

- [6] *Heitshu, D. C.*: The self-propelled hillside combine. *Agric. Engng* **37** (1956) Nr. 3, S. 182/83, 187.
- [7] *Hübner, R.*: Bodenbearbeitung mit tastergesteuerten Arbeitswerkzeugen in den Pflanzenreihen von Rebanlagen. *Landtechn. Forsch.* **14** (1964) H. 5, S. 129/34.
- [8] *Lützenberger, F.*: Systematik der Trockner für rieselfähiges Gut. *Grundl. Landtechn.* Heft 16 (1963) S. 40/52.
- [9] *Ludin, L.*: Drehbewegungen erzeugen rückwirkungsfrei ein elektrisches Einheitssignal. *meßwerte, Fachzeitschrift der H & B Gruppe* (1966) H. 4, S. 36/38.
- [10] *Ludwig, E. H.*: Analogierechenmaschinen als Regelkreiselemente erschließen neue Möglichkeiten in der Regelungstechnik. *Regelungstechnik — Moderne Theorie und ihre Verwendbarkeit. Berichtswerk über Tagung Regelungstechnik Heidelberg 1956.*
- [11] *Nastenko, N. N., u. L. A. Borošok*: Automation der Produktionsprozesse in der Landwirtschaft. *Moskau Masgiz* 1963.
- [12] *Nastenko, N. N. u. L. A. Borošok*: Avtomatičeskoe vysotnoe regulirovanie položenija rabočich organov s.-ch. mašin (Die automatische Höhenregulierung der Arbeitsorgane landwirtschaftlicher Maschinen). *Traktory i sel'chozmašiny* **33** (1963) Nr. 8, S. 26/30, russ.
- [13] *Pflier, P. M.*: Elektrische Messung mechanischer Größen. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag 1956.
- [14] *Pool, S. D.*: Controls for full-leveling hillside combine. *Agric. Engng* **37** (1956) Nr. 4, S. 245/48.
- [15] *Powers, J. B., J. T. Gunn and F. C. Jacob*: Electronic color sorting of fruits and vegetables. *Agric. Engng* **34** (1953) Nr. 3, S. 149/54, 158.
- [16] *Reichel, M.*: Wechselstrom-Drehmelder und ihre vielseitigen Verwendungsmöglichkeiten. *Siemens-Z.* **37** (1963) H. 4, S. 261/63.
- [17] *Richey, C. B.*: "Automatic Pilot" for farm tractors. *Agric. Engng* **40** (1959) Nr. 2, S. 78/79, 93.
- [18] *Šmyglevskij, N.*: Prispodoblenie k kombajnu S-6 dlja raboty na kosogorach (Vorrichtung zum Mährescher S-6 für die Arbeit an steilen Hängen). *Technika v sel'skom chozjajstve* **19** (1959) H. 6, S. 52/54, russ.
- [19] *Stephenson, K. Q.*: Selective fruit separation for mechanical tomato harvester. *Agric. Engng* **45** (1964) Nr. 5, S. 250/53.
- [20] *Tarlavskij, D. N., G. G. Nachamkin u. I. D. Kletkin*: Ustrojstvo dlja avtomatičeskogo napravlenija kul'tivatora vdol'radkov rastenij (Vorrichtung für die automatische Steuerung von Hackgeräten). *Traktory i sel'chozmašiny* **34** (1964) Nr. 3, S. 35/36, russ. Ref. in *Grundl. Landtechn.* **16** (1966) Nr. 2, S. 80.
- [21] *Tesnovskij, Ju. V., u. Ju. A. Nikolaev*: Avtomatičeskaja vyravnivajuščaja sistema kombajna KBK-1,0 (Automatisches Ausgleichssystem am Mährescher KBK-1,0). *Traktory i sel'chozmašiny* **30** (1960) Nr. 9, S. 23/26, russ.
- [22] *Tesnovskij, Ju. V., u. Ju. A. Nikolaev*: Avtomatičeskaja sistema dlja stabilizacii položenija sel'skochozjajstvennych mašin (Automatisches System zur Stabilisierung der Lage von Landmaschinen). *Technika v sel'skom chozjajstve* **20** (1960) Nr. 11, S. 70/74, russ.
- [23] *Vocht, R.*: Drehfeldsysteme und ihre Anwendungsgebiete. *Regelungstechn.* **3** (1955) H. 11, S. 282/88.
- [24] *von Zabellitz, Chr.*: Über die Trennung von Kartoffeln und Steinen durch Lichtreflexion. *Grundl. Landtechn.* **17** (1967) Nr. 2, S. 52/58.
- [25] DIN 19226 Regelungstechnik; Begriffe und Benennungen. Jan. 1954 und Entwurf Mai 1962.
- [26] Automatisierung in der Landwirtschaft. Ber. d. Europ. Wirtschaftskommission, Komitee für Landwirtsch. Probleme. AGRJ/WP. 2/69, 8. August 1962.

DK 621-5

Aufbau und Wirkungsweise elektro-hydraulischer Regelsysteme

Von **Horst Hesse**, Braunschweig-Völkenrode¹⁾

Bei automatischen Regelungen werden in vielen Bereichen der Technik elektro-hydraulische Regelsysteme seit längerer Zeit mit Erfolg eingesetzt. Diese Systeme haben auch bei der Automatisierung von landwirtschaftlichen Produktionsverfahren Eingang gefunden. Ausgehend vom Blockschaltbild eines elektro-hydraulischen Regelkreises wird auf den Aufbau und die Funktion der Einzelglieder dieses Kreises näher eingegangen. Das Verhalten eines stetigen und eines unstetigen Regelsystems für Nachführungen wird bei sprunghaftigen und regellosen Eingangsgrößen experimentell und mit dem Analogrechner untersucht.

Inhalt

1. Einleitung
2. Die Elemente des Regelkreises
 - 2.1 Elektrische Verstärker
 - 2.2 Elektrohydraulische Stellglieder
 - 2.21 Unstetige Stellglieder
 - 2.22 Stetige Stellglieder
 - 2.3 Stellmotoren
 - 2.4 Ölversorgung
3. Funktion von Regelkreisen
 - 3.1 Verhalten eines stetigen Regelkreises bei sprunghaftigen Eingangsgrößen
 - 3.2 Verhalten eines unstetigen Regelkreises bei sprunghaftigen Eingangsgrößen
 - 3.3 Verhalten von Regelsystemen bei regellosen Eingangsgrößen
4. Schlußbetrachtung
5. Schrifttum

¹⁾ Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik in Braunschweig am 12. Oktober 1967.

Dipl.-Ing. Horst Hesse ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

1. Einleitung

Bei der Automatisierung von Arbeitsprozessen in der Landtechnik bieten elektro-hydraulische Systeme gegenüber mechanisch-hydraulischen eine Reihe von Vorteilen. Zum einen ist die Messung der zu regelnden Prozeßgrößen häufig nur mit elektrischen Fühlern möglich, wobei eine Umwandlung der elektrischen Signale in mechanische Stellgrößen notwendig wird. Für diese Umwandlung sind elektro-hydraulische und hydraulisch-mechanische Wandler wegen ihrer hohen Leistungsdichte, Schnelligkeit und Flexibilität besonders geeignet. Zum anderen bietet die Elektrotechnik aber auch bessere Möglichkeiten der Signalübertragung und -verarbeitung, eine größere Freizügigkeit hinsichtlich des Aufbaues, eine einfache Anpassung von Meß- und Stellgliedern und die Möglichkeit der gleichzeitigen Verarbeitung mehrerer Größen. Außerdem können auf einfachste Weise wichtige Größen auf einem Bedienungspult angezeigt werden.

Die Kombination elektrischer Meß- und Übertragungsglieder mit hydraulischen Stellgliedern und -motoren wurde von Professor *Wünsch* einmal mit „elektrisch der Nerv und hydraulisch die Kraft“ umschrieben. Die sich aus dieser Kombination ergebenden Vorteile haben in allen Bereichen der Technik zu einer zunehmenden Verbreitung elektro-hydraulischer Systeme bei der Vollautomatisierung von Prozessen, aber auch zur Erleichterung der Bedienung komplizierter Maschinen geführt.

In der Landtechnik werden elektro-hydraulische Systeme bereits bei automatischen Vereinzelmaschinen und bei Rübenrotern verwendet.

Es sollen im folgenden der prinzipielle Aufbau und die Funktion elektro-hydraulischer Regelkreise beschrieben und dabei die Möglichkeiten und Grenzen solcher Systeme diskutiert werden [3; 7]. Die Ausführungen beziehen sich auf direkt von Ventilen gesteuerte Antriebe; Systeme, bei denen eine regelbare Pumpe oder ein regelbarer Motor elektro-hydraulisch verstellbar werden, sollen nicht behandelt werden.

