

DK 631.372.013

## Die Gestaltung einer neuen Reihe regelnder Kraftheber und ihrer Steuergeräte

Von **Walter Koenig**, Köln-Deutz<sup>1)</sup>

Es wird gezeigt, wie eine große Schlepperfirma aus vier konstruktiv völlig verschiedenen Krafthebern für ihre Schleppertypen unter Ausnutzung aller Erfahrungen und Erkenntnisse eine neue Typenreihe von Krafthebern entwickelt, die alle Forderungen in energetischer, funktioneller und fabrikatorischer Hinsicht erfüllen. Das notwendige Arbeitsvermögen der Kraftheber wurde den Schleppertypen zugeordnet, indem der Pflug mit dem jeweils größten statischen Moment angenommen wurde und unter Berücksichtigung von Erfahrungszahlen für Wirkungsgrad und Losreißkräfte zuerst generell die innere Kinematik, dann speziell die äußere Kinematik so variiert wurde, daß über den ganzen Hub ein Kraftüberschuß vorhanden ist. Dabei ergeben sich vier neue Krafhebertypen mit einem Arbeitsvermögen von 1030 bis 2090 kpm für Schlepper mit einer Motorleistung von 22 bis 92 PS.

Die Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Köln, der größte deutsche Hersteller von Ackerschleppern, stellte in den Jahren 1960 bis 1966 in Deutschland 190 370 Ackerschlepper mit Krafthebern vier völlig verschiedene Typen her. Die Verschiedenheit der Kraftheber war „historisch“ durch unterschiedliche Schleppergetriebe bedingt. Die Kraftheber, seit einigen Jahren kraftregelnd, liefen über vier verschiedene Fertigungsstraßen in drei Firmen. Nur die fremdbezogenen Steuergeräte waren einheitlich. Das war fabrikatorisch und hinsichtlich des Kundendienstes ein unbefriedigendes Bild, wenn auch von dem Kraftheber der unteren Mittelklasse, **Bild 1**, (120 050 Stück in dieser Zeit) die wesentlichen Einzelteile in Werken der Firma auf Sondermaschinen in Eigenfertigung waren.

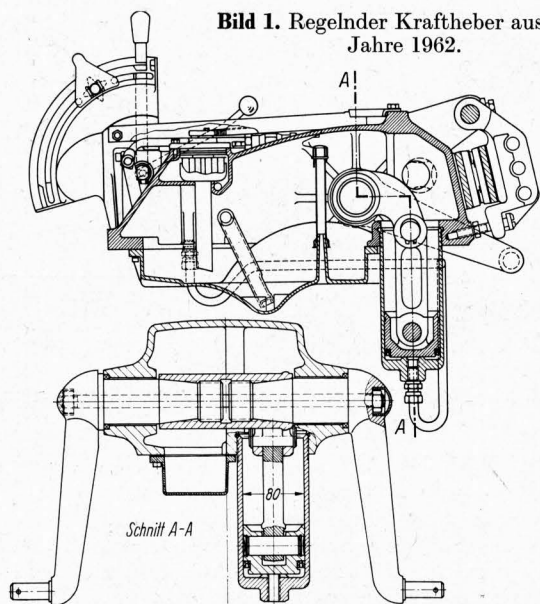
Dieser Kraftheber der Mittelklasse war auf ein bestimmtes Schleppergetriebe zugeschnitten: Ein Zahnrad taucht in den Konstruktionsraum des Krafthebers; der Zylinder tauchte in das Differentialgetriebe ein. Deswegen konnte das Arbeitsvermögen des Krafthebers nur durch Steigerung des Öldruckes (von 150 auf 175 bzw. 200 atü) der steigenden Motorleistung und dem damit steigenden Gewicht der Geräte entsprechend gesteigert werden, was nicht ausreichend erschien.

Vom Baulichen gesehen war es diese Tatsache, vom Wirtschaftlichen die Typenzersplitterung, die den Anlaß gaben, sich von allem Vorhandenen zu lösen, das vorhandene Entwicklungspotential wirksam werden zu lassen und die in einigen Jahren der Fertigung und Anwendung gewonnenen Erfahrungen und Forschungsergebnisse zur Verbesserung des Regelsystemes in die Praxis einzuführen.

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der VDI-Tagung Landtechnik in Braunschweig am 12. Oktober 1967.

Prof. Dr.-Ing. Walter Koenig ist Leiter der Abteilung Konstruktion der Hydraulik für Radschlepper und Erdbewegungsmaschinen der Klöckner-Humboldt-Deutz AG und Lehrbeauftragter für Hydraulik und Pneumatik an der Technischen Universität Berlin.

**Bild 1.** Regelnder Kraftheber aus dem Jahre 1962.



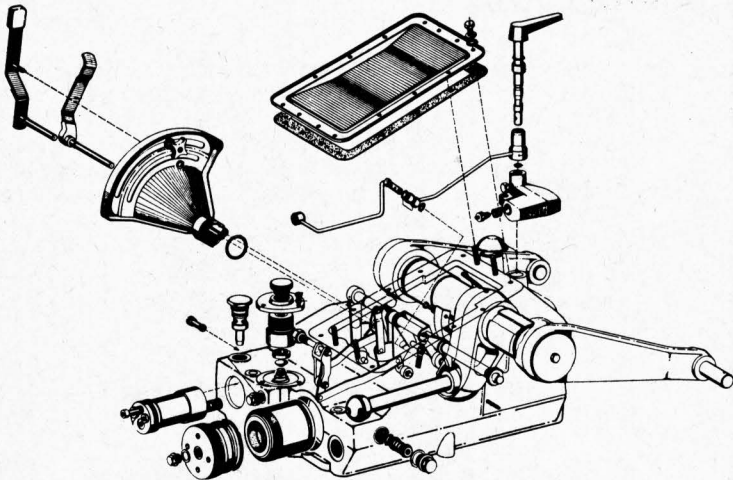
### Aufgabenstellung

Dabei waren folgende Bedingungen zu stellen:

1. Ausreichendes Arbeitsvermögen;
2. Gestaltung einer Typenreihe mit mehreren Krafthebern verschiedener Arbeitsvermögen für mehrere Getriebe verschiedener Größe und Leistung mit zwei Gruppen von Anschlußmaßen und mit
  - a) möglichst vielen Gleichteilen und
  - b) Bearbeitung der Ungleichteile der verschiedenen Typen auf denselben Maschinenstraßen unter geringster Umrüstung;
3. größere Empfindlichkeit der Regelung als bisher;
4. nachträglicher Anbau und Austausch der sogenannten Zusatzsteuergeräte ohne Nachjustieren der Regelung des Krafthebers;
5. konstruktive Freiheit für weitere Zusatzsteuergeräte in Paketbauweise, wieder in einem hydraulischen System konstanten Förderstromes;
6. Unabhängigkeit der Endabstellung des Krafthebers beim Ausheben der Geräte von der Größe der Kraft am Meßwertumformer (dem sogenannten „Geber“);
7. Verriegelung der Ackerschneibe in Normhöhe unter zuverlässiger Abschaltung der Ölpumpe und bei Wirksamkeit des Zylinder-Sicherheitsventiles;  
6 + 7 erforderten für den drucklosen Zustand eine Disjunktion, ein „nicht ausschließliches Oder“, welches mit dem bisherigen Steuerungssystem nicht zu verwirklichen war;
8. Unabhängigkeit der Senkgeschwindigkeit der Geräte von ihrem Gewicht;

9. Offenhalten des Produktes, nicht nur des Bauraumes, für mehrere Regelungsarten, um, den wechselnden Anforderungen der Benutzer folgend, jederzeit umpolen zu können;
10. die Kraftheber mußten sowohl für die Regelung über den oberen Lenker als auch über die unteren Lenker geeignet sein und auch unter Last schaltbare sowie stufenlose Getriebe berücksichtigen;
11. unter Berücksichtigung dieser universellen Anforderungen Verzicht auf alle Forderungen sonstiger Universalität;
12. fertigungsgerechte Gestaltung der Leistungsteile, des Rechengestänges und der Steuergeräte („Ventile“) mit ihren so sehr abweichenden Genauigkeitsanforderungen entsprechend den Einrichtungen der verschiedenen Werkstätten des Unternehmens;
13. Investition in den Schwerpunkten der Eigenfertigung;
14. Berücksichtigung der eigenen Erfahrungen und der eigenen und fremden Forschungsergebnisse, insbesondere hinsichtlich der Betriebssicherheit.

