Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

[1] *Lommatzsch, R.:* Fließkundliche Untersuchungen an Rindergülle. Deutsche Agrartechnik Bd. 21 (1971) Nr. 12, S. 558/59.

[2] *Seufert, H.:* Funktion und Bauausführung verschiedener Stallbereiche in Liegeboxenlaufställen unter Berücksichtigung neuerer Flüssigentmistungsverfahren. Diss. Univ. Gießen 1975.

[3] ●*Oesterle, K.M.:* Zur Frage der Erfassung thixotroper Eigenschaften von Anstrichstoffen. Schweizer Archiv, März 1963.

[4] *Heinz, W.:* Zur Gültigkeit des Fließgesetzes nach *Casson* bei Suspensionen der Anstrichmitteltechnik. Materialprüfung Bd. 1 (1959) Nr. 9, S. 311/16.

[5] *Rautenbach, R.:* Grundlage der Rheologie. Vorlesungsmanuskript an der TH Aachen, August 1970.

Untersuchung des Verhaltens von Schlepperkupplungen bei dynamischer Belastung

Von Gheorghe Bratucu, Braşov*)

DK 631.372:681.332

Die Untersuchung des Verhaltens der Fahrkupplung von Radschleppern bei dynamischem Betrieb hat nicht nur große Bedeutung für die Dimensionierung der Kupplung selbst, sondern auch wegen ihres Einflusses auf andere Schlepperbauteile.

Die mathematische Berechnung läßt sich mit Hilfe eines Digitalrechners durchführen, wenn der wirkliche Kupplungsvorgang so genau wie möglich dargestellt wird. Die theoretische Studie wurde mit einer experimentellen Untersuchung verglichen und mit den Ergebnissen der letzteren verbessert.

1. Einleitung

In der Praxis muß die Schlepperkupplung zuverlässig arbeiten, große Lebensdauer haben, leicht einstellbar sein, bequem zu bedienen sein usw. Aus der Analyse dieser Anforderungen ergibt sich eine Reihe von Widersprüchen, die eine optimale Berechnung der Kupplung erschweren [1]: kleine Trägheit für leichtes Einkuppeln, aber auch großes Volumen wegen thermischer Belastungen; sensibel zu schalten trotz der für das Einkuppeln notwendigen starken Federn; gute Abdichtung gegen Staub, aber auch gute Belüftungsmöglichkeit usw.

Die Grundlage für die Dimensionierung der Schlepperkupplung ist die Gleichung:

$$M_{k\,max} = \beta\, M_n = \mu\, F_k\, R_m\, z \qquad (1).$$

Der Sicherheitskoeffizient β hat Werte zwischen 2 und 3,5 in Abhängigkeit vom Scheppertyp [2]. Diese Werte werden unter Berücksichtigung der statischen Belastungsverhältnisse gewählt, wobei die Entlastung des Kupplungspedals mäßig schnell erfolgt, die Zapfwellen nicht eingekuppelt sind, die Werkzeuge der Arbeitsmaschinen nicht angetrieben werden.

Die Analyse von Schäden an Teilen der Kupplung und des Getriebes zeigt, daß diese Methode nicht sicher genug ist und daß man die Werte für β aus dem dynamischen Betrieb ermitteln muß. In der Literatur bezeichnet man β im ersten Fall mit β_s und im zweiten Fall mit β_d [3]. Für β ist ein Wert anzunehmen, der sich aus der schwersten Belastung der Kupplung ergibt.

Zusammen mit dem Getriebe stellt die Kupplung ein Schwingungssystem von großer Komplexität dar, bestehend aus Reibungskupplungen, Drehmassen und elastischen Verbindungen, mit Störfaktoren von außen wie: Drehmoment des Motors, Fahrwiderstand, Schlupf zwischen Schlepperreifen und Boden usw. [4]. Andere Einflüsse mit instationärem Charakter können sich aus eventuellem Spiel im Getriebe oder zwischen Schlepper und Landmaschinen sowie aus ungenauer Einstellung der Kupplung ergeben. Diese sind aber nur zufällig und können nicht bei der allgemeinen Berechnung der Kupplung berücksichtigt werden.

Die motor- und getriebeseitigen Trägheitsmomente J_M und J_G ändern sich, wenn gleichzeitig mit dem Anfahren des Schleppers auch die Werkzeuge der Arbeitsmaschine durch die Zapfwelle betrieben werden.

Z.B. erhält man beim Einkuppeln der Motorzapfwelle:

$$J_M = J_m + \sum_1^n \frac{J_{xma}}{i_x^2} + \sum_1^n \frac{J_{xz}}{i_x^2} + \sum_1^n \frac{G_{xma}}{g} \cdot \frac{r_x^2}{i_x^2} \qquad (2)$$

oder, wenn die Wegzapfwelle eingekuppelt wird, ergibt sich:

$$J_G = \frac{G_{tot}}{g} \cdot \frac{r_m^2}{i_x^2} + \sum_1^n \frac{J_{xt}}{i_x^2} + \sum_1^n \frac{J_{xma}}{i_x^2} + \sum_1^n \frac{G_{xma}}{g} \cdot \frac{r_x^2}{i_x^2} \qquad (3).$$

Beim Anfahren des Schleppers ohne Arbeitsmaschine verbleiben in Gleichung (2) nur der erste Summand und in Gleichung (3) die beiden ersten Summanden.

2. Theoretische Untersuchung der Schlepperkupplung bei dynamischer Belastung

2.1 Das dynamische Modell des Einkuppelns

Nach einer Optimierung des Modells durch fortwährenden Vergleich zwischen theoretischen und experimentellen Ergebnissen entstand das Modell für das Einkuppeln, welches in **Bild 1** dargestellt ist, wobei die Trägheitsmomente J_1 . . ., die Federsteifigkeiten $c_{x,x+1}$, die Dämpfungskonstanten $k_{x,x+1}$ und die Drehmomente M_r, M_z, M_K auf die Kupplungswelle reduziert wurden.

**) Dipl.-Ing. Gheorghe Bratucu ist Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Kraftfahrzeuge, Schlepper und Landmaschinen der Universität Braşov (Rumänien). Er war vom 1.10.1975 bis 31.7.1976 Gastwissenschaftler im Institut für Landmaschinen (Direktor: o.Prof. Dr.-Ing. W. Söhne) der TU München.*

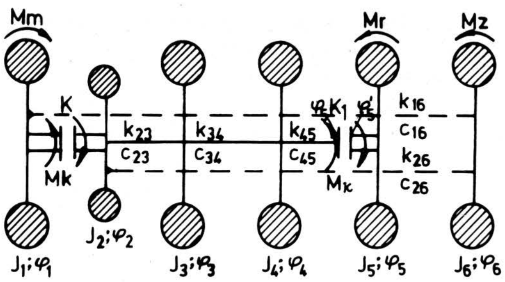

Bild 1. Dynamisches Modell zur Simulation des Einkuppelns.

