

Beitrag zur Entwicklung einer automatischen Überlastsicherung für angetriebene, rotierende Werkzeuge der Bodenbearbeitung¹

Dr.-Ing. J. Lucius, KDT, Institut für Landmaschinentechnik Leipzig im VEB Weimar-Kombinat

1. Einführung

Der Einsatz von Fräsworkzeugen bei der Bodenbearbeitung ist u. a. erschwert durch die z. Z. noch geringe Arbeitsgeschwindigkeit, die sich mit diesen Werkzeugen realisieren läßt, und ihre Bruchgefahr beim Einsatz auf steinigem Böden. Bemühungen, die Arbeitsgeschwindigkeit zu steigern, führten zwangsläufig zur erhöhten Bruchgefahr der Werkzeuge und machten schließlich den Einsatz dieser Werkzeuge auf steinigem Böden unmöglich.

Gegenstand dieser Untersuchung ist es, ein bekanntes Wirkprinzip in seiner Anwendbarkeit als Sicherung angetriebener, rotierender Werkzeuge gegen Überlastung einzuschätzen. Grundlage für die Untersuchung sind Erkenntnisse von der Bodenzerkleinerung bei hohen Arbeitsgeschwindigkeiten, die auf vorgelockertem Boden realisierbar sind, ohne das Arbeitsmedium unzulässig intensiv zu zerkleinern /1/ /2/.

2. Stand der Technik

Zentralsicherungen für den Rotor und auch Fräskranzsicherungen sind als Überlastungsschutz für das Einzelwerkzeug bei hohen Arbeitsgeschwindigkeiten unwirksam. Automatische Einzelwerkzeugsicherungen in Form von Spitzhaken und anderen federnd am Rotor befestigten Werkzeugen genügen nicht den Anforderungen (geringe Arbeitstiefe, unzureichende Selbstreinigung, zu geringe Bruchsicherheit der Federelemente /3/ /4/). Einzelne, mit Kniehebelgetrieben gegen Überlast gesicherte Werkzeuge /5/ sind wegen des technischen Aufwands und des Platzbedarfs nicht vertretbar.

In der Sowjetunion wurden um eine dem Rotor parallele Achse pendelnde Werkzeuge (im folgenden Pendelwerkzeuge) vorgeschlagen /6/ /7/. Sie bringen erst ab bestimmten Umfangsgeschwindigkeiten die notwendigen Reaktionskräfte gegenüber dem Bodenwiderstand auf. Überlastungen werden vermieden, da das Pendelwerkzeug dem Hindernis ausweichen kann. Entsprechend ihrer Konstruktions- und Betriebsparameter sind die vorgeschlagenen Pendelwerkzeuge nur für geringe Arbeitstiefen geeignet, z. B. für den Einsatz an einer Sämaschine. Der bereits saattfertige Boden wird von den Pendelwerkzeugen bis zur Saattiefe aufgenommen und an die Fräsenabdeckung geworfen, damit er das während der Flugphase des Bodens ausgebrachte Saatgut bedecken kann.

In /7/ werden Beziehungen zwischen der Masse der Pendelwerkzeuge, dem Rotordurchmesser bei gestreckt gedachter Lage der Arbeitsorgane und dem Auslenkwinkel gegenüber dem radialen Strahl, auf dem die Drehachse des Rotors und die Pendelachse des Werkzeugs liegen, als Funktion der Rotordrehzahl angegeben. Diese Erkenntnisse wurden zwar unter starker Vereinfachung grapho-analytisch gewonnen, lassen jedoch die Möglichkeit der Anwendung dieses Wirkprinzips für eine automatische Einzelwerkzeugsicherung erkennen.

Die Bearbeitung des Bodens mittels Pendelwerkzeugen zur Saattbettbereitung ist nach /8/ möglich. Allerdings sind hier Umfangsgeschwindigkeiten bis zu etwa 75 m/s notwendig, um die Arbeitstiefenänderung infolge des Pendelausschlags in den den Agrotechnischen Forderungen entsprechenden Grenzen zu halten. Diese Umfangsgeschwindigkeiten bedingen eine unzulässig hohe Zerkleinerung des Bodens bei hohem Energieaufwand.