Es zeigte sich, daß alle diese Forderungen mit einer Typenreihe erfüllt werden können, **Bild 2**.



**Bild 2.** Ein Kraftheber der neuen Typenreihe (Arbeitsvermögen 1690 kpm).

### Arbeitsvermögen

(zu Punkt 1 der „Aufgabenstellung“)

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Krafthebers ist die Angabe des Arbeitsvermögens der Angabe der Hubkraft bei weitem vorzuziehen: Das indizierte Arbeitsvermögen bestimmt den Preis des Krafthebers und entscheidet über die Einsatzfähigkeit des Schleppers, dagegen kann die Hubkraft an der Ackerschleife von jedem Landmaschinenschlosser in einer halben Stunde auf Kosten der Hubhöhe verdoppelt werden.

Über die erforderliche Größe des Arbeitsvermögens des Krafthebers eines Schleppers entscheidet meist der Pflug. Das notwendige Arbeitsvermögen der Kraftheber wurde den Schleppertypen zugeordnet, indem jeweils der Pflug mit dem größten statischen Moment angenommen und unter Berücksichtigung

**Tafel 1.** Arbeitsvermögen und kennzeichnende Abmessungen der vier Kraftheber der Typenreihe.

Typ	Arbeitsvermögen kpm	Kolbendurchmesser mm	Hub mm	passend für Schlepper PS
K 35	1030	70	152	22 bis 35
K 45	1340	80	152	45
K 45.1/K 55	1690	90	152	62

Ein weiterer Typ erreicht 2 100 kpm. Der Druck ist einheitlich 175 atü, der Ölinhalt der Gehäuse 12 bis 14 l (das gleiche Öl, das jeweils im Motor verwendet wird).

von Erfahrungszahlen für Wirkungsgrad und Losreißkräfte zuerst generell die innere Kinematik, dann speziell die äußere Kinematik so variiert wurden, daß über den ganzen Hub ein Kraftüberschuß vorhanden ist. Es ergaben sich Arbeitsvermögen und Abmessungen nach **Tafel 1**. Der Druck ist einheitlich 175 atü.

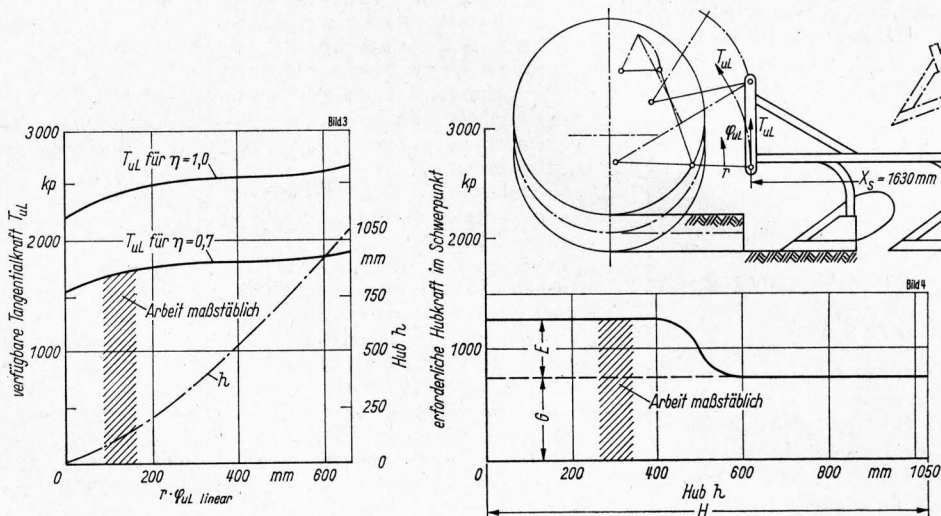
Bei der wegen des Fahrens mit ausgehobenem Pflug nun einmal erforderlichen ungleichen Länge der Lenker des Dreipunktgestänges legt der Schwerpunkt des Gerätes einen erheblich größeren vertikalen Weg zurück als seine Tragschiene, d. h. als die hinteren Enden der unteren Lenker, mithin sind an der Tragschiene die Geschwindigkeiten kleiner und die Kräfte größer, **Bild 3** und **4**. Doch sind die verrichteten Arbeiten an beiden Bezugspunkten gleich, wenn man den Wirkungsgrad berücksichtigt, der über den Weg veränderlich im Mittel aber etwa 0,8 ist (von der indizierten Arbeit bis zur Hubarbeit am Schwerpunkt des Gerätes — 100 Literatmosphären entsprechen 1000 kpm). Die Zug- bzw. Druckkraft im oberen Lenker verrichtet keine Arbeit, da für sie das äußere Produkt aus Kraft und Weg gleich Null ist; sie verursacht Reibungsarbeit in den Gelenken, die im Wirkungsgrad berücksichtigt ist.

Wir dürfen also Arbeitsbeträge vergleichen. **Bild 3** und **4** sind in Kraft- und Wegmaßstäben und damit in den Arbeitsmaßstäben identisch, sie gestatten daher im unmittelbaren Vergleich zu beurteilen, ob das Arbeitsvermögen ausreicht.

Es ist un bequem, längere Zeit in zwei Darstellungsebenen zu arbeiten. Aufgrund der Gleichgewichtsbedingungen für die Momente am Pflug kann man graphisch, ohne Rechnung rasch, genau und übersichtlich aus den bekannten Kräften am Pfluge die von ihnen „hervorgerufenen“ Kräfte an anderen Stellen ermitteln und in einem gemeinsamen Koordinatensystem darstellen. Unter Zuhilfenahme des Momentanpoles ist eine rasche Kontrollrechnung möglich.

In **Bild 5** ist z. B. der Vertikalanteil  $P_{UL}$  der erforderlichen und der verfügbaren Kräfte an den hinteren Gelenkpunkten der unteren Lenker über dem vertikalen Hub  $l$  dieser Punkte aufgezeichnet, in **Bild 6** dieselben Kräfte in Abhängigkeit vom vertikalen Weg  $h$  des Schwerpunktes des Pfluges. **Bild 7** zeigt das an der Hubwelle verfügbare Drehmoment in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\alpha$  der Hubwelle.

