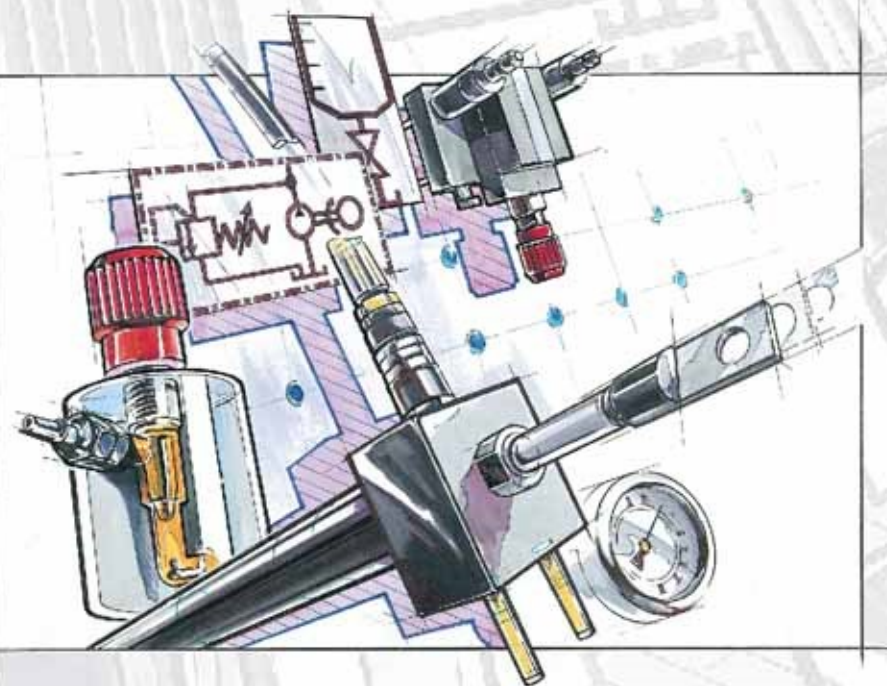


D. Merkle · B. Schrader · M. Thomes

Hydraulik

Grundstufe

2., aktualisierte Auflage



Springer

FESTO

D. Merkle · B. Schrader · B. Thomes

Hydraulik



Springer

FESTO

Springer

Berlin

Heidelberg

New York

Hongkong

London

Mailand

Paris

Tokio

D. Merkle · B. Schrader · B. Thomes

Hydraulik

Grundstufe

Zweite, aktualisierte Auflage



Springer

Festo Didactic GmbH & Co. KG
Rechbergstraße 3
73770 Denkendorf

ISBN 3-540-21495-X Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York

Bibliografische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische
Daten sind im Internet über <<http://dnb.ddb.de>> aufrufbar

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funk- sendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Gren- zen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungs- pflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.

Springer-Verlag ist ein Unternehmen von Springer Science+Business Media

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 2004
Printed in Germany
www.springer.de

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, daß solche Namen im Sin- ne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert werden sein, so kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fas- sung hinzuzuziehen.

Einbandgestaltung: Struve & Partner, Heidelberg

68/3111 UW – Gedruckt auf säurefreiem Papier – 5 4 3 2 1

SPIN 11682332

Inhalt

1	Aufgaben einer Hydraulikanlage	5
1.1	Stationär-Hydraulik	6
1.2	Mobil-Hydraulik	8
1.3	Hydraulik im Vergleich	9
2	Physikalische Grundlagen der Hydraulik	11
2.1	Druck	11
2.2	Druckfortpflanzung	16
2.3	Kraftübersetzung	17
2.4	Wegübersetzung	19
2.5	Druckübersetzung	21
2.6	Volumenstrom	23
2.7	Kontinuitätsgleichung	24
2.8	Druckmessung	28
2.9	Temperaturmessung	29
2.10	Volumenstrommessung	29
2.11	Strömungsarten	29
2.12	Reibung, Wärme, Druckabfall	33
2.13	Energie und Leistung	39
2.14	Kavitation	49
2.15	Drosselstellen	51
3	Druckflüssigkeit	55
3.1	Aufgaben von Druckflüssigkeiten	55
3.2	Arten von Druckflüssigkeiten	56
3.3	Eigenschaften und Anforderungen	57
3.4	Viskosität	58
4	Bestandteile einer Hydraulikanlage	65
4.1	Energieversorgungsteil	65
4.2	Druckflüssigkeit	65
4.3	Ventile	66
4.4	Zylinder (Linearantriebe)	68
4.5	Motoren (Rotationsantriebe)	69

5	Symbole und Bildzeichen	71
5.1	Pumpen und Motoren	71
5.2	Wegeventile	72
5.3	Betätigungsarten	73
5.4	Druckventile	74
5.5	Stromventile	76
5.6	Sperrventile	77
5.7	Zylinder	78
5.8	Energieübertragung und Aufbereitung	80
5.9	Messgeräte	81
5.10	Gerätekombination	81
6	Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage	83
6.1	Signalsteuerteil	84
6.2	Energieversorgungsteil	85
6.3	Lageplan	88
6.4	Schaltplan	89
6.5	Technische Angaben bei den Geräten	90
6.6	Funktionsdiagramm	92
6.7	Funktionsplan	93
7	Bestandteile des Energieversorgungsteils	95
7.1	Antrieb	95
7.2	Pumpe	97
7.3	Kupplung	105
7.4	Behälter	105
7.5	Filter	107
7.6	Kühler	118
7.7	Heizung	120
8	Ventile	121
8.1	Nenngröße	121
8.2	Bauart	123
8.3	Sitzventile	124
8.4	Schieberprinzip	125
8.5	Kolbenüberdeckung	127
8.6	Steuerkanten	132

9	Druckventile	135
9.1	Druckbegrenzungsventile (DBV)	135
9.2	Druckregelventile (DRV)	142
10	Wegeventile	147
10.1	2/2-Wegeventil	151
10.2	3/2-Wegeventil	155
10.3	4/2-Wegeventil	157
10.4	4/3-Wegeventil	160
11	Sperrventile	165
11.1	Rückschlagventil	166
11.2	Entsperrbares Rückschlagventil	170
11.3	Entsperrbares Doppelrückschlagventil	173
12	Stromventile	177
12.1	Drossel- und Blendenventile	178
12.2	Drosselrückschlagventil	182
12.3	Stromregelventile	183
13	Hydrozylinder	191
13.1	Einfachwirkende Zylinder	192
13.2	Doppeltwirkende Zylinder	194
13.3	Endlagendämpfung	197
13.4	Dichtungen	198
13.5	Befestigungsarten	200
13.6	Entlüftung	200
13.7	Kenndaten	201
13.8	Knicksicherheit	203
13.9	Auswahl eines Zylinders	205
14	Hydromotoren	209

15	Zubehör	213
15.1	Schlauchleitungen	215
15.2	Rohrleitungen	221
15.3	Anschlussplatten	224
15.4	Entlüftungsventile	226
15.5	Druckmessgerät	227
15.6	Drucksensoren	228
15.7	Durchflussmessgerät	229
16	Anhang	231

1. Aufgaben einer Hydraulikanlage

Was versteht man unter Hydraulik?

Hydraulische Anlagen werden in modernen Produktionsanlagen und Fertigungseinrichtungen eingesetzt.

Unter Hydraulik versteht man das Erzeugen von Kräften und Bewegungen durch Druckflüssigkeiten.

Dabei sind die Druckflüssigkeiten das Energieübertragungsmedium.

Ziel dieses Buches ist es, dass Sie mehr über Hydraulik und ihre Einsatzgebiete erfahren. Mit dem letzten Punkt wird begonnen, und zwar mit einer Zusammenstellung der **Hydraulik-Einsatzgebiete**.

Den Stellenwert der Hydraulik in der (modernen) Automatisierungstechnik zeigt die Vielzahl der Einsatzgebiete. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen:

- Stationär-Hydraulik
- Mobil-Hydraulik

Die Mobil-Hydraulik bewegt sich z. B. auf Rädern oder Ketten, im Gegensatz zur Stationär-Hydraulik, die fest an einen Ort gebunden ist. Charakteristisches Merkmal der Mobil-Hydraulik ist, dass die Ventile häufig direkt mit der Hand betätigt werden. Dagegen werden bei der Stationär-Hydraulik vorwiegend elektromagnetische Ventile verwendet.

Weiterhin gibt es die Bereiche **Schiffs-, Bergbau- und Flugzeugtechnik**. Die Flugzeughydraulik nimmt eine Sonderstellung ein, weil dort Sicherheitsmaßnahmen von großer Bedeutung sind. Zur Verdeutlichung der Aufgaben, die von Hydraulikanlagen übernommen werden können, sind auf den nächsten Seiten einige typische Anwendungsbeispiele gezeigt

1. Aufgaben einer Hydraulikanlage

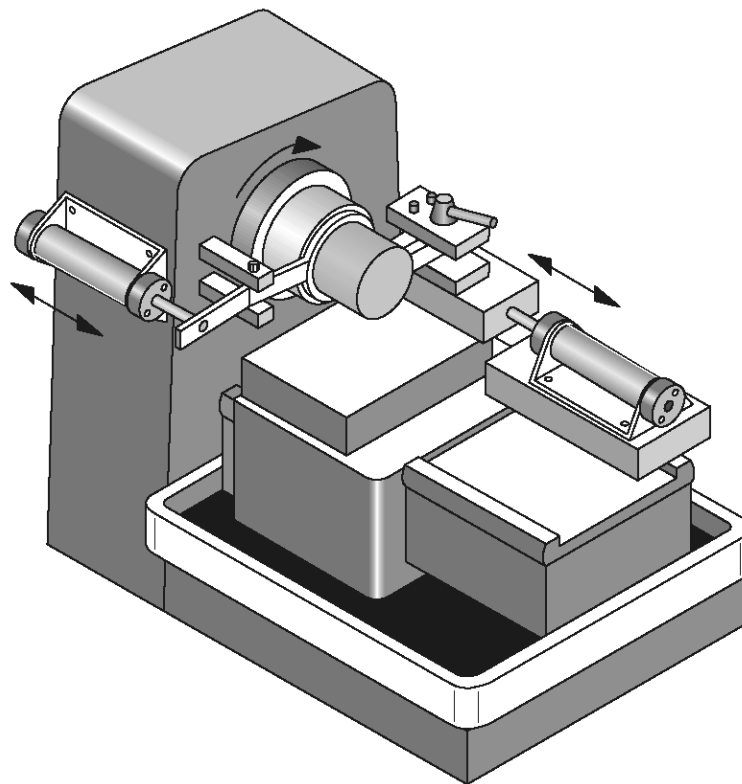
1.1

Stationär-Hydraulik

In der Stationär-Hydraulik sind folgende Einsatzgebiete von Bedeutung:

- Fertigungs- und Montagemaschinen aller Art
- Transferstraßen
- Hub- und Förderzeuge
- Pressen
- Spritzgussmaschinen
- Walzstraßen
- Aufzüge

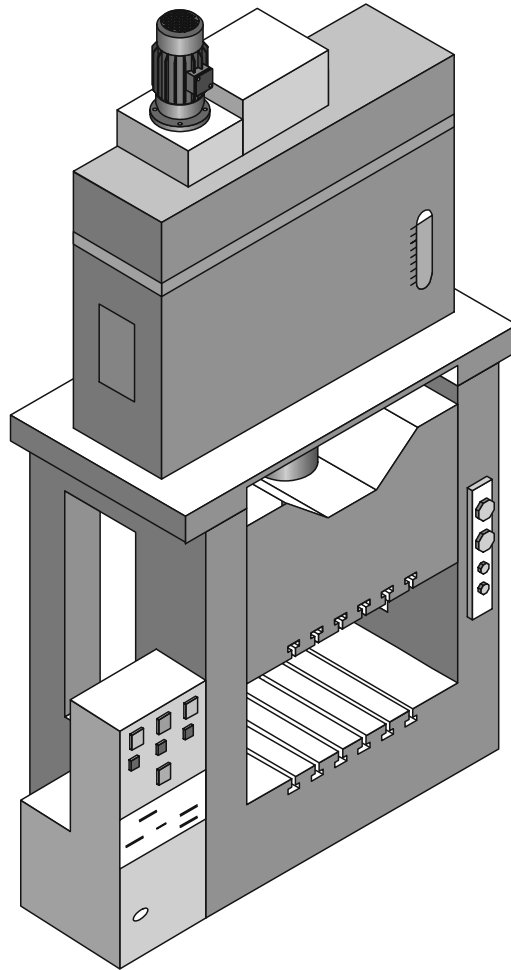
Ein typisches Einsatzgebiet ist der **Werkzeugmaschinenbau**.



Drehmaschine

Bei modernen CNC-gesteuerten Werkzeugmaschinen werden Werkzeuge und Werkstücke hydraulisch gespannt. Vorschübe und Spindelantrieb können ebenfalls hydraulisch ausgeführt werden.

1. Aufgaben einer Hydraulikanlage



Presse mit Hochbehälter

1. Aufgaben einer Hydraulikanlage

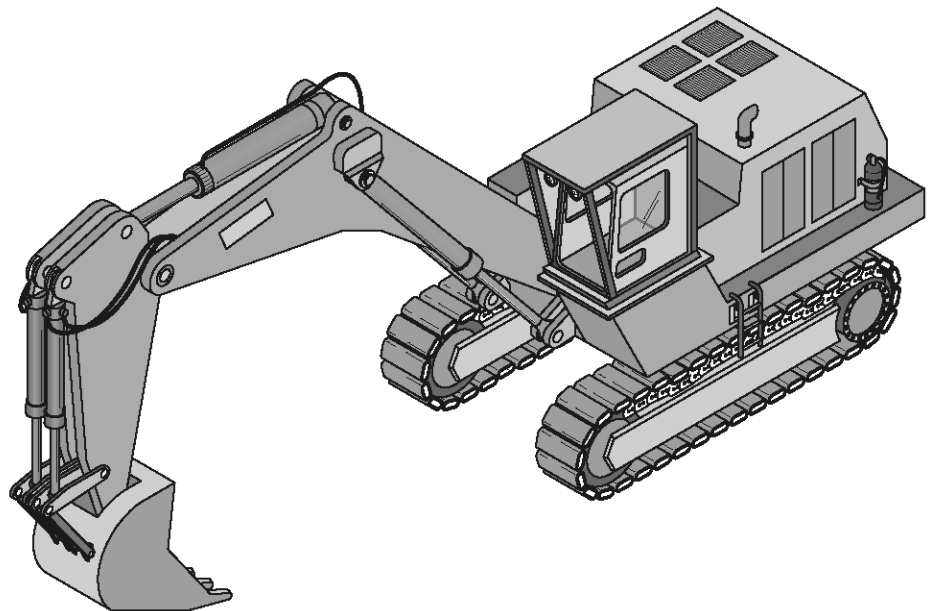
1.2

Mobil-Hydraulik

Einsatzgebiete der Mobil-Hydraulik sind:

- Baumaschinen
- Kipper, Greifarme, Ladebühnen
- Hebe- und Förderzeuge
- Landwirtschaftliche Maschinen

In der Baumaschinenindustrie findet die Hydraulik in vielfältiger Weise Anwendung. Bei einem Bagger z. B. erfolgt neben der Erzeugung aller Arbeitsbewegungen (Heben, Greifen, Schwenken, usw.) auch der Fahrtrieb hydraulisch. Die geradlinigen Arbeitsbewegungen werden durch Linearantrieb (Zylinder) und die Drehbewegungen durch Rotationsantriebe (Motoren, Schwenkantriebe) erzeugt.



Mobil-Hydraulik

1.3 Hydraulik im Vergleich

Es gibt neben der Hydraulik weitere Techniken, mit deren Hilfe in der Steuerungstechnik Kräfte, Bewegungen und Signale erzeugt werden:

- Mechanik
- Elektrik
- Pneumatik

Dabei ist zu berücksichtigen, dass jede Technik ihre bevorzugten Einsatzmöglichkeiten hat. Um dies zu verdeutlichen, wird in der Tabelle auf der folgenden Seite ein Vergleich von typischen Daten der drei am meisten eingesetzten Techniken – Elektrik, Pneumatik mit Hydraulik – durchgeführt.

Daraus ergeben sich wesentliche **Vorzüge** der Hydraulik:

- Übertragung großer Kräfte bei Einsatz kleiner Bauelemente, d. h. große Leistungsdichte
- exaktes Positionieren
- Anfahren aus dem Stillstand unter Höchstlast
- gleichmäßige, lastunabhängige Bewegung, da Flüssigkeiten kaum komprimierbar sind und Regelventile eingesetzt werden können
- weiches Arbeiten und Umschalten
- gute Steuer- und Regelbarkeit
- günstige Wärmeabfuhr

Im Vergleich mit anderen Techniken weist die Hydraulik folgende **Nachteile** auf:

- Verschmutzung der Umgebung durch Lecköl (Brandgefahr, Unfallgefahr)
- Schmutzempfindlichkeit
- Gefahr durch hohe Drücke (Schneidstrahl)
- Temperaturabhängigkeit (Viskositätsänderung)
- ungünstiger Wirkungsgrad

1. Aufgaben einer Hydraulikanlage

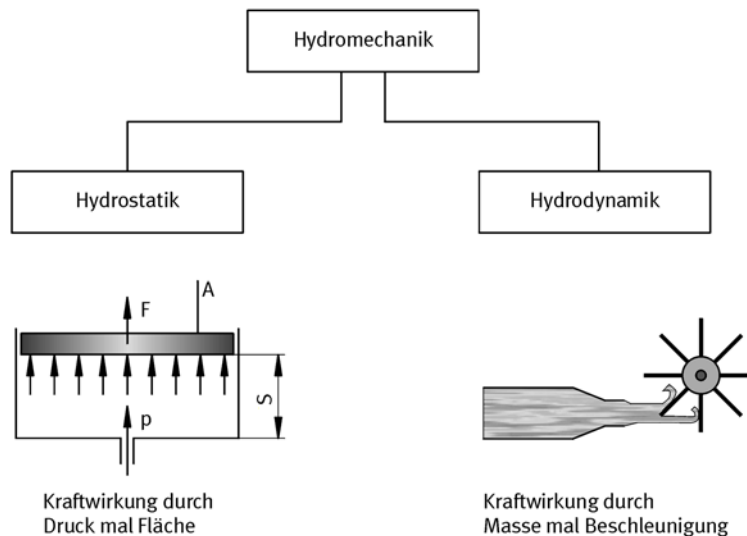
	Elektrik	Hydraulik	Pneumatik
Leckagen		Verschmutzung	keine Nachteile außer Energieverlust
Umwelteinflüsse	Explosionsgefahr in bestimmten Bereichen, temperaturunempfindlich	empfindlich bei Temperaturschwankung, Brandgefahr bei Leckagen	explosionssicher, temperaturempfindlich
Energiespeicherung	schwierig, nur in kleinen Mengen mit Batterien	begrenzt, mit Hilfe von Gasen	leicht
Energietransport	unbegrenzt, mit Energieverlust	bis 100 m Strömungsgeschwindigkeit $v = 2 - 6 \text{ m/s}$, Signalgeschwindigkeit bis 1000 m/s	bis 1000 m Strömungsgeschwindigkeit $v = 20 - 40 \text{ m/s}$, Signalgeschwindigkeit 20 - 40 m/s
Arbeitsgeschwindigkeit		$v = 0,5 \text{ m/s}$	$v = 1,5 \text{ m/s}$
Energieversorgungskosten	gering	hoch	sehr hoch
	0,25	: 1	: 2,5
Linearbewegung	schwierig und teuer, kleine Kräfte, Regelung der Geschwindigkeit nur mit großem Aufwand	einfach mit Zylindern, gute Regelbarkeit der Geschwindigkeit, sehr große Kräfte	einfach mit Zylindern, begrenzte Kräfte, Geschwindigkeit stark lastabhängig
Rotationsbewegung	einfach und leistungsfähig	einfach, hohe Drehmomente, niedrige Drehzahl	einfach, nicht leistungsfähig, hohe Drehzahl
Positioniergenauigkeit	Genauigkeit bis $\pm 1 \text{ mm}$ und besser erreichbar	Je nach Aufwand können Genauigkeiten von $\pm 1 \text{ mm}$ erzielt werden	ohne Lastwechsel möglich bis 1/10 mm
Steifigkeit	sehr gute Werte durch mechanische Zwischenglieder erreichbar	gut, da Öl annähernd inkompressibel ist, außerdem ist das Druckniveau wesentlich höher als in der Pneumatik	schlecht, Luft ist kompressibel
Kräfte	nicht überlastbar, schlechter Wirkungsgrad durch nachgeschaltete mechanische Glieder, sehr hohe Kräfte realisierbar	überlastsicher, bei großem Systemdruck bis 600 bar können sehr große Kräfte erzeugt werden $F < 3000 \text{ kN}$	überlastsicher, Kräfte begrenzt durch Luftdruck und Zylinderdurchmesser $F < 30 \text{ kN}$ bis 6 bar

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

2.1

Druck

Hydraulik ist die Lehre von Kräften und Bewegungen, die durch Flüssigkeiten übertragen werden. Sie ist der Hydromechanik zuzuordnen. Dabei unterscheidet man die Hydrostatik – Kraftwirkung durch Druck mal Fläche – und die Hydrodynamik – Kraftwirkung durch Masse mal Beschleunigung.



Hydromechanik

Flüssigkeitsdruck (Hydrostatischer Druck)

Unter dem hydrostatischen Druck versteht man den Druck, der im Inneren einer Flüssigkeit durch das Gewicht der Flüssigkeitsmasse über einer Höhe entsteht:

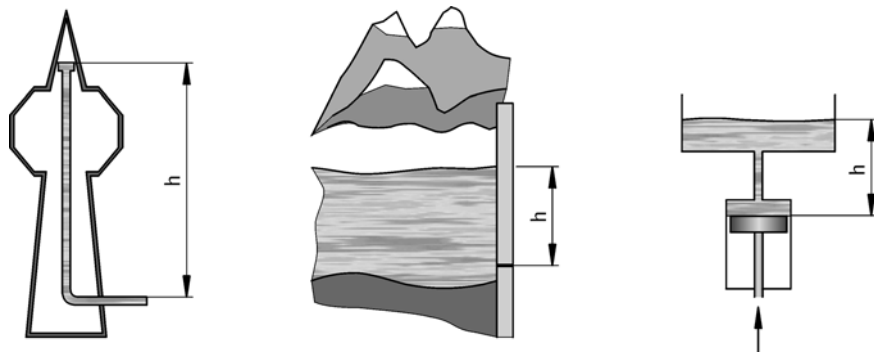
$$p_s = h \cdot \rho \cdot g$$

p_s	= Hydrostatischer Druck (Schweredruck)	[Pa]
h	= Höhe der Flüssigkeitssäule	[m]
ρ	= Dichte der Flüssigkeit	[kg/m ³]
g	= Erdbeschleunigung	[m/s ²]

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Der hydrostatische Druck wird laut internationalem Einheitensystem SI in Pascal und bar angegeben. Die Höhe der Flüssigkeitssäule erhält die Einheit Meter, die Dichte der Flüssigkeit Kilogramm pro Kubikmeter und die Erdbeschleunigung Meter pro Sekunde im Quadrat.

Der hydrostatische Druck, oder kurz Druck genannt, ist unabhängig von der Form des Gefäßes. Er ist nur von der Höhe und Dichte der Flüssigkeitssäule abhängig.



Hydrostatischer Druck

Turm: $h = 300 \text{ m}$
 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2 = 10 \text{ m/s}^2$

$$p_s = h \cdot \rho \cdot g = 300 \text{ m} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3\,000\,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2} = 3\,000\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$
$$p_s = 3\,000\,000 \text{ Pa} = 30 \text{ bar}$$

Stausee: $h = 15 \text{ m}$
 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2 = 10 \text{ m/s}^2$

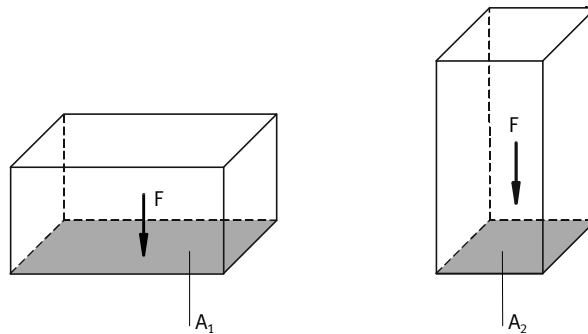
$$p_s = h \cdot \rho \cdot g = 15 \text{ m} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 150\,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2} = 150\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$
$$p_s = 150\,000 \text{ Pa} = 1,5 \text{ bar}$$

Hochbehälter: $h = 5 \text{ m}$
 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2 = 10 \text{ m/s}^2$

$$p_s = h \cdot \rho \cdot g = 5 \text{ m} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 50\,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2} = 50\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$
$$p_s = 50\,000 \text{ Pa} = 0,5 \text{ bar}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Jeder Körper übt auf seine Unterlage einen bestimmten Druck p aus. Die Größe des Drucks ist abhängig von der Gewichtskraft F des Körpers und von der Größe der Fläche A auf die die Gewichtskraft wirkt.



Kraft, Fläche

In der Abbildung sind zwei Körper mit unterschiedlichen Grundflächen (A_1 und A_2) dargestellt. Bei gleicher Masse der Körper wirkt auf die Unterlage die gleiche Gewichtskraft (F), aber der Druck ist wegen der unterschiedlichen Grundflächen verschieden. Bei kleiner Grundfläche entsteht bei gleicher Gewichtskraft ein größerer Druck als bei größerer Grundfläche (Bleistifteffekt).

Dieser Sachverhalt wird durch folgende Formel ausgedrückt:

$$p = \frac{F}{A}$$

Einheit: $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

$$1 \text{ bar} = 100\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^5 \text{ Pa}$$

p = Druck Pascal [Pa]

F = Kraft Newton [N] $1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$

A = Fläche Quadratmeter [m^2]

Durch Umstellen ergeben sich die Formeln zur Berechnung der Kraft sowie der Fläche.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Ein Zylinder wird mit 100 bar Druck beaufschlagt, seine wirksame Kolbenfläche A beträgt $7,85 \text{ cm}^2$.

Gesucht ist die maximal erreichbare Kraft.

Gegeben: $p = 100 \text{ bar} = 1000 \text{ N/cm}^2$
 $A = 7,85 \text{ cm}^2$

$$F = p \cdot A = \frac{1000 \text{ N} \cdot 7,85 \text{ cm}^2}{\text{cm}^2} = 7850 \text{ N}$$

Beispiel

Eine Hebebühne soll eine Last von 15 000 N heben und einen Systemdruck von 75 bar besitzen.

Wie groß muss die Kolbenfläche A sein?

Gegeben: $F = 15\,000 \text{ N}$
 $P = 75 \text{ bar} = 75 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$A = \frac{F}{p} = \frac{15000 \text{ N}}{75 \cdot 10^5 \text{ Pa}} = 0,002 \frac{\text{N} \cdot \text{m}^2}{\text{N}} = 0,002 \text{ m}^2 = 20 \text{ cm}^2$$

Beispiel

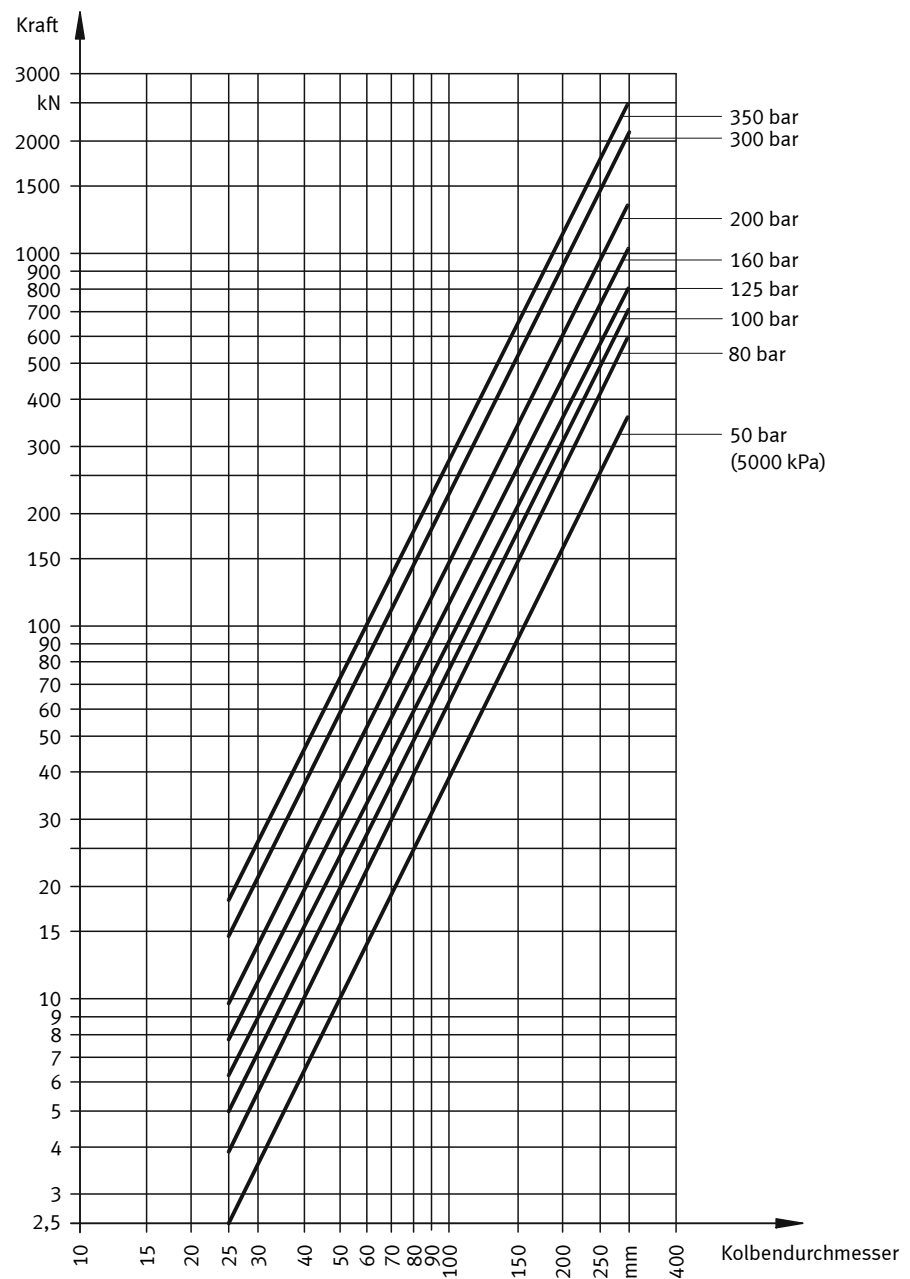
An Stelle der Berechnung kann mit einem Diagramm gearbeitet werden. Die Haftreibung im Zylinder ist nicht berücksichtigt.

Gegeben: Kraft $F = 100 \text{ kN}$
Betriebsdruck $p = 350 \text{ bar}$.

Wie groß ist der Kolbendurchmesser?

Abgelesen: $d = 60 \text{ mm}$

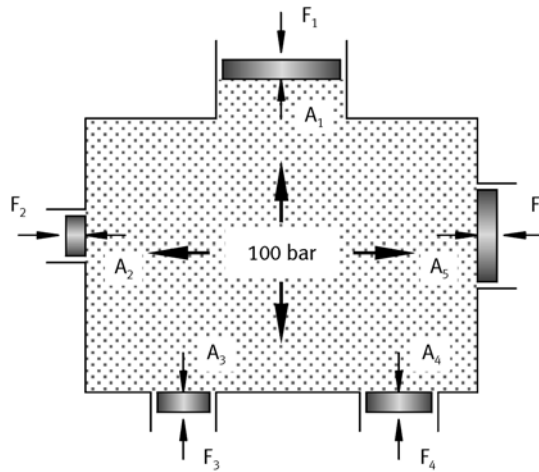
2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik



Kolbendurchmesser, Kraft und Druck

2.2 Druckfortpflanzung

Wirkt eine Kraft F_1 über eine Fläche A_1 auf eine eingeschlossene Flüssigkeit, so entsteht ein Druck p , der sich über die gesamte Flüssigkeit ausbreitet (Gesetz von Pascal). An jeder Stelle im abgeschlossenen System wirkt der gleiche Druck (siehe Abbildung).



Druckfortpflanzung

Der hydrostatische Druck kann aufgrund der hohen Drücke, mit denen in Hydrauliksystemen gearbeitet wird, vernachlässigt werden (siehe Beispiel). Bei Berechnungen des Drucks in Flüssigkeiten wird deshalb nur mit dem Druck infolge äußerer Kräfte gerechnet. Somit wirkt auf die Flächen $A_2, A_3 \dots$ der gleiche Druck wie auf A_1 . Dieser ist wie bei festen Körpern mit folgender Formel zu ermitteln:

$$p = \frac{F}{A}$$

Beispiel

Gegeben: $A_1 = 10 \text{ cm}^2 = 0,001 \text{ m}^2$
 $F = 10\,000 \text{ N}$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{10000 \text{ N}}{0,001 \text{ m}^2} = 10000000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa (100 bar)}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

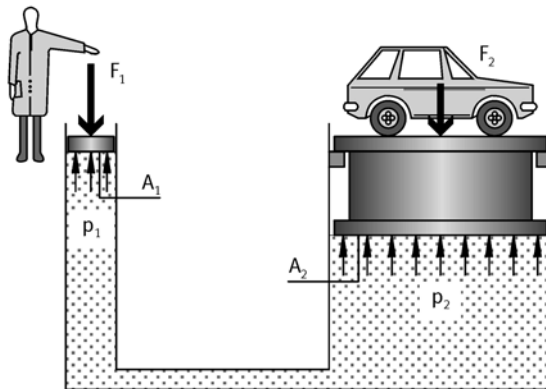
Beispiel

Gegeben: $P = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
 $A_2 = 1 \text{ cm}^2 = 0,0001 \text{ m}^2$

$$F = p \cdot A = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,0001 \text{ m}^2 = 1000 \frac{\text{N} \cdot \text{m}^2}{\text{m}^2} = 1000 \text{ N}$$

2.3 Kraftübersetzung

An jeder Stelle in einem abgeschlossenen System wirkt der gleiche Druck, dabei spielt die Form des Gefäßes keine Rolle.



Kraftübersetzung

Gestaltet man ein Gefäß wie in der Abbildung dargestellt, kann man Kräfte übersetzen. Der Flüssigkeitsdruck lässt sich durch folgende Gleichungen beschreiben:

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} \quad \text{und} \quad p_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

Für den Zustand, in dem sich das System im Gleichgewicht befindet, gilt:

$$p_1 = p_2$$

Durch Gleichsetzen der beiden Gleichungen erhält man dann:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Aus dieser Gesetzmäßigkeit lassen sich die einzelnen Größen F_1 und F_2 sowie A_1 und A_2 für Berechnungen ableiten.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispielsweise gilt für F_1 bzw. A_2 :

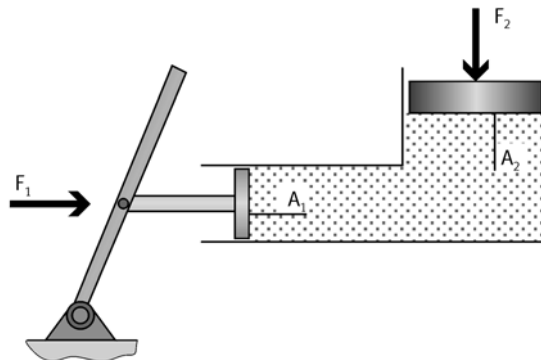
$$F_1 = \frac{A_1 \cdot F_2}{A_2} \quad \text{bzw.} \quad A_2 = \frac{A_1 \cdot F_2}{F_1}$$

Kleine Kräfte des Druckkolbens können durch Vergrößerung der Arbeitskolbenfläche größere Kräfte erzielen. Das ist das grundsätzliche Prinzip, das bei jedem Hydrosystem vom Wagenheber bis zur Hebebühne angewendet wird. Dabei muss die Kraft F_1 so groß sein, dass der Flüssigkeitsdruck den Widerstand der Last überwindet (s. Beispiel).

Beispiel

Mit einem Wagenheber soll ein Kraftfahrzeug gehoben werden. Die Masse m beträgt 1500 kg.

Wie groß muss die Kraft F_1 am Kolben sein?



Kraftübersetzung

Gegeben: $m = 1500 \text{ kg}$

$$\text{Gewichtskraft } F_2 = m \cdot g = 1500 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 15000 \text{ N}$$

Gegeben: $A_1 = 40 \text{ cm}^2 = 0,004 \text{ m}^2$
 $A_2 = 1200 \text{ cm}^2 = 0,12 \text{ m}^2$

$$F_1 = \frac{A_1 \cdot F_2}{A_2} = \frac{0,004 \text{ m}^2 \cdot 15000 \text{ N}}{0,12 \text{ m}^2} = 500 \text{ N}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Es hat sich herausgestellt, dass die Kraft F_1 von 500 N zu groß ist, um über den Handhebel betätigt zu werden. Wie groß muss die Kolbenfläche A_2 sein, wenn nur noch eine Kolbenkraft von $F_1 = 100$ N zur Verfügung steht?

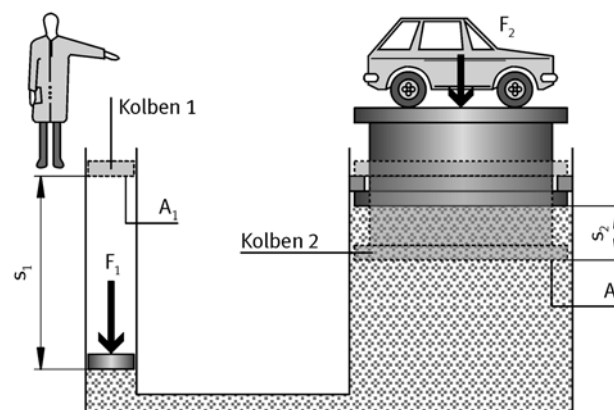
$$F_1 = \frac{A_1 \cdot F_2}{A_2}$$

$$A_2 = \frac{A_1 \cdot F_2}{F_1} = \frac{0,004 \text{ m}^2 \cdot 15000 \text{ N}}{100 \text{ N}} = 0,6 \text{ m}^2$$

2.4

Wegübersetzung

Soll mit dem oben beschriebenen Prinzip eine Last F_2 um eine Strecke s_2 angehoben werden, so muss der Kolben K_1 eine bestimmte Flüssigkeitsmenge verdrängen, die den Kolben K_2 um die Strecke s_2 anhebt.



Wegübersetzung

Das notwendige Verdrängungsvolumen errechnet sich wie folgt:

$$V_1 = s_1 \cdot A_1 \quad \text{und} \quad V_2 = s_2 \cdot A_2$$

Da es sich um das gleiche Verdrängungsvolumen ($V_1 = V_2$) handelt, erhält man durch Gleichsetzen:

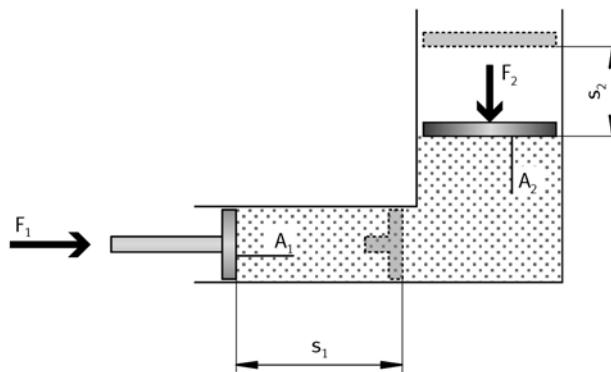
$$s_1 \cdot A_1 = s_2 \cdot A_2$$

Hieraus lässt sich ersehen, dass der Weg s_1 größer sein muss als der Weg s_2 , da die Fläche A_1 kleiner als die Fläche A_2 ist.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Der Weg des Kolbens steht im umgekehrten Verhältnis zu seiner Fläche. Aus dieser Gesetzmäßigkeit lassen sich die einzelnen Größen s_1 und s_2 sowie A_1 und A_2 ableiten. Für s_2 bzw. A_1 erhält man beispielsweise:

$$s_2 = \frac{s_1 \cdot A_1}{A_2} \quad \text{und} \quad A_1 = \frac{s_2 \cdot A_2}{s_1}$$



Wegübersetzung: Beispiel

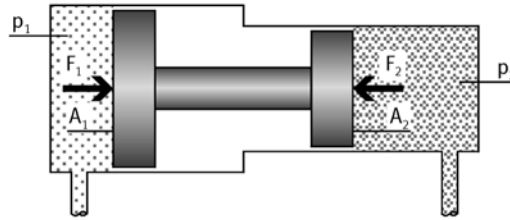
Gegeben: $A_1 = 40 \text{ cm}^2$
 $A_2 = 1200 \text{ cm}^2$
 $s_1 = 15 \text{ cm}$

$$s_2 = \frac{s_1 \cdot A_1}{A_2} = \frac{15 \cdot 40}{1200} \frac{\text{cm} \cdot \text{cm}^2}{\text{cm}^2} = 0,5 \text{ cm}$$

Gegeben: $A_2 = 1200 \text{ cm}^2$
 $s_1 = 30 \text{ cm}$
 $s_2 = 0,3 \text{ cm}$

$$A_1 = \frac{s_2 \cdot A_2}{s_1} = \frac{0,3 \cdot 1200}{30} \frac{\text{cm} \cdot \text{cm}^2}{\text{cm}} = 12 \text{ cm}^2$$

2.5 Druckübersetzung



Druckübersetzung

Der Flüssigkeitsdruck p_1 bewirkt an der Fläche A_1 eine Kraft F_1 , die über die Kolbenstange auf den kleinen Kolben übertragen wird. Die Kraft F_1 wirkt damit auf die Fläche A_2 und bewirkt den Flüssigkeitsdruck p_2 . Da die Kolbenfläche A_2 kleiner als die Kolbenfläche A_1 ist, muss der Druck p_2 größer als der Druck p_1 sein. Auch hier gilt das Gesetz:

$$p = \frac{F}{A}$$

Daraus ergibt sich für die Kräfte F_1 und F_2 :

$$F_1 = p_1 \cdot A_1 \quad \text{und} \quad F_2 = p_2 \cdot A_2$$

Da die Kräfte gleich groß sind ($F_1 = F_2$), kann man die Gleichungen gleichsetzen:

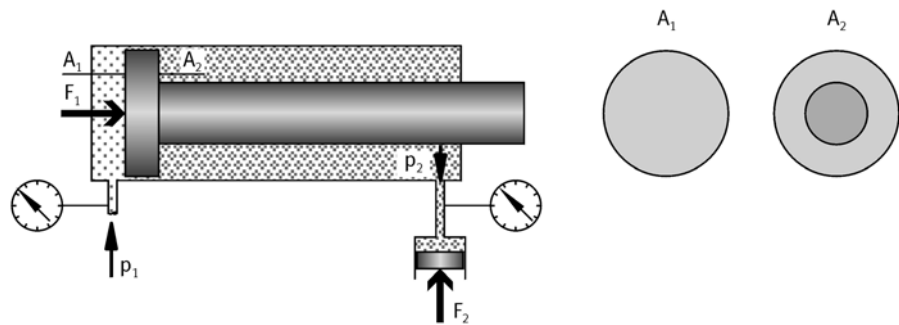
$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

Für Berechnungen können aus dieser Formel die einzelnen Größen p_1 und p_2 sowie A_1 und A_2 abgeleitet werden. Für p_2 bzw. A_2 ergibt sich zum Beispiel:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{A_2} \quad \text{und} \quad A_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{p_2}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beim doppeltwirkenden Zylinder können, wenn der Abfluss aus dem Kolbenstangenraum gesperrt ist, durch Druckübersetzung unzulässig hohe Drücke entstehen:



Druckübersetzung mit doppeltwirkendem Zylinder

Gegeben: $p_1 = 10 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
 $A_1 = 8 \text{ cm}^2 = 0,0008 \text{ m}^2$
 $A_2 = 4,2 \text{ cm}^2 = 0,00042 \text{ m}^2$

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{A_2} = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 0,0008}{0,00042} \frac{\text{N} \cdot \text{m}^2}{\text{m}^2 \cdot \text{m}^2} = 19 \cdot 10^5 \text{ Pa (19 bar)}$$

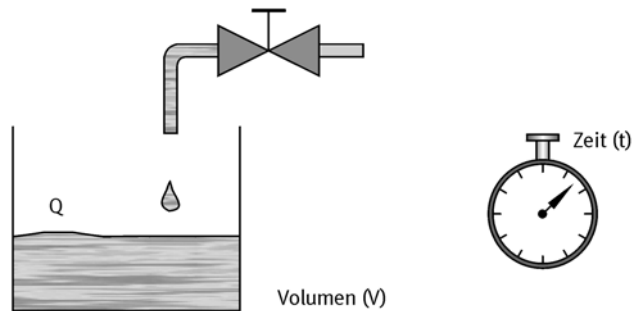
Gegeben: $p_1 = 20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
 $p_2 = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
 $A_1 = 8 \text{ cm}^2 = 0,0008 \text{ m}^2$

$$A_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{p_2} = \frac{20 \cdot 10^5 \cdot 0,0008}{100 \cdot 10^5} \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^2}{\text{Pa}} = 0,00016 \text{ m}^2 = 1,6 \text{ cm}^2$$

2.6

Volumenstrom

Unter dem Volumenstrom versteht man das Flüssigkeitsvolumen, das in einer bestimmten Zeiteinheit durch ein Rohr strömt. Um z. B. einen 10 Liter-Wassereimer am Wasserhahn zu füllen, benötigt man etwa eine Minute. Der Volumenstrom im Wasserhahn beträgt dann 10 l/min.



Volumenstrom

In der Hydraulik wird der Volumenstrom mit Q bezeichnet. Es gilt folgende Gesetzmäßigkeit:

$$Q = \frac{V}{t}$$

Q = Volumenstrom [m^3/s]

V = Volumen [m^3]

t = Zeit [s]

Aus der Formel für den Volumenstrom lassen sich die Gleichungen für das Volumen (V) bzw. die Zeit (t) ableiten. Es ergibt sich:

$$V = Q \cdot t$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Gegeben: $Q = 4,5 \text{ l/s}$
 $t = 10 \text{ s}$

$$V = Q \cdot t = \frac{4,5 \cdot 10}{60} \frac{\text{l} \cdot \text{s} \cdot \text{min}}{\text{min} \cdot \text{s}} = 0,75 \text{ l}$$

Ergebnis

Ein Volumenstrom von 4,5 Liter pro Minute erbringt in 10 Sekunden ein Volumen von 0,75 Liter.

Beispiel

Gegeben: $V = 105 \text{ l}$
 $Q = 4,2 \text{ l/min}$

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{105}{4,2} \frac{\text{l} \cdot \text{min}}{\text{l}} = 25 \text{ min}$$

Ergebnis

25 Minuten werden benötigt, um mit einem Volumenstrom von 4,2 Liter pro Minute ein Volumen von 105 Liter zu transportieren.

2.7

Kontinuitätsgleichung

Ersetzt man in der Formel für den Volumenstrom ($Q = V/t$) die Zeit t durch s/v ($v = s/t$) und berücksichtigt, dass das Volumen V durch $A \cdot s$ ersetzt werden kann, ergibt sich:

$$Q = A \cdot v$$

Q = Volumenstrom $[\text{m}^3/\text{s}]$

v = Strömungsgeschwindigkeit $[\text{m/s}]$

A = Rohrquerschnitt $[\text{m}^2]$

Aus der Formel für den Volumenstrom kann man für Berechnungen die Formeln für den Rohrquerschnitt und die Strömungsgeschwindigkeit ableiten. Für A bzw. v gilt:

$$A = \frac{Q}{v} \quad \text{daraus folgt} \quad v = \frac{Q}{A}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

$$\text{Gegeben: } Q = 4,21 \text{ l/min} = \frac{4,2 \text{ dm}^3}{60 \text{ s}} = 0,07 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$
$$v = 4 \text{ m/s}$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0,07 \cdot 10^{-3}}{4} \frac{\text{m}^3 \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot \text{m}} = 0,00002 \text{ m}^2 = 0,2 \text{ cm}^2$$

Ergebnis

Um bei einem Volumenstrom von 4,2 l/min eine Strömungsgeschwindigkeit von 4 m/s zu erreichen, benötigt man einen Rohrquerschnitt von 0,2 cm².

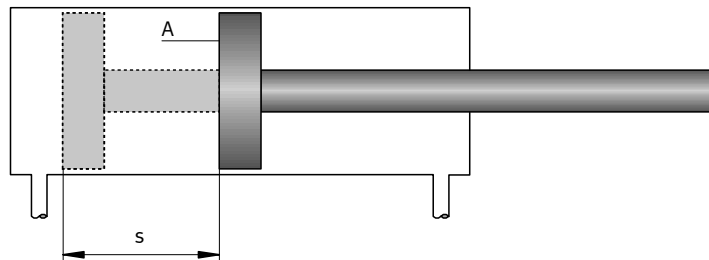
Beispiel

$$\text{Gegeben: } Q = 4,2 \text{ l/min} = 0,07 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$
$$A = 0,28 \text{ cm}^2 = 0,28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,07 \cdot 10^{-3}}{0,28 \cdot 10^{-4}} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{m}^2} = \frac{0,7}{0,28} \cdot 10^1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2,5 \text{ m/s}$$

Ergebnis

In einem Rohr mit Querschnitt 0,28 cm² erreicht man durch einen Volumenstrom von 4,2 l/min eine Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s.



Zylinder

Wird in der Formel für den Volumenstrom

$$Q = \frac{V}{t}$$

das Volumen ersetzt durch das Verdrängungsvolumen

$$V = A \cdot s \quad \text{ergibt sich} \quad Q = \frac{A \cdot s}{t}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Gegeben: $A = 8 \text{ cm}^2$
 $s = 10 \text{ cm}$
 $t = 1 \text{ min}$

$$Q = \frac{A \cdot s}{t} = \frac{8 \cdot 10}{1} \frac{\text{cm}^2 \cdot \text{cm}}{\text{min}} = 80 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 0,08 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Ergebnis

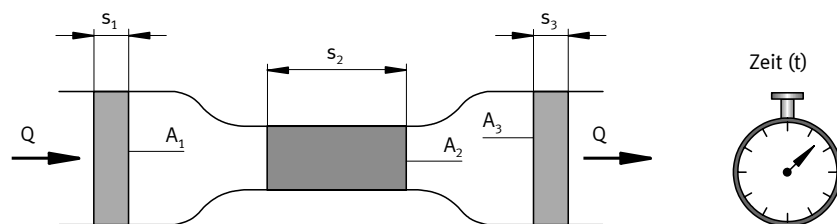
Soll ein Zylinder mit einer Kolbenfläche von 8 cm^2 und einem Hub von 10 cm in einer Minute ausfahren, so muss die Energieversorgung einen Volumenstrom von $0,08 \text{ l/min}$ liefern.