Das Motordrehmoment M_m und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ der Kurbelwelle haben auch bei stationärem Betrieb periodische Schwingungen wegen der Trägheitskräfte der Motormasse. Daher kann man schreiben:

$$M_m(t) = M_{med}(t) + \sum_{1}^{n} \left[A_j(t) \cos (j\, \dot{\varphi}_1\, t) + B_j(t) \sin (j\, \dot{\varphi}_1\, t)\right] \quad (4).$$

Hierbei sind A und B die Konstanten der Fourier-Reihe [5].
Der Verlauf des Motordrehmoments zeigt bei dynamischer Belastung merkliche Abweichungen gegenüber dem Verlauf bei stationärem Betrieb [6]. Entsprechend **Bild 2** kann man schreiben:

$$M_m = \begin{cases} M_n\left(1 - \dfrac{\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{nd}}{\dot{\varphi}_g - \dot{\varphi}_{nd}}\right) & \text{für } \dot{\varphi}_n \leqslant \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_{gd} \\ M_n + (M_{max} + M_n)\, \dfrac{\dot{\varphi}_{nd} - \dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_{nd} - \dot{\varphi}_{M\,max\,d}} & \text{für } \dot{\varphi}_{M\,max\,d} \leqslant \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_{nd} \end{cases} \quad (5).$$

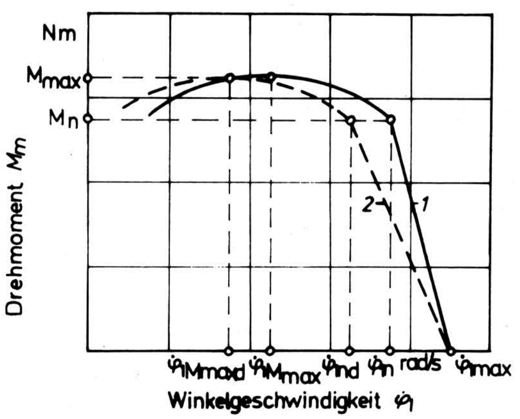

Bild 2. Drehmomentverlauf des Motors.
1 — bei statischer Belastung
2 --- bei dynamischer Belastung

Den zeitlichen Verlauf des Reibungsdrehmomentes $M_k(t)$, das von der Fahrkupplung übertragen wird und in **Bild 3** dargestellt ist, kann man durch folgende Ansätze kennzeichnen [7]:

a) für mäßig schnelles oder langsames Einkuppeln, Bild 3 links:

$$M_k = \begin{cases} \dfrac{M_{k\,max}}{t_1} \cdot t & \text{für } 0 < t < t_1 \\ M_{k\,max} = \beta_s\, M_n & \text{für } t > t_1 \end{cases} \quad (6).$$

b) für schroffes Einkuppeln, Bild 3 rechts:

$$M_k = \begin{cases} \dfrac{\beta_d\, M_n}{t_1} \cdot t & \text{für } 0 < t < t_1 \\ \beta_s\, M_n & \text{für } t > t_1 \end{cases} \quad (7).$$

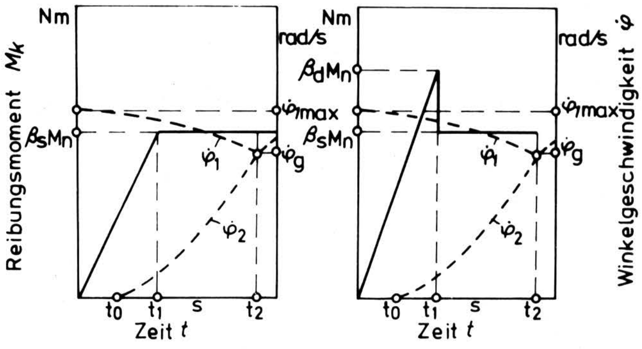

Bild 3. Verlauf des Reibungsmoments in der Kupplung
links: mäßig schnelles Einkuppeln;
rechts: plötzliches Einkuppeln.

Der Schlupf zwischen Schlepperreifen und Boden kann durch die folgenden Beziehungen berücksichtigt werden:

$$\eta_\sigma = \eta_\sigma (M_K) \quad (8),$$

wobei $\eta_\sigma = 1 - \sigma$. Für die Werte von σ wurde die Gleichung (9) aufgestellt [8]:

$$\sigma = \frac{C\,\kappa - D\,\kappa^2}{E - \kappa} \quad (9).$$

Hierbei hat κ den Wert, **Bild 4**:

$$\kappa = \frac{F_m}{Y_m} \text{ oder } \kappa = M_K \frac{i_m}{Y_m\, r_m} \quad (10).$$

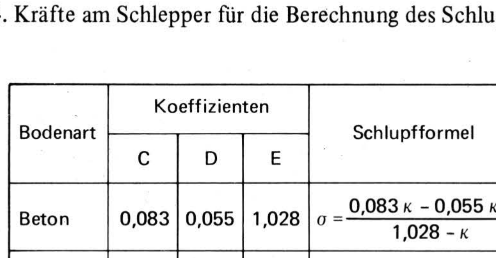

Bild 4. Kräfte am Schlepper für die Berechnung des Schlupfes.

Bodenart	Koeffizienten			Schlupfformel
	C	D	E	
Beton	0,083	0,055	1,028	$\sigma = \dfrac{0{,}083\,\kappa - 0{,}055\,\kappa^2}{1{,}028 - \kappa}$
Stoppel	0,115	0,090	0,833	$\sigma = \dfrac{0{,}115\,\kappa - 0{,}090\,\kappa^2}{0{,}833 - \kappa}$
frisch gepflügt	0,197	0,130	0,787	$\sigma = \dfrac{0{,}147\,\kappa - 0{,}130\,\kappa^2}{0{,}787 - \kappa}$

Tafel 1. Werte der Koeffizienten C, D, E bzw. σ für die Berechnung des Schlupfs.

Für die Schlepperreifen, mit denen auch experimentelle Untersuchungen gemacht wurden, haben die Koeffizienten C, D und E bzw. σ die Werte der **Tafel 1**.

