

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 85 (1967)
Heft: 38: 2. Sonderheft "Oelhydraulik"

Artikel: Regelung und Steuerung Hydraulischer Arbeitszylinder
Autor: Brunner, P.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-69540>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 22.02.2026

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

Regelung und Steuerung Hydraulischer Arbeitszylinder

DK 62-5:621.83:621.225.2

Von P. Brunner, dipl. Ing., Winterthur

Nach der Beschreibung von typischen Eigenschaften hydraulischer Kreisläufe in einem ersten Teil, und von ausgewählten Steuerelementen im zweiten Teil, werden im dritten Teil am Beispiel des hydraulischen Gleichlaufes zweier Arbeitszylinder steuer- und regeltechnische Lösungen gezeigt.

1. Schaltungsbeispiele

Eine sehr weit verbreitete, einfache Schaltung ist die Fernbetätigung eines Zylinders durch einen anderen Zylinder entsprechend der schematischen Darstellung in Bild 1. Nach dieser Bauart sind die Bremsanlagen vieler Fahrzeuge ausgeführt. Die Eingangskraft P_e entspricht, sofern die Kolbenflächen F gleich sind, der Ausgangskraft P_a . Die Kolbenreibung, die vom Aufbau der Dichtungen, der Spiele, der Ölzhigkeit, der Geschwindigkeit und den Drücken abhängig ist, kann kaum allgemeingültig angegeben werden. Dieter gibt Wirkungsgrade von 90%, in einigen Fällen aber weniger als 50% an. Im Wirkungsgrad der Anlage $\eta = P_a/P_e$ hat dieser Verlust eine grosse Bedeutung und muss bei der Planung berücksichtigt werden. Die Sicherung gegen Überlastung erfolgt durch ein Überdruckventil. Damit wird der Druck auf einen bestimmten Wert begrenzt. Im Gegensatz zu mechanischen Sollbruchstellen oder elektrischen Sicherungen bleibt beim Ansprechen die Ausgangskraft erhalten.

Die Wegschlüssigkeit der Übertragung wird durch die Leckverluste beeinträchtigt. Viele Kolben von Ventilen werden ohne eigentliche Dichtelemente, sondern nur durch enge Spalten abgedichtet, wobei immer Leckverluste auftreten werden. Die Grösse dieser Verluste ist ausser vom Durchmesser, der Dichtlänge und der Druckdifferenz von der Ölzhigkeit und der Spalthöhe in der dritten Potenz abhängig. Bei Spalthöhen von wenigen Hundertsteln Millimetern machen sich die Fabrikationstoleranzen und temperaturbedingten Unterschiede stark bemerkbar.

Auch die Kompressibilität des Öls und die Elastizität der Bauteile, wie Rohre usw., beeinträchtigen die Wegschlüssigkeit. Die mittlere Volumenänderung des Öls beträgt 0,7% bei einer Druckänderung um 100 at. Dies bedeutet bei einem Zylinder von 300 mm Hub und einer Drucksteigerung um 300 at einen Weg von 2,1% oder 6,3 mm. Wird ein derart elastisch vorgespannter Zylinder plötzlich entlastet, sei es, dass die Last plötzlich wegfällt (Stanzmaschinen) oder ein Ventil schlagartig geöffnet wird, so wird sich das Öl, ähnlich einem kompressiblen Gas, entspannen, was zu beträchtlichen Schlägen in der Anlage führen kann. Anderseits benötigt der Druckaufbau in einer Anlage eine gewisse Zeit: bei einem Pumpenförderstrom von 10 l/min und einem Volumen von 5 l, dauert es rund 0,4 s, bis 200 at erreicht sind. Ist in einem System noch Luft eingeschlossen, so steigt die Kompressibilität ganz erheblich, was zu Störungen führen kann. Der Temperaturanstieg von Luft bei adiabater Kompression von 10 at auf 210 at beträgt rund 400 °C.

Wird der einfachwirkende Zylinder durch eine Pumpe betätigt, so umfasst die Anlage außer dem Überdruckventil noch ein Wegeventil, Bild 2. Die Strömungsverluste in den Rohren fallen wenig ins

Gewicht, sofern die mittleren Geschwindigkeiten 3 bis 5 m/s betragen, da die dynamischen Drücke wesentlich tiefer liegen als die statischen. Sehr lange Rohre und Saugleitungen mit niedrigen statischen Drücken bilden eine Ausnahme. Oft führen die Steuerelemente zu grossen Druckverlusten. Diese erreichen je nach Fabrikat und Typ bis zu einigen at. Eine allgemeingültige Norm für verbindliche Angaben durch die Hersteller besteht leider noch nicht.

Bei gewissen Schaltungen werden die Ölströme bewusst gedrosselt. Die dabei entstehenden Verluste machen oft ein Vielfaches der übrigen Strömungsverluste aus. Die Einstellung der Geschwindigkeit durch Drosseln stellt ein solches Beispiel dar. Bei konstanter Belastung des Arbeitskolbens ändert sich die Geschwindigkeit je nach der Grösse der Drosselung; dabei strömt mehr oder weniger Öl über das Überdruckventil ab. Speziell bei kleinen Geschwindigkeiten führt diese Schaltung zu starken Ölerwärmungen. Zudem ist sie praktisch nur für Vorschubbewegungen anwendbar, da die Geschwindigkeit belastungsabhängig ist. Anstelle der einfachen Drossel kann ein Stromregler eingesetzt werden, der unabhängig von der Druckdifferenz den Ölstrom auf einen konstanten Betrag regelt.

