

Die Grundlagen der hydrostatischen Leistungsübertragung

Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig

Bei der rasch fortschreitenden Entwicklung der Technik ist es besonders dem in der Industrie arbeitenden Ingenieur, aber auch dem in der Forschung tätigen Wissenschaftler nicht immer möglich, die vielfältige und zahlreiche Literatur auch auf den Gebieten zu verfolgen, die nicht in seinem unmittelbaren Arbeitsbereich liegen. Es sollte daher zu den Aufgaben der Institute gehören, das auf einzelnen wichtigen Gebieten Erreichte von Zeit zu Zeit zusammenzufassen und es dem in der Wissenschaft und Industrie arbeitenden Ingenieur in einer Betrachtungsweise zugänglich zu machen, die dem neuesten Entwicklungsstand entspricht.

In diesem Sinne veröffentlichte der Verfasser dieses Aufsatzes in Heft 6/1963 der Landtechnischen Forschung eine Arbeit über „Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven“ [1]. Der hier vorliegende Aufsatz über „Die Grundlagen der hydrostatischen Leistungsübertragung“ soll zusammen mit der im nächsten Heft folgenden Arbeit über „Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- und Schlepperbau“ einen grundlegenden Überblick über das gesamte Gebiet der Hydrostatik geben. Dieser Überblick soll besonders demjenigen Leser ein einfaches Einarbeiten ermöglichen, der sich bisher noch nicht eingehend mit den Problemen des immer wichtiger werdenden Gebietes der Hydrostatik beschäftigt hat.

Die beiden Aufsätze sollen ferner aber den uns besonders wichtig erscheinenden Nebenzweck verfolgen, einen breiteren Leserkreis mit der Benutzung der seit einigen Jahren bekannten Hydrauliksymbole vertraut zu machen. Diese Symbole sind nicht nur für die Verwendung in der Lehre und für das schnelle Erfassen der Funktion hydraulischer Anlagen unerlässlich, sondern sie bieten auch dem in die Einzelheiten der Hydraulik noch nicht eingeweihten Konstrukteur die Möglichkeit, ohne die Verwendung komplizierter Schnittbilder zunächst die Funktion einer neu zu entwickelnden Anlage zu durchdenken und sie in Form eines einfachen Hydraulikschaltplanes niederzulegen. Viele dem unvorbelasteten Betrachter nur schwer verständliche Zusammenhänge, insbesondere auf dem Gebiet der Schlepperhydraulik, lassen sich mit Hilfe der Hydrauliksymbole bedeutend einfacher darstellen, als es ohne die Verwendung dieser Hilfsmittel bisher möglich gewesen ist.

Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies

1. Einleitung

Während der letzten Jahre konnte auf allen Gebieten des Maschinenbaues das starke Vordringen hydrostatischer Antriebe beobachtet werden. Diese Entwicklung zeigt sich auch im Schlepper- und Landmaschinenbau, wo zahlreiche Konstruktionen von Maschinen und Geräten mit der Anwendung der Hydrostatik erst verwirklicht oder doch wesentlich verbessert werden konnten. Als wichtigste Beispiele aus dem Schlepperbau seien nur der Kraftheber und der Frontlader angeführt; im Landmaschinenbau werden heute beispielsweise beim Mährescher, bei den Kartoffel- und Rüben-Vollerntemaschinen, im Ackerwagenbau die meisten Zustell- und Hubbewegungen mit Hilfe hydraulischer Energie ausgeführt. Zahlreiche weitere Anwendungsmöglichkeiten, wie etwa die hydraulische Kraftlenkung, die hydro-pneumatische Sitzfederung, der hydrostatische Mähantrieb und schließlich der hydrostatische Fahrtrieb für Schlepper und Mährescher, werden bereits angeboten oder befinden sich in der Entwicklung.

Aus diesen Gründen erscheint es angebracht, Wirkungsweise, Möglichkeiten und Grenzen der hydrostatischen Leistungsübertragung einmal zusammenfassend für den Landtechniker darzustellen. In einem weiteren Aufsatz soll dann speziell auf die Anwendungen der Hydrostatik im Landmaschinen- und Schlepperbau eingegangen werden.

2. Eigenschaften und Anwendungsmöglichkeiten der hydrostatischen Leistungsübertragung

Bevor im folgenden eine Darstellung des Aufbaues und des betrieblichen Verhaltens hydrostatischer Antriebe gegeben wird,

soll zunächst ein kurzer Überblick über die verschiedenen Probleme gegeben werden, die bei der Leistungsübertragung zu berücksichtigen sind. Mit ihrer Kenntnis wird gleichzeitig die Beurteilung der vorteilhaften Anwendungsfälle und der Anwendungsgrenzen der Hydrostatik möglich.

Bei einer allgemeinen Betrachtung von Maschinen unterscheidet man bekanntlich zwischen Kraftmaschinen und Arbeitsmaschinen. Von den Kraftmaschinen, welche die Energie der Brennstoffe in mechanische Energie umwandeln, wird für die zu betrachtenden Anwendungsfälle heute vorwiegend der Verbrennungsmotor eingesetzt. Dagegen ist die Gruppe der Arbeitsmaschinen sehr vielfältig, und als Beispiele seien nur die Maschinen der Produktionstechnik, die Fahrzeuge und die Landmaschinen genannt.

Die von der Kraftmaschine zur Verfügung gestellte mechanische Energie muß nun in den meisten Fällen der Arbeitsmaschine mit Hilfe einer Anordnung übermittelt werden, die außer der Übertragung der Leistung über räumliche Entfernungen noch weitere wichtige Aufgaben erfüllen muß. Zunächst sei die Verzweigung großer Kraftmaschinenleistungen an eine Vielzahl von Arbeitsmaschinen mit kleinerem Leistungsbedarf angeführt, wofür meist die elektrische Übertragung verwendet wird. Die wichtigste Aufgabe der Leistungsübertragung ist aber meistens die Wandlung von Drehzahl und Drehmoment. Bekanntlich liefert der Verbrennungsmotor nur eine mit wachsender Drehzahl von Null bis zum Maximalwert ansteigende Leistung, während für viele Arbeitsmaschinen eine über einem weiten Drehzahlbereich konstante Leistung erforderlich ist. Durch Zwischenschaltung von Kennungswandlern, die mit stufenweise oder stufenlos veränderlicher Übersetzung die Abtriebsdrehzahl und das Abtriebsdrehmoment bei konstanter Antriebsdrehzahl und Antriebsleistung zu wandeln vermögen, wird dieses Problem gelöst. Im Fahrzeug-, Schlepper- und Landmaschinenbau werden hierfür seit langem mechanische Zahnradwechselgetriebe sowie hydrodynamische Wandler und künftig sicher auch hydrostatische Wandler verwendet.

In vielen Fällen muß die von der Kraftmaschine erzeugte Drehbewegung in translatorische Bewegungen umgewandelt werden, wie etwa für die Hubbewegungen von Fördergeräten. Oft kommt noch die Forderung nach Freizügigkeit und Beweglichkeit zwischen der Anordnung von Kraftmaschine und Arbeitsgerät hinzu, wofür sich mit hydrostatischen Antrieben besonders elegante Lösungen erreichen lassen.

Für die Auswahl eines Antriebs sind schließlich noch Gesichtspunkte maßgebend, die unter dem Begriff „Betriebsverhalten“ zusammengefaßt werden können. Dabei ist zunächst das Regelverhalten des Antriebs entscheidend. Mechanische und hydrostatische Antriebe können bekanntlich bei willkürlicher Einstellmöglichkeit der Übersetzung in einem Kennfeld der Leistung arbeiten, während sich beispielsweise beim hydrodynamischen Antrieb die Übersetzung als Funktion der Last auf einer festen Kennlinie einstellt. Der bei verschiedenen Antrieben als Folge der Belastung auftretende Schlupf zwischen Antriebs- und Abtriebsbewegung kann für einzelne Anwendungen unzulässig, für andere aber möglich oder gar erwünscht sein. Die bei der Leistungsübertragung auftretenden Energieverluste sollen natürlich möglichst gering sein. Entscheidend ist, daß der Wirkungsgrad in einem weiten Bereich der Belastung und der Geschwindigkeit bei günstigen Werten liegt. Zuletzt spielen Baugröße, Gewicht und Herstellungskosten sowie die Haltbarkeit und die Störanfälligkeit oft die für den Erfolg einer Antriebsart entscheidende Rolle, wobei diese Größen außer von der Güte einer Konstruktion natürlich von den erreichten Produktionszahlen abhängen.

Da die weiteren Betrachtungen sich nun mit den Eigenschaften und Möglichkeiten des hydrostatischen Antriebs befassen sollen, wird hier zunächst der Aufbau eines einfachen Antriebs mit nur einem Energieverbraucher erläutert, wie in Bild 1 dargestellt.

Beim hydrostatischen Antrieb wird die Kraftmaschinenleistung bekanntlich durch den Druck und den Volumstrom einer Flüssig-

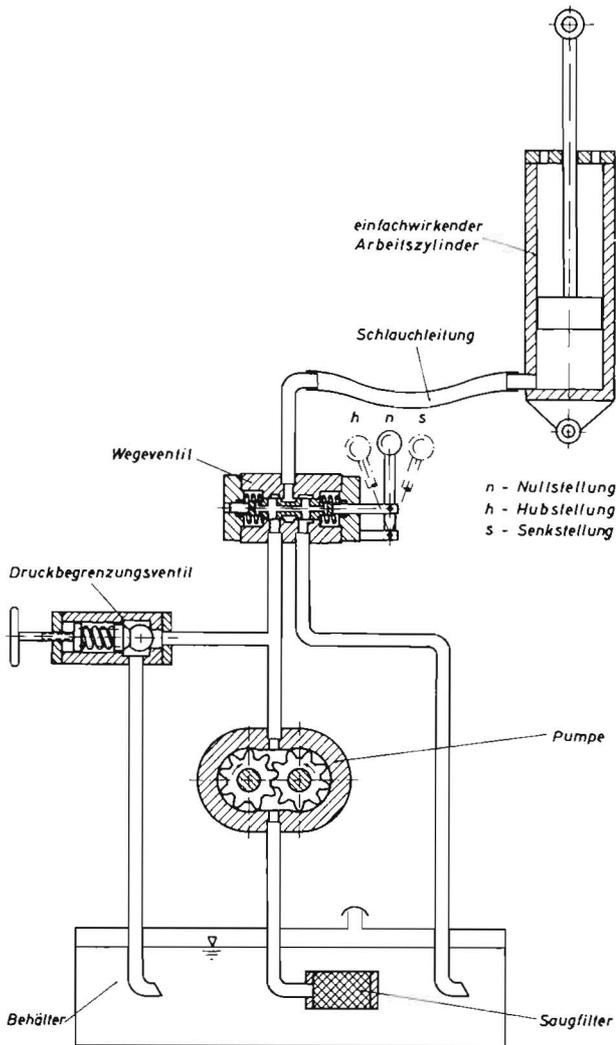


Bild 1: Aufbau eines einfachen hydrostatischen Antriebs für ein Hubgerät

keit zur Arbeitsmaschine hin übertragen. Die wesentlichen Bauteile dieses Antriebs sind die Hydraulikpumpe, ein oder mehrere Hydraulikmotoren oder -zylinder sowie Leitungen und Steuerventile. Die Pumpe, hier als Zahnradpumpe dargestellt, wird mit konstanter Drehzahl angetrieben und fördert einen gleichbleibenden Ölstrom, den sie über ein Filter aus dem Behälter ansaugt. Mechanische Energie wird also in hydraulische Energie umgewandelt. An die Druckleitung der Pumpe sind zunächst ein Druckbegrenzungsventil und ein Wegeventil angeschlossen. Das Druckbegrenzungsventil soll die Pumpe vor Überlastung schützen und läßt den Pumpendruck nicht über einen einstellbaren Druck ansteigen. Außer der Druckleitung führen vom Wegeventil, das hier zum Beispiel in drei Stellungen geschaltet werden kann, noch je ein weiterer Anschluß zum Behälter und zu einem einfachwirkenden Arbeitszylinder. In der gezeichneten Nullstellung wird der Pumpenstrom über das Wegeventil zum Behälter zurückgeleitet, das heißt die Flüssigkeit wird drucklos umgewälzt. Bei Einstellung der Hubstellung des Wegeventils wird die Rücklaufleitung gesperrt und die von der Pumpe geförderte Flüssigkeit strömt in den Arbeitszylinder, um dort den Kolben mit einer der Pumpenfördermenge entsprechenden Geschwindigkeit vorzuschieben und beispielsweise einen Frontlader zu heben; die hydraulische Energie wird also als mechanische Energie zurückgewonnen. Bei konstanter Pumpendrehzahl liegt daher die Abtriebsgeschwindigkeit mit der Größenwahl von Pumpe und Zylinder fest, und unabhängig davon stellt sich der Flüssigkeitsdruck als Folge der äußeren Belastung durch den Frontlader ein. In der Senkstellung des Wegeventils werden schließlich Pumpe und Zylinder über die Rücklaufleitung mit dem Behälter verbunden, so daß der Pumpenstrom wieder drucklos unläuft und der Kolben des Zylinders unter einer äußeren Last einfährt.

Der in dieser Anlage verwendete Zylinder kann nun leicht durch einen doppeltwirkenden Zylinder für zwei Kraftrichtungen oder

durch einen Hydraulikmotor für Drehbewegungen ersetzt werden. Ebenso bereitet die Leistungsverzweigung keinerlei Schwierigkeiten, da hydrostatische Anlagen leicht für den Antrieb mehrerer Zylinder und Motoren ausgeführt werden können, die mit Hilfe von Wegeventilen nacheinander oder gleichzeitig einschaltbar sind. Besonders vielfältig sind hierbei die Möglichkeiten freizügiger Anordnung, da die einzelnen Elemente nur durch Rohrleitungen zu verbinden sind. So sind rotierende oder translatorische Abtriebsbewegungen in jeder räumlichen Lage leicht zu verwirklichen, und zusätzliche Beweglichkeit, wie beispielsweise für die beiden Zylinder eines Laders erforderlich, wird durch die Zwischenschaltung von Schlauchleitungen ermöglicht.