Für die Aufstellung eines Modelles der Fahrwiderstands- und Zapfwellendrehmomente M_r und M_z muß man die Charakteristik der Arbeitsmaschine kennen. In **Bild 5** sind die zeitlichen Verläufe von M_r und M_z während der Arbeit für drei verschiedene Landmaschinen dargestellt. Mit Ausnahme von M_z bei der Ballenpresse (Kurve a) kann man schreiben:

$$M_r = \begin{cases} 0 & \text{für } \dot{\varphi}_5 = 0 \\ M_{r0} \sin \dot{\varphi}_5 t & \text{für } \dot{\varphi}_5 > 0 \end{cases} \qquad (11)$$

und

$$M_z = \begin{cases} 0 & \text{für } \dot{\varphi}_6 = 0 \\ M_{z0} \sin \dot{\varphi}_6 t & \text{für } \dot{\varphi}_6 > 0 \end{cases} \qquad (12).$$

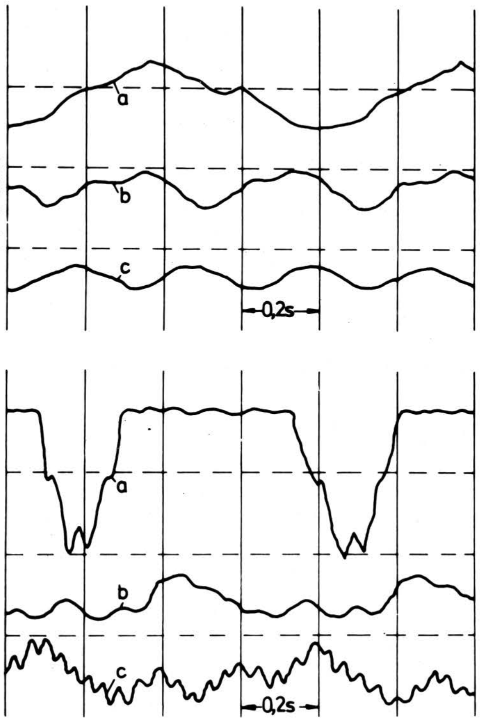

Bild 5. Die zeitlichen Verläufe von Fahrwiderstandsmoment M_r und Zapfwellendrehmoment M_z für verschiedene Arbeiten.

a Ballenpresse
b Feldhäcksler
c Bodenfräse

2.2 Das mathematische Modell des Einkuppelns

Das dynamische Modell von Bild 1 macht die Untersuchung während des Einkuppelns in verschiedenen Situationen möglich:

I. Anfahrvorgang des Schleppers ohne Arbeitsmaschine oder nur mit gezogener Maschine;

II. Anfahrvorgang von Schlepper und Arbeitsmaschine bei gleichzeitigem Antrieb durch die Motorzapfwelle;

III. Anfahrvorgang von Schlepper und Arbeitsmaschine bei gleichzeitigem Antrieb durch die Wegzapfwelle.

Aus Bild 3 kann man sehen, daß am Ende des Einkuppelns die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_1$ und $\dot{\varphi}_2$ den gleichen Wert haben. Von diesem Augenblick an werden die Belastungen des Schleppers niedriger, aber das Modell macht weitere Untersuchungen über den Einfluß des Einkuppelns in anderen Baugruppen möglich [8].

Bei den mathematischen Gleichungen für das dynamische Modell wird das Prinzip von *D'Alembert* angewendet. Für den Fall I.:

a) wenn $0 < \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_2$:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_k = M_m,$$

$$M_k = \begin{cases} \dfrac{M_n \beta_d}{t_1} & 0 < t \leq t_1 \\ M_n \beta_s & t > t_1 \end{cases}$$

$$M_m = \begin{cases} M_n \left(1 - \dfrac{\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{nd}}{\dot{\varphi}_g - \dot{\varphi}_{nd}}\right) & \dot{\varphi}_n \leq \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_g, \\ M_n + (M_{max} - M_n) \dfrac{\dot{\varphi}_{nd} - \dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_{nd} - \dot{\varphi}_{M\,max\,d}} & \dot{\varphi}_{M\,max\,d} \leq \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_{nd}, \end{cases}$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,$$
$$c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = A1,$$
$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) + k_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = 0,$$
$$c_{34} (\varphi_3 - \varphi_4) + k_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = A2,$$
$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{34} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5') + k_{45} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5') = 0,$$
$$c_{45} (\varphi_4 - \varphi_5') + k_{45} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5') = M_\kappa,$$
$$\varphi_5' = \varphi_5 / \eta_\sigma,$$
$$\dot{\varphi}_5' = \dot{\varphi}_5 / \eta_\sigma,$$
$$\eta_\sigma = 1 - \frac{C\kappa - D\kappa^2}{E - \kappa},$$
$$\kappa = M_\kappa \frac{i_{tr}}{Y_m r_m},$$
$$J_5 \ddot{\varphi}_5 = M_\kappa - M_r,$$
$$M_r = M_{r0} \sin \dot{\varphi}_5 t \qquad (13a).$$

b) wenn $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$

$$(J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,$$
$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2,$$
$$M_m = M_k, \qquad (13b).$$

.

.

.

Die übrigen Gleichungen bleiben wie Gl. (13a).

Für den Fall II :

a) wenn $0 < \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_2$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_k + c_{16} (\varphi_1 - \varphi_6) + k_{16} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_6) = M_m,$$
$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,$$

.

.

.

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 = M_\kappa - M_r,$$
$$J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{16} (\varphi_1 - \varphi_6) - k_{16} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_6) = - M_z,$$
$$M_z = M_{z0} \sin \dot{\varphi}_6 t \qquad (14a).$$

b) wenn $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$

$$(J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 + c_{16} (\varphi_1 - \varphi_6) + k_{16} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_6) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,$$
$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2,$$
$$M_m = M_k \qquad (14b).$$

Die übrigen Gleichungen bleiben wie Gl. (13a).

Für den Fall III:

a) wenn $0 < \dot{\varphi}_1 < \dot{\varphi}_2$

$$
\begin{aligned}
&J_1\,\ddot{\varphi}_1 + M_k = M_m,\\
&J_2\,\ddot{\varphi}_2 + c_{26}\,(\varphi_2 - \varphi_6) + k_{26}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6) + c_{23}\,(\varphi_2 - \varphi_3) +\\
&\quad + k_{23}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,\\
&c_{23}\,(\varphi_2 - \varphi_3) + k_{23}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = A1,\\
&\vdots\\
&J_5\,\ddot{\varphi}_5 = M_K - M_r,\\
&J_6\,\ddot{\varphi}_6 - c_{26}\,(\varphi_2 - \varphi_6) - k_{26}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6) = - M_z
\end{aligned}
\qquad (15a).
$$

b) wenn $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$

$$
\begin{aligned}
&(J_1 + J_2)\,\ddot{\varphi}_1 + c_{26}\,(\varphi_2 - \varphi_6) + k_{26}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6) + c_{23}\,(\varphi_2 - \varphi_3) +\\
&\quad + k_{23}\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_k,\\
&\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2,\\
&M_m = M_k,\\
&\vdots
\end{aligned}
\qquad (15b).
$$

Die übrigen Gleichungen bleiben wie Gl. (13a).

