

Untersuchungen an einem Kartoffelroder mit zwei parallel angeordneten und gegeneinander schwingenden Sieben

Institut für Landtechnik, Stuttgart-Hohenheim

Bei Schwingsieb-Kartoffelrodern haben sich im Interesse eines guten Massenausgleiches gegenläufig schwingende Doppelsiebe eingeführt. Die Siebe werden im allgemeinen hintereinander angeordnet. Das Rodeschar zum Lostrennen und Anheben des Erd-dammes ist am vorderen Siebteil befestigt. Auf diese Weise soll die Förderung des Erddammes auf das anschließende Sieb erleichtert und der Zugleistungsanteil am gesamten Zugleistungsbedarf im Vergleich zum feststehenden Schar vermindert werden. Bei einer neueren Ausführung, die in den Jahren 1954 bis 1956 im Institut für Landtechnik der Landwirtschaftlichen Hochschule Hohenheim untersucht wurde, sind die beiden Siebteile parallel angeordnet¹⁾ (Bild 1 und 2). Die untersuchte Maschine hat ein geteiltes Rodeschar. Je eine Hälfte des Schares ist an den Siebteilen gelenkig befestigt. Schare und Siebe besitzen getrennte Antriebe. Der Antrieb der Schare erfolgt durch einen Kurbeltrieb, der Antrieb der Siebe durch eine Schwinde. So ergeben sich unterschiedliche Schwingbewegungen für die Schar- und Siebteile. Mit Hilfe der Untersuchungen sollte festgestellt werden, ob die Anordnung von parallel schwingenden Sieben und Scharen Vorteile gegenüber anderen bekannten Bauarten bietet.

In der Gesamtanordnung schien das Gerät durch seine verhältnismäßig einfache Bauart und Anbringungsweise am Schlepper zunächst Vorteile zu bieten. Die Dimensionen der Siebe waren allerdings so gewählt, daß sie infolge ihrer kleinen Arbeitsflächen nur für gut siebfähige Böden in Betracht kommen. Dadurch wird der Anwendungsbereich der Maschine stark eingegrenzt. Das Gerät wurde zunächst im Feldeinsatz untersucht. Auf Grund der gewonnenen Erfahrungen erfolgt ein Umbau. Mit dem umgebauten Gerät wurden weitere Versuche auf verschiedenen Böden durchgeführt.

Beschreibung der Maschine

Der Konstruktion lag die Idee zugrunde, einen besonders einfachen Schlepper-Anbausiebroder zu schaffen. Der Geräterahmen, der den Antrieb und die Lagerung der Schare aufnimmt, ist auf der Ackerschiene befestigt. Der Antrieb erfolgt von der Zapfwelle aus mit Keilriemen auf eine Kurbelscheibe mit stufenlos einstellbarem Hub. Durch eine Kurbel werden die Schare über einen Kreuzhebel in zwei um 180° phasenverschobene hin- und hergehende Bewegungen mit sinusförmigem Geschwindigkeitsverlauf angetrieben. Die beiden etwa 0,7 m langen Siebe sind mit den Scharen gelenkig verbunden und werden über eine Schwinde gesondert angetrieben. Bei einer Variante der Versuchsausführung wird die Schwingbewegung der Siebe durch einen Lenker gesteuert, der in einer Kulisse geführt wird. Die Schare sind durch Schnellverschlüsse mit dem Rahmen verbunden, damit andere Bodenbearbeitungswerkzeuge, wie beispielsweise Hackwerkzeuge und Häufelwerkzeuge, angebracht werden können.

Der Scharhub kann von 50 bis 130 mm stufenlos verändert werden. Bei einer Zapfwellendrehzahl von 540 U/min beträgt die Frequenz der Schare 9 Hz. Die Schare waren so angelenkt, daß der Schwingungswinkel φ des Werkzeuges zur Fahrtrichtung etwa 10° betrug (Bild 3). Während der Versuche wurde mit Fahrgeschwindigkeiten von etwa 1,5 bis 3 km/h gearbeitet.