Der Volumenstrom einer Flüssigkeit, die durch ein Rohr mit mehreren Querschnittsänderungen strömt, ist an jeder Stelle des Rohres gleich groß (s. Abbildung). Dies bedeutet, dass die Flüssigkeit kleine Querschnitte schneller durchströmt als große Querschnitte. Es gilt:

$$Q_1 = A_1 \cdot v_1 \quad Q_2 = A_2 \cdot v_2 \quad Q_3 = A_3 \cdot v_3 \quad \text{u.s.w....}$$

Da Q innerhalb einer Leitung an allen Stellen gleich groß ist, ergibt sich die Kontinuitätsgleichung:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = A_3 \cdot v_3 = \text{u.s.w....}$$



Volumenstrom

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

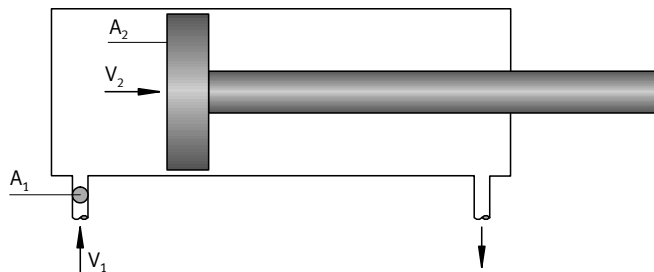
Gegeben: $v_1 = 4 \text{ m/s}$
 $v_2 = 100 \text{ m/s}$
 $A_1 = 0,2 \text{ cm}^2 = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
 $A_2 = 0,008 \text{ cm}^2 = 0,008 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$$Q = A \cdot v$$

$$Q_1 = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 4 \text{ m/s}$$

$$Q_2 = 0,008 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 100 \text{ m/s}$$

$$Q = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$



Zylinder

Beispiel

Gegeben:

Pumpenfördermenge $Q = 10 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 10 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} = 10 \cdot 10^3 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = \frac{10 \cdot 10^3}{60} \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$

Zulaufinnendurchmesser $d_1 = 6 \text{ mm}$

Kolbendurchmesser $d_2 = 32 \text{ mm}$

Gesucht: Strömungsgeschwindigkeit v_1 im Zulaufrohr
Ausfahrgeschwindigkeit v_2 des Kolbens

$$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

$$A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,6^2 \cdot \text{cm}^2 \cdot \pi}{4} = 0,28 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{3,2^2 \cdot \text{cm}^2 \cdot \pi}{4} = 8,0 \text{ cm}^2$$

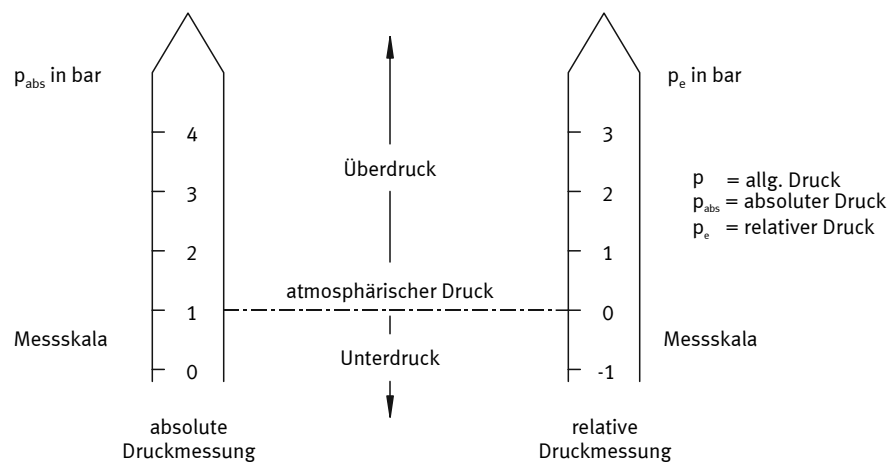
$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{\frac{10 \cdot 10^3 \text{ cm}^3}{60 \text{ s}}}{0,28 \text{ cm}^2} = \frac{10 \cdot 10^3}{60 \cdot 0,28} \frac{\text{cm}^3}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}} = 595 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 5,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{\frac{10 \cdot 10^3 \text{ cm}^3}{60 \text{ s}}}{8 \text{ cm}^2} = \frac{10 \cdot 10^3}{60 \cdot 8} \frac{\text{cm}^3}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}} = 20,8 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

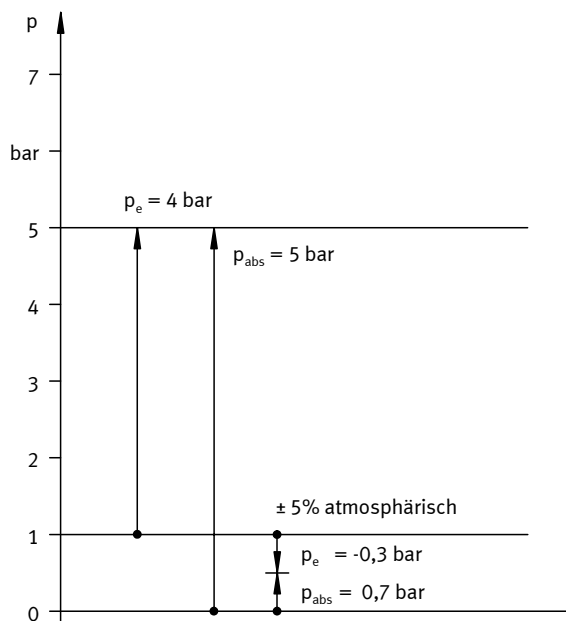
2.8 Druckmessung

Um Drücke in Leitungen oder an Ein- bzw. Ausgängen von Bauelementen zu messen, baut man das Druckmessgerät an der entsprechenden Stelle in die Leitung ein.

Man unterscheidet zwischen der absoluten Druckmessung, bei welcher der Skalen-Null-Punkt dem absoluten Vakuum entspricht und der relativen Druckmessung, bei der sich der Skalen-Null-Punkt auf den Atmosphären-Druck bezieht. Unterdrücke nehmen im absoluten Messsystem Werte kleiner als 1 und im relativen Messsystem Werte kleiner als 0 an.



Absoluter und relativer Druck



Beispiel

2.9 Temperaturmessung

Die Temperatur der Druckflüssigkeit in Hydraulikanlagen kann entweder mit einfachen **Messgeräten** (Thermometer) oder mittels einer **Messeinrichtung**, die Signale zum Steuerteil ausgibt, gemessen werden.

Die Temperaturmessung ist von besonderer Bedeutung, da hohe Temperaturen $> 60^\circ$) zu einer vorzeitigen Alterung der Druckflüssigkeit führen. Weiterhin ändert sich die Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur.

Die Messgeräte können im Flüssigkeitsbehälter eingebaut sein. Um die Temperatur konstant zu halten, verwendet man **Thermoschalter** bzw. **Thermostate**, die bei Bedarf das Kühl- oder Heizsystem einschalten.

2.10 Volumenstrommessung

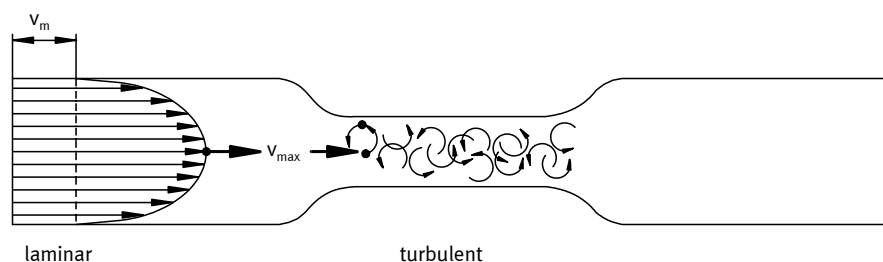
Am einfachsten misst man einen Volumenstrom mit einem **Messbehälter** und einer **Stoppuhr**.

Für laufende Messungen sind jedoch **Messturbinen** zu empfehlen. Ihre angezeigte Drehzahl gibt Auskunft über die Größe des Volumenstroms. Drehzahl und Volumenstrom verhalten sich dabei proportional.

Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz einer **Messblende**. Der an der Blende ermittelte Druckabfall ist ein Maß für den Volumenstrom (Druckabfall und Volumenstrom verhalten sich proportional). Die Messung mit einer Blende wird kaum durch die Viskosität der Druckflüssigkeit beeinflusst.

2.11 Strömungsarten

Man unterscheidet zwischen laminarer und turbulenter Strömung.



Laminare und turbulente Strömung

Bei der laminaren Strömung bewegt sich die Druckflüssigkeit im Rohr in geordneten zylindrischen Schichten. Dabei haben innere Flüssigkeitsschichten größere Geschwindigkeiten als äußere. Steigt die Strömungsgeschwindigkeit der Druckflüssigkeit an, so bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen ab einer bestimmten Geschwindigkeit (kritische Geschwindigkeit genannt) nicht mehr in geordneten Schichten. Die Flüssigkeitsteilchen in der Rohrmitte brechen zur Seite aus. Dadurch beeinflussen und behindern sich die Flüssigkeitsteilchen gegenseitig, und es bilden sich Wirbel; die Strömung wird turbulent (wirbelig). Als Folge davon wird der Hauptströmung Energie entzogen.

Eine rechnerische Methode, um in einem glatten Rohr die Strömungsart zu bestimmen, bietet die Reynolds-Zahl (Re). Sie hängt ab von:

- der Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit v [m/s]
- dem Rohrdurchmesser d [m]
- und der kinematischen Viskosität ν [m²/s]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Für die physikalische Größe “kinematische Viskosität” wird auch der Begriff “Zähigkeit” verwendet.

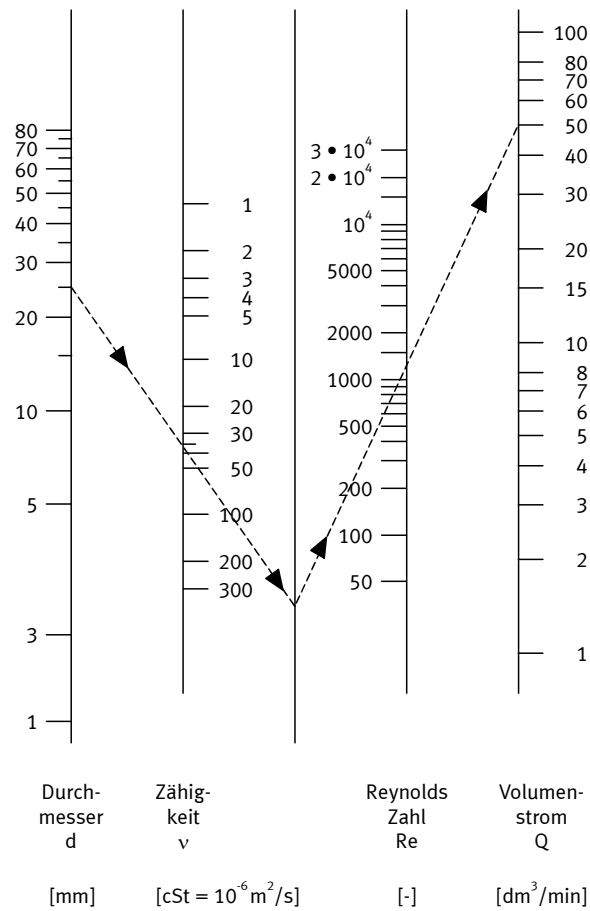
Ein mit dieser Formel errechneter Wert für Re lässt sich folgendermaßen interpretieren:

- laminare Strömung: $Re < 2300$
- turbulente Strömung: $Re > 2300$

Den Wert 2300 bezeichnet man als kritische Reynolds-Zahl (Re_{krit}) für runde glatte Rohre.

Eine turbulente Strömung wird nicht sofort wieder laminar, wenn Re_{krit} unterschritten wird. Der laminare Bereich wird erst wieder bei $1/2 Re_{krit}$ erreicht.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik



Bestimmung der Reynolds-Zahl (Prof. Charchut)

Beispiel

$$Q = 50 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$v = 36 \text{ cSt}$$

$$Re = 1165$$

Die oben erwähnte kritische Geschwindigkeit ist also die Geschwindigkeit, bei der die Strömung von laminar in turbulent übergeht.

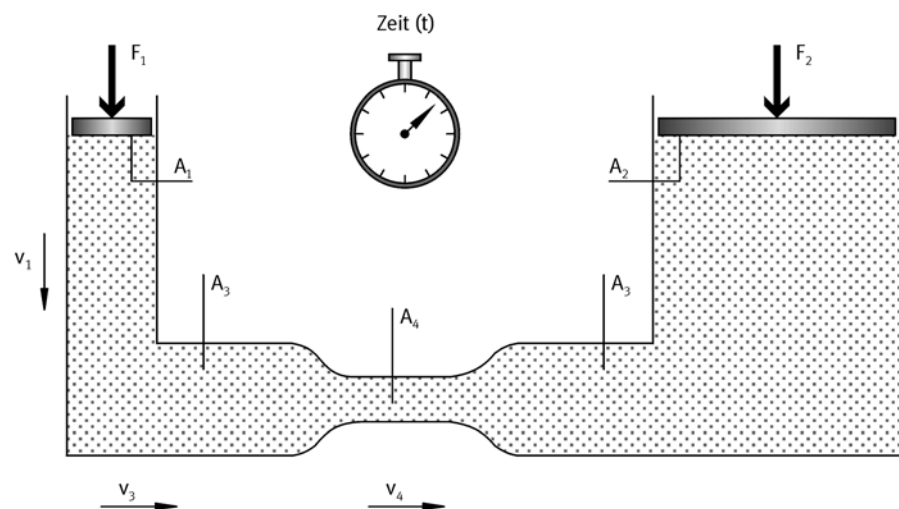
$$v_{\text{krit}} = \frac{Re_{\text{krit}} \cdot v}{d} = \frac{2300 \cdot v}{d}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Um zu vermeiden, dass durch turbulente Strömungen in Hydraulikanlagen größere Reibungsverluste entstehen, sollte Re_{krit} nicht überschritten werden.

Die kritische Geschwindigkeit ist kein feststehender Wert, da sie von der Viskosität der Druckflüssigkeit und vom Rohrdurchmesser abhängig ist. Deshalb werden in der Praxis meistens empirisch ermittelte Werte zugrunde gelegt. In Leitungen gelten für die Strömungsgeschwindigkeit folgende Richtwerte für v_{krit} .

- Druckleitung: bis 50 bar Betriebsdruck: 4,0 m/s
bis 100 bar Betriebsdruck: 4,5 m/s
bis 150 bar Betriebsdruck: 5,0 m/s
bis 200 bar Betriebsdruck: 5,5 m/s
bis 300 bar Betriebsdruck: 6,0 m/s
- Saugleitung: 1,5 m/s
- Rücklaufleitung: 2,0 m/s



Strömungsarten

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Gegeben: $v_1 = 1 \text{ m/s}$ $v_3 = 4 \text{ m/s}$ $v_4 = 100 \text{ m/s}$
 $v = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$
 $d_1 = 10 \text{ mm}$ $d_3 = 5 \text{ mm}$ $d_4 = 1 \text{ mm}$

Gesucht wird die Strömungsart an den Querschnitten A_1 , A_3 , A_4 .

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_1}{v}$$
$$\text{Re}_1 = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot 40 \text{ mm}^2} = 250$$
$$\text{Re}_3 = \frac{4000 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm} \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot 40 \text{ mm}^2} = 500$$
$$\text{Re}_4 = \frac{100000 \text{ mm} \cdot 1 \text{ mm} \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot 40 \text{ mm}^2} = 2500$$

Ergebnis

Nur am Querschnitt A_4 wird die Strömung turbulent sein, da $2500 > 2300$.
Am Querschnitt A_3 nach der Drosselstelle wird die Strömung wieder laminar, da $500 < 1150 = 2300/2$. Allerdings erst nach einer Beruhigungsstrecke.

2.12

Reibung, Wärme, Druckabfall

In allen durchströmten Geräten und Leitungen einer hydraulischen Anlage tritt **Reibung** auf.

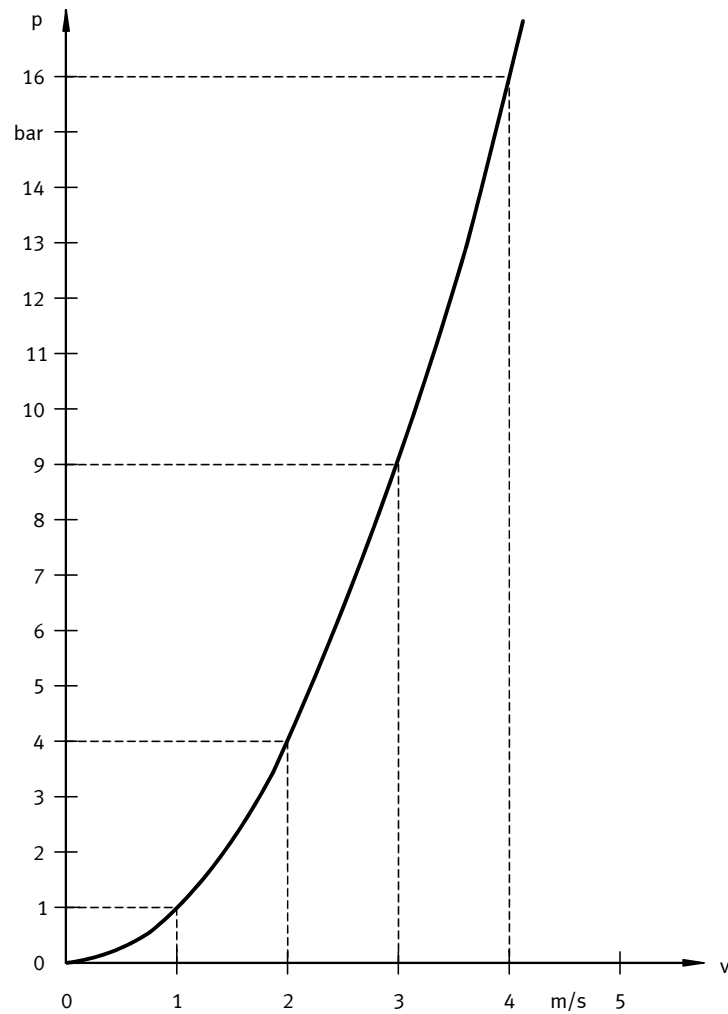
In erster Linie ist dies die Reibung an den Leitungswänden (äußere Reibung). Dazu kommt die Reibung zwischen den Flüssigkeitsschichten (innere Reibung).

Die Reibung führt zu einer Erwärmung der Druckflüssigkeit und somit auch der Bauelemente. Als Folge dieser Wärmeentwicklung fällt der Druck in der Anlage ab und verringert dadurch den tatsächlichen Druck am Antriebsteil.

Die Größe des Druckabfalls richtet sich nach den inneren Widerständen einer Hydraulikanlage. Diese sind abhängig von der:

- Strömungsgeschwindigkeit (Querschnittfläche, Volumenstrom)
- Art der Strömung (laminar, turbulent)
- Art und Anzahl der Querschnittsverengungen im Leitungssystem (Drosseln, Blenden)
- Viskosität des Öls (Temperatur, Druck)
- Leitungslänge und Strömungsumlenkung
- Oberflächenbeschaffenheit
- Leitungsführung

Insgesamt gesehen beeinflusst die Strömungsgeschwindigkeit die inneren Widerstände am meisten, da der Widerstand im Quadrat zur Geschwindigkeit ansteigt.



Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf den Druckverlust

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Durchflusswiderstand
in Rohrleitungen

Die Reibung zwischen den strömenden Flüssigkeitsschichten sowie das Haften der Flüssigkeit an der Rohrwand bilden einen Widerstand, der als Druckabfall gemessen bzw. errechnet werden kann.

Da die Strömungsgeschwindigkeit als Größe im Quadrat den Widerstand stark beeinflusst, sollten die Richtwerte nicht überschritten werden.

Durchflusswiderstand von Rohrleitungen je 1 m Länge											
Für Hydraulikflüssigkeiten mit $\rho=850 \text{ kg/m}^3$ (K) bei ca. 15 °C ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$); (W) bei ca. 60 °C ($\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$)											
v (m/s)		0,5		1		2		4		6	
d (mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
6	Re	30	150	60	300	120	600	240	1200	360	1800
	λ	2,5	0,5	2,25	0,25	0,625	0,125	0,312	0,0625	0,21	0,04
	Δp bar/m	0,44	0,09	0,88	0,177	1,77	0,35	3,54	0,70	5,3	1,02
10	Re	50	250	100	500	200	1000	400	2000	600	3000
	λ	1,5	0,3	0,75	0,15	0,375	0,075	0,187	0,037	0,125	0,043
	Δp bar/m	0,16	0,03	0,32	0,064	0,64	0,13	1,27	0,25	1,9	0,65
20	Re	100	500	200	1000	400	2000	800	4000	1200	6000
	λ	0,75	0,15	0,375	0,075	0,187	0,037	0,093	0,04	0,062	0,036
	Δp bar/m	0,04	0,008	0,08	0,016	0,16	0,03	0,32	0,136	0,47	0,275
30	Re	150	750	300	1500	600	3000	1200	6000	1800	9000
	λ	0,5	0,1	0,25	0,05	0,125	0,043	0,062	0,036	0,042	0,032
	Δp bar/m	0,017	0,003	0,035	0,007	0,07	0,024	0,14	0,082	0,214	0,163

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Durchflusswiderstand von Rohrleitungen je 1 m Länge (Fortsetzung)											
Für Hydraulikflüssigkeiten mit $\rho=850 \text{ kg/m}^3$ (K) bei ca. 15 °C ($\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$); (W) bei ca. 60 °C ($\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$)											
v (m/s)		0.5		1		2		4		6	
d (mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
40	Re	200	1000	400	2000	800	4000	1600	8000	2400	12000
	λ	0,375	0,075	0,187	0,037	0,093	0,04	0,047	0,033	0,045	0,03
	Δp bar/m	0,01	0,002	0,02	0,004	0,04	0,017	0,08	0,056	0,172	0,114
50	Re	250	1250	500	2500	1000	5000	2000	10000	3000	15000
	λ	0,3	0,06	0,15	0,045	0,075	0,037	0,037	0,031	0,043	0,028
	Δp bar/m	0,006	0,001	0,013	0,004	0,025	0,012	0,05	0,042	0,13	0,085
60	Re	300	1500	600	3000	1200	6000	2400	12000	3600	18000
	λ	0,25	0,05	0,125	0,043	0,062	0,036	0,045	0,03	0,04	0,027
	Δp bar/m	0,004	0,0008	0,009	0,003	0,017	0,01	0,05	0,034	0,1	0,007

Beispiel für die Berechnung
der Tabellenwerte

Durch eine Rohrleitung mit einer Nennweite von 6 mm (NG6) fließt ein Volumenstrom mit einer Geschwindigkeit von $v = 0,5 \text{ m/s}$. Die kinematische Viskosität beträgt $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 150 °C. Die Dichte $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$. Berechnen Sie den Druckverlust Δp für 1 m Länge.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$$\text{Rohrreibungszahl } \lambda = \frac{75}{\text{Re}} \text{ (Widerstandswert)}$$

Damit die Rohrreibungszahl λ errechnet werden kann, wird zuerst die Reynolds-Zahl Re berechnet:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Gegeben: $v = 100 \text{ mm}^2/\text{s} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
 $d = 6 \text{ mm} = 0,006 \text{ m}$
 $v = 0,5 \text{ m/s}$

$$\text{Re} = \frac{0,5 \cdot 0,006}{1 \cdot 10^{-4}} = 30 \text{ (vgl. Tabelle)}$$

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{30} = 2,5 \text{ (vgl. Tabelle)}$$

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = 2,5 \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} \cdot \frac{850 \text{ kg}}{2 \text{ m}^3} \cdot (0,5 \text{ m/s}) = 44270 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2}$$

$$\Delta p = 44270 \text{ N/m}^2 = 0,4427 \text{ bar (vgl. Tabelle)}$$

$$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = 1 \text{ N}$$

$$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$10^5 \text{ bar} = 1 \text{ bar}$$

Druckverluste durch
Formstücke

Bei Rohrbögen, T-Stücken, Verzweigungen und Winkelverschraubungen tritt durch Strömungsumlenkung ein erheblicher Druckabfall auf. Die entstehenden Widerstände hängen hauptsächlich von der Geometrie der Formstücke und der Größe des Volumenstroms ab.

Die rechnerische Erfassung dieser Druckverluste erfolgt unter Verwendung des Formbeiwerts z , der durch experimentelle Versuche für die häufigsten Formen bestimmt ist.

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Da der Formwert stark von der Reynolds-Zahl abhängig ist, wird ein Korrekturfaktor b entsprechend der Re-Zahl berücksichtigt. Damit gilt für den laminaren Bereich:

$$\Delta p = \xi \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Tabelle für Korrekturfaktor b								
Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7,5	3	1,5	1,25	1,15	1,0

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

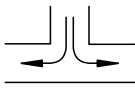
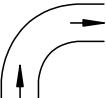
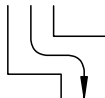
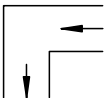
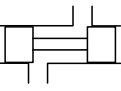
	T-Stück	90° Bogen	Doppelwinkel	90° Winkel	Ventil
ξ	1,3	0,5 - 1	2	1,2	5 ... 15
					

Tabelle für den Formbeiwert

Beispiel

Berechnen Sie den Druckabfall Δp in einem Winkelstück mit der Nennweite 10 mm.

Gegeben: Strömungsgeschwindigkeit $v = 5 \text{ m/s}$

Dichte des Öls $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

Viskosität $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 150°C

Zuerst wird Re berechnet:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5 \text{ m} \cdot 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}}{100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 500$$

Faktor aus der Tabelle $b = 1,5$

Formbeiwert aus der Tabelle $\xi = 1,2$

$$\Delta p = \xi \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 1,2 \cdot 1,5 \cdot \frac{850 \text{ kg} \cdot 25 \text{ m}^2}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2 \cdot 2} = 19125 \text{ N/m}^2 = 0,19 \text{ bar}$$

Druckverluste in
den Ventilen

Der Druckverlust in den Ventilen kann aus den Δp -Q-Kennlinien der Hersteller entnommen werden.

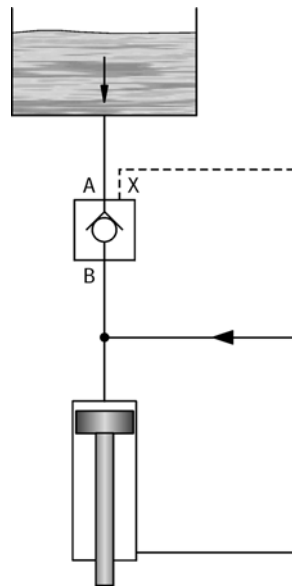
2.13 Energie und Leistung

Der Energieinhalt eines hydraulischen Systems ergibt sich aus mehreren Teilenergien. Nach dem Energieerhaltungssatz ist die Gesamtenergie einer strömenden Flüssigkeit konstant. Sie ändert sich nur, wenn Energie in Form von Arbeit von außen zu- oder abgeführt wird. Die Gesamtenergie ist die Summe folgender Teilenergien:

- Statisch
 - Lageenergie
 - Druckenergie
- Dynamisch
 - Bewegungsenergie
 - Wärmeenergie

Lageenergie

Lageenergie (auch potentielle Energie genannt) ist die Energie, die ein Körper (bzw. eine Flüssigkeit) besitzt, wenn er um die Höhe h angehoben wird. Dabei verrichtet man gegen die Schwerkraft Arbeit. Diese Lageenergie wird bei Pressen mit großen Zylindern zum schnellen Befüllen des Kolbenraums und als Vordruck für die Pumpe ausgenutzt. An Hand des Beispiels wird errechnet, wieviel Energie gespeichert ist.



Presse mit Hochbehälter (Schema)

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

$$W = m \cdot g \cdot h$$

W = Arbeit [J]
 m = Masse der Flüssigkeit [kg]
 g = Erdbeschleunigung [m/s^2]
 h = Flüssigkeitshöhe [m]

aus: $W = F \cdot s$ $F = m \cdot g$ $s = h$

ergibt sich: $W = m \cdot g \cdot h$

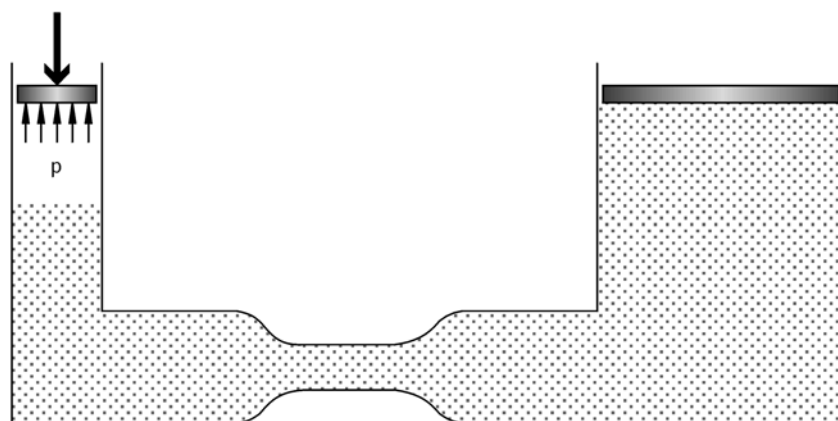
Einheit: $1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 \cdot \text{m} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ J} = 1 \text{ W/s}$ [1 J = 1 Joule, 1 W = 1 Watt]

Gegeben: $m = 100 \text{ kg}$
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 10 \text{ m/s}^2$
 $h = 2 \text{ m}$

$$W = m \cdot g \cdot h = 100 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 \cdot 2 \text{ m} = 2000 \frac{\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = 2000 \text{ Nm} = 2000 \text{ J}$$

Druckenergie

Wird eine Flüssigkeit mit Druck beaufschlagt, so verringert sich ihr Volumen, bedingt durch die darin gelösten Gase. Der kompressible Bereich beträgt 1-3% des Ausgangsvolumens. Aufgrund dieser geringen Kompressibilität der Druckflüssigkeit, d. h. dem relativ kleinen ΔV , ist die Druckenergie gering. Bei einem Druck von 100 bar beträgt ΔV ca. 1 % des Ausgangsvolumens. Nachstehend finden Sie eine Berechnung, der diese Werte zugrunde liegen.



Druckenergie

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

$$W = p \cdot \Delta V$$

p = Flüssigkeitsdruck [Pa]

ΔV = Flüssigkeitsvolumen [m^3]

aus: $W = F \cdot s$ $F = p \cdot A$

ergibt sich: $W = p \cdot A \cdot s$

Ersetzt wird $A \cdot s$ durch ΔV , so ergibt sich: $W = p \cdot \Delta V$

Einheit: $1 \text{ N/m}^2 \cdot \text{m}^3 = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ J}$

Beispiel

Gegeben: $p = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$\Delta V = 0,001 \text{ m}^3$$

$$W = p \cdot \Delta V = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,001 \text{ m}^3 = 0,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N} \cdot \text{m}^3}{\text{m}^2} = 10000 \text{ J}$$

Druckenergie ergibt sich aus dem Druck, den die Flüssigkeitsmenge der Kompression entgegensetzt.

Alle Stoffe lassen sich zusammendrücken. Das heißt: wird der Anfangsdruck p_0 um den Wert Δp erhöht, so wird das Anfangsvolumen V_0 um den Wert ΔV verringert. Diese Kompressibilität wird durch die im Öl gelösten Gase (bis 9 %) und durch steigende Temperatur noch vergrößert.

Für Präzisionsantriebe darf die Kompressibilität des Öls nicht vernachlässigt werden. Die Kenngröße dafür ist der Kompressionsmodul K , der oft auch Elastizitätsmodul für Öl = $E_{\text{öl}}$ genannt wird. Dieser Modul kann im üblichen Druckbereich mit der Näherungsformel errechnet werden.

$$K \approx V_0 \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad [\text{N/m}^2 \text{ oder } \text{N/cm}^2]$$

V_0 = Ausgangsvolumen

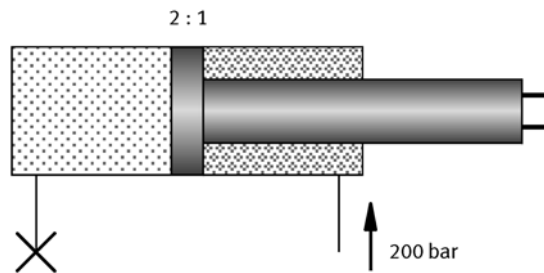
ΔV = Volumenabnahme

Die Größe K ist für luftfreies Öl bei $50^\circ\text{C} \approx 1,56 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$.

Da meistens Luft im Öl enthalten ist, wird in der Praxis der K -Wert mit $1,0$ bis $1,2 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$ eingesetzt.

Beispiel

Das Ölvolumen eines Zylinders mit $\varnothing 100$ mm und 400 mm Länge (l_0) wird mit 200 bar Gegendruck beaufschlagt. Um wieviel mm wird die Kolbenstange zurückgedrückt?



Kompressionsmodul

Das Flächenverhältnis Kolbenseite zu Pleuellagerstange beträgt 2:1 und der Kompressionsmodul $K = 1,2 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$ (Die Elastizität des Materials und die Aufweitung des Zylinderrohrs werden nicht berücksichtigt).

Lösung

Das Flächenverhältnis 2:1 ergibt noch 100 bar Druck auf das eingespannte Ölvolumen.

$$\text{Aus: } K = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V}$$

$$\text{ergibt sich: } \Delta V = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{K} \quad \Delta V = A \cdot \Delta l \quad V_0 = A \cdot l_0$$

$$A \cdot \Delta l = A \cdot l_0 \cdot \frac{\Delta p}{K}$$

$$\Delta l = l_0 \cdot \frac{\Delta p}{K} = 400 \text{ mm} \cdot \frac{1000 \text{ N/cm}^2}{1,2 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2} = 3,33 \text{ mm}$$

Die Pleuellagerstange wird also um 3,33 mm zurückgedrückt. Bei dieser Berechnung wurde die Volumenzunahme durch Temperaturänderungen nicht berücksichtigt; weil die Druckänderungen im allgemeinen so schnell sind, dass eine adiabatische (ohne Wärmeaustausch verlaufende) Zustandsänderung angenommen werden kann.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

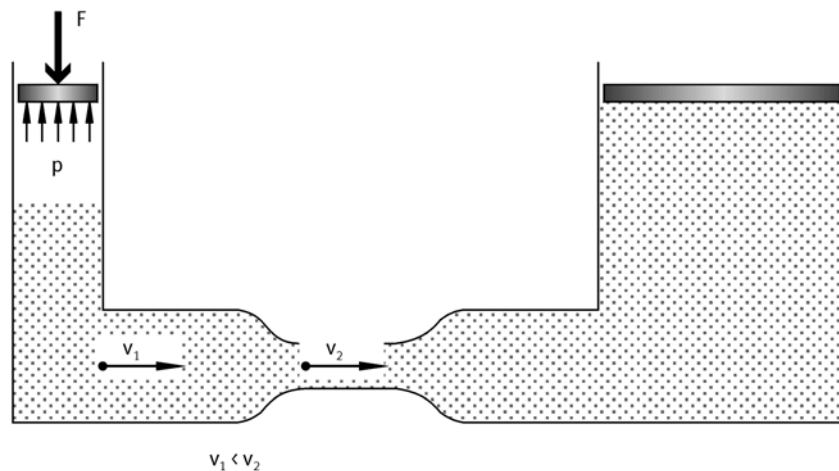
Dieses Beispiel zeigt, dass die Kompressibilität in vielen Fällen vernachlässigt werden kann (z. B. bei Pressen). Es empfiehlt sich aber, die Rohrleitungen und Zylinder möglichst kurz zu halten.

Für Linearbewegungen bei Werkzeugmaschinen werden deshalb anstelle von langen Zylindern, Kugelrollspindeln oder ähnliche, die mit Hydromotoren angetrieben werden, verwendet.

Bewegungsenergie

Bewegungsenergie (auch kinetische Energie genannt) ist die Energie, die ein Körper (bzw. die Flüssigkeitsteilchen) besitzt, wenn er sich mit einer bestimmten Geschwindigkeit bewegt. Die Energie wird durch Beschleunigungsarbeit zugeführt, indem eine Kraft F auf den Körper (bzw. das Flüssigkeitsteilchen) wirkt.

Die Bewegungsenergie ist von der Strömungsgeschwindigkeit und der Masse abhängig.



Bewegungsenergie

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

$$W = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

$$\begin{aligned} v &= \text{Geschwindigkeit} & [\text{m/s}] \\ a &= \text{Beschleunigung} & [\text{m/s}^2] \end{aligned}$$

$$W = F \cdot s = m \cdot a \cdot s$$

$$F = m \cdot a \qquad s = \frac{1}{2} a \cdot t^2 \qquad v = a \cdot t$$

$$W = m \cdot a \cdot \frac{1}{2} a \cdot t^2 = \frac{1}{2} m \cdot a^2 \cdot t^2 = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

$$\text{Einheit: } 1 \text{ kg} \cdot (\text{m/s})^2 = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2 = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ J}$$

Beispiel

$$\begin{aligned} \text{Gegeben: } m &= 100 \text{ kg} \\ v_1 &= 4 \text{ m/s} \\ v_2 &= 100 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$W = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 100 \text{ kg} \cdot (4 \text{ m/s})^2 = 800 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} = 800 \text{ J}$$

$$W = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 100 \text{ kg} \cdot (100 \text{ m/s})^2 = 500000 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} = 500000 \text{ J}$$

Jede Änderung der Strömungsgeschwindigkeit (bei konstantem Volumenstrom) hat automatisch eine Änderung der Bewegungsenergie zur Folge. Ihr Anteil an der Gesamtenergie nimmt zu, wenn die Druckflüssigkeit schneller strömt, und er nimmt ab, wenn die Geschwindigkeit der Druckflüssigkeit reduziert wird.

Aufgrund unterschiedlich großer Leitungsquerschnitte strömt die Druckflüssigkeit in einem Hydrauliksystem, wie in der Abbildung angegeben, mit verschiedenen Geschwindigkeiten, da der Volumenstrom, das Produkt aus Strömungsgeschwindigkeit und Querschnitt, konstant ist.

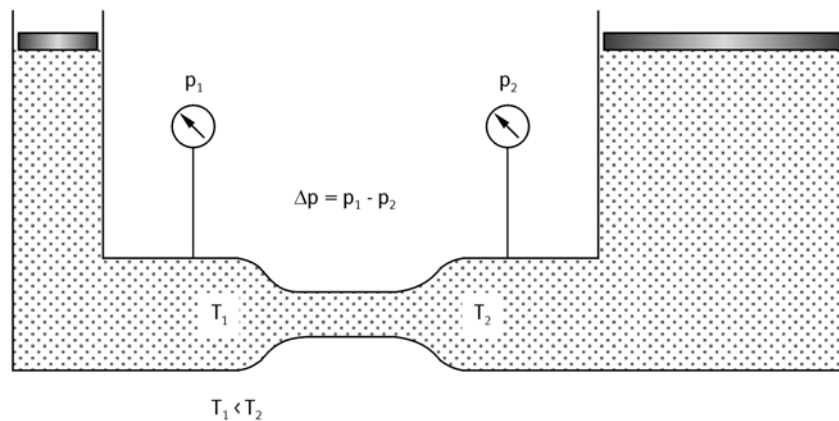
2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Wärmeenergie

Wärmeenergie ist die Energie, die benötigt wird, um einen Körper (bzw. eine Flüssigkeit) auf eine bestimmte Temperatur zu erwärmen.

In Hydraulikanlagen wird ein Teil der Energie in Folge der Reibung in Wärmeenergie umgewandelt. Dies führt zu einer Erwärmung der Druckflüssigkeit und auch der Bauelemente. Ein Teil der Wärme wird nach außen abgegeben, d. h. die verbleibende Energie ist reduziert. Die Folge davon ist eine Abnahme der Druckenergie.

Mit Hilfe des Druckabfalls und dem Volumen lässt sich die Wärmeenergie berechnen.



Wärmeenergie

$$W = \Delta p \cdot V$$

Δp = Druckverlust durch Reibung [Pa]

$$\text{Einheit: } 1 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 = 1 \text{ N} \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ J}$$

Beispiel

$$\begin{aligned} \text{Gegeben: } \Delta p &= 5 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ V &= 0,1 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$W = p \cdot V = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,1 \text{ m}^3 = 0,5 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{m}^3 = 50000 \text{ J}$$

Leistung

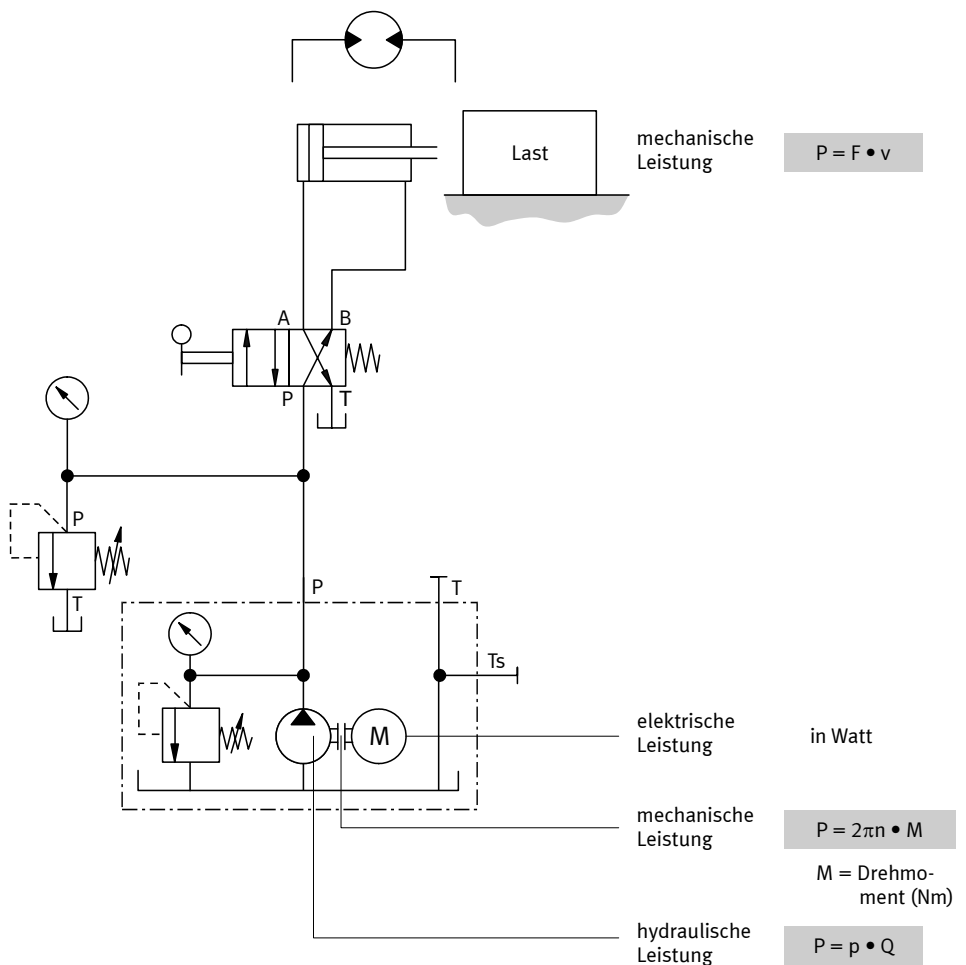
Allgemein ist die Leistung definiert als Arbeit oder Energieänderung pro Zeiteinheit. In hydraulischen Anlagen unterscheidet man mechanische und hydraulische Leistung. Die mechanische Leistung wird in hydraulische umgesetzt, transportiert, gesteuert und anschließend wieder in mechanische Leistung gewandelt.

Die hydraulische Leistung berechnet sich aus dem Druck und dem Volumenstrom.

Es gilt die Gleichung:

$$P = p \cdot Q$$

P = Leistung	[W] = [Nm/s]
p = Druck	[Pa]
Q = Volumenstrom	[m ³ /s]



Leistung

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Beispiel

Gegeben: $p = 60 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$Q = 4,2 \text{ l/min} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min} = \frac{4,2}{60} \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P = p \cdot Q = 60 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 4,2 \cdot 10^2 \frac{\text{Nm}^3}{\text{m}^2 \text{s}} = 420 \text{ W}$$

Stellt man die Gleichung nach dem Druck um, gilt:

$$p = \frac{P}{Q}$$

Beispiel

Gegeben: $P = 315 \text{ W}$

$$Q = 4,2 \text{ l/min} = \frac{4,2}{60} \text{ dm}^3 / \text{s} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$p = \frac{315}{0,07 \cdot 10^{-3}} \frac{\text{Nm} \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot \text{m}^3} = 4500 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2 (\text{Pa}) = 45 \cdot 10^5 \text{ Pa} (45 \text{ bar})$$

$$Q = \frac{P}{p}$$

Beispiel

Gegeben: $P = 150 \text{ W}$
 $p = 45 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

$$Q = \frac{150 \text{ W}}{45 \cdot 10^5 \text{ Pa}} = 3,3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Nm} \cdot \text{m}^2}{\text{s} \cdot \text{N}} = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s} = 0,033 \text{ dm}^3 / \text{s} = 2 \text{ l/min}$$

Wirkungsgrad

Die Eingangsleistung in einem Hydrauliksystem entspricht nicht der Ausgangsleistung, da Leistungsverluste auftreten. Das Verhältnis von Ausgangsleistung zu Eingangsleistung bezeichnet man als Wirkungsgrad (η).

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Ausgangsleistung}}{\text{Eingangsleistung}}$$

In der Praxis unterscheidet man zwischen dem durch Leckverluste verursachten volumetrischen Leistungsverlust und dem durch Reibung verursachten hydraulisch-mechanischen Leistungsverlust.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

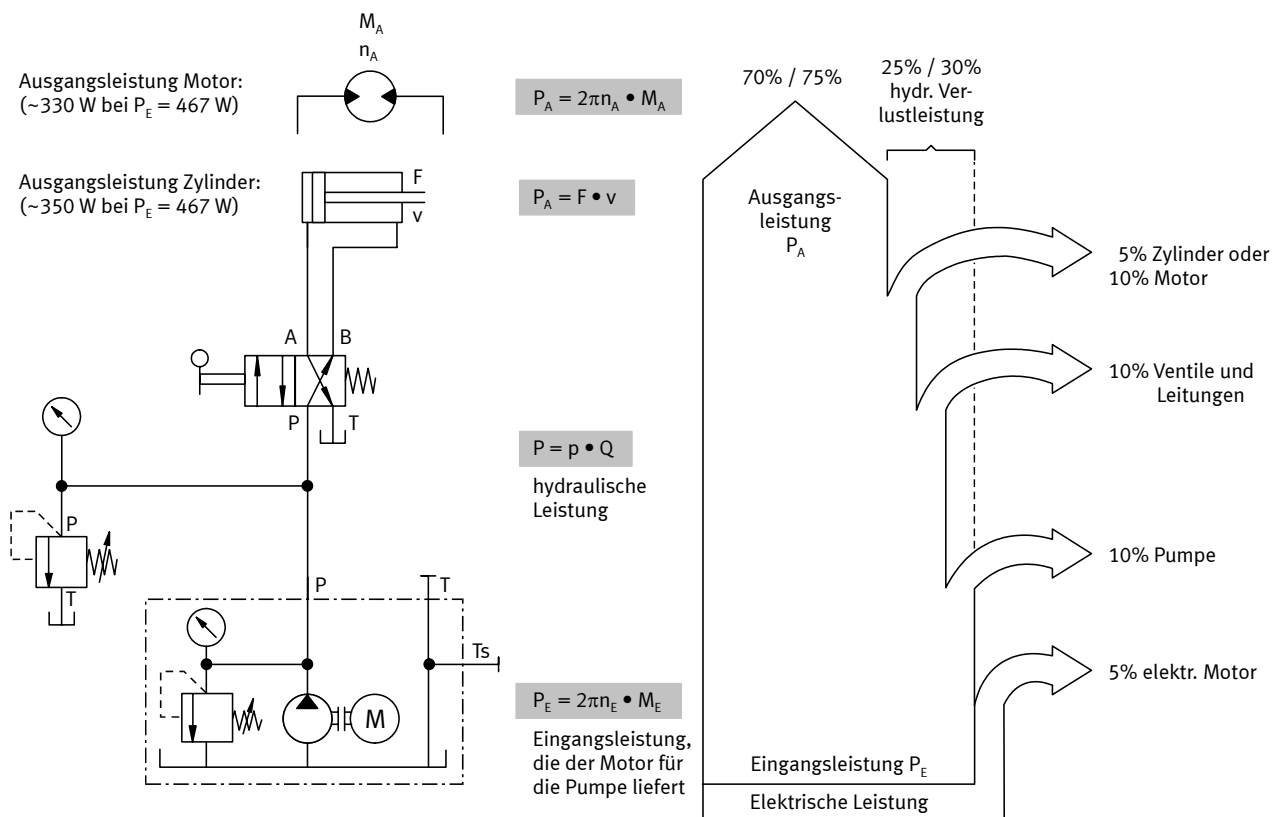
Entsprechend unterscheidet man beim Wirkungsgrad:

- **Volumetrischer Wirkungsgrad (η_{vol})**
umfasst die Verluste, die sich durch innere und äußere Leckverluste in Pumpen, Motoren und Ventilen ergeben.
- **Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad (η_{hm})**
umfasst die Verluste, die sich durch Reibung in Pumpen, Motoren und Zylindern ergeben.

Die Gesamtverluste bei der Leistungsumwandlung in Pumpen, Motoren und Zylindern werden im Gesamtwirkungsgrad (η_{ges}) angegeben und folgendermaßen berechnet:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm}$$

Im nachfolgenden Beispiel wird veranschaulicht, wie die Wirkungsgrade bei der Berechnung der Eingangs- bzw. Ausgangsleistung einer Hydraulikanlage zu berücksichtigen sind. Bei den angegebenen Werten handelt es sich um Erfahrungswerte, die in der Praxis durch Werte des jeweiligen Herstellers zu ersetzen sind.



