

Von der Bodenfräse zum Gartenschlepper

Von W. G. MANHARDT, Wutha (Thür.)

DK 029.1-42

Nachdem durch den neuen Geräteträger RS 08/15 „Maulwurf“ als Vielweckschlepper für Pflanzenpflege und andere leichte Feldarbeiten sich die hier bisher bestehende Lücke in der Motorisierung der Landtechnik zu schließen beginnt, muß nun auch die Forderung der Gartenbauer nach einem solchen Universal-Motorfahrzeug erfüllt werden. Die besonderen Arbeitsbedingungen im Gartenbau weisen dabei die Entwicklungstendenzen in Richtung des Einachsschleppers. Im nachfolgenden wird die Notwendigkeit dieses Kurses sowohl von der Konstruktion als auch der arbeitstechnischen Seite her beleuchtet. Vieles in diesem Aufsatz regt zur Diskussion an. Wir bitten unsere Leser, unsere Zeitschrift hierfür zu benutzen, damit die Aussprache recht umfassend wird. Die Redaktion

So wie für bestimmte Aufgabengebiete der Feldwirtschaft die motorisierte Feldmaschine den Selbstweckschlepper vergangener Jahre verdrängte und z. B. im Hackschlepper RS-30, im Geräteträger RS-08/15 oder in vielen anderen Modellen Form und Gestalt erhielt, wird auch im Großgartenbau die bisherige Bodenfräse größerer Leistung dem „Allzweck-Einachsschlepper“, kurz „Gartenschlepper“, weichen müssen. Eine engere Verbindung zwischen Schlepper und Arbeitsgerät, der Übergang vom „Stundeneinsatz der Bodenfräse“ zum „Jahreseinsatz des Gartenschleppers“, die Notwendigkeit größerer Einsatzmöglichkeiten, der Arbeiterleichterung und des geringeren Arbeitskräftebedarfs, bei dennoch höheren Leistungen und damit besserer Wirtschaftlichkeit, zwingt zu neuen Einachsschlepper-Konstruktionen.

Ist z. Z. die Tendenz nach vielseitigerem Einsatz der bekannten Bodenfräse bereits auf breiter Basis fühlbar, so sei dabei festgestellt, daß alle Bestrebungen in dieser Richtung an der Beibehaltung der Nur-Lenkbremsen bzw. Triebradkupplungen, d. h. also mit der Verwendung der reinen Karrensteuerung scheitern müssen, zumal wenn größere Arbeitsbreiten erzielt werden sollen.

Starr am Schlepperheck angeordnete, ausladende Werkzeuge schwenken bei dieser Konstruktion stets mit Beginn der Steuerkorrektur entgegengesetzt dem Steuereinschlag aus, während pendelnd aufgehängte nicht nur in gleicher Weise reagieren, sondern darüber hinaus auch noch den Nachteil der labilen Führung zu eigen haben. Eine ausgleichende Zusatzsteuerung erfordert einen zweiten Bedienungsmann oder, sofern diese vom Schlepperführer gleichzeitig mit der Schleppersteuerung bedient werden soll, seine laufende Blickwinkeländerung, die auf die Dauer, besonders aber bei Arbeiten auf Wechselböden oder am Hang, körperlich einfach nicht durchgehalten werden kann und zu mangelhafter Arbeit bzw. Leistungsminderung führen muß. Selbst eine zweireihige Bearbeitung kann nur unter bestimmten Voraussetzungen Erfolge nachweisen. Gleich ungünstig liegen die Verhältnisse bei Transportarbeiten, die nun einmal in Großgartenbaubetrieben bis 35% der Gesamtarbeiten ausmachen und bei Einachsschleppern mit Triebradkupplungen oder dergleichen kein flüssiges Steuern gestatten, ja sogar bei Abwärts-Kurven-Fahrten durch die Schubwirkung des Hängers auf das jeweils leerlaufende ausgekuppelte bzw. nicht abgebremste Rad zum Ausbrechen des Schleppers, und zwar entgegengesetzt der zu fahrenden Kurve führen (Bild 1).

Gleich nachteilig wirkt sich ein einseitig arbeitendes Triebrad in lockerem Boden, z. B. beim Pflanzensetzen aus; wird doch im Moment des Steuerschaltens die anfallende Motorleistung von nur einem Triebrad übertragen, das mit $G/2$ einen entsprechenden Adhäsionsdruck aufzuweisen hat. Das bedeutet unweigerlich ein Eingraben des Triebrades, sofern die Zughakenleistung den oberen Grenzwert erreicht. Mit dieser Betrachtung kommt man gleichzeitig auf den wesentlichen, den Allzweck-Einachsschlepper und die übliche Bodenfräse kennzeichnenden Unterschied. Lag der Schwerpunkt letzterer Baumuster beim Pflügen und Fräsen, so verlagert er sich beim Gartenschlepper zusätzlich zu den Boden-, Saat-, Pflanzenpflege-, Transportarbeiten und der Schädlingsbekämpfung hin. Und da sprechen nun unsere Bodenkundler, die am liebsten

mit „sammetweichen Pfötchen“ über das Land „huschen“ möchten, ein gewichtiges Wort mit, das allerdings in seiner realen Auswirkung leider im krassen Gegensatz zur Forderung nach leistungsgerechter Zugarbeit eines leichten Schleppers steht. Und dennoch gilt es, diese Fragen zu lösen.

Ein Vergleich verschiedener, bekannter Bodenfräsen und Kleinschlepper läßt klar erkennen, daß das Gewicht/PS (wenn

Tafel 1

	kg	PS	kg/PS
Holder . . .	360	9	40
Atlas . . .	390	8,5	46
Bungartz . .	460	11	42
Hansa . . .	450	10	45
Monax . . .	480	10	48
Unitrak . . .	785	12	65
Allgaier . . .	750	12	62
Deutz . . .	830	11	75

auch nicht allein entscheidend) bei den Fräsen mit 40 bis 50 kg/PS weit unter dem der sogenannten Kleinschlepper mit rd. 75 kg/PS liegt und damit an die Größenordnung von 55 kg/PS der amerikanischen Schlepper herankommt, denen aber für reine Transportarbeiten der Lastkraftwagen zur

Seite steht. Es darf also unter keinen Umständen das Einachsschleppergewicht zugunsten einer möglichst hohen Zugleistung und damit zum Nachteil der Pflegearbeiten, besonders auf druckempfindlichen Böden, erhöht werden; denn schließlich soll gerade bei diesen der Gartenschlepper „leichtfüßig“ durch die Reihen fahren.

Von der spezifischen Flächenpressung der Pferdehufe ausgehend, die vom Gartenschlepper nicht überschritten werden sollte, ergibt sich unter Zugrundelegung vorangegangener Überlegungen und in Anwendung auf eine später zu behandelnde Gartenschlepper-Ausführung nachstehende statische und dynamische Charakteristik.

Verlangt:

Sporn-Raddruck ≈ 110 kg,
Triebraddruck ≈ 405 kg.

Gegeben aus Konstruktion:

die einzelnen Baugruppengewichte und deren Schwerpunktlagen

Angenommen:

Fahrgewicht 75 kg.

Zeichnerische Ermittlung der Stützwiderstände = Raddrücke (Bild 2):

$G_h \approx 111$ kg
 $G_v \approx 415$ kg
 $G_R \approx 526$ kg; mit Fahrer.