Die Gleichungssysteme (13), (14) und (15) bestehen aus fünf oder sechs Differentialgleichungen zweiter Ordnung und weiteren algebraischen Verbindungsgleichungen. Weil viele Koeffizienten mit veränderlichen Werten enthalten sind, bestehen diese Systeme aus nichtlinearen Differentialgleichungen zweiter Ordnung. In anderen Getriebeteilen des Schleppers sind die Drehmomente der elastischen Verbindungen der Glieder x,x+1 durch die Beziehung

$$M_{x,x+1} = c_{x,x+1}\,(\varphi_x - \varphi_{x+1}) + k_{x,x+1}\,(\dot{\varphi}_x - \dot{\varphi}_{x+1}) \qquad (16)$$

gekennzeichnet.

2.3 Rechenprogramm

Um die Systeme (13), (14) und (15) lösen zu können, müssen sie in Differentialgleichungssysteme erster Ordnung umgewandelt werden. Da dem Verfasser ein Digitalrechner WANG 2200 zur Verfügung stand, konnten die Umwandlungen in der Programmsprache BASIC WANG 2200/B geschrieben werden. Die verwendeten Symbole sind in **Tafel 2** aufgeführt. Mit diesen Symbolen ergibt sich das Differentialgleichungssystem (13) wie folgt:

$$
\begin{aligned}
&F(1) = X(6),\\
&F(2) = X(7),\\
&F(3) = X(8),\\
&F(4) = X(9),\\
&F(5) = X(10),\\
&F(6) = (M1 - M2)/J_1,\\
&F(7) = \{M2 - c_{23}\,[X(2) - X(3)] - k_{23}\,[X(7) - X(8)]\}/J_2,\\
&A1 = c_{23}\,[X(2) - X(3)] + k_{23}\,[X(7) - X(8)],\\
&F(8) = \{c_{23}\,[X(2) - X(3)] + k_{23}\,[X(7) - X(8)] - c_{34}\,[X(3) - X(4)]\\
&\qquad - k_{34}\,[X(8) - X(9)]\}/J_3,\\
&A2 = c_{34}\,[X(3) - X(4)] + k_{34}\,[X(8) - X(9)],\\
&F(9) = \{c_{34}\,[X(3) - X(4)] + k_{34}\,[X(8) - X(9)] - c_{45}\,[X(4) - X1]\\
&\qquad - k_{45}\,[X(9) - X2]\}/J_4,\\
&M3 = c_{45}\,[X(4) - X1] + k_{45}\,[X(9) - X2],\\
&M4 = M_{r0}\,\sin\,[X(10)],\\
&X1 = X(5)/\eta_\sigma,\\
&X2 = X(10)/\eta_\sigma,\\
&F(10) = (M3 - M4)/J_5
\end{aligned}
\qquad (17).
$$

Die Lösung größerer Differentialgleichungssysteme ist durch die numerische Integration möglich, z.B. nach dem Runge-Kutta-Verfahren.

Die Werte der Trägheitsmomente J_x, der Federsteifigkeiten $C_{x,x+1}$, der Fahrwiderstands- und Zapfwellendrehmomente M_{r0} und M_{z0} wurden gemessen oder theoretisch errechnet. Die Dämpfungskonstanten $k_{x,x+1}$ haben im allgemeinen niedrige Werte [9]. Das Flußdiagramm für das Hauptprogramm kann man **Bild 6** entnehmen. Das Runge-Kutta-Verfahren hat eine gute Genauigkeit, die aber von der Schrittweite bei der Integration abhängig ist.

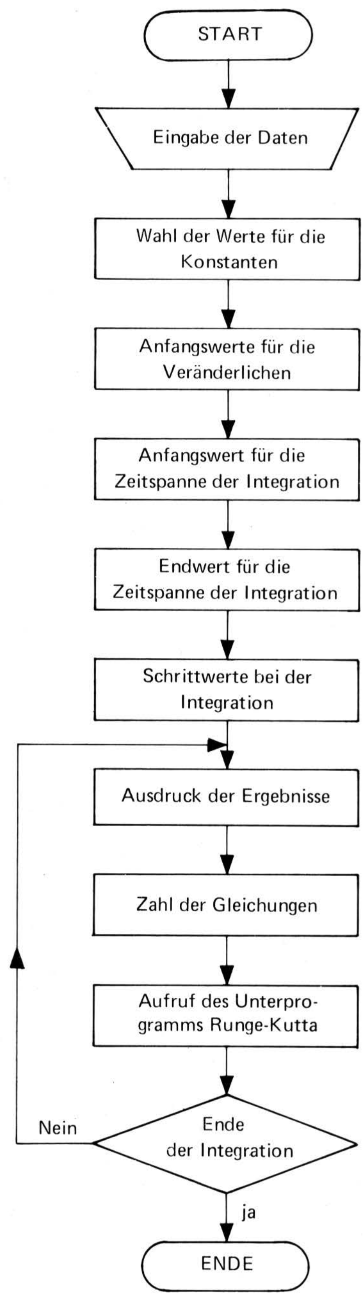

Bild 6. Flußdiagramm des Hauptprogramms.

Formelsymbol	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_5'	φ_6
BASIC-WANG-Symbol	X(1)	X(2)	X(3)	X(4)	X(5)	X1	X(11)
Formelsymbol	$\dot\varphi_1$	$\dot\varphi_2$	$\dot\varphi_3$	$\dot\varphi_4$	$\dot\varphi_5$	$\dot\varphi_5'$	$\dot\varphi_6$
BASIC-WANG-Symbol	X(6)	X(7)	X(8)	x(9)	X(10)	X2	X(12)
Formelsymbol	M_m	M_k	M_K	M_r	M_z		
BASIC-WANG-Symbol	M1	M2	M3	M4	M5		

Tafel 2. Verzeichnis der verwendeten Symbole für die Programmsprache BASIC-WANG 2200/B.