Praktische Rodeversuche

Versuche mit diesem Gerät auf verschiedenen Böden zeigten unterschiedliche Arbeitserfolge. So konnten mit den kulissen-gesteuerten Sieben keine befriedigenden Ergebnisse erzielt werden. Wenn beispielsweise in einem schwer siebfähigen Boden gearbeitet

wurde, war die Siebbelastung so groß, daß die Siebe keine freien Schwingungen ausführen konnten. Unter dem Einfluß des Dammgewichtes legten sich die Lenker am Ende der beiden Kulissen an und machten statt der Schwingbewegung kreisförmige Bewegungen um den Scharrehpunkt. Wurde andererseits in einem gut siebfähigen Boden gearbeitet, dann kam das Siebsystem in Eigenschwingungen und erhöhte seine Frequenz, die für die Siebearbeit ungeeignet war. Mit den beiden anderen Anlenkungssystemen — Eigenantrieb der Siebe und Anlenkung derselben an den Scharhalter — wurden in gut siebfähigen Böden befriedigende Rodearbeiten erzielt.

Auf Grund dieser Erfahrungen und Beobachtungen schien es zweckmäßig, einen neuen Versuchsroder zu bauen, mit dem es möglich war, grundlegende Untersuchungen durchzuführen.

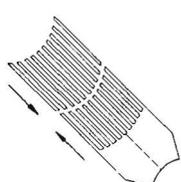
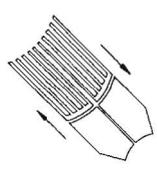
Schwingungsebene zur Fahrtrichtung		längs	
		Fahrtrichtung	
Symbol des Werkzeuges Schwingungsrichtung			
Übliche Bezeichnung		Schwingsieb — Kartoffelroder nach SACK	nach BURGKART 1950
Frequenz	Hz	8—12	5—9
Amplitude	mm	≦ 280	25—65
Fahrgeschwindigkeit	m/s	0,75—1,5	0,4—0,75
Art, Form und Zahl d. Einzelwerkzeuge		1 Schwingschar geteilt oder ungeteilt	2 selbstschwingende Teilscharen-Siebe
Größte Arbeitstiefe	mm	200	~200
Größte Arbeitsbreite	mm	625 bzw. 1250	625

Bild 1: Systematik von Schwingsieb-Kartoffelrodern

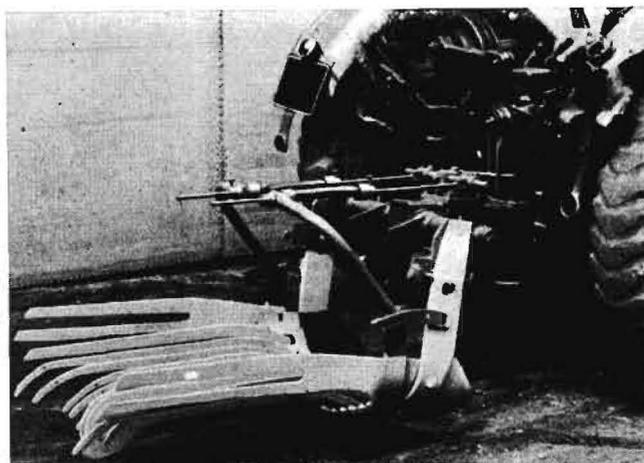


Bild 2: Anbau-Schwingsieb-Kartoffelroder, System Burgkart

¹⁾ Die Maschine wurde von Herrn Ing. M. BURGKART konstruiert und von einer Maschindefabrik in kleinen Serien gebaut. Die Messungen wurden unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. W. E. FISCHER-SCHLEMM† im Institut für Landmaschinen mit finanzieller Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft durchgeführt.

