

# Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT  
LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG (LAV) IM VDMA  
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK (MEG)

Heft 2/1965

Fahr A. G. Fattmadingen

MÜNCHEN

15. JAHRGANG

Ing. 21. APR. 1965 J.G.F.  
Erl.

Erich Dohne:

## Die technischen Anforderungen an den Schlepper-Dreipunkt-Hecklader

Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft

Seit einigen Jahren werden in der Bundesrepublik von verschiedenen Firmen einfache, nur durch den Dreipunkt-Kraftheber des Ackerschleppers betätigte Hecklader angeboten. Im Ausland werden derartige Lader, die arbeitsmäßig dem Frontlader entsprechen, bereits seit vielen Jahren eingesetzt. Während der Frontlader sich als universelles Ladegerät bewährt hat [1] und Gegenstand zahlreicher Untersuchungen gewesen ist [2; 3; 4], sind die Möglichkeiten und Einsatzgrenzen von Dreipunkt-Heckladern kaum untersucht. Die folgende Untersuchung befaßt sich mit dem am Ackerschlepper angebauten Dreipunkt-Hecklader.

### 1. Bauarten der Dreipunkt-Hecklader

Ausgehend vom Schlepper-Dreipunktgestänge, das die Kraftquelle für den Dreipunkt-Hecklader darstellt, kann man vier Laderbaugruppen unterscheiden, die wie folgt charakterisiert werden können:

- Laderbaugruppe 1 — Der Lader entsteht durch Verlängerung der unteren Lenker des Dreipunktgestänges;  
Laderbaugruppe 2 — Der Lader bildet ein Gelenkviereck und entsteht durch Verlängerung des oberen Lenkers des Dreipunktgestänges;  
Laderbaugruppe 3 — Der Lader bildet ein Gelenkviereck und entsteht durch Anbau an der Koppel des Dreipunktgestänges;  
Laderbaugruppe 4 — Der Lader bildet ein Gelenkviereck (5- bis 8-Eck). Er kann auch entstehen aus den Laderbaugruppen 2 und 3 durch zusätzliche Parallelführung des Werkzeuges.

In jeder Laderbaugruppe gibt es sehr viele verschiedene Ausführungen [5]. Teilweise können die Lader auch durch zusätzliche Hilfszylinder verstärkt werden; zu empfehlen ist dies bei sehr leistungsschwachen Dreipunkt-Krafthebern.

Um etwas über die Leistungsfähigkeit von Schlepper-Dreipunkt-Heckladern aussagen zu können, wurden fünf verschiedene charakteristische Lader untersucht, und zwar rechnerisch und auf dem Prüfstand (später auch im praktischen Einsatz). Die Prüfstandsmessung diente in erster Linie zur Bestätigung der rechnerisch bestimmten Lader-Hubkraftkurve.

### 2. Zusammenwirken von Ackerschlepper und Dreipunkt-Hecklader

Die Hubkraft des Dreipunkt-Heckladers ist abhängig von der Laderbauart und von der jeweiligen Hubkraft des Dreipunkt-Krafthebers: Hervorgerufen durch eine konstante Kraft  $Z$  des Kraftheberzylinders, steht an der Ackerschiene des Ackerschleppers — bedingt durch die Kraftheberkinematik (veränderliche Übersetzung) — die Kraft  $P = f(n)$  zur Verfügung, die sich mit der Höhe  $n$  der Ackerschiene über der Aufstandfläche ändert. Die kurvenmäßige Darstellung dieser Funktion wird Kraftheber-Hubkraftkurve genannt. Ihr Verlauf ist bei jedem Schlepper

anders. Theoretisch könnte diese „Kraftheber-Hubkraftkurve“ in einem Sonderfall eine waagerechte Gerade mit dem Wert  $P = 1 \text{ kp}$  darstellen. Dann wäre die an der Ackerschiene wirkende Hubkraft  $P$  in jeder Höhenlage konstant  $1 \text{ kp}$ . Wirkt diese an der Ackerschiene verfügbare konstante Kraft  $P$  auf einen angebauten Dreipunkt-Hecklader, so erhält man im Lastschwerpunkt des Laders die Hubkraft  $Q_{P1} = f(h)$ , die infolge der Kinematik des Laders von der Hubhöhe  $h$  des Laders über der Standebene abhängt. Die kurvenmäßige Darstellung dieser laderspezifischen und von der tatsächlichen „Kraftheber-Hubkraftkurve“ unabhängigen Funktion  $Q_{P1} = f(h)$  wird „Hubkraft-Grundkurve“ des Laders genannt. Man kann diese Funktion  $Q_{P1} = f(h)$  auch auf die Hubhöhe  $n$  der Ackerschiene und damit auch auf die Funktion  $P = f(n)$  beziehen. Multipliziert man die jeweiligen Ordinatenwerte der Funktion  $Q_{P1} = f(h, n)$  mit den zugehörigen Werten für die Funk-

#### Verwendete Begriffe:

$A$	[kp]	dynamische Vorderachslast des Ackerschleppers im Betriebszustand
$A_{\text{theor}}$	[mkn]	theoretisches Arbeitsvermögen eines Ackerschlepperkrafthebers
$A_P$	[mkn]	Arbeitsvermögen an der Ackerschiene des Dreipunkt-krafthebers
$A_Q$	[mkn]	Arbeitsvermögen im Lastschwerpunkt des Laders
$B$	[kp]	dynamische Hinterachslast des Ackerschleppers im Betriebszustand
$G_S$	[kp]	Ackerschlepper-Leergewicht
$G_V$	[kp]	vorderes Zusatzgewicht
$H$	[mm]	Ladehöhe = Höhe der Unterkante des ausgeklünnelten Werkzeuges über der Standebene in höchster Hubstellung
$L_D$	[mm]	Länge der Ladeschwinge des Heckladers
$P = f(n)$	[kp]	Hubkraft des Krafthebers = senkrecht an der Ackerschiene wirkende Hubkraft
$Q = f(h, P)$	[kp]	Hubkraft des Laders = im Lastschwerpunkt senkrecht nach oben wirkende Kraft (rein rechnerische Größe). Die Hubkraft ändert sich mit der Hubhöhe
$Q_{P1} = f(h, n)$	[kp]	Hubkraft des Laders bei $P = 1 \text{ kp}$
$Q_S$	[kp]	Eigengewichtsanteil = von der Hubkraft vorzunehmender Abzug für das Eigengewicht des Laders (kann rechnerisch bestimmt werden)
$R$	[kp]	nutzbare Hubkraft (Nutzkraft) = von der Hubkraft im Lastschwerpunkt verbleibender Rest nach Abzug des Eigengewichtsanteils für Schwinge und Werkzeug — steht für Ladegut zur Verfügung
$R_N$	[kp]	Nutzlast = kleinster Wert der nutzbaren Hubkraft während des Hubvorganges. Diese Last kann bis zur höchsten Schwingenstellung gehoben werden
$R_L$	[kp]	Losrößkraft = nutzbare Hubkraft in tiefster Schwingenstellung
$f_A, f_B$	[mm]	Hebel des Rollwiderstandes an Ackerschleppervorder- bzw. -hinterachse
$h = f(n)$	[mm]	Hubhöhe des Laders = jeweilige Höhe des Werkzeugdrehpunktes über der Aufstandebene
$h_s$	[mm]	Schwerpunkthöhe
$h_b$	[mm]	Höhe des gemeinsamen Schwerpunktes von Ackerschlepper und angehobenem Lader über dem Boden
$h_F$	[mm]	Höhe des Schwingenanlenkpunktes $F$ über dem Boden
$l$	[mm]	Länge der unteren Lenker des Krafthebergestänges
$m = f(n)$	[mm]	Lasthöhe = jeweilige Höhe des Lastschwerpunktes über der Aufstandebene
$\Delta m$	[mm]	Hubdifferenz der Last
$u$	[mm]	Hubhöhe der Ackerschiene = jeweilige Höhe der Ackerschiene über dem Boden
$u_0$	[mm]	Grundhöhe der Ackerschiene
$\bar{u} = f(n)$	[mm]	Überstand = waagerechter Abstand des Werkzeugdrehpunktes von der hintersten Kante des Ackerschleppers
$\eta_1$		Kraftheberwirkungsgrad
$\eta_2$		Laderwirkungsgrad

