. Das Lot vom Drehpunkt 16 auf die Bewegungsrichtung des Kolbens schneidet die K-Achse 36-12 in R, womit die Länge der Strecke m bekannt ist. Zur Bestimmung der K-Achse 36-12 braucht man die Pole 12 und 36. Der Pol 12 ist unmittelbar als Drehpunkt des Zylinders 2 im Gestell 1 gegeben. Den Pol 36 bestimmt man mit Hilfe der Zwischenpole 13 und 46 nach Bild 35.

Für das gleiche Getriebe wie in Bild 35 wurde die Drehschubstrecke m in Bild 36 bestimmt, wenn die Schubbewegung S_{23} des Zylinders 2 relativ zum Kolben 3 der Abtriebsdrehbewegung D_{61} des Abtriebsgliedes 6 gegenüber dem Gestell 1 zugeordnet wird:

$$\left. \begin{matrix} S_{23} \\ D_{61} \end{matrix} \right\} 26-13$$

Aus der vertikalen Zuordnung der Indexziffern ergibt sich die K-Achse 26-13. Das Lot vom Drehpunkt 16 auf die Bewegungsrichtung des Kolbens schneidet die K-Achse 26-13 im Endpunkt Q der Drehschubstrecke m . Diese Strecke m muss bei den gleichen Abmessungen und der gleichen Getriebe- lage wie in Bild 35 dieselbe Grösse haben wie die Strecke m in Bild 35. Die Pole 13 und 26 werden mit Hilfe der Polgeraden nach dem beigegebenen Schema in Bild 36 ermittelt.

In der gleichen Weise sind in Bild 37 und 38 die Drehschubstrecken m für das Getriebe nach Bild 28 ermittelt worden. Die Zuordnung der Schubbewegung S und der Drehbewegung D wurde in Bild 37 nach dem Schema

$$\left. \begin{matrix} S_{23} \\ D_{61} \end{matrix} \right\} 26-13$$

und in Bild 38 nach dem Schema

$$\left. \begin{matrix} S_{32} \\ D_{61} \end{matrix} \right\} 36-12$$

vorgenommen, so dass sich die K-Achsen 26-13 und 36-12 zur Bestimmung der Drehschubstrecke m ergeben. Zur Bestimmung der Pole, die die K-Achsen ergeben, wurde das den Bildtexten beigegebene Schema verwendet.

Sechsgliedrige Krafthebergetriebe mit Doppelkolben

Es lassen sich auch aus sechs Getriebegliedern bestehende Krafthebergetriebe ableiten, die im gleichen Zylinder 2 Kolben haben. Eine Zusammenstellung aller möglichen sechsgliedrigen Getriebe mit einem derartigen Doppelkolben ist in Bild 39 bis 45 gezeigt. Alle diese Getriebe sind zwangsläufig, d.h. die Bewegung aller Getriebeglieder zueinander ist durch den Aufbau des Getriebes eindeutig bestimmt. Wenn also zwischen den Kolben

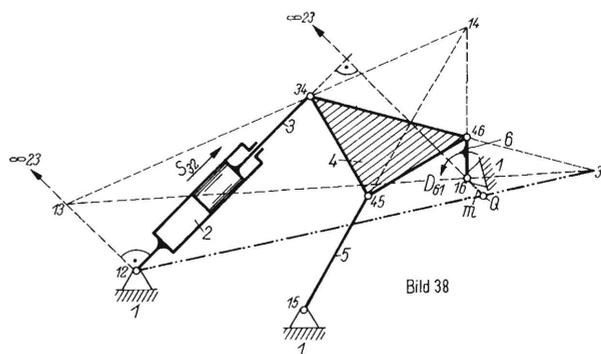
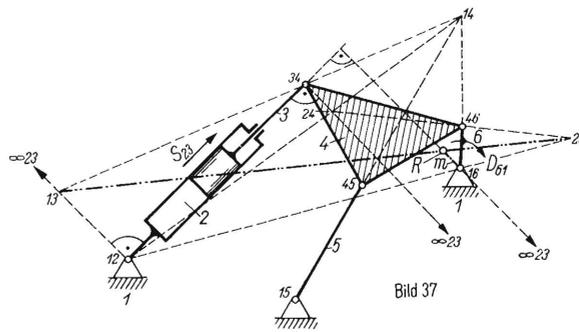


Bild 37 und 38. Bestimmung der Drehschubstrecke m in einem Getriebe nach Bild 28.

Polermittlung für Bild 37:

| | | | | |
|----------|-------|-------|-------|-------|
| S_{23} | 1) 14 | 2) 13 | 3) 24 | 4) 26 |
| D_{61} | 15-45 | 12-23 | 12-14 | 12-16 |
| | 16-46 | 14-34 | 23-34 | 24-46 |

Polermittlung für Bild 38:

| | | | |
|----------|-------|-------|-------|
| S_{32} | 1) 14 | 2) 13 | 3) 36 |
| D_{61} | 15-45 | 12-23 | 13-16 |
| | 16-46 | 14-34 | 34-46 |

ein Flüssigkeitsdruck wirkt, der, durch besondere Umstände bedingt, den einen Kolben mehr beaufschlagen würde als den anderen, so würden trotzdem die Relativbewegungen aller Getriebe- teile zueinander die gleichen bleiben müssen. Es tritt also keine Differentialwirkung auf, die in gewissen Fällen erwünscht wäre und zu einem Kräfteausgleich innerhalb des gesamten Getriebes führen könnte. Wenn eine solche Wirkung verlangt wird, dann muss das Gesamtgetriebe den Freiheitsgrad 2 haben. Auf derartige Differentialgetriebe soll jedoch in diesem Rahmen nicht eingegangen werden.

Die Getriebe nach Bild 39 und 40 haben einen festen, mit dem Gestell verbundenen Zylinder, in dem sich die beiden Kolben 2 und 3 bewegen. Das Abtriebsglied 6 ist einmal ein dreigelenkiges (ternäres) Glied und zum anderen ein zweigelenkiges (binäres) Glied. In Bild 41 bis 45 ist der Zylinder 2 beweglich, wobei er entweder unmittelbar um eine feste Drehachse schwingt oder eine der Pleuelstangen in einem festen Drehpunkt angelenkt ist.

Aus der Zusammenstellung nach Bild 39 bis 45 wurde je ein Getriebe mit festem und schwenkbarem Zylinder ausgewählt und dafür die Drehschubstrecke

