

Flächenleistung sowie durch kleine Fahrgeschwindigkeit, große Schnittbreite und Breitdrusch erzielen.

Zusammenfassung

Messungen des mittleren und maximalen Kraftbedarfes von Mähdreschern im Feldbetrieb führen zu einer Leistungsbilanz, für deren einzelne Glieder Berechnungsgleichungen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen aufgestellt werden. Verbesserungen der Getreidezuführung sowie Abstimmung von Schnittbreite und Fahrgeschwindigkeit können die erforderliche Antriebskraft verringern.

Schrifttum:

- [1] Dolling, C.: Leistungsbedarf von Mähdreschern. Diss. Braunschweig 1955
[2] Segler, G.: Grundsätze der Gestaltung von Sammelerntemaschinen. Z. VDI. 95 (1953) S. 113
[3] Fischer-Schlemm, W. E. und H. Scheffter: Die Kraftübertragung durch Gelenkwellen bei landwirtschaftlichen Schleppern. Landtechnische Forschung 1 (1951) H. 1, S. 20/26

- [4] Dienst, W.: Untersuchungen von Anlaufverhältnissen von Großdreschmaschinen. RKTL-Heft 63, Berlin 1935
[5] Burrough, D. E.: Power Requirements of Combines Drives. Agr. Eng. 35 (1954) H. 1, S. 15/18 (Kurzreferat in Landtechnik 9 [1954] H. 7, S. 173/174)
[6] Brenner, W. G.: Untersuchungen an Dreschtrammeln unter besonderer Berücksichtigung der Entwicklung von Kleinmähdreschern. RKTL-Heft 51, Berlin 1934
[7] Oit, W.: Die Schlagleistendreschtrammel bei verschiedenartiger Beschickung. RKTL-Heft 99, Berlin 1940
[8] Fischer, W. E.: Dreschversuche mit verschiedenen Schlag- und Karbleisten. TidL 16 (1935) H. 12, S. 313/317
[9] Haack, M.: Untersuchungen der schwingungsdämpfenden Anhängerkupplung des 45-PS-Lanz-Bulldog für den Mähdrescher. Inst. f. Schlepperforschung Braunschweig, Bericht Nr. 79/4/8, 1951
[10] Göttler, G.: Beitrag zur Erforschung der dynamischen Belastung und Belastbarkeit von Anhängerkupplungen bei Lastzügen. Diss. München 1954
[11] Dolling, C.: Mähdreschertrammeln im Feldbetrieb. Grundlagen der Landtechnik, H. 6, Düsseldorf 1954
[12] Rohr, C. O.: Kraftbedarf von Groß-Dreschmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der auftretenden Schwankungen. TidL 14 (1933) H. 3, S. 77/79
[13] Degenhardt, G.: Dreschvorrichtungen ausländischer Kleinmähdrescher. Grundlagen der Landtechnik, H. 6, Düsseldorf 1954

Résumé:

Dr.-Ing. C. Dolling: „Der Leistungsbedarf von Mähdreschern.“

Der Verfasser hat an fünf verschiedenen Mähdreschertypen Messungen durchgeführt mit dem Ziel, eine Leistungsbilanz für Mähdrescher aufzustellen. Im einzelnen wurden gemessen: die Leerlaufleistung, die Drehleistung, die von der Zapfwelle übertragen oder vom Aufbaumotor geliefert wird (die Differenz zwischen Drehleistung und Leerlaufleistung ergibt die Nutzleistung), die Trommelleistung, die Zugleistung und der Treibradschlupf. Aus der, aus den Einzelmessungen abgeleiteten Leistungsbilanz schließt der Verfasser, daß sich Leistungseinsparungen bis zu 35 % erzielen lassen, und zwar durch richtige Auslegung des Mähdreschergespanns nach der gewünschten Flächenleistung sowie durch kleine Fahrgeschwindigkeit, große Schnittbreite und Breitdrusch.

Dr. Ing. C. Dolling: "Power Requirements of Combine Harvesters."

The Author carried out a series of tests on five different types of combine harvesters for the purpose of setting out a Power Balance Sheet. The following measurements were made :- H.P. required when running light, H.P. at the power take-off or of the driving motor (the difference between this quantity and the former represents the effective H.P.), the H.P. at the drum, the drawbar H.P. and, finally, driving wheel slip. From the Balance Sheet set up from these measurements the Author arrives at the conclusion that economies in power requirements up to 35 % are possible by adapting the haulage power to the desired output per unit of area and by reducing the speed over the ground of the combine in conjunction with greater breadth of cut.

Dr.-Ing. C. Dolling: «La puissance absorbée par les moissonneuses-batteuses.»

L'auteur a effectué des mesures sur 5 types de moissonneuses-batteuses différents afin d'établir un tableau de puissance des moissonneuses-batteuses. Il a mesuré, en particulier, la puissance au ralenti, la puissance disponible à la prise de force ou fournie par le moteur intégré à la machine (la différence entre cette dernière et la puissance au ralenti représente la puissance utile), la puissance du batteur, la puissance au crochet et le patinage des roues motrices. Le tableau de puissance établi sur les mesures isolées prouve que l'on peut réaliser des économies de puissance allant jusqu'à 35 %, en adaptant convenablement l'ensemble engin moteur/moissonneuse-batterie au rendement de surface horaire recherché. De même, on peut traiter à une largeur de coupe élevée et utiliser des batteurs du type en travers, en choisissant une vitesse d'avancement réduite.

Ing. Dr. C. Dolling: «La potencia que requieren las cosechadoras-trilladoras.»

El autor ha hecho comprobaciones en cinco tipos de cosechadora-trilladora distintos, con el propósito de establecer un balance sobre el rendimiento de las máquinas. Se midieron la potencia de marcha en vacío y la de rotación, transmitida por la toma de fuerza o suministrada por el motor montado (siendo la diferencia entre una y otra la fuerza útil), la potencia en el tambor y la de tracción, así como el patinaje de la rueda de propulsión. Del balance calculado sobre las diferentes mediciones, el autor opina que podría llegarse a ahorrar hasta el 35 % de la fuerza por una construcción acertada de las cosechadoras-trilladoras, según el rendimiento deseado referido a la superficie, con velocidades de marcha reducidas, así como con mayor anchura de corte y de trilla.

Nachruf für Prof. Dr. Königer

Am 7. Februar 1957 starb nach langem, sehr schwerem Leiden Prof. em. Dr.-Ing. Rudolf Königer, bis 1952 Ordinarius für Landmaschinenkunde und Direktor des Landmaschinen-Instituts der Justus Liebig-Hochschule in Gießen.

Mit ihm ist ein hervorragender Gelehrter und Wissenschaftler dahingegangen. Sein Lebensweg formte seine Arbeitsweise. Er erhielt seine wissenschaftliche Ausbildung an der TH Wien und wurde dann Mitarbeiter und späterer Nachfolger am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebelehre von Prof. Schiebeler an der Deutschen Technischen Hochschule in Prag. Sowohl in seiner Doktorarbeit als auch in seiner Habilitationsschrift befaßte er sich vom Standpunkt des Kinematikers aus mit der Fortbewegung des Schleppers mit Greiferrädern, einem Problem, das damals aktuell war. Seine Liebe zur Mathematik und die hierdurch bedingte klare Erkenntnis der mathematischen Zusammenhänge bei technischen Problemen kamen in diesen Arbeiten meisterhaft zur Geltung. Diese Methodik wendete er in allen seinen wissenschaftlichen Arbeiten immer wieder an; auch in seinem Vortrag, sei es nun vor Technikern oder vor Landwirten. Seine Sprache war die Zeichnung, die er künstlerhaft beherrschte, und die Formel, die er in weiser Beschränkung anführte. Kennzeichnend für ihn ist, daß er kurz nach dem letzten Krieg, nachdem er nach fast einjähriger schwerster Internierungszeit in Prag nach Gießen berufen worden war, angeregt durch die entstehende Nor-

mung der Pflugkörperformen, in einer leider nicht veröffentlichten Studie die Fixierung der Streichblechformen mathematisch zu erfassen versuchte, indem er sie auf eine Schraubfläche zurückführte. Er griff hierbei auf seine früheren wissenschaftlichen Arbeiten aus der Prager Zeit zurück, wo er als Nachfolger Schiebels dessen Buch über die „Zahnräder“ neu herausgab und den 2. und 3. Teil „Räder mit schrägen Zähnen“ und „Schraubgetriebe“ neu bearbeitete.

Sein Bestreben als Ordinarius der Landwirtschaftlichen Fakultät der Justus Liebig-Hochschule in Gießen war, dem Landwirt einen tiefen Einblick in die für ihn wichtige Technik zu vermitteln. Seine Erfahrungen als einstiger Lehrer der TH Prag und gleichzeitig der Landwirtschaftlichen Hochschule in Tettschen Lieberwerth (bis 1945) ließen ihn einen Weg finden, der auch dem technisch nicht Vorgebildeten verständlich war. Seine Vorlesungen zeichneten sich aus durch ihre Gründlichkeit und durch eine beeindruckende Art, alle wesentlichen Einzelheiten genau darzulegen. In seinen Forschungen war er ein eifriger Förderer von Arbeiten, die sich mit grundlegenden Dingen befaßten, bei denen die wissenschaftliche Kinematographie durch enge Zusammenarbeit mit dem Institut für den Wissenschaftlichen Film in Göttingen Wesentliches beitrug, wie zum Beispiel bei den „Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Grasmähen“ und „Über den Vorgang in der Dreschtrammel“.

Dr.-Ing. K. H. Schulze

below which the value thus obtained must be regarded as being of little or no value, were obtained from curves drawn for each successive stage of thickness of distribution (dz/ha). These curves embody the values obtained when the quantity of fertilizer distributed deviates by 50 %, or, in cases where greater accuracy is required, by 25 %, from the required mean values. Tables and Limit Curves for the basic fertilizers N, P₂O₅ and K₂O are on hand at the Agricultural Engineering Institute of the Humboldt University, Berlin N. 4., Invalidenstrasse, 42. Copies of these curves will be distributed to interested parties upon request to the latter address.

Prof. Dr.-Ing. H. Heyde :

«A propos de la détermination de l'uniformité d'épandage de distributeurs d'engrais.»

Afin d'examiner la qualité de travail de distributeurs d'engrais, on a fait passer la machine sur des caisses de 20 × 20 cm ou sur des plaques ayant les mêmes dimensions, disposées côte à côte et on a pesé la quantité d'engrais tombée sur chaque carré. La régularité plus ou moins grande de la distribution doit être désignée par un chiffre établi en relation avec le rendement cultural déterminé en fonction du degré de régularité de l'épandage d'engrais. On se sert d'un tableau de chiffres pour déterminer les rendements relatifs en fonction des quantités d'engrais utilisées par unité de surface, comme ils ressortent de la formule d'interpolation de Mitscherlich. La moyenne de ces rendements est mis en rapport avec le rendement correspondant à une distribution uniforme d'engrais. Ce rapport représente le chiffre recherché désignant le degré de régularité de la distribution. Les limites inférieures, au-dessous desquelles le chiffre est considéré comme mauvais, sont déterminées, pour chaque densité d'épandage (quintal métrique/hectare) à l'aide de courbes sur lesquelles on trouve le chiffre dans le cas où la quantité d'engrais tombée sur chaque carré s'écarte de 50 % ou, en cas de tolérance plus serrée, de 25 % de la moyenne imposée. Les tableaux de chiffres et les courbes limites pour les trois éléments nutritifs essentiels N, P₂O₅ et K₂O sont disponibles à l'Institut du Machinisme Agricole de la Humboldt-Universität à Berlin N 4, Invalidenstr. 42 qui les envoie aux intéressés sur demande.

