

LANDTECHNISCHE FORSCHUNG

HERAUSGEBER: LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 5/1970

München

18. Jahrgang

Die automatische Regelung stufenloser Schleppergetriebe

John J. Ryan, Dublin/Irland

1. Einleitung

Die Vorteile eines stufenlosen Fahrtriebs für landwirtschaftliche Schlepper wurden mehrfach diskutiert [1 bis 7]. Ein hoher Preis und gewisse, konstruktiv bedingte Nachteile haben den verstärkten Einsatz stufenloser Getriebe für landwirtschaftliche Schlepper in der Vergangenheit eingeschränkt. Hydrostatische Getriebe erreichen teilweise nur in einem kleinen Geschwindigkeitsbereich einen guten Wirkungsgrad und der begrenzte Regelbereich mechanischer stufenloser Getriebe erfordert ein schaltbares Zwischengetriebe. Neuere Untersuchungen an hydrostatischen Getrieben [8] haben gezeigt, daß weitere konstruktive Verbesserungen möglich sind.

Will man die Vorteile eines stufenlosen Fahrtriebs und die Leistung eines Schleppermotors voll ausnützen, dann muß die Fahrgeschwindigkeit den ständig wechselnden Arbeitsverhältnissen angepaßt werden. Damit der Fahrer diese Regelaufgabe übernehmen kann, muß ihm eine Anzeige der Motorbelastung zur Verfügung stehen. Hier ist die Überlegung gerechtfertigt, den erforderlichen Meßwert gleichzeitig zur Automatisierung des Regelvorganges heranzuziehen.

Eine automatische Regelung der Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Leistungsbedarf der Geräte würde folgende Vorteile bieten:

1. Die Durchschnittsleistung kann unter Berücksichtigung der Erntebedingungen, des Bodenzustandes, der Temperatur- und Verschleißgrenzen des Motors möglichst hoch gehalten werden.
2. Der Fahrer würde von beträchtlichen körperlichen und geistigen Anstrengungen befreit. Er kann seine Aufmerksamkeit der Verbesserung der Arbeitsqualität widmen.

Die Untersuchungen erstrecken sich zunächst auf die Anforderungen an ein automatisches Regelsystem für einen stufenlosen Fahrtrieb von Schleppern. Anschließend wird eine Möglichkeit der Verwirklichung aufgezeigt. Durch Simu-

lation auf dem Analogrechner wurde das Verhalten eines automatischen Regelsystems bei einem Schlepper mit hydrostatischem Fahrtrieb untersucht. Die labormäßig gewonnenen Ergebnisse wurden durch Feldversuche mit einem automatisch geregelten Schlepper mit stufenlosem Fahrtrieb ergänzt.

2. Anforderungen an das Regelsystem

Die Einsatzbedingungen für ein automatisches Regelsystem zur Regelung der Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Leistungsbedarf können wie folgt zusammengefaßt werden:

1. Zugarbeiten bei maximal möglicher Dauerleistung des Motors und geringem Schlupf. Die möglichen Abweichungen der Motordrehzahl sind niedrig zu halten, da die maximale Motorleistung nur bei einer bestimmten Nenn-drehzahl entwickelt wird.
2. Zugarbeiten bei Teillast und unbedeutendem Schlupf der Antriebsräder. Die Drehzahl kann jeden beliebigen Wert annehmen, unter der Voraussetzung einer genügenden Leistungsabgabe. Damit ein hoher Gesamtwirkungsgrad von Antriebsmotor und hydrostatischem Getriebe erreicht wird, muß der Verstellwinkel des hydrostatischen Getriebes groß und die Drehzahl des Antriebsmotors möglichst niedrig gehalten werden.
3. Zugarbeiten bei möglicherweise unzulässig großem Schlupf der Antriebsräder.
4. Arbeiten mit zapfwellengetriebenen Maschinen bei Voll- oder Teillast. Die Motordrehzahl soll möglichst nahe bei dem Nennwert liegen, der die gewünschte Zapfwelldrehzahl ergibt.

Ein Regelsystem gewinnt praktisch Bedeutung, wenn es bei einem Minimum an Zusatzeinrichtungen unter möglichst vielen der vorgenannten Bedingungen arbeitet. Falls eine automatische Regelung nicht gewünscht wird, muß, ohne Änderung der Fahrgeschwindigkeit, auf Handsteuerung umgeschaltet werden können. Die Stellung des Hebels für Handsteuerung sollte der jeweils eingestellten Schlepperfahrgeschwindigkeit zugeordnet sein und nicht von Bedingungen abhängen, die zum Zeitpunkt des Umschaltens von automatischer Regelung auf Handsteuerung vorherrschen.

Die Untersuchungen wurden von J. J. Ryan, Dozent für Landtechnik an der Universität Dublin (Irland) während seiner Tätigkeit als Gastwissenschaftler und Stipendiat der Alexander-von-Humboldt-Stiftung am Lehrstuhl für Landtechnik (Dir. Prof. Dr.-Ing. G. Seyler) an der Universität Hohenheim durchgeführt. Dipl.-Ing. A. Scheuermann wirkte bei der Entwicklung der meßtechnischen Einrichtungen für die Erprobungsversuche mit.

Aufgabe einer automatischen Regelung der Fahrgeschwindigkeit ist es, die Abweichungen von den gewünschten Arbeitsbedingungen durch Änderung des Übersetzungsverhältnisses so schnell wie möglich zu korrigieren. Übermäßige Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit oder des Motordrehmoments, sowie eine zu große Übersteuerung des gewünschten Wertes sind zu vermeiden. Ein instabiles Verhalten, das sich durch ständige Schwingungen im Regelsystem ausdrückt, darf auch unter schwierigsten Verhältnissen nicht auftreten. Die maximale Fahrgeschwindigkeit, die sich bei automatischer Regelung einstellen kann, sollte vorwählbar sein. Ihre Einstellung müßte automatisch erfolgen, entsprechend den Änderungen der äußeren Bedingungen. Dies sollte nach einer vorher festgelegten Charakteristik erfolgen, beispielsweise nach einer Einstellung für konstante Motorleistung oder für eine fahrgeschwindigkeitsabhängige Änderung der Motorbelastung.

Für landwirtschaftliche Schlepper ist ein Betrieb mit konstanter Motorleistung wichtig, um die Leistungsfähigkeit des Schleppers auszunutzen, falls dies erforderlich ist. Bei einem Betrieb im Teillastbereich ist es wünschenswert entweder mit konstanter Leistung und minimalem Kraftstoffverbrauch, also automatisch geregelt mit veränderlicher Fahrgeschwindigkeit zu arbeiten, oder bei konstanter Fahrgeschwindigkeit und veränderlicher Motorleistung sowie mit Handsteuerung und konstanter Reglereinstellung.