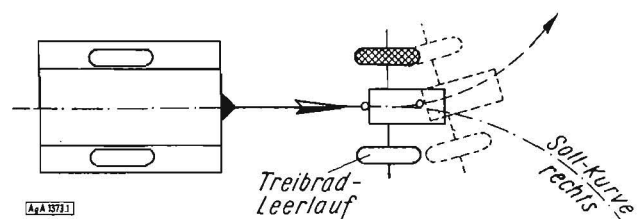


Bild 1. Schlechte Bremsen des Hängers, schwache oder wenig schnell reagierende Schlepperführer unterstützen das „Ausbrechen“ des karrengesteuerten Einachsschleppers

Rechnerische Kontrolle

Nach der Gleichgewichtsbedingung für die Vorderachse wird

$$G_R = G_h + G_v$$

$$G_v \cdot l_1 = G_R \cdot (l_1 - l_2)$$

$$G_v = \frac{G \cdot (l_1 - l_2)}{l_1} = \frac{526 \cdot (1,9 - 0,39)}{1,9}$$

$$G_v = 416 \text{ kg.}$$

Nach der Gleichgewichtsbedingung für die Hinterachse wird

$$G_h \cdot l_1 = G_R \cdot l_2$$

$$G_h = \frac{G_R \cdot l_2}{l_1} = \frac{526 \cdot 0,39}{1,9}$$

$$G_h = 190 \text{ kg.}$$

Bei einem Kopflastmoment von

$$G_{vs} \cdot l_3 < G_h \cdot l_1$$

$$160 \cdot 0,42 \leq 110 \cdot 1,9$$

$$67 \text{ mkg} = \leq 205 \text{ mkg.}$$

Verbleiben nach Abzug des Fahrergewichtes zugunsten der Standsicherheit

$$G_{hM} \cdot l_1 = G_{vs} \cdot l_3$$

$$G_{hM} = \frac{G_{vs} \cdot l_3}{l_1} = \frac{67}{1,9}$$

$$G_{hM} = 35 \text{ kg} (= 110 - 75).$$

Daraus folgert:

$$\text{Zugkraft } Z_i = 416 \cdot 0,5 = 208 \text{ kg}$$

$$F_v = 416 \cdot 0,035 = 14,0 \text{ kg; } F_h = 110 \cdot 0,035 = 4,0 \text{ kg}$$

$$F = F_v + F_h = 14,0 + 4,0 = 18,0 \text{ kg}$$

$$Z_{\text{eff}} = Z_i - F = 208,0 - 18,0 = 190 \text{ kg}$$

Haftreibungsziffer für Teerstraße = 0,5
Fahrwiderstandskoeffizient = 0,035.

Bei einer Geschwindigkeit von $v_0 = 3 \text{ m/s}$ ist die theoretische Zugleistung am Haken

$$N_{zo} = \frac{190 \cdot 3}{75} = 7,6 \text{ PS.}$$

Für den Fahrwiderstand

$$N_F = \frac{18 \cdot 3}{75} = 0,7 \text{ PS.}$$

Angenommen, es sollen 2500 kg Anhängelast bewegt werden, so benötigt man hierfür, bei einer Fahrwiderstandsziffer für den Anhänger von 0,05

$$2,500 \cdot 0,05 = 125,0 \text{ kg Zugkraft}$$

$$\text{oder } \frac{125 \cdot 3}{75} = 5,0 \text{ PS.}$$

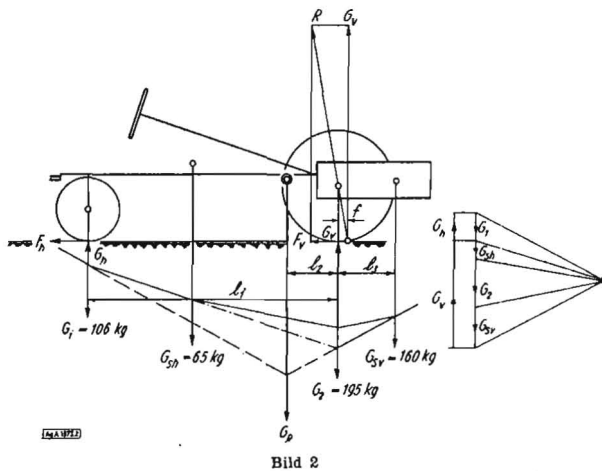


Bild 2

In der theoretischen Zugleistung $N_{zo} = 7,6 \text{ PS}$ ist also eine Kraftreserve von

$$7,6 - 5,0 = 2,6 \text{ PS} (= \text{rd. } 30\%)$$

zum Anfahren und zur Überwindung äußerer Wegeeinflüsse für Steigungen, Beschleunigung usw. enthalten.

Die aufzuwendende Nebenleistung beträgt somit bei 10 km/h oder $v_0 = \text{rd. } 3,0 \text{ m/s}$

$$N_N = \frac{P \cdot v_0}{75} = \frac{208 \cdot 3}{75} = 8,3 \text{ PS.}$$

und bei einem Wirkungsgrad des Getriebes und der Lagerstellen von η insgesamt = 0,8

$$M_{Mh} = 8,3 \approx 10,0 \text{ PS.}$$

Untersuchung der Steigfähigkeit

Gefordert:

- 1000 kg Zuglast
- 8% Steigung; $\sin \alpha = 0,09$; $\cos \alpha = 0,99$ Steigungs- $\alpha = 5^\circ$
- $G_R \cdot \sin \alpha = 526 \cdot 0,09 = 47,0 \text{ kg}$
- $G_R \cdot \cos \alpha = 526 \cdot 0,99 = 520,0 \text{ kg.}$

Für den Anhänger gilt:

$$Z_A = G_A \cdot \mu + G_A \cdot \sin \alpha = G_A \cdot (\mu + \sin \alpha)$$

$$Z_A = 1000 (0,03 + 0,09) = 120,0 \text{ kg.}$$

Mithin beträgt die vom Schlepper aufzubringende Zughakenkraft

$$Z_{\text{Steigung}} = 120 + 14 (F_v) = 134,0 \text{ kg.}$$

Nach der zeichnerischen Ermittlung der Stützkräfte (Bild 3) und der Lage und Größe der Resultierenden G_R wird:

$$\sum M_A = B \cdot l_1 + G_R \sin l_1 - G_R \cos \alpha (l_1 - l_2) + Z_{\text{Stg}} \cdot l = 0$$

a) umgeformt in die Vorderachs-Stützskraft:

$$B = \frac{-G_R \sin \alpha \cdot l + G_R \cos \alpha (l_1 - l_2) - Z_{\text{Stg}} \cdot l}{l_1}$$

$$= \frac{-47 \cdot 0,5 + 520 \cdot (1,9 - 0,39) - 134 \cdot 0,5}{1,9}$$

$$B = 365 \text{ kg;}$$

b) folglich die Spornrad-Stützskraft (aus der Summe aller Vertikalkräfte)

$$A + B - G_R \cos \alpha = 0$$

$$A = G_R \cos \alpha - B = 520 - 365$$

$$A = 155 \text{ kg;}$$

c) und die Treibkraft (aus der Summe aller Horizontalkräfte)

$$T - Z - G_R \cos \alpha = 0$$

$$T = Z_{\text{Stg}} + G_R \cos \alpha = 134 + 47 = 181 \text{ kg.}$$

Die zeichnerische Kontrolle ergibt für

$$A = 155 \text{ kg; } B = 365 \text{ kg; } P = 406 \text{ kg; } T = 180 \text{ kg.}$$

Es ist also genügend Sicherheit für die Haftfähigkeit bzw. Überwindung äußerer Wegeeinflüsse vorhanden, zumal bei aufgesetztem, kopflastigem Einachshänger mit der Erhöhung des Triebdrucks die Zughakenleistung steigt. Wenngleich nicht außer acht gelassen werden darf, daß bei Frontantrieb mit wachsendem Drehmoment der Achsdruck, d. h. das Adhäsionsgewicht, geringer wird.