2.4 Ergebnisse der Rechnung für das Ersatzmodell

Da die bedeutendsten dynamischen Belastungen in der Kupplung bei plötzlichem Einkuppeln entstehen, wurde in den meisten Rechnungen diese Situation simuliert, ohne aber die vergleichende Untersuchung der Belastungen auch für andere Arten des Einkuppelns zu unterlassen. Ein Teil der Ergebnisse ist in **Bild 7, 8 und 9** dargestellt, in denen die Winkelgeschwindigkeiten $\dot\varphi_1$ und $\dot\varphi_2$ und Drehmomente M_m, M_k, A1 als Funktionen der Zeit aufgetragen sind. Wenn die β-Werte sich von $\beta = 3$ auf $\beta = 2$ vermindern, Bild 7, wird der Schlupf der Kupplung von 3,2 auf 4,5 Umdrehungen der Kurbelwelle vergrößert. Das heißt, daß mit der Vergrößerung des Sicherheitskoeffizienten β die Abnutzungsgeschwindigkeit der Kupplungsteile kleiner wird, aber die Belastungen im Triebwerk viel größer werden. Im Bild 8 kann man sehen, wie sich die Werte des Drehmomentes A1 an der Kupplungswelle für drei β-Werte verändern,wenn die Anstiegsfunktion des Reibmoments in der Kupplung gleich bleibt (wenn $\beta = 3$, A1 $>$ 400 Nm; für $\beta = 2$, A1 $<$ 350 Nm). Für $\beta >$ 1,75 kann die maximale Schwingungsweite (Amplitude) auch negative Werte bei plötzlichem Einkuppeln annehmen. Plötzliches Einkuppeln auch unter geringster Beanspruchung benötigt mindestens zwei Umdrehungen der Kurbelwelle.

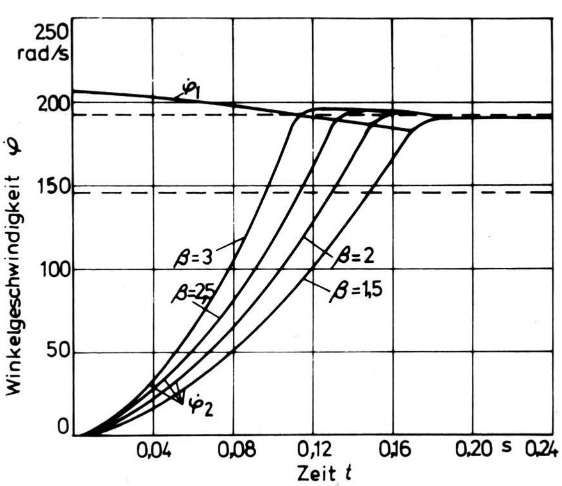

Bild 7. Einfluß des Sicherheitskoeffizienten β auf die Einkupplungszeit.

Bild 9 zeigt den Verlauf des Reibmomentes M_k, des Motordrehmoments M_m und des Drehmoments A1 an der Kupplungswelle für plötzliches Einkuppeln.
Zwischen M_k und A1 gibt es eine gute Korrelation; der Anstieg von M_k ist immer etwas größer als von A1, aber beide haben die maximalen Werte fast gleichzeitig. Das Drehmoment A1 hat starke Schwingungen, auch wenn das Einkuppeln beendet ist, weil verschiedene Teile des Triebwerks weiter schwingen.

Das Rechnerprogramm bietet die Möglichkeit, die Anfangsdaten schnell zu verändern und die Einflüsse der Belastungen zwischen der Kupplung und anderen Teilen des Schleppers zu studieren. Aber das hat eine praktische Bedeutung, nur wenn die theoretischen Ergebnisse von experimentellen Untersuchungen bestätigt werden. Zu diesem Zweck entwickelte der Verfasser eine experimentelle Methode mit gleichen Parametern und Einflüssen wie in der theoretischen Untersuchung.

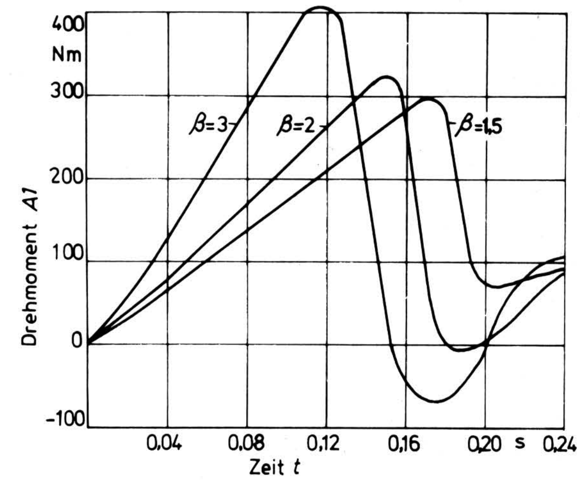

Bild 8. Einfluß des Sicherheitskoeffizienten β auf das Drehmoment A1 der Kurbelwelle.

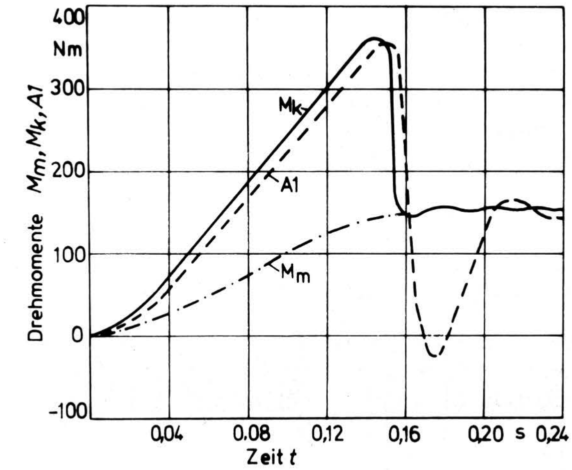

Bild 9. Verlauf der Drehmomente M_m, A1 und M_k bei plötzlichem Einkuppeln.

3. Experimentelle Untersuchungen zum Verhalten der Schlepperkupplung

3.1 Durchführung der Messungen

Der für die experimentellen Untersuchungen benutzte Schlepper ist mit den dazugehörigen Meßgeräten in **Bild 10** schematisch dargestellt. Es wurden folgende Meßgrößen geschrieben: das Drehmoment des Motors M_m, das Drehmoment der Kupplungswelle M_{kw}, das Drehmoment in der Triebradwelle M_r, die Zugkraft F_z, die Druckkraft der Kupplungsfedern F_k, die Drehzahlen der Kurbelwelle n_m, die Drehzahl der Kupplungswelle n_k und die Veränderung der Kupplungstemperaturen.

