

5 Grundstrukturen hydraulischer Kreisläufe

Die Gestaltung hydraulischer Kreisläufe wird beeinflusst von Aufgabenstellung und Einsatzgebiet der Anlage, sowie durch die Größe der zu übertragenden Leistung P . Die durch den Volumenstrom Q und den Druck p bestimmte hydraulische Leistung wird dem Hydromotor zugeführt und dort in mechanische Leistung zurücktransformiert (s. Kap. 2). Der Hydromotor kann ein Arbeitszylinder (translatorische Bewegung) oder ein Rotationsmotor (drehende Bewegung) sein. Die für konkrete Einsatzgebiete und Aufgabenstellungen zu wählenden Kreislaufstrukturen werden in Kap. 14 behandelt.

Bei der Gestaltung hydraulischer Kreisläufe müssen die Grundstrukturen für

- die Erzeugung der hydraulischen Leistung durch Volumenstrom- bzw. Druckquellen;
- die Anordnung der Geräte und Komponenten im offenen oder geschlossenen Kreislauf;
- die Versorgung mehrerer Hydromotoren durch eine Volumenstromquelle bzw. Druckquelle

beachtet werden.

5.1 Volumenstrom- und Druckquellen

5.1.1 Volumenstromquellen

Zur Wandlung der mechanischen Leistung des Antriebsmotors (Elektromotor bzw. Verbrennungsmotor) in hydraulische Leistung dienen Pumpen, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Das bedeutet, dass das während einer Umdrehung der Antriebswelle aus dem Behälter in die Druckleitung der Hydraulikanlage verdrängte Flüssigkeitsvolumen konstant ist. Die Leckverluste der Pumpe und die Verringerung des Flüssigkeitsvolumens durch Druckerhöhung (Kompression) können in erster Näherung vernachlässigt werden (s. Abschn. 6.1).

Das pro Umdrehung der Antriebswelle verdrängte Volumen ist eine geometrische Kenngröße der Pumpe und wird als Verdrängungsvolumen V bezeichnet. Die Baugröße einer Pumpe wird von ihrem Verdrängungsvolumen bestimmt. V kann konstant (Konstantpumpe) oder veränderbar (Stellpumpe) sein.

Für den von der Pumpe geförderten Volumenstrom Q_P gilt bei Vernachlässigung der Leck- und Kompressionsverluste

$$Q_P = n \cdot V. \quad (5.1)$$

Der Druck p_2 in der Druckleitung (Abb. 5.1) wird durch die vom Hydromotor bzw. vom Arbeitszylinder zu überwindende Last und durch der Pumpe nachgeschaltete hydraulische Widerstände verursacht.

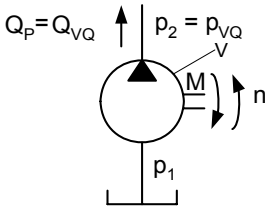


Abb. 5.1 Hydraulikpumpe als Volumenstromquelle

Der Druck im Behälter und damit am Eingang der Saugleitung der Pumpe ist p_1 . In den am häufigsten vorkommenden Fällen ist er gleich dem Atmosphärendruck.

Da in der Hydraulik mit Überdrücken gearbeitet wird, kann $p_1 = 0$ gesetzt werden. Die Druckdifferenz $\Delta p = p_2 - p_1$ über der Pumpe erzeugt das zu ihrem Antrieb erforderliche Drehmoment M . Bei Vernachlässigung der Reibungsverluste gilt für das Drehmoment:

$$M = \frac{V \cdot \Delta p}{2\pi}. \quad (5.2)$$

Eine oder mehrere parallel geschaltete Pumpen, welche in einer Hydraulikanlage einen Volumenstrom Q_{VQ} fördern, der vom Anlagendruck p_{VQ} praktisch unabhängig ist, sind für die Anlage eine Volumenstromquelle.

Der Volumenstrom Q_{VQ} kann konstant

- Konstantpumpe und konstante Antriebsdrehzahl (V konst.)
- oder veränderbar
- Stellpumpe und konstante Antriebsdrehzahl (V veränderbar)
 - Konstantpumpe und veränderbare Antriebsdrehzahl (V konst.)
- sein.

Volumenstromquellen können auch durch spezielle Schaltungen gebildet werden, die die Anforderungen Q_{VQ} konstant oder einstellbar, jedoch unabhängig von p_{VQ} , erfüllen [5.1, 5.3].

5.1.2 Druckquellen

Eine Druckquelle (Abb. 5.2) liefert für die angeschlossene Hydraulikanlage bzw. einen Teil der Anlage einen angenähert konstanten Druck p_{DQ} . Dieser wird von der Einstellung der Druckquelle und nicht von den angeschlossenen Hydromotoren oder den hydraulischen Widerständen zwischen Druckquelle und Hydromotor bestimmt.