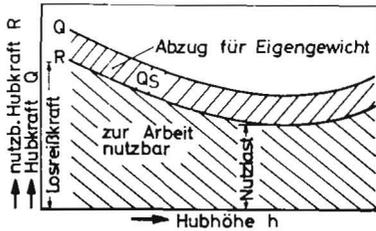


Bild 1: Hubkraft  $Q$  und nutzbare Hubkraft  $R$  eines Laders schematisch dargestellt

tion  $P = f(n)$ , so erhält man die tatsächliche Hubkraft im Lastschwerpunkt des Laders  $Q = f(h)$  in Abhängigkeit von der Hubhöhe  $h$ , die beim Anbau eines bestimmten Laders an einen bestimmten Ackerschlepper zustande kommt. Die Darstellung dieser Funktion wird „Lader-Hubkraftkurve“ genannt. Von dieser Hubkraft  $Q$  muß ein Anteil  $Q_s$  für das auf den Lastschwerpunkt bezogene Eigengewicht der Schwinde und des Werkzeuges abgezogen werden, der Rest —  $R$  genannt — ist zur Arbeit nutzbar (Bild 1). Der kleinste Wert von  $R$  ist die Nutzlast  $R_N$ .

Eine genaue Bestimmung der mit einem bestimmten Dreipunkt-Hecklader an einem bestimmten Ackerschlepper zu erwartenden Nutzlast müßte dann folgendermaßen durchgeführt werden:

1. Ermittlung der „Kraftheber-Hubkraftkurve“ des zugeordneten Ackerschleppers. (Diese Kurve sollte die Schlepperfirma einem Käufer zur Verfügung stellen);
2. Bestimmung der laderspezifischen „Hubkraft-Grundkurve“ für die vorliegenden Anbaubedingungen;
3. Hieraus Entwicklung der „Lader-Hubkraftkurve“;
4. Nach Abziehen des Eigengewichtsanteiles erhält man die zur Arbeit nutzbare Hubkraft.

Bevor am Beispiel der Versuchslader diese genaue Bestimmung durchgeführt wird, soll noch versucht werden, überschläglichs das für zufriedenstellende Ladearbeiten notwendige „theoretische Arbeitsvermögen“ eines Schlepper-Krafthebers zu bestimmen. Unter Berücksichtigung der Abmessungen von üblichen 3-t-Plattformwagen und der spezifischen Gewichte der verschiedenen landwirtschaftlichen Schwergüter (diese müßte ein Dreipunkt-Hecklader wenigstens laden können!) könnte man folgende Anforderungen an einen Lader stellen (Bild 2):

- notwendige Hubhöhe  $h = 2,1$  m;
- Überstand in höchster Stellung  $\ddot{u} = 0,9$  m;
- Nutzlast mindestens  $Q_N = 150$  kp;
- leicht abfallende Lader-Hubkraftkurve.

Die genaue Beziehung zwischen dem „theoretischen Arbeitsvermögen“  $A_{\text{theor}}$  des Krafthebers und der „nutzbaren Hubkraft“  $R$  des Laders kann durch Gl. (1) ausgedrückt werden.

$$A_{\text{theor}} = Z \cdot l = \frac{A_R}{\eta_1} = \frac{A_Q}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{\int_{m_{\min}}^{m_{\max}} (R + Q_s) \cdot dm}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (1)$$

Unterstellt man zur Überschlagsrechnung, daß  $P$  und  $Q$  und damit auch  $R$  während des Hubes konstant sind — durch besondere Übersetzungsgetriebe ist dies auch annähernd zu erreichen [7] —, so gilt

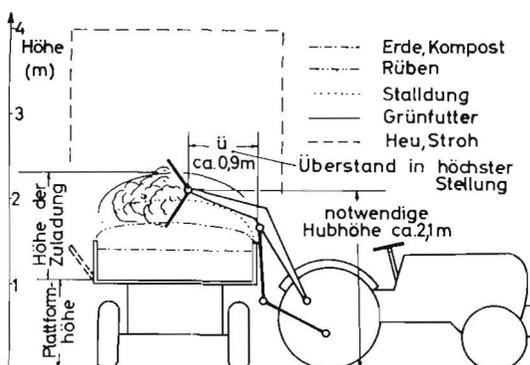


Bild 2: Notwendige Hubhöhe und notwendiger Überstand eines Dreipunkt-Heckladers beim Beladen eines 3-t-Wagens

$$A_{\text{theor}} = \frac{Q \cdot \Delta_m}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{(R_N + Q_s) \cdot \Delta_m}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (2)$$

Da die Hubdifferenz der Last  $\Delta_m$  etwa der jeweiligen Hubhöhe  $h$  entspricht, kann man setzen:  $\Delta_m =$  gewünschte Hubhöhe  $h$ . Der Kraftheber-Wirkungsgrad  $\eta_1$  (berücksichtigt die Zylinder-, Hubwellen- und Gelenkreibung) wird mit 0,77 [8] angegeben, der Lader-Wirkungsgrad  $\eta_2$ , der nur die Reibung in den wenigen Ladergelenken berücksichtigt, dürfte etwa bei 0,95 liegen. Wählt man zur Berücksichtigung der Abweichungen der Hubkraftkurven von einer Geraden und zur Berücksichtigung einer gewissen gewünschten Losreißkraft den Korrekturfaktor  $\nu = 0,85$ , dann gilt die in Bild 3 dargestellte Funktion:

$$A_{\text{theor}} = \frac{(R_N + Q_s) \cdot h}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \nu} = \frac{(R_N + Q_s) \cdot h}{0,62} \quad (3)$$

Der Eigengewichtsanteil des Laders  $Q_s$  beträgt durchschnittlich 75 kp (etwa halbes Ladergewicht). Soll die Mindestnutzlast von 150 kp bis auf eine Höhe  $h$  von 2200 mm gehoben werden, so ist ein Arbeitsvermögen des Krafthebers von etwa 800 mkp erforderlich. Vor zehn Jahren waren solche hohen Arbeitsvermögen bei mittelstarken Ackerschleppern noch nicht üblich [9], heute werden sie fast immer überschritten [10]. Von einem modernen Ackerschlepper her ist also mit zufriedenstellender Ladearbeit zu rechnen.