Ist der Zugkraftbedarf beim Fräsen schwankend, bei sonstigen Pflegearbeiten gering, so verlangt das Pflügen ein Umsetzen der ganzen Motorkraft in Zugkraft.

Ob nun der Gartenschlepper auch beim Pflügen Verwendung finden soll oder nicht, sei hier nicht weiter entschieden. Die anschließende Betrachtung aber wird Aufschluß über das Ja oder Nein dieser Frage geben.

Ein Kulturkörper angemessener Größe hat bei

- a) 30 cm Arbeitstiefe einen Arbeitsquerschnitt von rd. 7,5 dm²
- b) 20 cm „ „ „ „ „ 5,0 „
- c) 15 cm „ „ „ „ „ 4,0 „
- d) 10 cm „ „ „ „ „ 2,5 „

Der mittlere Widerstand je Körper bzw. Körperpaar beträgt — bei $k_{\text{Lehm}} = \text{rd. } 50 \text{ kg/dm}^2$ —

- a) 1 Körper Tiefpflügen $7,5 \cdot 50 = 375 \text{ kg}$,
- b) 1 „ „ $= 5,0 \cdot 50 = 250 \text{ kg}$,
- c) 1 „ Saatkfurche $= 4,0 \cdot 50 = 200 \text{ kg}$,
- d) 2 „ Schälern $= 2,5 \cdot 50 \cdot 2 = 250 \text{ kg}$.

Die Arbeitsleistung ist demnach bei a)

$$N_{\text{Zughaken}} = \frac{375 \cdot 1,0}{75} = 5,0 \text{ PS}; \quad v_0 = 3,6 \text{ km/h}$$

$$\frac{(416 \cdot 0,025) \cdot 1,0}{75} = 0,14 \text{ PS Fahrwiderstand}$$

ges. Leistungsaufwand $Z_i = 5,14 \text{ PS}$.

Eine Kontrolle nach Prof. Pöhls für die Kraftaufwände und Leistungen, wobei für den Fahrwiderstandskoeffizienten 0,015 bis 0,025 eingesetzt und für den Schlupf 0,85 bis 0,99 angenommen wurde, ergibt nachfolgende Werte:

$$N_{\text{Nabenleistung}} = N_{\text{Mh}} \cdot \eta = 10 \cdot 0,80 = 8,0 \text{ PS}$$

$$Z_{\text{ideelle Zugkraft}} = \frac{N_N \cdot 75}{v_0}$$

$$Z_{\text{eff}} = Z_i - F$$

$$\text{Fahrwiderstand } F = G \cdot W_F; \quad W_F = 0,015 - 0,035$$

$$\text{Zughakenleistung } N_{Z_0} = \frac{Z_{\text{eff}} \cdot v_0}{75}$$

$$\text{Fahrwiderstandsaufwand } N_F = \frac{F \cdot v_0}{75}$$

$$\text{Zughakenleistung } N_Z = \frac{Z_{\text{eff}} \cdot v}{75}$$

Gänge:	I.	II.	III.	IV.	V.
Leerfahrtgeschwindigkeit					
v_0 km/h	1,0	2,5	3,6	5,0	10,8
m/s	0,26	0,7	1,0	1,4	3,0
$Z_i = \frac{N_N \cdot 75}{v_0}$ kg	2390	890	620	445	207
Fahrwiderstand F kg	6	8	10	11	18
$Z_{\text{eff}} = Z_i - F$ kg	2384	1882	610	434	189
Schlupf S	0,85	0,9	0,95	0,96	0,99
$N_Z = \frac{Z_{\text{eff}} \cdot v_0 \cdot S}{75}$ PS	7,0	7,4	7,7 ¹⁾	7,7 ¹⁾	7,6

Es wurde bereits festgestellt, daß zum einscharigen Pflügen im III. Gang insgesamt 5,14 PS Leistung am Triebad aufzubringen ist.

Die Auslastung wäre danach:

$$\frac{5,14 \cdot 100}{7,7} = 67 \%$$

Die Kraftreserve von rd. 30% ist (unter Anrechnung aller Widerstände und Verluste) im Hinblick auf die beim Zehn-Stunden-Betrieb anfallende Volleistung zu reichlich, da, wie die Praxis zeigt, etwa 20% weder unter- noch überschritten werden sollten. Im vorgenannten Beispiel wurde dies allerdings bei einem k von 80 kg/dm², durch höhere Beanspruchung der Maximal- bzw. Bremsleistung, den Rückgang auf eine geringere Arbeitstiefe a oder das Zurückschalten auf den nächstkleineren Gang b mit der Inkaufnahme geringerer Arbeitsgeschwindigkeiten bedeuten. Eine praktisch anzustrebende Pfluggeschwindigkeit von $v = 5,0 \text{ km/h}$ läßt aber bei 80% iger Volleistung noch eine Arbeitstiefe von rd. 24 cm max. zu und würde den durchschnittlichen Anforderungen genügen. Mittelböden können also unter obigen Voraussetzungen ohne Schwierigkeiten gepflügt bzw. saatkfertig hergerichtet werden. Wesentlich günstiger liegen die Verhältnisse beim flachen Schälern. Nach dem Nomogramm (Bild 4) ist der Einsatz eines Zweischar-Schälpfluges - selbst

¹⁾ Günstige Arbeitsgänge.

bei einer Arbeitstiefe von 10 cm - mit guter Leistungsreserve möglich.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß im allgemeinen die Zughakenleistung des geplanten Gartenschleppers für alle vorkommenden Pflugarbeiten ausreicht. Eggen- und Walzenkopplungen sind bei leichten und mittleren Böden und in ebenem Gelände möglich.

Eine Gegenüberstellung von Gartenschlepper und Pferdegespann läßt mit dem Einsatz der Motorkraft eine höhere Wirtschaftlichkeit durch Arbeitsgewinn, kleinere Leerlauf- und

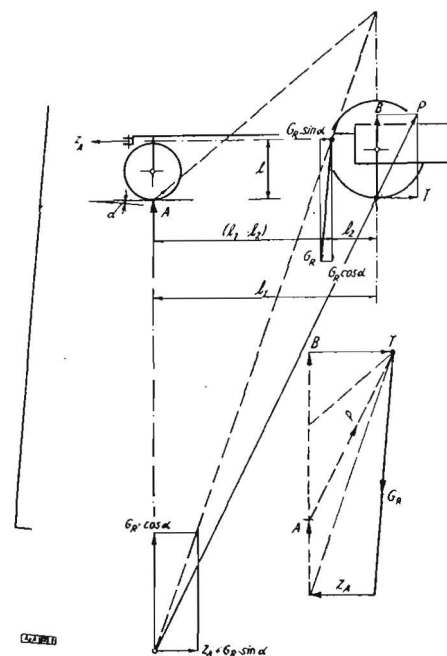


Bild 3

Transportzeiten und geringeren Arbeitskräfteaufwand, zusätzlich der sich aus dem Fortfall der Pferdehaltung ergebenden Gewinne, erkennen.

Nach dieser Zwischenbetrachtung zurück zum technisch konstruktiven. Um den Schlepperfahrer vor größeren körperlichen Anstrengungen zu schützen, wurde bei manchen Konstruktionen ein nach dem Klavierrollenprinzip nachschleppendes Spornrad mit Sitz vorgesehen, ohne aber zusätzlich einen Funktionsvorteil zu erzielen.

Ein Beispiel hierzu:

Schlepper mit Karrensteuerung. Holmen mit Werkzeugen. Freischwingendes Spornrad (Bild 5). Schlepper nach rechts abgerutscht.