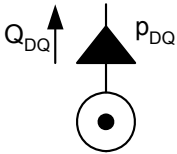


Abb. 5.2 Schaltsymbol einer Druckquelle

Von einer Druckquelle können grundsätzlich mehrere Hydromotoren parallel betrieben werden.

Der Volumenstrom Q_{DQ} einer Druckquelle ist die Summe der zu den einzelnen Verbrauchern fließenden Teilvolumenströme Q_i . Die an die Druckquelle angeschlossene Hydraulikanlage ist so zu gestalten, dass der maximal zulässige Volumenstrom der Druckquelle Q_{DQmax} nicht erreicht wird ($\sum Q_i < Q_{DQmax}$). Die Verbraucher sind so an die Druckquelle anzuschließen, dass der Quelledruck p_{DQ} nicht oder nur gering von deren Belastung beeinflusst wird. Dies kann durch den Einbau von Stromventilen erreicht werden, die neben der Entkopplung der Verbraucher von der Druckquelle zur Einstellung der Volumenströme für die einzelnen Verbraucher dienen (Abb. 5.3). Dabei gilt $p_{DQ} > p_i$.

Weitere Anschlussmöglichkeiten von Verbrauchern an Druckquellen werden in Kap. 14 behandelt.

Da Hydraulikpumpen Volumenstromquellen sind, muss eine Druckquelle durch geeignete schaltungstechnische Maßnahmen unter Verwendung einer Pumpe geschaffen werden.

Abbildung 5.3 zeigt eine Druckquelle, die durch eine Konstantpumpe in Verbindung mit einem Druckbegrenzungsventil gebildet wird und zwei Verbraucher beaufschlagt. Die Baugröße der Pumpe wird so gewählt, dass ihr Förderstrom Q_P geringfügig größer ist als die Summe der zu den Hydromotoren fließenden Volumenströme. Dadurch fließt ständig ein Teilvolumenstrom Q_{VD} über das Druckbegrenzungsventil, der Druck p_{DQ} am Ausgang der Druckquelle entspricht dem Einstelldruck p_e des Druckbegrenzungsventils und ist angenähert konstant. Die Volumenströme Q_i zu den Verbrauchern werden durch das Stromregel- bzw. Drosselventil eingestellt und bestimmen Kolbengeschwindigkeit v des Arbeitszylinders bzw. Drehzahl n des Hydromotors.

In Abb. 5.3 wurden aus Gründen der Übersichtlichkeit die Wegeventile zum Steuern der Bewegung der Verbraucher nicht mit gezeichnet.

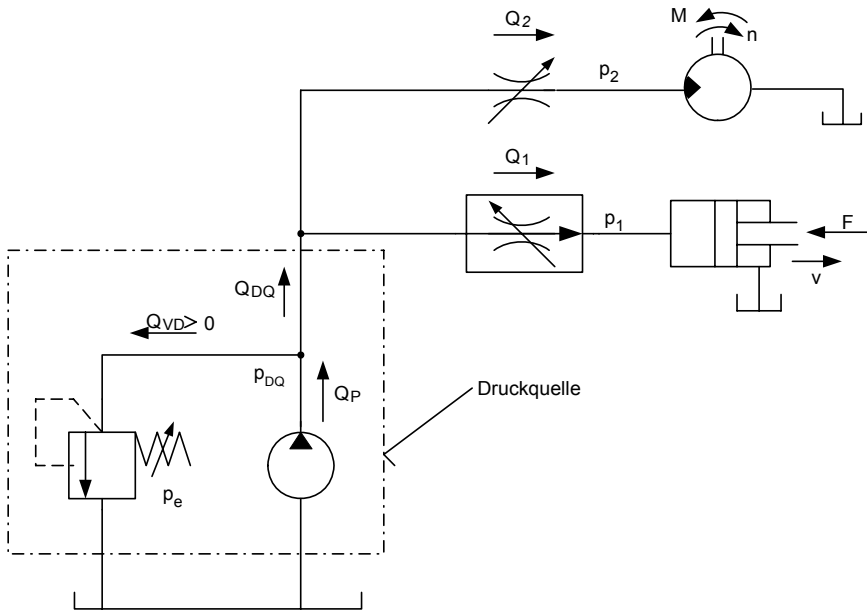


Abb. 5.3 Hydraulikanlage mit Druckquelle

Hydraulische Anlagen mit Druckquelle arbeiten generell im offenen Kreislauf (s. Abschn. 5.2). Durch die Strömungswiderstände zwischen der Druckquelle und den Hydromotoren werden unvermeidbare Leistungsverluste verursacht. Ebenso entsteht im gezeigten Beispiel ein Leistungsverlust durch den über das Druckbegrenzungsventil gegen den Druck p_{DQ} abfließenden Volumenstrom Q_{VD} . Deshalb ist der Wirkungsgrad hydraulischer Anlagen mit der in Abb. 5.3 gezeigten Druckquelle sehr niedrig und sie sollte nur für Nebenantriebe mit geringer Leistung eingesetzt werden.