Die Abweichungen der für eine genaue Rechnung benötigten Kraftheber-Hubkraftkurven verschiedener Ackerschlepper von einer waagerechten Geraden sind ganz erheblich und im Kurvenverlauf auch zum Teil völlig entgegengesetzt. Über die als günstig anzusehende Kurvenform einer Kraftheber-Hubkraftkurve werden verschiedene Angaben gemacht. SCHILLING [11] und KIENE [6] kamen aufgrund ihrer Überlegungen von der Hydraulikseite her zu dem Schluß, am Anfang der Hubbewegung solle das Maximum der Hubkraft liegen, um eine Reserve zur Beschleunigung eines Gerätes und zur Überwindung von Bodenkräften zu besitzen. Der weitere Kurvenverlauf soll dann fallende Tendenz zeigen; ein leichter Anstieg gegen Ende der Hubbewegung könnte zum Unsteuern von Geräten dienen. Da aber auch andere Angaben gemacht werden, erscheint es richtig, zur Bestimmung der „idealen Hubkraftkurve“ von der Geräteseite auszugehen.

Läßt man eine notwendige Reserve zum Losreißen und zum Umsteuern des Gerätes vorerst unberücksichtigt, dann müßte die ideale Kraftheber-Hubkraftkurve derart sein, daß die entsprechende Hubkraftkurve im Lastschwerpunkt des angebauten Gerätes eine waagerechte Gerade darstellt, da das Gerätegewicht unveränderlich ist, also konstant bleibt. Der Abstand der Geräteschwerpunkte von den unteren Kupplungspunkten bewegt sich im wesentlichen zwischen 0,3 und 0,8 m. Für diese Geräteschwerpunkt-abstände  $s$  zeigt Bild 4a nach Untersuchungen von KIENE [6] am genormten Dreipunkt-Anbau (einschließlich einiger Normabweichungen) die sich ergebenden Hubkraftkurven im Geräteschwerpunkt  $Q$  als Bruchteil von  $P$ . Diese Kurven sind dann in Bild 4b auf die zum Heben einer konstanten Gerätelast von  $Q = 1$  notwendige Hubkraft  $P$  (als Vielfaches von  $Q$ ) umgerechnet. In Bild 4c sind diese erhaltenen Kurven mit ihrem Beginn auf den Anfangswert „1“ reduziert.

Eine ganz einheitliche „ideale Kurve“ passend für alle Geräte kann es demnach nicht geben. Billigt man zu Beginn der Hub-

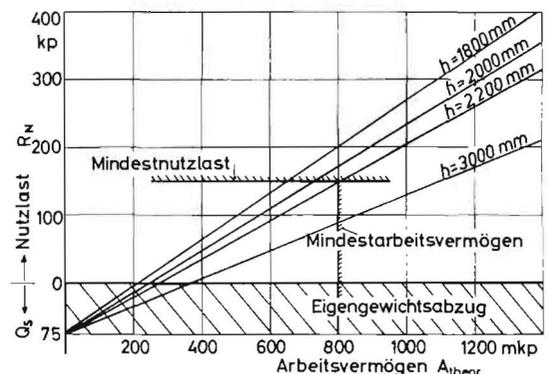


Bild 3: Mindestarbeitsvermögen eines Krafthebers für ausreichende Ladearbeiten mit einem Dreipunkt-Hecklader

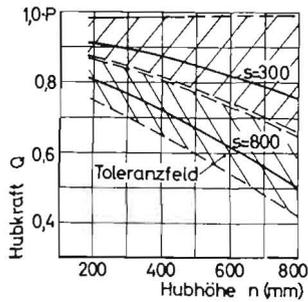


Bild 4a: Hubkraft  $Q$  im Lastschwerpunkt des Gerätes für verschiedene Schwerpunktabstände  $s$  und verschiedene Hubhöhen  $n$  des Krafthebers bei konstanter Hubkraft  $P = 1$

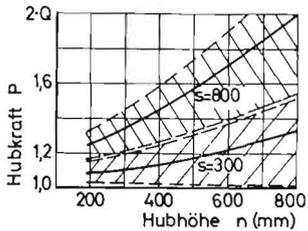


Bild 4b: Erforderliche Hubkraft  $P$  des Krafthebers bei verschiedenen Hubhöhen  $n$  und Schwerpunktabständen  $s$  für das Gerätegewicht  $Q = 1$

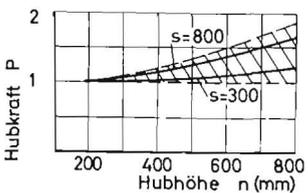


Bild 4c: Kraftheber-Hubkraftkurven für verschiedene Schwerpunktabstände  $s$  des Gerätegewichts relativ auf „1“ bezogen

bewegung noch einen Losreißzuschlag von etwa  $0,2 P$  und am Ende einen Umsteuerzuschlag von  $0,1 P$  zu, so kann man sagen: Eine durchschnittliche ideale Dreipunkt-Hubkraftkurve für den genormten Dreipunkt-Anbau sollte mit steigender Hubhöhe  $n$  vom Wert  $P = 1$  auf den Wert  $P = 1,2$  bis  $1,3$  ansteigen. Für Dreipunkt-Kraftheber, die stärker von der Norm abweichen, müßte allerdings noch überprüft werden, inwieweit dieser Kurvenverlauf ebenfalls als ideal bezeichnet werden kann. Die Abweichungen der Anlenkpunkte für den Dreipunkt-Anbau von der Norm sind zum Teil — besonders bei älteren Schleppertypen — ganz erheblich [5].

Es hat keinen Zweck, zur Leistungssteigerung den Schlepper-Kraftheber beliebig verstärken zu wollen, denn auch vom Schlepper her sind der Verwendung eines Dreipunkt-Heckladers gewisse Grenzen gesetzt. Durch das Arbeiten mit Heckladern wird die Vorderachse des Schleppers entlastet. Bei zu starker Entlastung wird die Lenksicherheit herabgesetzt. Im Grenzfall kann der Schlepper sogar aufbäumen. Die Entlastung der Schleppervorderachse ergibt als Vorteil allerdings eine zusätzliche Belastung der Schlepperhinterachse, die sich gerade bei schwierigen Bodenverhältnissen günstig bemerkbar macht. Bei Arbeiten mit dem Frontlader ist dies umgekehrt. Auf die Vorderachse entlastend wirkende Faktoren sind zum Beispiel:

- Kupplungsstoß beim Anfahren durch Schnappenlassen der Kupplung (nur kurzzeitig);
- Anfahrbeschleunigung;
- Rollwiderstand der Räder (durch Verschieben des wirksamen Aufstandspunktes der Räder);
- Anhubbeschleunigung des Ladegerätes;
- Abfangstoß bei Abfangen des Laders nach schnellem Absenken.

Bei genügend vorsichtiger Arbeits- und Fahrweise wirken sich diese Faktoren nicht ungünstig aus, sie können daher bei einer vereinfachten Berechnung der für einen Schlepper bei verschiedenen Achsabständen zulässigen Heckladerlast vernachlässigt werden. Zur Kontrolle wurden an einem 30-PS-Schlepper bei verschiedenen Fahr- und Ladezuständen die Belastung der Schleppervorderachse und die vertikale Beschleunigung des angebauten Laders elektronisch gemessen; das Ergebnis rechtfertigt die Vereinfachung der Rechnung. Eine kurzzeitige völlige Entlastung der Schleppervorderachse konnte beim Schnappenlassen der Kupplung sowie beim Abfangen des vollen Laders auftreten. Die stärksten Vorderachsentlastungen und anschließenden Belastungen traten

durch den Stoß beim Abfangen des vollen Laders auf. Die vertikale Laderbeschleunigung betrug hierbei bis zu  $4 g$ , Werte, die maximal auch während der Fahrt auftraten und gleichfalls von COENENBERG [3] und MEINCKE [4] bei Frontladerarbeit gemessen worden sind. Bei vernünftiger Arbeitsweise können die hohen Stöße aber vermieden werden.