3. Ermittlung der Motorbelastung

Zur automatischen Regelung der Schlepperfahrgeschwindigkeit, entsprechend den wechselnden Belastungsverhältnissen, ist ein Meßwert notwendig, der proportional der Motorbeziehungsweise Gerätebelastung ist. Einfache und genaue

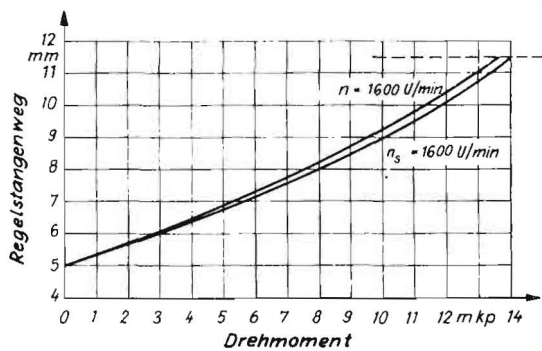


Bild 1: Motordrehmoment als Funktion des Regelstangenweges bei konstanter Motordrehzahl ($n_s = 1600$ U/min) und bei konstanter Reglereinstellung von $n_s = 1600$ U/min, also bei konstanter Reglereinstellung

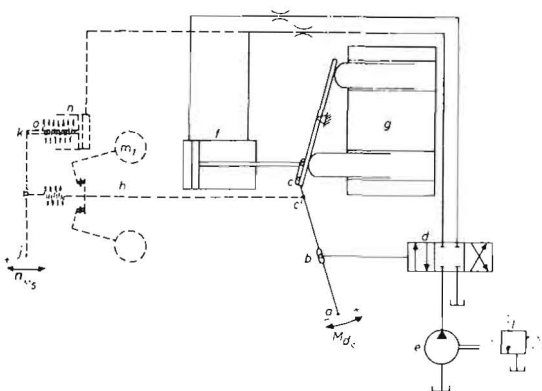


Bild 2: Schema einer servounterstützten Handregelung für ein hydrostatisches Getriebe

Gestrichelt ist die Anordnung für die automatische Regelung der Fahrgeschwindigkeit eingezeichnet

- | | |
|---|-------|
| Hebel für Drehmomentsollwert | a-b-c |
| Regelventil | d |
| Pumpe | e |
| Verstellzylinder | f |
| Verstellpumpe | g |
| Regelstange des Fliehkraftreglers | h |
| Verstellhebel für Drehmomentsollwert | j-k |
| Fliehkörper | m |
| Verstellzylinder für minimale Motordrehzahl | n |
| Verstellkolben | o |

Meßwertgeber zur Ermittlung der Zugkraft stehen im herkömmlichen Zugkraft-Regelsystem zur Verfügung. Die Ermittlung des Drehmoments oder der abgegebenen Leistung an der Zapfwelle unter Betriebsbedingungen, würden eine Art Zapfwelldynamometer erfordern, das einen Meßwert proportional dem Zapfwelldrehmoment abgibt. Da der Zapfwellenantrieb normalerweise unabhängig vom stufenlosen Getriebe ist, wäre eine Kombination mit einem weiteren Meßwert, der proportional zur Zugleistung ist und aus dem Getriebe erhalten wird, erforderlich.

Die durch Belastungsänderungen bedingte Änderung der Drehzahl bei einem Motor mit einfachem Regler ermöglicht eine einfache Methode zur Messung der Belastung. Bei konstanter Reglereinstellung ist die Abnahme der Drehzahl über den größten Teil des Lastbereichs linear abhängig vom Drehmoment. In Bild 1 ist für eine konstante Motordrehzahl die Beziehung zwischen Motordrehmoment und Regelstangenweg aufgezeigt, ermittelt an einem Motor mit einfachem Fliehkraftregler. Die Regelstangenstellung könnte deshalb als Meßgröße im Regelsystem Verwendung finden, wie dies schon von Coenberg vorgeschlagen und diskutiert wurde [7]. Idealerweise sollte der Motorregler so konstruiert sein, daß er den Anforderungen des automatischen Regelsystems entspricht.

4. Steuerung und Regelung von stufenlosen Getrieben

Da beim Ändern des Übersetzungsverhältnisses von stufenlosen Getrieben große Verstellkräfte auftreten können, ist normalerweise ein Servo-System erforderlich. Bild 2 zeigt

Verwendete Formelzeichen

- | | |
|------------------|---|
| c_F | Federkonstante der Reglerfeder |
| c_V | Durchflußbeiwert des Regelventils |
| F_V | Querschnittsfläche des Regelventils |
| F_Z | Querschnittsfläche des Verstellzylinders |
| H_{II} | unterer Heizwert |
| I | Trägheitsmoment |
| i_Z | Übersetzungsverhältnis der Zapfwelle |
| k | Dämpfungsfaktor für das Regelventil |
| K_1 | dimensionsbehaftete Konstanten |
| L | Beiwert für Leckölverluste |
| M_{di} | indiziertes Motordrehmoment |
| $M_{L, V}$ | Last- bzw. Verlustmoment |
| m | Masse |
| N | Leistung |
| n | Drehzahl |
| p | Druck |
| q | spezifisches Volumen |
| q_E | Einspritzmenge bezogen auf eine Kurbelwellenumdrehung |
| Q | Ölflußmenge zum Verstellzylinder |
| R | Übersetzungsverhältnisse des Getriebes |
| V | Volumen des Öls in der Leitung zwischen Pumpe und Olmotor |
| w | Verstellung der hubveränderlichen Getriebepumpe |
| x | Regelstangenweg |
| y | Federwege der Reglerfeder |
| z | Einstellung Drehmoment-Sollwert |
| a, b, r | lineare Abmessungen |
| ω | Winkelgeschwindigkeit |
| ω_R | Kreisfrequenz |
| Θ | Auslenkwinkel der Fliehkörper |
| η_i | indizierter thermischer Wirkungsgrad |
| $\eta_{\bar{v}}$ | Zähigkeit des Öls |

Verwendete Indizes

- | | |
|----------------------|--|
| M | Motor |
| L | Last |
| s | Sollwert |
| P, S | Primär- und Sekundärteil des Getriebes |
| Z | Verstellzylinder |
| \cdot | 1. Ableitung nach der Zeit |
| $\ddot{}$ | 2. Ableitung nach der Zeit |

die Servoverstellrichtung für die Schrägscheibe der Getriebepumpe eines hydrostatischen Fahrtriebs (ausgezogener Teil der Schemaskizze).