Weitere Einzelheiten zur Gestaltung verlustenergiearmer Druckquellen enthalten Abschn. 14.3 sowie [5.1] bis [5.6].

5.2 Offener und geschlossener Kreislauf

Je nachdem, ob der Volumenstrom von der Abflußseite des Verbrauchers zum Behälter fließt oder direkt der Saugleitung der Pumpe zugeführt wird, ist zwischen offenem Kreislauf (Weg der Hydraulikflüssigkeit: Volumenstrom- bzw. Druckquelle → Verbraucher → Behälter → Volumenstrom- bzw. Druckquelle) und geschlossenem Kreislauf (Weg der Hydraulikflüssigkeit: Volumenstromquelle → Verbraucher → Volumenstromquelle) zu unterscheiden.

Nachfolgend werden die wesentlichen Unterschiede beider Kreislaufarten und die daraus resultierenden Anwendungsmöglichkeiten gezeigt.

5.2.1 Offener Kreislauf

Offene Kreisläufe können mit Volumenstromquellen oder mit Druckquellen betrieben werden.

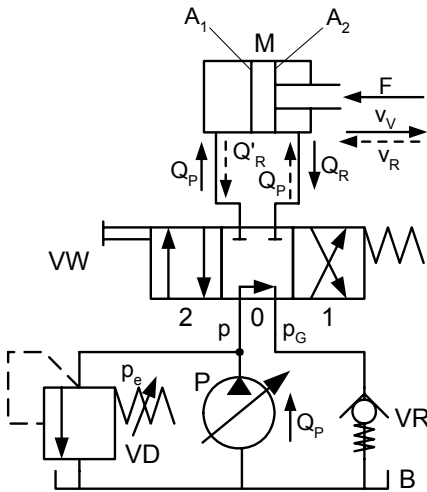


Abb. 5.4 Offener Kreislauf

Das in Abb. 5.4 gezeigte Beispiel einer Hydraulikanlage im offenen Kreislauf mit Volumenstromquelle erfüllt folgende Aufgabenstellung: stufenlose Einstellung der Geschwindigkeit des Kolbens des Arbeitszylinders M . Die Bewegungsrichtung des Kolbens ist umkehrbar. Der Kolben kann in jeder beliebigen Stellung angehalten werden. In der Schaltstellung 0 des Wegeventils VW fließt der von der Stellpumpe P (s. Abschn. 6.3) geförderte Volumenstrom Q_P über das als Vorspannventil arbeitende Rückschlagventil VR gegen den Druck p_G zum Behälter zurück. Der Kolben des Arbeitszylinders bewegt sich in diesem Schaltzustand nicht. Wird das Wegeventil in die Stellung 2 geschaltet, fließt der Pumpenförderstrom Q_P auf die Kolbenfläche A_1 des Arbeitszylinders und bewegt ihn nach rechts. Die Vorlaufgeschwindigkeit v_V ergibt sich bei Vernachlässigung der Leckverluste zu

$$v_V = \frac{Q_P}{A_1}. \quad (5.3)$$

Da die Kolbenfläche A_2 kleiner als die Fläche A_1 ist, wird der durch die Kolbenbewegung verdrängte Volumenstrom Q_R kleiner als Q_P . Es gilt

$$Q_R = Q_P \cdot \frac{A_2}{A_1}. \quad (5.4)$$

In dieser Bewegungsphase nimmt der Flüssigkeitsspiegel im Behälter B ab, da diesem mehr Volumen entnommen als zugeführt wird.

Der Druck p wird durch die Widerstandskraft F , die Druck- und Reibungsverluste in den Leitungen, Ventilen und im Arbeitszylinder sowie durch den Gegendruck p_G bestimmt. Bei Vernachlässigung der Verluste gilt

$$p = \frac{F}{A_1} + p_G \frac{A_2}{A_1}. \quad (5.5)$$

Die Rücklaufbewegung des Kolbens wird durch Schaltstellung 1 des Wegeventils erreicht. Für die Rücklaufgeschwindigkeit gilt

$$v_R = \frac{Q_P}{A_2}. \quad (5.6)$$

Der dabei durch die Kolbenfläche A_1 verdrängte, zum Behälter fließende Volumenstrom Q'_R , errechnet sich zu

$$Q'_R = Q_P \cdot \frac{A_1}{A_2}. \quad (5.7)$$

Er ist damit größer als Q_P . Deshalb nimmt der Flüssigkeitsspiegel im Behälter zu. Das Druckbegrenzungsventil VD dient als Sicherheitsventil und schützt die Anlage, insbesondere die Pumpe, vor Überlastung.