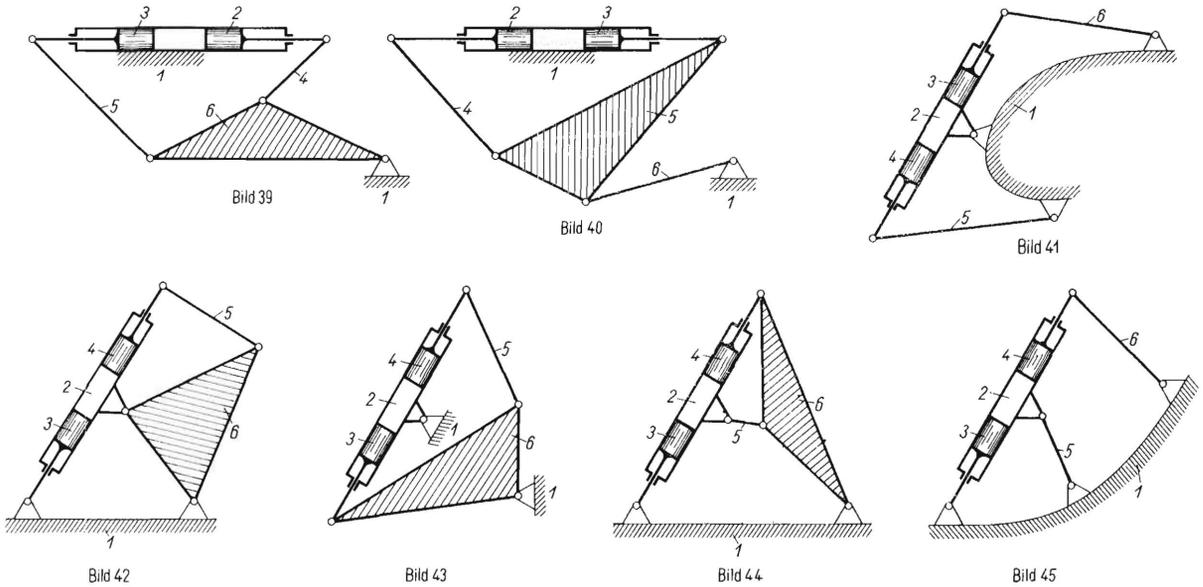


Bild 39 bis 45. Zusammenstellung aller möglichen sechsgliedrigen Kraftübergetriebe mit Doppelkolben. Bild 39 und 40 mit festem Zylinder und Bild 41 bis 45 mit schwenkbarem Zylinder.

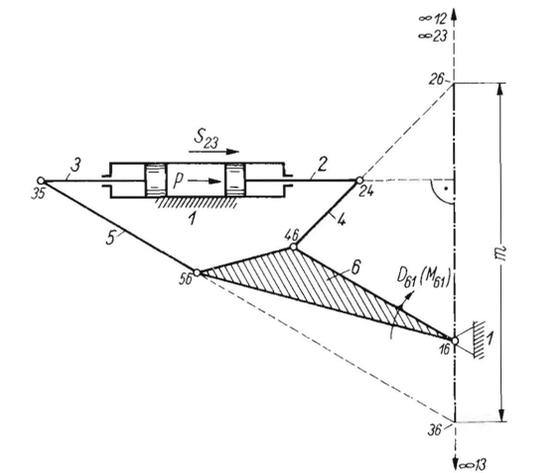


Bild 46. Bestimmung der Drehschubstrecke m für ein Getriebe mit Doppelkolben und festem Zylinder nach dem Schema in Bild 39.

Polermittlung:

| | | | |
|----|----------------------|----|----------------------|
| 1) | $\frac{26}{16 - 12}$ | 2) | $\frac{36}{16 - 13}$ |
| | $24 - 46$ | | $35 - 56$ |

ke m bestimmt. **Bild 46** zeigt ein Getriebe nach dem Schema in Bild 39. Am Abtriebsglied 6 wirkt ein Drehmoment M_{61} , das durch eine Kraft P zwischen den beiden Kolben 2 und 3 zu ersetzen ist. Die Drehschubstrecke m ergibt sich auf dem Lot, das man vom Drehpunkt 16 auf die Schubrichtung der beiden Kolben fällt, als die Entfernung zwischen den beiden Drehpolen 26 und 36, die beide auf demselben Lot liegen müssen, da die Relativpole 12, 13 und 23 auf dieser Strecke im Unendlichen liegen müssen, weil die Relativbewegungen zwischen den Gliedern 1, 2 und 3 geradlinige Bewegungen (Kreisbewegungen mit dem Halbmesser unendlich) sind. Der Pol 26 ergibt sich als Schnittpunkt der Polgeraden 16-12 mit der Polgeraden 24-46 und der Pol 36 als Schnittpunkt der beiden Polgeraden 16-13

mit der Polgeraden 35-56. Die Kolbenkraft P erhält man aus:

$$P = \frac{M_{61}}{m}$$

Bild 47 zeigt die Bestimmung der Drehschubstrecke m in einem Getriebe nach dem Schema in Bild 41. Die beiden Kolben 3 und 4 bewegen sich im schwenkbaren Zylinder 2, und das Glied 6 soll Abtriebsglied sein. Legt man die Relativbewegung S_{34} der beiden Kolben 3 und 4 gegeneinander in Pfeilrichtung fest, so kann man diese Schubbewegung S_{34} der Drehbewegung D_{61} zuordnen:

$$\left. \begin{matrix} S_{34} \\ D_{61} \end{matrix} \right\} 36 - 14$$

und erhält durch die vertikale Zuordnung der Indexziffern die K -Achse 36-14. Fällt man vom Drehpunkt 16 das Lot auf die Kolbenführungsrichtung, so schneidet dieses die K -Achse 36-14 im Endpunkt Q der Drehschubstrecke m . Die für die K -Achse

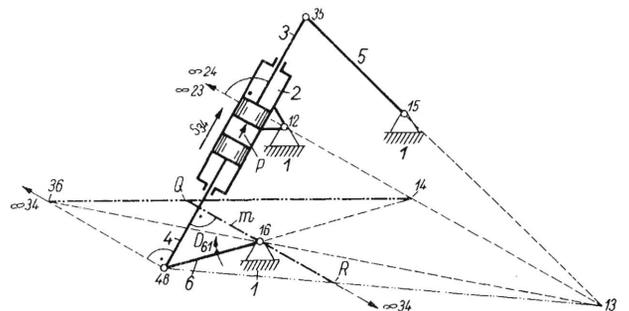


Bild 47. Bestimmung der Drehschubstrecke m für ein Getriebe mit Doppelkolben und schwenkbarem Zylinder nach Bild 41.

Polermittlung:

| | | | | | | | |
|----------|---------|----|----------------------|----|----------------------|----|----------------------|
| S_{34} | } 36-14 | 1) | $\frac{14}{12 - 24}$ | 2) | $\frac{13}{12 - 23}$ | 3) | $\frac{36}{13 - 16}$ |
| D_{61} | | | $16 - 46$ | | $15 - 35$ | | $34 - 46$ |

notwendigen Relativpole 36 und 14 erhält man aus dem dem Bild beigegebenen Schema der Polgeraden in der dort angegebenen Reihenfolge. Nach der früher angegebenen Regel zur Bestimmung der Bewegungsrichtungen am Antrieb und Abtrieb des Getriebes verfährt man in Bild 47 wieder so, dass man den Pol 34 so in diejenige Richtung ins Unendliche legt, dass der Drehpunkt 16 des Abtriebsgliedes zwischen 34 und dem Schnittpunkt Q liegt. (34 und 16 müssen entsprechend der Zuordnung $S_{34} - D_{61}$ auf der Strecke m bzw. deren Verlängerung liegen.) Dann muss die Bewegungsrichtung S_{34} bezüglich des sehr weit liegend gedachten Poles 34 mit der Bewegungsrichtung D_{61} bezüglich des Punktes 16 gleichgerichtet sein. In Bild 47 ist für beide die Drehrichtung im Uhrzeigersinne angegeben.

Da es für jedes Getriebe, bei dem die Drehschubstrecke m mit Hilfe der K -Achsen zu ermitteln ist, zwei Möglichkeiten gibt, kann man für das Getriebe in Bild 47 auch die K -Achse 13-46 zu Hilfe nehmen. Diese K -Achse wird in Bild 47 von dem Lot, das man von 16 auf die Geradschubrichtung der Kolben fällt, im Punkt R geschnitten, und es muss die Strecke 16- R sich in derselben Grösse m ergeben, wie vorher die Strecke 16- Q .