Bei automatischer Regelung eines stufenlosen Getriebes arbeitet der Schlepper normalerweise mit fester Reglereinstellung, also mit konstanter Nenndrehzahl des Motors. Unter diesen Bedingungen ist ein Konstanthalten des Motor Drehmoments gleichbedeutend einem Konstanthalten der Motorleistung. Das in Bild 2 gestrichelt eingezeichnete Regelsystem erfüllt die vorgenannten Bedingungen. Ferner enthält es eine Zusatzeinrichtung zur Regelung nach minimalem Kraftstoffverbrauch. Das Umschalten auf automatische Regelung erfolgt durch Trennen der Verbindung c des Hebels a-b-c an der Schrägscheibe und Koppeln der Reglerstange an Punkt c'. Auf ebenso einfache Weise kann in umgekehrter Reihenfolge wieder auf Handsteuerung zurückgeschaltet werden. Wird gleichzeitig die Verbindung zu Zylinder n hergestellt, so arbeitet auch die Regeleinrichtung für minimalen Kraftstoffverbrauch.

Im Teillastbereich sind eine Vielzahl von Kombinationen der Motordrehzahl und Getriebeübersetzung möglich, um das gewünschte Raddrehmoment und die Drehzahl zu erhalten. Die in Bild 2 ebenfalls gestrichelt eingezeichnete Zusatzeinrichtung im automatischen Regelsystem bietet eine Möglichkeit mit wirtschaftlicher Einstellung bei minimaler Motordrehzahl und maximalem Schwenkwinkel zu arbeiten. Sie arbeitet nach folgendem Prinzip: Wenn der Kolben von Zylinder n. Der Punkt k von Hebel j-k ändert seine Lage und damit die Motordrehzahl beziehungsweise die Fahrgeschwindigkeit. Die Motorbelastung wird dadurch ebenfalls verändert.

Eine automatische Regelung der Schlepperfahrgeschwindigkeit unter Berücksichtigung des Radschlupfs wird im praktischen Einsatz sehr schwierig und man wird einfacher vom Fahrer eine Abstimmung von Drehmomentsollwert und Radschlupf erwarten.

5. Simulation eines Regelsystems auf dem Analogrechner

Die Grundlagen für die Simulation eines Regelsystems auf dem Analogrechner bildete die Anordnung für konstante Drehmomentregelung nach Bild 3. Sie entspricht in ihrer Wirkungsweise dem automatischen Regelsystem, wie es in Bild 2 gezeigt und bereits erläutert wurde. Das Steuerventil besteht aus dem inneren Kolben c, der mit der Reglerstange verbunden ist, dem Gleitstück d, das je nach vorgewählter Lage, die Höhe des Motordrehmoments bestimmt, und dem festen Gehäuse e. Im Bild 3 ist die Neutralstellung gezeigt, in dem kein Öl durch das Ventil zum Verstellzylinder f fließt. Ändert sich die Motordrehzahl durch Belastungsunterschiede, so wird der Steuerkolben c über die Reglerstange durch die Fliehgewichte m_1 verstellt. Es fließt solange Öl zum Verstellzylinder, und die Fahrgeschwindigkeit wird verändert, bis die vorgewählten Drehzahl- und Belastungsverhältnisse wieder eingestellt sind. Das Blockschaltendiagramm (Bild 4) veranschaulicht die Beziehungen zwischen den einzelnen Teilen des Systems. Da sich das Übersetzungsverhältnis und folglich die Übertragungsfunktion des Getriebes ständig ändern, ist ein solches System nicht linear. Nachfolgend werden die Gleichungen für die Beziehungen zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen der verschiedenen Komponenten analytisch bestimmt.

6. Bewegungsgleichung für den Motorregler

Für einen mechanischen Regler (siehe Schemazeichnung Bild 3) lautet die dynamische Gleichung der Bewegung, ermittelt für das Momentengleichgewicht um die Fliehgewichtszapfen, von Zentrifugal- und Massenkräften der Fliehgewichte einerseits und von Reglerfederkraft, sowie Reibungs- und Massenkräften der Reglerstange andererseits:

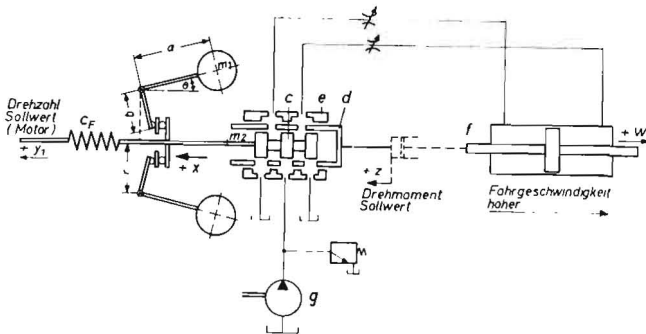


Bild 3: Für die Simulation am Analogrechner verwendetes Regelsystem

m_1	Masse der Fliehgewichte
m_2	Masse von Reglerstange und Steuerkolben des Ventils
k	Dämpfungsfaktor bezogen auf die Reglerstange
c_F	Federkonstante der Reglerfeder
x	Auslenkung der Reglerstange von der Ruhelage
y	Auslenkung der Reglerfeder von der Ruhelage
z	lineare Verschiebung des Gleitstückes
w	Weg des Verstellkolbens
θ	relative Winkeländerung der Fliehgewichte um ihre Zapfen
a, b, r	lineare Abmessungen
c	Steuerkolben des automatischen Regelventils
d	Gleitstück
e	Gehäuse des automatischen Regelventils
f	Verstellzylinder
g	Pumpe

$$[m_2 \ddot{x} + k \dot{x} + c_F (x-y)] b \cos(\theta) = -m_1 \omega_M^2 (r + a \sin \theta) a \cos \theta + m_1 a^2 \ddot{\theta} \quad (1)$$

Mit den Annahmen $x = 0$ für $\theta = 0$ und bei kleinem Winkel θ gilt vereinfacht $\sin \theta = \frac{x}{b} \approx 0$

und $\cos \theta \approx 1$,

so daß Gleichung (1) umgeformt werden kann und lautet:

$$\ddot{x} + \frac{k b^2}{m_1 a^2 + m_2 b^2} \dot{x} + \left(\frac{c_F b^2}{m_1 a^2 + m_2 b^2} + \frac{m_1 a^2 \omega_M^2}{m_2 b^2} \right) x = + \frac{c_F b^2}{m_1 a^2 + m_2 b^2} y - \frac{m_1 a r b}{m_1 a^2 + m_2 b^2} \omega_M^2 \quad (2)$$

Gleichung (2) kann für kleine Bewegungen um die Gleichgewichtslage und unter der Bedingung $\frac{m_1 a^2}{b^2} \omega_M^2 \ll c_F$

linearisiert werden. Diese vereinfachenden Annahmen können bei einem Regler mit großem Drehzahlregelbereich zu erheblichen Fehlern führen. Wenn das Reglergestänge mit der Einspritzpumpe verbunden ist, gilt Gleichung (2) nur für einen begrenzten Drehzahlbereich, ferner kommt eine weitere Nichtlinearität (ein Sättigungseffekt) hinzu.