Die Anwendbarkeit des umlaufenden Pendels als Wirkprinzip für eine automatische Einzelwerkzeugsicherung zur Saattbettbereitung auf vorgelockertem Boden soll anhand eines Modells untersucht werden.

3. Berechnungsmodell

Das als umlaufendes Pendel ausgebildete Werkzeug besitzt den zum Zerkleinern notwendigen Widerstand gegen das Auslenken durch die Komponente der Zentrifugalkraft. Die Belastung des Pendelwerkzeugs erfolgt periodisch durch sein Eindringen in den Boden mit einer der Drehzahl proportionalen Frequenz. Das umlaufende Pendelwerkzeug stellt folglich ein periodisch erregtes Schwingungssystem dar, dessen Rückstellmoment sich aus der Zentrifugalkraft ergibt.

Um den Zusammenhang zwischen Betriebs- und Konstruktionsparametern zu bestimmen, ist es notwendig, ein Berechnungsmodell aufzustellen. Zur Vereinfachung des Modells wird die Masse des Pendelwerkzeugs auf eine Punktmasse reduziert (Bild 1). Diese Maßnahme erleichtert das Berechnen und muß lediglich beim Nutzen des Rechenergebnisses zur konstruktiven Gestaltung des Pendelwerkzeugs berücksichtigt werden. Weiterhin wird angenommen, daß an der Punktmasse außer der Zentrifugal-, Coriolis- und Trägheitskraft auch die zeitabhängigen Schlagkräfte $P_{\eta}(t)$, $P_{\xi}(t)$ für die Bodenzerkleinerung angreifen (Bild 1). Für die durchzuführenden Untersuchungen wurde eine von der Geschwindigkeit der Punktmasse linear abhängige Dämpfungskraft eingeführt.

Als Bewegungsgleichung des Pendelwerkzeugs ergibt sich folgende nichtlineare inhomogene Differentialgleichung /2/:

$$\frac{d^2 \alpha}{(dt)^2} = \frac{F_{\eta}(t)}{m_p R_o (1 - \varepsilon)}$$

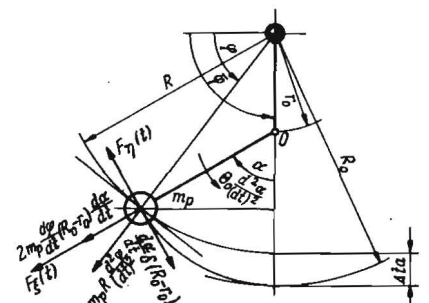
$$- \frac{\sin \alpha}{\varepsilon} \left(\omega_r - \frac{d\alpha}{dt} \frac{1 - \varepsilon (1 - \cos \alpha)}{1 - \varepsilon (1 - 2 \cos \alpha) - \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}} \right)^2$$

$$- \frac{\delta}{m_p} \frac{d\alpha}{dt} \quad (1)$$

Hierin und im Bild 1 bedeuten:

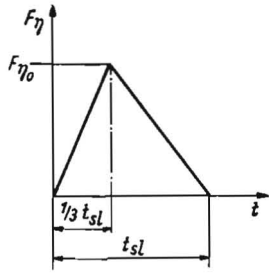
- $F_{\eta}(t)$; $F_{\xi}(t)$ Komponenten der Schlagkraft, die auf das Pendelwerkzeug einwirken (Bodenwiderstand des vorgelockerten Bodens) in N
- m_p Punktmasse des Pendelwerkzeugs in kg

Bild 1
Modell einer Einzelwerkzeugsicherung nach dem Prinzip des umlaufenden Pendels



¹ An der Technischen Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik erarbeitet

