

dessen Tragarm c die Förderwalzen d fliegend befestigt sind.

Da keine störenden Rahmenteile an den vorderen Enden der Walzen d mehr vorhanden sind, kann die Erde ungehindert abfließen.

DT-Offenlegungsschrift 2618063 Int. Cl. A 01 d, 25/00

Anmeldetag: 24. April 1976

„Putzschleuder für Rübenerntemaschinen“

Erfinder: W. Schulte

Putzschleudern sind mit gegenläufigen Putzsternen ausgerüstet, die über ein gemeinsames Getriebe angetrieben werden. Das Getriebe ist zwischen den beiden Putzsternen angeordnet.

Diese Anordnung ist nachteilig, weil sich die Putzsterne nicht individuell den Erntebedingungen entsprechend zueinander und zur Rübe einstellen lassen.

Dieser Nachteil wird nach der Erfindung (Bild 6) dadurch vermieden, daß jeder Putzstern a, b einen eigenen Antrieb in Gestalt eines Hydraulikmotors c, d aufweist. Jeder Hydraulikmotor ist an einem Tragarm e befestigt, der jeweils auf einem gemeinsamen Querträger f mit Hilfe der Halterung g festgeklemmt

ist. Der Querträger f wiederum ist an einem Vertikalträger h befestigt, der mit der Halterung i am Tragarm k der Maschine l festgeklemmt ist. Diese Anordnung gestattet eine vielfältige Verstell- und Einstellmöglichkeit zur universellen Anpassung der Putzschleuder an die Erntebedingungen.

DT-Auslegeschrift 2636621 Int. Cl. A 01 d, 23/00

Anmeldetag: 13. August 1976

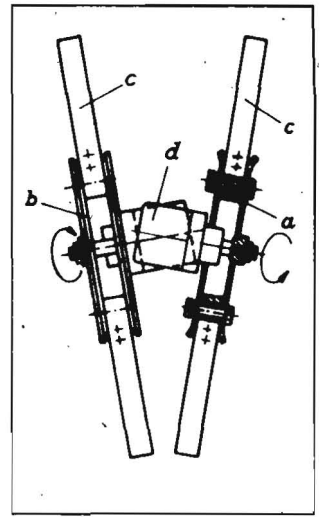
„Rüben-Putzvorrichtung für Rübenerntemaschinen“

Erfinder: H. Westphal

Putzschleudern sind mit zwei gegenläufig angetriebenen Putzsternen ausgerüstet, die mit ihren Stirnseiten relativ dicht aneinander laufen. Dabei schlagen die Gummischläger der Putzsterne gegeneinander und verschleifen vorzeitig.

Um diesen Nachteil zu beseitigen, schlägt der Erfinder vor (Bild 7), die Putzsterne a; b V-förmig anzuordnen, so daß sich die Gummischläger c nur im unteren Abschnitt der Putzsterne einander nähern und sich gegeneinander nicht berühren.

Die V-förmige Anordnung hat weiterhin den



7

Vorteil, die hydraulischen Antriebsmotore d zwischen den Putzsternen a, b anordnen zu können.

A 2053

Pat.-Ing. B. Unger, KDT

## Modellierung des dynamischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen unter dem Gesichtspunkt einer Fahrgeschwindigkeitsregelung

Dr.-Ing. P. Oberländer, KDT, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

