

Bild 18. Meßgerät für den Test von Komponenten; links bei der Prüfung eines Tasters, rechts bei der Prüfung eines Drehzahlschalters.

Bild 18 zeigt ein Universalmeßgerät für mehrere Elektronikkomponenten, an das sich über Adapterkabel z.B. die Taster für die Lenkautomatik anschließen lassen (links im Bild). Über einen wei-

teren Normstecker lassen sich mit dem gleichen Testgerät Elektronikmodule prüfen. Beispielsweise ist rechts im Bild ein Drehzahlwächter zu sehen, für den z.B. zu prüfen ist, ob die Schalterpunkte für die einzelnen Drehzahlen richtig eingestellt sind.

Wie gut eine neue Technologie im Markt akzeptiert wird, hängt sehr stark von der Schulung der Kundendienstmitarbeiter ab. Selbst eine mit einem enormen Entwicklungsaufwand erreichte perfekte Technik kann scheitern, wenn eine ausreichende Unterstützung im Service nicht gegeben ist.

5. Zusammenfassung

Dieser Beitrag kann nur die Schwerpunkte der Automatisierung am Mährescher aufzeigen. Ein großer Teil der Elektrikkomponenten für Anzeige, Überwachungs- und Warninstrumente bleibt unerwähnt. Trotzdem wird ein Eindruck vermittelt, welchen Umfang die Elektronik und die Automatisierung an Mähreschern mittlerweile einnimmt. All diese Entwicklungen sind bekanntlich in den letzten 12 Jahren entstanden. Es werden einerseits laufend weitere Aufgaben mit Hilfe der Elektronik gelöst, und andererseits werden bekannte Anwendungen, die zunächst nur wenigen Topmodellen vorbehalten waren, auf immer mehr Typen übertragen.

Dies erklärt den stark wachsenden Anteil der Elektronik im Mährescher. Dabei kann die Elektronik aber eine einfache und robuste konstruktive Lösung niemals ersetzen, sondern sie muß diese in sinnvoller Weise ergänzen.

Darstellung der an rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen mit horizontalen Drehachsen wirkenden Kräfte und Drehmomente

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

DK 631.31:531.2

Zu den Kräften und Drehmomenten, die bei der Verdichtung und Zerkleinerung des Bodens mit rotierenden Werkzeugen wirken, fehlte eine allgemeingültige Aussage.

Für rotierende Werkzeuge mit horizontalen Drehachsen werden die vom Werkzeugschlupf abhängigen Antriebsarten und Wirkungsarten definiert und allgemeingültige Gleichungen abgeleitet, die für die Berechnung zu ermittelnder Kräfte und Drehmomente anhand meßbarer und bekannter Größen geeignet sind. Wegen der — verglichen mit Rädern — veränderten Kräfte zwischen Werkzeug und Boden wird die Umfangskraft durch die Stützkraft, der Rollwiderstand durch die Widerstandskraft ersetzt. Die Größe der Stützkraft und der Widerstandskraft ist bei rotierenden Werkzeugen mit horizontalen Drehachsen kleiner als bei äquivalenten Rädern.

*) Dr.-Ing. W.-D. Kalk und Dr. agr. O. Bosse sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg (Direktor: Prof. Dr. sc. P. Kundler) der Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR.

1. Einleitung

Das Schrifttum bietet zahlreiche Abhandlungen über die Energieumsetzung bei rotierenden Werkzeugen mit horizontalen Drehachsen [z.B. 1 bis 5]. Ergebnis der Arbeiten ist in der Regel der Nachweis eines besseren Wirkungsgrades der Energieübertragung zwischen Schleppermotor und Bodenbearbeitungswerkzeug bei den mittels Zapfwelle angetriebenen rotierenden Werkzeugen gegenüber gezogenen Werkzeugen.

Eine erweiterte Aussage ist in der Arbeit von *Konzack* [6] enthalten. Er behandelt die Änderung der Energiebilanz rotierender Werkzeuge zur Verdichtung und Zerkleinerung des Bodens in Abhängigkeit vom Schlupf und bezieht sowohl den Bereich negativen als auch den Bereich positiven Schlupfes ein, **Bild 1**. Grundlage der von ihm gefundenen Beziehungen ist die Veränderung der am Werkzeug wirkenden Kräfte sowie des Drehmomentes in Abhängigkeit vom Schlupf. Dazu aber liegen im Schrifttum widersprüchliche Ergebnisse vor [7, 8].

Ziel der Untersuchungen war deshalb, eine eindeutige Darstellung der bei unterschiedlichem Werkzeugschlupf an rotierenden Werkzeugen zur Verdichtung und Zerkleinerung des Bodens wirkenden Kräfte und Drehmomente sowie der Angriffspunkte der Kräfte abzuleiten.

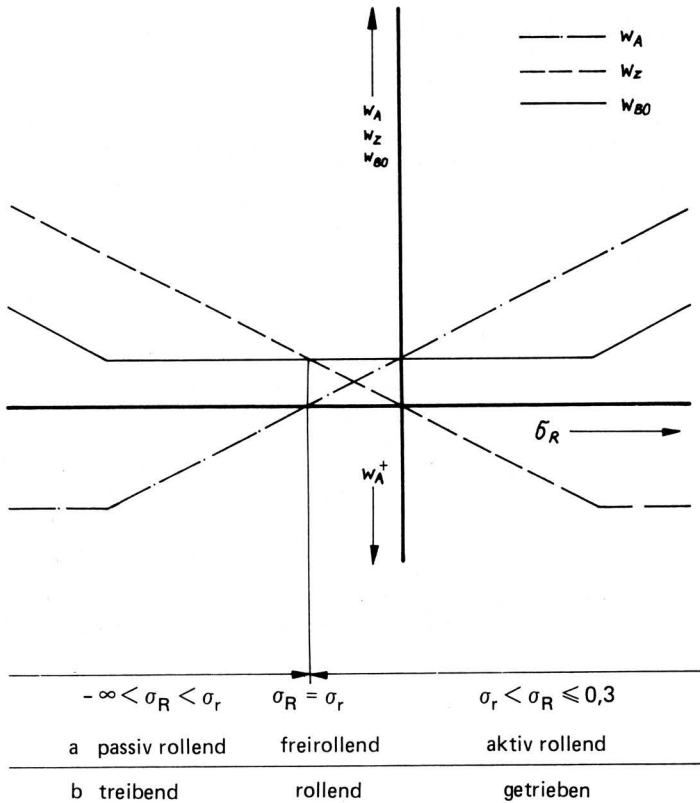


Bild 1. Energieumsetzung zwischen rotierendem Werkzeug und Boden in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf; nach *Konzack* [6], Zusammenstellung der Formelzeichen am Schluß der Arbeit.

Zeile a Benennungen nach *Konzack*
 Zeile b Benennungen nach *Kalk/Bosse*

2. Begriffsdefinitionen für rotierende Werkzeuge

Konzack [6] unterscheidet in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf 3 Arten rollender Werkzeuge und nennt sie passiv, frei und aktiv rollende Werkzeuge (Bild 1, Zeile a).

Für das als frei rollend bezeichnete Werkzeug wird auch der Begriff "passiv rollendes Werkzeug" verwendet [9, 10]. Da die Begriffe "passiv und aktiv rollendes Werkzeug" als Übersetzungen aus dem fremdsprachlichen Schrifttum übernommen wurden und für den Begriff "passiv rollendes Werkzeug" unterschiedliche Auffassungen zum Begriffsinhalt bestehen, werden hier neue Begriffe analog aus dem Maschinenbau bekannter Begriffe für treibende und getriebene Scheiben [11] vorgeschlagen.

Für die drei Antriebsarten rotierender Werkzeuge mit horizontalen Drehachsen, d.h. Drehachsen, die annähernd parallel zur Bodenoberfläche bewegt werden, wird definiert (Bild 1, Zeile b):

treibendes Werkzeug:

Werkzeug, das infolge der Wirkung einer Zugkraft bewegt wird und ein Drehmoment abgibt;

rollendes Werkzeug:

Werkzeug, das infolge der Wirkung einer Zugkraft bewegt wird;

getriebenes Werkzeug:

Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes und einer Zugkraft bewegt wird, oder Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes bewegt wird und eine Zugkraft abgibt.

