

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 85 (1967)  
**Heft:** 36: 10. Europäische Werkzeugmaschinen-Ausstellung: Hannover, 17. bis 26.9.1967

**Artikel:** Hydraulische Signaltechnik  
**Autor:** Profos, Paul  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-69527>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 03.04.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

chanischer Kolbenkopplung annähernd verlustlos sichert [3]. Die Rohrqualität wird von dem Kolbendruck beeinflusst, unter dem das Blech eine bestimmte Zeit stehen muss. Die zuständigen Steuerwerte konnten nur empirisch ermittelt, und die erforderliche feinfühligkeit Verstellbarkeit nicht vorausgerechnet werden.

Die einzuschlagenden Wege, um die öhydraulische Antriebstechnik im Rahmen allgemeiner Rationalisierung umfangreicher zur Nutzung zu bringen, sind vorgezeichnet aber offensichtlich noch nicht ausreichend erkannt [6].

### Zusammenfassung

Das öhydraulische Antriebssystem ist gekennzeichnet durch das druckproportionale Moment  $M = Vp/2\pi$  in Abhängigkeit vom wahlweise verstellbaren Hubvolumen der Verdrängerpumpen bzw. Motoren und Zylinder. Die auf dem Markt befindlichen Pumpen, Motoren und Ventile sind hinreichend erprobt. Die industrielle Konstruktionsentwicklung strebt höhere Lebensdauer und niedrigere Fertigungskosten an; die Öhydraulik-Forschung hat weniger die Aufgabe der konstruktiven Geräteentwicklung selbst als mehr der Erschliessung weiterer Möglichkeiten zur Nutzbarmachung dieser Antriebstechnik. Die Echorückkopplung der Pulsation, der Druckwellenrücklauf als Steuerungsmittel, die elektronische Umformung des Reglerimpulses und andere grundlegende Vorgänge bis zur unmittelbaren Umwandlung der Öldruck-Energie in ein elektrisches Potential, Strömungsvorgänge, Temperaturverhalten, Verbesserung der messtechnischen Verfahren usw. sind Hauptaufgaben der technisch-wissenschaftlichen Untersuchungen. Viele Konstruktionsgebiete sind heute ohne Öhydraulik nicht mehr denkbar, insbesondere der Pressenbau, der Schwerlasttransport, die Werkzeugmaschine, die Baumaschine einschliesslich Fahrtrieb, die Flugzeugsteuerung, die Signal- und Regler-Technik u.a.m.

Die Industrie hält leider echte betriebswirtschaftliche Erfolgskosten-Vergleichsrechnungen und positive Erfolgsszahlen über Öhy-

draulik-Anlagen zurück oder erstellt solche meistens gar nicht. Die unzureichende Kenntnissammlung über bislang Erreichtes und wirklich Erreichbares beengt die Entwicklung. Brauchbare Anhaltzahlen über den stetig wachsenden Bedarf an Öhydraulik sind sehr dürftig. Das folgerichtige Durchdenken der gegebenen technischen Zusammenhänge aufgrund allgemein geltender Regeln der Maschinenelemente, Mechanik und Kinematik ist die Zielsetzung der Diskussionen über die Theorie der Öhydraulik.

### Literaturverzeichnis

- [1] Schlösser, W. M. J. und Ölderan, W. F. T. C.: Eine Analogontheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung. «Antriebstechnik» 1953, S. 5/10. Krauskopfverlag, Wiesbaden.
- [2] Stiess, W.: Pumpen-Atlas I, A. G. T.-Verlag, Ludwigsburg, 1966.
- [3] VDI-Bericht Nr. 57: Öhydraulische Geräte und Anlagen. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1962.
- [4] Breuer, K.: Die Wirkungsweise eines hydrostatischen Flüssigkeitsgetriebes im Vergleich zum hydrodynamischen Getriebe. «Betriebs-technik» 6 (1965), H. 1, S. 1/6. Technischer Verlag H. Resch GmbH, München.
- [5] Breuer, K. und Esser, R. P.: Vortragsreihe Öhydraulik im Haus der Technik e.V., Essen. Vortragsveröffentlichungen 1964, H. 24, S. 1 und 42. Vulkan-Verlag, Essen.
- [6] Breuer, K.: Neue Entwicklungen von hydrostatischen Getrieben. «VDI-Zeitschrift» 106 (1964), H. 6, S. 193/195. Getriebetechnik XV. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1964.
- [7] Breuer, K.: Öhydraulik für die Planung von Maschinen-Hauptantrieben. «TZ für praktische Metallbearbeitung» 56 (1962), H. 2, S. 75/78. Technischer Verlag G. Grossmann GmbH, Stuttgart-Vaihingen.
- [8] Breuer K.: Rationalisierung und Betriebskostensenkung durch Öhydraulik. «Betriebs-technik» 8 (1967), H. 4. Klaus Resch Verlag KG, München-Gräfelfing.

## Hydraulische Signaltechnik

DK 532:62-5

Von Prof. Dr. Paul Profos, ETH, Zürich

### 1. Allgemeines über Wesen und Aufgabe der hydraulischen Signaltechnik

Es hat sich als praktisch und sinnvoll erwiesen, zwischen *Energie-technik* und *Signaltechnik* zu unterscheiden. Der ersten Gruppe ordnet man allgemein die Technik der Energie- und Stoffumformung zu, wobei der Wirkungsgrad ein typisches Kennzeichen der Prozessgüte ist. Die Signaltechnik andererseits dient der Übertragung und Verarbeitung von Informationen, wobei das Signal als Träger der Information auftritt. Im Gegensatz zur Energietechnik spielt hier der energetische Wirkungsgrad praktisch kaum eine Rolle; das Gütemass ist vielmehr die Treue der Signalübertragung.

Diese Unterteilung lässt sich auch auf die Öhydraulik anwenden, indem die Technik der Umwandlung und des Transportes von Energie mit hydraulischen Mitteln (Leistungshydraulik) der Energietechnik zuzuordnen ist. Andererseits sind diejenigen Anwendungsgebiete, die der (leistungsarmen) Umwandlung und Übertragung hydraulischer Signale dienen, zur Signaltechnik zu rechnen. In diesem Sinne soll für die folgenden Betrachtungen hydraulische Signaltechnik der *Technik hydraulischer Steuerung und Regelung* gleichgesetzt werden. Es ist dabei unerheblich, dass mindestens am Ausgang der Steuer- oder Regeleinrichtung meist ein Stellmotor wirkt, der eine gewisse Leistung abgeben kann und auch nach den Gesichtspunkten

der Leistungshydraulik zu bemessen ist. Übergeordneter Gesichtspunkt bleibt aber auch in diesem Fall die Signalübertragung.

Um Missverständnissen vorzubeugen, seien zunächst kurz die Begriffe *Steuerung* und *Regelung* umschrieben. In der allgemeinen Regelungstechnik wird als *Steuerung* ein Vorgang bezeichnet, durch welchen eine physikalische Grösse ( $x_a$ ), die am gesteuerten Prozess auftritt, einer von aussen gegebenen Grösse ( $x_e$ ) in bestimmter Weise zugeordnet wird. Diese Zuordnung erfolgt fortlaufend durch einseitig gerichtete Übertragung von Wirkungen (Signalübertragung), ausgehend von  $x_e$  und endend bei  $x_a$ . Ein *Steuersystem* hat dementsprechend grundsätzlich den Aufbau gemäss dem allgemeinen Blockschaltbild, Bild 1. Die Eingangsgrösse  $x_e$  kann dabei entweder durch den Menschen eingegeben werden oder auch von einem vorgeschalteten *Prozess 1* stammen. Die Ausgangsgrösse  $x_a$  kann über ein Anzeigergerät direkt oder über ein Speichergerät (Schreiber usw.) indirekt wiederum dem Menschen zur Kenntnis gebracht werden. Sie kann aber auch unmittelbar auf einen weiteren *Prozess 2* wirken.

Einzelne Teile der *Steuereinrichtung*, so zum Beispiel der Verstärker, können unter Umständen fehlen, andere, wie die Eingabevorrichtung oder die Vorrichtung zur Wirkungsauslösung, sind immer vorhanden. Ebenso gehört zu einem Steuersystem der *gesteuerte Pro-*

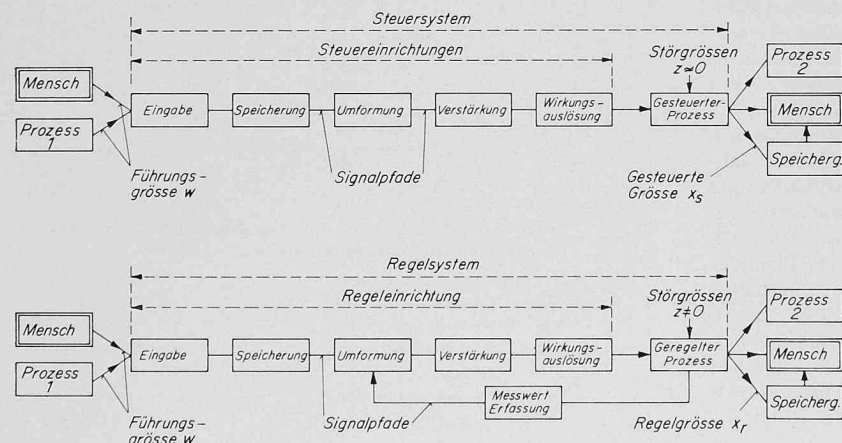


Bild 1. Allgemeines Blockschaltbild einer Steuerung  
Eingangsgrösse  $x_e$  = Führungsgrösse  $w$ ;  
Ausgangsgrösse  $x_a$  = Gesteuerte Grösse  $x_s$

Bild 2. Allgemeines Blockschaltbild einer Regelung  
Eingangsgrösse  $x_e$  = Führungsgrösse  $w$ ;  
Ausgangsgrösse  $x_a$  = Regelgrösse  $x_r$

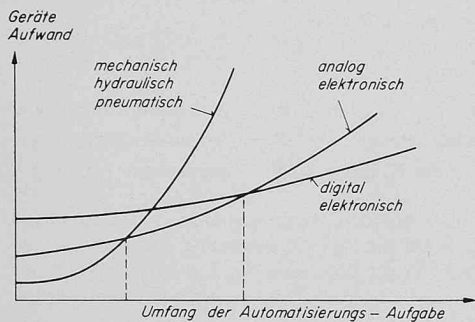


Bild 3. Vergleich der Einsatzbereiche verschiedener Ausführungsformen von Regel- und Steuereinrichtungen

zess, wenn auch mitunter nur in rudimentärer Form. Es ist ein wichtiges Kennzeichen eines Steuersystems und geradezu die Voraussetzung für die Anwendung des Steuerprinzips, dass die auf den gesteuerten Prozess wirkenden äusseren *Störungen z* verhältnismässig klein sind oder sich sehr langsam verändern.

Die *Regelung* ist ein Vorgang, durch welchen eine physikalische Grösse  $x_r$  (Regelgrösse), die am *geregelten Prozess* (Regelstrecke) auftritt, einer von aussen gegebenen Führungsgrösse  $w$  auch gegen die allfällige Wirkung von äusseren Störeinflüssen in gesetzmässiger Weise zugeordnet wird. Dieser Vorgang erfolgt fortlaufend durch Messung der Regelgrösse  $x_r$  und Ableitung von Korrekturwirkungen aus dem Vergleich mit der Führungsgrösse. Das allgemeine Blockschaltbild zeigt Bild 2.