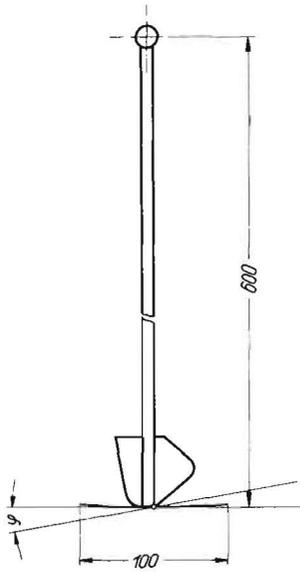


Bild 3: Schwingungsrichtung der Schare

Versuche mit einem abgeänderten Gerät

Das im Institut für Landtechnik gebaute Versuchsgerät wurde, wie Bild 4 und 5 zeigen, als Anhängemaschine ausgebildet. Das Drehmoment wird von der Schlepperzapfwelle über eine Gelenkwelle und ein Wechselgetriebe den Schwingscharen und -sieben zugeführt. Mit dem Wechselgetriebe lassen sich vier verschiedene Drehzahlen beziehungsweise Frequenzen der Werkzeuge erreichen. Die Amplitude der Schare kann stufenlos von 25 bis 65 mm eingestellt, der Schwingungswinkel φ von 0 bis 30° verändert werden.

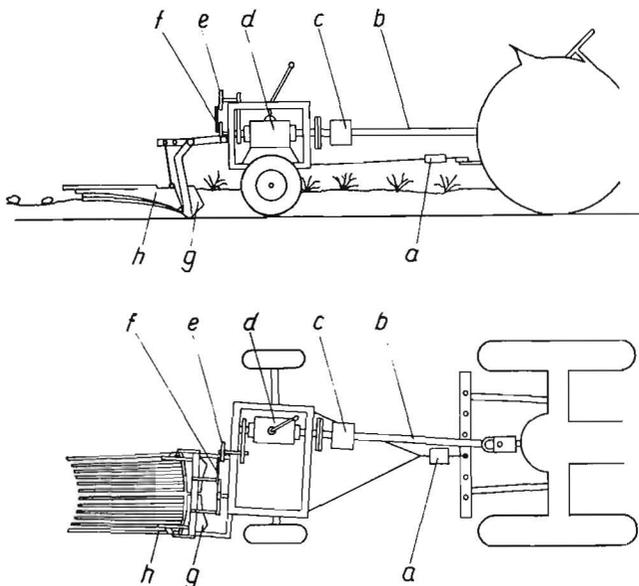


Bild 4: Schematische Darstellung der Versuchsmaschine

a) Zugkraftmesser, b) Gelenkwelle, c) Drehmomentenmeßgerät, d) Wechselgetriebe, e) Kurbel, f) Schwinge, g) Schwingschar, h) Schwingrost

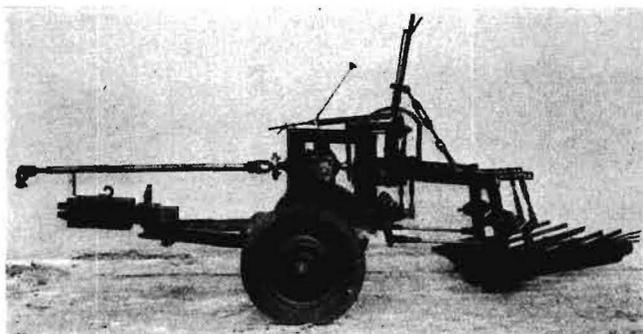


Bild 5: Versuchsroder

Die Massen werden weitgehend durch die um 180° phasenverschobenen hin- und hergehenden Bewegungen mit sinusförmigem Geschwindigkeitsverlauf der beiden Schare und Siebe ausgeglichen. Die Bewegungsbahn der Siebe kann durch Änderung der Anlenkung in den notwendigen Grenzen verstellt werden. Der Geräterahmen mit den Werkzeugen wird in einem Winkel von etwa 5° schräg zur Fahrtrichtung gestellt, damit beim nachfolgenden Arbeitsgang keine Kartoffeln überfahren werden. Zur Bestimmung der Schwingungsleistung wurden das Antriebsdrehmoment und die Drehzahl elektrisch gemessen. Die Zugkraft ist unter Berücksichtigung des Fahrwiderstandes vom Versuchsgerät durch einen Zugkraftmesser, der zwischen Schlepper und Anhängergerät eingebaut war, gemessen worden. Der Kartoffeldammquerschnitt betrug nach Ausbringung und Pflege der Saat mit Vielfachgeräten durchschnittlich 6 bis 7 dm².