Ing. Dr. H. Heyde, catedrático:

«La precisión de dispersión en las máquinas repartidoras de abonos artificiales.»

Para comprobar las condiciones de trabajo de las máquinas repartidoras de abonos artificiales, se colocaron cajitas de 20 × 20 cm en tierra, unas al lado de otras, o bien baldosas cuadradas del mismo tamaño, pasando la máquina por encima de ellas. Se pesó después el material que había caído en cada una. La mayor o menor igualdad de reparto se aprecia por un coeficiente relacionado con el rendimiento en plantas que depende de la calidad de dispersión del abono. De una tabla de valores, establecida sobre la fórmula de interpolación de Mitscherlich, se sacan los rendimientos relativos que correspondan a las diferentes cantidades de abono por unidad de superficie, relacionándose el promedio de estos rendimientos con el que corresponda al reparto igual del abono. Esta relación da el valor buscado para la precisión de la dispersión. Para todo espesor de reparto (quintal métrico por hectárea) se conocen los valores límite que deben considerarse como insuficientes, en una curva que da los valores para los casos de variar la cantidad de abono por cuadrado en un 50 %, o bien en un 25 %, si se pide una mayor precisión. Interesados que deseen adquirir la tabla de valores y de las curvas para los abonos N, P₂O₅ y K₂O, se dirigirán al «Landmaschinen-Institut der Humboldt-Universität, Berlin N 4, Invalidenstr. 42».

Aussprache

Die Übertragung der Meßergebnisse von Sechskomponentenpflügen auf angelenkte Pflüge

In zahlreichen Veröffentlichungen der letzten Jahre haben verschiedene Autoren ein Verfahren der Übertragung von Meßergebnissen, welche mit Sechskomponentenmeßpflügen gewonnen wurden (insbesondere in Völknerode) auf angelenkte Pflüge angewandt, das im Widerspruch zu früheren Anschauungen steht.

Ältere Autoren von Perels¹⁾ bis Kühne²⁾ nehmen an, daß die Richtung der von den Zugtieren (oder vom Schlepper) auf den Pflug ausgeübten Kraft, die Zuglinie, durch den Anhangepunkt und „Widerstandspunkt“ geht. Über die Lage des letzteren gehen die Meinungen etwas auseinander, jedoch liegt er immer innerhalb des von Arbeits- und Stützflächen begrenzten Raumes. Demgegenüber geht die Völkneroder Schule von einer auf die Arbeitsflächen wirkenden Kraft R aus, deren Lage durch einen angenommenen Mittelwert von Meßpflügergebnissen bestimmt ist, setzt sie mit der eindeutig bestimmten Gewichtskraft G zu einer Resultierenden W₁ zusammen und diese wiederum mit einer an der

Sohle angreifenden Kraft S, deren Angriffspunkt durch die Abmessungen des Pfluges gegeben ist und deren Richtung durch eine geschätzte Sohlen- und Anlagereibungskraft bestimmt ist (Abb. 1). Die Resultierende aus diesen Kräften ist die vom Pflug auf den Schlepper ausgeübte Kraft W. Die Darstellung ist mit einer kleinen Vereinfachung — die Anlagereibung wurde mit der Sohlenkraft S zusammengesetzt — dem Aufsatz von R. Flerlage „Die Normung der Dreipunktaufhängung am Schlepper“ in „Grundlagen der Landtechnik“ 1956 Heft 7 entnommen. An diesem Beispiel lassen sich, weil das R im Verhältnis zu G sehr klein gewählt ist, die von mir erhobenen Einwände gegen das Verfahren besonders deutlich machen, vor allem auch, wenn man ein R wählt, wie es bei leichtem Boden vorkommt. Sie gelten aber auch für die Darstellungen anderer, später genannter Autoren. Das von Flerlage gewählte Beispiel von R bei schwerem Boden ergibt zwar eine nicht ganz so unwahrscheinliche Richtung von W, dafür zeigt es aber um so deutlicher die von mir später nachgewiesene Unzulässigkeit der Annahme, daß die Gewichtskraft G nur von der Sohle, nicht auch von den Scharschneiden auf den Boden übertragen wird. — Im Grundriß wird von der Völkneroder Schule entsprechend angenommen, daß nur die Anlage Seitenkräfte übertragen könne.

Hierzu ist folgendes zu sagen: Bei Meßpflügen der Münchener, Völkneroder und Silsoer Bauart werden die auf den zu untersuchenden Pflugkörper vertikal wirkenden Gewicht- und Bodenkräfte über die Meßglieder auf die Vorderräder und das Hinterrad des Pfluges und von den Rädern auf den Boden übertragen. Im Ruhezustand schwebt der Pflugkörper — dessen Anlage meist entfernt ist — frei über der Furchensohle beziehungsweise berührt sie eben, ohne daß Kräfte übertragen werden. Der angelenkte Pflug hingegen überträgt im Stillstand die Gewichtskräfte auf Scharschneide und Sohle (Abb. 2). Die Scharschneide ist durchaus in der Lage, sogar noch größere Vertikalkräfte zu übertragen, als sich aus dem Eigengewicht ergeben, obgleich das im allgemeinen nicht notwendig ist. Wie sich die Kräfte verteilen, kann man wie bei jeder statisch unbestimmten Vielpunktaufgabe nicht sagen. So viel ist jedenfalls sicher, daß ihre Resultierende G

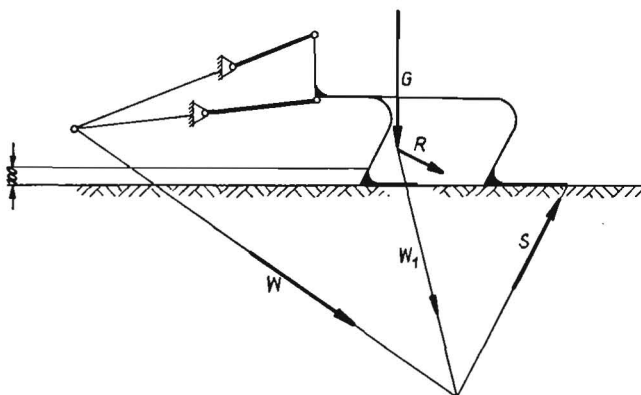


Abb. 1: Kräfte am Pflug bei Dreipunktaufhängung, nach Völkneroder Verfahren ermittelt
 $G + R = W_1$
 $W_1 + S = W$

der Gewichtskraft gleich und entgegengesetzt gerichtet ist. Will man aus Gründen der Anschaulichkeit an der Sohle eine Kraft S anbringen, so muß man sie durch eine zweite, z. B. an der Scharspitze angreifende Kraft S_1 kompensieren, so daß $S + S_1$ wieder G das Gleichgewicht hält. Zieht man nun am Pflug, so kann sich zwar das Verhältnis von S_1 zu S ändern, aber bei einem gut konstruierten und richtig eingestellten Pflug wird man dies zu vermeiden suchen. Bei einer Anhängung mit einem mindestens zweigelenkigen Zugglied, also bei allen Gespannpflügen, ist dies sogar unerläßlich. Ganz einleuchtend ist dies für den Schwingpflug, auf den, abgesehen von den kleinen Kräften an den Sterzen, keine weiteren äußeren Kräfte wirken, aber auch bei Stelz- und Karrenpflügen erfordern die Radabstützungen nur unwesentliche Korrekturen dieses einfachen Sachverhalts. Die Richtung der zwischen Pflug und Zugmittel — auch bei Schleppern kommt Kettenanhangung vor — wirkenden Kraft ist am Zugglied unmittelbar erkennbar. Für die Richtigkeit dieser Darstellung spricht auch die Beobachtung beim Einziehen des Pfluges. Zunächst greifen die gesamten Vertikalkräfte an der Scharspitze an, dann wandert die resultierende Vertikalkraft nach hinten, bis der Pflug seinen eingestellten Tiefgang erreicht hat und die Verbindungsgerade Scharunterkante—Sohle parallel zur Fahrbahn verläuft. Es ist nicht einzusehen, daß dieser Zustand erst dann erreicht ist, wenn die Abstützung nur an der Sohle erfolgt.

Bei den Darstellungen der Völkenroder Schule erscheint nun regelmäßig die Sohlenkraft S , in keinem Fall aber eine am Schar von unten nach oben wirkende Kraft S_1 . Ein solcher Zustand ist wohl theoretisch im Grenzfall möglich, aber instabil, denn die geringste Verringerung der Vertikalkomponente der auf die Arbeitsflächen wirkenden Bodenkraft R muß zu einem Flachergehen des Pfluges führen. Bei dem großen Schwankungsbereich, den die Meßergebnisse mit Meßpflügen zeigen, tritt dieser Zustand sicher ein. Auch der entgegengesetzte Fall, den übrigens jeder Praktiker kennt, ist möglich, daß nämlich die Sohlenkraft gleich 0 wird und der Pflug auf der Nase geht. Dieser Zustand ist ebenfalls nicht erwünscht, aber wenigstens bei nur minimaler Tiefgangänderung stabil, da die Schärfschneide, wie gesagt, beträchtliche Vertikalkräfte zu übertragen vermag. Am wenigsten wird das Gleichgewicht gestört, der (richtig konstruierte) Pflug geht dann richtig, wenn auch bei der Arbeit, d. h. bei veränderlicher Zugkraft und veränderlichem auf die Arbeitsflächen wirkenden R , das Verhältnis von S_1 zu S gleich bleibt. Der Pflug bleibt im Boden, solange $S_1 + S$ größer als 0 ist, d. h. so lange die Zugkraft beziehungsweise der Zugwinkel, falls man diesen verändert, nicht zu groß wird. Bei tiefliegendem Zuggpunkt, also kleinem Zugwinkel, kann S_1 und S eventuell größer als im Ruhezustand werden, ein Umstand, den man zur Verringerung des Pfluggewichts oder zur Aufhängung mittels Antischlupfeinrichtungen ausnutzen kann. Wenn man trotz fehlerhafter Annahmen bei Dreipunktanlenkung zu einigermaßen brauchbaren Ergebnissen kommt, so liegt das daran, daß die bei Tiefgangänderungen auftretenden Rückstellkräfte im allgemeinen größer sind als bei Eingelenk- oder Kettenanhangung. Denn bei Dreipunktaufhängung ändert sich nicht nur der Winkel zwischen Pflugsohle und Furchensohle (jedenfalls bei nicht parallelen Lenkern), sondern auch die Lage des ideellen Zuggpunktes. Außerdem treten die Abweichungen der nach dem Völkenroder Verfahren konstruierten Lage der Zugrichtung von der wirklichen um so weniger in Erscheinung, je größer die Zugkraft ist, also in den wirklich interessanten Fällen. Sie ist bestimmt nicht größer — bei kleinen Zugkräften sogar wesentlich kleiner — wenn man einfach ohne Rücksicht auf die Lage der Schwerlinie die Zuglinie durch Anhangepunkt und geschätzten Widerstandspunkt legt, wobei man sofort einen Überblick über das Kräftespiel zwischen Schlepper und Pflug gewinnt.