Die Führungsgrösse  $w$  kann wiederum entweder durch den Menschen eingegeben oder durch einen vorgeschalteten *Prozess 1* bestimmt werden. Ebenso kann die Regelgrösse oder eine ihr zugeordnete Grösse direkt oder indirekt dem Menschen zur Kenntnis gebracht werden oder auf einen weiteren *Prozess 2* einwirken. Auch

Tabelle 1. Besondere Merkmale der hydraulischen Signaltechnik

**Vorteile**

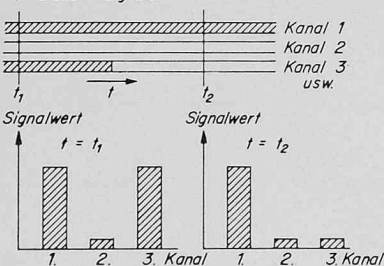
1. Praktisch unbegrenzte Stellkräfte, geringes Leistungsgewicht.
2. Hohe Stellgeschwindigkeiten und Beschleunigungen; Änderung der Geschwindigkeit nach Grösse und Richtung leicht möglich.
3. Aufbau und Wirkungsweise einfach: Wartung durch Personal ohne Spezialkenntnisse möglich.
4. Zuverlässigkeit bei sachgemässer Wartung hoch; Unempfindlichkeit gegen äussere Störeinflüsse; Überlastschutz, Hubbegrenzung usw. einfach auszuführen.
5. Hohe Leistungsverstärkung pro Verstärkerstufe.
6. Dynamisch hochwertige Signalübertragung, auch für relativ hohe Frequenzen.

**Nachteile**

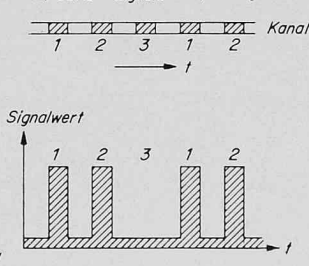
1. Relativ hohe Bearbeitungsgenauigkeit erforderlich.
2. Hin- und Rückleitungen notwendig.
3. Schon kleine Undichtheiten unangenehm (Brandgefahr!).
4. Dauernde Reinhaltung der Arbeitsflüssigkeit erforderlich; bei hohem Arbeitsdruck periodischer Ersatz.
5. Selbsthemmung von Stellorganen erfordert besondere Mittel.
6. Dynamische Eigenschaften von der Zähigkeit (Temperatur, Alterung usw.) sowie von der Kompressibilität (Lufteinschlüsse!) der Arbeitsflüssigkeit stark abhängig.
7. Lange Übertragungsleitungen dynamisch ungünstig.

1. Digitale Signale (Informationswert quantifiziert)

a) Parallel-Signale

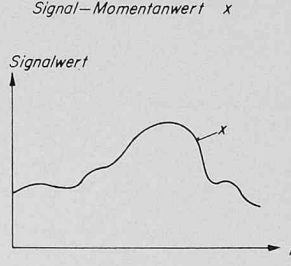


b) Serie-Signale (Impulsfolge)



2. Analoge Signale (Informationswert nicht quantifiziert)

a) Informationswert entspricht Signal-Momentanwert  $x$



b) Informationswert entspricht zeitlichem Mittelwert  $x_m$  des Signals

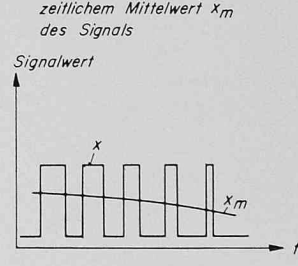


Bild 5. Uebersicht über in der hydraulischen Signaltechnik gebräuchliche Signaltypen

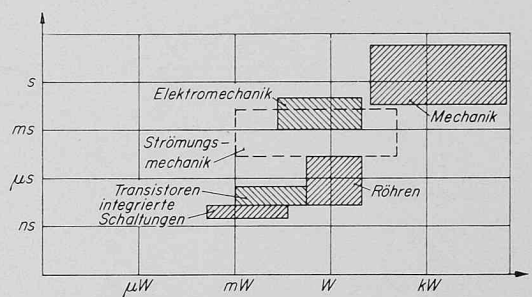


Bild 4. Vergleich verschiedener Ausführungsformen von Geräten für logische Operationen (nach IBM Zürich)

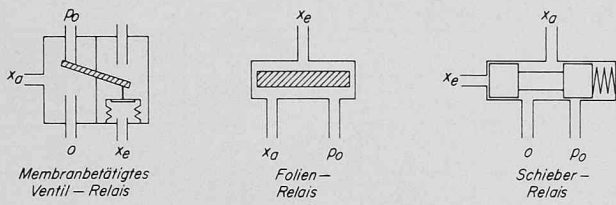
die Regelung braucht nicht notwendigerweise alle im Schema aufgeführten Komponenten zu enthalten; es genügt, dass der Signalfluss im Prinzip in der im Schema angedeuteten Weise verwirklicht wird.

Ein Vergleich der beiden Blockschemata zeigt deutlich den Strukturunterschied der beiden Systeme: Bei der Regelung ergibt sich durch die Messung der Regelgrösse und deren Vergleich mit der umgeformten Führungsgrösse ein *geschlossener Wirkungskreis* (Regelkreis), der bei der Steuerung nicht vorhanden ist.

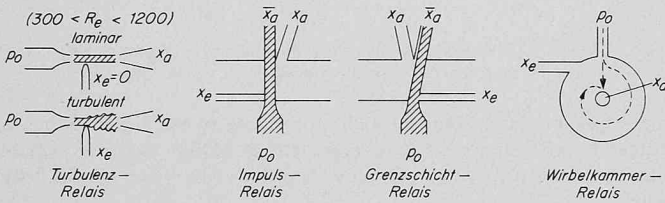
Es ist bekannt, dass Steuer- und Regelsysteme mit den verschiedensten technischen Mitteln verwirklicht werden können, und man findet heute nebeneinander mechanische, hydraulische, pneumatische, elektrische und elektronische Systeme sowie beliebige Kombinationen derselben. Das hat seinen Grund darin, dass jede Ausführungsform mit gewissen Vor- und Nachteilen behaftet ist (siehe Tabelle 1), woraus sich jeweils mehr oder weniger bestimmte Anwendungsgebiete ergeben. Diese Bereiche können technischen Fachgebieten entsprechen, wie beispielsweise Werkzeugmaschinenbau. Sie können aber auch in anderer Weise abgegrenzt sein, indem je nach Umfang der Automatisierungsaufgabe das eine oder andere Verwirklichungssystem geeigneter erscheint. In schematischer Weise ist dieser Sachverhalt in Bild 3 angedeutet, in welchem der Geräteaufwand in Beziehung zum Umfang der jeweiligen Automatisierungsaufgabe gebracht ist. Es ist daraus ersichtlich, dass ganz allgemein heute bei eher geringem Umfang dieser Aufgabe mit Vorteil mechanische, hydraulische oder pneumatische Einrichtungen eingesetzt werden, während elektronische Mittel bevorzugt bei sehr komplexen Automatisierungsaufgaben herangezogen werden.

Dass die hydraulische Signaltechnik durchaus wettbewerbsfähig gegenüber andern Realisierungsformen sein kann, gilt übrigens nicht nur für die klassischen Formen der Regelung und Steuerung, sondern auch für moderne Aufgabenstellungen. Ein typisches Beispiel dafür ist das Gebiet der logischen Operationen, in welchem sich strömungsmechanische Logikeinrichtungen, wie Bild 4 zeigt, neben andern Techniken einen zum Teil konkurrenzlosen Bereich erobert haben. Bei der praktischen Nutzung der dadurch gegebenen Möglichkeiten braucht man durchaus nicht nur an so ausgefallene Gebiete wie etwa die Raumfahrt zu denken.

Die hydraulische Steuerungs- und Regelungstechnik wurde bis vor verhältnismässig kurzer Zeit weitgehend auf empirische Weise entwickelt, und wissenschaftliche Grundlagen sind noch nicht überall in wünschbarem Masse vorhanden. Nun ist aber gerade diese wissenschaftliche Fundierung eine wichtige Voraussetzung für eine erfolgversprechende Weiterentwicklung, indem nur so mögliche Formen der Verwirklichung und Anwendungsmöglichkeiten der Hydraulik wirkungsvoll gegen die Konkurrenz der andern Ausführungsformen der Automatik ausgeschöpft werden können.



1. Mit beweglichen mechanischen Teilen



2. Ohne bewegliche mechanische Teile

Bild 6. Gebräuchliche Verfahren und Mittel der Erzeugung digitaler Drucksignale

2. Hydraulische Signale und ihre Erzeugung

Grundsätzlich bestehen sehr viele Möglichkeiten, unter Benutzung physikalischer Grössen Signale zu bilden, die sich zur Informationsübertragung eignen. Von diesen wird indes in der hydraulischen Signaltechnik nur eine kleine Auswahl praktisch benutzt. Die gebräuchlichsten Typen sind in Bild 5 zusammengestellt. Man kann dabei zunächst *digitale* und *analoge* Signale unterscheiden. Bei den erstgenannten ist die übertragene Information nur in endlichen Abstufungen veränderbar, etwa im Sinne einer Dezimalzahl. Dabei werden für höheren Informationswert des zu übertragenden Signals entweder parallelgeschaltete Signalkanäle benutzt (vgl. Bild 5, 1.a) oder aber unter Benutzung eines einzigen Kanals zeitlich gestaffelte Impulsfolgen (1.b). Die Anwendung dieser Signalformen gewinnt im Hinblick auf die logischen Operationen und digitalen Steuer- und Regelaufgaben rasch an Bedeutung.

Bei den analogen Signalen ist grundsätzlich eine beliebig feine Abstufung des Signalwertes möglich, wobei im einfachsten Fall der Informationswert unmittelbar dem Momentanwert  $x$  des Signals entspricht (2.a). In anderen Fällen ist der zeitliche Mittelwert des Signals für den Informationswert massgebend, entsprechend einem Signalverlauf gemäss 2.b, Bild 5. Die Wahl der einen oder andern Signalart hängt von den jeweiligen Bedingungen ab. Es sei nur darauf hingewiesen, dass die digitalen Signale den besonderen Vorzug geringer Störanfälligkeit haben.

Die physikalischen Grössen, die in der hydraulischen Signaltechnik als Signalträger benutzt werden, sind vor allem *Druck* bzw. *Differenzdruck*, namentlich wenn es sich um praktisch *leistungslose* Signale handelt. Durch den Stellmotor und allfällig vorhandene Verstärkereinrichtungen kann aber auch eine nennenswerte Belastung des Signals auftreten, indem der Arbeitsflüssigkeit Energie entnommen wird. In diesem Fall muss mit Druck- bzw. Druckdifferenzwirkung ein Flüssigkeitsstrom (bzw. Differenzstrom) verbunden sein, entsprechend der Beziehung

$$(1) \quad \dot{V} \Delta p = w F \Delta p = w P = N.$$

Darin bedeuten:

- $\dot{V}$  = Volumenstrom
- $F$  = wirksame Kolbenfläche
- $\Delta p$  = wirksame Druckdifferenz
- $P$  = Brutto-Stellkraft
- $w$  = Geschwindigkeit des Kolbens
- $N$  = abgegebene Leistung

Es wird später nochmals auf den Zusammenhang zwischen Druck und Strom im Hinblick auf die Signalübertragung eingegangen werden. Zunächst soll aber von der Belastung des Signals abgesehen und nur das praktisch leistungslose Drucksignal weiter betrachtet werden.

Zur Erzeugung solcher Drucksignale werden für digitale und analoge Signalarten im allgemeinen verschiedene Verfahren und Mittel angewendet. Bei den *digitalen Drucksignalen* ist davon auszugehen, dass man sie immer als *Binärsignale* benutzt, wobei der Druck im Prinzip nur zwei diskrete Werte annehmen kann. Das bedeutet meistens, dass die das Signal übertragende Leitung im einen Fall mit dem Druckölssystem, im andern Fall mit dem Ablauf verbunden wird. Die dazu nötige Einrichtung kann entweder ein Schalter (bei mechanischer Betätigung) oder ein Relais (bei hydraulischer Betätigung) sein. Daneben sind allerdings auch noch andere Mittel zur Erzeugung solcher Binärsignale im Gebrauch.