Nach verschiedenen Tastversuchen konnten im Hinblick auf die Funktion, Arbeitsgüte und Leistungsbedarf die günstigsten Kenndaten des Schwingsieb-Kartoffelroders ermittelt werden. Es zeigte sich, daß es nicht notwendig ist, die beiden Siebe gesondert anzutreiben. Vielmehr wird durch die Anlenkung der Siebe in der Nähe des Schardrehpunktes eine Art schwingendes Doppelkurbelgetriebe gebildet, mit welchem ähnliche Schwingungskurven der Siebe erzielt werden können. Durch Wahl verschiedener Anlenkungspunkte konnte die Vertikalkomponente des Hubweges der Siebenden verändert und damit der Siebfähigkeit der Böden weitgehend angepaßt werden. Die Bewegung der um 180° phasenverschobenen schwingenden Siebe war nun dergestalt, daß beim Vorwärtshub des Schares das Sieb nach unten ging und somit den Gutstrom nicht hemmte. Optimale Werte in Bezug auf den Arbeitserfolg und die Leistungen wurden bei einem Schwingungswinkel von 10°, einer Frequenz von 5 Hz und einer Amplitude von 50 mm erzielt. Die Fahrgeschwindigkeiten wurden im Bereich von 1,5 bis 2,7 km/h verändert. Eine höhere Fahrgeschwindigkeit ist ohne Erhöhung der Frequenz der Maschine nicht möglich. Der Schwingungsleistungsbedarf würde dann schnell ansteigen, und die Festigkeit der Maschine müßte verstärkt werden. Das ist aus Gründen der Wirtschaftlichkeit ein wesentlicher Nachteil. Die praktischen Rodearbeiten auf mittelschweren bis schweren Böden zeigten unbefriedigende Ergebnisse. Die Siebfläche reichte für schwer siebfähige Böden nicht aus, um alle Knollen auszusieben. Eine Vergrößerung der Siebfläche war deshalb nicht möglich, weil durch die Erhöhung der Schwingmassen die Massenbeschleunigungsmomente zum „Schlingern“ der Werkzeuge in horizontaler Richtung führten. Dagegen wurden in sandigen, siebfähigen Böden zufriedenstellende Ergebnisse erzielt (Bild 6). Ein starker Kraut-



Bild 6: Rodearbeit mit dem Versuchsroder in gut siebfähigem Sandboden

bestand und vergraste Kartoffeldämme wirken sich auch hier ungünstig auf die Siebung aus. Versuche mit anderen schwingenden Bodenbearbeitungswerkzeugen zu diesem Gerät wurden nicht durchgeführt.

Die Schwingungsbahn

Unter vereinfachender Annahme einer geradlinigen Schwingungsbewegung der Schare beschreibt das Werkzeug im Boden bei sinusförmigem Verlauf der Schwingungsgeschwindigkeit eine schrägliegende Sinus-Schwingung. In Bild 7 sind die Schwingungsbahnen der Schare bei einer Frequenz von 5 Hz, einer Amplitude von 50 mm, einem Schwingungswinkel von 10° und einer Fahrgeschwindigkeit von 0,417 und 0,75 m/s aufgezeichnet. Die Form der Schwingungsbahnen ändert sich bei den Versuchen in diesem Bereich. Die Werte für die Schwingungsbahnen sind in bekannter Weise ermittelt worden. Es ergibt sich bei einer Fahrgeschwindigkeit v_f des Gerätes und einer Frequenz f der Schare eine Schwingungslänge l von:

$$l = \frac{v_f}{f} \text{ [m]} \quad \begin{matrix} v_f \text{ in [m/s]} \\ f \text{ in [1/s; Hz]} \end{matrix}$$