Für drei dem KTL-Schlepperbauprogramm entsprechende Modellschlepper wurden bei mehreren Bodenverhältnissen und Fahrt in der Ebene die für verschiedene Achsabstände zulässigen Heckladerlasten berechnet. Als Mindestvorderachslast  $A_{\min}$  wird vorläufig in Ermangelung einer geeigneteren Angabe die bekannte Erfahrungsformel  $A_{\min} = 250 \cdot \frac{G_s}{a}$  verwendet [12]. Weiter wird zur Vereinfachung das Ladereigengewicht mit auf den Schwerpunkt der Last bezogen, ist also in  $Q$  mit enthalten; ein Teil von  $Q$  muß dann zum Heben von Lader und Werkzeug verwendet werden. Bei Berücksichtigung des Rollwiderstandes und der Anfahrbeschleunigung ( $b \approx 1 \text{ m/s}^2$ ) gilt (Bild 5):

$$O = A \cdot a + G_{\text{ges}} \cdot \frac{h_b \cdot b}{g} + Q \cdot (d + f_B) - G_V \cdot (a - f_B) - G_S(k - f_B); \quad (4)$$

$$G_{\text{ges}} = G_V + G_S + Q; \quad (5)$$

$$A_{\min} = 250 \cdot \frac{G_s}{a}. \quad (6)$$

Nach Zusammenfassung der drei Formeln erhält man für die Fahrt als zulässige Last  $Q$ :

$$Q = \frac{G_s \cdot \left( k - f_B - \frac{b \cdot h_b}{g} - 250 \right) + G_V \cdot \left( a - f_B - \frac{b \cdot h_b}{g} \right)}{d + f_B + \frac{b \cdot h_b}{g}}. \quad (7)$$

Zum Losreißen des gefüllten Laderwerkzeuges im Stand (bei Stallung und Erde) kann man eine Entlastung der Schleppervorderachse bis auf den Wert  $A = 0$  zulassen. Anschließend wird noch analog eine Kontrolle auf die zulässige Schlepperhinterachslast nach Gl. (8) durchgeführt:

$$Q = - \frac{B \cdot a - G_S \cdot \left( l + f_A + \frac{b \cdot h_b}{g} \right) - G_V \cdot \left( f_A + \frac{b \cdot h_b}{g} \right)}{a + d + f_A + \frac{b \cdot h_b}{g}}. \quad (8)$$

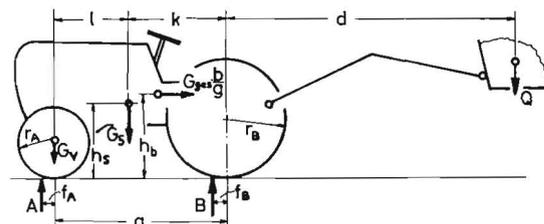


Bild 5: Ackerschlepper mit Dreipunkt-Hecklader  
Grundlagen für die Berechnung

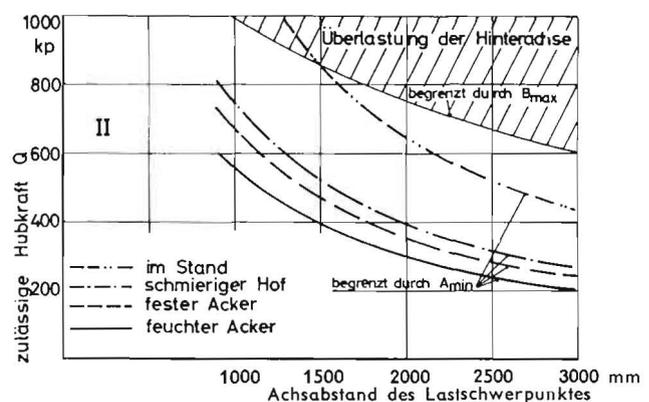


Bild 6: Zulässige Hubkräfte für verschiedene Achsabstände des Lastschwerpunktes bei Ackerschleppergröße II  
schmieriger Hof  $\rho = 0,05$ ,  $\alpha = 0,25$ ; fester Acker  $\rho = 0,1$ ,  $\alpha = 0,6$ ; feuchter Acker  $\rho = 0,18$ ,  $\alpha = 0,3$

Tafel 1: Hauptabmessungen der Modellschlepper und zulässige Nutzlast für einen Dreipunkt-Hecklader

Schleppergröße	I	II	III
Ackerschlepper-Leergewicht $G_s$ . . . . . [kp]	1000	1600	2000
Vorderachslast, stat., $A_o$ . . . . . [kp]	390	600	750
Radstand $a$ . . . . . [mm]	1800	1900	2000
Schwerpunkthöhe $h_s$ . . . . . [mm]	700	780	830
Bereifung hinten . . . . .	8,3/8—28 AS	11,2/10—28 AS	12,4/11—28 AS
zulässige Belastung d. hinteren Bereifung $B_o$ max . . . . . [kp]	1800	2800	3250
Zusatzgewicht vorn $G_r$ . . . . . [kp]	100	150	200
zulässige Nutzlast eines Dreipunkt-Heckladers etwa . . . . . [kp]	140	240	350
Losreißkraft etwa . . . . . [kp]	200	380	520

Ähnlich wie bei Frontladerarbeit die zulässige Belastung für die Schlepper-Vorderradreifen erhöht ist, erscheint es auch hier gerechtfertigt, die zulässige Belastung der Hinterradreifen um 40% über dem Wert für „Schlepper ohne Zusatzgeräte“ anzusetzen. Das Ergebnis der Rechnung ist für Schleppergrößenklasse II in Bild 6 dargestellt.

Der Lastschwerpunkt der angebotenen Dreipunkt-Hecklader hat von der Schlepperhinterachse einen Abstand  $d$  zwischen 1300 und 2000 mm in gehobenem und zwischen 2000 bis 2800 mm in abgelenktem Zustand. Die aus der Rechnung und aus Bild 6 entnommenen Werte der zulässigen Nutzlasten bei Verwendung von vorderen Zusatzgewichten  $G_r$  sind in der Tafel 1 zusammengestellt, ebenso auch die unterstellten Daten der Modellschlepper.

Bei Ladern, deren Achsabstand in jeder Hubstellung unter 2 m liegt, können die zulässigen Nutzlasten erhöht werden. Grundsätzlich sollte die Baulänge eines Dreipunkt-Heckladers die notwendige Länge nicht überschreiten.

Die bei einem Achsabstand von 3 m bis zur völligen Entlastung der Schleppervorderachse möglichen Losreißkräfte von 200, 380 und 520 kp sind durch moderne Dreipunkt-Kraftheber durchaus zu verwirklichen, so daß der Ackerschlepper beim Losreißen aufbauen kann. Praktische Versuche haben dies wiederholt bestätigt. Die Ackerschlepper-Hinterachse wird praktisch nie überlastet, sofern sie nicht schon anderweitig zusätzlich belastet ist.

Bei leichten und mittelschweren Ackerschleppern ergibt sich als wichtige Forderung für die Arbeit mit Heckladern: Die Ackerschlepper-Vorderachse so hoch wie möglich zusätzlich belasten und einen Lader verwenden, dessen Schwinge nicht länger als unbedingt notwendig ist.