3. Theoretische Ergebnisse

3.1 Analyse des Erkenntnisstandes und der Probleme

Für die Analyse der am rotierenden Werkzeug wirkenden Kräfte sowie des Drehmomentes müssen auch Ergebnisse von vorliegenden Veröffentlichungen über Räder genutzt werden.

Bernacki u. Haman [7] führen bei ihrer Darstellung der Kräfteverteilung am getriebenen Rad, Bild 2a, eine resultierende Kraft F_B ein, die mit dem Hebelarm h multipliziert die Größe des eingeleiteten Drehmomentes ergibt. Diese Annahme entspricht auch einem Ergebnis von *Söhne* [12], der die Spannungsverteilung unter Rädern bei verschiedenen Antriebsarten bestimmt und daraus auf die zwischen Boden und Rad wirkende Kraft extrapoliert hat, Bild 3.

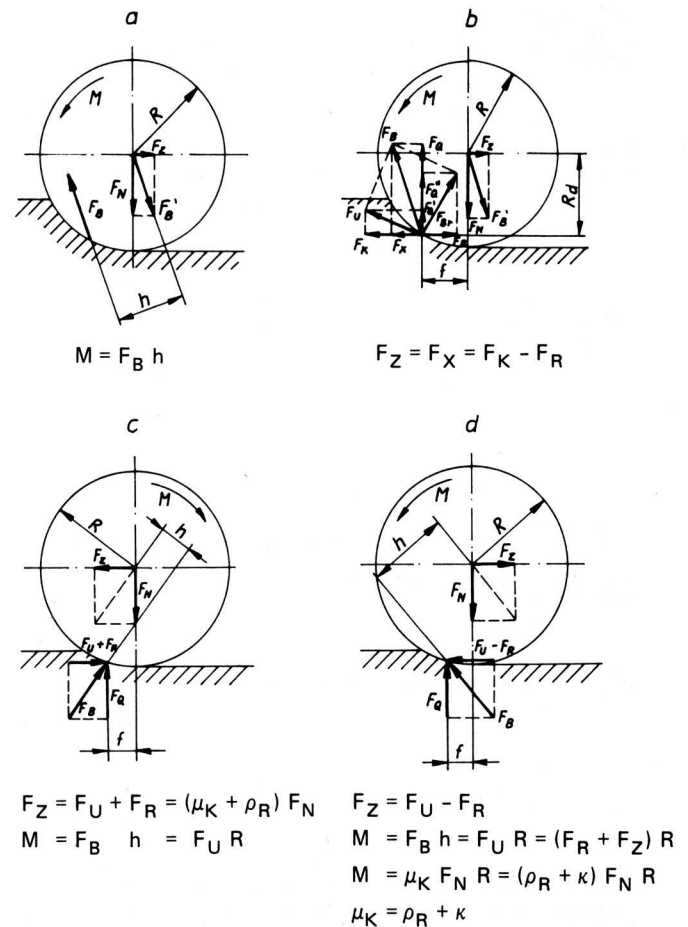


Bild 2. Kräfte und Drehmomente am Rad.

a und b nach *Bernacki u. Haman* [7]
 c und d nach *Soucek* [8]

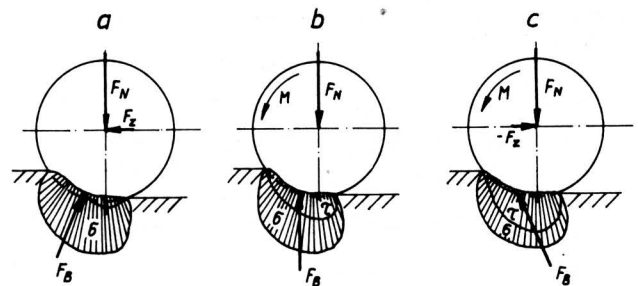


Bild 3. Spannungsverteilung unter dem Rad; nach *Söhne* [12].

a rollendes Rad
 b getriebenes Rad, $F_Z = 0$
 c getriebenes Rad, $F_Z < 0$

Als Angriffspunkt der resultierenden Kraft (Bild 2b) wird von *Bernacki u. Haman* der Angriffspunkt der Resultierenden aus Rollwiderstand F_R und Normalkraft F_Q am Umfang des Rades verwendet, wobei der Rollwiderstand nicht mit dem Radius R des Rades um den Drehpunkt wirkt (als Näherungslösung), sondern mit dem Hebelarm R_d . Für in den Boden eindringende rotierende Werkzeuge erscheint eine entsprechende Definition des Hebelarmes angebracht. In der von *Bernacki u. Haman* gegebenen Darstellung in Bild 2b ist die resultierende Bodenkraft F_B größer gezeichnet als die entsprechende Kraft F_B' . Das widerspricht den Gleichgewichtsbedingungen und der von diesen Autoren zu dem Bild angegebenen Gleichung. Für eine Anwendung dieser Kräfteanalyse am Rad auf rotierende Bodenbearbeitungswerkzeuge bedarf es einer eingehenden Untersuchung.

Soucek [8] stellt das Kräftegleichgewicht an Rädern komplex dar, indem er rollende, gebremste (als Bodenbearbeitungswerkzeug treibend wirksam) und getriebene Räder (Bild 2c, d) in die Betrachtung einbezieht. Allerdings läßt er Rollwiderstand und Umfangskraft mit dem Hebelarm R angreifen (Näherungslösung), während die Normalkraft F_Q wie bei den erstgenannten Autoren mit dem Hebelarm f angreift. Die gewählte Näherung erscheint sowohl für Räder, die auf Ackerboden eingesetzt werden, wegen der möglichen Spurtiefe als auch für Werkzeuge wegen der möglichen Arbeitstiefe nicht zulässig. Die von *Soucek* gewählte Darstellung, bei der die positive Richtung von Zugkraft und Drehmoment für das gebremste und das getriebene Rad unterschiedlich definiert sind, ist für eine geschlossene Darstellung des Kräftegleichgewichts an Rädern oder rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen bei unterschiedlichem Schlupf nicht brauchbar. Das wird aus den unter den Bildern 2c und 2d angegebenen Gleichungen sichtbar. Insbesondere in den Übergangsbereichen von treibender zu getriebener Antriebsart können Irrtümer entstehen. Deshalb ist eine eindeutige Darstellung der Kräfte an rotierenden Werkzeugen mit horizontalen Drehachsen in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf erforderlich.

3.2 Ableitung der erforderlichen Gleichungen

3.2.1 Gleichgewichtsbedingungen

Ausgehend von den vorangegangenen Betrachtungen, werden die Gleichgewichtsbedingungen abgeleitet. Wird ein rotierendes Werkzeug bzw. Rad mittels Zugkraft F_Z bewegt, entsteht durch die wirkende Normalkraft F_N im Boden der Rollwiderstand F_R . Dieser Rollwiderstand kann in Analogie zur Betrachtung von gezogenen zinkenförmigen Werkzeugen auch als Bodewiderstand aufgefaßt werden und wird deshalb im folgenden als Widerstandskraft F_W bezeichnet.

Durch ein eingeleitetes Drehmoment wird im Boden infolge der Spannungen zwischen Werkzeug und Boden eine Stützkraft F_S erzeugt. Für Betrachtungen an Rädern [8, 13] wird anstelle des Begriffes "Stützkraft" der Begriff "Umfangskraft" verwendet. Dieser Begriff wird hier nicht beibehalten, da die Stützkraft F_S , **Bild 4**, verglichen mit der Umfangskraft F_U in Bild 2 offensichtlich keine Umfangskraft ist. Als geometrischer Ort für den Angriffspunkt der Kräfte im Boden wird ein Wälzkreis angenommen, der im folgenden noch zu begründen und zu bestimmen ist.

Aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht für das Werkzeug im Boden ergibt sich:

$$\sum F_{\text{vert.}} = 0 \rightarrow F_N = F_Q \quad (1)$$

$$\sum F_{\text{horiz.}} = 0 \rightarrow F_Z = F_W - F_S \quad (2)$$

$$\sum M = 0 \rightarrow M = F_S r_0 \cos \varphi - F_W r_0 \cos \varphi + F_Q f \quad (3)$$

Für das rollende Werkzeug gilt

$$M = 0$$

$$F_S = 0 \quad (4)$$

Aus den Gln. (1), (3) und (4) folgt

$$F_Z r_0 \cos \varphi = F_N f \quad (5)$$

Am rollenden Werkzeug ist das durch die Zugkraft bewirkte Moment – das Zugmoment – gleich dem durch die Normalkraft bewirkten Moment – dem Normalmoment. Gl. (5) kann man auch in der Form schreiben

$$F_W = F_Z = F_N \frac{f}{r_0 \cos \varphi} = F_N \tan \varphi = F_N \rho_T \quad (6)$$

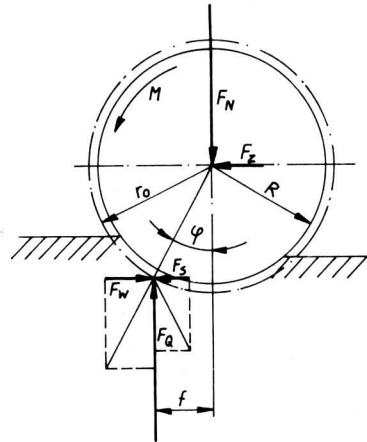


Bild 4. Kräfte und Drehmoment am rotierenden Werkzeug mit horizontaler Drehachse.

3.2.2 Stützkraft

Die theoretische Behandlung der für alle rotierenden Werkzeuge geltenden Zusammenhänge erfordert, eine Bedingung für die Änderung von F_W und F_S bei gegebenem F_N und sich änderndem Schlupf zu definieren. Analog zu Gl. (6) für das rollende Werkzeug wird festgelegt:

$$F_W = F_{QW} \tan \varphi \quad (7)$$

$$F_S = F_{QS} \tan \varphi \quad (8)$$

$$F_{QW} + F_{QS} = F_Q = F_N \quad (9)$$

Diesen Gleichungen liegen die im folgenden dargestellten Gedanken zugrunde. Beim Eindringen von Werkzeugen in den Boden entstehen infolge der Normalkraft Spannungen zwischen den Kontaktflächen der Wirkelemente und dem Boden. Infolge der Spannungen treten an den Kontaktflächen von rollenden Werkzeugen horizontale der Bewegung des Werkzeuges entgegengerichtete Kraftkomponenten also Widerstandskräfte auf. Mit zunehmendem Schlupf nimmt bei getriebenen Werkzeugen der Wälzkreisradius gegenüber dem Werkzeugradius ab und der Momentanpol bewegt sich in Richtung Drehachse. Demzufolge nimmt der Anteil der Kontaktflächen ab, die eine Widerstandskraft F_W erzeugen, und der Anteil der Kontaktflächen, die horizontale Kraftkomponenten in Bewegungsrichtung des Werkzeuges – also Stützkkräfte – erzeugen, nimmt zu. Im gleichen Verhältnis wie F_W und F_S ändern sich auch die zugehörigen Normalkraftanteile F_{QW} und F_{QS} . Durch Einsetzen von Gl. (9) in Gl. (3) ergibt sich unter Berücksichtigung der aus Gl. (7) abzuleitenden Beziehung

$$F_{QW} f = F_W r_0 \cos \varphi \quad (10)$$

eine weitere Gleichung für das Drehmoment

$$M = F_S r_0 \cos \varphi + F_{QS} f \quad (11)$$

Durch Einsetzen von $f = r_0 \sin \varphi$ und Gl. (8) folgt

$$M = 2 F_S r_0 \cos \varphi \quad (12)$$

$$F_S = \frac{M}{2 r_0 \cos \varphi} \quad (13).$$

Da die Widerstandskraft F_W mit zunehmendem Werkzeugschlupf abnimmt, entspricht die Stützkraft F_S im Gegensatz zu Ergebnissen für die an Rädern ermittelte Umfangskraft (Bild 2d) dem halben Wert des Quotienten aus dem Drehmoment und dem Hebelarm.

3.2.3 Gleichungen der Momentenbeiwerte

Aus den Gln. (2) und (3) ergibt sich die bei allen Antriebsarten gültige Momentengleichung für das Aufbringen des Normalmomentes:

$$M + F_Z r_0 \cos \varphi = F_N f \quad (14).$$

Die Summe aus Drehmoment und Zugmoment ist gleich dem Normalmoment. Das Drehmoment und das Zugmoment werden aufgewendet, um das Normalmoment des Werkzeuges zu überwinden. Wenn das Drehmoment das Normalmoment übersteigt, wird das Zugmoment negativ bzw., wenn das Zugmoment das Normalmoment übersteigt, wird das Drehmoment negativ. Da zur Charakterisierung von Betriebseigenschaften bei unterschiedlicher Normalkraft und variiertem Schlupf dimensionslose Beiwerte am besten geeignet sind [13], werden alle Momente der Momentengleichung auf das Normalmoment $F_N f$ bezogen. Das erfolgt analog zum Vorgehen bei Kräftegleichungen an Rädern, bei denen auf die Normalkraft bezogen wird [13]. Es ergibt sich

$$\frac{M}{F_N r_0 \sin \varphi} + \frac{F_Z}{F_N} \cot \varphi = 1 \quad (15).$$

Durch Umformen erhält man die folgende Beziehung dimensionsloser Größen für die Berechnung von φ mit Hilfe der gemessenen und bekannten Größen:

$$\frac{M}{F_N r_0 \cos \varphi} + \frac{F_Z}{F_N} = \tan \varphi \quad (16).$$

Aufgrund der Verwendung der exakten Hebelarmlänge $r_0 \cos \varphi$ für den Angriffspunkt der Zugkraft ergibt sich eine implizite Gleichung für φ , die durch iterative Rechnung z.B. mit einem programmierbaren Rechner gelöst werden kann. Als sinnvolles Bezugsmoment ergibt sich in Gl. (16) $F_N r_0 \cos \varphi$, ein ideales Moment, das im Gleichgewichtssystem (Bild 4) nicht vorhanden ist. Bezieht man auf dieses Moment die Momente der Gl. (14), lassen sich folgende Beiwerte definieren:

$$\text{Drehmomentbeiwert } \mu_r = \frac{M}{F_N r_0 \cos \varphi} \quad (17)$$

$$\text{Zugmomentbeiwert } \kappa = \frac{F_Z r_0 \cos \varphi}{F_N r_0 \cos \varphi} = \frac{F_Z}{F_N} \quad (18)$$

$$\text{Normalmomentbeiwert } \rho_r = \frac{F_N f}{F_N r_0 \cos \varphi} = \tan \varphi \quad (19).$$

Bei Verwendung dieser Beiwerte nimmt Gl. (16) die Form an:

$$\mu_r + \kappa = \rho_r \quad (20).$$

Die Summe aus Drehmoment- und Zugmomentbeiwert ist gleich dem Normalmomentbeiwert. Diese Gleichung der Momentenbeiwerte unterscheidet sich von der für das getriebene Rad definierten Beiwertgleichung (Bild 2d) durch das Vorzeichen für κ , das infolge der unterschiedlichen Wirkrichtung der Zugkraft verursacht ist (Bild 2d und Bild 4). Anstelle des Umfangskraftbeiwertes wird der Drehmomentbeiwert verwendet, da eine dem Drehmoment

äquivalente Umfangskraft bzw. Stützkraft (Gl. (13)) nicht entsteht. Der Normalmomentbeiwert entspricht in seiner Größe zwar dem bekannten Rollwiderstandsbeiwert für Räder; das Normalmoment bewirkt aber nur bei rollendem Werkzeug ein Widerstandsmoment gleicher Größe (Gl. (6)) und damit eine entsprechende Widerstandskraft im Boden. Bei getriebenem Werkzeug wird, wie bereits erläutert, mit zunehmendem Schlupf die Widerstandskraft kleiner, das Normalmoment bewirkt also nicht nur ein Widerstandsmoment. Die Widerstandskraft getriebener Werkzeuge ist nicht wie der Rollwiderstand getriebener Räder [13] ein Äquivalent des Normalmomentes. Deshalb wurde das Symbol des Normalmomentbeiwertes entsprechend dem in der Literatur gebräuchlichen Symbol des Rollwiderstandsbeiwertes gewählt, die Bezeichnung jedoch verändert.