Für den Aufbau eines hydrostatischen Wandlers mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis benötigt man eine Hydraulikpumpe mit veränderlichem Verdrängungsvolumen. Eine solche Pumpe, wie beispielsweise die Axialkolbenpumpe, kann bei konstanter Antriebsdrehzahl stufenlos verstellbare Förderströme liefern, so daß ein angeschlossener Hydraulikmotor eine entsprechend veränderliche Abtriebsdrehzahl erhält; durch Verwendung eines Hydraulikmotors mit ebenfalls veränderlichem Schluckvolumen kann der nutzbare Übersetzungsbereich noch wesentlich erweitert werden. Da die Übersetzung willkürlich einstellbar ist und der Flüssigkeitsdruck sich aus der Belastung ergibt, können hydrostatische Wandler in allen Punkten eines Leistungskennfeldes arbeiten. Zusätzlich werden aber auch Regelungseinrichtungen verwendet, so daß sich Übersetzung und Belastung nach vorgegebenen Kennlinien einstellen.

Bekanntlich unterscheidet man in der Antriebstechnik formschlüssige und kraftschlüssige Übertragungen. Der hydrostatische Antrieb ist durch das Übertragungsmittel, nämlich die Flüssigkeit, formschlüssig; Pumpen, Motoren und Zylinder sind Verdrängermaschinen, deren Flüssigkeitsstrom in engen Grenzen dem theoretischen Verdrängungsvolumen entspricht. Dennoch ergibt sich bei dieser Übertragung ein Schlupf, der von zuerst sehr kleinen Werten mit wachsender Belastung stark ansteigen kann. Die Ursache hierfür liegt nur in geringem Maße in der Kompressibilität des Hydrauliköls, vor allem aber in den als Folge der notwendigen Toleranzen zwischen den bewegten Bauteilen auftretenden Leckverlusten. Diese Leckverluste sind dem an den Spalten zwischen bewegten Bauteilen wirkenden Druckabfall proportional, von der Spaltdicke aber in der dritten Potenz abhängig; daher ist die Fertigungsqualität für den volumetrischen Wirkungsgrad von entscheidender Bedeutung.

Außer den genannten Leckverlusten treten in hydrostatischen Antrieben noch Strömungsverluste und mechanische Verluste auf. Die Strömungsverluste sind mit dem Widerstandsbeiwert von der REYNOLDSSchen Zahl und weiter von der Leitungslänge und dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Durch Vermeidung allzu großer Übertragungsentfernungen und durch strömungstechnisch günstige Gestaltung lassen sich diese Verluste sehr klein halten. Die mechanischen Verluste entstehen schließlich durch die Zähigkeitsreibung gleitender Teile und durch die Rollreibung der Wälzlager von Pumpen und Motoren. Diese Verluste wachsen also mit den durch den Druck bedingten Kräften und können durch günstige Maßnahmen, wie etwa hydrostatische Entlastung der Lager, vermindert werden.

Der Wirkungsgrad hydrostatischer Antriebe ergibt sich nach dem oben Gesagten entsprechend als Produkt der Teilwirkungsgrade, nämlich dem volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} , dem hydraulischen Wirkungsgrad η_{hydr} und dem mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} . In Bild 2 werden als Beispiele die von einer Axialkolbenpumpe zu erwartenden Wirkungsgradverläufe gezeigt. Zunächst sind die Teilwirkungsgrade und der Gesamtwirkungsgrad bei maximaler Pumpenfördermenge $\frac{Q}{Q_{max}} = 1$ als Funktion des Druckes oder der Belastung dargestellt; dabei zeigt der Gesamtwirkungsgrad einen im ganzen gesehen günstigen Verlauf, weil er von zunächst zwar kleinen Werten schnell auf den Maximalwert ansteigt und dann über einem weiten Bereich der Last nahezu konstant bleibt. Mit verringerter Fördermenge fällt der Gesamtwirkungsgrad dann auf Linien geringerer Werte ab. Der Gesamtwirkungsgrad einer vollständigen hydrostatischen Anlage ist dann natürlich als Produkt der Einzelwirkungsgrade von Pumpe, Motor oder Zylinder zu bilden, wozu noch die in den Übertragungs-

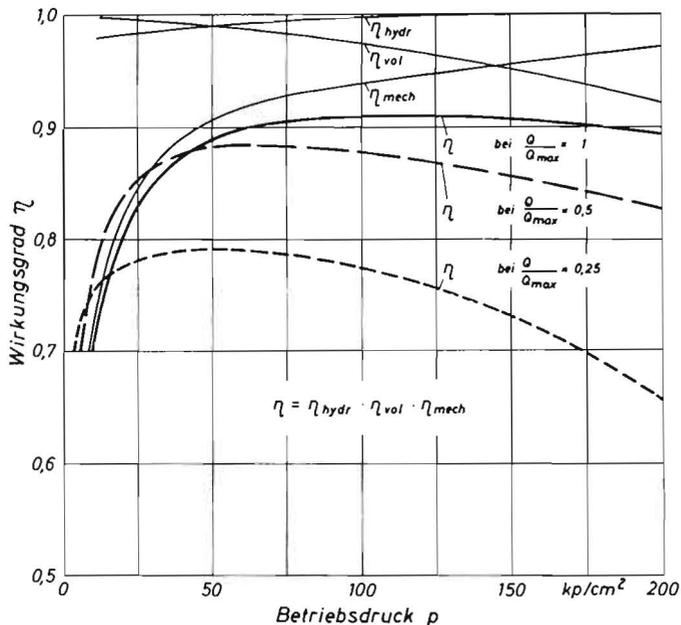


Bild 2: Abhängigkeit des Gesamtwirkungsgrades einer verstellbaren Axialkolbenpumpe vom Betriebsdruck und von der Fördermenge bei konstanter Antriebsdrehzahl

Für die maximale Fördermenge sind außerdem die Teilwirkungsgrade angegeben

leitungen und Steuergeräten auftretenden Verluste treten. Trotzdem hält sich der Wirkungsgrad, verglichen mit anderen Antriebsarten in vertretbaren Grenzen.

Da sich beim hydrostatischen Antrieb die übertragbare Leistung als Produkt von Druck und Volumstrom ergibt und da heute die Anwendung hoher Drücke möglich ist, ergibt sich eine im Vergleich zu anderen Antrieben sehr hohe Leistungsdichte. Damit werden auch Baugröße und Gewicht klein, also Eigenschaften, die für den Einsatz im Landmaschinenbau besonders günstig sind.

Außer den genannten Eigenschaften, die im wesentlichen für die Anwendung der Hydrostatik sprechen, sollen nun auch Nachteile und Schwierigkeiten angeführt werden. Am häufigsten wird die Tatsache als Mangel angesehen, daß der Wirkungsgrad in der Regel unter dem entsprechender mechanischer Antriebe liegt. Weiterhin verbietet der auftretende Schlupf für bestimmte Einsatzfälle, bei denen genauer Wegschluß erforderlich ist, die Anwendung der Hydrostatik. Für oszillierende Kraftantriebe mit höherer Frequenz sollte ferner eine andere Lösung gewählt werden, da wegen der Kompressibilität der Flüssigkeit und der Möglichkeit des Abreißen der Strömung unangenehme Druckschwingungen auftreten können. Es wurde ferner bereits darauf hingewiesen, daß engste Toleranzen und eine sehr gute Fertigungsqualität erforderlich sind. Zudem bedingt die Anwendung hoher Drücke große Kräfte und Beanspruchungen in den Bauteilen, denen man durch die Wahl teurer Werkstoffe begegnen muß, so daß der Herstellungspreis hydrostatischer Antriebe im allgemeinen recht hoch liegt. Haltbarkeit und Lebensdauer der Pumpen und Motoren können durch günstigste konstruktive Gestaltung, richtige Werkstoffwahl und genügende Versuchserprobung in den jeweils gewünschten Bereich gebracht werden.

Nachdem nun die grundlegenden Eigenschaften der hydrostatischen Leistungsübertragung kurz dargestellt wurden, sollen im folgenden Abschnitt die Wirkungsweise und der Aufbau der wichtigsten Bauelemente erläutert werden.

3. Bauelemente hydrostatischer Antriebe

Zum Aufbau hydrostatischer Antriebe werden — wie erwähnt — die folgenden Elemente benötigt: Hydropumpen, -motoren und -zylinder, Hydroventile, Hydrogeräte und Leitungen mit Leitungsverbindungen.

Die wichtigsten Elemente dieser Gruppen, die auch in den Anlagen des Landmaschinenbaues Verwendung finden, sollen in diesem Abschnitt in ihrer Funktion und in ihrem Aufbau beschrieben werden.

Die Übersicht und das Verständnis umfangreicher hydrostatischer Anlagen kann ganz wesentlich erleichtert werden, wenn statt der bisher meist üblichen Darstellung in Schnittbildern die Symboldarstellung der Hydraulikelemente verwendet wird. Derartige Symbole wurden zuerst in den USA als JIC-Symbole¹⁾ genormt und sind seit einigen Jahren auch in Deutschland in den vom Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten (VDMA)²⁾ herausgegebenen Einheitsblättern vorgeschlagen. In Kürze ist aber mit der Herausgabe des DIN-Entwurfs 24300 zu rechnen, der den CETOP-Entwurf³⁾ über die sinnbildliche Darstellung von Hydraulik- und Pneumatikgeräten zur Grundlage haben wird. Bei der Darstellung von Hydraulikelementen mit diesen einfachen und sinnfälligen Symbolen kommt die Funktion, nicht aber der konstruktive Aufbau der Elemente zum Ausdruck, so daß die Schaltpläne der Anlagen erheblich einfacher und übersichtlicher werden. Da die Ausführung der einzelnen Bauteile, beispielsweise einer Pumpe als Zahnradpumpe oder als Flügelzellenpumpe, für die Funktion der Anlage meist unwesentlich ist, brauchen für das Verständnis einer Anlage nicht erst die Schnittbilder der Elemente durchdacht werden. Ebenso wird der Entwurf hydrostatischer Anlagen wesentlich erleichtert, indem zunächst die Lösung in der Symboldarstellung erarbeitet wird, um dann die Bauelemente aus dem umfangreichen Lieferprogramm der betreffenden Hersteller auszuwählen.

Bei den folgenden Beschreibungen der Hydraulikbauteile sollen daher die zugehörigen CETOP-Symbole immer besonders hervorgehoben werden.

3.1 Hydropumpen, -motoren und -zylinder

Wie bereits erwähnt, haben Pumpen, Motoren und Zylinder die Aufgabe, mechanische Energie in hydraulische oder hydraulische in mechanische Energie umzuwandeln. Diese Umwandlung geschieht auf direktem Wege, indem die umlaufenden oder hin- und hergehenden Verdrängerente einen ihrer Bewegung entsprechenden Flüssigkeitsstrom erzeugen; daher werden diese Maschinen auch als Verdrängermaschinen bezeichnet. Ein guter Überblick der möglichen Bauarten wurde von MARTYRER [3] angegeben. Danach lassen sich die Verdrängermaschinen in die Gruppen der Schubkolbenmaschinen und der Drehkolbenmaschinen einteilen. Aus der Gruppe der Schubkolbenmaschinen sind die Axialkolbenpumpen und -motoren für die Verwendung im Landmaschinenbau am interessantesten, während bei den Drehkolbenmaschinen die Zahnradpumpen und die Flügelzellenpumpen und -motoren die größte Bedeutung haben. Im folgenden sollen nur diese im Landmaschinenbau am häufigsten verwendeten Pumpen und Motoren betrachtet werden.

Ein weiteres wichtiges Merkmal ist die Verstellbarkeit des Förderstromes und des Schluckvolumens sowie die Möglichkeit der Umkehrung der Drehrichtung von Pumpen und Motoren. Man unterscheidet daher Konstantpumpen und Verstellpumpen und -motoren, wie es auch in den im folgenden Bild 3 dargestellten Symbolen zum Ausdruck kommt. Das Grundsymbol für Pumpen und Motoren ist dabei ein Kreis mit zwei gegenüberliegenden Linien als Anschlüsse für die Druck- und die Saugleitung. Innerhalb des Kreises eingetragene Pfeildreiecke zeigen die Strömungsrichtung und den Energiefluß an, und ein durch das Sinnbild gezogener Pfeil weist auf die Verstellbarkeit hin. So lassen sich durch die Kombination der Einzelsinnbilder alle Pumpen- und Motorenbaarten hinsichtlich ihrer Funktion anschaulich darstellen. Zum Betrieb hydrostatischer Anlagen gehörige Antriebsbauelemente werden ebenfalls durch Symbole dargestellt und sind in Bild 4 angegeben.