Die weitere Vervollkommnung der industriemäßigen Produktionsmethoden in der sozialistischen Landwirtschaft stellt auch an die landwirtschaftlichen Fahrzeuge immer höhere, zum Teil völlig neue Anforderungen. So ist z. B. bei der Erntegutübergabe von der Erntemaschine zum Transportfahrzeug ein Gleichlauf zwischen Erntemaschine und Transportfahrzeug notwendig. Ziel muß es sein, zur Verringerung der Erntegutverluste bei der Übergabe, zur Vermeidung von Kollisionen zwischen Erntemaschine und Transportfahrzeug und zur Entlastung des Fahrers eine automatische Gleichlaufregelung zu realisieren. Da sich die Erntemaschine am Bestand orientieren muß, ist es erforderlich, das Transportfahrzeug sowohl bezüglich des Abstands zur Erntemaschine als auch hinsichtlich einer definierten Position in Fahrtrichtung automatisch zu steuern. Im Rahmen dieses Beitrags sollen einige Gesichtspunkte und Möglichkeiten der Modellierung des Bewegungsverhaltens des Kraftfahrzeugs in Fahrtrichtung — als Voraussetzung für die Konzipierung einer geeigneten Regeleinrichtung — dargelegt werden.

Die Ergebnisse zeigen u. a., daß sich bei den vorhandenen Transportfahrzeugen, z. B. Lkw W 50 LA, die Möglichkeiten einer automatischen Steuerung auf einen sehr kleinen Geschwindigkeitsbereich bei beschränkten Störgrößen erstrecken.

Um den Anforderungen der landwirtschaftlichen Praxis zu genügen, sind grundsätzliche Änderungen an der Konzeption des Fahrantriebs notwendig, z. B. stufenlose Getriebe.

### 1. Abgrenzung der Aufgabe

Für den Entwurf und die Optimierung von Regelkreisstrukturen ist ein verallgemeinerungsfähiges Modell für das dynamische Verhalten von Kraftfahrzeugen in Fahrtrichtung (Längsbewegung) zu entwickeln. Das Modell soll so aufgebaut sein, daß eine einfache Umsetzung in ein Analogrechnerprogramm möglich ist.

Als spezieller Anwendungsfall ist das Verhalten des allradgetriebenen Lkw W 50 LA ohne und mit Anhängern als Regelstrecke zu untersuchen. Die Eigenschaften der Reifen sind mit einzubeziehen. Zu berücksichtigen sind die auf landwirtschaftlichen Böden benutzten großvolumigen Niederdruckreifen 16—20 ND 14 PR L 27 und 16—20 ND 10 PR A 19. Um den Modellaufwand in Grenzen zu halten, sollen folgende Randbedingungen formuliert werden:

— Die Antriebskräfte verteilen sich so auf die Räder, daß die Kraftschlußbeanspruchung  $\kappa$  gleich ist:

$$\kappa = \frac{F_V}{m_V \cdot g} = \frac{F_H}{m_H \cdot g} = \frac{F_T}{m \cdot g}$$

$m_V, m_H$  Achslasten vorn und hinten  
 $m$  Fahrzeugmasse  
 $F_V, F_H, F_T$  Treibkräfte  
 $g$  Erdbeschleunigung.

— Der Fall des Durchdrehens der Räder wird nicht untersucht, da dann eine Regelung der Längsposition nicht möglich ist; außerdem ändert sich die Struktur des Modells.

— Das Bremssystem wird bei der Modellierung

nicht berücksichtigt, da aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen ein automatischer Eingriff in das Bremssystem (außer automatischer Bremskraft- und Anti-blockierregelung) auch international bisher nicht üblich ist.

— Für die Modellierung wird speziell die Fahrt im Bereich eines Ganges des Schaltgetriebes untersucht. Für Lkw zeichnet sich auch international der Einsatz automatischer Getriebe oder automatischer Kupplungen nicht ab (zu hohe Kosten). Bezüglich der Gleichlaufregelung landwirtschaftlicher Fahrzeuge wäre deshalb beispielsweise von den Lkw-Herstellern zu fordern, daß der Geschwindigkeitsbereich für die niederen Gänge (1. und 2. Gang) erweitert wird. Die Berücksichtigung der Schaltung des Getriebes kann am Analogrechner durch die Wahl der Getriebeparameter des Wechselgetriebes (Übersetzungsverhältnis  $i$  und Wirkungsgrad  $\eta$ ) auf einfache Weise erfolgen.