Die experimentelle Untersuchung wurde an einem 48 kW Radschlepper durchgeführt. Dabei spielen die Art der Kupplungsbetätigung, die verschiedenen Geschwindigkeitsstufen, Anhängelasten, Bodenzustände, Schaltung der Zapfwelle und Zugwiderstände die Hauptrolle.

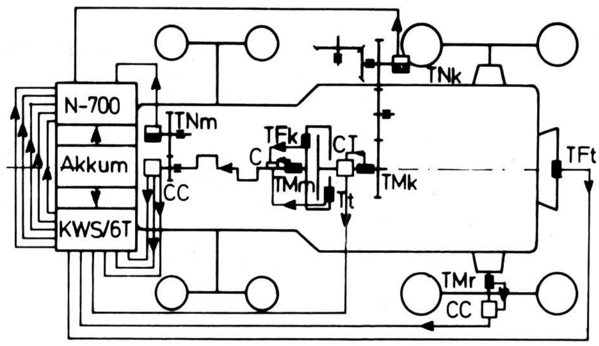

Bild 10. Schema des Versuchsschleppers.

Die Meßgeräte KWS/GT-5, der Oszillograf N-700 und die Akkumulatoren wurden auf einer Plattform vor dem Schlepper angeordnet. In diesem Fall ist der Schlepper von einem besonderen Meßwagen unabhängig. Die Messung des Drehmoments des Motors erfolgte mit Dehnungsmeßstreifen TM_m, die am Ende der Kurbelwelle befestigt wurden, **Bild 11**. Zu diesem Zweck wurden an der Kurbelwelle kleine Veränderungen durchgeführt, z.B. wurde das Abdichtungssystem a hinter dem letzten Lagerzapfen durch ein anderes i und k ersetzt. Damit ergab sich für die Dehnungsmeßstreifen c, die an einem Hauptkontakt d angeschlossen wurden, genügend Platz. Weiter wurde ein Kabel e mit mehreren Adern durch die Ölbohrung h der Kurbelwelle bis zum anderen Ende geführt. Zu diesem Zweck war an beiden Enden der Welle die Ölbohrung bis nach außen verlängert. Die Kabelabdichtung erfolgte mit Kunststoff g und einer durchbohrten Schraube f. Die Kurbelwelle wurde dynamisch ausgewuchtet. Während der experimentellen Untersuchungen hat sie normal funktioniert.

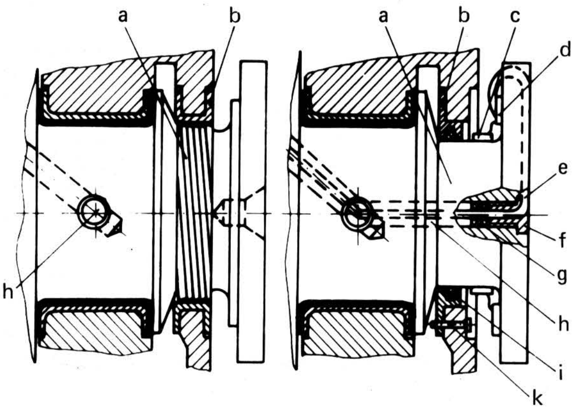

Bild 11. Konstruktive Änderungen an der Kurbelwelle für die Messung des Drehmoments des Motors
links: ursprüngliche Konstruktion; rechts: geänderte Konstruktion.

a	Kurbelwelle	f	Schraube
b	Kurbelwellendichtung	g	Kunststoffdichtung
c	Dehnungsmeßstreifen	h	Ölbohrung
d	Hauptkontakt	i	Radialdichtung
e	Kabel	k	Schraube

Am vorderen Ende der Kurbelwelle, **Bild 12**, wurde eine Buchse m eingeschraubt, auf der eine Kollektorplatte befestigt ist. Der Stator wurde mit einer elastischen Lamelle o fixiert. Die Druckkraft der Kupplungsfedern d, **Bild 13**, wurde mit Dehnungsmeßstreifen f, die auf die elastische Lamelle e geklebt wurden, gemessen. Zu diesem Zweck wurde das Federgehäuse c geringfügig geändert. Die wärmeisolierende Scheibe g wurde in die Druckplatte a vertieft eingesetzt, um die Arbeitscharakteristik der Federn nicht zu verändern. Das elektrische Signal gelangt zum Hauptkontakt d in Bild 11 und weiter durch das Kabel e bis zum Kopfkollektor l in Bild 12.

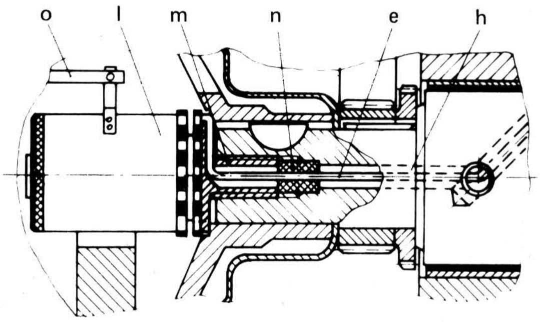

Bild 12. Anbau eines Kollektors auf die Kurbelwelle.

e	Kabel	m	Buchse mit Kollektor
h	Ölbohrung	n	Dichtung
l	Stator	o	Statorbefestigung

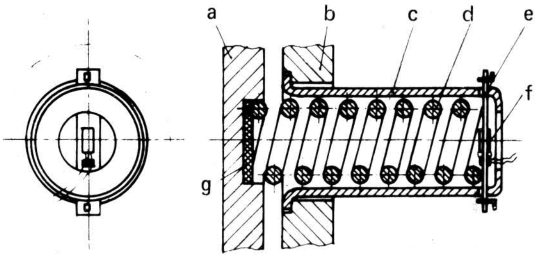

Bild 13. Messung der Kraft der Kupplungsfedern.

a	Kupplungsdruckplatte	e	Lamelle
b	Kupplungskörper	f	Dehnungsmeßstreifen
c	Federgehäuse	g	Isolierscheibe
d	Kupplungsfeder		

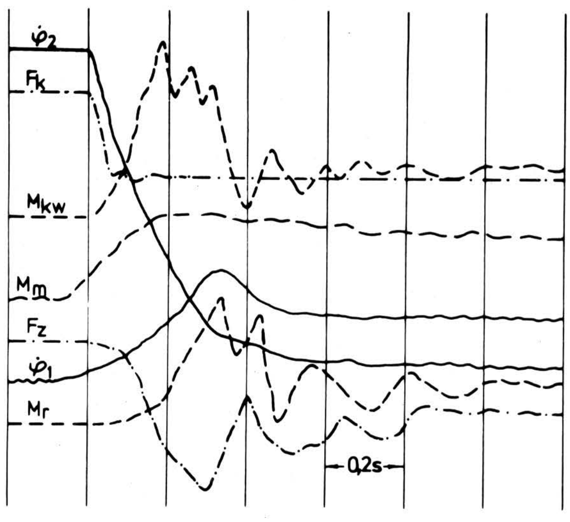

Bild 14. Oszillogramm der Belastungen bei plötzlichem Einkuppeln.