Bild 3 zeigt eine Pumpe mit einem doppelwirkenden Kolben. Drückt dabei eine äussere Kraft den Kolben in eine bestimmte Richtung (Senken unter Last), so muss die Bewegung gebremst werden. Wird dazu ein Überdruck-(Vorspann-)Ventil eingesetzt, so kann der Kolben gegen das Absinken gesichert werden. Mit einem Stromregler hingegen kann die Senkgeschwindigkeit eingestellt werden. Bei der Auswahl der Wegeventile muss berücksichtigt werden, dass der Kolben beim Einfahren den Ölstrom übersetzt. Je nach dem Flächenverhältnis φ beträgt das rückströmende Öl das 2 bis 10fache des Pumpenförderstromes.

Mit den Eilgangschaltungen nach Bild 4 kann die Geschwindigkeit des Kolbens verändert werden. Das Umschalten von der Kolbenstangenfläche f auf die Kolbenfläche F stellt eine erste Möglichkeit dar. Die Umschaltung wird häufig druckabhängig gemacht. Werden verschiedene Pumpen eingesetzt, so schalten die Niederdruckpumpen mit grossem Förderstrom bei 30 bis 70 at ab, während die Hochdruckpumpen für Drücke von 300 bis 600 at geeignet sind, Bild 4b. Ist der Kolben belastet, so kann er schneller ausgeföhrt werden, als dem Pumpenförderstrom entspricht, wenn er Öl direkt aus einem Behälter nachsaugt (Bild 4c). Bei grossen Kolben von Werkzeugmaschinen kann dadurch eine Niederdruckpumpe gespart werden.

2. Steuerelemente

a) Überdruckventile

Bild 5 zeigt eine Übersicht der gebräuchlichsten Ausführungen von Überdruckventilen. Die federbelastete Kugel ist wohl die einfachste Bauart, doch neigen solche Sitz-Ventile zum Schwingen und ihre Charakteristik (Durchflusstrom in Abhängigkeit vom Einstelldruck) steigt stark an. Kolbenventile sind in der Herstellung anspruchsvoller; dafür können durch Dämpfungskolben und Differentialflächen die Charakteristiken wesentlich beeinflusst werden, Bild 5b.

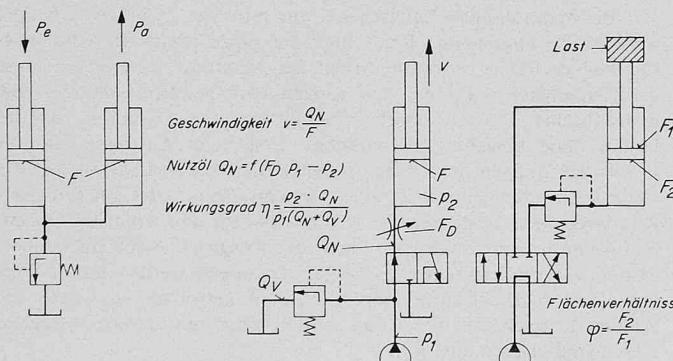


Bild 1 (links). Fernbetätigung eines Zylinders durch einen anderen Zylinder

Bild 2 (Mitte): Betätigung eines einfachwirkenden Zylinders durch eine Pumpe

Bild 3 (rechts). Betätigung eines doppelwirkenden Zylinders durch eine Pumpe

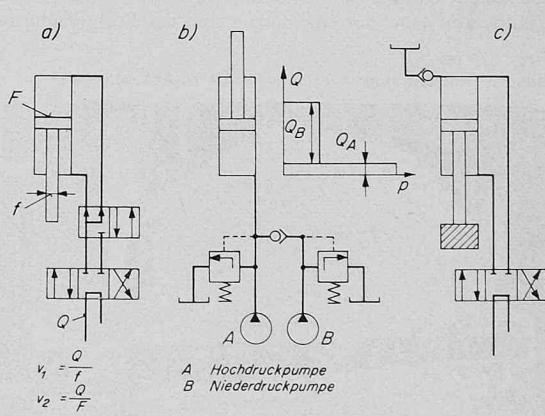


Bild 4. Eilgangschaltungen. a) Umschaltung der Kolbenflächen, b) Verwendung von zwei Pumpen, c) Oelnachsaugung aus einem zweiten Behälter

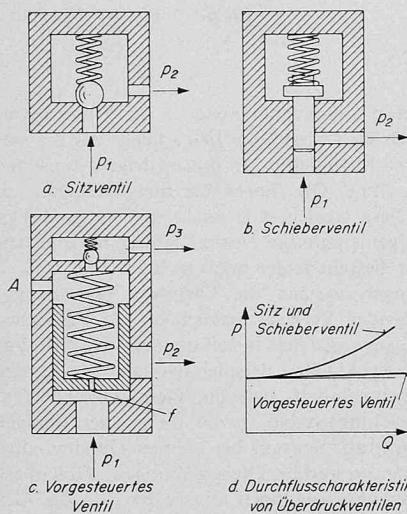
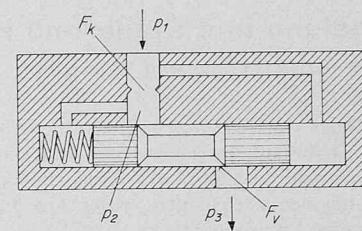
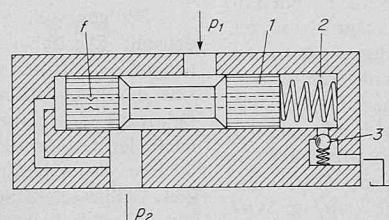


Bild 5 (links). Gebräuchliche Ausführungen von Ueberdruckventilen

Bild 6 (unten). Druckminderventil.
1 Servokolben, 2 Feder, 3 Vorsteuerventil,
f Drossel

Bild 7 (rechts). Stromregler. Oben: Zweiweg-Stromregler, unten: Dreiweg-Stromregler