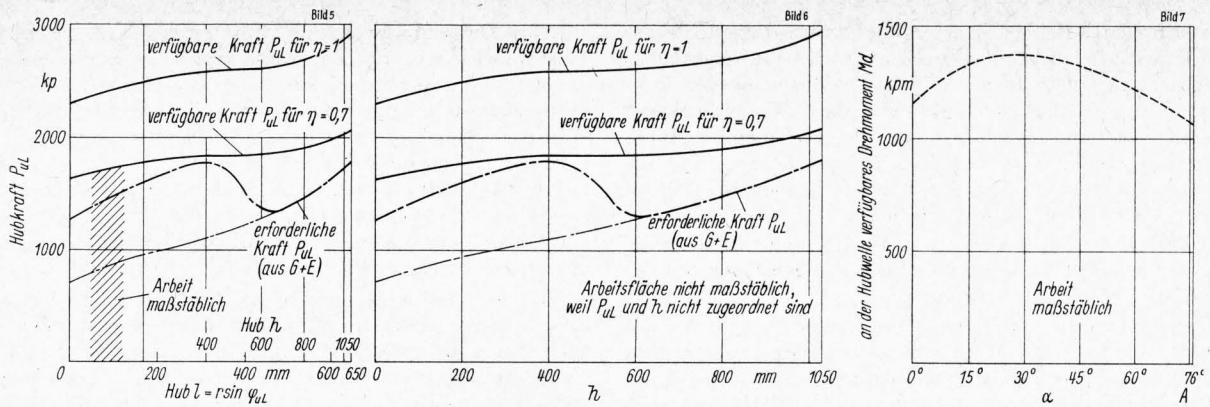
Ein Urteil über örtlichen Überschuß oder Unterschub (Vergleich der Augenblickswerte) der Kräfte ist nun natürlich in



**Bild 3 und 4.** Gegenüberstellung der erforderlichen und der verfügbaren Arbeit an Pflug und Kraftheber.

G Pfluggewicht  
E vertikale Bodenkräfte





**Bild 5 bis 7.** Gegenüberstellung des vom Gerät her erforderlichen und des mit einem bestimmten Kraftheber möglichen Kraftverlaufes an den unteren Gelenkpunkten über dem Hub  $l$  der unteren Gelenkpunkte und dem Hub  $h$  des Pflugschwerpunktes. Ferner an der Hubwelle des Krafthebers verfügbares Drehmoment über dem Drehwinkel  $\alpha$  der Hubwelle.

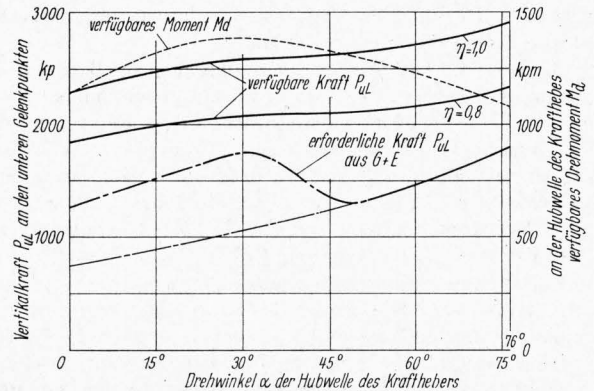
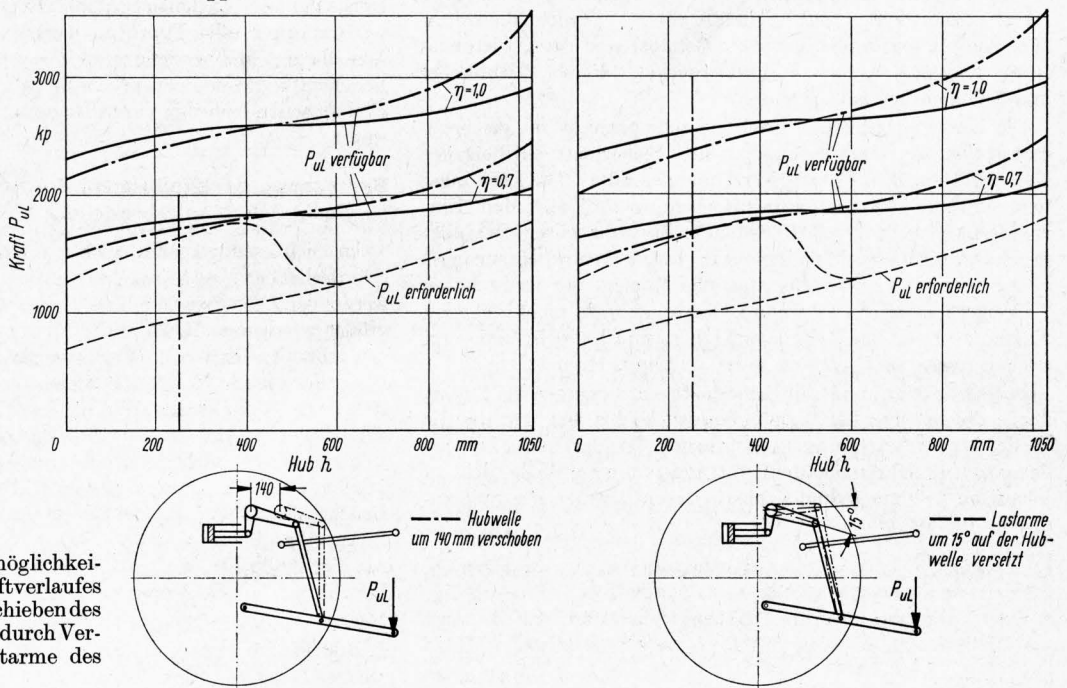
Bild 5 und 6 und in anderen, aber gemeinsamen Maßstäben für „erforderliche“ und „verfügbare“ Kräfte möglich. Dagegen kann bei örtlichen Unterschüssen die Frage, ob das Arbeitsvermögen des Krafthebers ausreichen wird, (außer durch Probieren) nur anhand von solchen Schaubildern beantwortet werden, bei denen sich der Flächenmaßstab der Arbeit aus zugeordneten Größen (Kraft  $\times$  Weg) ergibt, und über die ganze Fläche des Diagramms konstant ist.

Das ist für Bild 5 der Fall, für Bild 6 und 8 jedoch nicht. Erstere Art der Darstellung ist für die ersten Entwürfe zu bevorzugen; hat man dagegen bei einer in Fertigung befindlichen Typenreihe von Krafthebern nur noch Varianten der „äußeren Kinematik“ mit verschiedener Bereifung und entsprechend verschiedenem Dreipunktgestänge usw. zu behandeln, so kann eine Darstellung aller zu betrachtenden Kräfte und des Drehmoments an der Hubwelle, z. B. in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\alpha$  der Hubwelle, praktisch und ausreichend sein, **Bild 8**<sup>2)</sup>.

**Bild 9 und 10** zeigen z. B., daß man durch „Verdrehen“ der äußeren Lastarme des Krafthebers gegenüber der Hubwelle (d. h. gegenüber dem inneren Kraftarm) praktisch die gleiche Veränderung der verfügbaren Kraft hervorrufen kann, wie durch waagerechtes Versetzen des ganzen Krafthebers: d. h., man kann auch die Veränderung der verfügbaren Kraft durch Versetzen des ganzen Krafthebers weitgehend durch das Verdrehen der Lastarme kompensieren, wenn man den Drehmomentverlauf, Bild 7, mit dem Maximum etwa in der Mitte ausgelegt hat. Man muß sich jedoch sorgfältig hüten, solche Variationen auf Kosten der Hubhöhe zu machen: Die Hubhöhe hängt stark von der Länge der Hubstreben ab; die Normwerte für die Hubhöhe sind nach Ansicht des Verfassers knappe Mindestwerte!

