

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
UND LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 2/1964

MÜNCHEN

14. JAHRGANG

Klaus Meineke:

Kinematische Untersuchungen an Schlepperfrontladern unter besonderer Berücksichtigung abschiebender Arbeitswerkzeuge

Bayerische Landesanstalt für Landtechnik, Weihenstephan

Die technischen Probleme der arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen von WENNER und SCHULZ [1; 2] gaben den Anstoß zu kinematischen und experimentellen Untersuchungen an Schlepperfrontladern¹⁾ [3], über deren ersten Teil hier berichtet werden soll.

Die Entwicklung der Schlepper als nicht ortsfeste Kraftmaschinen in der Landwirtschaft hat bereits in der Zeit um 1940 zu Versuchen in den USA geführt, die vielfachen Hub- und Ladearbeiten, die bisher allein der menschlichen Muskelkraft vorbehalten waren, zu mechanisieren [4; 5]. Ermöglicht aber wurde die Mechanisierung dieser Arbeiten erst durch die Verwendung des Krafthebers am Schlepper. Bereits beim ENDRESSchen Packesel (Bild 1) fand sich nach BRENNER [6] die organische Einordnung der Hydraulik für die wichtigsten Ladearbeiten mit Hilfe eines Arbeitsgerätes an einer Ladeschwinge, das sowohl Stallmist als auch Grünfütter, Heu, Stroh, Rübenblatt, Rüben und Kartoffel nicht nur auf einen Ackerswagen, sondern auch auf die Ladefläche des Packesels selbst beförderte. Hier wurde das Ladegerät bereits als Überkopflader vorgeschlagen, wie er heute auf dem Baumaschinengebiet zur Selbstverständlichkeit geworden ist. Die Entwicklung wurde in Deutschland durch die Kriegereignisse unterbrochen, in den Vereinigten Staaten dagegen wenig gestört.

So entstand zunächst in den USA der Frontlader als typisches Anbaugerät zum Schlepper. Er ist in der Lage, Güter vertikal auf einem Kreisbahnausschnitt zu heben; die horizontale Lageveränderung führt der Schlepper durch Rangieren aus. Daraus ergibt sich eine einfache Konstruktion mit einer Ladeschwinge, welche in einem Schwingendrehpunkt am Schlepper angebracht ist und von Hubzylindern (im allgemeinen zwei) gehoben beziehungsweise gesenkt wird. Bilder 2a bis 2e zeigen die bisher in Europa angewendeten Frontlader-Bauarten. Dabei haben alle Typen — bis auf eine in der letzten Zeit bekannt gewordene — eine Ladeschwinge, die aus je einem Holm — rechts und links des Schlepperrumpfes — besteht.

¹⁾ Die Arbeiten wurden in der Bayerischen Landesanstalt für Landtechnik, Weihenstephan, durchgeführt

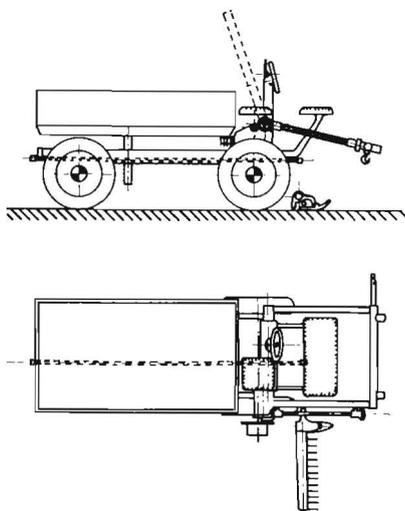
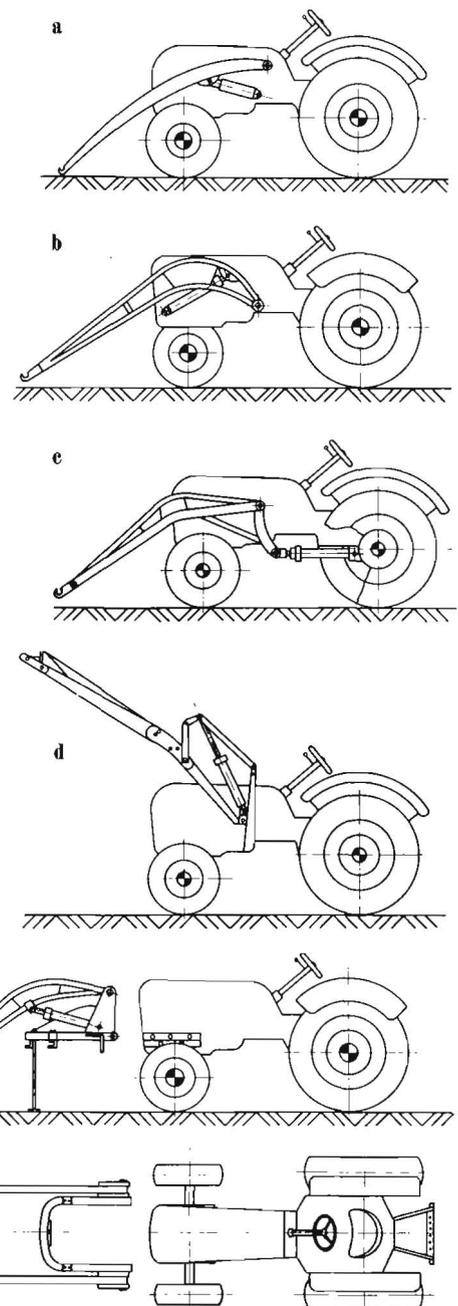


Bild 1: Grund- und Aufriß des Packesels mit Ladeschwinge zur Aufnahme der Arbeitsgeräte



Bilder 2a bis 2e: Die heute verwendeten Frontladertypen und Anbauarten

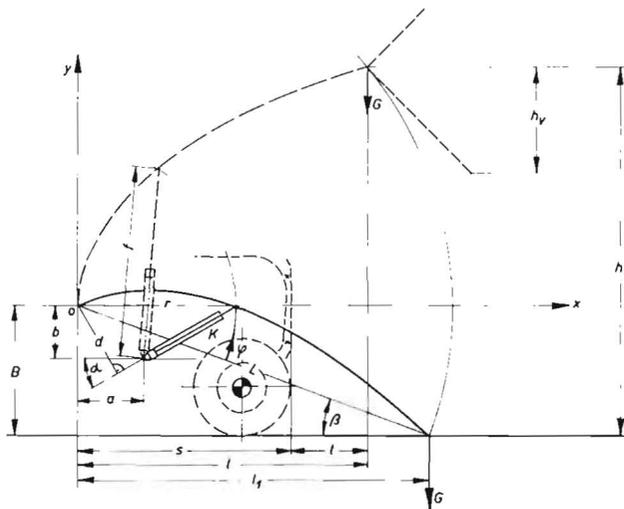


Bild 3: Konstruktionsgrößen für den Frontlader und dessen Anbau an den Schlepper

Konstruktionsgrößen

- L = Schwingenlänge
- r = Radius der Kolbenanlenkung
- B = Höhe der Schwingenanlenkung
- a = horizontaler Abstand der Anlenkpunkte
- b = vertikaler Abstand der Anlenkpunkte
- f_{\min} = Einbaulänge des Hubzylinders bei $\varphi = 0$
- f_{\max} = Gesamtlänge des Hubzylinders = $f_{\min} + f_{\text{Hub}}$
- l = projizierte Schwingenlänge = $s + t = f(\varphi)$
- t = Ausladung = $f(\varphi)$
- s = Abstand von Schwingen-Anlenkpunkt zur Vorderkante Schlepper
- l_1 = l bei $\varphi = 0$
- d = \perp Abstand von Schwingen-Anlenkpunkt zur Kolbenmittellinie
- h = Hubhöhe = $f(\varphi)$
- h_v = Verlusthöhe = Hubhöhe — Ladehöhe
- α = Winkel zwischen Kolbenmittellinie und Horizontaler
- β = Winkel zwischen Schwingenmittellinie und Horizontaler (bei $\varphi = 0$)
- φ = Hubwinkel

Kräfte

- K = gesamte Kolbenkraft (= $2 \cdot p \cdot F_K$) [kp]
- G = Hubkraft [kp]

Aus der Schwingenlänge L , dem Hubwinkel φ und der vorgesehenen Befestigungsart der Arbeitswerkzeuge im vorderen Anlenkpunkt der Schwinde ergibt sich die Hubhöhe h (Bild 3). Wird das Arbeitsgerät nur eingehängt und an einem zweiten Punkt der Schwinde arretiert, die zum Entleeren ausgeklinkt werden kann, so erhält man eine einfache Anbringung. Diese hat jedoch den Nachteil, daß ein Hubwinkel von 70 bis maximal 74° nicht überschritten werden kann, da sonst das Ladegut über die Rückwand des Arbeitsgerätes auf den Schlepper herabfällt.

Anforderungen an die Frontladerkonstruktion

In der Landwirtschaft sind sowohl Leicht- als auch Schwergüter zu laden. Schwergüter wie Stallmist, Grüngut, Silage, Rüben, Kartoffeln, Erde und Kies erfordern eine Ladehöhe von etwa 2,6 m. Für die Leichtgüter wie Heu und Stroh sind dagegen nach WENNER [1] und nach SCHULZ [2] mindestens 3,2 m notwendig. Hierbei ist zu beachten, daß die Ladehöhe nicht mit der Hubhöhe des Frontladers gleichzusetzen ist, da die heutigen Arbeitswerkzeuge des Frontladers durch Abkippen entleert werden, womit von der Hubhöhe wieder ein Teil für die Ladehöhe verlorengeht. Diese Verlusthöhe h_v beträgt je nach Ausführung des Arbeitsgerätes etwa 0,3—0,8 m [2]. Sollen die arbeitswirtschaftlich geforderten Ladehöhen der Landwirtschaft erzielt werden, sind Hubhöhen des Frontladers von 2,9—3,0 m bei Schwergütern und 3,7—4,0 m bei Leichtgütern zu erreichen. Während sich die erstgenannte Höhe mit den meisten heute verwendeten Frontladern erzielen läßt, sind bei den Leichtgütern sogenannte Schwingenverlängerungen erforderlich, die nur eine Hilfslösung darstellen und erhöhte Rüstzeiten benötigen sowie andere Nachteile mit sich bringen. Neben der Forderung nach einer den landwirtschaftlichen Bedingungen entsprechenden Hubhöhe kommt als weitere die der Ausladung t hinzu, das heißt der waagerechte Abstand des vorderen Anlenkpunktes der Schwinde in der höchsten Stellung von der Schleppervorderkante. Dieses Maß muß etwa 0,8 m betragen, um ein Ausladen der landwirtschaftlichen Wagen zu ermöglichen. Eine Veränderung der Hubhöhe läßt sich, wie im Ausland [2] vielfach verwendet, auch über die Veränderung

der Anlenkpunkte des Hubzylinders an Schwinde und Schlepper erzielen. Hierbei wird jedoch mit den geschilderten Nachteilen die Ausladung verringert und der Hubwinkel vergrößert. Sie gelingt nur dann arbeitswirtschaftlich einwandfrei, wenn eine entsprechend lange Ladeschwinde vorhanden ist.