— Längs- und Querbewegung des Fahrzeugs sollen als entkoppelt betrachtet werden, d. h., Lenkwinkel  $\beta$  und Schräglaufwinkel  $\alpha$  sind  $\beta \ll 1, \alpha \ll 1$ .

— Die veränderliche Masse des Fahrzeugs durch die Beladung mit Erntegut wird berücksichtigt. Da jedoch Fahrgeschwindigkeitsänderungen meist schneller erfolgen müssen als merkbare Änderungen der Lademasse, sollen zur besseren Übersicht die Bewegungsverhältnisse jeweils bei konstanter Lademasse untersucht werden. Die Lademasse kann als Parameter programmiert werden. Dadurch ist es auch

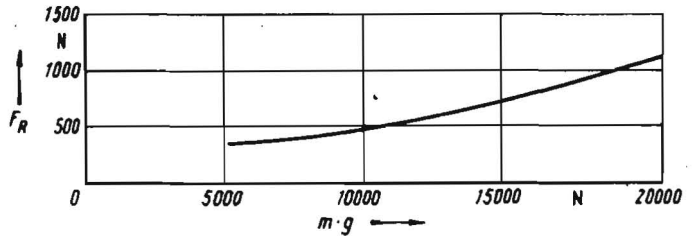
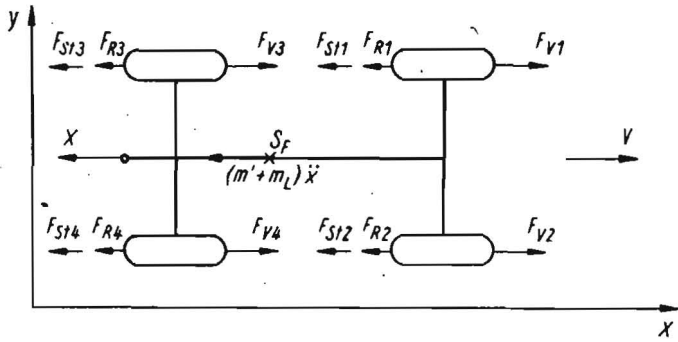


Bild 3. Rollwiderstand  $F_R$  als Funktion der Radlast  $m \cdot g$ ; Reifen 16-20 L 27, Luftdruck 100 kPa, lehmiger Sand, aufgelockert  
 Bild 1. Kräfteansatz am Fahrzeug in x-Richtung;  $S_F$  Schwerpunkt des Fahrzeugs

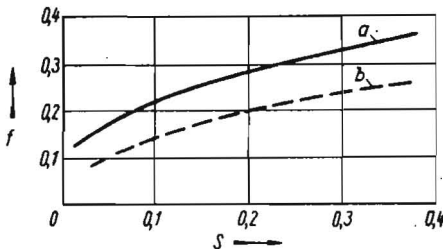


Bild 2. Rollwiderstandsbeiwerte  $f$  als Funktion des Reifenschlupfes  $S$ ;  
 a Reifen 16-20 L 27  
 b Reifen 16-20 A 19  
 Luftdruck 250 kPa.  
 lehmiger Sand, Getreidestoppel

$F_H = F_{H1} + F_{H2}$  Treibkraft an der Hinterachse  
 $F_R = \sum F_{Ri}$  Rollwiderstand  
 $F_{St} = \sum F_{Sti}$  Steigungswiderstand  
 $X$  Anhängelast  
 $F_R$  ist nicht konstant, es gilt:  
 $F_R = f(S, m_L)$ ; (Bilder 2 und 3) [1].  
 Das erforderliche Drehmoment an der Motorwelle errechnet sich zu

$$M = \frac{(F_I + F_{II}) R_n}{i_{ges} \eta_{ges}} \quad (2)$$

$R_w$  wirksamer (dynamischer) Reifenradius  
 $i_{ges}$  Gesamtübersetzungsverhältnis zwischen Motorenwelle und Rädern  
 $\eta_{ges}$  Gesamttriebwerkungsgrad (im Bereich eines Ganges vereinfacht als konstant angenommen).