Die Kreisfrequenz der Eigenschwingung des Reglers ist nach Gleichung (2)

$$\omega_R^2 = \frac{c_F b^2 + m_1 a^2 \omega_M^2}{m_1 a^2 + m_2 b^2} \quad (3)$$

Der Einfluß der Motordrehzahl auf die Eigenfrequenz kann durch eine sorgfältige Reglerkonstruktion vermindert werden. Gleichung (2) wurde für die Programmierung auf dem Analogrechner umgeformt und lautet

$$\frac{\ddot{x}}{\omega_R^2} + \frac{2L}{\omega_R} \dot{x} + x = A_1 y - A_2 \omega_M^2 \quad (4)$$

Es sind

$$A_1 = \frac{c_F b^2}{c_F b^2 + m_1 a^2 \omega_M^2}; \quad A_2 = \frac{m_1 a r b}{c_F b^2 + m_1 a^2 \omega_M^2}$$

$$2L = \frac{k b_2}{\sqrt{(m_1 a^2 + m_2 b^2) (c_F b^2 + m_1 a^2 \omega_M^2)}}$$

= Dämpfungsfaktor

Nach Abklingen des Einschwingvorganges ist

$$x = A_1 y - A_2 \omega_M^2 \quad (5)$$

7. Motorgleichungen

Die abgegebene Motorleistung kann durch folgende Gleichungen erfaßt werden:

$$N_M = K_1 H_{II} q_E n_M \eta_i = K_2 \times n_M \eta_i = K_3 M_{II} n_M \eta_i \quad (6)$$

Bei konstantem thermischem Wirkungsgrad ist

$$M_{II} = K_4 \times \quad (7)$$

Die dynamische Motorcharakteristik läßt sich bestimmen durch das Gleichsetzen von Motordrehmoment mit der Summe aus Massen- und Lastdrehmoment, sowie dem Drehmoment verursacht durch Motorverluste.

$$K_4 \times = (I_M + \frac{I_L}{i_z^2}) \dot{\omega}_M + M_L + M_V \quad (8)$$

Wird das Moment hervorgerufen durch Motorverluste (Reibung und Hilfsantriebe) proportional der Winkelgeschwindigkeit angenommen, dann ist: $M_V = K_6 \omega_M$, und zusammen mit $I = I_M + \frac{I_L}{i_z^2}$ wird Gleichung (8) umgeformt

$$I \dot{\omega}_M = K_4 \times - M_L - K_6 \omega_M \quad (9)$$

Die Motor-Zeit-Konstante ist K_6/I und ändert sich in Abhängigkeit von R .

8. Gleichungen für das stufenlose Getriebe

Die dynamische Gleichung des hydrostatischen Getriebes erhält man, indem man die Belastung, den für das gewählte Motordrehmoment erforderlichen Öldruck sowie den Einfluß der Leckölverluste und der Kompressibilität in Beziehung zueinander bringt. Für ein Getriebe mit einem veränderlichen Pumpenhub und festem Motorhub gelten folgende Gleichungen:

Für den Strömungsteil

$$\omega_P q_P \left(\frac{w}{w_{max}} \right) = \omega_S q_S + \frac{V}{\eta_{\bar{v}}} \dot{P} + (L_S + L_P) P \quad (10)$$

Für den Systemdruck

$$P = \frac{1}{q_S} (I \dot{\omega}_S + K_7 \omega_S + M_S) \quad (11)$$

Gleichung (11) in (10) eingesetzt ergibt

$$\omega_P q_P \left(\frac{w}{w_{max}} \right) = \frac{1}{P_P q_S} \left\{ \frac{V I}{\eta_{\bar{v}}} \dot{\omega}_S + \left[K_7 \frac{V}{\eta_{\bar{v}}} + I (L_P + L_S) + \frac{V}{\eta_{\bar{v}}} \frac{dM_S}{d\omega_S} \right] \omega_S + \left[K_7 (L_P + L_S) + q_S^2 \right] \omega_S + (L_P + L_S) M_S \right\} \quad (12)$$

Die Gleichung (12) konnte für die Simulation durch Vernachlässigung einiger unwesentlicher Glieder vereinfacht werden.

Die vereinfachte Gleichung (12) lautet

$$\omega_S q_S = \omega_P q_P \left(\frac{w}{w_{max}} \right) - (L_S + L_P) \frac{M_S}{q_S} \quad (13)$$

Für die Programmierung wurde eingeführt

$$M_L = M_S = K_{11} \omega_S \quad (14)$$

$$K_L = \frac{L_P + L_S}{q_S^2} \quad (15)$$

9. Gleichungen des Regelventils und des Verstellzylinders

Für die Strömung durch das Regelventil (Bild 3) gelten folgende Beziehung

$$Q = c_V F_V (z-x) \sqrt{\frac{P_S}{2} - \frac{P_Z}{z}} = F_Z \dot{w} + \frac{V}{\eta_{\bar{v}}} \dot{P}_Z + L P_Z \quad (16)$$

Der Druck P_Z hängt von der jeweiligen Belastung des Kolbens im Verstellzylinder I ab, entsprechend der erforderlichen Verstellkraft. Mit der Annahme, daß P_Z nur einen niederen Wert erreicht, vereinfacht sich Gleichung (13) zu

$$w = \frac{c_V F_V}{F_Z} \sqrt{\frac{P_S}{z}} \int (z-x) dt \quad (17)$$

und mit $P_S = \text{const.}$ wird die Verstellung

$$w = K_{10} \int (z-x) \cdot dt \quad (18)$$

Mit Hilfe der in den Abschnitten 6 bis 9 abgeleiteten Gleichungen wurde das automatische Regelsystem auf dem Analogrechner simuliert. Die Auswirkungen der sich ändernden Eigenfrequenz des Reglers und der Kompressibilität des Öls wurden zur Vereinfachung vernachlässigt. Bild 5 zeigt das verwendete Rechenprogramm für den Analogrechner.