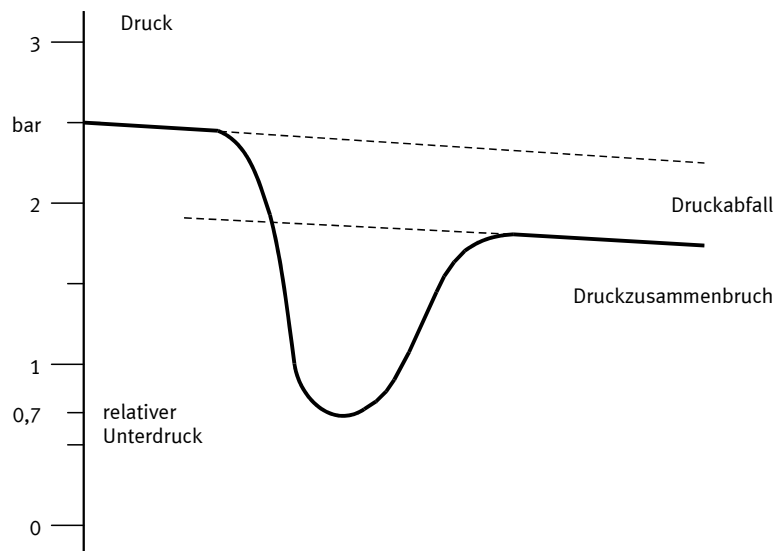
Berechnung der Eingangs- bzw. Ausgangsleistung

2.14 Kavitation

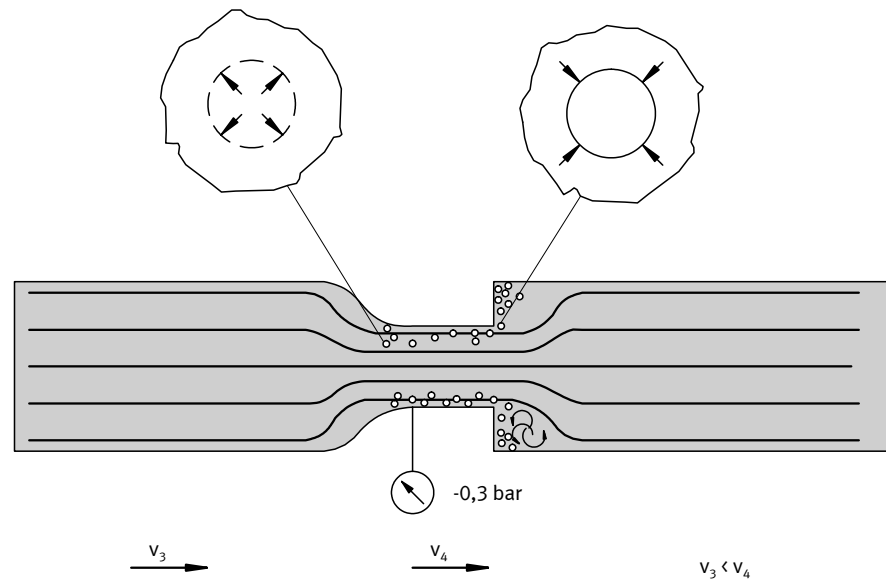
Unter Kavitation (cavitare = aushöhlen) versteht man das Herauslösen von kleinsten Partikeln aus der Werkstoffoberfläche. Kavitation tritt bei Hydraulikgeräten (Pumpen und Ventilen) an Steuerkanten auf. Diese Werkstoffzerstörung wird hervorgerufen durch örtliche Druckspitzen und hohe Blitztemperaturen. Blitztemperatur bedeutet schnelle, starke Temperaturerhöhung.

Wodurch entstehen der Druckabfall und die Blitztemperaturen?

Erhöht sich an einer Engstelle die Strömungsgeschwindigkeit des Öls, ist dazu Bewegungsenergie notwendig. Diese Bewegungsenergie wird aus der Druckenergie abgezogen. Dadurch kann es in der Engstelle zu einem Druckabfall in den Unterdruckbereich kommen. Ab einem Unterdruck von $p_e \leq -0,3$ bar fällt aus dem Öl gelöste Luft aus. Es bilden sich Gasblasen. Steigt nun der Druck bedingt durch eine Geschwindigkeitsreduzierung wieder an, stürzt das Öl in die Gasblasen. Steigt nun der Druck bedingt durch eine Geschwindigkeitsreduzierung wieder an, stürzt das Öl in die Gasblasen.



Druckabfall an der Engstelle



Kavitation

Nach der Engstelle steigt der Druck wieder an, die Blasen brechen zusammen und es können folgende Kavitationseffekte auftreten:

- **Druckspitzen**
An der Stelle der Querschnittserweiterung werden kleine Partikel aus der Leitungswand herausgelöst. Dies führt zu Materialermüdung und häufig auch zur Zerstörung. Dieser Kavitationseffekt wird von erheblichen Geräuschen begleitet.
- **Selbstentzündung des Öl/Luftgemischs**
Beim Zusammenbrechen der Luftblasen stürzt das Öl in die Blasen ein. Aufgrund des hohen Druckes nach der Engstelle treten beim Zusammenbrechen der Blasen, durch das Komprimieren der Luft, sehr hohe Temperaturen auf. Ähnlich wie in einem Dieselmotor kann es zur Selbstentzündung des Öl/Luftgemischs in den Blasen kommen (Dieseleffekt).

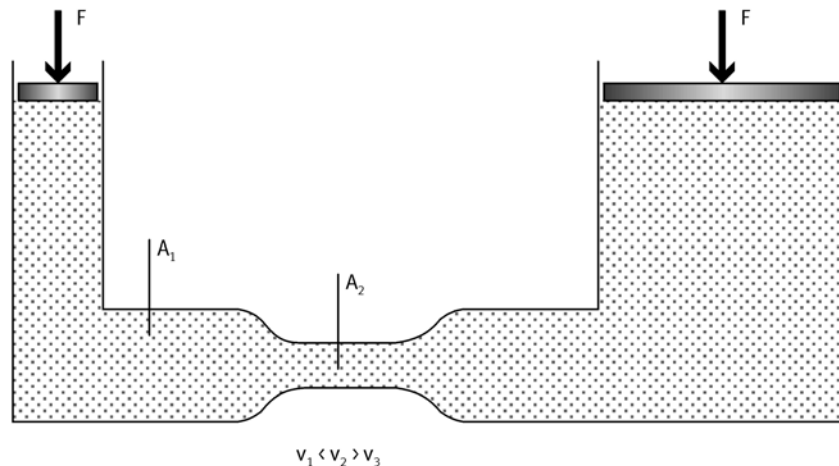
Für die Luft im Hydrosystem gibt es verschiedene Ursachen:

In Flüssigkeiten ist immer eine bestimmte Luftmenge enthalten. In Hydraulikölen befindet sich bei normalen atmosphärischen Bedingungen ca. 9 Vol. % Luft in gelöster Form. Dieser Anteil verändert sich jedoch in Abhängigkeit vom Druck, der Temperatur und der Ölsorte. Luft kann auch von außen, besonders an undichten Drosselstellen, in das Hydrosystem gelangen.

Außerdem ist es möglich, dass das von der Pumpe angesaugte Hydrauliköl bereits Luftblasen enthält. Dies kann durch falsches Einmünden der Rücklaufleitung in den Ölbehälter, durch zu kurze Verweilzeit des Hydrauliköls im Ölbehälter oder durch unzureichendes Luftabscheidungsvermögen des Hydrauliköls verursacht werden.

2.15 Drosselstellen

Die in diesem Kapitel behandelten Punkte – Strömungsarten, Reibung, Wärme und Druckabfall sowie Energie, Leistung und Kavitation – werden zusammenfassend an der Drosselstelle verdeutlicht:



Drosselstelle

Der Wert der Reynolds-Zahl liegt bei Drosselstellen weit über 2300. Ursache dafür ist die Querschnittsverengung, die aufgrund des konstanten Volumenstroms eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit zur Folge hat. Damit wird sehr schnell die kritische Geschwindigkeit erreicht, bei der die Strömung vom laminaren in den turbulenten Zustand übergeht.

Nach dem Energieerhaltungssatz ist die Gesamtenergie eines Systems immer konstant. Wenn also die Bewegungsenergie auf Grund der höheren Strömungsgeschwindigkeit zunimmt, muss eine der anderen Energieformen abnehmen. Es erfolgt eine Energieumwandlung von Druckenergie in Bewegungsenergie und Wärmeenergie. Aufgrund der Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit vergrößert sich die Reibung; dies führt zur Erwärmung der Druckflüssigkeit und zur Erhöhung der Wärmeenergie. Ein Teil der Wärme wird nach außen abgegeben. Am Ende der Drosselstelle hat der Volumenstrom dann wieder die gleiche Strömungsgeschwindigkeit wie vor der Drossel. Die Druckenergie ist jedoch um die Wärmeenergie kleiner geworden, was einen Druckabfall hinter der Drosselstelle zur Folge hat.

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Die Abnahme der Energie bei Drosselstellen führt zu Leistungsverlusten. Erkennbar sind die Leistungsverluste durch Messung des Druckverlustes und der Temperaturerhöhung. Die Druckverluste sind abhängig von:

- Viskosität
- Strömungsgeschwindigkeit
- Drosselform und Drossellänge
- Strömungsart (laminar, turbulent)

Nach dem Hagen-Poiseuilleschen Gesetz

$$Q = \alpha \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

α = Durchflusskennzahl

A_D = Drosselquerschnitt [m²]

Δp = Druckabfall [Pa]

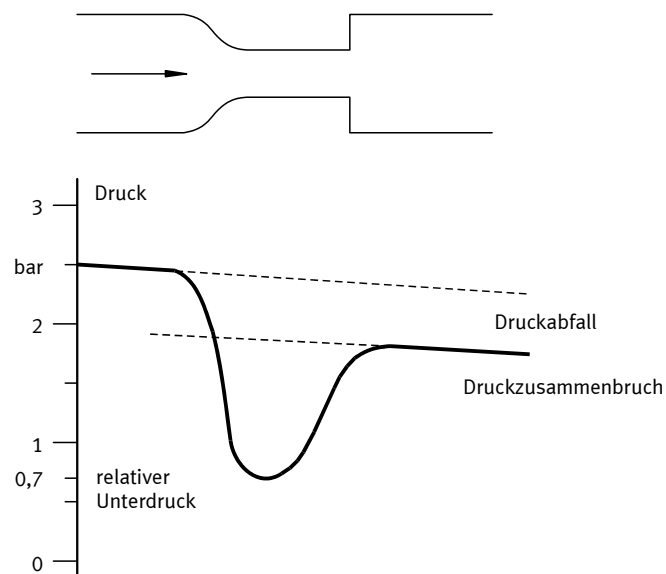
ρ = Dichte des Öls [kg/m³]

Q = Volumenfluss [m³/s]

lässt sich unter Vernachlässigung der Konstanten vereinfacht sagen:

$$Q \approx \sqrt{\Delta p}$$

Der Durchflussstrom durch eine Drossel ist abhängig von der Druckdifferenz.



Druckabfall

2. Physikalische Grundlagen der Hydraulik

Sinkt der Druck an Drosselstellen bis in den Unterdruckbereich ab, dann fällt die Luft aus dem Öl aus, und es bilden sich Blasen, die mit Öldampf und Luft gefüllt sind (Kavitation).

Wenn nach der Drosselstelle am Übergang zur Querschnittserweiterung der Druck wieder ansteigt, brechen die Blasen zusammen. Dadurch kommt es zu Kavitationseffekten – Zerstörung des Materials im Bereich der Querschnittserweiterung und evtl. Selbstentzündung des Hydrauliköls.

3. Druckflüssigkeit

Zur Übertragung von Druckenergie würde sich grundsätzlich jede Flüssigkeit eignen. Da aber in hydraulischen Anlagen von Druckflüssigkeiten zusätzliche Eigenschaften gefordert werden, schränkt sich die Anzahl der in Frage kommenden Flüssigkeiten erheblich ein.

Wasser als Druckflüssigkeit ergibt Probleme in Bezug auf Korrosion, Siedepunkt, Gefrierpunkt und Dünnschicht.

Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis – auch **Hydrauliköle** genannt – werden normalen Anforderungen (z. B. in Werkzeugmaschinen) weitgehend gerecht. Ihr Einsatzanteil ist sehr hoch.

In hydraulischen Anlagen mit erhöhtem Brandrisiko, wie z. B.

- im Steinkohlebergbau
- bei Druckgießmaschinen
- bei Schmiedepressen
- bei Regeleinrichtungen von Kraftwerksturbinen
- bei Hütten und Walzstraßen

werden schwer entflammbare Druckflüssigkeiten benötigt. In all diesen Anwendungsfällen besteht die Gefahr, dass sich Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis bei Leckagen oder Leitungsbrüchen an stark erhitzten Metallteilen entzünden. Anstelle von Standardölen auf Mineralölbasis werden in diesen Fällen Ölgemische mit Wasser oder mit synthetischen Ölen eingesetzt.

3.1 Aufgaben von Druckflüssigkeiten

Die in hydraulischen Anlagen eingesetzten Druckflüssigkeiten müssen sehr unterschiedliche Aufgaben erfüllen:

- Druckübertragung
- Schmieren der beweglichen Geräteteile
- Kühlen, d. h. Ableiten der durch Energieumwandlung (Druckverluste) entstehenden Wärme
- Dämpfung von Schwingungen, die durch Druckstöße hervorgerufen werden
- Korrosionsschutz
- Abriebentfernung
- Signalübertragung

3. Druckflüssigkeit

3.2 Arten von Druckflüssigkeiten

Innerhalb der beiden Gruppen – Hydrauliköle und schwer entflammbare Druckflüssigkeiten – gibt es noch verschiedene Arten mit unterschiedlichen Eigenschaften. Die Eigenschaften werden durch eine Grundflüssigkeit und kleine Mengen beigemischter Wirkstoffe bestimmt.

Hydrauliköle

Nach DIN 51524 und 51525 gliedern sich Hydrauliköle entsprechend ihren Eigenschaften und ihrer Zusammensetzung in drei Klassen:

- Hydrauliköl HL
- Hydrauliköl HLP
- Hydrauliköl HV

Ihre Bezeichnungen setzen sich aus dem Buchstaben H für Hydrauliköl und einem Zusatz-Kennbuchstaben für die zugesetzten Wirkstoffe zusammen. Ergänzt werden die Kennbuchstaben durch eine **Viskositätskennzahl** nach DIN 51517 (ISO-Viskositätsklassen).

Bezeichnung	besondere Eigenschaften	Anwendungsbereiche
HL	Korrosionsschutz und Alterungsbeständigkeit erhöht	Anlagen, in denen hohe thermische Beanspruchungen auftreten oder Korrosion durch Wasserzutritt möglich ist
HLP	Verschleißschutz erhöht	wie HL-Öl, außerdem für Anlagen, in denen bauart- oder betriebsbedingt eine höhere Mischreibung auftritt.
HV	Viskositäts-Temperaturverhalten verbessert	wie HLP-Öl, Einsatz bei stark wechselnden und tiefen Umgebungstemperaturen.

Hydrauliköl für hydraulische Anlagen

Hydrauliköl HLP 68

H Hydrauliköl
L mit Wirkstoffen zum Erhöhen des Korrosionsschutzes und/oder der Alterungsbeständigkeit
P mit Wirkstoffen zum Herabsetzen und/oder zur Erhöhung der Belastbarkeit
68 Viskositätskennzahl nach DIN 51517

3. Druckflüssigkeit

Schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten

Bei diesen Hydraulikflüssigkeiten unterscheidet man **wasserhaltige und wasserfreie** synthetische Druckflüssigkeiten. Die synthetischen Druckflüssigkeiten sind chemisch so aufgebaut, dass ihre Dämpfe unbrennbar sind.

Die abgebildete Tabelle gibt einen Überblick über die schwerentflammbaren Hydraulikflüssigkeiten (HF-Flüssigkeiten), diese werden auch in den VDMA-Einheitsblättern 24317 und 24320 beschrieben.

Kurzbezeichnung	VDMA Einheitsblatt-Nr.	Zusammensetzung	Wassergehalt in %
HFA	24 320	Öl-Wasser-Emulsionen	80 – 98
HFB	24 317	Wasser-Öl-Emulsion	40
HFC	24 317	wässrige Lösungen, z.B. Wasser-Glycol	35 – 55
HFD	24 317	wasserfreie Flüssigkeit, z. B. Phosphatester	0 – 0,1

Schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten

3.3 Eigenschaften und Anforderungen

Damit Hydrauliköle die oben genannten Aufgaben erfüllen können, müssen sie bestimmte Eigenschaften unter Berücksichtigung der jeweiligen Betriebsverhältnisse aufweisen. Zu diesen Stoffeigenschaften gehören:

- möglichst niedrige Dichte
- geringe Kompressibilität
- Viskosität nicht zu niedrig (Schmierfilm)
- gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten
- gutes Viskositäts-Druck-Verhalten
- gute Alterungsbeständigkeit
- schwer brennbar
- gute Materialverträglichkeit

Weiterhin sollten Hydrauliköle folgende Anforderungen erfüllen:

- Luftabscheidung
- keine Schaumbildung
- Kältebeständigkeit
- Verschleiß- und Korrosionsschutz
- Wasserabscheidevermögen

Wichtigstes Unterscheidungsmerkmal bei Hydraulikölen ist die Viskosität.

3.4 Viskosität

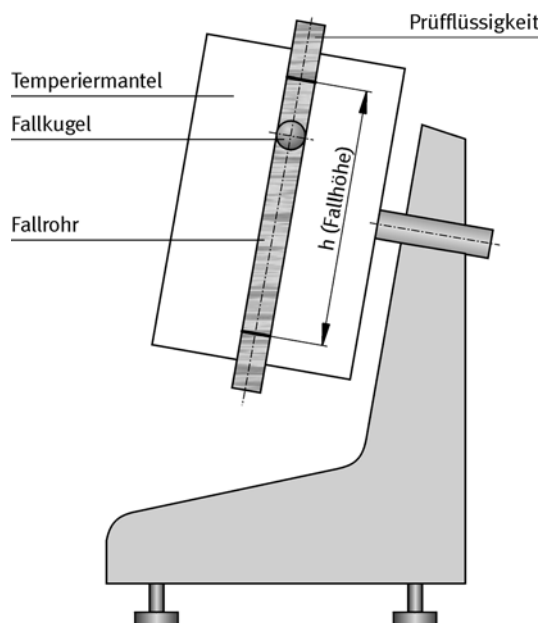
Das Wort Viskosität kann man umschreiben mit “Gießfähigkeit”. Sie gibt Auskunft über die innere Reibung einer Flüssigkeit, d. h. den Widerstand, der überwunden werden muss, um zwei benachbarte Flüssigkeitsschichten gegeneinander zu verschieben. Die Viskosität ist also ein Maß dafür, wie leicht sich eine Flüssigkeit gießen lässt.

Nach dem internationalen Einheitensystem versteht man unter der Viskosität die “kinematische Viskosität” (Einheit: mm^2/s).

Sie wird mit genormten Verfahren ermittelt, z. B.

- DIN 51562: Ubbelohde-Viskosimeter
- DIN 51561: Vogel-Ossag-Viskosimeter

Zur Bestimmung der kinematischen Viskosität kann auch das Kugelviskosimeter eingesetzt werden. Damit sind Viskositätswerte in einem weiten Bereich mit guter Genauigkeit bestimmbar. Es wird die Geschwindigkeit, mit der ein Körper unter Einwirkung der Schwerkraft in einer Flüssigkeit absinkt, gemessen. Um die kinematische Viskosität zu erhalten, muss der mit dem Kugelviskosimeter ermittelte Wert durch die Dichte der Flüssigkeit dividiert werden.



Kugelviskosimeter

3. Druckflüssigkeit

Eine wichtige Kennzeichnung von Hydraulikölen ist die Angabe der Viskositätsklassen. Nach der ISO-Norm und dem Neuentwurf der DIN 51524 gilt: Die Viskositätsklassen legen fest, welche Mindest- und welche Maximalviskosität bei 40 °C die jeweiligen Hydrauliköle besitzen.

ISO Viskositätsklassen	kinematische Viskosität (mm ² /s) bei 40 °C	
	max.	min.
ISO VG 10	9,0	11,0
ISO VG 22	19,8	24,2
ISO VG 32	28,8	35,2
ISO VG 46	41,4	50,6
ISO VG 68	61,2	74,8
ISO VG 100	90,0	110,0

Viskositätsklassen (DIN 51502)

Für die verschiedenen Hydrauliköarten HL, HLP und HV stehen also jeweils Öle mit sechs verschiedenen Viskositätsklassen zur Verfügung. In der Abbildung sind für die verschiedenen Viskositätsklassen Einsatzgebiete angegeben, dabei muss die Viskositätsklasse an die Umgebungstemperaturen angepasst werden.

Aus Gründen der Lagerhaltung wird auch für Hydraulikanlagen hochwertiges Motoren- oder Getriebeöl verwendet. Deshalb ist auch hier die Viskositäts-Klassifizierung der Öle nach SAE zu finden. Dabei gelten jedoch wesentlich größere Toleranzbereiche, was ein Vergleich der beiden Klassifikationen zeigt.

3. Druckflüssigkeit

SAE-Klassen	ISO-VG	Anwendungsbereiche
		stationäre Anlagen in geschlossenen Räumen mit hohen Temperaturen
30	100	
20, 20 W	68	
10 W	46	mit normalen Temperaturen
5 W	32	Einsatz im Freien – Mobil-Hydraulik in kälteren Zonen
	22	
	(15)	
	10	

SAE Viskositätsklassifizierung

In der Praxis spielen **Viskositätsgrenzen** eine wichtige Rolle:

Zu niedrige Viskosität (Dünnflüssigkeit) führt zu erhöhten Leckagen. Der Schmierfilm ist dünn und kann deshalb leichter abreißen, wodurch der Verschleißschutz herabgesetzt wird. Trotzdem wird dünnflüssigeres Öl dem dickflüssigeren vorgezogen, da aufgrund der geringeren Reibung die Druck- und Leistungsverluste geringer sind. Mit steigender Viskosität wird die innere Reibung der Flüssigkeit höher und damit der durch die Wärme entstehende Druck- und Leistungsverlust größer.

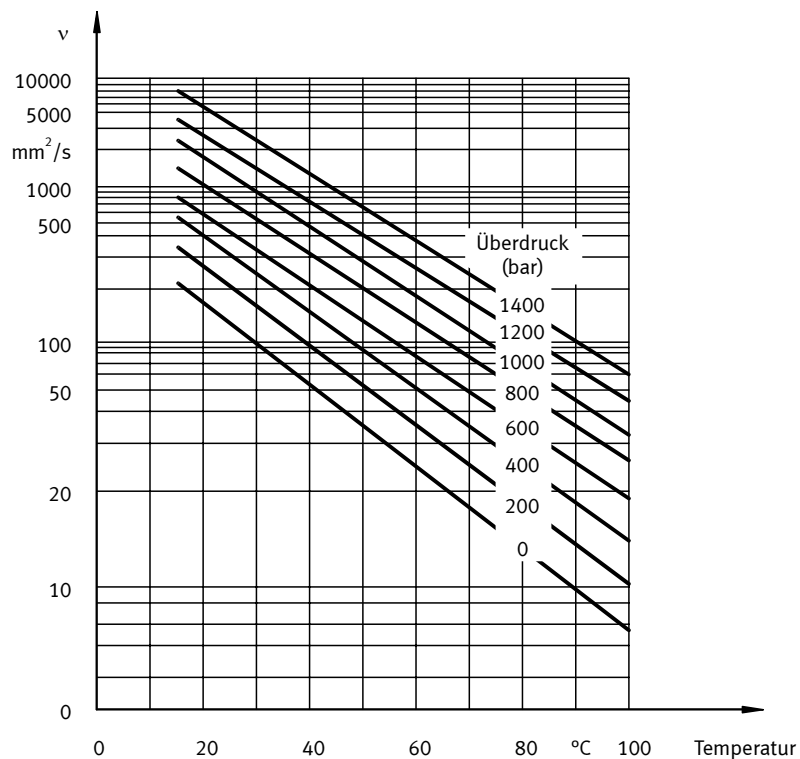
Hohe Viskosität (Dickflüssigkeit) hat erhöhte Reibung zur Folge, was besonders an Drosselstellen zu übermäßigen Druckverlusten und Erwärmung führt. Dadurch wird der Kaltstart und das Abscheiden von Luftblasen erschwert und es kommt deshalb eher zu Kavitation.

3. Druckflüssigkeit

	kinematische Viskosität
untere Grenze	$10 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
idealer Viskositätsbereich	$15 - 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
obere Grenze	$750 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Viskositätsgrenzen

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Druckflüssigkeiten ist beim Einsatz zu berücksichtigen, da sich die Viskosität der Druckflüssigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur ändert. Dieses Verhalten lässt sich im Viskositäts-Temperatur-Diagramm von Ubbelohde darstellen. Trägt man die Werte auf logarithmischem Papier auf, erhält man eine Gerade.



Viskositäts-Temperatur-Diagramm nach Ubbelohde

3. Druckflüssigkeit

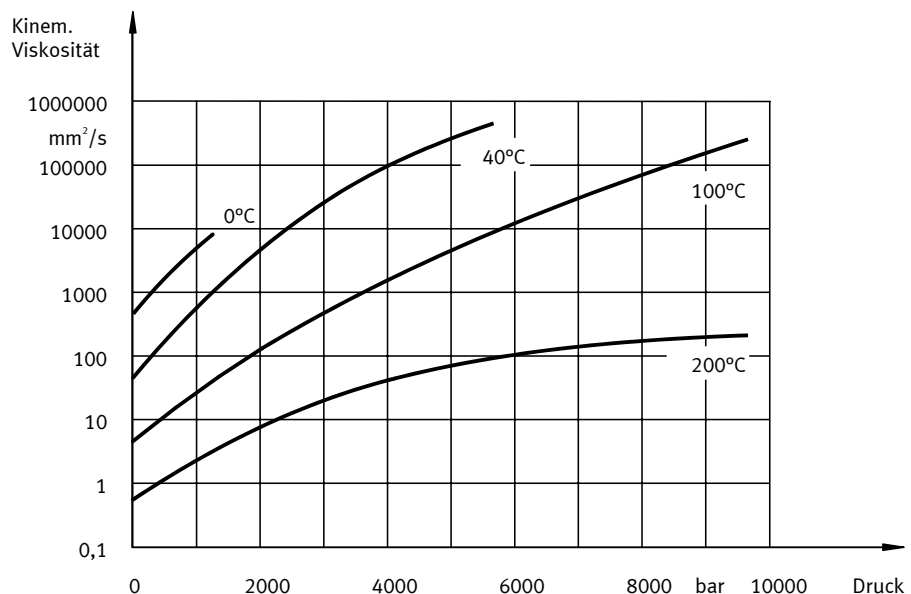
Als Kennwert für das Viskositäts-Temperatur-Verhalten findet allgemein der **Viskositätsindex** (VI) Verwendung.

Er wird nach DIN ISO 2909 berechnet. Je höher der Viskositätsindex eines Hydrauliköls ist, um so weniger ändert sich seine Viskosität bzw. um so größer ist der Temperaturbereich, in dem dieses Hydrauliköl eingesetzt werden kann. Im Viskositäts-Temperatur-Diagramm stellt sich ein hoher Viskositätsindex als flache Kennlinie dar.

Mineralöle mit hohem Viskositätsindex bezeichnet man auch als **Mehrbereichsöle**. Sie kommen überall dort zum Einsatz, wo sehr unterschiedliche Betriebstemperaturen auftreten; wie z. B. Mobil-Hydraulik. Bei Ölen mit niedrigem Viskositätsindex muss zwischen Sommer- und Winterölen unterschieden werden:

- Sommeröle
mit höherer Viskosität, damit das Öl nicht zu dünnflüssig wird, so dass der Schmierfilm nicht abreißt.
- Winteröle
mit niedriger Viskosität, damit das Öl nicht zu zähflüssig wird, so dass ein Kaltstart möglich ist.

Das **Viskositäts-Druck-Verhalten** von Hydraulikölen ist ebenfalls von Bedeutung, da die Viskosität von Hydraulikölen mit zunehmendem Druck größer wird. Dieses Verhalten ist besonders bei Drücken ab einem Δp von 200 bar zu beachten. Bei ca. 350 bis 400 bar hat sich die Viskosität gegenüber 0 bar in der Regel bereits verdoppelt.



Viskositäts-Druck-Diagramm

3. Druckflüssigkeit

Fasst man die in diesem Kapitel beschriebenen Eigenschaften von Druckflüssigkeiten zusammen, so ergeben sich für schwerentflammare Hydraulikflüssigkeiten gegenüber Hydraulikölen auf Mineralölbasis folgende Vor- und Nachteile:

	Vorteile	Nachteile
größere Dichte		erschwerter Ansaugbedingungen für Pumpen
geringere Kompressibilität	Druckflüssigkeit weniger elastisch	höhere Druckspitzen möglich
Schlechteres Luftabscheidevermögen		durch Einsatz größerer Behälter Verweilzeit im Behälter verlängern.
begrenzte Betriebstemperaturen		50°C können nicht überstiegen werden, da sonst zuviel Wasser verdampft
günstigeres Viskositäts-Temperatur-Verhalten	bei HFC-Flüssigkeiten ändert sich die Viskosität bei Temperaturschwankungen weniger stark	bei HFD-Flüssigkeiten ändert sich die Viskosität bei Temperaturschwankungen
Zersetzung		HFD-Flüssigkeiten zersetzen die gebräuchlichen Perbunan-Dichtung, Speicherblasen und Schläuche
Preis	Eigenschaften der HFD-Flüssigkeiten entsprechen denen von Hydraulikölen, wenn entsprechende Kühl- und Heizvorrichtungen vorhanden	HFD-Flüssigkeiten sind teurer als Hydrauliköle

Vor- und Nachteile von schwerentflammaren Hydraulikflüssigkeiten

4. Bestandteile einer Hydraulikanlage

Im folgenden Teil dieses Kapitels werden diese Baugruppen und Geräte näher vorgestellt.

4.1 Energieversorgungsteil

Diese Baugruppe stellt die notwendige **hydraulische Energie** bereit – durch Umwandlung der mechanischen Leistung des Antriebsmotors.

Das zentrale Bauelement der Energieversorgungseinheit ist die **Hydropumpe**. Sie saugt die Druckflüssigkeit aus einem Behälter (Tank) an und fördert diese gegen die anstehenden Widerstände in das Leitungssystem der Hydraulikanlage. Es baut sich erst dann ein **Druck** auf, wenn sich der strömenden Flüssigkeit ein Widerstand entgegensetzt.

Häufig ist im Energieversorgungsteil auch die **Druckmittelaufbereitung** untergebracht. Innerhalb des Systems kommt es aufgrund von mechanischem Abrieb, Ölerwärmung und -alterung sowie äußeren Umwelteinflüssen zu Verunreinigungen. In den Ölkreislauf werden deshalb zur Beseitigung der Schmutzpartikel in der Druckflüssigkeit **Filter** eingebaut. Wasser und Gase im Öl sind ebenfalls Störfaktoren und müssen durch besondere Maßnahmen ausgesondert werden.

Zusätzlich werden **Heizungen** oder **Kühler** zur Druckmittelaufbereitung installiert. Der Aufwand, der dabei notwendig ist, ergibt sich aus den Anforderungen der jeweiligen Aufgabe, für die die Hydraulikanlage eingesetzt wird.

Auch der Behälter selbst dient der Druckmittelaufbereitung:

- Filterung und Gasabscheidung durch eingebaute Absetzbleche
- Kühlung durch seine Oberfläche

4.2 Druckflüssigkeit

Dies ist das Arbeitsmedium, welches die bereitgestellte Energie von der Energieversorgungseinheit zum Antriebsteil (Zylinder bzw. Motoren) überträgt. Es gibt Druckflüssigkeiten mit sehr unterschiedlichen Eigenschaften. Deshalb muss sie je nach Anwendung ausgewählt werden. Die Anforderungen ergeben sich aus den Aufgaben. Häufig werden Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis eingesetzt, man bezeichnet solche Druckflüssigkeiten als Hydrauliköle.

4. Bestandteile einer Hydraulikanlage

4.3 Ventile

Ventile sind Geräte zur Steuerung des Energieflusses, mit denen die Strömungsrichtung der Druckflüssigkeit, der Druck, der Volumenstrom und damit die Strömungsgeschwindigkeit gesteuert oder geregelt werden können.

Man unterscheidet, je nach Aufgabe, vier Ventilarten:

Wegeventile

Sie steuern die Flussrichtung der Druckflüssigkeit und damit die Bewegungsrichtung und das Positionieren der Arbeitsglieder. Wegeventile können manuell, mechanisch, elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch betätigt werden. Sie wandeln und verstärken Signale (manuelle, elektrische, pneumatische) und sind damit Schnittstelle zwischen Energiesteuerteil und Signalsteuerteil.



Wegeventil

4. Bestandteile einer Hydraulikanlage

Druckventile

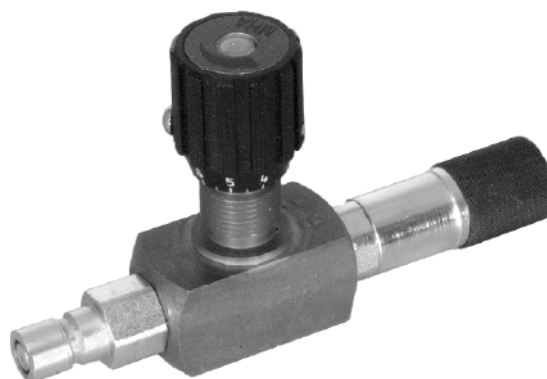
Sie haben die Aufgabe, den Druck in einem hydraulischen Gesamtsystem oder in einem Teil des Systems zu beeinflussen. Die Funktionsweise dieser Ventile beruht darauf, dass der wirksame Druck aus der Anlage auf eine Fläche im Ventil wirkt. Die daraus entstehende Kraft wird durch eine entgegenwirkende Feder ausgeglichen.



Druckbegrenzungsventil

Stromventile

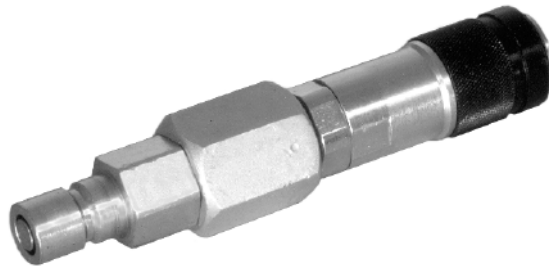
Sie beeinflussen im Zusammenwirken mit Druckventilen den Volumenstrom. Dadurch kann die Bewegungsgeschwindigkeit der Arbeitselemente gesteuert oder geregelt werden. Bei konstanter Volumenstromversorgung muss eine Stromteilung erfolgen. Diese entsteht meist aus dem Zusammenwirken des Stromventils mit einem Druckventil.



Drosselventil

Sperrventile

Bei diesen Ventilen sind Rückschlagventile und entsperrbare Rückschlagventile zu unterscheiden. Rückschlagventile gestatten den Durchfluss der Druckflüssigkeit in nur einer Richtung, die Gegenrichtung ist gesperrt. Bei den entsperrbaren Rückschlagventilen kann der Durchfluss in Sperrrichtung durch ein Entsperrsignal freigegeben werden.



Rückschlagventil

4.4

Zylinder (Linearantriebe)

Zylinder sind Antriebsglieder, die hydraulische Leistung in mechanische Leistung wandeln. Sie erzeugen geradlinige Bewegungen durch den Druck auf die Fläche des beweglichen Kolbens. Man unterscheidet:

Einfachwirkende Zylinder

Der Flüssigkeitsdruck auf den Kolben wirkt nur in einer Richtung, was bedeutet, dass die Antriebsbewegung nur in einer Richtung erfolgt. Der Rückhub des Kolbens erfolgt durch eine äußere Kraft oder durch eine Feder.

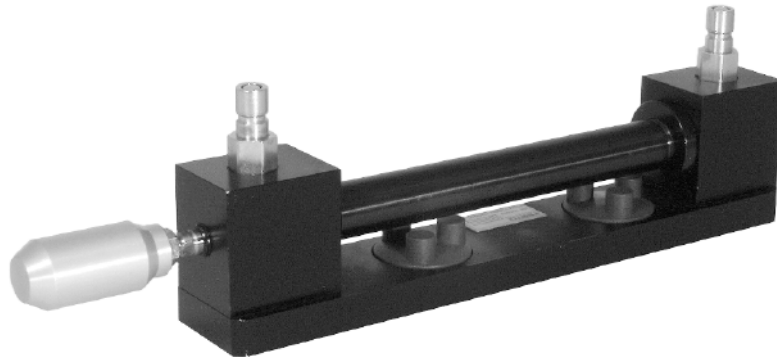
Beispiele: – Plungerzylinder
– Teleskopzylinder

Doppeltwirkende Zylinder

Der Flüssigkeitsdruck auf den Kolben wirkt wahlweise in beiden Richtungen, was bedeutet, dass Antriebsbewegungen in zwei Richtungen erfolgen.

Beispiele: – Teleskopzylinder
– Differentialzylinder
– Gleichlaufzylinder

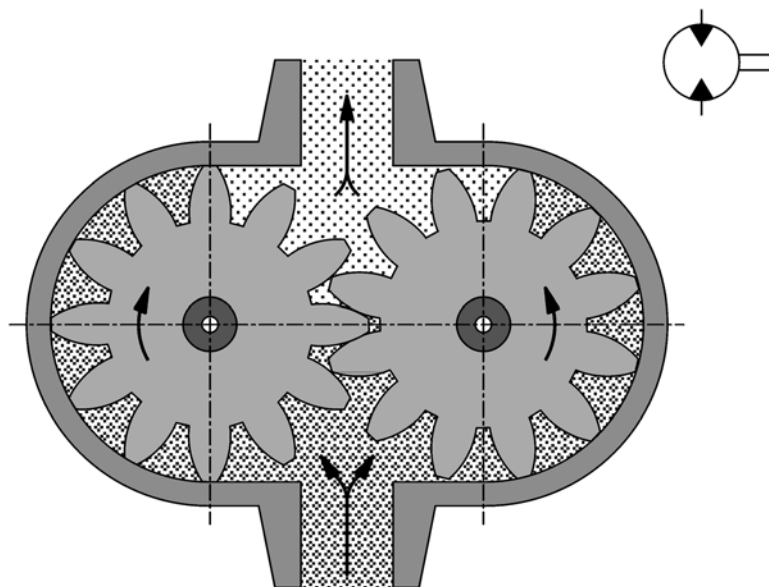
4. Bestandteile einer Hydraulikanlage



Doppeltwirkender Zylinder

4.5 Motoren (Rotationsantriebe)

Hydraulische Motoren bezeichnet man als Hydromotoren. Sie sind, wie die Zylinder, Antriebsglieder, die durch Ventile gesteuert werden. Auch sie wandeln hydraulische Leistung in mechanische Leistung um, jedoch mit dem Unterschied, dass sie Drehbewegungen oder Schwenkbewegungen erzeugen.



Hydromotor (Zahnradmotor)

5. Symbole und Bildzeichen

Um hydraulische Anlagen in der Zeichnung übersichtlich darstellen zu können, benützt man einfache **Symbole** (auch Bildzeichen und Schaltzeichen genannt) für die einzelnen **Bauelemente**. Ein Symbol kennzeichnet ein Bauelement und seine Funktion, sagt jedoch nichts über den konstruktiven Aufbau aus. In DIN ISO 1219 sind die Symbole festgelegt. Nachfolgend sind die wichtigsten Symbole erklärt.

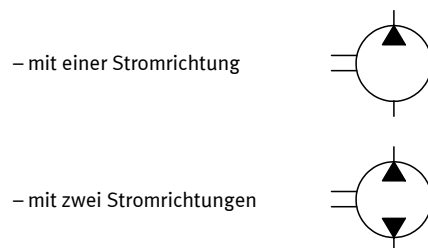
Anmerkung

Ein schräg durch das Symbol gezeichneter Pfeil bedeutet, dass eine Einstellmöglichkeit gegeben ist.

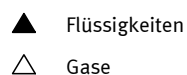
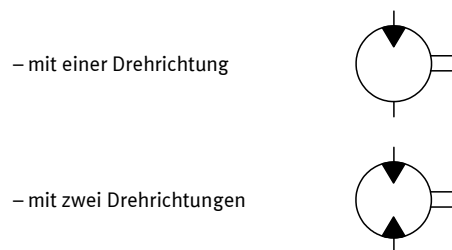
5.1 Pumpen und Motoren

Hydropumpen und -motoren werden durch einen Kreis mit angedeuteter An- oder Abtriebswelle dargestellt. Über die Strömungsrichtung geben Dreiecke im Kreis Auskunft. Die Dreiecke sind ausgefüllt, da in der Hydraulik mit Druckflüssigkeiten gearbeitet wird. Handelt es sich um ein gasförmiges Druckmittel, wie in der Pneumatik, werden die Dreiecke nicht ausgefüllt. Die Symbole der Hydromotoren unterscheiden sich von den Symbolen der Hydropumpen nur durch die entgegengesetzt gezeichneten Strömungspfeile.

Hydropumpen mit konstantem Verdrängungsvolumen



Hydromotoren mit konstantem Verdrängungsvolumen



Konstant-Hydromotoren und Pumpen

5.2

Wegeventile

Wegeventile werden durch mehrere aneinandergereihte Quadrate dargestellt.

- Die Anzahl der Quadrate gibt die Anzahl der möglichen Schaltstellungen eines Ventils an.
- Pfeile in den Quadraten zeigen die Durchflussrichtung.
- Linien zeigen, wie die Anschlüsse in den verschiedenen Schaltstellungen miteinander verbunden sind.

Für die **Bezeichnung der Anschlüsse** gibt es zwei Möglichkeiten. Entweder mit den Buchstaben P, T, A, B und L oder durchgehend mit A, B, C, D, ..., wobei die erste Möglichkeit in der Norm bevorzugt wird. Die Bezeichnungen sind immer der Ruhestellung des Ventils zuzuordnen. Falls es diese nicht gibt, werden sie der Schaltstellung zugeordnet, die das Ventil in der Ausgangsstellung der Anlage einnimmt.

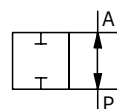
Die Ruhestellung ist diejenige Stellung, die das Ventil nach Wegnahme der Betätigungskraft selbsttätig einnimmt.

In der Bezeichnung der Wegeventile wird immer zuerst die Anzahl der Anschlüsse und dann die Anzahl der Schaltstellungen genannt. Wegeventile haben mindestens zwei Schaltstellungen und mindestens zwei Anschlüsse. Die Bezeichnung lautet in diesem Fall 2/2-Wegeventil (sprich: Zwei-Strich-Zwei-Wegeventil). Weitere Wegeventile und ihre Schaltzeichen zeigen die nachfolgenden Abbildungen.

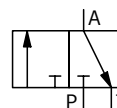
Anzahl der Anschlüsse

Anzahl der Schaltstellungen

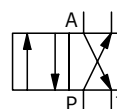
2/2 – Wegeventil



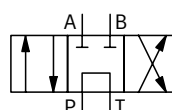
3/2 – Wegeventil



4/2 – Wegeventil



4/3 – Wegeventil



Bezeichnungen der Anschlüsse:

- P Druckanschluss
- T Rücklaufanschluss
- A } Arbeitsanschlüsse
- B }
- L Lecköl

oder:

- A Druckanschluss
- B Rücklaufanschluss
- C } Arbeitsanschlüsse
- D }
- L Lecköl

Wegeventile

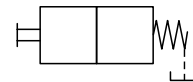
5.3

Betätigungsarten

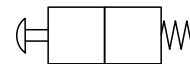
Die Schaltstellung eines Wegeventils kann durch unterschiedliche Betätigungsarten geändert werden. Das Bildzeichen wird um das Symbol für die Betätigungsart ergänzt. Bei einigen der abgebildeten Betätigungsarten wie Handtaster, Pedal, Stößel oder Taster sowie Rollenstößel gehört immer eine Feder zur Rückstellung mit dazu. Die Rückstellung kann z. B. bei einem Ventil mit Handhebel und Rasteinstellung auch durch nochmaliges Schalten erfolgen.

Nachfolgend sind die Symbole der wichtigsten Betätigungsarten aufgeführt. Weitere Betätigungsarten finden Sie in der DIN ISO 1219.

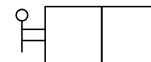
– allgemeines Symbol für Muskelkraftbetätigung, mit Federrückstellung und Leckölanschluss



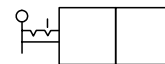
– durch Druckknopf und Federrückstellung



– durch Hebel



– durch Hebel mit Rasteinstellung



– durch Pedal und Federrückstellung



Muskelkraftbetätigung

– durch Stößel



– durch Feder



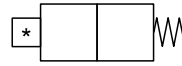
– durch Rollenstößel



Mechanische Betätigung

5. Symbole und Bildzeichen

* Art der Betätigung angeben,
falls es kein Normzeichen gibt



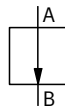
Allgemeines Zeichen

5.4

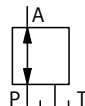
Druckventile

Druckventile werden durch ein Quadrat dargestellt. Ein Pfeil gibt die Durchflussrichtung an. Die Anschlüsse der Ventile können mit P (Druckanschluss) und T (Tankanschluss) oder mit A und B bezeichnet werden.

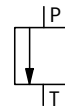
Die Lage des Pfeils im Quadrat gibt an, ob das Ventil in Ruhestellung geschlossen oder geöffnet ist.



offen



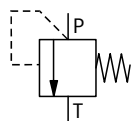
Durchfluss von
P nach A
T gesperrt



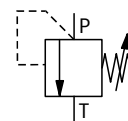
geschlossen

Druckventile

Weiterhin unterscheidet man **fest eingestellte** und **einstellbare Druckventile**. Letztere werden durch einen schräg durch die Feder verlaufenden Pfeil gekennzeichnet.



fest eingestellt

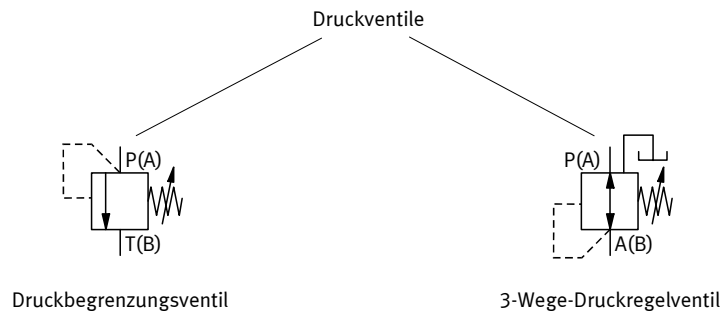


einstellbar

Druckventile

5. Symbole und Bildzeichen

Druckventile werden in **Druckbegrenzungs-** und **Druckregelventile** eingeteilt:



Druckventile

Druckbegrenzungsventil

Beim Druckbegrenzungsventil, das in Ruhestellung geschlossen ist, wird der Steuerdruck am Eingang abgefragt. Dieser Druck wirkt im Ventil über die vom Eingang ausgehende Steuerleitung auf eine Kolbenfläche, die durch eine Feder gegen den Steuerdruck gehalten wird. Übersteigt die aus dem Druck und der wirksamen Kolbenfläche resultierende Kraft die Federkraft, öffnet das Ventil. Auf diese Weise lässt sich der Begrenzungsdruck auf einen festen Wert einstellen.

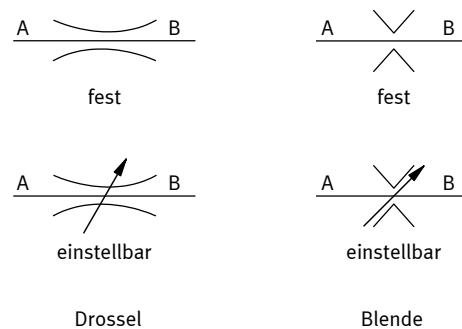
Druckregelventil

Beim Druckregelventil, das in Ruhestellung offen ist, wird der Steuerdruck am Ausgang abgefragt. Dieser Druck wirkt im Ventil über die Steuerleitung auf eine Kolbenfläche und erzeugt eine Kraft. Dieser Kraft wirkt eine Feder entgegen. Das Ventil beginnt zu schließen, wenn der Ausgangsdruck größer als die Federkraft wird. Dieser Schließvorgang bewirkt ein Druckgefälle vom Eingang zum Ausgang des Ventils (Drosselwirkung). Erreicht der Ausgangsdruck einen bestimmten Wert, schließt das Ventil ganz. Am Eingang des Ventils stellt sich der maximal eingestellte Systemdruck ein, am Ausgang der reduzierte. Steigt der Druck am Ausgang durch äußere Kräfte an, so öffnet das Druckregelventil den Durchgang nach T. Der Druck wird dadurch konstant gehalten. Ein Druckregelventil kann also nur auf einen kleineren Einstellwert als am Druckbegrenzungsventil vorhanden, eingestellt werden.

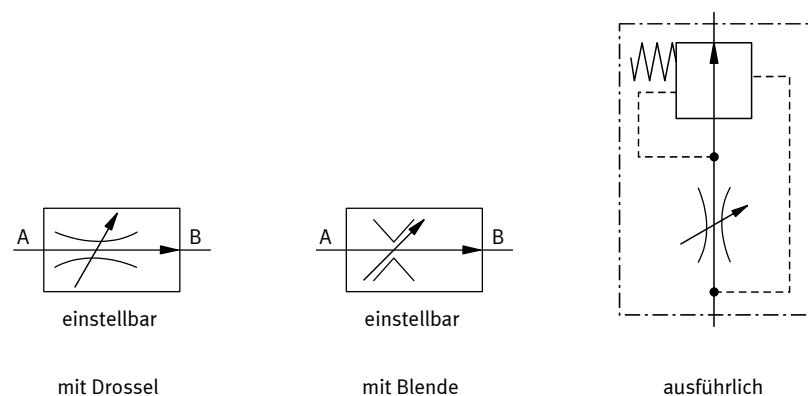
5.5 Stromventile

Bei Stromventilen wird unterschieden zwischen viskositätsabhängigen und viskositätsstabilen Drosseln. Viskositätsstabile Drosseln werden als Blende bezeichnet. Drosseln stellen Widerstände in einem Hydrosystem dar.

Das 2-Wege-Stromregelventile besteht aus zwei Drosseln, und zwar aus einer viskositätsstabilen Einstelldrossel (Blende) und einem Regeldrosselselement. Der Regeldrosselspalt wird über Drücke verändert. Diese Regeldrossel wird auch Druckwaage genannt. Diese Ventile werden durch ein Rechteck symbolisiert, in welches das Symbol für die variable Drossel und ein Pfeil für die Druckwaage gezeichnet ist. Der schräg durch das Rechteck verlaufende Pfeil gibt an, dass das Ventil einstellbar ist. Es gibt für das 2-Wege-Stromregelventil ein ausführliches Bildzeichen.