Der Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl kann unter Berücksichtigung des Reifenschlupfes wie folgt beschrieben werden:

$$n = \frac{v \cdot i_{ges}}{2\pi(1-S)R_n} \quad (3)$$

$v$  Fahrgeschwindigkeit  
 $S$  Radschlupf  
 $n$  Motordrehzahl.  
 Da bei der Gleichlaufregelung die Fahrwegdifferenz zwischen Erntemaschine und Transportfahrzeug interessiert, muß noch eingearbeitet werden:  
 $x = v/p$ ; (4)  
 $x$  Fahrweg.

Aus diesen Ansatzgleichungen kann das Signalfußbild des Fahrzeugs für die Längsbewegung abgeleitet werden (Bild 4). Hier wird primär von der Bildung des Drehmoments im Motor ausgegangen. Prinzipiell ist es auch möglich, von der Motorwinkelgeschwindigkeit auszugehen [2]. Dabei ergeben sich Vorteile für die Behandlung der Drehzahlregelung des Dieselmotors.

### 3. Beschreibung des Verhaltens des Motors

Zur Beschreibung des Verhaltens des Motors bieten sich verschiedene Modelle an [3] [4]. In analytischen oder teilanalytischen Modellen werden die physikalischen Zusammenhänge an den einzelnen Bauelementen des Motors untersucht. Diese Methode ist relativ aufwendig. Außerdem bereitet es Schwierigkeiten, die erforderlichen Kennwerte mit genügender Genauigkeit zu bestimmen. Eine grundsätzlich andere Möglichkeit bietet sich durch die Simulation des Kennlinienfeldes des Motors an. Hierbei werden jedoch Verzögerungen im Motor, z. B. die verspätete Momentenbildung bei Verstellung der Einspritzpumpe, nicht berücksichtigt. Meist sind diese Zeitkonstanten jedoch sehr klein gegenüber den Zeitkonstanten durch die beschleunigten Massen und können vernachlässigt werden (Voraussetzung: geringes Speichervermögen der Einspritzpumpe, Tank mit unendlich großem Reservoir). Wird noch eine Begrenzung durch „kleine“ Änderung der Fahrgeschwindigkeit eingeführt, so kann ein linearisiertes Kennlinienmodell aufgestellt werden, das im folgenden weiter verwendet werden soll.

Aus dem Motorkennlinienfeld des W 50-Motors [5] kann über die Beziehung

$$M = \frac{P_e}{2\pi n} \quad (5)$$

$P_e$  effektive Leistung  
 das Drehmoment-Drehzahl-Kennlinienfeld des Motors berechnet werden (Bild 5). Eingezeichnet sind neben der Vollastkurve die Linien gleicher Kraftstoffördermenge je Umdrehung  $b_e^*$  im Teillastbereich:

$$b_e^* = \frac{P_e \cdot b_c}{n} \quad (6)$$

$b_e$  spezifischer Kraftstoffverbrauch.

Der Zusammenhang zwischen dem Fahrpedalweg  $s$  und  $b_e^*$  kann mit guter Näherung als linear angenommen werden, gleiches gilt für die Abhängigkeit zwischen  $M$  und  $b_e^*$  für  $n = \text{konstant}$  (Bild 6). Für die mathematische Beschreibung wurde zur besseren Übersicht der lineare Teil des Kennlinienfeldes aus Bild 5 nochmal idealisiert dargestellt (Bild 7). Es gilt dann für den Drehzahlbereich 1400 U/min  $< n < 2300$  U/min:

$$M + \Delta M = M_0 + \Delta M_0 - K_M (n + \Delta n) \quad (7)$$

$$\text{mit } M_0 + \Delta M_0 = M_0^* (b_e^* + \Delta b_e^*) - M_{00}^* \quad (8)$$

(Definition der Größen  $K_M$ ,  $M_0^*$ ,  $M_{00}^*$  s. Bild 7).

