

4. LINDAN gilt als recht persistent. Es ist deshalb überraschend, daß dennoch eine beachtliche Abnahme mit der Zeit festzustellen ist, die in der Luft und auf den Pflanzenoberflächen relativ gesehen deutlich höher liegt als im Boden.
Für die Pflanzenbelastung ist, wie bekannt, die Flüchtigkeit ein sehr aufschlußreiches Kriterium. Im Freien wird die Abnahme des Wirkstoffgehaltes auf den Pflanzen wegen der Sonneneinstrahlung, stärkeren Luftbewegungen und durch Niederschläge deutlich höher liegen, so daß die gemessenen Werte für Umweltmodelle hinsichtlich der Pflanzenbelastung den ungünstigsten Fall der Abnahme beschreiben.
5. Für die Abnahme des Wirkstoffgehaltes in den Kompartimenten und im untersuchten Zeitbereich läßt sich eine eindeutige Halbwertszeit nicht angeben, weil sich mehrere Vorgänge mit unterschiedlichen Halbwertszeiten überlagern. In einem entsprechenden Koordinatennetz würden sich mehrere Geraden ergeben, die zusammengefaßt zu einer Kurve führen. Es sind daher nur Abschätzungen möglich. – Unter den gewählten Bedingungen ($\vartheta_L = 25\text{ °C}$, $\vartheta_B \approx 23\text{ °C}$) liegt die Halbwertszeit für den Wirkstoffgehalt in der Luft bei 3 h und für den auf den Pflanzen bei etwa 10 h. Für den Boden läßt sich durch Extrapolation ein Wert zwischen 400 und 500 h abschätzen. Im Schrifttum findet man vergleichbare, aber auch deutlich höhere Werte.
6. Für den zeitlichen Verlauf der Belastung von Pflanzen, Boden und Luft durch Pflanzenbehandlungsmittel ist die Persistenz der Mittel von bestimmendem Einfluß. Die Messungen bestätigen, daß diese Größe von vielen Faktoren abhängt. Zur Ermittlung repräsentativer Werte fehlen nach Schrifttumrecherchen noch hinreichend einfache und dennoch aussagefähige Testverfahren.
7. Es ist davon auszugehen, daß der Hauptanteil der Pflanzenbehandlungsmittel in den Boden gelangt, wie auch die Modellversuche von *Figge, Klahn u. Koch* [2] zeigen.

Die Untersuchungen geben Einblick in die zeitliche Verteilung der Wirkstoffe beim und nach dem Applizieren von Pflanzenbehandlungsmitteln in und zwischen den Kompartimenten Pflanze, Boden und Luft. Damit stehen weitere Daten für Prognosemodelle zur Verfügung. Als Beitrag zur Klärung der kausalen Zusammenhänge sind sie geeignet, die Entwicklung und Prüfung von Modellen zu unterstützen. Der gemessene Wirkstoffgehalt in der Luft gibt Hinweise auf die Anwenderexposition.

Verwendete Formelzeichen

A_{OP}	m^2/m^2	gesamte Blattfläche der Pflanzen je m^2 Pflanzenbestand
A_{PB}	m^2/m^2	Bodenbedeckung, Projektionsfläche der Pflanzen auf dem Boden bei senkrechtem Lichteinfall je m^2 Pflanzenbestand
A_W	mg/m^2	Aufwand, ausgebrachte Wirkstoffmenge je m^2 Bodenfläche
B	mg/m^2	Wirkstoffmenge im Boden bezogen auf 1 m^2 Bodenfläche
F		Korrekturfaktor
h	m	Höhe über Boden
h_D	m	Höhe der Spritzdüse über Boden
L	mg/m^2	Wirkstoffmenge in der Luftsäule oberhalb eines m^2 Bodenfläche
P	mg/m^2	Wirkstoffmenge auf den Pflanzen je m^2 Bodenfläche im Pflanzenbestand
p	bar	Spritzdruck (vor der Düse)
t	h	Zeit ab Applikationsbeginn
t_{Ae}		Zeitpunkt des Applikationsendes
v	m/s	Fahrgeschwindigkeit der Düse
ζ	$\mu g/m^3$	Wirkstoffgehalt in der Luft bei 20 °C und 1013 mbar
ζ_G	$\mu g/m^3$	Wirkstoffgehalt in der Luft im Atembereich
ϑ_B	$^{\circ}C$	Bodentemperatur, gemessen 2 cm unterhalb der Oberfläche
ϑ_L	$^{\circ}C$	Lufttemperatur
φ	%	relative Luftfeuchtigkeit

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] • *Ullmann, E.*: LINDAN – Monographie eines insektiziden Wirkstoffs.
Freiburg im Breisgau: K. Schillinger 1973.
- [2] • *Figge, K., J. Klahn u. J. Koch*: Chemische Stoffe in Ökosystemen.
Stuttgart/New York: Gustav Fischer 1985.
- [3] *Batel, W.*: Zur Anwenderexposition beim Ausbringen von Pflanzenbehandlungsmitteln durch Spritzen und Sprühen.
Grundl. Landtechnik Bd. 34 (1984) Nr. 2, S. 33/53.

Energiebilanz beim Einsatz rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge mit horizontaler Drehachse

Von Wolf-Dieter Kalk, Otto Bosse und Christoph Bernard, Müncheberg*)

DK 631.317/.319:531.2

*) *Dr. sc. techn. W.-D. Kalk, Dr. agr. O. Bosse sind wissenschaftliche Mitarbeiter; Dr. sc. agr. C. Bernard ist wissenschaftlicher Abteilungsleiter im Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg (Direktor: Prof. Dr. sc. P. Kundler) der Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR.*

Zur Energiebilanz beim Einsatz rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge mit horizontaler Drehachse fehlte eine allgemeine, für den gesamten Schlupfbereich geltende Gleichung.

Bleiben die Energieverluste im Getriebe unberücksichtigt, gilt eine allgemeine Gleichung unabhängig davon, ob die Energieübertragung zum Werkzeug mittels Fahrtrieb und/oder Zapfwelle erfolgt. Bezieht man die Energieverluste im Getriebe ein, müssen wegen der bei treibenden und bei getriebenen Werkzeugen möglichen Energierückführungen 3 Gültigkeitsbereiche für die abgeleitete Gleichung unterschieden werden.

1. Einleitung

Für die Energieübertragung vom Schleppermotor zum rotierenden Werkzeug mit horizontaler Drehachse beim Verdichten und Zerkleinern des gelockerten Bodens leitete *Konzack* [1] Gleichungen ab, deren Gültigkeitsbereiche von der Antriebsart abhängig sind. Mit diesen Gleichungen sind qualitative Aussagen zur Energiebilanz bei treibenden, rollenden oder getriebenen Werkzeugen [2] möglich. Für quantitative Aussagen und für die rechtechnische Analyse bei unterschiedlichem Werkzeugschlupf sind im gesamten Schlupfbereich gültige Gleichungen notwendig, die nur bekannte und meßbare Größen enthalten.

Ziel der dargestellten Untersuchungen war deshalb die Ableitung allgemeiner, unabhängig von der Antriebsart geltender Gleichungen für die Energiebilanz beim Einsatz rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge mit horizontaler Drehachse.

2. Theoretische Ergebnisse

2.1 Analyse des Erkenntnisstandes und der Probleme

Energie- oder Leistungsbilanzen für die Bodenbearbeitung mit Schlepper und Bodenbearbeitungsgerät liegen von vielen Autoren vor [z.B. 3 bis 7]. Geklärt sind die Zusammenhänge bei der Nutzung von Geräten mit gezogenen Werkzeugen [3, 4, 5]. Bei Geräten mit getriebenen rotierenden Werkzeugen [2] wird in der Regel nachgewiesen, daß gegenüber Geräten mit gezogenen Werkzeugen ein besserer Wirkungsgrad der Energieübertragung vom Schleppermotor zum Werkzeug zu erreichen ist [6, 7, 8].