2. Die Elemente des Regelkreises

Bild 1 zeigt das allgemeine Blockschaltbild eines elektro-hydraulischen Regelkreises, in dem jeder Block ein bestimmtes Element des Kreises symbolisiert. Das Meßglied mißt die Regelgröße x_L , an der Vergleichsstelle wird die Abweichung x_W zwischen Soll- und Istwert gebildet. Ein Verstärker verstärkt die Regelabweichung x_W , die als elektrische Spannung oder als Strom vorliegt, auf ein Leistungsniveau, mit dem ein elektro-hydraulisches Stellglied, also ein Ventil, angesteuert werden

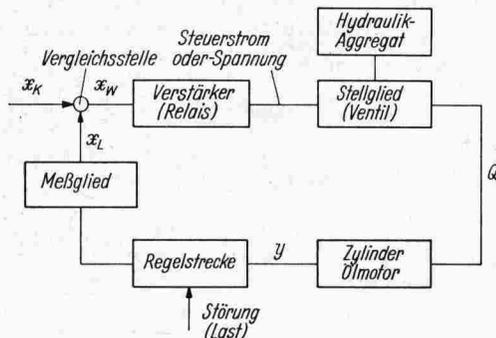


Bild 1. Blockschaltbild elektro-hydraulischer Regelkreise.

kann. Das Stellglied wird von einem Hydraulikaggregat mit Drucköl versorgt. Der vom Ventil freigegebene Ölstrom Q treibt einen Zylinder oder Ölmotor, der seinerseits mit einer mechanischen Stellgröße y auf die irgendwie geartete Regelstrecke einwirkt, womit der Regelkreis geschlossen ist. Es wird zunächst der Aufbau und die Wirkungsweise der Elemente des Kreises erörtert, wobei auf das Meßglied nicht weiter eingegangen wird [17].

2.1 Elektrische Verstärker

Die Wahl des Verstärkers hängt im wesentlichen davon ab, welcher Art das Stellglied und das Meßglied sind. Bei un stetigen Stellgliedern kann auch der elektrische Verstärker un stetig sein, d. h., es können Relais oder mechanisch betätigte Schalter zum Einsatz kommen. Auch bei un stetigen Stellgliedern kann es aber sinnvoll sein, stetige Verstärker zu verwenden, wenn die Eingangsgröße in irgendeiner Weise verändert werden soll. Bei regellosen Eingangsgrößen kann z. B. eine elektrische Filterung des Eingangssignals erwünscht sein, um hochfrequente Anteile des Signales abzuspalten.

Zur Ansteuerung stetiger Stellglieder werden Gleichspannungsverstärker in Transistorbauweise verwendet, die eine hohe Konstanz bezüglich Nullpunktdrift und Temperaturgang aufweisen müssen. Die bei hydraulischen Regelkreisen auftretenden Anforderungen können im allgemeinen mit Rechenverstärkern und eventuell nachgeschalteter Leistungsstufe erfüllt werden [2; 16]. Nur bei speziellen Meßsystemen, wie z. B. den Drehfeldgebern, müssen dem Gleichspannungsteil noch bestimmte Meßformer vorgeschaltet werden.

Die Ausgangsleistungen betragen für Magnetventile der in Frage kommenden Leistungsklasse weniger als 30 Watt, für Servoventile liegen die Leistungen im Bereich um 1 Watt. Der erforderliche Verstärkungsfaktor ergibt sich aus dem Leistungsinhalt des Meßsignals und dem Leistungsbedarf des Stellgliedes.

Der elektrische Verstärker kann innerhalb des Regelkreises als der Regler angesehen werden, da mit ihm außer der proportionalen Verstärkung auch Vorhalt- oder Integralanteile realisierbar sind. Für einfache Aufgaben, wie z. B. Lageregelun-

gen, wird man im allgemeinen mit Proportionalverstärkern auskommen. Bei schwieriger Dynamik der Regelstrecke können aber auch integrierende oder differenzierende Anteile im Regler (PI- oder PID-Regler) notwendig werden, um eine ausreichende Regelgüte zu erreichen. Solche zusätzlichen Anteile im Regler können bei elektronischen Verstärkern sehr einfach durch Einschalten entsprechender Netzwerke in die Rückführung erreicht werden [7]. Vorhaltanteile sollten mit Vorsicht verwendet werden, da die Führungs- oder Störgrößen bei landwirtschaftlichen Prozessen häufig regellos oder mit regellosen Schwankungen überlagert sind. In solchen Fällen bewirkt der Vorhaltanteil eine Verstärkung der hochfrequenten Anteile des Eingangssignals, was zu einer starken Unruhe des Systems führt.

Dem Ausgangssignal des Verstärkers wird bei Servoventilen häufig ein Brummstrom überlagert, der die Hysterese des Ventils, die infolge von Reibung zustande kommt, herabsetzen soll. Außerdem sind die Ausgänge der Verstärker auf die Ströme, die zur vollen Aussteuerung der Ventile notwendig sind, begrenzt.

2.2 Elektro-hydraulische Stellglieder

2.2.1 Unstetige Stellglieder

Zur Gruppe der un stetigen elektro-hydraulischen Stellglieder gehören 2- oder 3-Punkt-Magnetventile. Sie werden im allgemeinen als Längsventile ausgeführt und der Steuerkolben des Ventils wird direkt von Elektromagneten betätigt. Sie können nur die Richtung des Ölstromes, nicht aber seine Größe steuern. Neben den direkt betätigten Magnetventilen gibt es solche mit hydraulischer Vorsteuerung. Damit ist eine gezielte Einstellung der Öffnungs- und Schließvorgänge des Ventils möglich, was bei speziellen Anwendungsfällen von Bedeutung sein kann. Normalerweise werden vorgesteuerte Magnetventile für sehr große hydraulische Leistungen eingesetzt, weshalb hier nicht darauf eingegangen werden soll.

Bild 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines direkt gesteuerten Vierwege-Magnetventils mit drei Schaltstellungen in Längschieberausführung. Der Steuerkolben wird von zwei Federn in der Mittelstellung gehalten. In dieser Stellung ist ein freier Durchfluß von der Pumpe P zum Rücklauf R vorhanden. Zur Schaltung des Ventils in die linke oder rechte Position ist je ein Elektromagnet vorhanden. Beim Abschalten der Magnete wird der Steuerkolben durch die Federn in die Nullstellung zurückgeführt. Das Bild zeigt links unten die statische Kennlinie des Ventils und rechts einen Öffnungs- und Schließvorgang mit den Größen Spannung U , Strom I und Schieberweg x_S als Funktionen der Zeit.

Verwendete Formelzeichen

C_V	Konstante der Durchflußgleichung des Servoventils
F_K	Kolbenfläche des Hydraulikzylinders
F	Frequenzgang
	F_M des Magnetventils
	F_S des Servoventils
	F_Z des Zylinders
Δi	Differenzsteuerstrom des Servoventils
K_I	Integrationskonstante des Hydraulikzylinders
m_L	vom Hydraulikzylinder bewegte Masse
n	Drehzahl der Pumpe
$p = d/dt$	Laplace-Operator
p_S	Versorgungsdruck des hydraulischen Systems
$\Delta p_L = p_1 - p_2$	Lastdruck
$p_{1,2}$	Öldruck auf der Ein- bzw. Austrittsseite des Zylinders
F_L	Kolbenkraft
Q	Ölstrom
$Q_{1,2}$	Ölstrom auf der Ein- bzw. Austrittsseite des Zylinders
Q_P	von der Pumpe geförderter Ölstrom
Q_N	Nutz-Ölstrom
r	Koeffizient der geschwindigkeitsproportionalen Reibung
r_0	Koeffizient der trockenen Reibung
$T_{1,2}$	Zeitkonstanten
T_t	Totzeit
x_S	Schieberweg
x_K	Sollwert der Regelgröße
x_L	Istwert der Regelgröße
x_W	Regelabweichung
y	Stellgröße
Z	Störgröße
$\pm \epsilon$	Totzone eines Dreipunktgliedes

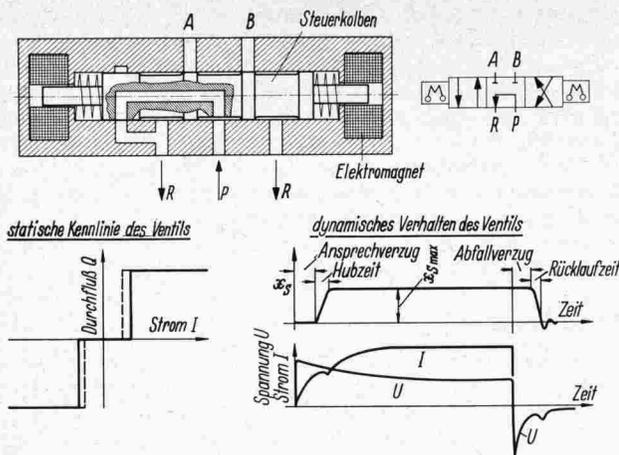


Bild 2. Funktionsprinzip eines direkt gesteuerten Vierwege-Magnetventils mit drei Schaltstellungen.