Einfluß der Lage der Schwingenanlenkung am Schlepper

Die gewünschten Hubhöhen und die Ausladung sind konstruktiv zu beeinflussen durch die Schwingenlänge L und die Lage des Schwingenanlenkpunktes am Schlepper, wobei die Anlenkhöhe B am Schlepper in erster Linie die Hubhöhe h und der Abstand s von Schleppervorderkante zum Anlenkpunkt die Ausladung t bestimmen. Bei der Festlegung des Schwingenanlenkpunktes muß weiterhin berücksichtigt werden, daß der größte Abstand der Kurvenbahn des Arbeitswerkzeuges von der Vorderkante des Schleppers möglichst niedrig liegt, damit nicht die Hubkräfte noch durch Schubkräfte beim Arbeiten am Gutstapel reduziert werden (Bild 4).

Dieser Einfluß wird um so stärker, je kürzer die Schwinde ist. Ein Zurücksetzen beim Anheben am Gutstapel um die Strecke

$$b^+ = L \cdot (l - \cos \beta) \quad (1)$$

verhindert das Auftreten von Schubkräften (Bilder 3 und 4). Gleichzeitig ergibt die Forderung der niedrigen Schwingenanlenkung einen fahrtechnischen Vorteil, da am Schlepper beim Arbeiten auf dem Feld — beispielsweise beim Zusammenschieben von Grüngut oder Rüben — die Entlastung der Vorderachse und damit das Aufbaumoment verringert wird und so die Lenkfähigkeit des Schleppers erhalten bleibt. Das ist besonders wichtig bei Arbeiten am Hang. In Bild 5 ist der Einfluß der Horizontalkraft (Zusammenschieben des Ladegutes) und der Anlenkhöhe B unter verschiedenen Bedingungen dargestellt. Daraus wird deutlich, wie schnell die Vorderachsbelastung in dem angenommenen Fall absinkt. In der Fahrzeugtechnik werden zur Erhaltung der Lenkfähigkeit 20% der normalen Vorderachslast als erforderlich angesehen. Da hier jedoch unter Umständen erhebliche unerwünschte Führungskräfte durch das Arbeitsgerät selbst auftreten, sind zur Erhaltung der Schlepperlenkfähigkeit größere Vorderachsbelastungen als 20% notwendig. Dieser Wert dürfte etwa 50% betragen.

In Bild 5 ist der Bereich der Schlepperlenkfähigkeit bei $V \leq 50\% V_0$ eingetragen. Daraus wird deutlich, daß für den Fall b bereits bei geringen Horizontalkräften (250 kp) die Steuerfähigkeit nicht mehr vorhanden ist. Der Fall a trifft für die heutigen Frontladeraufbauten nicht zu. Es sind dies Verhältnisse, wie sie mit dem Versuchsschlepper bei den experimentellen Versuchen erzielt werden konnten. Diese sind mit dem Schlepperverhalten bei dem Einsatz der Regelhydraulik vergleichbar. (Darüber wird demnächst an anderer Stelle noch ausführlich berichtet werden.)

Anbauräume am Schlepper

Für die Rüstzeiten zur Arbeit mit dem Frontlader sowie für die möglichst gute Ausnutzung der Kolbenkräfte sollte das Gewicht der Ladeschwinde so gering wie möglich ausgelegt sein, damit der An- und Abbau vom Schlepperfahrer allein durchgeführt werden kann und die möglichen Ladegewichte vergrößert werden. Da am modernen Trag- und Transportschlepper bestimmte Räume beispielsweise für Seitenmäherwerk, Hack- und Pflügegeräte beansprucht werden, ist der Anbauraum begrenzt. In

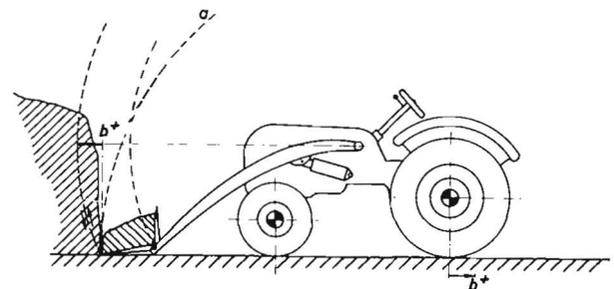


Bild 4: Arbeiten am Stapelmist oder im Fahrstilo
Hubkurve a ohne Schubkräfte; $b^+ = L \cdot (l - \cos \beta)$

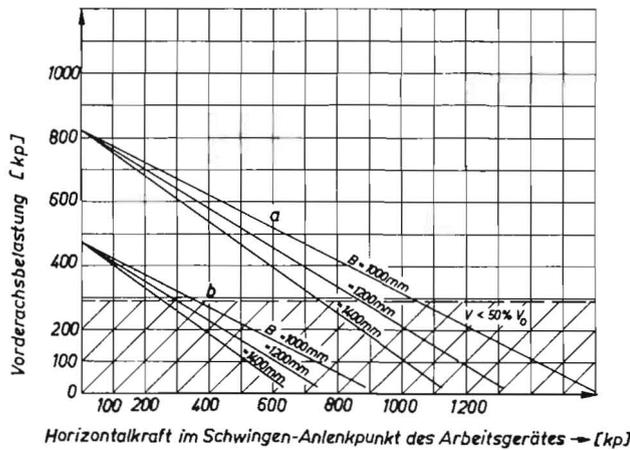


Bild 5: Einfluß der Horizontalkraft S auf die Vorderachsbelastung V in Abhängigkeit von der Höhe der Schwingenanlenkung B und der Führung des Arbeitsgerätes

Kurven a: Schwingengewicht und Arbeitsgerätegewicht werden vom Schlepper getragen

Kurven b: 0,5 · Schwingengewicht wird vom Schlepper getragen (Schwimmstellung des Steuerventils)

$$V = \frac{1}{a} (l_A^* \cdot G_A + l_L^* \cdot G_L + e \cdot G_0 - l_B \cdot G_B - S \cdot B) \quad \text{gilt für a}$$

$$= \frac{1}{a} (l_L^* \cdot 0,5 \cdot G_L + e \cdot G_0 - l_B \cdot G_B - S \cdot B) \quad \text{gilt für b}$$

Hierin bedeuten (siehe auch Bild 11):

- G_0 = Schleppergewicht (1450 kp)
- G_L = Schwingengewicht (93 kp)
- G_A = Arbeitsgewicht (150 kp)
- G_B = Belastungsgewicht (350 kp)
- l_L^* = Schwingen-Schwerpunktsabstand von der Hinterachse (2718 mm)
- l_A^* = Arbeitsgeräte-Schwerpunktsabstand von der Hinterachse (3752 mm)
- e = Schlepper-Schwerpunktsabstand von der Hinterachse (780 mm)
- a = Horizontaler Abstand der Anlenkpunkte (1960 mm)
- Die Schwingenlänge L beträgt 2400 mm

Tafel 1 wurden die wichtigsten Maße einiger Schleppertypen erfaßt, deren Frontladeranbau näher untersucht worden ist. Bei den in Deutschland vertretenen Frontladertypen handelt es sich fast ausschließlich um solche (Bild 2a; 2b), bei denen die Hubzylinder direkt an der Schwingen an einem Punkt zwischen Schwingenanlenkpunkt am Schlepper und vorderen Anlenkpunkt der Arbeitsgeräte angreifen. Im Ausland dagegen finden sich noch andere Ausführungen (Bild 2c; 2d), welche den bisher genannten Anforderungen jedoch im allgemeinen weniger entsprechen, da vor allem das Ladeschwingengewicht größer und der An- und Abbau aufwendiger wird. Daneben werden die Freiräume am Schlepper, die für andere Anbaugeräte wie Mähbalken vorbehalten sind, durch diese Konstruktionen blockiert. Bei allen heute in stärkerem Maße eingesetzten Frontladern finden

sich als Arbeitsgeräte solche, die in den vorderen Anlenkpunkt der Ladeschwinge eingehängt werden und durch einen zweiten Punkt mit dieser fest verbunden sind. Zum Entleeren wird diese Verbindung gelöst und das Ladegut abgekippt. Der Vorteil liegt in der einfachen Anbringung; Nachteil ist die bereits genannte Verlusthöhe und die Begrenzung des Hubwinkels auf 70—74°. Die weiteren Forderungen sind in arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen von WENNER und SCHULZ [1;2;7] eingehend behandelt worden.

Hubkräfte

Die Hubkräfte der Frontlader werden neben der konstruktiven Anordnung der Anlenkpunkte der Hubzylinder und der Schwinge in erster Linie von der Hydraulikanlage des Schleppers und von der Größe der Hubzylinder bestimmt. Die Frontlader für landwirtschaftliche Zwecke werden in drei Ladergrößen angeboten, welche sich durch ihre Hubkräfte und durch die Schleppergrößenklasse, zu denen sie geliefert werden, unterscheiden:

| | Hubkräfte | Schleppergröße |
|----------------------|-------------|------------------------|
| Ladergröße I . . . | etwa 200 kp | bis etwa 18 PS |
| Ladergröße II . . . | etwa 400 kp | 24—35 PS (leicht) |
| Ladergröße III . . . | etwa 600 kp | 35—45 (50) PS (schwer) |

Aus arbeitswirtschaftlichen Gründen und infolge der Betriebsstruktur unserer Landwirtschaft im Bundesgebiet ist die Schleppergröße zwischen 24 und 35 PS in erster Linie geeignet, die im Betrieb anfallenden Ladarbeiten auszuführen. Die schweren Schlepper über 35 PS sind aufgrund der Eigengewichte für landwirtschaftliche Ladarbeiten trotz größerer Ladegewichte nach WENNER [1] weniger geeignet, wenn nicht hydraulische Lenkhilfen verwendet

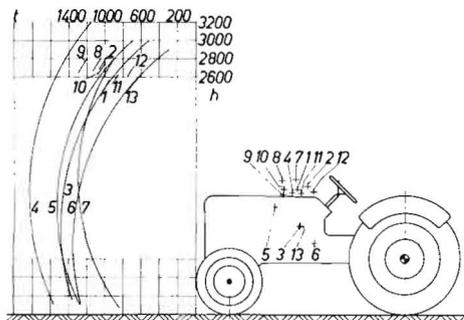


Bild 6: Die wichtigsten heute verwendeten Schlepperhubkurven und deren Anlenkpunkte