Für grössere Ölströme werden vorgesteuerte Ventile eingesetzt, die sich aus einem kleinen direktgesteuerten Vorsteuerventil und einem Servokolben zusammensetzen. Solange der Druck p_1 unter dem Ansprechdruck des Vorsteuerventils liegt, hält die Feder den Servokolben, der auf beiden Seiten mit dem gleichen Druck beaufschlagt ist, in geschlossener Stellung. Beim Öffnen des Vorsteuerventils muss ein kleiner Ölstrom durch die Drossel f nachfließen. Durch den dabei entstehenden Druckabfall wird der Servokolben gegen die weiche Feder verschoben, bis durch die Hauptöffnung eine neue Gleichgewichtslage gefunden wird. Diese Ventile zeichnen sich durch ruhiges Arbeiten und eine gute Charakteristik aus. Am Anschluss A kann eine Fernbedienung angeschlossen werden, was einen vielseitigen Einsatz erlaubt.

Während die direktbetätigten Ventile ausgangsdruckabhängig arbeiten, ist beim Vorsteuerventil die Druckdifferenz $p_1 - p_3$ massgebend. Damit wird der Öffnungsdruck von Schwankungen des Ausgangsdrückes p_2 nicht verändert.

b) Druckminderventile, Bild 6

Über ein Druckminderventil kann ein Zweig einer Anlage mit tieferem Druck gespiesen werden. Steigt dabei der Ausgangsdruck p_2 auf den Einstellwert, so schliesst analog wie beim vorgesteuerten Überdruckventil der Servokolben 1 die Verbindung Eingang-Ausgang. Sobald kein Öl mehr über die Drossel f und das Vorsteuerventil 3 abströmt, öffnet der Servokolben die Verbindung wieder. Dieser ständige Verlust schränkt die Anwendung des Ventils bei Halteoperationen ein. Das ständige Öffnen und Schliessen des Ventils kann, je nach dem dynamischen Verhalten, zu Schwingungen im System führen.

c) Stromregler

Ein Stromregler enthält immer eine konstante Drosselstelle F_k zur Messung des Ölstromes und eine variable Drosselstelle F_v zur Regelung, Bild 7. Mit der an der festen Drosselstelle F_k gemessenen Druckdifferenz, die gesetzmässig vom durchströmenden Ölstrom abhängt, wird die variable Drosselstelle über den Regelkolben eingestellt. Die Genauigkeit dieser Geräte beruht in erster Linie auf der Genauigkeit des Zusammenhangs $Q \sim (p_1 - p_2)$. Die Einflüsse der Temperatur bzw. der Ölzähligkeit und der Dichteänderung bilden die

wichtigsten Fehlerquellen. Der Einfluss der Änderung der Federkraft während des Regelvorganges ist gering, da eine sehr weiche Feder verwendet werden kann und der Regelweg nur wenige Zehntelmillimeter beträgt.

Die Ansprechgeschwindigkeit eines solchen Reglers im Falle einer plötzlichen Druckentlastung auf der Ausgangsseite von 30 auf 0 at bis der Strom wieder konstant gehalten wird, liegt nach Dieter bei 0,2 s. Zum sicheren Arbeiten eines Stromreglers sollte der Pumpenförderstrom immer einige Prozente höher liegen als jener Strom, welcher der Einstellung des Reglers entspricht. Beim Dreiweg-Stromregler wird der Eingangsdruck p_1 nur um den Druckabfall an der Drosselstelle F_k höher als der Arbeitsdruck p_2 liegen. Bei Zweiweg-Stromreglern entspricht der Eingangsdruck dem durch das Überdruckventil in der Anlage gehaltenen Maximaldruck. Bei kleinen Belastungen arbeitet dieser Regler also sehr unwirtschaftlich.

3. Gleichlauf zweier Hydraulikzylinder

Unter dem Gleichlauf zweier Hydraulikzylinder versteht man das Fahren der beiden Kolben mit unter sich gleichen Geschwindigkeiten, so dass beide Kolben zu jeder Zeit gleiche Wege zurückgelegt haben. Dabei muss die Geschwindigkeit nicht konstant sein; sie kann je nach Belastung in weiten Grenzen ändern, sofern mit konstanter Leistung gefahren werden soll. Die Belastung der beiden Kolben ist aber immer ungleich, was einerseits durch unterschiedliche äussere Kräfte, anderseits durch verschiedene Reibungs- und Strömungsverluste bedingt ist.

Zur Erzielung des Gleichlaufes werden zwei Wege beschritten:
a) Durch geeignete Schaltungen werden die Ölströme so gesteuert, dass sie für jeden Zylinder gleich gross sind.

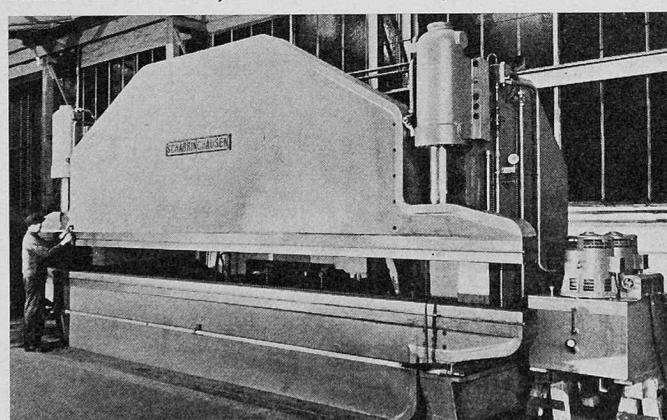
b) Die Wegdifferenzen der beiden Kolben werden gemessen, und mit einem über die Maschine geschlossenen Regelkreis wird der Gleichlauf herbeigeführt.