Eine erweiterte Aussage ist in der Arbeit von *Konzack* [1] enthalten. Er behandelt die Änderung der Energiebilanz rotierender Werkzeuge zum Verdichten und Zerkleinern des Bodens in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf und bezieht sowohl den Bereich negativen (treibend) als auch den Bereich positiven Schlupfes (getrieben) ein, **Bild 1**. Anhand dieser Darstellung wurde geschlußfolgert, daß im allgemeinen von der dem Werkzeug zugeführten Energie W_W ein Teil durch die Wirkelemente im Boden zu nutzen ist (W_B) und ein Teil zur Nutzung an anderen Werkzeugen oder an Rädern (W_F) freigesetzt wird

$$W_W = W_B + W_F \quad (1)$$

Da jedoch im mittleren Schlupfbereich (Gln. (1.2) und (1.3)) keine Energie freigesetzt wird, ist Gl. (1) nicht allgemeingültig für den gesamten Schlupfbereich.

Für die Energiebilanz kann bei Vernachlässigung der Luftwiderstands-, Steig- und Beschleunigungsenergie von Schlepper und Gerät eine allgemeine Gleichung formuliert werden

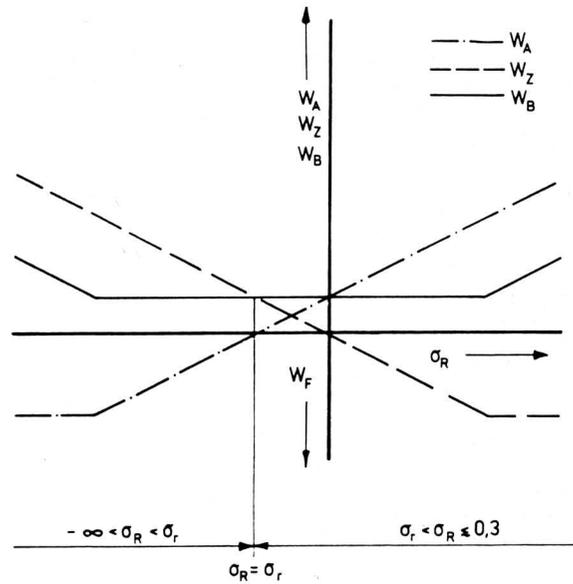
$$W_M = W_G + W_R + W_{\mu} + W_Z + W_A \quad (2)$$

Wenn man die Energieverluste im Getriebe durch den Getriebewirkungsgrad ausdrückt und die Energieübertragung zwischen Motor und Werkzeug berücksichtigt, **Bild 2**, ergibt sich aus Gl. (2) für das treibende Werkzeug

$$W_{Mt} = (W_R + W_{\mu t} + W_B + W_{Ft}) \frac{1}{\eta_{GF}} - W_{Ft} \eta_{GZ} \eta_{GG} \quad (3)$$

für das getriebene Werkzeug

$$W_{Mg} = (W_R + W_{\mu g} - W_{Fg}) \frac{1}{\eta_{GF}} + (W_B + W_{Fg}) \frac{1}{\eta_{GZ} \eta_{GG}} \quad (4)$$



treibend	rollend	getrieben
Energiebilanz am Werkzeug		
$W_W = W_Z = W_B + W_A$		wenn $\sigma_R < \sigma_f$ (1.1)
$W_W = W_Z = W_B$		wenn $\sigma_R = \sigma_f$ (1.2)
$W_W = W_A + W_Z = W_B$		wenn $\sigma_f < \sigma_R \le 0$ (1.3)
$W_W = W_A = W_B + W_S$		wenn $\sigma_R > 0$ (1.4)

Bild 1. Anteile des Energieumsatzes am rotierenden Werkzeug in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf mit Gleichungen für verschiedene Schlupfbereiche, nach *Konzack* [1]; Zusammenstellung der Formelzeichen am Schluß der Arbeit.

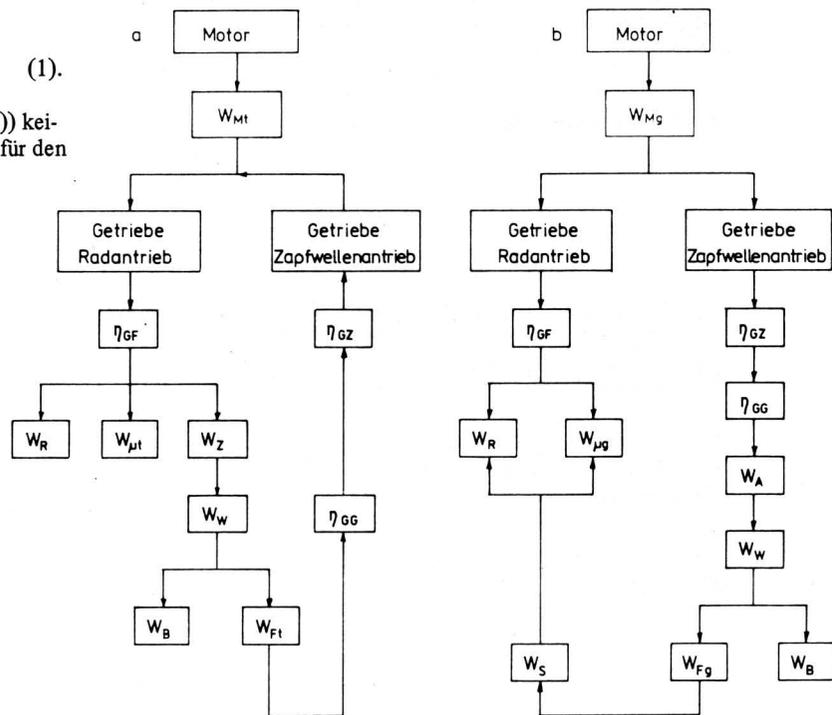


Bild 2. Energieübertragung zwischen Schleppermotor und Werkzeug; nach *Konzack* [1].

- a beim Einsatz treibender Werkzeuge
- b beim Einsatz getriebener Werkzeuge

Die einzelnen Anteile an der Motorenergie sind durch folgende Gleichungen zu beschreiben:

$$W_R = F_R v t \quad (5)$$

$$W_{\mu} = (F_R + F_Z) \sigma_T u_T t \quad (6)$$

$$W_Z = F_Z v t \quad (7)$$

$$W_A = \frac{M}{R} u t \quad (8)$$

Der Schlupf am Schleppertreibrad bzw. am Werkzeug errechnet sich nach

$$\sigma_T = 1 - \frac{v}{u_T} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_R = 1 - \frac{v}{u} \quad (9)$$

Unter der Annahme

$$\eta_{GF} = \eta_{GZ} \eta_{GG} = \eta \quad (10)$$

vereinfachte *Konzack* [1] die Gln. (3) und (4) und errechnete die Motorenergie

für das treibende Werkzeug

$$W_{Mt} = (W_R + W_{\mu t} + W_B) \frac{1}{\eta} + W_{Ft} \left(\frac{1}{\eta} - \eta \right) \quad (3.1)$$

für das rollende Werkzeug

$$W_{Mr} = (W_R + W_{\mu r} + W_B) \frac{1}{\eta} \quad (3.2)$$

und für das getriebene Werkzeug

$$W_{Mg} = (W_R + W_{\mu g} + W_B) \frac{1}{\eta} \quad (4.1)$$

Die Annahme der Gl. (10) ist für vergleichende Betrachtungen der Energiebilanz an Werkzeugen unterschiedlicher Antriebsart bei hoher Motorauslastung in erster Näherung gerechtfertigt [5, 7, 9], d.h. bei rollenden, getriebenen und treibenden Werkzeugen ändern sich die Energieverluste im Getriebe proportional zum Energieverbrauch am Schlepperfahrwerk und am Werkzeug. Die Proportionalität ist gestört, wenn Energierückführungen auftreten (Gl. (3.1)). Die vom Werkzeug zu nutzende Energie enthält auch Energieverluste am Werkzeug und an den Stützelementen des Gerätes [10].