Viergliedrige Getriebe für gegebene Kräfte und Bewegungen

Es ist ein erstrebenswertes Ziel, die Abmessungen eines Krafthebergetriebes so festzulegen, dass für den gesamten Bewegungsbereich die Kräfte und Drehmomente einander in der günstigsten Weise zugeordnet sind. Getriebesynthetische Lösungen für vorgegebene Kräfte und Drehmomente sind bisher nur wenig bekannt geworden. Die Getriebesynthese hat sich vielmehr in der Hauptsache damit befasst, Getriebe für vorgegebene Wegverhältnisse und zur Erzeugung gegebener ebener Kurven zu entwerfen. Diese Verfahren sind noch verhältnismässig einfach, während bei der Forderung, den Kräftefluss in einem Getriebe zu beherrschen, wesentlich schwierigere Probleme zu lösen sind. Man hat sich deshalb bisher damit begnügt, die Abmessungen eines Getriebes anzunehmen und danach die Kraftverhältnisse über den ganzen Bewegungsbereich zu untersuchen. Hätten die Kräfte nicht den gewünschten Verlauf, so hat man an einer geeignet erscheinenden Stelle des Getriebes die Masse geändert und dann die Kräfte aufs neue ermittelt. Es ist klar, dass man bei diesem empirischen Verfahren nur mangelhafte und bestenfalls angenäherte Ergebnisse erzielen kann.

In diesem Rahmen sollen zunächst nur für viergliedrige Krafthebergetriebe die Kolbenkräfte und Drehmomente am Abtriebsglied in bestimmten Getriebestellungen vorgegeben und für diese die Abmessungen des Getriebes ermittelt werden. Ent-

sprechende Untersuchungen an mehrgliedrigen Getrieben sollen später vorgenommen werden.

Es soll nun nach Bild 48 und 49 ein viergliedriges Krafthebergetriebe für den Kolbenweg s_{12} und den Schwingwinkel φ_{12} am Abtriebsglied konstruiert werden; ausserdem sind in beiden Endstellungen die Grösse der Kolbenkräfte und die Drehmomente am Abtriebsglied a gegeben. Die Zuordnung der Kräfte und Drehmomente ist nach den bisherigen Untersuchungen durch die Drehschubstrecken $m_1 = M_1/P_1$ und $m_2 = M_2/P_2$ in den Getriebestellungen 1 und 2 gegeben.

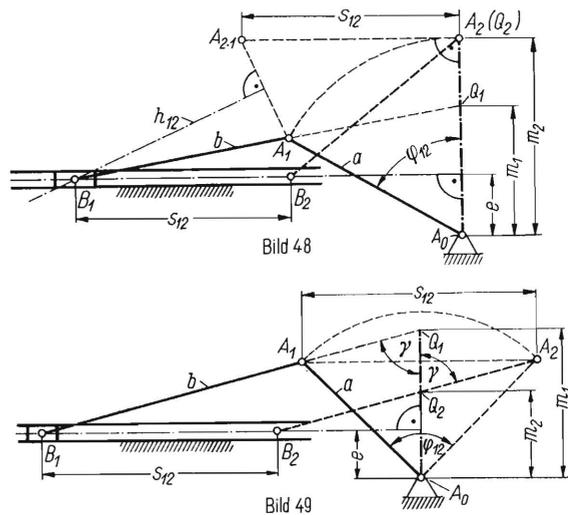


Bild 48 und 49. Massbestimmung viergliedriger Krafthebergetriebe mit festem Zylinder für gegebene Kraft-Drehmoment-Zuordnung und vorgeschriebenen Bewegungsbereich.

Nach Bild 48 macht man zur Vereinfachung der Konstruktion die Kurbellänge a gleich einer der beiden Drehschubstrecken, z.B. m_2 . Durch den gegebenen Winkel φ_{12} ist, da ja m_2 für die Getriebelage 2 gilt, auch die Kurbellage A_0A_1 bestimmt. Nach den bisherigen Betrachtungen muss die Drehschubstrecke senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbengelenkpunktes B sein. Man trägt deshalb von A_0 auch die gegebene Strecke m_1 bis Q_1 ab. Im Punkt A_2 errichtet man auf A_2A_0 die Senkrechte und trägt auf dieser im entgegengesetzten Sinne, wie sich der Kolben von der Stellung 1 in die Stellung 2 bewegen soll, den gegebenen Kolbenweg s_{12} bis A_{21} ab. Auf der Verbindungsstrecke A_1A_{21} errichtet man die Mittelsenkrechte h_{12} , die von der Strecke Q_1A_1 in der Gelenkpunktlage B_1 geschnitten wird. Damit sind sämtliche Abmessungen des Getriebes gegeben, denn der Kolbengelenkpunkt B muss sich rechtwinklig zu den Drehschubstrecken bewegen. Es ergeben sich also mit Hilfe der anfänglich angenommenen Kurbel a auch die Pleuelstange $b = A_1B_1$ und die Exzentrizität e . Letztere ist der senkrechte Abstand des Kurbeldrehpunktes A_0 von der Schubrichtung des Kolbengelenkpunktes B . Es leuchtet ein, dass man die Konstruktion auch damit begin-

nen kann, dass man die Kurbel $a = m_1$, d.h. gleich der Drehschubstrecke in der Getriebestellung 1 macht.

Eine zweite Konstruktion eines viergliedrigen Krafthebergetriebes mit festem Zylinder für gegebene Kraft- und Wegverhältnisse zeigt Bild 49. Man trägt die beiden Drehschubstrecken m_1 und m_2 vom Kurbeldrehpunkt A_0 bis Q_1 und Q_2 ab. Dann zeichnet man durch Q_1 und Q_2 zwei parallele Gerade, die mit den m -Strecken den Winkel γ einschliessen. Die Grösse des Winkels γ ergibt sich nach folgender Gleichung:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \frac{\varphi_{12}}{2} \frac{m_1 + m_2}{m_1 - m_2}$$

Mit A_0Q_1 als Winkelhalbierende zeichnet man das gleichschenklige Dreieck $A_1A_0A_2$, das den Spitzenwinkel φ_{12} und den gegebenen Kolbenweg s_{12} als Grundlinie hat. Die Kurbellänge ist in diesem gleichschenkligen Dreieck

$$a = \frac{s_{12}}{2 \sin \varphi_{12}/2}$$

Die beiden gezeichneten Parallelen durch Q_1 und Q_2 gehen auch durch A_1 und A_2 . Nun erfüllen alle Getriebe die gestellten Bedingungen mit beliebiger Koppelstangenlänge b , wenn man auf der Verlängerung von Q_1A_1 einen beliebigen Punkt B_1 annimmt und die Schubrichtung des Punktes B senkrecht auf den m -Strecken bzw. parallel zu A_1A_2 macht. Der Kolbenweg B_1B_2 muss dann mit A_1A_2 und damit mit s_{12} übereinstimmen. Mit der Wahl der Koppelstangenlänge b kann man sich also sehr gut den zur Verfügung stehenden Platzverhältnissen anpassen, wobei sich eine entsprechende Exzentrizität e ergibt. Man kann aber auch die Länge b so wählen, dass der Verlauf der m -Strecken zwischen den beiden Endstellungen einem gegebenen Verlauf möglichst gut angepasst wird.

In Bild 50 und 51 wird die ähnliche Aufgabe für ein Getriebe mit schwenkbarem Zylinder gelöst. Es wird wieder der Kolbenweg s_{12} im schwenkbaren Zylinder dem Kurbelwinkel φ_{12} zugeordnet; in den beiden Darstellungen sollen die Kolbenkräfte mit den Drehmomenten am Abtriebsglied durch die Drehschubstrecken m_1 und m_2 vorgegeben sein.