Als Bauart mit den universellsten Eigenschaften sollen nun die sehr häufig verwendeten Axialkolbenmaschinen betrachtet werden, die mit konstantem und mit veränderlichem Verdrängungsvolumen ausgeführt und meist als Pumpen und als Motoren betrieben werden können. Die Antriebswelle der in Bild 5 im Grundaufbau gezeigten Verstellpumpe ist im feststehenden Gehäuse gelagert und endet in einem Triebflansch. Am Umfang des Triebflansches

¹⁾ JIC, Joint Industry Conference. Hydrauliksymbole und Schaltpläne haben die Normnummern ASA-Y-32.10 und ASA-Y-14.17
²⁾ Benennungen und Hydrauliksymbole wurden in den Einheitsblättern des VDMA 24300 . . . 310 festgelegt; siehe auch [2]
³⁾ CETOP, Europäisches Komitee Oelhydraulik und Pneumatik. Hydraulik- und Pneumatiksymbole haben die Normnummer PA/HA 03-04 CH

Pumpen
 ↻ Ölstrom fließt heraus

Motoren
 ↻ Ölstrom fließt hinein



Konstantpumpe
 Pumpe mit konstantem Fördervolumen
 und einer Förderrichtung



Verstellpumpe
 Pumpe mit veränderlichem Fördervolumen
 und einer Förderrichtung



Verstellpumpe
 mit zwei Förderrichtungen



Konstantmotor
 Motor mit konstanter Drehzahl
 und einer Drehrichtung



Verstellmotor
 Motor mit veränderlicher Drehzahl
 und einer Drehrichtung



Verstellmotor
 mit zwei Drehrichtungen



Konstant - Pumpe - Motor
 Maschine als Pumpe und
 - in entgegengesetzter Stromrichtung -
 als Motor arbeitend



Verstell - Pumpe - Motor
 Maschine als Pumpe und
 - in gleicher Stromrichtung -
 als Motor arbeitend

Bild 3: Schaltsymbole für Hydropumpen und -motoren

ist eine größere Anzahl von Kolbenstangen in Kugelformen gelagert, welche auf der anderen Seite die Kolben tragen. Diese Kolben bewegen sich bei Drehung der Antriebswelle im ebenfalls mitgenommenen Zylinderblock hin und her und erzeugen einen Förderstrom, sobald der Zylinderblock gegenüber der Antriebsachse ausgeschwenkt wird. Der Kolbenhub und damit die Pumpenfördermenge sind nun bei konstanter Antriebsdrehzahl vom Schwenkwinkel α abhängig. Daher arbeiten Konstantpumpen mit festem Schwenkwinkel, während dieser bei den Verstellpumpen verändert werden kann und eine stufenlose Verstellung der Fördermenge ermöglicht. Kann außerdem die Richtung des Schwenkwinkels wechseln, so erlaubt die Pumpe noch die Umkehr der Förderrichtung, bei der Saug- und Druckleitung ihre Rollen tauschen.

Bei der in Bild 5 gezeigten Pumpe bewegt sich der rotierende Zylinderblock gegen den Steuerboden, der den Abschluß des Schwenkgehäuses bildet und zwei nierenförmige Taschen enthält, an die Saug- und Druckkanal anschließen. Diese Kanäle werden durch die Schwenkachse in das feste Gehäuse zu den Leitungsanschlüssen geführt. Bei der Drehbewegung des Zylinderblocks werden dann die Zylinder so mit den beiden Taschen verbunden, daß die Kolben während ihrer Abwärtsbewegung Flüssigkeit ansaugen und bei der folgenden Aufwärtsbewegung die entsprechende

Menge in die Druckleitung fördern. Außer dieser Schiebersteuerung sind natürlich auch Ventilsteuerungen möglich, bei deren Anwendung die Maschine aber nur als Pumpe arbeiten kann. Wird die beschriebene Maschine mit einem konstanten Ölstrom gespeist, so wirken die Kolbenkräfte auf den Triebflansch und an der Welle des Motors steht mechanische Energie zur Verfügung. Die Verstellung des Motorschwenkwinkels ergibt dann veränderliche Abtriebsdrehzahlen, die mit kleiner werdendem Winkel α hyperbolisch ansteigen. Da beim Winkel Null die Drehzahl theoretisch gegen den Wert ∞ strebt, ist eine Drehrichtungs-umkehr des Motors im Betrieb nicht möglich.

Außer der Maschine mit schwenkbarem Zylinderblock wird vielfach eine kinematische Umkehrung ausgeführt, die im Bild 6 vereinfacht dargestellt ist. Bei dieser Bauart wird der Zylinderblock von der Welle direkt angetrieben, während sich die Kolben auf der im festen Gehäuse schwenkbaren Schrägscheibe abstützen; die Relativbewegungen der Kolben gegenüber der Schrägscheibe wird durch einen Lagerring möglich. Der Anschluß der Saug- und der Förderleitung kann direkt am Steuerboden erfolgen.

Neben der Verstellmöglichkeit für Fördermenge und Drehzahl zeichnen sich die Axialkolbenmaschinen durch weitere günstige Eigenschaften aus. Sie werden für den ganzen Bereich der in der Hydrostatik üblichen Fördermengen serienmäßig gebaut, die zu-



Welle



Elektromotor
 mit konst Drehzahl



Verbrennungsmotor

Bild 4 (oben): Schaltsymbole für Übertragungselemente und Antriebsmotoren

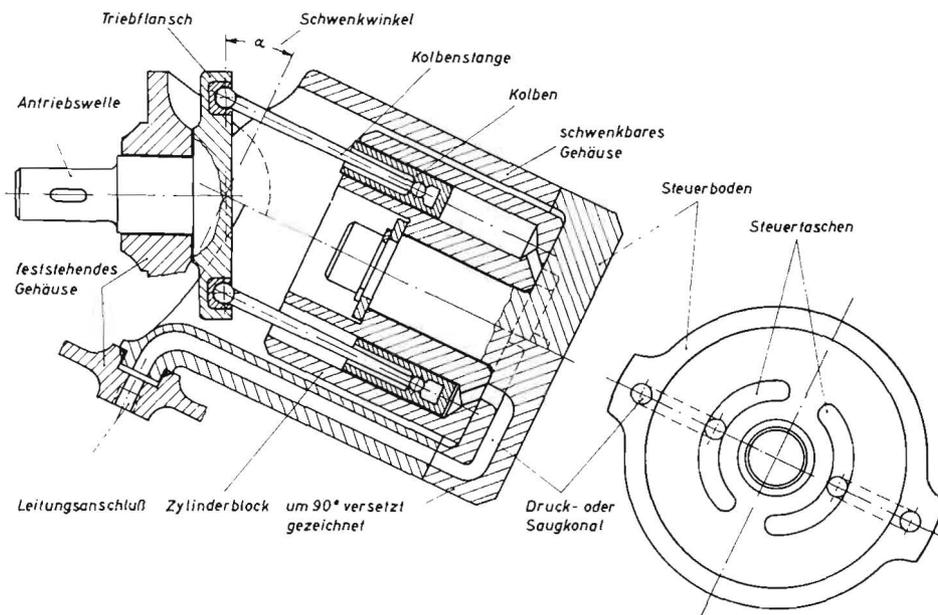


Bild 5 (rechts): Grundaufbau der Axialkolbenmaschine mit schwenkbarem Zylinderblock

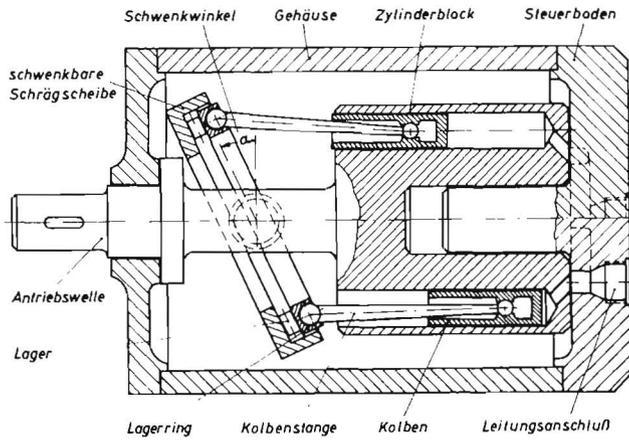


Bild 6: Grundaufbau der Axialkolbenmaschine mit schwenkbaren Schrägscheibe

lässigen Drücke liegen mit 250...300 kp/cm² an der oberen Grenze und der Wirkungsgrad ist in der Regel günstiger als bei den anderen Pumpen- und Motorenbauarten. Dem stehen größerer konstruktiver Aufwand, größeres Bauvolumen und damit höhere Herstellungskosten gegenüber.

Am häufigsten werden für die hydrostatischen Antriebe des Landmaschinenbaues, wie etwa Kraftheber und Frontlader, die einfachen Zahnradpumpen verwendet, deren bekannter Grundaufbau in Bild 7 gezeigt wird. Die Bauteile dieser einfachen Pumpe sind lediglich das Gehäuse, zwei Zahnräder als Verdrängerelemente und die Antriebswelle. Werden die Zahnräder durch die Antriebswelle gedreht, so entsteht auf der Seite der aus dem Eingriff tretenden Zähne ein Unterdruck, und Öl gelangt in den Saugraum. In den Zahnlücken wird das Öl an der Gehäusewand entlang zur Druckseite der Pumpe transportiert und in die Druckleitung gefördert. Die Zahnradpumpen sind also nicht verstellbar und können bei gleicher Antriebsdrehzahl nur eine konstante Fördermenge liefern.

Der Gesamtwirkungsgrad der Zahnradpumpe liegt recht niedrig und wird entscheidend durch die Leckverluste bestimmt, die infolge des notwendigen Radial- und Axialspiels der Zahnräder im Gehäuse entstehen. Daher kann die Pumpe meist nicht als Motor eingesetzt werden, weil sich bei Belastung im Ruhezustand kein ausreichender Druck aufbauen kann und kein sicheres Anlaufen des Motors gewährleistet ist.

Bei moderneren aufwendigeren Konstruktionen konnten diese Nachteile jedoch beseitigt werden, indem das Spiel der Pumpenräder in Abhängigkeit vom Betriebsdruck geregelt wird [4]. Dazu werden die Räder in besonderen Brillen gelagert, die vom Druck beaufschlagte Felder besitzen und elastisch nachgiebig sind. Mit steigendem Druck werden dann in radialer Richtung Räder und Lagerbrillen mehr an das Gehäuse gepreßt, während in axialer Richtung die Brillen mehr an die Räder gepreßt werden, so daß das Spiel und die Leckverluste vermindert werden. Damit wird zugleich die Verwendung der Maschine auch als Motor möglich.

Die von serienmäßig hergestellten Zahnradpumpen erreichten Fördermengen und Drücke liegen niedriger als die Werte der Kol-

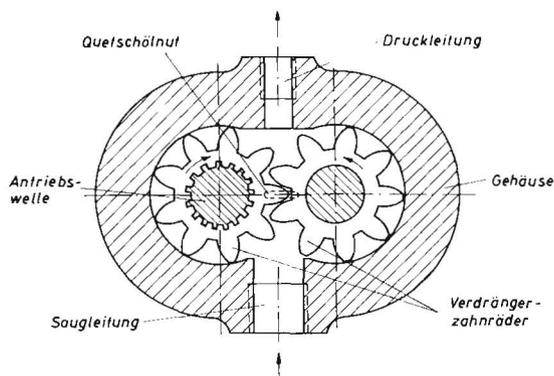


Bild 7: Aufbau einer einfachen Zahnradpumpe

benpumpen; der zulässige Druck liegt im Bereich von 100 ... 175 kp/cm². Mit der durch die Zähnezahle gegebenen Vielzahl der Verdrängerelemente ist die Förderung recht gleichmäßig, und es sind vergleichsweise hohe Drehzahlen möglich. Der große Vorzug der Zahnradpumpen liegt in ihrem einfachen konstruktiven Aufbau, in der kleinen Baugröße, dem niedrigen Gewicht und dem damit günstigen Herstellungspreis.

Den Grundaufbau der Flügelzellenpumpe, die in den letzten Jahren zunehmende Verwendung gefunden hat, zeigt Bild 8. Bauelemente dieser Pumpe sind das Gehäuse, aus einem Hubring mit den Ölkanälen und zwei Deckplatten bestehend, und ein Rotor, der exzentrisch zum Hubring gelagert ist und angetrieben wird. Im Rotor sind eine Anzahl rechteckiger Flügel in Radialschlitzen beweglich angeordnet, die beim Umlauf des Rotors gegen den Hubring gedrückt werden und dann Zellen ständig wechselnder Größe bilden. Am Pumpeneinlaß nimmt die Größe dieser Zellen zu, so daß Öl angesaugt und zur Druckseite transportiert wird. Flügelzellenmaschinen werden als Pumpen und als Motoren gebaut, und eine verstellbare Förderung ist erreichbar, wenn die Exzentrizität zwischen Hubring- und Rotorachse veränderlich gestaltet wird, was aber eine aufwendige Lagerung der Rotorwelle bedingt und daher nur selten angewandt wird.

Fördermenge und zulässiger Druck der Flügelzellenmaschine liegen wieder unter den Werten der Axialkolbenmaschinen, der Druck je nach Ausführung zwischen 125 und 175 kp/cm². Sie werden für hohe Drehzahlen gebaut und zeichnen sich durch gleichmäßige Förderung aus. Baugröße und Gewicht liegen etwas ungünstiger als bei den Zahnradpumpen. Auch bei den Flügelzellenmaschinen wurden in den letzten Jahren zahlreiche Verbesserungen vorgenommen, so daß der Wirkungsgrad mit der konstruktiven Ausführung schwankt und in der Größenordnung knapp unter den Werten der Axialkolbenmaschinen liegt.

Die weiteren Entwicklungstendenzen gehen bei den Hydraulikpumpen und -motoren vornehmlich dahin, den zulässigen Druck und den Wirkungsgrad zu erhöhen. Die bei den Zahnradpumpen angewendete Regelung des Spiels der umlaufenden Räder zur Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades wurde schon angeführt. Bei den Axialkolbenmaschinen kann durch günstige Führung und geringe Rauigkeit der Strömungskanäle zur Verbesserung des hydraulischen Wirkungsgrades beigetragen werden. Durch den hydrostatischen Druckausgleich, der beim Rotor der Flügelzellenmaschinen gut angewendet werden kann, ist die Lagerung zu entlasten und damit der mechanische Wirkungsgrad zu verbessern.

Im Gegensatz zum Hydromotor dient der Hydrozylinder zur Erzeugung geradliniger Bewegungen und Kräfte. Nach der Funktion unterscheidet man bekanntlich einfachwirkende Zylinder, bei denen der Pumpenstrom nur eine Bewegungs- und Krafttrichtung erzeugt, und doppelwirkende Zylinder, deren Kolben beidseitig beaufschlagt werden können. Dabei werden doppelwirkende Zylinder je nach den Erfordernissen mit einseitiger oder mit zweiseitiger Kolbenstange ausgeführt. Die Schaltsymbole der Hydraulikzylinder, die heute in den verschiedensten Abmessungen und für alle Druckbereiche serienmäßig gefertigt werden, sind im Bild 9 angegeben.