Die Unzulässigkeit der Darstellungsweise der Völkenroder Schule kann man ferner dadurch deutlich machen, daß man das Verfahren auf einen Pflug mit besonders langer Sohle beziehungsweise Anlage anwendet. Am einfachsten sieht man das im Grundriß, weil hier die Gewichtskräfte fehlen. Es sei wieder eine Anhängung mit zweigelenkigem Zugglied

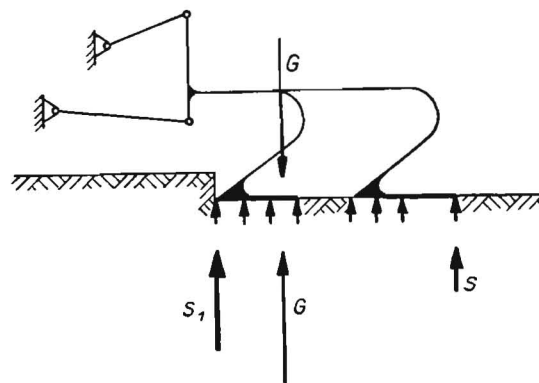


Abb. 2: Pflug in Ruhe
Verschiedene Möglichkeiten für die Darstellung der Bodenkraft

angenommen, das die Richtung der auf den Pflug ausgeübten Zugkraft Z erkennen läßt. Es kann kein Zweifel darüber bestehen, daß bei der in Abbildung 3 angenommenen Richtung von Z_1 der Gleichgewichtszustand erreichbar ist, ohne daß nennenswerte weitere Kräfte, etwa von den Rädern einer Vorderkarre, auf den Pflug ausgeübt werden. Es ist auch nicht einzusehen, warum dieser Zustand durch eine längere Anlage wesentlich gestört werden sollte. Konstruiert man aber die Richtung der Zugkraft aus R und der Anlagenkraft, so muß bei gegebener Richtung der Zuglinie bei immer länger werdender Anlage der Anlenkpunkt weiter nach links bis ins Unendliche wandern. Ganz analog liegen die Dinge im Seitenriß. In Wirklichkeit wird auch in der Draufsicht R von Bauteilen des Pflugkörpers selbst, nämlich von Anlage und Seitenkante von Schar und Streichblech auf den Boden übertragen. Sollte die Seitenkante nicht die ganze Seitenkraft aufnehmen können, was sie bei sehr langer Anlage müßte, so kann eine gewisse seitliche Anhängung nötig sein, aber längst nicht in dem konstruierten Ausmaß.

Noch ein weiterer Beweis für die Richtigkeit meiner These ist die Reduzierung des räumlich ausgedehnten Pfluges auf den einfachsten Fall der punktförmigen Bodenberührung. Hier haben wir es mit einem statisch bestimmten System zu tun, einem Balken auf zwei Stützen, dem Anhäng- oder Führungspunkt F und P , welches dem „Widerstandspunkt“ entspricht. In diesen Punkten allein können Kräfte übertragen werden (Abb. 4). Je nach Lage der Schwerlinie G ergeben sich verschiedene Lagen der resultierenden Bodenkraft B und der Zugkraft Z . Diese Darstellung entspricht der auch sonst in der Statik üblichen, im Gegensatz zu der Völkenroder,

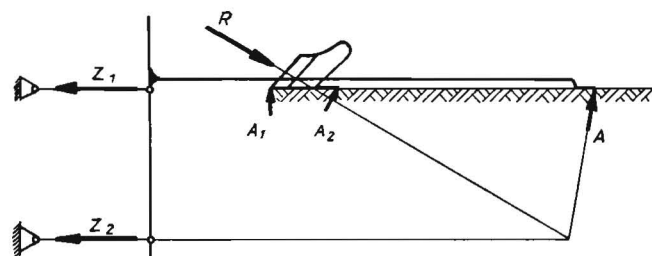


Abb. 3: Kräfte am Pflug im Grundriß mit und ohne vorderer Anlagenkraft
 $Z_1 = R + A_1 + A_2$
 $Z_2 = R + A$

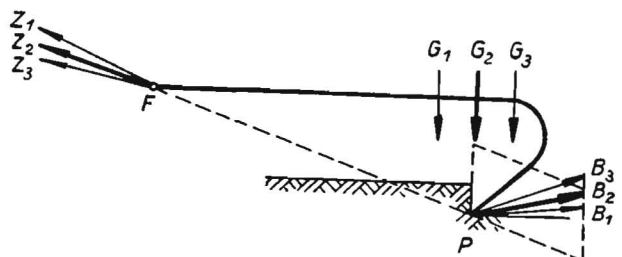


Abb. 4: Kräfte an einem Werkzeug mit punktförmiger Bodenberührung bei wechselnder Lage der Schwerlinie

wo Boden- und Gewichtskräfte zu einer Resultierenden zusammengefaßt werden. Der Pflug ist „frei gemacht“, wie es in der Mechanik heißt, die Richtung von Z entspricht der auf den Pflug ausgeübten Kraft, während das Völkenroder W am Schlepper angreift. Man kann sich unmittelbar vorstellen, daß unter der Wirkung von Z und G das Gerät in beziehungsweise durch den Boden gezogen wird und man sieht ohne weiteres, daß mit wachsendem Z das Gerät schließlich aus dem Boden gezogen wird, dann nämlich, wenn die Vertikalkomponente von $B = 0$ oder negativ wird. Man kann auch, wenn man will, B in eine vertikale und eine zweite Komponente R beliebiger Richtung zerlegen, was aber bei punktförmiger Berührung keinen Sinn hat. Beim Pflug sieht es in letzterer Beziehung etwas anders aus, alles andere behält aber grundsätzlich seine Gültigkeit. Hier ist die Richtung von R nicht beliebig wählbar, sondern nur innerhalb eines gewissen, durch die Meßpflugergebnisse bestimmten Bereichs, und die Vertikalkomponente von B läßt sich in S und S_1 aufspalten. Wem das anschaulicher erscheint, der möge so verfahren, auf keinen Fall darf er aber S_1 vergessen und Zuglinien konstruieren, die unwahrscheinlich sind, weil sie weit unterhalb des Schnittpunktes von Schwerlinie und Stützfläche verlaufen, ein Zustand, der wohl formal konstruierbar, in Wirklichkeit jedoch nur in äußerst seltenen Grenzfällen realisierbar ist. Derartig konstruierte Zuglinien finden sich in Veröffentlichungen von H. Skalweit, R. Thaeer und B. Flerlage in den „Grundlagen der Landtechnik“, der „Landtechnischen Forschung“ und an anderen Stellen. Zwar werden in den meisten Fällen Dreipunktaufhängungen untersucht und dargestellt, bei denen im allgemeinen Fall die in den Lenkern wirkenden Kräfte sich nicht zu einer Resultierenden zusammensetzen lassen, sondern auf den Pflug ein zusätzliches Moment ausüben. Aber dieses ist bei den praktisch ausgeführten Aufhängungen nur klein, außerdem wird die von mir beanstandete Darstellung auch dann angewandt, wenn, wie in Abbildung 1, ein Schnittpunkt der Lenker vorausgesetzt wird. Übrigens liegt die Vermutung nahe, daß, ähnlich wie bei gut konstruierten und eingestellten Anhängerpflügen, auch bei der Dreipunktaufhängung die Lenker möglichst gar kein Moment auf den Pflug ausüben sollten. Das ist nicht nur dann der Fall, wenn alle 3 Lenker einen gemeinsamen Schnittpunkt haben, sondern auch dann, wenn nur zwei sich schneiden, z. B. die unteren, falls die zusätzliche Bedingung erfüllt ist, daß der dritte mit dem Schnittpunkt der beiden anderen und dem Widerstandspunkt in einer Ebene liegt. Ist das nicht der Fall, dann gibt es überhaupt keine Resultierende, man darf dann nicht etwa sagen, im Grundriß geht die Resultierende aus den unteren Lenkerkräften an deren Schnittpunkt vorbei, sondern man kann dies genau so gut annehmen wie jede beliebige andere Lage, muß aber in jedem Falle das dazugehörige Moment bzw. eine zusätzliche weitere Kraft darstellen. Es liegt nahe, eine solche Lage der „Resultierenden“ (die dann übrigens in allen Projektionen erscheinen muß) so zu wählen, daß das übrig bleibende Moment in einer zur Einzelkraft senkrecht stehenden Ebene wirkt. Aber dies sind Dinge von untergeordneter Bedeutung.

Noch eine Kleinigkeit: Wenn man schon zur Vereinfachung auf die Darstellung eines Teils der Gesamtreibung von Sohle und Anlage verzichtet, wie dies zuweilen geschieht, warum dann gerade auf die Anlagenreibung? Die Sohlenreibung ist bei richtiger Berücksichtigung von S_1 und vollends bei Aufhängung am Hubgestänge auch während der Arbeit (Antischlupfeinrichtung) häufig kleiner als die Anlagenreibung, und außerdem wird durch die Vernachlässigung nichts vereinfacht. Man braucht ja nur die Richtung von S entsprechend schräger zu wählen.

Besonders bedauerlich ist es, daß sich die unzulässige Annahme, daß nur die Sohle nach oben gerichtete Vertikalkräfte überträgt, auch noch an anderer Stelle findet, wo zum Überfluß der Buchstabe S noch mit einem Hinweisfeld versehen ist, der die üblich gewordene Lage und Richtung der Kraft S hat, so daß der Betrachter, der den Text nicht liest, den Eindruck gewinnen muß, es handele sich um eine Kraft. Hinweisfeile in Zeichnungen sind ungebrauchlich; wenn der

Text an der entsprechenden Stelle nicht unterzubringen ist — was möglich gewesen wäre und bei den Bezeichnungen für Hebel und Kulissee auch geschehen ist — bedient man sich eines (notfalls gebrochenen) Striches. Im übrigen ist W die vom Werkzeug auf den Schlepper übertragene Kraft, die Resultierende aller Kräfte am Werkzeug einschließlich des Gewichtes ist 0 und die Richtung von W kann bei reellem Führungspunkt nicht stark wechseln, sondern ist geometrisch bestimmt.

Ist der Pflugkörper fest mit einem von Rädern getragenen Rahmen verbunden, so läßt sich über die Richtung der vom Boden auf den Pflug ausgeübten Kraft überhaupt nichts Bestimmtes aussagen. Sie mit einem Mittelwert der mit dem Meßpflug bestimmten, auf die Arbeitsflächen wirkenden Kraft R gleichzusetzen, erscheint mir eine zu günstige Annahme. Sie wird häufig gemacht, um die erwünschte zusätzliche Belastung von Triebrädern aufzuzeigen. Aber es erscheint mehr als fraglich, ob die beim Meßpflug sorgfältig vorgenommene Einstellung des Meßpflugkörpers im praktischen Betrieb ebenfalls gewährleistet ist. Zudem ist der Pflugkörper hier mit einer Sohle ausgerüstet, ferner der Schlepper mit Luftreifen, deren Eindrücke wechseln kann, kurz, es handelt sich um ein statisch unbestimmtes System, bei dem sehr wohl auch nach oben gerichtete Bodenkräfte auf den Pflugkörper ausgeübt werden können. Um nicht zu günstig zu rechnen, dürfte es immer zweckmäßig sein, eine parallel zur Fahrebene verlaufende Richtung der Bodenkraft anzunehmen.