Nimmt man die im Boden zu nutzende Energie W_B entsprechend Bild 1 und die Energieverluste zur Überwindung des Schlepperrollwiderstandes als konstant an, sind anhand der Gln. (3.1), (3.2) und (4.1) qualitative Aussagen zu den übrigen Energieverlusten bei verschiedenen Antriebsarten möglich [1]. Für treibende Werkzeuge ist die Motorenergie am höchsten, weil wegen der großen Zugkraft die Energieverluste infolge des Schlupfes der Schleppertreibräder am größten sind und durch die Rückführung von Drehenergie zum Schleppermotor zusätzliche Energieverluste im Getriebe entstehen (zweiter Summand von Gl. (3.1)). Bei rollenden Werkzeugen (Gl. (3.2)) bzw. allen gezogenen Werkzeugen entfallen diese zusätzlichen Energieverluste im Getriebe, und die Energieverluste infolge des Schlupfes sind wegen der kleineren Zugkraft geringer. Da bei getriebenen Werkzeugen die erforderliche Zugkraft weiter abnimmt (Bild 1) und nach Überschreiten des Schlupfnullpunktes negativ wird, ist die Motorenergie für eine bestimmte im Boden zu nutzende Energie noch geringer als beim rollenden Werkzeug. Wenn die negative Zugkraft bzw. die Schubkraft des Werkzeuges gleich dem Rollwiderstand des Schleppers ist, treten keine Energieverluste infolge Schlepperschlupf (Gl. (6)) auf [1]. Die Nutzung getriebener Werkzeuge hat bis zu dem Werkzeugschlupf, der diese Bedingung erfüllt, keine zusätzlichen Verluste durch Energierückführung zur Folge (vgl. Gln. (3.1) und (4.1)).

Theoretisch sind rotierende Werkzeuge realisierbar, deren Schubkraft den Rollwiderstand des Schleppers übersteigt [11]. Die Konsequenzen, die sich dann für die Energiebilanz ergeben, sind im Schrifttum nicht ausgewiesen.

Ebenso fehlen zusammenhängende, für den gesamten Schlupfbereich geltende Aussagen zur Abhängigkeit der Motorenergie von bekannten und zu messenden Parametern des Werkzeuges und des Schleppers, die auch Rückschlüsse über die Veränderung der Energieverluste im Getriebe und am Fahrwerk sowie der im Boden zu nutzenden Energie zulassen.

2.2 Ableitung der erforderlichen Gleichungen

Als Grundlage der abzuleitenden Gleichungen für die Energiebilanz dient die Analyse der Kräfte und Drehmomente an rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen mit horizontalen Drehachsen [2]. Für getriebene Räder gelten die im Bild 3 dargestellten Zusammenhänge [12]

$$F_Z = F_U - F_R \quad (11)$$

und

$$M_T = F_B h = F_U R_T = (F_R + F_Z) R_T \quad (12)$$

Bezieht man die Kräfte in Gl. (12) auf die Normalkraft am getriebenen Rad, ergeben sich

$$M_T = \mu_T F_{NT} R_T = (\rho_T + \kappa_T) F_{NT} R_T \quad (13)$$

$$\mu_T = \rho_T + \kappa_T \quad (14)$$

$$\mu_T = M_T / (F_{NT} R_T) \quad (15)$$

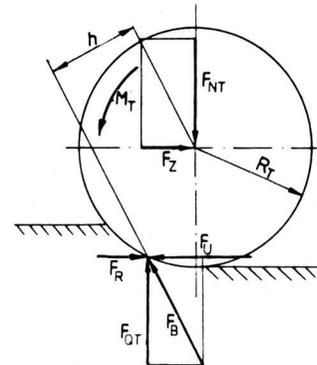


Bild 3. Kräfte und Drehmoment am getriebenen Rad; nach Soucek [12].

Unter Berücksichtigung der Eindringtiefe rotierender Werkzeuge in den Boden wurden für die Kräfte und Drehmomente an diesen Werkzeugen, Bild 4, Gleichungen abgeleitet, deren Gültigkeit den gesamten Schlupfbereich umfaßt. Das Normalmoment (durch die Normalkraft bewirktes Moment) wird bei allen Antriebsarten mittels Drehmoment und Zugmoment (durch die Zugkraft bewirktes Moment) aufgebracht

$$M + F_Z R \cos \varphi_R = F_N f \quad (16)$$

Der Kraftangriffspunkt im Boden wird am Werkzeugumfang angenommen. Der genaue Kraftangriffspunkt am mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreis [2] ist nur bei der Ermittlung der Kraftgrößen wichtig; bei der Energiebilanz spielt er wegen der gleichzeitigen Änderung von Kraft und Weg keine Rolle. Durch Beziehen aller Momente der Gl. (16) auf das Moment $F_N R \cos \varphi_R$ und Umformen [2] erhält man eine Gleichung mit dimensionslosen Größen

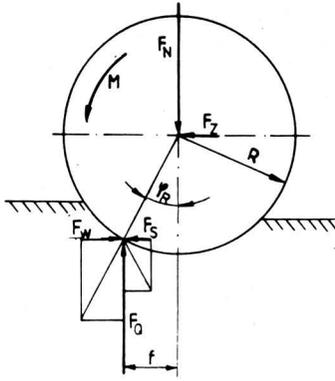


Bild 4. Kräfte und Drehmoment am rotierenden Werkzeug mit horizontaler Drehachse.

$$F_N \frac{M}{R \cos \varphi_R} + \frac{F_Z}{F_N} = \tan \varphi_R \quad (17).$$

Es lassen sich folgende Beiwerte definieren

$$\text{Drehmomentbeiwert } \mu_R = \frac{M}{F_N R \cos \varphi_R} \quad (18),$$

$$\text{Zugmomentbeiwert } \kappa = \frac{F_Z R \cos \varphi_R}{F_N R \cos \varphi_R} = \frac{F_Z}{F_N} \quad (19),$$

$$\text{Normalmomentbeiwert } \rho_R = \frac{F_N f}{F_N R \cos \varphi_R} = \tan \varphi_R \quad (20).$$

Bei Verwendung dieser Beiwerte nimmt Gl. (17) die Form an:

$$\mu_R + \kappa = \rho_R \quad (21).$$

Die Umfangsgeschwindigkeit eines rotierenden Werkzeuges beträgt

$$u = \frac{2 \pi R}{t} \quad (22).$$

Der wirksame Hebelarm der Horizontalkräfte zwischen Werkzeug und Boden bezüglich der Drehachse ist nicht der Werkzeugradius R , sondern das Produkt aus Werkzeugradius und $\cos \varphi_R$. An diesem Hebelarm beträgt die Umfangsgeschwindigkeit

$$u_{R\varphi} = \frac{2 \pi R \cos \varphi_R}{t} \quad (23)$$

und der Schlupf

$$\sigma_{R\varphi} = 1 - \frac{v}{u_{R\varphi}} \quad (24).$$

Aus den Gln. (9) und (22) bis (24) folgt

$$\frac{1 - \sigma_R}{\cos \varphi_R} = 1 - \sigma_{R\varphi} \quad (25).$$

Um die Energieanteile auf den Weg beziehen zu können, wird eingeführt

$$s = v t \quad (26)$$

in Gl. (9) bzw. (24) eingesetzt, ergibt sich

$$u_T t = \frac{s}{1 - \sigma_T} \quad (27),$$

$$u t = \frac{s}{1 - \sigma_R} \quad (28),$$

$$u_{R\varphi} t = \frac{s}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (29).$$