Tafel 1: Zusammenstellung der wichtigsten Maße einiger Schlepperfrontlader

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Radstand | [mm] | 1950 | 2000 | 1900 | 1960 | 1821 | 1980 | 2000 | 2080 | 1882 | 2780 | 1880 | 1830 | 1945 |
| Abstand des Schwingen-Drehpunktes von der Vorderachse | „ | 740 | 855 | 754 | 486 | 720 | 568 | 585 | 590 | 780 | 918 | 776 | 946 | 840 |
| Schwingenlänge L | „ | 2400 | 2625 | 2625 | 2400 | 2400 | 2400 | 2625 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2805 | 2450 |
| Radius der Kolbenanlenkung r | „ | 900 | 900 | 600 | 776 | 800 | 800 | 900 | 900 | 900 | 900 | 800 | 786 | 450 |
| max. Hubwinkel φ | [°] | 61,4 | 63,1 | 68,4 | 73,6 | 68,8 | 69,0 | 61,6 | 66,8 | 64,5 | 64,8 | 64,4 | 59,6 | 68,6 |
| horizontaler Abstand vom Dreh- und Kolbenpunkt a | [mm] | 190 | 210 | 132 | 168 | 100 | 100 | 248 | 242 | 180 | 220 | 216 | 291 | 660 |
| vertikaler Abstand vom Dreh- und Kolbenpunkt b | „ | 400 | 380 | 220 | 360 | 495 | 492 | 340 | 414 | 395 | 382 | 422 | 345 | 470 |
| Kolbeneinbaulänge f _{min} | „ | 700 | 700 | 510 | 625 | 700 | 695 | 670 | 700 | 700 | 675 | 700 | 644 | 780 |
| Kolbenhub / Hub | „ | 440 | 440 | 270 | 436 | 480 | 485 | 420 | 500 | 440 | 460 | 440 | 415 | 495 |
| vertikaler Abstand des Anlenkpunktes von Boden B | „ | 1370 | 1410 | 960 | 1182 | 1480 | 1470 | 1320 | 1375 | 1374 | 1348 | 972 | 790 | 850 |
| Abstand der Vorderkante zu Drehpunkt der Schwinge s | „ | 1210 | 1490 | 1184 | 1040 | 1326 | 1058 | 1290 | 1170 | 1160 | 1283 | 1104 | 1416 | 1205 |
| höchster Punkt h _{max} | „ | 2585 | 2825 | 3000 | 2900 | 2780 | 2810 | 2800 | 2762 | 2645 | 2720 | 2590 | 2700 | 2610 |
| niedrigster Punkt h _{min} | „ | 125 | 80 | 155 | 100 | 66 | 80 | 100 | 100 | 80 | 160 | 65 | 100 | 90 |
| Ausladung im höchsten Punkt t | „ | 875 | 720 | 480 | 520 | 896 | 48 | 888 | 800 | 875 | 689 | 662 | — | — |
| Kurve Nr. (Bilder 6 u. 7) | — | 1 | 2 | 3 | 5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |

werden. Deshalb wurde bei den Untersuchungen vor allem die Ladergröße II behandelt.

Die Angabe der Hubkräfte eines Frontladers erfolgt bisher in der Weise, daß die im vorderen Anlenkpunkt in der obersten Stellung gemessene Kraft zugrundegelegt wird. Damit wird aber weder das Eigengewicht der Arbeitsgeräte noch der Einfluß des verlängerten Hebelarms vom Anlenkpunkt des Arbeitsgerätes bis zum Schwerpunkt der Ladung berücksichtigt. Die Angabe der Hubkräfte hat damit leider für die landwirtschaftliche Praxis keinen eindeutigen Aussagewert. Für eine vergleichende Beurteilung der verschiedenen Frontlader können jedoch diese Werte verwendet werden. In Bild 7 sind die Hubkraftkurven verschiedener Schlepper aufgetragen, wobei zunächst der dimensionslose Ausdruck $d/l = G/K$ als Abszisse verwendet wird, um sofort den Einfluß der Anordnung der Anlenkpunkte zu erkennen.

Zur Auslegung der Hubkräfte

Die bisher geforderten Hubkraftkurven, welche im niedrigsten Punkt die doppelte Hubkraft wie im höchsten Punkt aufweisen sollen, sind nur bei einzelnen Typen erzielt worden. Die Forderung entstand aus der Feststellung, daß für eine dem Arbeitsgerät entsprechende Füllmenge Losreibkräfte zur Verfügung stehen müßten. Die Losreibkräfte aber wurden aufgrund der Messungen [8; 9] vor allem bei Stallmist mit dem doppelten bis fünffachen Füllgewicht des Arbeitsgerätes angegeben. Da die letzteren Werte verhältnismäßig hoch erschienen und bei den Untersuchungen nähere Bedingungen nicht angegeben wurden, sind diese mit dem Versuchsschlepper I sowohl bei Stallmist am Stapel als auch im Laufstall nachgemessen worden. Hierbei zeigte sich folgendes:

Die Losreibkräfte betragen im Durchschnitt das 1,5 bis 2fache des Ladegewichts, wenn Schubkräfte zwischen der Gabelfüllung, Gabel und dem Miststapel vermieden werden (Bild 4). Die Losreibkräfte steigen erheblich an, wenn der Schlepperfahrer beim Anheben des Frontladers nicht dafür sorgt, daß die Gabel frei vom Stapel sich bewegen kann oder wenn der Schlepper durch die Neigung der Standfläche nur leicht gegen den Stapel oder die noch vor dem Gerät stehende Mistbank drückt.

Die voneinander abweichenden Meßergebnisse der Losreibkräfte lassen sich theoretisch folgendermaßen begründen:

Bei gutem verrottetem Stallmist kann man das spezifische Gewicht als konstant annehmen ($\gamma = 0,72-0,84$), so daß das Volumen für die gleiche Gewichtsmenge konstant ist. Die Losreibkräfte P_c sind von der Größe der Abscherspannung τ und den Scherflächen F_s abhängig:

$$P_c = \tau \cdot F_s \quad (2)$$

Unter der Annahme konstanter Scherspannungen über die gesamte Fläche sind damit die erforderlichen Losreibkräfte den Scherflächen proportional. Die Grundfläche der Stallungsgabel kann bei dieser Betrachtung unberücksichtigt bleiben, da diese bereits beim Einstechen keilförmig gelöst wird.

Bei den Angaben in der Literatur wurden Stallungsgabeln mit einer Grundfläche von etwa $0,8 \cdot 0,75 = 0,6 \text{ m}^2$ (Größe I) ver-

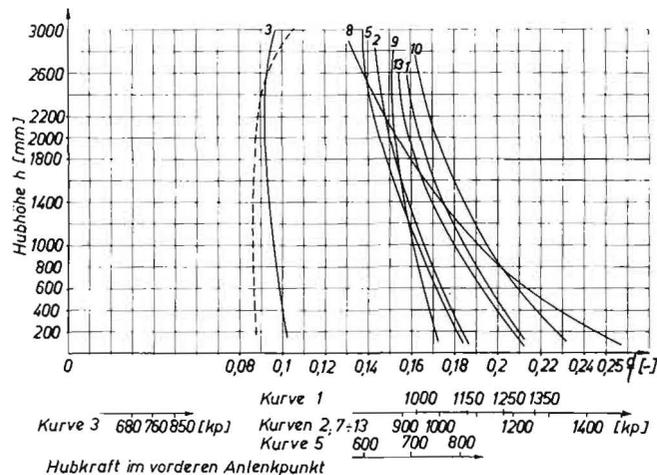


Bild 7: Hubkraftkurven verschiedener Schlepperfrontlader in Abhängigkeit von der Hubhöhe und deren Hebelverhältnis d/l

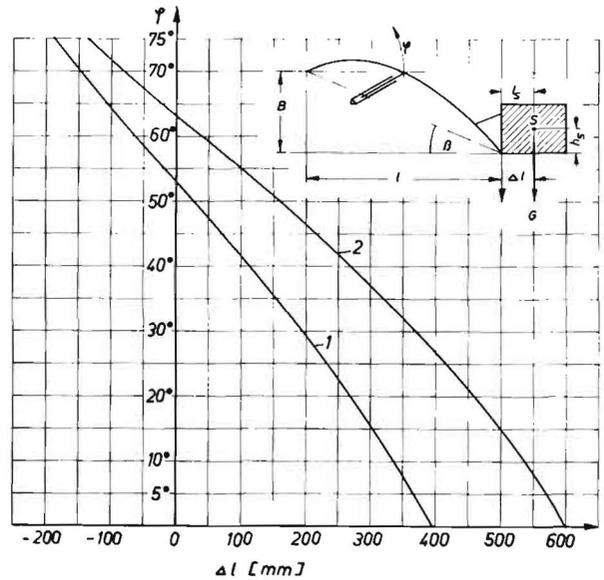


Bild 8: Änderung der Hebellänge Δl in Abhängigkeit vom Hubwinkel

$$\Delta l = l_s \cdot \cos \varphi - h_s \cdot \sin \varphi$$

Kurve 1: $l_s = 400 \text{ mm}$ $h_s = 300 \text{ mm}$
 Kurve 2: $l_s = 600 \text{ mm}$ $h_s = 300 \text{ mm}$

wendet. Bei unseren Messungen hatte die Abschiebegabel (Größe II) die Abmessungen

$$1,1 \cdot 1,0 = 1,1 \text{ m}^2.$$

Unter der Annahme eines Ladegewichts G_N von 250 kp ergibt sich bei $\gamma = 800 \text{ kp/m}^3$ ein Ladevolumen

$$V = 250/800 = 0,3125 \text{ m}^3$$

und daraus eine Höhe h des Ladevolumens von

$$h_I = \frac{V}{F} = 0,52 \text{ m}$$

beziehungsweise $h_{II} = 0,284 \text{ m}$

und eine Gesamtscherfläche F_s

$$F_s = h \cdot (2l + b)$$

$$F_{sI} = 1,2 \text{ m}^2 \quad (3)$$

$$F_{sII} = 0,88 \text{ m}^2.$$

Aus dem Verhältnis $F_{sI} : F_{sII}$ ergibt sich bereits eine Reduzierung der Losreibkräfte von 1:4 auf 1:3. Der gravierende Einfluß dürfte jedoch den Schubkräften am Stapel zuzuschreiben sein.

