

Beeinflussung des Punktes optimaler Schlepperleistung

Von Ing. K. BAGANZ, Institut für Landtechnik, Berlin-Bornim

DK 629.1—42:631.31

Verschiedene Artikel in der Fachpresse, u. a. auch in der „Deutschen Agrartechnik“, die das fahrmechanische Verhalten eines Acherschleppers und den fahrmechanischen Bestwert der Leistungsübertragung untersuchen, haben den Verfasser veranlaßt, die Beeinflussung solcher Ergebnisse durch veränderte fahrmechanische Faktoren – wie sie in der Praxis auftreten – darzulegen.
Die Redaktion

Über den Punkt der optimalen Schlepperleistung (Optimalgeschwindigkeit) und über die Einflüsse verschiedener Faktoren auf diesen Punkt sind bereits eine Anzahl Arbeiten veröffentlicht worden, es sei hier neben den Arbeiten von Prof. H. Meyer u. a. auf die in letzter Zeit erfolgten Veröffentlichungen [1], [2] verwiesen. Im folgenden soll also nur in gedrängter Form auf die Einflüsse der verschiedensten Faktoren auf den Punkt der optimalen Schlepperleistung bei hinterachsgetriebenen Radschleppern hingewiesen werden. Der Punkt optimaler Schlepperleistung ist nur auf Grund fahrmechanischer Überlegungen definiert und gibt unter den gegebenen Verhältnissen die fahrmechanisch günstigste Leistungsübertragung an. Einflüsse von seiten des Motors (Charakteristik usw.) sind hierbei nicht berücksichtigt.

Als Grundlage der Berechnung dient ein Schlepper von $N_e = 30$ PS effektiver Motorleistung, als Getriebewirkungsgrad wurde konstant $\eta_G = 0,85$ angesetzt. Zwar liegt in $\eta_G =$ konstant eine Unkorrektheit (Plantschleistung), die aber die Genauigkeitsgrenze nicht wesentlich verschiebt. – Als Maß der Pflugleistung wurde der Anschaulichkeit halber die rechnerische Flächenleistung $L_F =$ Fahrgeschwindigkeit v mal mögliche Pflugbreite b , bei konstanter Pflugtiefe $t_n = 20$ cm und konstantem spezifischen Pflugwiderstand $x = 0,5$ kg/cm² ($x =$ konstant, um nur die fahrmechanischen Einflüsse zu erfassen) gewählt. Es entspricht also einer rechnerischen Pflugleistung $F_l = 1$ ar/h eine Pflugnutzleistung [2] $N_p = 0,37$ PS, da definiert ist: $N_p = \frac{x \cdot t_n \cdot b \cdot v}{270}$, somit $N_p = \frac{0,5 \cdot 20 \cdot 100}{270 \cdot 10} = 0,37$ PS.

Die Darstellung der Diagramme erfolgt in üblicher Weise (Leistung über Umfangsgeschwindigkeit). Um auch im Gegensatz zu den meisten bisher veröffentlichten Kurven dieser Art dieselbe im Gebiet der Geschwindigkeit unterhalb der optimalen exakt weiterführen zu können, wurde ein höchstzulässiger Schlupfwert bestimmt. Dieser ergibt sich für jede Schlupfkurve (Diagramm 6 bis 8) durch den Optimalwert der Flächenleistung bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit u des Antriebsrades.

Zeichenerläuterung:

- N_e effektive Motorleistung [PS]
- η_G Getriebewirkungsgrad
- G Betriebsgewicht des Schleppers [kg]
- Q_h statische Hinterachslast [kg]
- l_e/l Anteil der statischen Hinterachslast am Gesamtgewicht
- a/l Verhältnis des Hebelarmes des Zugangriffs zum Schlepperradstand
- f' Rollwiderstandsbeiwert
- u Umfangsgeschwindigkeit der Antriebsräder
- μ Reibungsbeiwert
- $\frac{\text{erzeugte Umfangskraft}}{\text{dynamische Hinterachslast } Q_h}$
- $S = \frac{u-v}{u} =$ Schlupf

Aus

$$\mu \cdot \frac{G \cdot l_n - f' \cdot a}{l - \mu \cdot a} = x \cdot F + G \cdot f' \quad (F = b \cdot t_n)$$

und

$$F = \frac{L_F \cdot t_n}{u \cdot (1 - S)}$$

ergibt sich nach Umformung und Ausschcheidung der konstanten Glieder

$$L_F \hat{=} \mu(1 - S) \frac{1}{1 - \mu \cdot a/l} = \lambda.$$

Durch Auftragen der für die entsprechenden Schlupfzahlen gefundenen λ -Werte im $S = \varphi(\mu)$ -Diagramm ergibt sich der Maximalpunkt der rechnerischen Flächenleistung bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit und damit der optimale Reibungsbeiwert (μ_0) und Schlupf.