Die Veränderung der Schwungradtemperatur wurde mit drei Thermistoren T_t gemessen, die in 1 mm Abstand von der Arbeitsfläche des Schwungrades eingesetzt wurden. Die Übertragung der Meßwerte der Thermistoren erfolgte auf gleichem Weg wie in den obigen Fällen.

Das Drehmoment der Kupplungswelle wurde mit Dehnungsmeßstreifen TM_k gemessen; ein Kollektor CT wurde auf der Kurbelwelle angeordnet. In gleicher Weise wurde auch das Drehmoment der Triebradwelle gemessen (TM_r und CC).

Über die Ackerschiene wurde die Zugkraft des Schleppers mittels Dehnungsmeßstreifen TF_t bestimmt. Die Drehzahlen wurden mit synchronen Tachogeneratoren gemessen. Für die Drehzahl der Kurbelwelle wurde der Tachogenerator TN_m auf der Welle der Einspritzpumpe und für die Drehzahl der Kupplungswelle auf der Welle der Riemenscheibe (TN_k) montiert. Die elektrischen Signale wurden mit einem Tiefpaß gefiltert und dann zum Oszillografen geführt. Im **Bild 14** ist ein Oszillogramm für plötzliches Einkuppeln dargestellt.

3.2 Experimentelle Ergebnisse und Vergleich mit den Rechnerergebnissen

Um einen Vergleich mit den theoretischen Ergebnissen durchführen zu können, erfolgten die experimentellen Untersuchungen unter folgender Voraussetzung: alle Einkuppelvorgänge wurden bei Geradeausfahrt mit Motorvollast durchgeführt. Den größten Einfluß auf das Verhalten und die Belastung der Kupplung hat die Art der Kupplungsbetätigung. **Bild 15** zeigt die Änderung des Drehmoments der Kupplungswelle bei verschiedenen Gangstufen

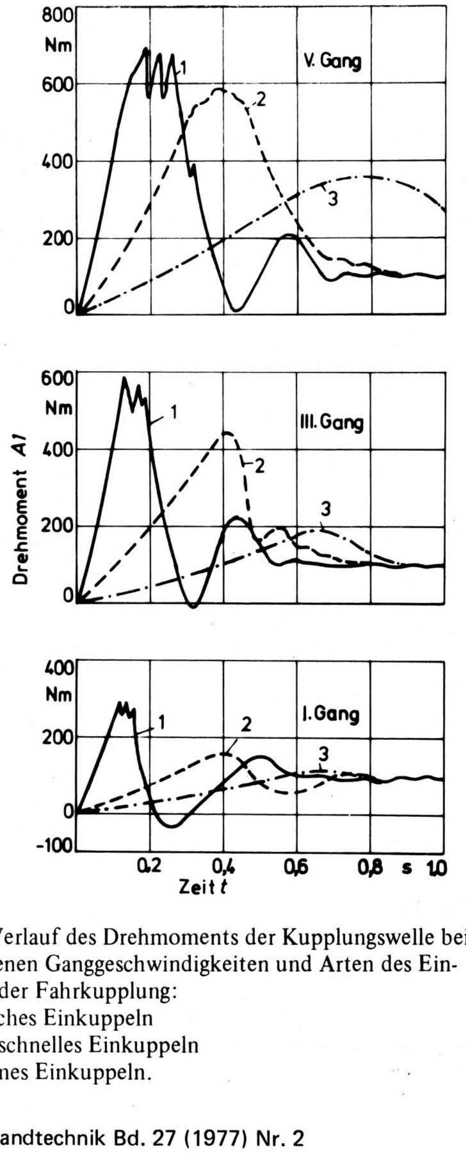

Bild 15. Verlauf des Drehmoments der Kupplungswelle bei verschiedenen Ganggeschwindigkeiten und Arten des Einkuppelns der Fahrkupplung:
1 plötzliches Einkuppeln
2 mäßig schnelles Einkuppeln
3 langsames Einkuppeln.

und Arten des Einkuppelns der Fahrkupplung (plötzlich, mäßig und langsam). Wenn alle anderen Bedingungen gleich bleiben und nur der Gang geändert wird, hat bei plötzlichem Einkuppeln im ersten Gang das Drehmoment M_{kW} (A1) einen Wert von 300 Nm und verdoppelt sich praktisch im dritten Gang. Bei mäßigem Einkuppeln erniedrigen sich die maximalen Werte von A1 (M_{kW}) um 20–50 % gegenüber plötzlichem Einkuppeln.

In den höheren Gängen haben die Drehmomente der Kupplungswelle große Werte auch bei mäßigem oder langsamem Einkuppeln. Aus dem Vergleich der theoretischen und experimentellen Untersuchungen kann man sowohl eine gute qualitative als auch eine gute quantitative Übereinstimmung feststellen. Als Beispiel zeigt **Bild 16** die Kurven für die Veränderung der Schlupfgeschwindigkeit in der Kupplung bei plötzlichem Einkuppeln im ersten Gang. Die kleinen Differenzen lassen sich durch Vereinfachungen in dem dynamischen und mathematischen Modell und auch durch die Genauigkeit der experimentellen Messungen erklären.

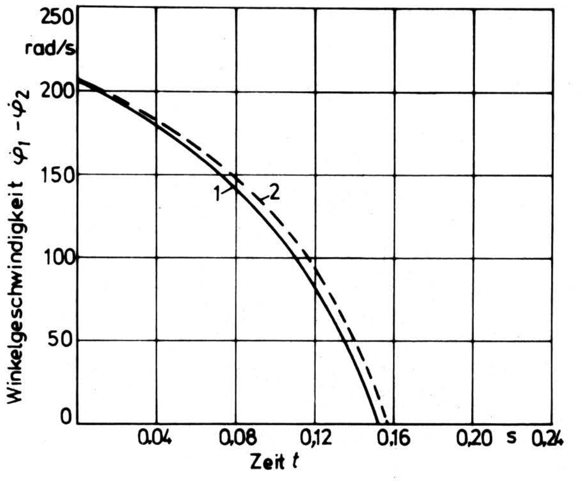

Bild 16. Vergleich der Ergebnisse von Rechnung, Kurve 1, und Messung, Kurve 2, für die Schlupfgeschwindigkeit der Kupplung.