Bild 6 zeigt schematisch einige gebräuchliche Ausführungsformen solcher Schaltelemente, und zwar zunächst unter 1. solche mit beweglichen mechanischen Teilen: das membranbetätigte Ventilrelais, das Folienrelais sowie das Schieberrelais. Diese Einrichtungen werden durch die Wirkung des ankommenden Drucksignals  $x_e$  betätigt. Das abgehende Signal ist jeweils durch  $x_a$  bezeichnet und kann entweder den vollen Druckwert  $p_0$  oder den Wert 0 (Ablaufdruck) annehmen. Nach grundsätzlich anderen Prinzipien arbeiten die unter 2. skizzierten Relais, die ohne bewegliche mechanische Teile auskommen. Das Bild zeigt zunächst das Turbulenzrelais, bei dem im einen Schaltzustand ein durch eine Düse erzeugter Flüssigkeitsstrahl ungestört auf eine Fangdüse (rechts) auftrifft, wobei das Ausgangssignal  $x_a$  annähernd den Staudruck entsprechend der kinetischen Strahlenergie annimmt. Im andern Schaltzustand bewirkt das Eingangssignal  $x_e$ , dass ein Hilfsstrahl den Hauptstrahl stört, wodurch die ursprünglich laminare Strahlströmung in eine turbulente umschlägt. Dadurch wird der Strahl aufgelöst, und der Druck in der Fangdüse sinkt annähernd auf Ablaufdruck. Das Impulsrelais arbeitet in ähnlicher Weise, nur wird durch den Hilfsstrahl nicht eine Auflösung, sondern eine Ablenkung des Hauptstrahls bewirkt, entsprechend dem Gesamtimpuls der beiden Strahlen. Beim Grenzschichtrelais erzeugt das Eingangssignal ebenfalls eine Strahlablenkung, wobei allerdings hier nicht der Strömungsimpuls, sondern ein geschickter Grenzschichteffekt (*Coanda-Effekt*) zur Ablenkung benutzt wird. Beim Wirbelkammerrelais wird der Druckabfall einer Wirbelströmung benutzt, indem der eintretenden Flüssigkeit bei Vorhandensein des Eintrittssignals  $x_e$  durch einen Hilfsstrahl eine Umfangskomponente der Geschwindigkeit erteilt wird. Bei fehlendem Signal entfällt die den Druckabfall verursachende Rotationsströmung und der Ausgangsdruck ( $x_a$ ) wird annähernd gleich  $p_0$ .

Da in allen Fällen die Arbeit zur Betätigung des Relais klein ist im Verhältnis zu derjenigen, welche das abgehende Signal leisten

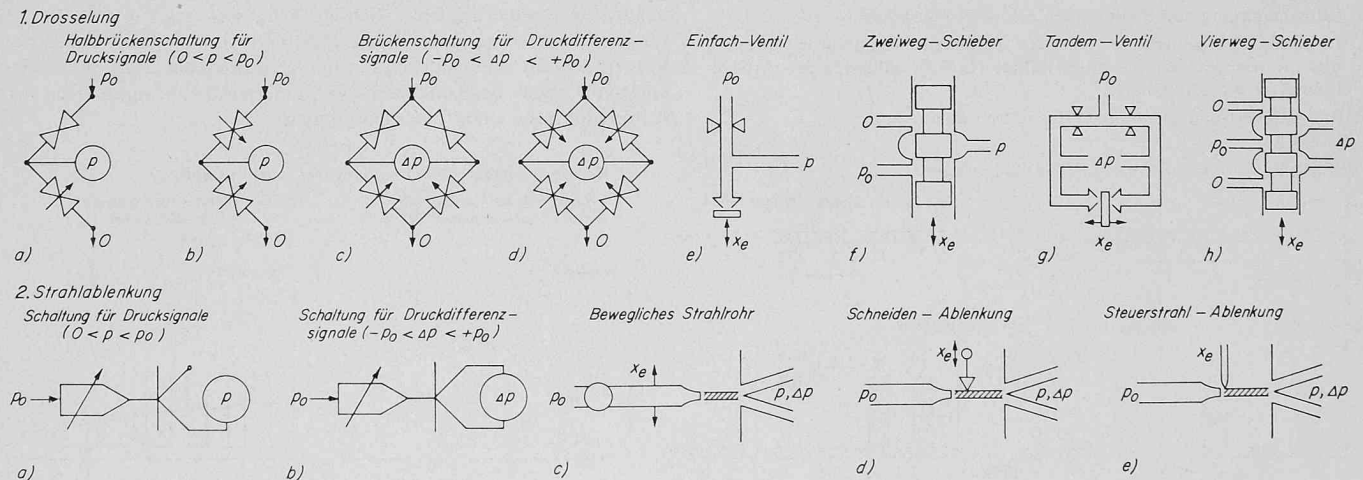


Bild 7. Gebräuchliche Verfahren und Mittel zur Erzeugung analoger Drucksignale

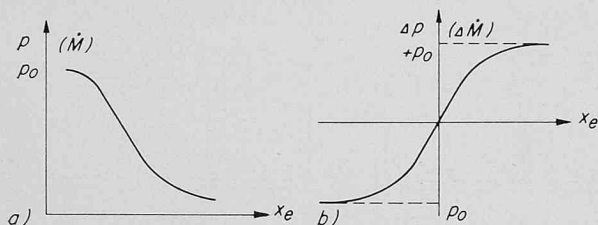


Bild 8. Kennlinien hydraulischer Transmitter bei der Erzeugung leistungsloser Signale

- a) Typus der Kennlinie bei Druck- bzw. Stromsignal
- b) Typus der Kennlinie bei Differenzdruck- bzw. Differenzstrom-Signal

könnte, wirken diese hydraulischen Relais in Analogie zu den elektrischen gleichzeitig als Verstärker, wobei der Verstärkungseffekt sehr erheblich (bis zu  $10^6$ ) sein kann. Deshalb werden diese Elemente oft auch als Verstärker bezeichnet. Im übrigen ist die Namengebung noch nicht einheitlich festgelegt.

Bei der Erzeugung *analoger Drucksignale* bedient man sich im wesentlichen zweier Prinzipien, einerseits der *Drosselung* und andererseits dem *Strahlstau*. Beim Drosselverfahren wird grundsätzlich ein Ölstrom über zwei in Serie liegende Drosselstellen geleitet, wobei der Druck vom Ausgangswert  $p_0$  zunächst auf den dem Signal entsprechenden Wert  $p$  und anschliessend auf den Ablaufdruck 0 sinkt. Durch entsprechende Wahl der Drosselwirkung in diesen beiden Fällen kann dabei dem Druck  $p$  jeder Wert zwischen  $p_0$  und 0 gegeben werden. Damit steht dieses Verfahren in einer gewissen Analogie zum verstellbaren Spannungsabgriff an einem elektrischen Potentiometer. Diese Analogie, die in der Literatur öfters zitiert und benutzt wird, ist allerdings keine vollständige, worauf ausdrücklich hingewiesen sei.

Beim Strahlstauverfahren wird zunächst ein Ölstrahl auf eine Platte gelenkt, wobei die sich in unmittelbarer Nähe der Plattenoberfläche einstellende Druckverteilung für die Erzeugung des Ausgangssignals benutzt wird. In Bild 7 sind eine Anzahl von Verwirklichungsformen dieser beiden Prinzipien schematisch dargestellt. Bei den *Drosselverfahren* nach 7.1 sind zunächst zwei Beispiele für die Erzeugung von *Drucksignalen* mit Hilfe von Ventilen oder Schiebern angeführt. Im ersten Fall (1.a) wird dabei nur eine Drosselstelle durch das Eingangssignal  $x_e$  verändert (was im Schema jeweils durch einen Pfeil durch das Drosselsymbol angedeutet ist); beim Schieber (1.b) werden offensichtlich beide Drosselquerschnitte gleichzeitig, aber gegensinnig verändert. Zur Erzeugung von *Druckdifferenzsignalen* werden zwei solche Doppeldrosselvorrichtungen gegeneinander geschaltet, was zu den in 1.c und 1.d, Bild 7 angegebenen Prinzipschaltungen führt. Beispiele mit Ventilen bzw. Schiebern werden in 1.e, f, g, h, Bild 7 gezeigt.

Ebenfalls in Bild 7 sind unter 2. einige Ausführungsformen des *Strahlstauprinzips* angegeben. Bei der Erzeugung eines Drucksignals wird dabei in der Stauplatte nur eine Bohrung angebracht bzw. benutzt, bei der Erzeugung von Druckdifferenzsignalen deren zwei (vgl. 2.a und 2.b). Die Verschiebung der Strahlauftreffstelle gegenüber den Bohrungen geschieht meist durch Ablenken des Strahls, entweder mit Hilfe eines beweglichen Strahlrohrs 2.c, durch eine Ablenschneide 2.d oder nach dem Impulsprinzip mit Hilfe eines Steuerstrahls, 2.e. Grundsätzlich wäre natürlich auch eine Verschiebung der Prallplatte möglich.

Unter der Voraussetzung eines leistungslosen Ausgangssignals besteht bei allen diesen Verfahren ein fester, stetiger Zusammenhang zwischen den Werten des Eingangssignals  $x_e$  (mechanisch oder hydraulisch) und dem Ausgangsdruck  $p$  (bzw. der Druckdifferenz  $\Delta p$ ). Im Fall eines Drucksignals ist dieser Zusammenhang durch eine Kennlinie nach Bild 8a charakterisiert, bei der Erzeugung eines Druckdifferenzsignals durch eine Kennlinie nach Bild 8b. Der Typus dieser Kennlinien ist dabei sowohl für das Drossel- wie für das Strahlstauverfahren weitgehend derselbe. Sowohl beim Drucksignal wie auch beim Druckdifferenzsignal weist die Kennlinie ein annähernd geradliniges Teilstück auf, das in der Regel etwa dem praktisch benutzten Arbeitsbereich entspricht (linearer Bereich). Es sei noch beigefügt, dass ganz ähnliche Kennlinien entstehen, wenn das jeweilige Gerät zur Erzeugung eines Stromsignals anstelle eines Drucksignals benutzt wird. (In diesem Falle ist der Druck bzw. die Druckdifferenz am Ausgang 0, das heisst auch in diesem Fall liegt ein leistungsloses Signal vor.) Unter der Voraussetzung kleiner Ausschläge lässt sich

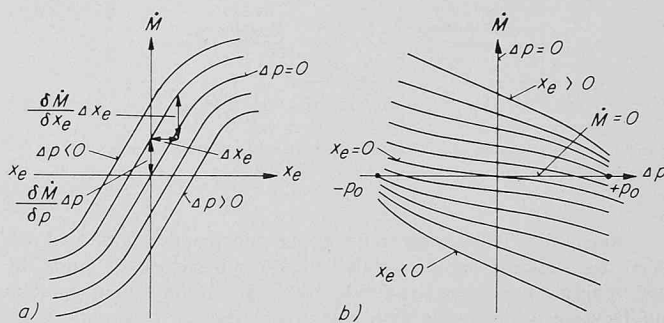


Bild 9. Kennlinienfelder eines hydraulischen Transmitters (Vierwegsteuerschieber) bei belastetem Signal

- a) Öffnung-Strom-Kennlinien
- b) Druckdifferenz-Strom-Kennlinien

daher sowohl für Druck- als auch für Stromsignale zwischen Ein- und Ausgangsgrösse folgender Zusammenhang angeben: allgemein:

$$(2) \quad \Delta x_a = \frac{\partial x_a}{\partial x_e} \Delta x_e$$

und speziell:

— für Drucksignale:

$$(3) \quad \Delta p = \frac{\partial p}{\partial x_e} \Delta x_e$$

— für Stromsignale:

$$(4) \quad \Delta \dot{M} = \frac{\partial \dot{M}}{\partial x_e} \Delta x_e.$$

In Wirklichkeit ist nun allerdings eine Belastung des Signals im allgemeinen nicht völlig zu vermeiden. Mindestens vorübergehend wird bei Drucksignalen auch ein gewisser Volumenstrom benötigt, bei Stromsignalen eine gewisse Druckdifferenz, das heisst, dass die oben besprochenen idealisierten Kennlinien durch eine Kennlinienschar zu ersetzen sind, wenn die tatsächlich sich abspielenden Vorgänge erfasst werden sollen. Bild 9 zeigt zwei gebräuchliche Darstellungsformen solcher Kennlinienscharen. Bild 9a gibt eine Darstellung mit der Druckdifferenz  $\Delta p$  als Parameter, Bild 9b eine solche mit dem Eingangssignal  $x_e$  als Parameter. Eine Betrachtung dieser Kennlinienfelder zeigt, dass in der Umgebung des Koordinatenursprungs diese Kennlinien durch Geradescharen angenähert werden können und demzufolge für kleine Auslenkungen die lineare Beziehung gilt:

$$(5) \quad \Delta \dot{M} = \frac{\partial \dot{M}}{\partial x_e} \Delta x_e - \frac{\partial \dot{M}}{\partial p} \Delta p.$$

Aus einem solchen Kennlinienfeld lässt sich nun das ganze statische Verhalten der Signalerzeugungseinrichtung entnehmen. Unter anderem sieht man, dass eine Belastung des Drucksignals durch einen von 0 abweichenden Wert des Stromes  $\dot{M}$  immer auch zu einer Druckverschiebung, das heisst zu einem Fehler des Ausgangssignals führt. In manchen Fällen ist diese Signalabweichung ohne Bedeutung. Oft jedoch ist sie nicht zulässig, und dann muss zu besonderen Mitteln gegriffen werden, um sie zu beseitigen.

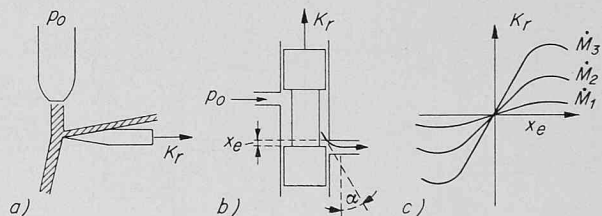


Bild 10. Strömungsmechanische Rückwirkungen in Signalerzeugungsorganen

- a) bei Strahlablenkung durch Schneide
- b) bei Drosselung durch Schieber
- c) Abhängigkeit der Rückwirkkraft  $K_r$  von Schieberauslenkung  $x_e$  und Ölstrom  $\dot{M}$

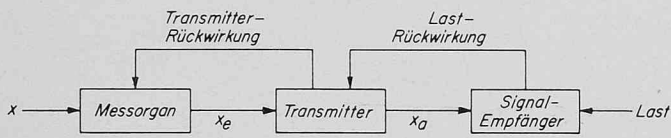


Bild 11. Blockschema der Entstehung statischer Übertragungsfehler in hydraulischen Transmittern

Neben dem Belastungseinfluss können noch andere Faktoren den Wert des Ausgangssignals verfälschen. Einer derselben ist durch die strömungsmechanischen Rückwirkungen gegeben, die sich namentlich auf bewegte mechanische Teile von hydraulischen Transmittern ergeben. Bild 10 veranschaulicht zwei typische Beispiele entsprechend dem Strahlstau- bzw. dem Drosselprinzip. So wird im Fall der Strahlablenkung durch eine Schneide (Bild 10a) eine horizontale Kraft  $K_T$  auftreten, die bestrebt ist, die Schneide aus dem Strahl zu entfernen. Bei einem Steuerschieber tritt, wenn auch in ganz anderer Weise, eine ähnliche Wirkung auf, indem die Rückstosswirkung des an der Steuerkante austretenden Ölstrahls eine axiale Reaktionskraft  $K_T$  auf den Schieber hervorruft, welche diesen in die Mittellage zurückzudrängen versucht (Bild 10b). Diese Reaktionskräfte wirken auf das dem Transmitter vorgeschaltete Organ zurück und verursachen in der Regel auf diese Weise ebenfalls eine Signalverfälschung. In Bild 10c ist an einem Beispiel gezeigt, wie diese Rückwirkungskraft von der Schieberauslenkung  $x_e$  und vom Öldurchfluss  $M$  abhängt.

Das Blockschema Bild 11 zeigt zusammenfassend die Wirkung dieser Fehlereinflüsse, die einerseits durch die Belastung des Ausgangssignals  $x_a$ , andererseits durch die eben besprochene Rückwirkung auf die Eingangsgröße des Transmitters entstehen. Zur Beseitigung oder wenigstens zur Verminderung dieser Fehler benützt man vor allem zwei Verfahren: Die *automatische Kompensation* sowie die *mehrfache Verstärkung*. Das erste Verfahren entspricht einer Regelung des Ausgangssignals, indem dieses fortlaufend mit dem Eingangssignal verglichen und bei Abweichungen durch Regeleingriff berichtigt wird. Bild 12a zeigt das Blockschema einer derartigen Einrichtung, währenddem in Bild 12b und c Beispiele für die Erzeugung eines «eingepprägten» Drucksignals bzw. eines «eingepprägten» Stromsignals angegeben sind. Bei der mehrstufigen Verstärkung wird zum Beispiel im Falle eines Drucksignals das in der Vorverstärkerstufe erzeugte Signal nur dazu benützt, um einen weiteren Transmitter zu betätigen, der dann als «Leistungsverstärker» zu betrachten ist und ein entsprechend belastbares Signal zu liefern vermag. Bild 13a und b zeigen zwei Beispiele einer solchen zweistufigen Signalverstärkung für Drossel- bzw. Strahlstauvorverstärker.

Auf das eigentliche Leistungselement, den Stellmotor, wird hier nicht eingegangen. Seine dynamischen Eigenschaften werden im vierten Abschnitt behandelt.

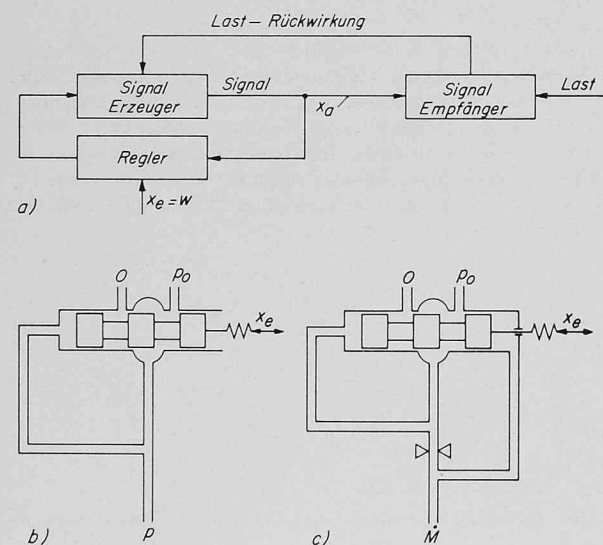


Bild 12. Erzeugung eingepprägter Druck- bzw. Stromsignale  
a) Blockschema der Regelung  
b) Beispiel zur Erzeugung eines eingepprägten Drucksignals  
c) Beispiel zur Erzeugung eines eingepprägten Stromsignals

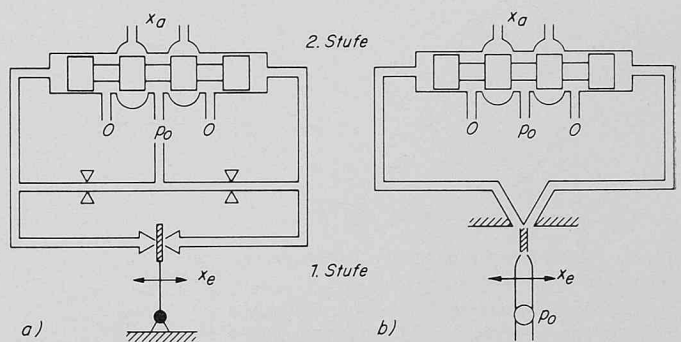


Bild 13. Beispiele zweistufiger Signalverstärkung  
a) Drossel-Vorverstärker  
b) Strahlstau-Vorverstärker

### 3. Verarbeitung digitaler Signale

Neben klassischen Steuer- und Regelopoperationen befasst sich die moderne Technik der Automatisierung immer mehr auch mit logischen Operationen. Während jene durch *funktionelle Signalzuordnungen* gekennzeichnet sind, führen diese *logische Verknüpfungen* aus. So entscheiden sie zum Beispiel darüber, welche Wirkungen in der jeweiligen Betriebsituation ausgelöst werden sollen. Schon lange hat man derartige Aufgaben, etwa in Form von Verblockungen oder Grenzwertschaltungen, auf automatischem Wege gelöst. Die moderne Automatisierungstechnik geht aber wesentlich über diese altbekannten Funktionen hinaus, indem zum Beispiel durch Folgeschaltungen ganze Betriebsabläufe oder mindestens einzelne Phasen beherrscht werden. Ferner verlangen Regelaufgaben höherer Art, wie etwa automatische Optimierung oder Anpassung, den Einsatz logischer Operationen.

Alle diese Operationen gehen von der *Elementar-Alternative* Ja/Nein bzw. Vorhanden/Nicht-Vorhanden usw. aus. Es ist nahelegend, dieser Alternative die beiden Werte eines Binärsignals L/0 zuzuordnen. Einer solchen Elementar-Alternative entspricht bekanntlich die Einheit der Information (1 bit).

Nun entsprechen im allgemeinen den im Zusammenhang mit komplexen Automatisierungsvorgängen zu treffenden Entscheidungen verhältnismässig komplizierte logische Verknüpfungen. Die mathematische Logik zeigt nun aber, dass auch beliebig verwickelte Operationen solcher Art durch passende Kombination von logischen Elementarverknüpfungen ersetzt werden können. Es lässt sich zeigen, dass hierzu zwei verschiedene logische Elementar-Operationen nötig und hinreichend sind. Aus technisch-wirtschaftlichen Gründen arbeitet man in der Praxis allerdings meist mit drei oder mehr Elementar-Bausteinen.

Die am häufigsten gebrauchten logischen Elementar-Operationen: Und, Oder, Nicht, Nand, Nor sind in Bild 14 zusammengestellt. In

Operation	Graph. Symbol	Signalverknüpfung	Beispiel
Und (Konjunktion)		$x_1$ $x_2$ $x_a$ 0 0 0 0 0 0 0 L 0 L L L	
Oder (Disjunktion)		$x_1$ $x_2$ $x_a$ 0 0 0 0 L L L 0 L L L L	
Nicht (Negation)		$x_e$ $x_a$ 0 L L 0	
NAND-Element		$x_1$ $x_2$ $x_a$ 0 0 L 0 L L L L 0 L L 0	
NOR-Element		$x_1$ $x_2$ $x_a$ 0 0 L 0 L 0 L 0 0 L L 0	

Bild 14. Logische Elementaroperationen (Anmerkung zu den Ausführungsbeispielen: Die Schieber sind in der Stellung entsprechend  $x_e = 0$  gezeichnet)

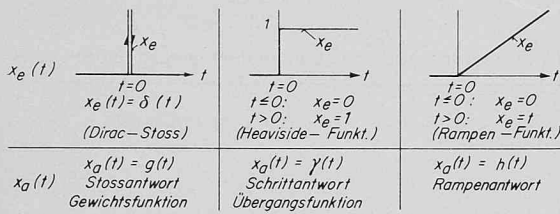


Bild 16. Übersicht über gebräuchliche Antwortfunktionen und die zugehörigen Eingangsfunktionen  $x_e(t)$

der zweiten Kolonne sind gebräuchliche graphische Symbole angegeben, in der dritten die jeweiligen Werteverknüpfungen. Ganz rechts ist jeweils ein Ausführungsbeispiel wiedergegeben, gezeigt für den Fall des Schieberrelais.