In Bild 50 zeichnet man ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Spitzenpunkt A_0 , dem Spitzenwinkel φ_{12} und der Grundlinie s_{12} . Damit ist die Kurbellänge a wie in obiger Gleichung festgelegt. Auf der Mitteltransversalen dieses gleichschenkligen Dreieckes, also auf der Senkrechten zur Grundlinie s_{12} trägt man von A_0 aus die gegebenen Drehschubstrecken m_1 und m_2 bis Q_1 und Q_2 ab. Die Geraden Q_1A_1 und Q_2A_2 schneiden sich im Drehpunkt B_0 des schwenkbaren Zylinders; damit sind sämtliche Abmessungen des Getriebes gegeben.

Eine zweite Konstruktion für die gleichen Bedingungen wie zuvor ist in Bild 51 dargestellt. Man

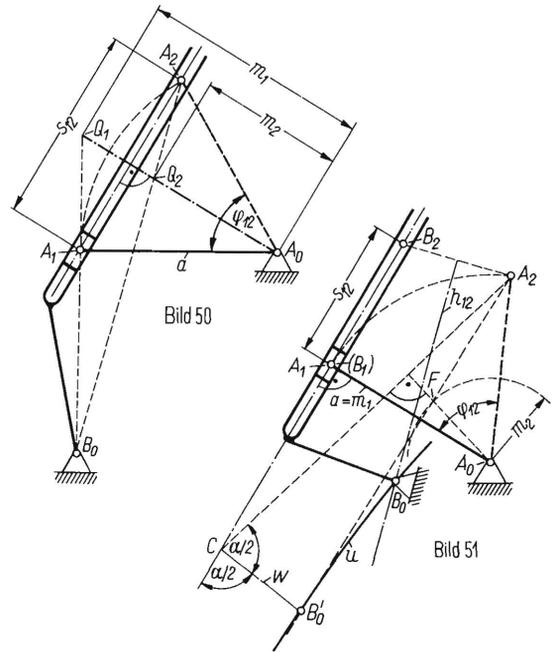
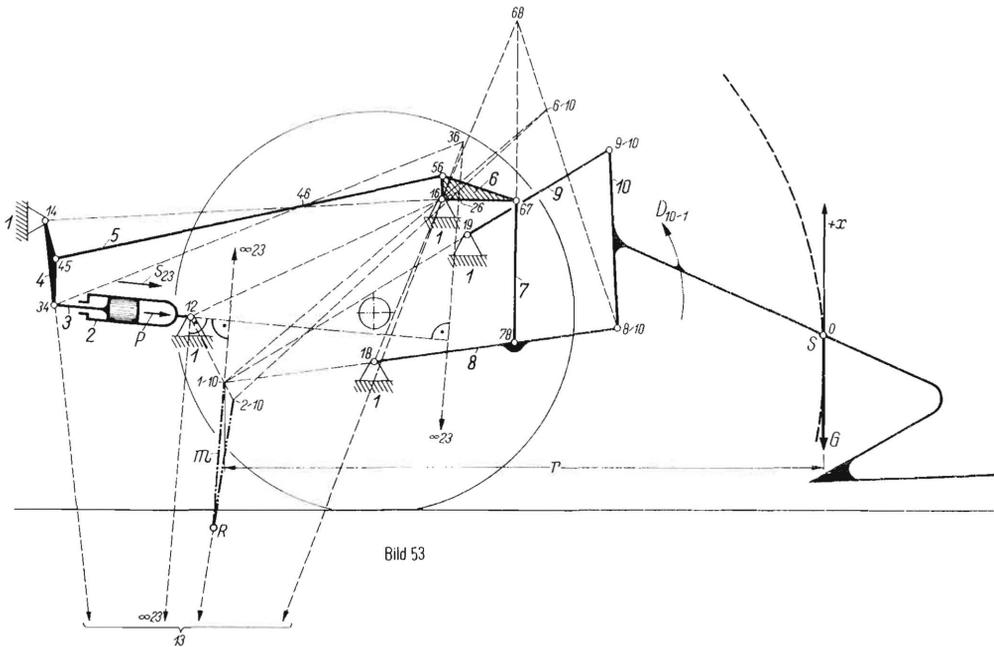


Bild 50 und 51. Massbestimmung viergliedriger Krafthebergetriebe mit schwenkbarem Zylinder für gegebene Kraft-Drehmoment-Zuordnung und vorgeschriebenen Bewegungsbereich.

macht die Kurbellänge a gleich einer der beiden Drehschubstrecken m_1 oder m_2 , z.B. $a = m_1$ und beschreibt um A_0 den Kreisbogen mit m_2 als Halbmesser. Da der Kurbelwinkel φ_{12} gegeben ist, kann auch die Kurbellänge A_0A_2 gezeichnet werden. Auf der Senkrechten auf A_1A_0 in A_1 trägt man den gegebenen Kolbenweg s_{12} von A_1 bis B_2 ab. Auf dieser Senkrechten, die der Kolbenführung in der Getriebelage 1 entspricht, nimmt man beliebige Punkte C an, verbindet diese mit A_2 und fällt jeweils von A_0 auf CA_2 das Lot, das den Kreisbogen mit m_2 als Halbmesser im Punkt F schneidet. Im Punkt C zeichnet man die Winkelhalbierende w des Winkels α , die die Strecke A_2F im Punkt B'_0 schneidet. Wiederholt man die Konstruktion mit weiteren Punkten C , so liegen alle sich daraus ergebenden Punkte B'_0 auf einer Kurve u . Der Schnittpunkt dieser Kurve u mit der Mittelsenkrechten h_{12} auf A_2B_2 stellt den Drehpunkt B_0 des schwenkbaren Zylinders dar. Damit sind wiederum sämtliche Abmessungen des Getriebes für die gegebenen Forderungen bestimmt. Man kann die Konstruktion nach Bild 51 auch damit beginnen, dass man $a = m_2$ macht und erhält damit eine willkommene Auswahlmöglichkeit.

Für die Konstruktionen in Bild 48 bis 51 sind Sonderlagen angenommen, die sehr einfache zeichnerische Lösungen ergeben. Es sei aber darauf hingewiesen, dass ohne diese Annahmen sich unendlich viele Lösungen für die gestellte Aufgabe ergeben, wobei der Zeichenaufwand wesentlich grösser ist und mit zeichnerischen Interpolationen gearbeitet werden muss.



2. Konstruktion (Bild 53):

| | | | | | | | | |
|------------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|-------|---------|
| S_{23} | 1) 13 | 2) 1/10 | 3) 68 | 4) 6/10 | 5) 46 | 6) 36 | 7) 26 | 8) 2/10 |
| | 2/10-13 | 12-23 | 19-9/10 | 16-18 | 16-1/10 | 14-16 | 13-16 | 12-16 |
| $D_{10/1}$ | 14-34 | 18-8/10 | 67-78 | 68-8/10 | 45-56 | 34-46 | 23-36 | 26-6/10 |

Die vertikale Zuordnung der Indexziffern ergibt die K-Achse 2/10-13. Es sind also die Drehpole 2/10 und 13 zu bestimmen. Die Reihenfolge der zur Bestimmung dieser beiden Drehpole notwendigen Zwischenpole ist Bild 53 beigegeben. Wenn man also von 1/10 das Lot auf die Schubrichtung des Kolbens fällt und wenn dieses Lot die K-Achse 2/10-13 im Punkt R schneidet, so liegt die Drehschubstrecke m zwischen den Punkten R und 1/10. Diese Strecke muss dieselbe Grösse haben wie die Strecke m in Bild 52, und die in dieser Getriebe-stellung notwendige Kolbenkraft ist wiederum $P = G r/m$.