Mit dem Steuereinschlag der Triebäder nach links schwingt der Holmenaufhängepunkt nach rechts und führt damit die Werkzeuge in die entgegengesetzte Korrektur-Steuerrichtung. Größere Steuerkorrekturen erfordern demzufolge „Übersteuerungen“ der Triebäder und wellenförmiges, allmähliches Wiedereinlaufen in die Soll-Spur. Wollte man nun bei starr mit dem Schlepperkörper verbundenen Holmen (und damit auch Werkzeugen) durch Steuerung des Spornrades eine Steuerkorrektur herbeiführen, so tritt dieser Mangel u. U. noch stärker in Erscheinung, während eine Karrensteuerung in dieser starren Ausführung zusätzliche, nachteilige Seitenschubarbeit der Werkzeuge und Ausschwingen des Spornrades zur Folge hat (Bild 6).

Außerdem führt ein ungesteuertes Spornrad bei vielen Arbeiten unweigerlich zum „Abrutschen“ des Hecks.

Kombinierte Steuerungen dagegen dämpfen wohl z. T. diese Nachteile, ziehen aber andere, wie: teure, empfindliche Konstruktionen, Erschwerung bei Gerätekombinationen und zu starke Konzentration des Fahrers, zusätzlich nach sich. Sie sind demzufolge für den Einachsschlepper unbrauchbar.

Nun werden aber beim Gartenschlepper Gerätekopplungen in Frage kommen, die einen mechanischen Antrieb durch die

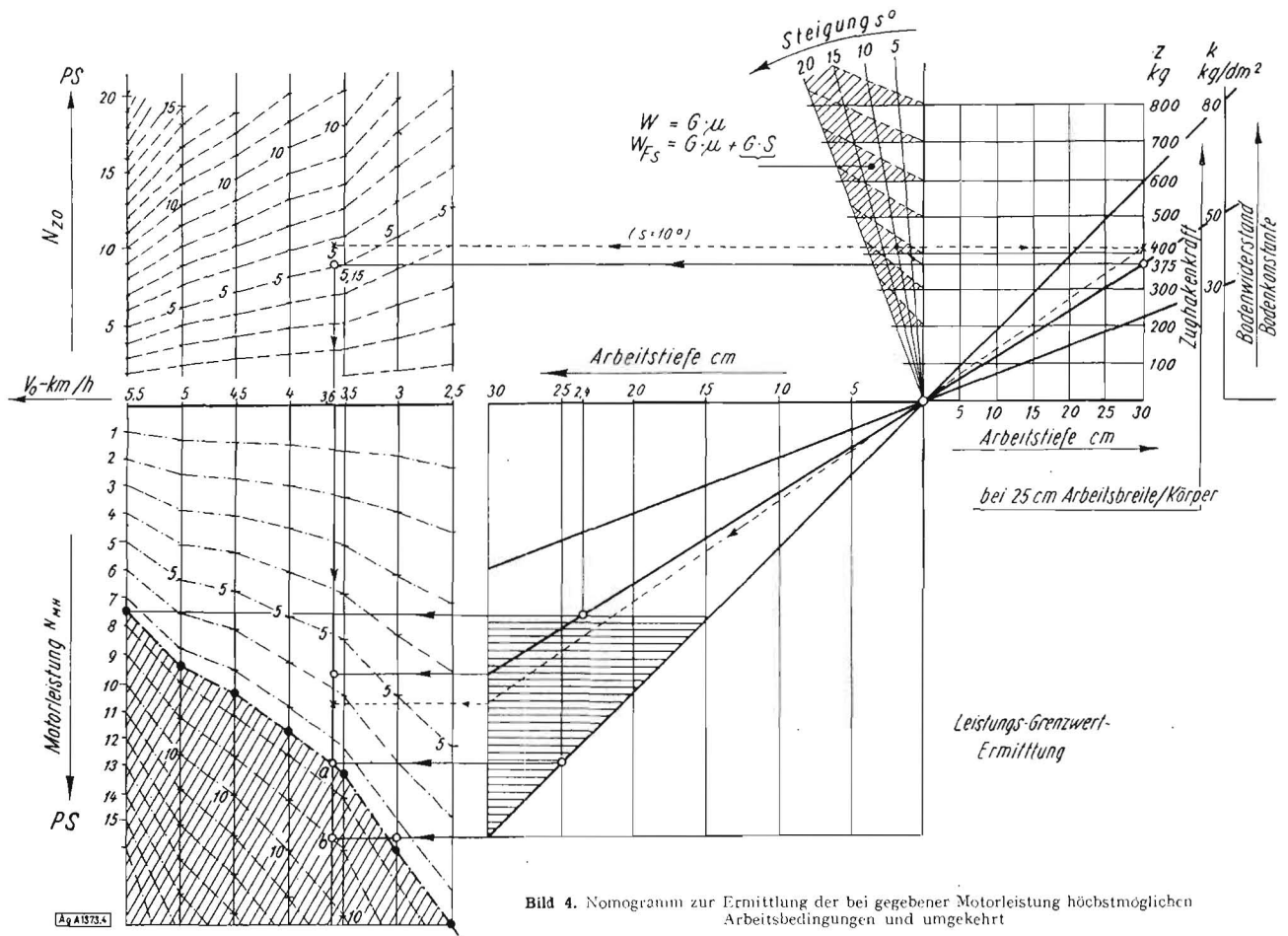


Bild 4. Nomogramm zur Ermittlung der bei gegebener Motorleistung höchstmöglichen Arbeitsbedingungen und umgekehrt

Zapfwelle bedingen, so wie es bisher nicht möglich war. Der Frässhwanz dominierte in dieser Gerätegruppe. Seine gute Arbeit im Garten ist bekannt – aber auch die Brüche des Auslegers bzw. der Werkzeuge, herbeigeführt durch die plötzliche Seitenschubarbeit beim Karrensteuern. Ein großer Nachteil, der Abhilfe erfordert. Angeflanschte Schleuderradrodler zeigen den gleichen Fehler. Kombinationen mit dem Krautschläger waren bisher nicht möglich, da Antriebselemente fehlten. Frontmäher mit Zetter scheiterten an dem starken Seitenausschlag der Geräte bzw. erforderten kostspielige Konstruktionen.

Gelenkig angeordnete und durch Zapfwelle angetriebene Geräte führen aber, insbesondere bei Bodenfräsen mit Spornrad, zu unmöglichen „Abknickungen“ der Zapfwelle. Weitausladenden Schädlingsbekämpfungsgeräten blieb damit der Einsatz versagt.

Die Frage: Wie sollen nun die Werkzeuge angeordnet werden und wie liegen die Verhältnisse bei z. B. zwischen den Achsen angeordneten „geschobenen“ oder „gezogenen“ Werkzeugen? bedarf einer eingehenden Untersuchung.

Fall I: „geschobene“ Werkzeuge.

Ausschlaggebend für einen ordnungsgemäßen Arbeitsverlauf ist die Gewichtsverteilung des Motorfahrzeuges.

Bei einem Motor-Getriebe-Hinterachsblock und gesteuerter Vorderachse ergeben sich z. B. die im Bild 9 dargestellten Verhältnisse. Hinterachsdruk 650 bis 550 kg, Vorderachsdruk 250 bis 200 kg.