Die «Und»-Verknüpfung entspricht der Bedingung «Sowohl – Als auch», das heisst, im Fall von zwei Eingangssignalen müssen beide vorhanden sein, damit ein Ausgangssignal abgegeben wird. Bei der «Oder»-Verknüpfung genügt es, wenn eine der verschiedenen Eingangsgrössen vorhanden ist, damit ein Ausgangssignal abgegeben wird (Entweder – Oder). Die «Nicht»-Operation entspricht einer Umkehrung des Signalwertes, das heisst, bei vorhandenem Eingangssignal L ist das Ausgangssignal 0 oder umgekehrt. Die «Nand»-Operation (Abkürzung aus dem englischen Not/And) bedeutet eine Umkehrung der oben beschriebenen «Und»-Operation, wie ein Vergleich der Werte-Zuordnungen zeigt (Entweder nicht/Oder nicht). Die «Nor»-Operation schliesslich bedeutet eine Umkehrung der «Oder»-Operation (Abkürzung der englischen Bezeichnung Not/Or; vgl. Werte-Verknüpfungen). Sie kann durch die Bedingung «Weder – Noch» charakterisiert werden.

Wie bereits erwähnt, können nun mit Hilfe dieser logischen Bausteine im Prinzip beliebig komplizierte Operationen verwirklicht werden. Beispiele einiger relativ einfacher Systeme sind in Bild 15 gezeigt, wobei neben der Werteverknüpfung jeweils auch die aus den eben besprochenen Elementar-Bausteinen aufgebauten logistischen Schaltungen angegeben sind. Namentlich die Operationen *Komparation* und *Speicherung* werden ebenfalls in Form von Bausteinen verwendet, weshalb auch besondere Symbole dafür im Gebrauch sind. Das in der 3. Zeile angeführte Beispiel der *Dual-Summination* zeigt die einfachste Einrichtung zur Durchführung einer Addition im Binärzahlensystem und vermittelt damit den Anschluss an den Digitalrechner. In der letzten Zeile schliesslich ist ein eigentliches Anwendungsbeispiel aufgeführt, nämlich die Bildung eines *Mehrheitssignals*. Diese Aufgabe stellt sich zum Beispiel im Zusammenhang mit der Erhöhung der Zuverlässigkeit von logistischen Systemen (Redundanz).

#### 4. Verarbeitung analoger Signale

Zur Lösung der klassischen Steuerungs- bzw. Regelungsaufgaben, so etwa der geregelten Nachführung des Werkzeuges einer Kopier-

Operation	Signalverknüpfung			Symbol und logistische Schaltung	
Komparation	$x_1$	$x_2$	$x_a$		
	0	0	L		
	0	L	0		
	L	0	0		
	L	L	L		
Speicherung (Flip-Flop)	$x_1$	$x_2$	$y_1$ $y_2$		
	0	L	0		L
	0	0	0		L
	L	0	L		0
	0	0	L		0
Dual-Summination $a + b = z$ $z = c_1 2^1 + c_2 2^0$	$a$	$b$	$c_1$ $c_0$		
	0	0	0		0
	1	0	0		1
	0	1	0		1
	1	1	1		0
Bildung des Mehrheits-Signals	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_a$	
	0	0	0	0	
	0	0	L	0	
	0	L	0	0	
	L	0	0	0	

Bild 15. Beispiele kombinierter logischer Operationen

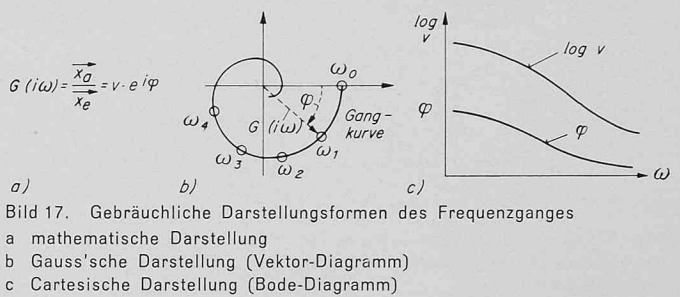


Bild 17. Gebräuchliche Darstellungsformen des Frequenzganges

- a) mathematische Darstellung
- b) Gauss'sche Darstellung (Vektor-Diagramm)
- c) Cartesische Darstellung (Bode-Diagramm)

drehbank oder der Drehzahlregelung einer Dampfturbine, benutzt man heute noch fast ausnahmslos analoge Signale und entsprechende Geräte. Insbesondere im Zusammenhang mit der Regelung ist für die Stabilität und Genauigkeit solcher Prozesse das dynamische Verhalten des Systems von ausschlaggebender Bedeutung. Seine genaue Kenntnis ist heute in vielen Fällen geradezu Voraussetzung für die einwandfreie Lösung der gestellten Aufgabe.

Das dynamische Verhalten beschreibt den Zusammenhang zwischen der Bewegung der unabhängigen Eingangsgrösse  $x_e$  eines Elementes oder Systems und der von dieser Grösse abhängigen Bewegung der Ausgangsgrösse  $x_a$ . Wenn also zum Beispiel  $x_e$  die Auslenkung eines Steuerschiebers bedeutet, die sich als Funktion der Zeit ändern mag, dann ist die hier interessierende Ausgangsgrösse der Druck auf der Ausgangsseite. Aus verschiedenen Gründen folgt dieser Druck nicht einfach unverzögert und proportional den Änderungen der Schieberstellung, vielmehr treten zeitliche Verzögerungen ein, die bewirken, dass der Charakter der Verläufe von Ein- und Ausgangsgrösse mehr oder weniger voneinander abweicht.

Zur Beschreibung dieses oft ziemlich komplizierten Zusammenhangs sind besondere Mittel entwickelt worden. Sie werden im folgenden summarisch zusammengestellt; im übrigen wird auf die Fachliteratur verwiesen. Es sei nur noch einschränkend bemerkt, dass die im folgenden angegebenen Darstellungsmittel (mit Ausnahme der Differentialgleichungen) nur für lineare Systeme volle Gültigkeit haben.

Versucht man, den Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgrösse durch zeitlich abhängige Funktionen mathematisch darzustellen, so führt dies im allgemeinen auf Differentialgleichungen, im Fall des linearen Systems etwa von der Form:

$$\begin{aligned}
 (6) \quad e_0 x_e + e_1 \frac{dx_e}{dt} + e_2 \frac{d^2 x_e}{dt^2} + \dots = \\
 = a_0 x_a + a_1 \frac{dx_a}{dt} + a_2 \frac{d^2 x_a}{dt^2} + a_3 \frac{d^3 x_a}{dt^3} + \dots
 \end{aligned}$$

Diese Darstellungsweise hat den Vorteil grosser Allgemeinheit, insbesondere ist sie auch für nichtlineare Systeme anwendbar. Sie ist aber recht unanschaulich und hat auch den Nachteil, dass sie nicht direkt aus experimentellen Ergebnissen gewonnen werden kann.

Diese Nachteile haben dazu geführt, dass man nach anderen Darstellungsmitteln des Übertragungsverhaltens gesucht hat. Ein solches ist, immer unter den oben erwähnten einschränkenden Bedingungen, in Form der *Antwortfunktionen* gegeben. Diese Antwortfunktionen stellen den Verlauf der Ausgangsgrösse eines Elementes oder Systems dar für den Fall, dass die Eingangsgrösse eine genau definierte Bewegung ausführt. Aus mathematischen und praktischen Gründen haben sich

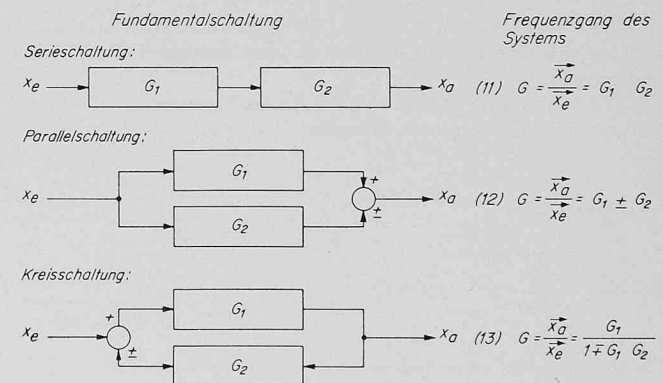


Bild 18. Berechnung des dynamischen Verhaltens von Systemen aus den dynamischen Eigenschaften ihrer Komponenten

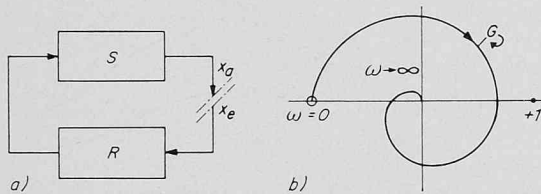


Bild 19. Zur Stabilitätsuntersuchung mit Hilfe des Frequenzganges des aufgeschnittenen Regelkreises nach Nyquist

- a) Blockschema des aufgeschnittenen Kreises  
 b) Ortskurve des Frequenzganges des aufgeschnittenen Kreises (Beispiel)

vor allem drei Standard-Eingangsbewegungen eingebürgert, die in Bild 16 in der Zeile « $x_e(t)$ » graphisch dargestellt sind:

1. der *Dirac-Stoß*, der durch einen sehr grossen Sprung von äusserst kurzer Dauer dargestellt ist (theoretisch Ausschlag unendlich, Dauer 0)
2. der *Heaviside-Sprung*, das heisst eine sprunghafte Änderung des Funktionswertes von 0 auf 1
3. die *Rampenfunktion*, das heisst ein ausgehend vom Beharrungszustand gleichmässiges Ansteigen des Funktionswertes (Neigung 1).

Die dadurch ausgelösten Verläufe der Ausgangsgrösse (Antwortfunktionen) tragen allgemein übliche Bezeichnungen, die in der Zeile « $x_a(t)$ », Bild 16 aufgeführt sind. Ebenfalls sind dort die üblichen mathematischen Symbole angegeben. Der Hauptvorteil dieser Antwortfunktionen ist ihre unmittelbare Anschaulichkeit. Ausserdem lassen sie sich, wenigstens näherungsweise, direkt messen. Dagegen sind sie als unmittelbarer Ausgangspunkt für Berechnungen ungeeignet und müssen für diesen Zweck in ein anderes Darstellungsmittel umgeformt werden.

Im Gegensatz zu den Antwortfunktionen ist das dritte Darstellungsmittel, nämlich der *Frequenzgang*, für die rechnerische Behandlung ganz besonders geeignet. Der Übergang von der Zeit als unabhängiger Variabler auf die Frequenz bringt die Vereinfachung mit sich, dass die Differential-Operationen durch algebraische ersetzt werden. So entspricht beispielsweise der Differentiation im Zeitbereich eine Multiplikation im Frequenzbereich. Unter Zuhilfenahme dieses Darstellungsmittels wird es daher möglich, auch sehr komplexe Systeme noch mit erträglichem Rechenaufwand zu bearbeiten, was ohne dieses nur noch unter Benutzung eines Digitalrechners geschehen könnte.