Drossel und Blende



2-Wege-Stromregelventil

5.6 Sperrventile

Rückschlagventile werden im Symbol durch eine Kugel, die gegen einen dicht abschließenden Sitz gedrückt wird, dargestellt. Dieser Sitz wird als offenes Dreieck, in dem die Kugel liegt, gezeichnet. Allerdings gibt die Spitze des Dreiecks nicht die Durchflussrichtung, sondern die gesperrte Richtung an.

Entsperrbare Rückschlagventile werden durch ein Quadrat dargestellt, in das man das Symbol des Rückschlagventils zeichnet. Die Entsperrbarkeit des Ventils wird durch einen Steueranschluss verdeutlicht, der gestrichelt dargestellt wird. Der Steueranschluss wird mit den Buchstaben X bezeichnet.

Absperrventile werden durch zwei gegeneinander gerichtete Dreiecke in Schaltplänen symbolisiert. Sie werden eingesetzt um die Anlagen manuell drucklos zu schalten oder Speicher zu entlasten. Im Grunde überall dort wo Leitungen manuell geöffnet oder geschlossen werden müssen.



federbelastet

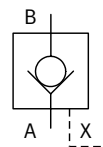


unbelastet

Rückschlagventil



Absperrventil



Entsperrbares Rückschlagventil

Absperrventil und entsperrbares Rückschlagventil

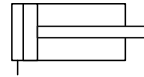
5.7 Zylinder

Bei Zylindern unterscheidet man zwischen einfachwirkendem Zylinder und doppeltwirkendem Zylinder.

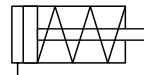
Einfachwirkender Zylinder

Einfachwirkende Zylinder haben einen Anschluss, d. h. es kann nur die Kolbenfläche mit Druckflüssigkeit beaufschlagt werden. Die Rückstellung erfolgt bei diesen Zylindern entweder durch äußere Krafteinwirkung – dies wird im Symbol durch den offenen Lagerdeckel gekennzeichnet – oder durch eine Feder. Die Feder wird dann in das Symbol eingezeichnet.

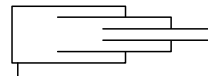
Einfachwirkender Zylinder,
Rückstellung durch äußere Kraft



Einfachwirkender Zylinder,
mit Federrückstellung



Einfachwirkender Teleskopzylinder



Einfachwirkender Zylinder

Doppeltwirkender Zylinder

Doppeltwirkende Zylinder haben zwei Anschlüsse für die Beaufschlagung der beiden Zylinderräume mit Druckflüssigkeit.

Dem Symbol für den doppeltwirkenden Zylinder mit **einfacher Kolbenstange** ist zu entnehmen, dass die Kolbenfläche größer als die Kolbenringfläche ist.

Beim Zylinder mit **durchgehender Kolbenstange** ist am Symbol zu erkennen, dass diese Flächen gleiche Größe haben (Gleichgangzylinder).

Der **Differentialzylinder** unterscheidet sich im Symbol vom doppeltwirkenden Zylinder durch die beiden Striche, die an der Kolbenstange angesetzt werden. Das Flächenverhältnis beträgt 2:1.

Doppeltwirkende **Teleskopzylinder** werden, wie die einfachen, im Symbol durch ineinander angeordnete Kolben gekennzeichnet.

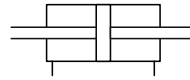
Für den doppeltwirkenden **Zylinder mit Endlagendämpfung** wird der Dämpfungskolben im Symbol durch ein Rechteck angedeutet.

5. Symbole und Bildzeichen

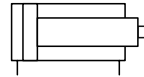
Doppelwirkender Zylinder,
mit einfacher Kolbenstange



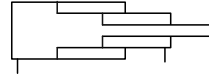
Doppelwirkender Zylinder,
mit durchgehender Kolbenstange



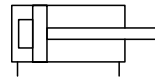
Differentialzylinder



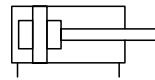
Doppelwirkender Teleskopzylinder



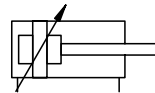
Doppelwirkender Zylinder,
mit einfacher Einlagendämpfung



Doppelwirkender Zylinder,
mit beidseitiger Einlagendämpfung



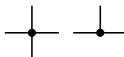
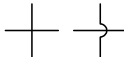
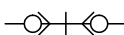
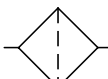
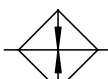
Doppelwirkender Zylinder,
mit beidseitiger, einstellbarer
Einlagendämpfung



Doppeltwirkende Zylinder

5.8 Energieübertragung und Aufbereitung

Für die Energieübertragung und die Druckmittelaufbereitung werden in den Schaltplänen folgende Symbole verwendet:

– Hydraulische Energiequelle	
– Elektromotor	
– Nichtelektrische Antriebseinheit	
– Druck-, Arbeits-, Rücklaufleitung	
– Steuerleitung	
– flexible Leitung	
– Leitungsverbindung	
– gekreuzte Leitungen	
– Entlüftung, kontinuierlich	
– Schnellverschlusskupplung verbunden mit mechanisch öffnenden Rückschlagventilen	
– Behälter	
– Filter	
– Kühler	
– Heizer	

Energieübertragung und Aufbereitung

5.9

Messgeräte

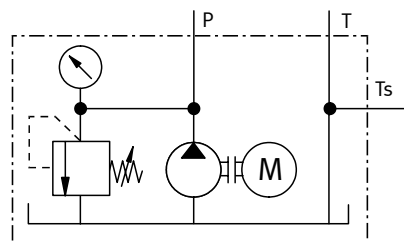
In den Schaltplänen werden Messinstrumente durch folgende Symbole verdeutlicht:

– Druckmessgerät	
– Thermometer	
– Strommessgerät	
– Füllstandsanzeiger	

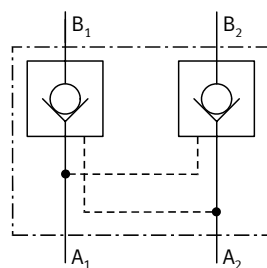
5.10

Gerätecombination

Sind mehrere Geräte in einem Gehäuse zusammengefasst, wird um die Symbole der Einzelgeräte ein strichpunktierter Kasten gelegt, aus dem dann die Anschlüsse herausgeführt sind.



Hydraulik-Aggregat

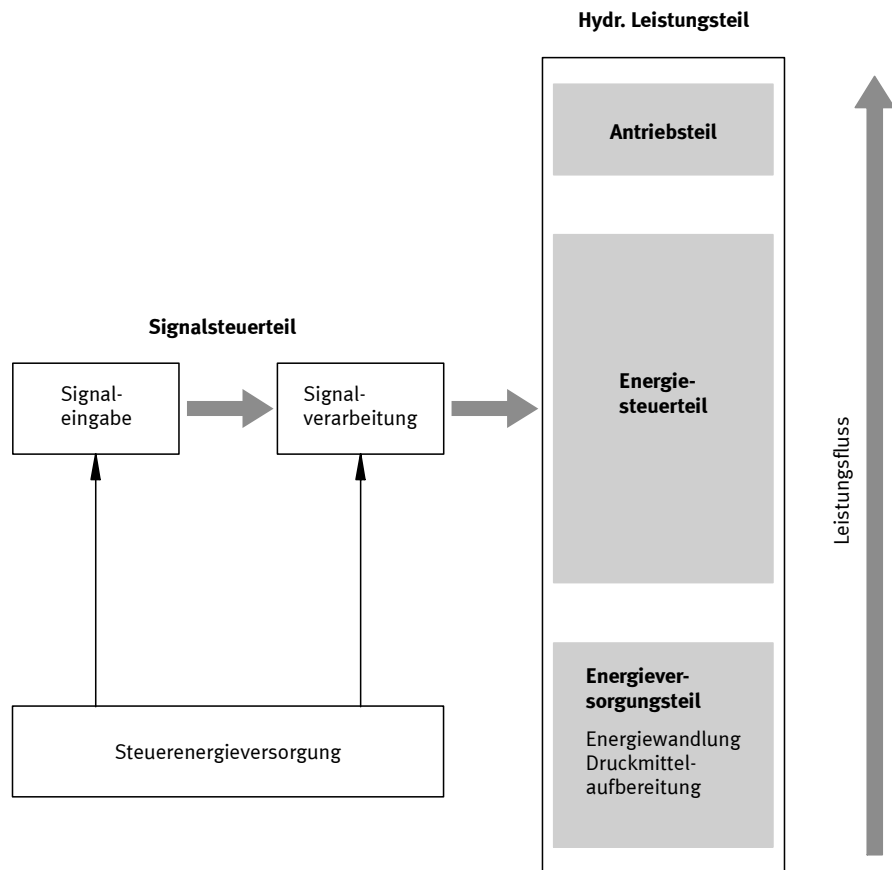


Entsperrbares Doppelrückschlagventil

6. Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage

Eine Hydraulikanlage kann in folgende Baugruppen eingeteilt werden:

- Signalsteuerteil
- Leistungsteil



Schematischer Aufbau einer Hydraulikanlage

6.1 Signalsteuerteil

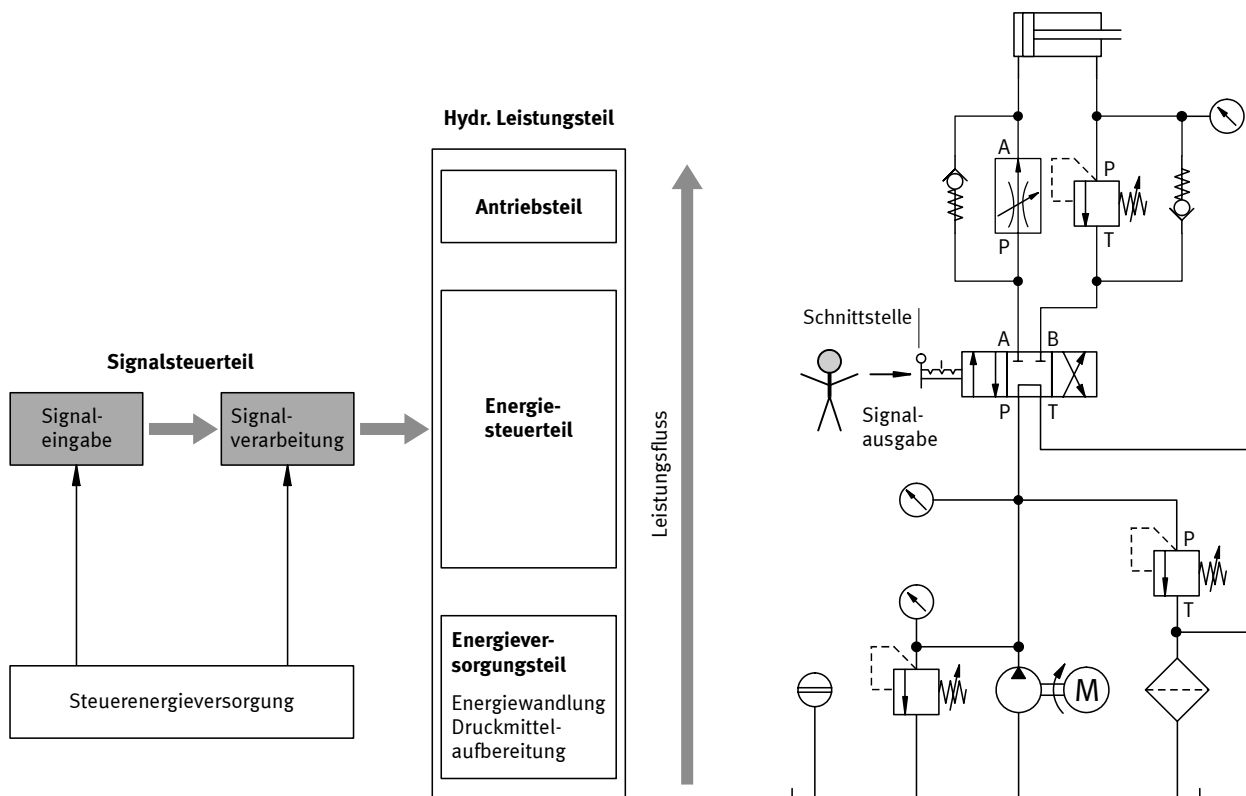
Der Signalsteuerteil gliedert sich in **Signaleingabe** (Sensorik) und **Signalverarbeitung** (Prozessorik).

Die **Signaleingabe** kann erfolgen:

- manuell
- mechanisch
- berührungslos

Für die **Signalverarbeitung** gibt es folgende Möglichkeiten:

- Mensch
- Elektrotechnik
- Elektronik
- Pneumatik
- Mechanik
- Hydraulik



Hydraulikanlage (Aufbau)

6.2 Energieversorgungsteil

Der Leistungsteil einer Hydraulikanlage lässt sich in den **Energieversorgungsteil**, **Energiesteuerteil** und den **Antriebsteil** (Aktorik) unterteilen.

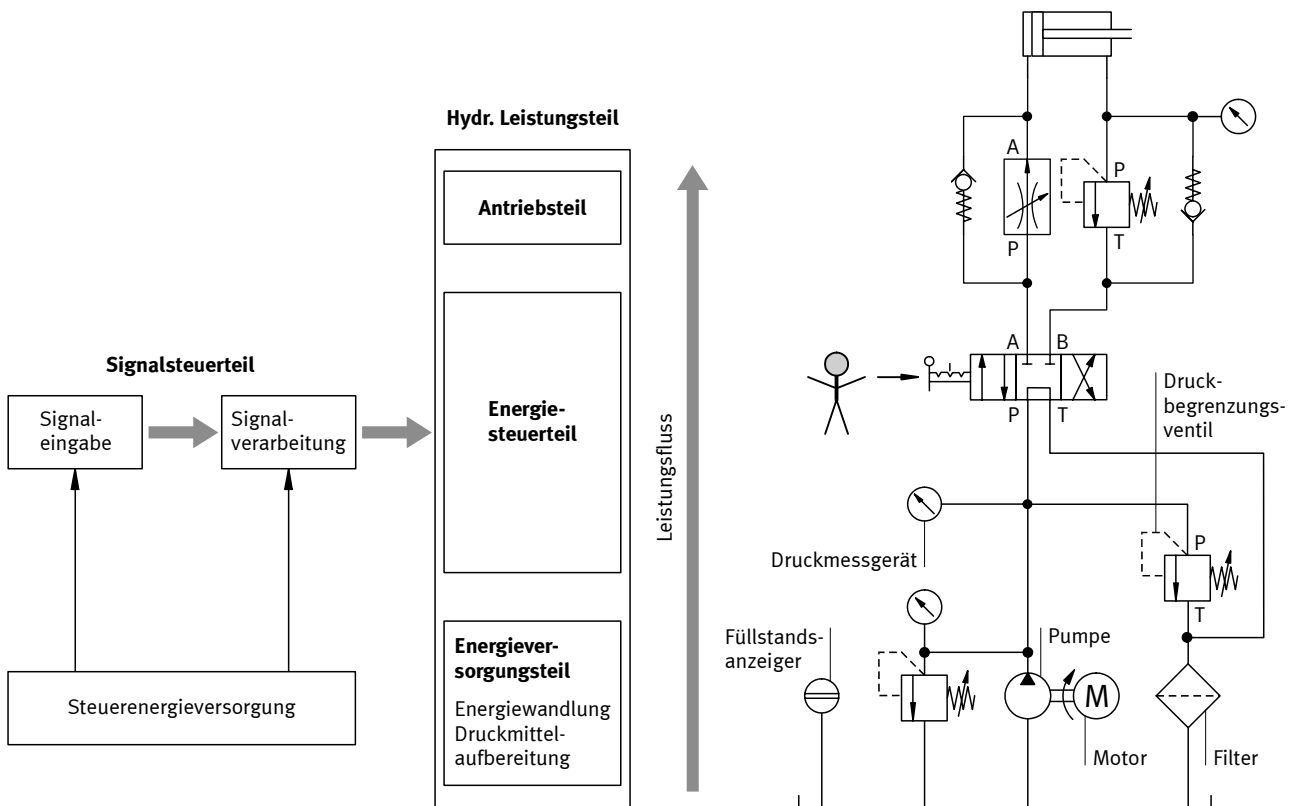
Der **Energieversorgungsteil** gliedert sich in die Energiewandlung und Druckmittelaufbereitung. In diesem Teil der Hydraulikanlage wird die hydraulische Energie bereitgestellt und die Druckflüssigkeit aufbereitet. Für die Energiewandlung – elektrische Energie in mechanische und dann in hydraulische Energie – werden folgende Bauelemente eingesetzt:

- Elektromotor
- Verbrennungsmotor
- Kupplung
- Pumpe
- Druckanzeige
- Schutzeinrichtung

Die Aufbereitung der Druckflüssigkeit erfolgt mittels folgender Bauelemente:

- Filter
- Kühler
- Heizung
- Thermometer
- Druckmessgerät
- Druckflüssigkeit
- Behälter
- Füllstandsanzeiger

6. Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage



Hydraulikanlage (Aufbau)

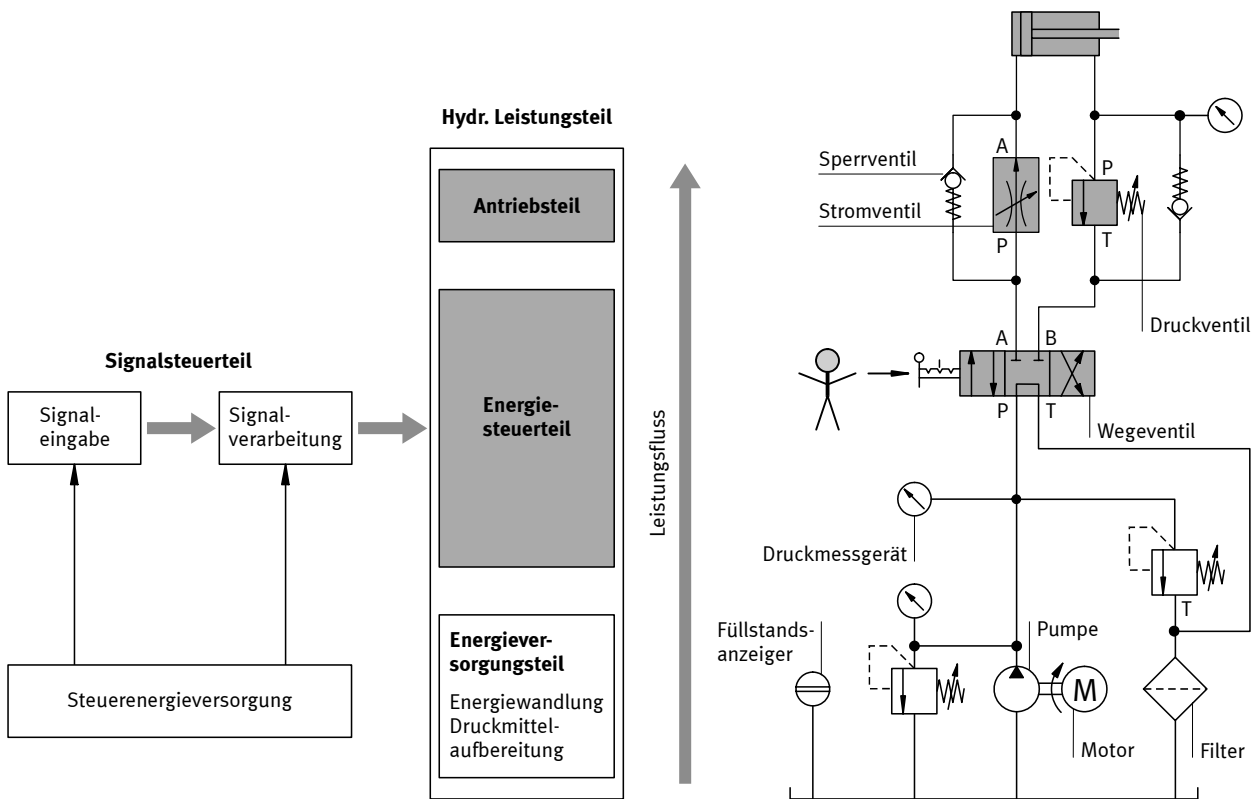
Der Energiefluss wird durch den **Energiesteuerteil** entsprechend der Steuerungsaufgabe dem Antriebsteil zugeführt. Diese Aufgabe erfüllen folgende Bauelemente:

- Wegeventile
- Stromventile
- Druckventile
- Sperrventile

Beim **Antriebsteil** der Hydraulikanlage handelt es sich um den Teil der Anlage, der die verschiedenen Arbeitsbewegungen einer Maschine oder einer Fertigungsanlage ausführt. Die in der Druckflüssigkeit enthaltene Energie wird zur Ausführung von Bewegungen oder zur Erzeugung von Kräften (z. B. Spannvorgänge) verwendet. Dies geschieht mittels folgender Bauelemente:

- Zylinder
- Motoren

6. Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage



Hydraulikanlage (Aufbau)

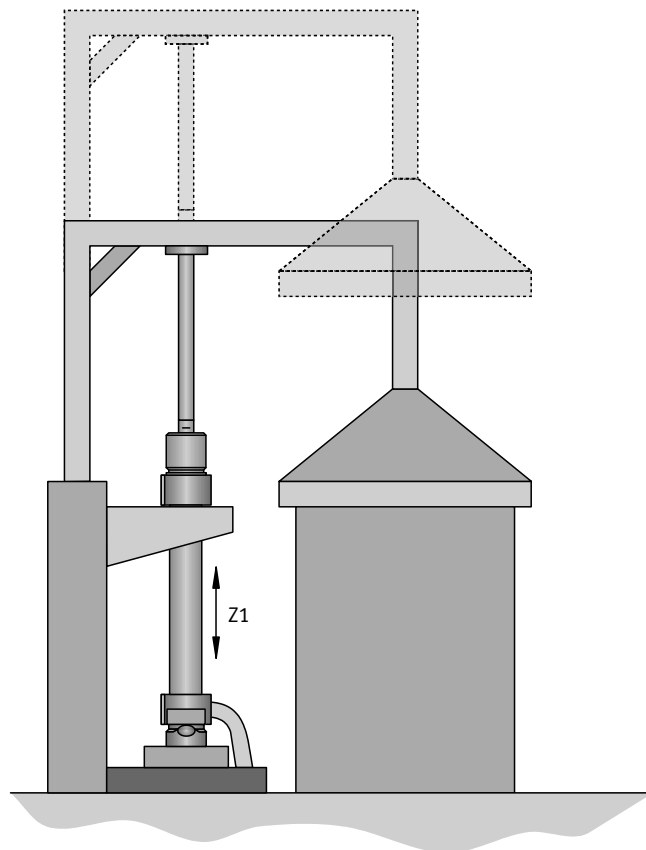
Um Bewegungsabläufe und Schaltzustände von Arbeits- und Steuerungselementen eindeutig wiedergeben zu können, bedarf es einer geeigneten Darstellung.

Folgende Darstellungsarten sind von Bedeutung:

- Lageplan
- Schaltplan
- Weg-Schritt-Diagramm
- Weg-Zeit-Diagramm
- Funktionsdiagramm
- Funktionsplan

6.3 Lageplan

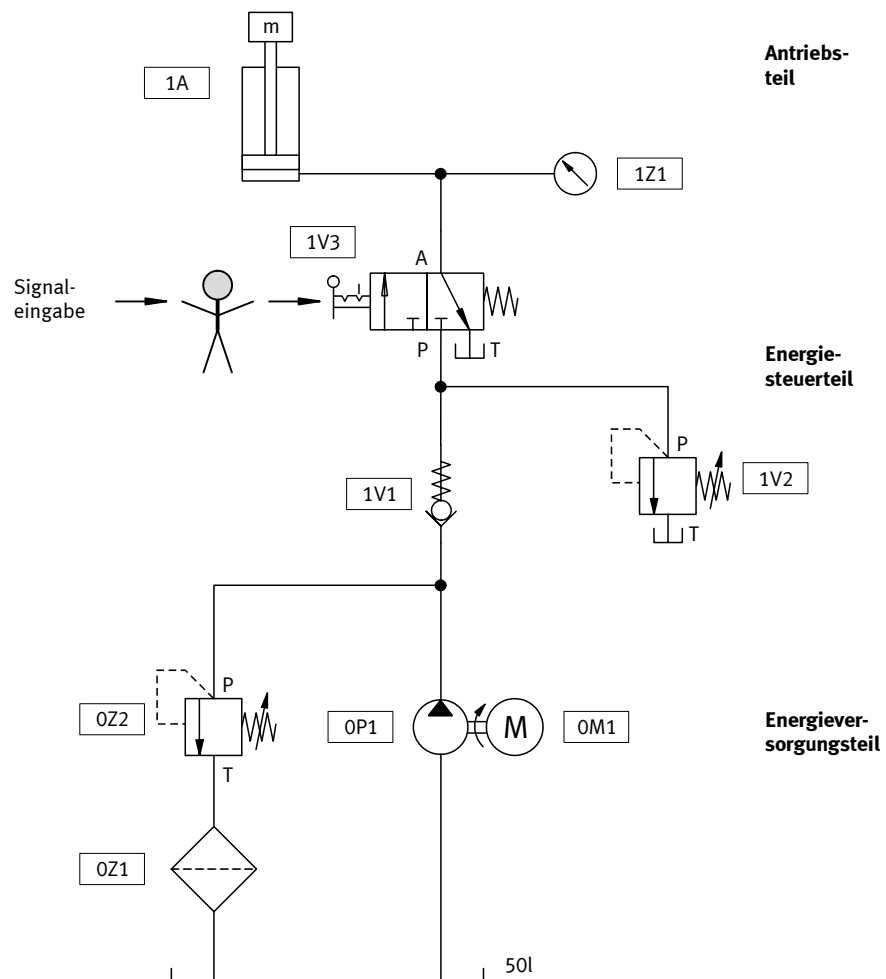
Der Lageplan ist eine Skizze oder Schemazeichnung einer Fertigungseinrichtung, einer Maschine usw. Er soll leicht verständlich und auf das Wesentliche beschränkt sein. Aus ihm ist die räumliche Anordnung der Bauelemente zu erkennen. Der in der Abbildung dargestellte Lageplan zeigt die Lage des Zylinders Z1 sowie dessen Funktion: Z1 soll die Verschlusshaube des Härteofens anheben.



Lageplan

6.4 Schaltplan

Durch einen Schaltplan wird der funktionelle Aufbau der Hydraulikanlage beschrieben.



Bezeichnung der Bauelemente

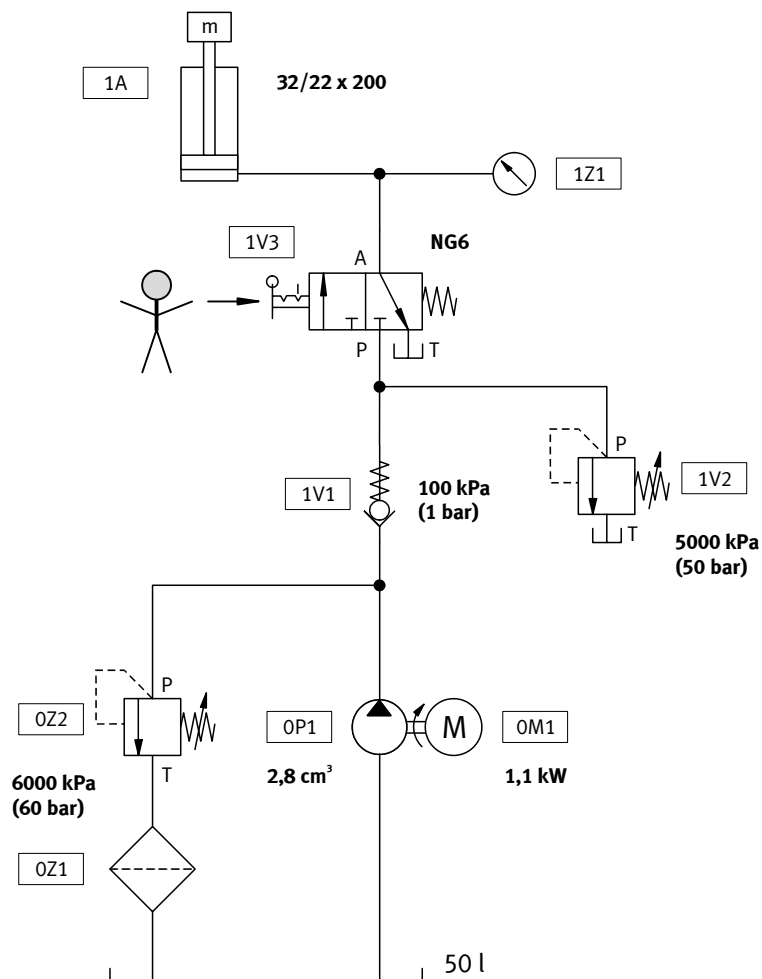
Der abgebildete Schaltplan für die hydraulische Vorrichtung des Härteofens zeigt unten den Energieversorgungsteil der Anlage mit Filter (OZ1), Druckbegrenzungsventil (OZ2), Pumpe (OP1) und Elektromotor (OM1).

In der Mitte des Schaltplans befindet sich der Energiesteuerteil mit dem Rückschlagventil (1V1), dem 3/2-Wegeventil (1V3) und dem Druckbegrenzungsventil (1V2). Die Schnittstelle "Anlage – Mensch" bildet das 3/2-Wegeventil (1V3) mit dem Handhebel für die Signaleingabe.

Der Energiesteuerteil ist, wie der Antriebsteil, dem Leistungsteil zuzuordnen. Bei dieser hydraulischen Vorrichtung besteht der Antriebsteil aus dem einfachwirkenden Zylinder 1A.

6.5 Technische Angaben bei den Geräten

Im Schaltplan werden an den einzelnen Geräten häufig zusätzlich die technischen Daten nach DIN 24347 angegeben:



Schaltplan mit technischen Angaben

6. Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage

Darüber hinaus kann der Schaltplan durch Tabellen ergänzt werden:

Geräte	Angaben	Beispielswerte
Behälter	Volumen in Liter bis zum höchstzulässigen Ölstand	max. 50 l
	Art der Hydraulikflüssigkeit	ISO VG 22 Typ AI oder HLP
Elektromotoren	Nennleistung in kW	1,1 kW
	Nenndrehzahl in min^{-1}	1420 min^{-1}
Konstantpumpen und Verstellpumpen	Geometrisches Fördervolumen in cm^3	Zahnradpumpe $2,8 \text{ cm}^3$ / Umdrehung
Druckventile	Eingestellter Druck in bar oder der für die Anlage zulässige Druckbereich	Betriebsdruck 50 bar
Rückschlagventil	Öffnungsdruck	1 bar
Zylinder	Zylinder-Innendurchmesser/ Kolbenstangen-Durchmesser · Hub in mm Über jedem Zylinder ist die Funktion (z. B. Spannen, Heben, Flachdrehen usw.) einzutragen	$32/22 \cdot 200$ 1A Heben
Filter	Nenndurchfluss in l/min β...bei Δp...bar	
Schlauchleitung	Nennweite (Innendurchmesser) in mm	6 mm
Hydromotor	Schluckvolumen in cm^3 Drehzahl in min^{-1}	$v = 12,9 \text{ cm}^3$ $n = 1162,8 \text{ min}^{-1}$ bei $Q = 15 \text{ dm}^3/\text{min}$ $M = 1 \text{ Nm}$
Wegeventil	Nenngröße	NG 6

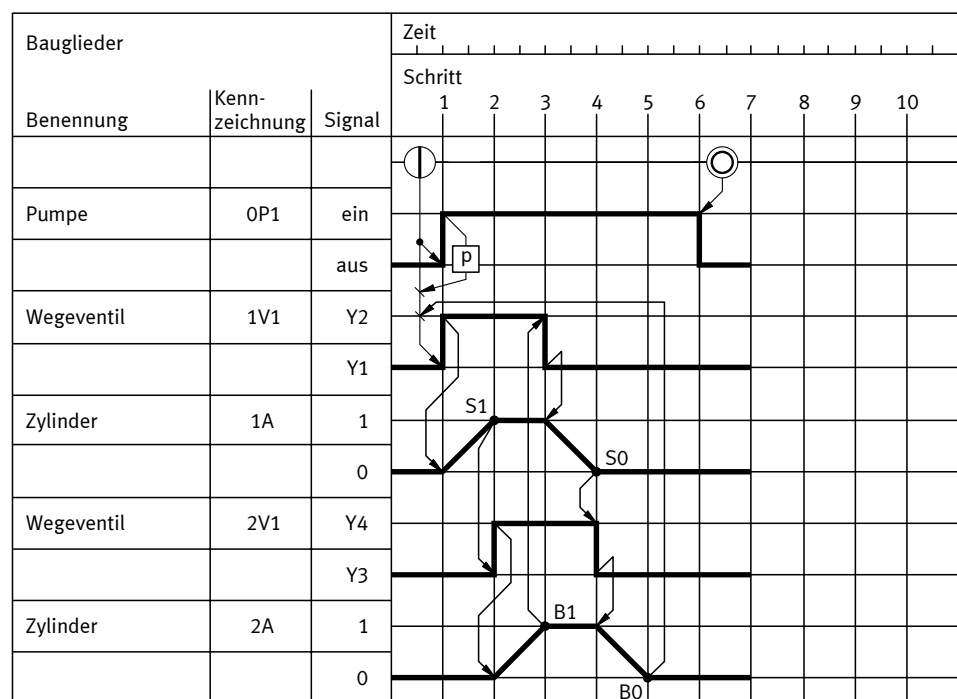
6. Aufbau und Darstellung einer Hydraulikanlage

6.6

Funktionsdiagramm

Funktionsabläufe von Arbeitsmaschinen und Fertigungsanlagen können graphisch in Form von Diagrammen dargestellt werden. Diese Diagramme werden Funktionsdiagramme genannt, sie geben Zustände und Zustandsänderungen von einzelnen Bauelementen einer Arbeitsmaschine bzw. Fertigungsanlage verständlich und übersichtlich wieder.

Das folgende Beispiel zeigt eine mit elektromagnetischen Wegeventilen gesteuerte Hebevorrichtung:

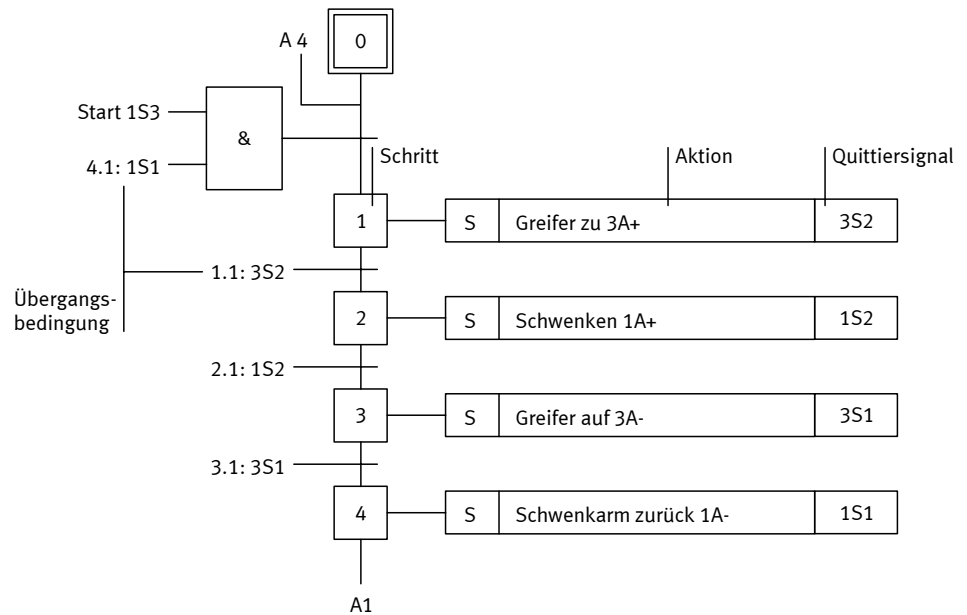


Funktionsdiagramm

6.7

Funktionsplan

Ein Funktionsplan ist ein Ablaufplan, bei dem der Steuerungsablauf streng in Schritte gegliedert ist. Jeder Einzelschritt wird erst dann ausgeführt, wenn der vorhergehende Schritt beendet ist und alle Weiterschaltungsbedingungen erfüllt sind.



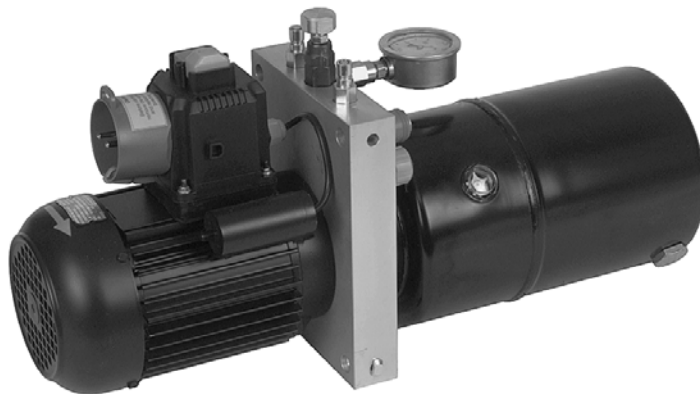
Funktionsplan

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Die Energieversorgungseinheit stellt die benötigte Energie für die Hydraulikanlage bereit. Zu ihren wesentlichen Bestandteilen gehören:

- Antrieb
- Pumpe
- Druckbegrenzungsventil
- Kupplung
- Behälter
- Filter
- Kühler
- Heizung

Weiterhin enthält jede Hydraulikanlage Wartungs-, Überwachungs- und Sicherheitsgeräte sowie Leitungen für die Verbindung der hydraulischen Bauelemente.



Hydraulik-Aggregat

7.1 Antrieb

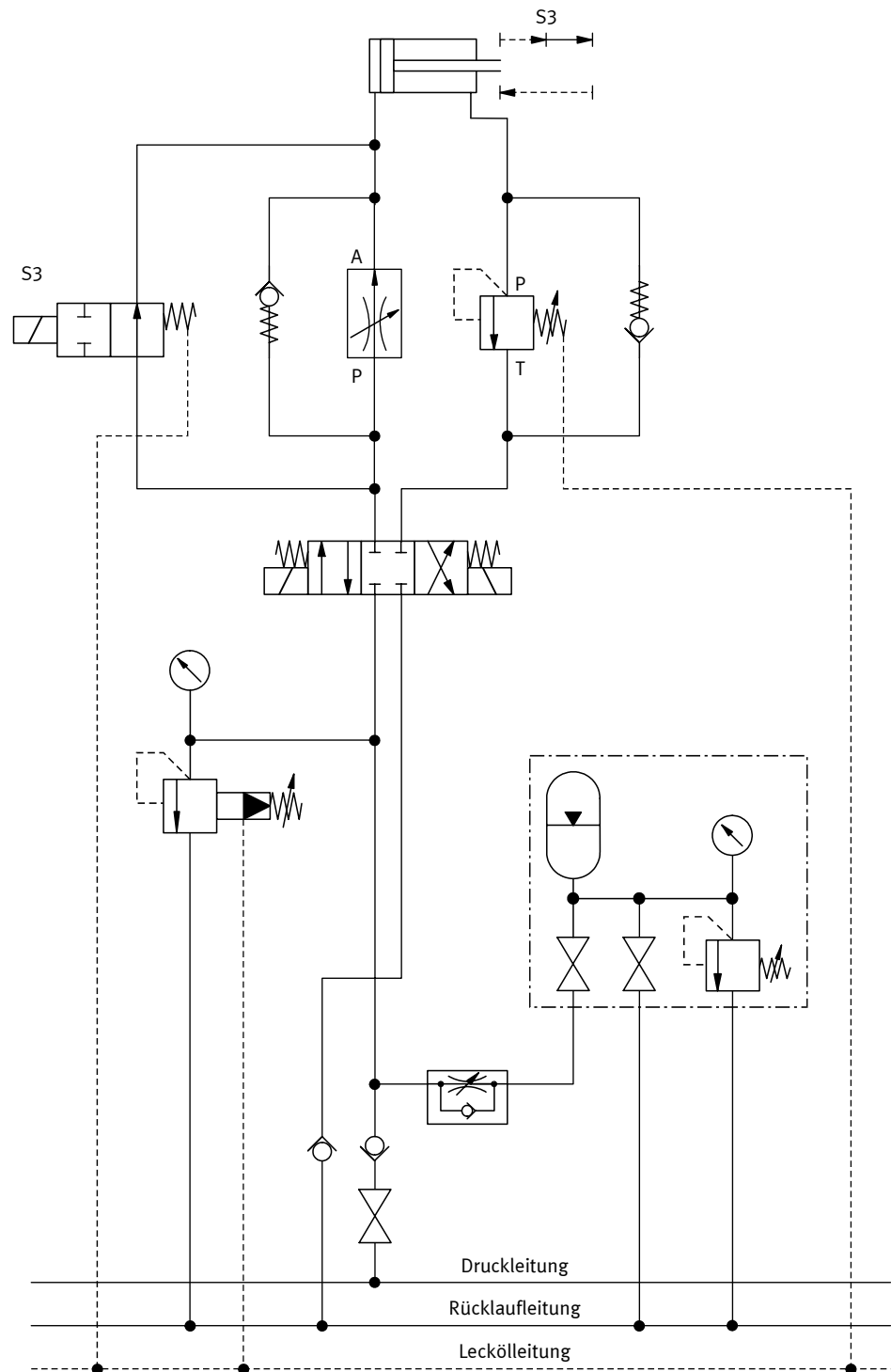
Der Antrieb einer Hydraulikanlage erfolgt (außer bei Handpumpen) durch Motoren (Elektromotor, Verbrennungsmotor). In der Stationärhydraulik liefern überwiegend Elektromotoren, in der Mobil-Hydraulik Verbrennungsmotoren die mechanische Leistung für die Pumpe.

Bei größeren Maschinen und Anlagen ist die Zentralhydraulik von Bedeutung. Dabei werden alle Verbraucher einer Anlage mit einem oder mehreren Hydraulikaggregaten und mit Hilfe eines oder mehrerer Speicher über eine gemeinsame Druckleitung versorgt. Der Hydraulikspeicher speichert hydraulische Energie, die bei Bedarf abgegeben wird. Im Aufbaukurs TP 502 wird der Speicher ausführlicher behandelt.

Druck-, Rücklauf- und Leckölleitungen sind Ringleitungen. Durch diese Bauart wird der Platz- und Leistungsbedarf verringert.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

In der Abbildung ist der Schaltplan einer Bearbeitungsstation aus einer Transferstraße dargestellt.



Schaltplan

7.2 Pumpe

Die Pumpe einer Hydraulikanlage, auch Hydropumpe genannt, wandelt die mechanische Energie des Antriebsaggregats in hydraulische Energie (Druckenergie) um.

Die Pumpe saugt die Druckflüssigkeit an und verdrängt diese in das Leitungssystem. Durch die Widerstände, die der strömenden Druckflüssigkeit entgegenwirken, baut sich im Hydrauliksystem ein Druck auf. Die Höhe des Drucks entspricht dem Gesamtwiderstand, der sich aus **äußeren** und **inneren Widerständen** und dem Volumenstrom ergibt.

- Äußere Widerstände:
kommen auf Grund von Nutzlasten und mechanischer Reibung sowie statischer Last und Beschleunigungskräften zustande.
- Innere Widerstände:
kommen durch die Gesamtreibung in Leitungen und Bauelementen, die Flüssigkeitsreibung sowie durch Strömungsverluste (Drosselstellen) zustande.

Der Flüssigkeitsdruck eines Hydrauliksystems wird also nicht von vornherein durch die Pumpe gegeben, sondern er baut sich entsprechend den Widerständen auf – und zwar im Extremfall soweit, bis ein Bauteil zerstört würde. Dies wird jedoch in der Praxis vermieden, indem direkt nach der Pumpe oder im Pumpengehäuse integriert ein Druckbegrenzungsventil als Sicherheitsventil installiert ist, an dem der maximale Betriebsdruck, für den die Pumpe geeignet ist, fest eingestellt ist.

Für die Pumpe sind folgende **Kenngrößen** von Bedeutung:

Verdrängungsvolumen

Das Verdrängungsvolumen V (auch Fördervolumen oder Hubvolumen genannt) ist ein Maß für die Größe der Pumpe. Es bezeichnet das Flüssigkeitsvolumen, das von der Pumpe pro Umdrehung (bzw. pro Hub) gefördert wird.

Das geförderte Flüssigkeitsvolumen pro Minute wird als Volumenstrom Q (Förderstrom) bezeichnet. Dieser ergibt sich aus dem Verdrängungsvolumen V und der Drehzahl n :

$$Q = n \cdot V$$

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Beispiel

Berechnung des Förderstroms einer Zahnradpumpe.

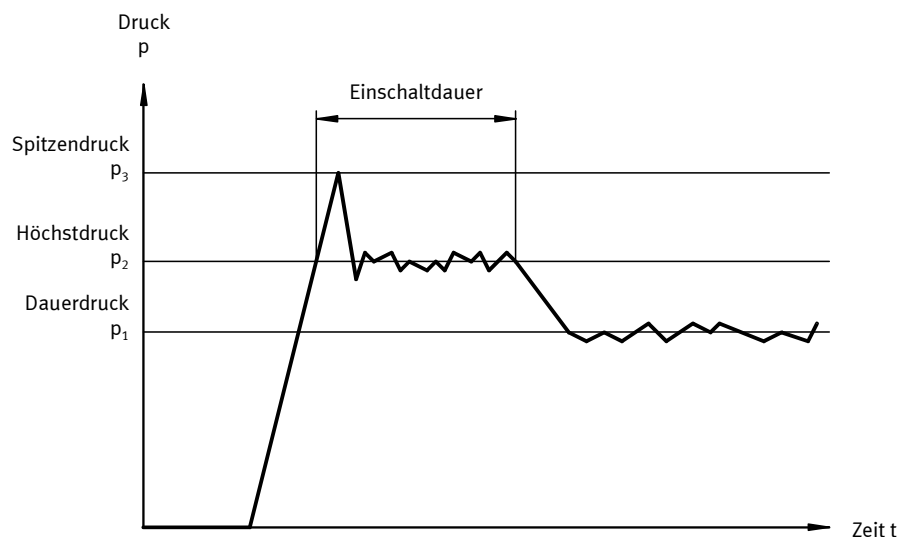
Gegeben: Drehzahl $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
 Verdrängungsvolumen $V = 2,8 \text{ cm}^3$ (pro Umdrehung)

Gesucht: Förderstrom Q

$$Q = n \cdot V = 1450 \text{ min}^{-1} \cdot 2,8 \text{ cm}^3 = 4060 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 4,06 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} = 4,06 \text{ l/min}$$

Betriebsdruck

Für den Anwendungsbereich von Pumpen ist der Betriebsdruck von Bedeutung. Es wird der Spitzendruck angegeben, dieser sollte aber nur kurzzeitig (s. Abbildung) auftreten, da es sonst zu einem vorzeitigen Verschleiß der Pumpe kommt.



Betriebsdruck

In einigen Pumpen ist aus Sicherheitsgründen ein Druckbegrenzungsventil integriert.

Drehzahlen

Die Antriebsdrehzahl ist ein wichtiges Kriterium für die Pumpenauswahl, da der Förderstrom Q einer Pumpe von der Drehzahl n abhängig ist. Viele Pumpen sind nur für einen bestimmten Drehzahlbereich freigegeben und dürfen nicht aus dem Stillstand heraus belastet werden. Die gebräuchlichste Drehzahl von Pumpen ist $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, da die Pumpen meistens durch Drehstromasynchronmotoren, die von der Netzfrequenz abhängig sind, angetrieben werden.

Wirkungsgrade

Mechanische Leistung wird durch Pumpen in hydraulische umgewandelt, dabei entstehen Leistungsverluste, die mit dem Wirkungsgrad ausgedrückt werden.

Bei der Berechnung des Gesamtwirkungsgrads von Pumpen sind der volumetrische (η_{vol}) und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad (η_{hm}) zu berücksichtigen. Es gilt:

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{hm}}$$

Zur Beurteilung von Pumpen werden in der Praxis Kennlinien herangezogen. Nach der VDI-Richtlinie 3279 sind verschiedene Kennlinien vorgesehen, beispielsweise für

- den Volumenstrom Q
- die Leistung P
- den Wirkungsgrad η in Abhängigkeit vom Druck bei konstanter Drehzahl.

Die Kennlinie für den Förderstrom in Abhängigkeit vom Druck wird als Pumpenkennlinie bezeichnet. Die Pumpenkennlinie verdeutlicht, dass sich der effektive Förderstrom (Q_{eff}) in Abhängigkeit vom sich aufbauenden Druck vermindert. Der wirkliche Förderstrom (Q_w) ergibt sich, wenn man das Lecköl der Pumpe (Q_l) berücksichtigt.

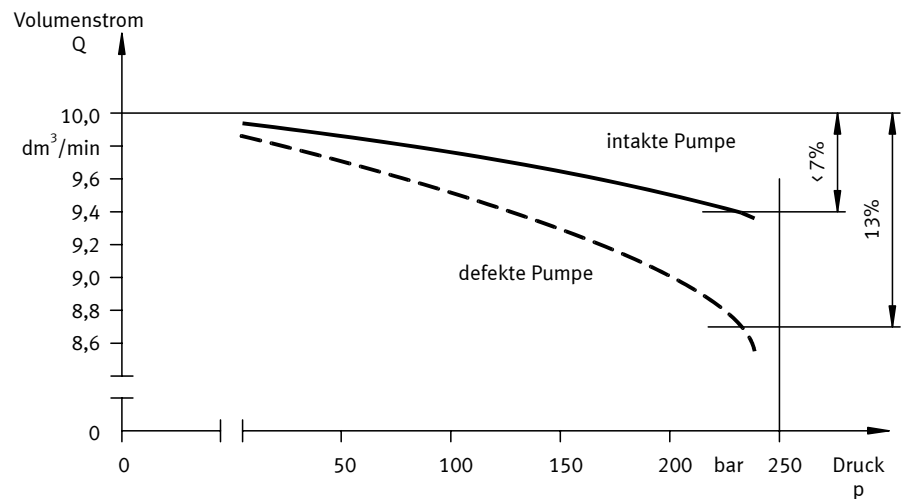
Ein Mindest-Leckölstrom in der Pumpe ist zur Aufrechterhaltung der Schmierung notwendig!