<sup>2)</sup> Für die Messung der an ausgeführten Schleppern verfügbaren Kräfte scheint sich über ISO die amerikanische Norm SAE J 715c Standard einzubürgern, die auch Vorschriften über die Mindestgröße der Hubkraft in Abhängigkeit von der Höchstzugleistung des Schleppers macht. Dabei greift die Vertikalkraft an einer Prüfvorrichtung (in Form eines Pfluges) für alle Kategorien der Dreipunkt Kupplung 610 mm hinter der Tragschiene an. Auf diesen Punkt wären dann in Zukunft auch die theoretischen Überlegungen zu beziehen. Die Arbeiten des deutschen Normenausschusses zielen darauf hin, die größtzulässigen Werte für Gewicht und Schwerpunktsabstand der Geräte der Höchstzugleistung der Schlepper zuzuordnen.

**Bild 9 und 10.** Variationsmöglichkeiten des verfügbaren Kraftverlaufes durch waagerechtes Verschieben des ganzen Krafthebers bzw. durch Verdrehen der äußeren Lastarme des Krafthebers.



**Bild 8.** Vergleich der erforderlichen und der verfügbaren Kräfte über dem Drehwinkel  $\alpha$  des Krafthebers. Bequeme Arbeitsunterlage — ermöglicht aber allein keine endgültige Aussage über das Ausreichen des Arbeitsvermögens des Krafthebers.

Der Gesamtwirkungsgrad der gesamten Anlage ist mit 0,7 etwas zu ungünstig angenommen; er liegt nahe an 0,8. Der momentane Wirkungsgrad geht gegen das obere Hubende zurück.

Für die erforderlichen Kräfte muß man zu den aus dem Gewicht des Gerätes ermittelten Kräften im ersten Teil des Hubes einen Zuschlag von 120% (bei kleinen Schleppern) bis 70% (bei großen Schleppern) machen, um den im Eingriff mit dem Boden befindlichen Pflug bei stehendem Schlepper unter allen Bedingungen (außer Felsblock) ausheben zu können; dieser Zuschlag deckt auch die zum Tiefenregeln während des Pflügens und zum Ausheben während der Fahrt erforderlichen Kräfte.

Diese großen Zuschläge machen die vorher dargestellte genaue Ermittlung nicht überflüssig; natürlich ist nicht alles rechenbar, sondern in manchen Entscheidungen ist der Konstrukteur auf die Intuition angewiesen; eine Überschneidung von „Angebot“ und „Nachfrage“ am oberen Ende des Hubes führt mit Sicherheit zum Versagen, eine am unteren Ende des Hubes zu unbefriedigendem Arbeiten des Gespannes; deshalb kommen beide auf Bild 3 bis 10 nicht vor.

Der Verlauf des Drehmomentes an der Hubwelle, Bild 7, kann im wesentlichen durch die Schränkung des Kurbeltriebes beeinflusst werden.

Selbstverständlich muß auch das statische Moment des Schleppers für das zugrunde gelegte schwerste Gerät ausreichen, nicht nur aus Gründen der Fahrsicherheit, sondern weil beim Abheben der Vorderräder vom Boden die bei der Oberlenkerregelung so wirksame dynamische Rückführung zum Ausfallen gebracht wird, die der Verfasser 1962 theoretisch dargestellt hat [3]. Erfahrung und Versuche haben bestätigt, daß ohne diese dynamische Rückführung das Regelverhalten der zugkraftregelnden Kraftheber unbefriedigend ist.

Außerdem muß gewährleistet sein, daß auch im Beharrungszustand stets Zugkräfte in den Hubstangen vorhanden sind, weil sonst bei einwirkendem Kraftheber der Pflug nicht auf die gewünschte Tiefe geht („Einzug“). Man prüft das zweckmäßig mittels der graphischen Statik für das ungünstigste Beispiel, wobei wir allerdings annehmen, die Sohlenkraft sei Null [6]. Das Verfahren der „Grenzgerade“ [7] liefert für den vorliegenden Zweck m. E. unnötig große Reserven an „Einzug“.

Aufsattelpflüge erfordern gegenüber Anbaupflügen ein etwa halb so großes Arbeitsvermögen des Krafthebers und auch ein geringeres statisches Moment des Schleppers als Anbaupflüge für die gleiche Bodenbearbeitungsaufgabe. Doch gestattet das nicht, das Arbeitsvermögen der Kraftheber kleiner zu machen, weil der Aufsattelpflug sich in Deutschland nur langsam durchsetzt.

### Gestaltung der Typenreihe

(zu Punkt 2 der „Aufgabenstellung“)

Die gewählten Arbeitsvermögen (Tafel 1) haben sich als ausreichend erwiesen. Allerdings kann wegen der identischen Lage aller Hauptachsen der Kraftheber — aber mit zwei verschiedenen in der Maschinenstraße enthaltenen Bohrern für den Anschluß der Kraftheber an die Getriebe — die Zuordnung der Arbeitsvermögen zu den Schleppergetrieben von heute auf morgen geändert werden.

Die vier im Arbeitsvermögen so verschiedenen, für verschiedene Schlepper und Getriebe bestimmten Kraftheber der Typenreihe wurden verwirklicht mit 111 Gleichteilen<sup>3)</sup> und 27 Teile, die Ungleichteile sind. Ungleich sind bei den 4 Krafhebertypen verschiedene Leistung nicht die Regelteile und nicht die räumliche Anordnung, sondern nur die Gehäuse und die „Leistungs-teile“. Es gibt 4 Kolben, 4 Zylinderdeckel, 2 Pleuel, 2 Hubhebel und 3 Wellen mit Lagerbüchsen.

Die Leistungsteile sind durch ein sehr gutes, sehr „rasches“, unmittelbar am Zylinder angebrachtes Sicherheitsventil eigener Konstruktion, Bild 11, und Fertigung geschützt. Die Leistungsteile sind auf Dauerschwellbeanspruchung 25% über dem Einstelldruck = 175 atü (= Nenndruck) des sehr guten Pumpendruckbegrenzungsventils bemessen. Dieses Druckbegrenzungsventil begrenzt zugleich das statische Moment der benutzbaren Anbaugeräte, indem schwerere Geräte einfach nicht gehoben werden können. Das Zylindersicherheitsventil spricht beim statischen Ausheben (Nenndruck) bei weitem noch nicht an.

Indikator diagramme mit Sicherheitsventil ergaben bei Stößen durch die „aktive Last“ Zylinderdrücke bis 350 atü, die die Welle bis zur Streckgrenze beanspruchen. Das darf in der Lebensdauer von 10 Jahren 5000mal stattfinden, um die Welle nicht zu schädigen<sup>4)</sup>. Ohne Zylindersicherheitsventil waren die Spitzendrücke 400 atü und höher.

<sup>3)</sup> Hier sind die Steuergeräte als je ein Teil gezählt. Sie sind bei allen Krafhebertypen identisch.

<sup>4)</sup> Unter Technologen ist es eine Streitfrage, ob nicht die Welle überhaupt durch diese 5000 Stöße noch trainiert wird, da die gefährliche Spannung die Torsionsspannung in den Wellenenden ist, diese aber in immer gleichem Sinne auftritt.