Die Schwingungshöhe h errechnet sich auf der Amplitude A und dem Schwingungswinkel φ zu:

$$h = 2 A \sin \varphi \text{ [m]}$$

Die Richtung der Hubbewegung im Wendepunkt der Schwingungsbahn wird:

$$\text{ctg } \beta = \frac{l}{h \cdot \pi} - \text{ctg } \varphi$$

Zu Beginn und am Ende der Schwingungsperiode wird die Richtung der Bewegung:

$$\text{ctg } \alpha = \frac{l}{h \cdot \pi} + \text{ctg } \varphi$$

Die Umkehrpunkte der Schwingungsbahn erhält man, wenn man die Amplitude A an den Punkten $\frac{1}{4}l$ und $\frac{3}{4}l$ unter dem Winkel der Schwingungsrichtung aufträgt.

Der Leistungsbedarf

In Bild 8 ist der Leistungsbedarf über der Fahrgeschwindigkeit und damit dem Durchsatz des Schwingschar-Kartoffelrodgers in einem gut siebfähigen Sandboden aufgetragen. Die Drehleistung beträgt im Leerlauf bei einer Frequenz von 5 Hz und einer Amplitude von 50 mm der Schare mit angelenkten Sieben 1,5 PS. Die Arbeitsleistung steigt mit zunehmendem Durchsatz linear an. Sie beträgt bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 km/h etwa 2,7 PS, bei 2,7 km/h etwa 3,8 PS. Während der Untersuchungen wurden

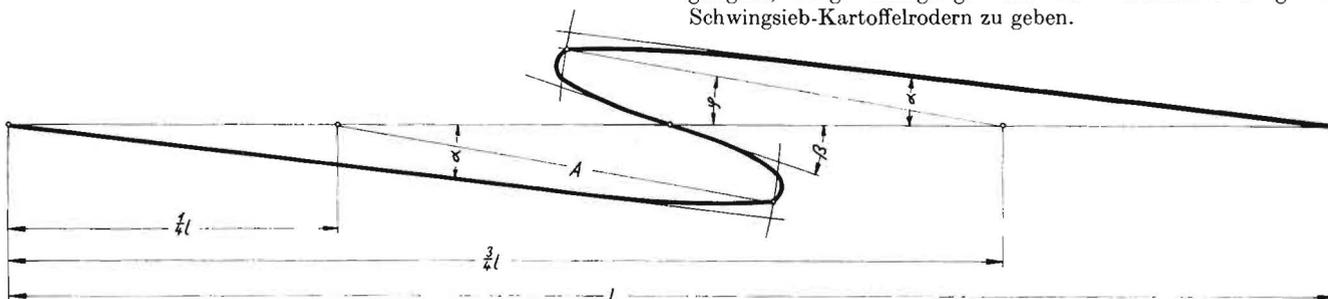
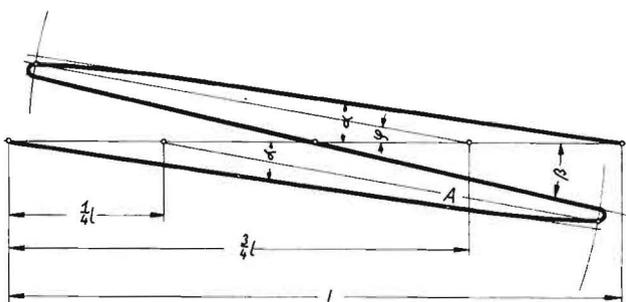


Bild 7: Schwingungsbahnen eines Schares bei Fahrgeschwindigkeiten von 0,417 (oben) und 0,75 m/s (unten)
Frequenz: 5 Hz, Amplitude: 50 mm, Schwingungswinkel: 10°