Daraus ergeben sich für die interessierenden Änderungen um einen Arbeitspunkt:

$$\Delta M = \Delta M_0 - K_M \Delta n \quad (7a)$$

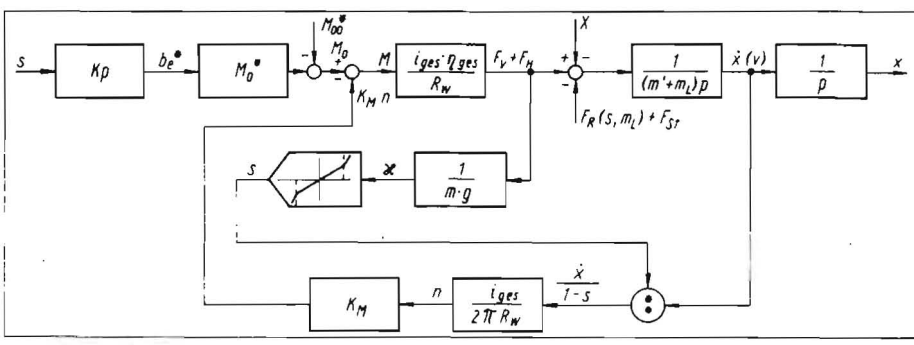
$$\Delta M_0 = M_0^* \Delta b_e^* \quad (8a)$$

### 2. Formulierung der Ansatzgleichungen [1]

Für das Kräftegleichgewicht am Fahrzeug folgt aus Bild 1 in Operatorenschreibweise (die Luftwiderstände sind aufgrund der niedrigen Fahrgeschwindigkeiten  $v_{\max} < 15$  km/h vernachlässigt);  
 $(m' + m_L) p^2 x = F_V + F_H - F_R - F_{St} - X$  (1)  
 (Anmerkung: Anstelle des Differentialquotienten  $\ddot{x}$  ist hier bereits die Operatorenschreibweise  $p^2 x$  eingeführt.);

- $p$  Laplace-Operator
- $m' = m + m_{red}$  wirksame Fahrzeugmasse
- $m$  Fahrzeugmasse
- $m_{red}$  reduzierte rotatorische Massen insgesamt
- $m_L$  Lademasse
- $F_V = F_{V1} + F_{V2}$  Treibkraft an der Vorderachse

Bild 4. Signalfußbild für die Längsbewegung des Fahrzeugs im linearen Kennlinienbereich des Motors