Die Losreibkräfte werden darüber hinaus nicht nur im untersten Punkt der Hubkurve benötigt, sondern bis zu 1,3 bis 1,5 m Höhe, wenn nämlich beispielsweise Stallmist aus einem Stapel von 1,5—2,0 m oder Grüngut, Silage aus dem Fahrsilo oder vom Wagen geladen werden.

Nach diesen Ergebnissen erscheint es wenig sinnvoll, Hubkraftkurven entsprechend der Kurve 8 (Bild 7) auszulegen, wenn auch in 1,3—1,5 m noch die Losreibkräfte in derselben Größenordnung aufgewendet werden müssen. Weitere Versuche haben darüber hinaus gezeigt, daß der Schlepperfahrer einen Teil der Losreibkräfte durch entsprechende Fahrweise (Vor- und Zurücksetzen) auf den Schlepper übertragen kann. Ferner zeigte sich bei Schleppern mit einer Hubkraft entsprechend Kurve 8 (Bild 7) beim Zusammenschieben und Laden von Grüngut und Anwelkgut auf dem Feld, daß das Arbeitsgerät so sehr beladen wird, daß bereits kurz nach dem Anheben in etwa 0,5—1,5 m Höhe die Grenzhubkraft für diesen Punkt erreicht wird und ein weiteres Heben und anschließendes Laden auf den Wagen nicht mehr möglich ist. Die Gabelfüllungen müssen abgesetzt und in zwei Portionen neu geladen werden. Diese Schwierigkeiten traten bei Frontladern mit anderen, steilen Hubkraftkurven wie 2, 3 und 5 (Bild 7) nicht auf.

Ein weiterer Einfluß auf die Hubkräfte ist bisher wenig oder gar nicht beachtet worden. Der Schwerpunkt des Arbeitswerkzeuges und der Ladung liegt um einen bestimmten Wert l_s vor dem Anlenkpunkt und mit h_s über diesem (Bild 8). Der waage-

rechte Abstand Δl , welcher in das Verhältnis $G/K = d/(l + \Delta l)$ eingeht, ist bei Arbeitswerkzeugen mit arretierter Anbringung nicht konstant, sondern von φ abhängig:

$$\Delta l = l_s \cdot \cos \varphi - h_s \cdot \sin \varphi. \quad (4)$$

Unter der Annahme einer Rechteckbelastung mit $l_s = 400$ mm und $h_s = 300$ mm ergibt sich die in Bild 8 dargestellte Abhängigkeit der Hebellänge Δl vom Hubwinkel φ .

Für die Hubkraftkurve 3 (Bild 7) ist die korrigierte, unter den oben gegebenen Annahmen errechnete Kurve gestrichelt eingetragen. Damit wird deutlich, daß in diesem Fall überhaupt keine Losreißkräfte mehr zur Verfügung stehen.

Daraus ergibt sich folgendes:

1. mit Hilfe der einfachen Kinematik des Frontladers ist es nicht möglich, Hubkraftkurven mit etwa gleichgroßen Losreißkräften bis 1,3—1,5 m zu erzielen;
2. für die Arbeiten auf dem Feld ist eine stark geneigte Hubkraftkurve verhältnismäßig ungünstig;
3. es erscheint als Kompromiß zweckmäßig, die Hubkraftkurve möglichst steil auszulegen, so daß die Hubkräfte unten etwa 25—35% größer als im höchsten Punkt sind.

Bei der Weiterentwicklung der heutigen Frontlader ist neben den Einsatzmöglichkeiten mehr als bisher die Arbeitsqualität der einzelnen Arbeiten zu beachten, und zwar

sind die Hubkurven, wie auch der Verlauf der Hubkräfte, den Anforderungen entsprechend auszulegen;

sind die durch den Frontlader auf den Schlepper wirkenden Belastungen und Beanspruchungen besonders zu beachten und soweit irgend möglich zu reduzieren;

ist die Steuerfähigkeit des Schleppers bei der Arbeit zu erhalten;

sind die Rüstzeiten und das Gewicht der Ladeschwinge für den An- und Abbau zu berücksichtigen.

Möglichkeiten abschiebender Arbeitsgeräte

Die Forderung nach einer Ladehöhe von 3,2 m ist mit den bisher bekannten Typen unter Verwendung abkippender Arbeitsgeräte ohne den Einsatz einer Schwingenverlängerung nicht möglich. Diese Schwierigkeiten führten zur Entwicklung eines Arbeits-

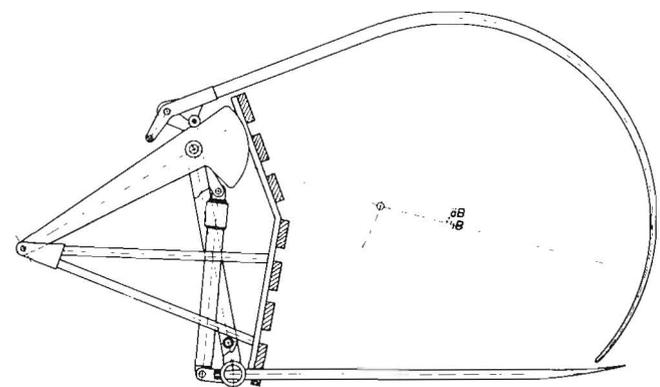


Bild 9: Erste Ausführung der Abschiebegabel mit hydraulischem Vorschub des Schildes, mechanische Rückholung und Zangensteuerung durch zwei Kurvenscheiben

(Schraubenfeder als Biegefeder um die Abschiebewelle)

0 500mm

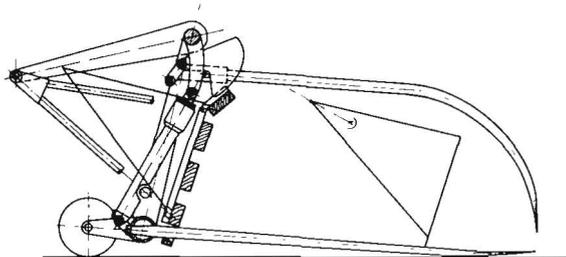


Bild 10: Zweite Ausführung der Abschiebegabel mit Zangensteuerung durch Kurvenscheibe beim Öffnen in hohler Höhe, umstellbarem Abschieschild für kurze Zinkenlänge (* = angedeutete Endstellung)

gerätes (Abschiebegabel) mit hydraulisch betätigtem Vorlauf der Rückwand und mechanischer Rückholung im Jahre 1960 in Zusammenarbeit mit SCHULZ und WENNER (Bild 9). Ähnliche Arbeitsgeräte mit halb- beziehungsweise vollhydraulischer Betätigung sind in den vergangenen Jahren gelegentlich vor allem für Spezialzwecke (z. B. Horn-draulik) als Stallmistgabel und als Heu- und Strohgabel in den USA und England angeboten worden. Sie haben sich aber bisher nicht durchsetzen können. Wahrscheinlich ist der Grund darin zu suchen, daß sie als Spezialgerät für einen Zweck zu teuer und beispielsweise für den Stallmist allein auch arbeitsmäßig uninteressant sind.

Diese Abschiebegabel wurde 1961 in einigen Punkten geändert (Bild 10) und seither weitgehend eingesetzt und der Industrie vorgeschlagen. Gleichzeitig wurde die in Deutschland übliche Anbringung des Arbeitsgerätes verlassen und eine Parallelführung eingesetzt. Mit dieser Abschiebegabel ist es möglich,

ohne Verlängerung bei Leicht- und Schwergütern zu arbeiten; die Schwingenlänge kurz, den Hubwinkel $\varphi > 74^\circ$ und die Ausladung $t = 0 - 0,2$ m zu wählen;

die Beanspruchung des Schleppers bei gleichen Ladegewichten zu reduzieren;

die Arbeitsqualität zu verbessern;

die Einsatzmöglichkeiten zu erweitern.

Der Verzicht auf die Verlängerung erspart deren Totgewicht, die zusätzliche Hebellänge L_V und ergibt ein besseres Arbeiten wegen der kürzeren Gesamtlänge von Schlepper und Frontlader. Die Parallelführung gestattet durch die in jeder Höhe gleiche Zinkenstellung stets ein sauberes Entnehmen von Ladegut vom Wagen oder Stapel. Darüber hinaus kann bei angenäherter Parallelführung — Zinkenbewegung nicht rein translatorisch, sondern der Hubwinkel φ erscheint stark reduziert — die Ladehöhe noch vergrößert werden. Hierbei ist eine Winkelbewegung der Zinken bis maximal 30° arbeitstechnisch zulässig. Die Arbeitsqualität wird ebenfalls durch die Parallelführung mit Zinkenspiel zur sauberen Aufnahme, die Steuerung der Zangenanpressung durch das Lade- und Arbeitsgerätegewicht und den Einsatz einer breiten Stützrolle verbessert.

Die Verringerung der Ausladung t wird durch das Abschieben des Ladegutes über die Zinkenspitzen ermöglicht, wobei sich bei den heute als am günstigsten gezeigten Zinkenausführungen [2] bereits eine zusätzliche Ausladung in der Größe der Zinkenlänge von 0,9—1,1—1,3 m ergibt. Es erscheint deshalb eine Ausladung von $t = 0 - 0,2$ m für den obersten Punkt der Hubkurve voll ausreichend.

Die Einsatzmöglichkeiten werden einmal durch die Parallelführung erweitert, zum andern kann die Rückwand als Schubbrett benutzt und die Abschiebegabel selbst mit Zusatzgeräten ausgestattet werden.

Vergleich eines Frontladerschleppers mit Abschiebe- beziehungsweise Abkippgabel

Die Beanspruchung des Schleppers läßt sich gut durch die Vorderachsbelaugung V charakterisieren. Die einzelnen Größen des Versuchsschleppers sind in Bild 11 allgemein dargestellt. Aus dem Momentengleichgewicht um den Aufstützpunkt der Hinterachse ergibt sich für die Abschiebegabel

$$\Sigma \mathcal{M}_{(B)} = 0 = G_0 \cdot e - V \cdot a - G_B \cdot l_B + l_L^* \cdot G_L + l_A^* \cdot G_A + l_G^* \cdot G_N, \quad (5)$$

$$V = \frac{1}{a} (G_0 \cdot e - G_B \cdot l_B + l_L^* \cdot G_L + l_A^* \cdot G_A + l_G^* \cdot G_N), \quad (5a)$$

$$\text{wobei } l_n^* = l_n + x. \quad (6)$$

Eingesetzt wurden: G_0 mit 1450 kp,

G_L mit 93 kp bei $L = 2400$ mm,

88 kp bei $L = 2300$ mm,

G_A mit 150 kp (Abschiebegabel),

G_B mit 350 kp bei $l_B = 950$ mm,

G_N mit 270 kp.