Von der Forderung ausgehend, das Motorfahrzeug – in Abstimmung zur Motor- bzw. Zughakenleistung – möglichst leicht

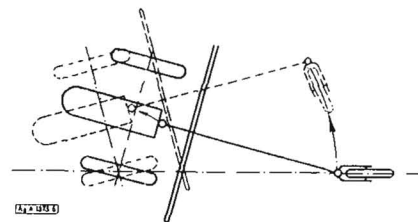


Bild 6

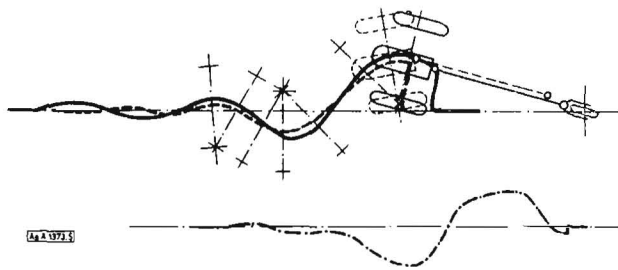


Bild 5. Wellenförmige Steuerkorrektur
 — Weg des Rahmenanschlupunktes
 - - - Weg von Mitte Triebachse
 - - - - Weg des Spornrades

zu halten, ergeben sich für den Vorderachsdruk relativ kleine Werte, die aber, normale Steuerfähigkeit vorausgesetzt, für den Einsatz z. B. von langausladenden und belasteten Pflanzensetzgeräten, mehreren Häufelkörpern od. dgl. nicht mehr ausreichen. Die Folge ist, daß die mit einer eigenen Lagenstabilität im Boden arbeitenden Geräte nicht im vollen Umfange von der Radsteuerung aus ihrer Lage herausgetragen, d. h. herausgeschoben werden, sondern daß die Werkzeuge selbst (und das nach Art und Lage des Bodens zum Teil mehr oder weniger) als Steuerelement wirken; das ganze Gerät „schwimmt“. Sind außerdem die Werkzeuge noch starr verriegelt, so erhöht sich dieser Fehler infolge der auf die Werkzeuge oder Geräte vertikal nach oben wirkenden Widerstandskräfte, die zur Verringerung

des Vorderachsdrukkes und damit der Bodenhaftung der Vorderräder führen. Treten aber zusätzlich noch „äußerst“ einseitige Widerstände auf, so muß der Fahrer, um ein völliges Versagen der Steuerung zu vermeiden, die Werkzeuge ausheben und nach Überholen der Schadstelle neu einsetzen. Selbst Spurranddecken vermögen hieran nichts zu ändern. Beheben läßt sich dieser Mangel durch eine Zusatzbelastung (die nicht im Interesse kleinster Bodenpressung liegt), durch Einzelradabbremmung bzw. -Kupplung (Seitenaussschlag der Werkzeuge) oder durch Zurückverlegung der Werkzeuge, wobei der Hinterraddurchmesser eine nicht unbedeutende Rolle spielt (schlechter Blickwinkel und ungünstige Steuerverhältnisse). Die in jüngster Zeit entwickelten Portalschlepper (Bild 7) mit hochgelegtem Rahmen, Portalachse und vorn liegendem Motor haben demzufolge auch bessere Steuereigenschaften. Bei ihnen sind die Achsdrücke annähernd gleich, der Adhäsionsdruck der Vorderräder aber größer als der der Hinterräder. Eingebaute Werkzeuge verändern wohl die Werte der Adhäsionsdrücke prozentual der Gewichtsverteilung, vermögen aber nicht die nach Bild 8 notwendige Vorderachsbelastung herbeizuführen.

Der hohe Frontaufbau behindert außerdem die Blickfreiheit des Fahrers.

Fall 2: „gezogene“ Werkzeuge.

Mit der Anwendung des „Frontantriebes“ hingegen erfährt die Vorderachse durch die Lastkonzentration des Motor-Getriebeblockes eine Belastung, die selbst bei erschwerten Arbeitsbedingungen eine einwandfreie Funktion der Steuerung sichert (Bild 19).

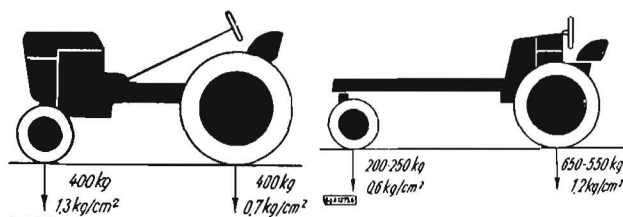


Bild 7

Bild 8

Das dichte Herantragen der Werkzeuge an die Vorderachse und die Autosteuerung kennt keine Schwänzelbewegungen und garantiert fehlerlose Spurfolge, da gezogene Werkzeuge unmittelbar auf den Steuereinschlag reagieren und nicht, wie im Fall I, der Kraftfluß in Abhängigkeit zu einem zweiten Auflagepunkt, der gesteuerten Vorderachse, steht. Wohl hat aber beim autogesteuerten Einachsschlepper dieser – außerhalb des Kraftflusses liegende – und durch das Spornrad gebildete Auflagepunkt ebenfalls eine nicht untergeordnete Bedeutung. Sein zu dichtes Herantragen an die Vorderachse, also ein kleiner Radstand (obwohl aus baulichen Gründen und auch bei Arbeiten am Hang anstrebenswert, entgegengesetzt wiederum günstigster Werkzeugbeobachtung), ist zu vermeiden, weil durch die nachlaufende Steuerwirkung des indirekten System-Drehpunktes, des Spornrades, eine leichte Winkelverschiebung der Triebachse aufkommt. Sie ist aber, wie praktische Untersuchungen zeigten, bei Wahl eines zweckmäßigen Radstandes ohne Einfluß (Bild 9). Die schraffierte Fläche zeigt außerdem an, daß mit steigendem Abstand der Hackwerkzeuge (oder anderer) von der gesteuerten Vorderachse diese um so weniger dem Steuereinschlag folgen. Zu langsames Einlaufen in die neue Arbeitslage, d. h. Übersteuerung der Vorderachse und Pflanzenbeschädigungen sind die Folge. Die Dreipunkt-Auflage-Konstruktion ist außerdem Fahrzeugen mit Pendel-Vorderachse überlegen, sofern bei letzteren die Werkzeuge am starr mit dem Triebblock verbundenen Rahmen angeordnet sind, folgen doch hierbei die Werkzeuge nicht so wie die Pendel-Vorderachse den quer zur Fahrtrichtung liegenden Boden-unebenheiten. Wirkung: ungleicher Tiefgang, einseitige „Wühlarbeit“ und aufkommende Drehmomentenwirkung zum Nachteil geringsten geistigen und manuellen Steueraufwandes. Alles in allem: keine saubere Arbeit.

Welche Forderungen sind nun an die mechanische Funktion eines Allzweck-Einachsschleppers zu stellen?

1. Die Steuerung muß derart feinfühlig und flüssig sein, daß nicht nur die Triebäder mit Sicherheit in der Sollspur gehalten werden können, sondern auch das ganze Gerät mit seiner Längs-Mittelachse annähernd genau in der Steuer-Fluchtlinie verbleibt.
2. Müssen die zwischen den Radachsen aufgehängten Werkzeuge spurfolgend sein, d. h., daß sie unmittelbar dem Steuereinschlag folgen. Sie sollen ferner „geländegängig“ sein.
3. Muß die Möglichkeit gegeben sein, so kurz wie möglich wenden zu können, um auch kleinstem Vorgewende und schmalen Wegen gerecht zu werden. Ein Wenden auf der Stelle ist unerläßlich.
4. Darf bei durch Zapfwelle angetriebenen Geräten, z. B. Obstbaumspritzen, Krautschlägern und Kartoffelrodern, Frontmäähbalken und Zettern, weitausladenden Schädlingbekämpfungsgeschäften usw. keine gegenseitige Schwänzelbewegung der Geräte oder Abknickung der Gelenkwelle auftreten.
5. Muß
 - a) beim Fahren mit Hänger ein Antrieb der Hängerachse durch die schaltgebundene Zapfwelle möglich sein,
 - b) der Schlepper bei Talfahrten spurfest sein, d. h., er darf nicht entgegengesetzt dem Steuersoll ausbrechen, wie es bei karrengesteuerten Einachsschleppern bisher der Fall war.