Zur Ermittlung der Kurven der Schlepperleistung unter Berücksichtigung der dynamischen Hinterachsbelastung wurden die entsprechenden Gleichungen in [3], [4] benutzt und aus ihnen drei Berechnungsgleichungen mit zwei Konstanten für den betreffenden Schlepper geschaffen.

$$C_1 = \frac{N_e}{G} \cdot \eta_G \cdot 270 \quad C_2 = \frac{G}{x \cdot t_n \cdot 10}$$

$p/f' = \frac{C_1}{u}$ (bzw. wenn μ_0 als Grenzwert gegeben und damit Motorleistung nur begrenzt ausgenutzt:

$$p'_0 = \frac{\mu_0 (l_n/l - a/l \cdot f')}{1 - \mu_0 \cdot a/l}$$

$$\mu = \frac{p/f'}{l_n/l + a/l(p/f' - f')} \quad L_F = C_2 \cdot u \cdot (1 - S) \cdot (p/f' - f') \text{ ar ha}$$

Die Berechnung der Kurvenpunkte erfolgt in Tafeln.

In Diagramm 1 sind die L_F - u -Kurven für Schlepper verschiedener Leistungsgewichte G/N_e in dem heute üblichen Bereich aufgetragen. Für den an der Ordinate zusätzlich aufgetragenen Übertragungswirkungsgrad $\eta_{\bar{u}}$ [2] ergibt sich bei den zugrunde gelegten Bedingungen ($\eta_G \cdot t_n \cdot x$) bei $L_F = 1$ ar/h ein

$$\eta_{\bar{u}} = 0,0145, \text{ da } \eta_{\bar{u}} = \frac{N_p}{G \cdot N_e} = \frac{N_p}{\eta_G \cdot N_e} = \frac{0,37}{0,85 \cdot 30} = 0,0145.$$

(Diese Umrechnung gilt aber nach der Definition [2] nur für

$$\eta_G \cdot N_{e \max} = \frac{u \cdot \mu \cdot Q_h'}{270},$$

also für durch Reibungsschluß übertragbare volle Motorleistung). Nach der Definition des Optimalwirkungsgrades der Motorleistungsverwertung [1] ist

$$\eta_{0 \text{ opt}} = \frac{N_{z \text{ opt}}}{N_m} \hat{=} \frac{N_{p \text{ opt}}}{\eta_G \cdot N_e}$$

die Umrechnung lautet also bei Optimalgeschwindigkeit u_{opt}

$$\eta_{e \text{ opt}} = \eta_{\bar{u} \text{ opt}} \cdot \eta_G.$$

Über den Einfluß von verändertem Gewicht G bei $N_e =$ const. stellt Dipl.-Ing. A. Krey folgende Gleichung auf:

$$u_{\text{opt } 1} : u_{\text{opt } 2} \hat{=} C_2 : G_1.$$

Beim Vergleich der obigen Kurven mit anderen [1], [2] zeigen sich zum Teil erhebliche Unterschiede in der Größe von u_{opt} und $\eta_{\bar{u} \text{ opt}}$. Im folgenden soll zuerst der Einfluß der Schwerpunktlage untersucht werden.

In Diagramm 2 sind bei konstantem G/N_e etwa die Kurven der Grenzwerte der Schwerpunktlage für einen hinterachsgetriebenen Schlepper eingetragen. Es zeigt sich hierbei für $l_e/l = 0,55$ eine Erhöhung von u_{opt} um 25% und eine Verringerung von $\eta_{\bar{u} \text{ opt}}$ um 5% gegenüber $l_e/l = 0,70$, beides hervorgerufen durch die geringere Hinterachsbelastung und dem damit bedingten höheren Reibungsbeiwert und Schlupf.