Je nach der Anwendung gehen die Ansprüche an die Wegabweichungen von Zehntelmillimetern und weniger bis zu mehreren Millimetern.

Bei hydraulischen Tafelscheren, die mit zwei Zylindern arbeiten, wandert die angreifende Kraft über die ganze Breite der Maschine. Ein kleiner Fehler stört die Arbeit der Maschine nicht, doch muss die Genauigkeit während dem ganzen Hub gewährleistet sein. Bei hydraulischen Abkantpressen, Bild 8, wird ein grösserer Teil des Hubes ohne Belastung durchfahren. Erst beim Auftreten auf das Werkstück müssen die Kolben in einer bestimmten Lage zueinander stehen. Ausschlaggebend ist aber die Abweichung erst am Ende des Kantvorganges. In diesem Fall genügt also ein sehr einfacher Gleichlauf, wenn im entscheidenden Punkt der Ausgleich durch ein weiteres Mittel, wie mechanische Anschläge, erzwungen werden kann. Werden keine Vorkehrungen zum Gleichlauf getroffen, so fahren die Kolben je nach der Belastung einzeln oder mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten aus, Bild 9.

Bei vielen Anwendungen sind die Kolben mechanisch miteinander verbunden (Hebebühnen, Baugeräte usw.), so dass ein Belastungsausgleich erfolgen kann. Werden die mechanischen Verbindungen speziell für diesen Ausgleich konstruiert (Torsionswellen bei Abkantpressen), so kann mit einem einfachen hydraulischen Kreislauf ein gutes Ergebnis erzielt werden. Der Gleichlauffehler setzt sich aus den Spielen und Verformungen der mechanischen Übertragung zu-

Bild 8. Ansicht einer hydraulischen 300-t-Abkantpresse



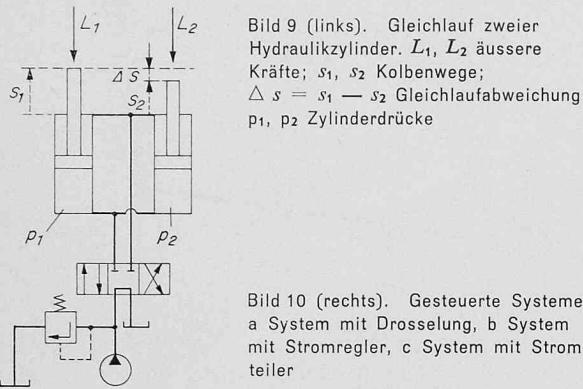
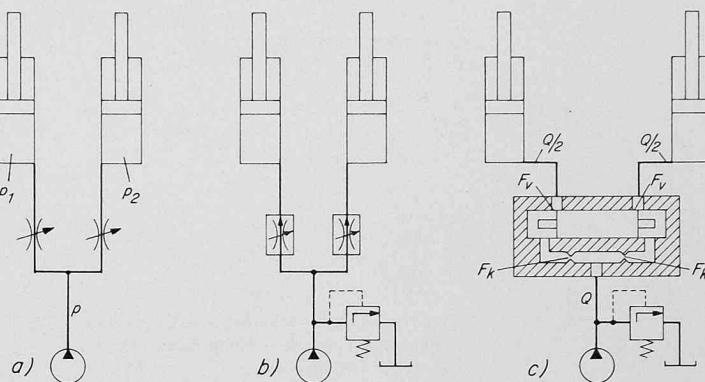


Bild 9 (links). Gleichlauf zweier Hydraulikzylinder. L_1, L_2 äussere Kräfte; s_1, s_2 Kolbenwege; $\Delta s = s_1 - s_2$ Gleichlaufabweichung; p_1, p_2 Zylinderdrücke

Bild 10 (rechts). Gesteuerte Systeme.
a System mit Drosselung, b System mit Stromregler, c System mit Stromteiler



sammen. Da bei extrem einseitiger Belastung die Kraft eines Kolbens mechanisch zu übertragen ist, im Beispiel einer 400-t-Presse sind es 200 t bei 4 m Zylinderabstand, wird die Beherrschung der Verformungen bei grösseren Maschinen schwierig.

a) Gesteuerte Systeme

Die Genauigkeit dieser Systeme ist durch Aufteilung der Förderströme gegeben. Die zusätzlichen Fehler durch Kompressibilität und Undichtheit können nicht ausgeglichen werden. Zudem addieren sich die Fehler laufend, so dass ein periodischer Ausgleich nötig ist, was durch Auffahren auf Anschläge möglich ist.

Der Gleichlauf wird bei diesen Systemen erreicht, indem entweder der weniger belastete Kreis hydraulisch *zusätzlich belastet* wird, so dass, vom Verzweigungspunkt der Leitung aus betrachtet, für beide Kreise gleiche Drücke aufzubringen sind, oder indem die Belastung hydraulisch auf beide Kolben *gleichmässig verteilt* wird.

Die Anlagen der erstgenannten Art arbeiten mit geringem Wirkungsgrad, da die zusätzliche hydraulische Belastung einen Verlust darstellt, der bei einseitiger Belastung 50% der Leistung ausmacht und als Wärme anfällt. Zudem kann jeder Arbeitskolben höchstens die halbe Pumpenleistung abgeben. Nach diesem Prinzip arbeiten Systeme mit Drosselung bei konstanter Belastung und Lastverteilung, also bei reinen Vorschubbewegungen, Bild 10a.

Werden anstelle der Drosseln Stromregler eingebaut, so lässt sich diese Schaltung auch bei variablen Lasten anwenden, Bild 10b. Allerdings kann die Geschwindigkeit nicht geändert werden. Bei kleinen Belastungen ist auch diese Schaltung unwirtschaftlich, da ein Teil des Pumpenförderstromes immer über das Überdruckventil abströmen muss.