Einige Dutzend komplette Kraftheber der vier Typen wurden Pulserversuchen bis  $10^7$  Lastwechsel ausgesetzt. Dadurch wurden die Vergleichsrechnung der Wellendurchmesser kontrolliert und die schwer zu berechnenden inneren Hubhebel in Form und Werkstoff endgültig festgelegt. Die Pulserversuche erfolgten entsprechend einem Zylinderdruck von 220 atü, unter Fortlassung der möglicherweise trainierenden 5000 Einzelstöße. Zahllose Dauerläufe kompletter Kraftheber mit dem vollen Hub und sehr hohen Spitzen bestätigten die Richtigkeit dieser Bemessung hinsichtlich Bruch, Verformung und Verschleiß.

Für die räumliche Anordnung der Kraftheber im Zusammenhang mit vorhandenen und möglichen Getrieben wurden zahlreiche Lösungen untersucht, Bild 12. Drei davon, nämlich a, i, k, wurden in allen Einzelheiten ausgearbeitet. Im Zusammenhang mit den Getrieben fiel die Entscheidung auf die Typenreihe j und k. Sie paßt sowohl auf alle oben glatten Getriebe als auch auf die eigene derzeitige Getriebe-Typenreihe, aus der oben an der Stelle R in Bild 12i ein Bodenrad heraussteht. Die Lösungen a und b könnten zu bevorzugen sein, wenn man auf die universelle Verwendbarkeit der Typenreihe für verschiedene Schlepper verzichtet.

### Bild 11. Zylinder-Sicherheitsventil.

Prüfvorschrift:

Betriebsdruck: 200 kp/cm<sup>2</sup>

zulässige Leackölmenge bei 200 kp/cm<sup>2</sup>: 5 cm<sup>3</sup>/24 h  
sichtbarer Ölaustritt bei 210 bis 260 kp/cm<sup>2</sup>

(im Neuzustand)

zulässiger Spitzendruck bei dynamischer Prüfung:  
320 bis 360 kp/cm<sup>2</sup>

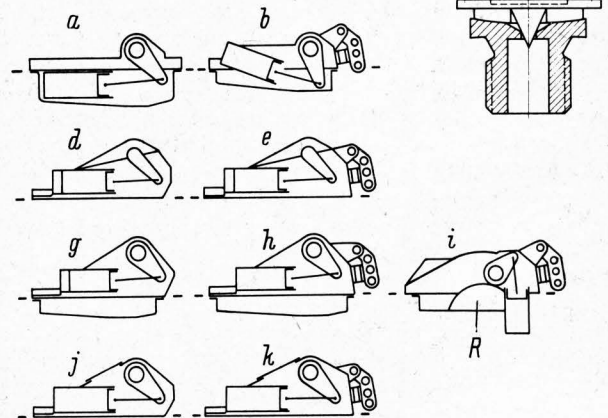


Bild 12. Untersuchte Lösungswege für die räumliche Anordnung der Kraftheber.

Durch geschickte Ausnutzung der Unterschiedlichkeit des Hecks der verschiedenen Schlepper war es möglich, für die Meßwertumformer aller Typen mit Oberlenkerregelung trotz unterschiedlicher Meßbereiche und Abmessungen eine identische Feder mit gleicher Beanspruchung zu verwenden, die und deren Einbau schon früher in vielen Dauerversuchen bemessen worden waren.

### Bemessung der Meßwertumformer, der sog. Geber

(zu Punkt 3 der „Aufgabenstellung“)

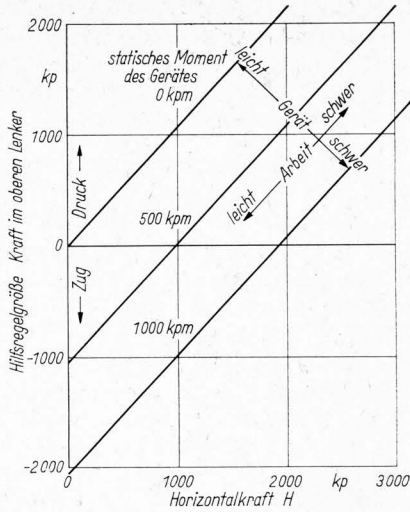
An sich genügt die bisherige Empfindlichkeit. Die erforderlichen Meßbereiche werden jedoch mit den größer werdenden Abmessungen und Gewichten der Geräte und den größer werdenden Bodenkräften immer größer: Leichte Arbeit mit schweren Geräten und schwere Arbeit mit leichten Geräten zeren den erforderlichen Meßbereich auseinander, besonders beim Geber am oberen Lenker, Bild 13, denn der Oberlenkergeber kann die Wirkungen der Regelgröße „Zugkraft“ und der Störgröße „Vertikalkraft“ nicht unterscheiden, ganz im Gegensatz zum „Geber“ an den unteren Lenkern: Der obere Lenker ist ein Druckstab und wirkt als Gleichrichter; die unteren Lenker sind Biegestäbe. Beim oberen Lenker kommen Horizontalkräfte wie Vertikalkräfte, die am Pfluge angreifen, stets als Zug- oder Druckkräfte am Schlepper und Meßwertumformer an.

In den unteren Lenkern dagegen verursacht eine Längskraft  $L$ , Bild 14a, die am Pfluge angreift, eine Reaktion im schlepperseitigen Gelenk in Richtung und Größe von  $Q_L$  (also fast waage-

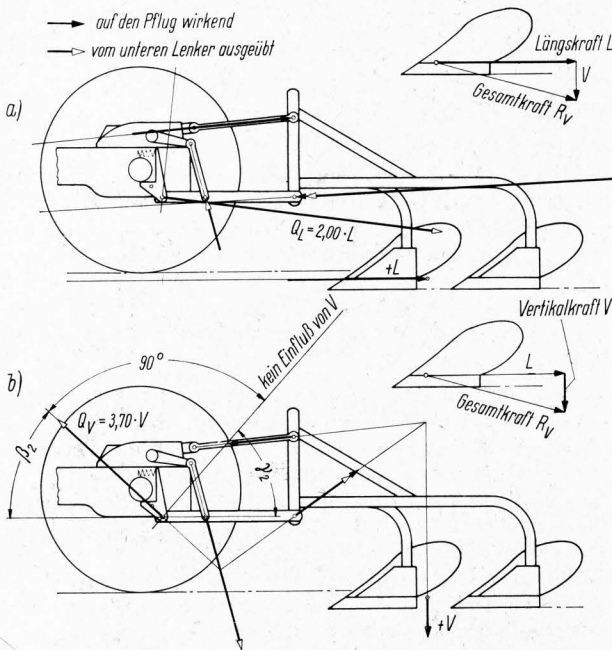


**Bild 13.** Ausweitung des erforderlichen Meßbereiches des Meßwertumformers am oberen Lenker durch unterschiedliche Abmessungen und Gewichte der Geräte.

Annahmen: Handelsübliche Pflüge  
 $V \approx S$



recht), eine Vertikalkraft  $V$  dagegen, wie das Gewicht des Pfluges, **Bild 14b**, verursacht eine Reaktion in Richtung und Größe von  $Q_V$ . Wählt man die Meßrichtung des Meßwertumformers senkrecht zu dieser Richtung von  $Q_V$ , so ist das vom Meßwertumformer an den Regler weitergegebene Signal unabhängig von Vertikalkräften. Vertikalkräfte beeinflussen also dann weder die Regelung, noch den Meßbereich. Leider sind die optimalen Winkel  $\beta_2$  bzw.  $\gamma_2$  für Anbaupflüge und für Aufsattelpflüge sehr verschieden voneinander, auch hat die Unempfindlichkeit gegen Vertikalkräfte Nachteile hinsichtlich der Rückführung.