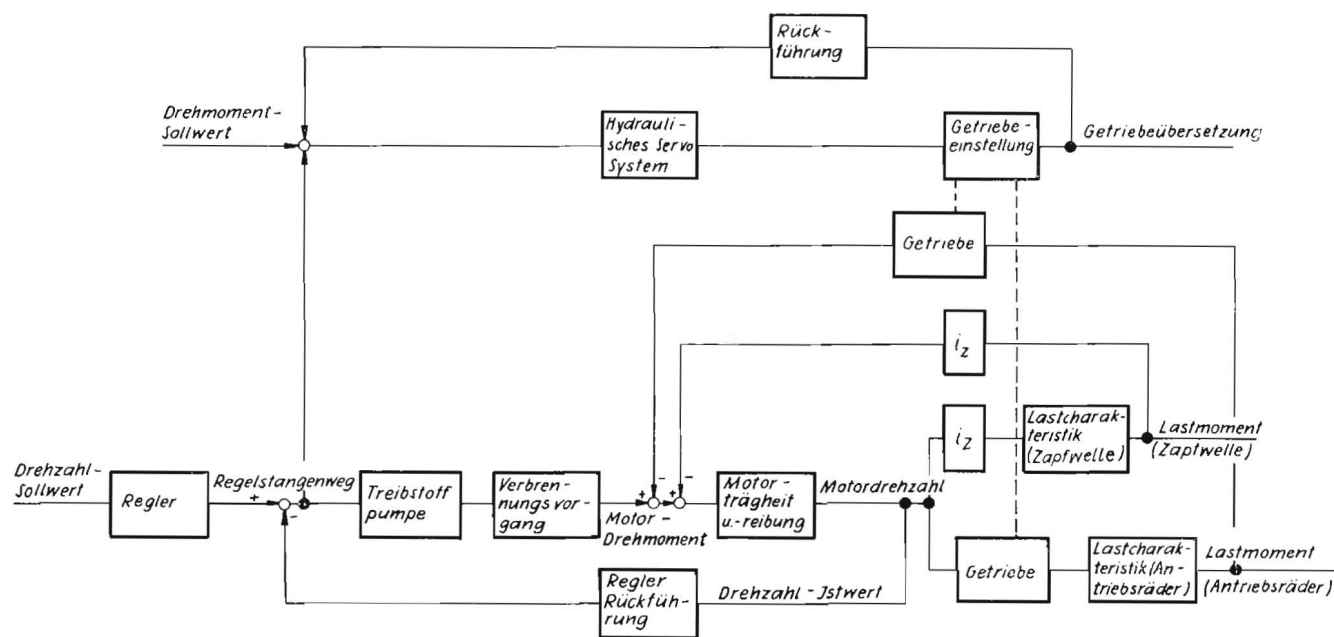


Bild 4: Blockschaubild des Regelsystems
 i_z = festes Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Zapfwelle

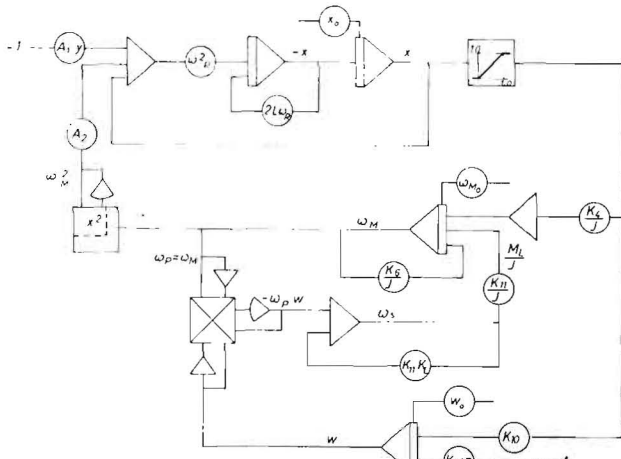


Bild 5: Programmschaltbild des untersuchten Regelsystems für den Analogrechner

10. Ergebnisse der Simulation

Mit dem Analogrechner wurde das Verhalten des Regelsystems bei einem Stufensprung im Motordrehmoment und der Belastung, sowie die Einflüsse der verschiedenen Parameter untersucht.

Bild 6 zeigt den Einfluß der Massenträgheit von Motor und Gerät auf das Regelsystem bei einem Stufensprung im Drehmomentsollwert von 0,5 auf 0,9. Es sind die Übergangsfunktionen von Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl und Regelstangenweg dargestellt. Die Auswirkungen der Massenträgheit auf die beste Stellzeit und das Übergangverhalten sind klar zu erkennen. Für einen stabilen und schnellen Übergang ist eine geringe Massenträgheit des Motors wünschenswert.

In Bild 7 ist für denselben Stufensprung im Drehmoment der Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit des Öls zum Ver-

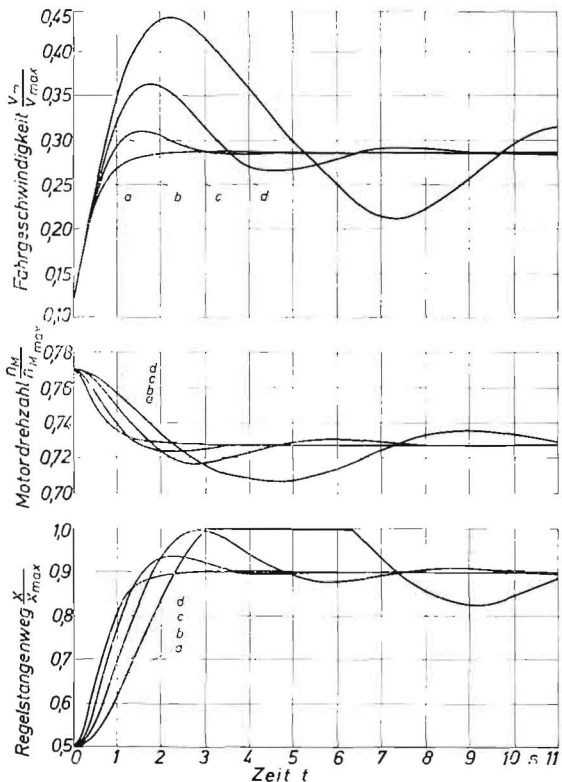


Bild 6: Einfluß der Massenträgheit des Antriebsmotors auf die Übergangsfunktion von Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl (Winkelgeschwindigkeit) und Regelstangenweg bei einem Stufensprung im gewünschten Motordrehmoment von 0,5 auf 0,9 (gewählte Massenträgheit 0,2; 0,4; 0,8; 1,6 für die Kurven a, b, c und d); alle Variablen sind als Verhältniszahl, bezogen auf ihren Maximalwert, dargestellt