Es bedeuten, soweit noch nicht erläutert:

G_N = Ladegewicht,

l_B = Abstand Hinterachse zu Belastungsgewicht G_B ,

x = Abstand Anlenkpunkt der Schwinge zu Schlepperhinterachse,

l_G = Hebel des Ladegewichts G_N .

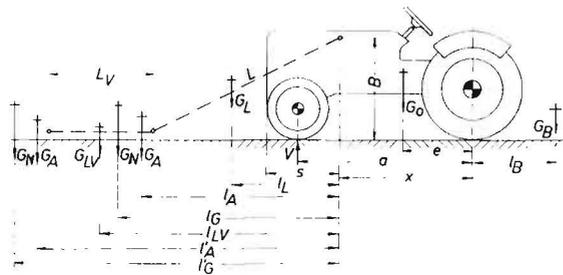


Bild 11: Hebellängen und Kräfte am Schlepper mit Frontlader- und Abschiebe- beziehungsweise Abkippgabel

Es bedeuten, soweit noch nicht erläutert:

- L = Hebel des Ladeschwings-Schwerpunktes
- L_A = Hebel des Arbeitsgeräte-Schwerpunktes
- L_V = Schwingenverlängerung
- G_{LV} = Gewicht der Schwingenverlängerung
- l_{LV} = Hebel des Ladeschwingsverlängerungs-Schwerpunktes
- l_A = Hebel des Arbeitsgeräte-Schwerpunktes in der Verlängerung
- l_G = Hebel des Ladegewichts G_N in der Verlängerung
- s = Abstand Anlenkpunkt der Schwinge zu Vorderkante Schlepper
- l_B = Abstand Hinterachse zu Belastungsgewicht G_B

Für die Abkippgabel gilt sinngemäß mit

$$l_n^* = l_n' + x \quad (6b)$$

$$V = \frac{1}{a} (G_0 \cdot c - G_B \cdot l_B + l_L^* \cdot G_L + l_A^* \cdot G_A + l_G^* \cdot G_N + l_{LV}^* \cdot G_{LV}), \quad (7)$$

wobei

G_L mit 115 kp (im zweiten Fall),

G_{LV} mit 60 kp und

G_A mit 160 kp (Abkip-Vielzweckgabel) eingesetzt wurden.

In Bild 12 ist dargestellt, welche Hubhöhe erforderlich ist, um mit der Abkippgabel die gewünschte Ladehöhe von 3,2 m zu erzielen. Es wird eine Verlusthöhe $h_v = 800$ mm eingesetzt. Dabei wird von einer Ladeschwingslänge $L = 2400$ mm ausgegangen, und es ist bei einem Hubwinkel $\varphi_{\max} = 72^\circ$ eine Verlängerung von 1200 mm notwendig, um auf 4000 mm Hubhöhe und eine Ausladung von 1000 mm zu kommen. In Bild 13 sind für die Maße des Versuchsschleppers mit $L = 2400$, $L_V = 1200$ mm und $\varphi_{\max} = 73,3^\circ$ die Beanspruchungen aufgetragen, wobei als Ordinate die Ladehöhe = Hubhöhe — Verlusthöhe gewählt wurde.

Da in der Praxis die Verhältnisse aber ungünstiger liegen, sind auch diese Werte mit den heute üblichen Verlängerungen von $L_V = 1500$ mm eingetragen. Hierbei ergibt sich ein $\varphi_{\max} = 67^\circ$ und eine um 100 kp größere Vorderachsbeanspruchung. Demgegenüber liegt die Vorderachsbelastung bei der Abschiebegabel mit den beim Versuchsschlepper verwendeten Geräten um 21—15% niedriger. Da zur Erzielung der landwirtschaftlichen Forderungen beim Einsatz der Abschiebegabel eine Schwingenslänge von $L = 2300$ mm ausreichend ist, ergeben sich so die geringsten Belastungen sowie ein Hubwinkel $\varphi_{\max} = 89,5^\circ$. Diese

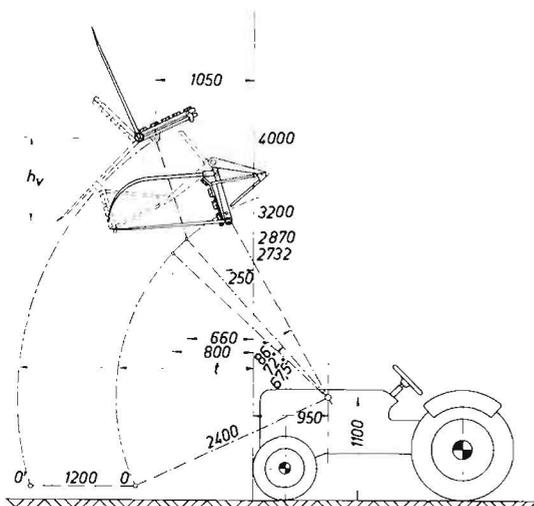


Bild 12: Hubhöhe und Ausladung bei gleicher Ladehöhe von Abkippgabel und Abschiebegabel

Beanspruchungen unterschreiten nochmals um 3,5% die der Schwingenslänge $L = 2400$ mm. Mithin ist die statische Vorderachsbelastung bei einer für die Abschiebegabel entwickelten Frontlader gegenüber den heute üblichen Frontladern mit Abkippgabel um 30—21% niedriger, wobei die kürzeste heute verwendete Ladeschwinge von 2400 mm zugrunde gelegt wurde. Würden die vielfach größeren Ladeschwinge von $L = 2500$ —2625 mm zum Vergleich herangezogen, so ergäbe sich ein noch ungünstigeres Verhältnis für die Abkippgabel.

Theoretische Erfassung des Systems Schlepper-Frontlader

Diese Feststellungen führten zu einer kinematischen Untersuchung des Systems Schlepper-Frontlader. In Bild 3 ist das System mit seinen kennzeichnenden Konstruktionsgrößen dargestellt. Mit den aufgeführten Größen ergibt sich für die Hubkraft G folgende Beziehung:

$$\text{Momentengleichgewicht } G \cdot L \cdot \cos(\beta - \varphi) = K \cdot d, \quad (8)$$

$$\text{Gleichung der Kolbennittellinie } \frac{y + b}{x - a} = \frac{r \cdot \sin \varphi + b}{r \cdot \cos \varphi - a} = S. \quad (9)$$

Damit ergibt sich die Länge des Lotes auf die Kolbennittellinie zu

$$d = \frac{S \cdot a + b}{\sqrt{l + S^2}}. \quad (10)$$

Mit Gl.(10) in Gl. (8) ergibt sich

$$G \cdot L \cdot \cos(\beta - \varphi) = K \frac{S \cdot a + b}{\sqrt{l + S^2}}. \quad (11)$$

Weiterhin wird mit $\cos \beta = l_1/L$ und $\sin \beta = B/L$:

$$G = K \times \frac{r \cdot (a \cdot \sin \varphi + b \cdot \cos \varphi)}{(l_1 \cdot \cos \varphi + B \cdot \sin \varphi) \cdot \sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2r(b \sin \varphi - a \cos \varphi)}}. \quad (12)$$

Mit $A^2 = a^2 + b^2 + r^2$ wird

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{r}{\sqrt{A^2 + 2r \cdot (b \cdot \sin \varphi - a \cdot \cos \varphi)}} \cdot \frac{(b + a \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{(l_1 + B \cdot \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (13)$$

Durch Einführung der Kolbenlänge f

$$f = \sqrt{(x - a)^2 + (y + b)^2}, \quad (14)$$

$$= \sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2r \cdot (b \cdot \sin \varphi - a \cdot \cos \varphi)} \quad (14a)$$

ergibt sich:

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{r}{f} \cdot \frac{(b + a \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{(l_1 + B \cdot \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (13a)$$

Um den Einfluß der Konstruktionsgrößen erkennen zu können, wird die bereits genannte Beziehung $G/K = d/l$ als dimensionsloser Ausdruck verwendet und der Einfluß der Kolbendurchmesser und des Öldrucks der Hydraulikanlage eliminiert. Mit beiden Größen läßt sich nur die kinematisch erzielbare Hubkurve in ihrem Niveau verschieben, aber nicht in ihrer Abhängigkeit von der Hubhöhe verändern:

$$G = K \cdot \frac{d}{l} = 2 \cdot p \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \frac{d}{l} \text{ [kp]}. \quad (15)$$

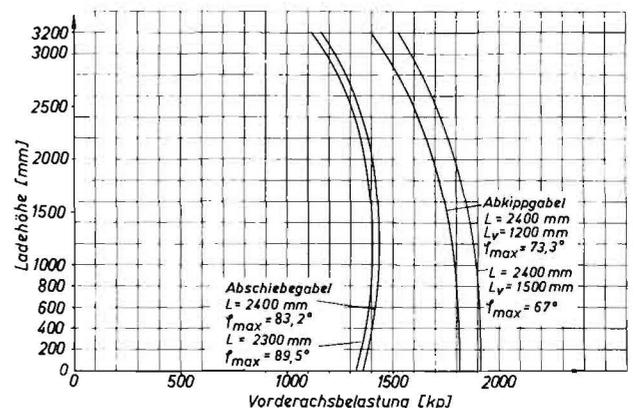


Bild 13: Statische Vorderachsbelastung durch die Abschiebe- und Abkippgabel in Abhängigkeit von der Ladehöhe und Schwingenslänge L mit konstanter Last G

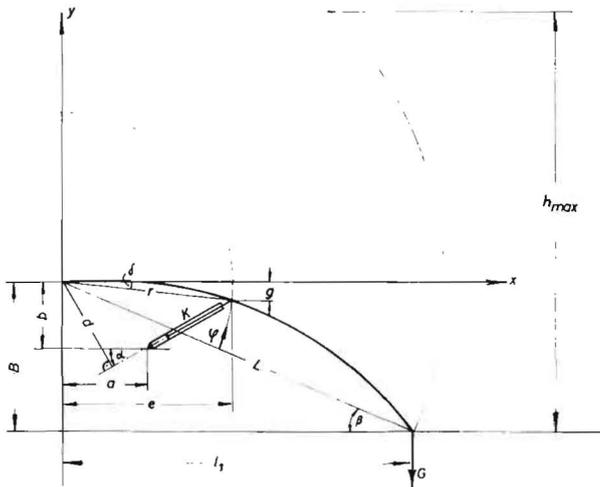


Bild 14: Allgemeiner Fall der Anlenkung des Hubzylinders beim Frontlenderbau

Legt man den Anlenkpunkt des Hubzylinders nicht in eine horizontale Ebene zusammen mit dem Schwingenanlenkpunkt, so erhält man den allgemeinen Fall (Bild 14), welcher den ersteren einschließt und folgenden Beziehungen gehorcht:

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = f(a, b, r, L, B, \delta, \varphi); \quad (16)$$

$$d = b \cdot \cos(\alpha_0 \pm \alpha') + a \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha'),$$

mit $\alpha = \alpha_0$ bei $\varphi = 0$ und $\alpha' = \alpha - \alpha_0$ bei $\varphi > 0$;

$$d = \frac{r}{f} [b \cdot \cos(\varphi - \delta) + a \cdot \sin(\varphi - \delta)] \quad (16a)$$

$$l = l_1 \cdot \cos \varphi + B \cdot \sin \varphi, \quad (17)$$

mit $l_1 = L \cdot \cos \beta$; $e = r \cdot \cos \delta$; $g = r \cdot \sin \delta$;

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{e \cdot (b \cdot \cos \varphi + a \cdot \sin \varphi) + g \cdot (b \cdot \sin \varphi - a \cdot \cos \varphi)}{f \cdot (l_1 \cdot \cos \varphi + B \cdot \sin \varphi)}, \quad (18)$$

wobei

$$f = \sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2 \cdot [e \cdot (b \cdot \sin \varphi - a \cdot \cos \varphi) - g \cdot (b \cdot \cos \varphi + a \cdot \sin \varphi)]}. \quad (19)$$

Wird Gl. (19) in Gl. (18) eingesetzt, so ergibt sich

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{g \cdot (b \cdot \operatorname{tg} \varphi - \varphi - a) + e \cdot (b + a \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{\sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2[e \cdot (b \cdot \sin \varphi - a \cdot \cos \varphi) - g \cdot (b \cdot \cos \varphi - a \cdot \sin \varphi)] \cdot (l_1 + B \cdot \operatorname{tg} \varphi)}}. \quad (20)$$

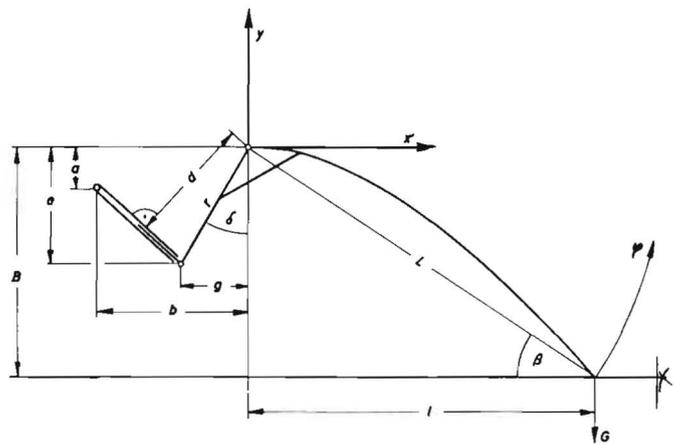


Bild 15: Anlenkung der Hubzylinder an einem freien Hebelarm der Schwinde

Wird hier als Sonderfall $\delta = 0$, so ist $g = 0$ und $e = r$, und es ergibt sich die oben abgeleitete Gl. (13).

Eine ähnliche Beziehung ergibt sich bei der Anlenkung des Hubzylinders an einem freien Hebelarm der Schwinde (Bild 15 und Bild 2)

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l}; \quad l = L \cdot \cos(\beta - \varphi); \quad d = \frac{a - S \cdot b}{\sqrt{1 + S^2}};$$

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{-g \cdot (a + b \cdot \operatorname{tg} \varphi) + e \cdot (e \cdot (a \cdot \operatorname{tg} \varphi - b))}{\sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2(e \cdot b \cdot \sin \varphi + a \cdot \cos \varphi) - g \cdot (b \cdot \cos \varphi - a \cdot \sin \varphi)} \cdot (l_1 + B \cdot \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (21)$$

Auch hier erscheint als Sonderfall $\delta = 0$, damit wird $e = r$ und $g = 0$, und es ergibt sich

$$\frac{G}{K} = \frac{d}{l} = \frac{r \cdot (a \cdot \operatorname{tg} \varphi - b)}{\sqrt{a^2 + b^2 + r^2 + 2r \cdot (b \cdot \sin \varphi + a \cdot \cos \varphi)} \cdot (l_1 + B \cdot \operatorname{tg} \varphi)}. \quad (22)$$

Die in Bild 3 festgelegte Form wurde zur Untersuchung der möglichen Hubkräfte für eine Digital-Rechenanlage (Z 23) programmiert und die einzelnen Konstruktionsgrößen variiert. Damit die errechneten Werte allgemein verwendbar sind, wurde neben dem Hubwinkel φ als äußerem Parameter die entsprechende Hubhöhe h und für den inneren Parameter a jeweils die Kolbenlänge f sowie das Verhältnis $d/l = G/K$ ausgedrückt und in

Tafel 2: Werte der Rechenanlage für die vorgegebenen Konstruktionsmaße
($a \equiv A$ läuft von 0,21 bis 0,25 m; $\text{PHI} \equiv \varphi$; $F \equiv f$; $H \equiv h$) ($L = 2,4$; $B = 1,0$; $b = 0,38$; $r = 0,8$)

| A = | 0,210 | 0,210 | 0,220 | 0,220 | 0,230 | 0,230 | 0,240 | 0,240 | 0,250 | 0,250 | |
|---------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| PHI | H | F | G/K |
| -10,000 | -0,364 | 0,626 | 0,219 | 0,617 | 0,221 | 0,608 | 0,223 | 0,599 | 0,225 | 0,589 | 0,227 |
| -5,000 | -0,186 | 0,664 | 0,208 | 0,655 | 0,210 | 0,646 | 0,213 | 0,638 | 0,215 | 0,629 | 0,218 |
| 0 | 0 | 0,702 | 0,199 | 0,693 | 0,201 | 0,685 | 0,203 | 0,677 | 0,206 | 0,669 | 0,208 |
| 5,000 | 0,194 | 0,739 | 0,190 | 0,732 | 0,192 | 0,724 | 0,195 | 0,716 | 0,197 | 0,708 | 0,200 |
| 10,000 | 0,394 | 0,777 | 0,182 | 0,769 | 0,185 | 0,762 | 0,187 | 0,755 | 0,190 | 0,747 | 0,193 |
| 15,000 | 0,599 | 0,813 | 0,175 | 0,806 | 0,178 | 0,800 | 0,180 | 0,793 | 0,183 | 0,786 | 0,186 |
| 20,000 | 0,807 | 0,849 | 0,169 | 0,843 | 0,172 | 0,836 | 0,174 | 0,830 | 0,177 | 0,824 | 0,180 |
| 25,000 | 1,016 | 0,884 | 0,163 | 0,878 | 0,166 | 0,872 | 0,169 | 0,867 | 0,171 | 0,861 | 0,174 |
| 30,000 | 1,225 | 0,917 | 0,158 | 0,912 | 0,161 | 0,907 | 0,164 | 0,902 | 0,167 | 0,897 | 0,170 |
| 35,000 | 1,432 | 0,950 | 0,154 | 0,945 | 0,157 | 0,941 | 0,160 | 0,936 | 0,163 | 0,932 | 0,165 |
| 40,000 | 1,636 | 0,981 | 0,150 | 0,977 | 0,153 | 0,973 | 0,156 | 0,969 | 0,159 | 0,965 | 0,162 |
| 45,000 | 1,836 | 1,010 | 0,147 | 1,007 | 0,150 | 1,003 | 0,153 | 1,000 | 0,156 | 0,997 | 0,159 |
| 50,000 | 2,029 | 1,038 | 0,144 | 1,036 | 0,147 | 1,033 | 0,150 | 1,030 | 0,153 | 1,027 | 0,156 |
| 55,000 | 2,214 | 1,065 | 0,142 | 1,063 | 0,145 | 1,060 | 0,148 | 1,058 | 0,151 | 1,056 | 0,155 |
| 60,000 | 2,389 | 1,090 | 0,140 | 1,088 | 0,143 | 1,086 | 0,146 | 1,085 | 0,150 | 1,083 | 0,153 |
| 65,000 | 2,555 | 1,112 | 0,138 | 1,111 | 0,142 | 1,110 | 0,145 | 1,109 | 0,149 | 1,109 | 0,153 |
| 70,000 | 2,708 | 1,134 | 0,137 | 1,133 | 0,141 | 1,133 | 0,145 | 1,132 | 0,149 | 1,132 | 0,153 |
| 75,000 | 2,849 | 1,153 | 0,137 | 1,153 | 0,141 | 1,153 | 0,145 | 1,153 | 0,150 | 1,154 | 0,154 |
| 80,000 | 2,975 | 1,170 | 0,137 | 1,171 | 0,142 | 1,171 | 0,146 | 1,172 | 0,151 | 1,173 | 0,156 |
| 85,000 | 3,086 | 1,185 | 0,138 | 1,187 | 0,143 | 1,188 | 0,149 | 1,189 | 0,154 | 1,191 | 0,160 |
| 95,000 | 3,261 | 1,210 | 0,144 | 1,212 | 0,152 | 1,215 | 0,160 | 1,217 | 0,168 | 1,220 | 0,176 |
| 100/+03 | 3,332 | 1,219 | 0,153 | 1,222 | 0,163 | 1,225 | 0,173 | 1,228 | 0,183 | 1,231 | 0,193 |