Bild 2. Genäherter Schlagkraftverlauf $F_{\eta}(t)$



Tafel 1. Zusammenstellung der Parameter zum Berechnen des Auslenkwinkels α

	Benennung	Symbol	Dimension	Untersuchungsparameter
Konstruktionsparameter	Rotorradius	R_0	mm	250; 300; 350; 400
	Radienverhältnis	ϵ	—	0,1; 0,2; 0,3
	Punktmasse	m_p	kg	0,25; 0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5
Betriebsparameter	Winkelgeschwindigkeit	ω_r	s^{-1}	0; 50; 100; 150; 200; 250
	Dämpfung	δ	kg/s	0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5
Belastung des Pendelwerkzeugs	Schlagkraft	η_0	N	1000; 2000; 3000; 4000; 5000
	Schlagzeit	t_{sl}	s	(0,6; 0,75; 1,0; 1,5; 3,0) · 10 ⁻²

- R_0 maximaler Rotorradius des Werkzeugrotors in mm
- r_0 Radius des Anlenkpunktes der Pendelwerkzeuge an der Rotorwelle in mm
- ϵ Radienverhältnis r_0/R_0
- t_a Arbeitstiefenänderung durch Ausweichen des Pendelwerkzeugs in mm
- ω_r Winkelgeschwindigkeit des Rotors $d\varphi/dt$ in s^{-1}
- δ Dämpfungsfaktor in kg/s
- α Auslenkwinkel des Pendelwerkzeugs in Grad
- t Zeit in s
- φ Drehwinkel der Punktmasse in Grad

Die Differentialgleichung gibt den Zusammenhang zwischen dem Bodenwiderstand $F_{\eta}(t)$ sowie den Konstruktions- und Betriebsparametern und dem Auslenkwinkel α des Pendelwerkzeugs an. Das Lösen einer solchen Gleichung ist geschlossen nicht möglich. Aus diesem Grunde wurden auf dem Analogrechner für vorgegebene Parameterbereiche die Auslenkwinkel α des Pendelwerkzeugs bestimmt. Die notwendig zu untersuchenden Parameterbereiche folgen aus Experimenten und Testrechnungen am Modell [2/].

Der Verlauf und das Maximum der Funktion der Schlagkraft $F_{\eta}(t)$ wird von der Rotordrehzahl bzw. der Umfangs-

geschwindigkeit v_{uf} , den Bodenkennwerten und den Eingriffsbedingungen des Pendelwerkzeugs beeinflusst. Die Abhängigkeit zwischen den genannten Größen kann im Rahmen dieser Arbeit nicht vollständig angegeben werden. Obwohl für einen Teil des Untersuchungsbereichs der Rotordrehzahl $\omega_r = 0 \dots 34 s^{-1}$ Modelluntersuchungen vorliegen [2/], die die Abhängigkeit

$$F_{\eta}(t)_{max} = F_{\eta_0} = f(\omega_r \sim v_{uf})$$

beschreiben, scheint eine mathematische Formulierung der experimentell gewonnenen Ergebnisse für die Verwendung in der Differentialgleichung (1) nicht sinnvoll, da die Ergebnisse nur für bestimmte Konstruktionsparameter der Werkzeuge Gültigkeit haben. Zur allgemeinen Verwendung der Rechenergebnisse ist das systematische Verändern der Funktion der Schlagkraft $F_{\eta}(t)$ zweckmäßig. Dazu ist eine Vereinfachung der Funktion $F_{\eta}(t)$ aus rechentechnischen Gründen notwendig. Die Näherung wurde auf der Grundlage experimenteller Modelluntersuchungen durch die maximale Schlagkraft F_{η_0} und die Schlagzeit t_{sl} in Form eines Dreieck-Impulses eingeführt, dessen Belastungszeit etwa $1/3$ der Gesamtschlagzeit t_{sl} beträgt (Bild 2). Unter der Schlagzeit t_{sl} wird die Zeit des Einwirkens der Kraft $F_{\eta}(t)$ verstanden.

Eine Zusammenstellung der Untersuchungsparameter, mit denen in systematischer Variation die Auslenkwinkel α des Pendelwerkzeugs berechnet wurden, ist in Tafel 1 gegeben.