Für den Fall der Anlenkung schlage ich zusammenfassend folgendes Verfahren vor:

Man nehme einen Widerstandspunkt P an, in dem die Resultierende aller Bodenkräfte B angreift, z. B. in halber Furchentiefe und auf der Mittelsenkrechten der Verbindungsgeraden der Scharschneidenmitten oder im Schwerpunkt des Linienzuges, der die Flächen begrenzt, in denen Bodenkräfte übertragen werden. Geht die Schwerlinie durch diesen Punkt hindurch, so trifft das auch für die Zuglinie zu, andernfalls ist die Richtung von Z für eine angenommene Größe der Zugkraft in bekannter Weise zu konstruieren. (Genau wie in Abb. 4 bei punktförmiger Bodenberührung.) Z ist die resultierende Lenkerkraft. Um ein anschauliches Bild von der Verteilung der Bodenkräfte zu gewinnen, kann man dann, wie

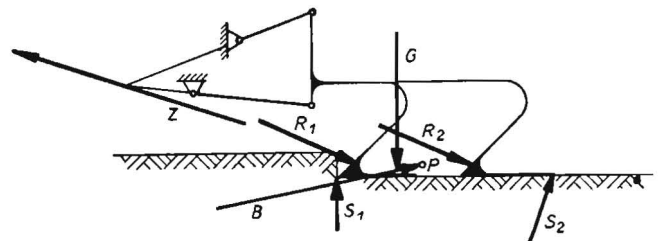


Abb. 5: G = Gewicht, Z = Zugkraft, B = Resultierende Bodenkraft, R_1, R_2 = Kräfte auf Arbeitsflächen, S_1, S_2 = Kräfte auf Führungsflächen, $Z + G + B = 0, R_1 + R_2 + S_1 + S_2 = B$

in Abbildung 5 geschehen, B in Kräfte R_1 und R_2 , welche an den Arbeitsflächen, und S_1 und S_2 , die an Scharunterkante und Sohle angreifen, zerlegen, wobei durch die Richtung von S_2 die geschätzte Sohlen- und Anlagenreibung berücksichtigt wird. Im Grundriß ist analog zu verfahren.

Nachprüfen lassen sich die vorstehenden, aus Überlegungen und Beobachtungen gezogenen Schlußfolgerungen durch Messung der Kräfte in den Lenkern oder noch einfacher durch Fortlassung des oberen Lenkers. Die dann bestehende Zweigelenkaufhängung läßt unmittelbar die Richtung der Zugkraft erkennen. Zwar wird sich nicht unter allen Verhältnissen und mit allen Pflügen ein stabiler Zustand erreichen lassen — vor allem dann nicht, wenn die Schwerlinie weit am Widerstandspunkt vorbeigeht — aber vielleicht gewinnt man gerade daraus Erkenntnisse für die richtige Gestaltung des Pfluges und seiner Aufhängung.

Prof. Dr.-Ing. K. Marks

K. Marks beabsichtigt, die Betrachtung der Kräfte an Schlepper und Pflug durch folgende Annahmen zu vereinfachen bzw. zu berichtigen:

1. Die Resultierende aller Kräfte am Pflug (Z) beziehungsweise der Lenkerkräfte am Schlepper (W) — beide sind, abgesehen von dem Richtungssinn, identisch — soll von einem für alle Verhältnisse etwa gleichem Widerstandspunkt (P) zu dem Führungspunkt (F) gelegt werden.

Die von uns gezeichneten Zuglinien erscheinen M. unwahrscheinlich, weil sie unterhalb des Schnittpunkts von Schwerlinie und Stützfläche verlaufen. Daß sie aber nicht nur formal, wie M. sagt, sondern tatsächlich so auftreten, hat Riede in seiner unveröffentlichten Diplomarbeit am Lehrstuhl für Landmaschinen an der Technischen Hochschule Karlsruhe 1952 bestätigt, in der die Kraft $Z = W$ aus Messungen der Lenkerkräfte an der Dreipunktaufhängung ermittelt wurde.

2. Die Resultierenden der Stützkräfte am Pflug sollen in ihrer Größe und Lage durch Kräfte an der Scharschneide (S_1 und A_1) wesentlich beeinflusst sein.

Zunächst in der Vertikalebene: M. glaubt, daß eine Kraft S_1 , die beim stillstehenden Pflug wirkt, auch bei der Bewegung vorhanden sein muß; dies ist aber nicht der Fall: ein Pflug ohne Schleifsohle würde zunächst immer tiefer in den Boden eindringen. Die Schleifsohle und das allerdings nur schmale Flacheisen der Anlage, die zusammen mit der Furchensohle eine Führung im getriebetechnischen Sinne darstellen, verhindern dies.

Der Pflug stützt sich also sowohl vorn am Schlepper als auch an der Schleifsohle ab, während die Scharschneide bei Vorwärtsbewegung das Bestreben hat, tiefer zu gehen; nur bei hartem Boden ist die senkrecht nach oben gerichtete Kraft größer als die abwärts wirkende. Mit dem Sechskomponentenpflug wird auch diese Kraft gemessen (in der senkrechten Komponente von R enthalten) und bei der Übertragung auf angelenkte Pflüge durch die Richtung von R berücksichtigt. Das gleiche gilt für die Kraft A_1 an der Anlage.

In der Horizontalebene: bei den Ausführungen zu seiner Abbildung 3 geht M. von der Annahme aus, daß die Richtung von Z gegeben ist. Das führt zwangsläufig zu unrichtigen Folgerungen. Wenn man die Anlage weiter nach hinten verlegt, wird der Pflug bei einer zweigelenkigen Anhängung etwas breiter schneiden und die Richtung von Z_1 sich ändern, bis die Kräfte wieder im Gleichgewicht stehen; bei der üblichen Anlenkung am Schlepper ändert sich die Größe der Anlagekraft und die Richtung von Z , wie dies aus den bisherigen Darstellungen hervorgeht. An welcher Stelle der seitlichen Anlage die Kraft A als Resultierende einer verteilten Last angreift, ist durch Messungen noch nicht festgestellt — sie wird im allgemeinen bei zweifurchigen Pflügen in der Mitte des Anlageflacheisens angenommen, sie kann aber, abhängig von der Tragfähigkeit des Bodens, auch weiter hinten liegen (vgl. „Landtechnische Forschung“ 1955, Heft 1).

3. Die „Bodenkraft“ B als Resultierende aus R und den Stützkräften wird nach M. der Betrachtung zugrunde gelegt. Danach soll der Pflug auf die Spitze gehen, wenn die Vertikal-komponente von $B = 0$ oder negativ wird.

B wird andererseits aus dem Gewicht (G) und der Zugkraft (Z) die nach Punkt 1 (siehe oben) u. U. in ihrer Lage falsch angenommen ist, ermittelt. Die Abbildung 1 zeigt, wie man dadurch zu unrichtigen Schlüssen geführt wird: Obwohl

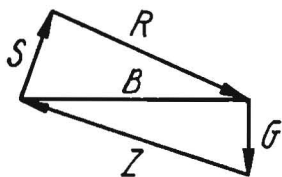


Abb. 1: Kräfteck (zu Abb. 5 von K. Marks) mit kleinerem G . Obwohl die senkrechte Komponente von $B = 0$ ist, bleibt eine Stützskraft S , und der Pflug geht im Gegensatz zur Ansicht von M. nicht auf die Spitze

die senkrechte Komponente von B null geworden ist, bleibt noch eine Stützskraft S . Der Pflug geht also noch nicht auf die Spitze. Der Konstrukteur kann deshalb mit der Kraft B nichts anfangen. Dies gilt besonders, wenn senkrechte Kräfte von einer Stützrolle vor oder hinter dem Körper aufgenommen werden.

Wenn hier auch nur auf einige wichtige Punkte hingewiesen wurde, läßt sich doch der Schluß ziehen, daß durch die Thesen von M. sich so große Ungenauigkeiten ergeben, daß Konstrukteure und Praktiker zu falschen und unbefriedigenden Anschauungen über die Kraftverhältnisse am Schlepper und Pflug gelangen können.

Dipl.-Ing. H. Skalweit

*

Bei größeren Kräften können die Unterschiede in der Richtung von W beziehungsweise Z , die sich aus dem Völkenroder und meinem Verfahren ergeben, so gering sein, daß sie innerhalb der Meßungenauigkeit bei direkter Messung der Lenkerkräfte liegen. Meine Darlegungen, daß das Völkenroder Verfahren zu unmöglichen Konsequenzen führt (Zugwinkel $\rightarrow 90^\circ$, Maß der seitlichen Anspannung $\rightarrow \infty$), wenn Z gegen 0 geht oder Sohle beziehungsweise Anlage sehr lang gemacht werden, scheinen mir nicht widerlegt zu sein. Zum Schlußsatz der Entgegnung möchte ich bemerken, daß ich — hinausgehend über das von mir in früheren Veröffentlichungen Gesagte — nicht nur ein einfacheres, sondern ein die tatsächlichen Verhältnisse richtiger darstellendes Verfahren zur Ermittlung der Kräfte zwischen Schlepper und Pflug angeben will.

Prof. Dr.-Ing. K. Marks

Rundschau

Zusatzlast oder Greifer?

Um die Leistungen eines Schlepperrades zu bestimmen, ist es erforderlich, seine Zugkraft, seinen Rollwiderstand und Schub ohne den Einfluß der Gewichtsverlagerung durch die Zugkraft zu messen. Da bei früheren Untersuchungen, insbesondere mit normalen Traktoren, nicht immer alle Werte zugleich gemessen wurden, wurde vom National Institute of Agricultural Engineering in Silsoe/England ein Einzelrad-Prüfgerät entwickelt¹⁾ (Abb. 1). Mit Hilfe dieses Gerätes wurden von P. H.

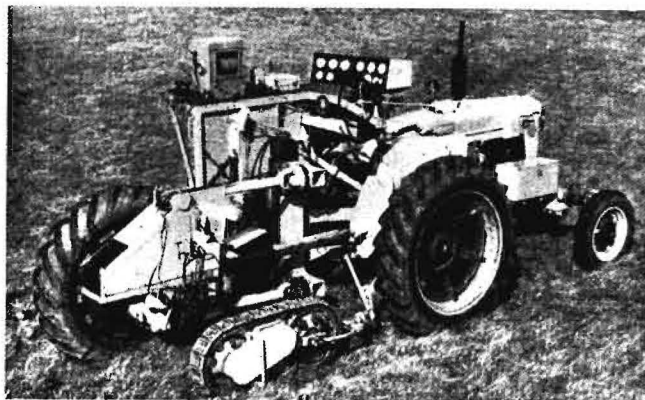


Abb. 1: NIAE-Einzelradprüfgerät am Meßschlepper

Bailey umfangreiche Vergleichsuntersuchungen eines Reifens mit normaler Belastung, mit Zusatzlast und mit Zusatzgreifern sowie eines Stahlgreiferrades auf verschiedenen Böden durchgeführt²⁾.

1) P. H. Bailey. The NIAE Single Wheel Tester. An apparatus for research on the performance of tractor wheels. Report No. 40 (1954) National Institute of Agricultural Engineering, Wrest Park, Silsoe, Bedfordshire, England.

2) P. H. Bailey. The comparative performance of some traction aids. Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 1., No. 1, (1956), Silsoe.