Der Stromteiler, Bild 10c, der eigentlich aus zwei zusammengebauten Stromreglern besteht, erlaubt eine Änderung des Förderstromes im Verhältnis von rd. 1:2. Zudem entspricht der Pumpendruck bis auf die Verluste im Stromteiler, dem höher belasteten Kolben, so dass auch bei Teillast mit relativ gutem Wirkungsgrad gefahren werden kann. Die Teilgenauigkeit erreicht 2 bis 4%, was sich natürlich als Gleichlauffehler auswirkt. Die Schaltung für den Gleichlauf in beiden Richtungen wird in den Bildern 11b und c gezeigt.

Bei Systemen mit Belastungsausgleich liegt der Wirkungsgrad wesentlich höher, da keine Drosselungen nötig sind. Die ganze Pumpenleistung kann auf einen Arbeitskolben übertragen werden. Auch in diesen Systemen können die Fehler durch Leckage und Kompressibilität nicht ausgeglichen werden, und ein periodisches Einstellen ist unumgänglich. Bei der Serieschaltung der Zylinder, Bild 12, den Zumesszylindern, Bild 13, und dem Ausgleich mit gekuppelten Hydromotoren, Bild 14, sind die geometrischen Abmessungen der einzelnen Elemente genau aufeinander abzustimmen. Die Drücke in den

Ausgleichsleitungen der ersten beiden Ausführungen können wesentlich über dem Pumpendruck liegen und sind für die Kompressibilitätsverluste und die Leckage ausschlaggebend. Zudem müssen diese eingeschlossenen Volumina beim Ausgleichen nachgespiesen, bzw. entlastet werden können. Mit diesen Schaltungen sind keine Begrenzungen der Geschwindigkeiten mehr zu beachten, so dass mit Regelbumpen mit grossem Verstellbereich gearbeitet werden kann.

Vom Ausgleich durch gekuppelte Hydromotoren ist es nur ein kleiner Schritt zum Einsatz von zwei unabhängigen Pumpen. Sofern es sich aber um Regelbumpen handelt, müssen sie so geschaltet werden, dass sie immer gleiche Förderströme abgeben.

Mit den gesteuerten Systemen können einfache Lösungen gefunden werden, wobei die Gleichlauffehler aber ausser den Teilfehlern durch die Leckverluste und die Kompressibilität wesentlich beeinflusst werden.

4. Geregelte Systeme

Grössere Genauigkeit lässt sich durch über die Maschine geschlossene Regelkreise erzielen. Dabei wird die Wegdifferenz der beiden Kolben gemessen und zum stetigen Nachregeln der Geschwindigkeit herangezogen. Damit können nun alle Fehler, insbesondere auch die durch Kompressibilität und Leckverluste verursachten, korrigiert werden, und das periodische Ausrichten mit Anschlägen erübrigts sich.

Die Fehlermessung erfolgt mittels mechanischer oder elektronischer Einrichtungen. In beiden Fällen gilt es Wegdifferenzen von wenigen Zehntelmillimetern zu messen. Bild 15 zeigt ein mechanisches Fehlermess-System an einer Abkantpresse. Häufig wird die gemessene Grösse übersetzt und bis zum Gleichlaufventil übertragen. Je nach der nötigen Stellkraft am Gleichlaufventil ist entweder eine direkte Betätigung möglich, oder es müssen Servomotoren dazwischen geschaltet werden.

Da die Regelbewegungen sehr schnell ausgeführt werden müssen, soll die Übertragung möglichst trägeheitslos arbeiten. Bei der Umkehr der Bewegungsrichtung der Kolben muss auch die Fehlermessung oder der Korrektoreingriff am Gleichlaufventil umgekehrt werden, da ja in diesem Moment der vorlaufende Kolben zum nachlaufen wird.

a) Zulaufdrosselung

Gleich wie bei den gesteuerten Systemen wird hier eine zusätzliche hydraulische Belastung durch Drosseln in den weniger belasteten Kreis gebracht. Der Wirkungsgrad der Anlage ist gering, weil die Pumpe so arbeitet, als ob beide Kolben gleich, entsprechend dem höher belasteten Kreis, beaufschlagt wären.

Die in Bild 16 gezeigte Schaltung für eine 500-t-Abkantpresse arbeitet mit drei Pumpen 1, 2 und 3, die über vorgesteuerte Überdruckventile 5, 6 und 7 einzeln zugeschaltet werden können. Das

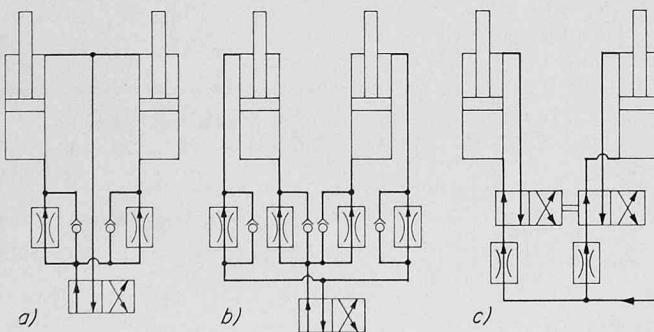


Bild 11. Gleichlaufsysteme mit Stromregler. a für eine Richtung, b und c für beide Richtungen