4. Rechenergebnisse

Entsprechend dem Rechenprogramm wurden als Ergebnisse der Verlauf der Größen α und $\frac{d\alpha}{dt}$ erhalten. Zu ihrer besseren

Beurteilung konnten die Schlagkraft $F_{\eta}(t)$ und die Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω_r mit ausgeschrieben werden (Bild 3).

Großen Einfluß der Konstruktions- und Betriebsparameter auf den Auslenkwinkel α haben die Punktmasse m_p , der Rotorradius R_0 , der Dämpfungsfaktor δ und die Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω_r . Das Radienverhältnis ϵ hat vergleichsweise dazu einen geringen Einfluß [2/]. Die Parameter der Schlagkraft F_{η_0} und t_{sl} beeinflussen stark den Auslenkwinkel. Sie sind als Erregung des Schwingungssystems „Pendelwerkzeug“ gegeben und es gilt, die Konstruktions- und Betriebsparameter so zu wählen, daß das Pendelwerkzeug den Anforderungen hinsichtlich eines aktiv rotierenden, gegen Überlast gesicherten Werkzeugs zur Bearbeitung vorgelockerten Bodens genügt.

Zum Einschätzen der Rechenergebnisse ist ein Grenzpendelwinkel α_G zu definieren. Dieser ergibt sich aus den Agrotechnischen Forderungen hinsichtlich der zulässigen Arbeitstiefenänderung Δt_{aG} als Ergebnis der Pendelauslenkung α . Aus den Rechenergebnissen läßt sich leicht ableiten, daß bei Betriebsparametern, die zu einer nicht unzulässig intensiven Zerkleinerung des Bodens führen, ein Bearbeiten von festem, abgesetztem Boden mit Pendelwerkzeugen nicht möglich ist (zu hoher Bodenwiderstand). In experimentellen Modell-

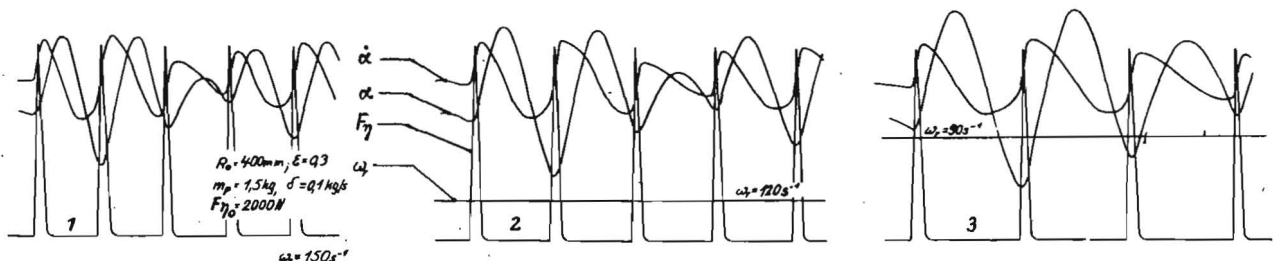


Bild 3. Ausgabeschrieb des Analogrechners

untersuchungen /2/ wurden für das Zerkleinern von vorge-lockertem Boden maximal zu erwartende Schlagkräfte von $F_{\eta_0} = (2000 \dots 4000) \text{ N}$ bei einer Schlagzeit von $t_{sl} \leq 0,75 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ bestimmt. Damit lassen sich bei Vorgabe des Grenzpendelwinkels die notwendigen Konstruktions- und Betriebsparameter ableiten.

5. Festlegen der Konstruktions- und Betriebsparameter

Um geringe Auslenkwinkel α zu erzielen, sind der Rotorradius R_0 , die Punktmasse m_p , der Dämpfungsfaktor δ und die Winkelgeschwindigkeit ω_r groß zu wählen. Einem Vergrößern der Punktmasse steht die zunehmende Schwierigkeit entgegen, die Masse an dem Werkzeug unterzubringen, ohne dabei eine gegenseitige Behinderung der Pendelwerkzeuge herbeizuführen. Große Punktmassen bedingen große Rotorradien R_0 , führen jedoch zu erhöhtem technischem Aufwand. Energetisch betrachtet ist eine Radienvergrößerung unter dem Gesichtspunkt einer gleichzeitigen Vorlockerung des Bodens und nach Untersuchungen von Bernhardt /9/ möglich, obwohl Bernacki /10/ kleine Rotorradien für Fräsen zur Bearbeitung festen abgesetzten Bodens vorschlägt.