Der Druck p kann den Wert des Einstelldruckes p_e des Ventils nicht übersteigen. Wenn p gleich p_e wird, öffnet das Druckbegrenzungsventil, und der Förderstrom der Pumpe fließt gegen den Druck p_e über das Ventil zum Behälter zurück. In Abhängigkeit von der Kraft F (s. Abschn. 4.1) wird die Kolbengeschwindigkeit zu null oder die Kraft F schiebt den Kolben entgegen der am Wegeventil eingestellten Bewegungsrichtung zurück.

Leckverluste, die in der Pumpe, im Wegeventil oder im Arbeitszylinder auftreten können, verringern die Kolbengeschwindigkeit gegenüber den mit Gln. (5.4) und (5.6) errechneten Werten. Beim offenen Kreislauf haben Leckverluste jedoch keinen Einfluss auf die Funktionstüchtigkeit der Anlage.

Einsatzgebiete offener Kreisläufe sind Anlagen, bei denen Q_P und Q_R unterschiedliche Werte annehmen können (Speicherwirkung des Behälters). Das gilt insbesondere für Anlagen mit Arbeitszylindern, deren Kolbenflächen A_1 und A_2 unterschiedlich groß sind. Anlagen mit Druckquellen und Parallelbetrieb mehrerer Hydromotoren sind grundsätzlich als offener Kreislauf auszuführen. Offene Kreisläufe werden vorwiegend für stationäre Anlagen eingesetzt.

Die in Abb. 5.4 dargestellte Anlage ist ein Beispiel. Offene Kreisläufe können selbstverständlich auch für Anlagen mit Hydromotoren für drehende Bewegung eingesetzt werden.

5.2.2 Geschlossener Kreislauf

Geschlossene Kreisläufe können nur mit Volumenstromquellen betrieben werden. Die Speicherwirkung des Behälters (s. Abschn. 5.2.1) entfällt hier. Geschlossene Kreisläufe erfordern deshalb i. Allg. Anlagen mit Hydromotoren, bei denen der zurückfließende Volumenstrom gleich dem zufließenden Volumenstrom ist. Das sind Arbeitszylinder mit den Kolbenflächen A_1 gleich A_2 oder Hydromotoren mit drehender Abtriebsbewegung.

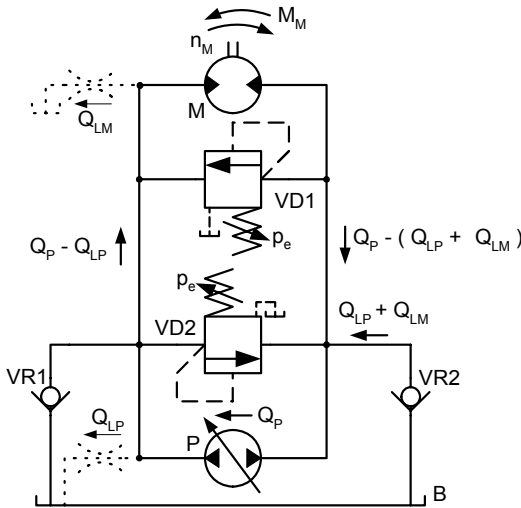


Abb. 5.5 Geschlossener Kreislauf

In Abb. 5.5 ist als Beispiel eine Hydraulikanlage in geschlossenem Kreislauf mit rotierendem Motor dargestellt. Die Drehzahl n_M des Motors M ist stufenlos einstellbar. Die Drehrichtung kann durch die Pumpe P mit umkehrbarer Förderrichtung gewechselt werden, so dass in diesem Falle kein Wegeventil erforderlich ist. Da je nach Drehrichtung des Hydromotors beide Pumpenanschlussleitungen Druckleitungen werden können, müssen beide Leitungen gegen hohen Druck abgesichert werden. Das geschieht in diesem Falle durch die beiden Druckbegrenzungsventile $VD1$ und $VD2$.

Die Leckverluste der Pumpe und des Motors beeinflussen auch beim geschlossenen Kreislauf die Drehzahl des Hydromotors. Im Gegensatz zum offenen Kreislauf gefährden die äußeren Leckverluste Q_{LP} der Pumpe und Q_{LM} des Motors die Funktionstüchtigkeit der Hydraulikanlage im geschlossenen Kreislauf, da die Pumpe den Volumenstrom Q_P fördern muss, aus der Rückflussleitung des Hydromotors jedoch nur den Volumenstrom

$$Q_R = Q_P - (Q_{LP} + Q_{LM}) \quad (5.8)$$

erhält. Deshalb benötigt jeder geschlossene Kreislauf eine Leckergänzungseinrichtung. Im Beispiel nach Abb. 5.4 wird der Leckvolumenstrom $Q_{LP} + Q_{LM}$ auf der jeweiligen Niederdruckseite durch die Rückschlagventile $VR1$ und $VR2$, die hier als Nachsaugventile wirken, ergänzt. Zur Leckergänzung sind auch durch spezielle Pumpen versorgte Hilfskreisläufe einsetzbar (s. Kap. 14). Der Behälter B braucht beim geschlossenen Kreislauf nur Schwankungen der Leckverluste auszugleichen und kann deshalb wesentlich kleiner als beim offenen Kreislauf gewählt werden. Damit kann die Fluidtemperatur jedoch nur geringfügig beeinflusst werden. Geschlossene Kreisläufe werden deshalb häufig mit zusätzlichen Kühlern und mit Spülung (s. Kap. 14) ausgerüstet.