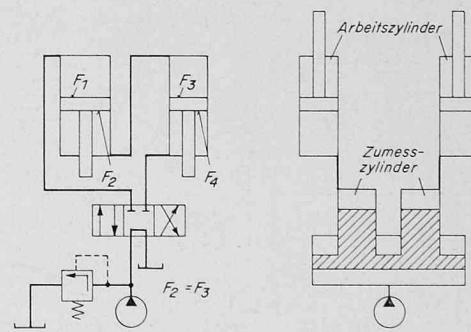


Bild 12. Serienschaltung der Zylinder

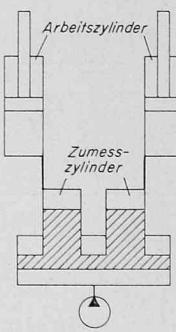


Bild 13. Volumendosierung mittels Zumesszylinder

Bild 14 (links). Gleichlauf mit zwei gekuppelten Hydromotoren

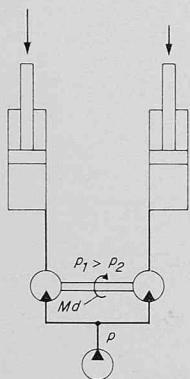
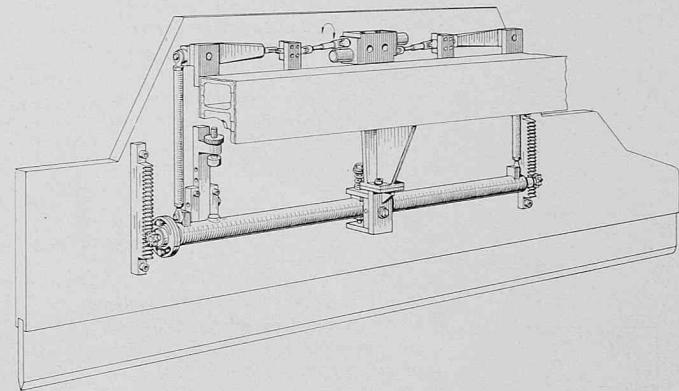


Bild 15 (rechts). Schematische Darstellung eines mechanischen Fehlermess-Systems an einer Abkantpresse



Gleichlaufventil 8 dient zugleich als Wegeventil und wird dazu über eine Steuerhydraulik umgeschaltet. Mit diesem Umschalten werden auch die Steuerkanten umgeschaltet, so dass an der Fehlermessung bei der Bewegungsumkehr keine Änderung nötig ist. Mit dieser Schaltung werden an einer 6 m langen Maschine Genauigkeiten von $\pm 0,3$ mm eingehalten. In Bild 17 ist das genannte Gleichlaufventil im Schnitt dargestellt.

b) Ausgleichskreislauf

Mit viel besserem Wirkungsgrad arbeitet eine Schaltung mit Ausgleichskreislauf nach Bild 18. Sie besteht aus einer gesteuerten Anlage mit zwei Pumpen 1 und 2 sowie einer geregelten Anlage, mit welcher der noch vorhandene Fehler korrigiert wird. Da nur noch die Differenz der beiden Hauptpumpen ausgeglichen werden muss, wird die dritte Pumpe 3 sehr viel kleiner. Auch die Betätigung des Gleichlaufventils 4, das nicht mehr für den ganzen Hauptförderstrom bemessen werden muss, erlaubt Vereinfachungen am Fehlermess-

System. Anstelle des Gleichlaufventils kann eine umsteuerbare Pumpe eingesetzt werden, die aus dem weniger belasteten Kreis gespiesen wird und in den höher belasteten Kreis fördert. Dabei werden Grösse und Richtung des Förderstromes durch das Fehlermess-System geregelt. Auf diese Weise entfallen auch die Verluste im Ausgleichskreislauf, so dass ein hoher Anlagewirkungsgrad erreicht wird. Der Förderstrom einer umsteuerbaren Pumpe hat aber beim Nulldurchgang eine Unstetigkeit, die dem Spiel im Fehlermess-System gleichkommt. Dieser tote Gang ist bei einem Gleichlaufventil erheblich kleiner, was wiederum die Genauigkeit der Regelung beeinflusst.

c) Bypassregelung

Verzichtet man auf die Ausgleichspumpe und lässt man aus dem weniger belasteten Kreis, zu dem der voreilende Kolben gehört, Öl abströmen, so wird der Wirkungsgrad etwas sinken, die ganze Anlage fällt aber einfacher aus. Da nur die Differenz der Förderströme korrigiert werden muss, und der Eingriff beim tieferen Druck erfolgt,