Ein Erhöhen der Winkelgeschwindigkeit ω_r ist durch die maximal zulässige Zerkleinerung des Bodens und den Energieaufwand begrenzt.

Das Vergrößern des Dämpfungsfaktors δ ist durch konstruktive Maßnahmen, wie Verringern des Freiwinkels des Pendelwerkzeugs und die besondere Gestaltung seiner Lagerung möglich.

Eine Schwierigkeit bei der Auswahl der Konstruktions- und Betriebsparameter besteht darin, daß es außer der Differentialgleichung (1) keine vollständige Darstellung der kinematischen Vorgänge am Pendelwerkzeug gibt. Es ist möglich, durch Anwenden der Koeffizientenmethode /2/ /11/ näherungsweise für bestimmte vorgegebene Definitionsbereiche eine geschlossene Darstellung zwischen Auslenkung des Pendelwerkzeugs und seinen Einflußparametern auf der Grundlage der systematischen Berechnungen am Analogrechner anzugeben. Es wurde folgende Näherungsgleichung entwickelt:

$$\alpha = 0,3838 \cdot 10^{-3} (38,6 + 0,317 F_{\eta_0}) (1,92 - 0,459 m_p) \times (1,389 - 9,3 \cdot 10^{-3} \omega_r) \quad (2)$$

Diese Gleichung gilt für einen Rotorradius von $R_0 = 350 \text{ mm}$, ein Radienverhältnis von $\epsilon = 0,3$ und einen Dämpfungsfaktor von $\delta = 0,3 \text{ kg/s}$. Die Festlegung von R_0 und ϵ ist eine Kompromißlösung, die sich aus oben angeführten Problemen ergibt. Der zu erwartende Dämpfungsfaktor δ wurde am Berechnungsmodell bestimmt, wobei die Lagerung des Pendelwerkzeugs nicht unter dem Gesichtspunkt des Erhöehens seiner Dämpfung gestaltet wurde. Hier bestehen noch Möglichkeiten, den Einsatzbereich des Werkzeugs zu erweitern, indem eine größere Dämpfung der Pendelbewegung vorgesehen wird.

Unter Berücksichtigen des Grenzpendelwinkels, der sich bei vorgeschlagenem Radienverhältnis $\epsilon = 0,3$ und einer zulässigen Arbeitstiefenänderung von $\Delta t_{aG} = 10 \text{ mm}$ zu $\alpha_G = 30^\circ$ ergibt, und einer maximal auftretenden Schlagkraft F_{η_0} kann die Abhängigkeit der notwendigen Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_r bzw. der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_{uf} als Funktion der Punktmasse angegeben werden (Bild 4). Die notwendigen Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors sind nicht vergleichbar mit denen der üblichen Fräsen, die im abgesetzten festen Boden arbeiten. Die Zerkleinerungswirkung der Werkzeuge ist bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit im vorgelockerten Boden geringer als im abgesetzten festen Boden.

Bei Vorgabe einer unter Berücksichtigung der Bodenbedingungen maximal möglichen Umfangsgeschwindigkeit v_{uf} ergibt sich die Punktmasse m_p (Bild 4), die zum Bestimmen des Trägheitsmoments des Pendelwerkzeugs, bezogen auf den Pendelpunkt 0 (Bild 1), benötigt wird. Mit diesen festgelegten

Bild 4 Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_r als Funktion der Punktmasse m_p