A, B Stellmotoranschlüsse
P Pumpenanschluß
R Rücklauf

Die statische Kennlinie kennzeichnet das Dreipunktverhalten des Ventils, d. h., es sind nur drei Stellungen möglich: neutral, links- oder rechts-vollauf. Zwischenstellungen können nicht eingestellt werden. Die Hysterese, die gestrichelt angedeutet ist, kommt durch die vorhandene Reibung und die Hysterese der Magnete zustande. Das Bild rechts unten zeigt das Zeitverhalten des Ventils, das im wesentlichen durch das Verhalten der Magnete bestimmt wird [5]. Nach Einschalten der Spannung U benötigt das Ventil eine gewisse Zeit bis zur vollen Öffnung. Diese sogenannte Anzugszeit setzt sich aus einer Ansprechverzugszeit und einer Hubzeit zusammen. Während der Verzugszeit bleibt der Schieber noch in Ruhe, die Hubzeit ist die Zeit von dem Beginn der Hubbewegung bis zur Ruhelage in der geöffneten Position in einer der Öffnungsrichtungen. Beim Abschalten ergibt sich prinzipiell der gleiche Vorgang. Die Abfallzeit setzt sich aus Abfallverzögerung und Rücklaufzeit zusammen. Anzugs- und Abfallzeit müssen nicht gleich groß sein, man kann sie aber durch geeignete Maßnahmen gleich groß machen.

Bei Gleichstrommagnetventilen liegen die Anzugs- bzw. Abfallzeiten in der Größenordnung von 50 bis 100 ms. Für Wechselstrommagnete ergeben sich um etwa 50% kleinere Zeiten, die Anzugs- bzw. Abfallzeiten können hier sogar in der Größenordnung von 10 ms liegen. Auch bei Gleichstrommagneten können durch erhöhten Aufwand, wie Schnell- oder Übererregung gleich kurze Schaltzeiten erreicht werden. Bei der Schnell-erregung wird durch eine Erhöhung der Spannung unter gleichzeitiger Zwischenschaltung eines Ohmschen Widerstandes in den Stromkreis des Magneten eine Herabsetzung der elektromagnetischen Zeitkonstanten erreicht. Bei der Übererregung wird während des Einschaltvorganges kurzzeitig eine höhere Spannung angelegt.

Das Zeitverhalten eines Magnetventils läßt sich durch ein Totzeitglied und ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung mit dem Frequenzgang

$$F_M = \frac{K e^{-T_1 p}}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}$$

beschreiben.

Dieses Verhalten wird in der Regel auch durch den Öldruck und die dynamischen Kräfte beim Durchströmen des Ventils beeinflusst. Über diese Einflüsse lassen sich keine allgemeingültigen Angaben machen, da sie nicht bei allen Ventilen gleich sind. Sie hängen von der jeweiligen Ausbildung des Schiebers ab. Falls diese Einflüsse nicht völlig kompensiert sind, was denkbar ist, bewirken die Strömungskräfte entsprechend ihrer Wirkungsrichtung entweder eine Verringerung der Anzugszeit und eine Vergrößerung der Abfallzeit oder umgekehrt.

Die in Magnetventilen auftretenden Druckverluste sind im allgemeinen gering und können gegenüber anderen Druckabfällen im Hydraulikkreis vernachlässigt werden.

2.22 Stetige Stellglieder

Stetige Stellglieder — sogenannte Servoventile — erlauben es, außer der Richtung des Ölstromes wie bei Magnetventilen auch seine Größe zu steuern, und zwar bei konstanter äußerer Belastung am Stellmotor stetig und proportional zum angelegten Steuerstrom. Diese Ventile werden deshalb Servoventile genannt, weil sie mindestens zweistufig ausgeführt werden, d. h., ein elektromechanischer Stellmotor steuert eine erste hydraulische Verstärkerstufe, die mit hydraulischer Hilfsenergie den Hauptsteuerschieber, die zweite Verstärkerstufe, betätigt. Dadurch wird mit sehr kleinen elektrischen Eingangsleistungen die schnelle Steuerung großer hydraulischer Ausgangsleistungen erreicht. Die Leistungsverstärkung von zweistufigen Servoventilen liegt in der Größenordnung von 10^4 , so daß mit einer Eingangsleistung von 1 Watt eine Ausgangsleistung von 10 kW gesteuert werden kann.

Die stetige Steuerung dieser Ventile wird mit stetig veränderbaren Drosselquerschnitten innerhalb des Ventils durch den Schieber erreicht. Aufgrund dieses Drosseleffektes ist der Wirkungsgrad von Servoventilen gegenüber den Magnetventilen sehr schlecht. Er beträgt theoretisch maximal 66,6%. Das ist der Grund dafür, daß Servoventile für die direkte Regelung von Antrieben großer Dauerleistung nicht geeignet sind. Hier ist die Nachschaltung einer weiteren Verstärkerstufe notwendig. Zum Beispiel eine Pumpe oder ein Motor, die mit einem Servoventil verstellt werden. Von verschiedenen Autoren wird der Einsatz für Direktregelungen bis zu 10 PS Leistungsübertragung für sinnvoll gehalten [3].

Die verschiedenen auf dem Markt befindlichen Typen von Servoventilen unterscheiden sich vor allem durch die Art des elektromechanischen Stellmotors und der hydraulischen Vorsteuerstufe. **Bild 3** zeigt den prinzipiellen Aufbau zweier Servoventile. Beim System EMG besteht die Vorsteuerung aus einem Tauchspulensystem mit Vorsteuerkolben, während beim System SOM ein elektromagnetisch betätigtes und wesentlich schneller reagierendes Düsen-Prallplatten-System verwendet wird. In

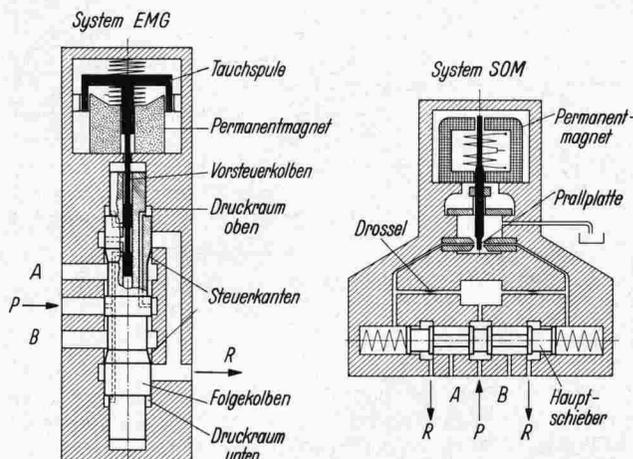


Bild 3. Prinzipskizzen elektro-hydraulischer Servoventile.

A, B Stellmotoranschlüsse
P Pumpenanschluß
R Rücklauf

beiden Fällen besteht der elektrische Antrieb aus einem Spulenpaar, das sich im magnetischen Feld eines Permanentmagneten befindet. Die Spulen werden durch Ströme entgegengesetzter Richtung durchflossen. Sind die Ströme gleich groß, dann befindet sich das System in Nullstellung. Bei der Ansteuerung werden die Ströme gegensinnig geändert und das System wird proportional zur Differenz der Spulenströme Δi ausgelenkt. Die Vorsteuerstufen betätigen den Hauptschieber durch Steuerung der Drücke an seinen Stirnseiten, so daß der vom Hauptschieber zurückgelegte Weg auch proportional der Differenz der in den beiden Spulen fließenden Ströme wird. Da bei entsprechender Ausbildung der Steuerkanten und der Ein- und Austrittsöffnungen die freigegebenen Querschnitte dem Schieberweg proportional sind, ergibt sich ein proportionaler Zusammenhang

zwischen der Durchflußmenge und dem Differenzstrom der Spulen, wenn gleichzeitig der Vordruck und die Last konstant gehalten werden. Beide Ventile sind in der Nullstellung geschlossen. Beim System EMG handelt es sich um eine Steuerung durch kegelförmige Auslaßkanten. Beim System SOM haben sowohl die Einlaß- wie auch die Auslaßkanten des Hauptschiebers eine steuernde Wirkung. **Bild 4** zeigt zwei Kennlinienfelder eines idealen Servoventils. Seine Durchflußformel [3; 7] ergibt sich aus der *Bernoullischen* Gleichung unter der Voraussetzung konstanter Dichte des Öles und konstanter Durchflußkennzahlen der freigegebenen Öffnungen zu:

$$Q = C_v \Delta i \sqrt{p_s - |\Delta p_L|}$$

Darin ist C_v eine vom Steuerstrom und Druck unabhängige Konstante; Δi ist der Differenzstrom der Spulenpaare, dem der freigegebene Querschnitt proportional ist. p_s ist der Versorgungsdruck und Δp_L der Druckabfall im Stellmotor, der durch die Belastung zustande kommt.