Bei der Bestimmung der m -Strecke des 10-gliedrigen Schlepperhubgetriebes nach Bild 52 und 53 könnte der Eindruck entstehen, dass die Kräftebestimmung in derartigen Getrieben sehr schwierig und umständlich ist. Es muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass jede einzelne Gliedlänge und die Lage jedes einzelnen Gelenkpunktes im Gesamtgetriebe einen Einfluss auf die Grösse der Strecke m ausübt. Demzufolge muss jeder Gelenkpunkt und jede Gliedlänge zur Bestimmung der Drehschubstrecke m herangezogen werden. Die Vielzahl der Einflussgrössen auf m hat andererseits den grossen Vorteil, dass man den Kräftefluss im Getriebe, also die Grösse der Strecke m vielfältig beeinflussen kann. Verschiedene Untersuchungen befassen sich mit der sogenannten Wertigkeitsbilanz der Getriebe [15, 16]. Mit Hilfe der Wertigkeitsbilanz kann man feststellen, welche Forderungen man an ein Getriebe in Abhängigkeit von seiner Gliederzahl stellen kann. Naturgemäss wächst mit

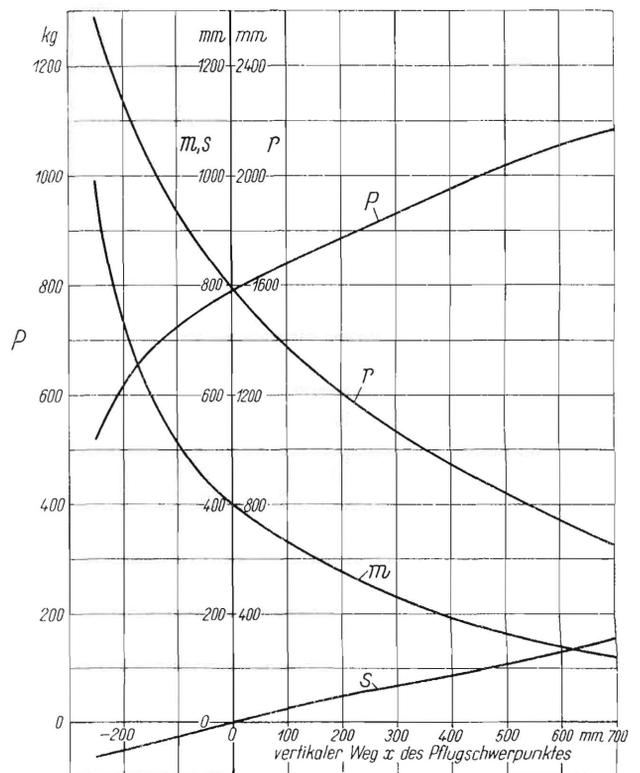


Bild 54. Weg- und Kraftverhältnisse im 10-gliedrigen Schlepper-Hubgetriebe nach Bild 52 und 53.

$$P = G \frac{r}{m} \quad G = 200 \text{ kg}$$

zunehmenden Forderungen die Gliederzahl eines Getriebes; leider fehlen für die vielgliedrigen Getriebe noch entsprechende masssynthetische Untersuchungen. In manchen Fällen genügt es, einen

Teil des Getriebes nach anderen Gesichtspunkten festzulegen und den anderen Teil so zu bemessen, dass der Kräftefluss in dem Getriebe in der geforderten Weise sich einstellt. Bei dem Beispiel des Schlepperhubgetriebes sind z.B. die Abmessungen des Gelenkvierecks der Dreipunktkupplung, also die Gliedlängen 8, 9 und 10 nach den arbeitstechnischen Forderungen des Pfluges festzulegen, d.h. der ideale Drehpunkt 1/10 des Pfluges muss so gelegt werden, dass der Pflug einwandfrei ohne allzugrossen Sohldruck im Boden läuft. Die restlichen Getriebeteile kann man dann nach den im Vorangegangenen bekanntgegebenen Verfahren festlegen.

In **Bild 54** sind der Verlauf des Kolbenweges s im Zylinder und die Änderung der Drehschubstrecke m in Abhängigkeit von den vertikalen Wegen x des Pflugschwerpunktes (Nullage des Schwerpunktes siehe Getriebestellung in Bild 52 und 53) aufgetragen. Die Drehschubstrecke m nimmt bei der Bewegung des Pfluges nach oben stetig ab, d.h. das Verhältnis des Drehmomentes $G r$ zur Kolbenkraft P wird stetig kleiner. Da aber auch wegen der sich dauernd ändernden Lage des idealen Drehpunktes 1/10 des Pfluges 10 sich der wirksame

Halbmesser r für das Lastmoment $G r$ ändert (Bild 54), so ergibt sich die Kolbenkraft P nach der bereits angeführten Gleichung

$$P = G \frac{r}{m}$$

Das Gewicht des Pfluges beträgt in diesem Fall 200 kg. Die Kolbenkraft P steigt nach Bild 54 mit der Aushubhöhe an.

Kurventafeln für einfache Krafthebergetriebe

Bei einfachen Krafthebergetrieben kann man aus Kurventafeln für gegebene Bewegungen und Kraftverhältnisse die angenäherten Getriebeabmessungen abgreifen. Einfache Getriebe sind Getriebe mit geringer Gliederzahl, bei denen die Einflussgrössen in so geringer Zahl auftreten, dass sie in Kurventafeln zusammengefasst werden können.

Zunächst sind in **Bild 55** die Weg- und Kraftverhältnisse der sich aus der Kurventafel nach Bild 9 ergebenden günstigsten 4-gliedrigen Krafthebergetriebe zusammengefasst. Die Getriebe nach Bild 9 bezogen sich zunächst nur auf die günstigste Übertragung während des gesamten Bewegungsbereiches unter Zugrundelegung des Übertragungswinkels μ . In Bild 55 ist nunmehr der Kolbenweg s und die Drehschubstrecke m über dem Winkel φ des Schwenkarmes für verschiedene Bewegungsbereiche (φ_0) aufgetragen, wobei auch hier wieder dimensionslose Grössen dadurch erreicht wurden, dass die s - und m -Werte auf den Gesamthub s_0 bezogen wurden. Die aus dem Unendlichen kommenden m/s_0 -Kurven zeigen die in der Anfangslage gegebene Umkehrstellung des Getriebes an.