Einer Pumpenkennlinie ist zu entnehmen:

- Für $p = 0$ liefert die Pumpe den gesamten Förderstrom Q .
- Für $p > 0$ wird Q aufgrund des Lecköls der Pumpe kleiner.
- Der Verlauf der Kennlinie gibt Auskunft über den volumetrischen Wirkungsgrad (η_{vol}) der Pumpe.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

In der Abbildung wird die Pumpenkennlinie einer neuwertigen und einer abgenutzten (defekten) Pumpe dargestellt:



Pumpenkennlinie

Kennlinie der neuen Pumpe:

Der Leckölstrom der Pumpe beträgt 6,0 % bei 230 bar. Daraus ergibt sich:

$$Q_{(p=0)} = 10,0 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$Q_{(p=230)} = 9,4 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$Q_L = 0,6 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{9,4 \text{ dm}^3/\text{min}}{10,0 \text{ dm}^3/\text{min}} = 0,94$$

Kennlinie der defekten Pumpe:

Der Leckölstrom der Pumpe beträgt 13 % bei 230 bar. Daraus ergibt sich:

$$Q_{(p=0)} = 10,0 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$Q_{(p=230)} = 8,7 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$Q_L = 1,3 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{8,7 \text{ dm}^3/\text{min}}{10,0 \text{ dm}^3/\text{min}} = 0,87$$

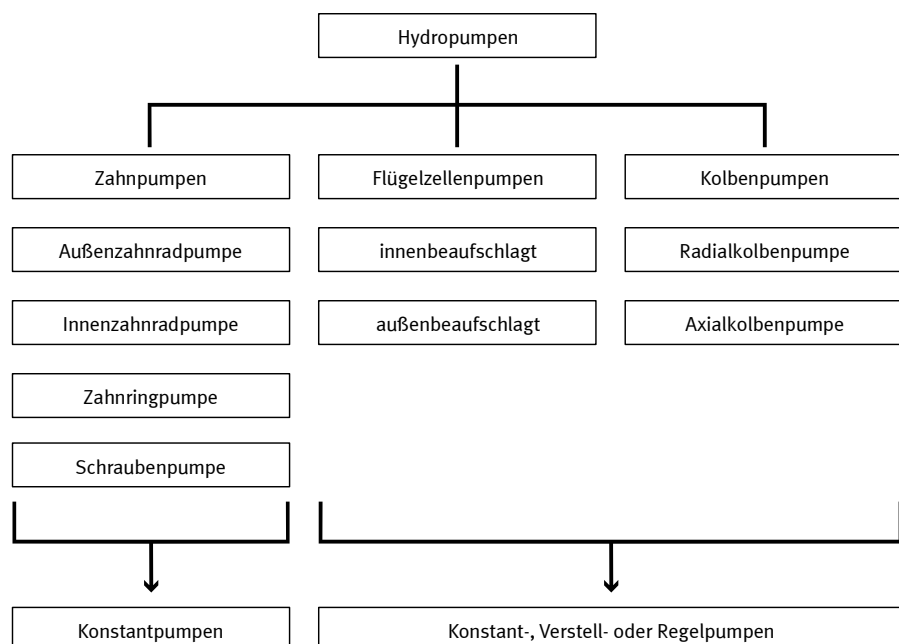
Mit Hilfe der Pumpenkennlinie ist es also möglich, Aussagen über den volumetrischen Wirkungsgrad (η_{vol}) einer Pumpe zu machen. Um Pumpen richtig einsetzen zu können, müssen also die beschriebenen Kenngrößen und Kennlinien bekannt sein – damit ist ein Vergleich der Geräte und die Auswahl der geeigneten Pumpe besser möglich. Darüber hinaus können weitere konstruktionsbedingte Merkmale einer Pumpe wichtig sein:

- Befestigungsart
- Einsatztemperaturen
- Geräusche
- Druckflüssigkeitsempfehlung
- Pumpenart

Anhand des Verdrängungsvolumens lassen sich drei Grundtypen von Hydropumpen unterscheiden:

- Konstantpumpen: konstantes Verdrängungsvolumen
- Verstellpumpen: verstellbares Verdrängungsvolumen
- Regelpumpen: Regelung von Druck, Volumenstrom bzw. Leistung geregeltes Verdrängungsvolumen

Die Bauarten von Hydraulikpumpen sind recht verschieden; sie arbeiten jedoch alle nach dem Verdrängungsprinzip. Das Verdrängen der Druckflüssigkeit in Richtung Arbeitselement geschieht z. B. durch Kolben, Flügelzellen, Schraubenspindeln oder durch Zahnräder.

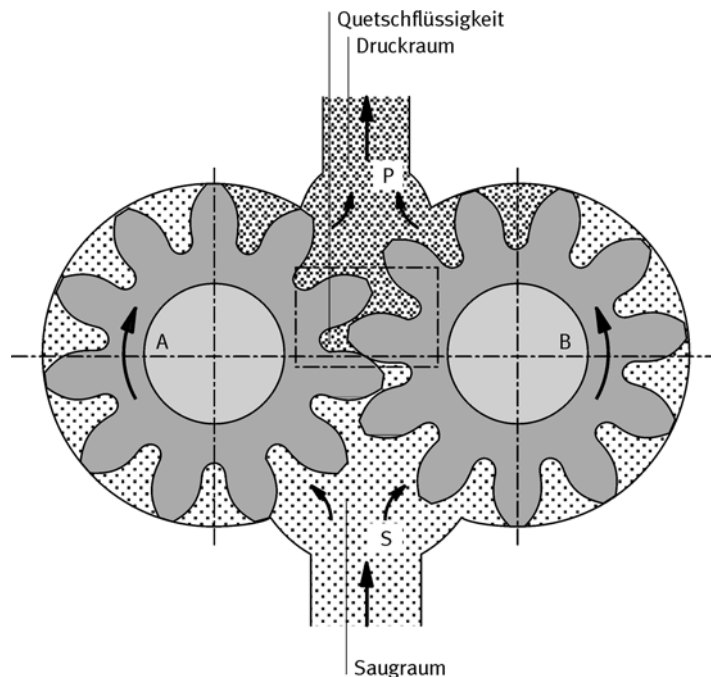


Hydropumpen

Beispiel

Hydropumpe: Zahnradpumpe

Bei Zahnradpumpen handelt es sich um Konstantpumpen, da das verdrängte Volumen, das durch die Zahnluke bestimmt wird, nicht veränderbar ist.



Prinzipdarstellung der Zahnradpumpe

Die Zahnradpumpe ist in der Abbildung im Schnitt dargestellt. Der Saugraum S steht mit dem Behälter in Verbindung. Die Zahnradpumpe arbeitet nach folgendem Prinzip:

Ein Zahnrad ist mit dem Antrieb verbunden, das andere wird über die Verzahnung mitgedreht. Durch die Volumenvergrößerung, die sich ergibt, wenn ein Zahn aus einer Zahnluke austritt, entsteht ein Unterdruck im Saugraum. Die Druckflüssigkeit füllt die Zahnkammern und wird außen am Gehäuse entlang in den Druckraum P gefördert. Dort wird die Druckflüssigkeit durch Ineinandertauchen der Zähne und Zahnluken aus den Zahnkammern herausgedrückt und in die Leitungen verdrängt.

In den Zahnzwischenräumen zwischen Saug- und Druckraum tritt Quetschflüssigkeit auf. Diese wird über eine Nut dem Druckraum zugeführt, da durch Komprimierung des eingeschlossenen Öls Druckspitzen auftreten würden, die Geräusche und Zerstörung zur Folge hätten.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Das **Lecköl** der Pumpe wird durch die Größe der Spalte (zwischen Gehäuse, Zahnköpfen und Zahnseitenflächen), die Überdeckung der Zahnräder, die Viskosität und die Drehzahl bestimmt.

Diese Verluste können dem volumetrischen Wirkungsgrad entnommen werden, da er das Verhältnis des effektiven zum theoretisch möglichen Förderstrom angibt.

Der **Saugraum** ist wegen der geringeren zulässigen Strömungsgeschwindigkeit in Saugleitungen größer als der **Druckraum**. Die Folge eines zu kleinen Saugrohrquerschnitts wäre eine größere Strömungsgeschwindigkeit, da für v gilt:

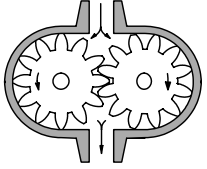
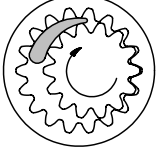
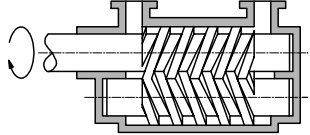
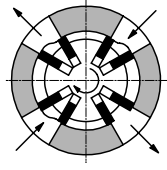
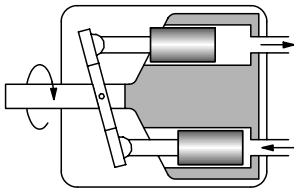
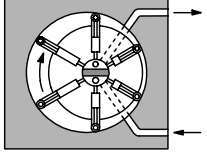
$$v = \frac{Q}{A}$$

Daraus ergäbe sich bei konstantem Volumenstrom und kleinerem Querschnitt eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit. Folglich würde Druckenergie in Bewegungsenergie und Wärmeenergie umgewandelt und es käme zu einem Druckabfall im Saugraum. Da im Saugraum beim Ansaugen ein Unterdruck herrscht, würde dieser zunehmen, was Kavitation zur Folge hätte. Die Pumpe würde mit der Zeit durch die Kavitationseffekte zerstört werden.

Um Pumpen richtig auszuwählen und einzusetzen, sind die beschriebenen Kenngrößen und Pumpenkennlinien von Bedeutung.

In der abgebildeten Tabelle werden die Kenngrößen der gebräuchlichsten Konstantpumpen aufgeführt. Kenngrößen für weitere Hydropumpen sind in der VDI-Richtlinie 3279 zu finden.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

	Bauarten	Drehzahlbereich (1/min)	Verdrängungs- volumen (cm ³)	Nenndruck (bar)	Gesamt- wirkungsgrad
	Zahnradpumpe, außen verzahnt	500 – 3500	1,2 – 250	63 – 160	0,8 – 0,91
	Zahnradpumpe, innenverzahnt	500 – 3500	4 – 250	160 – 250	0,8 – 0,91
	Schraubenpumpe	500 – 4000	4 – 630	25 – 160	0,7 – 0,84
	Flügelzellenpumpe	960 – 3000	5 – 160	100 – 160	0,8 – 0,93
	Axialkolbenpumpe	... – 3000 750 – 3000 750 – 3000	100 25 – 800 25 – 800	200 160 – 250 160 – 320	0,8 – 0,92 0,82 – 0,92 0,8 – 0,92
	Radialkolbenpumpe	960 – 3000	5 – 160	160 – 320	0,90

7.3

Kupplung

Kupplungen sind im Energieversorgungsteil zwischen Motor und Pumpe angeordnet. Sie übertragen das vom Motor erzeugte Drehmoment auf die Pumpe.

Weiterhin dämpfen sie die beiden Geräte gegeneinander ab. Dadurch wird vermieden, dass Lauschwankungen des Motors auf die Pumpe und Druckspitzen der Pumpe auf den Motor übertragen werden. Weiterhin ermöglichen Kupplungen einen Ausgleich der Fluchtfehler von Motor- und Pumpenwelle.

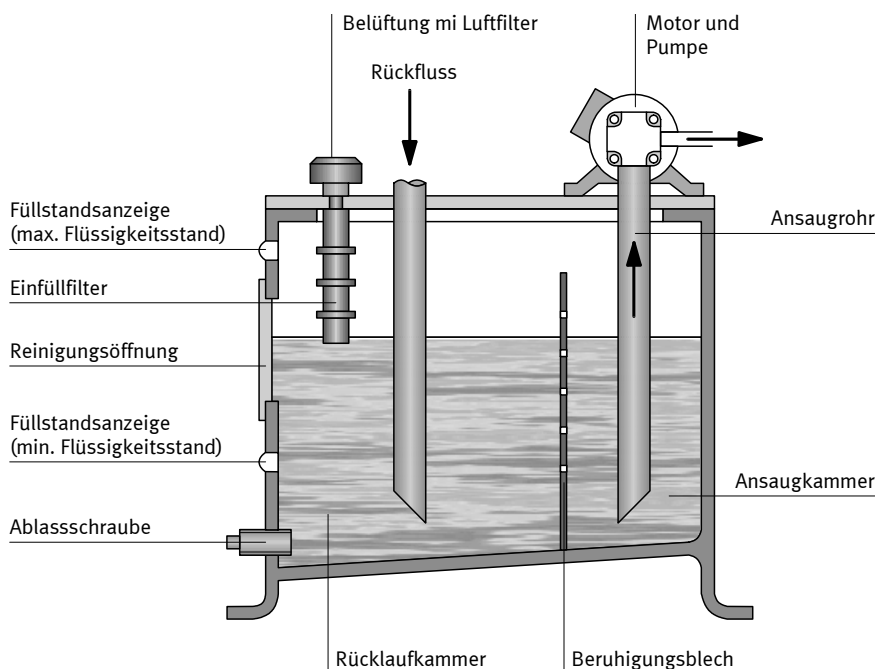
Beispiele: – Gummikupplungen
– Bogenzahnkupplungen
– metallische Klauenkupplungen mit dazwischenliegenden Kunststoffscheiben

7.4

Behälter

Der Behälter einer Hydraulikanlage erfüllt mehrere Aufgaben.

- Aufnahme- und Vorratsbehälter für die zum Betrieb der Anlage erforderliche Druckflüssigkeit
- Abfuhr der Verlustwärme
- Abscheiden von Luft, Wasser und festen Stoffen
- Träger einer ein- oder aufgebauten Pumpe und des Antriebsmotors sowie weiterer Hydraulikbauelemente, wie Ventile, Speicher usw.



Ölbehälter (Tank)

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Aufgrund dieser Aufgaben ergeben sich für die Gestaltung des Behälters folgende Richtlinien, die zu beachten sind.

Behältergröße	Sie ist abhängig von • der Pumpenfördermenge • dem Wärmeanfall beim Betrieb im Zusammenhang mit der maximal zulässigen Flüssigkeitstemperatur • von der maximal möglichen Differenz des Flüssigkeitsvolumens, die beim Füllen und Entleeren von Verbrauchern (z. B. Zylinder, Druckflüssigkeitsspeicher) entsteht • dem Einsatzort • der Umwälzzeit Als Richtwert für die Behältergröße von stationären Anlagen gilt das von der Pumpe in 3 bis 5 Minuten geförderte Flüssigkeitsvolumen. Zusätzlich muss ein Luftpolster von ca. 15 % zum Ausgleich von Niveauschwankungen vorgesehen werden. Da in der Mobilhydraulik die Behälter aus Platz- und Gewichtsgründen kleiner sind, können sie die Kühlfunktion nicht allein übernehmen (Fremdkühlung erforderlich).
Behälterform	Hohe Behälter sind günstig für die Wärmeabfuhr, breite für die Luftabscheidung.
Saug- und Rücklaufleitung	Diese sollten möglichst weit auseinander und deutlich unterhalb des niedrigsten Ölspiegels liegen.
Umlenk- und Beruhigungsblech	Dadurch soll der Saug- und Rücklaufbereich getrennt werden. Weiterhin wird damit eine lange Verweilzeit des Öls und somit eine wirkungsvollere Schmutz-Wasser- und Luftabscheidung ermöglicht.
Bodenblech	Es sollte ein Gefälle zur Ablassschraube hin besitzen, damit auch der abgesetzte Schlamm und Wasser herausgeschwemmt werden kann.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

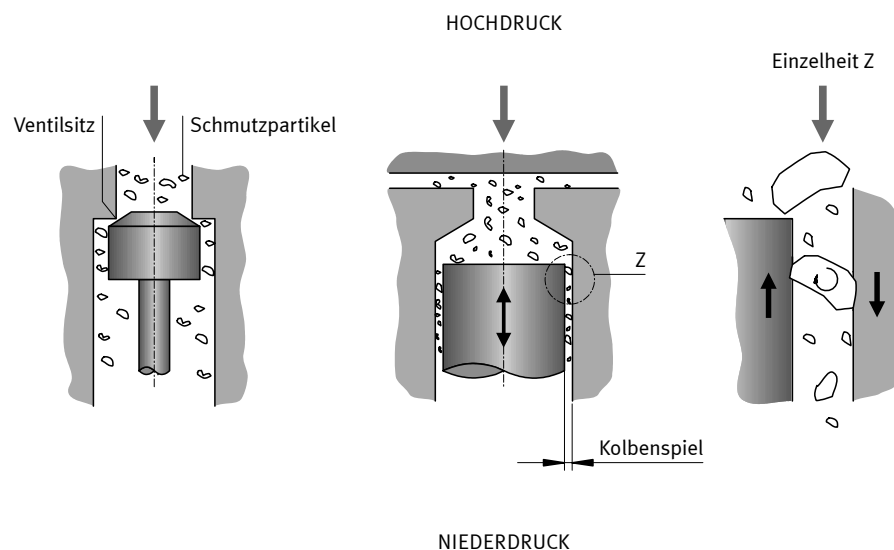
Be- und Entlüftung (Luftfilter)

Zum Druckausgleich bei schwankendem Ölstand muss der Behälter be- und entlüftet werden. Dafür ist in der Verschlusschraube der Einfüllöffnung meist ein Belüftungsfiter integriert.

Die Be- und Entlüftung entfällt bei geschlossenen Behältern, wie sie in der Mobilhydraulik eingesetzt werden. Dort baut man in den dichten Behälter eine flexible Blase ein, die mit einem Gaspolster (Stickstoff) vorgespannt wird. Dadurch ergeben sich bei diesen Behältern weniger Probleme mit der Verschmutzung durch Luft- und Wasseraufnahme und der vorzeitigen Alterung der Druckflüssigkeit. Durch die Vorspannung wird zugleich verhindert, dass es zu Kavitation in der Saugleitung kommen kann, weil im Behälter ein Überdruck vorhanden ist.

7.5 Filter

Der Einbau von Filtern in Hydraulikanlagen ist für die Erhaltung der Funktionen und der Lebensdauer der Bauelemente von großer Wichtigkeit.



Auswirkungen durch verschmutztes Öl

Verschmutzungen der Druckflüssigkeit ergeben sich aus:

- Anfangsverschmutzung bei der Inbetriebnahme durch Metallspäne, Gussand, Staub, Schweißperlen, Schlacke, Farbe, Schmutz, Dichtungsmaterial, verschmutzte Druckflüssigkeit (Anlieferungszustand)
- Schmutzbelastung während des Betriebes durch Abrieb, Eindringen über Dichtungen und Tankbelüftung, Nachfüllen oder Wechsel der Druckflüssigkeit, Komponentenaustausch, Schlauchwechsel

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Aufgabe der Filter ist, diese Verschmutzung auf einen zulässigen Wert zu verringern, um dadurch die einzelnen Bauelemente vor zu großem Verschleiß zu schützen. Dabei muss so fein wie nötig gefiltert werden, und die Filterwirksamkeit soll über eine Verschmutzungsanzeige kontrollierbar sein.

Vor Inbetriebnahme der Anlage wird häufig zuerst mit Billig-Filtern gespült. Die Auswahl und Anordnung des Filters richtet sich hauptsächlich nach der Schmutzempfindlichkeit der verwendeten Hydraulikkomponenten.

Filterfeinheit

Die Schmutzteilchen werden in μm gemessen, entsprechend wird auch die Filterfeinheit angegeben. Dabei unterscheidet man:

- absolute Filterfeinheit
gibt das größte Teilchen an, das gerade noch einen Filter passieren kann
- nominelle Filterfeinheit
Teilchen in der nominellen Porengröße werden bei mehrfachem Durchlauf zurückgehalten
- mittlere Porenweite
Maß für die nach der Gaußschen Verteilung auftretende durchschnittliche Porengröße eines Filtermittels
- β -Wert
gibt an, wieviel mal mehr Teilchen oberhalb einer bestimmten Größe sich im Filterzulauf als im Filterrücklauf befinden

Beispiel

$\beta_{50} = 10$ bedeutet, dass sich im Filterzulauf 10 x mehr Teilchen größer 50 μm befinden als im Filterablauf.

Filterfeinheit x in μm , bei der $\beta x = 100$	Art der Hydraulikanlage
1 – 2	Gegen Feinstverschmutzung hochempfindliche Systeme mit kalkulierbarer hoher Zuverlässigkeit; vorwiegend Luftfahrtbereich oder Laborbedingungen.
2 – 5	Empfindliche Hochleistungs-Steuer- und Regelsysteme im Hochdruckbereich; häufig Luftfahrt, Roboter und Werkzeugmaschinen.
5 – 10	Hochwertige Industriehydrauliksysteme mit großer Betriebssicherheit und geplanter Lebensdauer der einzelnen Komponenten.
10 – 20	Allgemeine Hydraulik und Mobilhydrauliksysteme, Mitteldruck und mittlere Größenordnung.
15 – 25	Systeme der Schwerindustrie im Niederdruckbereich oder Systeme mit begrenzter Lebensdauer.
20 – 40	Niederdrucksysteme mit großen Spielgrößen.

Filterfeinheit und Anwendungsbereiche

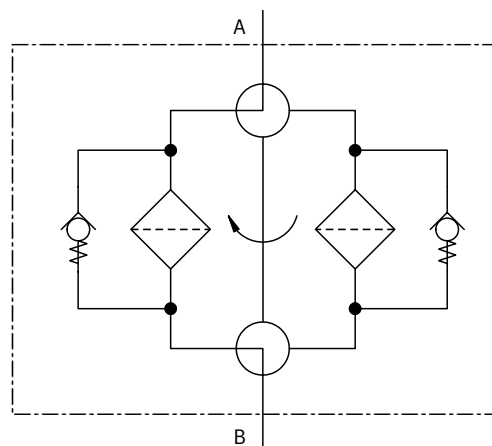
7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Rücklauffilterung

Rücklauffilter werden direkt auf dem Ölbehälter aufgebaut, Rücklauffleistungsfilter werden in die Rücklaufleitung eingebaut. Die Gehäuse und der Filtereinsatz müssen so ausgeführt sein, dass sie Druckspitzen, die durch schlagartiges Öffnen großer Ventile auftreten können, standhalten oder über ein schnellansprechendes Bypass-Ventil direkt zum Behälter abführen. Der gesamte Rückstrom sollte über das Filter zurückfließen. Wird der Rückstrom nicht in einer Sammelleitung zurückgeführt, kann das Filter auch für den Teilstrom eingesetzt werden (im Nebenstrom). Rücklauffilterung ist billiger als Hochdruckfilterung.

Wichtige Kenngrößen	
Betriebsdruck	bauartbedingt bis max. 30 bar
Durchfluss	bis 1300 l/min (bei Filtern für den Behältereinbau) bis 3900 l/min (große, stehende Filter für Rohrleitungseinbau)
Filterfeinheit	10 – 25 µm
zul. Differenzdruck Δp	je nach Bauart des Filterelements bis ca. 70 bar

Um Stillstandszeiten bei der Filterwartung zu vermeiden, werden auch Doppelfilter eingesetzt. Dabei sind 2 Filter parallel angeordnet. Durch Umschalten auf den zweiten Filter kann der verschmutzte entnommen werden, ohne dass die Anlage abgeschaltet werden muss.



Filtereinheit, umschaltbar

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

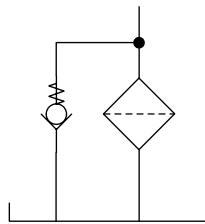
Saugfilter

Dieser Filter sitzt in der Saugleitung der Pumpe; damit wird die Druckflüssigkeit aus dem Behälter durch den Filter angesaugt. Es gelangt nur gefiltertes Öl in die Anlage.

Wichtige Kenngrößen

Filterfeinheit: 60 - 100 μm

Diese Filter werden hauptsächlich in Anlagen eingesetzt, bei denen die erforderliche Sauberkeit der Hydraulikflüssigkeit im Behälter nicht gewährleistet ist. Sie schützen lediglich die Pumpe. Sie weisen geringere Filterwirkung auf, da noch Teilchen von 0,06 - 0,1 μm den Filter passieren können. Weiterhin erschweren sie das Ansaugen der Pumpe infolge eines hohen Druckabfalls oder erhöhten Verschmutzungsgrads des Filters. Aus diesem Grunde können diese Filter nicht feiner gestaltet werden, da sonst durch die Pumpe Unterdruck aufgebaut würde, was Kavitation zur Folge hätte. Damit diese Ansaugschwierigkeiten nicht auftreten, werden die Saugfilter mit Bypass-Ventil ausgerüstet.



Saugfilter mit Bypass

Druckfilter

Diese Filter werden in der Druckleitung einer Hydraulikanlage vor schmutzempfindlichen Geräten eingebaut, z. B. am Druckanschluss der Pumpe, vor Ventilen oder Stromreglern. Da dieses Filter dem maximalen Betriebsdruck ausgesetzt ist, muss es entsprechend stabil sein. Es sollte keinen Bypass haben, jedoch immer eine Verschmutzungsanzeige.

Wichtige Kenngrößen	
Betriebsdruck	bis 420 bar
Durchfluss	bis 300 l/min
Filterfeinheit	3 – 5 μm
zul. Differenzdruck Δp	je nach Bauart des Filterelements bis 200 bar.

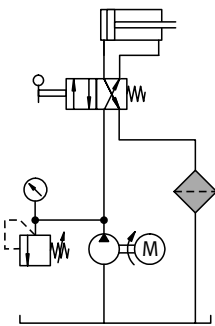
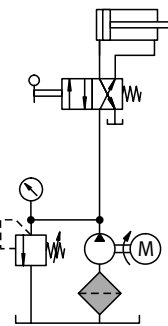
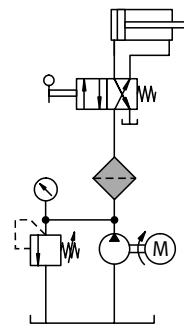
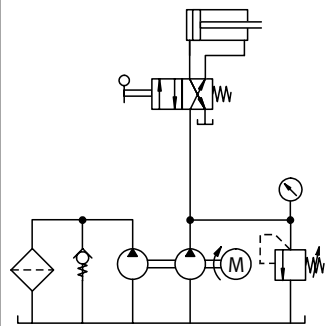
7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Anordnung der Filter

Hydraulikfilter können innerhalb der Anlage unterschiedlich angeordnet werden.

Man unterscheidet zwischen

- Hauptstromfilterung: Rücklauf-, Saug- und Druckfilterung
- Nebenstromfilterung: nur ein Teil des Förderstromes wird gefiltert

	Hauptstromfilterung			Nebenstromfilterung
	Rücklauffilter	Saugfilter	Druckfilter	
Schaltplan				
Vorteile	preiswert unproblematisch bei der Wartung	schützt Pumpe vor Verunreinigungen	bei schmutzempfind- lichen Ventilen kleinere Porengröße als bei anderen möglich	kleinere Filter als Zusatzfilter möglich
Nachteile	Verunreinigungen werden erst beim Verlassen der Hydro- elemente erfaßt	schlechte Zugänglich- keit, Ansaugprobleme bei feinporigen Filtern Folge: Kavitation	teuer	geringeres Schmutzabweisungs- vermögen
Bemerkungen	wird häufig eingesetzt	zusätzlich als grober Filter vor der Pumpe einsetzbar	erfordern ein druck- festes Gehäuse und eine Verschmutzungs- anzeige	nur ein Teil des Förderstromes wird gefiltert

Hauptstromfilterung und Nebenstromfilterung

In der Abbildung sind die verschiedenen Filteranordnungen aufgelistet. Die günstigste Filteranordnung hängt vor allem von der Schmutzempfindlichkeit der zu schützenden Bauelemente, vom Verunreinigungsgrad der Druckflüssigkeit und von den Kosten ab.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Hydraulikgeräte	Filterprinzip	Filteranordnung im Kreislauf	Nennfilterfeinheit in μm
Axialkolbenmaschine	Vollstromfilter	Rücklaufleitung und/oder Druckleitung	≤ 25
		Niederdruckleitung	≤ 25 (10)
Zahnrad-, Radial-Kolbenmaschinen	Vollstromfilter	Rücklaufleitung	≤ 63
Wege-, Druck-, Strom-, Sperrventile	Teilstromfilter (zusätzlich)	Saugleitung	≤ 63
Arbeitszylinder			
Mitteltourige Hydromotoren	Vollstromfilter	Rücklaufleitung	≤ 25

Empfohlene Filterfeinheiten

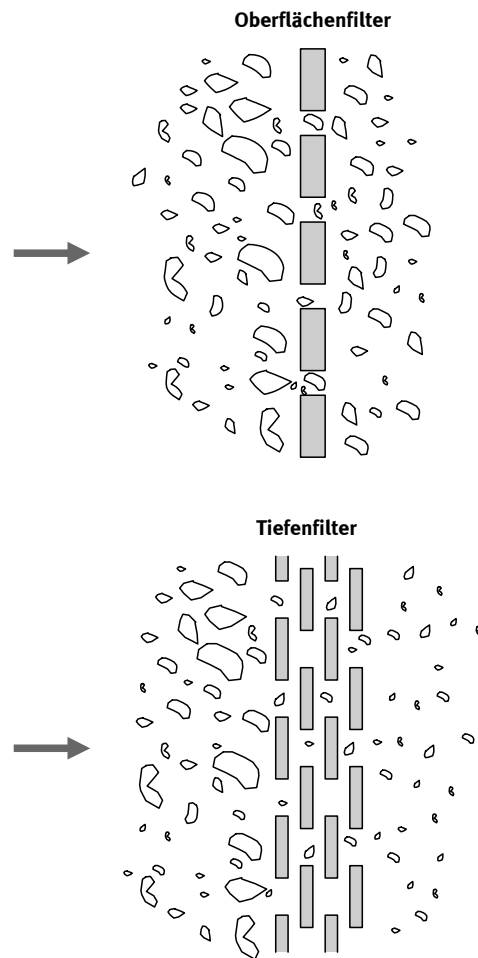
Oberflächenfilter

Diese Filter bestehen aus einer dünnen Gewebeschicht, z. B. Metall-, Zellulose- oder Kunststoffgewebe oder aus Papier. Bei diesen Filtern handelt es sich um Wegwerffilter, die gerne bei Spülvorgängen oder bei der Inbetriebnahme einer Anlage eingesetzt werden.

Tiefenfilter

Sie können aus zusammengepressten oder mehrfach geschichteten Textil-, Zellulose-, Kunststoff-, Glas- oder Metallfasern bestehen oder einen Sintermetalleinsatz enthalten. Diese Filter haben eine hohe Schmutzaufnahmekapazität bei gleicher Filterfläche.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils



Filteraufbau

Grundsätzlich haben Filter eine Sternfaltung im Filtermaterial. Damit erhält man eine sehr große Filterfläche bei kleinem Bauvolumen.

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Aus dem Filtermaterial, der Filterfeinheit sowie dem Filtertyp ergeben sich bestimmte Eigenschaften und Anwendungsmöglichkeiten. Diese werden in der abgebildeten Tabelle dargestellt.

Element Type	Filterfeinheit (µm)	Anwendung Eigenschaften
Absolutfilter $\beta_x = 75$	3, 5, 10, 20	Sicherung von Funktion und Lebensdauer empfindlicher Komponenten, z. B. Servo- und Proportionalventile.
Nominalfilter Polyester Papiervlies Metallvlies 4 + 4 Drahtgewebe Tressenge- webe	1, 5, 10, 20 25 25, 50, 100	Sicherung von Funktion und Lebensdauer weniger empfindlicher Komponenten; geringer Durchflusswiderstand; gute Schmutzaufnahmekapazität. Einsatz besonders für schwer entflammare Flüssigkeiten und Wasser durch Verwendung von Edelstahlfiltermaterial; hohe Differenzdruckfestigkeit; hohe Schmutzaufnahmekapazität; Betriebstemperatur > 120 °C in Sonderausführung möglich.

Auswahlkriterien der Filterelemente (Fa. Hydac)

Jedes Filter bedingt einen Druckverlust. Dabei sollten als Richtwerte gelten:

Hauptstromfilterung	Druckfilter	$\Delta p \sim 1 - 1,5$ bar bei Betriebstemperatur
	Rücklauffilter	$\Delta p \sim 0,5$ bar bei Betriebstemperatur
	Saugfilter	$\Delta p \sim 0,05 - 0,1$ bar bei Betriebstemperatur

7. Bestandteile des Energieversorgungssteils

Nebenstromfilterung

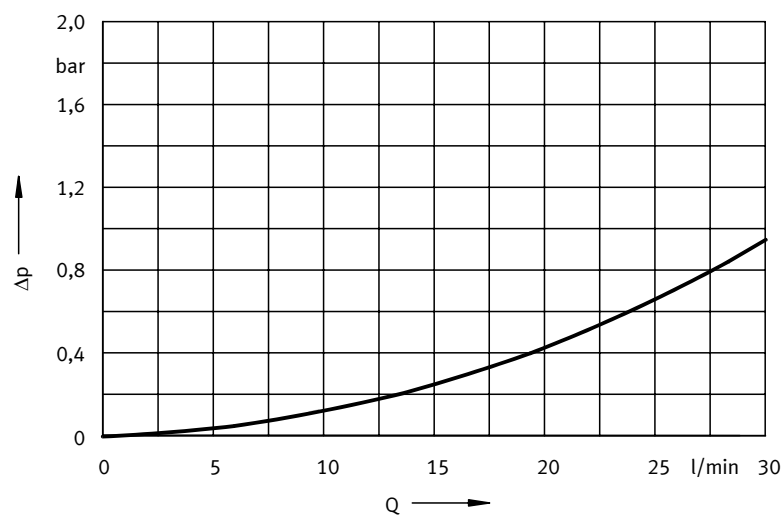
Die Fördermenge der Nebenstrompumpe sollte ca. 10 % des Tankinhalts betragen. Damit die Druckverluste gering bleiben, muss das Filter ausreichend groß dimensioniert werden. Außer der notwendigen Filterfeinheit und der Durchflussmenge hat die Viskosität Einfluss auf den Gesamtdruckverlust. Der Viskositätsfaktor f , der Druckverlust Δp von Gehäuse und Filterelement werden vom Hersteller angegeben.
Der Gesamtdifferenzdruck des Kompletfilters ergibt sich aus:

$$\Delta p_{\text{gesamt}} = \Delta p_{\text{Gehäuse}} + f \cdot \Delta p_{\text{Element}}$$

Beispiel

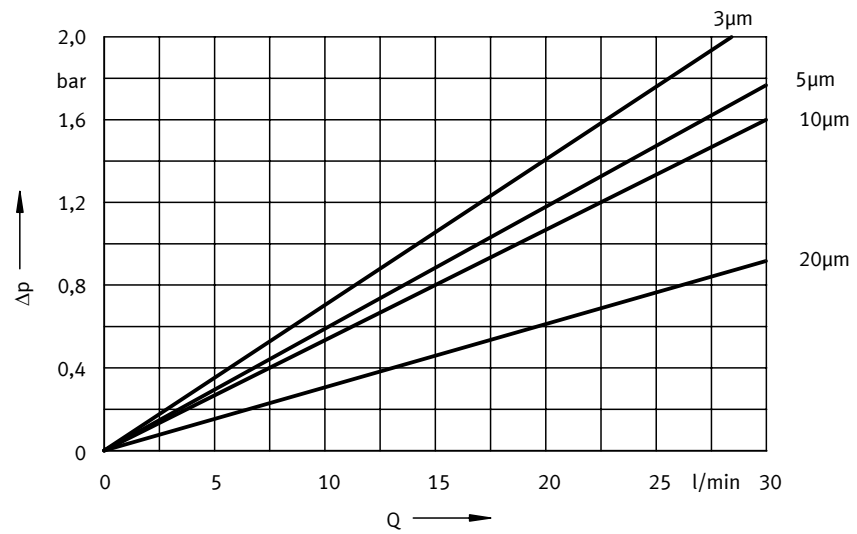
Bestimmung des Differenzdruckes eines Druckfilters

Der Druckverlust Δp_{gesamt} soll für einen Durchfluss von 15 l/min errechnet werden. Die Filterfeinheit soll 10 μm betragen, die kinematische Viskosität $\eta = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$. Als Firmenangaben stehen folgende Diagramme zur Verfügung (Fa. Hydac):

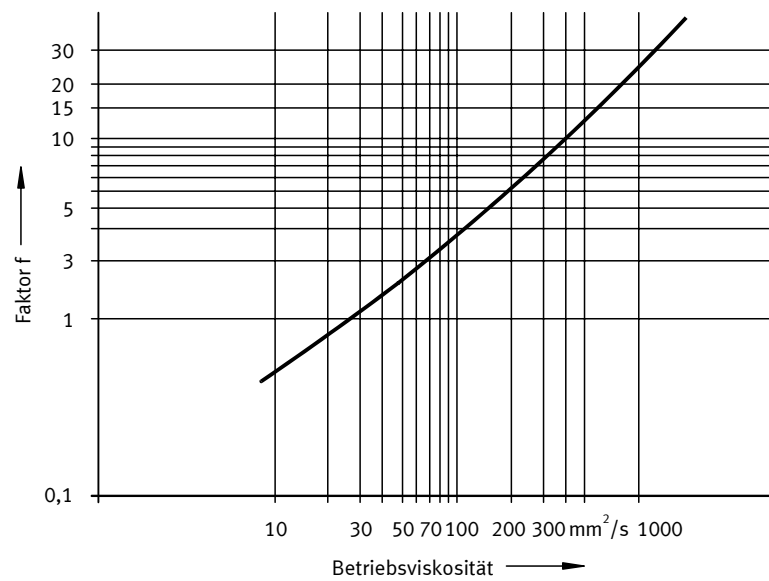


Gehäusekennlinie

7. Bestandteile des Energieversorgungssteils



Druckfilter-Elementekennlinie



Viskositätsfaktor f

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils

Aus diesen Tabellen wird für $Q = 15 \text{ l/min}$ abgelesen:

$$\Delta p_{\text{Gehäuse}} = 0,25 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{\text{Element}} = 0,8 \text{ bar}$$

$$f = 1,2$$

Daraus ergibt sich eine Gesamtdruckdifferenz (Druckverlust) von

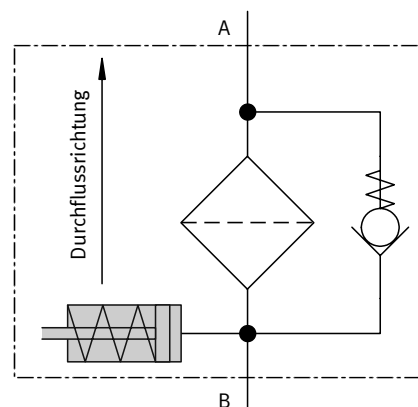
$$\Delta p_{\text{gesamt}} = 0,25 \text{ bar} + 1,2 \cdot 0,8 \text{ bar} = 1,21 \text{ bar}$$

Da der Richtwert für Druckfilter ein Δp von $\sim 1 - 1,5 \text{ bar}$ beträgt, ist der berechnete Filter richtig ausgewählt.

Verschmutzungsanzeigen

Es ist wichtig, dass die Filterwirkung über eine Verschmutzungsanzeige kontrollierbar ist. Die Verschmutzung eines Filters wird über den Druckabfall gemessen. Mit zunehmender Verschmutzung steigt der Druck vor dem Filter. Dieser Druck wirkt auf einen federbelasteten Kolben. Mit steigendem Druck wird der Kolben gegen die Feder verschoben.

Für die Anzeige gibt es verschiedene Möglichkeiten. Entweder ist der Kolbenweg direkt sichtbar, oder er wird über elektrische Kontakte in eine elektrische oder optische Anzeige umgesetzt.



Verschmutzungsanzeige

7.6 Kühler

In hydraulischen Anlagen kommt es zu Energieverlusten durch Reibung, wenn die Druckflüssigkeit die Leitungen und Bauelemente durchströmt. Dadurch erwärmt sich die Druckflüssigkeit. Diese Wärme wird zum Teil über den Ölbehälter, die Leitungen und sonstige Bauelemente an die Umgebung abgegeben.

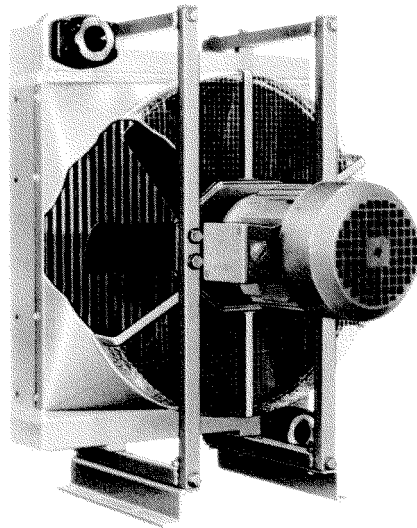
Die Betriebstemperatur sollte 50 – 60 °C nicht überschreiten. Eine hohe Temperatur lässt die Viskosität des Öls unzulässig absinken und führt zu einer vorzeitigen Alterung. Sie verkürzt auch die Lebensdauer von Dichtungen.

Reicht die Kühlleistung der Anlage nicht aus, so wird meist über Thermostate der Kühler zugeschaltet, um die Temperatur innerhalb gewisser Grenzen zu halten.

Es gibt folgende Kühleinrichtungen:

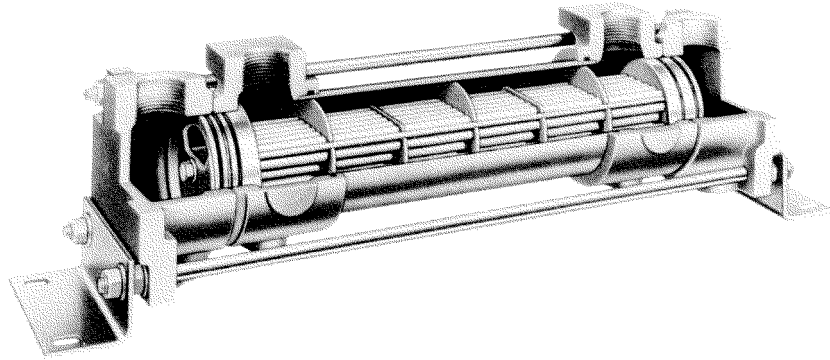
- Luftkühler: Temperaturdifferenz bis 25 °C möglich
- Wasserkühler: Temperaturdifferenz bis 35 °C möglich
- Ölkühlung mit Kälteträgern aus luftgekühlter Kältemaschine: wenn große Wärmemengen abgeführt werden müssen

In der Mobilhydraulik werden fast immer Kühler benötigt, da die Behälter zu klein sind, um für eine ausreichende Abfuhr der in der Anlage gebildeten Verlustwärme zu sorgen.



Luftkühler (Fa. Längerer & Reich)

7. Bestandteile des Energieversorgungsteils



Wasserkühler (Fa. Längerer & Reich)

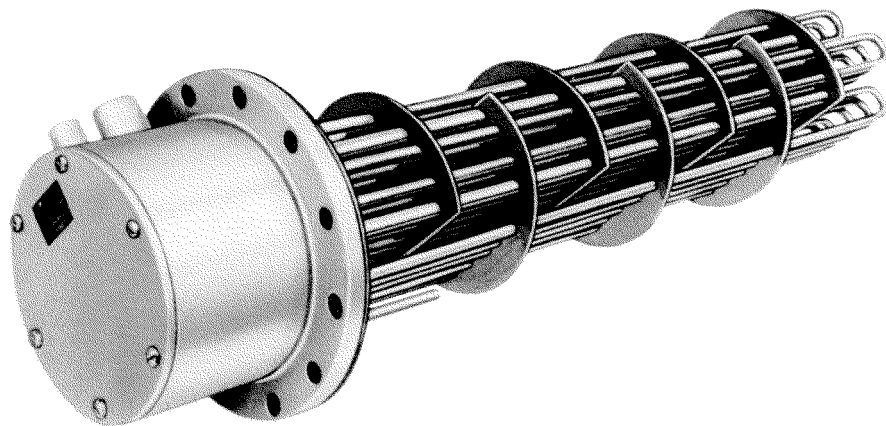
	Luftkühler	Wasserkühler
Beschreibung	Die Druckflüssigkeit fließt aus dem Rücklauf durch eine Rohrschlange, die durch einen Lüfter gekühlt wird	Öldurchströmte Rohre, die von Kühlmittel umströmt werden
Vorteile	geringe Betriebskosten, einfache Installation	größere Verlustleistungen können abgeführt werden keine störenden Geräusche
Nachteile	störendes Geräusch	höhere Betriebskosten (Kühlmittel) Verschmutzungs- und Korrosionsanfälligkeit

7.7

Heizung

Zum schnellen Erreichen der optimalen Betriebstemperatur ist oft eine Heizung erforderlich. Zweck dieser Maßnahme ist, dass beim Starten der Anlage die Druckflüssigkeit schnell die optimale Viskosität hat. Bei zu hoher Viskosität (Dickflüssigkeit) kommt es durch erhöhte Reibung und Kavitation schneller zu Verschleiß.

Zur Erwärmung und zum Vorwärmen der Druckflüssigkeit werden **Heizpatronen** und **Durchlaufvorwärmer** eingesetzt.



Heizpatrone (Fa. Längerer & Reich)

Angestrebte
Druckflüssigkeits-
Temperaturen

- Stationäre Anlagen: 35 – 55 °C im Ölbehälter
- Fahrbare Anlagen: 45 – 65 °C im Ölbehälter

8. Ventile

Die Energieübertragung zwischen Pumpe und Verbraucher erfolgt bei Hydraulikanlagen über entsprechende Leitungen. Um am Verbraucher die geforderten Größen – Kraft oder Drehmoment, Geschwindigkeit oder Drehzahl sowie die Bewegungsrichtung – zu erreichen und um vorgeschriebene Betriebsbedingungen der Anlage aufrechtzuerhalten, werden in die Leitungen Ventile als Energiesteuerelemente eingebaut. Diese Ventile steuern oder regeln den Druck und den Volumenstrom. Außerdem stellt jedes Ventil einen Widerstand dar.

8.1

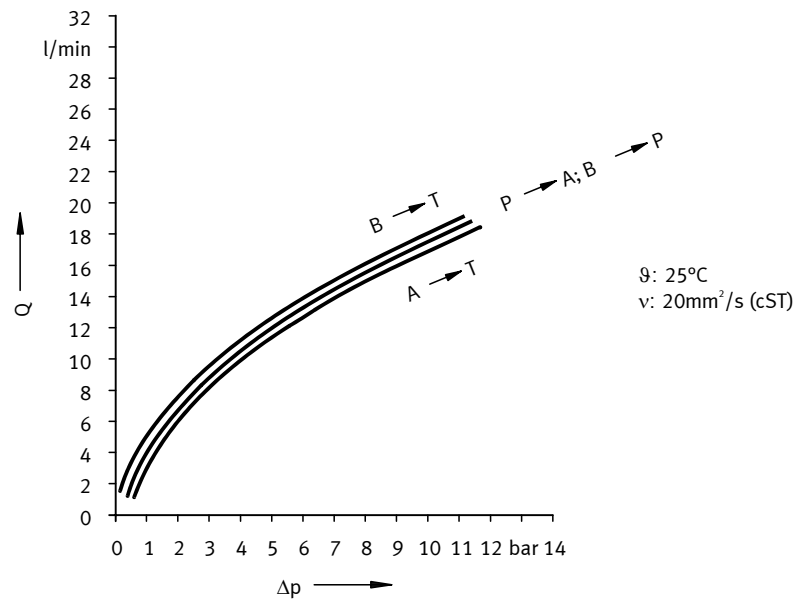
Nenngröße

Die Nenngrößen von Ventilen werden durch folgende Kennwerte bestimmt:

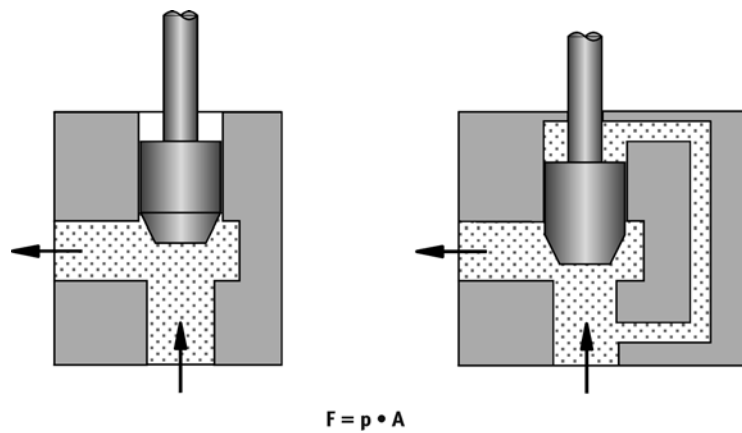
Nenngröße NG	Nenndurchmesser in mm 4; 6; 10; 16; 20; 22; 25; 30; 32; 40; 50; 52; 63; 82; 100; 102
Nenndruck ND (Betriebsdruck)	Druck in bar (Pascal), für den hydraulische Geräte und Anlagen unter definierten Betriebsbedingungen funktionsmäßig ausgelegt sind; Druckstufen nach VDMA 24312: 25; 40; 63; 100; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630
Nenndurchfluss Q_n	Ölmenge (l/min), die bei einem Druckverlust von $\Delta p = 1$ bar durch das Ventil strömt (Ölviskosität 35 mm ² /s bei 40 °C).
Max. Durchfluss $Q_{\max}$	Größte Ölmenge (l/min), die bei entsprechend großen Druckverlusten durch das Ventil strömen kann.
Viskositätsbereich	z. B. 20 – 230 mm ² /s (c/St)
Druckmitteltemperaturbereich	z. B. 10 – 80 °C

8. Ventile

Beispiel



Δp -Q-Kennlinie eines 4/2-Wegeventils NG6



Betätigungskraft

Bei einigen Arten von Sitzventilen kann die Betätigungskraft abhängig von Druck und Fläche recht groß sein. Um dies zu vermeiden muss an den Ventilen ein Druckausgleich geschaffen werden (rechtes Bild). In den meisten Fällen ist es jedoch nicht möglich, die Sitzventile druckausgeglichen zu konstruieren. Daher sind zur Betätigung hohe Schaltkräfte notwendig, die durch Hebelübersetzung oder Vorsteuerung überwunden werden müssen.

8. Ventile

Die Steuerkanten des Ventils werden vom Öl umströmt, dadurch werden Schmutzpartikel weggespült (Selbstreinigungseffekt). Aus diesem Grunde sind Sitzventile relativ schmutzunempfindlich. Setzt sich jedoch auf dem Sitz ein Schmutzpartikel ab, schließt das Ventil bis auf einen Spalt. Dadurch tritt **Kavitation** auf.