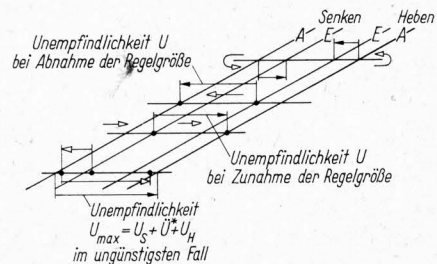
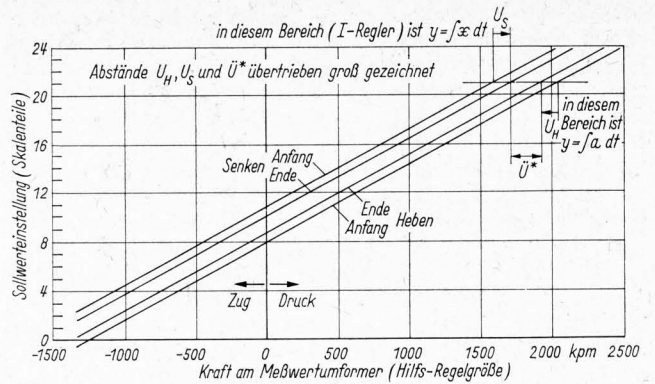
**Bild 14.** Abstützung von Längs- und Vertikalkräften am Meßwertumformer an den unteren Lenkern.

- Meßgröße (evtl. Hilfsregelgröße)  $Q_L$  infolge der Längskraft  $L$ .
- Meßgröße  $Q_V$  infolge der Vertikalkraft  $V$  (Störgröße).

Die durch den Trend gebotene Vergrößerung des Meßbereiches der „Geber“ hätte unter sonst gleichen Bedingungen die „Empfindlichkeit“ des ganzen Reglers herabgesetzt. Daher mußte gleichzeitig die „Unempfindlichkeit“<sup>5)</sup> anderer Elemente des Reglers herabgesetzt werden.

**Bild 15 und 17** zeigen den Zusammenhang zwischen Meßbereich und Unempfindlichkeit des Reglers, der ebenso wie sein Vorgänger als „quasistetig“ anzusehen ist. Er ist im Bereich „Senken“ ein I-Regler, im Bereich „Heben“ hat das Steuergerät

<sup>5)</sup> Unter Unempfindlichkeit [kp] versteht man diejenige Änderung der Kraft, die erforderlich ist, um eine Reaktion des Reglers auszulösen. Sie hängt von Ausgangszustand und Richtung der Änderung ab, Bild 15. Eine „Empfindlichkeit“  $E$  könnte man dann mit  $E = 1/U$  [kp<sup>-1</sup>] definieren.

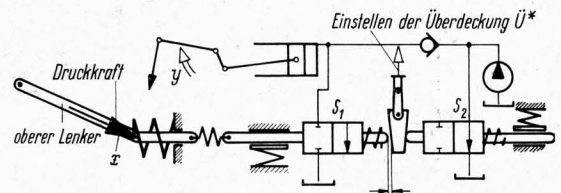


**Bild 15.** Unempfindlichkeit  $U$  [kp<sup>-1</sup>] von Krafthebeanlagen. (Empfindlichkeit  $E = 1/U$  [kp<sup>-1</sup>])

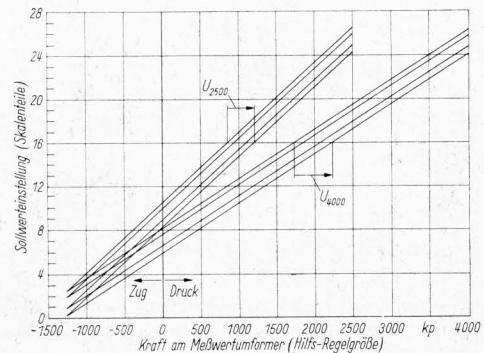
$U_H$  Unempfindlichkeit beim Heben

$U_S$  Unempfindlichkeit beim Senken

$\ddot{U}^*$  „Überdeckung“, die von der Überdeckung des Vorsteuerschiebers linear abhängig ist



**Bild 16.** Modell für das Zustandekommen der Unempfindlichkeit.  $S_1, S_2$  hydraulische Steuerschieber



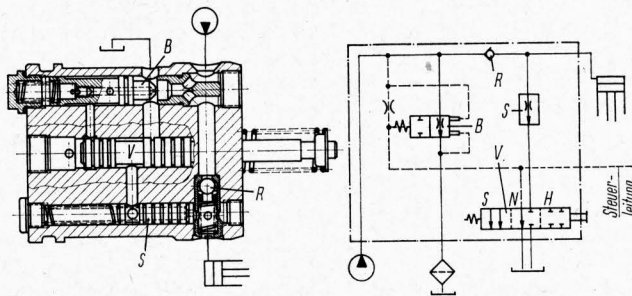
**Bild 17.** Meßbereich des Meßwertumformers [kp] und Unempfindlichkeit  $U$  [kp] (stark vergrößert gezeichnet).

ein Zweipunktregler. Dessen „Schaltdifferenz“ ist bei Heben durch seine hydraulische Gestaltung festgelegt und — wie bei „Senken“ — durch ein erwünschtes Maß von Federung und Reibung verstärkt. In Bild 15 unten ist ein „Fahrplan“ (von oben nach unten im Sinne der offenen Pfeile) für das Durchdenken der Wirkungen der Reibung. (Das Maß  $\ddot{U}^*$  ist nicht die Überdeckung des Vorsteuerschiebers, hängt aber linear von ihr ab. Der Regler würde auch mit  $\ddot{U}^* < 0$  funktionieren.)

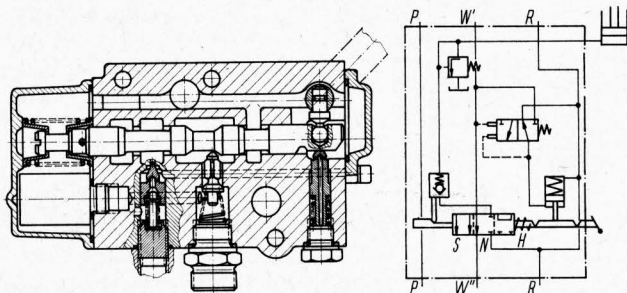
**Bild 16** zeigt einen Vorschlag eines Denkmodells für das Entstehen der Unempfindlichkeit. Bild 17 zeigt sehr stark vergrößert gezeichnet die sich ergebende Abhängigkeit der Unempfindlichkeit  $U$  [kp] vom Meßbereich (2500 kp bzw. 4000 kp).

Die Verkleinerung der Unempfindlichkeit wurde durch folgende Maßnahmen erreicht:

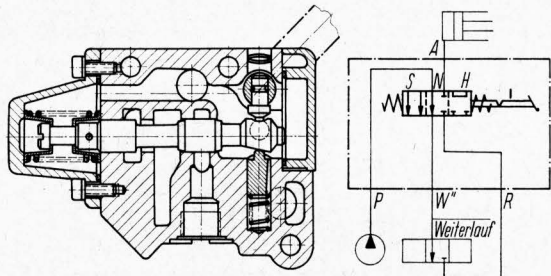
1. das Rechengestänge wurde aus dem staubigen Außenraum in den ölgefüllten Innenraum des Krafthebers verlegt und weitgehend reibungsarm gemacht;
  2. das Rechengestänge wurde möglichst unelastisch („starr“) gemacht;
  3. an Zug- und Druckstäben sind die Angriffspunkte der Kräfte so gelegt, daß sie die Wellen der Hebel senkrecht kreuzen. Das verringert Federung und Reibung an Hebeln und Wellen;
  4. die notwendige Durchführung („Stopfbüchse“) für das Istwert-Signal der Kraft wurde reibungsarm ausgebildet (Drehbewegung bringt bei geeigneter Hebellänge rund  $1/20$  der Hysterese gegenüber Translationsbewegung).
- Dadurch war es möglich,
5. die Kräfte im Rechengestänge auf etwa 40% herabzusetzen, was wiederum Federung und Reibung verringerte.