Will man für einen bestimmten Bewegungsbereich einen anderen Verlauf für s und m anstreben, so muss man eine geringere Güte der Übertragung,

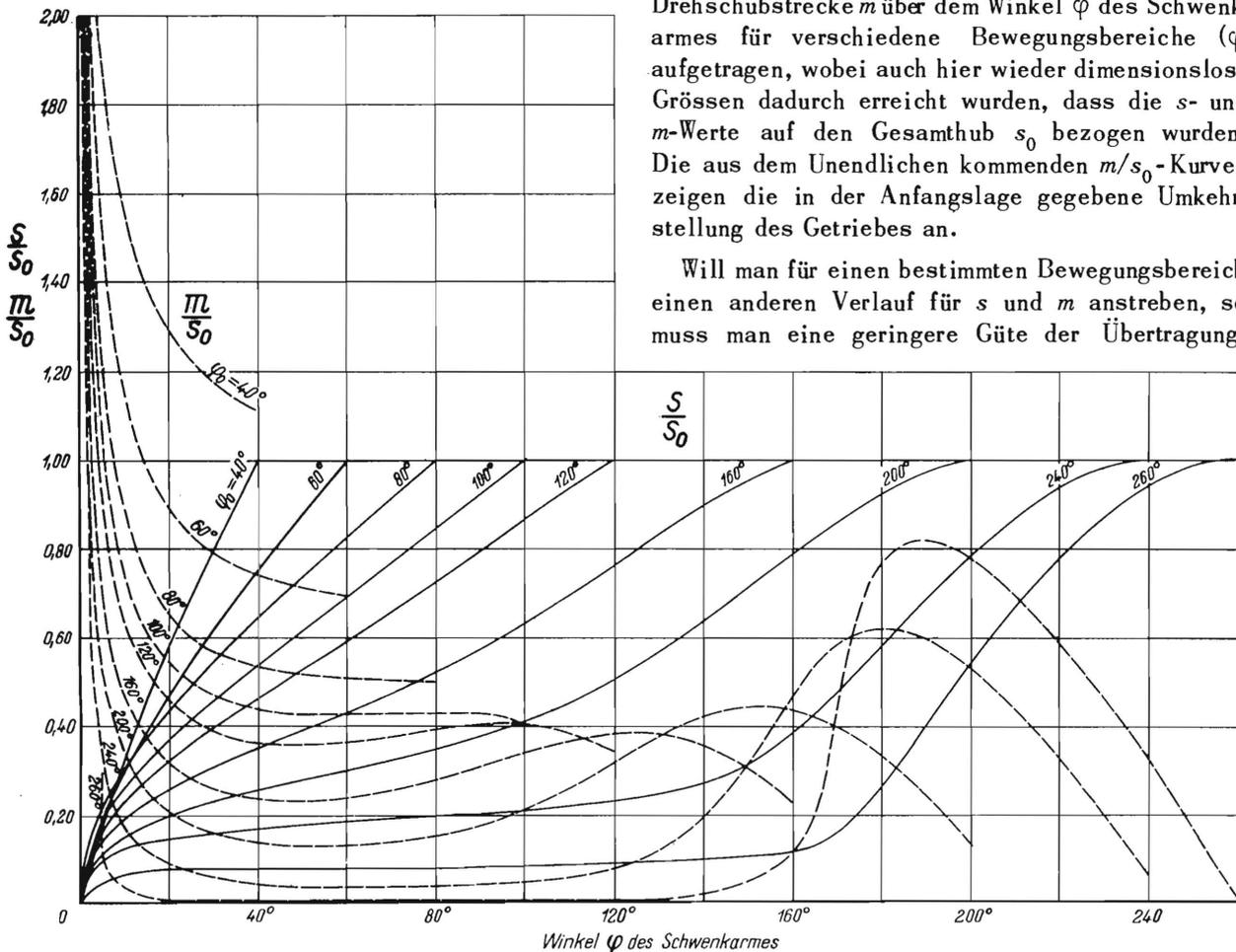


Bild 55. Weg- und Kraftverhältnisse der günstigsten viergliedrigen Krafthebergetriebe entsprechend Kurventafel nach Bild 9.

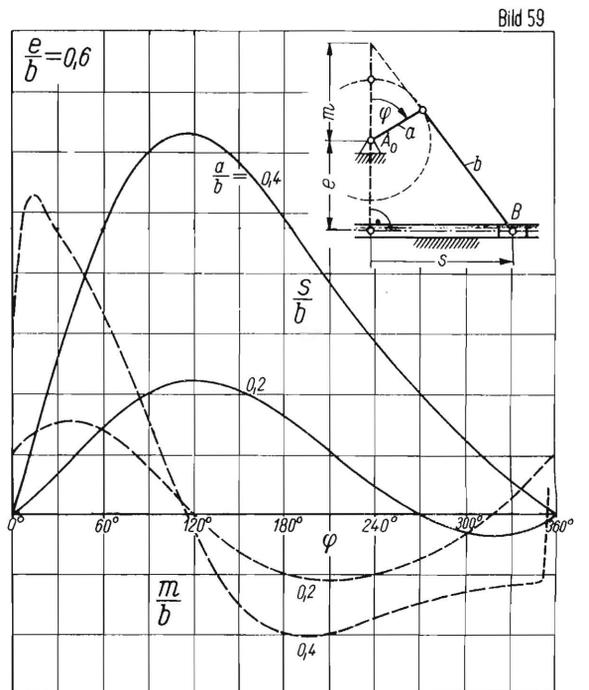
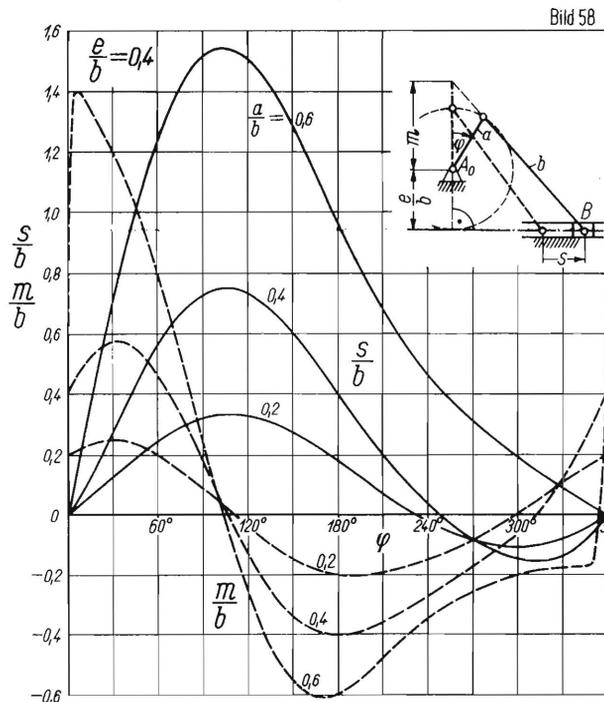
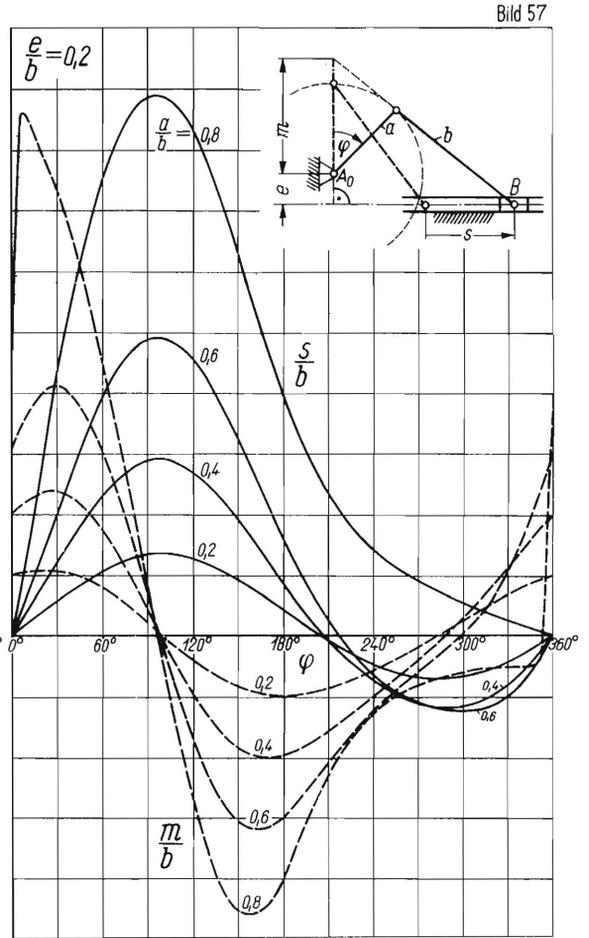
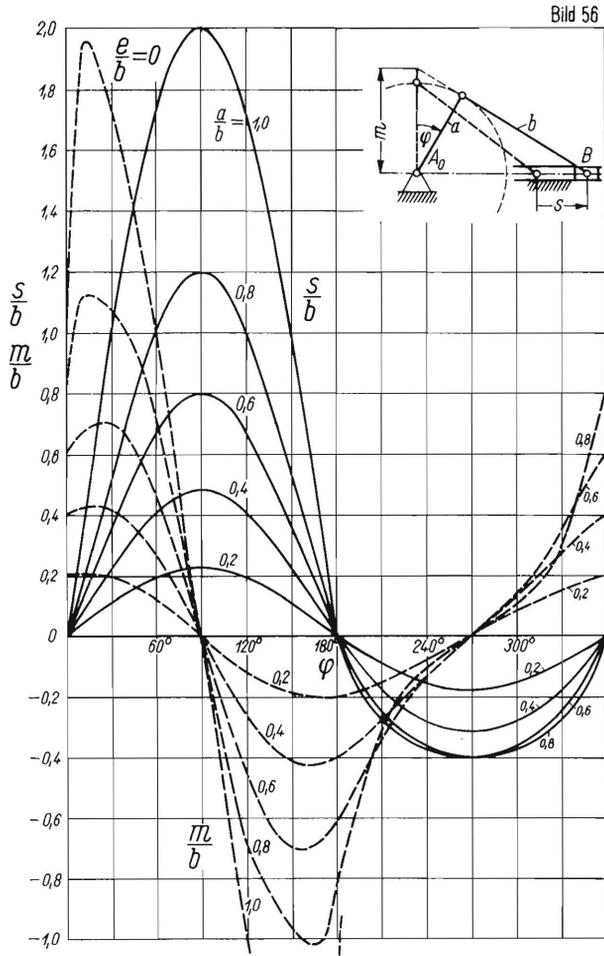