**3. Das spezielle Hubkraftverhalten der einzelnen Dreipunkt-Hecklader**

Die auf dem Hydraulik-Prüfstand für eine bestimmten Kombination von Ackerschlepper und Dreipunkt-Hecklader gemessene Lader-Hubkraftkurve kann nicht ohne weiteres auf andere Ackerschlepper übertragen werden, weil die Lage der Anlenkpunkte des Dreipunkt-Anbaues von Ackerschlepper zu Ackerschlepper verschieden ist und damit auch die Hubkraft-Grundkurve des Laders. Außerdem besitzen verschiedene Ackerschlepper unterschiedliche Kraftheber-Hubkraftkurven. Um Aussagen über die genauen, bei beliebigen Ackerschleppern zu erwartenden Hubkräfte und Hubhöhen machen zu können, muß man die Hubkraft-Grundkurven der Lader für verschiedene Anlenkungen aufstellen. Diese Kurven werden rechnerisch bestimmt. Die hierbei zugrunde gelegten Grenzwerte für den Dreipunkt-Anbau — bei den heutigen Schleppern sind diese Abweichungen anzutreffen — zeigt Bild 7.

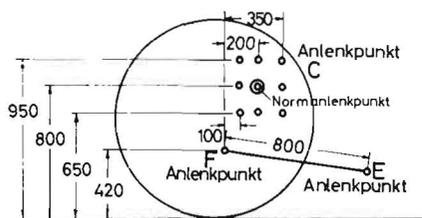


Bild 7: Bei der Untersuchung benutzte Grenzen der Anlenkung, wie sie auch bei modernen Ackerschleppern vorkommen

Entscheidend für die entstehende Hubkraft-Grundkurve eines Laders ist die Lage von Anlenkpunkt C und E absolut sowie zueinander. Für die Rechnung wird aus praktischen Gründen jedoch von der Lage der Punkte C und F ausgegangen bei konstanter Länge der unteren Lenker von 800 mm. Ein kürzerer unterer Lenker entspricht dann etwa einer Vergrößerung des Horizontalabstandes zwischen C und F, ein längerer unterer Lenker dagegen einer Verkleinerung dieses Abstandes.

Die rechnerische Bestimmung der Hubhöhe  $h$  und der Hubkraft  $Q$  erfolgt beim Versuchslader I, der nur durch Verlängerung der unteren Lenker gebildet ist, zweckmäßig über den Hubwinkel nach Bild 8. Folgende Beziehungen gelten:

$$n = n_0 + l \cdot \cos \gamma - l \cdot \cos(\gamma + \varphi) = n_0 + l \cdot (\cos \gamma - \cos(\gamma + \varphi)) = h_F - l \cdot \cos(\gamma + \varphi); \quad (9)$$

$$h = h_F - L_D \cdot \cos(\gamma + \beta + \varphi). \quad (10)$$

Diese zwei Formeln lassen sich über die Additionstheoreme der Trigonometrie zur Gl. (11) zusammenfassen, nach der zu jeder Hubhöhe der Ackerschleppern  $n$  die zugehörige Hubhöhe  $h$  des Laders berechnet werden kann:

$$h = h_F - L_D \cdot \left( \frac{h_F - n}{l} \cdot \cos \beta - \sqrt{1 - \left( \frac{h_F - n}{l} \right)^2} \cdot \sin \beta \right). \quad (11)$$

Analog wird die Beziehung zwischen  $Q$ ,  $P$  und  $n$  (Gl. 15) aufgestellt.

$$Q = \frac{P \cdot p}{q}. \quad (12)$$

$$p = l \cdot \sin(\gamma + \varphi). \quad (13)$$

$$q = L \cdot \sin(\gamma + \delta + \varphi). \quad (14)$$

$$Q = P \cdot \frac{l}{L} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{h_F - n}{l} \right)^2}}{\frac{h_F - n}{l} \cdot \sin \delta + \cos \delta \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{h_F - n}{l} \right)^2}}. \quad (15)$$

Die nach Gl. (15) aufgestellten Hubkraft-Grundkurven von Versuchslader I (Bild 9) zeigen durchweg einen leicht ansteigenden Charakter. Für Schlepper mit gleichfalls ansteigender Kraftheber-Hubkraftkurve ist dieser Lader daher, wenn der Ackerschlepper nicht gerade eine außergewöhnlich hohe Hubkraft  $P$  an der

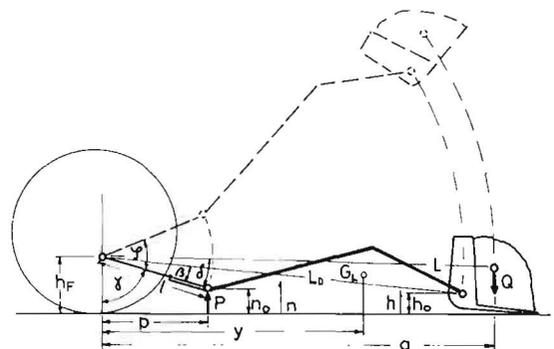


Bild 8: Beziehungen am Dreipunkt-Hecklader I

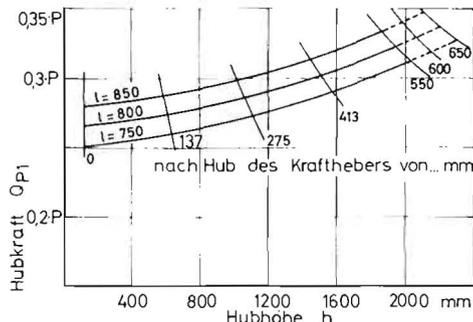


Bild 9: Hubkraft-Grundkurven von Versuchslader I mit Linien gleichen Teilhubes des Krafthebers

Ackerschleppung besitzt, allgemein nicht gut geeignet, weil die dann sehr hohe Hubkraft in höchster Hubstellung gar nicht ausgenutzt werden kann.

Die für zufriedenstellende Ladearbeiten notwendige Hubhöhe  $h$  von 2100 mm wird nicht erreicht, wenn die unteren Lenker des Krafthebers der Norm entsprechen ( $l = 800$  mm, Hub = 550 mm). Bei einer Länge der unteren Lenker von 800 mm muß der Hub wenigstens 600 mm betragen, bei längeren Lenkern entsprechend mehr, wie aus Bild 9 zu entnehmen ist. Der Einfluß der Anlenkhöhe  $h_p$  (Bild 8) der unteren Lenker am Ackerschlepper kann vernachlässigt werden.

Am Beispiel dieses Versuchsladers I soll in Bild 10 gezeigt werden, wie man für einen Ackerschlepper, dessen Kraftheber-Hubkraftkurve bekannt ist, die zu erwartende Lader-Hubkraftkurve  $Q = f(h)$  bestimmt. Notwendig dazu sind die Linien gleichen Teilhubes des Krafthebers, die in Bild 9 angegeben sind. Diese Linien geben die zu einem bestimmten Kraftheberhub (gleichbedeutend mit Höhe der Ackerschleppung über dem Boden) gehörige Laderhubhöhe an. Zwischenlagen der Hubkraft-Grundkurve des Laders gegenüber Bild 9 infolge von Abweichungen des Dreipunkt-Anbaues am Schlepper können interpoliert werden. Nach Abzug des Eigengewichtsanteiles für den Lader erhält man die für Ladearbeiten nutzbare Hubkraft  $R = f(h)$ .

Ähnlich wie bei Versuchslader I — teilweise kombiniert mit graphischer Berechnung — lassen sich auch für die anderen Lader die Hubkraft-Grundkurven bestimmen.