Setzt man die Gln. (5) bis (8) in Gl. (2) ein, ist ohne Berücksichtigung der Energieverluste im Getriebe die Motorenergie durch die Gleichung

$$W_{M0} = F_R v t + (F_R + F_Z) \sigma_T u_T t + F_Z v t + \frac{M}{R} u t \quad (30.1)$$

zu beschreiben. Daraus folgt unter Berücksichtigung der Gln. (26) bis (28)

$$\frac{W_{M0}}{s} = F_R \frac{1}{1 - \sigma_T} + F_Z \frac{1}{1 - \sigma_T} + \frac{M}{R} \frac{1}{1 - \sigma_R} \quad (30.2)$$

mit Gln. (11) und (12)

$$\frac{W_{M0}}{s} = \frac{M_T}{R_T} \frac{1}{1 - \sigma_T} + \frac{M}{R} \frac{1}{1 - \sigma_R} \quad (30.3).$$

Bezieht man den Hebelarm der Horizontalkräfte im Boden bezüglich der Drehachse ein, ist Gl. (30.1) mit den Gln. (22) und (23) umzuformen zu

$$W_{M0} = F_R v t + (F_R + F_Z) \sigma_T u_T t + F_Z v t + \frac{M}{R \cos \varphi_R} u_{R\varphi} t \quad (31).$$

Unter Nutzung der Gln. (26), (27) und (29) und der Beiwerte (Gln. (12) bis (15) und (18) bis (21)) ergeben sich daraus die Gleichungen

$$\frac{W_{M0}}{s} = \rho_T F_{NT} + \mu_T F_{NT} \frac{\sigma_T}{1 - \sigma_T} + \rho_R F_N + \mu_R F_N \frac{\sigma_{R\varphi}}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (32.1),$$

$$\frac{W_{M0}}{s} = \rho_T F_{NT} \frac{1}{1 - \sigma_T} + \kappa F_N \frac{1}{1 - \sigma_T} + \mu_R F_N \frac{1}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (32.2),$$

$$\frac{W_{M0}}{s} = \mu_T F_{NT} \frac{1}{1 - \sigma_T} + \mu_R F_N \frac{1}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (32.3).$$

Läßt man bei der Energiebilanz neben Luftwiderstands-, Steig- und Beschleunigungsenergie von Schlepper und Gerät auch die Energieverluste im Getriebe unberücksichtigt, ergeben sich für die erforderliche Motorenergie je Meter Arbeitsweg allgemein für alle Antriebsarten rotierender Werkzeuge geltende Gleichungen unabhängig davon, ob die Energieübertragung zum Werkzeug mittels Fahrtrieb und/oder Zapfwelle erfolgt (Gln. (30) und (32)).

Bei Einbeziehung der Energieverluste im Getriebe muß die Energieübertragung zwischen Schleppermotor und Werkzeug berücksichtigt werden. Wird Energie dem Werkzeug nur zugeführt, z.B. bei rollenden Werkzeugen, errechnen sich die Verluste im Getriebe mit Gl. (10) nach der Gleichung

$$\frac{W_{G0}}{s} = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \frac{W_{M0}}{s} \quad (33),$$

wobei für die Motorenergie je Meter Arbeitsweg eine der Gln. (30) oder (32) genutzt werden kann. Zum Beispiel ergibt sich mit Gl. (32.3)

$$\frac{W_{G0}}{s} = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \left(\frac{\mu_T F_{NT}}{1 - \sigma_T} + \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}} \right) \quad (34).$$

Bei treibendem Werkzeug treten durch Energierückführung zusätzliche Verluste im Zapfwellengetriebe auf

$$\frac{W_{Gt}}{s} = \left(\eta - \frac{1}{\eta} \right) \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (35).$$

Gegenüber dem zweiten Summanden in Gl. (3.1) wurde das Vorzeichen geändert, da bei treibender Antriebsart μ_R immer negativ ist, Bild 5. Überschreitet beim getriebenen Werkzeug die Schubkraft den Rollwiderstand des Schleppers, sind durch Energierückführung zusätzliche Verluste im Fahrgetriebe vorhanden

$$\frac{W_{Gg}}{s} = \left(\eta - \frac{1}{\eta} \right) \frac{\mu_T F_{NT}}{1 - \sigma_T} \quad (36).$$

Aus Gln. (34) bis (36) ergibt sich ein Zusammenhang mit allen Anteilen der Energieverluste im Getriebe

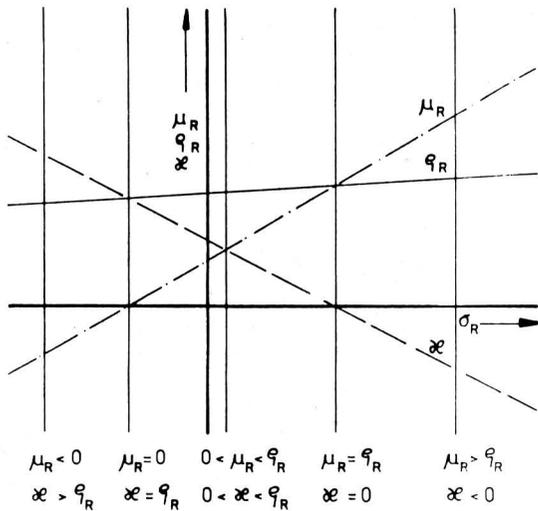


Bild 5. Idealisierter Verlauf der Beiwerte für das Normalmoment ρ_R , Drehmoment μ_R und Zugmoment κ in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf; nach Kalk u. Bosse [2].

$$\frac{W_G}{s} = \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{\mu_T F_{NT}}{1 - \sigma_T} + \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \left(\frac{\mu_T F_{NT}}{1 - \sigma_T} + \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}}\right) + \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}} \quad (37)$$

Für die Energiebilanz beim Einsatz rotierender Werkzeuge mit horizontaler Drehachse sind noch Annahmen für die Normalkraft an der Treibachse des Schleppers zu begründen. Diese Normalkraft kann bei Kupplung mit einem beliebigen rotierenden Werkzeug nur anteilig in die Energiegleichungen eingehen. Der erforderliche Normalkraftanteil des Schleppers läßt sich errechnen, wenn berücksichtigt wird, daß die vom Schlepper abgegebene Zugkraft und die am Werkzeug erforderliche Zugkraft gleich sind. Aus den Gln. (12), (13) und (19) ergibt sich

$$F_{NT} = \frac{\kappa F_N}{\kappa_T} \quad (38)$$

Unterschiedliche Bodenbedingungen können bei der rechen-technischen Analyse der Energiebilanz in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf mit Hilfe der zusammengestellten Gleichungen durch veränderte Zugkraftbeiwerte des Schleppers ausgedrückt werden, z.B. bei optimalem Bodenzustand $\kappa_T = 0,35$, bei feuchtem Boden $\kappa_T = 0,2$ [13]. Hohe Normalkräfte auf der Treibachse, die nicht durch Abnehmen von Ballastmassen vermindert werden können, und ein nur geringer Zugkraftbedarf des Werkzeuges, sind durch noch kleinere Zugkraftbeiwerte des Schleppers zu berücksichtigen.

Für getriebene Werkzeuge ($\kappa < \rho_R$) sinkt die erforderliche Normalkraft des Schleppers nach Gl. (38) entsprechend der Abnahme von κ (Bild 5) und erreicht für $\kappa < 0$ negative Werte. Es würde sich theoretisch ein Energiegewinn am Schlepperfahrwerk und im Getriebe ergeben (die Summanden mit F_{NT} in Gln. (32.1) und (37) wären negativ). Praktisch tritt dieser Fall nicht ein, da sich die Normalkraft an der Treibachse beim Einsatz getriebener Werkzeuge gegenüber dem Einsatz rollender Werkzeuge nur bedingt verändern läßt [9]. Deshalb wird für getriebene Werkzeuge ($\kappa < \rho_R$) unterstellt, daß sich wie bei rollenden Werkzeugen die Schlepperzugkraft entsprechend dem Produkt aus Normalmomentbeiwert und Werkzeugnormalkraft ändert. Daraus folgt

$$F_{NT} = \frac{\rho_R F_N}{\kappa_T} \quad (39)$$

Durch Summation der Energieverluste im Getriebe (Gl. (37)) und am Fahrwerk sowie der vom Werkzeug im Boden zu nutzenden Energie (Gl. (32.1)) ergibt sich unter Berücksichtigung der Gln. (14) und (38) die gesamte Motorenergie je Meter Arbeitsweg

$$\begin{aligned} \frac{W_M}{s} = & \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{\rho_T F_{NT} + \kappa F_N}{1 - \sigma_T} + \\ & + \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \left(\frac{\rho_T F_{NT} + \kappa F_N}{1 - \sigma_T} + \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}}\right) + \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{\mu_R F_N}{1 - \sigma_{R\varphi}} + \\ & + \frac{\rho_T F_{NT} + \sigma_T \kappa F_N}{1 - \sigma_T} + \left(\rho_R + \frac{\mu_R \sigma_{R\varphi}}{1 - \sigma_{R\varphi}}\right) F_N \end{aligned} \quad (40)$$

Die Gültigkeitsbereiche dieser Gleichung sind in Tafel 1 angegeben. Zur Veranschaulichung dient Bild 6.