Bild 56 bis 59. Schubkurbelgetriebe als Kraftübergetrieben mit der Exzentrizität $e/b = 0; 0,2; 0,4$ und $0,6$. Verlauf der Kolbenwege s/b und der Drehschubstrecke m/s in Abhängigkeit von dem Verhältnis a/b .

gekennzeichnet durch eine grössere Abweichung des Übertragungswinkels μ von 90° , in Kauf nehmen. Um ohne viel Zeichenaufwand sich einem geforder-

ten Bewegungsbereich mehr oder weniger gut anzunähern, sind in den folgenden Kurventafeln die Bewegungs- und Kraftverhältnisse für viergliedrige

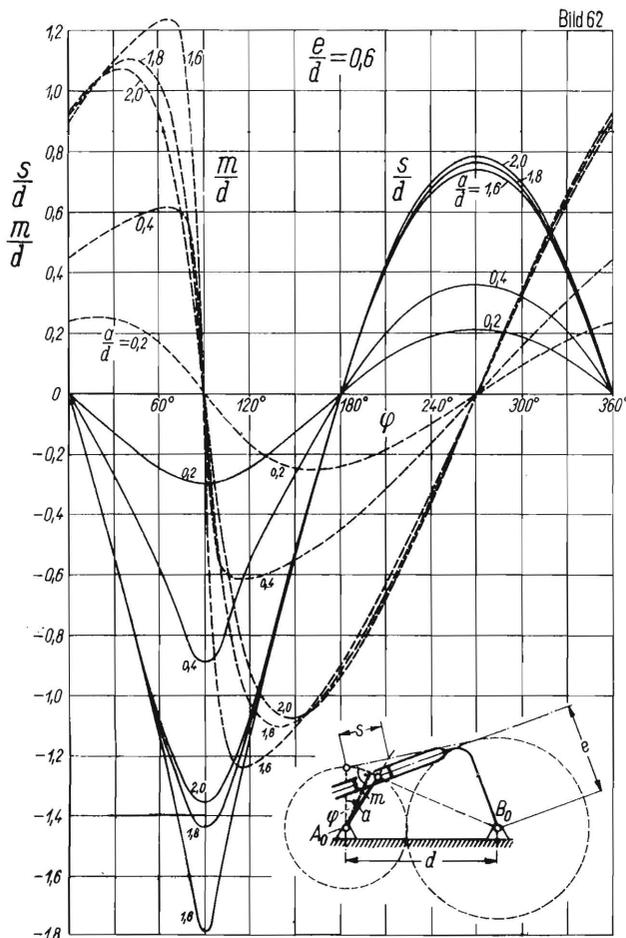
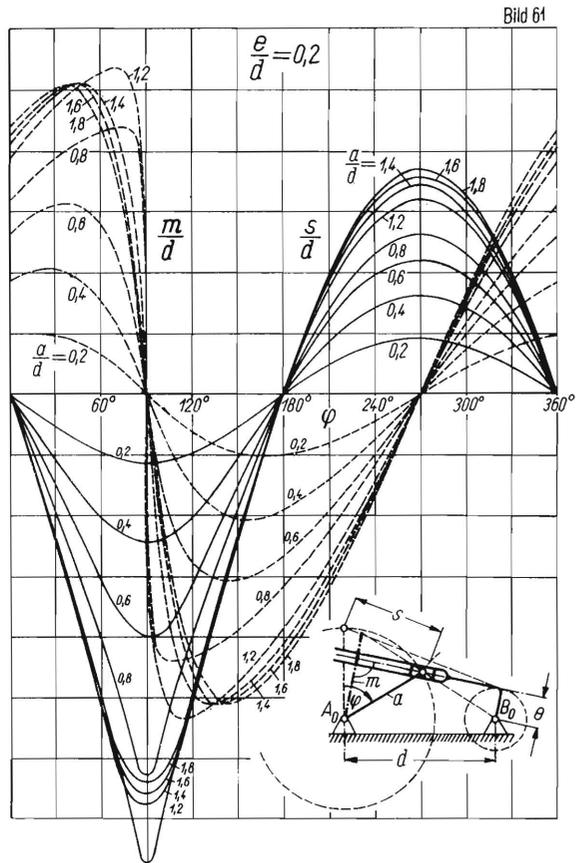
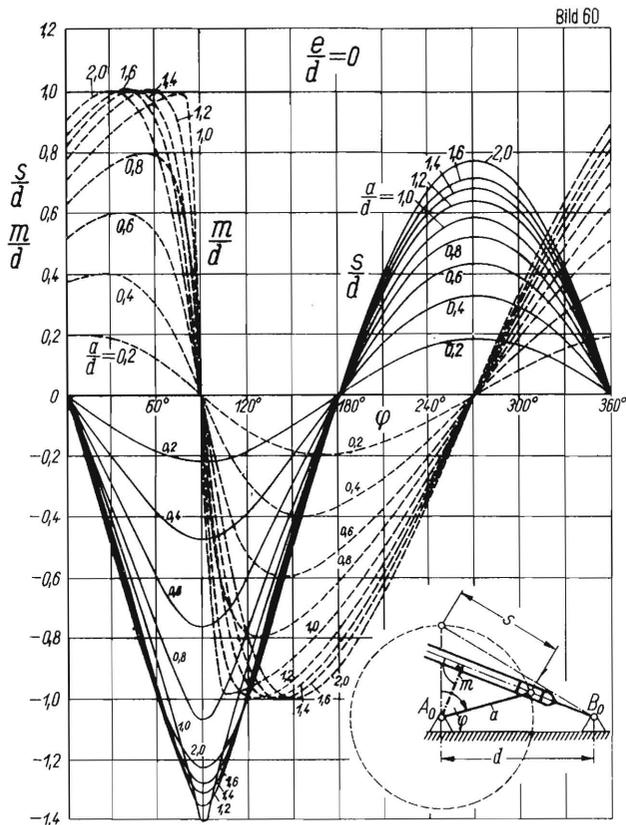


Bild 60 bis 62. Kurbelschleifen als Krafthebergetriebe mit der Exzentrizität $e/d = 0, 0,2$ und $0,6$. Verlauf der Kolbenwege s/d und der Drehschubstrecke m/d in Abhängigkeit von dem Verhältnis a/d .