Nachdem nun die Elemente der Energieumwandlung besprochen wurden, sollen im folgenden Abschnitt die zur Steuerung und Regelung notwendigen Ventile behandelt werden.

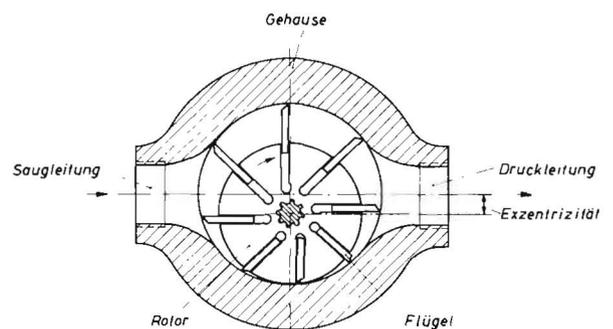


Bild 8: Aufbau einer einfachen Flügelzellenmaschine

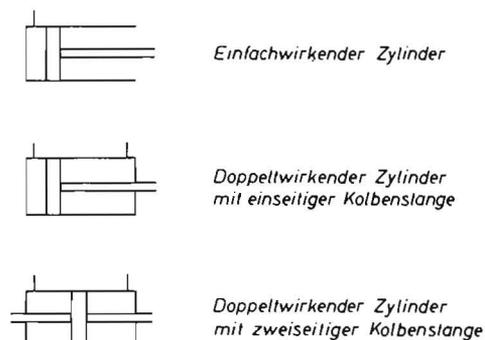


Bild 9: Schaltsymbole für Hydrozylinder

3.2 Hydroventile

Die in hydrostatischen Anlagen benötigten Ventile haben die Aufgaben, den Druck zu begrenzen oder zu mindern, den Pumpenstrom verschiedenen Verbrauchern zuzuleiten oder für einzelne Verbraucher bestimmte Durchflußmengen zu regeln. Demnach unterscheidet man Druckventile, Wegeventile und Mengenventile.

3.2.1 Druckventile

Am häufigsten benötigt wird das Druckbegrenzungsventil, welches dazu dient, den in einer Anlage wirkenden Druck unter einem einstellbaren Wert zu halten und damit auch Drehmoment und Kraft zu begrenzen. Den Aufbau eines einfachen Druckbegrenzungsventils zeigt Bild 10; die Hauptbestandteile des Ventils sind das Gehäuse mit dem Druck- und Ablaufanschluß sowie der Ventilkörper mit der einstellbaren Belastungsfeder. Sobald die Kraft des Systemdrucks die Federkraft übersteigt, öffnet das Ventil, und aus der Druckleitung strömt Flüssigkeit in den Ablauf, so daß der Druck nicht weiter ansteigen kann. Tatsächlich steigen aber mit zunehmender Durchflußmenge der Öffnungsweg, die Federkraft und damit der Druck doch noch geringfügig, so daß der Öffnungsdruck des Ventils etwas niedriger als der Enddruck bei vollem Durchfluß ist. Dieser Nachteil wird bei dem sogenannten vorgesteuerten Druckbegrenzungsventil vermieden, welches im wesentlichen aus einem Hauptventil und einem Vorsteuerventil der beschriebenen Bauart besteht. Außerdem ist bei dieser Ventilart meist ein Steuerdruckanschluß vorgesehen, der für Fernsteuerungen benutzt werden kann, indem diese Leitung an entfernter Stelle geöffnet wird, so daß die Anlage jederzeit schnell entlastet werden kann.

Weitere Druckventile sind das Druckregelventil und das Abschaltventil, deren Wirkungsweise ebenfalls auf federbelasteten, vom Flüssigkeitsdruck beaufschlagten Kolben beruht. Das Druckregelventil soll den Druck im Ablauf unabhängig vom Zulauf auf einen konstanten Wert mindern, während mit dem Abschaltventil eine Anlage auf drucklosen Umlauf geschaltet werden kann, indem das Ventil beim Sollwert eines Steuerdrucks öffnet. Wegen des Umfangs dieses Aufsatzes kann der Aufbau dieser Ventile aber hier nicht näher beschrieben werden.

Die Funktion der Druckventile ist wieder mit Schaltsymbolen darstellbar, die in Bild 11 angegeben sind. Dabei ist das Grundsymbol ein Quadrat, und ein eingetragener Pfeil gibt den Durchfluß an. Eine an dem Quadrat angedeutete Feder oder ein besonderes Sinnbild weisen auf die den Druck begrenzende Federkraft oder auf eine hydraulische Vorsteuerung hin. Beim Druckbegrenzungsventil muß man sich nun den im Quadrat liegenden Pfeil beim Öffnungsdruck so gegen die Federwirkung verschoben denken, daß der Druckanschluß mit dem Ablaufanschluß verbunden wird. Das Symbol des Druckregelventils erhält eine von der Ablaufleitung zum Quadrat führende Steuerleitung, eine weit gestrichelte Linie. Sinnbildlich wird so der Durchflußpfeil in Abhängigkeit vom Druck im Ablauf gegen die Feder verschoben und das Ventil zeitweise geschlossen. Das Symbol des Abschaltventils erhält ebenfalls eine Steuerleitung, und beim Sollsteuerdruck stellt man sich den Durchflußpfeil so

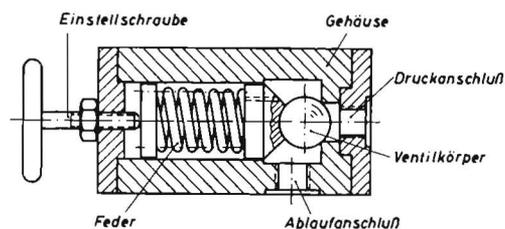


Bild 10: Aufbau eines einfachen Druckbegrenzungsventils
Öffnungsdruck durch Federkraft einstellbar

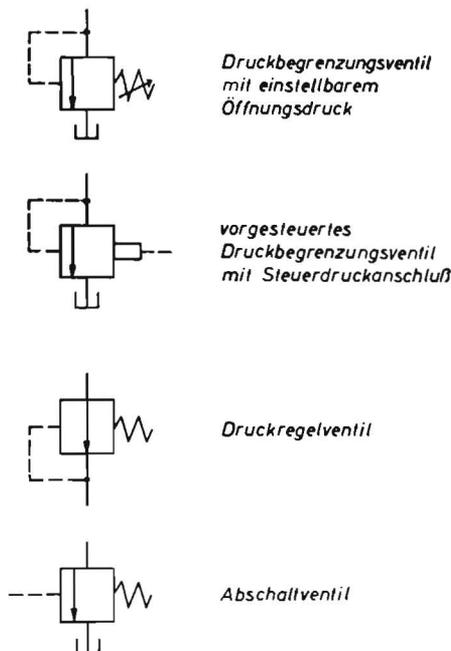


Bild 11: Schaltsymbole für Druckventile

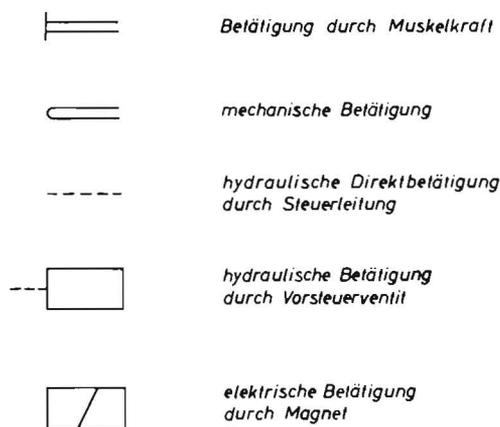


Bild 12: Schaltsymbole für Betätigungsarten

verschoben vor, daß der Zulauf- mit dem Ablaufanschluß verbunden und das Ventil geöffnet wird.

Zur Bestätigung der Hydroventile gibt es zahlreiche Möglichkeiten, für die zusätzliche Symbole nach Bild 12 festgelegt sind.

3.2.2 Wege- und Sperrventile

Die Wegeventile haben die Aufgabe, den Pumpenstrom wahlweise verschiedenen Verbrauchern oder dem Behälter zuzuleiten. Hauptelement dieser Ventile ist ein Steuerschieber, der als Dreh- oder als Längskolben ausgebildet werden kann und durch entsprechende Bewegungen in seine Schaltstellungen gebracht wird. Durch Absätze und Bohrungen des Kolbens wird dann die Verbindung zwischen den verschiedenen Anschlußkanälen des Ge-

häuses hergestellt und der Ölstrom hindurchgeleitet. Die Wegeventile sollen der durchfließenden Strömung nur geringste Widerstände bieten und keine Leckströme durchlassen; durch abgeschrägte oder abgerundete Steuerkanten kann die durchfließende Strömung ferner gedrosselt und mit der Kolbenstellung reguliert werden. Nach der Anordnung unterscheidet man noch zwischen Ventilen, die direkt in die Rohrleitung geschraubt werden, und solchen, die in Blockbauweise zusammengesetzt werden; diese Blockbauweise wird vorteilhaft für größere Anlagen mit mehreren Kreisen angewendet. Als Beispiel für ein Wegeventil ist das in der Anlage von Bild 1 benötigte Ventil – ein 3/3-Wegeventil – mit drei Anschlüssen und drei Schaltstellungen zusammen mit dem zugehörigen Symbol im folgenden Bild 13 dargestellt.

Außer diesem Beispiel werden natürlich weitere Ausführungen benötigt, deren Funktionen wieder durch Symbole veranschaulicht werden können. Als Grundsymbol wird für jede Schaltstellung ein Quadrat oder ein Rechteck verwendet, und die Linien der Anschlußleitungen werden an das Quadrat für die Nullstellung gezogen. Durchflußwege und -richtungen werden wieder durch Linien und Pfeile innerhalb der Quadrate angegeben. Zwischen den eigentlichen Schaltstellungen liegende Zwischenstellungen können durch gestrichelt abgegrenzte Kästchen dargestellt werden. Weiter gibt die genormte Bezeichnung die Zahl der Anschlüsse und Schaltstellungen an, so daß ein 4/3-Wegeventil vier Anschlüsse und drei Schaltstellungen besitzt. Die Schaltsymbole einiger häufig verwendeter Wegeventile zeigt Bild 14.

Sperrventile, oder auch Rückschlagventile genannt, sollen den Durchfluß in einer Richtung sperren und in der Gegenrichtung ohne Widerstand freigeben. Dies wird durch einen kugel- oder kegelförmigen Ventilkörper erreicht, der in der Sperrrichtung von einer schwachen Feder unterstützt auf seinen Sitz gedrückt wird und sicher abdichtet, in der Durchflußrichtung dagegen abgehoben wird und den Strömungsweg freigibt. Das Schnittbild eines Sperrventils ist in Bild 15 gezeigt, während das Symbol in Bild 14 mit dargestellt wurde.

3.23 Mengenventile

Die Mengenventile haben die Aufgabe, den einem Verbraucher zuffließenden Ölstrom und damit die Abtriebsgeschwindigkeit zu beeinflussen, wobei man zwischen Drosselventilen und Mengenbegrenzungsventilen sowie Mengenregelventilen unterscheidet. Das einfache Drosselventil arbeitet mit einer Nadel, einem Kegel-

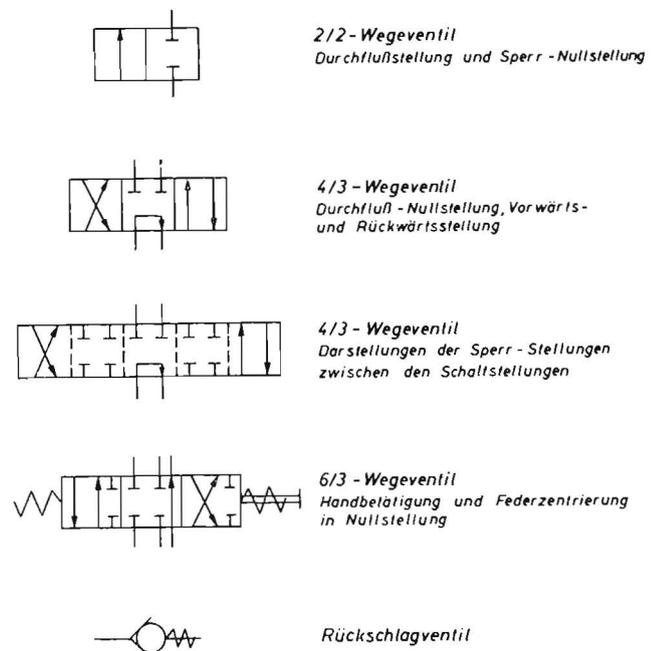


Bild 14: Schaltsymbole für Wegeventile und Sperrventile

körper oder einem gekerbten Kößchen, durch deren Verstellung ein Durchflußspalt verändert wird. Damit wird die Durchflußmenge außer vom Spaltquerschnitt auch von der Druckdifferenz an der Drosselstelle und damit von der Belastung des Verbrauchers abhängig; weiterhin wird die Durchflußmenge mehr oder weniger durch die Viskosität und die Temperatur der Flüssigkeit beeinflusst.