Die Form der Gl. (40) ist dem jeweils zu bearbeitenden Problem anzupassen. Sie läßt sich auch auf Kombinationen von zwei und mehr Werkzeugen erweitern. Ist es nicht zweckmäßig, Beiwerte zu nutzen, kann Gl. (40) mit den Gln. (12), (13), (18), (19), (21) und (25) umgewandelt werden zu

$$\begin{aligned} \frac{W_M}{s} = & \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{F_R + F_Z}{1 - \sigma_T} + \\ & + \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \left(\frac{F_R + F_Z}{1 - \sigma_T} + \frac{M}{R(1 - \sigma_R)}\right) + \left(\eta - \frac{1}{\eta}\right) \frac{M}{R(1 - \sigma_R)} + \\ & + \frac{F_R + \sigma_T F_Z}{1 - \sigma_T} + F_Z + \frac{M}{R(1 - \sigma_R)} \end{aligned} \quad (41)$$

Die letzten beiden Summanden geben die im Boden zu nutzende Energie W_B je Meter Arbeitsweg an. Aus den Gln. (26), (28), (7) und (8) läßt sich ein allgemeiner unabhängig von der Antriebsart gültiger Zusammenhang für die Energiebilanz am rotierenden Werkzeug formulieren

$$W_B = W_Z + W_A \quad (42)$$

<p>1. $\kappa > \rho_R$</p> <ul style="list-style-type: none"> – Für die Normalkraft des Schleppers ist Gl. (38) in Gl. (40) einzusetzen. – Der erste Summand der Energieverluste im Getriebe ist gleich Null, da über den Radantrieb die Energiezuführung und nicht die -rückführung erfolgt (Bild 6a)
<p>2. $0 \leq \kappa \leq \rho_R$ und $\kappa < 0$; $\rho_T \frac{\rho_R}{\kappa_T} + \kappa \geq 0$</p> <ul style="list-style-type: none"> – Für die Normalkraft des Schleppers ist Gl. (39) in Gl. (40) einzusetzen. – Der erste und dritte Summand der Energieverluste im Getriebe ist gleich Null, da keine Energierückführung auftritt (Bild 6b bis e).
<p>3. $\kappa < 0$; $\rho_T \frac{\rho_R}{\kappa_T} + \kappa < 0$</p> <ul style="list-style-type: none"> – Für die Normalkraft des Schleppers ist Gl. (39) in Gl. (40) einzusetzen. – Der dritte Summand der Energieverluste im Getriebe ist gleich Null, da über die Zapfwelle die Energiezuführung und nicht die -rückführung erfolgt (Bild 6f).
<p>Die Gl. (40) oder Modifikationen der Gleichung, z.B. Gl. (41), gelten auch für gezogene Werkzeuge, wobei neben den Bedingungen des Bildes 6b auch der erste Summand der Energieverluste im Getriebe gleich Null sein muß, da über den Radantrieb die Energiezuführung und nicht die -rückführung erfolgt.</p>

Tafel 1. Gültigkeitsbereiche der abgeleiteten Energiebilanz beim Einsatz rotierender Werkzeuge mit horizontaler Drehachse (Gl. (40)).

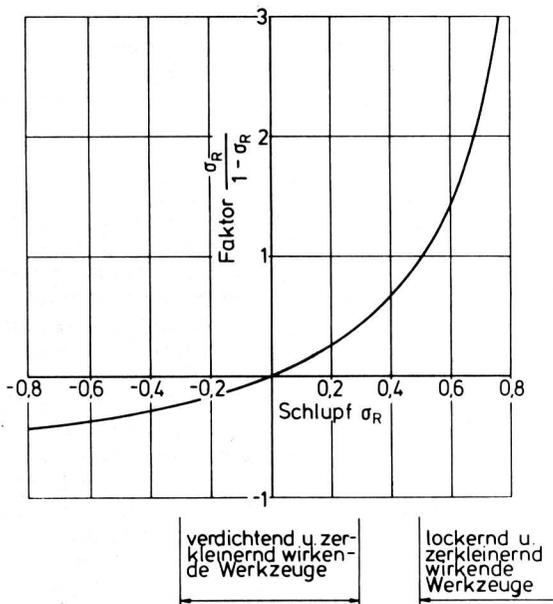


Bild 7. Schlupffaktor $\sigma_R/(1 - \sigma_R)$ in Abhängigkeit vom Werkzeugeschlupf.

Für Werkzeuge zum Verdichten und Zerkleinern des Bodens im Schlupfbereich bis 0,3 [2, 14, 15] ist der Einfluß des Schlupffaktors zunehmend, aber noch relativ gering. Im Einsatzbereich lockernd und zerkleinernd wirkender fräsender Werkzeuge mit Schlupfwerten größer als 0,5 [16] ist aufgrund der zunehmenden Schlupfarbeit der Energieverbrauch je bearbeiteter Flächen- oder Volumeneinheit gegenüber rollenden Werkzeugen wesentlich höher. Die Reduzierung der Schlupfarbeit ist nur durch Verminderung der Umfangsgeschwindigkeit möglich, jedoch wegen der gewünschten Wirkungen nicht unbegrenzt [16]. Es kann abgeleitet werden, daß es mit getriebenen, lockernd und zerkleinernd wirkenden Werkzeugen objektiv nicht möglich ist, im Boden nur soviel Arbeit je bearbeiteter Flächen- oder Volumeneinheit zu verrichten, wie mit gezogenen bzw. rollenden Werkzeugen. Bei Einsatz getriebener Werkzeuge kann deshalb nicht die Begrenzung der zu nutzenden Energie entscheidend sein [8], sondern mit der zusätzlich nutzbaren Energie muß das Bearbeitungsergebnis entsprechend verbessert werden.

Wird zur Bewertung der Werkzeuge die Vergleichsenergie [17] herangezogen, ist es erforderlich, bei getriebenen Werkzeugen im Vergleich zu rollenden bzw. gezogenen Werkzeugen die gleiche oder eine geringere Vergleichsenergie zu erreichen. Nutzlose Beschleunigungs-, Schnitt- und Reibarbeit muß vermieden werden.

Energierückführungen vom Werkzeug zum Schleppermotor können beim treibenden Werkzeug (Bild 6a) und getriebenen Werkzeug (Bild 6f) auftreten. Für Werkzeuge, die keine Energierückführungen zum Motor bewirken (Bild 6b bis e), gilt die Energiebilanz (Gl. (40) bzw. (41)) ohne zusätzliche Energieverluste im Getriebe (der erste und dritte Summand der Getriebeverluste entfällt entsprechend Gültigkeitsbereich 2 in Tafel 1). Bei Energierückführung ergeben sich im Getriebe zusätzliche Verluste. Die bereits von *Konzack* [1] beschriebenen zusätzlichen Energieverluste bei treibenden Werkzeugen (Gl. 3.1) lassen sich mit Hilfe des dritten Summanden in Gln. (40) und (41) errechnen (Gültigkeitsbereich 1 in Tafel 1). Überschreitet die vom getriebenen Werkzeug erzeugte Schubkraft (negatives F_Z) den Rollwiderstand des Schleppers, kehrt sich die Umfangskraft der Treibräder um (Gl. (11)). Demzufolge wird Energie vom Fahrwerk zum Motor zurückgeführt

(Bild 6f), die sich anhand des ersten Summanden in Gln. (40) und (41) errechnen läßt (Gültigkeitsbereich 3 in Tafel 1). Die zusätzlichen Verluste durch Energierückführung sind durch eine geeignete technische Gesamtkonzeption des Gerätes zu vermeiden. Z.B. kann das von einem treibenden Werkzeug abgegebene Drehmoment für den Antrieb eines getriebenen Werkzeuges [18, 19] oder getriebener Räder [20], die negative Zugenergie bzw. die Schubenergie eines getriebenen Werkzeuges durch Kombination mit gezogenen bzw. rollenden Werkzeugen genutzt werden.