Versuchslader II bietet durch die fünf möglichen Gelenkpunkte  $D_1$  bis  $D_5$  für die Koppel an der Laderschwinge kombiniert mit verschiedenen Schwingenanlenkungen C eine außerordentliche Vielzahl von Hubkraft-Grundkurven, von denen diejenigen für den Anbau nach Norm in Bild 11 dargestellt sind. Bei Abweichungen des Anbaues von der Norm können sich die Grundkurven erheblich ändern, sogar ansteigen. Grundsätzlich gilt hier: Großer Horizontalabstand der Kupplungspunkte C und F (= geringer Abstand C E) ergibt große Hubhöhen; je höher die Schwinge

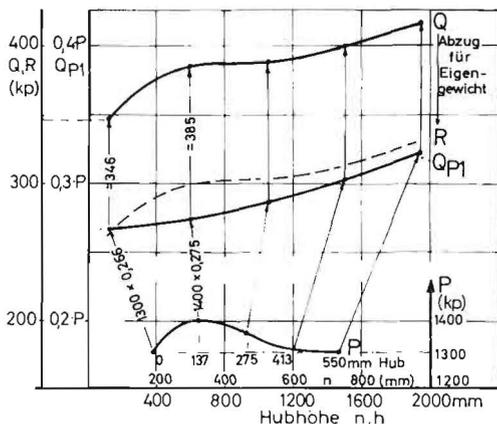


Bild 10: Bestimmung der zu erwartenden nutzbaren Hubkraft  $R$  am Beispiel von Versuchslader I

$P$  = Kraftheber-Hubkraftkurve  
 $Q_{P1}$  = Lader-Hubkraft-Grundkurve  
 $Q$  = Lader-Hubkraftkurve

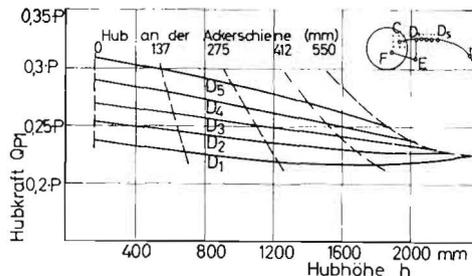


Bild 11: Hubkraft-Grundkurven von Versuchslader II für Anlenkung nach Norm bei verschiedenen Koppelstellungen

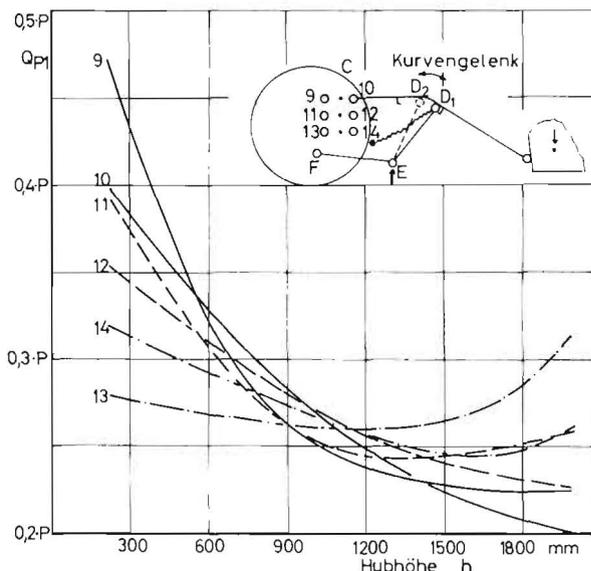


Bild 12: Hubkraft-Grundkurven von Versuchslader IV für verschiedene Schwingenanlenkungen

angelenkt wird (Punkt C), desto steiler fällt die Hubkraft-Grundkurve ab bei größer werdender Anfangskraft und geringer werdender Hubhöhe. An jedem Ackerschlepper kann eine ausreichende Hubhöhe und ein ausreichender Überstand erzielt werden.

Versuchslader III fällt dadurch, daß er trotz Anbau am Dreipunkt-Kraftheber grundsätzlich auf einen Zusatzzylinder angewiesen ist, etwas aus dem Rahmen, und deshalb soll an dieser Stelle nicht näher auf seine Hubkraftkurven eingegangen werden.

Bei Versuchslader IV ist das Drehgelenk D zwischen Koppel und Schwinge zu einem Kurvengelenk erweitert worden. Die Führung auf der Kurvenbahn erfolgt mit einer zusätzlichen Kette. Durch Änderung der Koppel- oder Kettenlänge sowie durch verschiedene Wahl des Kettenanlenkpunktes am Ackerschlepper ergibt sich an jedem Ackerschlepper eine Vielzahl von Anbaumöglichkeiten mit unterschiedlicher maximaler Hubhöhe und Hubkraft. Auch eine gute Anpassung an verschiedene Ackerschlepper ist hierdurch gewährleistet. Den Einfluß der Schwingenanlenkung auf die Lader-Hubkraft-Grundkurven bei konstanter Hubhöhe durch Wahl des entsprechenden Kettenführungspunktes zeigt Bild 12. Infolge der hier sehr zahlreichen Variationsmöglichkeiten für den Anbau

Tafel 2: Hub an der Ackerschleppung und Hub des Dreipunkt-Heckladers IV

[mm]	[% des Gesamthubes]	entspricht etwa einem Hub des Laders in % des Gesamthubes bei einer Höhe des Anlenkpunktes C von		
		650 mm	800 mm	950 mm
0	0	0	0	0
137	25	16	15	13
275	50	42	40	35
412	75	68	66	63
550	100	100	100	100

lassen sich schwer allgemeingültige Linien gleichen Kraftheber-Teilhubes angeben. Anhaltspunkte für die Zuordnung entsprechender Punkte aus beiden Hubkraftkurven enthält Tafel 2. Auch bei diesem Lader ergibt eine hohe Schwingenanlenkung steil abfallende Hubkraft-Grundkurven.

Versuchslader V bildet einschließlich der Parallelführung ein achtgliedriges Getriebe. Zur Anpassung an verschiedene Acker-schlepper ist er verstellbar. Die Lader-Hubkraftkurven von Bild 13 wurden graphisch nach dem von HAIN [13] angegebenen „Polkraftverfahren“ berechnet. Dieser Lader hat bei hoher Anlenkung abfallende Hubkraft-Grundkurven, bei tiefer Anlenkung sogar ansteigende.

Um an einem Acker-schlepper einen Dreipunkt-Hecklader am günstigsten für Ladearbeiten ausnutzen zu können, sollte zu einer gegebenen ansteigenden Kraftheber-Hubkraftkurve ein Lader mit abfallender Hubkraft-Grundkurve gewählt werden; einem Acker-schlepper mit steil abfallender Kraftheber-Hubkraftkurve wird dagegen besser ein Lader mit ansteigender Hubkraft-Grundkurve zugeordnet. Eine ausreichende Hubhöhe von  $h = 2100$  mm kann bei einem Hub an der Ackerschleife von 550 mm bei Versuchslader I gar nicht und bei Versuchslader V nicht immer erreicht werden. Ein möglicher Hub von 600 mm an der Ackerschleife sollte immer angestrebt werden, er wird auch schon bei vielen Acker-schleppertypen erreicht, oft kann er nachträglich durch einige Änderungen am Kraftheber erzielt werden.