In **Bild 4** links sind die Durchflußkennlinien für verschiedene Vordrücke p_s bei unbelastetem Ausgang als Funktion des Differenzstromes aufgetragen. Sie zeigen den proportionalen Zusammenhang zwischen Steuerstrom und Durchfluß für verschiedene Versorgungsdrücke; diese Proportionalität wird von den Ventilen mit guter Näherung erreicht; meistens ist eine geringe Hysterese vorhanden. Die Steigung der Kennlinien, also die Ableitung der Ölmenge nach dem Steuerstrom wird als Durchflußverstärkung bezeichnet, sie ist der Wurzel aus dem Vordruck proportional. Die Ventile haben nur unter der Voraussetzung konstanten Versorgungsdruckes und konstanter Last ein solches lineares Verhalten, d. h., wenn der Wert der Wurzel der Gleichung konstant ist. Das ist aber bei der Mehrzahl der Antriebe nicht der Fall. Man kann zwar den Versorgungsdruck p_s mit geeigneten Aggregaten konstant halten, nicht aber die Last während eines Bewegungsvorganges.

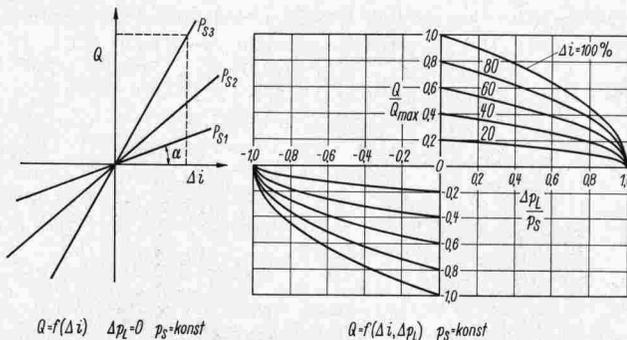


Bild 4. Durchflußkennlinien eines Servoventils.

$$\text{Durchflußverstärkung } \tan \alpha = \frac{dQ}{d\Delta i} = C_v \sqrt{p_s}$$

Der rechte Teil des Bildes zeigt das Kennlinienfeld eines Servoventils in dimensionsloser Darstellung, d. h. den Durchfluß des Ventils als Funktion des Steuerstromes (Differenzstrom) und der Last bei konstantem Versorgungsdruck. Der Steuerstrom ist Parameter; an Ordinate und Abszisse sind Durchfluß und Lastdruck auf ihre jeweiligen Maximalwerte bezogen. Das Kennfeld zeigt, daß sich das Ventil bezüglich der Belastung nichtlinear verhält. Ist die Last Null, dann hat die Durchflußmenge ihr Maximum und im Ventil fällt der gesamte Vordruck ab; das ist notwendig, damit die Ölmenge im gesamten Druckbereich stetig gesteuert werden kann. Erreicht der Lastdruck die Größe des Versorgungsdruckes, dann wird die Durchflußmenge Null. Der Verlauf der Kurven entspricht für konstante Steuerströme einer Wurzelfunktion (Durchflußgleichung). Die Druckabfälle der Ventile für Nenndurchfluß liegen in der Größenordnung von 15 bis 70 kp/cm^2 . Je größer der Druckabfall ist, um so größer ist der stetige Steuerbereich.

Die Schaltzeiten, d. h. die Zeit von der Nullstellung bis zur vollen Öffnung der Ventile, liegen in der Größenordnung von 5 bis 40 ms, sie nehmen mit der Größe der Ventile zu. Das Zeitverhalten des Ventils läßt sich durch den Frequenzgang eines Verzögerungsgliedes zweiter Ordnung beschreiben:

$$F_s = \frac{K}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}$$

Mit Servoventilen lassen sich außerordentlich schnelle und genaue stetige Regelsysteme realisieren, deren Qualität heute durch keine anderen Mittel erreichbar ist, weshalb sie vornehmlich bei Raketen-, Flugzeug- und Werkzeugmaschinensteuerungen verwendet werden. Die Präzision dieser Ventile muß durch einen relativ hohen fertigungstechnischen Aufwand erkauft werden. Ihr Preis beträgt heute noch etwa das fünf- bis zehnfache von Magnetventilen.

2.3 Stellmotoren

Als Stellmotoren, die den vom Ventil gesteuerten Ölstrom in eine mechanische Bewegung umsetzen, können alle Ölmotoren mit gradliniger oder rotierender Bewegung Verwendung finden. Es wird darauf nicht näher eingegangen, weil die Funktion und der Aufbau dieser Elemente weitgehend bekannt ist.

Als Glied des Regelkreises läßt sich ein Stellmotor, wenn man von den Leckverlusten absieht, als integrierendes Glied mit einem Frequenzgang:

$$F_Z = \frac{K_I}{p}$$

darstellen.

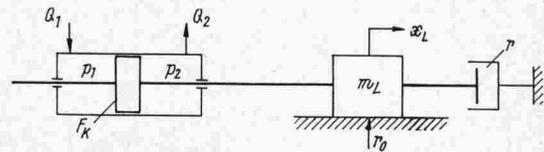


Bild 5. Hydraulischer Zylinder mit Massen- und Reibungsbelastung.

Beschreibungsgleichungen bei starrer Kopplung und inkompressiblem Öl (ohne Leckverluste):

Kraftansatz

$$m_L \ddot{x}_L + r \dot{x}_L + r_0 \text{sign} \dot{x}_L = F_K (p_1 - p_2) = F_K \Delta p_L$$

Zylinderbewegung als Funktion der Ölmenge:

$$\dot{x}_L = \frac{Q_1}{F_K} \quad \text{für } Q_1 = Q_2$$

$$x_L = \frac{1}{F_K} \int Q_1 dt$$

Frequenzganggleichung:

$$F_Z = \frac{K_I}{p} \quad K_I = \frac{1}{F_K} \quad p = \frac{d}{dt}$$

Bild 5 zeigt einen Hydraulikzylinder mit angekoppelter Last [10; 14]. Die Last besteht aus einer Masse und allgemeinen Reibungskräften. In der Bildunterschrift sind die Gleichungen, die die Bewegungen des Zylinders beschreiben, angegeben. Ölmenge und Lastdruck sind über die Durchflußgleichung des Servoventils miteinander gekoppelt, d. h., das Ventil liefert für bestimmte Steuerströme und Lastdrücke Ölmenge, die sich aus dem Kennlinienfeld (**Bild 4**) ergeben. Die angegebenen Bewegungsgleichungen des Zylinders gelten unter der Voraussetzung eines inkompressiblen Mediums, vernachlässigbaren Leckverlusten im Zylinder und starrer Ankoppelung der Last. Die am Zylinder angreifenden Kräfte lassen sich immer aus Massenkräften und Reibungskräften zusammensetzen. Für den Fall einer elastischen Ankoppelung der Last müßte in der Gleichung eine Federkraft hinzugefügt werden. Die Summe aller Kräfte steht im Gleichgewicht mit dem Druckabfall im Zylinder, multipliziert mit seiner Kolbenfläche (gleichflächige Kolben). Der Weg des Zylinders ergibt sich, wenn man von der zufließenden Ölmenge ausgeht, als Zeitintegral dieser Ölmenge.

2.4 Ölversorgung

Die Ölversorgung erfolgt bei Hydraulikkreisläufen mit Handsteuerschiebern oder Magnetventilen mit Hilfe von Konstantstromquellen, d. h. mit Pumpen, die bei konstanter Antriebsdrehzahl eine annähernd konstante Fördermenge abgeben, **Bild 6**. Die Fördermenge fällt bei Belastung aufgrund der steigenden Leckverluste der Pumpe etwas ab. Wird der Lastdruck größer als der im Überdruckventil eingestellte, dann fließt

das Öl über das Überdruckventil. Eine derartige Ölversorgung ohne zusätzlichen Aufwand von Speichern und Abschaltkreisen ist dann sinnvoll, wenn die Ventile in Nullstellung freien Durchfluß haben, was bei Handsteuer- oder Magnetventilen meistens der Fall ist, und wenn immer die gesamte Menge oder ein fester Teil davon benötigt wird.