Tafel 3: Beispiel der Auswertung der Rechenanlage-Tabellen für die vorgegebenen Maße $L = 2,4 \text{ m}$; $B = 1,0 \text{ m}$; $r = 0,8 \text{ m}$

| Leichtgüter $h_{\max} = 3200 \text{ mm}$ | | | | | Schwergüter $h_{\max} = 2600 \text{ mm}$ | | |
|--|------------|------|-------------------|-------------------|--|-------------------|-------------|
| L, B, r | f_{\min} | a | b | d/l | a | b | d/l |
| [m] | | [mm] | | — | [mm] | | — |
| $L = 2,4$ $B = 1,0$ $r = 0,8$ | 760 | 250 | 480 | 0,232—0,152—0,158 | | | |
| | 750 | 250 | 480 | 0,234—0,152—0,154 | | | |
| | | 190 | 480 | 0,236—0,113 | | | |
| | 720 | | | | 310 | 480 | 0,253—0,175 |
| | | | | | 250 | 480 | 0,244—0,153 |
| | | | | | 250 | 460 | 0,234—0,153 |
| | 700 | 190 | 380 | 0,199—0,127—0,128 | 310 | 480 | 0,25—0,176 |
| | | 210 | 380 | 0,199—0,137—0,141 | 310 | 460 | 0,244—0,175 |
| | | 220 | 380 | 0,199—0,141—0,147 | 250 | 460 | 0,24—0,155 |
| | | 230 | 380 | 0,2—0,145—0,154 | 250 | 440 | 0,23—0,153 |
| | 690 | 180 | 360 | 0,19—0,122—0,124 | 310 | 440 | 0,238—0,175 |
| | | 190 | 360 | 0,19—0,127—0,131 | 250 | 440 | 0,233—0,154 |
| | | 210 | 360 | 0,191—0,137—0,144 | 250 | 420 | 0,223—0,153 |
| | | 220 | 360 | 0,191—0,141—0,15 | | | |
| | | 190 | 350 | 0,185—0,128—0,137 | | | |
| 680 | 190 | 340 | 0,183—0,128—0,134 | 310 | 420 | 0,23—0,175 | |
| | 190 | 330 | 0,177—0,127—0,142 | 250 | 420 | 0,255—0,154 | |
| 670 | 190 | 320 | 0,173—0,127—0,137 | | | | |
| 660 | 190 | 300 | 0,164—0,127—0,14 | 300 | 380 | 0,216—0,171—0,172 | |
| | | | | 290 | | 0,214—0,167—0,168 | |
| | | | | 280 | | 0,212—0,164 | |
| | | | | 270 | | 0,212—0,16 | |
| | | | | 260 | | 0,211—0,157 | |
| | | | | 250 | | 0,21—0,153 | |
| | | | | 240 | | 0,21—0,149 | |

Tabellen [3] zusammengestellt (als Beispiel Tafel 2). Für die Auswertung einiger Zahlenreihen (Tafel 3) mußte folgende Annahme getroffen werden:

Kolbeneinbaulänge $f_{\min} = f_{\text{Hub}} + 0,2 \text{ [m]}$.

Die Totlänge eines Hubzylinders mit 200 mm entspricht den Werten, die heute beim Bau von einfach wirkenden Hubzylindern in der Industrie erreicht werden. Gegebenenfalls können natürlich mit jeder sinnvollen anderen Annahme aus den Tafeln für ein gewünschtes Hebelverhältnis d/l die erforderlichen Konstruktionsgrößen entnommen werden.

Mit dieser dimensionslosen Größe ist die Form der Hubkraftkurve als Funktion der Konstruktionsgrößen festgelegt. Die absolute Größe der Hubkräfte ergibt erst der Einsatz der Kolbenkraft K , die sowohl vom Kolbendurchmesser d_K als auch vom Betriebsdruck p_B der Hydraulikanlage beeinflusst wird.

Nach eigenen Messungen und umfangreichen arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen [1; 2; 3; 7] werden für den landwirtschaft-

lichen Fronlader folgende Hubkräfte für erforderlich gehalten: Schwergüter mit einer Hubhöhe von 2600 mm

$$G_{\text{unten}} = 1000 \text{ kp,}$$

$$G_{\text{oben}} = 700 \text{ kp;}$$

bei Leichtgütern mit einer Hubhöhe von 3200 mm

$$G_{\text{unten}} = 800 \text{ kp,}$$

$$G_{\text{oben}} = 560 \text{ kp.}$$

Setzt man diesen Bereich mit den heute in der Schlepperhydraulik verwendeten Drücken und Kolbendurchmessern in d/l -Werte um, so ergibt sich ein Nomogramm (Bild 16), das gestattet, mit einem gegebenen Druck, dem gewählten Kolbendurchmesser und den gewünschten Hubkräften das erforderliche d/l direkt abzulesen.

Aus dem Nomogramm (Bild 17) ist der Hubwinkel φ und die Ausladung $t = l - s$ zu ermitteln, wenn bei geforderter Hubhöhe h die Anlenkhöhe und die Schwingenlänge L gewählt wird. Aus den Tabellen der Rechenanlage sind dann die entsprechenden

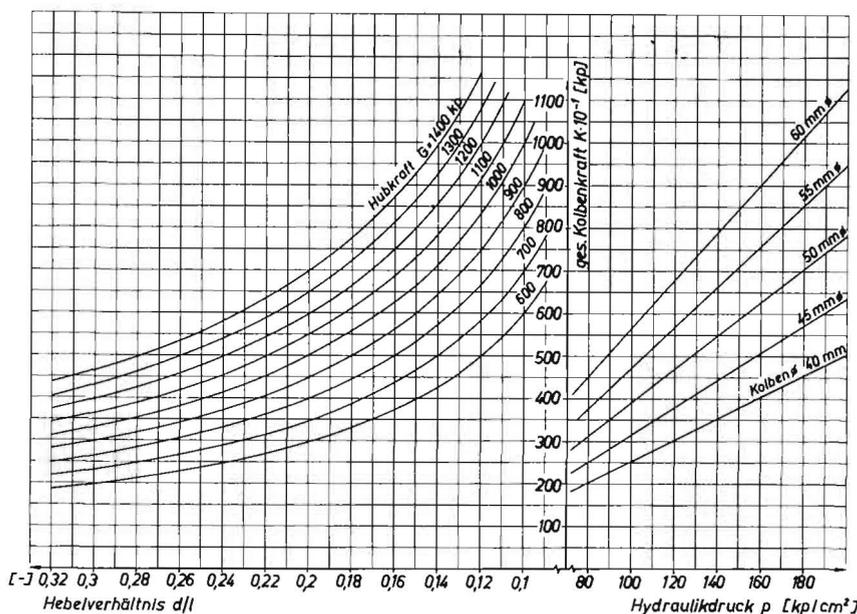


Bild 16: Nomogramm zur Ermittlung des erforderlichen Hebelverhältnisses d/l

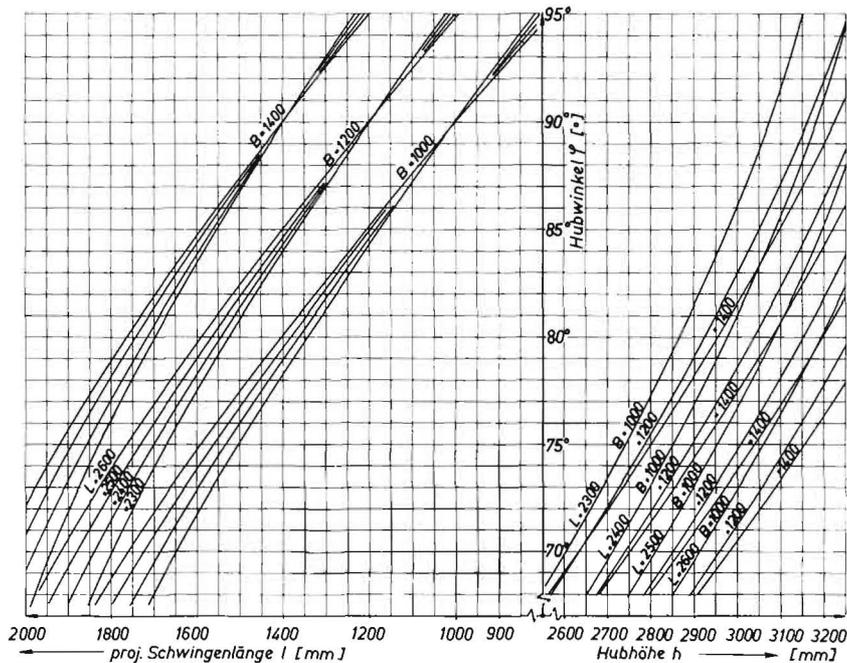


Bild 17: Nomogramm zur Bestimmung des Hubwinkels und der Ausladung t in Abhängigkeit von der Anlenkhöhe B , der Schwingenlänge L und der Hubhöhe h

Konstruktionsgrößen a , b , f_{\min} für das gewünschte Hebelverhältnis d/l zu entnehmen.

Dabei bleibt zunächst die Frage offen, wie die Hubhöhenverstellung vorgenommen werden soll. Arbeitstechnisch wie herstellungsmäßig ist es am günstigsten, wenn nur ein Punkt verändert werden muß und dieser möglichst keine großen Kräfte abstützen hat. Eine Änderung des Schwingenanlenkpunktes wäre der theoretisch beste Weg. Er erfordert aber eine Vergrößerung der Anbaukonsolen und einen zweiten Punkt für die Anlenkung der Parallelführung. Beides ist darüber hinaus rein optisch nicht günstig unterzubringen. Damit scheidet der Anlenkpunkt der Schwinge aus, und es bleiben die beiden Anlenkpunkte des Hubzylinders übrig.

Von diesen scheidet der Punkt an der Schwinge als alleiniger Änderungspunkt wiederum aus, da die zwei Bedingungen (Einbaulänge der Hubzylinder ist konstant; unterste Stellung der Schwinge soll erhalten bleiben) eine Vergrößerung des Hebelarmes d (Bild 3) nicht gestatten.

Es bleiben also für die Änderung der Hubhöhe und Hubkräfte zwei Möglichkeiten:

1. Änderung des unteren Anlenkpunktes des Kolbens am Schlepper;
2. Änderung der Anlenkpunkte des Kolbens an der Schwinge und am Schlepper gleichzeitig.

Die erste Möglichkeit sollte verwendet werden, da sie arbeitstechnisch am günstigsten ist (kurze Rüstzeiten) und an der Schwinge kein verbreitertes Anschlußstück erfordert, welches sowohl gewichtsmäßig als auch spannungsmäßig von Nachteil sein kann.

Leider stehen dem die vielfach stark begrenzten Anbauräume am Schlepper entgegen, die eine größere Änderung des einen Punktes am Schlepper (Lenkung usw.) verhindern.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit sind die landwirtschaftlichen Forderungen an den Frontlader sowie die statischen Beanspruchungen des Schleppers beim Einsatz des Frontladers untersucht und zusammengefaßt.

Es werden Berechnungsgrundlagen für den Frontlader in Form von Nomogrammen angegeben. Aus diesen sind die erforderlichen Konstruktionsmaße der Schwingenlänge und der Anlenkung am Schlepper für das gewünschte Hebelverhältnis zu entnehmen. Aus Tafeln und Diagrammen sind die restlichen Konstruktionsmaße zu ermitteln.

Abkippende und abschiebende Arbeitsgeräte wurden miteinander in ihrer Kinematik verglichen und die Vor- und Nachteile gegenübergestellt.

Die Verwendung abschiebender Arbeitswerkzeuge gestattet in Verbindung mit einer Parallelführung gegenüber den heutigen Konstruktionen wesentliche Frontladerverbesserungen. Durch den Fortfall der Verlusthöhe und den Gewinn einer zusätzlichen Ausladung in Größe der Zinkenlänge kann die Schwinge kurzgehalten werden. Die Parallelführung ermöglicht größere Hubwinkel als 70 bis 74°. Dies kommt ebenfalls einer kürzeren Schwingenlänge zugute. Gleichzeitig wird hierdurch die statische Vorderachselbelastung bei konstanten Ladegewichten um etwa 30% reduziert.