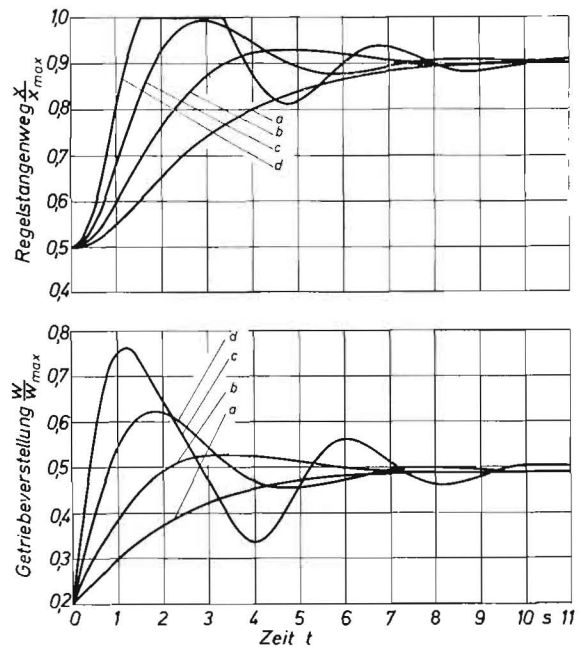


Bild 7: Auswirkungen der Strömungsmenge des Öls zum Verstellzylinder, auf die Übergangsfunktion von Regelstangenweg und Getriebeverstellung nach einem Stufensprung von 0,5 . . . 0,9 im gewünschten Drehmoment (für die Einstellung der Konstanten im Programm wurde für $K_{10} = 0,25$; 0,5; 1,0; 2,0 gewählt; die entsprechenden Kurven sind a, b, c und d)

stellzylinder auf die Stellzeit von Reglerstange und Übersetzungsverhältnis dargestellt. Eine große Ölmenge führt zu raschem Ansprechen, aber auch zu Schwingungen im Regelsystem.

Ein Verhalten nach Kurve b wäre tragbar. Eine Rückführung zum Gleitstück (d), wie im Blockschaltbild vorgesehen, würde eine Verbesserung bringen.

Die Last-Drehzahlcharakteristik fördert vor allem bei steilem Verlauf, das heißt, dort wo kleine Geschwindigkeitsänderungen große Belastungsänderungen ergeben, das instabile Verhalten des Regelsystems (Bild 8). Erfolgt ein Wechsel in der Last-Drehzahlcharakteristik, beispielsweise durch eine Veränderung des Bodenwiderstandes beim Pflügen, dann erfolgt ein Regelvorgang nach Bild 9.

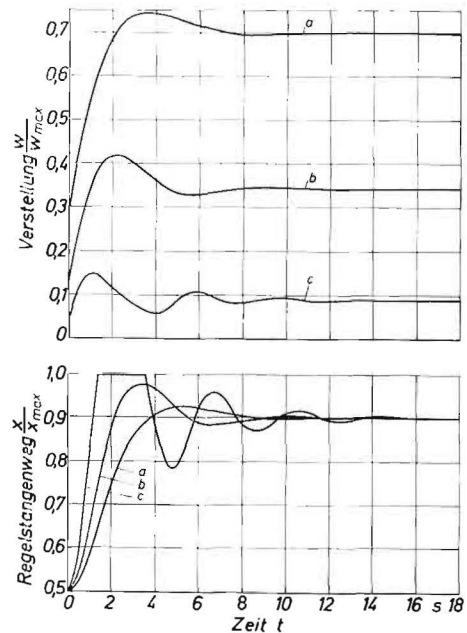


Bild 8: Einfluß der Last-Drehzahlcharakteristik auf die Übergangsfunktion von Regelstangenweg und Getriebeverstellung bei einem Stufensprung im gewünschten Drehmoment von 0,5 auf 0,9
 Kurve a Konstante der Lastcharakteristik $K_{11} = 1,0$
 Kurve b Konstante der Lastcharakteristik $K_{11} = 2,0$
 Kurve c Konstante der Lastcharakteristik $K_{11} = 8,0$

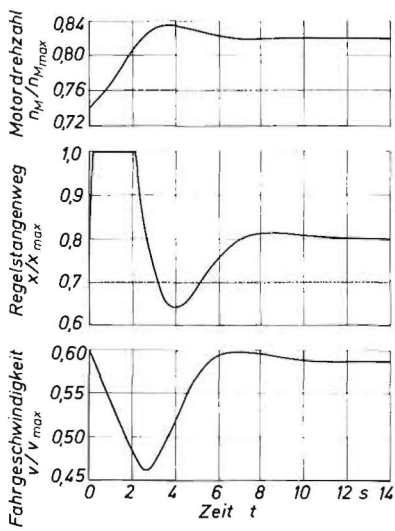


Bild 9: Wirkung eines Stufensprungs in der Last-Drehzahlcharakteristik (von $K_{11} = 1,0$ auf $2,0$) auf die Übergangsfunktion von Motordrehzahl, Regelstangenweg und Getriebeverstellung

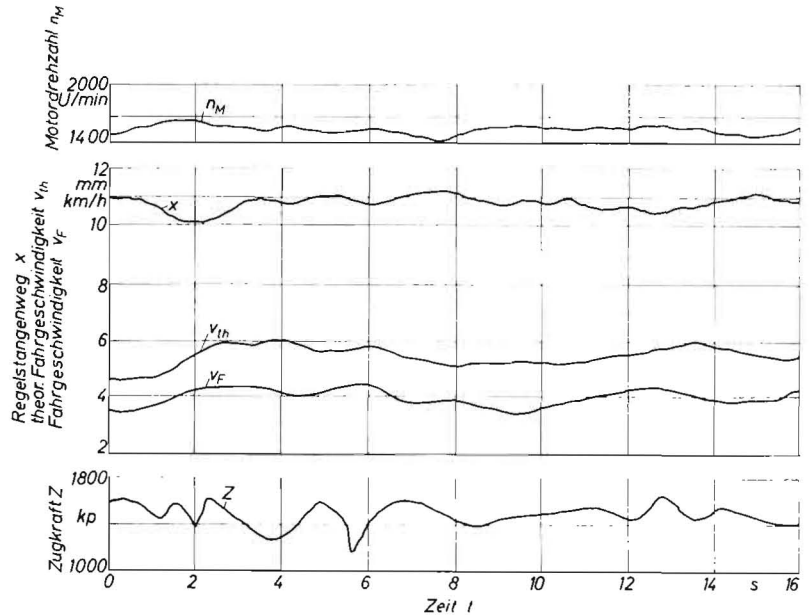


Bild 12: Automatische Regelung der Motorbelastung und Fahrgeschwindigkeit mit einem gut eingestellten Regelsystem