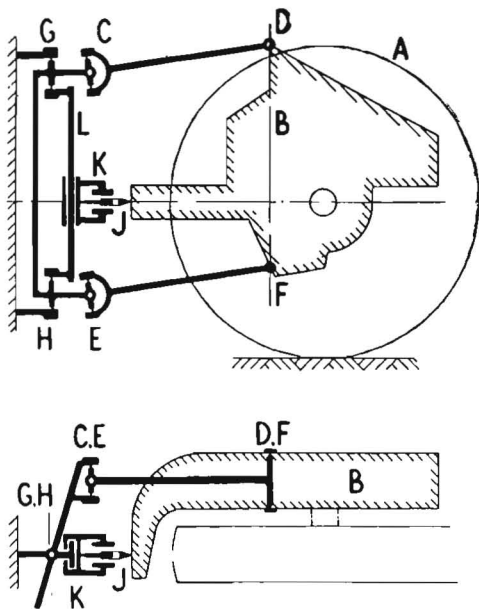


Abb. 2: Schemazeichnung der Anlenkung des Einzelradprüfgeräts am Meßschlepper

Der NIAE-Einzelrad-Tester besteht aus einer an einem Meßschlepper angehängten, vor dem zu untersuchenden Rad getragenen Vorrichtung. Diese enthält ein Getriebe mit einer hydraulischen Einrichtung zur Messung des in das Versuchsrad eingeleiteten Drehmoments und ist in folgender Weise mit dem Schlepper verbunden:

1. durch eine Parallelogrammaufhängung durch die beiden Lenker CD und EF (Abb. 2), die durch Gelenke mit dem in sich starren Rahmen CGHE verbunden sind; damit kann das Versuchsrad frei nach oben und unten schwingen. Der Rahmen CGHE ist in G und H so am Schlepper gelagert, daß er sich um die Hochachse frei drehen kann;
2. durch ein horizontales Druckdynamometer J, welches sich über ein nach oben und unten frei gleitendes Teil K mit Kugellagern auf der Schiene L abstützt. L ist um die gleiche Hochachse frei drehbar am Schlepper gelagert;
3. durch eine Gelenkwelle mit reibungsarmen teleskopischen Schaft, die das Drehmoment von einem Elektromotor am Schlepper zum Getriebe des Einzelrad-Testers überträgt.

Im Ganzen wird durch diese Art der Aufhängung des Einzelrad-Testers am Schlepper erreicht, daß keine vertikalen Kräfte vom Tester zum Schlepper und umgekehrt übertragen werden und daß die horizontale Schubkraft des Prüfrades restlos durch das Dynamometer J geleitet und gemessen wird.

Das Versuchsaggregat Schlepper—Einzelrad-Tester kann durch zwei voneinander unabhängige, aber miteinander koppelbare Kraftübertragungen angetrieben werden; einmal vom Schleppermotor zu den Schleppertriebbrädern durch ein normales Vierganggetriebe, zweitens durch eine elektrische Kraftübertragung von der Schlepperriemenscheibe über einen 110 V Gleichstrom-Doppelschluß-Generator und einen regelbaren Doppelschluß-Motor zum Getriebe des Prüfgeräts. Der Elektromotor kann seine Nennleistung über einen Drehzahlbereich von 1—4 abgeben. Das Getriebe im Einzelrad-Tester besteht aus einem Stirnradvorgelege und einem Schneckentrieb zur Achse des Versuchsrades. Der Axialdruck der Schnecke wird zur Messung des Drehmomentes vom Versuchsrad benutzt, und zwar endet die Schneckenwelle in dem Kolben eines Öldruckzylinders, der den Axialdruck der Schnecke aufnimmt. Das Drehmoment und der Schub des Versuchsrades werden durch zwei Indikatoren zusammen mit den Drehzahlen des Versuchsrades und des einen Vergleichsrades in einem Vierfach-Schreibgerät registriert. Der Schlupf des Versuchsrades läßt sich aus den Drehzahlen des Versuchsrades und eines annähernd schlupffrei mitlaufenden Vergleichsrades errechnen.

Versuchsprogramm

Trotz der Verbesserung der Luftreifen und ihrer Profile in den 25 Jahren seit ihrer Einführung gibt es Fälle, in denen ihre Zugkraft ungenügend ist, z. B. während des Pflügens im Herbst und während der Rübenabfuhr vom nassen Acker. Dann werden zusätzliche Zugkrafthilfen benötigt. Es gibt zwei grundsätzlich verschiedene Methoden zur Zugkraftverbesserung eines Rades, und zwar einmal durch Erhöhung der vertikalen Radlast und zweitens durch eine Verbesserung der Griffigkeit der Reifen auf dem Acker. Im ersten Falle werden Zusatzgewichte oder Wasserfüllung der Reifen vorgesehen oder es erfolgt eine Übertragung von Vertikalkräften von Anbau- oder Aufsattelgeräten. Im zweiten Falle verwendet man Gleitschutzketten verschiedener Ausführungen, Zusatzgreifer am Reifen und Spatengreiferräder. Über beide Methoden liegen zahlreiche Einzeluntersuchungen vor. Es gibt jedoch nur wenige Vergleichsuntersuchungen über das Verhalten von Zusatzlasten und modernen Greifertypen. Dieser Mangel sollte bei den vorliegenden Messungen des NIAE beseitigt werden. Sie erstreckten sich auf die Messung der Zugkräfte, des Rollwiderstandes und Schlupfes des Reifens 11-36 mit Normallast, mit Zusatzlast und in Verbindung mit drei üblichen Greifertypen sowie eines Stahlgreiferrades mit angenähert gleichem Durchmesser. Die Messungen wurden auf 13 verschiedenen, schweren Ton- und leichten Sandböden bei verschiedenen Oberflächenverhältnissen, hauptsächlich im Herbst bei nassem Boden, ausgeführt. Alle Messungen wurden jeweils innerhalb weniger Stunden vorgenommen, um den Einfluß einer Veränderung der Bodenverhältnisse während der Vergleiche auszuschließen. Während eines jeden Versuches wurde die Zugkraft in 16 bis 20 Stufen variiert, so daß man daraus eine vollständige Leistungskurve erhielt. Die Einzelmessstrecken waren pro Stufe ca. 15 m lang. Alle Untersuchungen wurden bei einer konstanten Geschwindigkeit von ca. 2,6 km/h durchgeführt.

Der Gesamtwirkungsgrad ist:

$$\eta = \frac{\text{zurückgelegter Weg} \cdot \text{Zugkraft}}{\text{Radumdrehungen} \cdot \text{Drehmoment} \cdot 2\pi} 100\%$$

Der Schlupf ergibt sich aus der Formel:

$$\sigma = \frac{s_0 - s}{s_0} 100\%$$

Dabei ist s der wirklich zurückgelegte Weg pro Radumdrehung und s_0 der schlupffreie Weg pro Radumdrehung. Als schlupffreier Weg ist der Weg definiert, bei dem die Zugkraft Null ist.

Der Rollwiderstand errechnet sich nach der Formel:

$$s_0 (\text{Zugkraft} + \text{Rollwiderstand}) = 2\pi \cdot \text{Drehmoment}$$

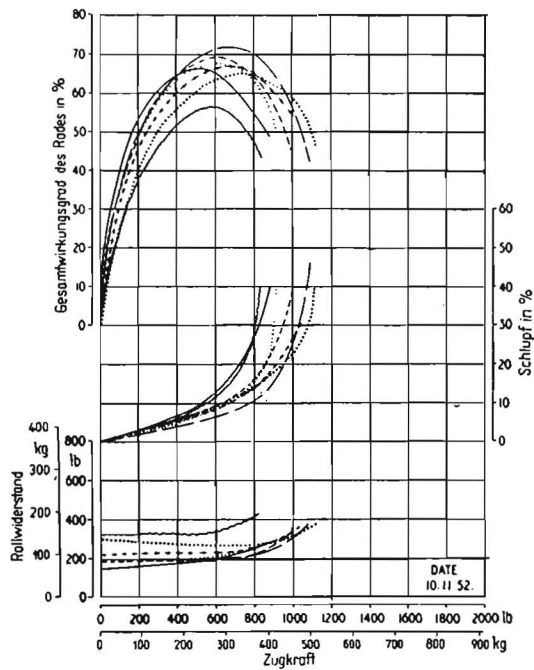
$$\text{Rollwiderstand} = \frac{2\pi}{s_0} \cdot \text{Drehmoment} - \text{Zugkraft}$$

Der schlupffreie Weg wurde bestimmt, indem man die bei verschiedenen Zugkräften gemessenen Wege über der Zugkraft auftrug und die Kurve bis zur Zugkraft Null extrapolierte.

Bei der Darstellung der Ergebnisse wurden der Gesamtwirkungsgrad des Rades, der Schlupf und der Rollwiderstand über der Zugkraft als gemeinsamer Abszisse aufgetragen (Abb. 3 und 4). Dabei gelten die Zugkraftwerte für ein einzelnes Rad.

Auf dem Sandboden zeigten weder der Reifen allein noch mit Greifern ein Verschmieren oder Verstopfen. Auf nassem schwerem Boden neigte die Profilierung des Luftreifens mit und ohne Zusatzlast zum Verschmieren. Unter denselben Bodenverhältnissen hatte der Boden die Tendenz, den Zwischenraum zwischen der Radscheibe und dem Rahmen der Greifer A und B¹⁾ zu verstopfen, so daß die tatsächlichen Vertikallasten dort wesentlich höher wurden als sie in der Tabelle angegeben sind. Außerdem klebte der Boden zwischen den Greiferstollen und in den Reifenprofilierungen. Doch rei-

¹⁾ A nicht verstellbar; B verstellbar; C Greiferkette

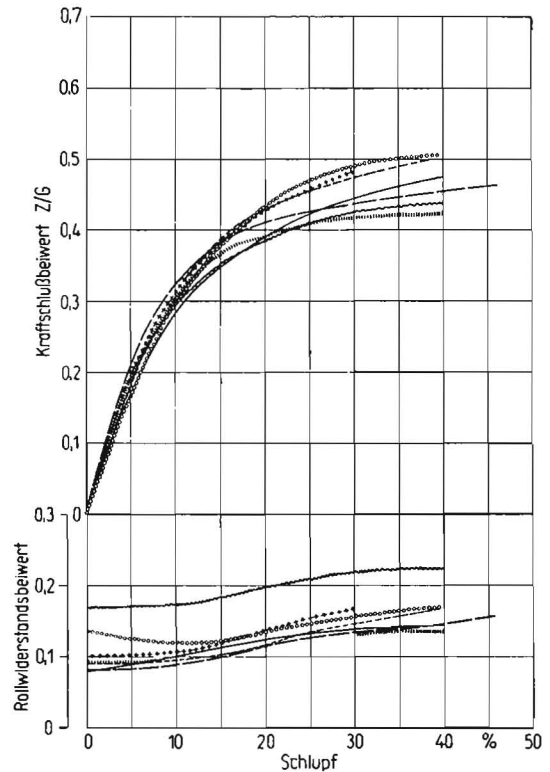


— Reifen 11-36 ohne Zusatzlast — 11-36 mit ZusatzlastGreifer A — Greiferkette C
 +++++ Greifer B vollausgezogen Greifer B halbausgezogen ~~~~~ Stahlgreiferrad

Abb. 3 und 4: Meßergebnisse auf feuchtem Sandboden mit abgetrackter Oberfläche nach der Kartoffelernte

nigten sich die Greiferstollen immer selbst. Bei der Greiferkette fand eine Relativbewegung, ein „Kriechen“, zwischen Reifen und Greiferkette statt, so daß sich die Greiferkette ebenfalls selbst reinigte, obwohl die Profilierung des Reifens unter der Kette verschmiert blieb. Auf schwerem Boden wickelte sich auf der Felge des Stahlrades der Boden allmählich auf, doch blieb immer ein großer Teil jedes Greifers frei.