Eine nicht zufriedenstellende Arbeitsfunktion eines Dreipunkt-Heckladers kann vielfach mit einfachen Mitteln verbessert werden. Eine zu geringe Hubhöhe kann beispielsweise über eine Vergrößerung des Hubes an der Ackerschleife, mittels einer neuen Bohrung für die Hubstange im Unterlenker näher zum Acker-schlepper hin, vergrößert werden, eventuell auch durch Verlegen des Lader-Anlenkpunktes C am Acker-schlepper mittels eines Anstecklagerbockes. Eine geringe Nutzlast oder Losreißkraft kann durch Zusatzzylinder erhöht werden oder, wenn als Ursache nur eine ungünstige Form der Lader-Hubkraftkurve in Betracht kommt, durch eine Veränderung dieser Kurvenform durch Verlegen des Anlenkpunktes C für den Lader. Letzteres ist in Bild 14 an einem Beispiel für Lader V gezeigt. Neben der Erhöhung der Losreißkraft um etwa 50 kp wird gleichzeitig die Hubhöhe geringfügig vergrößert.

Im praktischen Einsatz zeigte es sich, daß die bei absätziger Arbeitsweise kurzzeitig erzielbaren Ladeleistungen bei Schwergut durchaus zufriedenstellend sind, abgesehen von einigen konstruktiven Mängeln. Die Ladeleistung hängt in erster Linie vom Ladegut ab und von dem Fassungsvermögen des Werkzeuges. Für den gleichen Lader kann sich die Ladeleistung zum Beispiel bei Stallmist je nach Qualität um 300% erhöhen. Die Durchschnittsladeleistungen sind bei mittlerem Stallmist, der hohe Losreißkräfte erfordert, etwa 60 dz/h, bei gut verrottetem, schwerem Mist etwa 160 dz/h und bei Erde rund 150 dz/h.

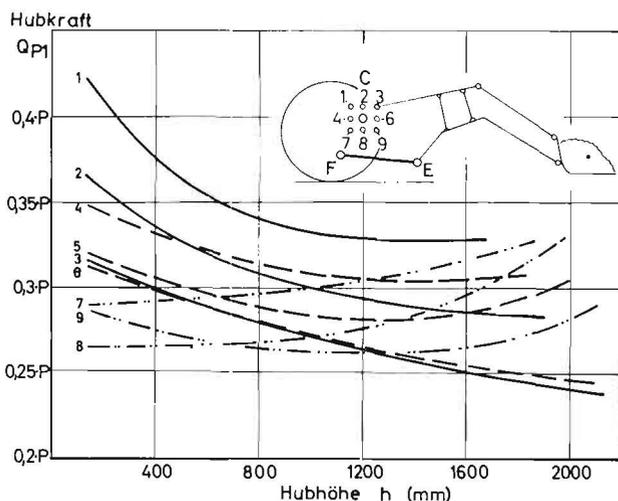


Bild 13: Hubkraft-Grundkurven von Versuchslader V  
Kraftheberhub 550 mm

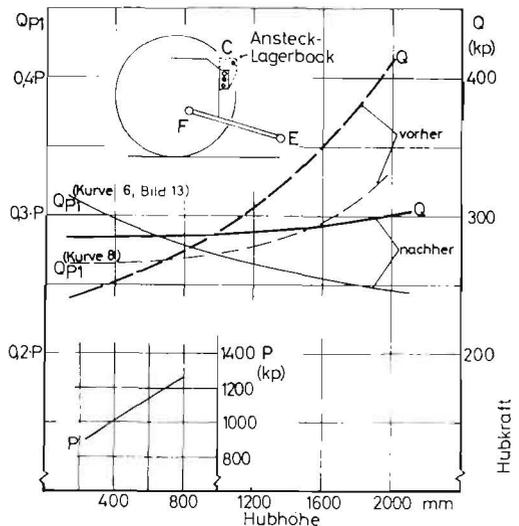


Bild 14: Veränderte Lader-Hubkraftkurve Q durch einen verlegten Anlenkpunkt C für den Lader bei einem Schlepper mit ansteigender Kraftheber-Hubkraftkurve P

### Zusammenfassung

Die neu auf dem Markt erschienenen Dreipunkt-Hecklader werden rechnerisch untersucht. Durch theoretische Überlegungen wird nachgewiesen, daß ein moderner leistungsfähiger Dreipunkt-Kraftheber mit einem Arbeitsvermögen von mehr als 800 mhp in der Lage ist, eine für zufriedenstellende Ladeleistung ausreichende Nutzlast zu erzielen. Die genaue Lader-Hubkraftkurve für den Lastschwerpunkt des Dreipunkt-Heckladers ist in starkem Maße von der Form der Hubkraftkurve des Dreipunkt-Krafthebers und von der Lage der Anbaupunkte am Acker-schlepper abhängig. Eine gute Beurteilungsmöglichkeit der einzelnen Lader hinsichtlich der Zuordnung Acker-schlepper — Lader bieten die laderspezifischen Hubkraft-Grundkurven. Bedingt durch den rückwärtigen Anbau und die geringe Nutzlast sind die Einsatzmöglichkeiten gegenüber dem Frontlader beschränkt.

### Schrifttum

- [1] BRENNER, W. G., und H. GAUS: Betrachtungen über Schlepperlader. Landtechnik 6 (1950), S. 321—328
- [2] WENNER, H. L., und H. SCHULZ: Der Frontlader und sein Einsatz. KTL-Flugschrift Nr. 11, Wolftratshausen 1962
- [3] COENENBERG, H. H.: Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper. Grundlagen der Landtechnik H. 14, Düsseldorf 1962, S. 33—50
- [4] MEINCKE, K.: Kinetische Untersuchungen an Schlepperfrontladern. Landtechnische Forschung 14 (1964), S. 33—42
- [5] DOHNE, E.: Schlepper-Dreipunkt-Hecklader. Berichte über Landtechnik H. 84, Wolftratshausen 1965
- [6] KIENE, W.: Der Kraftheber in der technischen Prüfung von Acker-schleppern. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 57—66
- [7] HAIN, K.: Konstruktion des Krafthebergetriebes für konstante Kolbenkraft. Grundlagen der Landtechnik, H. 6, Düsseldorf 1955, S. 69—83
- [8] Bosch GmbH.: Berechnungsunterlage AKY/3 Bl. 1 und 2
- [9] SEIFERT, A.: Ökologische Kraftheber für Acker-schlepper. Grundlagen der Landtechnik H. 1, Düsseldorf 1951, S. 45—60
- [10] TERPSTRA, I., H. B. LEEUWERKE und D. BOSCH: Technische Gegevens Wieldrekkers. Publikatie Nr. 76/1964, Inst. voor Landbouwtechniek en Rationalisatie, Wageningen
- [11] SCHILLING, E.: Landmaschinen, Bd. 1: Acker-schlepper. Köln 1960
- [12] MEYER, H.: Zur Problematik des Sattelanhängers für Acker-schlepper. Landtechnische Forschung 6 (1956), S. 39—42
- [13] HAIN, K.: Getriebelehre. Teil I. München 1963

### Résumé

Erich Dohne: „Technical Demands on the Three-Point Rear Loader“.

The three-point rear loaders recently offered for sale are examined mathematically. Theoretical considerations show that a modern, efficient three-point power lifter having a working capacity of more than 800 mhp can reach a satisfactory charging capacity with an adequate useful load. The exact loader-lifting power curve for the center of gravity of the load of the three-point rear loader depends greatly on the course of the lifting power curve of the three-point power lifter and on the position of the attachment points at the farm tractor. The loader-specific lifting power-base curves offer a good possibility for judging the individual loaders with regard to the coordination tractor — loader. Owing to rearward mounting and small useful load the possibilities of application are limited as compared with the front loader.