Mengenbegrenzungsventile begrenzen dagegen den Durchflußstrom unabhängig von den auftretenden Drücken auf einen festen Wert, während bei den Mengenregelventilen die Durchflußmenge zusätzlich einstellbar ist. Das Mengenregelventil besteht im wesentlichen aus einer Drosselstelle mit willkürlich verstellbarem Spalt zur Einstellung des Durchflusses und einer zweiten parallel- oder in Serie geschalteten Blende, deren Querschnitt in Abhängigkeit vom Differenzdruck und damit der Strömungsgeschwindigkeit an der ersten Drossel selbsttätig verändert wird. Die zweite Blende sorgt also für Konstanz der Durchflußmenge bei schwankender Belastung. Der Aufbau eines Serie geschalteten Mengenregelventils ist in Bild 16 dargestellt. Die Blende wird von der Steuerkante eines Kolbens gebildet, dessen Flächen von den vor und hinter der nachgeschalteten Einstelldrossel wirkenden Drücken beaufschlagt werden. Übersteigt der Pumpenstrom die eingestellte Menge, so wächst die Druckdifferenz, und der Kolben verschleißt bei Bewegung gegen eine Feder den Zulauf, bis die Durchflußgeschwindigkeit dadurch wieder abgefallen ist. Die Pumpe muß dabei allerdings ständig gegen den Einstelldruck des Druckbegrenzungsventils fördern, durch das die überschüssige Fördermenge abgespritzt wird.

Häufig werden in hydrostatischen Anlagen auch Mengenteiler benötigt, die einen Pumpenstrom in zwei von den Belastungen der Verbraucher unabhängige Teilströme spalten. Die Mengenteiler arbeiten mit zwei festen Drosselspalten und zwei weiteren durch einen Differenzdruckkolben geregelten Blendenquerschnitten. Das Grundsymbol für Mengenventile ist eine in die Leitung eingezeichnete Einschnürung, woraus sich die Schaltsymbole der verschiedenen Ventilarten leicht ableiten lassen, wie Bild 17 zeigt.

3.3 Hydrogeräte

Die weiteren in hydrostatischen Anlagen verwendeten und benötigten Geräte sind Hydrospeicher, Wärmetauscher, Filter und Flüssigkeitsbehälter.

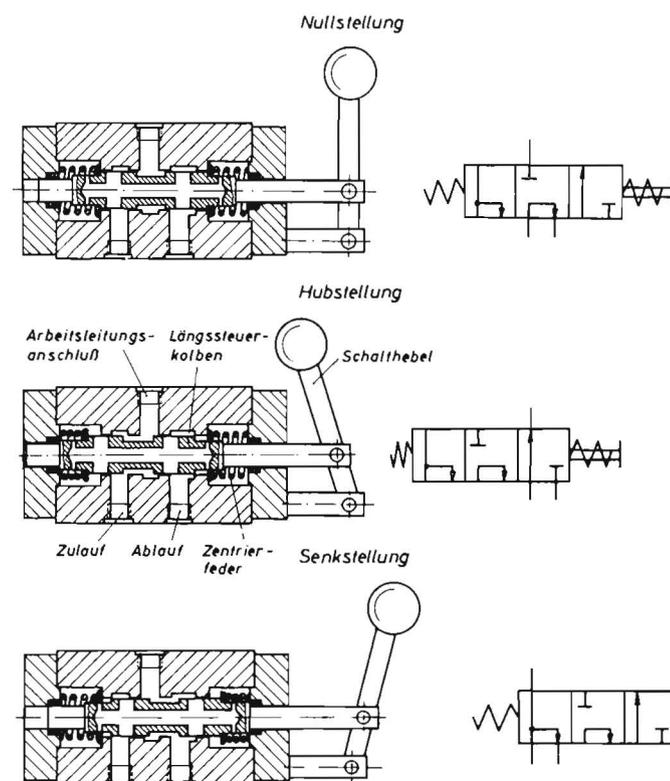


Bild 13: Aufbau und Schaltstellungen eines 3/3-Wegeventils mit Längssteuerkolben, Handbetätigung und Federzentrierung in der Nullstellung

Schnittbild und Symboldarstellung

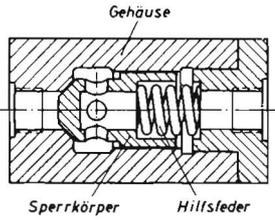


Bild 15 (oben): Aufbau eines Rückschlagventils

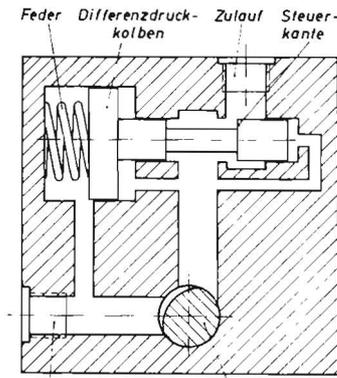


Bild 16 (rechts): Aufbau eines Serie geschalteten Mengenregelventils

Die Speicher haben die Aufgabe, Flüssigkeit und potentielle Energie zu speichern; ihre Anwendungsmöglichkeiten sind sehr vielfältig. Als Energiespeicher werden sie beispielsweise eingesetzt, um bei verhältnismäßig kleiner Pumpengröße den Eilvorschub eines Zylinders mit großer Geschwindigkeit zu ermöglichen. Weiterhin kann mit Hilfe eines Speichers der Druck einer Anlage konstant gehalten werden, und zahlreiche Anwendungen als Federelemente sind ebenfalls bekannt.

Nach der Funktion unterscheidet man Gewichts-, Feder- und Gasspeicher. Am häufigsten wird heute der Gasspeicher verwendet, aus einem Druckbehälter bestehend, der durch eine Membran in zwei Kammern geteilt wird. Eine Kammer enthält ein vorgespanntes Gas, meist Stickstoff, während die zweite Flüssigkeitskammer den Leitungsanschluß besitzt. Der Speicher wird gegen den Kompressionsdruck des Gases mit Flüssigkeit gefüllt; wird dann die Anschlußleitung geöffnet, so entlädt sich der Speicher und gibt die aufgenommene Energie nach einer isothermen oder adiabaten Zustandsänderung des Gases wieder ab.

Der Wärmetauscher wird für hydrostatische Antriebe benötigt, wenn die Öltemperaturen über das für Hydrauliköl zulässige Maß von 60 . . . 80° C ansteigen. Bekanntlich gehen die Verluste als Wärmeenergie an die Flüssigkeit über und müssen dann durch den Ölkühler an ein anderes Medium, Wasser oder Luft, abgeführt werden.

Verunreinigungen des Hydrauliköls müssen im Interesse geringen Verschleißes mit Hilfe von Filtern abgetrennt werden. Von den verschiedenen Filterarten, wie mechanische Filter, Sintermetallfilter und magnetische Filter, werden die mechanischen Sieb- und Spaltfilter am häufigsten verwendet. Für die Abscheidung der kleinsten Verunreinigungen ist die Maschen- oder die Spaltweite bestimmend, die zwischen 0,01 und 0,1 mm liegt; daneben ist ein geringer Durchflußwiderstand des Filters sehr wichtig. Nach der Schaltung des Filters im System unterscheidet man noch zwischen Saugfiltern, Rücklauffiltern und Druckfiltern im Haupt- und im Nebenstrom.

Der Behälter muß schließlich die von den Zylindern, Motoren und Speichern benötigten Ölmenge aufnehmen. Daneben bietet er die Möglichkeit, Verlustwärme abzuführen, Verunreinigungen abzulagern und Luft aus dem Öl abzuscheiden. Die aufzunehmende Ölmenge muß sich nach den mit der jeweiligen Anlage verschiedenen Erfordernissen richten, und für stationäre Anlagen wird als Richtlinie für den Behälterinhalt die doppelte von der Pumpe minutlich geförderte Ölmenge empfohlen; in Fahrzeugen und Landmaschinen eingebaute Anlagen enthalten meist nur kleinere Mengen.

Die für die genannten Hydrogeräte festgelegten Schaltsymbole sind in Bild 18 wiedergegeben.

3.4 Leitungen und Leitungsverbindungen

Die Leitungen müssen den Ölstrom zu den Bauelementen der hydrostatischen Anlagen führen, und dazu werden nahtlos gezogene Stahlrohre oder bei beweglichen Elementen auch Schlauchleitungen verwendet. Die Verbindungen der verschiedenen Leitungen und Hydraulikelemente erfolgen durch lösbare Verschraubungen, die durch Keilringe die Trennstelle des Rohres sicher ab-

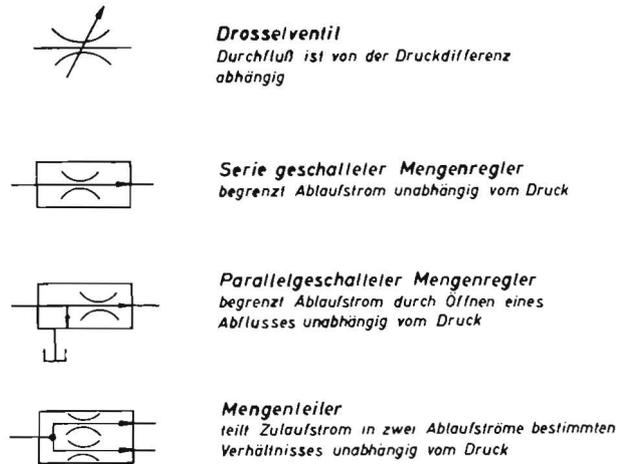


Bild 17: Schaltsymbole für Mengenventile

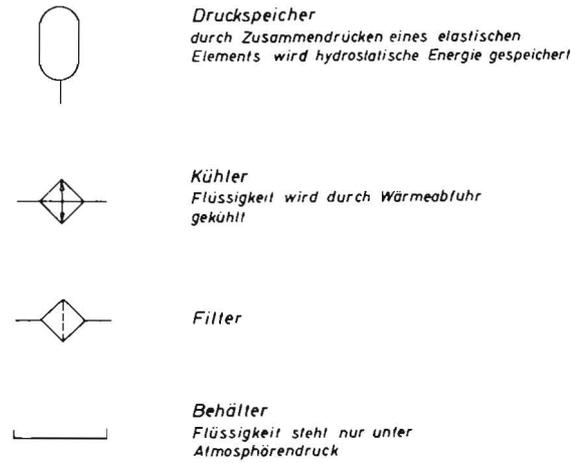


Bild 18: Schaltsymbole für Hydrogeräte

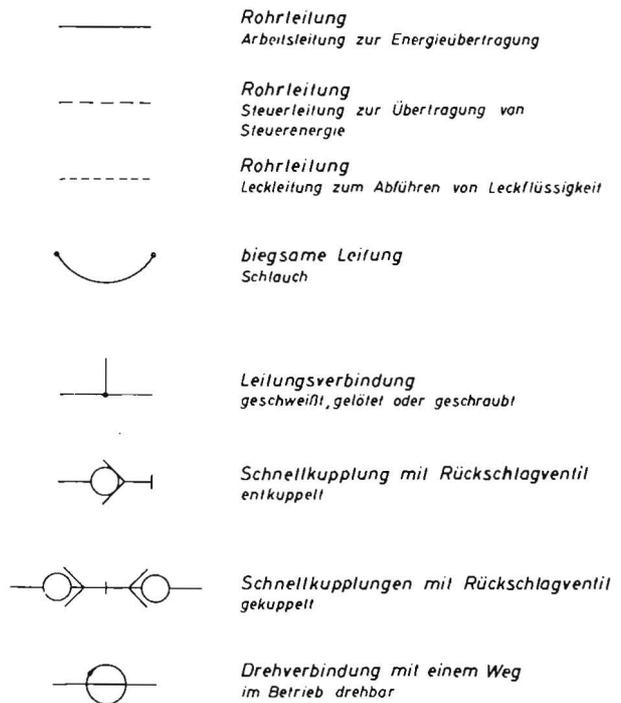


Bild 19: Schaltsymbole für Leitungen und Leitungsverbindungen

dichten, und für häufig zu lösende Schlauchanschlüsse werden Schnelkupplungen verwendet, mit denen auch unter Druck stehende Leitungen von Hand gelöst und gekuppelt werden können.

Symbolisch werden Leitungen durch ausgezogene oder gestrichelte Linien dargestellt, womit gleichzeitig die Funktion, Energieübertragung, Steuerdruckübermittlung und Leckölabfuhr, zum Ausdruck kommt. Die wichtigsten Symbole sind im Bild 19 zusammengestellt.

Da wegen der großen Vielfalt der Hydraulikelemente hier nur die wichtigsten gestreift werden konnten, muß auf umfassendere Darstellungen in den Büchern [5] und [6] hingewiesen werden. Dafür sollen in den folgenden Abschnitten noch weitere Probleme hydrostatischer Systeme, wie Steuerung, Regelung und Schaltmöglichkeiten für umfangreichere Anlagen, behandelt werden.

4. Steuerung und Regelung hydrostatischer Kreisläufe

Mit Hilfe von Steuerungs- und Regeleinrichtungen soll die Abtriebsgeschwindigkeit und die übertragene Leistung hydrostatischer Antriebe dem Bedarf des Verbrauchers angepaßt werden. Dafür sollen in den folgenden Abschnitten noch weitere Probleme hydrostatischer Systeme, wie Steuerung, Regelung und Schaltmöglichkeiten für umfangreichere Anlagen, behandelt werden.

Wenn im einfachsten Fall ein angeschlossener Verbraucher zeitweilig stillgesetzt werden und keine Leistung aufnehmen soll, so kann der hydrostatische Antrieb schnell und trägheitslos abgeschaltet werden, indem die Pumpe mit Hilfe eines Wegeventils auf drucklosen Umlauf direkt über den Behälter geschaltet wird. Diese einfache Möglichkeit, bei der nur sehr geringe Verluste auftreten, bietet große Vorzüge gegenüber der mechanischen Übertragung, die bekanntlich nur mit Reibungskupplungen unter Last ein- und abgeschaltet werden kann.

Es wurde schon erläutert, daß sich beim hydrostatischen Antrieb der Flüssigkeitsdruck der Leistungsnachfrage anpaßt, wobei der durchfließende Ölstrom, die Abtriebsgeschwindigkeit und die Übersetzung nahezu konstant bleiben. Soll dagegen die Abtriebsgeschwindigkeit verändert werden, so ist die Möglichkeit der verlustlosen Regulierung mit Hilfe von Verstellpumpen und -motoren bereits bekannt. Daneben gibt es weitere konstruktiv weniger aufwendige Lösungen mittels Drosselung, die allerdings größere Verluste bedingen.