Aus den Meßergebnissen geht hervor, daß bei allen untersuchten Hilfsmitteln die Zugfähigkeit in der Tat auf allen Versuchsfeldern zunahm. Der Betrag der Verbesserung hängt von der Bodenart ab. So betrug die Zugkraft des Reifens 11-36 ohne Zusatzlast bei 20 % Schlupf auf einem der Sand-



böden 330 kg (Abb. 3). Gleichzeitig wurde mit Hilfe des Greifers A eine Zugkraft von 430 kg erzielt. Das ist eine Verbesserung von etwa 30 %. Auf einem der nassen Tonböden (Abb. 5) erzielte der Reifen ohne Zusatzlast bei 20 % Schlupf nur eine Zugkraft von 168 kg. So viel erfordert beinahe der Rollwiderstand der Schleppvorderräder unter diesen Verhältnissen. Mit dem Greifer B wurde dagegen auf diesem Land bei demselben Schlupf eine Zugkraft von 485 kg erzielt; das ist eine Verbesserung um nahezu 200 % gegenüber dem Reifen allein. Die relative Wirksamkeit der verschiedenen Hilfsmittel hängt von der Bodenart und den Bodenverhältnissen ab. Auf zwei der Sandböden bewirkte die Zusatzlast eine größere Verbesserung als die Greifer und zeigte auch

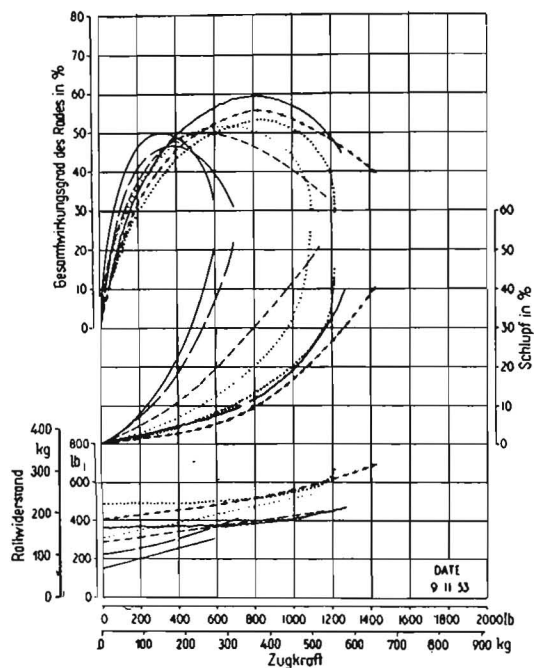
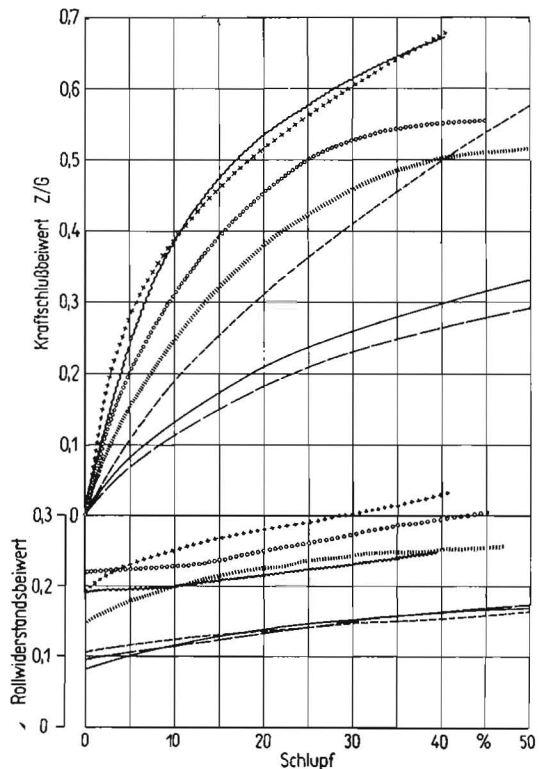


Abb. 5 und 6: Meßergebnisse auf nassem Tonboden nach der Rübenabfuhr (Zeichenerklärung wie in Abb. 3 und 4)



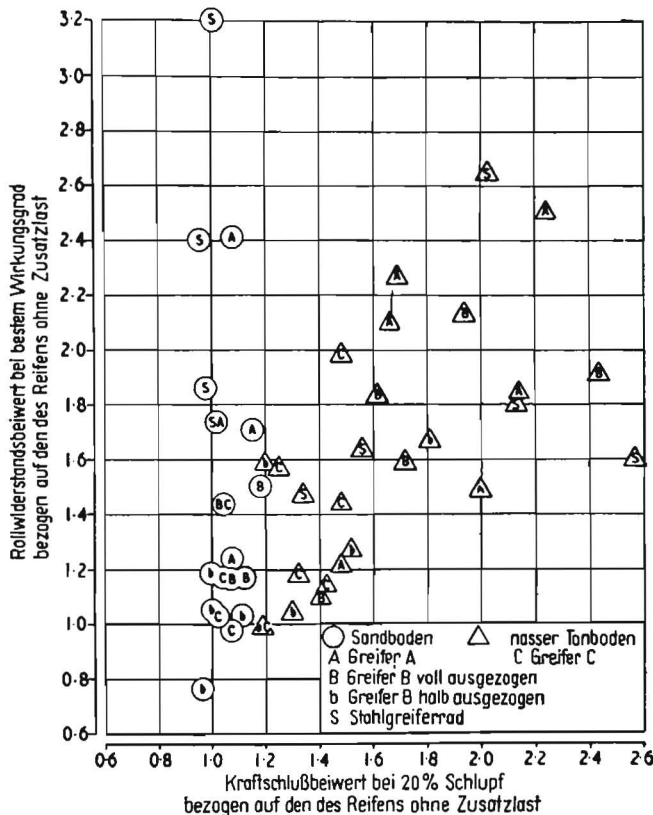


Abb. 7: Verhältnis der Rollwiderstands- und Kraftschlußbeiwerte der verschiedenen Zugkrafthilfen bezogen auf den Reifen 11-36 ohne Zusatzlast gleich 100 Prozent

den besten Gesamtwirkungsgrad. Auf den anderen beiden Sandböden war die Zugkraft mit Zusatzlast nicht ganz so hoch wie mit Hilfe der Greifer. Doch hatte auch hier das Rad mit Zusatzlast den besten Gesamtwirkungsgrad. Auf nassem Ton hingegen war eine Zusatzlast verhältnismäßig unwirksam. Die besten Zugkräfte wurden durch Greifer mit der größten Eindringtiefe, und zwar mit den Greifern A und B (voll ausgezogen) und dem Stahlgreiferrad erzielt, während Greifer mit weniger tiefer Eindringung — B halb ausgezogen und C — nur die halbe Verbesserung bewirkten. Auf nassem Sand- und Lehmboden hatte das Greiferrad relativ geringe Zugkraftverbesserungen, aber einen hohen Rollwiderstand zur Folge, auf den nassen, schweren Tonböden dagegen war es eines der wirkungsvollsten und hatte einen beachtlich hohen maximalen Wirkungsgrad.

Das relative Verhalten von Zusatzlasten und Greifern läßt sich im einzelnen gut aus einem Vergleich ihrer Kraftschluß- und Rollwiderstandsbeiwerte studieren. In Abbildung 4 und 6 sind die Kraftschluß- und Rollwiderstandsbeiwerte aus den Meßergebnissen der Abbildungen 3 und 5 errechnet und über dem Schlupf aufgetragen¹⁾. Auf allen Böden, mit Ausnahme der nassen Tonböden, waren die Kraftschlußbeiwerte für den Reifen ohne und mit Zusatzlast nahezu identisch.

Die Verwendung der Kraftschlußbeiwerte beim Vergleich der einzelnen Zugkrafthilfen eliminiert also den Einfluß des Gewichts und zeigt direkt den Beitrag der Greiferstollen allein. Auf einem Sandboden ohne eine stärkere Durchwurzelung waren die Kraftschlußbeiwerte für alle Hilfsmittel annähernd gleich (Abb. 4). Die Greifer wirkten also nur als Zusatzlasten, aber mit erhöhtem Rollwiderstand. Auf durchwurzeltem Sandboden und auf dem Lehm konnte man eine kleine Verbesserung der Kraftschlußbeiwerte bei gleichzeitig starkem Anstieg des Rollwiderstandes als Folge der Greifer feststellen. Auf schwerem Boden zeigten die Greifer (Abb. 6) und das Stahlrad eine wesentliche Verbesserung des Kraftschlußbeiwertes gegenüber dem Reifen allein. Auf nassem Tonstoppfeld bewirkte eine Zusatzlast nur eine Verminderung des Kraft-

¹⁾ Diese Art der Darstellung wurde vom Referenten gewählt, weil sie in Deutschland üblich ist.

schlußbeiwertes, d. h. die Zugkraft stieg nicht in demselben Verhältnis wie es dem zugefügten Gewicht entsprach. Da der Rollwiderstandsbeiwert gleichzeitig zunahm, war der Gesamtwirkungsgrad des Reifens mit Zusatzlast niedriger als der des unbelasteten Reifens.

In Abbildung 7 ist die relative Verbesserung des Kraftschlußbeiwertes gegenüber dem unbelasteten Rad bei 20% Schlupf, dem gleichzeitigen Anwachsen der Rollwiderstandsbeiwerte gegenübergestellt. Daraus geht klar hervor, daß die Greifer auf Sandböden den Rollwiderstand vergrößern, ohne den Kraftschlußbeiwert wesentlich zu verbessern, während bei nassem, schwerem Boden sowohl die relativen Rollwiderstandsbeiwerte infolge der Greifer als auch die Kraftschlußbeiwerte ansteigen.

Aus den Versuchen kann gefolgert werden, daß auf leichten Böden Zusatzlasten zur Verbesserung der Zugfähigkeit günstiger sind als Greifer, während auf schweren nassen Tonböden Zusatzgreifer am Reifen und das Greiferstahlrad eine bessere Wirksamkeit haben. Auf allen Böden haben Greifer erheblich höhere Rollwiderstände. Der Kettengreifer und Greifer mit geringerer Stollenhöhe haben geringere Rollwiderstände, aber auch nur eine mäßige Verbesserung der Zugkraft zur Folge. Sie mögen dort von Nutzen sein, wo eine mäßige Verbesserung der Griffigkeit von einem Schlepper begrenzter Leistung erwartet wird.

Dr. W. Söhne

Der hydrostatische Schlepperantrieb

Vor zwei Jahren wurde an dieser Stelle in einer Untersuchung [1] gezeigt, daß die hydrostatische Leistungsübertragung für Ackerschlepper durch die mögliche stufenlose Drehmomentwandlung und die so erzielbaren Einzelantriebe von Rädern, Maschinen und Geräten bemerkenswerte Vorteile bieten kann. Anhalte für die praktische Ausführbarkeit waren fast nur durch Vergleiche mit anderen Anwendungsgebieten zu gewinnen, weil aus der Landtechnik lediglich Anfänge bekannt waren.

Eine Tagung in London ...

Inzwischen haben die Vorstellungen darüber aber klare und greifbare Formen angenommen. So gab z. B. Hamblin bei der Tagung der Institution of British Agricultural Engineering im Juni 1956 in London einen Bericht über Konstruktion, Meßwerte und Erfahrungen über die unter seiner Leitung entwickelte hydrostatische Leistungsübertragung für Schlepper. Der Versuchsschlepper war erstmals 1954 beim „Open Day“ in Silsoe vorgeführt worden und hat nun zwei Jahre Versuchseinsatz hinter sich [2].