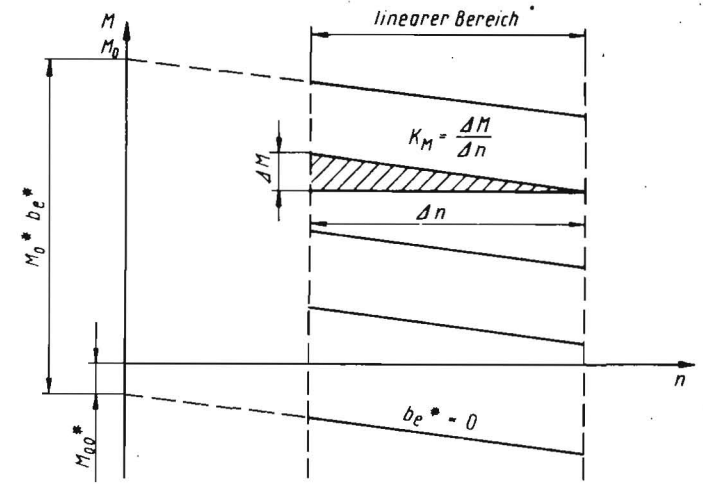
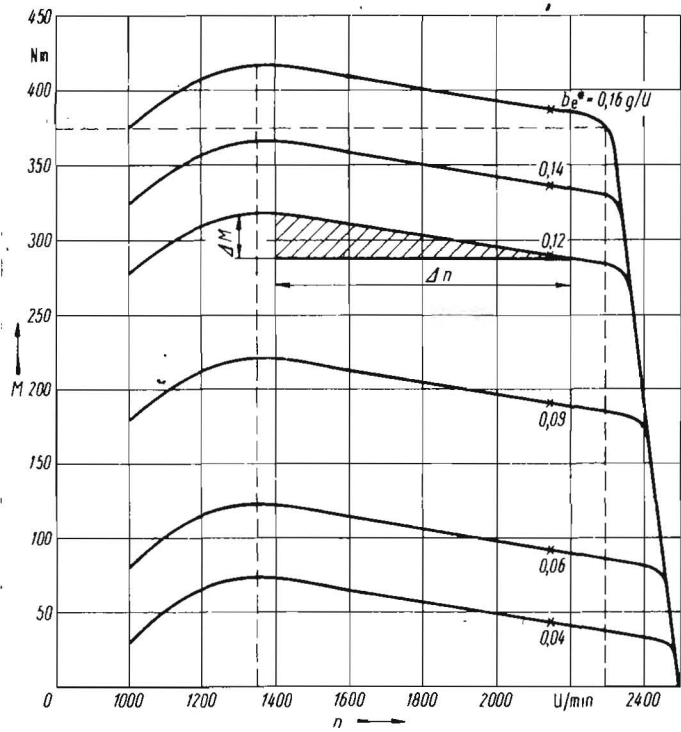
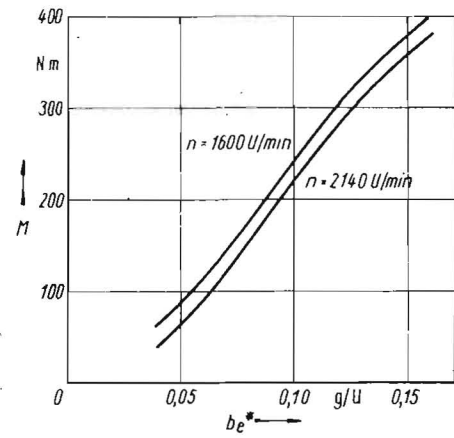


Bild 7. Zur Definition der Motorkenngrößen  $K_M$ ,  $M_{00}^*$  und  $M_{0*}$

Bild 6. Motordrehmoment  $M$  als Funktion der Einspritzmenge je Umdrehung  $b_e^*$  für  $n = \text{konstant}$

Bild 5. Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien des W 50-Motors für verschiedene Regelstangenstellungen



Annäherung der Funktionen  $\kappa = f(S)$  mit Geradenstücken vorgenommen werden.

### 5. Zusammenfassung

Es wurde versucht, unter Beachtung einiger genannter Randbedingungen ein praktikables, verallgemeinerungsfähiges Modell für die Längsbewegung eines allradgetriebenen Fahrzeugs aufzustellen. Die Anzahl der dafür erforderlichen Fahrzeugkennwerte sollte man möglichst gering halten bzw. auf allgemein vom Fahrzeughersteller bekannte Kennwerte (Motorkennlinienfeld, Getriebedaten, Massen, Reifeneigenschaften) zurückgreifen. Untersuchungen mit dem Modell sollten zweckmäßig und rationell an einem Analogrechner durchgeführt werden. Hier können auch günstig experimentelle Ergebnisse mit Modellergebnissen verglichen werden und evtl. die Modellparameter korrigiert werden. Durch Linearisierung (Beschreibungsfunktion, Kennlinienlinearisierung) ist auch eine analytische Behandlung der gewonnenen Zusammenhänge möglich.