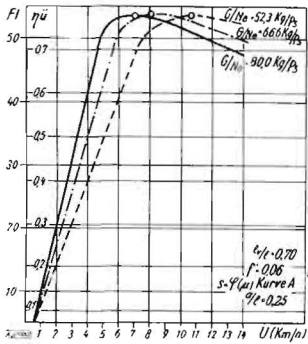


Diagramm 1

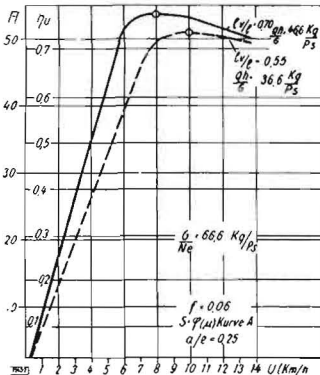


Diagramm 2

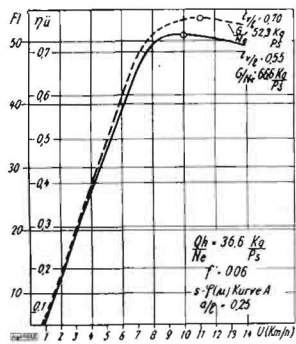


Diagramm 3

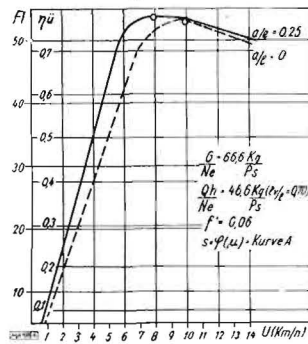


Diagramm 4

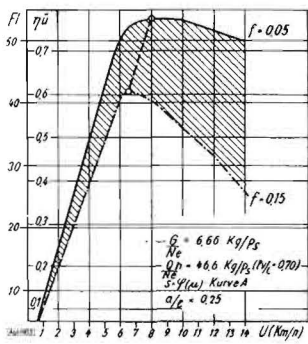


Diagramm 5

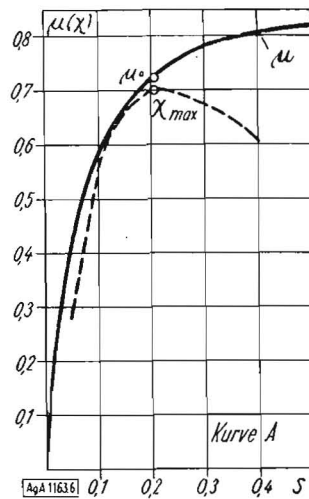


Diagramm 6

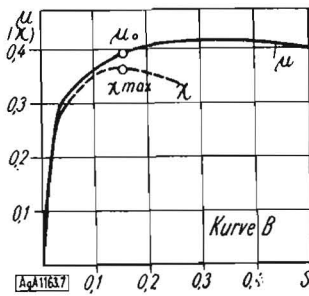


Diagramm 7

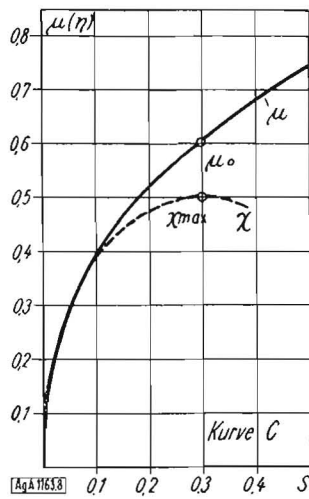


Diagramm 8

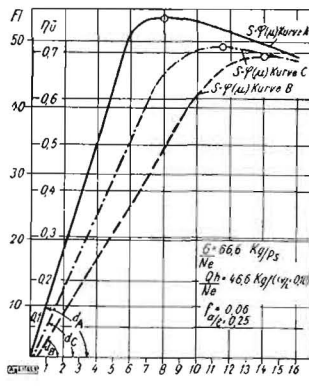


Diagramm 9

In Diagramm 3 sind bei konstantem Leistungshinterachs-gewicht $Q_h/N_e = G/N_e \cdot l_e/l$ dieselben Schwerpunktlagen und damit verschiedene Leistungsgewichte aufgetragen. Hier ergibt sich eine Verringerung von u_{opt} um 10% und $\eta_{ü_{opt}}$ um 5% (höhere Rollwiderstandsleistung durch höheres Gewicht). Vor allem bleibt aber der Anstiegswinkel α der beiden Kurven annähernd gleich, also ist eine genauere Ansprache der fahrmechanischen Gegebenheiten auch bei unterschiedlichen Gesamt-gewichten möglich, was bei den Kurven in Diagramm 2 nicht der Fall ist. Bedenkt man noch, daß gerade im Bereich des gradlinigen Anstiegs die hauptsächlichsten Feldarbeiten verrichtet werden, so wäre zu überlegen, ob nicht an Stelle der bisherigen Charakteristik eines Schleppers nach Leistungsgewicht G/N_e der sein fahrmechanisches Verhalten genauer bezeichnende Wert des Leistungshinterachs-gewichtes Q_h/N_e zu setzen wäre.

Wie die Erhöhung des Hinterachsdruckes durch den an einem bestimmten Hebelarm wirkenden Zug das Ergebnis einer fahrmechanischen Berechnung beeinflusst, zeigt z. B. Prof. H. Meyer [5] an Hand eines $Z/Q_h-\mu$ -Diagramms. In Diagramm 4 ist die Abweichung $L_F-\mu$ -Kurve bei Vernachlässigung der erhöhten Hinterachsbelastung durch den Zug zu sehen. Die Kurve $a/l = 0$ nähert sich der Kurve $a/l = 0,25$ auf Grund der Gewichtsminderung der treibenden Achse mit zunehmender Geschwindigkeit (geringerer Zug und damit geringere Beeinflussung). Die Optimalgeschwindigkeit erhöht sich bei Vernachlässigung der Zugbeeinflussung.