Die Eigenfrequenz des Reglers oder die Zeitkonstante bestimmen die Einstellzeit des Reglergestanges bei einer Drehzahländerung. Eine große Zeitkonstante wird zu einem wesentlich weniger stabilen System (Bild 10) führen. Bei der Konstruktion des Reglers sollte daher auf die Möglichkeit für den Einsatz eines automatischen Regelungssystems Rücksicht genommen werden. Wird die Motornendrehzahl auto-

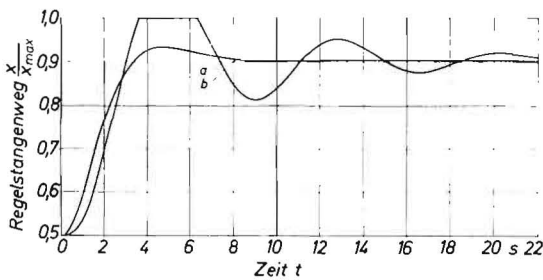


Bild 10: Verlauf der Übergangsfunktion vom Regelstangenweg auf einen Stufensprung im gewünschten Motordrehmoment von 0,5 auf 0,9 für eine Reglerzeitkonstante von 1,0 s. Kurve a und 0,1 s. Kurve b

matisch oder von Hand geregelt, dann kann die Fahrgeschwindigkeit stark variieren. Bild 11 zeigt das Verhalten des Regelsystems bei einem Stufensprung in der Motornendrehzahl von 0,8 auf 0,875, entsprechend einer Drehzahländerung unter Last von 0,74 auf 0,82. Bei größeren Änderungen der Motornendrehzahl kann der Schlepper zum Halten kommen. Eine Verbindung zwischen dem Hebel zur Drehzahleinstellung und dem Regelventil wäre erwünscht, um zu große Schwankungen in der Drehzahl zu verhindern. Mit dem Gleitstück (d) des Regelventils ließen sich beispielsweise Störungen ausgleichen.

Die Ergebnisse der Simulation dieses automatischen Regelsystems haben gezeigt, daß die Möglichkeit einer Anpassung der Übertragungsfunktion des Systems an die jeweiligen Arbeitsbedingungen vorteilhaft wäre.

11. Ergebnisse von Feldversuchen

Das bei der Simulation zugrunde gelegte automatische Regelsystem wurde für Feldversuche in einen Schlepper mit

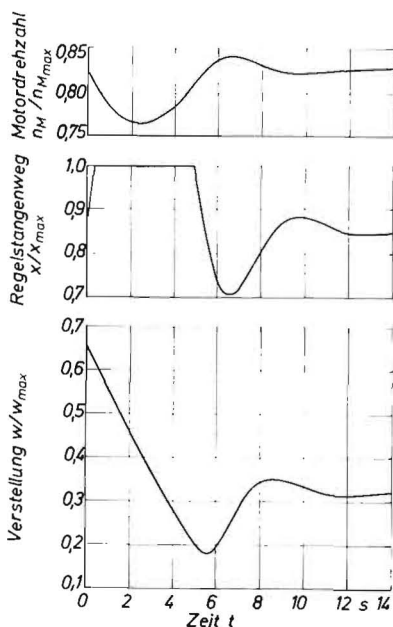
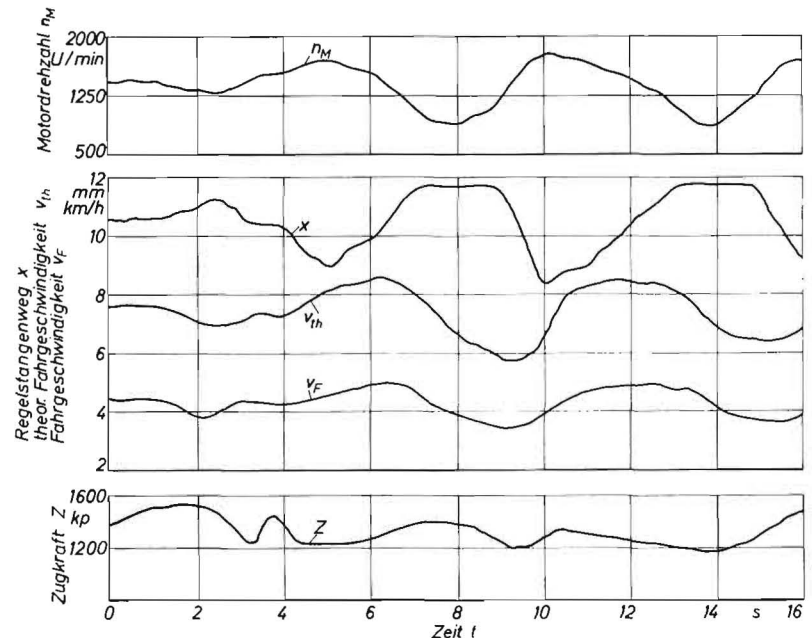


Bild 11: Übergangsfunktion der Motordrehzahl, des Regelstangenwegs und der Verstellung beziehungsweise der Fahrgeschwindigkeit nach einem Stufensprung in der gewünschten Motordrehzahleinstellung von 0,8 auf 0,875 ohne Belastung, was einem Übergang von 0,74 auf 0,82 bei Belastung entspricht — Bild 13: Schwingendes Verhalten des Regelsystems bei willkürlichen Belastungsbedingungen



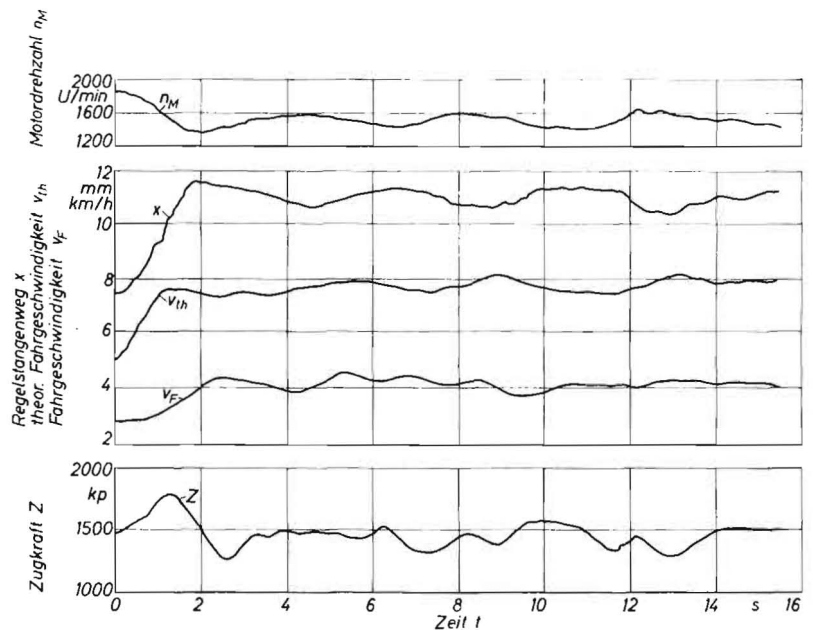


Bild 14: Verlauf der Übergangsfunktionen bei einem Stufensprung zu größerer Motorbelastung