Zur Ermittlung des Frequenzganges wird das zu beschreibende System auf der Eingangsseite durch eine harmonische Schwingung

$$(7) \quad x_e(t) = \hat{x}_e \cos \omega t = \vec{x}_e$$

angeregt und, nach erfolgtem Einschwingvorgang, die ebenfalls harmonische Ausgangsschwingung

$$(8) \quad x_a(t) = \hat{x}_a \cos(\omega t + \varphi) = \vec{x}_a$$

mit der ersten bezüglich Amplitude und Phase verglichen (siehe auch Bild 17a). Da Amplitudenverhältnis

$$(9) \quad v = \frac{\hat{x}_a}{\hat{x}_e} = v(\omega)$$

und Phasenverschiebung  $\varphi = \varphi(\omega)$  im allgemeinen frequenzabhängig sind, hat sich für diese Abhängigkeit die Bezeichnung «Frequenzgang» eingebürgert.

Die quantitative Darstellung des Frequenzganges kann in mathematischer Form erfolgen als komplexe Funktion:

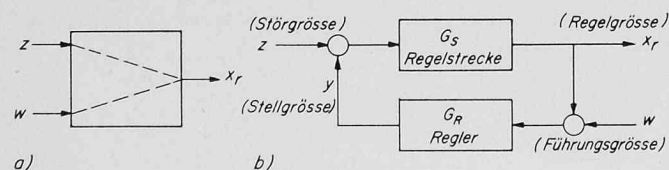


Bild 20. Verhalten eines linearen Systems unter dem Einfluss von Stör- bzw. Führungsgrössen

- a) Ein- und Ausgangsgrösse des Systems  
 b) Blockschema des Regelkreises

Tabelle 2. Führungs- und Störungsverhalten eines einfachen geregelten Systems

Einflussgrösse	Lösung im Frequenzbereich	Lösung im Zeitbereich
z (Störung)	$G_z = \frac{\vec{x}_r}{z} = \frac{G_s}{1 - G_R G_s}$	$x_{rz} = -1L \left\{ L \left\{ z \right\} \frac{G_s}{1 - G_R G_s} \right\}$
w (Führung)	$G_w = \frac{\vec{x}_r}{w} = \frac{-G_R G_s}{1 - G_R G_s}$	$x_{rw} = -1L \left\{ L \left\{ w \right\} \frac{-G_R G_s}{1 - G_R G_s} \right\}$

$$(10) \quad G(i\omega) = \frac{\vec{x}_a}{\vec{x}_e} = \frac{L \left\{ x_a \right\}}{L \left\{ x_e \right\}} = v e^{i\varphi} = \frac{e_0 + e_1(i\omega) + e_2(i\omega)^2 + \dots}{a_0 + a_1(i\omega) + a_2(i\omega)^2 + \dots}$$

oder auch in graphischer Form. Dabei haben sich zwei graphische Methoden eingebürgert, einerseits das *Vektordiagramm* in der Gaußschen Zahlenebene (Gangkurve; Bild 17b), andererseits die Darstellung in cartesischen Koordinaten, insbesondere in der logarithmischen Form als *Bode-Diagramm* (Bild 17c).

Neben dem bereits erwähnten Vorteil des einfachen Rechnens mit dem Frequenzgang ist ein weiterer, die direkte Messbarkeit, zu erwähnen. Im Gegensatz zu den Antwortfunktionen ist dagegen die Frequenzgang-Darstellung nur sehr beschränkt anschaulich.

Diese Gegenüberstellung der drei Darstellungsmittel des Übertragungsverhaltens zeigt, dass sich diese ergänzen. Es ist daher allgemein üblich, bei der Bearbeitung ein und derselben Aufgabe je nach Bedürfnis von der einen auf die andere Darstellungsform überzugehen, was mit Hilfe mathematischer und graphischer Umrechnungsmethoden geschehen kann.

Das Übertragungsverhalten kann nun, wie bereits angedeutet wurde, nicht nur dazu benutzt werden, ein Element oder ein System bezüglich seiner dynamischen Eigenschaften zu beschreiben, sondern vor allem auch, um aus der Kenntnis der Elemente auf das Verhalten eines zusammengesetzten Systems zu schliessen. Nun lassen sich beliebig viele schaltungstechnische Verknüpfungen von Bausteinen eines Systems denken, und es stellt sich damit die Frage, ob die Berechnung des Systemverhaltens bei komplizierteren Schaltungen nicht untragbar aufwendig und verwickelt wird. Beschränkt man sich auf lineare Systeme und damit auf lineare schaltungstechnische Verknüpfungen, dann zeigt sich, ähnlich wie bei den logischen Operationen, dass sich auch beliebig komplexe Systeme auf einige wenige fundamentale Schaltungen zurückführen lassen. Für ein lineares System sind diese Schaltungen in Bild 18 zusammengestellt: Es sind dies die Serieschaltung, die Parallelschaltung und die Kreisschaltung. Bei der Serieschaltung ist die Ausgangsgrösse des ersten Gliedes unmittelbar Eingangsgrösse des zweiten usw. Bei der Parallelschaltung wirkt das gleiche Eingangssignal  $x_e$  auf die Elemente  $G_1$  und  $G_2$ , und die beiden Ausgangsgrössen werden überlagert, wobei es sich um eine Addition oder Subtraktion handeln kann. Bei der Kreisschaltung handelt es sich in einem gewissen Sinne um die Umkehrung der Parallelschaltung, indem Signalverzweigungs- und Überlagerungsstellen vertauscht sind. Das Eingangssignal wirkt hier nicht direkt auf das Element  $G_1$ , sondern erst nach Überlagerung des Ausgangssignals des Gliedes  $G_2$  (additiv oder subtraktiv). Das Ausgangssignal des Elementes  $G_1$  ist zugleich Ausgangsgrösse der ganzen Schaltung, aber auch Eingangsgrösse des Elementes  $G_2$ .

Bei der Berechnung des Übertragungsverhaltens solcher zusammengesetzter Schaltungen ist es besonders vorteilhaft, den Frequenzgang zu verwenden. Das zeigt sich deutlich am Beispiel der drei Fundamentalschaltungen, indem sich in jedem Falle das Gesamtverhalten durch einfache Formeln angeben lässt, ausgehend von den Frequenzgängen  $G_1$  und  $G_2$  der Elemente (siehe Bild 18). So ergibt sich bei der Serieschaltung der resultierende Frequenzgang in einfachster Weise durch Multiplikation der Frequenzgänge der Elemente (Gl. 11), bei der Parallelschaltung durch Addition bzw. Subtraktion (Gl. 12). Lediglich im Fall der Kreisschaltung ist die erhaltene Formel etwas komplizierter (Gl. 13).

Es wurde eingangs darauf hingewiesen, dass eine fundamentale Anforderung an ein Steuer- oder Regelsystem die Signaltröue, m. a. W.



die Genauigkeit der Signalübertragung ist. Eine der Voraussetzungen, die in diesem Zusammenhang erfüllt sein muss, ist die Stabilität. Die Stabilitätsfrage ist vor allem für Regelsysteme von Bedeutung, und die rechnerische Untersuchung solcher Systeme dient vorab der Stabilitätskontrolle. Eine solche kann nun mit den Mitteln des Frequenzganges in sehr vielen Fällen auf einfachste Weise durchgeführt werden, indem es genügt, die Lage des Punktes +1 bezüglich der Gangkurve  $G_0$  des aufgeschnitten gedachten Regelkreises zu betrachten (vgl. Bild 19). Die Berechnung dieses Frequenzganges führt dabei im wesentlichen auf eine Aufgabe zurück, wie sie bei der Serieschaltung besprochen wurde.

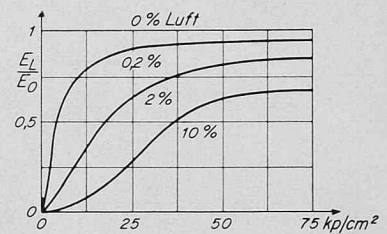
Durch die Stabilitätskontrolle wird nur qualitativ festgestellt, ob das System nach einer vorübergehenden Störung sich wieder beruhigt oder nicht. In vielen Fällen ist es aber über diese Feststellung hinaus noch notwendig, das Verhalten des Systems unter ganz bestimmten Bedingungen zu kennen. Dabei sind fast immer zwei wichtige Fälle zu betrachten, einerseits das Verhalten des Systems, wenn sich die Führungsgrösse  $w$  verändert (Führungsverhalten), andererseits der Verlauf der Regelgrösse  $x_r$  bei der Wirkung äusserer Störungen  $z$  (Störungsverhalten), vgl. Bild 20. Bei Kenntnis der Frequenzgänge der einzelnen Bausteine des Systems lässt sich dieses Verhalten direkt durch Formeln angeben, wie in Tabelle 2 gezeigt (Kolonne: Lösung im Frequenzbereich). Damit ist allerdings zunächst nur wieder der Frequenzgang des Systems beschrieben und noch nicht seine Antwort auf beliebige Verläufe von  $z$  oder  $w$ . Diese Antwort kann aber durch Anwendung der Laplace-Transformation auf die vorher gewonnenen Formeln gefunden werden; man erhält dann die in der Kolonne «Lösung im Zeitbereich» angegebenen Beziehungen. Diese Formeln sind die Grundlage für eine Reihe weiterer Betrachtungen. So stützt sich darauf etwa die Beurteilung der Güte des Regelverlaufes und die optimale Einstellung des Reglers.

Damit dürfte die praktische Bedeutung solcher Berechnungen hinreichend herausgestellt sein. Es ist deshalb verständlich, dass in zunehmendem Masse vom Hersteller Angaben über die dynamischen Eigenschaften seiner Produkte verlangt werden. Dies gilt um so mehr, je hochwertiger solche Geräte im Hinblick auf die dynamischen Eigenschaften sind. Manche Hersteller sind daher dazu übergegangen, solche Angaben unmittelbar den technischen Daten beizufügen.

Ausgehend von diesen grundsätzlichen Betrachtungen soll im folgenden das dynamische Verhalten der wichtigsten Systeme der hydraulischen Signaltechnik kurz besprochen werden. Dabei soll immer der Stellmotor als Ausgangselement der Steuer- oder Regleinrichtung in unsere Überlegungen einbezogen sein, und zwar deshalb, weil er fast immer wesentlich an der Gestaltung der dynamischen Eigenschaften mitbeteiligt ist.

Dies zeigt sich besonders deutlich, wenn man zunächst das einfachste System, zusammengesetzt aus Steuerorgan und Stellmotor, betrachtet, wie es schematisch in Bild 21a dargestellt ist. Vernachlässigt man bei einer vereinfachten Betrachtung zunächst die Wirkungen der Reibung, der Kompressibilität und der Massenkkräfte und sieht man von äusseren Kraftwirkungen ab, dann zeigt sich, dass mindestens für kleine Steuerschieberauslenkungen ein solches System ein reines Integralverhalten zeigt. Der Weg des Stellmotors ist also dem Zeitintegral der Steuerschieberauslenkung proportional. Dem entspricht eine Übergangsfunktion  $\gamma(t)$ , wie sie in Bild 21c als ausgezogene Linie dargestellt ist. Die Integrationswirkung wird im Stellmotor verwirklicht, während der Steuerschieber als proportional wirkendes Element arbeitet. Auf Grund dieser vereinfachten Betrachtungsweise lässt sich ein Steuerschieber-Stellmotor-System durch das in Bild 21b angegebene Blockschema wiedergeben. Die mathematische

Bild 22. Einfluss von Luft auf die Kompressibilität einer Hydraulikflüssigkeit  $E_0, E_L$  Elastizitätsmoduln der luftfreien bzw. der luft-haltigen Arbeitsflüssigkeit



Beschreibung dieses Verhaltens ist alternativ durch die Gleichungen gegeben:

$$(14a) \quad e_0 x_e = a_1 y' \quad (\text{Differentialgleichung}) \quad \text{bzw.}$$

$$(15a) \quad G(i\omega) = \frac{e_0}{a_1 i\omega} \quad (\text{Frequenzgang}) \quad \text{bzw.}$$

$$(16) \quad \gamma(t) = \frac{e_0}{a_1} t \quad (\text{Übergangsfunktion}).$$

Es sei allerdings beigefügt, dass diese Darstellung die Wirklichkeit nur mit mehr oder weniger guter Näherung wiedergibt. Namentlich bei grossen bewegten Massen und hohen Arbeitsdrücken (Kompressibilität) weicht das tatsächliche dynamische Verhalten vom reinen Integralverhalten ab. Dies drückt sich deutlich im Aufbau der entsprechenden Differentialgleichung aus:

$$(14b) \quad e_0 x_e = a_1 y' + a_2 y'' + a_3 y'''$$

und natürlich auch im Aufbau der Frequenzgangformel:

$$(15b) \quad G(i\omega) = \frac{e_0}{a_1 (i\omega) + a_2 (i\omega)^2 + a_3 (i\omega)^3}$$

Am anschaulichsten zeigt aber wieder die Übergangsfunktion den Unterschied (siehe gestrichelte Kurve, Bild 21c). Demnach überlagert sich ein Schwingungsvorgang dem reinen Integralverhalten, der je nach den Verhältnissen aperiodischer oder periodischer Natur sein kann.