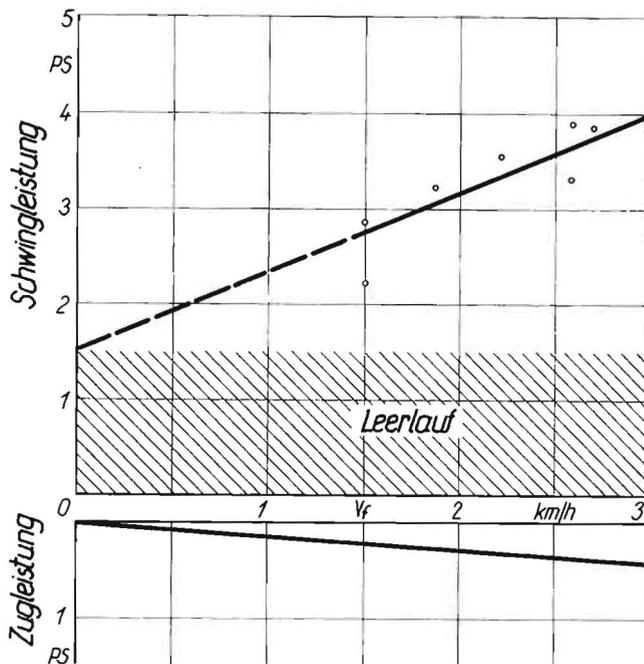


Bild 8: Leistungsblanz des Schwingsieb-Kartoffelrodgers auf gut siebfähigem Sandboden

Frequenz: 5 Hz, Schwingungswinkel: 10° , Amplitude: 50 mm, Arbeitstiefe: 200 mm

nach Abzug des Rollwiderstandes des Versuchsgerätes bei Fahrgeschwindigkeiten zwischen 1,5 und 2,7 km/h mittlere Zugkräfte von nur 30 kg gemessen. Das ergibt einen Zugleistungsbedarf von 0,17 bzw. 0,3 PS. Der Gesamtleistungsbedarf des Schwingsieb-Kartoffelrodgers beträgt bei Fahrgeschwindigkeiten von 1,5 bis 2,7 km/h etwa 2,9 bis 4,1 PS. Gegenüber Kartoffelrodern mit feststehenden Scharen liegt der Gesamtleistungsbedarf höher. In beiden Fällen genügt aber trotzdem etwa die gleiche Motorleistung, weil bei Schwingsiebrodern die Zugkraft und damit die Schlupfverlustleistung an den Schlepperrädern geringer ist.

Zusammenfassung

Mit dem im Institut für Landtechnik gebauten einreihigen Schwingsieb-Kartoffelroder wird in siebfähigen und unkrautfreien Sandböden eine befriedigende Arbeit erzielt. Auf anderen Böden reichen die gewählten Siebmessungen nicht aus. Bei einem Schwingungswinkel von 10° , einer Frequenz von 5 Hz und einer Amplitude von 50 mm konnten bei Fahrgeschwindigkeiten von 1,5 bis 2,7 km/h optimale Arbeitserfolge und geringe Zugkräfte erreicht werden. Der Zugleistungsbedarf wird durch das Schwingschar gegenüber einem feststehenden Schar wesentlich herabgesetzt. Der Gesamtleistungsbedarf liegt aber höher. Der Mehrbedarf ist jedoch gering und wird durch die Einsparung an Schlupfverlustleistung an den Schlepperrädern kompensiert. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit wäre eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit erforderlich. Dies ist aber mit Rücksicht auf die Festigkeit und den Leistungsbedarf der Maschine nicht möglich.

Obwohl die gewonnenen Untersuchungsergebnisse nur im begrenzten Umfang allgemeine Bedeutung haben, sind sie jedoch geeignet, einige Anregungen für die Weiterentwicklung von Schwingsieb-Kartoffelrodern zu geben.

Résumé

Walter E. Fischer-Schlemmf and Eberhard Moser: "Some Investigations on a Potato-Digger with Two Parallel, Counter-swinging Screens."