Der Einfluß des Rollwiderstandes ist auf Diagramm 5 zu erkennen. Die angeführten Rollwiderstandsfaktoren sind als Grenzwerte für Ackerarbeiten mit Ackerluftreifen anzusehen. Es gelten nach Obering. Lentz [5] $f' \approx 0,06$ für trockenen, harten und glatten Boden mit 7,50–36 und 9,00–24, $f' \approx 0,15$ für mit Wasser gefüllte Reifen 12, 75–28. An Hand dieses Diagramms erklärt sich auch der verhältnismäßig schwache Abfall der Kurven 1 bis 4 und 9 gegenüber anderen Darstellungen, da hier mit dem niedrigen Rollwiderstandsbeiwert $f' = 0,06$ gerechnet wurde. Der bei normalem Rollwiderstand ($f' = 0,08-0,10$ für Ackerluftreifen auf Acker) wesentlich steilere Abfall der Kurve hinter u_{opt} sollte bei Ackerarbeiten vor unnötiger Überschreitung des Punktes der optimalen Schlepperleistung warnen.

Den bisherigen Diagrammen lag eine Schlupfkurve $[S = \varphi(\mu)]$ nach Diagramm 6 (Kurve A) zugrunde, die den Mittelwerten des Schlupfbereichs für normalen Boden nach Meyer [5] entspricht. Legt man der Berechnung andere Kurven zugrunde, z. B. Diagramm 7 (Kurve B) für Al 9,00–24 auf nassem und schmierigem Boden und Diagramm 8 (Kurve C) für Al-Firestone 7,50–36 ebenfalls auf nassem und schmierigem Boden (beide nach Lentz) so zeigen sich im $L_F-\mu$ -Diagramm erhebliche Abweichungen (Diagramm 9). Sowohl Anstieg der Kurve als auch u_{opt} und $\eta_{ü_{opt}}$ ändern sich stark. Die anscheinend regellose Veränderung der vorstehend genannten Werte bewirken im wesentlichen zwei Faktoren, nämlich die Form und Höhenlage (Wertigkeit) der $S-\mu$ -Kurve. Diese beiden Faktoren sind aber zum Teil bei der Ermittlung des Punktes der Optimalleistung bei konstanter Geschwindigkeit in den Wert

$$\lambda_{max} = \mu_0 \cdot (1 - S) \frac{1}{1 - \mu_0 \cdot a/l}$$

eingegangen. Hierauf aufbauend zeigt sich, daß für den Anstieg der $L_F-\mu$ -Kurve, der mitbestimmend für die weitere Form der Kurve ist, gilt:

$$\lambda_{max} A : \lambda_{max} B : \lambda_{max} C : \approx \text{tg } \alpha A : \text{tg } \alpha B : \text{tg } \alpha C.$$