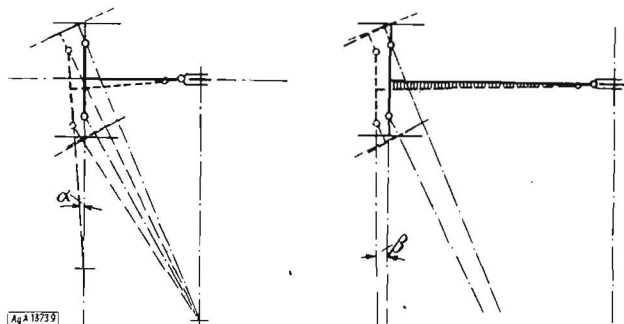


Bild 9

6. Ist eine Zusatzsteuerung des seitenverschiebbaren Hinterrades notwendig, um nicht nur ein kurzes Wenden zu unterstützen, sondern auch um „Quer-zur-Reihe-Fahren“ zu können, was bei Pflegearbeiten in Dreieckschlägen, am Hang, in moorigen Wiesen usw. oftmals sehr notwendig ist.
7. Soll das Treibaggregat als Baukastenelement zusätzlichen betriebswirtschaftlichen Aufgaben dienen. Diese Überlegungen, Untersuchungen und praktischen Erfahrungen führten in Beibehaltung der Lenkbremsen od. dgl. zur Anwendung der Autosteuerung mit am Schlepperkörper angeblockter Geräte bzw. Werkzeuge, weil sich, wie bereits dargestellt, auch bei der sehr einfachen Nur-Drehschemellenkung mit der Verwendung eines oder zweier Heckräder – um nur einige Punkte zusätzlich herauszugreifen – zu große Baulängen und zu steile Blickwinkel, begrenzte Möglichkeiten bei wahlweisem Einsatz als Zwei- oder Mehrschlepper (Zapfwelle, Frontmäher, Fräse usw.), unangenehme Steuerreaktionen innerhalb bestimmter Einsätze – ob mit Allradlenkung oder ohne – usf. ergeben.

Die mit der Verwendung von Gelenkwellen verbundenen Vorteile (d. h., die grundsätzliche Wandlung der zeitlich bedingt einsetzbaren Bodenfräse zum Gartenschlepper, mit oder ohne Heckfahrwerk) wiegen den dadurch bedingten höheren Gestehungspreis des Gerätes um ein Mehrfaches auf.

Zur Erzielung höherer Arbeitsgeschwindigkeiten, kleinerer Leerlaufzeiten und verbesserter Arbeitsbedingungen wurde der Gartenschlepper mit einem Sitz versehen (Bild 10), und zwar

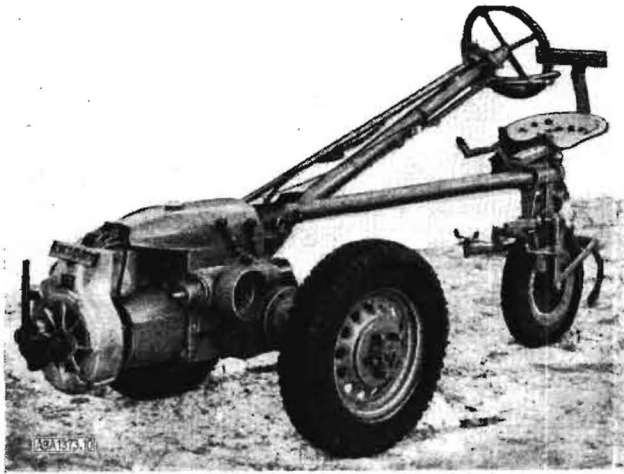


Bild 10. Der Gartenschlepper „Faktotum“



Bild 11. Versuche mit Wechsellpflug, im Moment des Einfahrens in die Furche

in der Weise, daß die Werkzeuge an einem in der Höhe verstellbaren Werkzeugträger ausnahmslos mit Schnellverschlüssen gekuppelt in günstiger Blickrichtung des Fahrers liegen (Bild 11). Kennzeichnend ist die Verbindung des Sitzes mit dem Schlepperkörper durch ein seitlich schwenk- und verriegelbares Rahmenrohr, das an seinem hinteren Ende ein steuerbares Spornrad trägt. Dadurch wird eine bewußt indirekte Allradlenkung erreicht, die bei Pflegearbeiten ein Quer-zur-Reihe-Fahren, am Hang eine Übersteuerung des Hecks und z. B. am Schlagende das Wenden auf der Stelle gestattet (Bild 12). Zur Vermeidung des schiefen Sitzens beim Pflügen und bei Arbeiten am Hang kann sich der Fahrer – auch während der Arbeit – in die Waagerechte kurbeln (Bild 13), wobei der Sitz mitsamt dem Spornrad, das zusätzlich mit Spurreißern verschiedener Ausführungen ausgerüstet wurde, um das Rahmenrohr schwingt (Horizontalverstellung). Durch die Seitenverstellbarkeit des kompletten Hecks (einschließlich der Steuersäule) wird ein Überfahren bereits bearbeiteten Bodens bzw. des mit dem Frontmäher gehauenen Grasses vermieden (Bild 14). Das gleiche gilt für den Fräsgang, d. h., daß der Schlepper- bzw. Fräsenführer auf unbearbeitetem Land geht (Bild 15). Für bestimmte Aufgaben (Gerätekopplungen, Bild 19)²⁾ kann das komplette Heck mit Rahmenrohr aus der Schlepperkörper-Klemmschelle herausgezogen und der Gartenschlepper als *Motorharve* eingesetzt werden. Bei reinen Transport- oder sonstigen Arbeiten, die den vorhandenen Sitz erfordern, läßt sich das Spornrad (Schnellverschluß) abnehmen und das Gerät als *motorisierte Sitz-Deichsel* verwenden, was auch bei der Kopplung mit karrenlosen Anhängergeräten von wirtschaftlichem Nutzen ist.

Der Gartenschlepper zieht auf ebener Straße 40 bis 50 Ztr. und bei 8% iger Steigung immerhin noch 20 Ztr. und mehr. Ein eigens hierfür entwickelter Einachsanhänger (Bild 17) hat bei einer Ausleger-Ladefläche von 1,60 × 2,10 m (Spur 1,24 m)

²⁾ Titelbild

ein Gewicht von nur rd. 220 kg. Die Vielseitigkeit des Schleppersinsatzes erfordert einen kräftigen Motor, der z. Z. nur als

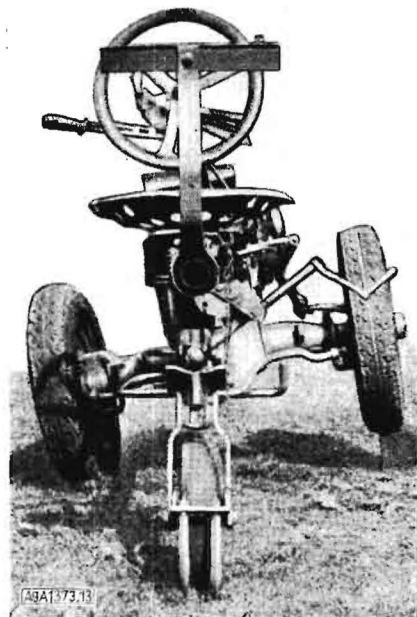


Bild 13. Sitz-Schwenkeinrichtung; stets waagerechte Sitzlage

8,5-PS-Zweitakt-Vergasermotor zur Verfügung steht. Der Bau eines leichten und wirtschaftlichen Motors in der 10-PS-Leistungsklasse sei an dieser Stelle laut und vernehmlich gefordert!