Geschlossene Kreisläufe werden überwiegend für Anlagen mit Rotationsmotoren angewendet. Wegen des kleinen Behälters sind Masse und Raumbedarf relativ gering. Der Einsatz erfolgt deshalb vorwiegend für mobile Anlagen (z.B. Fahrantriebe und Antriebe mit wechselnder Belastungsrichtung).

Die in Abb. 5.5 dargestellte Anlage ist ein Beispiel. Geschlossene Kreisläufe können selbstverständlich auch für Anlagen mit dafür geeigneten Arbeitszylindern ($A_1 = A_2$) eingesetzt werden.

5.3 Parallel- und Reihenschaltung von Verbrauchern

Häufig tritt die Forderung auf, mehrere Hydromotoren, die mechanisch nicht miteinander verbunden sind, so zu schalten, dass sie sich gleichzeitig bewegen können, ohne sich gegenseitig zu beeinflussen.

Diese Forderung ist durch Anwendung einer Druckquelle in Verbindung mit Stromventilen zu erfüllen, wie in Abschn. 5.1.2 gezeigt wurde. Nachfolgend wird gezeigt, welche Probleme bei dem Betrieb mehrerer Verbraucher auftreten, die durch eine Volumenstromquelle versorgt werden.

Parallelschaltung

Für zwei parallel geschaltete Arbeitszylinder (Abb. 5.6 a) die von einer Volumenstromquelle beaufschlagt werden, ergeben sich die zu deren Bewegung erforderlichen Drücke

$$p_{1\text{erf}} = \frac{F_1}{A_1} \quad \text{und} \quad p_{2\text{erf}} = \frac{F_2}{A_2} . \quad (5.9)$$

Diese Drücke werden wegen unterschiedlicher Belastungen, Kolbenflächen und Reibkräfte nicht gleich groß sein.

Zu einem Zeitpunkt kann in miteinander verbundenen Räumen (hier Leitungen und Zylinderanschlüsse) nur ein Druck herrschen (s. Abschn. 4.1). Deshalb ergibt sich bei Parallelschaltung von Hydromotoren an eine Volumenstromquelle folgender Bewegungsablauf.

Der Kolben des Arbeitszylinders mit dem geringsten erforderlichen Druck bewegt sich zuerst. Seine Geschwindigkeit v wird durch den Volumenstrom Q_P und die entsprechende Kolbenfläche A bestimmt. Während dessen Bewegung bleibt

der Kolben des Arbeitszylinders mit dem höheren erforderlichen Druck in Ruhe. Nachdem der erste Kolben seine Endlage erreicht hat, bleibt er stehen und der Druck steigt auf den für die Bewegung des nächsten Kolbens erforderlichen Wert an. Nun bewegt sich dieser mit der durch den Volumenstrom Q_P erzeugten Geschwindigkeit.

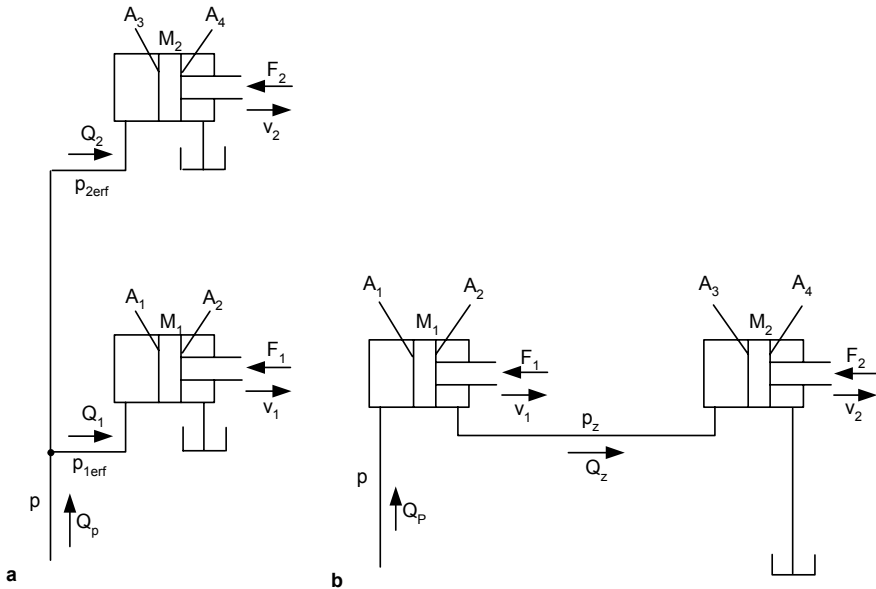


Abb. 5.6 Anschluss mehrerer Hydromotoren an eine Volumenstromquelle. **a** Parallelschaltung **b** Reihenschaltung

Parallelgeschaltete Arbeitszylinder bewegen sich also nacheinander. Dabei wird die Reihenfolge durch die Größe des für die Bewegung der einzelnen Kolben erforderlichen Druckes p_{erf} bestimmt.