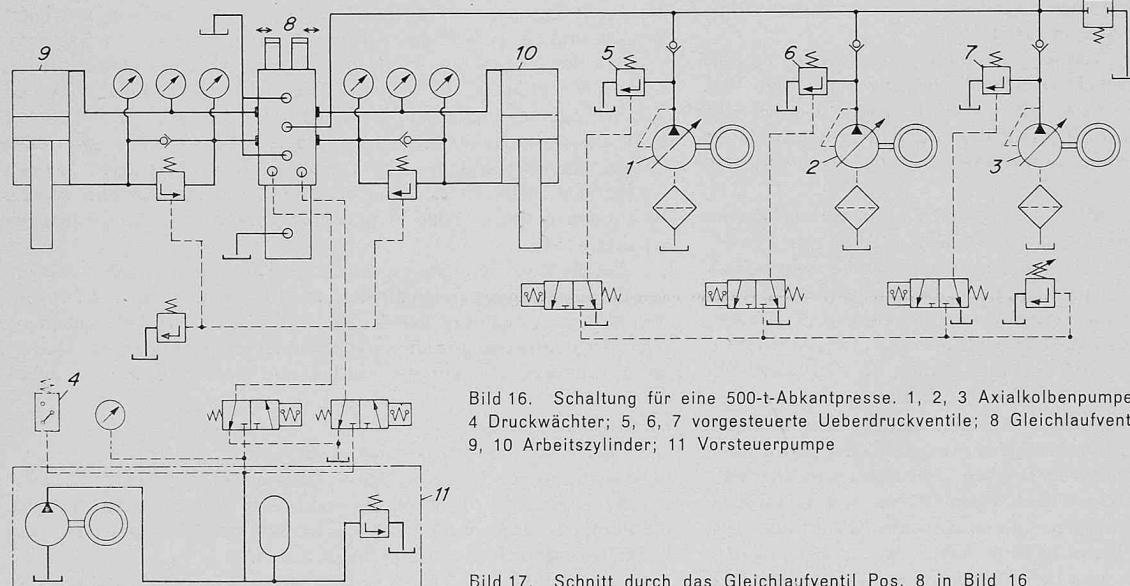
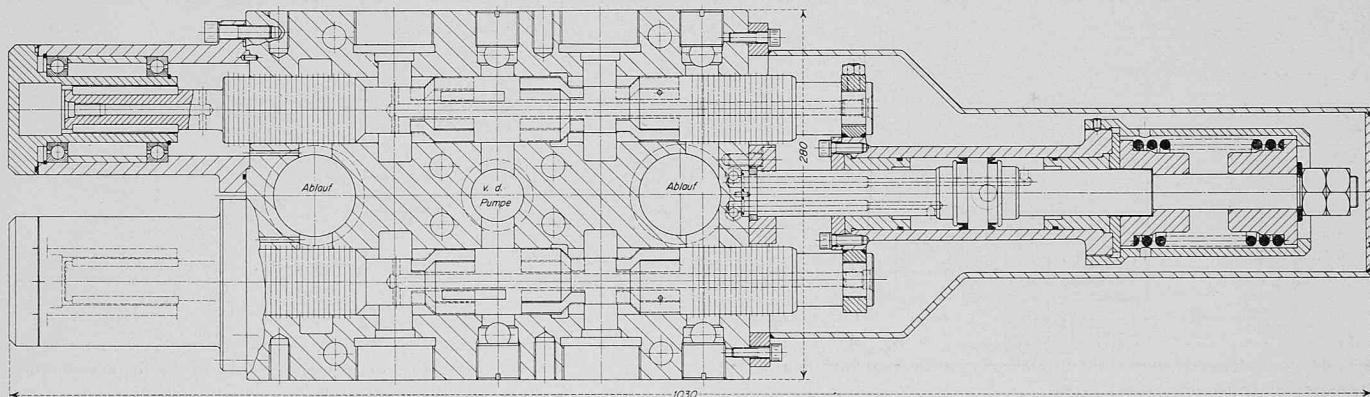


Bild 16. Schaltung für eine 500-t-Abkantpresse. 1, 2, 3 Axialkolbenpumpen; 4 Druckwächter; 5, 6, 7 vorgesteuerte Überdruckventile; 8 Gleichlaufventil; 9, 10 Arbeitszylinder; 11 Vorsteuerpumpe

Bild 17. Schnitt durch das Gleichlaufventil Pos. 8 in Bild 16



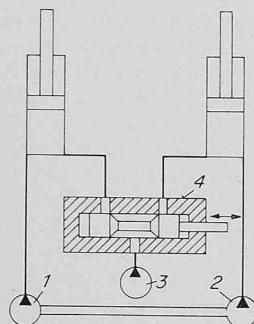
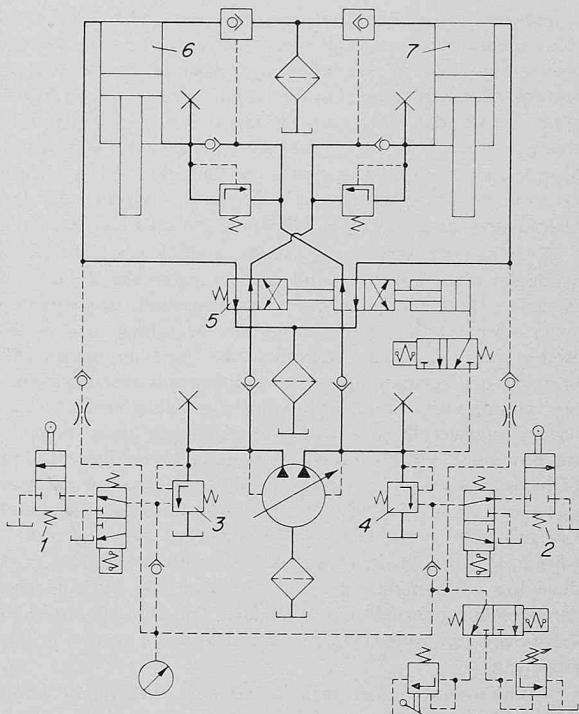


Bild 18 (links). Schaltung mit Ausgleichskreislauf. 1, 2 Hauptpumpen; 3 Ausgleichspumpe; 4 Gleichlaufventil

Bild 19 (rechts). Bypassregelung. 1, 2 Korrekturventile (Gleichlaufventil); 3, 4 Überdruckventile; 5 4/2-Wegeventile, gekuppelt; 6, 7 Arbeitszylinder

bleiben die Verluste gering. Auch werden die Gleichlaufventile klein, was eine einfache Fehlermessung erlaubt. In Bild 19 sind die Gleichlaufventile 1 und 2 an die vorgesteuerten Überdruckventile 3 und 4 angeschlossen. Durch diese Schaltung wird eine erhebliche Verstärkung der Wirkung erreicht, da der ganze Förderstrom des zweiten Kreises abgeblasen werden muss, sobald der erste den Maximaldruck erreicht hat. Dank dieser Verstärkerwirkung kann mit einem Gleichlaufventil für 5 l/min ein Ölstrom von 50 und mehr l/min geregelt werden. Um ohne ein Umsteuern der Fehlermessung beim Umkehren der Bewegungsrichtung auszukommen, wurden die Leitungen zwischen dem Wegeventil 5 und den Zylindern 6 und 7 gekreuzt. Damit entfällt jede zusätzliche Umschaltung und die Bewegung der Kolben ist in beiden Richtungen geregelt.