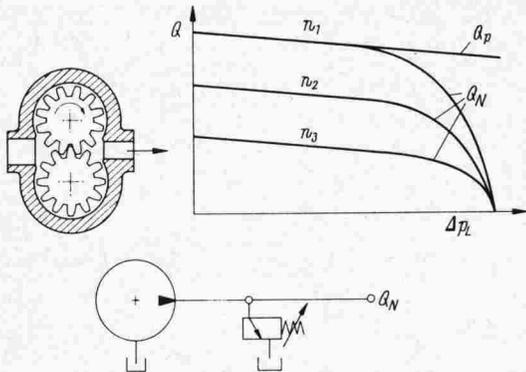


Bild 6. Aufbau und Wirkungsweise einer Konstantstrom-Pumpe.

Servoventile sind aber in Nullstellung geschlossen und benötigen veränderliche Ölmenge. Zur Versorgung von Servoventilen sollten deshalb Konstantdruckquellen eingesetzt werden, die über einen großen Fördermengenbereich und bei geschlossener Stellung des Ventils den eingestellten Druck aufrechterhalten. Bei geschlossenem Ventil fördern sie nur die dann noch auftretenden Leckölmenge und nicht die gesamte Ölmenge über das Überdruckventil. Damit wird die Leistungsbilanz des Kreises verbessert und häufig eine Kühlung durch ein besonderes Aggregat eingespart. Solche Versorgungseinheiten sind mit herkömmlichen Mitteln nur unter großem Aufwand zu verwirklichen, indem entweder Speicher und Abschaltkreise verwendet werden, oder indem eine regelbare Pumpe, meist eine Axialkolbenpumpe, vom Druck so gesteuert wird, daß sie bei Erreichen des eingestellten Druckes auf Nullhub geschwenkt wird (Nullhubpumpe) [7]. Für schnelle Regelkreise, wie z. B. Nachführungen, können auch diese Möglichkeiten nicht immer verwendet werden, da sie zu langsam reagieren, wenn sehr schnell große Ölmenge benötigt werden. Seit einiger Zeit ist eine Flügelzellenpumpe mit Selbstregelverhalten auf dem Markt, deren Exzentrizität vom Druck gesteuert wird, so daß beim Erreichen des eingestellten Druckes die Exzentrizität Null wird.

Bild 7 zeigt das Prinzip der Pumpe und ihr Kennfeld für bestimmte Druckeinstellungen. Sie verhält sich etwa wie ein elektrischer Generator, dessen Strom-Spannung-Kennlinie der Förderstrom-Druck-Kennlinie der Pumpe entspricht, d. h., der Druck ist über einen großen Fördermengenbereich annähernd konstant. Leider ist der Druckbereich dieser Pumpe auf 70 kp/cm² beschränkt, nur in zweistufiger Ausführung können Drücke bis 140 kp/cm² erreicht werden. Zu erwähnen ist, daß auch in Analogie zur elektrischen Energieversorgung eine parallele Ver-

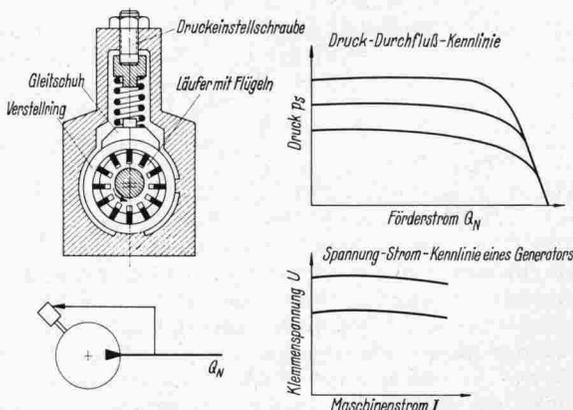


Bild 7. Aufbau und Wirkungsweise einer Konstantdruck-Pumpe (System Continental Hydraulics).

sorgung mehrerer Servoventile mit einer Konstantdruckquelle leichter möglich ist als mit einer Konstantstromquelle, wenn die maximale Fördermenge der Summe der Schluckmengen aller Verbraucher entspricht.

3. Funktion von Regelkreisen

Im folgenden soll die Wirkungsweise eines stetigen und eines unstetigen Regelsystemes beschrieben werden. Dabei wird sowohl ihr Verhalten unter Einwirkung sprungförmiger als auch regelloser Führungs- oder Störgrößen beschrieben. Sprungförmige Abweichungen können etwa bei Nachführungen an Pflanzenreihen auftreten. Regellose Führungs- oder Störgrößen sind z. B. bei Pflugregelungen, Durchsatz- und Schneidwerkshöhen-Regelungen am Mährescher vorhanden.

Zur mathematischen Beschreibung hydraulischer Regelsysteme ist zu sagen, daß diese Systeme immer nichtlinear sind [15]. Sie lassen sich mathematisch nur mit Hilfe von nichtlinearen Differentialgleichungen beschreiben. Eine geschlossene allgemeine Lösung dieser Gleichungen ist aber nicht möglich. Nur durch mehr oder weniger grobe Vereinfachungen kann eine Linearisierung und damit eine geschlossene Lösung erreicht werden. Eine genaue Berechnung ist nur mit elektronischen Rechenmaschinen möglich, vor allem Analogrechner sind dafür bestens geeignet. Es werden im folgenden einige Ergebnisse gezeigt, die mit einem Analogrechner ermittelt wurden.

3.1 Verhalten eines stetigen Regelkreises bei sprungförmigen Eingangsgrößen

Zunächst sollen Aufbau und Funktion eines stetigen Lageregelkreises, der im Institut für landtechnische Grundlagenforschung für selbsttätige Nachführungen untersucht wurde, behandelt werden [1; 13]. **Bild 8** zeigt den prinzipiellen Aufbau und das Blockschaltbild des Regelkreises. Fühler und Werkzeug sind mit zwei Drehfeldgebern gekoppelt, die unterhalb einer Winkeldifferenz von 10° eine zur Winkelabweichung von Fühler und Werkzeughebel proportionale Spannung an den Verstärker liefern. Hinter dem Verstärker befindet sich ein Tauchspulen-

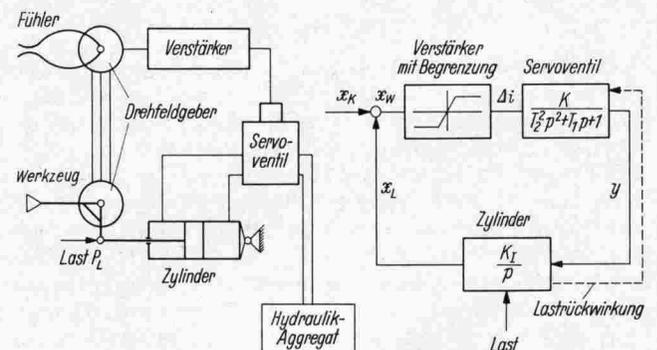


Bild 8. Prinzipieller Aufbau und Blockschaltbild eines stetigen Regelkreises.

Servoventil, System EMG, das den doppelwirkenden Zylinder steuert. Rechts im Bild ist das vereinfachte Blockschaltbild des Kreises mit den Frequenzgangleichungen des Servoventils und des Zylinders angegeben. Für den Verstärker ist eine Begrenzer-Kennlinie eingetragen. Der maximale Ausgangsdifferenzstrom des Verstärkers beträgt ± 300 mA. Die durch die Last hervorgerufenen Änderungen des Übertragungsverhaltens sind im Blockschaltbild durch die gestrichelte Linie angedeutet. Die Last ist als am Zylinder angreifend angenommen.

Bild 9 zeigt das Oszillogramm eines Übergangsprozesses dieses Systems aufgrund eines Sollwertsprunges von etwa 20 cm, bei dem in der Bodenrinne ein Werkzeug im Boden quer zur Fahrtrichtung verstellt wurde. Die obere Kurve zeigt den Verlauf der Regelgröße x_L , also den Weg des Werkzeuges. Nach dem Einschalten des Verstärkers springt der Steuerstrom Δi auf seinen maximalen Wert von 300 mA, d. h., der Verstärker ist bis an seine Begrenzung angesteuert. Nach etwa 0,03 s hat die Bewegung bereits ihre volle Geschwindigkeit erreicht, sie läuft

nach einer Zeit von 0,33 s ohne Überschwingen in den Sollwert ein, d. h., Abweichungen von etwa 20 cm sind bei der vorhandenen Last von $P_L \approx 400$ kp am Hydraulikzylinder in 0,33 s mit hoher Genauigkeit ausregelbar. Zwischen Zylinder und Werkzeug befindet sich eine Hebelübersetzung von etwa 1 : 3, so daß die Last am Werkzeug etwa 130 kp beträgt. Die dem Steuerstrom Δi überlagerte Schwingung ist der bereits erwähnte Brummstrom.