Erich Dohne: «Les conditions techniques auxquelles doit répondre le chargeur arrière attelé au relevage trois points du tracteur.»

L'auteur examine par des calculs les chargeurs arrière montés sur le relevage trois points et montre à la suite de considérations théoriques qu'un relevage trois points de construction moderne d'une puissance de plus de 800 mhp est en mesure d'atteindre une charge utile permettant un rendement de chargement suffisant. La courbe de levage du centre de gravité du chargeur arrière dépend essentiellement de la forme de la courbe de levage du relevage trois points et de la disposition des points d'attelage au tracteur. Les courbes de levage spécifiques des chargeurs offrent une bonne possibilité pour choisir les chargeurs s'adaptant bien à un tracteur donné. Etant donné son montage à l'arrière du tracteur et sa charge utile faible, les possibilités d'utilisation du chargeur arrière sont réduites par rapport à celles du chargeur frontal.

Erich Dohne: «Las condiciones técnicas de la suspensión en tres puntos de tractores — cargadores de popa.»

Se han hecho cálculos de la suspensión en tres puntos en los modernos cargadores de popa. Con consideraciones teóricas se demuestra que un elevador de suspensión en tres puntos moderno con rendimiento superior a 800 mhp está en condiciones de dar un rendimiento de carga satisfactorio. La curva exacta de la potencia elevadora del cargador para el centro de gravedad del elevador de popa, suspendido en tres puntos, depende en primer lugar de la forma de la curva del elevador y de la posición de los puntos de acoplamiento en el tractor agrícola, facilitando las curvas de elevación específicas básicas un criterio bueno de los diferentes cargadores en cuanto a la relación entre tractor y cargador. Debido al montaje en popa y a la poca carga útil, las posibilidades de empleo, en comparación con el cargador frontal, son escasas.

Klaus Keuneke und Eberhard Moser:

## Der Druckverlust in Beregnungsrohren

Mitteilung aus dem Institut für Landtechnik, Stuttgart-Hohenheim

Schnellkupplungsrohre finden in der Landwirtschaft für Zwecke der Beregnung jedoch auch zur Förderung von Gasen immer mehr Eingang. Ihre Herstellung erfolgt vorwiegend aus Stahl, Stahlblech, Bandstahl oder Leichtmetall in den nach DIN 19651 genormten Durchmessern. Davon abweichend werden auch Rohre aus Kunststoff und in anderen Durchmessern hergestellt (Tafel 1).

Nur auf Grund exakter Kenntnisse der auftretenden Druckverluste ist eine richtige Auslegung von Rohrleitungen möglich. Zur Ermittlung des Druckverlustes von Schnellkupplungsrohren werden von der Beregnungsindustrie bevorzugt die bekannten Formeln von WEISBACH und LANG,

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{w^2 \gamma}{2g} \quad \text{mit} \quad \lambda = a + \frac{b}{wD},$$

sowie die Versuchsergebnisse von OEHLER [1] zugrunde gelegt.

Dabei bedeuten  $\Delta p$  den Druckverlust,  $\gamma$  das spezifische Gewicht des strömenden Mediums,  $\lambda$  den Widerstandsbeiwert,  $l$  die Rohrlänge,  $D$  den Rohrdurchmesser,  $w$  die Strömungsgeschwindigkeit,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $a$ ,  $b$  zwei Konstanten. Unter Berücksichtigung fremder und eigener Messungen an Schnellkupplungsrohren unterschiedlicher Herstellung mit verschiedenen Innendurchmessern ergaben sich nach LANG für die Strömung von Wasser die Mittelwerte  $a \approx 0,02$  und  $b \approx 0,0018$ .

Diese Ergebnisse in Verbindung mit Verhältniszahlen nach OEHLER [1] können jedoch nur für eine überschlägige Berechnung Verwendung finden, da neben der Strömungsgeschwindigkeit und dem Rohrdurchmesser auch Rauigkeit, Konstruktion der Schnellkupplung sowie die kinematische Zähigkeit  $\nu$  des strömenden Mediums von Einfluß auf den Widerstandsbeiwert sind.

### 1. Gesetze für die Strömung in geraden Rohren

Genauere Werte lassen sich mit Hilfe der Reibungsformeln von HAGEN-POISEUILLE, PRANDTL-KÁRMÁN und COLEBROOK berechnen. Es gilt die allgemeine Beziehung  $\lambda = f \left( \text{Re}, \frac{k}{D} \right)$  für fast das gesamte Gebiet der praktischen Rohrströmung.

Sie vereinfacht sich im laminaren Bereich  $\dots \lambda = \frac{64}{\text{Re}}$  (HAGEN-POISEUILLE) für  $\text{Re} = \frac{wD}{\nu} \leq 2320$   $\dots$  sowie bei der turbulenten Strömung in den Sonderfällen des hydraulisch glatten Rohres

$\dots \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{\text{Re} \sqrt{\lambda}}{2,51}$   $\dots$  und des hydraulisch rauhen Rohres

$\dots \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg 3,72 \frac{D}{k}$  (PRANDTL-KÁRMÁN)  $\dots$ , da in diesen Fällen die relative Rauigkeit  $\frac{k}{D}$  entweder die Größe des Widerstands-

beiwertes nicht beeinflußt, vernachlässigbar klein oder aber allein dafür verantwortlich ist.

Im Übergangsgebiet zwischen hydraulisch-glattem und hydraulisch-rauhem Bereich wird die Strömung sowohl von der REYNOLDSschen Zahl, als auch von der Rauigkeit beeinflußt, und es gilt die Beziehung  $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 D} \right)$  (COLEBROOK).

Der Wert  $k$  stellt dabei ursprünglich den mittleren Höhenunterschied zwischen Gipfeln und Tälern einer gleichmäßig rauhen Oberfläche dar, entsprechend der künstlichen Sandrauigkeit nach NIKURADSE.

Die Rauigkeit verschiedenartiger Rohrwände kann jedoch nicht allein durch die mittlere Höhe gekennzeichnet werden, denn auch Art und Verteilung der Unebenheiten sind von Einfluß. Um aber keine weiteren Kenngrößen einführen zu müssen, wurde die ungleichmäßige Rauigkeit ebenfalls mit  $k$  als mittlere Höhe einer in der hydraulischen Wirkung vergleichbaren sandrauen Fläche gekennzeichnet. Es ist bekannt, daß sich Rohre mit natürlicher Rauigkeit bei glatter und vollständig rauher Strömung wie sandraue Rohre verhalten. Im Übergangsgebiet sind jedoch in den Widerstandskurven keine Wendepunkte enthalten, da die laminar

Tafel 1: Maße der Schnellkupplungsrohre

Außendurchmesser [mm]	Durchschnittswandstärke [mm]	Durchschnittsgewicht für Normalrohrlänge 6 m [kg]	Ausführung	
			nach DIN	zum Beispiel bei Firma
a) Schnellkupplungsrohre aus feuerverzinktem Bandstahl*)				
50	0,8	7,7	19651	Bauer Hölz Hüdig Mannesmann Perrot
60	0,8	9,6		
70	0,8	11,5		
89	0,9	15,9		
108	1,0	21,6		
133	1,4	33,1		
159	1,5	44,2		
194	1,7	52,0		
216	2,0	100,0		
b) Schnellkupplungsrohre aus Kunststoff*)				
50	2,0	2,2	Hüdig	
63	2,7	3,9		
75	3,2	6,4		
90	3,9	7,8		
*) Jeweils in den Baulängen 6, 5, 4, 3, 2, 1 m				