Ventile werden nach verschiedenen Gesichtspunkten eingeteilt:

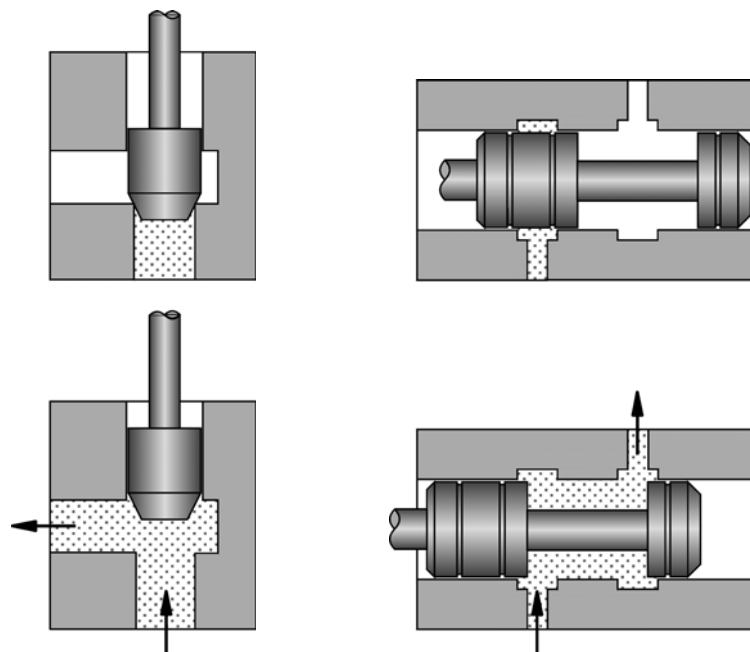
- Aufgaben
- Bauart
- Betätigungsart

Entsprechend der Aufgaben, die die Ventile in der Hydraulikanlage zu erfüllen haben, verwendet man

- Druckventile
- Wegeventile
- Sperrventile
- Stromventile

8.2 Bauart

Nach der Bauart werden Sitz- und Schieberventile unterschieden. Weiterhin sind für das Schaltverhalten des Ventils die Überdeckungen und die Steuerkantengeometrie von Bedeutung.

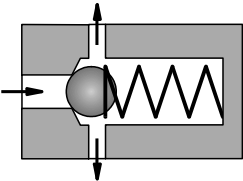
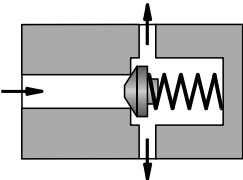
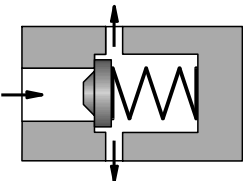


Sitzprinzip und Schieberprinzip

8. Ventile

8.3 Sitzventile

Bei Sitzventilen wird eine Kugel, ein Kegel oder seltener ein Teller als Schließelement auf die Sitzfläche gedrückt. Ventile dieser Bauart schließen dicht.

Ventilart	Schnittdarstellung	Vor- und Nachteile / Verwendung
Kugelsitzventile		einfach in der Herstellung; Kugel neigt beim Durchströmen zu Schwingungen und erzeugt Geräusche. – Rückschlagventile
Kegelsitzventile		hohe Genauigkeit bei der Kegelherstellung erforderlich, gute Dichthaltung. – Wegeventile
Tellersitzventile		nur kleiner Hubbereich. – Absperrventile

Sitzventile

Bedingt durch das Sitzprinzip können, mit einem Steuerelement an einem Gerät höchstens drei Wege geöffnet bzw. geschlossen werden. Die Überdeckung ist dabei negativ. Das bedeutet, dass ein Ventil das mehr als drei Wege hat, aus mehreren Steuerelementen gebaut werden muss.

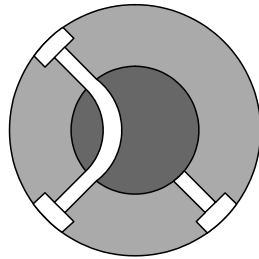
Beispiel

Ein 4/2-Wegeventil in Sitzkonstruktion kann intern aus zwei 3/2-Wegeventilen bestehen.

8. Ventile

8.4 Schieberprinzip

Man unterscheidet Längs- und Drehschieberventile. Das Drehschieberventil besteht aus einem oder mehreren Kolben, die in einer zylindrischen Bohrung gedreht werden.



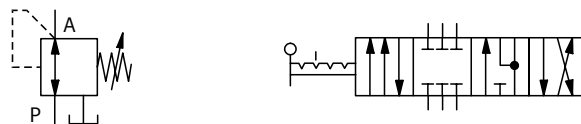
in der Regel kürzer als
Längsschieberventile,
wenn sie als Wegeventile
eingesetzt werden

Drehschieberventil

Das **Längsschieberventil** besteht aus einem oder mehreren zusammenhängenden Kolben, die in einer zylindrischen Bohrung axial verschoben werden. Bei Schieberventilen können durch das Verschieben dieser Kolben beliebig viele Anschlusskanäle geöffnet, miteinander verbunden oder geschlossen werden.

Beispiel

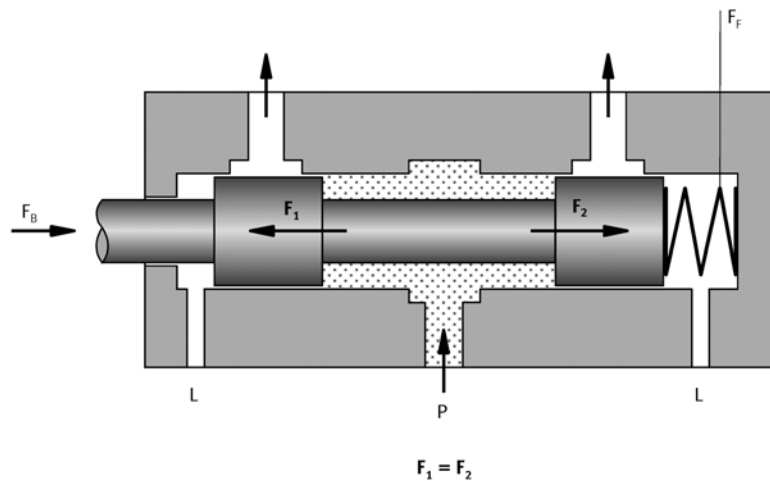
Mit diesem Prinzip kann sowohl ein 3-Wege-Druckregelventil wie auch ein 6/4-Wegeventil realisiert werden.



Längsschieberventil

8. Ventile

Zur Betätigung müssen an Längsschieberventilen nur die Reib- und Federkräfte überwunden werden. Kräfte, die aus dem anstehenden Druck resultieren, werden durch die entgegengestellten Flächen ausgeglichen.



Betätigungskraft

Ein Schieber muss mit einem Spiel eingebaut werden. Dieses Spiel hat einen ständigen Leckstrom zur Folge, das ergibt Volumenstromverluste am Ventil. Der Federraum muss daher mit einer Leckölleitung verbunden sein. Damit der Kolben nicht an die Wandung gedrückt wird, wird die Kolbenmantelfläche mit umlaufenden Nuten versehen.

Beim Verschieben des Kolbens tritt nur Flüssigkeitsreibung auf.

Ist das Hydrauliköl verschmutzt, setzen sich Schmutzteilchen zwischen Schieber und Bohrung. Sie wirken dort wie Schmirgel und führen zur Vergrößerung der Bohrung. Das hat eine Vergrößerung des Leckstroms zur Folge.

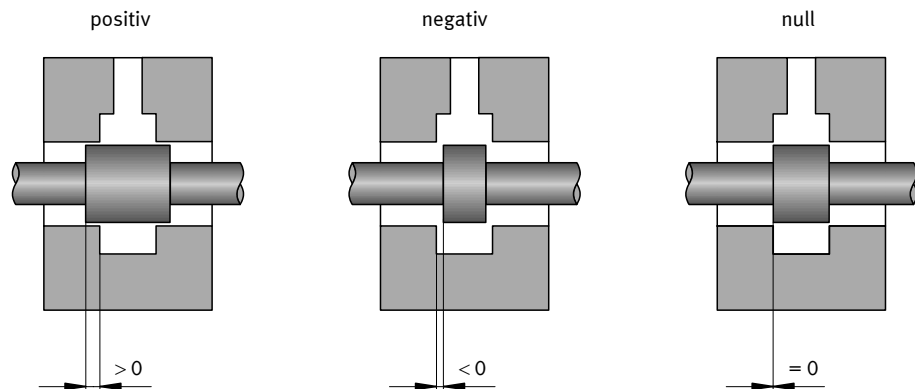
Schieberprinzip	Sitzprinzip
Leckölstrom	dichtschließend
schmutzempfindlich	schmutzunempfindlich
einfacher Aufbau von Mehrstellungsventilen	aufwendiger Aufbau von Mehrstellungsventilen
Druck ausgeglichen	Druckausgleich muss geschaffen werden
großer Betätigungsweg	kurzer Betätigungsweg

Vergleich der Ventilbauarten

8.5

Kolbenüberdeckung

Das Schaltverhalten eines Ventils wird bestimmt durch die Kolbenüberdeckung. Es wird unterschieden zwischen positiver, negativer und Nullüberdeckung (Nullschnitt). An einem Steuerkolben können die einzelnen Steuerkanten auch unterschiedlich überdeckt sein.



Kolbenüberdeckungen

Die Kolbenüberdeckung bestimmt neben dem Kolbenspiel maßgeblich die Leckölrate.

Überdeckungen sind für alle Arten von Ventilen von Bedeutung. Die jeweilig günstige Überdeckung wird entsprechend dem Anwendungsfall ausgewählt:

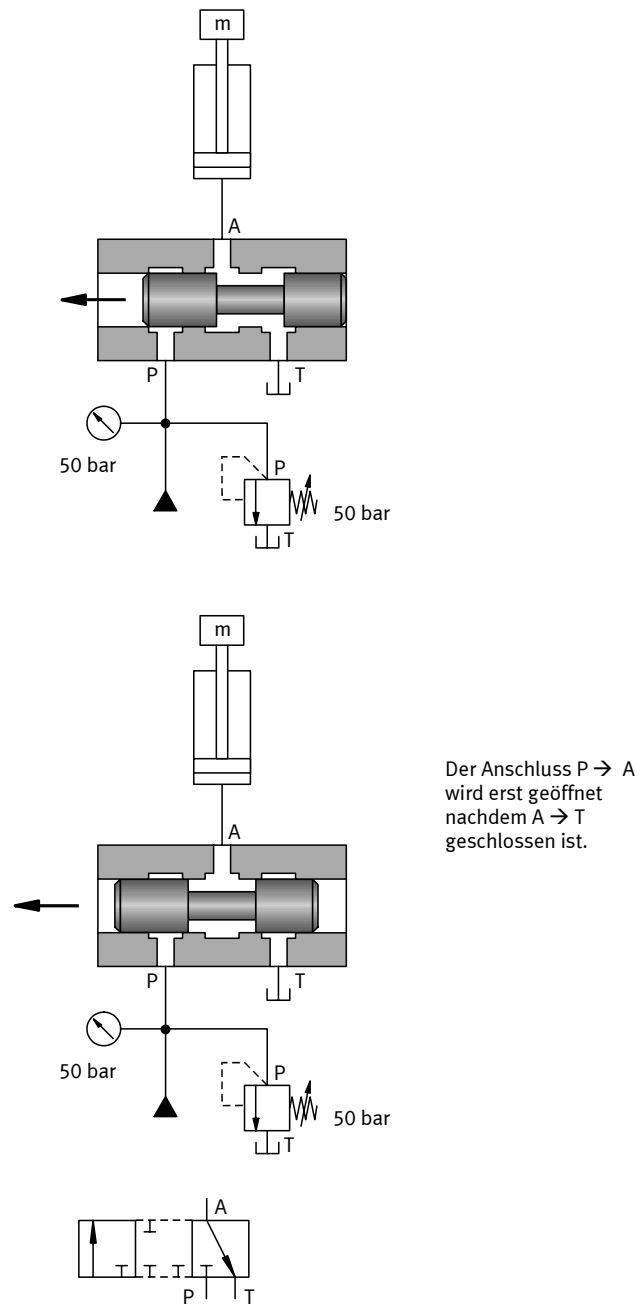
- **positive Schaltüberdeckung**
beim Umschalten sind kurzzeitig alle Anschlüsse gegeneinander abgesperrt;
kein Zusammenbrechen des Druckes (wichtig bei Anlagen mit Speicher);
Schaltschläge durch Druckspitzen; hartes Anfahren
- **negative Schaltüberdeckung**
beim Umschalten sind kurzzeitig alle Anschlüsse miteinander verbunden;
Druck bricht kurzzeitig zusammen (Last sinkt ab)
- **Druckvoröffnung**
die Pumpe wird zuerst mit dem Arbeitselement verbunden, dann der Ablauf des Arbeitselements mit dem Behälter
- **Ablaufvoröffnung**
der Ablauf des Arbeitselements wird zuerst zum Behälter entlastet, bevor der Zulauf mit der Pumpe verbunden wird
- **Nullüberdeckung**
Kante liegt an Kante. Wichtig für schnelles Schalten, kurze Schaltwege

8. Ventile

Bei Mehrstellungsventilen können anwenderspezifisch die Kolbenüberdeckungen innerhalb eines Ventils unterschiedlich sein. Dadurch werden auch die Schaltüberdeckungen den geforderten Anforderungen angepasst. Im Reparaturfall muss daher darauf geachtet werden, dass der neue Kolben dieselbe Überdeckungen aufweist.

Nachfolgend werden die Auswirkung einer positiven und einer negativen Überdeckung am Beispiel einfachwirkender Zylinder, angesteuert mit einem 3/2-Wegeventil, aufgezeigt.

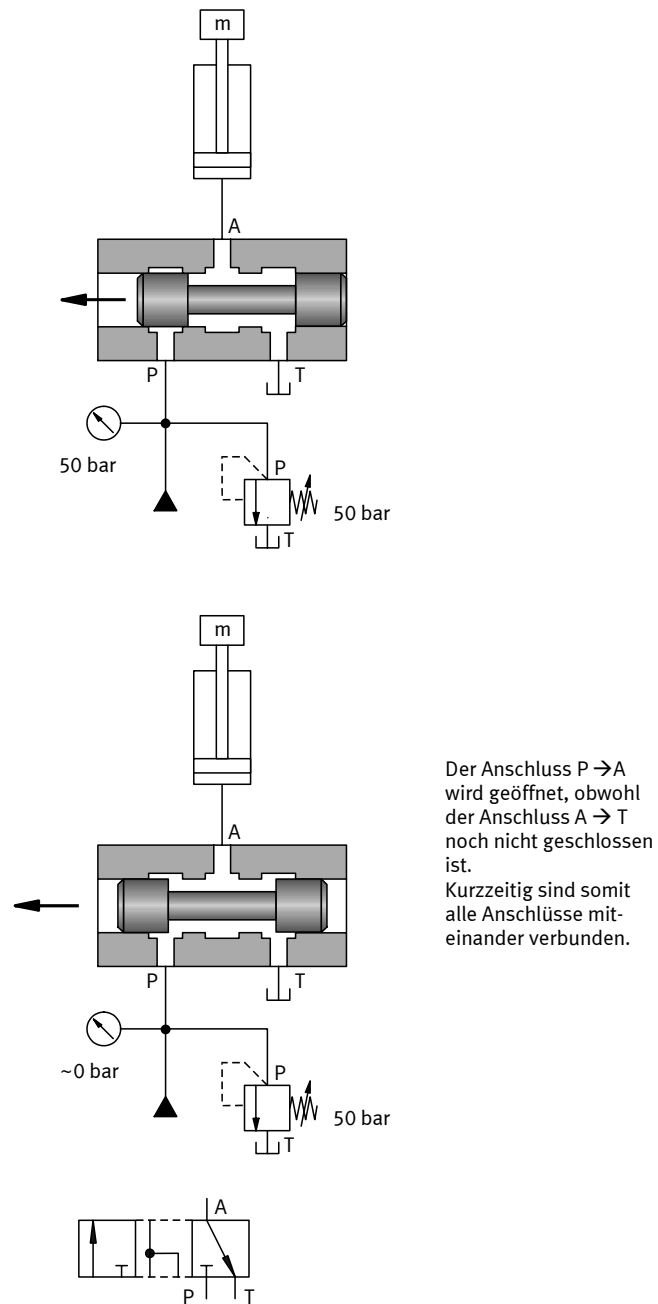
8. Ventile



Schaltüberdeckung positiv

Systemdruck wirkt sofort auf den Zylinder, hartes Anfahren.

8. Ventile

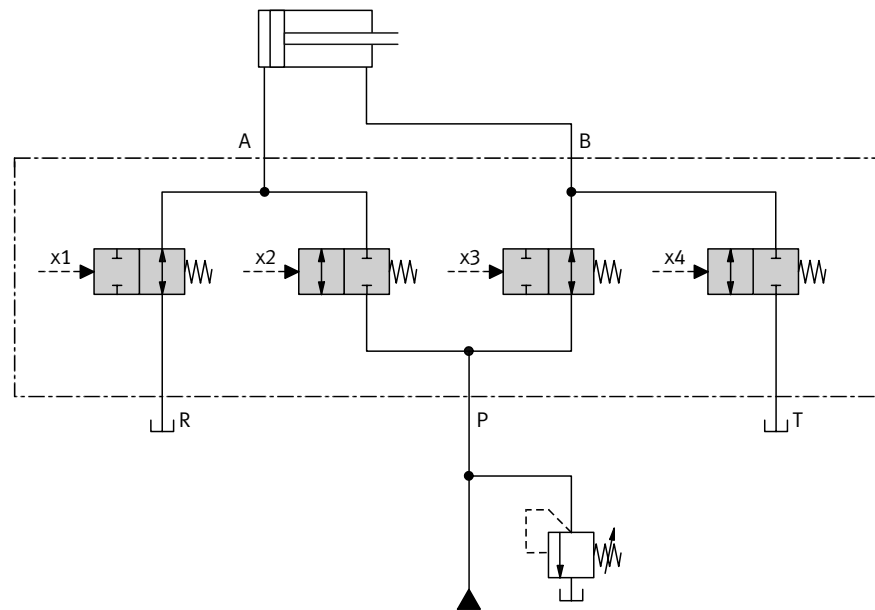


Schaltüberdeckung negativ

Beim Umschalten wird entlastet, weicher Druckaufbau zum Anfahren.

8. Ventile

Wie bei den Schieberventilen kann mit 2/2-Wege-Sitzventilen jede Schaltüberdeckung realisiert werden.



Schaltüberdeckung mit Sitzventilen

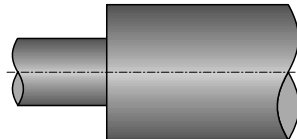
Bei **Schieberventilen** ist die Schaltüberdeckung durch die Steuerkantengeometrie und durch die starre Verbindung der Steuerkolben festgelegt.

Bei **Sitzventilen** wird durch unterschiedliches zeitliches Ansprechen der einzelnen Ventile die jeweilig gewünschte Schaltüberdeckung erreicht und kann wenn notwendig durch Änderung der Ansteuerzeiten beliebig geändert werden.

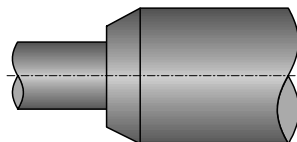
8. Ventile

8.6 Steuerkanten

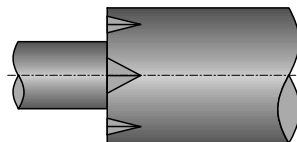
Die **Steuerkanten** der Kolben werden häufig scharfkantig, mit einer Fase oder einer Kerbe ausgeführt. Durch diese **Steuerkantenprofilierung** erfolgt beim Schalten keine schlagartige, sondern eine allmähliche Drosselung des Volumenstroms.



scharfkantige Steuerkante



Steuerkante mit Fase

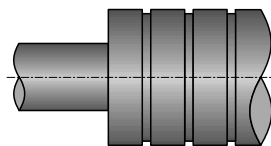


Steuerkante mit Axialkerben

Steuerkanten

Betätigungskraft

Durch den Druck im Ventil wird der Kolben gegen die Gehäusebohrung gedrückt. Das hat erhebliche Reibkräfte und somit hohe Betätigungskräfte zur Folge. Durch Ringnuten am Kolbenumfang wird der Druck ausgeglichen. Der Kolben schwimmt auf einem Ölfilm. Beim Betätigen ist nur noch Flüssigkeitsreibung zu überwinden.



Ringnuten

Für die Betätigung von Ventilen gibt es verschiedene Möglichkeiten. Darüber hinaus können Ventile auch elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch betätigt werden.

8. Ventile

Anschlussbezeichnungen

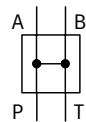
Für die Bezeichnung der Anschlüsse gibt es zwei Möglichkeiten – entweder werden die Buchstaben P, T, A, B und L oder eine fortlaufende alphabetische Bezeichnung verwendet.

Ventile haben verschiedene **Schaltstellungen**. Um angeben zu können, welche Anschlüsse miteinander verbunden bzw. gesperrt sind, wird folgende Regel angewendet:

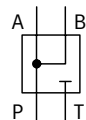
- ein Querstrich zwischen den Buchstaben der Anschlüsse (z. B. P-A) bedeutet, dass die Anschlüsse miteinander verbunden sind
- ein durch Komma getrennter einzelner Buchstabe (z. B. P-A, T) bedeutet, dass der Anschluss (hier: T) gesperrt ist.

Beispiele

P-A-B-T: alle Anschlüsse sind miteinander verbunden.



P-A-B,T: P, A und B sind verbunden, T ist gesperrt.



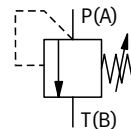
9. Druckventile

Druckventile haben die Aufgabe, den Druck in der Hydraulikanlage und in Teilbereichen zu steuern und zu regeln.

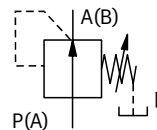
- Druckbegrenzungsventile
Mit diesen Ventilen wird der Druck einer Anlage eingestellt und begrenzt. Die Abfrage des Steuerdrucks erfolgt am Eingang (P) des Ventils.
- Druckregelventile
Diese Ventile reduzieren bei veränderlichem höherem Eingangsdruck den Ausgangsdruck. Die Abfrage des Steuerdrucks erfolgt am Ausgang des Ventils.

In der Abbildung sind die Bildzeichen für die Druckventile dargestellt.

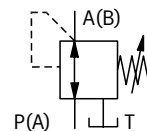
Druckbegrenzungsventil



2-Wege-Druckregelventil



3-Wege-Druckregelventil



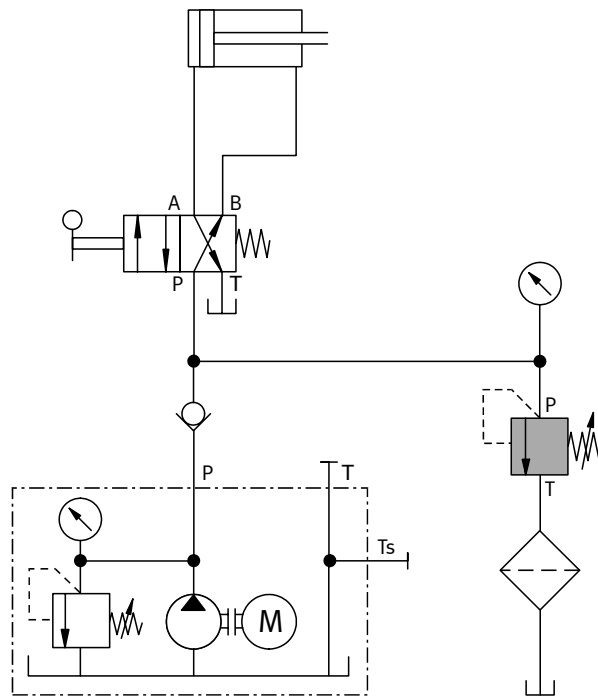
Druckventile

9.1 Druckbegrenzungsventile (DBV)

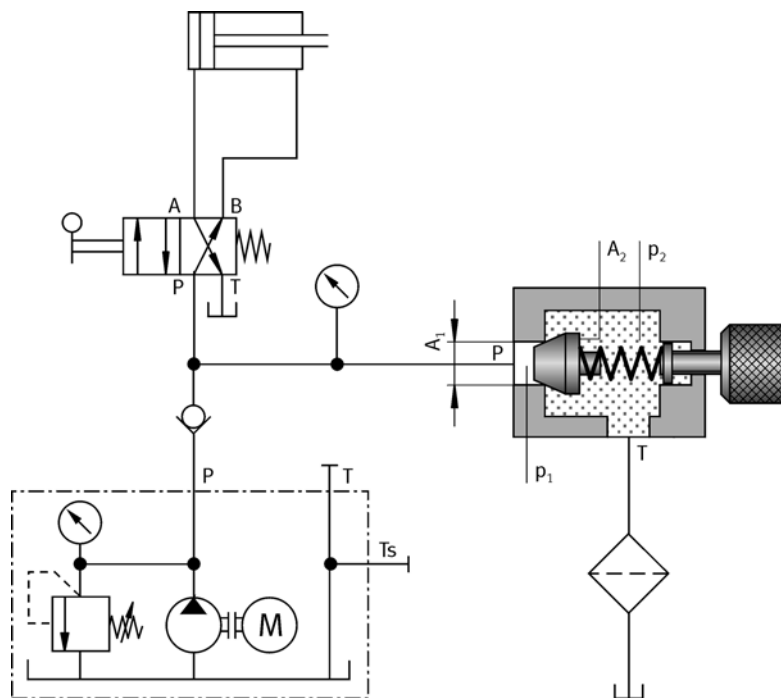
Druckbegrenzungsventile werden als Sitz- oder Schieberventile gebaut. In der Ruhestellung wird in diesen durch eine Druckfeder

- ein Dichtelement auf den Eingangsanschluss gedrückt
oder
- ein Schieber über die Tankanschlussöffnung geschoben

9. Druckventile



Druckbegrenzungsventile (Schaltplan)



Druckbegrenzungsventile (Schnittdarstellung)

Druckbegrenzungsventile arbeiten nach folgendem Prinzip:

Der Eingangsdruck (p) wirkt auf die Fläche des Ventilelements und erzeugt die Kraft

$$F = p_1 \cdot A_1$$

Die Federkraft, mit der das Ventilelement auf den Sitz gedrückt wird, kann eingestellt werden.

Übersteigt die Kraft, die durch den Eingangsdruck erzeugt wird, die Federkraft, so beginnt das Ventil zu öffnen. Dadurch fließt ein Teilstrom zum Tank. Steigt der Eingangsdruck weiter an, so öffnet das Ventil so lange, bis der gesamte Pumpenförderstrom zum Tank abfließt.

Widerstände am Ausgang (Tankleitung, Rücklauffilter o. ä.) wirken auf die Fläche A_2 . Die daraus resultierende Kraft muss der Federkraft zugerechnet werden. Die Ausgangsseite des Ventils kann auch Druck ausgeglichen sein siehe DBV mit Dämpfung und Druckausgleich.

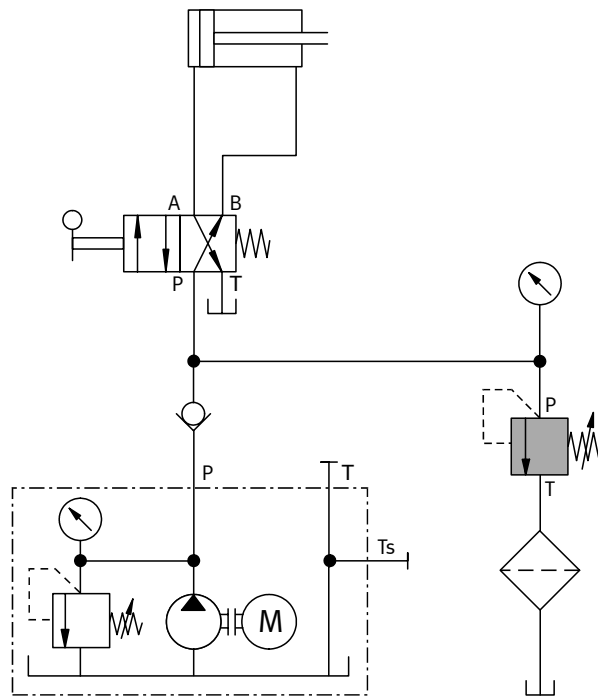
In Druckbegrenzungsventilen sind häufig – zur Vermeidung von Druckschwingungen – Dämpfungskolben oder Drosseln eingebaut. Die gezeigte Dämpfungseinrichtung bewirkt:

- schnelles Öffnen
- langsames Schließen des Ventil

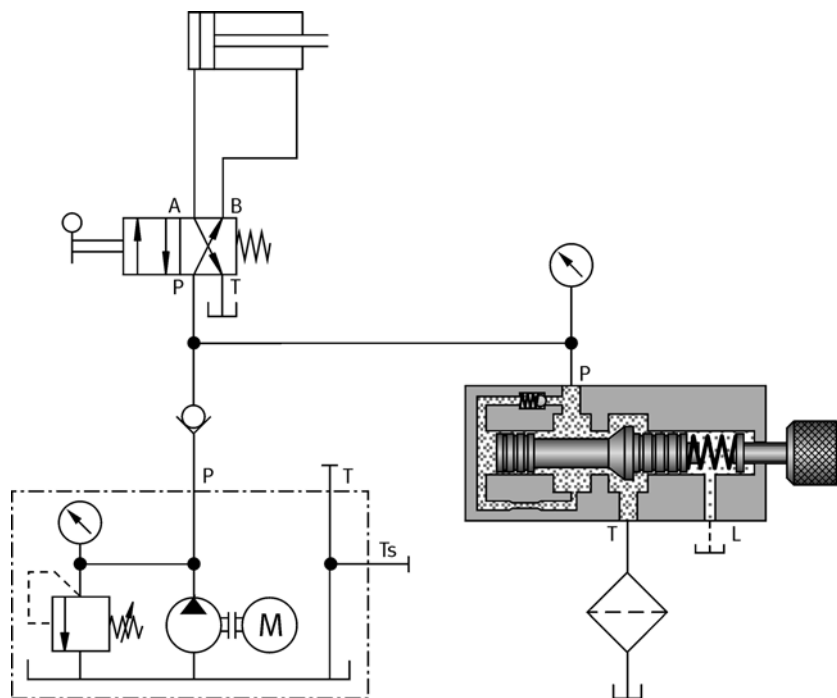
Damit sollen Schäden, die sich durch Druckschläge ergeben, vermieden werden (weiches Arbeiten des Ventils). Druckschläge entstehen, wenn die Pumpe das Hydrauliköl fast drucklos in den Hydraulikkreis fördert und durch ein Wegeventil schlagartig der Verbraucheranschluss geschlossen wird.

Im gezeigten Schaltplan fließt der gesamte Pumpenförderstrom unter Höchstdruck über das Druckbegrenzungsventil zum Tank. Wird das Wegeventil umgeschaltet, baut sich der Druck zum Zylinder hin ab, das gedämpfte Druckbegrenzungsventil schließt langsam. Ein ungedämpftes Ventil würde schlagartig schließen und Druckspitzen könnten auftreten.

9. Druckventile



Druckbegrenzungsventil (Schaltplan)

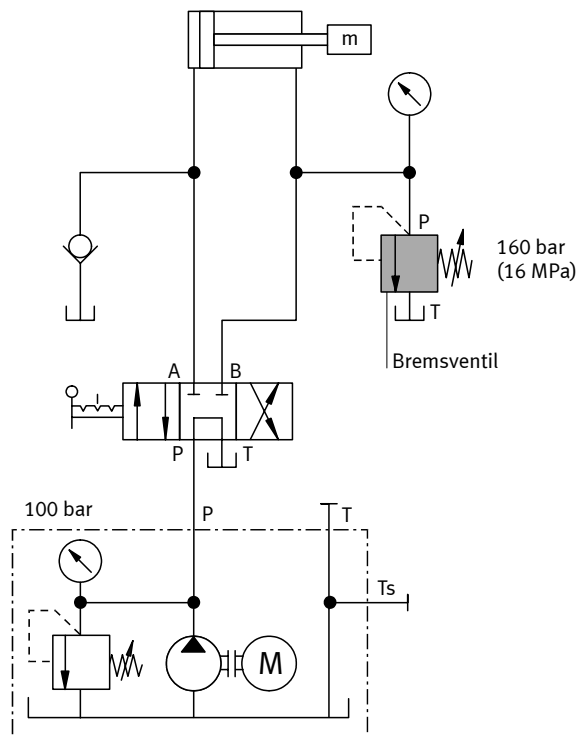


Druckbegrenzungsventil mit Dämpfung (Schnittdarstellung)

9. Druckventile

Druckbegrenzungsventile werden eingesetzt als:

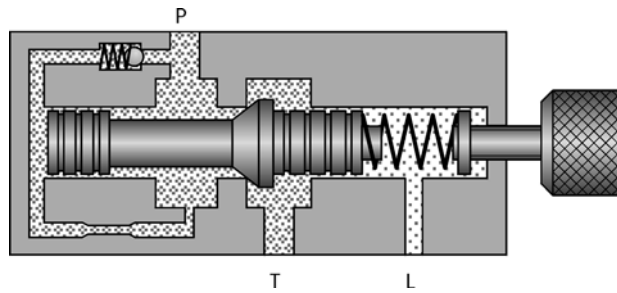
- **Sicherheitsventile**
Als Sicherheitsventil wird ein Druckbegrenzungsventil bezeichnet, das z. B. an der Pumpe angebaut ist, um diese vor Überlastung zu schützen. Dieses Ventil ist auf den Maximaldruck der Pumpe fest eingestellt. Es öffnet nur in Notfällen.
 - **Gegenhalteventile**
Sie wirken den Massenträgheiten durch ziehende Lasten entgegen. Das Ventil muss druckausgeglichen und der Tankanschluss belastbar sein.
 - **Bremsventile**
Sie verhindern Druckspitzen, die infolge von Massenträgheitskräften bei plötzlichem Sperren des Wegeventils auftreten können.
 - **Folgeventile (Zuschaltventile, Druckzuschaltventile)**
Sie öffnen bei Überschreiten des eingestellten Drucks die Verbindung zu weiteren Verbrauchern.
- Es gibt intern und extern gesteuerte Druckbegrenzungsventile.
Druckbegrenzungsventile in Sitz- oder Schieberausführung können als Folgeventile nur eingesetzt werden, wenn das Ventil druckausgeglichen ist und eine Belastung des Tankanschlusses keine Auswirkung auf die Öffnungscharakteristik hat.



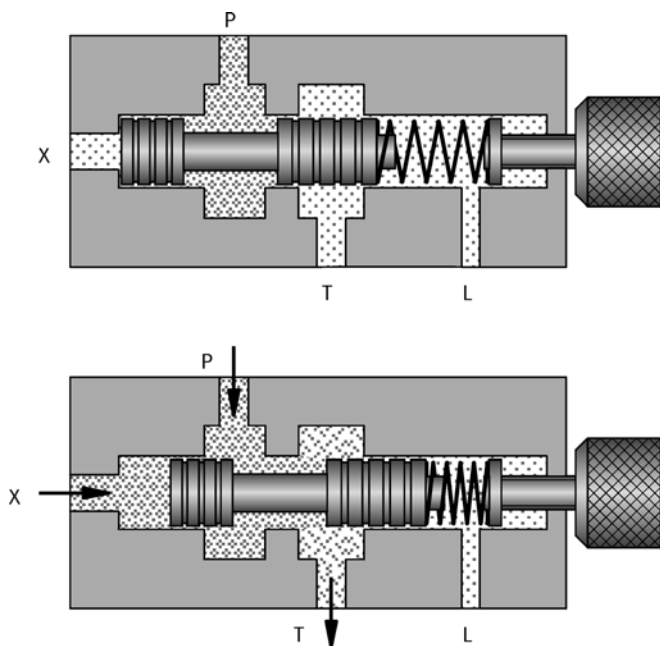
Einsatzbeispiel Bremsventil

9. Druckventile

Das nachstehende Bild zeigt ein gedämpftes Druckventil in Sitzausführung.

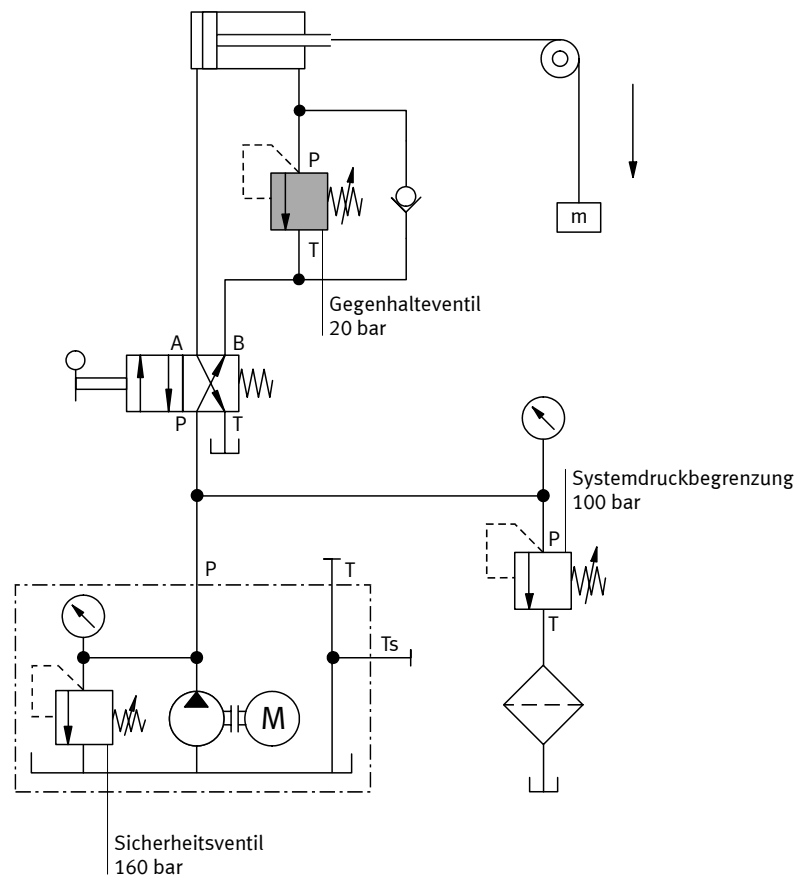


Druckbegrenzungsventil, intern gesteuert, gedämpft



Druckbegrenzungsventil, extern gesteuert

9. Druckventile



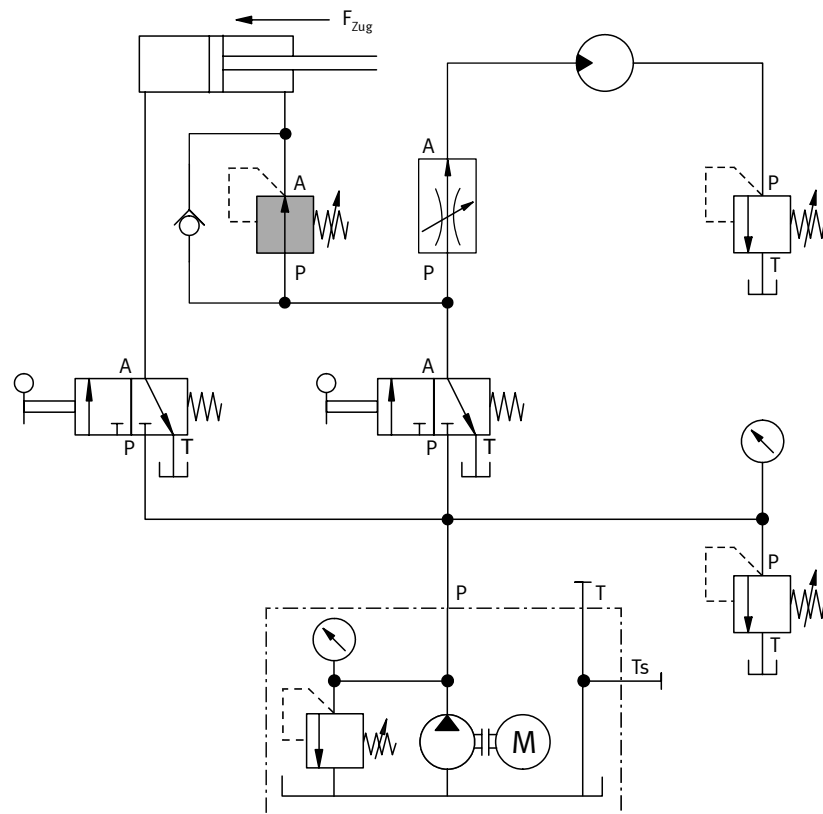
Einsatzbeispiel Gegenhalteventil

9.2 Druckregelventile (DRV)

Druckregelventile reduzieren den Eingangsdruck auf einen vorgegebenen Ausgangsdruck.

Sie werden nur sinnvoll eingesetzt, wenn in einer Anlage unterschiedliche Drücke benötigt werden. Die Arbeitsweise des Druckregelventils wird deshalb hier an Hand eines Beispiels mit zwei Steuerkreisen erklärt:

- Der erste Steuerkreis wirkt über ein Stromregelventil auf einen Hydromotor, der eine Walze antreibt. Mit dieser Walze werden Mehrschichtplatten verklebt.
- Der zweite Steuerkreis wirkt auf einen Hydraulikzylinder, der die Walze mit reduziertem, einstellbarem Druck auf die Platten zieht. Zum Einlegen der Platten kann die Walze mit dem Zylinder angehoben werden (Kolbenstange fährt aus).

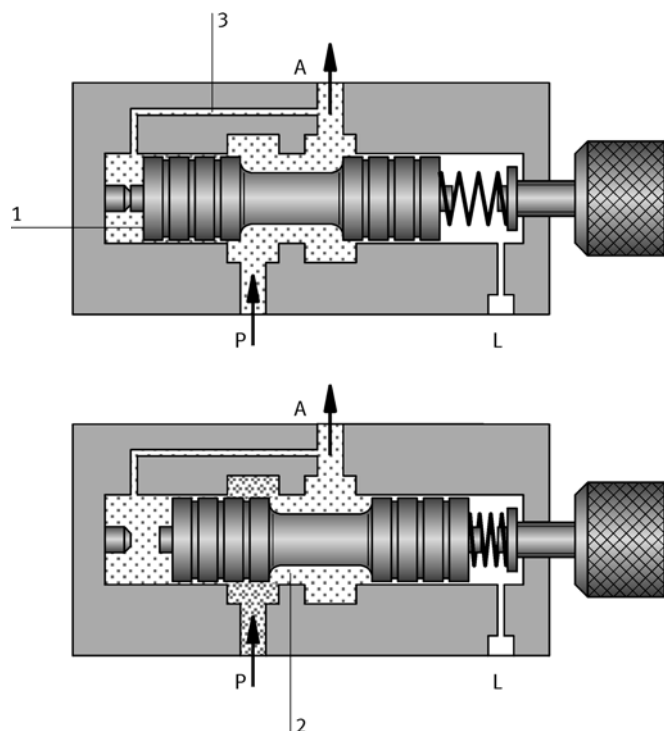


2-Wege-Druckregelventil (Beispiel)

9. Druckventile

Das in dem Schaltplan eingezeichnete Druckregelventil arbeitet nach folgendem Prinzip:

In Ruhestellung ist das Ventil geöffnet. Der Ausgangsdruck bei (A) wird über eine Steuerleitung (3) auf die Kolbenfläche (1) gegeben. Die daraus resultierende Kraft wird mit der eingestellten Federkraft verglichen. Übersteigt die Kraft der Kolbenfläche den eingestellten Wert, so beginnt das Ventil zu schließen, da sich der Ventilschieber soweit gegen die Feder bewegt, bis Kräftegleichgewicht herrscht. Dadurch wird der Drosselspalt (2) verkleinert, und es kommt zu einem Druckabfall. Steigt der Druck am Ausgang (A) weiter, schließt der Kolben völlig. Am Eingang (P) herrscht der Druck des ersten Steuerkreises. Am Ausgang (A) herrscht der am Druckregelventil eingestellte Druck.



2-Wege-Druckregelventil

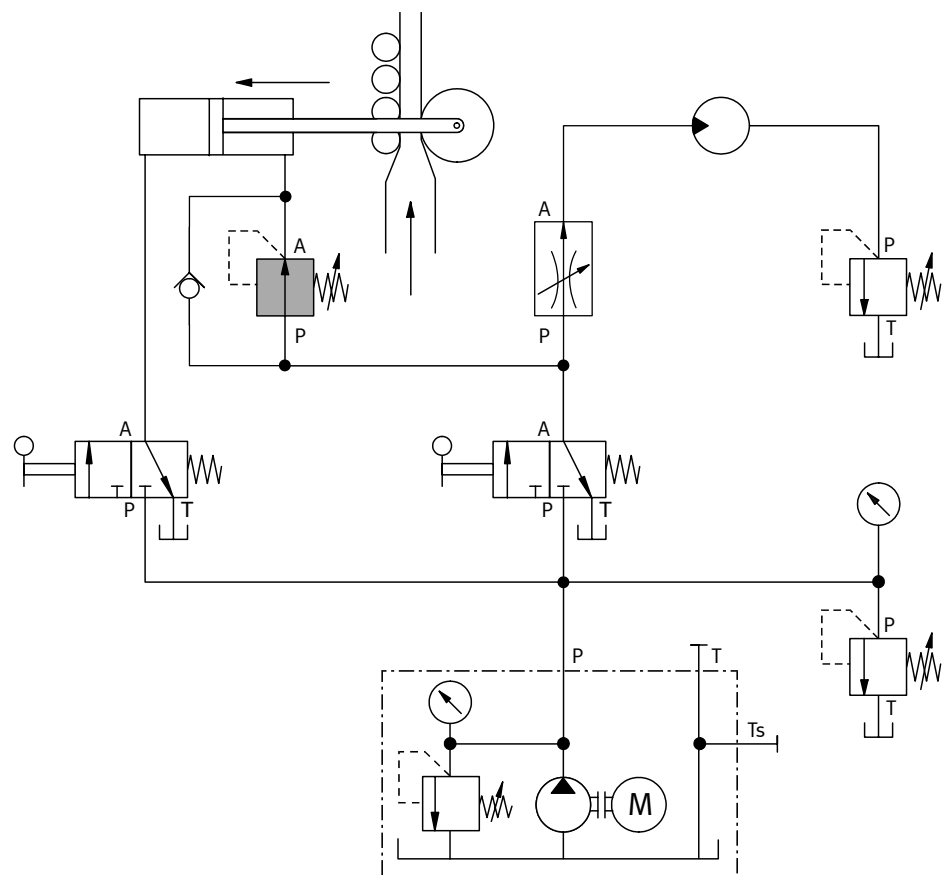
Bei Schieberventilen kann zusätzlich durch entsprechende Gestaltung der Steuerkanten das Öffnungsverhalten so beeinflusst werden, dass der Öffnungsspalt nur langsam größer wird. Das bewirkt eine größere Regelgenauigkeit und eine Verbesserung des Schwingungsverhaltens des Ventils.

9. Druckventile

Das bisher behandelte 2-Wege-Druckregelventil wird eingesetzt, wenn beispielsweise für eine Spannvorrichtung ein konstanter, niedrigerer Druck in einem Nebenkreis der Hydraulikanlage benötigt wird.

Beispiel

In unserem vorgestellten Fall können jedoch mit dem 2-Wege-Druckregelventil Probleme auftreten.

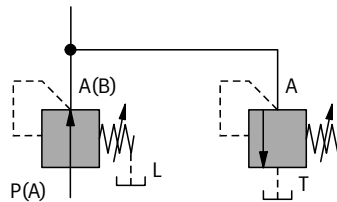


Schaltung mit 2-Wege-Druckregelventil

Hat das 2-Wege-Druckregelventil geschlossen, so bewirken Materialverdickungen des Werkstücks eine weitere Druckerhöhung am Ausgang (A) des Druckregelventils. Diese Druckerhöhung über den eingestellten Wert ist unerwünscht. Abhilfe kann durch Einbau eines Druckbegrenzungsventils am Ausgang geschaffen werden.

9. Druckventile

In der Praxis wird das 2-Wege-Druckregelventil nur selten eingesetzt. Durch seine Konstruktion ist ein Herunterregeln von einem hohen Einstelldruck auf einen niedrigen nicht möglich.



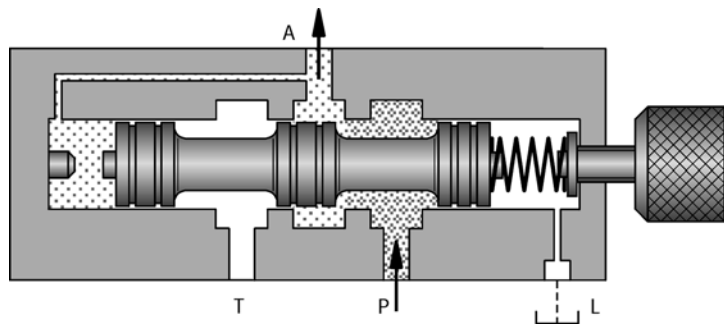
DBV zur Vermeidung von Druckerhöhung

Dieses Druckbegrenzungsventil kann verschieden eingestellt werden:

- DBV Einstellung größer als Druckregelventil
- DBV Einstellung gleich Druckregelventil
- DBV Einstellung kleiner als Druckregelventil

Diese Einstellungen bewirken unterschiedliches Verhalten des Druckregelventils.

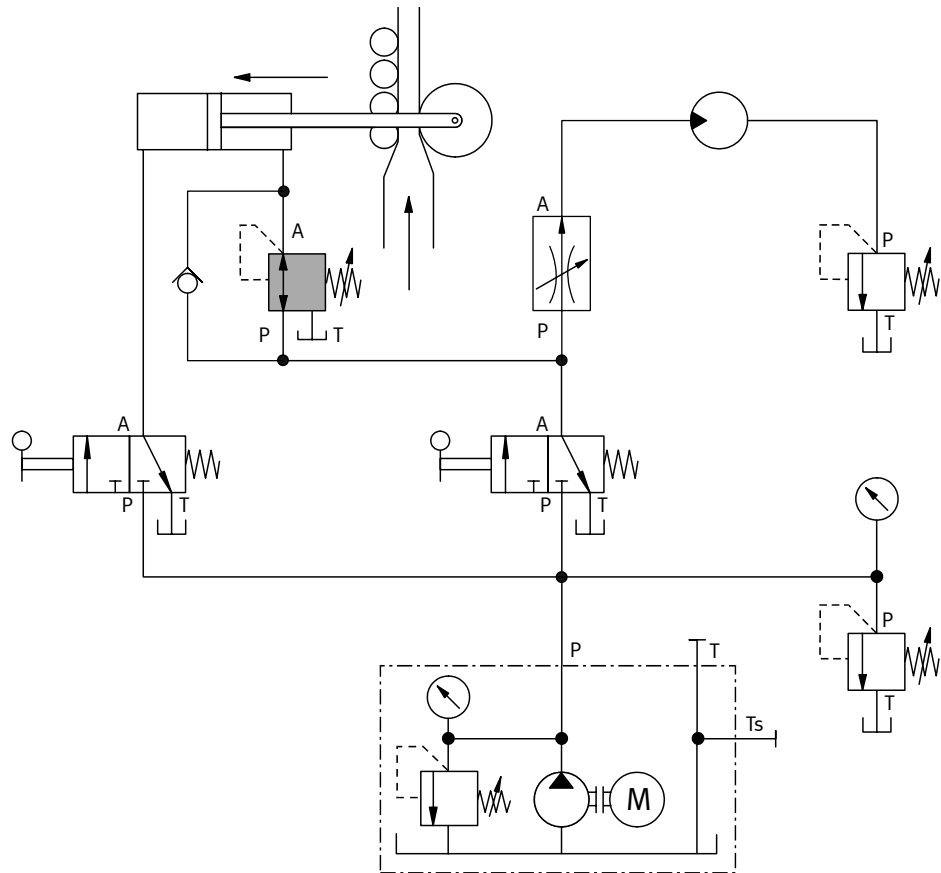
Eine andere Möglichkeit, diese Druckerhöhungen abzubauen, kann durch Verwendung eines 3-Wege-Druckregelventils verwirklicht werden.