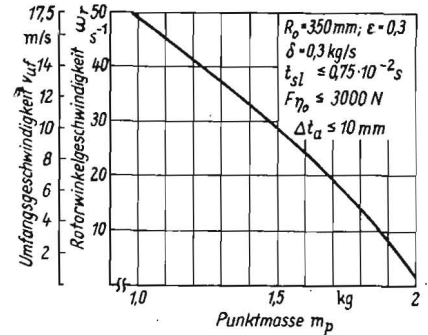
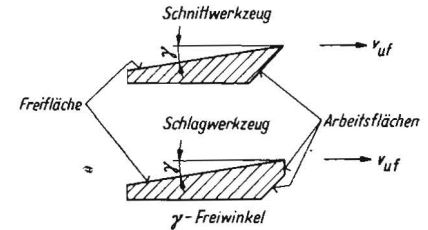


Bild 5 Mögliche Querschnitte der Pendelwerkzeuge senkrecht zum Pendelradius



Parametern ist ein Überlastschutz der Werkzeuge gegeben, indem für Schlagkräfte $F_{\eta} > F_{\eta_0}$ bei Schlagzeiten $t_{sl} = 0,75 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ das Pendelwerkzeug über $\alpha = 30^\circ$ je nach der Belastung ausgelenkt wird und über das Hindernis hinweggleitet. In einem Ausführungsbeispiel wurde ein notwendiges Trägheitsmoment von $\Theta_0 = 720 \text{ kg cm}^2$ bestimmt.

6. Konstruktive Gestaltung der Pendelwerkzeuge

Das Problem der Werkzeuggestaltung liegt darin, das notwendige Trägheitsmoment Θ_0 eines Pendelwerkzeugs zu erstellen. Dabei sind die vorgegebenen Parameter, wie Rotorradius R_0 , Radienverhältnis ϵ , Gestalt der Arbeitsfläche des Werkzeugs (die aus den Anforderungen hinsichtlich des Arbeitsergebnisses und des Energiebedarfs folgt) und die Anzahl der Werkzeuge je Werkzeugkranz, einzuhalten. Im folgenden sollen einige Gestaltungsrichtlinien für Pendelwerkzeuge gegeben werden:

- Um ein gegenseitig ungehindertes Pendeln der Werkzeuge zu gewährleisten, sollen nicht mehr als 4 Werkzeuge je Kranz (2 je Drehebene) angeordnet werden.
- Beim Festlegen der Gestalt der Arbeitsfläche des Pendelwerkzeugs ist die Änderung derselben während seines Eingreifens im Boden mit zu berücksichtigen /12/.
- Schlag- und Schnittwerkzeuge haben die im Bild 5 angegebenen Querschnitte senkrecht zum Pendelradius, um eine maximale Masse bei gegebenen Konstruktionsparametern am Werkzeug unterzubringen (Arbeitsflächen-gestalt nach /12/).
- Die Lagerung des Pendelwerkzeugs ist so zu wählen, daß seine radial verlaufende Schwerpunktklinie die Längsachse des Lagers halbiert.

7. Einschätzung des Wirkprinzips des umlaufenden Pendels als automatische Sicherung gegen Überlast bei aktiv rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen

Das funktionstüchtige Pendelwerkzeug erfordert hohe Umfangsgeschwindigkeiten am Rotor und große Trägheitsmomente der Pendelwerkzeuge. Infolge der hinsichtlich des Arbeitsergebnisses und des Energiebedarfs möglichen höheren Umfangsgeschwindigkeiten der aktiven Werkzeuge beim Bearbeiten vorgelockerten Bodens ist das Pendelwerkzeug nur hier einsetzbar.

Für eine untersuchte Variante des Wirkprinzips (Berechnung und Experimente unter Modellbedingungen [2]) ergab sich für mittleren bis schweren, nicht durchwurzelten Boden ein Bereich der notwendigen Umfangsgeschwindigkeiten von $v_{uf} = 12 \dots 17$ m/s bei Bissenlängen bis zu 175 mm. Zum Vergrößern des Einsatzbereichs der Pendelwerkzeuge sind folgende Maßnahmen möglich:

- Verringern der Bissenlänge bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit v_{uf} , was jedoch zu einer intensiveren Zerkleinerung und zu geringeren Fahrgeschwindigkeiten führt.
- Erhöhen der Umfangsgeschwindigkeit v_{uf} , wozu noch weitere Untersuchungen insbesondere hinsichtlich des Arbeitsergebnisses und des Energieaufwands nötig wären [13].
- Erhöhen des Dämpfungsfaktors durch besondere Gestaltung der Lagerung des Pendelwerkzeugs.