Durch Einsetzen von Gl. (2) in Gl. (14) ergibt sich für das Normalmoment

$$F_N f = M + F_W r_0 \cos \varphi - F_S r_0 \cos \varphi \quad (21).$$

Mit Gl. (13) folgt die bei allen Antriebsarten gültige Momentengleichung für die Wirkung des Normalmomentes im Boden:

$$F_N f = F_W r_0 \cos \varphi + F_S r_0 \cos \varphi \quad (22).$$

Beim rotierenden Werkzeug bewirkt das Normalmoment neben dem Widerstandsmoment das Stützmoment bzw. die entsprechenden Kräfte im Boden. Bezieht man diese Momente wie bei den Gln. (17), (18) und (19) auf das Bezugsmoment $F_N r_0 \cos \varphi$, lassen sich zwei weitere Beiwerte definieren:

$$\text{Widerstandsmomentbeiwert } \epsilon = \frac{F_W r_0 \cos \varphi}{F_N r_0 \cos \varphi} = \frac{F_W}{F_N} \quad (23)$$

$$\text{Stützmomentbeiwert } \nu = \frac{F_S r_0 \cos \varphi}{F_N r_0 \cos \varphi} = \frac{F_S}{F_N} \quad (24).$$

Mit Gl. (19) folgt damit aus Gl. (22):

$$\rho_r = \epsilon + \nu \quad (25).$$

Aus den Gln. (13), (17) und (24) läßt sich errechnen:

$$\nu = \frac{\mu_r}{2} = \frac{M}{2 F_N r_0 \cos \varphi} \quad (26),$$

und aus den Gln. (25) und (26) ergibt sich dann

$$\epsilon = \rho_r - \frac{\mu_r}{2} = \tan \varphi - \frac{M}{2 F_N r_0 \cos \varphi} \quad (27).$$

Neben der kleineren Stützkraft (Gl. (13)) wird bei rotierenden Werkzeugen verglichen mit Rädern auch eine kleinere Widerstandskraft im Boden wirksam.

Durch Gleichsetzen sind aus den Gln. (14) und (22) bzw. (20) und (25) die Momentengleichungen zu errechnen, die den Zusammenhang der dem Werkzeug zugeführten Momente und der im Boden umgesetzten Momente angeben

$$M + F_Z r_0 \cos \varphi = F_W r_0 \cos \varphi + F_S r_0 \cos \varphi \quad (28)$$

$$\mu_r + \kappa = \epsilon + \nu \quad (29).$$

Das dem rotierenden Werkzeug zugeführte Drehmoment und das Zugmoment werden im Boden als Widerstandsmoment und als Stützmoment wirksam.

Die Vollständigkeit erfordert noch die Angabe einer Beiwertgleichung der Kräfte, die sich aus den Gln. (2), (18), (23) und (24) ableiten läßt.

$$\kappa = \epsilon - \nu \quad (30).$$

3.2.4 Resultierende Bodenkraft

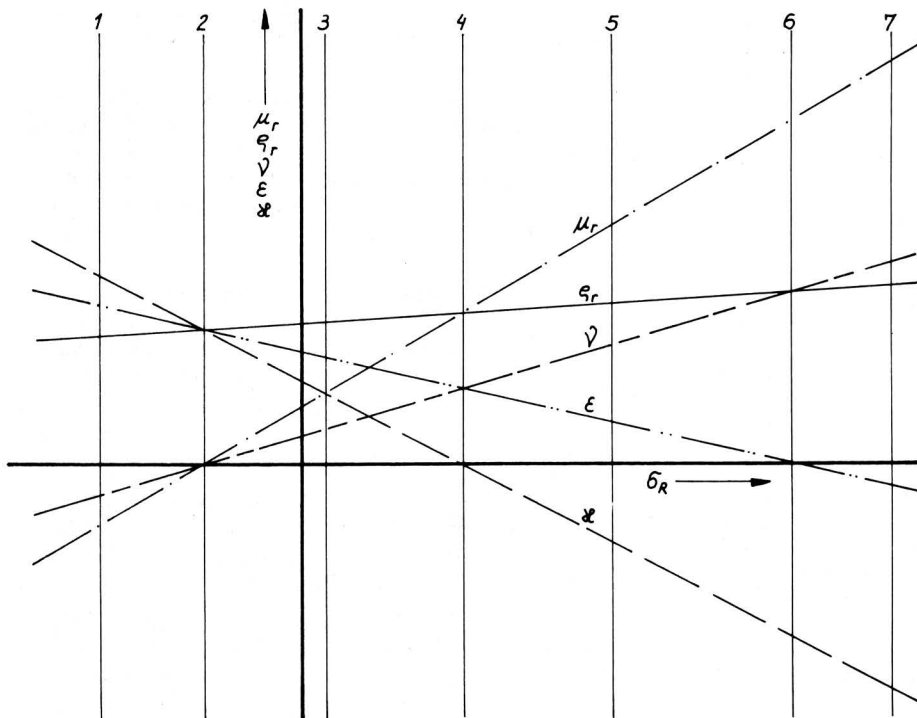
Aus Gl. (2) geht hervor, daß die Differenz der im Boden wirksamen Horizontalkräfte gleich F_Z ist. Als Vertikalkraft wirkt die Normalkraft (Gl. (1)). Daraus ergibt sich unter Einbeziehung der Gl. (18) als resultierende Kraft im Boden

$$F_B = F_N \sqrt{1 + \kappa^2} \quad (31)$$

Damit liegt das Gleichungssystem für die Erklärung des Kräfte- und Momentengleichgewichts bei rotierenden Werkzeugen mit horizontalen Drehachsen für die verschiedenen Schlupfverhältnisse bzw. Antriebsarten vor.

3.3 Diskussion der abgeleiteten Gleichungen

Stellt man die in den Gln. (20), (25) und (26) enthaltenen Beiwerte unter Annahme idealisierter Verläufe in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf dar, ergibt sich beispielsweise Bild 5. ρ_r wurde entsprechend vorliegenden Ergebnissen an Rädern [13] mit kleinem linearen Anstieg angenommen. Der Drehmomentbeiwert μ_r muß mit dem Schlupf zunehmen und infolgedessen – nach Gl. (20) – der Zugmomentbeiwert κ abnehmen. Für den Stützmomentbeiwert ν und den Widerstandsmomentbeiwert ϵ sind die angegebenen Verläufe nach den Gln. (26) und (27) errechnet worden.



$\mu_r + \kappa = \rho_r$						
$\mu_r < 0$	$\mu_r = 0$	$0 < \mu_r < \rho_r$	$\mu_r = \rho_r$	$\mu_r > \rho_r$	$\mu_r > \rho_r$	$\mu_r > \rho_r$
$\kappa > \rho_r$	$\kappa = \rho_r$	$0 < \kappa < \rho_r$	$\kappa = 0$	$\kappa < 0$	$\kappa < 0$	$\kappa < 0$
$\rho_r = \epsilon + \nu$						
$\nu < 0$	$\nu = 0$	$0 < \nu < \epsilon < \rho_r$	$\nu = \epsilon$	$0 < \epsilon < \nu < \rho_r$	$\nu = \rho_r$	$\nu > \rho_r$
$\epsilon > \rho_r$	$\epsilon = \rho_r$				$\epsilon = 0$	$\epsilon < 0$

Bild 5. Idealisierter Verlauf der Beiwerte für das Normalmoment ρ_r , Drehmoment μ_r , Zugmoment κ , Widerstandsmoment ϵ und Stützmoment ν in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf mit Angabe der Lage der charakteristischen Wirkungsarten 1 bis 7.

Die Schnittpunkte der Kurven des Drehmomentbeiwertes μ_r und des Zugmomentbeiwertes κ mit der Kurve für den Normalmomentbeiwert ρ_r bzw. mit der Abszisse ergeben charakteristische Bereiche für die Antriebsart, d.h. die Zuführung, die Nutzung und die Rückführung der Antriebsenergie.

Im Bereich größeren negativen Schlupfes übersteigt das Zugmoment (κ) das zur Bewegung des Werkzeuges aufzubringende Normalmoment (ρ_r). Es wird mehr Zugenergie zugeführt, als zur Bewegung des Werkzeuges erforderlich ist. Ein negatives Drehmoment – ein Treibmoment – kann abgenommen werden. Im mittleren Schlupfbereich werden Zugmoment (κ) und Drehmoment (μ_r) aufgewendet, um das Normalmoment des Werkzeuges (ρ_r) zu überwinden und das Werkzeug zu bewegen. Im Bereich größeren positiven Schlupfes übersteigt das Drehmoment (μ_r) das Normalmoment. Es wird mehr Drehenergie zugeführt, als zur Bewegung des Werkzeuges erforderlich ist. Ein negatives Zugmoment – ein Schubmoment – kann abgenommen werden. Die Gleichung der Momentbeiwerte, Gl. (20), bzw. die Momentengleichung für das Aufbringen des Normalmomentes, Gl. (14), gibt den Zusammenhang für die Art und die Umsetzung der Antriebsenergie am rotierenden Werkzeug, d.h. für die Antriebsart, an.