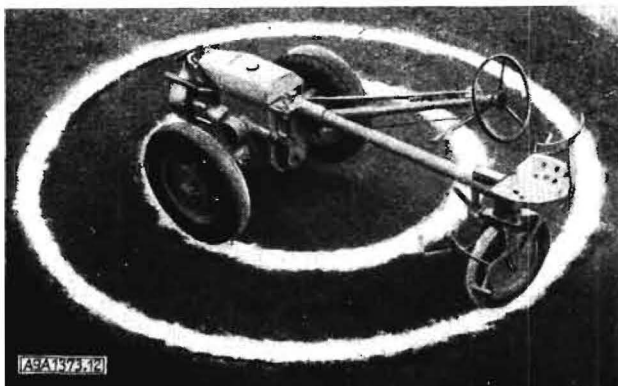


Bild 12. Die Wendefähigkeit des Gartenschleppers, ob mit oder ohne Spornrad



Bild 14. Spornrad läuft z. B. in der Spur des linken Triebbrades

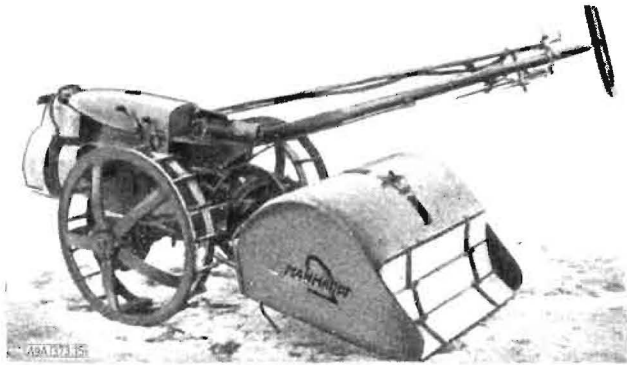


Bild 15. Bodenfräse. Steuerung seitlich herausgeschwenkt

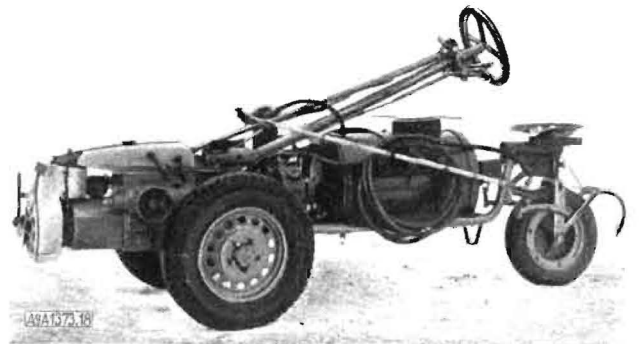


Bild 18. Obstbaumspritze wie Frässhwanz angehängt und angetrieben

Ein Vollölbadgetriebe mit 5 Vorwärtsgängen: 1,0 - 1,5 - 3,6 - 5,0 - 10 km/h und einem Rückwärtsgang (3,6 km/h) wird durch „Eingriffkupplungs-Schalthebel“ bedient. Für den Antrieb von Front- und Heckgeräten wie auch für den von Hofmaschinen dienen Bug-, Heckzapfwelle und Riemenscheibe. Die Zapfwelle ist auf Motor und Getriebe schaltbar, mit $n = 160, 290, 575$ und 1000 U/min. Der gut ausgewogene und mit einer Rutschkupplung zu versehende 80 cm breite Frässhwanz kann also bei allen Arbeitsgängen mit $n = 200$ U/min., bei Kupplung mit den Getriebegehängen mit $n = 100, 150$ und 250 U/min

räder zur Anwendung oder durchgesetzte Felgen mit Luftreifen 6,5-16 bzw. 6,5-20, die spurverändernd von 0,65 auf 1,0 und mit Nabenverlängerung auf 1,25 m eingestellt werden können.

Warum durchgesetzte Felgen und „Nabenverlängerung“? Die Gegenüberstellung von spurverändernden Vorderachskonstruktionen (Bild 20) zeigt, daß

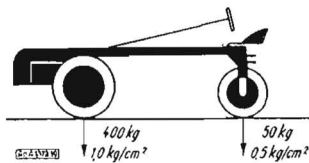


Bild 16

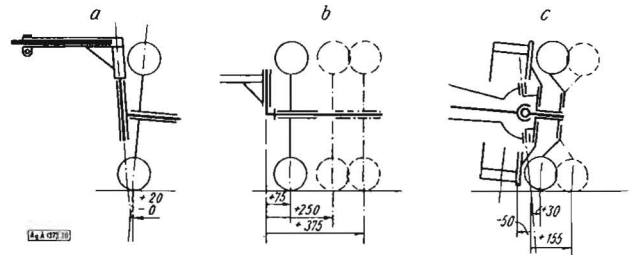


Bild 20. Gegenüberstellung verschiedener Radspurveränderungen

laufen. So, wie z. B. der Frässhwanz oder die Geräte zur Schädlingsbekämpfung (Bild 18) am Heck des Schleppers Halt und Zapfwellenantrieb erfahren, so wird auch der $4\frac{1}{2}$ -Fuß-Frontmäher am Bug des Schlepperkörpers (mit nur 2 Steckern) aufgehängt und angetrieben. Das günstige Gewicht des Gartenschleppers (er wiegt nur rd. 400 kg und hätte mit dem Einbau eines 10-PS-Motors ein spezifisches Leistungsgewicht von rd. 50 kg/PS), der tiefe Schwerpunkt und die flache Bauart (bei dennoch günstiger Bodenfreiheit) prädestinieren ihn für den Garten- und Obstbau, wie auch seinen Einsatz in anmoorigen Flächen, im Bergland und in sonstigen, der motorischen Bearbeitung bislang verschlossenen Gebieten (Bild 16). Unter Würdigung der Forschungsarbeiten unserer Bodenkundler und zugunsten eines ruhigen Laufes bzw. stoßfreier Steuerung kamen keine Greifräder, sondern selbstreinigende Gitter-

- Teleskopachsen unverändert gute Steuereigenschaften besitzen. Sie sind jedoch aus konstruktiven Gründen für Lenk-Triebachsen nicht zu empfehlen,
- Achsschenkel mit verschiebbaren Radnaben die ungünstigsten Kraftflußverhältnisse zu eigen haben und infolge der großen Einschlagwege ein weites Vorverlegen der Achse erfordern (Raddruck! Bodenhaftung! hoher Verschleiß) oder umgekehrt ein Zurückverlegen der Werkzeuge bedingen (wie vorher; Blickwinkel! zu geringe Steuerreaktion),
- durchgesetzte Felgen auf Nabenverlängerungen wesentlich kleinere $W \cdot l$ erfordern, zusätzliche Radkombinationen mit Gitterrädern gestatten, wie solche bisher nicht möglich waren (beachte die Lage des Spur-Lauf-Kranzes zum Lenkhebel).