8. Zusammenfassung

Der Einsatz von aktiv rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen macht insbesondere mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit automatische Einzelwerkzeugsicherungen notwendig. Es wird das Wirkprinzip des umlaufenden Pendels hinsichtlich seiner Anwendbarkeit als automatische Einzelwerkzeugsicherung untersucht und Einsatzbereiche sowie Hinweise zu deren Erweiterung angegeben.

Literatur

- 1/ Kalk, W. D., Lucius, J./Plötner, K.: Untersuchungen zum Arbeitsprinzip der Schar-Fräse. agrartechnik 25 (1975) H. 1, S. 9.
- 2/ Lucius, J.: Entwicklung von aktiven Bodenbearbeitungswerkzeugen für die Zerkleinerung vorgelockerten Bodens. Diss. TU Dresden 1972 (unveröff.).
- 3/ Renard, W.: Starre und federnde Werkzeuge an Bodenfräsen. Grundle. d. Landtechnik, Düsseldorf (1967) 9, S. 50-53.
- 4/ Eggert, O.: Die Bodenbearbeitung mit rotierenden Werkzeugen. DLZ, München 7 (1956) 4, S. 103-105.
- 5/ Major, M. J.: Rotary Cultivator. US-Patent Office Nr. 3.207.231 (1965).
- 6/ Vagin, A. T.: Obosnovanie počvoobrabatyvajuščich rotacionnyh žarnirno počvennyh rabočich organov (Begründung gelenkig angebrachter rotierender Bodenbearbeitungswerkzeuge). Voprosy sel'skochoz. mechaniki, Tom XI Minsk 1963, S. 178-201.
- 7/ Macepuro, M. E.: Vzaimodejstvie s gruntom frezy, imejuščej žarnirnye rabočie organy (Wechselwirkung zwischen Boden und Fräse, deren Rotor mit gelenkigen Werkzeugen bestückt ist). Voprosy sel'skochoz. mechaniki, Tom XVI, Minsk 1967, S. 167-175.
- 8/ Cohen, H.: Kombiniertes landwirtschaftliches Bodenbearbeitungsgerät. Deutsches Bundespatent Nr. 1.115.503, 1957.
- 9/ Bernhardt, G.: Untersuchungen unter Modellbedingungen zur Anordnung der Fräswerkzeuge auf der Fräswelle. Diss. TU Dresden 1972 (unveröff.).
- 10/ Bernacki, H.: Vergleich des Energieaufwandes für die Bodenbearbeitung mit verschiedenen Werkzeugen. agrartechnik 23 (1973) Heft 1, S. 5-8.
- 11/ Ahrens, E.: Untersuchungen an Fräswerkzeugen. Ingenieurbeleg 1971, TU Dresden (unveröff.).
- 12/ Lucius, J.: Angetriebene, auf einer Kreisbahn rotierende Bodenbearbeitungswerkzeuge. DDR-Patent Nr. 98195.
- 13/ Lucius, J.: Untersuchungen über den Einfluß der Verformungsgeschwindigkeit auf die Bruchspannung im Boden. Dt. Agrartechnik 21 (1971) 11, S. 526-528. A 9631

Vorrichtung zum Schalten unter Last am Traktor K-700

Dr. agr. habil. G. Krupp, KDT / Ing. M. Böttger / H. Dörnchen / W. Kalnik / J. Deunert