Es wurde eben andeutungsweise auf den Einfluss der Kompressibilität der Arbeitsflüssigkeit hingewiesen, die durch die Beziehung definiert ist:

$$(17) \quad \beta_V = \frac{1}{E_0} = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}$$

worin:

- $\beta_V$  = Kompressibilität
- $E_0$  = Elastizitätsmodul der luftfreien Flüssigkeit
- $\Delta p$  = 1 kp/cm<sup>2</sup>
- $\Delta V$  = Volumenänderung der Arbeitsflüssigkeit
- $V_0$  = Volumen bei Atmosphärendruck

Der Einfluss von  $\beta_V$  auf das dynamische Verhalten des Systems ist vor allem fühlbar, wenn mit hohem Druck gearbeitet wird. Er kann sich aber auch sonst, und dann meist in unangenehmer Weise äussern, wenn die Kompressibilität durch in der Arbeitsflüssigkeit enthaltene Luft zusätzlich vergrössert wird. Bild 22 zeigt, dass namentlich in Niederdruck-Systemen auch geringe Luftmengen die Kompressibilität ganz beträchtlich erhöhen können.

Das reine Integralverhalten des Steuerschieber-Stellmotor-Systems ist für viele Regelaufgaben unmittelbar erwünscht, so etwa bei der Regelung von Druck und Durchfluss. Für andere Regelauf-

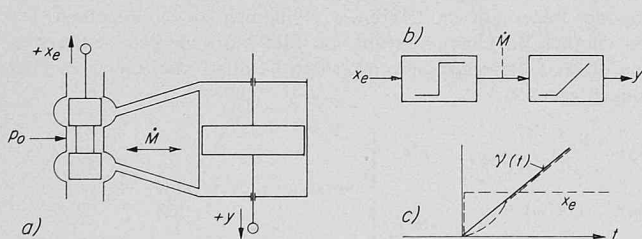


Bild 21. Dynamisches Verhalten eines Steuerschieber-Stellmotor-Systems

- a Geräteschema
- b vereinfachtes Blockschema
- c Uebergangsfunktionen

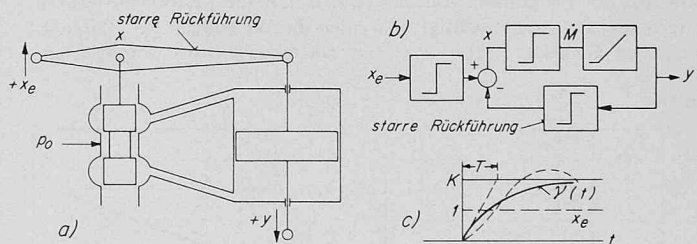


Bild 23. Dynamisches Verhalten eines Steuerschieber-Stellmotor-Systems mit starrer Rückführung

- a Geräteschema
- b Blockschema
- c Uebergangsfunktionen

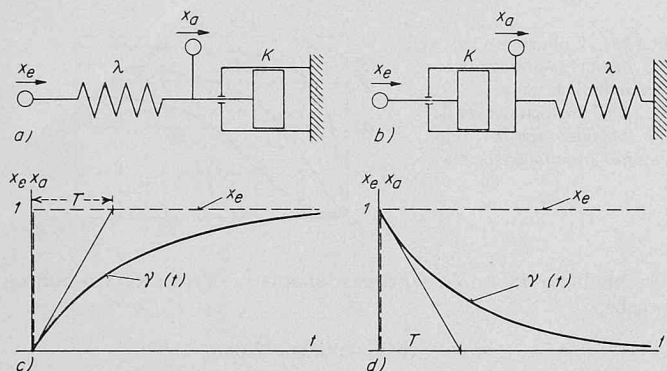


Bild 24. Dynamik des Feder-Ölbremse-Systems  
 a, b Geräteschema  
 c Ubergangsfunktion des verzögerten Systems  
 d Ubergangsfunktion des nachgebenden Systems

gaben dagegen eignet sich dieses dynamische Verhalten nicht, indem dort ein proportionales (P), proportional-integrales (PI), ein proportional-differentiales (PD) oder schliesslich ein PID-Verhalten erforderlich ist. Es stellt sich daher nun die Frage, wie unter Benützung hydraulischer Mittel diese dynamischen Eigenschaften erzielt werden können.

Ein bekanntes Mittel, um das *astatische* Verhalten des Steuerschieber-Stellmotor-Systems in ein *statisches* (P-) Verhalten umzuwandeln, ist die *starre Rückführung*, wie sie in ihrer einfachsten Form in Bild 23a angedeutet ist. Zeichnet man, ausgehend vom Blockschema Bild 21b die Blockschaltung des durch die Rückführung ergänzten Systems, so ergibt sich ein Schaltbild nach Bild 23b. Es liegt also jetzt anstelle der einfachen Serieschaltung eine Kreisschaltung vor, deren Verhalten unter Benützung der Rechenregeln nach Bild 18 ermittelt werden kann. Unter den schon beim Steuerschieber-Stellmotor-System gemachten Vereinfachungen findet man dann in unserem Fall ein Übertragungsverhalten, das durch die Gleichungen beschrieben wird:

$$(18a) \quad e_0 x_e = a_0 y + a_1 y' \quad (\text{Differentialgleichung})$$

$$(19a) \quad G(i\omega) = \frac{e_0}{a_0 + a_1 i\omega} \quad (\text{Frequenzgang}) \quad \text{oder}$$

$$(20) \quad \gamma(t) = K(1 - e^{-t/T}) \quad (\text{Übergangsfunktion})$$

Die erhaltene Übergangsfunktion ist ihrem typischen Verlauf nach auch in dem in Bild 23c enthaltenen Diagramm als ausgezogene Kurve wiedergegeben. Sie ist dadurch charakterisiert, dass sie in exponentiellem Verlauf einer durch den Beharrungswert  $K$  gegebenen Asymptote zustrebt. Dieser Ausgleichsvorgang ist im übrigen durch die sogenannte Zeitkonstante  $T$  (vgl. Diagramm) charakterisiert.

Auch hier sind die Zusammenhänge etwas verwickelter, wenn auf die oben erwähnten Vernachlässigungen verzichtet wird. So ergibt sich beispielsweise bei Berücksichtigung der Kompressibilität und der Massenkräfte ein Verhalten, das durch die Beziehungen

$$(18b) \quad e_0 x_e = a_0 y + a_1 y' + a_2 y'' + a_3 y''' \quad (\text{Diff.-Gleichg.}) \text{ bzw.}$$

$$(19b) \quad G(i\omega) = \frac{e_0}{a_0 + a_1(i\omega) + a_2(i\omega)^2 + a_3(i\omega)^3} \quad (\text{Frequenzgang})$$

beschrieben wird. Diesem Verhalten entspricht nun nicht mehr eine aperiodisch verlaufende Übergangsfunktion, sondern ein oszillatorischer Übergang von einem Beharrungszustand in den andern, wie dies im Diagramm von Bild 23c durch die gestrichelte Kurve angedeutet ist. Berücksichtigt man noch die Wirkungen der Reibung, variabler äusserer Kräfte usw., so entstehen noch kompliziertere

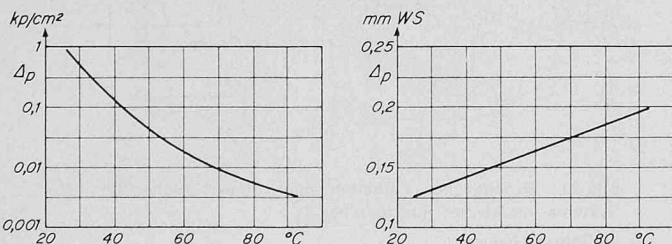


Bild 25. Grenzdruckabfall an einer Lochblende  $\phi$  0,3 mm für Umschlag von laminarer auf turbulente Durchströmung, links bei Öl, rechts bei Luft

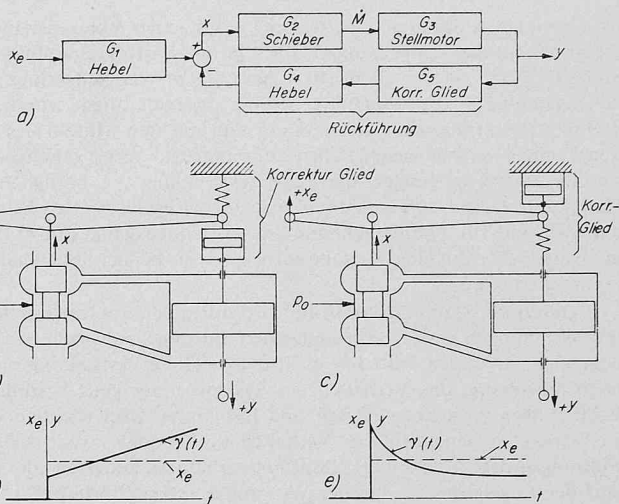


Bild 26. Dynamisches Verhalten eines Steuerschieber-Stellmotor-Systems mit nachgebender bzw. verzögerter Rückführung  
 a Blockschema b, c Geräteschema d, e Ubergangsfunktionen

Zusammenhänge. Insbesondere lässt sich dann rechnerisch zeigen, dass an solchen Systemen unter ungünstigen Bedingungen auch Dauerschwingungen auftreten können bzw. dass sie resonanzfähige Bereiche aufweisen.