Bei der Parallelschaltung von rotierenden Hydromotoren ist zu beachten, dass diese keine Drehwinkelbegrenzung haben. Es wird sich deshalb nur der Motor mit dem niedrigsten erforderlichen Druck bewegen. Soll für sie dennoch eine Bewegungsreihenfolge erreicht werden, sind dazu feste Anschläge erforderlich.

Reihenschaltung

Beide in Reihe geschaltete Arbeitszylinder (Abb. 5.6 b) bewegen sich gleichzeitig. Der vom Motor M_1 verdrängte Volumenstrom Q_z beaufschlagt den Motor M_2 . Für die Geschwindigkeiten der beiden Kolben gilt

$$v_1 = \frac{Q_P}{A_1} \quad \text{und} \quad v_2 = Q_P \frac{A_2}{A_1 \cdot A_3} . \quad (5.10)$$

Die Drücke in den Zulaufleitungen berechnen sich zu

$$p_z = \frac{F_2}{A_3} \quad \text{und} \quad p = \frac{F_2 \cdot A_2}{A_1 \cdot A_3} + \frac{F_1}{A_1} . \quad (5.11)$$

In Reihe geschaltete Hydromotoren bewegen sich also gleichzeitig. Geschwindigkeiten und Drücke stehen zueinander in einem festen Verhältnis.

Die in Abb. 5.6 b am Beispiel von Arbeitszylindern gewonnenen Erkenntnisse gelten analog für Reihenschaltung von rotierenden Hydromotoren.

5.4 Drosselkreisläufe

Zum Einstellen der Kolbengeschwindigkeit von Arbeitszylindern bzw. der Drehzahl von Rotationsmotoren mit konstantem Verdrängungsvolumen wird ein veränderbarer Volumenstrom benötigt. Dieser kann durch geeignete Volumenstromquellen (s. Abschn. 6.3) oder durch Verwendung von Stromventilen (Abschn. 8.2) bereitgestellt werden. Nachfolgend werden die Möglichkeiten der Verwendung von Stromventilen gezeigt.

5.4.1 Drosselkreisläufe mit Druckquelle

Stromventile (Drosselventile, Zweiwegestromregelventile, Proportionalwegeventile oder Servoventile), welche in Anlagen mit Druckquellen zum Einstellen der Geschwindigkeit der Arbeitszylinder bzw. der Drehzahl der Rotationsmotoren verwendet werden, können entweder im Zulauf zum (Abb. 5.7 a) oder im Ablauf vom (Abb. 5.7 b) Verbraucher angeordnet werden.

Für die Druckquellen, deren Struktur für die folgende Betrachtung uninteressant ist, wurde das in Abb. 5.2 vorgestellte Symbol verwendet. Als Verbraucher wurden Arbeitszylinder gewählt. Es können ebenso Rotationsmotoren verwendet werden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurden die zum Steuern der Bewegungen der Verbraucher erforderlichen Wegeventile nicht mit gezeichnet. Außerdem wird in den Skizzen gezeigt, dass von einer Druckquelle mehrere Verbraucher betrieben werden können.

In beiden Kreisläufen wird die Geschwindigkeit v des Kolbens des Arbeitszylinders von dem durch das Drosselventil fließenden Volumenstrom Q_{Dr} bestimmt. Dabei gilt für die Anordnung nach Abb. 5.7 a

$$v = \frac{Q_{Dr}}{A_1} \quad \text{mit} \quad \Delta p_{Dr} = p_{DQ} - \frac{F}{A_1} \quad (5.12)$$

und für die Anordnung nach Abb. 5.7 b

$$v = \frac{Q_{Dr}}{A_2} \quad \text{mit} \quad \Delta p_{Dr} = p_2 = p_{DQ} \cdot \frac{A_1}{A_2} - \frac{F}{A_2} \quad . \quad (5.13)$$

Bei der Anordnung des Stromventils vor dem Verbraucher dürfen keine in Bewegungsrichtung des Kolbens wirkenden Kräfte auftreten. Der Druck p_1 müsste in diesem Fall negativ werden. Die Flüssigkeit würde verdampfen ($p_1 = p_d$). Es kommt zu Kavitation und die Anlage wird funktionsunfähig.

Um dies zu vermeiden, kann bei derartigen Kreisläufen ein Gegendruckventil in die Abflussleitung eingebaut werden. Das wirkt sich jedoch negativ auf den ohnehin geringen Anlagenwirkungsgrad eines Kreislaufts mit Drosselventil aus.