Eine dieser Möglichkeiten ist die Saugdrosselregulierung, bei der die Fördermenge einer Konstantpumpe durch Drosselung des zulaufenden Ölstroms verändert wird. Wird der im Saugkanal einer Kolbenpumpe angeordnete Drosselschieber teilweise geschlossen, so gelangt nur eine kleinere Fördermenge durch die

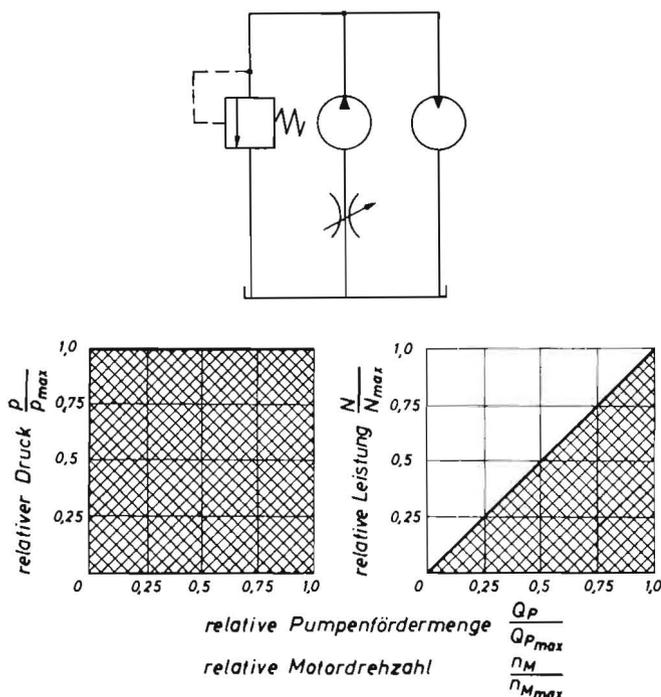


Bild 20: Schaltbild und Arbeitsfelder einer Anlage mit Saugdrosselregulierung

- p = Druck
- Q = Flüssigkeitsstrom
- n = Drehzahl
- N = Leistung
- P = Pumpe
- M = Motor
- D = Drosselventil

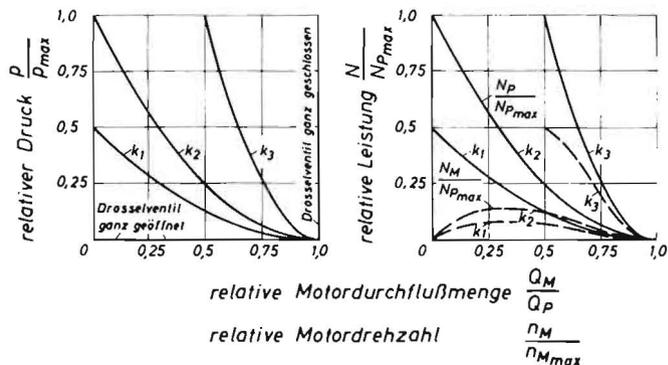
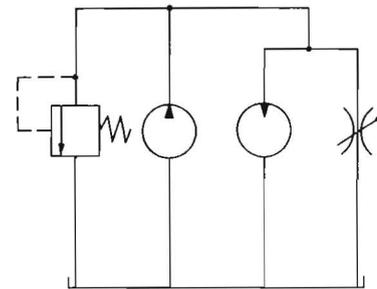


Bild 21: Schaltbild und Arbeitskennlinien einer Anlage mit druckseitiger Drosselregulierung im Nebenstrom
Die Kennlinien gelten für drei Einstellungen $k_{1,2,3}$ des Drosselventils (Bezeichnungen wie in Bild 20)

Zylinderräume der Pumpe, und die Abtriebsgeschwindigkeit des angeschlossenen Motors oder Zylinders wird – unabhängig von deren Belastung – entsprechend veränderlich. Die hierbei auftretenden Verluste sind gering, da der saugseitig erzeugte Druckabfall gegenüber dem Betriebsdruck vernachlässigbar klein ist; für die Saugdrosselregulierung werden vorzugsweise ventilgesteuerte Kolbenpumpen verwendet. Den Schaltplan und das Arbeitsfeld eines derartigen Antriebs zeigt Bild 20. In dieser Darstellung sind die geringen Drosselverluste und die Verluste von Pumpe und Motor allerdings nicht berücksichtigt. Um noch allgemeingültige dimensionslose Größen zu erhalten, wurden die Werte des Druckes, der Fördermenge, der Drehzahl und der Leistung auf die jeweils möglichen Maximalwerte bezogen.

Über der einstellbaren Pumpenfördermenge Q_P – oder der entsprechenden Motordrehzahl n_M – sind die Linien des maximal zulässigen Druckes und der zugehörigen Leistungsaufnahme aufgetragen, die sich als Produkt des maximalen Druckes und der eingestellten Fördermenge ergibt. Da der Druck sich unabhängig vom eingestellten Strom entsprechend dem Leistungsbedarf des Verbrauchers einstellt, kann die Anlage in allen Betriebspunkten p und N der unterhalb der beiden Linien liegenden Felder arbeiten.

Eine weitere Möglichkeit der Regulierung der Abtriebsgeschwindigkeit ist durch die druckseitige Drosselung im Nebenstrom gegeben, die im Schaltplan von Bild 21 dargestellt wurde. Dazu erhält die Druckleitung eine Verzweigung, und der Pumpenstrom fließt in zwei parallelen Teilströmen dem Verbraucher, hier einem Hydromotor, und einem Drosselventil zu. Die durch den Motor und das Drosselventil fließenden Teilströme – und damit die Motordrehzahl – sowie der von der Pumpe erzeugte Druck sind dann von der Drosseleinstellung des Ventils und von der Motorbelastung abhängig, wobei der Pumpendruck infolge der Parallelschaltung sowohl vom Drosselventil als auch vom Motor verarbeitet werden muß. Im Drosselventil wird dann ein Teil der Pumpenleistung als Verlust in Wärme umgesetzt, und unter der meist zutreffenden Voraussetzung turbulenter Strömung sowie unter Vernachlässigung der in Pumpe und Motor auftretenden Verluste gelten für die Stromteilung, den Druck und die Leistungen die folgenden Beziehungen:

$$\begin{aligned}
 Q_P &= Q_M + Q_D & N_P &= N_M + N_D \\
 Q_D &= k \cdot \sqrt{p} & N_P &= Q_P \cdot p \\
 & & N_M &= Q_M \cdot p \\
 & & N_D &= Q_D \cdot p
 \end{aligned}$$

Dabei ist p der Druck, Q die Durchflußmenge und N die Leistung, während die Indizes P, M, D die Stellen der Energieumwandlung, nämlich Pumpe, Motor und Drosselventil, angeben; die Konstante k ist von der Bauart und dem eingestellten Spaltquerschnitt des Drosselventils abhängig. Aus den Gleichungen ist leicht ersichtlich, daß bei einer festen Einstellung des Drosselventils (Konstante k) die dem Motor zufließende Durchflußmenge Q_M , und damit die Motordrehzahl n_M , über eine Kennlinie vom Systemdruck p und damit von der Motorbelastung abhängig ist, so daß die Drehzahl mit steigender Belastung abfällt. Ebenso ist die Pumpenleistung N_P und deren Aufteilung in genutzte Motorleistung N_M und im Drosselventil umgesetzte Verlustleistung N_D von der Motorbelastung abhängig.

Die berechneten Kennlinien sind für drei Drosseleinstellungen $k_{1,2,3}$ in den Diagrammen des Bildes 21 dargestellt. Die im Drosselventil umgesetzte Verlustleistung kann daraus leicht als Differenz zwischen Pumpen- und Motorleistung abgegriffen werden. Dabei erkennt man, daß bei Verringerung der Motordrehzahl durch Öffnen eines im Nebenstrom liegenden Drosselventils die verfügbare Motorleistung im Verhältnis zur aufgenommenen Pumpenleistung sehr klein wird. Außerdem ist der Durchfluß des Drosselventils noch von der Zähigkeit des Öls und damit von der Betriebstemperatur abhängig, so daß der jeweilige Beharrungszustand der Stromteilung nicht sehr stabil ist. Infolge der hohen Verluste sollte daher diese Drehzahlregelung nicht im Dauerbetrieb verwendet werden. Praktisch ist sie jedoch bei der Steuerung von Hubzylindern mit Hilfe von Wegeventilen vorhanden, wo in den Teilöffnungsstellungen vom Steuerschieber ebenfalls Drosselventile gebildet werden, durch die ein Teilstrom in den Behälter abfließt.

Bei hohen Anforderungen an die Stabilität und die Genauigkeit der Geschwindigkeitsregulierung werden Mengenregelventile verwendet. Wird an einem hinter der Pumpe in den Hauptstrom geschalteten Mengenregelventil — wie in der in Bild 22 dargestellten Anlage — ein Durchflußstrom eingestellt, der kleiner als die Pumpenfördermenge ist, so stellt sich am angeschlossenen Hydraulikmotor natürlich eine entsprechend verringerte Drehzahl ein. Dabei ist die Drehzahl von der Belastung des Motors unabhängig, und der überschüssige Pumpenstrom wird durch das Druckbegrenzungsventil abgespritzt, so daß die Pumpe ständig gegen den eingestellten Druck p_{max} arbeitet und ihre Nennleistung aufnimmt. Daher ist in den Diagrammen des Bildes 22, in denen Druck und Leistungen als Funktion der für den Motor eingestellten Durch-

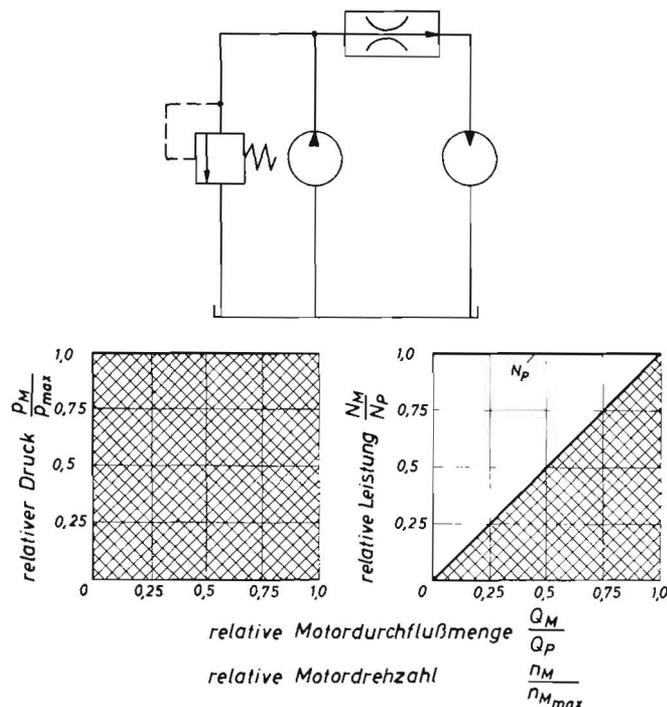


Bild 22: Schaltbild und Arbeitsfelder einer Anlage mit einem Serie geschalteten Mengenregelventil in der Druckleitung (Bezeichnungen wie in Bild 20)

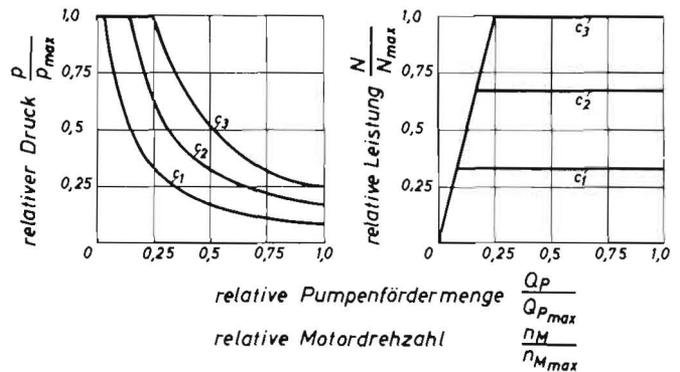
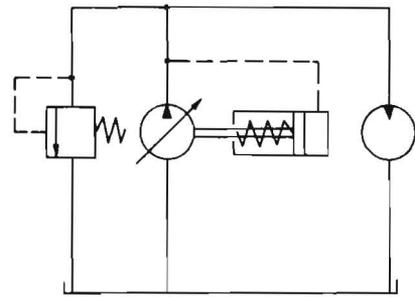


Bild 23: Schaltbild und Regelkennlinien einer Anlage mit Verstellpumpe und Leistungsregler

Die Kennlinien gelten für verschiedene Reglereinstellungen $c_{1,2,3}$ (Bezeichnungen wie in Bild 20)

flußmenge angegeben sind, die Pumpenleistung N_P als konstante Linie eingetragen. Der vom Motor verarbeitete Druck p_M ergibt sich dann unabhängig von der Durchflußmenge als Folge der äußeren Belastung und kann in allen Punkten unterhalb der Linie des maximalen Druckes liegen. Ebenso kann die augenblicklich übertragene Motorleistung in allen Punkten unterhalb der Linie liegen, die sich als Produkt aus dem Pumpendruck und der einstellbaren Motordurchflußmenge ergibt. Die Verlustleistung, die im Druckbegrenzungsventil und im Mengenregelventil in Wärme umgesetzt wird, folgt als Differenz von Pumpen- und Motorleistung.