(In der ersten Annäherung kann auch gesetzt werden

$$\lambda_{max} \sim u_0 [1 - S]).$$

Auf diese Weise ist es möglich, Kurven der Schlepperleistung, die auf verschiedenen $S = \varphi(\mu)$ -Kurven basieren, zu vergleichen, wobei ein steigender Faktor λ_{max} für Steigen von $\eta_{ü_{opt}}$ und Fallen von u_{opt} zu werten ist.

Kinematische Berechnung der Elemente des Haspels

Von G. A. NARYKOW, Institut des landwirtschaftlichen Maschinenbaues in Rostow a. Don¹⁾

DK 631.364

Der Haspel erscheint als ein wesentliches Organ der Erntemaschinen. Er bringt die Pflanzen an den Schneidapparat heran, stützt sie während des Schnittes, legt die abgeschnittenen Pflanzen auf den Förderer und reinigt den Schneidapparat. Die Grundelemente, die auf die Arbeit des Haspels einwirken, sind: die Trajektorie der Bewegung eines Punktes der Haspelleiste, die Erfassung der Getreidehalme durch die Leiste, die Aufstellung der Haspelachse, der Durchmesser des Haspels und seine Umfangsgeschwindigkeit; die Fahrgeschwindigkeit der Erntemaschine und die Drehzahl des Haspels.

Die Trajektorie der Bewegung eines Punktes der Haspelleiste

Die Form der Trajektorie ist abhängig von:
 v = Fahrgeschwindigkeit der Maschine und Umfangsgeschwindigkeit des Haspels. Es können folgende fünf Arten der Trajektorie auftreten:

1. bei $v' < u'$ = eine verkürzte Trochoide;
2. „ $v' = u'$ = eine Zyloide;
3. „ $v' > u'$ = eine verlängerte Trochoide;
4. „ $v' = 0$ und $u' > 0$ = ein Kreis;
5. „ $v' > 0$ und $u' = 0$ = eine Gerade.

Zur Aufstellung der Gleichungen der Trajektorie, bezogen auf die ruhende Koordinaten-Ebene XOY (Bild 1), wird die geradlinige Bewegung der Haspelachse durch die Bewegung eines gedachten Rollkreises vom Radius r , der ohne zu gleiten auf der Achse OX der Koordinatenebene OXY abrollt, ersetzt.

$$\text{Aus der Gleichung } v' = 2\pi r n \tag{1}$$

erhält man:

$$r = \frac{v'}{2\pi n} = R \frac{v'}{u'} = R \frac{v''}{u''} \tag{2}$$

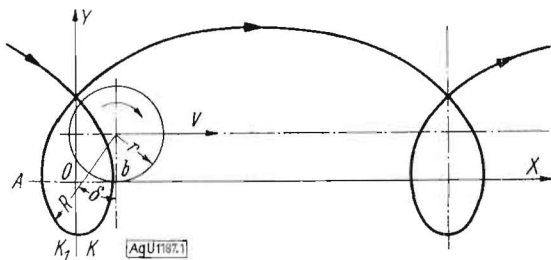


Bild 1

Beeinflussung des Punktes optimaler Schlepperleistung

Fortsetzung von S. 233

Es sei noch besonders darauf hingewiesen, daß in den Diagrammen 1 bis 5 und 9 der Klarheit wegen nur jeweils ein Beeinflussungsfaktor variiert wird, bei mehreren geänderten Faktoren addieren bzw. subtrahieren sich die entsprechenden Differenzen.

An Hand obiger Berechnungsmethode wurde der Einfluß verschiedener Faktoren auf den Punkt optimaler Schlepperleistung gezeigt, wobei die Betrachtung auf übliche hinterachsgetriebene Schlepper mit Ackerluftreifen beschränkt blieb.