Bild 56 zeigt für die zentrischen Schubkurbelgetriebe die Kolbenwege und Drehschubstrecken in Abhängigkeit vom Schwingwinkel φ . Die Bewegungsrichtung des Kolbengelenkpunktes B geht also bei allen diesen Getrieben durch den Kurbeldrehpunkt A_0 . Um auch hier wieder dimensionslose Werte für s und m zu erhalten, sind sämtliche Werte auf die Länge der Koppelstange b bezogen worden. Die Kurven zeigen daher den Verlauf der s/b - und m/b -Werte für die Verhältnisse $a/b = 0,2$ bis $1,0$ über den φ -Werten als Abszisse²⁾. Die Kurbelwinkel φ wurden von der Stellung der Kurbel a senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbens als Nullstellung aus rechtsdrehend gemessen. Jedem Maximum und Minimum der s/b -Kurve entspricht ein Nullpunkt der m/b -Kurve, jedem Wendepunkt der s/b -Kurve ein Maximum bzw. Minimum der m/b -Kurve.

Will man sich also für einen bestimmten Kurbelwinkelbereich einem gegebenen Bewegungs- bzw. Kraftverlauf anpassen, so zeichnet man sich die gegebene s/b - bzw. m/b -Kurve auf durchsichtiges Papier auf und bringt diese Kurve durch Verschieben des durchsichtigen Papiers relativ zur Kur-

Getriebe aufgetragen worden, wobei die Abmessungen dieser Getriebe in praktischen Grenzen verändert wurden.

2) Das gleichschenklige Schubkurbelgetriebe mit $a/b = 1$, d.h. $a = b$, hat in der 0° - und 180° -Stellung eine Verzweigungsstellung, in der der Gelenkpunkt B mit dem Gestellpunkt A_0 zusammenfällt.

ventafel mit einer der Kurven möglichst gut zur Deckung. Der an der übereinstimmenden Kurve angeschriebene Verhältnisswert a/b zeigt dann die Abmessungen des dem gegebenen Bewegungs- und Kraftverlauf am nächsten kommenden Getriebes. Der zur Deckung kommende Kurventeil gibt ausserdem die Anfangs- bzw. Endstellung des Kurbelwinkels φ an. Dieses Verfahren kann für die im folgenden gezeigten Kurventafeln angewendet werden, die eine weitere Auswahl darstellen, falls in der Kurventafel von Bild 56 sich kein Kurvenabschnitt mit der gegebenen Kurve gut deckt.

Bild 57, 58 und 59 zeigen zum Unterschied zu Bild 56 Kurvenscharen für exzentrische Schubkurbelgetriebe, bei denen also die Bewegungsrichtung des Kolbengelenkpunktes B nicht durch den Kurbeldrehpunkt A_0 geht, sondern eine Exzentrizität e vorhanden ist. Auch diese Exzentrizität wurde auf die Koppelstangenlänge b bezogen. Sie ist in Bild 57 mit $e/b = 0,2$, in Bild 58 mit $e/b = 0,4$ und in Bild 59 mit $e/b = 0,6$ angenommen worden.

Ähnliche Kurventafeln sind in **Bild 60 bis 62** für viergliedrige Kurbelschleifengetriebe gezeigt. In Bild 60 sind die Kurvenscharen für die zentrische Kurbelschleife dargestellt, die Getriebeabmessungen sind auf die Gestelllänge d bezogen worden, so dass sich auch hier die dimensionslosen Werte s/d und m/d ergeben. Für die Abszissenwerte φ der Kurbel a wurde wieder als Ausgangslage eine Kurbelstellung angenommen, die senkrecht zum Gestell d steht.

In Bild 61 sind die Kurvenscharen für eine Exzentrizität $e/d = 0,2$ und in Bild 62 für die Exzentrizität $e/d = 0,6$ aufgezeichnet. Man kann also auch hier mit Hilfe von durchsichtigem Papier versuchen,

einen gegebenen Bewegungsverlauf der Kurbel a einem Bewegungsverlauf des Kolbens s bzw. einem Drehschubstreckenverlauf m durch Deckung mit einer der Kurven aus den Kurvenscharen mehr oder weniger gut auszugleichen.

Schrifttum

- [1] Hain, K.: Das Übersetzungsverhältnis in periodischen Getrieben von Landmaschinen. Landtechn. Forsch. 3 (1953) 97/108.
- [2] Hain, K.: Periodische Winkelgeschwindigkeits- und Drehmomentwandler. Z. VDI 93 (1951) 239/244.
- [3] Kraus, R.A.: Über die grundsätzliche Entwicklung einziehbarer Flugzeugfahrwerke und die Ermittlung ihrer Gelenkkräfte. Z. f. Flugwiss. 1 (1953) 162/170.
- [4] Alt, H.: Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruieren periodischer Getriebe. Werkstattstechn. 26 (1932) 61.
- [5] Rössner, W.: Die Bewegungs- und Kraftübertragung beim sechsgliedrigen Zweistandgetriebe. Feingertechn. 2 (1953) 249/251.
- [6] Alt, H.: Die Güte der Bewegungsübertragung bei periodischen Getrieben. Z. VDI 96 (1954) 238/244.
- [7] Hain, K.: Die günstigste Übertragung von Schwingbewegungen. Landtechn. Forsch. 3 (1953) 24/26.
- [8] Seifert, A.: Ölhdraulische Kraftheber für den Ackererschlepper. Grndl. d. Landtechn. Heft 1. Düsseldorf 1951. S. 45/60.
- [9] Seifert, A.: Kraftheber für Ackerschlepper. Z. VDI 93 (1951) 297/302.
- [10] Seifert, A.: Versuche und Erfahrungen mit ölhdraulischen Krafthebern. Grndl. d. Landtechn. Heft 4. Düsseldorf 1953. S. 84/100.
- [11] Hain, K.: Zur Synthese der Schiebepaar-Getriebe. Ing.-Archiv 20 (1952) 184/188.
- [12] Beyer, R.: Kinematische Getriebe-Synthese. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1953.
- [13] Hain, K.: Angewandte Getriebelehre. Hannover/Darmstadt 1952.
- [14] Hain, K.: Die Verwendung des Zweistand-Schubgetriebes in der Bearbeitungs-Technik. Konstruktion 2 (1950) 104/111.
- [15] Kraus, R.: Getriebeaufbau. Berlin 1952.
- [16] Brader, C.: Zur Analyse und Synthese ebener viergliedriger Gelenkgetriebe. Diss. TH. Braunschweig 1951.

Eingegangen am 28. 6. 1954

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Ing. Kurt Hain, (20 b) Braunschweig, Bundesallee 50