3-Wege-Druckregelventil

Die Wirkungsweise des 3-Wege-Druckregelventils ist im Hinblick auf den Durchfluss von P nach A identisch mit dem 2-Wege-Druckregelventil.

Ein Druckanstieg am Ausgang (A) über den eingestellten Druck bewirkt jedoch hier ein weiteres Verschieben des Kolbens. Die eingebaute Druckbegrenzungsfunktion wirkt und öffnet von A nach T.



3-Wege-Druckregelventil (Schaltplan)

Zu beachten

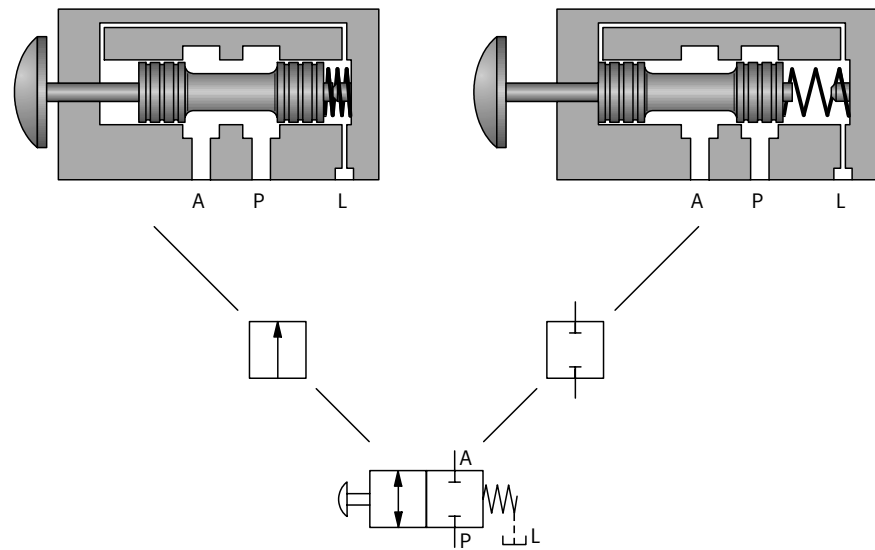
Beim 3-Wege-Druckregelventil ist die Überdeckung konstruktiv festgelegt.
Beim 2-Wege-Druckregelventil in Kombination mit einem Druckbegrenzungsventil ist die Überdeckung einstellbar.

Da an dieser Anpresswalze äußere Kräfte auf den Zylinder wirken, ist ein 3-Wege-Druckregelventil oder ein 2-Wege-Druckregelventil in Kombination mit einem Druckbegrenzungsventil einzubauen.

Hier empfiehlt es sich das 3-Wege-Druckregelventil mit einer negativen Überdeckung (T öffnet bevor P schließt) zu verwenden. Bei der Kombination 2-Wege-DRV mit DBV ist dann das DBV auf einem geringeren Druck einzustellen als das DRV.

10. Wegeventile

Wegeventile sind Bauelemente, die Durchflusswege in Hydraulikanlagen ändern, öffnen oder schließen. Damit wird die Bewegungsrichtung und das Anhalten der Arbeitselemente gesteuert. Die Darstellung der Wegeventile erfolgt nach DIN ISO 1219.



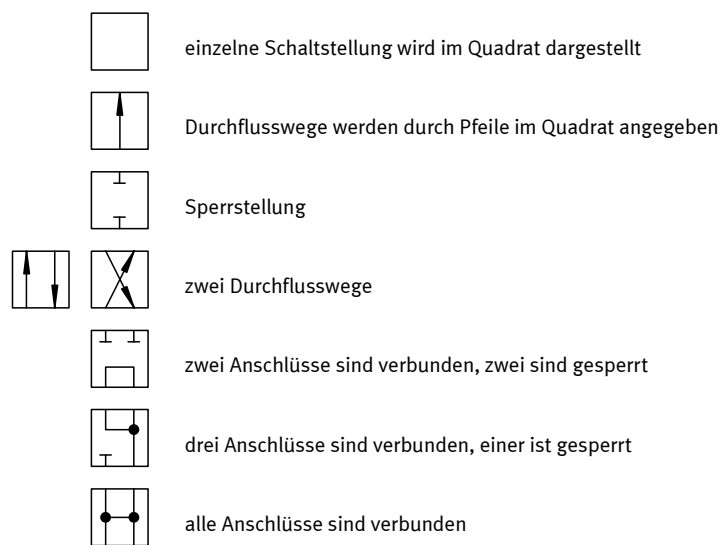
2/2-Wegeventil

10. Wegeventile

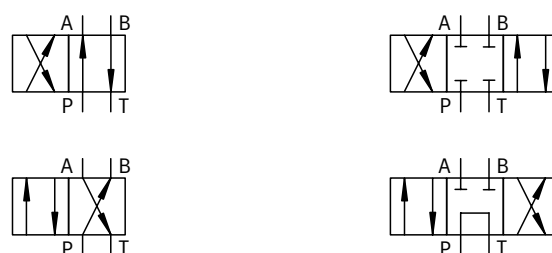
Bildzeichen der Wegeventile

Für die Darstellung von Wegeventilen gilt:

- Jede einzelne Schaltstellung wird durch ein Quadrat dargestellt.
- Richtungs- bzw. Durchflusswege werden durch Pfeile gekennzeichnet.
- Gesperzte Anschlüsse werden durch Querstriche angegeben.
- Anschlüsse werden als Strich an die entsprechende Schaltstellung gezeichnet.
- Leckölanschlüsse werden als gestrichelte Linie gezeichnet und zur Unterscheidung von Steueranschlüssen gekennzeichnet (L).



Schaltstellungen



Schaltstellungen (Beispiele)

10. Wegeventile

Die Wegeventile werden unterteilt in **stetig arbeitende** und **binär * arbeitende Wegeventile**.

(* zweiwertig (0 bzw. 1): 1 = Ausgang vorhanden, 0 = Ausgang nicht vorhanden)

Stetig arbeitende
Wegeventile

Diese Ventile haben neben zwei Endstellungen beliebig viele Zwischenschaltstellungen mit unterschiedlichen Drosselwirkungen. Hierzu gehören die **Proportional- und Servoventile**, die in den Lehrbüchern TP 700 behandelt werden.

Binär arbeitende
Wegeventile

Sie haben immer eine feste Anzahl (2, 3, 4...) Schaltstellungen. Diese werden in der Praxis vereinfacht **Wegeventile** genannt. Sie gehören zum Bereich der sogenannten **Schwarz-Weiß-Hydraulik** und sind Gegenstand dieses Buches.

Bei den Wegeventilen wird entsprechend der Anzahl der Anschlüsse und der Schaltstellungen unterschieden in:

- 2/2-Wegeventil
- 3/2-Wegeventil
- 4/2-Wegeventil
- 5/2-Wegeventil
- 4/3-Wegeventil

In der Abbildung sind die Bildzeichen der Wegeventile dargestellt. Die Betätigungsarten wurden zur Vereinfachung weggelassen.

In der Praxis sind je nach Einsatzgebiet noch viele weitere Ausführungen vorhanden.

10. Wegeventile

Wegeventile		
2/2-WV	Ruhestellung "Gesperrt" (P, A)	
	Ruhestellung "Durchfluss" (P → A)	
3/2-WV	Ruhestellung "Gesperrt" (P, T → A)	
	Ruhestellung "Durchfluss" (P → A, T)	
4/2-WV	Ruhestellung "Durchfluss" (P → B, A → T)	
5/2-WV	Ruhestellung "Durchfluss" (A → R, P → B, T)	
4/3-WV	Mittelstellung "Gesperrt" (P, A, B, T)	
4/3-WV	Mittelstellung "Pumpenumlauf" (P → T, A, B)	
4/3-WV	"H"-Mittelstellung (P → A → B → T)	
4/3-WV	Mittelstellung "Arbeitsleitungen entlastet" (P, A → B → T)	
4/3-WV	Mittelstellung "Umströmung" (P → A → B, T)	

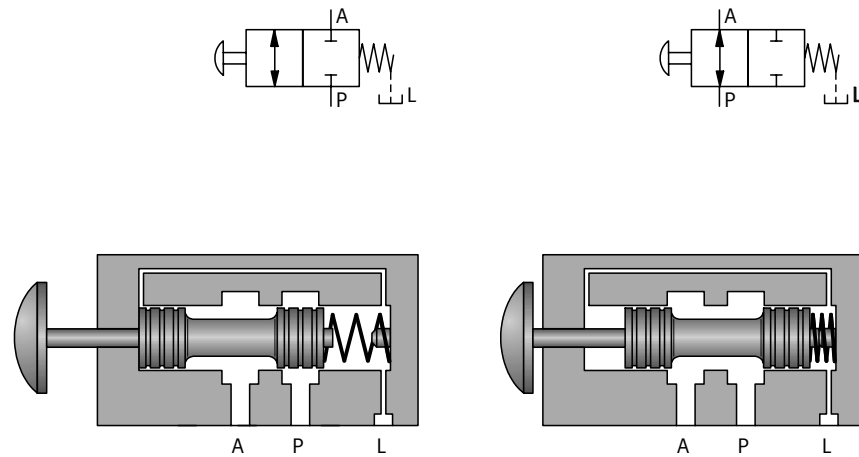
Wegeventile

10. Wegeventile

10.1

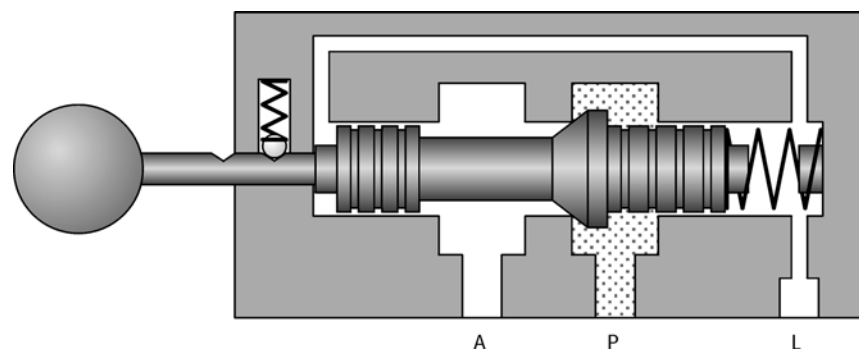
2/2-Wegeventil

Das 2/2-Wegeventil besitzt einen Arbeitsanschluss (A) und einen Druckanschluss (P) (siehe Abbildung). Es kann den Volumenstrom durch Sperren oder Öffnen des Durchgangs steuern. Das abgebildete Ventil hat folgende Schaltstellungen:



2/2-Wegeventil (Schieberausführung)

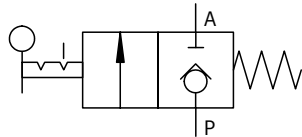
- Ruhestellung: P nach A gesperrt
- betätigte Stellung: Durchfluss P nach A



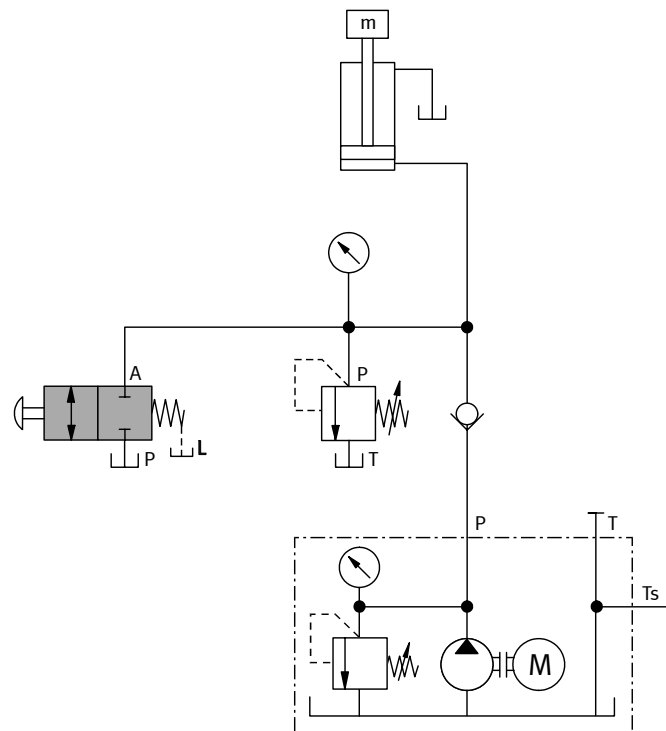
2/2-Wegeventil (Sitzausführung)

10. Wegeventile

Sitzventile werden oft mit im Bildzeichen eingezeichnetem Sitz dargestellt. Diese Darstellung ist nicht genormt. Dieses Ventil gibt es auch mit der Ruhestellung "Durchfluss von P nach A".

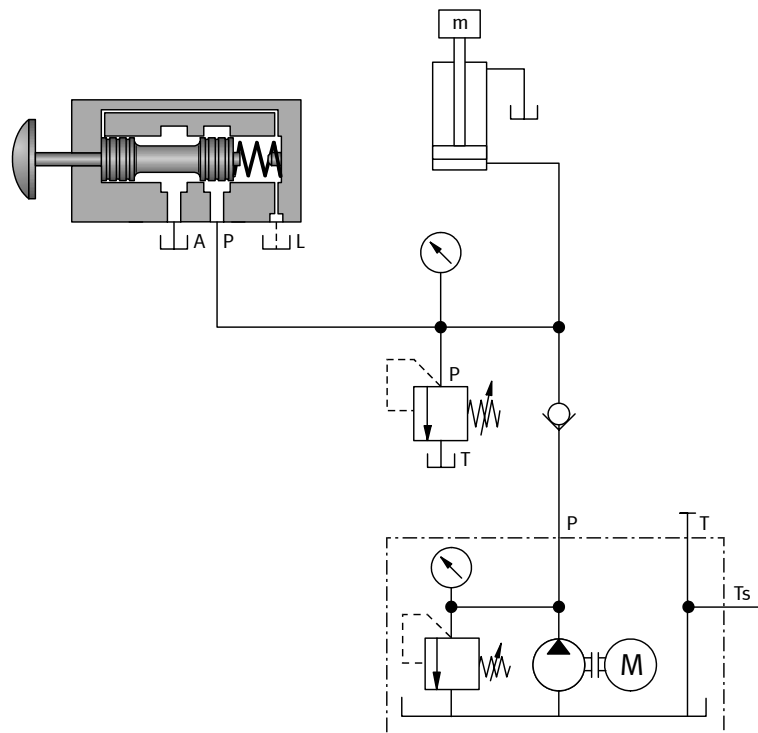


Bildzeichen Sitzventil



Ansteuern einfachwirkender Zylinder (Schaltplan)

10. Wegeventile

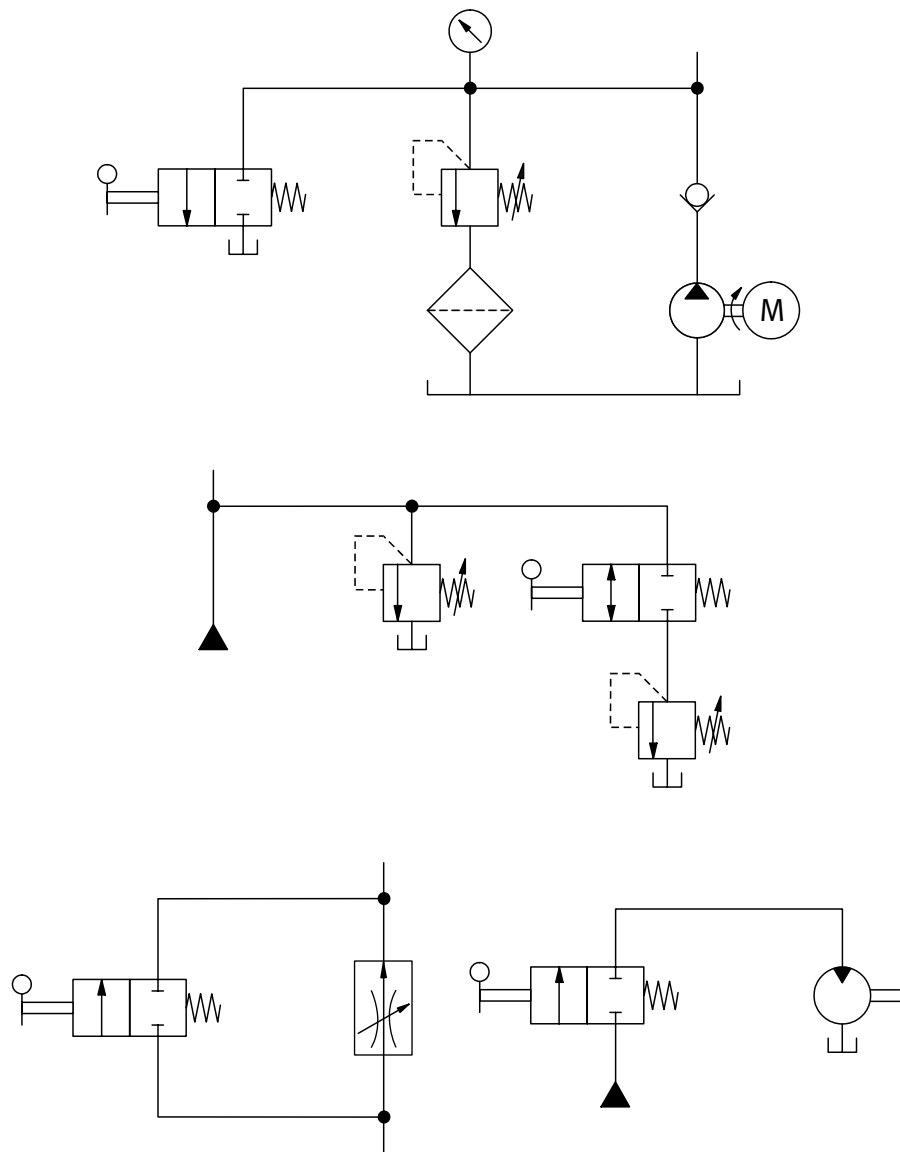


Ansteuern einfachwirkender Zylinder (Schnittdarstellung)

Weitere Anwendungsmöglichkeiten:

- als Umgehung, z. B. Eilgang-Vorschubschaltung, druckloser Pumpenumlauf;
- Zu- und Abschaltung verschiedener Strom- oder Druckventile;
(Druckstufenschaltung)
- Ansteuerung eines Motors in einer Richtung.

10. Wegeventile



Weitere Anwendungsmöglichkeiten

10. Wegeventile

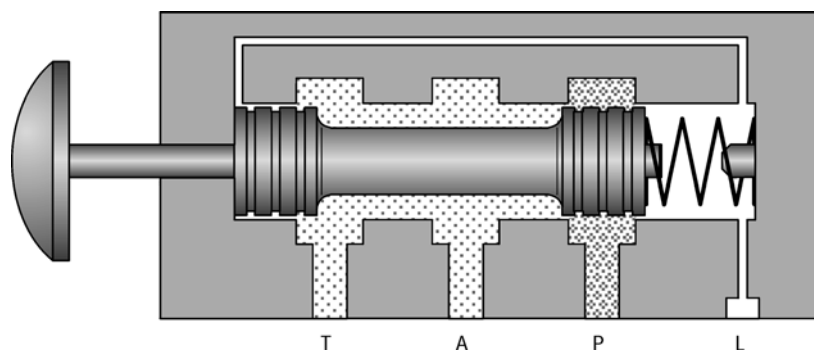
10.2

3/2-Wegeventil

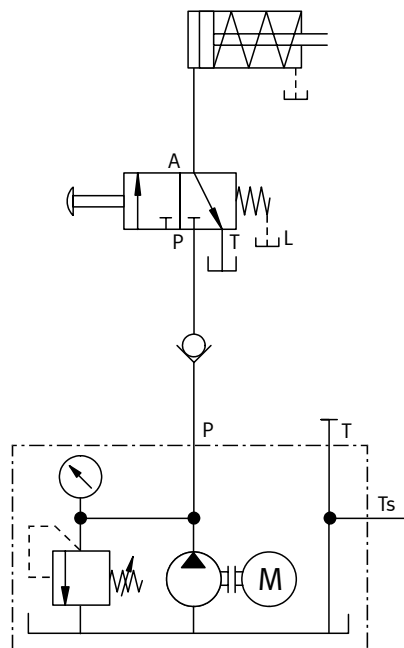
Das 3/2-Wegeventil besitzt einen Arbeitsanschluss (A), einen Druckanschluss (P) und einen Tankanschluss (T). Es steuert den Volumenstrom durch folgende Schaltstellungen:

- Ruhestellung: P ist gesperrt und A nach T ist offen
- betätigte Stellung: Abfluss T ist gesperrt, Durchfluss von P nach A

3/2-Wegeventile können auch in der Ruhestellung offen sein, d. h. es ist Durchfluss von P nach A.

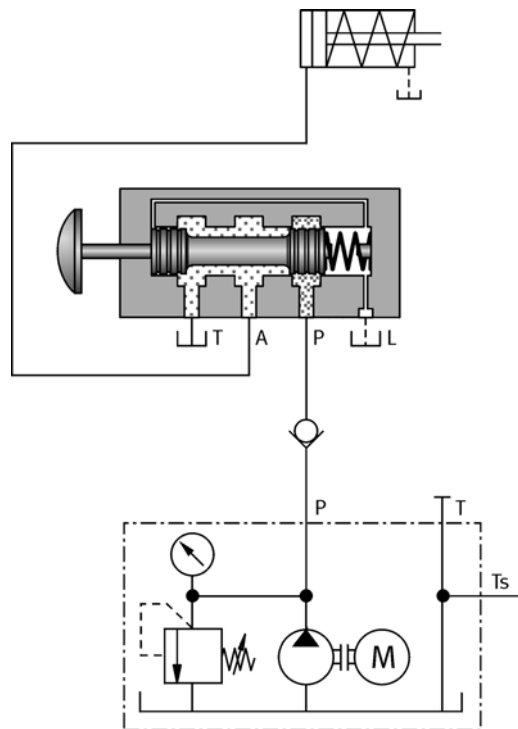


3/2-Wegeventil

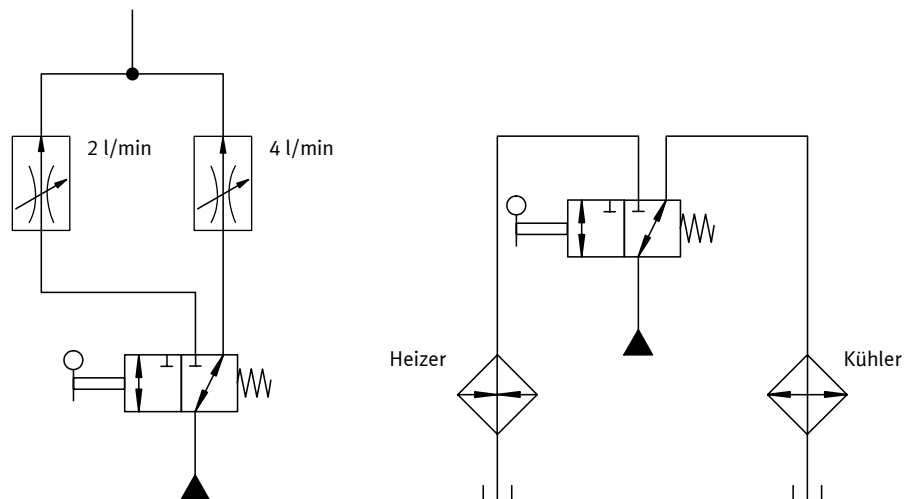


Ansteuerung einfachwirkender Zylinder

10. Wegeventile

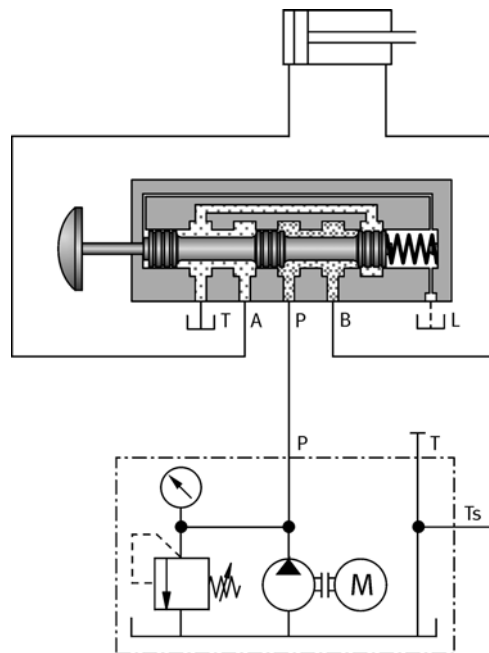


Ansteuerung einfachwirkender Zylinder (Schnittdarstellung)



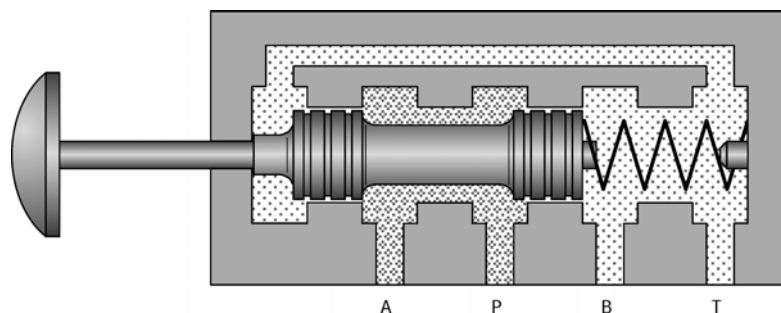
Anwendung als Weiche

10. Wegeventile



Ansteuerung doppelwirkender Zylinder (Schnittdarstellung)

4/2-Wegeventile werden auch mit nur zwei Steuerkolben gebaut. Diese Ventile benötigen keine Leckanschlüsse. Zu berücksichtigen ist bei dieser Ausführung, dass der Tankanschluss T und die Arbeitsanschlüsse A und B über die Abschlussdeckel des Ventils geführt sind. In Datenblättern für diese Ventile ist daher immer für den Tankanschluss ein geringerer maximaler Druck angegeben als für die Druckseite, weil der Druck an diesem Anschluss auf den Abschlussdeckel wirkt.



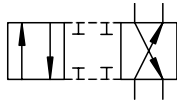
4/2-Wegeventil mit zwei Steuerkolben

4/2-Wegeventile werden konstruktiv am einfachsten als Schieberventile ausgeführt. Dagegen sind 4/2-Wegeventile in Sitzbauweise aufwendig, weil sie aus zwei 3/2- oder vier 2/2-Wegeventilen zusammengebaut werden.

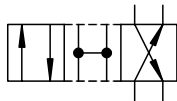
10. Wegeventile

Übergangsstellungen

Für die Auswahl von Ventilen sind die Übergangsstellungen von Bedeutung. Deshalb werden sie bei der ausführlichen Darstellung des Bildzeichens angegeben. Da es sich dabei nicht um tatsächliche Schaltstellungen handelt, wird das zugehörige Kästchen im Bildzeichen gestrichelt gezeichnet.



Symbol: Schaltüberdeckung positiv



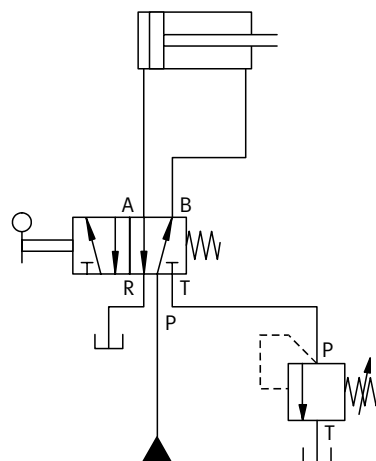
Symbol: Schaltüberdeckung negativ

Übergangsstellung 4/2-Wegeventil

Anwendungsmöglichkeiten der 4/2-Wegeventile:

- Ansteuern von doppelwirkenden Zylindern
- Ansteuern von Motoren mit Links- und Rechtslauf
- Ansteuern von zwei Schaltkreisen

Für das 4/2-Wegeventil kann auch ein 5/2-Wegeventil eingesetzt werden.



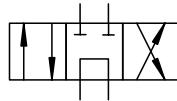
5/2-Wegeventil

10. Wegeventile

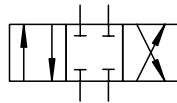
10.4

4/3-Wegeventil

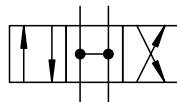
4/3-Wegeventile sind als Schieberventile einfach und als Sitzventil aufwendig gebaut. 4/3-Wegeventile in Sitzventilausführung können beispielsweise aus vier einzelnen Zwei-Wege-Ventilen zusammengesetzt sein.



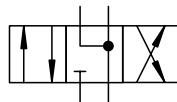
Mittelstellung – Pumpenumlauf



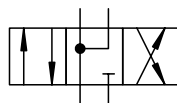
Mittelstellung – gesperrt



H - Mittelstellung



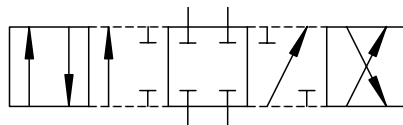
Mittelstellung – Arbeitsleitungen entlastet



Mittelstellung – Umströmung

4/3-Wegeventile

Bei 4/3-Wegeventilen werden die Übergangsstellungen angegeben:

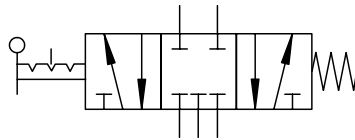


Übergangsstellungen (Beispiel)

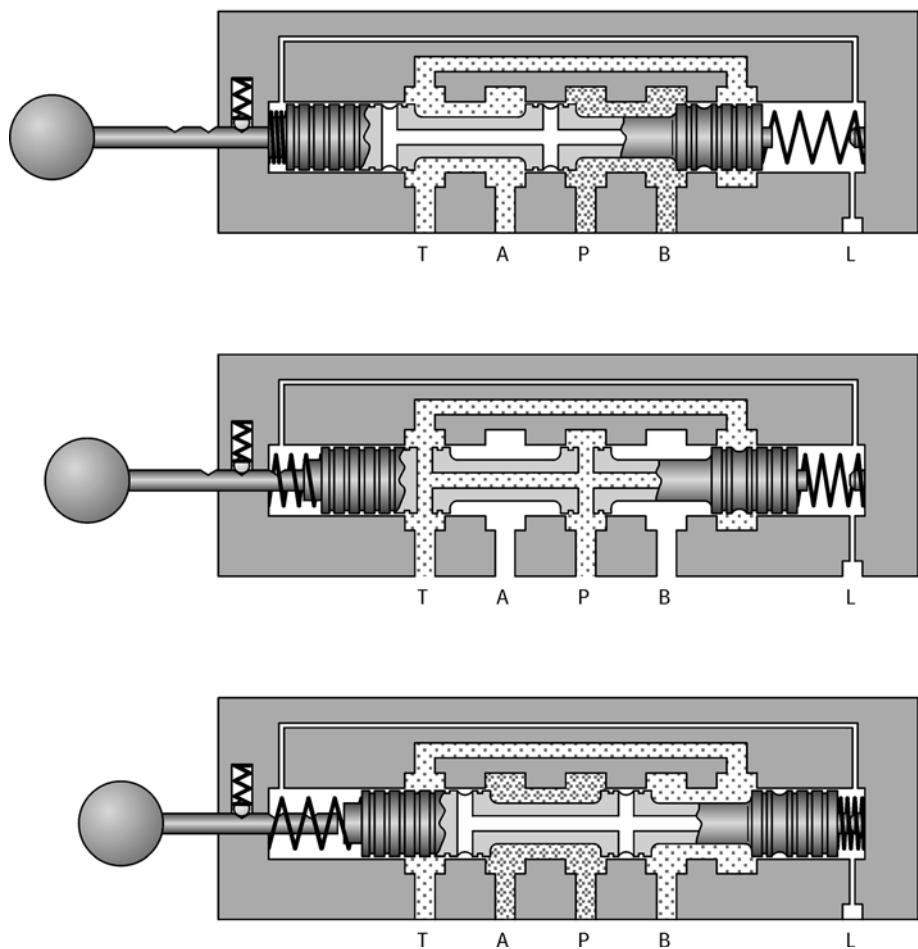
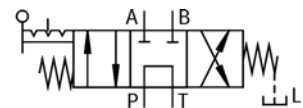
Das hier gezeigte 4/3-Wegeventil hat in der Mittelstellung positive Überdeckung. Die linke und rechte Übergangsstellung ist eine Kombination zwischen positiver und negativer Überdeckung.

10. Wegeventile

Das Steuerungsproblem bestimmt die Mittelstellung. Mehrstellventile werden auch als 5-Wegeventile gebaut.



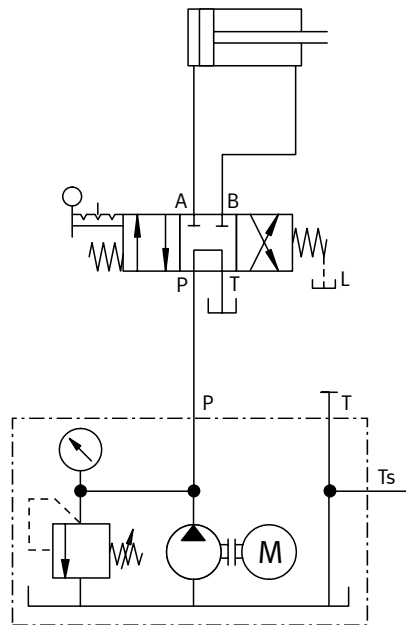
5/3-Wegeventil



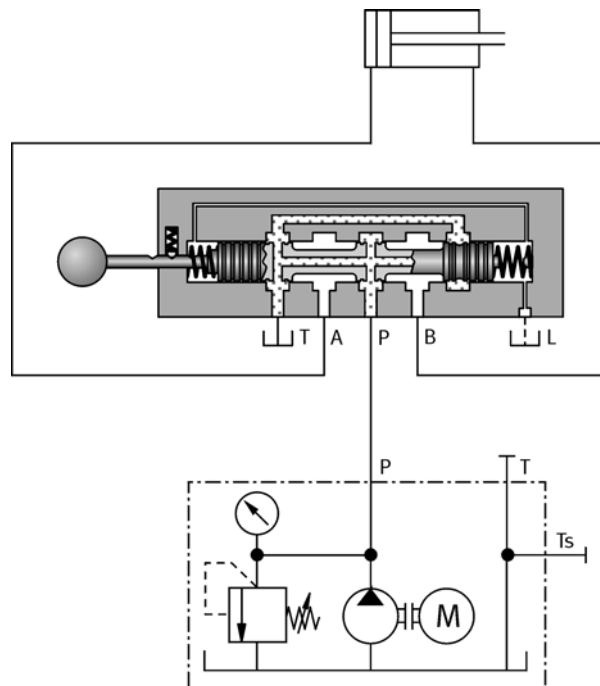
4/3-Wegeventil mit Pumpenumlauf

10. Wegeventile

Mit diesem Ventil kann nur eine Steuerkette betrieben werden.

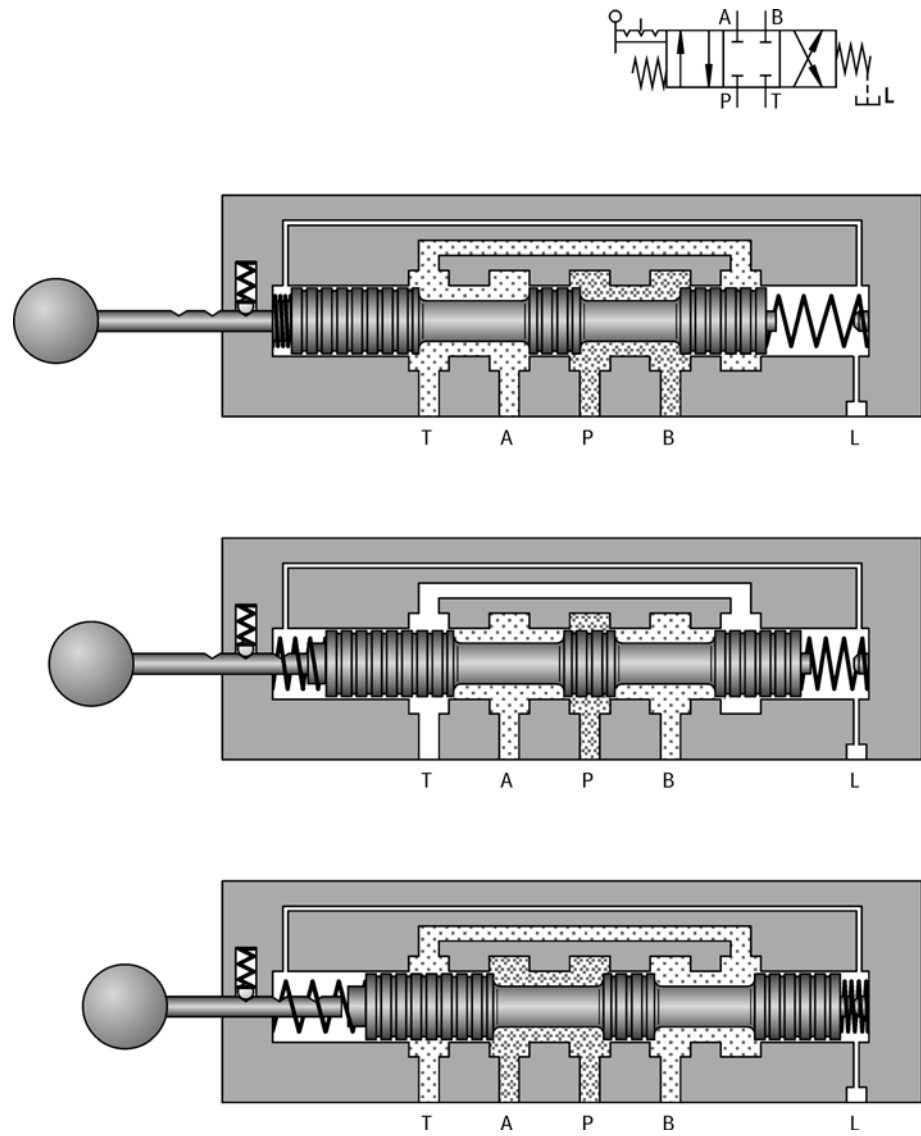


Pumpenumlauf



Pumpenumlauf (Schnittdarstellung)

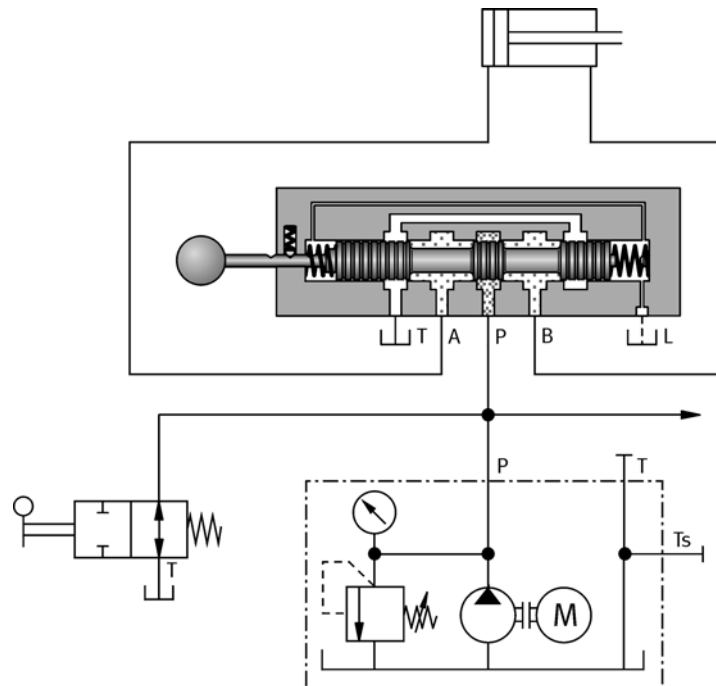
10. Wegeventile



4/3-Wegeventil (Sperrmittelstellung)

10. Wegeventile

Sollen mehrere Steuerketten betrieben werden, können 4/3-Wegeventile mit Sperrmittelstellung für die Ansteuerung der einzelnen Steuerketten eingesetzt werden. Soll bei betriebsbereiter Anlage auf Pumpenumlauf geschaltet werden, wird dies mit einem 2/2-Wegeventil realisiert.



Anwendungsbeispiele

Zu den **Anwendungsmöglichkeiten** der 4/3-Wegeventile gehört grundsätzlich das Ansteuern von doppeltwirkenden Zylindern oder Motoren (Halt, Rechtslauf, Linkslauf).

11. Sperrventile

Sperrventile sperren den Volumenstrom in einer Richtung und gestatten in der Gegenrichtung freien Durchfluss. Da die Absperrung absolut leckfrei sein soll, werden diese Ventile immer in Sitzbauweise ausgeführt und nach folgendem **Grundprinzip** konstruiert:

Ein Dichtelement (meistens Kugel oder Kegel) wird gegen eine entsprechende Sitzfläche gedrückt. Das Ventil kann von einem Volumenstrom in Durchflussrichtung geöffnet werden, indem das Dichtelement von der Sitzfläche angehoben wird.

Bei den Sperrventilen unterscheidet man:

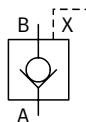
- Rückschlagventile (unbelastet, federbelastet)
- sperrbare und entsperrbare Rückschlagventile



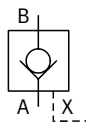
Rückschlagventil unbelastet



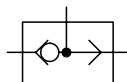
Rückschlagventil federbelastet



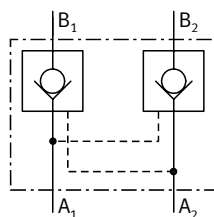
Sperrbares Rückschlagventil,
durch Vorsteuerung wird das
Schließen des Ventils verhindert



Entsperrbares Rückschlagventil,
durch Vorsteuerung wird das
Schließen des Ventils verhindert



Wechselventil



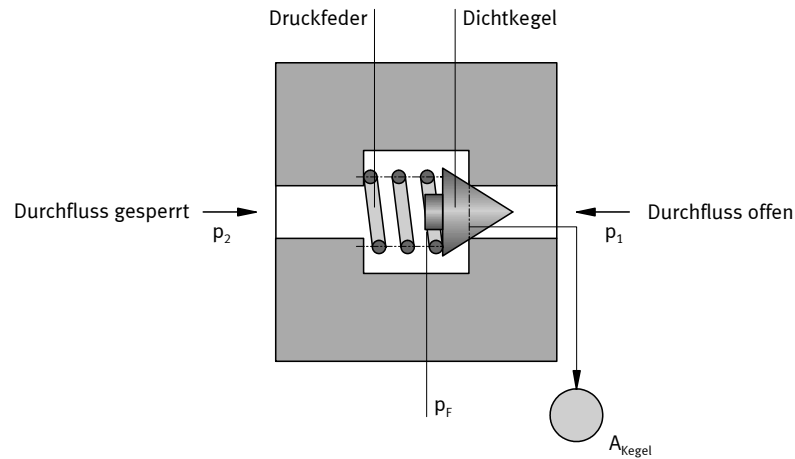
Entsperrbares
Doppelrückschlagventil

Sperrventile

11. Sperrventile

11.1 Rückschlagventil

Symbol: 



Federbelastetes Rückschlagventil

Wirkt auf den Dichtkegel ein Druck p_1 , so wird dieser von seinem Sitz abgehoben und gibt den Durchfluss frei, wenn das Ventil nicht federbelastet ist. Dabei muss der Gegendruck p_2 überwunden werden. Da das abgebildete Rückschlagventil federbelastet wird, wirkt zusätzlich zum Gegendruck p_2 auch die Federkraft auf den Dichtkegel, und es erfolgt Durchfluss, wenn:

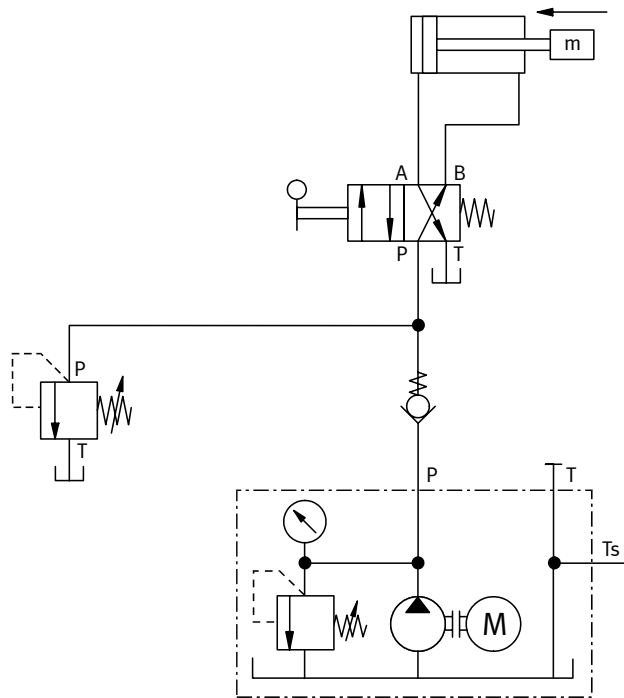
$$p_1 > p_2 + p_F$$

Für den Druck, der durch die Feder ausgeübt wird, gilt:

$$p_F = \frac{F_{\text{Feder}}}{A_{\text{Kegel}}}$$

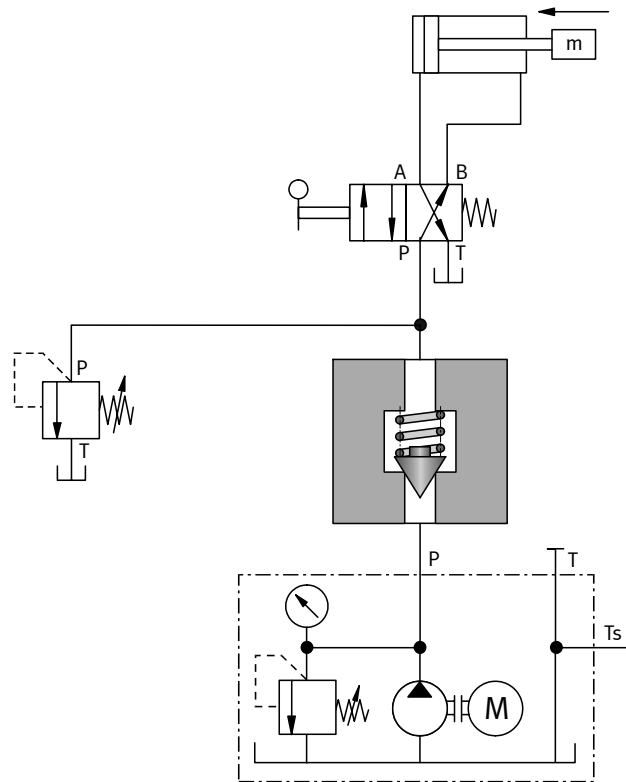
11. Sperrventile

Anwendungsmöglichkeiten In den Abbildungen sind Anwendungsmöglichkeiten der Rückschlagventile dargestellt.



Pumpenabsicherung

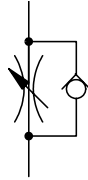
11. Sperrventile



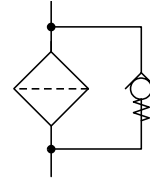
Pumpenabsicherung

Ein Lastdruck kann bei abgeschaltetem Elektromotor die Pumpe nicht rückwärts antreiben. Druckspitzen, die im System auftreten, wirken nicht auf die Pumpe, sondern werden über das DBV abgeführt.

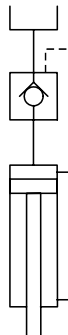
11. Sperrventile



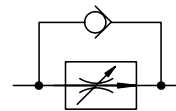
Stromventil nur in
einer Richtung
wirksam



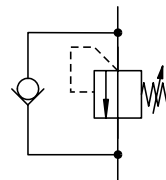
Umgehung verschmutzter
Filter
(Öffnungsdruck 0,5 – 3 bar)



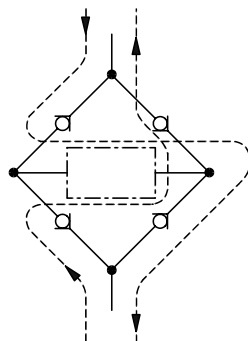
Nachsaugventil
bei Presse



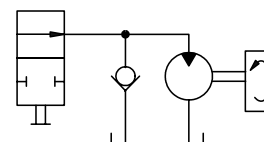
Umgehung
Stromregler



Umgehung
DBV als
Bremsventil



Graetz-Gleichrichter-
Schaltung



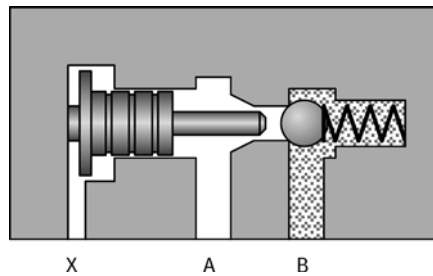
Nachsaugventil bei
rotierender Masse

Anwendungen

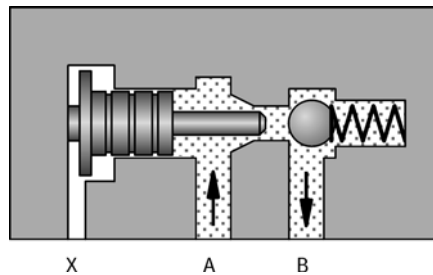
11. Sperrventile

11.2 Entsperrbares Rückschlagventil

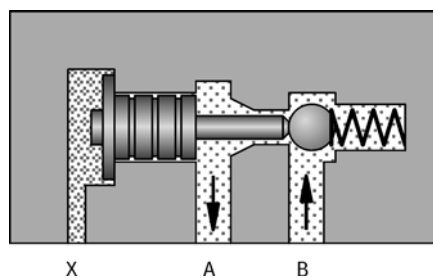
Bei den entsperrbaren Rückschlagventilen kann der Durchfluss in der gesperrten Richtung durch Aufsteuern des Ventilkegels freigegeben werden. Das geschieht nach folgendem Prinzip:
Der Durchfluss ist von A nach B möglich, von B nach A ist der Durchfluss gesperrt.