Die Energieverluste zwischen Motor und Bodenbearbeitungswerkzeug sind bei getriebenen Werkzeugen wegen kleinerer Verluste infolge Schlupf und Rollwiderstand, wenn die Schleppermasse vermindert werden kann, geringer als bei gezogenen, rollenden und treibenden Werkzeugen. Dieser Vorteil ist jedoch nur dann von Nutzen, wenn – wie oben gezeigt – mit der im Boden zusätzlich nutzbaren Energie eine entsprechende Verbesserung des Bearbeitungsergebnisses erreicht wird.

Vergleichsuntersuchungen von Werkzeugen, bei denen die Energieverluste zwischen Motor und Werkzeug von unterschiedlicher Art und Größe sind, erfordern zur exakten Bewertung die Einbeziehung der mechanischen Motorenergie. Beim Vergleich von Werkzeugen und Geräten, bei denen die Energieverluste zwischen Motor und Werkzeug der im Boden zu nutzenden Energie proportional sind, kann die von den Werkzeugen umgesetzte Energie beim Bewerten als Maß für den Energieaufwand verwendet werden.

3. Anwendungsbeispiel

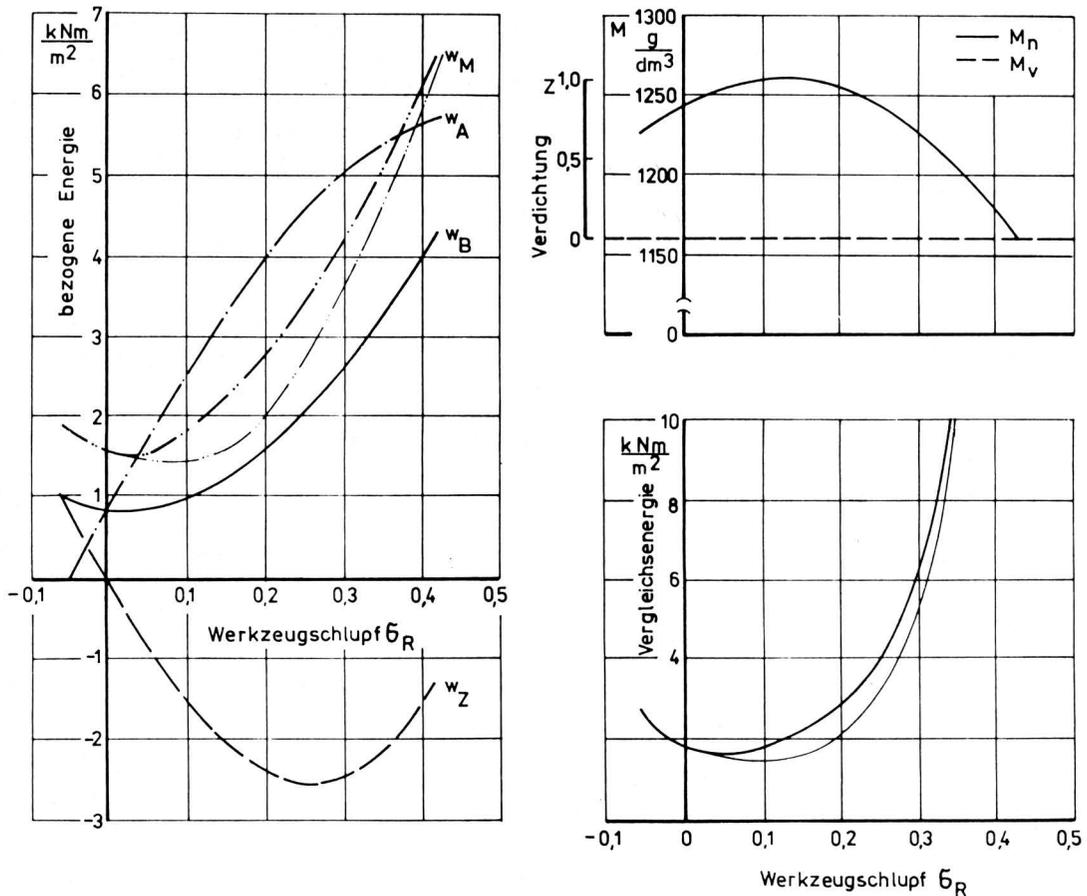
Als Beispiel für die Anwendung der abgeleiteten Gleichungen werden die bei der Darstellung der Kräfte und Drehmomente an rotierenden Werkzeugen [2] genutzten Untersuchungsergebnisse an Zahnpackern weiter bearbeitet, Bild 8.

Die Kurvenverläufe der auf die Bearbeitungsfläche bezogenen Energie (Bild 8a) sind mit Hilfe der Gl. (40) aus den bereits veröffentlichten Kurvenverläufen der Beiwerte μ_R , ρ_R und κ [2] errechnet worden. Die zur Charakterisierung des Bearbeitungsergebnisses genutzte Bodendichte (Bild 8b) wurde mit einem Meßverfahren [21] ermittelt, das bei einer Schichtauflösung von 50 mm eine Meßunsicherheit von 3 % nicht überschreitet. Der Quotient aus Motorenergie und Bearbeitungsergebnis ergibt die Vergleichsenergie [17], die zur Auswahl des für den Einsatz des Zahnpackers zweckmäßigen Schlupfbereiches herangezogen wird (Bild 8c).

Offensichtlich ist in Bild 8a die Gültigkeit der Beziehung $W_B = W_Z + W_A$. Die Wirkung der Energierückführung über den Fahrtrieb des Schleppers infolge der Schubkraft des getriebenen Zahnpackers wird beim Vergleich der Linien unterschiedlicher Strichstärke für die auf die Bearbeitungsfläche bezogene Motorenergie sichtbar. Ohne Energierückführung (dünne Linie) sind die Verluste wesentlich geringer als mit Energierückführung.

Die Bodendichte war vor der Bearbeitung einheitlich (M_V in Bild 8b). Hinsichtlich der Bearbeitungswirkung hatte das Werkzeug einen optimalen Schlupfbereich bei getriebener Antriebsart, da in diesem Bereich eine höhere Dichte als bei rollender Antriebsart erreicht wurde.

Die Vergleichsenergie (Bild 8c) war unter Berücksichtigung der Motorenergie mit Energierückführung (dicke Vollinie) bei einem relativ niedrigen Werkzeugschlupf von 0,05 am geringsten. Wird die Energierückführung durch Kombination des getriebenen Werkzeuges mit einem gezogenen Werkzeug vermieden, ergibt sich eine Verminderung der Vergleichsenergie, eine Verschiebung des optimalen Werkzeugschlupfes zu etwas größeren Werten und eine Verbreiterung des optimal nutzbaren Schlupfbereiches (dünne Vollinie in Bild 8c). Es ist nicht zweckmäßig, den Schlupfbereich höchster Schubkraft [2] zu nutzen, da in diesem Schlupfbereich analog zu getriebenen Rädern bereits ein hoher Anteil nutzloser Reibungs- und Verschiebungsarbeit vorhanden ist (Bild 8c). Die Verdichtungswirkung der Werkzeuge hat das Maximum bereits überschritten (Bild 8b).