4. Zusammenfassung

Durch die theoretische Untersuchung mit Hilfe eines Ersatzmodells und eines Digitalrechners kann man viele Erkenntnisse für die bessere Dimensionierung der Kupplung und für die Betriebssicherheit des Schleppers gewinnen. Sehr einfach lassen sich Anregungsgrößen, Trägheitsmomente, Federsteifigkeiten, Dämpfungskonstanten, Geschwindigkeit des Schleppers, verschiedene Bauarten des Fahrwerks oder andere Elemente variieren und so optimale Lösungen für den Schlepper finden.
Bei der dynamischen und mathematischen Modellierung des Einkuppelns stehen einige Besonderheiten im Vordergrund:

– das Drehmoment des Motors im instationären Betrieb verändert sich dynamisch im Gegensatz zum statischen Verlauf;
– die konstruktiven Eigenheiten der Kupplung führen zu verschiedenen Funktionen für den Anstieg des Reibmoments;
– die Übertragung der Tangentialkraft zwischen Reifen und Boden erfolgt entsprechend einer Reibkupplung mit permanentem Schlupf.

Die maximalen Reibmomente in der Kupplung werden bei plötzlichem Einkuppeln um den Faktor 3,5 bis 4 größer als das Nenndrehmoment des Motors. Für den in Serie gehenden Schlepper sollten auch gute experimentelle Ergebnisse vorhanden sein.

Verwendete Formelzeichen

a_d	Hebelarm des Fahrwiderstandes vorn
a_m	Hebelarm des Fahrwiderstandes hinten
A1 (M_{kw})	Drehmoment der Kupplungswelle
A2 (M_{rw})	Drehmoment der Triebradwelle
A, B, C, D, E	Konstanten
c_{23}	Federsteifigkeit der Elemente zwischen den Massen mit den Trägheitsmomenten J_2 und J_3; analog auch c_{34} usw.
F_k	Druckkraft der Kupplungsfedern
F_m	Triebkraft
F_z	Zugkraft
G_t	Gewicht des Schleppers
G_{tot}	Gesamtgewicht von Schlepper und Arbeitsmaschine
$G_{x\,ma}$	Gewicht der über die Zapfwelle angetriebenen Teile der Arbeitsmaschine, die eine hin- und hergehende Bewegung machen
g	Fallbeschleunigung
i_x	Übersetzungsverhältnis zwischen Kupplung und Masse x
J_1, J_m	Reduziertes Trägheitsmoment für die beweglichen Massen des Motors und der antriebsseitigen Teile der Kupplung; eine periodisch sich ändernde Größe, die als konstant angenommen werden kann
J_2	Red. Trägheitsmoment für die antriebsseitigen Teile der Kupplung
J_3	Red. Trägheitsmoment für die gesamten Drehmassen des Schleppergetriebes
J_4	Red. Trägheitsmoment für die gesamten Drehmassen der Triebräder
J_5	Red. Trägheitsmoment für die Massen von Schlepper und Arbeitsmaschine
J_6	Red. Trägheitsmoment für die gesamten Drehmassen der Zapfwelle und Arbeitsmaschine
J_{xt}	Red. Trägheitsmoment für die gesamten Drehmassen des Schleppergetriebes und der Triebräder
$J_{x\,ma}$	Red. Trägheitsmoment für die Drehmassen der Arbeitsmaschine
J_{xz}	Red. Trägheitsmoment für die Drehmassen der Zapfwelle
k_{23}	Dämpfungskonstante der Elemente zwischen den Massen mit den Trägheitsmomenten J_2 und J_3; analog auch k_{34} usw.
M_k	Reibungsmoment der Kupplung
M_m	Drehmoment des Motors
M_n	Nenndrehmoment des Motors
M_r	Widerstandsdrehmoment der Triebradwelle
M_κ	Das maximale übertragene Moment, das durch den Reibwert zwischen Reifen und Boden bebegrenzt ist
M_z	Widerstandsdrehmoment der Zapfwelle
R_m	Mittelradius der Reibungsflächen der Kupplung
R_{ma}	Zugwiderstand
r_m	Dynamischer Radius des Reifens
r_x	Länge der mit $\varphi_{x\,ma}$ umlaufenden Kurbel, welche die hin- und hergehende Bewegung erzeugt
X_d	Fahrwiderstand der Vorderräder
X_m	Fahrwiderstand der Hinterräder
Y_d	Vorderachse
Y_m	Hinterachse
z	Zahl der Reibungsfläche
β	Sicherheitskoeffizienten der Fahrkupplung
κ	Triebkraftbeiwert
μ	Reibungskoeffizient der Kupplung
φ_1	Winkelgeschwindigkeit der Masse mit dem Trägheitsmoment J_1; analog auch φ_2 usw.
$\dot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung
σ	Schlupf zwischen Schlepperreifen und Boden

Schrifttum

[1] *Borisow, S.G.U. u. I.M. Eglit:* Schlepperkupplungen (russisch), Izdatelstvo Maschinostroenie, Moskau, 1972.

[2] *Nitescu, Gh.:* Schleppermechanik (rumänisch), Ed. Tehnica, Bukarest 1974.

[3] *Duditza, F.:* Parametrische Drehschwingungen in Kardangelenkgetrieben. VDI-Berichte Nr. 127, S. 51/57. Düsseldorf: VDI-Verlag 1969.

[4] *Coenenberg, H.H.:* Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk, Diss. TU Braunschweig, 1962.

[5] *Mosu, N.:* Untersuchung der Drehschwingungen der Kurbelwelle mit Hilfe eines Digitalrechners. Diss. (rumänisch).Institutul Politehnic Brasov, 1971.

[6] *Doinaru, L.:* Untersuchung der Einstellung beim Diesel-Motor im instationären Betrieb. Diss. (rumänisch). Institutul Politehnic Bukarest, 1969.

[7] *Popescu, S.:* Dynamische Belastungen im Schleppertriebwerk bei instationärem Betrieb. Grundl. Landtechnik Bd. 25 (1975) Nr. 1, S. 18/23.

[8] *Nastasoiu, S.:* Analytische Untersuchung des Ackerschlepperschlupfs (rumänisch), Buletinul Institutului Politehnic Brasov, Vol. XII/1970.

[9] *Gekker, F.P.:* Über ein Verfahren zur Bestimmung des optimalen Dämpfungsmoments von Kraftfahrzeuggetrieben (russisch). Avtomobilinaia promislenosti, Nr. 2, 1969, S. 15/18.