Satisfactory results were obtained from a potato-digger with swinging screens operating on an easily-screened, sandy, weed-free soil. The digger was built by the Agricultural Engineering Institute. The dimensions of the screen did not prove to be satisfactory when the digger was operating on other types of soils. With the screen oscillating through an arc of 10° at a frequency of 5 cycles and an amplitude of 50 mm and the digger moving forward at speeds ranging from 1,5 km p h to 2,7 km p h (.94 m p h to 1.69 m p h), excellent results were obtained. Tractive power requirements are considerably reduced when the oscillating share is arranged so as to work opposite to the fixed share. The increase in power requirements with such an arrangement of shares is small and is compensated by the saving in power resulting from the reduction in slip of the tractor wheels. An increase in the speed of the digger over the ground is to be desired from the point of greater efficiency. However, the stability and output of the machine render this impossible.

Although the results obtained from these investigations have only a limited field of application at the present time, nevertheless, they have in them many suggestions and ideas for the development of future potato diggers with swinging of oscillating screens.

Walter E. Fischer-Schlemmf et Eberhard Moser: Recherches sur les arracheuses de pommes de terre à deux grilles disposées dans un plan parallèle et oscillant l'une contre l'autre.

L'arracheuse de pommes de terre à grilles oscillantes un rang construite dans l'Institut pour la Technique Agricole, donne un travail satisfaisant sur des terres sableuses facilement tamisées et exemptes de mauvaises herbes. Pour un travail sur d'autres terres, les dimensions des grilles ont été insuffisantes. On a pu obtenir des rendements optimum et des efforts de traction minimum dans les conditions

suyvantes: angle d'oscillation de 10° , fréquence de 5 Hz, amplitude de 50 mm et vitesse de déplacement de 1,5 à 2,7 km/h. En employant des grilles oscillantes au lieu de grilles fixes, on peut abaisser considérablement la puissance de traction nécessaire. Cependant la puissance totale requise est plus élevée. Le surplus de puissance est cependant minime et est compensé par l'économie de la puissance absorbée par le glissement des roues de tracteur. Une augmentation de la vitesse de déplacement serait nécessaire si l'on veut travailler dans des conditions rentables. Ceci n'est pas possible en considération de la résistance mécanique de la machine et de la puissance requise.

Bien que les résultats de ces recherches n'aient qu'une signification générale limitée, ils sont cependant susceptibles d'inviter à d'autres études d'arracheuses de pommes de terre à grilles oscillantes.

Walter E. Fischer-Schlemmf y Eberhard Moser: «Ensayos con una arrancadora de patatas con dos cribas paralelas, de oscilación opuesta.»

Con la arrancadora de patatas de criba oscilante de una hilera construida en el Instituto Técnico de Agricultura, de consiguen resultados satisfactorios en terreno arenoso, de estructura que permita el empleo de cribas y que estén libres de mala hierba. En terrenos de otra clase no bastan las dimensiones empleadas de la criba. Los resultados más favorables y los esfuerzos de tracción más reducidos han podido conseguirse con un ángulo de oscilación de 10° , una frecuencia de 5 c/s, amplitud de 50 mm y con velocidades de marcha de 1,5 a 2,7 km/h. El esfuerzo de tracción se reduce bastante, empleando una reja oscilante en vez de una reja fija, siendo en cambio el esfuerzo total más elevado. Sin embargo, la diferencia es insignificante, quedando compensada además por el ahorro del esfuerzo de resbalamiento perdido en las ruedas del tractor. Para aumentar la racionalidad del trabajo, sería necesario un aumento de la velocidad de marcha, lo que resultaría imposible con respecto a la resistencia de la máquina y la potencia necesaria.

Si bien las investigaciones han dado resultados de una importancia muy limitada, pueden dar ciertas sugerencias para el desarrollo de arrancadoras con cribas oscilantes.