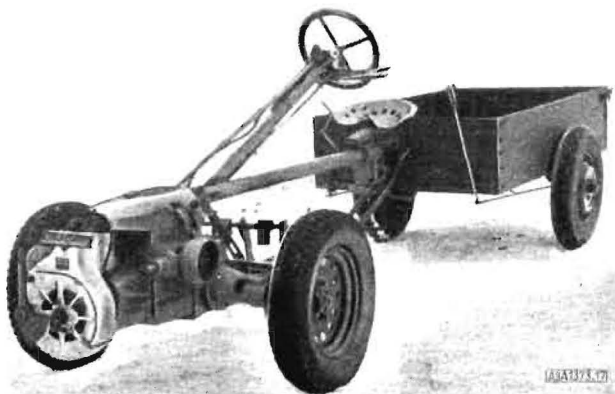


Bild 17. Anhänger-Tragrohr (nach Momentabnahme des Spornrades) in Rahmenrohr eingeschoben. Geländegängig. Fußstütze dient gleichzeitig als Abstellstütze



Bild 21. Gartenschlepper mit noch zu weit hinten liegenden Hackebeln

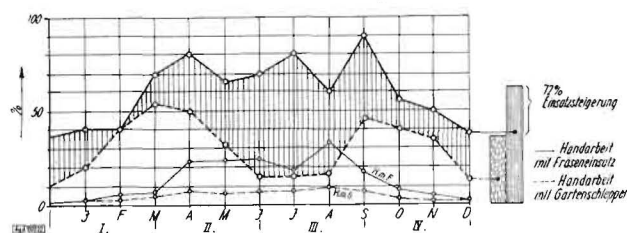


Bild 22. Prozentualer Einsatzvergleich zwischen „Fräse“ und „Gartenschlepper“

Ein serienmäßig einzubauender Radheber und allgemein schlüsselfreie Montage wird der Forderung nach „Einmann-Bedienung“ gerecht. Der Gartenschlepper „Faktotum“ in der erläuterten Ausführung ist mit folgenden Geräten bzw. Werkzeugen bestückt im Einsatz:

Wechselflug, einscharig (Bild 11),
Grubber, 1,30 m breit mit 5 Zinken und 280 mm breiten Scharen,
Frontmähbalken (Bild 14 und 19),
Fräschwanz, 80 cm (Bild 15),
Einachsanhänger, 20 Ztr. Tragfähigkeit (Bild 17),
Obstbaumspritze (Bild 18),
Hackrahmen 2,5 m mit Hackhebeln (Bild 21),
Kartoffelvielfachgerät, zweireihig,
Pflanzensetzgerät, zweireihig.

Zusätzlich als

Motorkarre und
Antriebsgerät (Riemenscheibentrieb).

Über die Ergebnisse wird nach Abschluß der Einsätze an dieser Stelle laufend berichtet.

A 1373

Die grundsätzlichen Fragen bei der Konstruktion der Anbauvorrichtungen für Traktoren Teil III und IV

Von D. A. TSCHUDAKOW und Ing. B. A. LJUBIMOW, Natl¹⁾

DK 631.31

III. Die Regelung der Bodenbearbeitungstiefe

Die hydraulischen Hubvorrichtungen, die bei den örtlichen Traktoren aufgestellt werden, gestatten verschiedene Arten der Regelung der Bodenbearbeitungstiefe anzuwenden. Dieses gibt die Möglichkeit beim Konstruieren der Anbaugeräte, die Regelungsart auszuwählen, die den konstruktiven Eigenheiten des Gerätes und den an diese zu stellenden agrotechnischen Forderungen am besten entspricht. Zur Zeit haben sich folgende Regelungsarten herausgebildet:

1. mittels automatischem Kraftregler der hydraulischen Hubvorrichtung,
2. mittels Stützräder am Gerät,
3. mittels Einstellung der Höhenlage des Geräterahmens,
4. mittels Kombination der Wirkung des Kraftreglers der hydraulischen Hubvorrichtung und der Stützräder am Gerät.

Das Prinzip und die Arbeitsweise des automatischen Kraftreglers der hydraulischen Hubvorrichtung ist aus Bild 11 zu ersehen.

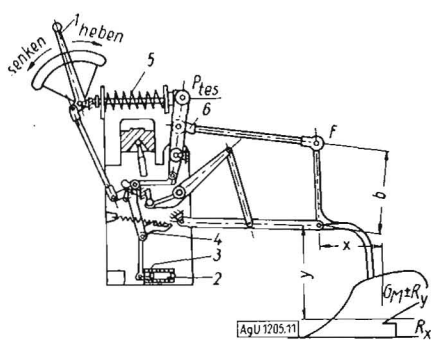


Bild 11. Der Kraftregler der hydraulischen Hubvorrichtung
1 Bedienungshebel, 2 Verteilungsschieber, 3 Ablaufkanäle, 4 Antriebshebel, 5 Federbolzen, 6 Strebe

Bei der Einfahrt in die Furche stellt der Fahrer den Bedienungshebel 1 der hydraulischen Hubvorrichtung auf „senken“. Hierdurch öffnet der Verteilungsschieber 2 die Ablaufkanäle 3 des Kraftzylinders, und das Gerät beginnt in den Boden einzudringen. Der Antriebshebel 4 des Verteilungsschiebers ist mit dem Federbolzen 5 des Reglers verbunden. Unter der Einwirkung der Kräfte, die beim Eindringen des Gerätes auftreten, drückt die obere Strebe 6 die Feder des Reglers zusammen.

¹⁾ I. und II. Teil erschienen im August- bzw. Septemberheft. Erscheint auch in „Konstruktionsbücher“, Band 6 von Dr.-Ing. E. Foltin; VEB Verlag Technik, Berlin.

Hierbei bewegt sich der Federbolzen und bringt den Schieber in die neutrale Lage. Nach diesem hört das weitere Eindringen auf. Je tiefer der Bedienungshebel heruntergedrückt wird, um so stärker muß die Feder des Reglers zusammengedrückt werden, um den Schieber in die neutrale Lage zu bringen. Wenn die Kraft, die auf die Feder des Reglers wirkt, während der Arbeit sich ändert, so verschiebt sich entsprechend der Schieber aus der neutralen Stellung auf die Seite zum Heben oder Senken. Als Ergebnis dieses stellt sich das Gerät auf eine neue Tiefe ein, bei der die Kraft der Federzusammendrückung den anfänglichen Wert erreicht.

Auf diese Weise erscheint im betrachteten automatischen Reguliersystem als Kennzeichen die Kraft der Federzusammendrückung des Regulators P_{tes} . Sie kann durch folgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$P_{tes} = \frac{[R_x Y - (G\mu + R_y) X] i p}{b} \quad (14)$$

Hierin sind y , x und b die Hebelarme der Kräfte, wie in Bild 11 gezeigt, u , $i p$ die Übertragungszahl, die das Verhältnis zwischen der Belastung, die auf die obere Strebe wirkt und die Kraft der Federpressung P_{tes} , charakterisiert.

Aus der angeführten Gleichung ist zu ersehen, daß P_{tes} von zwei Größen abhängig ist – vom Zugwiderstand R_x und von den senkrechten Kräften $G\mu$ und R_y . Da die Abhängigkeit der Regulierfähigkeit von zwei verschiedenen Größen die Eigenschaften des Regelvorganges verschlechtert, so muß man beim Konstruieren von Anbaugeräten, die eine hydraulische Hubvorrichtung mit Kraftregler verwenden, bestrebt sein, den Einfluß der senkrechten Kräfte auf P_{tes} zu verringern. Zu diesem Zwecke muß man den Schwerpunkt des Gerätes so nahe als möglich an die Anbauachse heranrücken. Wenn das Moment der senkrechten Kräfte während der Arbeit größer werden kann als das Moment der waagerechten Kräfte, dann ist der Kraftregler der hydraulischen Hubvorrichtung anwendbar.

Die Abhängigkeit der Reguliereigenschaften des betrachteten Mechanismus von dem Zugwiderstand des Gerätes gestattet die Anwendung dieses Mechanismus zur Regelung der Bodenbearbeitungstiefe bei solchen Arbeiten, bei denen zwischen der Tiefe und dem Zugwiderstand eine mehr oder weniger konstante Beziehung besteht.

Die Vorrichtung zur Regelung der Arbeitstiefe an den Stützrädern werden am Gerät angebracht, wie Bild 10 zeigt. Bei dieser Art der Regelung des Gerätes hat dieses während der Arbeit keinen Kraftschluß mit der hydraulischen Hubvorrichtung.