A 1163

Literatur

- [1] Krey, A., u. Hartig, S.: Entwurfsberechnung für Ackerschlepperkonstruktion 1949, 6, S. 180 bis 185.
- [2] Jante, A.: Wirkungsgrad der Pflugleistungsübertragung. Deutsche Agrartechnik 1953, 1, S. 8 bis 14.
- [3] Automobiltechnisches Handbuch S. 1 bis 86.
- [4] Baganz, K.: Auswertungsdiagramme zum NFD. Deutsche Agrartechnik 1952 7, S. 204 bis 207.
- [5] Schlepper und Arbeitsgerät. Berichte über Landtechnik III, S. 97 bis 107.

Es ist

- v' Fahrgeschwindigkeit der Maschine m/min
- v'' Fahrgeschwindigkeit der Maschine m/s
- u' Umfangsgeschwindigkeit der Leiste m/min
- u'' Umfangsgeschwindigkeit der Leiste m/s
- n Drehzahl des Haspels in der Minute
- R Radius des Haspels.

Aus der Formel (2) ist zu ersehen, daß bei $v' < u'$ der Radius $r < R$ ist. Der Anfangspunkt der Bewegung der Leiste K soll mit der Koordinatenachse OY zusammenfallen. Für den Punkt K_1 , nach Drehung des Haspels um den Winkel α , erhält man seine Koordinaten:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \alpha - R \sin \alpha \\ y &= r - R \cos \alpha \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

Dieses sind die Gleichungen der Trajektorie eines Punktes der Leiste und stellen eine Kurve, die verkürzte Trochoide dar.

Betrachtet man die Trajektorie eines Punktes der Haspelleiste, so muß man feststellen, daß bei Bewegung der Leisten nach einer Trajektorie, die über der Achse OX liegt, die Getreideähren vom Messer des Schneidapparates zurückgestoßen werden, aber bei der Bewegung der Leisten nach einer Trajektorie, die unter der Achse OX liegt, wird die Leiste normal arbeiten. Es genügt deshalb, die Koordinatenachse OX auf der Höhe des Pflanzenstandes h (Bild 2) anzunehmen. Der Winkel α — entsprechend dem Punkt A , dem Übergang der Leiste aus der unteren Zone der Trajektorie in ihre obere Zone — bestimmt sich aus Bild 2 nach der Formel:

$$\cos \alpha = \frac{r}{R} = \frac{2r}{D} = \frac{v'}{u'} = \frac{v''}{u''} \tag{4}$$

Hier ist D der Durchmesser des Haspels.

Die günstigste Umfangsgeschwindigkeit der Leiste bestimmt sich unter Verwendung eines Erfahrungskoeffizienten aus der Beziehung

$$u'' = C v'' \tag{5}$$

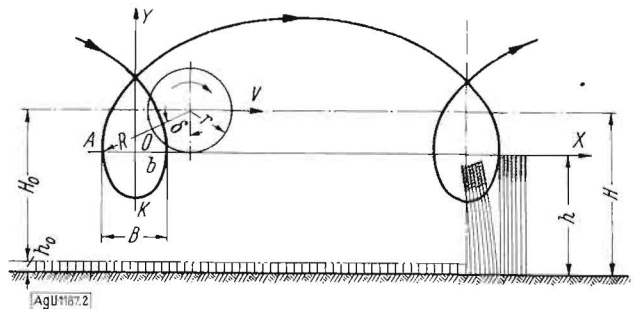


Bild 2

Setzt man nun in die Formel (4) den Wert für u'' nach der Formel (5), so erhält man:

$$\cos \alpha = \frac{1}{C} \tag{6}$$

Hier ist der Koeffizient $C = 1,5$ bis $1,7$.

Mit $C = 1,5$ bzw. $1,7$ erhält man die Grenzwerte für $\alpha = 48^\circ 12'$ und $53^\circ 59'$, zwischen denen die günstigste Größe des Winkels α liegt.

Nach Formel (4) ist:

$$r = R \cos \alpha = 0,5 D \cos \alpha \tag{7}$$

und mit diesem Wert für r ergeben die Formeln (1) und (3)

¹⁾ Сельхозмашина (Landwirtschaftliche Maschinen) Moskau 1952, Nr. 12. Übersetzer: Prof. v. Denffer.