Die Problemstellung Gleichlauf zeigt, wie vielfältig die Lösungsmöglichkeiten bei der Steuerung und Regelung von Arbeitszylindern in einem einzigen Fall sind. Je nach den Anforderungen ergeben sich dabei einfachste bis aufwendigste Anlagen, wobei die vorteilhafteste Lösung nur in der Zusammenarbeit zwischen dem Maschinenbauer und dem Hydraulikfachmann gefunden werden kann.



Adresse des Verfassers: P. Brunner, dipl. Ing. ETH, Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Zürcherstrasse 41, 8400 Winterthur.

Hydraulische Steuerungen von Werkzeugmaschinen

Von Prof. Eugen Matthias, ETH, Zürich

DK 62-522:621.9

A. Einführung

1. Anforderungen und Konsequenzen für die Konstruktion

Die Werkzeugmaschine ist eine Einrichtung zur Gestalterzeugung mittels bei bestimmter Geschwindigkeit ablaufender Relativbewegungen zwischen Werkstück und Werkzeug. Die relative Bahn, die das Werkzeug im Werkstückkörper ausführt, wird nachgebildet, und die Summe der durchlaufenen Bahnen stellt die Gestalt des Werkstückes dar. Diese Überlegung zeigt als wesentliches Merkmal, dass jeder Momentanwert der relativen Bahn direkt als Teil der Gestalt festgehalten wird und damit in das Erzeugnis eingeht. Die Folge davon ist, dass Einschwingvorgänge, wie sie in gewissen Grenzen in vielen anderen Prozessen ohne weiteres zulässig sind, an der Werkzeugmaschine vermieden oder mindestens auf ein sehr kleines Mass beschränkt werden müssen. Die Formulierung mag etwas überspitzt sein, da ja die definitiven Werkstückformen meistens nicht in einem einzigen, sondern in mehreren, aufeinanderfolgenden Schritten erzeugt werden. Umgekehrt dürfte gerade die grosse Schwierigkeit, Einschwingvorgänge sehr klein zu halten, einer der Gründe dafür sein, dass in vielen Fällen für die Erzeugung einer gewünschten Form mehrere Schritte notwendig sind. Außerdem kommt eine erzeugte Fläche meistens in ihrer Gesamtausdehnung zur Wirkung, so dass Fehler kleinerer Flächenelemente ausgeglichen werden (z.B. Dichtflächen oder hydrodynamische Lager). Grundsätzlich aber dürfte diese Forderung eine der wesentlichsten im Werkzeugmaschinenbau darstellen.

Die zweite Anforderung ist die Genauigkeit. Zu deren Bestimmung eignen sich die ISO-Toleranzen, welche die zulässige Massabweichung von Werkstücken von ihrem Sollwert in bestimmten Qualitätsklassen festlegen. Bild 1a zeigt die Breite des Toleranzfeldes als Ordinate in Funktion der ISO-Qualität, wobei die drei Kurven die Abmessung des Werkstückes, nämlich Durchmesser 10, 100 und 500 mm darstellen. Es ist bekannt, dass die Breite des Toleranzfeldes mit der Werkstückgrösse anwächst. Wenn man wieder über die ISO-Qualitäten die Temperaturdifferenzen aufträgt, die im Werkstück eine der Toleranz entsprechende Wärmeausdehnung erzeugen, fällt nun auf, dass die zulässige Temperaturdifferenz bei gleicher Qualität mit der Werkstückabmessung ganz erheblich abnimmt (Bild 1b). Aus dieser

Darstellung können einige Folgerungen gezogen werden: Die Abmessung des Werkstückes wird durch die über die Zeit sich laufend verändernde relative Lage zweier Elemente der Werkzeugmaschine erzeugt. Diese sind aber ebenfalls dem Temperatureinfluss unterworfen, so dass die dadurch entstehende Änderung derselben auch ihre relative Lage, also die Werkstückabmessungen beeinflusst. Dementsprechend gelten in erster Näherung die in Bild 1b dargestellten höchstzulässigen Temperaturdifferenzen auch für die Maschine und ihre Elemente, wenn eine bestimmte Werkstückqualität erzeugt werden soll. Darüber hinaus ist aber zu bedenken, dass die Temperatur-

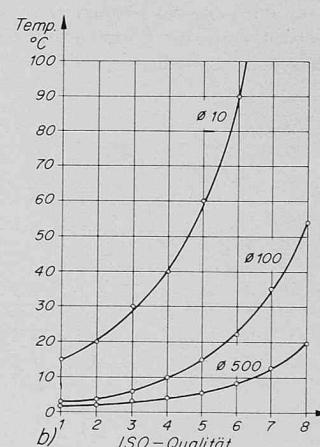
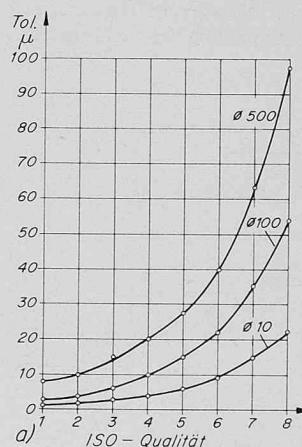


Bild 1a. Breite des Toleranzfeldes in Funktion der ISO-Qualität für verschiedene Werkstückdurchmesser

Bild 1b. Temperaturdifferenzen, die eine Wärmeausdehnung im Werkstück erzeugen, deren Grösse dem Toleranzfeld nach den ISO-Qualitäten entspricht (für verschiedene Werkstückdurchmesser)