**Bild 18.** Das „Regelsteuergerät“ der Typenreihe (4/3-Wegeventil, vorgesteuert).



**Bild 19.** „Zusatzsteuergerät“ für Frontlader (4/3-Wegeventil als „Zwischengerät“ eines „Stapels“; negative Überdeckung, druckgesteuerte Entrastung; Zylindersicherheitsventil eingebaut).



**Bild 20.** „Zusatzsteuergerät“ für Mähwerksaufzug (4/3-Wegeventil als „Endgerät“ eines „Stapels“; positive Überdeckung).

Auf diese Weise wurden Hysterese und Unempfindlichkeit je etwa halbiert und so wurde die Regelung über den oberen Lenker so empfindlich, daß zum Erzielen eines aperiodischen Verlaufes der bistabile Schalter B gedämpft werden mußte und konnte. Das Endergebnis ist hinsichtlich Empfindlichkeit und Dämpfung sehr zufriedenstellend.

Das Regelsteuergerät ist mit einer Zylinderpassung und 2 O-Ringen in das Krafthebergehäuse eingebaut, Bild 2 und Bild 18. Es enthält einen mechanisch (durch die Differenz Sollwert/Istwert) betätigten Vorsteuerschieber V, der den bistabilen Schalter B betätigt und bzw. oder den Senkstrom steuert, ein Rückschlagventil R und einen Zweibege-Strombegrenzer S. Der bistabile Schalter unterliegt noch anderen Steuereinflüssen.

#### Zusatzsteuergeräte

(zu Punkt 4 und 5 der „Aufgabenstellung“)

Die Zusatzsteuergeräte sind mit ebenen Flächen und O-Ringen als Paket an das Krafthebergehäuse angeschraubt, unabhängig

vom Regelsteuergerät. So können weitere Geräte (z. B. für Frontlader und Mähwerk) angebaut werden, ohne die Justierung des Meßwertumformers oder des Regelsystems zu beeinflussen. Beim nachträglichen Anbau des Steuergerätes für den Mähwerksaufzug brauchen nicht einmal die Schrauben gewechselt zu werden.

Die Zusatzsteuergeräte sind für dieselben Anforderungen konstruiert wie die bisherigen, sind aber erheblich kleiner und leichter als diese, Bild 19 und 20. Das geringe Gewicht und die Lage der Schrauben und Druckfelder ermöglichte es, mit drei Schrauben auszukommen. Regel- und Zusatzsteuergeräte werden auf Fertigungsstraßen in einer Abteilung gefertigt, die seit Jahrzehnten Einspritzpumpen in Straßenfertigung herstellt und daher die entsprechenden Erfahrungen und Einrichtungen besitzt.

Die Rohlinge der Zusatzsteuergeräte werden nach dem Croning-Verfahren mit solcher Genauigkeit hergestellt, daß der Verzicht auf das Bearbeiten der Steuerkanten verwirklicht werden konnte. Schieber und Gehäuse werden in Auslesepaarung nach Klassen montiert; die Bohrungen sind gehont, das Schleifen der Schieber wird nach den Bohrungen gesteuert, doch fallen nahezu alle Gehäuse in derselben Klasse an. Die Steuerköpfe aller Geräte sind geschlossen: die Schieber treten nicht ins Freie. Weitere Steuergeräte dieser Familie (30 l/min, 175 atü, dasselbe Flanschbild) sind in Entwicklung.

#### Endabstellung

(zu Punkt 6 der „Aufgabenstellung“)

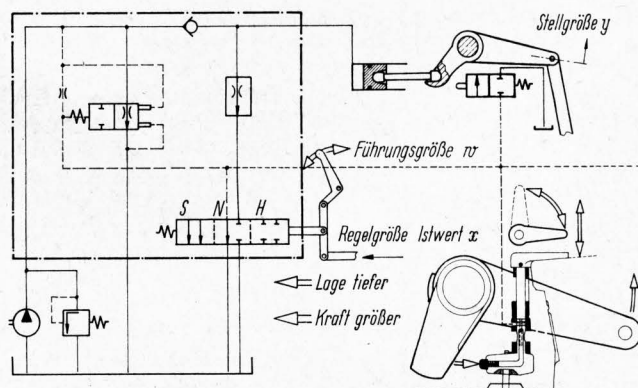
Die Endabstellung erfolgt nicht, wie vielfach üblich, über die Steuerkurve der Lagensteuerung. Vielmehr ist eine getrennte unabhängige Endabstellung vorhanden. Sie arbeitet durch Öffnen eines Ventils am Hubende, welches die Steuerleitung drucklos macht. Diese Endabstellung ist auch bei Kraftregelung nicht durch die Kraft am Meßwertumformer beeinflusst.

#### Verriegelung

(zu Punkt 7 der „Aufgabenstellung“)

Häufig ist es erwünscht, die in den unteren Lenkern befestigte Ackerschleife gegen positive und negative Vertikalkräfte — z. B. Deichselkräfte einer aufgesattelten Maschine — etwa in Normhöhe verriegeln zu können. Das Fesseln des Systems mit Ketten oder Laschen ist unsicher, insbesondere ist dabei nicht gewährleistet, daß bei hydraulischen Systemen konstanten Förderstromes die Pumpe bei verriegeltem Leistungsteil entlastet ist.

Bei dem gewählten Verfahren der Endabstellung wird zum Verriegeln des Dreipunktgestänges der Kraftarm des Krafthebers gegen einen einschwinkbaren Anschlag, Bild 21, gefahren und dabei dieselbe Steuerleitung durch ein weiteres Ventil drucklos gemacht (Disjunktion; vier „hinreichende Bedingungen“). Die Ackerschleife ist dann zwischen dem Riegel und Gehäuse einerseits — nach oben — und dem Kolben und der Ölsäule andererseits — nach unten — gefesselt; die Sattelast „ruht“ auf dem Zylindersicherheitsventil. Die genaue Höhe der Tragschiene kann dann mittels der Hubstangen des Dreipunktgestänges eingestellt werden. Befindet sich der Riegel nicht in einer seiner zwei Endstellungen, so ist die Steuerleitung ebenfalls drucklos, kann also kein Druck im Pumpenkreis erzeugt werden.



**Bild 21.** Endabstellung und Verriegelung der Kraftheber.

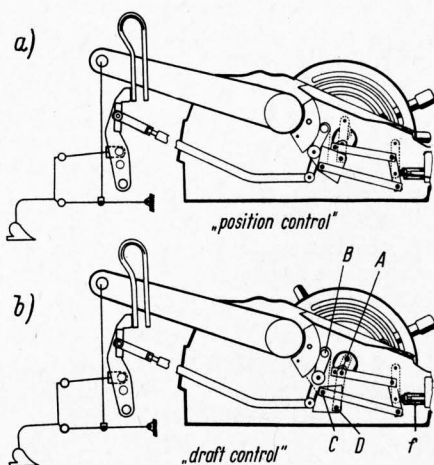


## Das Regelungssystem

(zu Punkt 9 der „Aufgabenstellung“)

Die Kraftheber sind, wie vom deutschen Markt bevorzugt, umschaltbar zwischen sogenannter Lagenregelung („position control“) und Zugkraftregelung („draft control“).