Mit Hilfe von Verstellpumpen und -motoren ist, wie schon erwähnt, eine verlustlose Regulierung der Abtriebsgeschwindigkeit möglich. Dabei ist die Abtriebsgeschwindigkeit über den Schwenkwinkel der Pumpe oder des Motors willkürlich einstellbar und vom Druck oder der äußeren Last unabhängig. Daneben werden Verstellpumpen mit Regeleinrichtungen versehen, wenn zum Beispiel eine Arbeitsmaschine mit konstanter Leistung betrieben werden soll. Eine solche Anlage zeigt Bild 23; die Verstellung der Pumpe erfolgt durch einen einfachwirkenden Zylinder, auf dessen federbelasteten Kolben der Systemdruck wirkt. Die Charakteristik der Regelfeder muß dann so gewählt werden, daß durch die Verstellung das Produkt aus Druck und Fördermenge und damit die Pumpenleistung konstant bleibt. In Abhängigkeit von der Pumpenfördermenge ergibt sich dann, wie im Diagramm von Bild 23 angegeben, als Kennlinie des Druckes eine Hyperbel und für die Leistung eine konstante Linie. Durch Änderung der Feder Vorspannung des Reglers können noch verschieden große Leistungen eingestellt werden, so daß sich eine Schar von Regelkennlinien ergibt. Im Bereich kleiner Fördermengen würde nach dem Gesetz der Hyperbel der Druck allerdings sehr hohe Werte erreichen, was durch das Ansprechen des Druckbegrenzungsventils verhindert wird. Daher ist in diesem Bereich der Einstellwert des Druckbegrenzungsventils die Grenze, während die Leistung linear ansteigt.

Neben der Regelung einer konstanten Leistung werden noch weitere Regelungsarten, wie etwa die Regelung auf konstanten Druck, für bestimmte Anwendungsfälle ausgeführt.

5. Schaltungen hydrostatischer Antriebe

Aus den vorangegangenen Ausführungen wurde schon deutlich, daß hydrostatische Antriebe sehr vielseitig und wandlungsfähig sind und für die verschiedensten Antriebsaufgaben günstige

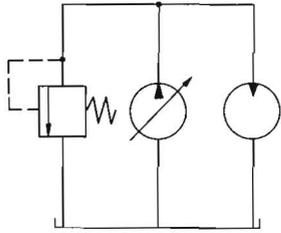


Bild 24: Stufenlos regulierbarer hydrostatischer Antrieb mit Verstellpumpe und Konstantmotor im offenen Kreislauf

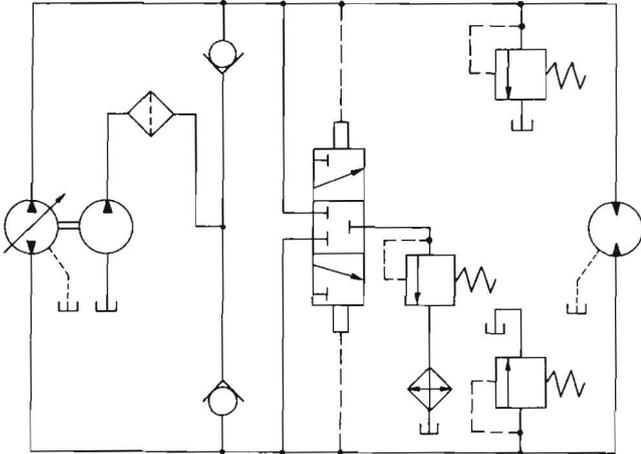


Bild 25: Stufenlos regulierbarer hydrostatischer Antrieb mit Verstellpumpe und Konstantmotor im geschlossenen Kreislauf

Lösungsmöglichkeiten bieten. Stufenlose Veränderung der Abtriebsgeschwindigkeit, Drehrichtungsumkehr, Ein- und Abschalten unter Last, Leistungsverzweigung für mehrere Verbraucher sind nur einige Forderungen von der Seite der Arbeitsmaschinen, die mit geeigneter Auswahl und Schaltung der Hydraulikelemente leicht erfüllt werden können. Einige besonders charakteristische und häufig verwendete Schaltungen sollen daher im folgenden erläutert werden.

5.1 Offener und geschlossener Kreislauf

Für hydrostatische Wandler sind zwei grundsätzlich verschiedene Schaltungen von Pumpe und Motor, nämlich der offene und der geschlossene Kreislauf, möglich. Der Schaltplan eines im offenen Kreislauf arbeitenden Systems — aus einer Verstellpumpe mit einer Förderrichtung und einem Konstantmotor bestehend — ist in Bild 24 dargestellt. Die Pumpe saugt Öl aus dem Behälter an und fördert es durch die Druckleitung zum Motor, der die hydrostatische Energie in mechanische umsetzt, indem er eine Arbeitsmaschine antreibt. Vom Hydromotor fließt das Öl wieder drucklos dem Behälter zu. Dieses einfache System, das etwa für den Antrieb von Haspeln oder von Zuführbändern angewendet werden könnte, läßt aber nur eine Förderrichtung der Pumpe und damit nur eine Motordrehrichtung zu; nur mit Hilfe eines Wegeventils könnte die Drehrichtung des Motors umgesteuert werden. Da die Flüssigkeit nur Druckkräfte übertragen kann, muß der hydrostatische Energiefluß immer den Weg durch die Druckleitung von der Pumpe zum Motor nehmen, so daß eine voreilende Arbeitsmaschine außerdem nicht gebremst werden kann. Dadurch ist die Anwendung im offenen Kreislauf arbeitender Systeme für den Fahrtrieb nicht möglich. Für Anlagen mit Arbeitszylindern wird aber ausschließlich der offene Kreislauf verwendet.

Die vorher erwähnten Nachteile werden bei einem Antrieb mit der Schaltung von Pumpe und Motor im geschlossenen Kreislauf, wie in Bild 25 gezeigt, vermieden. Bei diesem System gelangt das drucklose Öl vom Motor nicht in den Behälter, sondern durch eine Leitung in den Saugkanal der Pumpe zurück. Daher kann eine Verstellpumpe mit zwei Förderrichtungen verwendet werden, so daß die geschlossene Druckleitung und die ebenfalls geschlossene Saugleitung ihre Funktion tauschen können und die

Drehrichtungsumkehr des Motors möglich wird. Ebenso wirkt dieser Antrieb gegenüber einer voreilenden Arbeitsmaschine als Bremse, wobei dann hydrostatische Energie durch die Saugleitung vom Motor zur Pumpe übertragen wird. Das geschlossene System erfordert allerdings eine Speise- und Spüleinrichtung zur Ergänzung der in Pumpe und Motor auftretenden Leckverluste. Eine gesonderte Speisepumpe muß dann aus dem Behälter einen konstanten Speisestrom in die Saugleitung des Kreislaufs fördern. Da die Saugleitung und die Druckleitung — wie erwähnt — wechseln können, muß die Speiseleitung verzweigt und mit zwei Rückschlagventilen versehen werden, die gegenüber der jeweiligen Saugleitung öffnen und gegenüber der jeweiligen Druckleitung sperren. Weiterhin muß der überschüssige Speisestrom mit Hilfe eines Spülventils wieder in den Behälter geleitet werden. Das Spülventil öffnet also die jeweilige Saugleitung, und die überschüssige Ölmenge fließt durch ein Druckbegrenzungsventil mit sehr kleinem Einstelldruck in den Behälter ab. Dieses Druckbegrenzungsventil übt die Funktion eines Vorspannventils aus und sorgt dafür, daß die Saugleitung nicht leerlaufen kann; als Spülventil wird bei der im Bild 25 dargestellten Anlage ein hydraulisch gesteuertes 3/3-Wegeventil verwendet. Durch diese Kombination des geschlossenen Kreislaufs mit einem Spülsystem wird also ständig eine kleinere Ölmenge über den Behälter geleitet, die zur Filterung und zur Ölkühlung genutzt werden kann; außerdem ist bei den Pumpen, die den Förderstrom nicht selbst ansaugen, sondern einen Speisestrom erhalten, keine Kavitation zu erwarten, so daß höhere Antriebsdrehzahlen möglich sind.

5.2 Parallel- und Serienschaltung

In den bisherigen Beispielen waren nur Anlagen mit einem Verbraucher erläutert; häufig werden jedoch Systeme mit mehreren Verbrauchern, Motoren oder Zylindern, benötigt, die gleichzeitig betrieben werden müssen oder auch nur nacheinander einschaltbar zu sein brauchen.

Für Anlagen mit mehreren gleichzeitig betriebenen Verbrauchern gibt es wieder zwei verschiedene Möglichkeiten der Schaltung für Motoren und Zylinder, die man analog zur Elektrotechnik als Parallel- und als Serienschaltung bezeichnen kann. Die Schaltpläne zweier Anlagen, bei denen zwei Motoren parallel und in Serie geschaltet sind, zeigt das Bild 26. Bei der Parallelschaltung verarbeiten beide Motoren die gleiche, von der Belastung abhängige Druckdifferenz; dagegen ist die Aufteilung der Pumpenfördermenge veränderlich, und es stellen sich unterschiedliche Durchflußmengen ein, die den Belastungen der Motoren umgekehrt proportional sind. Der weniger belastete Motor erhält also eine größere Durchflußmenge und eine entsprechend höhere Drehzahl, während sich am höher belasteten Motor eine kleinere Durchflußmenge und eine entsprechend niedrigere Drehzahl einstellt. Die einzelnen Durchflußmengen und die Drehzahlen können erst bei Kenntnis des Leistungsbedarfs der angeschlossenen Arbeitsmaschinen ermittelt werden; dazu werden die Linien des Leistungsbedarfs über den Durchflußmengen aufgetragen, und der Betriebspunkt ergibt sich als Schnittpunkt beider Linien. Für viele Aufgaben, wie etwa den Fahrtrieb, wo man bei direktem Antrieb der Räder mit zwei parallelgeschalteten Hydromotoren die erwünschte Differentialwirkung erhält, ist die Parallelschaltung geeignet. In den Fällen aber, die den Gleichlauf mehrerer Motoren oder Zylinder verlangen, muß dies durch zusätzliche Verwendung der schon beschriebenen Mengenregelventile oder Mengenteiler erreicht werden, wenn nicht die Serienschaltung gewählt wird.

Bei dieser Schaltung erhalten die angeschlossenen Motoren die gleiche Durchflußmenge, und somit stimmen unabhängig von den Belastungen die Drehzahlen ebenfalls überein oder bleiben bei

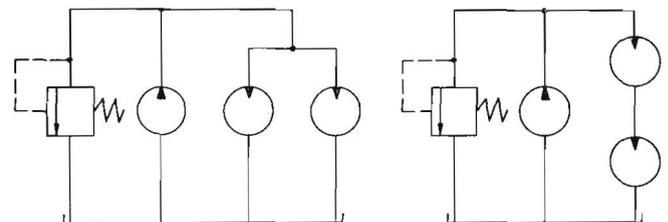


Bild 26: Parallelschaltung und Serienschaltung von zwei Hydromotoren

verschiedenen Motorengrößen im gleichen Verhältnis, wenn von dem durch die Leckverluste bedingten Schlupf abgesehen wird; es wurde schon darauf hingewiesen, daß ein genauer Gleichlauf von Motoren oder Zylindern infolge dieses unumgänglichen Schlupfes nur mit aufwendigen Regeleinrichtungen zu erreichen ist. Der Druckabfall stellt sich nun in den einzelnen Motoren der Serienschaltung entsprechend den Belastungen unterschiedlich ein, und der Pumpendruck folgt als Summe der einzelnen Druckdifferenzen. Die Serienschaltung ist für Motoren und für doppeltwirkende Zylinder möglich.

Mit den im Fahrzeug- und im Landmaschinenbau verwendeten Anlagen werden meist mehrere Verbraucher versorgt, wie etwa beim Schlepper der Kraftheber, der Frontlader und der Mähwerksantrieb, die natürlich abschaltbar sein müssen. Dabei kann es erforderlich sein, daß mehrere Verbraucher gleichzeitig ein- und abschaltbar sein müssen, während im einfachsten Falle immer nur ein Verbraucher eingeschaltet zu werden braucht. Die dazu benötigten Schaltungen und Wegeventile sollen im folgenden noch kurz erläutert werden.

5.3 Schaltungen für Mehrverbraucher-Systeme

Zuerst ist im Bild 27 das Schaltbild einer Anlage mit beispielsweise drei – einfachwirkenden Zylindern angegeben, von denen aber im gleichen Zeitraum nur jeweils einer auf „Heben“ geschaltet werden kann; das Absenken kann dagegen unabhängig voneinander und zur gleichen Zeit erfolgen. Hierzu muß für jeden Zylinder ein 4/3-Wegeventil verwendet werden, womit außerdem erreicht wird, daß in der Nullstellung – in der die Zylinder blockiert sind – oder in der Senkstellung der Pumpenstrom drucklos über den Behälter umläuft. Der Abschluß einer solchen Ventilfolge kann mit einem einfacheren 3/3-Wegeventil gebildet werden. Schaltungen für zeitlich getrennte Arbeitsabläufe mehrerer doppeltwirkender Zylinder oder mehrerer Hydromotoren lassen sich ebenfalls ausführen, wobei dann 5/3-Wegeventile beziehungsweise ein 4/3-Wegeventil als Schlußventil benötigt werden.