Die Wirkung des Normalmomentes im Boden erfolgt über die Widerstandskraft oder die Stützkraft (Gl. (22)). Eine Veranschaulichung unterschiedlicher Wirkungsarten infolge der entstehenden Kräfte im Boden ist anhand der Verläufe des Widerstandsmomentbeiwertes ϵ und des Stützmomentbeiwertes ν möglich, da beide Beiwerte auch das Verhältnis der Kräfte im Boden zur Normalkraft darstellen (Gln. (23) und (24)). Die Schnittpunkte der Kurven dieser Beiwerte miteinander, mit dem Normalmomentbeiwert ρ_r bzw. der Abszisse ergeben 7 charakteristische Wirkungsarten mit unterschiedlichen Kraftwirkungen der Werkzeuge im Boden (Vertikallinien 1 bis 7 des Bildes 5), die sich anhand der am Werkzeug angreifenden Kräfte und Momente noch besser veranschaulichen lassen, Bild 6.

Entsprechend den angenommenen linearen Verläufen von ϵ , ν und κ in Bild 5 ergibt sich im Bild 6 eine kontinuierliche Veränderung der Widerstandskraft F_W , der Stützkraft F_S und der Zugkraft F_Z . Es wird eine systematische Umkehr der horizontalen Kraftwirkung im Boden von Wirkungsart 1 bis Wirkungsart 7 sichtbar. Ob die Wirkungsarten 1 und 7 mit den größten horizontalen Kräften Vorteile hinsichtlich Arbeitseffekt (Zerkleinerung und Verdichtung bzw. Lockerung) und Energieausnutzung haben oder wie die bei den Wirkungsarten vorhandenen Widerstands- und Stützkraften am besten zu nutzen sind, muß durch weitere Untersuchungen ermittelt werden.

Die Wirkungsarten 1 und 5 entsprechen den Darstellungen von Soucek zum gebremsten bzw. getriebenen Rad (Bild 2c, d). Der Unterschied ist nur bei den negativen Größen M und F_S (treibendes Werkzeug) bzw. F_Z (getriebenes Werkzeug) sichtbar. Aus Bild 6 läßt sich auch die gegenüber der Darstellung von Soucek noch fehlende Gleichung (vgl. Gleichungen zu Bild 2c, d) für das Drehmoment ablesen:

$$M = F_B h \quad (32)$$

$$M = F_B h \quad (32)$$

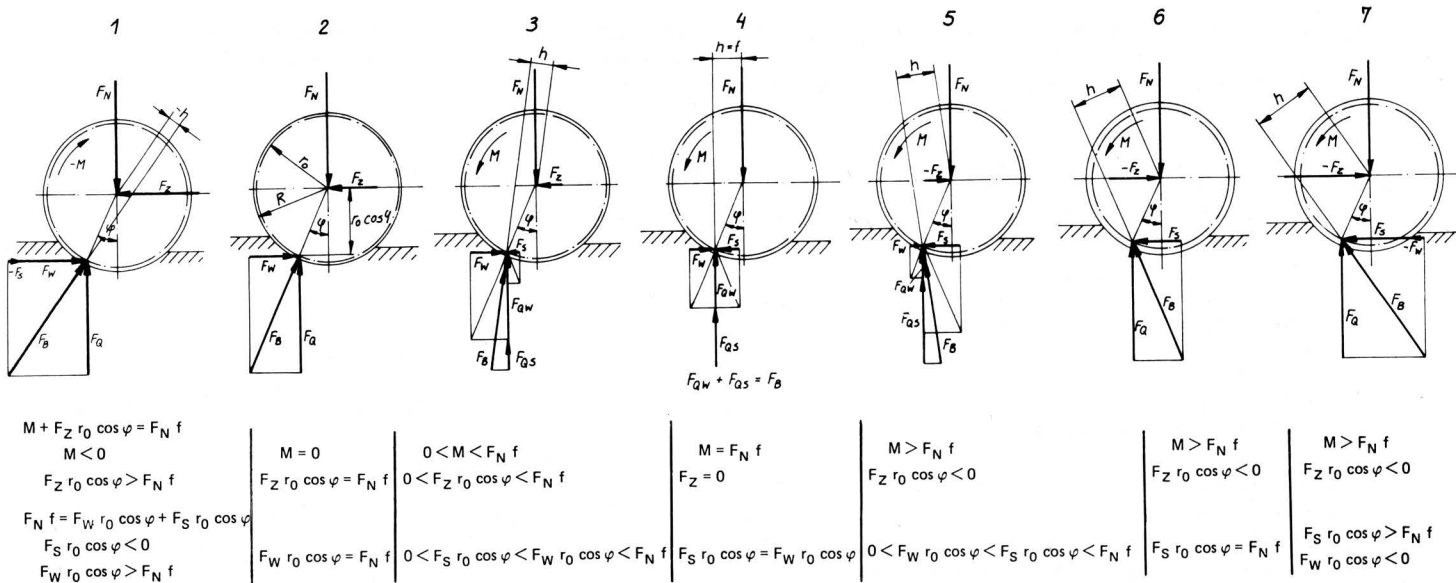


Bild 6. Kräfte und Drehmomente bei den aus Bild 5 ersichtlichen Wirkungsarten rotierender Werkzeuge mit horizontalen Drehachsen.

Die Berechnung des Drehmomentes nach Gl. (14) und (32) führt zum gleichen Ergebnis. Auf die Darstellung des Beweises wird verzichtet, da er aus Bild 6 anschaulich hervorgeht.

Anhand der Verläufe der Momentbeiwerte (Bild 5) kann die Umsetzung der am Werkzeug wirkenden Momente gut veranschaulicht werden. Wie oben erläutert, ist das Normalmoment durch die zugeführte Drehenergie und/oder Zugenergie aufzubringen (Gl. (20)). Die Größe des Normalmomentbeiwertes (Gl. (19)) entspricht dem aus Untersuchungen an Rädern [13] abgeleiteten Rollwiderstandsbeiwert. Das durch das Zugmoment aufgebrachte Normalmoment wird bei rollenden Bodenbearbeitungswerkzeugen (Wirkungsart 2) analog zu den Annahmen bei Rädern über die Widerstandskraft in den Boden eingeleitet.

Bei rotierenden Werkzeugen, an denen ein positives Drehmoment eingeleitet wird, wird das Normalmoment über die Widerstandskraft und die Stützkraft im Boden umgesetzt (Gln. (25) und (29)). Deshalb wird gegenüber äquivalenten Rädern nur eine kleinere Widerstandskraft im Boden wirksam (Gl. (27)). Der bei Wirkungsart 3 vom Zugmoment aufgebrachte Normalmomentanteil wird ausschließlich über die Widerstandskraft in den Boden eingeleitet (Gln. (30) und (26)). Das zugeführte Drehmoment wird zur Hälfte über die Stützkraft im Boden umgesetzt (Gln. (13) und (26)). Im Gegensatz dazu gilt bei Rädern [13], daß das gesamte Drehmoment eine der Stützkraft entsprechende Umfangskraft bewirkt. Die zweite Hälfte des Drehmomentes wird bei rotierenden Werkzeugen in Abhängigkeit vom Schlupf unterschiedlich genutzt. Bei den Wirkungsarten 3 und 4 erfolgt eine vollständige Einleitung über die Widerstandskraft im Boden. Bei Wirkungsart 5 wird die zweite Hälfte des Drehmomentes teilweise über die Widerstandskraft in den Boden eingeleitet, und teilweise wird sie in ein negatives Zugmoment umgesetzt (Bereich zwischen ϵ und κ bei Wirkungsart 5).