Die Umschaltung zwischen a) und b) erfolgt im Inneren des Krafthebers durch einen außenliegenden Systemwählhebel, **Bild 22**, der den vorderen „gestellfesten“ Gelenkpunkt A der Viergelenkkette A B C D herabschwenkt und ihre als Viereck ausgebildete Koppel C D entweder mit dem Istwertmelder der Kraft (Bild 22b) oder mit dem Istwertmelder der Lage (Bild 22a) kraftschlüssig (Feder f) in Eingriff bringt. Regeltechnisch gesprochen, ist das System umschaltbar zwischen einer Führungssteuerung (Bild 22a) und einem I-Regler (Integralregler — Bild 22 b).



**Bild 22.** Umschaltung zwischen Lagensteuerung (a) und Kraftregelung (b).

Die gefertigten Kraftheber, nicht nur das Konzept, sind so ausgeführt, daß ohne Änderung der Gehäuse und der Leistungsteile jederzeit — auch nachträglich — zusammen mit der Führungssteuerung auch andere ebenfalls denkbare und durchentwickelte Regelungssysteme eingebaut werden können, wenn Weiterentwicklungen der landtechnischen Praxis dies einmal erfordern sollten, was zwar nicht zu erwarten, aber nicht mit Sicherheit auszuschließen ist.

Die Gehäuse der Kraftheber sind oben durch einen großen Deckel abgeschlossen (der auch die Verstellvorrichtung des Fahrersitzes trägt). Die Kraftheber können so mit Öl gefüllt und unter vollem Öldruck arbeitend inspiziert werden und werden in diesem Zustand auch justiert nach sehr einfachen und klaren Vorschriften.

Die Gehäuse der vier Haupttypen (und einiger Varianten) laufen über eine Maschinenstraße von 35 m Länge. Diese arbeitet auf 21 Bearbeitungsstationen das Gehäuse vom Rohling bis zum Fertigteil mit gehonter Bohrung, ohne daß es von Menschenhand berührt wird.

Außer der Kontrolle der Einzelteile sichern zahlreiche z. T. halbautomatische Prüfeinrichtungen die gleichmäßige Qualität der Steuergeräte und der kompletten Kraftheber.

Der Verfasser dankt seinen Mitarbeitern und Kollegen, die mit ihm diese Konstruktion geschaffen haben.

## Schrifttum

- [1] Effertz, F. H., und F. Kolberg: Einführung in die Dynamik selbsttätiger Regelungssysteme. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963.
- [2] Hain, K.: Kräfte und Bewegungen in Krafthebergetrieben. Grndl. Landtechn. Heft 6 (1955), S. 45/68.
- [3] Koenig, Walter: Was ist und wozu braucht man die Regelhydraulik? Landtechn. Forsch. 12 (1962) H. 6, S. 167/72.
- [4] Krause, R.: Die Zug- und Lenkfähigkeit schwerer Radschlepper mit Regelhydraulik beim Arbeiten mit Anbau- und Aufsattelpflügen sowie die Tiefen- und Seitenführung der Pflüge. Grndl. Landtechn. 17 (1967) H. 4, S. 132/42.
- [5] Samal, E.: Grundriß der praktischen Regelungstechnik. München: R. Oldenbourg Verlag 1962.
- [6] Skalweit, H.: Feldmessungen an Schleppern mit Dreipunktanbau und regelnden Krafthebern. Landtechn. Forsch. 14 (1964) H. 1, S. 1/5.
- [7] Skalweit, H., und H. Voges: Zur Ermittlung der Abmessungen des Dreipunktanbaues und der Lage des Momentanpols beim Pflügen mit regelnden Krafthebern. Landtechn. Forsch. 15 (1965) H. 5, S. 151/55.
- [8] Berechnung des zulässigen Gerätegewichtes bei hydraulischen Kraftheber-Anlagen. Stuttgart: Robert Bosch GmbH 1963.
- [9] DIN 9674, Blatt 2: Dreipunktanbau von Geräten für regelnde Kraftheber. 1965.

Bildnachweis: Bild 1, 2, 11, 12, 18 bis 22: Klöckner-Humboldt-Deutz AG  
Bild 3/4, 5/7, 8, 9/10, 13 bis 17: Verfasser

DK 631.361.2:633.004.12

## Beitrag zum Mechanismus des Dreschprozesses

Von Bodo Hassebrauck, Stuttgart-Hohenheim<sup>1)</sup>

Die Untersuchung befaßt sich mit dem Wirkungsmechanismus des Dreschvorgangs von Körnerfrüchten unter besonderer Berücksichtigung des Häckseldrusches. Der Häckseldrusch hat seine Bedeutung zwar nur noch in einigen Ländern Osteuropas behalten; die Untersuchungen des Häckseldruschverfahrens führten aber zu neuen allgemeinen Erkenntnissen des Dreschvorgangs, so vor allem, daß die Trennung der Körner aus der Ähre mittels Massenkraft wesentlich ungünstiger ist als mit Hilfe von Druck- und Reibkräften.

Betrachtet man den Häckseldrusch als ein Verfahren zum Trennen der Körner aus dem Fruchtstand, so weicht seine Technik vom herkömmlichen Dreschen nur durch die Art der verwendeten Werkzeuge ab. Beim Häckseldrusch wird das Dreschgut vom Schneidwerk der Häckselmaschine mittels der Häckselmesser geschnitten und zugleich die Körner aus dem Fruchtstand gedroschen.

Die nachfolgenden Ausführungen behandeln den Ausdrusch und die Kornbeschädigungen, die bei Einsatz eines stationären Scheibenradhäckslers festgestellt wurden, sowie die Trennarbeit, die für das Herauslösen eines Einzelkorns aus der Ähre zu verrichten ist. Ferner wird der Mechanismus des Körnertrennens beschrieben und über den Energieaufwand bei verschiedenen theoretischen Dreschprozessen berichtet<sup>2)</sup>.

Untersuchungen über den Vorgang der Trennung und die entstehende Kornbeschädigung führten zuerst Segler und Peschke durch, die durch Völzke auch auf andere Körnerfrüchte ausgedehnt wurden [4 bis 6]. Sie fanden heraus, daß Ähren und andere Fruchtstände durch das Häckseln bereits weitgehend entkörnt werden. Leguminosen lassen sich am leichtesten trennen. Weizen dagegen ist von allen Getreidearten am schwersten trennbar. Eigene Untersuchungen wurden daher nur mit Weizen der Sorte „Heges Früher“ vom Jahrgang 1961 und 1963 durchgeführt.

Dr.-Ing. Bodo Hassebrauck war wissenschaftlicher Assistent im Institut für Landtechnik Stuttgart-Hohenheim (Direktor: Prof. Dr.-Ing. G. Segler) und ist jetzt im Entwicklungs-Zentrum der International Harvester Company mbH, Neuß, tätig.

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der 25. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig am 13. Oktober 1967.

<sup>2)</sup> Auszug aus der Dissertation des Verfassers an der Universität Stuttgart 1968. Die Untersuchung wurde mit Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft durchgeführt.