Schließlich sind für Systeme mit mehreren doppeltwirkenden Arbeitszylindern oder Hydromotoren, die gleichzeitig ein- und abschaltbar sein müssen, Parallelschaltungen und Serienschaltungen möglich. Da aber die Serienschaltung seltener benötigt wird, soll im Bild 28 nur eine Parallelschaltung von drei doppeltwirkenden Zylindern an deren Stelle auch Motoren treten können gezeigt werden, die gleichzeitig in beide Bewegungs-

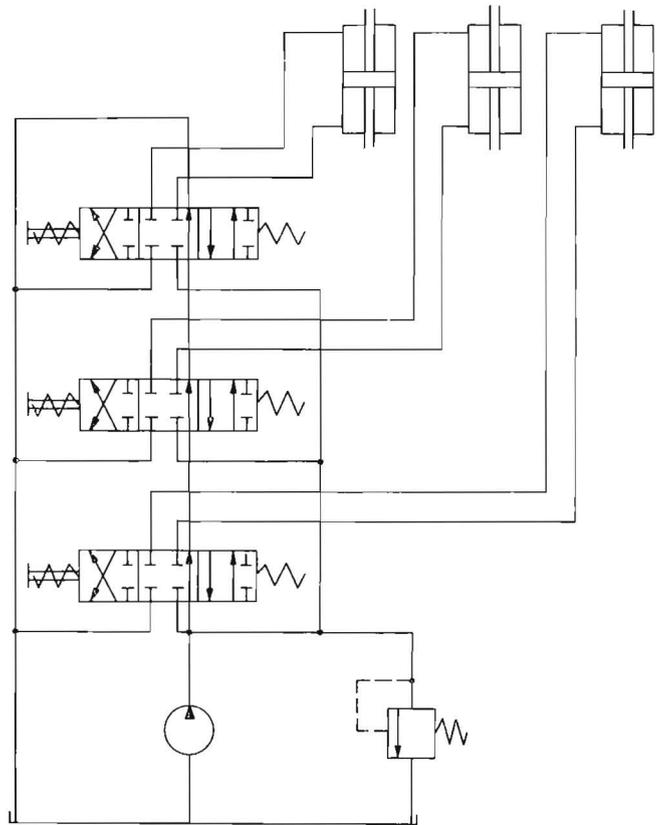


Bild 28: Schaltung für gleichzeitige Arbeitsabläufe mehrerer doppeltwirkender Zylinder

richtungen geschaltet werden können. Hierzu wird für jeden Zylinder ein 6/3-Wegeventil erforderlich, so daß die Zylinder in der Nullstellung der Ventile blockiert sind und der Pumpenstrom in der Nullstellung aller Ventile wieder drucklos umläuft. Bei der Parallelschaltung richten sich dann, wie schon erläutert, die Vorschubgeschwindigkeiten der Zylinder nach deren Belastungen, und in den Fällen mit erforderlicher konstanter Durchflußmenge oder Geschwindigkeit müssen Mengengrenzungsventile oder Mengenteiler verwendet werden.

Natürlich lassen sich mit den entsprechenden Wegeventilen auch Schaltungen aufbauen, in denen Motoren und doppeltwirkende Zylinder mit einer oder mit zwei Bewegungsrichtungen sowie einfach wirkender Zylinder gemeinsam eingesetzt werden.

Zusammenfassung

Da die Hydrostatik für zahlreiche Antriebsprobleme des Landmaschinen- und Schlepperbaues besonders günstige Lösungsmöglichkeiten bietet und daher auch in den heute produzierten Maschinen und Geräten zunehmende Verwendung findet, wurde in dieser Arbeit ein kurzer Überblick über die Grundlagen der hydrostatischen Leistungsübertragung gegeben. Vom Aufbau eines einfachen Antriebs ausgehend wurden Eigenschaften und betriebliches Verhalten erläutert, deren Kenntnis für die Auswahl und Anwendung hydrostatischer Antriebe notwendig ist. Darauf folgte eine Erläuterung der wichtigsten Bauelemente, wobei besonders auf die genormten Schaltsymbole eingegangen wurde, deren Verwendung bei der Darstellung von Schaltplänen umfangreicherer Anlagen sehr vorteilhaft ist. In einem weiteren Abschnitt wurde dann auf die Möglichkeiten der Steuerung und Regulierung der Abtriebsgeschwindigkeit und der Leistung eingegangen, die bei der hydrostatischen Leistungsübertragung sehr vielfältig sind. Schließlich befaßte sich ein letzter Abschnitt mit den Problemen und Möglichkeiten der Schaltungen für umfangreichere hydrostatische Systeme.

In einer weiteren Folge sollen die hier dargelegten Grundlagen dann benutzt werden, um die Anwendungen und künftigen Anwendungsmöglichkeiten der Hydrostatik im Schlepper- und Landmaschinenbau zu untersuchen.

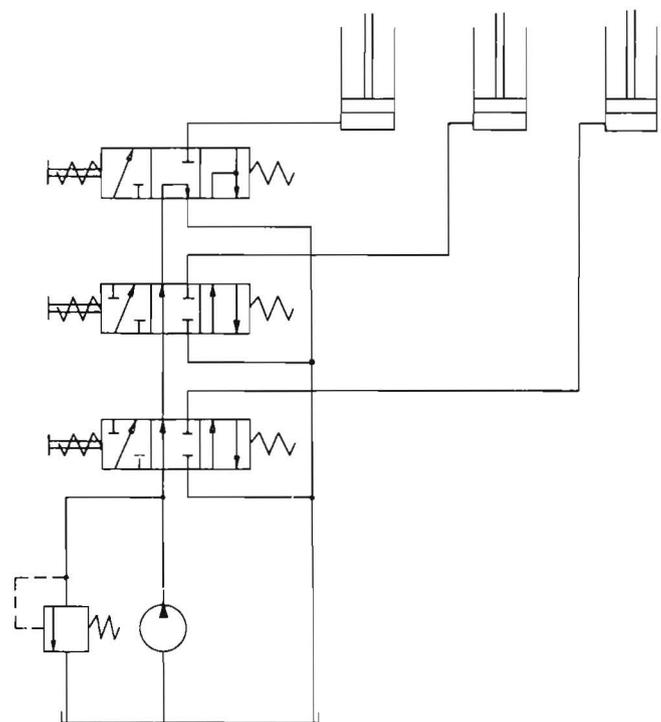


Bild 27: Schaltung für zeitlich getrennte Arbeitsabläufe mehrerer einfachwirkender Zylinder

Literatur

- [1] KAHRs, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 171—179
- [2] ZOEBL, H.: Grundschaltpläne hydraulischer Anlagen. Ölhydraulik und Pneumatik (Schriftenreihe, Band 1). Krauskopf-Verlag, Mainz 1963
- [3] MARTYRER, E.: Hydraulische Getriebe. Grundlagen der Landtechnik Heft 11. Düsseldorf 1959, S. 13—21
- [4] Druckschrift der Bosch GmbH, VDT-AK Ya/1, Blatt 1, 1962
- [5] ZOEBL, H.: Ölhydraulik. Springer-Verlag, Wien 1963
- [6] CHAIMOWITSCH, J. M.: Ölhydraulik. VEB Verlag Technik, Berlin 1961

Müde Mäzene

Dem Stifterverband droht ein Rückgang der Spenden

Das im Vergleich zur deutschen Wirtschaftskraft schon immer unbefriedigende Aufkommen freier Spenden für Forschung und Lehre an den Stifterverband für die Deutsche Wissenschaft droht 1964 zurückzugehen. Dem Voranschlag des Verbandes für dieses Jahr von 27 Millionen Mark fehlen Ende November noch drei Millionen Mark — mehr als zehn Prozent. Es liegt nicht an einer falschen Einschätzung der Bedeutung von Wissenschaft und Forschung, sondern an mangelnder Bereitschaft zu persönlichen Opfern. Bei einer Meinungsumfrage bei 2000 Bundesbürgern in Essen und Düsseldorf haben 62 Prozent der Männer und 55 Prozent der Frauen erklärt, daß die Forschung für unsere Wirtschaft und unseren Lebensstandard in nächster Zukunft eine größere Rolle als bisher spielen werde. Nur jeweils zwei Prozent waren gegenteiliger Ansicht. Auf die weitere Frage, ob man auch bereit sei, freiwillige Beiträge zur Wissenschaftsförderung zu leisten, antworteten nur 27 Prozent mit Ja und 54 Prozent mit Nein. Lediglich in der Einkommensgruppe über 1200 Mark monatlich gab es mehr positive als negative Stimmen.

Eine beim Stifterverband selbst ausgearbeitete Spendenanalyse für die Jahre 1961 bis 1963 verstärkt diesen Eindruck. Von den rund 1,6 Millionen Gewerbebetrieben in der Bundesrepublik (ohne Kleinstbetriebe) sind nur 3213 Firmen oder 0,2 Prozent Förderer des Stifterverbandes. Selbst auf die 100000 ertragreichsten Betriebe bezogen waren es nur 3,2 Prozent. Zwar sind 35,7 Prozent der 2548 Aktiengesellschaften im Bundesgebiet und West-Berlin Mitglieder des Stifterverbandes, aber nur 1,5 Prozent der 46800 GmbH. Von diesen insgesamt rund 50000 deutschen Kapitalgesellschaften folgen gegenwärtig nur 730 oder 1,5 Prozent der Empfehlung ihrer wirtschaftlichen Spitzenverbände, jährlich ein Prozent der Dividende oder Gewinne beziehungsweise 0,2 Promille von Umsatz sowie Lohn- und Gehaltssumme als Spende zu geben. Von den übrigen rund 2500 Firmenspendern bleiben 2300 unter der Hälfte der empfohlenen Ansätze.

So kommt es, daß von nur 71 Unternehmen über 63 Prozent des gesamten freien Spendenaufkommens bestritten werden. Man hat dem Stifterverband gelegentlich vorgeworfen, er müsse aktiver werden. Das scheint leichter gesagt als getan. Unabhängig von der Ein-Prozent-Empfehlung hat er 14614 Firmen brieflich um Mitgliedschaft gegen einen Jahresbeitrag von mindestens 500 Mark gebeten. 317 Firmen gleich 2,17 Prozent traten bei. Von 18228 Personen, die auf gleichem Wege um private Mitgliedschaft für mindestens 100 Mark im Jahr gebeten wurden, stimmten 233 (1,28 Prozent) zu.

Ist es schon verwunderlich, daß nicht viel mehr Firmen auch überbetriebliche Forschungsaufwendungen als volkswirtschaftlich wichtige Investitionen ansehen (für werkseigene Forschung setzen wir immerhin jährlich über zwei Milliarden Mark ein), so erstaunt noch mehr, wie wenig Wirtschaft und Private von der Möglichkeit Gebrauch machen, Spenden bis zu zehn Prozent des steuerpflichtigen Einkommens voll abzusetzen. Bei voller Ausnutzung dieser Möglichkeiten hätte sich schon 1958 ein Spendenaufkommen von 3,7 Milliarden Mark aus dem Bereich der gewerblichen Wirtschaft ergeben, für 1963 also mindestens vier Milliarden Mark. Bei Befolgung der Ein-Prozent-Empfehlung wären das 400 Millionen und bezogen nur auf die 100000 ertragkräftigsten Kapitalgesellschaften 100 Millionen Mark im Jahr gewesen. Tatsächlich kamen 1963 aber nur 25 Millionen Mark zusammen. Der Stifterverband muß nach den Worten seines Geschäftsführers, Dr. E. NORD, in den kommenden Wochen größte Anstrengungen machen, um diese Summe für das laufende Jahr wieder zu erreichen.

(Diese Notiz ist der „Frankfurter Allgemeinen Zeitung“ entnommen.)

Résumé

Manfred Kahrs: "The Fundamentals of Hydrostatic Power Transmission"

Since hydrostatics offers particularly favourable possibilities of solution for numerous driving problems occurring with agricultural machinery and tractors, and is thus increasingly used in machines and implements manufactured today, this paper renders a brief survey of the fundamentals of hydrostatic power transmission.

Starting from the design of a simple drive, the properties and operational behaviour are discussed, the knowledge of which is necessary for the selection and application of hydrostatic drives. It follows an explanation of the most important structural elements. In this connection the standardized wiring symbols, which are of great advantage when representing wiring schemes of extensive installations, are dealt with more detailed. In a further chapter the various possibilities of controlling and regulating the driving speed and power are treated. Finally the author discusses the problems and possibilities of wiring for larger hydrostatics systems.

The fundamentals described here shall then be used in a further paper to examine the application and future possibilities of application of hydrostatics for tractors and agricultural machinery.

Manfred Kahrs: «Les notions fondamentales de la transmission de puissance hydrostatique.»

Etant donné que l'hydrostatique est une possibilité particulièrement avantageuse pour résoudre beaucoup de problèmes de commande posés par la construction de machines et tracteurs agricoles et qu'elle est appliquée de plus en plus dans les machines et outils actuellement fabriqués, l'auteur expose succinctement dans cette étude les notions fondamentales de la transmission hydrostatique. En prenant d'abord un exemple simple, il explique les propriétés et le comportement des systèmes hydrostatiques dont la connaissance est nécessaire en vue du choix et de l'application de la commande hydrostatique. Suit une description des éléments de construction essentiels. Il décrit surtout en détail les symboles normalisés dont l'utilisation est très avantageuse pour dessiner les schémas de couplage d'installations plus compliquées. Dans un paragraphe suivant, l'auteur décrit les possibilités de commande et de réglage de la vitesse de sortie et de la puissance qui peuvent être variées de multiple façon dans un système hydrostatique. Enfin l'auteur traite des problèmes et des possibilités de commande des systèmes hydrostatiques complexes.

Dans une étude suivante on veut examiner les applications et les possibilités futures de l'hydrostatique dans la construction de tracteurs et machines agricoles en se servant des notions fondamentales traitées dans l'étude présente.

Manfred Kahrs: «Fundamentos de la transmisión hidrostática de la fuerza.»

Como la hidrostática ofrece soluciones muy favorables para numerosos problemas de impulsión en la construcción de máquinas agrícolas y de tractores, por lo que se la emplea cada vez más en las máquinas y aperos modernos, en este trabajo se dará un resumen de los fundamentos de la transmisión hidrostática. Saliendo de mecanismos de impulsión sencillos, se explican las condiciones y el comportamiento en servicio, cuyo conocimiento es indispensable para la elección y la aplicación de la impulsión hidrostática. Sigue una descripción de los elementos de construcción más importantes, tratándose especialmente de los símbolos de normas que se emplean con ventaja en los diseños de distribución de instalaciones complicadas. En otro capítulo se trata de las posibilidades de mando y de regulación de la velocidad secundaria y del rendimiento, que tienen tanta aplicación en la transmisión de la potencia. El último capítulo trata de los problemas y de las posibilidades que se ofrecen para los cambios en sistemas hidrostáticos complicados.

Otro trabajo se ocupará del estudio de las posibilidades de empleo de la hidrostática en la construcción de tractores y de máquinas agrícolas, sirviendo para esto las bases de que trata el presente trabajo.