Körnungsart	lU (Bodenrinne)
w	13 m %
R	0,35 m
n_w	3
n_k	12
a	120 mm
B	10 mm
F_N	3,83 kN/m
v	1,7 m/s

Bild 8. Diagramme zur Ermittlung des günstigen Bereiches des Werkzeugschlupfes von Zahnpackern mit
 a der auf die bearbeitete Fläche bezogenen Energie (genutzte Konstanten: $\eta = 0,85$; $\rho_T = 0,18$; $\kappa_T = 0,35$; $\sigma_T = 0,1$)
 b dem Bearbeitungsergebnis (Kurven nach Baur [14])
 c der Vergleichsenergie, ermittelt aus bezogener Energie und Bearbeitungsergebnis.

4. Zusammenfassung

Zur Energiebilanz beim Einsatz rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge mit horizontaler Drehachse bei unterschiedlichem Werkzeugschlupf waren anhand veröffentlichter Zusammenhänge nur qualitative Aussagen möglich. Für die Untersuchung von Bodenbearbeitungsgeräten, die mit treibenden, rollenden oder getriebenen Werkzeugen [2] eingesetzt werden können, fehlten über den gesamten Schlupfbereich geltende Gleichungen für die zur Abhängigkeit der Motorenergie von bekannten und zu messenden Parametern des Werkzeuges und des Schleppers, die quantitative Rückschlüsse über die Veränderung der Energieverluste und der zu nutzenden Energie ermöglichen.

Bleiben bei der Energiebilanz neben der Luftwiderstands-, Steig- und Beschleunigungsenergie von Schlepper und Gerät die Energieverluste im Getriebe unberücksichtigt, ergeben sich Gleichungen zur Berechnung der Motorenergie je Meter Arbeitsweg, die für alle Antriebsarten rotierender Werkzeuge gültig sind, unabhängig davon, ob die Energieübertragung zum Werkzeug mittels Fahrtrieb und/oder Zapfwelle erfolgt.

Berücksichtigt man die Energieverluste im Getriebe, ergibt sich für die Energiebilanz eine Gleichung, in der nur meßbare und bekannte Parameter enthalten sind. Energierückführungen vom Werkzeug zum Schleppermotor können sowohl bei treibenden als auch bei getriebenen Werkzeugen auftreten. Sie haben zusätzliche Energieverluste im Getriebe zur Folge und sind deshalb zu vermeiden, z.B. indem Werkzeuge verschiedener Antriebsarten in der technischen Gesamtkonzeption eines Gerätes kombiniert werden. Wegen der bei treibenden und bei getriebenen Werkzeugen auftretenden Energierückführungen sind 3 Gültigkeitsbereiche für die abgeleitete Gleichung zu unterscheiden.

Die Energieverluste zwischen Motor und Bodenbearbeitungswerkzeug sind bei getriebenen Werkzeugen geringer als bei gezogenen, rollenden und treibenden Werkzeugen. Diese bei den getriebenen Werkzeugen zusätzlich im Boden nutzbare Energie ist jedoch nur dann von Vorteil, wenn eine entsprechende Verbesserung des Bearbeitungsergebnisses erreicht wird. Die abgeleiteten Zusammenhänge werden anhand eines Beispiels erläutert.

Verwendete Formelzeichen

a	mm	Abstand der Werkzeugelemente
B	mm	Breite der Werkzeugelemente
f	m	Hebelarm für die Normalkraft des Werkzeuges im Boden
F _B	kN	resultierende Kraft zwischen Werkzeug und Boden
F _N	kN	Normalkraft an der Werkzeugachse
F _{NT}	kN	Normalkraft an der Treibachse des Schleppers
F _Q	kN	Normalkraft des Werkzeuges im Boden
F _{QT}	kN	Normalkraft der Schleppertreibräder im Boden
F _R	kN	Rollwiderstand des Schleppers
F _S	kN	Stützkraft
F _U	kN	Umfangskraft
F _W	kN	Widerstandskraft
F _Z	kN	Zugkraft am Werkzeug
F _{ZT}	kN	Zugkraft am Schlepper
h	m	Hebelarm von F _B um die Drehachse
M	kNm	Drehmoment am Werkzeug
M	g/dm ³	aus Meßwerten für die Verdichtung ermittelte Kurven (Bild 8)
M _n	g/dm ³	nach der Bearbeitung aufgenommenes M
M _v	g/dm ³	vor der Bearbeitung aufgenommenes M
M _T	kNm	Drehmoment am Schleppertreibrad
n _k		Zahl der Wirkelemente je Werkzeugelement
n _w		Zahl der eingesetzten Werkzeugelemente
R	m	Werkzeugradius
R _T	m	wirksamer Radius des Schleppertreibrades
s	m	Fahrtweg bei der Bodenbearbeitung
t	s	Bodenbearbeitungszeit
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Werkzeuges
u _{Rφ}	m/s	Drehgeschwindigkeit eines Kreises, dessen Radius gleich dem Abstand der Horizontalkräfte im Boden von der Drehachse ist
u _T	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Schleppertreibrades
v	m/s	Fahrtgeschwindigkeit
w _A	kNm/m ²	auf die bearbeitete Fläche bezogene Drehenergie eines Werkzeuges
w _B	kNm/m ²	auf die bearbeitete Fläche bezogene Energie, die im Boden vom Werkzeug zu nutzen ist
w _f	%	Bodenfeuchtigkeit, massebezogen
w _M	kNm/m ²	auf die bearbeitete Fläche bezogene mechanische Motorenergie
w _V	kNm/m ²	auf die bearbeitete Fläche bezogene Vergleichsenergie
w _Z	kNm/m ²	auf die bearbeitete Fläche bezogene Zugenergie
W _A	kNm	Drehenergie eines Werkzeuges
W _B	kNm	vom Werkzeug für die Bearbeitung des Bodens zu nutzende Energie
W _F	kNm	vom Werkzeug zur weiteren Nutzung abgegebene Energie
W _{Ft}	kNm	vom treibenden Werkzeug abgegebene W _F
W _{FS}	kNm	Energieverluste durch Rollwiderstand und Schlupf am Schlepperfahrwerk
W _{Fg}	kNm	vom getriebenen Werkzeug abgegebene W _F
W _G	kNm	Energieverluste im Fahrgetriebe und im Getriebe für die Drehenergieübertragung
W _{GF}	kNm	Energieverluste im Fahrgetriebe
W _{Gg}	kNm	Energieverluste im Fahrgetriebe durch Energierückführung
W _{Go}	kNm	Energieverluste im Getriebe ohne Energierückführung
W _{Gt}	kNm	Energieverluste im Zapfwellengetriebe durch Energierückführung
W _{GZ}	kNm	Energieverluste im Zapfwellengetriebe
W _M	kNm	mechanische Motorenergie
W _{Mg}	kNm	W _M für das getriebene Werkzeug
W _{Mo}	kNm	mechanische Motorenergie ohne Energieverluste im Getriebe