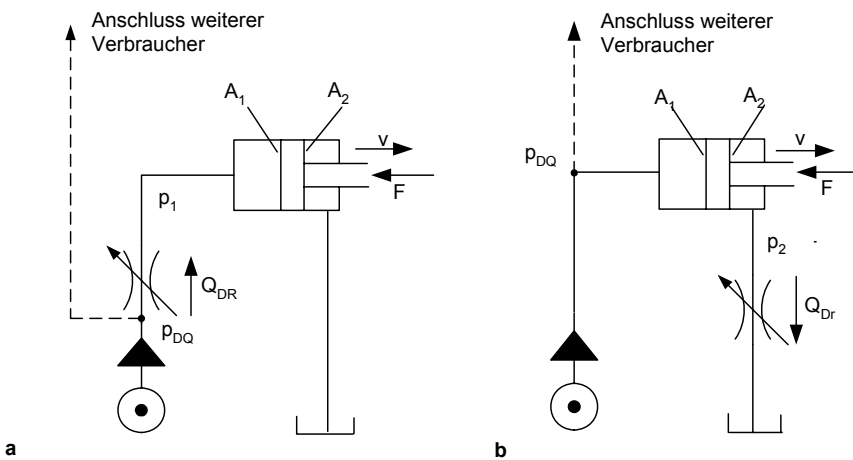


Abb. 5.7 Anordnung des Stromventils im Kreislauf. **a** im Zulauf zum Verbraucher **b** im Ablauf vom Verbraucher

Ein weiterer Nachteil der Anordnung nach Abb. 5.7 a ist, dass die im Drosselventil entstehende Wärme direkt zum Verbraucher fließt und somit das thermische Verhalten der gesamten Anlage beeinflusst.

Bei der Anordnung des Stromventils nach dem Verbraucher dürfen in Bewegungsrichtung des Kolbens wirkende Kräfte auftreten. Der Druck p_2 wird dadurch größer. Kavitation tritt in der Anlage nicht auf. Auf ein Gegendruckventil in der Abflussleitung kann verzichtet werden.

Ein weiterer Vorteil der Anordnung nach Abb. 5.7 b ist, dass die im Drosselventil entstehende Wärme zum Behälter, der als Wärmetauscher wirkt, abgeführt wird und somit das thermische Verhalten der Anlage nicht negativ beeinflusst. Wegen der Gefahr der thermischen Verformung ist diese Anordnung des Drosselventils für den Einsatz in Anlagen mit hohen Genauigkeitsanforderungen (z.B. Vorschubantriebe) nicht geeignet. Beim Einsatz von Drosselventilen ist die Kol-

bengeschwindigkeit lastabhängig. Dies kann durch die Verwendung von Zwei-Wege-Stromregelventilen vermieden werden.

5.4.2 Drosselkreisläufe mit Volumenstromquelle

Eine weitere Möglichkeit der Anwendung von Stromventilen ist ihre Anordnung im Nebenschluss zum Verbraucher. Abbildung 5.8 zeigt eine derartige Schaltung mit einem Drosselventil.

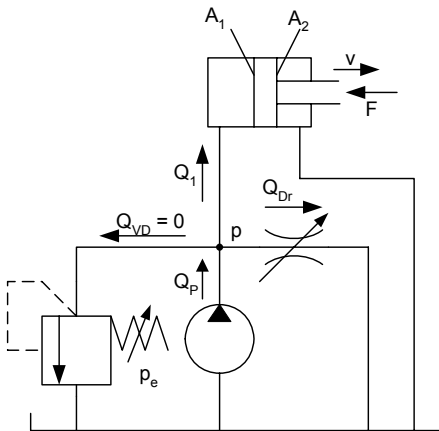


Abb. 5.8 Drosselkreislauf mit Volumenstromquelle

Soll ein Stromregelventil zur Vermeidung der Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit v von der Kraft F anstelle des Drosselventils eingesetzt werden, ist ein Drei-Wege-Stromregelventil (Abschn. 8.2.2) in der Leitung zum Arbeitszylinder anzuordnen. Beim Einsatz eines Zwei-Wege-Stromregelventils in der Nebenschlussleitung wird der zum Behälter abfließende Volumenstrom Q_{Dr} genau dosiert, während der zum Arbeitszylinder führende Volumenstrom Q_1 durch die Leckverluste der Pumpe beeinflusst wird. Damit ergibt sich trotz des Einsatzes eines Zwei-Wege-Stromregelventils eine Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit v von der Last F .

Anstelle des Arbeitszylinders kann ein Rotationsmotor als Verbraucher eingesetzt werden.