Ernst Mewes:

Berechnung der Druckverteilung an Stroh- und Heupressen

Institut für landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

In verschiedenen früheren Untersuchungen [1÷7] wurden die zu den einzelnen Raumgewichten des Preßgutes Stroh, Heu und anderen Gütern gehörenden Kolbendrucke festgestellt. In den Strangpressen können die Raumgewichte der Ballen durch verschiedene Einstellungen des Preßkanals geändert werden. Es ergeben sich aber für eine Einstellung auch ganz verschiedene Ballenraumgewichte, je nach der Feuchtigkeit des Preßgutes.

Nun sollten in Abhängigkeit von verschiedenen erfaßten Materialkonstanten die Drücke für verschiedene Preßkanäle und Ballenauswurfleitungen bei den jeweiligen Einstellungen vorausberechnet werden können. ALFEROW hat in einer Arbeit [8] entsprechende Rechnungen wiedergegeben. Seine Ergebnisse stimmen mit von ihm angegebenen experimentellen Ergebnissen einigermaßen überein. Leider ist, wie im folgenden Abschnitt gezeigt wird, in den Zahlenrechnungen in [8] ein Dezimalfehler enthalten, nach dessen Beseitigung die Ergebnisse dieser theoretischen Rechnungen nicht mehr mit den experimentellen in Übereinstimmung zu bringen sind.

ALFEROW hat die für die Zusammenhänge zwischen Formänderungen und Spannungen geltenden Gesetzmäßigkeiten eingeführt, die unter der Voraussetzung der Gültigkeit des HOOKESCHEN Gesetzes stimmen. Dabei sind für das Material überall im Kanal einheitliche Werte für den Elastizitätsmodul und für die POISSONSCHEN Querausdehnungszahl eingesetzt. Es liegt den Rechnungen von ALFEROW die Voraussetzung zugrunde, daß auch für strohartige Materialien die Spannungen den Formänderungen proportional sind. Plastische Eigenschaften des Materials wurden nicht erwähnt. Die Abweichungen der Wirklichkeit sind demgegenüber sehr groß. Nachdem im folgenden dann die Gesetzmäßigkeiten beim Pressen von Stroh, Heu und anderen Gütern angeführt sind, werden in einem späteren Abschnitt entsprechende nichtlineare Deformationsgesetze verwendet, wofür die Drücke in Abhängigkeit von den Verengungen des Preßkanals mit den Materialbeiwerten (u. a. den

Reibungszahlen) errechnet werden. Der Vergleich mit den vorhandenen Meßergebnissen stimmt bei diesen nichtlinearen Rechnungen viel besser. Das gilt sogar für einfache Näherungen, die vor den ausführlichen nichtlinearen Rechnungen gebracht werden.

Bezeichnungen

a	Höhe des Preßkanals am Anfang
a_m	mittlere Höhe des Preßkanals (Gl. 11)
a_r	örtliche Höhe des Preßkanals (Bild 1)
b	Breite des Preßkanals
c	Konstante in (17, 18)
c_r	Konstante des Preßgutes (22)
d	Konstante des Preßgutes (27, 31)
f, g, h, j	(mit Klammern dahinter) Funktionsausdrücke
k	(100)
l	jeweilige Höhe des Preßraums im Preßtopf
l	Länge des Preßkanals
l_0	Angangslänge des Gutes (34—36)
l_u	Gesamthöhe des Preßtopfes
m	Konstante des Preßgutes (17 ff.)
p_x, p_y, p_z	Drücke in den Richtungen x, y, z (Bild 1)
p_x^*	(24)
p_y	(19)
p_k	(23)
p_e	Längsdruck am Ende des Kanals
p_0	Druck auf den Kolben (Höchstdruck)
p_0^*	(20)
x	Koordinate in Preßrichtung
y	Koordinate in der Richtung von a
z	Koordinate in der Richtung von b
$A, B, C, D,$ F, G, H	Konstante in den Differentialgleichungen bzw. Lösungen für den Druckverlauf
A_0	(74 ff.)
$B_1, B_2 \dots$	(109, 115, ...)