Nach einer kurzen Übersicht über das Wesen hydrostatischer Leistungsübertragungen erläuterte Hamblin die Konstruktionsprinzipien seines Entwurfs: Fünfzylinder-Umlauf-Stern-Ölmotoren (Abb. 1) wurden direkt in die Triebräder eingebaut. Sie haben Ölzu- und -abfuhr durch die feststehende Radnabe, Umsteuerung durch einen handgeläpften Planschieber mit Druckausgleich, Kolbenabdichtung durch je zwei normale Kolbenringe, O-Ringe als Dichtungen an vielen Stellen und im Innern keinerlei Schrauben. Als technische Daten wurden u. a. genannt: Bohrung/Hub = 98,43/69,85 mm mit rund 76 cm² Kolbenfläche, etwa 15 900 kg max. Kolbenkraft bei dem Konstruktionshöchstdruck von 210 kg/cm² und 0,05 bis 0,075 mm

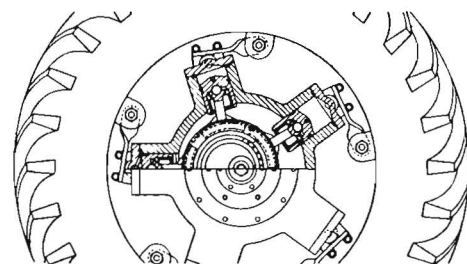


Abb. 1: Schnittansicht eines Ölmotors des N.I.A.E.-Schleppers

Kolbenspiel. Die vorgesehene zweistufige Schluckmengenregelung der Motoren wurde aus Entwicklungsrücksichten noch nicht eingebaut. Die Praxis erwies sie bisher als überflüssig.

Als Regelpumpe wurde eine Vickers-Armstrong-VSG-Pumpe hauptsächlich durch Verringern der Außenabmessungen zum Schlepper passend hergerichtet (Abb. 2). Sie wird mit $\frac{2}{3}$ der Motordrehzahl über ein Kettenvorgelege angetrieben und liefert bei 660 U/min maximal 284 l/min. Ihr Höchstdruck ist aber auf 91 kg/cm² begrenzt. Es wird ein geschlossener Kreislauf mit einer Hilfs-Vordruckpumpe, die in die Saugleitung fördert, verwendet. Bei Fahrtrichtungswechsel vertauschen sich auch die Druckverhältnisse. Die Motoren sind ohne „Sperr“, z. B. durch „Flow divider“, parallel geschaltet. Die Saugseite der Hilfspumpe mußte zum Vermeiden von Lufteinbrüchen so strömungsgünstig ausgebildet werden, daß an keiner Stelle der Atmosphärendruck unterschritten wurde. Solche Vordrucksysteme vermeiden aber Kavitationserscheinungen an irgendwelchen Stellen und kommen mit kleineren Ausgleich-Ölbehältern als offene Kreisläufe aus.

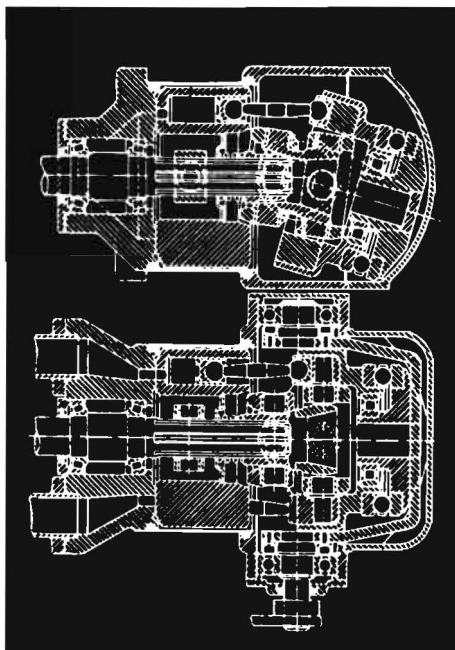


Abb. 2: Schnittansichten der Vickers-Armstrong-VSG-Regelpumpe nach den Abänderungen für den N.I.A.E.-Schlepper

Der allgemeine Aufbau des Versuchsschleppers ist bekannt [3]. Hinter dem Fahrersitz kann inzwischen wahlweise auch ein hydraulischer Kraftheber mit Zapfwelle angebaut werden. Dieses Aggregat wird dann über eine Gelenkwelle vom Regelpumpenantrieb angetrieben.

Die Bedienung ist handlich und bequem und erfordert praktisch keine Eingewöhnung. Das weiche Anfahren und Bremsen macht auch eine zusätzliche Betriebsbremse überflüssig und ermöglicht ruckfreies Langsamfahren bis zu etwa 250 m/h herab.

Zur Erläuterung der Meßwerte wies Hamblin darauf hin, daß die umgebaute Vickers-Regelpumpe, ihr Kettenvorgelege und der auf 91 atü begrenzte Öldruck als Behelfslösung anzusehen sind, weil eine geeignetere Pumpe noch nicht greifbar war. Andere Pumpen sind inzwischen im Versuch. Seine Ausführungen bezogen sich deshalb fast nur auf die Ölmotoren.

Ihre Drehzahl ließ sich ohne weiteres bis auf 120 U/min entsprechend 32 km/h Fahrgeschwindigkeit steigern. Der Gesamtwirkungsgrad der Ölmotoren lag auf dem Prüfstand bei etwa 18 U/min (ca. 5 km/h) und Öldrücken zwischen 28 und 140 kg/cm² über 85 % mit einer Spitze von 94,2 % zwischen 70 und 85 atü. Der erste Ölmotorentyp mit zweistufiger Schluckmenge hatte bei sonst ähnlichen Werten mit einem ziemlich schweren

Öl, voller Schluckmenge und 100 U/min (dem 2,7fachen seiner Konstruktionsdrehzahl) noch knapp 70 % ergeben.

Die für maximal etwa 210 kg/cm² und je 250 l/min entwickelten neueren Ölmotoren könnten eine höchste Leistung von etwa 230 PS übertragen. Das läßt eine günstigere Anpassung ratsam erscheinen. Allgemein sollten die Strömungsgeschwindigkeiten auch unter 5 m/s bleiben.

Bei dem derzeitigen Höchstdruck von 91 atü beträgt die Zugkraft maximal 1450 kg. Das Minimum des Kraftstoffverbrauchs lag bei 253 g je Zugkraft-PS-Stunde und entsprach so etwa dem bei normalem Getriebe. Hamblin wies darauf hin, daß dieser Wert und damit der Gesamtwirkungsgrad als gut anzusehen seien. Entscheidend sei aber der Verbrauch je Flächeneinheit. Dieser könne aber auch bei schlechterem Wirkungsgrad der Übertragung mit stufenlosen Wandlern wegen der besseren Motorausnutzung noch günstiger als der mit Stufengetrieben erzielbare sein. Trotzdem solle man aber anstreben, mit der Wirkungsgradspitze an den Gesamtwirkungsgrad der mechanischen Übertragung (90 ± 3 %) nahe heranzukommen, damit das Abführen der Verlustwärme noch ohne besonderen Ölkühler möglich bleibt. Bei schweren Schleppern sei dieser aber ohnehin erforderlich und auch vertretbar.

In der Diskussion zu diesem Vortrag kamen einige interessante Punkte zur Sprache, z. B. die Anregung, eine kompaktere Einheit des modernen Dieselmotors mit der hydrostatischen Übertragung anzustreben, wie z. B. als Extrem bei Freikolbenverdichtern. Als Regelbereiche seien bei voller Motorleistung bis 5 : 1 bei Kettenschleppern und bis 8 : 1 bei Radschleppern erforderlich, während Regelpumpen im allgemeinen über 4 : 1 ungünstig würden, so daß eine gewisse Regelbarkeit der Ölmotoren notwendig werden könnte. Die Einführung der hydrostatischen Übertragung sei aber mit der des Dieselmotors vergleichbar, bei dem auch zunächst große Bedenken wegen seiner Empfindlichkeit bestanden.

Thoma jun. erwähnte, daß in Deutschland die hydrostatische Übertragung zwar sehr verbreitet, ihm aber erst ein Versuch bekannt sei, sie auf Schlepper anzuwenden. Hierbei würden über Vorgelege auf die Räder treibende Axialkolbenmotoren verwendet. Das habe als Alternative zu der NIAE-Lösung den Vorteil, daß pumpengleiche Innenteile verwendet werden können. Die Luftfreiheit des geschlossenen Kreislaufs sei sehr wichtig, weil schon bei minimalem Luftgehalt die Kompressibilität des Öles mit ihren schädlichen Folgen stark ansteigt. Dazu habe es sich bewährt, über die Vordruckpumpe ständig luftfreies Öl aus dem Ausgleichbehälter in das System zu bringen und das überschüssige hinter den Ölmotoren abzunehmen. Bei abnehmenden Leckverlusten nehme die Bedeutung dieses Austausches zu. Für die Luftabscheidung seien großflächige Ölbehälter günstig.

Bywater (Ford Motor Co.) verwies speziell auf eine amerikanische Untersuchung über optimale Öldrücke in Flugzeughydrauliken [4], die nach Berücksichtigung aller wesentlichen Gesichtspunkte die Normung von etwa 210 kg/cm² Höchstdruck empfahl. Damit schein die von Hamblin erwähnte Drucksteigerung bis on 500 atü heran ungünstig zu sein.

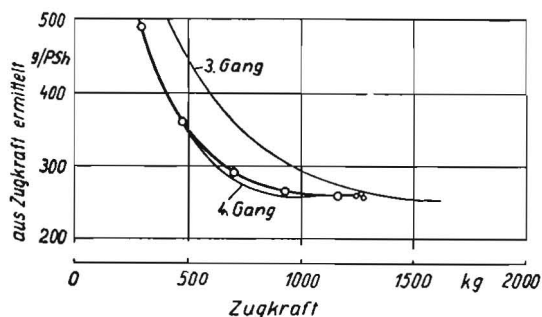


Abb. 3: Der spez. Kraftstoffverbrauch des N.I.A.E.-Schleppers im Vergleich zu den Werten des normalen Fordson Major-Diesel-Schleppers im dritten und vierten Gang auf Betonbahn

Johnson (Roadless Traction) meinte, Hamblin habe die Vorteile der hydrostatischen Übertragung für die Praxis noch unterschätzt. Ihre Einführung würde bald bei den Kettenschleppern möglich sein, bei der Großserien-Radschlepperproduktion aber zunächst ernste Umstellungsprobleme ergeben. Während die normalen Schlepper immer komplizierter und vielgliedriger werden, zeige der NIAE-Schlepper den Weg zur Einfachheit und leichten Bedienung. Der befürchtete schwierige Kundendienst an Ölpumpen und -motoren sei auch nur eine ganz normale Reparatur- und Austauschfrage und mit der bei Elektrogeneratoren und -motoren vergleichbar.

Lawrence (Fa. Lucas) hielt eine Sonderentwicklung des hydrostatischen Schlepperantriebs mit weniger als 300 atü Öldruck für angebracht. Es komme auf die Wirkungsgrade aber nicht so sehr an. Die Erfahrungen an hochentwickelten Förderpumpen für schlecht- oder nichtschmierende Stoffe (Jet-Kraftstoff oder Flug-Benzin) zeigten, daß auch unter schwierigsten Einsatzbedingungen Betriebssicherheit erzielbar sei.