hydrostatischem Fahrtrieb eingebaut und beim Pflügen eines schweren Lehmbodens mit einem dreireihigen Anhängpflug untersucht. Mit einer elektronischen Meßeinrichtung wurden die Zugkraft, die Motordrehzahl, die Drehzahl der Hinterräder, der Regelstangenweg, sowie indirekt die Winkelstellung der Schrägscheibe von der Verstellpumpe bestimmt. Bei einem richtig eingestellten Übertragungsfaktor des Regelsystems ergab sich der in Bild 12 dargestellte zeitliche Verlauf der Zugkraft, der theoretischen Fahrgeschwindigkeit, der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit, der Regelstangenstellung und der Motordrehzahl. Trotz wechselnder Widerstandsverhältnisse und damit Zugkräfte blieb die Motorbelastung innerhalb enger Grenzen des gewünschten Wertes (94 % der Vollast). Wurde der Übertragungsfaktor des Systems nicht richtig gewählt, so ergibt sich ein schwingendes Verhalten, wie es in Bild 13 gezeigt wird. Das System wird durch einen Wechsel in der Zugkraft zu Schwingungen angeregt, die langsam abnehmen, aber bei relativ kleinen Änderungen der äußeren Bedingungen wieder erneut angeregt werden.

Bild 14 gibt die Verhältnisse wieder, wie sie bei einem gut eingestellten System auf einen Stufensprung im Motordrehmoment von 64 auf 91,5 % der Vollast eintreten. Nach einem geringen Überschwingen über den gewünschten Wert beruhigt sich das System und hält die Motorbelastung innerhalb enger Grenzen. Dieses günstige Verhalten wurde nicht durch die bei Feldversuchen üblicherweise auftretenden Belastungsänderungen am Gerät beeinflusst. Die Untersuchungen des Verhaltens der automatischen Regelung bei einem Stufensprung im Motordrehmoment haben gezeigt, daß die Tendenz zur Instabilität am größten ist, wenn von einem niedrigen auf einen hohen Wert der Drehmomentbelastung gewechselt wird.

12. Zusammenfassung

Im vorliegenden Bericht wird über das Verhalten der automatischen Regeleinrichtung für Schlepper mit hydrostatischem Fahrtrieb berichtet. Die Feldversuche mit einem versuchsweise ausgeführten Regelsystem haben das Verhalten, wie es bei der Simulation mit dem Analogrechner festgestellt wurde, bestätigt. Für eine endgültige Aussage müßten jedoch die Übergangsfunktionen unter kontrollierten Bedingungen bei konstanter Belastungs-Geschwindigkeitscharakteristik des Geräts während einem Versuch ermittelt werden.

Schrifttum

[1] MEYER, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. Grundlagen d. Landtechnik (1959) H. 11, S. 5–12

- [2] NATION, H. J.: Some Pilot Field Comparisons between Tractors fitted with Hydrostatic of Mechanical Transmissions. Journal of Agricultural Engineering Research 8 (1963) S. 355–375
- [3] MOLLY, H.: Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung. Grundle. d. Landtechnik 15 (1965) S. 47–54
- [4] WENDEBORN, J. O.: Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrtriebe für Schlepper. Grundle. d. Landtechnik 16 (1966) S. 51–59
- [5] KAHR, M.: Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- und Ackerschlepperbau. Landtechn. Forschung 15 (1965) S. 1–10
- [6] SCHNEIDER, O.: Stufenlos verstellbares Hochleistungs-Getriebe für Ackerschlepper. Grundle. d. Landtechnik 16 (1966) S. 60–64
- [7] COENENBERG, H. H.: Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern. Landtechn. Forschung 11 (1961) S. 101–107
- [8] KAHR, M.: Verlustleistung und Wirkungsgrad von Hydro-Axialkolbengetrieben und ihre Abhängigkeit von konstruktiven Merkmalen. Grundle. d. Landtechnik 19 (1969) S. 37–46
- [9] KAHR, M.: Der Druckverlust in den Rohrleitungen ölhdraulischer Antriebe. VDJ-Forschungsheft 537, VDI-Verlag, Düsseldorf 1970

Amerikas Forschungspolitik im Wandel

Die goldenen Zeiten für Amerikas Forschung scheinen vorbei zu sein. Die Aufwendungen der amerikanischen Regierung für Forschung und Entwicklung beginnen sich auf den Betrag von 16 Milliarden Dollar einzupendeln. Wie die National Science Foundation in ihrem jüngsten Bericht ausweist, ist diese Entwicklung nicht allein auf die hohen Kosten des Vietnam-Krieges zurückzuführen. Vielmehr habe sich die Erkenntnis in den Vereinigten Staaten durchgesetzt, daß sich die Schere zwischen naturwissenschaftlich-technischem Fortschritt und gesellschaftlicher Entwicklung bereits gefährlich weit geöffnet hat. Man wird daher in den Vereinigten Staaten in den nächsten Jahren eine kritische Bestandsaufnahme der bisherigen Forschungspolitik durchführen. Verschiebungen in der Struktur der Ausgaben werden erwartet. Stellenweise deuten sie sich schon heute an. Im Jahre 1963 erhielt zum Beispiel die Industrie noch 66 % der gesamten staatlichen Aufwendungen für Forschung und Entwicklung. Im Jahre 1969 waren es bereits nur noch 58 %. Dagegen stieg der Anteil der staatlichen Forschungsinstitute im gleichen Zeitraum von 18 auf 23 % und der der Universitäten von 7 auf 10 %. Dieser Wandel ist insbesondere durch eine verstärkte Förderung der Erforschung der Ökologie und Umwelt sowie der Biowissenschaften begründet. Auf die Biowissenschaften entfielen im Jahre 1969 von den zur Förderung der angewandten Forschung und Grundlagenforschung bereitgestellten 5,4 Milliarden Dollar 29 %. Die ingenieurwissenschaftlichen Forschungsarbeiten partizipierten mit 29 %, die Physik mit 21 %, die Arbeiten zur Erforschung der Ökologie und Umwelt bereits mit 11 % an diesem Betrag.