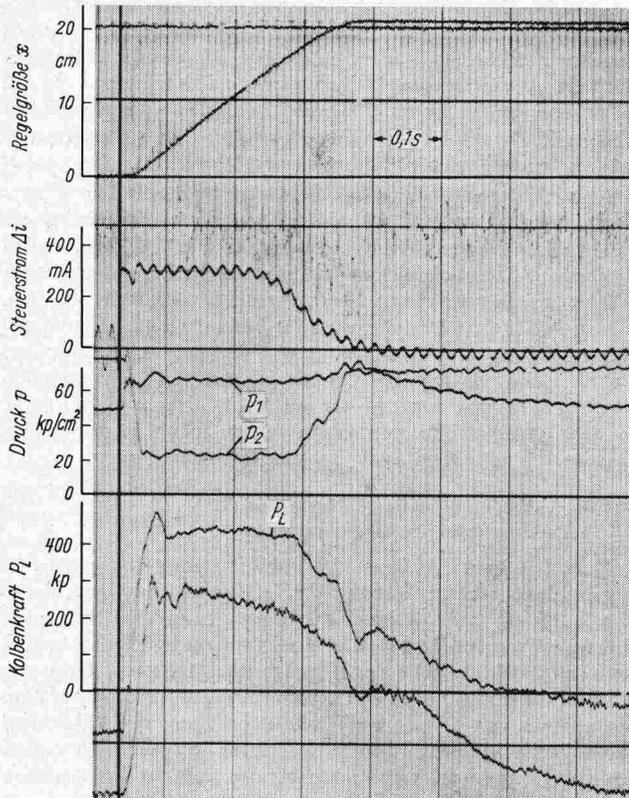


Bild 9. Oszillogramm eines Übergangsprozesses des Systems nach Bild 8.

Den Übergangsprozeß kann man als optimal bezeichnen, da er für die vorliegenden Verhältnisse in kürzester Zeit und ohne Überschwingen erfolgt, und damit Forderungen erfüllt, die an viele Nachführungssysteme gestellt werden müssen [6; 9; 13]. Die Genauigkeit ist sehr gut, die bleibenden Abweichungen können bis auf Bruchteile eines Millimeters verkleinert werden, was bei Werkzeugmaschinen notwendig, bei Landmaschinen aber nicht erforderlich ist.

Schnelligkeit und Genauigkeit sind bei allen Systemen gegenläufige Forderungen. Würde man die Verstärkung, die hier etwa 40 mA/cm beträgt, mit dem Ziel, den Übergangsvorgang zu beschleunigen, erhöhen, dann wird der Vorgang zunächst überschwingen; bei weiterer Steigerung der Verstärkung würde das System instabil werden.

Um diesen Einfluß der Verstärkung zu zeigen, sind im **Bild 10** Übergangsvorgänge und Lastverläufe des gleichen Systems bei ähnlichen Lastverhältnissen für einen Sollwertsprung von 10 cm gezeigt, die mit einem Analogrechner ermittelt wurden.

Die Verstärkung 1,75 in diesem Bild entspricht der Verstärkung bei dem Versuch, der im Oszillogramm (Bild 9) gezeigt wurde. Der Übergangsprozeß erfolgt ohne Überschwingen. Vergrößert man nun bei sonst gleichen Verhältnissen die Verstärkung, dann tritt zunächst ein Überschwingen auf (Kurve 5) und bei etwa dem sechsfachen Wert der optimalen Verstärkung wird das System instabil, d. h., es tritt eine Dauerschwingung von etwa 10 Hz auf, die bei den mit gleicher Frequenz oszillierenden Kräften mit Spitzenwerten von etwa 600 kp das System in kurzer Zeit zerstören würden. Wichtig ist, daß beim praktischen Betrieb ein ausreichender Abstand von dieser Grenze gehalten wird.

Die Gefahr einer Instabilität des Systems ist um so größer, je langsamer das Servoventil reagiert und je höher die Stell-

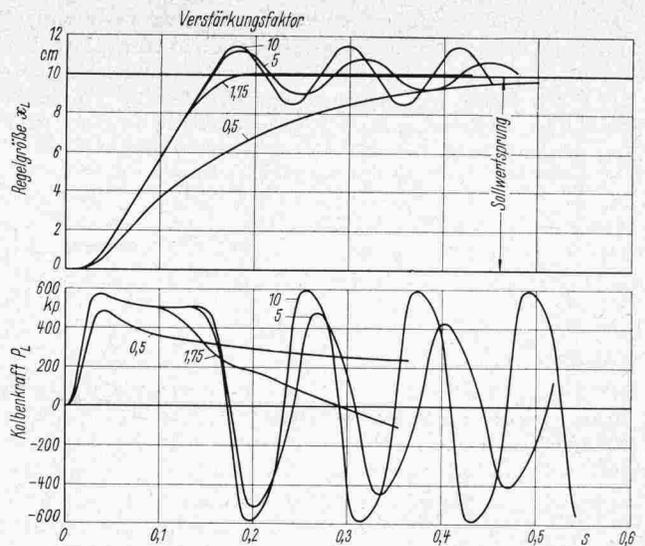


Bild 10. Gerechnete Übergangsfunktionen und Kraftverläufe eines stetigen Nachführungssystems (nach Bild 8).

geschwindigkeit ist. Das hier verwendete Ventil hat eine Öffnungszeit von etwa 40 ms, d. h., es handelt sich um ein relativ langsames Ventil. Würde die Öffnungszeit des Ventils kleiner sein, dann würde erst bei größeren Werten der Verstärkung die Stabilitätsgrenze erreicht werden. Für ein bestimmtes Ventil sind schnellere Übergangsvorgänge bei ausreichender Stabilität nur mit zusätzlichem Aufwand durch Rückführung der Regelgrößen auf den Verstärkereingang zu erreichen, worauf hier nicht näher eingegangen werden soll. Bei Servoventilen hängt die Stabilitätsgrenze auch von der Art und der Größe der Last ab. Da die gesteuerte Ölmenge und damit die Stellgeschwindigkeit des Zylinders von der Last bestimmt wird, kann ein System, das unter Last stabil ist, im Leerlauf instabil werden. Optimale Einstellungen des Reglers gelten deshalb immer nur für ganz bestimmte Lastfälle.

3.2 Verhalten eines unstetigen Regelkreises bei sprunghaftem Eingangssgrößen

Bild 11 zeigt den prinzipiellen Aufbau und das Blockschaltbild eines unstetigen Regelkreises, der für den gleichen Zweck wie der stetige eingesetzt werden kann.

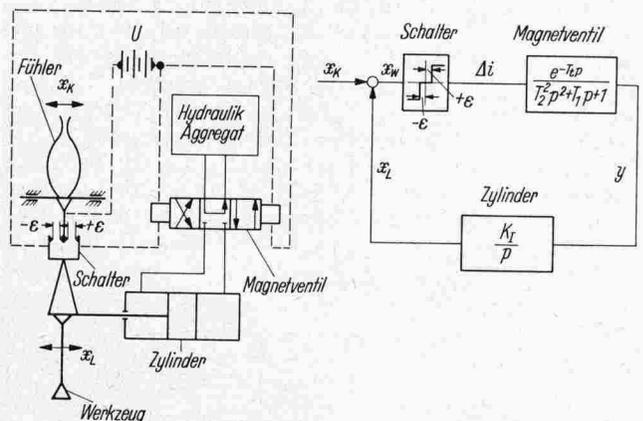


Bild 11. Prinzipieller Aufbau und Blockschaltbild eines unstetigen Regelkreises (Dreipunkt-Lageregelkreis).

Der Fühler betätigt einen Schalter, der direkt mit dem Werkzeugträger verbunden ist. Durch den Schalter wird der linke oder rechte Magnet des Magnetventils eingeschaltet und das Werkzeug in Fühlerichtung nachgeführt, bis der Kontakt wieder geöffnet ist. Der Schalter hat einen Unempfindlichkeitsbereich (Totzone) innerhalb dessen der Fühler bewegt werden kann, ohne das ein Schaltvorgang ausgelöst wird. Rechts ist das Blockschaltbild des Kreises angegeben. Der Schalter ist durch eine

Relaiskennlinie mit Totzone dargestellt. Das Magnetventil ist durch eine Frequenzganggleichung, die sein Zeitverhalten beschreibt, symbolisiert. Für den Stellzylinder ist die Frequenzganggleichung eingetragen. Bei diesem System sollen die Einflüsse von Totzone und Stellgeschwindigkeit des Zylinders sowie der Schaltzeiten des Ventiles betrachtet werden. **Bild 12** zeigt Übergangsprozesse sowie Schaltvorgänge des Schalters und des Magnetventils, die mit einem Analogrechner aufgenommen wurden. Die Totzone des Schalters wurde mit $\varepsilon = \pm 1$ cm angenommen. Der Sollwertsprung beträgt 10 cm. Für das Magnetventil wurde ein Ansprechverzögerung und eine Hubzeit von je 30 ms angenommen. Die Last ist hier, da die Ölversorgung mit einer Konstantstromquelle erfolgt, von untergeordneter Bedeutung.