Durch Anwenden des Rückführprinzips können auch andersartige Übertragungsverhalten erzielt werden. Nur muss dann das dynamische Verhalten der Rückführeinrichtung passend gewählt werden. Das kann etwa in der Weise geschehen, dass zwischen Stellmotor und Rückführehel ein weiteres dynamisches Element (*Korrekturglied*) eingeschaltet wird. Unter Benützung der für die Kreisschaltung geltenden Frequenzbeziehungen kann dann für ein vorgegebenes Verhalten des ganzen Systems berechnet werden, welche dynamischen Eigenschaften dieses Korrekturglied aufweisen muss. Ausgehend vom Blockschema Bild 26a findet man mit den Rechenregeln nach Bild 18 zunächst:

$$(21) \quad G = \frac{G_1 G_2 G_3}{1 + G_2 G_3 G_4 G_5}$$

und daraus durch Auflösen nach der Unbekannten, das heisst dem Übertragungsverhalten des Korrekturgliedes:

$$(22) \quad G_5 = \frac{G_1}{G G_4} - \frac{G_1}{G_1 G_2 G_3 G_4}$$

Als derartiges Korrekturglied wird nun in der hydraulischen Signaltechnik vor allem das *Feder-Ölbremse-System* benutzt. Es wird dabei in seiner einfachsten Form auf zwei verschiedene Arten eingesetzt, die schematisch in Bild 24a und b dargestellt sind. Im ersten Fall wirkt die Eingangsgrösse auf das eine Federende, während am andern, das zugleich mit der Bremse verbunden ist, die Ausgangsgrösse abgenommen wird. Im zweiten Fall sind Feder und Bremse vertauscht. Dieser Vertauschung entspricht ein deutlich verschiedenes dynamisches Verhalten: Im ersten Fall bewirkt die Einrichtung eine *Verzögerung* bei der Übertragung der Bewegung vom Eingang auf den Ausgang, indem, wie die Übergangsfunktion Bild 24c zeigt, der neue Beharrungszustand  $1$  asymptotisch angestrebt wird. Im zweiten Fall verhält sich das System *nachgebend*, das heisst, der im ersten Moment vom Eingang auf den Ausgang übertragene Ausschlag wird unter der Wirkung der Feder auf die Ölbremse allmählich wieder abgebaut. Das zeigt deutlich die Übergangsfunktion Bild 24d. Eine genaue Beschreibung dieser Übertragungseigenschaften ist durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$(23a) \quad x_e = x_a + T x'_a \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{verzögerndes System}$$

$$(24a) \quad G(i\omega) = \frac{1}{1 + i\omega T}$$

$$(23b) \quad T x'_e = x_a + T x'_a \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{nachgebendes System}$$

$$(24b) \quad G(i\omega) = \frac{i\omega T}{1 + i\omega T}$$

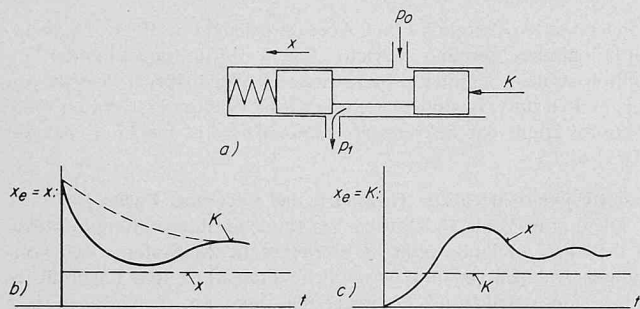


Bild 27. Dynamisches Verhalten eines Steuerschiebers  
 a) Geräteschema  
 b) Typus der Ubergangsfunktion bei aufgezwungener Bewegung  $x_e = x_0$   
 c) Typus der Ubergangsfunktion bei aufgezwungener Kraft  $K_e = K_0$

Dabei lässt sich die Zeitkonstante  $T$  mit Hilfe der Gleichung

$$(25) \quad T = \frac{1}{\lambda K}$$

aus der Federkonstanten  $\lambda$  und der Konstanten  $K$  der Ölbremse berechnen. Diese ist durch die Geschwindigkeit gegeben, mit welcher sich die Bremse bei Belastung durch die Einheit der Kraft verschiebt. Das hierbei angenommene lineare Verhalten der Ölbremse ist tatsächlich in vielen Fällen verwirklicht, nämlich solange Laminarströmung im Drosselement herrscht. Als Beispiel dafür diene das Diagramm Bild 25.

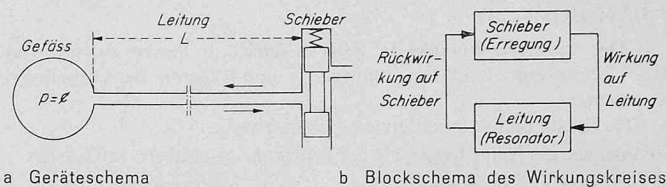
Fügt man nun diese Korrekturglieder in die Rückführung ein, dann lässt sich mit dem Verzögerungselement in erster Näherung ein *Proportional-Differential-Verhalten* erzielen, mit dem nachgebenden Element ein *Proportional-Integral-Verhalten*. In Bild 26b und c sind schematisch die entsprechenden Systeme dargestellt, zugleich mit den jeweiligen vereinfachten Übertragungsverhalten (Bild 26d und e). Auch hier würde die Berücksichtigung von Reibung, träger Masse, Kompressibilität usw. zu verwickelteren Übertragungseigenschaften führen.

Abschliessend sei noch darauf hingewiesen, dass gelegentlich an hydraulischen Systemen *Schwingungserscheinungen* auftreten, die nicht auf Unstabilität der Regelung zurückzuführen sind. Es ist daher für solche Schwingungserscheinungen typisch, dass sie auch an Steuereinrichtungen beobachtet werden können, wo eine Unstabilität im Sinne der Regelung gar nicht vorkommen kann. Diese Phänomene lassen sich nicht erschöpfend erklären, ohne auf die Vorgänge in den einzelnen Elementen genauer einzugehen, was hier nicht möglich ist. Trotzdem soll versucht werden, am Beispiel eines häufig auftretenden Schwingungsfalles die Ursachen solcher Schwingungen anzudeuten. Betrachten wir zu diesem Zweck zunächst das Verhalten eines Steuerschiebers etwas genauer (Bild 27a): Wenn man unter Beschränkung auf kleine Ausschläge  $x$  neben den früher bereits genannten statischen Effekten die stationären und instationären Strömungsrückwirkungen, die Reibungskräfte, die Massenkräfte und allfällig von aussen wirkende Kräfte  $K$  berücksichtigt, dann ergibt die rechnerische Formulierung der Zusammenhänge eine Differentialgleichung

$$(26) \quad e_0 x_e + e_1 x_e' + e_2 x_e'' + e_0 (p_0 - p_1) + e_1 (p_0' - p_1') = a_0 K_e$$

Diese bereits ziemlich komplizierte Beziehung ist in Wirklichkeit noch verwickelter, indem namentlich der Koeffizient  $e_1$  keine Konstante ist (auch nicht bei kleinen Wegen  $x$ ), sondern durch die verwickelten Reibungsvorgänge im Sinne eines Hysterese-Effektes vom Weg  $x$  abhängt (slip-stick-Effekt). Je nach den äusseren Bedingungen ergeben sich dabei verschiedene Arten des Übertragungsverhaltens dieses Elementes, wobei der Typus der Übergangsfunktionen in Bild 27b und c gezeigt ist. Für den ersten Fall, wo der Schieber rückwirkenden Kräfte  $K$  als Ausgangsgrösse betrachtet; im zweiten Fall wurde die (äussere) Kraft  $K$  als freie Variable angenommen und die Bewegung  $x$  des Schiebers als Ausgangsgrösse. Von besonderer Bedeutung ist nun in diesem Zusammenhang, dass auch die Drücke  $p_0$  und  $p_1$  in die Differentialgleichung (26) eingehen und damit Kraftwirkungen bzw. Schieberauslenkungen auslösen können.

In vielen Fällen steht nun ein solcher Schieber mit einer Rohrleitung in Verbindung, die, namentlich wenn sie am andern Ende mit einem Raum konstanten Druckes verbunden ist (zum Beispiel Gefäss oder Stellmotor-Hubraum), als *Resonator* wirken kann (vgl. Bild 28a).



a) Geräteschema  
 b) Blockschema des Wirkungskreises  
 Bild 28. Zur Entstehung von Schwingungen in hydraulischen Systemen

Am Schieber ausgelöste Druckwellen durchwandern dann die Leitung, werden am Rohrende zurückgeworfen und erscheinen ungefähr nach der Echozeit  $T_e = 2L/c$  ( $L$  = Rohrlänge,  $c$  = Schallgeschwindigkeit der Arbeitsflüssigkeit) wieder am Rohranfang. Dabei können sie nun in der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Weise auf den Schieber zurückwirken und ihn zu einer Bewegung und damit zu einer erneuten Druckstörung veranlassen. Es ergibt sich damit, wie im Blockschaltbild 28b extrem vereinfachend dargestellt, ein Wirkungskreis, in welchem der Schieber das erregende Element ist. Geschlossen wird der Kreis über die als Resonator wirkende Leitung.

Die Vorgänge in der Leitung sind der Rechnung im Prinzip gut zugänglich, obschon dabei die Lösung partieller Differentialgleichungen erforderlich ist. Meist wird diese Rechenarbeit aber nicht notwendig sein, indem aus dem Verständnis der sich abspielenden physikalischen Vorgänge die entsprechenden konstruktiven Massnahmen getroffen werden können. Nicht immer ist indes die Behebung von solchen Schwingungen in hydraulischen Systemen leicht durchführbar; alsdann kann eine eingehende rechnerische Untersuchung von grossem Nutzen sein.

### Schlussbemerkung

Es ist klar, dass im hier gegebenen Rahmen das weite Gebiet der hydraulischen Signaltechnik in keiner Weise erschöpfend behandelt werden konnte. Im Hinblick auf diese Beschränkung wurde daher nur versucht, einen Überblick über Methoden und Mittel der hydraulischen Signaltechnik zu geben, einige damit verbundene Probleme anzudeuten, vor allem aber Anregung und erste Einführung im Hinblick auf ein eingehenderes Studium dieses interessanten Gebietes zu geben. Namentlich dem letztgenannten Punkt dienen auch die beige-fügten Literaturhinweise.

### Literaturverzeichnis

#### A. Einteilung der Gebiete

- 1 Strömungstechnische Grundlagen
- 2 Logische Operationen, Schaltalgebra
- 3 Theorie der Regelung und Steuerung
- 4 Dynamik hydraulischer Regel- und Steuergeräte
- 5 Bauelemente der digitalen Signaltechnik
- 6 Bauelemente der analogen Signaltechnik

#### B. Literaturstellen (Bücher)

Buchtitel	Gebiet
Bernhard, J. H.: Digitale Steuerungstechnik. Vogel-Verlag, Würzburg.	2
Blackburn, J. F., Reethof, G., Lowen Shearer, J.: Fluid Power Control (Regelung durch Strömungsenergie, 2. Bd., Regel- und Steuerelemente). Krausskopf-Verlag, Wiesbaden.	1, 4, 5, 6
Chaimowitsch, E. M.: Ölhdraulik (Grundlagen und Anwendung). VEB-Verlag Technik, Berlin.	1, 4, 5, 6
Dieter, W.: Ölhdraulikfibel. Krausskopf-Verlag, Wiesbaden.	1, 5, 6
Findeisen, F.: Ölhdraulik in Theorie und Anwendung. Schweizer Druck- und Verlagshaus AG, Zürich	1, 5, 6
Glaetli, H. H.: Digital Fluid Logic Elements. VEB-Verlag Technik.	5
Hahn, R.: Digitale Steuerungstechnik. Franckh'sche Verlagsbuchhandlung, Stuttgart.	2
Lewis, E. E., Stern, H.: Design of Hydraulic Control Systems. McGraw-Hill Book Co.	4, 6
Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. Verlag Chemie GmbH, Weinheim/Bergstr.	3
Panzer, P., Beitler, G.: Arbeitsbuch der Ölhdraulik (Projektierung und Betrieb). Krausskopf-Verlag, Mainz.	5
Shinners, S. M.: Control System Design. John Wiley & Sons.	3, 4
Solodownikow, W. W.: Bauelemente der Regelungstechnik. VEB-Verlag Technik.	4, 6
Welbourn, D. B.: The Essentials of Control Theory for Mechanical Engineers. Edward Arnold (Publishers) Ltd., London.	3, 4
Weyh, U.: Elemente der Schaltungs algebra. R. Oldenbourg, München.	2
Yeaple, F. D.: Hydraulic and Pneumatic Power Control (Design, Performance, Application). McGraw-Hill Co.	1, 4, 5, 6
Zoehl, H.: Ölhdraulik. Springer-Verlag, Wien.	1, 5, 6