Zur Speisung der Anlage ist eine Volumenstromquelle erforderlich. Die Kolbengeschwindigkeit v wird durch das Drosselventil eingestellt. Es gilt:

$$v = \frac{Q_1}{A_1} \quad \text{mit} \quad Q_1 = Q_P - Q_{Dr} \quad \text{und} \quad \Delta p_{Dr} = p = \frac{F}{A_1}. \quad (5.14)$$

Das Druckbegrenzungsventil dient als Sicherheitsventil ($p < p_e$; $Q_{VD} = 0$). Ein Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher ist deshalb nicht möglich.

Diese Anordnung des Stromventils im Kreislauf erfordert für jeden Verbraucher eine eigene Volumenstromquelle. In Bewegungsrichtung des Kolbens wirkende Kräfte sind, da in diesem Fall der Druck p negativ werden müsste (Kavitation), zu vermeiden; dadurch würde die Anlage funktionsuntüchtig. Ein Gegen-druckventil in der Abflussleitung vom Verbraucher beseitigt die Kavitationsgefahr. Damit wird jedoch der Anlagenwirkungsgrad verschlechtert.

5.5 Passive und aktive Lasten

Die von Hydraulikantrieben zu überwindenden Lasten (Kräfte und Momente) können anlagenabhängig unterschiedliche Forderungen an die Gestaltung des Hydraulikkreislaufes stellen. Es ist zu unterscheiden zwischen passiven und aktiven Lasten.

In Abb. 5.9 sind Beispiele für diese beiden Lastarten an Antrieben mit Arbeitszylindern dargestellt. Die folgenden Aussagen gelten analog für Antriebe mit Rotationsmotoren.

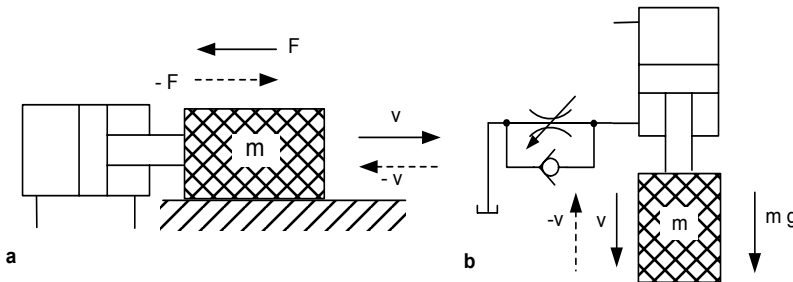


Abb. 5.9 Lastarten. a passive Last b aktive Last

Passive Lasten

Passive Lasten wirken stets entgegen der Bewegungsrichtung des Arbeitszylinders bzw. des Rotationsmotors.

In Abb. 5.9 a wird als Beispiel für eine passive Last die Wirkung der Reibkraft zwischen der zu bewegenden Masse m und der feststehenden Unterlage dargestellt. Eine Umkehr der Bewegungsrichtung führt zu einer Umkehr der auf den Kolben des Arbeitszylinders (Abb. 5.9 a) wirkenden Kraft F . Beim Druckaufbau zur Überwindung der Haftreibung ist auch bei Stillstand des Antriebes die auf den Kolben wirkende Reibkraft der Richtung der beabsichtigten Bewegung entgegengesetzt.

Passive Lasten können keine Energie in das Hydrauliksystem einspeisen. Sie werden durch Reibungskräfte bzw. -momente oder durch Arbeitswiderstände, wie Zerspankräfte o.ä., verursacht.

Aktive Lasten

Aktive Lasten wirken bei stationärer Bewegung unabhängig von der Bewegungsrichtung und auch bei Stillstand stets in einer Richtung. Eine Bewegungsumkehr hat demzufolge keinen Einfluss auf die Richtung der Kraft auf den Kolben des Arbeitszylinders. Deshalb sind spezielle schaltungstechnische Maßnahmen zum Aufbau eines Gegendruckes im entsprechenden Zylinderraum bei Bewegung in Lastrichtung erforderlich.

Im Beispiel nach Abb. 5.9 b dient dazu das beim Senken wirksame Drosselventil, welches beim Heben durch das parallelgeschaltete Rückschlagventil umgangen wird.

Aktive Lasten können Energie in das Hydrauliksystem einspeisen. Sie werden z.B. durch Federn und Gewichte verursacht. Auch Trägheitskräfte, die bei instationärer Bewegung auftreten, sind den aktiven Lasten zuzuordnen. Sie wirken unabhängig von der Bewegungsrichtung stets entgegen der Beschleunigungsrichtung. Bei Bremsvorgängen wirkt die Trägheitskraft in Bewegungsrichtung. In im offenen Kreislauf arbeitenden Hydraulikanlagen für Winden, Hubeinrichtungen und andere Geräte, bei denen aktive Lasten auftreten können, werden anstelle des Drosselventils nach Abb. 5.9 b spezielle Senkbremssventile, welche die Absenkgeschwindigkeit lastunabhängig konstant halten, eingesetzt (siehe Kap. 14). Für im geschlossenen Kreislauf arbeitende Anlagen sind Senkbremssventile nicht erforderlich.