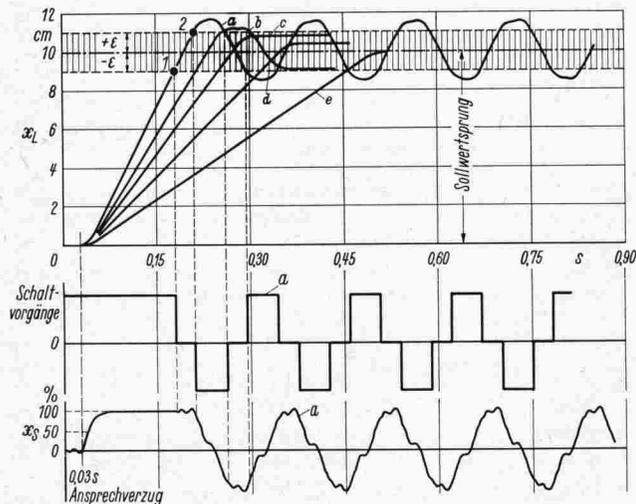


Bild 12. Gerechnete Übergangsfunktionen und Schaltvorgänge eines Dreipunkt-Nachführungssystems nach Bild 11.

$\pm \varepsilon$ Totzone des Schalters
 x_S Schieberweg des Magnetventils

Variiert wurde die Stellgeschwindigkeit des Zylinders. Bei einer Stellgeschwindigkeit von etwa 60 cm/s wird auch dieses System instabil. Die Instabilität tritt ein, weil das Magnetventil zu träge reagiert. Betrachtet man den Zusammenhang zwischen Übergangsfunktion Kurve a und den zugehörigen Schaltvorgängen des Schalters und des Ventils, dann wird das deutlich. Am Punkt 1 erreicht die Regelgröße die untere Grenze der Totzone und der Schalter öffnet den Stromkreis. Das Ventil bleibt aber aufgrund seiner Trägheit geöffnet, so daß die Regelgröße sich weiterhin bewegt. Das Ventil ist auch noch geöffnet, wenn die Regelgröße die obere Grenze der Totzone erreicht (Punkt 2), an der der Schalter den entgegengesetzten Magneten einschaltet und eine Bewegung in umgekehrter Richtung einleitet. Dieser Vorgang wiederholt sich, und es kommt eine Dauerschwingung von etwa 7 Hz zustande. Das System arbeitet nur dann stabil, wenn der Übergangsprozeß innerhalb der Totzone zur Ruhe kommt. Bei verschwindender Totzone ist das System überhaupt nicht zu stabilisieren. Man muß also entweder die Totzone bei nichtänderbarer Stellgeschwindigkeit vergrößern, was eine größere Ungenauigkeit zur Folge hat, oder man muß bei nicht-änderbarer Totzone die Stellgeschwindigkeit herabsetzen, was im Bild gezeigt ist.

Es gibt nur eine Stellgeschwindigkeit, für die die Regelgröße genau auf den Sollwert einläuft, bei jeder anderen Geschwindigkeit ergeben sich positive oder negative Fehler, deren maximale Werte der halben Totzone entsprechen. Wichtig ist auch hier, daß die Ventile zur Erzielung hoher Geschwindigkeiten sehr schnell sein müssen, was man notfalls bei Gleichstrommagneten durch die am Anfang angedeuteten Maßnahmen, wie Schnell- oder Übererregung erreichen kann. Ein Vergleich des stetigen mit dem unstetigen System zeigt, daß das stetige System schneller und genauer ist, und daß man sein Verhalten bei reinen Verstärkungsregelungen leicht durch Änderung der Verstärkungen beeinflussen kann. Diese Eigenschaften müssen aber durch einen relativ hohen technischen Aufwand erkauft werden. Mit unsteti-

gen Stellgliedern lassen sich schnelle und genaue Systeme nur schwierig erreichen. Der Vorteil unstetiger Systeme liegt in der größeren Einfachheit des Aufbaues und in ihrem niedrigeren Preis. Es muß in jedem Anwendungsfall abgewogen werden, welches System den jeweiligen Anforderungen am besten gerecht werden kann.

3.3 Verhalten von Regelsystemen bei regellosen Eingangsgrößen

Die Ausführungen des vorangegangenen Kapitels betrafen das Übergangsverhalten von hydraulischen Regelsystemen bei sprungförmigen Eingangsgrößen. Die hier verwendeten Kriterien zur Beurteilung der Güte der Systeme sind bei Eingangsgrößen, die regellos sind, nicht anwendbar. Ein System, was sich für einen Sprungeingang optimal verhält, muß für einen regellosen Eingang nicht auch optimal sein. In der Theorie und in anderen Bereichen der Technik werden Regelsysteme mit regellosen Eingangsgrößen häufig nach dem Minimum des mittleren quadratischen Fehlers optimiert [12]. Bei landtechnischen Problemen würde ein solches Kriterium zu streng sein, da man meistens eine gewisse Größe des Fehlers zulassen kann. Bei Pflugregelungen wird zum Beispiel eine Genauigkeit von $\pm 10\%$ des Sollwertes gefordert. Die Forderung nach minimalem Fehler hat außerdem einen hohen Leistungsverbrauch zur Folge, und die Systeme befinden sich in dauernder Bewegung, wodurch die Lebensdauer verringert wird.

Als Kriterium für die Beurteilung von Systemen bei regellosen Eingängen und bestimmten zulässigen Fehlern kann z. B. die Zahl der Regelvorgänge, die für die geforderte Genauigkeit unbedingt notwendig ist, benutzt werden. Es soll hier nicht auf die sehr umfangreiche Theorie der optimalen Regelungen eingegangen werden, sondern lediglich die Wirkung einer Totzone von Stellgliedern bei regellosen Eingängen diskutiert werden.

Bild 13 zeigt je zwei Arten von unstetigen und stetigen Stellgliedern, deren Eingangsgröße regellos ist. Einmal sind die Glieder ohne, einmal mit Totzone ausgebildet. Aufgetragen ist die Bewegung der Stellglieder, was bei Ventilen der Bewegung des Schiebers entspricht. Von Verzögerungseinflüssen, die in jedem Stellglied enthalten sind, wurde der Einfachheit halber abgesehen, d. h., die Stellglieder arbeiten trägheitslos.

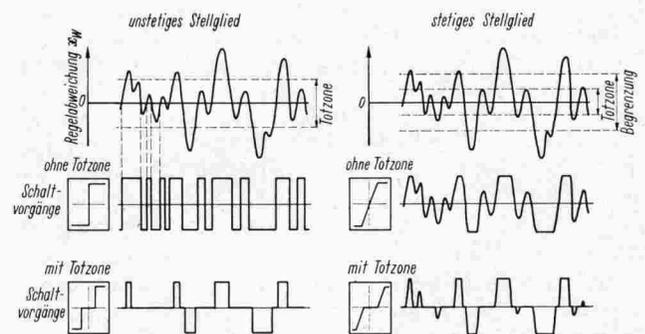


Bild 13. Schaltvorgänge von Stellgliedern bei regellosen Eingangsgrößen.

Sowohl das unstetige als auch das stetige Stellglied ohne Totzone sind immer in Bewegung oder voll geöffnet, was bedeutet, daß auch ein Regelsystem mit solchen Stellgliedern bei gleicher Eingangsgröße niemals zur Ruhe kommen würde.

Nach Einführung einer Totzone befinden sich beide Stellglieder für bestimmte Zeiten in der Nullstellung und damit die Regelsysteme in Ruhe. Eine der einfachsten Maßnahmen, die Unruhe der Systeme zu vermindern, besteht also in der Einführung einer Totzone. Bei Magnetventilen erreicht man eine veränderliche Totzone mit Verstärkern oder Schaltern, bei stetigen Servoventilen kann eine veränderliche Totzone mit einem Schwellwertglied oder durch positive Überdeckung des Schiebers im Ventil realisiert werden.