... und in Essen

Im Gegensatz zu dieser Londoner Tagung brachte die Tagung „Hydraulische Antriebe“ in Essen, im Dezember 1956, mehr eine Gesamtschau hydrostatischer und auch hydrodynamischer Leistungsübertragungen. Dabei wurde deutlich, daß man terminologisch zwischen einer Kraftübertragung, z. B. zu einem Arbeitszylinder, und einer ununterbrochenen Leistungsübertragung durch einen hydrodynamischen oder hydrostatischen Wandler unterscheiden sollte. Der meist für beide Fälle verwendete Begriff „Kraftübertragung“ läßt das nicht klar erkennen.

Die Essener Tagung brachte zwar nur wenig Spezielles für hydrostatische Schlepperantriebe, zeigte aber durch die derzeitige Verbreitung solcher Leistungsübertragungen bei Lokomotiven, großen Hafenkranen, Streckreduzierwalzwerken, Bergwerksförderhaspeln, Hubstaplern, Werktransportern usw., daß die bei Ackerschleppern befürchteten Probleme auf anderen Gebieten schon zufriedenstellend gelöst sind. Hier können dazu aber nur Einzelheiten erwähnt werden.

Hydrostatische Getriebe, aus Regelpumpe und gegebenenfalls auch regelbarem Ölmotor zusammengebaut, wurden bisher für übertragbare Leistungen von 100 W (Flugzeuganlagen) bis etwa 1500 PS pro Einheit in solchen Stückzahlen gebaut, daß ihre Betriebssicherheit in diesem Leistungsbereich als gesichert anzusehen ist (Thoma).

Mit der „Fein-Hydraulik“ werden im Werkzeugmaschinenbau hydraulisch die vielfältigsten Schalt-, Stell- und Regelaufgaben gelöst (Dürr, Fa. Heller).

Bei der Besprechung hydrodynamischer Wandler und Kuppelungen wurde auf die bessere Ausnutzung der Motorleistung bei solchen Wandlern im Vergleich zu Stufengetrieben hingewiesen. Außerdem liege die „Propellerkurve“ dieser Wandler mit drehzahlabhängiger Motorbelastung günstiger im Verbrauchskennfeld der Dieselmotoren als Stufengetriebe oder Generatorantriebe mit konstanter Drehzahl (Kugel, Fa. Voith; von Kienlin, Fa. Maybach).

Die Gesamtwirkungsgrade hydrostatischer Leistungsübertragungen kommen bei Leistungen bis 10 PS in weiten Grenzen des Betriebsbereichs schon an 80 % heran und bei großen Einheiten über 90 %. Bei linear wachsenden Abmessungen nehmen die übertragbare Leistung und der Preis im Quadrat, das Gewicht aber in der dritten Potenz zu. Im allgemeinen kann man die Pumpen und Motoren kurzzeitig um 100 % überlasten (Thoma jun.; Borowka, Fa. Saalman; Breuer, Fa. Mannesmann-Meer).

Zu diesem Bild als Zusammenfassung der beiden Tagungen ist als Abrundung noch zu erwähnen:

Von den vielen ausgeführten und vorgeschlagenen Ölpumpen- und Motoren-Bauarten haben sich die Kolbenzellenbauarten für Leistungsübertragungen als besonders günstig erwiesen, weil sie neben fertigungstechnischen Vorteilen die im Verhältnis zur Fördermenge geringsten Leckverluste haben. Im interessierenden Bereich ist heute ihr Antrieb auch mit den üblichen Dieselmotor-Drehzahlen möglich.

Der Preis einer hydrostatischen Leistungsübertragung kommt unter gleichen Fertigungsbedingungen heute angeblich an den vielstufigen Schleppertriebwerke heran. Durch das etwa konstante Verhältnis von übertragbarer Leistung und Preis ist es auch nahezu gleichgültig, ob man eine gegebene Leistung über jeweils eines oder mehrere Pumpen- und Motoren-Elemente überträgt.

Damit wird auch die wegen des über 4 : 1 liegenden Regelbereichs zur Diskussion gestellte zusätzliche Regelbarkeit der Ölmotoren wahrscheinlich vermieden werden können, weil man durch Leistungsverzweigungen und andere Schaltungen ähnliche Wirkungen erzielen kann. So ist auch eine bessere Anpassung des Übertragungsaufwandes an die jeweilige Liefer- und Bedarfskennung möglich.

Bei einem mittleren Gesamtwirkungsgrad von 80 % fallen rund 20 % der Eingangsleistung als Verlustwärme an, die so abzuführen ist, daß die Öltemperatur möglichst unter 60° C bleibt. Vergleicht man damit aber die vom Öl eines Diesel- oder Ottomotors über die Kurbelwanne abzuführende Wärme (bei allerdings größerem Temperaturgefälle), so ist ersichtlich, daß die Oberflächen eng zusammengebauter hydrostatischer Getriebe vielleicht nicht für die notwendige Kühlung ausreichen. Bei Einzelantrieb der Räder sowie bei günstiger Gestaltung und Anordnung der Behälter wird man aber meist ohne besonderen Kühler auskommen können.

Es sind auch Ölzusätze bekannt, wie z. B. Silikon-Öl, die das Abscheiden der Luft aus dem Öl begünstigen.

Eine automatische Regelung der Übersetzung, ggf. zusammen mit einer Regelung der Motordrehzahl, ist, verglichen mit den Regelaufgaben z. B. bei Werkzeugmaschinen, dadurch sehr einfach, daß der Betriebsöldruck als Regelgröße und vielleicht auch direkt als Arbeitsdruck für Stellzylinder und andere Regelorgane dienen kann.

Für die Entwicklung von Versuchsschleppern sind damit nicht nur hinreichend geeignete Regelpumpen und Ölmotoren sowie einfache Regeleinrichtungen praktisch listenmäßig greifbar, sondern auch Erfahrungen aus vergleichbaren Anwendungsgebieten vorhanden. Das läßt eine zielsichere und vielleicht schon in wenigen Schritten erreichbare Anpassung der Hydrostatik an den Schlepper zu.

Aus der hier nur knapp umrissenen heutigen Situation ergibt sich für den Ansatz von Entwicklungen als Schlußfolgerung:

Nachdem auch bei den mechanisch-stufenlosen Wandlern wesentliche Fortschritte erzielt wurden [5], werden bei Standardschleppern mit ihren kompakten Triebwerken wahrscheinlich die gestufte, die mechanisch-stufenlose und die hydrostatische Drehmomentwandlung miteinander konkurrieren können.

Der hydrostatische Einzelantrieb von Rädern und Geräten scheint dagegen für Geräteträger und Vierrad-Antriebsschlepper sowie Kettenschlepper besonders günstige Voraussetzungen zu bieten. Der Einzelantrieb der Ketten könnte nach englischer Ansicht schon bald verwirklicht werden, weil bei Baumaschinen der anfängliche Mehrpreis getragen werden könnte.

Bei den erwähnten Radschlepper-Bauarten und ihren denkbaren Kombinationen ist die Entwicklung aussichtsreich, obgleich es bis zur Serienfertigung eines preiswerten Aggregats vielleicht etwas länger dauert.

Dipl.-Ing. H. H. Coenenberg

Schrifttum:

- [1] Meyer, H. u. H. H. Coenenberg: Die Bedeutung einer hydrostatischen Leistungsübertragung für Ackerschlepper. *Landtechn. Forschung* 5 (1955) H. 1 S. 22/25.
- [2] Hamblin, H. J.: The Application of Hydrostatic Transmission to Tractors. *Journal of the I.B.A.E.* 12 (1956) Nr. 3 S. 10/28.
- [3] Gaus, H.: Schlepper mit hydraulischem Antrieb. *Landtechn. Forschung* 4 (1954) H. 4 S. 95.
- [4] —: Theoretical Investigation of Optimum Pressures in Aircraft Hydraulic Systems. W.A.D.C., Technical Report, 54-189.
- [5] Dittrich, O.: Ein stufenlos verstellbarer Umschlingungstrieb mit neuartiger Reibungskette. Tagung „Antriebsleistungen“ in Essen, 1956, *Konstruktion* 9 (1957) H. 1, S. 2/10.

INHALT

	Seite
Dr.-Ing. C. Dolling: Der Leistungsbedarf von Mähdreschern . . .	33
S. Persson: Eigenschaften des Reinigungsgutes in Mähdreschern	41
Prof. Dr.-Ing. G. Segler und Dr.-Ing. F. Wieneke: Untersuchungen an einem kombinierten Häckseldrusch- und Schneidgebläse	46
Dr. agr. G. Böttcher: Untersuchungen an Bodenfräsworkzeugen in einem Bodenkanal	50
Prof. Dr.-Ing. H. Heyde: Zur Bewertung der Streugenauigkeit von Düngestreuern	53
Aussprache: Die Übertragung der Meßergebnisse von Sechskomponentenpflügen auf angelenkte Pflüge	56
Rundschau: Zusatzlast oder Greifer?	59
Der hydrostatische Schlepperantrieb . . .	62

Herausgeber: Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Frankfurt am Main, Eschersheimer Landstraße 10, Fachgemeinschaft Landmaschinen im VDMA, Frankfurt am Main, Barckhausstraße 2 und Max Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik, Frankfurt am Main/Nied, Elsterstraße 57.

Hauptschriftleiter: Dr. H. Richarz, Frankfurt am Main, Eschersheimer Landstraße 10. Tel. 55 57 68 u. 55 44 71.

Verlag: Hellmut Neureuter, Wolfratshausen bei München. Tel. Ebenhausen 750. Inhaber: H. Neureuter, Verleger, Idking.

Verantwortlich für den Anzeigenteil: Ingeborg Schulz, Wolfratshausen.

Druck: Max Schmidt & Söhne, München 5, Klenzestraße 40-42.

Erscheinungsweise: Sechsmal jährlich.

Bezugspreis: Je Heft DM 4.— zuzüglich Zustellungskosten. Ausland DM 5.—.

Bankkonten: Kreissparkasse Wolfratshausen, Konto-Nr. 2382 u. Südd. Bank, München, Konto-Nr. 4636.

Postscheckkonto: München 832 60.

Anzeigenvertretung für Nordwestdeutschland und Hessen: Geschäftsstelle Eduard F. Beckmann, Lehrte/Hannover, Haus Heideck, Telefon 2209.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der photomechanischen Wiedergabe und der Übersetzung, vorbehalten.

Optimat

- ENDLICH VORGELOCHT
- VORGEKRÜMMT
- WINKELTREU
- ELASTISCH
- RAUMSPAREND
- STOSSFREI
- GERUSCHLOS
- WIRTSCHAFTLICH

OPTIMAT
Standardkeilriemen
nach DIN 2216
und Verbinder

OPTIMAT
Doppelkeilriemen
für Kreuz- und Mehrwellentriebe
und Verbinder

Deutsche Keilriemen-Gesellschaft m.b.H.
HANNOVER - HEINRICHSTRASSE 62
Lieferung durch den Fachhandel

V. S. LUDOWICZ

Landtechnik

IN ZAHLEN

ist eine neue Veröffentlichung, in der statistisches Zahlenmaterial über Landmaschinen und Acker-schlepper übersichtlich zusammengefaßt ist.

Das erste Heft zeigt die Entwicklung von 1950 bis Mitte 1956. Preis DM 3.80

Bestellungen erbeten an

Verlag Hellmut Neureuter
Wolfratshausen bei München

WUPPERMANN **STAHLLEICHTPROFILE für den Fahrzeugbau**