Rotierende Werkzeuge mit noch größerem Schlupf (Wirkungsart 6 und 7) bewirken mit der gesamten zweiten Hälfte des Drehmomentes ein negatives Zugmoment. Bei Wirkungsart 7 erhöht sich das negative Zugmoment im Vergleich zur Wirkungsart 6 noch, weil der über die Stützkraft im Boden umgesetzte Drehmomentanteil das Normalmoment übersteigt und entsprechend Gl. (25) ein negatives Widerstandsmoment entsteht. Die Stützkraft und die Widerstandskraft wirken in gleicher Richtung (Bild 6, Wirkungsart 7).

Gegenüber dem rollenden Werkzeug (Wirkungsart 2) übersteigt beim treibenden Werkzeug (Wirkungsart 1) das Widerstandsmo-

ment das Normalmoment. Da das zugeführte Zugmoment noch größer ist (Bild 5), ergibt sich ein negatives Stützmoment (Gl. (25)). Die Stützkraft wirkt in gleicher Richtung wie die Widerstandskraft. Das gegenüber dem Normalmoment größere Widerstandsmoment und das negative Stützmoment ergeben ein negatives Drehmoment – ein Treibmoment.

Die bildliche Darstellung der Beiwerte sowie der am Werkzeug angreifenden Kräfte (Bild 5 und 6) zeigt, daß es zur exakten Fallunterscheidung der Kraftwirkungen rotierender Werkzeuge im Boden erforderlich ist, neben den drei Antriebsarten noch nach Wirkungsarten zu unterscheiden. Anhand der Kraftwirkungen im Boden sind 7 unterschiedliche Wirkungsarten der rotierenden Werkzeuge zu definieren:

1. Treibendes Werkzeug, das infolge der Wirkung einer Zugkraft bewegt wird, im Boden eine Widerstandskraft und eine in gleicher Richtung wirkende negative Stützkraft bewirkt und ein negatives Drehmoment (Treibmoment) abgibt.
2. Rollendes Werkzeug, das infolge der Wirkung einer Zugkraft bewegt wird und im Boden eine Widerstandskraft bewirkt.
3. Getriebenes Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes und einer Zugkraft bewegt wird und im Boden eine Widerstandskraft und eine im Vergleich dazu kleinere entgegengerichtete Stützkraft bewirkt.
4. Getriebenes Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes bewegt wird und im Boden eine Widerstandskraft und eine im Vergleich dazu gleichgroße entgegengerichtete Stützkraft bewirkt.
5. Getriebenes Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes bewegt wird, im Boden eine Widerstandskraft und eine im Vergleich dazu größere entgegengerichtete Stützkraft bewirkt und eine negative Zugkraft (Schubkraft) abgibt.
6. Getriebenes Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes bewegt wird, im Boden eine Stützkraft bewirkt und eine negative Zugkraft (Schubkraft) abgibt.
7. Getriebenes Werkzeug, das infolge der Wirkung eines Drehmomentes bewegt wird, im Boden eine Stützkraft und eine in gleicher Richtung wirkende negative Widerstandskraft bewirkt und eine negative Zugkraft (Schubkraft) abgibt.

Für Untersuchungen an treibenden, rollenden und getriebenen Bodenbearbeitungswerkzeugen ergaben sich Gleichungen mit eindeutigen Festlegungen für die außerhalb und innerhalb des Bodens wirkenden Kräfte und Momente sowie deren Wirkrichtung, die gleichzeitig Voraussetzung für exakte Energiebilanzen und für die Abschätzung der Wirksamkeit der Wirkelemente im Boden sind. In welchem Maße die idealisierten Verläufe der Beiwerte durch konstruktive Maßnahmen beeinflussbar sind, muß in weiteren Untersuchungen sichtbar gemacht werden.

3.4 Festlegung des Kraftangriffspunktes

Die Annahme, daß der Angriffspunkt der resultierenden Kraft am Umfang des Werkzeuges liegt, ist in der Regel nicht gerechtfertigt, da sowohl scheibenförmige Packerwerkzeuge als auch mit leistenförmigen Wirkelementen ausgerüstete Krümmlerwerkzeuge durch das Eindringen in den Boden eine formschlüssige Verbindung mit dem Boden haben.

Die Bestimmung eines allgemeingültigen Kraftangriffspunktes an rotierenden Werkzeugen mit horizontalen Drehachsen zur Verdichtung und Zerkleinerung des Bodens kann in Anlehnung an ein von *Steinkampf* [13] angewendetes Verfahren erfolgen. Er legte den Kraftangriffspunkt an Rädern mit Hilfe des dynamischen Halbmessers fest, der unter Nutzung des Schlupfnullpunktes bestimmt wurde.

Zur Lage des Schlupfnullpunktes gibt es unterschiedliche Auffassungen [6, 13]. *Konzack* nimmt bei der idealisierten Energieumsetzung zwischen rotierendem Werkzeug und Boden in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf entsprechend Bild 1 an, daß der Werkzeugschlupf bei der Wirkungsart Null ist, bei der die dem Boden zugeführte Energie ausschließlich durch das Antriebsmoment aufgebracht wird, d.h. die Zugenergie Null ist (Wirkungsart 4 in Bild 5 und 6).

Wird ein getriebenes Rad ohne eine an der Drehachse wirkende Zugkraft auf zunehmend nachgiebigem Boden eingesetzt, nimmt nach einer anschaulichen Erläuterung von *Steinkampf* [13] der positive Schlupf zu, d.h. auch bei fester Fahrbahn ist positiver Schlupf vorhanden. Nimmt man analoges Verhalten von rotierenden Werkzeugen an, ist zu schlußfolgern, daß der Schlupfnullpunkt bei Wirkungsart 4 nicht vorliegt. Ein rollendes Werkzeug (Wirkungsart 2) arbeitet in der Regel ebenso wie ein rollendes Rad mit negativem Schlupf. *Steinkampf* [13] wählte deshalb für getriebene Schlepperräder den Schlupfnullpunkt in der Mitte zwischen Wirkungsart 2 ($M = 0$) und Wirkungsart 4 ($F_Z = 0$).

Die abgeleitete Momentengleichung für die Erzeugung des Normalmomentes (Gln. (14) und (20)) erlaubt eine noch exaktere Festlegung des Schlupfnullpunktes, mit dessen Hilfe der Wälzkreis bestimmt werden kann, an dem die resultierende Kraft im Boden angreift. Legt man den Schlupfnullpunkt am Schnittpunkt der Kurven für den Zugmomentbeiwert κ und den Drehmomentbeiwert μ_r (bzw. des Zugmomentes und des Drehmomentes) fest (Vertikallinie 3 in Bild 5), ist gewährleistet, daß die Hälfte des zu überwindenden Normalmomentes durch das Zugmoment und die andere Hälfte durch das Drehmoment aufgebracht wird. Das negative Schlupf verursachende Zugmoment und das positive Schlupf verursachende Drehmoment sind gleich groß und demzufolge ist der Schlupf Null. Der mit dem Schnittpunkt der Kurven für κ und μ_r definierte Schlupfnullpunkt ist nur in Ausnahmefällen identisch mit der Annahme von *Steinkampf* (nämlich nur, wenn Vertikallinie 3 in der Mitte zwischen 2 und 4 liegt).

Bei rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen stimmt in der Regel der über die Bedingung $\kappa = \mu_r$ definierte Schlupfnullpunkt nicht mit dem auf den Werkzeugumfang bezogenen Schlupfwert Null überein, d.h. der Radius des mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreises r_0 ist nicht gleich dem Werkzeugradius R , wie in den Bildern 4 und 6 dargestellt. Der Wälzkreisradius r_0 errechnet sich nach der Gleichung

$$r_0 = R(1 - \sigma_{RS}) \quad (33).$$

Anhand von Meßwerten für das Drehmoment und die Zugkraft bei verändertem Schlupf sowie den bekannten Werten für die Normalkraft und den Werkzeugradius sind deshalb zunächst die auf den Werkzeugradius bezogenen Beiwerte

$$\mu_R = \frac{M}{F_N R \cos \varphi_R} \quad (34)$$

$$\kappa = \frac{F_Z R \cos \varphi_R}{F_N R \cos \varphi_R} = \frac{F_Z}{F_N} \quad (35)$$

und

$$\rho_R = \frac{F_N f}{F_N R \cos \varphi_R} = \tan \varphi_R \quad (36)$$

anhand einer der Momentenbedingung (Gl. 20)) analogen Gleichung

$$\mu_R + \kappa = \rho_R \quad (37)$$

zu errechnen. Die grafische Darstellung ergibt den Schnittpunkt der Kurven für κ und μ_R und damit den Werkzeugschlupf σ_{RS} , der die Berechnung des Radius des mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreises und damit die Auswertung der Meßwerte nach den in Abschn. 3.2 abgeleiteten Gleichungen ermöglicht. Das abgeleitete Kräfte- und Momentengleichgewicht für den Boden verdichtende und zerkleinernde rotierende Werkzeuge erfordert, daß die durch die Spannungen zwischen Werkzeug und Boden verursachte resultierende Kraft am mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreis angreift. Dieser Wälzkreis kann je nach den zwischen den Wirkelementen und dem Boden wirkenden Spannungen innerhalb oder außerhalb des Werkzeugumfangs liegen (Bild 4 bzw. 6).