W _{Mr}	kNm	W _M für das rollende Werkzeug
W _{Mt}	kNm	W _M für das treibende Werkzeug
W _R	kNm	Energieverluste durch Rollwiderstand am Schlepperfahrwerk
W _S	kNm	Schubenergie
W _W	kNm	dem Werkzeug zugeführte Energie
W _Z	kNm	Zugenergie
W _μ	kNm	Energieverluste durch Schlupf am Schlepperfahrwerk
W _{μg}	kNm	W _μ für das getriebene Werkzeug
W _{μr}	kNm	W _μ für das rollende Werkzeug
W _{μt}	kNm	W _μ für das treibende Werkzeug
Z _V		Bewertungszahl für die Verdichtung
η		durchschnittlicher Getriebewirkungsgrad für alle Antriebsarten
η _{GF}		Getriebewirkungsgrad im Fahrgetriebe
η _{GG}		Getriebewirkungsgrad im Getriebe zwischen Zapfwelle und Werkzeug
η _{GZ}		Getriebewirkungsgrad im Zapfwellengetriebe
κ		Zugmomentbeiwert des Gerätes
κ _T		Treibkraftbeiwert des Schlepperrades
μ _R		Drehmomentbeiwert mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften
μ _T		Umfangskraftbeiwert des Schleppertreibrades
ρ _R		Normalmomentbeiwert mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften
ρ _T		Rollwiderstandsbeiwert des Schleppers
σ _R		Werkzeugschlupf, bezogen auf den Werkzeugumfang
σ _{Rφ}		Schlupf eines Kreises, dessen Radius gleich dem Abstand der Horizontalkräfte im Boden von der Drehachse ist
σ _I		Schlupf des rollenden Werkzeuges
σ _T		Schlupf des Schleppertreibrades
φ _R		Winkel für den Kraftangriffspunkt im Boden mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Konzack, J.:* Energieaufwand für Saatbettbereitungswerkzeuge in Abhängigkeit von der Antriebsart. agrartechnik (Berlin) Bd. 32 (1982) Nr. 10, S. 452/54.
- [2] *Kalk, W.-D. u. O. Bosse:* Darstellung der an rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen mit horizontalen Drehachsen wirkenden Kräfte und Drehmomente. Grndl. Landtechnik Bd. 35 (1985) Nr. 4, S. 118/26.
- [3] *Hofmann, K.:* Fahrmechanischer Vergleich verschiedener Traktorkonstruktionen. Habil.-Schrift TU Dresden, 1969.
- [4] *Schäfer, W.:* Theoretische Untersuchungen zur optimalen Kombination von Allrad Schleppern und gezogenen Geräten zur Bodenbearbeitung. Grndl. Landtechnik Bd. 33 (1983) Nr. 1, S. 20/28.
- [5] *Queitsch, K., H. Schulz u. P. Kobelt:* Energetische Analyse am Maschinen-Traktor-Aggregat bei Zugarbeit. agrartechnik (Berlin) Bd. 34 (1984) Nr. 10, S. 437/40.
- [6] *Chernobrisov, S.:* Verteilung der Energie in Maschinen-Traktoren-Aggregaten mit aktiven Arbeitsorganen. Uluchshenie ehkspluatacionnykh kachestv s.-kh. traktorov, Kishinjov, 1978, S. 19/23.
- [7] *Steinkampf, H. u. M. Zach:* Leistungsbedarf und Krümelungseffekt von gezogenen und zapfwellengetriebenen Geräten zur Saatbettbereitung. Landbauforschung Völknerode Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 55/62.
- [8] *Stroppel, A. u. A. Bunk:* Ein Beitrag zum Leistungs- und Energiebedarf gezogener und angetriebener Bodenbearbeitungsgeräte. Grndl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 6, S. 214/18.

- [9] ● *Blumenthal, R.*: Technisches Handbuch Traktoren. Berlin: VEB Verlag Technik, 1978.
- [10] *Soucek, R.*: Zu einigen Problemen von Theorie und Praxis der Bodenbearbeitung. agrartechnik (Berlin) Bd. 30 (1980) Nr. 2, S. 69/70.
- [11] *Sakun, V.A.*: Wege zur Senkung des Energieaufwandes bei der Bodenbearbeitung. Vestnik s.-kh. nauki, Moskva (1978) Nr. 3, S. 118/30.
- [12] ● *Soucek, R.*: Antriebe für Landmaschinen. In: Taschenbuch Maschinenbau, Band 3/I. Berlin: VEB Verlag Technik, 1971.
- [13] *Steinkampf, H.*: Ermittlung von Reifenkennlinien und Geräteleistungen für Ackerschlepper. Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft 27, 1975.
- [14] *Baur, A.*: Entwicklung aktiv rotierender, scheibenförmiger Saatbettbereitungswerkzeuge mit horizontalen, quer zur Fahrtrichtung liegenden Drehachsen. Diss. TU Dresden, 1981.
- [15] *Konzack, J.*: Wirkbedingungen und Energieaufwand aktiv rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge mit stabförmigen Wirkelementen. Wiss. Z. TU Dresden, Bd. 33 (1984) Nr. 3, S. 128/34.
- [16] ● *Bernacki, H.*: Bodenbearbeitungsgeräte und -maschinen. Berlin: VEB Verlag Technik, 1972.
- [17] *Bosse, O. u. W.-D. Kalk*: Ableitung einer Kenngröße zum Bewerten von Bodenbearbeitungswerkzeugen und -geräten bei experimentellen Vergleichen. Grundl. Landtechnik (z. Veröffentlichung eingereicht).
- [18] *Watts, C.W. u. D.E. Patterson*: Die Entwicklung und Steuerbarkeit einer Vorrichtung zur flachen Bearbeitung mit hohen Geschwindigkeiten zu Wintergetreide. J. agric. Engng. Res. Bd. 29 (1984) Nr. 2, S. 115/22.
- [19] *Sednev, N.A.*: Analyse der Arbeit eines Rotationslockerer. Traktory i sel'khoz mashiny, Moskva, Bd. 53 (1983) Nr. 4, S. 12/14.
- [20] *Bakulin, V.K.*: Universalnadelegge. Tekhnika v sel'skoj khoz. Moskva (1984) Nr. 6, S. 57.
- [21] *Baur, A., R. Jäger u. F. Tittelbach*: Messung der Dichteverteilung im Bodenprofil mit Hilfe der Gamma-Absorption unter Laborbedingungen. agrartechnik (Berlin) Bd. 30 (1980) Nr. 9, S. 416/19.

Notizen aus Forschung, Lehre, Industrie und Wirtschaft

Internationale Tagung Landtechnik vom 21. bis 23. Oktober 1987 in Braunschweig

Die diesjährige 45. Tagung Landtechnik wird turnusgemäß in Braunschweig, und zwar wieder in den Räumen der Stadthalle abgehalten. Nun schon zum fünften Mal ist die Tagung eine gemeinsame Veranstaltung der VDI-Fachgruppe Landtechnik und der Max-Eyth-Gesellschaft für Agrartechnik.

Umrahmt von drei Plenarvorträgen, werden insgesamt 60 Fachvorträge in vier parallelen Vortragsreihen angeboten, die mit den Gebieten Ackerschlepper, Bodenbearbeitung und Bodenschutz, Industrielle Produktentwicklung, Technik für Schweinehaltung, Ernte- und Konservierungstechnik für Körnerfrüchte einschl. Sonderfrüchte, Ergonomie und Unfallschutz, Düngung und Sätechnik, Flüssigmisttechnik – Biogaserzeugung und Verwertung von Abfallstoffen sowie Elektronik-, Pneumatik- und Hydraulikanwendung ein breites Spektrum landtechnischer Themen behandeln.

Im Rahmenprogramm der Tagung werden für Mittwoch, 21. Okt., Abfahrt 12.30 Uhr von der Stadthalle, folgende Besichtigungen angeboten:

1. VW AG, Wolfsburg – Automatische Montage des "Golf" in Halle 54
2. Gebr. Welger, Wolfenbüttel – Herstellung von Pressen, Fahrzeugen und Mähwerken
3. Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies)

Donnerstag, 22. Okt. 1987, 8.45 Uhr

Plenarveranstaltung

Eröffnung

Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies, Braunschweig,
Vorsitzender der VDI-Fachgruppe Landtechnik

Prof. Dr. H. Eichhorn, Gießen,

Vorsitzender der Max-Eyth-Gesellschaft für Agrartechnik (MEG)

Grußworte

Prof. Dr. M. Dambroth

Präsident der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft,
Braunschweig-Völkenrode (FAL)

Plenarvorträge

Lehren der Geschichte der Technik für den Entwicklungsingenieur von heute

Prof. Dr.-Ing. H.J. Förster, Immenstadt

Die Zukunft der EG-Landwirtschaft und Folgerungen für Landtechnik und Landmaschinenindustrie

Dr. G. Thiede, Luxemburg

Pause bis 11.00 Uhr