Eine andere Möglichkeit, die Unruhe der Systeme zu vermindern, besteht darin, dem Verstärker Filter vorzuschalten, die die Führungs- oder Störgröße glätten, so daß die Stellglieder mit weniger unruhigen Größen angesteuert werden, das kann

aber Schwierigkeiten bezüglich der Stabilität der Systeme bereiten.

Bild 14 zeigt das Verhalten eines elektro-hydraulischen Pflugregelsystems, an dem im Institut für landtechnische Grundlagenforschung gearbeitet wird, über das aber noch keine abschließenden Ergebnisse vorliegen. Das System entspricht in seinem prinzipiellen Aufbau etwa dem in Bild 11 gezeigten un stetigen System mit Magnetventil, mit dem Unterschied, daß die Regelgröße „Pflugtiefe“ über eine Tastrolle und ein stetiges elektrisches Meßglied gemessen wird. Das Ventil wird durch einen Verstärker, mit dessen Hilfe die Totzone variiert werden kann, angesteuert.

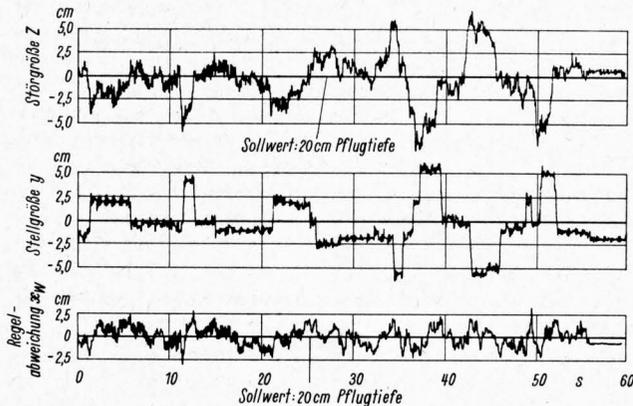


Bild 14. Verhalten eines un stetigen elektro-hydraulischen Regelsystems für die Pflugtiefe bei der Feldarbeit.

Bei dem im Bild gezeigten Versuch mit einer Meßstrecke von 50 m auf einem Stoppelacker beträgt die Totzone bezogen auf die Pflugtiefe etwa $\pm 1,5$ cm. Die obere Kurve (Störgröße Z) zeigt die Abweichung der Pflugtiefe ohne Regelung bei starrem Anbau des Pfluges am Schlepper. Da diese Störung bei eingeschaltetem Regelsystem nicht meßbar ist, wurde sie aus den beiden anderen Größen, der Stellgröße und der Regelabweichung, die auf Magnetband registriert wurden, mit dem Analogrechner errechnet.

Die mittlere Kurve (Stellgröße y) zeigt die Stellvorgänge der Hubwelle der Hydraulik, die in entsprechende Tiefenänderungen umgerechnet sind. Die untere Kurve (Regelabweichung x_w) zeigt die Abweichung der Pflugtiefe vom Sollwert (20 cm) bei eingeschaltetem Regelsystem. Der Mittelwert des Betrages dieser Abweichung beträgt etwa 5% des Sollwertes, also 1 cm, wobei nur etwa alle 2,5 s ein Regelvorgang stattfindet. Da die Fahrgeschwindigkeit etwa 1 m/s betrug, entspricht das einem Regelvorgang auf 2,5 m Fahrstrecke.

Ein Vergleich der Pflugtiefe mit und ohne Regelung zeigt die Verbesserung der Tiefenführung des Pfluges mit einer sehr geringen Anzahl von Regelvorgängen pro Zeit- oder Weineinheit, was durch den Einfluß der Totzone erreicht wurde. Damit ist noch keine abschließende Beurteilung des Systems möglich, es sollte hier nur die Wirkung der Totzone an einem praktischen Beispiel gezeigt werden.

Mit einem stetigen System können ähnliche Ergebnisse erreicht werden, wenn die stetigen Stellglieder mit Totzonen versehen werden. Die heute verwendeten Pflugregelsysteme sind stetige Systeme mit Totzone, nur in mechanischer Ausführung. Die un stetigen elektro-hydraulischen Regelsysteme haben aber gegenüber den stetigen den Vorteil größerer Einfachheit und sind billiger.

4. Schlußbetrachtung

Bei der Automatisierung landwirtschaftlicher Arbeitsprozesse lassen sich mit elektro-hydraulischen Bauelementen sehr flexible und anpassungsfähige Regelungs- und Steuersysteme aufbauen. Die elektrischen Meßglieder bieten den Vorteil einer leichten Übertragbarkeit der Meßwerte, d. h., die Meßglieder können ohne Rücksicht auf die anderen Elemente des Kreises angeordnet

werden. Eine Mischung mehrerer Signale ist mit elektrischen Verstärkern sehr einfach möglich.

Die elektro-hydraulischen Stellglieder und hydraulischen Stellmotoren bieten den Vorteil kleiner Baugröße, hoher Leistungsdichte, großer Ansprech- und Stellgeschwindigkeit. Wegen dieser Eigenschaften sind die Bauelemente anderen Systemen überlegen, weshalb ihre Anwendung in fast allen Gebieten der Technik im Vordringen ist [3; 8].

Der grundsätzliche Aufbau der Elemente und die prinzipielle Wirkungsweise elektro-hydraulischer Systeme wurde gezeigt und erörtert. Auch bei Automatisierungsaufgaben in der Landtechnik können viele Probleme, von denen nur einige angedeutet wurden, mit Hilfe elektro-hydraulischer Bauelemente erfolgreich gelöst werden.

5. Schrifttum

- [1] Batel, W., und R. Thiel: Über die selbsttätige Regelung an Landmaschinen. *Grundl. Landtechn.* Heft 14 (1962) S. 5/13.
- [2] von Bertele, H.: Stoßstellen zwischen Elektronik und mechanischen, hydraulischen sowie pneumatischen Bauelementen. *antriebstechnik* 4 (1965) Nr. 6, S. 199/204.
- [3] Blackburn, J. F., G. Reethof und S. L. Shearer: Fluid power control (Regelung durch Strömungsenergie). Bd. 2 (Regel- und Steuerelemente) und Bd. 3 (Regel- und Steuersysteme). Mainz: Krausskopf-Verlag 1962.
- [4] Dürr, A.: Probleme elektro-hydraulischer Steuerungen. *Konstruktion* 8 (1956) H. 5, S. 192/203.
- [5] Führer, E.: Schaltvorgänge bei Hydraulik-Steuer magneten. *ölhydraulik u. pneumatik* 10 (1964) Nr. 4, S. 127/35.
- [6] Gille, J. C., M. Pelegrin und P. Decaulne: Lehrgang der Regelungstechnik. Band I: Theorie der Regelungen. R. Oldenbourg-Verlag, München, und VEB-Verlag Technik, Berlin 1960.
- [7] Himmler, C. R.: Elektrohydraulische Steuersysteme. Mainz: Krausskopf-Verlag 1967. (Buchreihe „ölhydraulik und pneumatik“ Bd. 8).
- [8] Nahm, G., und K. Steinmetz: Elektrohydraulische Regelung. *Herion-Informationen Stuttgart*, Heft 3 und 4 (1965).
- [9] Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. 3. Aufl. Weinheim: Verlag Chemie 1960.
- [10] Rausch, R. G.: The analysis of valve-controlled hydraulic servomechanisms. *Bell System Technical Journal*, New York 38 (1959) S. 1513/49.
- [11] Solodownikow, W. W.: Grundlagen der selbsttätigen Regelung. Bd. 1 und 2. R. Oldenbourg-Verlag, München, und VEB-Verlag Technik, Berlin 1959.
- [12] Solodownikow, W. W.: Einführung in die statistische Dynamik linearer Regelungssysteme. R. Oldenbourg-Verlag, München und Wien, und VEB-Verlag Technik, Berlin 1963.
- [13] Thiel, R.: Regelungssysteme zur selbsttätigen Nachführung von landwirtschaftlichen Werkzeugen und Maschinen. *Grundl. Landtechn.* Heft 16 (1963) S. 31/39.
- [14] Turnbull, D. E.: The response of a loaded hydraulic servomechanism. *Proceedings, Institute of Mechanical Engineers*, London. 173 (1959) Nr. 9, S. 270/93.
- [15] Wang, P. K. C.: Mathematical models for time-domain design of electrohydraulic servomechanisms. *Transactions AIEE (Applications and Industry)* 80 (1961) S. 252/60.
- [16] Lehrbuch der Automatisierungstechnik, Eine Einführung in die Grundlagen. Basel: Pfalz-Verlag 1965.
- [17] von Zabeltitz, Chr.: Meß- und Übertragungsprobleme bei der Automatisierung in der Landtechnik (in diesem Heft).

☆