Neben der nachträglichen Auswertung von aufgenommenen Meßwerten entsprechend der angegebenen Verfahrensweise besteht die Möglichkeit der sofortigen rechentechnischen Auswertung und der Aufzeichnung der gesuchten Kurven mit einem Plotter [13].

4. Anwendungsbeispiel

Als Anwendungsbeispiel wird ein Ergebnis von *Baur* [14] genutzt, der getriebene und rollende scheibenförmige Werkzeuge hinsichtlich des Verdichtungs- und Zerkleinerungserfolgs untersucht hat. Er ermittelte für einen Zahnpacker (vgl. Sinnbild in Bild 7) beim Einsatz in der Bodenrinne die in Bild 7 angegebenen Verläufe der Rotations- und Translationsenergie sowie der dem Boden zugeführten Energie in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf.

Mit Hilfe der Meßwerte, der Normalkraft und des Werkzeugradius wurden nach Gln. (34) bis (37) der Drehmomentbeiwert μ_R , der Normalmomentbeiwert ρ_R und der Zugmomentbeiwert κ errechnet, Bild 8. Der Schnittpunkt der Kurven für μ_R und κ ergibt den Schlupfnullpunkt bei $\sigma_{RS} = -0,026$ (-2,6 %). Daraus errechnen sich nach Gl. (33) der Radius des Wälzkreises mit $r_0 = 359$ mm und nach Gl. (16) die Beiwerte μ_t und ρ_t .

Der in Bild 8 dargestellte Verlauf von μ_t und ρ_t zeigt, daß sich diese Beiwerte infolge des vergrößerten Hebelarmes der im Boden wirkenden Stützkraft (Wälzkreisradius/Werkzeugradius) vermindern. Entsprechend Gln. (18) und (35) bleibt der Zugmomentbeiwert unverändert. Der Drehmomentbeiwert hat einen ähnlichen Verlauf wie der Umfangskraftbeiwert von getriebenen Schlepperrädern [13].

Der Normalmomentbeiwert nimmt oberhalb eines Werkzeugschlupfes von 0,2 bei diesem Werkzeug progressiv zu, was seine Ursache in den mit dem Schlupf abnehmenden Stützbereichen im Boden und damit der Übertragung geringerer Spannungen (sichtbar an der sich vermindernenden Schubkraft) sowie in der erhöhten Verschiebungs- und Reibungsarbeit haben kann. Die konstruktive Ausführung des Werkzeuges führte dazu, daß bereits bei kleinen Werkzeugschlupfwerten von 0,05 die Widerstandskraft negativ wurde.

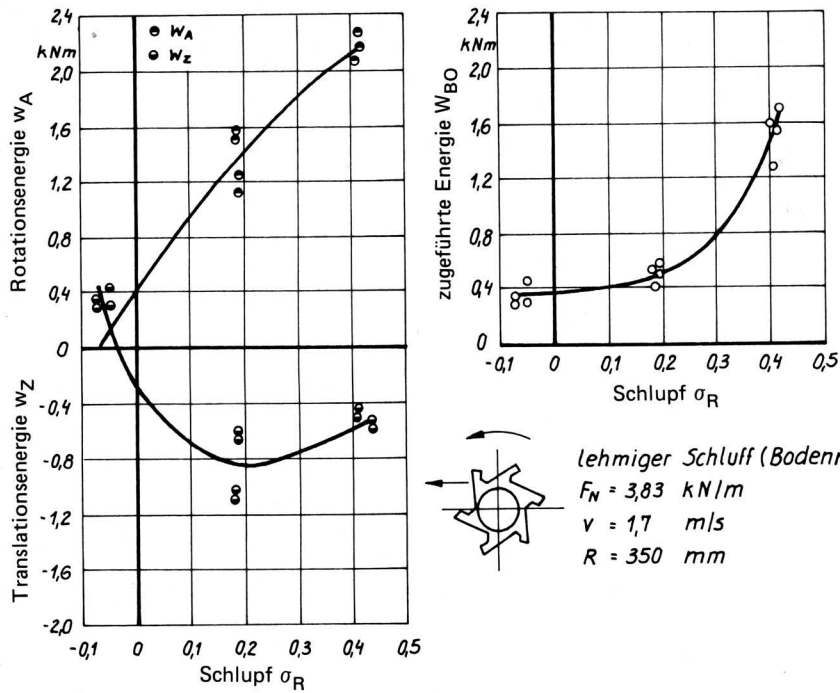


Bild 7. Rotations-, Translations- und dem Boden zugeführte Energie beim Einsatz von Zahnpackerwerkzeugen in der Bodenrinne in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf; nach Baur [14].

Eine hohe Schubkraft kann im Gegensatz zu den Annahmen von Konzack (Bild 1) nur in einem sehr engen Schlupfbereich erreicht werden. Ob dieser oder ein anderer Schlupfbereich als Arbeitsbereich beim Einsatz der untersuchten Bodenbearbeitungswerkzeuge vorteilhaft genutzt werden kann, muß anhand des Verhältnisses von Arbeitseffekt und aufgewendeter Energie entschieden werden.

5. Zusammenfassung

Zu den Kräften und Drehmomenten, die bei der Verdichtung und Zerkleinerung des Bodens mit rotierenden Werkzeugen wirken, ist eine allgemeingültige Aussage nicht bekannt. Bei Betrachtungen an Rädern erzielte Ergebnisse basieren auf unterschiedlichen Annahmen und sind für die theoretische Beschreibung von Vorgängen beim Einwirken rotierender Werkzeuge auf den Boden nur teilweise nutzbar.

Die Beschreibung der inhaltlichen Zusammenhänge erforderte die Änderung üblicher Begriffe. Anstelle der bei Untersuchungen an Rädern verwendeten Umfangskraft wurde der Begriff "Stützkraft", anstelle des Rollwiderstandes der Begriff "Widerstandskraft" eingeführt.

Bezüglich der Zuführung, der Nutzung und der Rückführung der Antriebsenergie, d.h. der Antriebsart, lassen sich treibende, rollende und getriebene rotierende Werkzeuge mit horizontalen Drehachsen und bezüglich der Kraftwirkung dieser Werkzeuge im Boden sieben Wirkungsarten unterscheiden. Für die wirkenden Momente und Kräfte konnten allgemeingültige Gleichungen abgeleitet werden, die unabhängig vom Schlupf gelten. Das Drehmoment an der Werkzeugwelle und das Zugmoment (Produkt aus Zugkraft und dazugehörigem Hebelarm) werden aufgewendet, um das Normalmoment des Werkzeuges (Produkt aus Normalkraft und zugehörigem Hebelarm) zu überwinden. Diese Gleichung ist entscheidend für die Antriebsart des rotierenden Werkzeuges.

Das Normalmoment ist ein Äquivalent der dem Boden zugeführten Energie. Es ist gleich der Summe aus Widerstandsmoment und Stützmoment. Da die Widerstandskraft und die Stützkraft über die Wirkelemente der Werkzeuge im Boden wirken, ist diese Gleichung entscheidend für die Wirkungsart der Werkzeuge im Boden. Die Stützkraft und die Widerstandskraft treibender und getriebener Werkzeuge mit horizontalen Drehachsen sind kleiner als bei äquivalenten Rädern. Für vergleichende Werkzeuguntersuchungen sind analog zu Rädern dimensionslose Beiwerte am besten geeignet. Mit Hilfe eines Bezugsmomentes wurden die notwendigen Beiwerte definiert.