Seit Februar 1973 läuft in der Kooperativen Abteilung Pflanzenproduktion (KAP) Löbau-Nord ein Traktor K-700 mit einer Vorrichtung zum Schalten unter Last (VSL). Die Vorrichtung wurde auf der Grundlage eines sowjetischen Patents [1] von einem Neuererkollektiv geschaffen. Die Erprobung konnte nach mehr als zwölfmonatigem störungsfreiem Einsatz mit positivem Ergebnis abgeschlossen werden. Der Traktor mit der Vorrichtung wurde im Juli 1974 beim DDR-Leistungspflügen im Bezirk Dresden vorgeführt. Der veränderte K-700 hat während der Erprobungszeit der Anlage etwa 2000 Betriebsstunden im normalen landwirtschaftlichen Jahresturnus gearbeitet. Der Traktor hatte zum Zeitpunkt des Einbaues der VSL etwa 3000 Betriebsstunden geleistet. Nach etwa 5000 Betriebsstunden wurden Motor und Getriebe gewechselt.

Die Anlage wurde im Rahmen einer Neuerervereinbarung zwischen dem Neuererkollektiv und dem Kreisbetrieb für Landtechnik Löbau-Zittau mit Unterstützung durch das Staatliche Komitee für Landtechnik und das Bezirkskomitee für Landtechnik Dresden entwickelt und erprobt.

1. Technische Grundlagen

Der normale Schaltvorgang beim Seriengeriebes des Traktors K-700 verläuft, wenn man den Verlauf des Drehmoments über die Zeit betrachtet, schematisch nach Bild 1.

Die Schaltzeit $t_s = t_a + t_{Gw} + t_e$

ist durch die Unterbrechung des Drehmomentflusses jeweils mit dem Stillstand des Traktors verbunden und verursacht einen Ausfall an Grundzeit in der Größenordnung von mehreren Zehntel-Minuten je Schaltvorgang. Diese Ausfallzeiten sind in unebenem Gelände oder bei aus anderen technologischen Gründen häufig wechselnder Arbeitsgeschwindigkeit recht erheblich. Der einschlägigen Literatur nach kann unterstellt werden, daß durch die Schaltung unter Last Steigerungen der Flächenleistung in der Größenordnung von 10 bis 15 Prozent erzielbar sind [2/ 3/ 4/ 5/].

Eine Schaltvorrichtung, die das Schalten ohne Unterbrechung des Drehmomentflusses gewährleistet, vermeidet die soeben genannten Ausfallzeiten dadurch, daß eine zeitliche Überschneidung der Drehmomentkurven ein Schalten ohne Unterbrechung des Kraftflusses und damit ohne Stillstand des Traktors ermöglicht (Bild 2).

Der Schaltvorgang wird zum Zeitpunkt t_1 durch Schalten des Gangwahlhebels eingeleitet. Während der Zeit t_f füllt sich der Ringkolbenzylinder der eingeschalteten Kupplung. Im Einklang mit dem durch einen Druckspeicher und eine Drosselung des Ablaufs gebremsten Druckabfall in der ausgeschalteten Kupplung fällt das Reibmoment in dieser Kupplung M_R^a . Der Abfall der Kurve M_R^a und damit die Überdeckungszeit Δt lassen sich durch eine Drosselung des Ab-

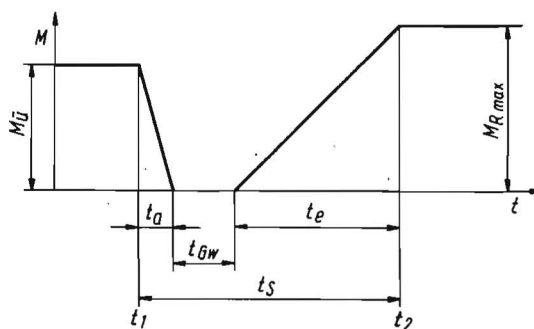


Bild 1. Schema für den Ablauf des Schaltvorgangs;
 $M_{\bar{u}}$ von der auszuschaltenden Kupplung übertragenes Moment,
 $M_{R,max}$ maximal übertragbares Reibmoment der eingeschalteten Kupplung,
 t_a Auskuppelzeit,
 t_{Gw} Gangwechselzeit,
 t_e Einkuppelzeit,
 t_s Schaltzeit = $t_a + t_{Gw} + t_e$