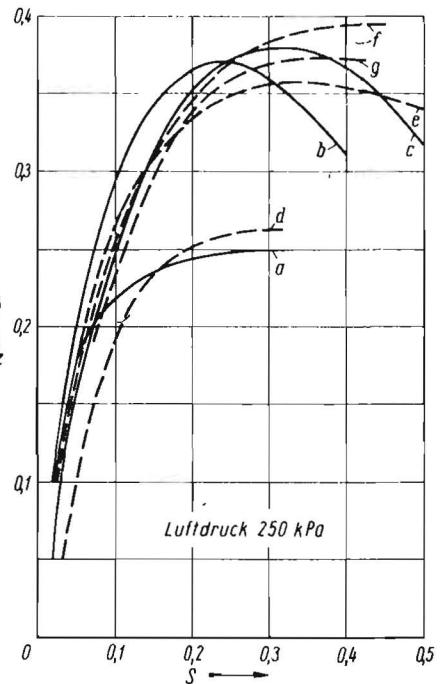


Bild 8. Kraftschlußbeiwerte  $\kappa$  als Funktion des Schlupfes  $S$ ;

Aus den Bildern 5 und 7 ergeben sich für die Kenngrößen folgende Zahlenwerte:

$$M_{00}^* = 48 \text{ Nm}$$

$$M_{0*} = 3250 \text{ Nm/g}$$

$$K_M = 3,75 \cdot 10^{-2} \text{ Nm} \cdot \text{min/U.}$$

Mit Einführung des Pedalwegs  $s$  folgt weiter  $b_e^* = K_p s$  (9)

bzw. für die Änderungen um einen Arbeitspunkt  $\Delta b_e^* = K_p \Delta s$ ; (9a)

$K_p$  Übertragungsfaktor.

Der größte Pedalweg  $s_{\text{max}}$  wird mit 50 mm angesetzt; daraus folgt  $K_p = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ g/mm}$ .

### 4. Behandlung des Reifenschlupfes

Charakteristische Kennlinien für die funktionelle Abhängigkeit zwischen Treibkraft (bzw. Kraftschlußbeanspruchung  $\kappa$ ) und Schlupf  $S$  für einige landwirtschaftliche Böden im Bereich positiver Schlupfwerte zeigt Bild 8 (u.a. (6)).

Die Modellierung dieser Kennlinien an einem Analogrechner kann durch Funktionsgeneratoren erfolgen. Hier kann auch das Verhalten nach Erreichen der Kraftschlußgrenze mit einbezogen werden. Für die analytische Behandlung bietet sich die Beschreibungsfunktion an. Überschlägige analytische Untersuchungen können bei Niederdruckreifen auch durch

### Literatur

- [1] Oberländer, P.: Beitrag zur automatischen Gleichlaufregelung zwischen Erntemaschine und Transportfahrzeug. TU Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik, Dissertation 1976.
- [2] Morozov, A. Ch.: Strukturschema des Traktors als dynamisches System für die Berechnung des Geschwindigkeitsverhaltens (russisch). In: „Steigerung der Arbeitsgeschwindigkeiten von Maschinen-Traktor-Aggregaten“. Moskva: Verlag Kolos 1973, S. 120—127.
- [3] Hartwich, E.: Simulation der Längsdynamik eines Straßenfahrzeugs. ATZ 74 (1972) H. 8, S. 315—323.
- [4] Töpfer, H.; Rudert, S.: Einführung in die Automatisierungstechnik. Berlin: VEB Verlag Technik 1976.
- [5] Schulz, H.: Wirtschaftliches Fahren — Technische Grundlagen. Berlin: transpress VEB Verlag für Verkehrswesen 1977.

Kurve	Reifentyp	Boden
a	16-20 L 27	Löß
b	16-20 L 27	lehmyger Sand, aufgelockert
c	16-20 L 27	Moor
d	16-20 A 19	Löß
e	16-20 A 19	lehmyger Sand, Getreidestoppel
f	16-20 A 19	lehmyger Sand, aufgelockert
g	16-20 A 19	Moor

- [6] Dreißig, M.: Hinweise für den Einsatz von Niederdruckreifen an Transportfahrzeugen und zu deren Weiterentwicklung. agrartechnik 26 (1976) H. 3, S. 127—129. A 1967