Der Angriffspunkt der zwischen Werkzeug und Boden wirkenden resultierenden Kraft liegt auf dem mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreis. Für die Bestimmung des Wälzkreises ist ein Verfahren angegeben. Die abgeleiteten Zusammenhänge werden anhand eines Beispiels erläutert.

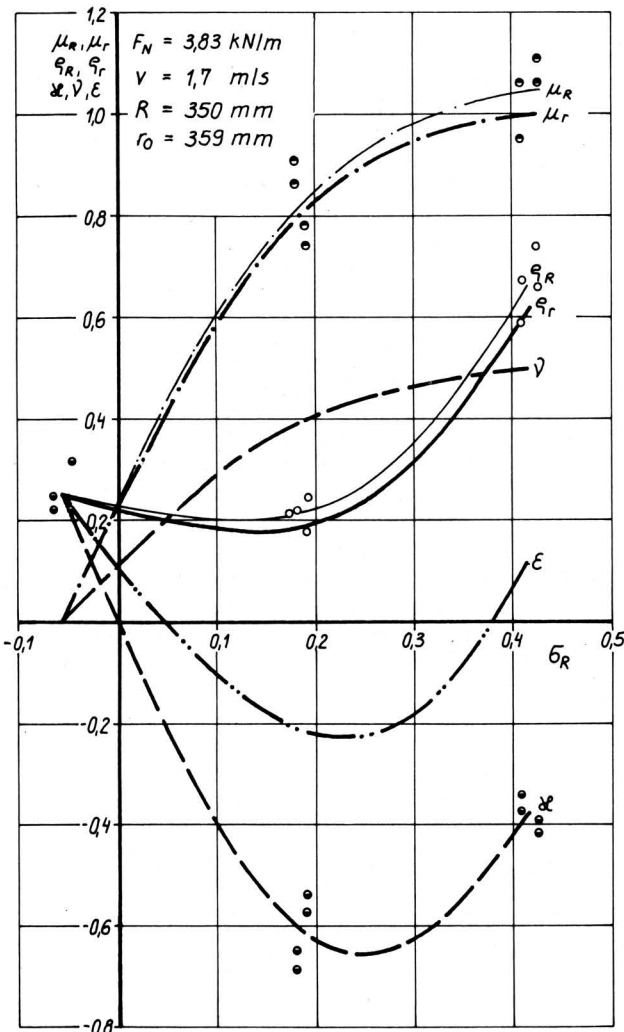


Bild 8. Normalmomentbeiwerte, Drehmomentbeiwerte, Zugmomentbeiwert κ , Widerstandsmomentbeiwert ϵ und Stützmomentbeiwert ν in Abhängigkeit vom Werkzeugschlupf (nach Meßwerten von Bild 7); Angriffspunkt der im Boden wirkenden Kräfte am Werkzeugumfang (ρ_R, μ_R) bzw. am mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreis ($\rho_T, \mu_T, \epsilon, \nu$).

Verwendete Formelzeichen

f	m	Hebelarm für die Normalkraft im Boden
F_B	kN	resultierende Kraft zwischen Werkzeug und Boden
F_B'	kN	an der Drehachse wirkende resultierende Kraft
F_{Br}	kN	resultierende Kraft zwischen rollendem Werkzeug und Boden
F_K	kN	Horizontalkomponente der Umfangskraft
F_N	kN	Normalkraft an der Werkzeugachse
F_Q	kN	Normalkraft im Boden
F_{QS}	kN	Anteil der Normalkraft F_Q , der auf den F_S erzeugenden Wirkflächen abgestützt wird
F_{QW}	kN	Anteil der Normalkraft F_Q , der auf den F_W erzeugenden Wirkflächen abgestützt wird
$F_{Q'}$	kN	Normalkomponente der Umfangskraft
$F_{Q''}$	kN	Normalkomponente der im Boden wirkenden Kraft bei rollendem Rad
F_R	kN	Rollwiderstand
F_S	kN	Stützkraft
F_U	kN	Umfangskraft
F_W	kN	Widerstandskraft
F_X	kN	Horizontalkomponente von F_B
F_Z	kN	Zugkraft
h	m	Hebelarm von F_B um die Drehachse
M	kNm	Drehmoment
r_0	m	Wälzkreisradius im Schlupfnullpunkt
R	m	Werkzeugradius
R_d	m	Hebelarm der Horizontalkraft im Boden
v	m/s	Arbeitsgeschwindigkeit
w_A	kNm/dm ³	als Rotationsenergie dem Werkzeug zugeführte spezifische Energie
w_{A+}	kNm/dm ³	vom Werkzeug zur weiteren Nutzung abgegebene spezifische Energie
w_{Bo}	kNm/dm ³	dem Boden zugeführte spezifische Energie
w_Z	kNm/dm ³	spezifische Zugenergie
ϵ		Widerstandsmomentbeiwert ¹⁾
κ		Zugmomentbeiwert
μ_r		Drehmomentbeiwert ¹⁾
μ_R		Drehmomentbeiwert mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften
μ_K		Umfangskraftbeiwert
ν		Stützmomentbeiwert ¹⁾
ρ_r		Normalmomentbeiwert ¹⁾
ρ_R		Normalmomentbeiwert mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften
σ	kN/m ²	Normalspannung im Boden
σ_r		Werkzeugschlupf des rollenden Werkzeugs
σ_R		Werkzeugschlupf bezogen auf den Werkzeugumfang

σ_{RS}		Werkzeugschlupf bezogen auf den Werkzeugumfang im Schlupfnullpunkt
τ	kN/m ²	Schubspannung im Boden
φ	°	Rollreibungswinkel ¹⁾
φ_R	°	Rollreibungswinkel mit am Werkzeugumfang wirkenden Bodenkräften

1) Angriffspunkt der Bodenkräfte am mittels Schlupfnullpunkt festgelegten Wälzkreis

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Söhne, W. u. H. Stubenböck*: Theoretische Grundlagen der Mechanik der Bodenbearbeitung. Ber. Landw. Bd. 56 (1978) S. 390/414.
- [2] *Bagirov, B.M.*: Darstellung moderner Tendenzen und Wirkungsgrade der Energieübertragung von energetischen Einrichtungen für Arbeitsmaschinen landwirtschaftlicher Aggregate. Vestnik sel'skochoz. Nauki, Baku (1979) Nr. 5, S. 74/77.
- [3] *Stropfel, A. u. A. Bunk*: Ein Beitrag zum Leistungs- und Energiebedarf gezogener und angetriebener Bodenbearbeitungsgeräte. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 6, S. 214/18.
- [4] *Steinkampf, H. u. M. Zach*: Leistungsbedarf und Krümelungseffekt von gezogenen und zapfwellengetriebenen Geräten zur Saatbettbereitung. Landbauforschung Völkenrode Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 55/62.
- [5] *Kalk, W.-D.*: Zur rationellen Nutzung der Energie bei der Bodenbearbeitung. agrartechnik Bd. 31 (1981) Nr. 8, S. 370/73.
- [6] *Konzack, J.*: Energieaufwand für Saatbettbereitungswerkzeuge in Abhängigkeit von der Antriebsart. agrartechnik Bd. 32 (1982) Nr. 10, S. 452/54.
- [7] ● *Bernacki, H. u. J. Haman*: Grundlagen der Bodenbearbeitung und Pflugbau. Berlin: VEB Verlag Technik 1972.
- [8] ● *Soucek, R.*: Antriebe für Landmaschinen. In: Taschenbuch Maschinenbau, Band 3/I. Berlin: VEB Verlag Technik 1971.
- [9] *Soucek, R.*: Zur Systematik der Werkzeuge für die Bearbeitung landwirtschaftlicher Böden. Wiss. Z. Techn. Univ. Dresden Bd. 33 (1984) H. 3, S. 119/21.
- [10] *Baur, A.*: Zur Kinematik aktiv rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge. Wiss. Z. Techn. Univ. Dresden Bd. 33 (1984) H. 3, S. 122/28.
- [11] ● *Hagedorn, H. u. E. Merkel*: Zugmittelgetriebe. In: Taschenbuch Maschinenbau, Band 1/II. Berlin: VEB Verlag Technik 1975.
- [12] *Söhne, W.*: Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn. Grundl. Landtechnik Nr. 13, 1961, S. 21/34.
- [13] *Steinkampf, H.*: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen 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.