Bei einer Abkippgabel ist eine Schwingenlänge von 2700 mm, eine Anlenkhöhe von 1400 mm und ein Hubwinkel von 74° erforderlich; beim Einsatz einer Verlängerung ist eine Schwingenverlängerung von 1200 mm und eine Schwingenlänge von 2400 mm notwendig (mit einem Hubwinkel von 72°). Die Abschiebegabel dagegen verlangt eine Schwingenlänge von 2300 mm bei einer Anlenkhöhe von 1000 mm, wobei ein Hubwinkel von 98° erreicht wird, um die arbeitswirtschaftlichen Forderungen der Landwirtschaft zu erfüllen.

Schrifttum

- [1] WENNER, H. L.: Die Bedeutung des Frontladers. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 10—13
- [2] SCHULZ, H.: Anforderungen des Frontladers an den Schlepper. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 21—26
- [3] MEINCKE, K.: Kinematische und experimentelle Untersuchungen an Schlepperfrontladern unter besonderer Berücksichtigung abschiebender Arbeitswerkzeuge. Dissertation (unveröffentlicht). Hier weitere Literaturangaben
- [4] FISCHER-SCHLEMM, W. E.: Neue Maschinen für den Farmer in den USA. Landtechnik 3 (1948), S. 131
- [5] GAUS, H.: Untersuchungen über ausländische Landmaschinen. — Vier hydraulische Frontlader. Landtechnische Forschung 4 (1954), S. 118—120
- [6] BREXNER, W. G., und H. GAUS: Betrachtungen über Schlepperlader. Berichte über Landtechnik, Heft XI, Wolftratshausen 1950 und Landtechnik 5 (1950), S. 321—328
- [7] WENNER, H. L., und H. SCHULZ: Der Frontlader und seine Arbeitsgeräte. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 14—20
- [8] GAUS, H.: Hinweise für den Frontlader Einsatz. Landtechnik 9 (1954), S. 385—386
- [9] GAUS, H.: Untersuchungen an hydraulischen Frontladern und Gesichtspunkte für deren Weiterentwicklung. In: Grundlagen der Landtechnik Heft 6, Düsseldorf 1955, S. 84—90

Résumé

Klaus Meincke: "Cinematic Examinations on Tractor Front Loaders With Special Reference to Stripping Tools"

In the present paper the agricultural demands on the front loader as well as the static stresses of the tractor with a front loader in action are examined and compiled.

Principles of calculation for the front loader are given in the form of nomographs, from which the necessary measures of construction

for the length of the rocker-arm and of the pivot at the tractor for the leverage desired can be derived. The remaining measures of construction can be ascertained from tables and diagrams.

Tippling and stripping tools have been compared as to their cinematics, and the advantages and disadvantages have been contrasted.

In connection with a parallel construction the use of stripping tools allows for substantial improvements of the front loader as against today's constructions. Since the loss height falls away and an additional reach as large as the tooth length is gained, the rocker-arm can be kept short. The parallel construction permits a lifting angle larger than 70 to 74 degrees, which is also for the benefit of a shorter length of the rocker-arm. With a constant weight of load the static stress of the front axle is simultaneously reduced by about 30 %.

With a tipping fork the rocker-arm has to be 2700 mm long, the pivotal point 1400 mm high, and 74 degrees are required for the lifting angle. When using an extension, 2400 mm are needed for the length of the rocker-arm and 1200 mm for extending the rocker-arm. The lifting angle is 72 degrees. The stripping fork, however, needs a 2300 mm long rocker-arm with a pivotal point being 1000 mm high, whereby a lifting angle of 98 degrees is reached.

Klaus Meincke: «Recherches cinématiques sur les chargeurs frontaux en tenant compte en particulier des outils à dispositif repousseur».

Dans l'étude présente on examine et résume les conditions agricoles auxquelles doit répondre le chargeur frontal ainsi que les efforts statiques supportés par le tracteur pendant le travail avec le chargeur. On reproduit les bases du calcul du chargeur frontal sous forme de nomogrammes dont on peut tirer les mesures de construction concernant la longueur de la flèche et l'articulation au tracteur correspondant au rapport de levier voulu. Les autres mesures de construction peuvent être tirées de tableaux et de diagrammes.

On a comparé la cinématique des outils basculants et des outils à dispositif repousseur et leurs avantages et inconvénients.

L'utilisation d'outils à dispositif repousseur permet en relation avec un guidage parallèle d'obtenir des améliorations essentielles du chargeur frontal par rapport aux constructions actuelles. Grâce à la suppression de la hauteur morte et à l'obtention d'une portée supplémentaire égale à la longueur des dents, on peut réduire la longueur de la flèche. Le guidage parallèle permet des angles d'élevation supérieurs à 70 à 74° ce qui est également favorable à l'utilisation

d'une flèche raccourcie. La charge statique sur l'essieu avant est en même temps réduit d'environ 30% pour des poids de chargement constants.

Une fourche basculante exige une longueur de flèche de 2700 mm, une hauteur d'élevation de 1400 mm et un angle d'élevation de 74°; en utilisant une rallonge, la flèche doit avoir une longueur de 2400 mm et la rallonge une longueur de 1200 mm (avec un angle d'élevation de 72°). Par contre, la fourche à dispositif repousseur exige une longueur de la flèche de 2300 mm pour une hauteur d'élevation de 1000 mm ce qui permet d'obtenir un angle d'élevation de 98°.

Klaus Meincke: «Consideraciones cinemáticas sobre cargadores frontales a tractor, atendiendo principalmente a los dispositivos de empuje».

En este trabajo se estudian y se recogen las exigencias que la agricultura pone al cargador frontal, así como las sollicitaciones estáticas a que se somete al tractor.

Se dan bases para el cálculo del cargador en forma de nomogramas, de los que se desprenden las dimensiones constructivas necesarias de los brazos oscilantes y de la articulación en el tractor, para el esfuerzo deseado. Las dimensiones restantes se dan en tablas y en diagramas.

Se comparan dispositivos abrasantes y de volcar, tratando de sus respectivas ventajas y desventajas.

El empleo de dispositivos abrasantes, combinado con conducción paralela, permite mejoras importantes del cargador frontal, en comparación con las construcciones actuales. La altura más baja y la ganancia en el alcance, según el largo de las púas, permite el empleo de brazos oscilantes más cortos. La conducción paralela permite ángulos de elevación de más de 70 a 74 grados, lo que va también a favor de brazos oscilantes más cortos y reduce, con carga constante, las sollicitaciones estáticas del eje delantero en el 30% aproximadamente.

Para la horquilla de volcar se necesitan brazos oscilantes de 2700 mm y una altura de 1400 mm de la articulación y ángulo de elevación de 74 grados. Empleándose suplemento, estos valores se reducen a 2400 mm de largo de los brazos, 1200 mm de largo del suplemento y ángulo de elevación de 72 grados. La horquilla abrasante, en cambio necesita brazos oscilantes de 2300 mm, altura de la articulación de 1000 mm, siendo el ángulo de elevación de 98 grados.

Aus Wissenschaft und Forschung

Studienreisen durch die Bundesrepublik

Mit Unterstützung des Deutschen Akademischen Austauschdienstes (DAAD) konnten im vergangenen Jahr 172 von Fachprofessoren geleitete Gruppen mit 4630 studentischen Teilnehmern aus 31 Ländern in Europa und Übersee Studienreisen durch die Bundesrepublik einschließlich Berlin unternehmen. Seit 1950 hat der DAAD insgesamt 1103 Studienreisen von Ausländern mit 29379 Teilnehmern gefördert und organisiert. Als Studienreiseland wird die industriereiche Bundesrepublik verständlicherweise von ausländischen Studenten technischer Fächer besonders bevorzugt.

Die Niederlande und Belgien mit je 22 und Frankreich mit 20 Gruppen stellten 1963 die größten Kontingente, gefolgt von Argentinien (15 Gruppen), Portugal (13), Spanien (12) und Schweden (10). Nach Europa stellte Lateinamerika mit 34 Gruppen den größten Anteil; dann folgten die Vereinigten Staaten von Amerika mit 8 Gruppen. Aus Afrika kamen 3 Studienreisegruppen nach Deutschland — zwei aus Ägypten und eine aus dem Sudan. Die einzige asiatische Gruppe kam aus Malaya.

Mehr Ingenieurschulen

Die Anzahl der Ingenieurschulen in der Bundesrepublik ist von 83 im Jahre 1957 auf 99 im Jahre 1962 gestiegen. Gleichzeitig ist die Anzahl der an Ingenieurschulen Studierenden von 37600 auf 50047 angestiegen. Die Anzahl der Lehrkräfte ist um rund 1000 vermehrt worden.

Zuwendungen des Stifterverbandes

Der Stifterverband für die Deutsche Wissenschaft stellte der Deutschen Forschungsgemeinschaft aus Kreisen der gewerblichen Wirtschaft im Jahre 1963 rund 16 Millionen DM zur Verfügung.

Neuer Präsident der Deutschen Forschungsgemeinschaft

Prof. Dr. JULIUS SPEER, München, wurde am 4. Februar 1964 in Berlin zum neuen Präsidenten der Deutschen Forschungsgemeinschaft gewählt. Er wird im Spätherbst die Nachfolge von Prof. Dr. GERHARD HESS antreten.

Prof. SPEER ist ordentlicher Professor für Forstwirtschaftslehre an der Universität München, deren Rektor er von 1960 bis 1963 war. Seit 1962 ist SPEER Präsident der Westdeutschen Rektorenkonferenz.

Jahresbericht der Humboldt-Stiftung

Die Alexander von Humboldt-Stiftung hat im Laufe der zehn Jahre ihrer Wiedererrichtung nach dem zweiten Weltkrieg über 2000 Forschungsstipendiaten in der Bundesrepublik und in Westberlin unterhalten. Für das Studienjahr 1962/63 legt die Stiftung einen kritischen Bericht vor. Von den 401 geförderten Wissenschaftlern aus 51 Ländern kommen 231 Stipendiaten aus 31 überseeischen Ländern, 170 aus 20 europäischen Ländern. Der Anteil der Geisteswissenschaften betrug 153, der Naturwissenschaften 223, der Ingenieurwissenschaften 25. 31 Forschungsstipendiaten habilitierten sich oder wollen sich habilitieren; 79 traten mit wissenschaftlichen Veröffentlichungen hervor.