Durchfluss B nach A gesperrt



Durchfluss A nach B

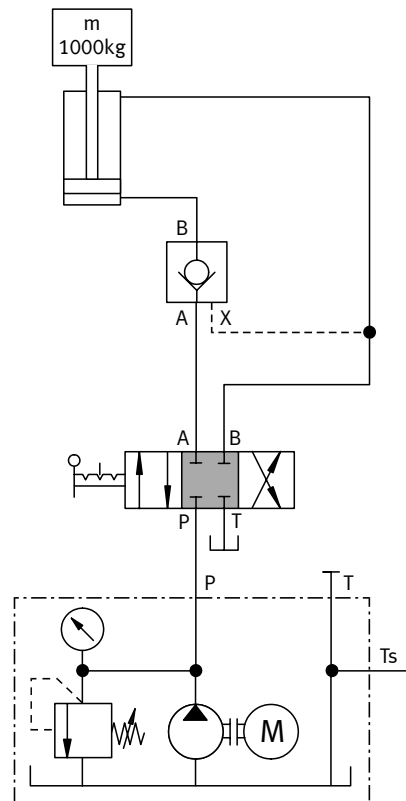


Durchfluss B nach A

Soll der Volumenstrom von B nach A fließen, muss die Ventilkugel mit dem Entsperrkolben von seinem Sitz abgehoben werden. Der Entsperrkolben wird über den Steueranschluss X mit Druck beaufschlagt.

11. Sperrventile

Ein entsperbares Rückschlagventil, das aufgesteuert ist, schließt nur, wenn das Steueröl aus dem Steueranschluss zum Behälter abfließen kann. Aus diesem Grunde erfordert der Einsatz eines entsperbaren Rückschlagventils eine spezielle Mittelstellung des 4/3-Wegeventils.

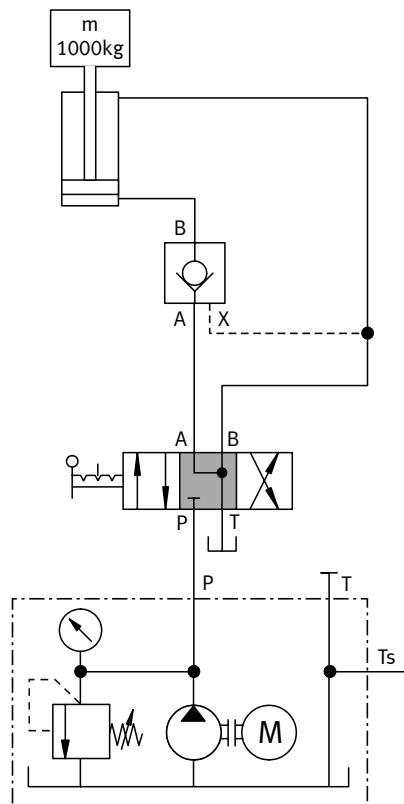


Entsperrbares Rückschlagventil

Mittelstellung “gesperrt”

Das entsperbare Rückschlagventil kann nicht sofort schließen, da aus dem gesperrten Steueranschluss X der Druck nur über die Leckage des Wegeventils entweichen kann.

11. Sperrventile



Entsperrbares Rückschlagventil

Mittelstellung
“Arbeitsleitungen entlastet”

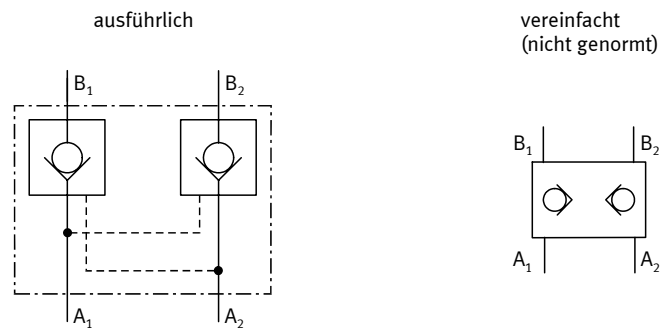
Da bei dieser Mittelstellung die Anschlüsse A, B mit T verbunden sind und P gesperrt ist, wird sowohl der Steueranschluss X als auch der Anschluss B am Rückschlagventil entlastet. Das Rückschlagventil schließt daher sofort.

11.3 Entsperrbares Doppelrückschlagventil

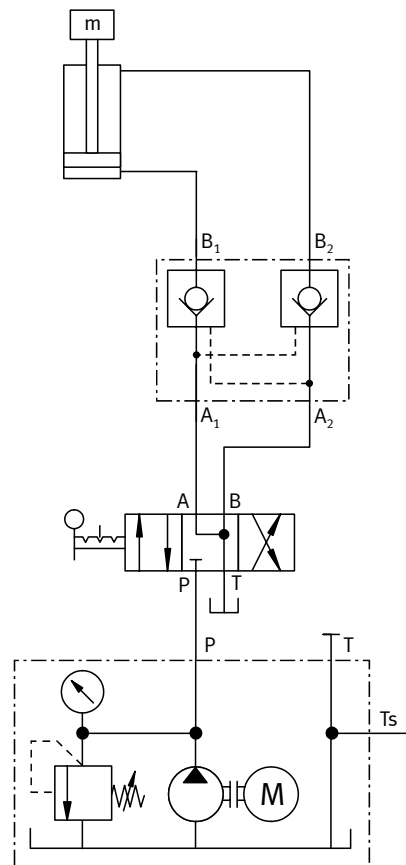
Durch das entsperrbare Doppelrückschlagventil kann auch bei interner Leckage über den Zylinderkolben eine Last sicher positioniert werden. Dieses sichere Positionieren ist jedoch nur bei stehendem Zylinder möglich. Bei einem hängenden Zylinder oder bei einem Zylinder mit durchgehender Kolbenstange ist ein Positionieren mit einem entsperrbaren Doppelrückschlagventil nicht möglich.

In der Abbildung ist das vereinfachte und das ausführliche Symbol eines entsperrbaren Doppelrückschlagventils sowie dessen Einbau zu sehen.

11. Sperrventile

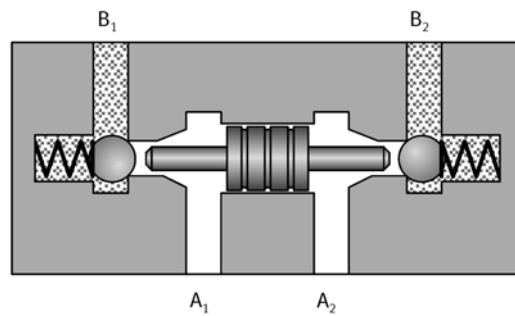


Entsperrbares Doppelrückschlagventil (Bildzeichen)

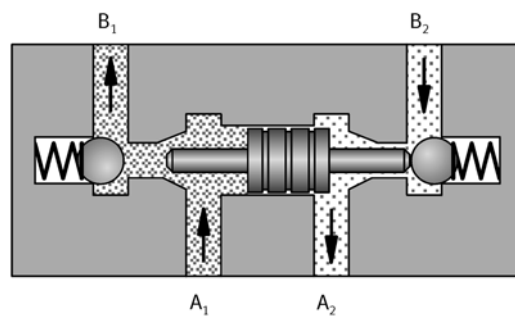


Anwendungsbeispiel

11. Sperrventile



Entsperrbares Doppelrückschlagventil, gesperrt



Entsperrbares Doppelrückschlagventil, offen

Das entsperrbare Doppelrückschlagventil arbeitet nach folgendem Prinzip:
In Strömungsrichtung von A_1 nach B_1 bzw. von A_2 nach B_2 ist jeweils freier Durchfluss möglich, von B_1 nach A_1 bzw. von B_2 nach A_2 ist der Durchfluss gesperrt.
Wird das Ventil von A_1 nach B_1 durchströmt, so wird der Steuerkolben nach rechts verschoben und der Ventilkegel wird vom Sitz gehoben. Dadurch ist der Durchfluss von B_2 nach A_2 geöffnet (entsprechend arbeitet das Ventil bei Durchfluss von A_2 nach B_2).

12. Stromventile

Stromventile werden eingesetzt, um die Geschwindigkeit eines Zylinders oder die Drehzahl eines Motors zu verringern. Da die beiden Größen vom Volumenstrom abhängig sind, muss dieser verringert werden. Konstantpumpen liefern jedoch einen gleichbleibenden Volumenstrom. Eine Verringerung des Volumenstroms zum Antriebselement geschieht nach folgendem Prinzip:

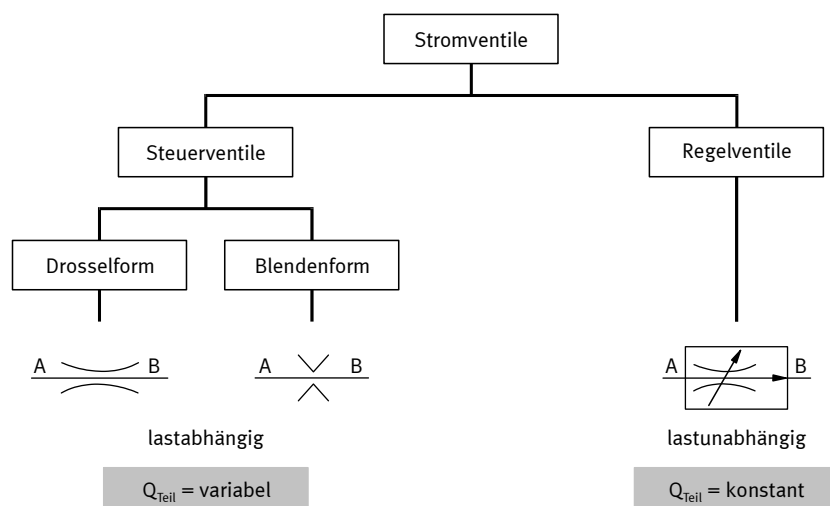
Durch Verringerung des Durchflussquerschnitts im Stromventil erfolgt vor diesem eine Druckerhöhung. Dieser Druck bewirkt das Öffnen des Druckbegrenzungsventils und damit eine Volumenstromteilung. Durch diese Volumenstromteilung wird bewirkt, dass die für die Drehzahl bzw. Geschwindigkeit benötigte Menge zum Arbeitselement fließt und der Lieferüberschuss über das DBV weggeführt wird. Dieser nicht benötigte Volumenstrom fließt unter Höchstdruck über das DBV ab – großer Energieverlust.

Damit Energie gespart werden kann, können Verstellpumpen eingesetzt werden. Hier wirkt die Druckerhöhung auf eine Verstelleinrichtung der Pumpe.

Stromventile werden entsprechend ihrer Steuer- oder Regelfunktion eingeteilt in

- Stromsteuerventile
- Stromregelventile

Als Stromsteuerventile werden Drossel- und Blendenventile eingesetzt.



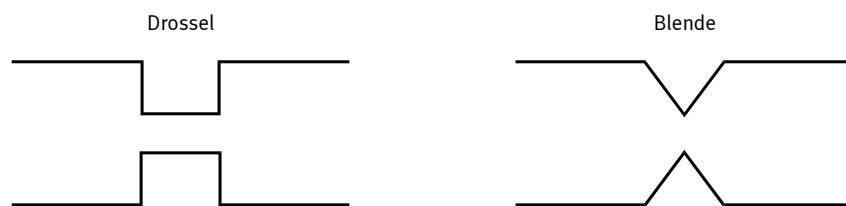
Drossel- und Blendenventile

12. Stromventile

12.1

Drossel- und Blendenventile

Drossel- und Blendenventile stellen einen Durchflusswiderstand dar. Dieser Widerstand ist abhängig vom Durchflussquerschnitt und dessen geometrischer Form sowie von der Viskosität der Druckflüssigkeit. Beim Durchströmen des Durchflusswiderstandes kommt es aufgrund von Reibung und von Strömungsgeschwindigkeitserhöhung zu einem Druckabfall. Der Teil des Druckabfalls, der aus der Reibung resultiert, kann durch die Blendengeometrie stark reduziert werden. Um mit einer Blende den gewünschten Widerstand zu bekommen, muss Turbulenz durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit (kleinerer Querschnitt als die bei entsprechender Drossel) erreicht werden. Dadurch ist der Widerstand der Blende durch die Turbulenz bestimmt und die **Viskositätsunabhängigkeit** erreicht. Aus diesem Grunde werden dort, wo Temperatur- und damit Viskositätsunabhängigkeit gefordert sind, Blendenventile eingesetzt, zum Beispiel bei Durchflussmessgeräten.



Drossel und Blende

Bei vielen Steuerungen ist vielfach jedoch ein bestimmter hoher Druckabfall erforderlich. Hier werden dann Drosselventile eingesetzt.

Drossel- und Blendenventile steuern den Volumenstrom im Zusammenwirken mit einem Druckbegrenzungsventil.

Vor diesen Ventilen baut sich durch den Widerstand des Ventils Druck auf. Das DBV öffnet, wenn der Widerstand des Drosselventils größer als der eingestellte Öffnungsdruck am DBV ist. Dadurch kommt es zu einer Stromteilung. Ein Teil des Pumpenförderstroms fließt zum Verbraucher, der andere Teil unter Höchstdruck über das DBV ab (hohe Verlustleistung). Der durch die Drosselstelle fließende Teilstrom ist abhängig von der Druckdifferenz Δp . Der Zusammenhang von Δp und dem Durchfluss $Q_{\text{Verbraucher}}$ entspricht:

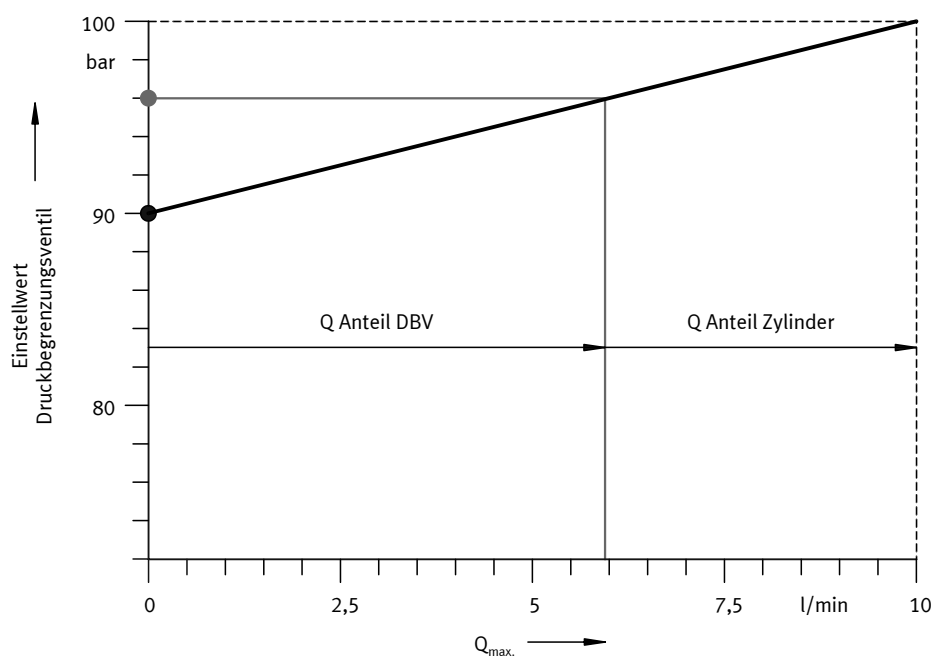
$$\Delta p \sim Q_{\text{Verbraucher}}^2$$

12. Stromventile

Der Zulaufdruck zum Ventil wird durch das DBV konstant gehalten. Durch Belastungsänderung vom Verbraucher wird die Druckdifferenz Δp verändert. Dies hat zur Folge, dass sich der Volumenstrom zum Verbraucher ändert; d.h.:

Drosselventile wirken lastabhängig.

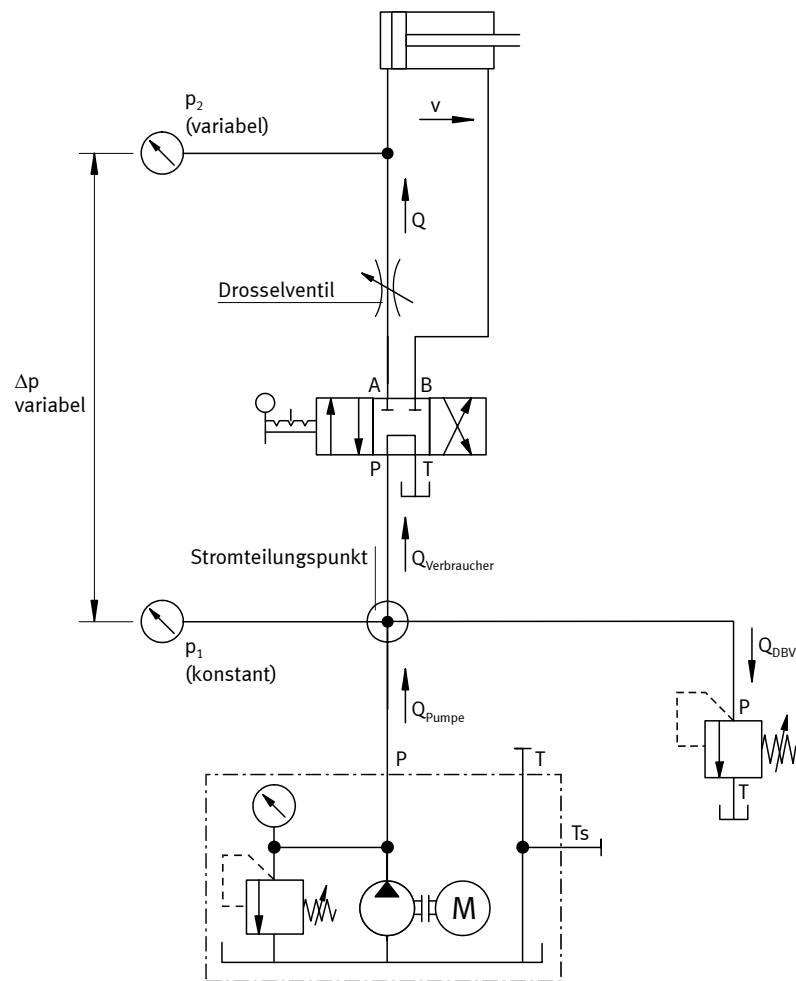
Sie eignen sich daher nicht zum Einstellen eines konstanten Volumenstroms bei sich ändernder Last.



- Bei 100 bar fließt der max. Volumenstrom über das Druckbegrenzungsventil ab
- Öffnungspunkt des Druckbegrenzungsventils
- Öffnungskennlinie des Druckbegrenzungsventils
- Gesamtwiderstandswert eingestellt mit Drosselventil
- Teilpunkt

Kennlinie

12. Stromventile



Drosselventil-Stromleitung

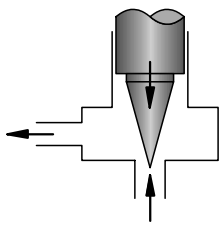
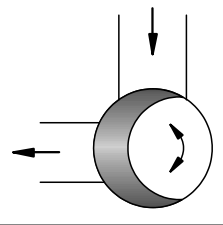
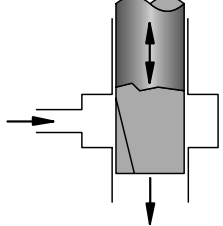
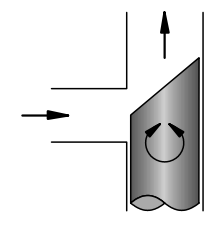
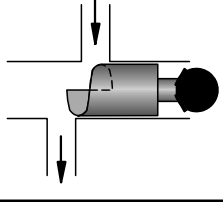
Einstellbare Drosseln

Die Kriterien bei einstellbaren Drosseln sind:

- Aufbau eines Widerstandes
- gleichbleibender Widerstand bei veränderten Temperaturen der Druckflüssigkeit, d. h. Viskositätsunabhängigkeit
- feinfühligkeit Einstellbarkeit – die feinfühligkeit Einstellbarkeit einer Drossel ist u. a. auch abhängig vom Verhältnis Querschnittsfläche zu Flächenumfang
- kostengünstige Bauweise

12. Stromventile

Die verschiedenen Konstruktionsprinzipien der Einstelldrosseln werden den einzelnen Kriterien unterschiedlich gerecht:

Bauart		Widerstand	Viskositäts-abhängigkeit	Einstellbarkeit	Bauweise
	Nadeldrossel	Geschwindigkeits- erhöhung, hoher Reibanteil durch lange Drosselstrecke	groß durch hohen Reibanteil	ungünstig starke Querschnittserweiterung bei kurzem Verstellweg, ungünstiges Verhältnis Fläche zum Umfang	kostengünstig, einfache Konstruktion
	Umfangsdrossel	wie oben	wie oben, jedoch geringer als bei der Nadeldrossel	gleichmäßigere Querschnittserweiterung, gleichmäßiges Verhältnis Fläche zum Umfang, gesamter Verstellweg nur 90°	kostengünstig, einfache Konstruktion, aufwendiger als Nadeldrossel
	Längsdrossel	wie oben	wie oben	wie oben, jedoch Verstellbarkeit feinfühlig durch größeren Verstellweg	wie Umfangsdrossel
	Spaltdrossel	Hauptanteil: Geschwindigkeits- erhöhung, geringer Reibanteil, kurze Drosselstrecke	gering	ungünstig, gleichmäßige Querschnittserweiterung, Verstellweg von 180°	kostengünstig
	Spaltdrossel mit Wendel	Geschwindigkeits- erhöhung, maximale Reibung	unabhängig	feinfühlig, gleichmäßige Querschnittserweiterung Verstellweg von 360°	teuer durch Wendelfertigung

Einstellbare Drosselventile

12.2

Drosselrückschlagventil

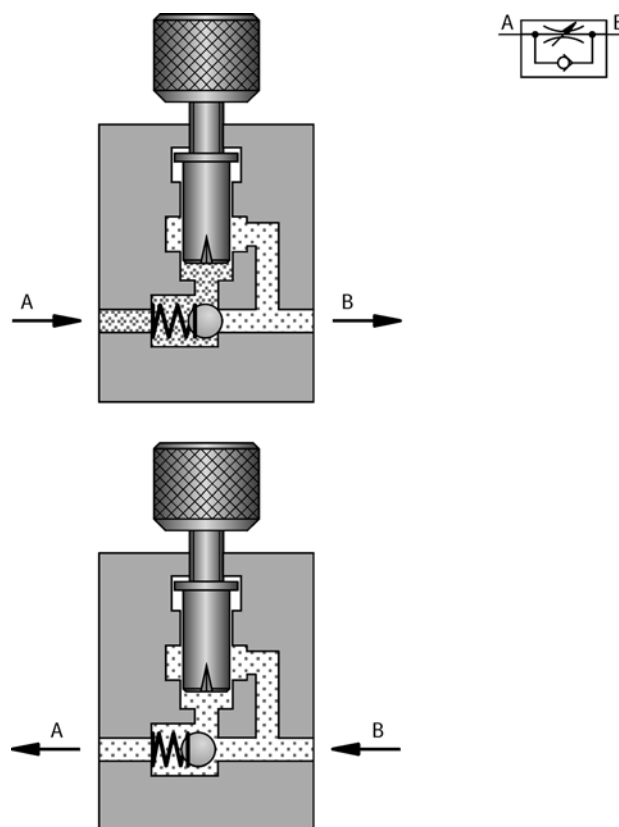
Das Drosselrückschlagventil, bei dem die Drossel nur in einer Richtung zur Wirkung kommt, ist eine Kombination aus Drosselventil und Rückschlagventil.

Das Drosselventil steuert lastabhängig den Volumenstrom in einer Richtung. In der Gegenrichtung wird der volle Durchflussquerschnitt freigegeben, wodurch die Rückhubbewegung mit dem gesamten Pumpenförderstrom erfolgen kann. Dies ermöglicht folgende **Arbeitsweise** des Drosselrückschlagventils:

Der Druckflüssigkeitsstrom wird in der Durchflussrichtung von A nach B gedrosselt. Es kommt, wie beim Drosselventil, zu einer Stromteilung. Der Volumenstrom zum Arbeitselement wird reduziert und entsprechend auch die Geschwindigkeit.

In der Gegenrichtung (B nach A) findet keine Drosselung des Volumenstroms statt, da der Dichtkegel des Rückschlagventils von seinem Ventilsitz abgehoben und so der volle Durchflussquerschnitt freigegeben wird.

Bei einstellbaren Drosselrückschlagventilen kann die Drosselstelle verkleinert oder vergrößert werden.



Drosselrückschlagventil

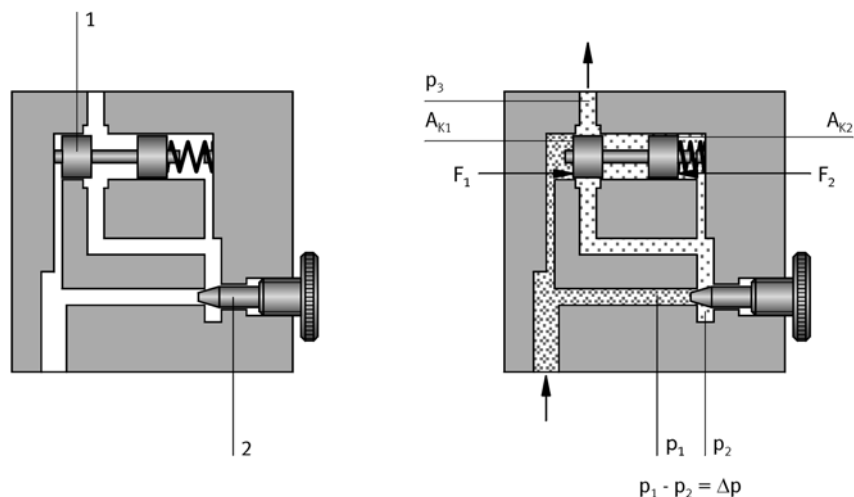
12. Stromventile

12.3 Stromregelventile

Wie bei den Drosselventilen beschrieben, besteht ein Zusammenhang Druckgefälle Δp zu Volumenstrom Q :

$$\Delta p \sim Q^2$$

Ist ein gleichbleibender Volumenstrom zum Verbraucher bei sich ändernder Belastung erforderlich, muss also das Druckgefälle Δp über der Drosselstelle konstant gehalten werden. Deshalb ist im Stromregelventil eine auf den gewünschten Volumenstrom einstellbare Drossel (2) (Einstelldrossel) und eine zweite Drossel (1) (Regeldrossel oder Druckwaage) eingebaut, die entsprechend der am Ein- bzw. Ausgang des Ventils anstehenden Drücke ihren Widerstand ändern, so dass das Druckgefälle an der Einstelldrossel (2) konstant bleibt. Der Gesamtwiderstand beider Drosseln bewirkt zusammen mit dem DBV die Stromteilung.



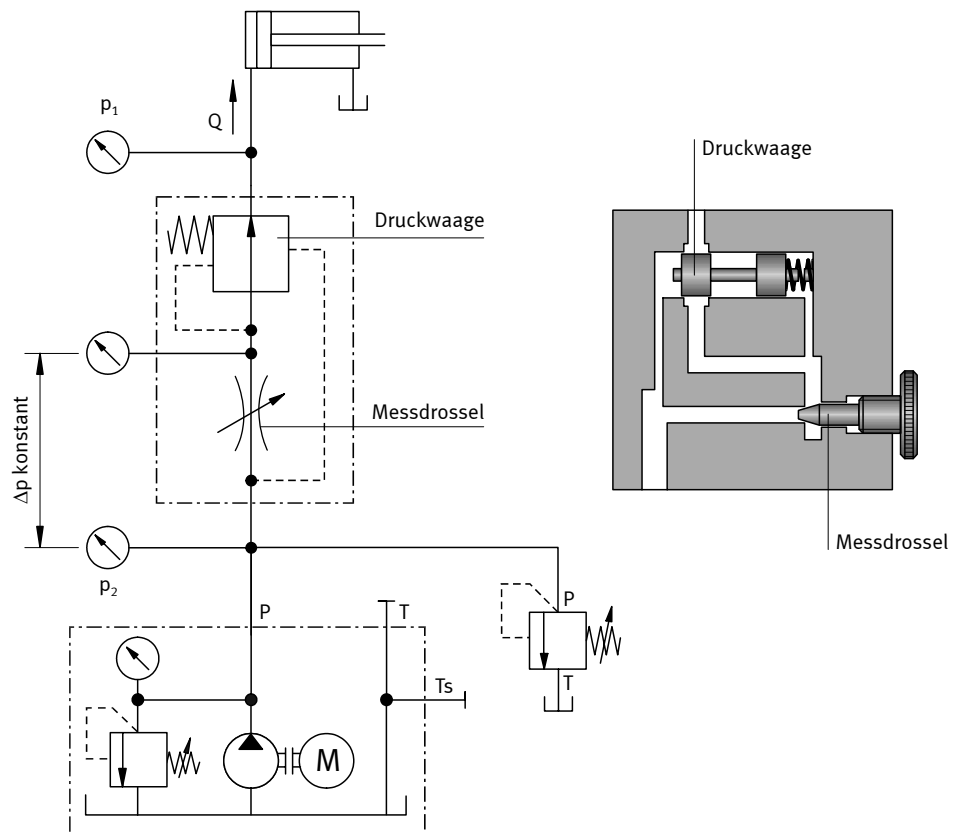
2-Wege-Stromregelventil

Die Regeldrossel (1) kann vor oder hinter der Einstelldrossel (2) eingebaut sein.

Das Ventil ist in Ruhestellung geöffnet. Wird es durchströmt, so ergibt sich vor der Einstelldrossel der Eingangsdruck p_1 . An der Einstelldrossel entsteht ein Druckabfall Δp , d. h.: $p_2 < p_1$. Damit die Regeldrossel im Gleichgewicht bleibt, muss eine Feder auf der Seite F_2 eingebaut werden. Diese Feder bewirkt die konstante Druckdifferenz über der Einstelldrossel. Kommt Belastung vom Verbraucher auf den Ausgang des Ventils, reduziert die Regeldrossel den Widerstand um den Betrag, um den die Belastung angestiegen ist.

Im Leerlauf ist die Regeldrossel mit Hilfe der Feder im Gleichgewicht und das Ventil stellt einen bestimmten Widerstand dar, der mit der Einstelldrossel entsprechend dem gewünschten Volumenstrom eingestellt wird.

Steigt der Druck p_3 am **Ausgang** des Ventils an, so steigt auch der Druck p_2 . Dadurch ändert sich die Druckdifferenz über der Einstelldrossel. Gleichzeitig wirkt p_2 auf die Kolbenfläche A_{K2} . Die hier entstehende Kraft wirkt zusammen mit der Federkraft auf die Regeldrossel. Die Regeldrossel öffnet so lange, bis wieder Gleichgewicht zwischen den Kräften F_1 und F_2 herrscht und damit auch das Druckgefälle an der Einstelldrossel wieder den ursprünglichen Wert erreicht. Beim 2-Wege-Stromregelventil wird der nicht benötigte Reststrom wie beim Drosselventil über das DBV zum Tank abgeführt.



2-Wege-Stromregelventil

Sinkt der Druck p_3 am **Ausgang** des Ventils, vergrößert sich die Druckdifferenz Δp . Dadurch sinkt auch der Druck auf die Kolbenfläche A_{K2} , was zur Folge hat, dass die Kraft F_1 größer wird als F_2 . Die Regeldrossel schließt jetzt wieder, bis Gleichgewicht zwischen F_1 und F_2 hergestellt ist.

12. Stromventile

Dieselbe Regelfunktion wirkt auch bei sich ändernden Eingangsdrücken. Bei veränderten Eingangsbedingungen bleibt das Δp über der Einstelldrossel und damit auch der Volumenstrom zum Verbraucher konstant.

Aufgaben der Regeldrossel

Wie zuvor beschrieben, hat die Regeldrossel die Aufgabe, durch Veränderung ihres Durchflusswiderstandes die Belastungsänderung am Ein- oder Ausgang auszugleichen und dadurch die Druckdifferenz über der Einstelldrossel konstant zu halten. Am Regelkolben muss daher Kräftegleichgewicht herrschen, damit er sich auf die ändernden Belastungen einregeln kann; d. h. $F_1 = F_2$.
 F_1 ergibt sich aus der Fläche A_{K1} und dem Druck p_1 . F_2 ergibt sich aus der Fläche A_{K2} , die gleich A_{K1} ist und dem Druck p_2 . Da der Druck p_2 um den Widerstand der Einstelldrossel vermindert ist, muss zum Ausgleich eine Feder eingebaut werden.

$$F_1 = F_2$$

$$A_{K1} = A_{K2}$$

$$F_1 = A_{K1} \cdot p_1$$

$$F_2 = A_{K2} \cdot p_2 + F_F$$

$$A_{K1} \cdot p_1 = A_{K1} \cdot p_2 + F_F$$

$$A_{K1} (p_1 - p_2) = F_F$$

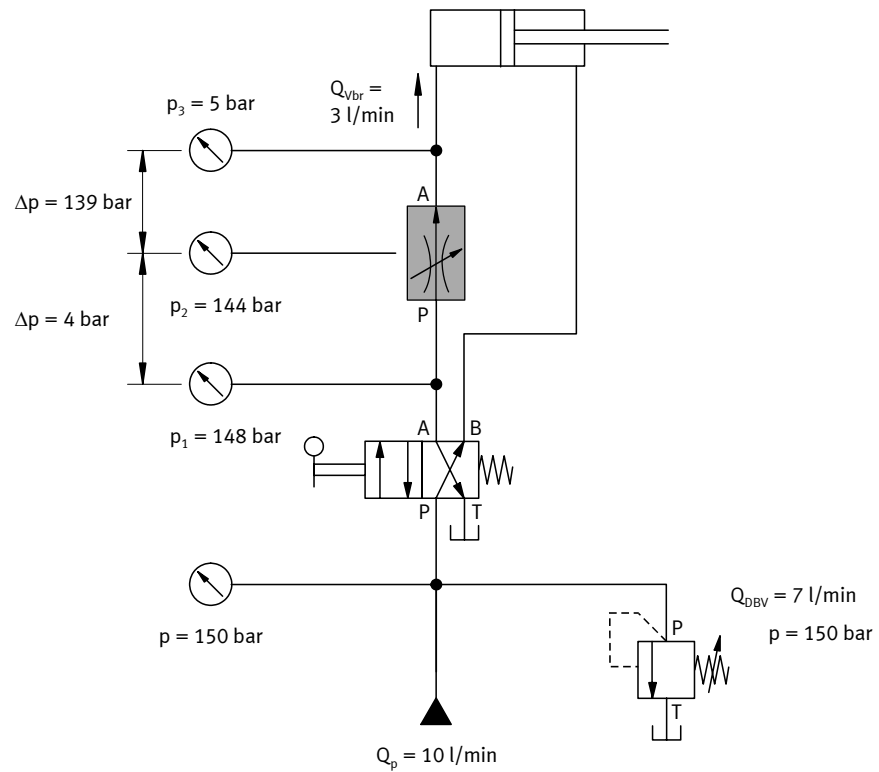
$$(p_1 - p_2) = \frac{F_F}{A_{K1}}$$

Das bedeutet: Die konstante Federkraft F_F geteilt durch die Kolbenfläche A_{K1} ist gleich der Druckdifferenz Δp . Diese Differenz über der Einstelldrossel wird also immer konstant gehalten wie nachfolgende Beispiele zeigen.

Anmerkung

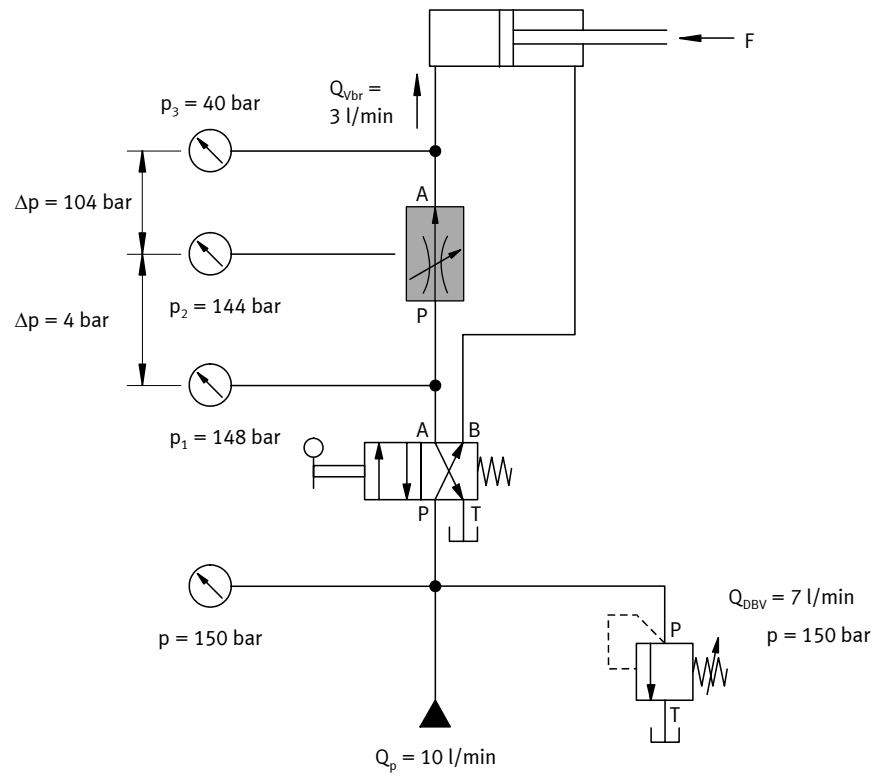
Damit das Stromregelventil weitgehend viskositätsunabhängig arbeitet, wird die Einstelldrossel in der Praxis konstruktiv als einstellbare Blende ausgeführt.

12. Stromventile



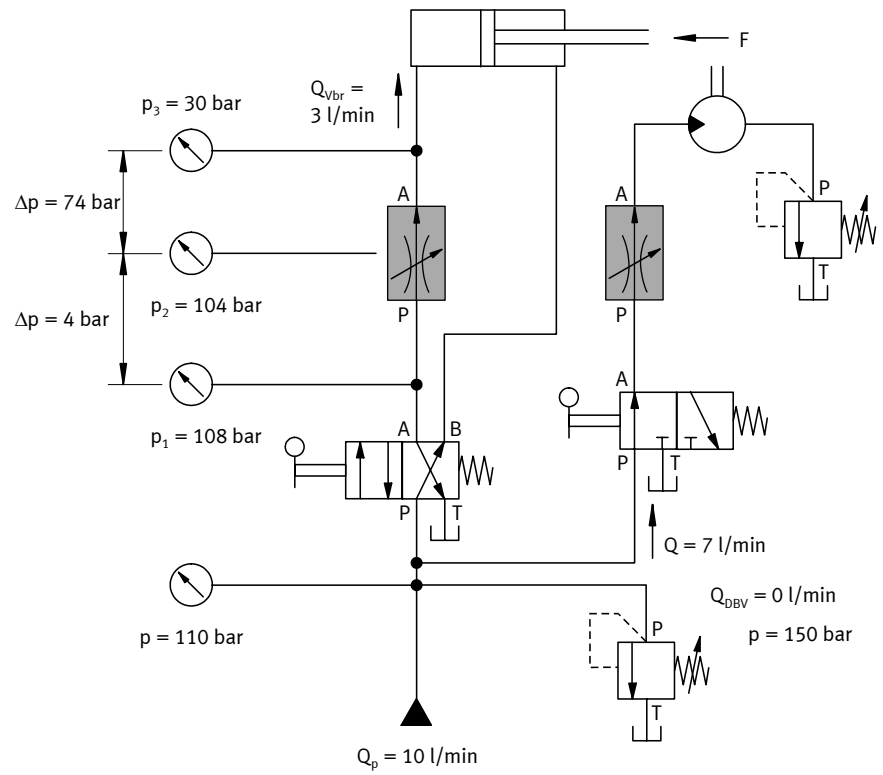
2-Wege-Stromregelventil, Belastung vom Verbraucher (Leerlauf)

12. Stromventile



2-Wege-Stromregelventil, Belastung vom Verbraucher (Belastung)

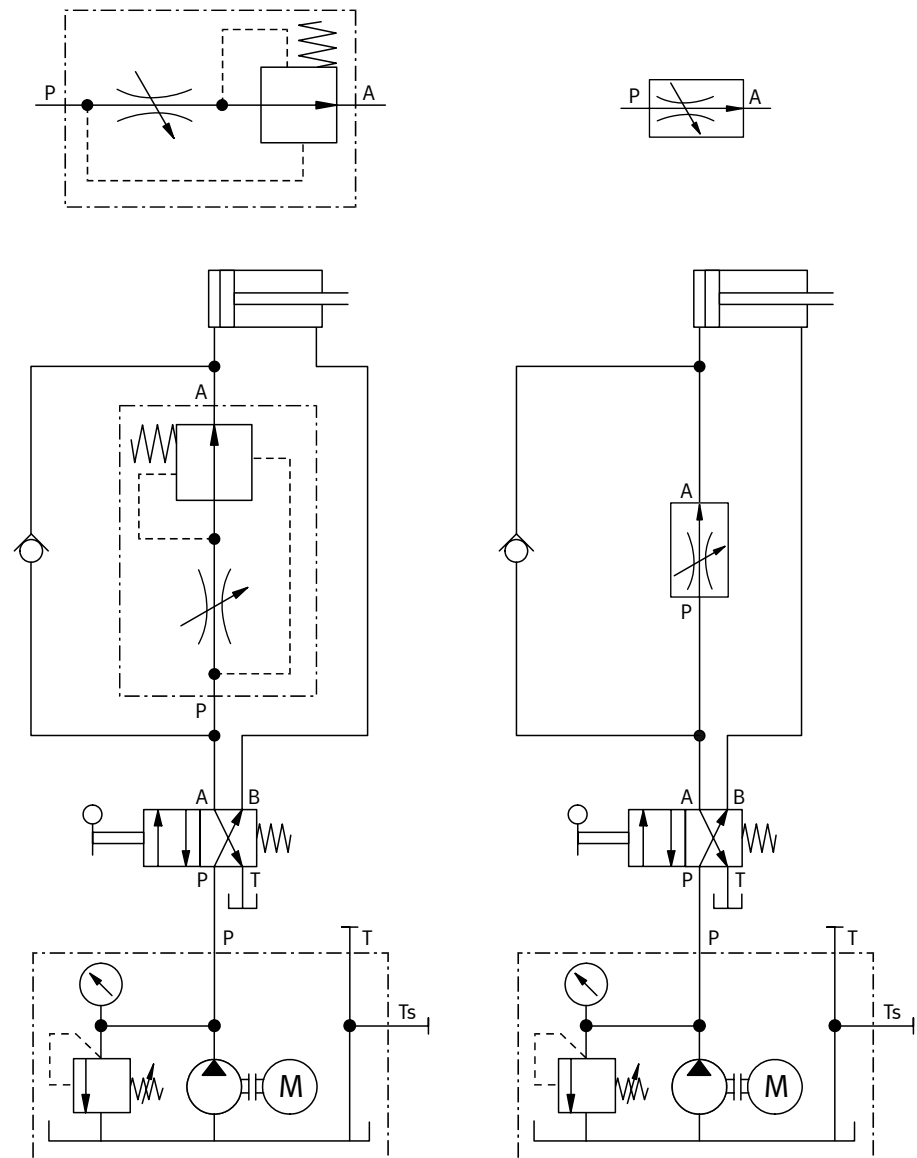
12. Stromventile



Im Zusammenhang mit weiteren Verbrauchern

12. Stromventile

Für das 2-Wege-Stromregelventil gibt es ein ausführliches und ein vereinfachtes Symbol.



2-Wege Stromventil

2-Wege-Stromregelventile können im Zufluss und/oder im Abfluss sowie zur Bypass-Stromregelung eingesetzt werden.

Nachteil der Bypass-Stromregelung: Die ungleichmäßige Pumpenfördermenge durch Drehzahlschwankungen wirkt sich auf die zu regelnde Strommenge aus.

Bei der Anwendung von 2-Wege-Stromregelventilen erhält man einen konstanten Volumenstrom bei wechselnden Belastungen, daraus ergeben sich folgende Anwendungsbeispiele:

- Werkzeugschlitten, die bei unterschiedlicher Arbeitsbelastung mit konstanter, einstellbarer Vorschubgeschwindigkeit arbeiten
- Hubwerke, bei denen die Senkgeschwindigkeiten genau begrenzt werden müssen

Anmerkung

Das Stromregelventil ist bei Stillstand der Anlage geöffnet. Nach Einschalten der Anlage fließt so lange ein höherer Volumenstrom, bis sich die Druckwaage in ihrer Sollposition eingestellt hat; diesen Vorgang bezeichnet man als **Anfahrssprung**.

Der **Anfahrssprung** lässt sich folgendermaßen reduzieren:

- Ein Bypass-Ventil öffnet, bevor das Hauptventil öffnet
- Oder die Messdrossel wird durch eine Feder im drucklosen Zustand geschlossen

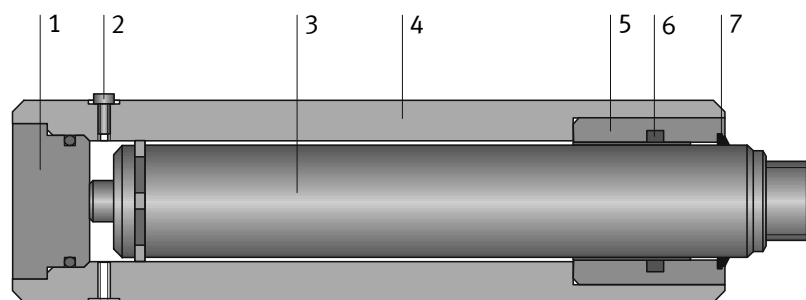
13. Hydrozylinder

Der Hydrozylinder wandelt hydraulische Energie in mechanische Energie um. Er erzeugt geradlinige Bewegungen, weshalb er auch als Linearmotor bezeichnet wird.

Bei den Hydrozylindern unterscheidet man die beiden Grundtypen

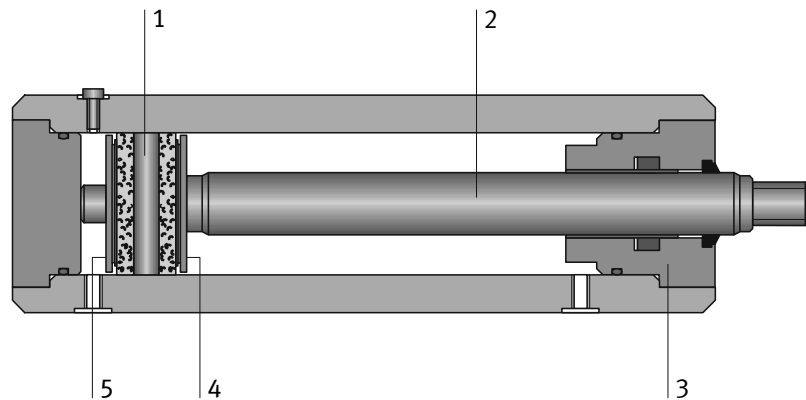
- einfachwirkende
- doppeltwirkende Zylinder

In der Abbildung sind Schnittbilder der beiden Grundtypen dargestellt.



- | | |
|------------------------|-------------------------|
| 1 Befestigungsschraube | 5 Kolbenstangenführung |
| 2 Entlüftungsschraube | 6 Kolbenstangendichtung |
| 3 Kolbenstange | 7 Schmutzabstreifer |
| 4 Zylinderrohr | |

Einfachwirkender Zylinder



- | |
|------------------------|
| 1 Kolben |
| 2 Kolbenstange |
| 3 Kolbenstangenführung |
| 4 Kolbenringfläche |
| 5 Kolbenfläche |

Doppeltwirkender Zylinder

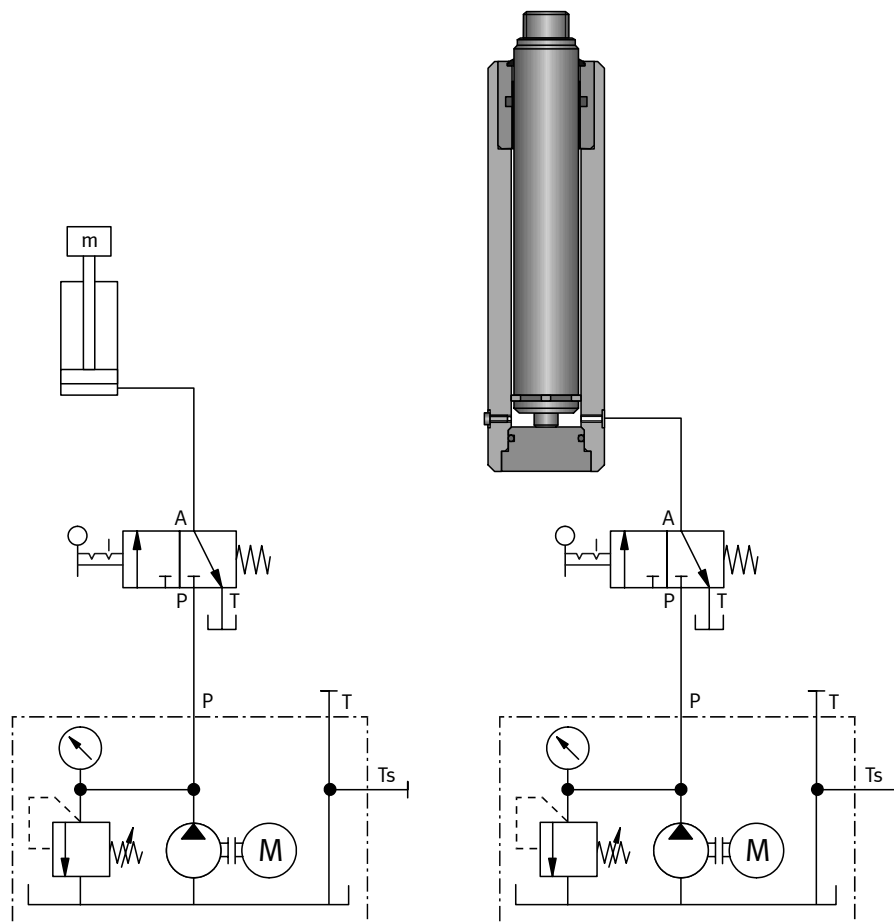
13.1

Einfachwirkende Zylinder

Bei den einfachwirkenden Zylindern wird nur die Kolbenseite mit Druckflüssigkeit beaufschlagt. Dadurch kann der Zylinder nur in einer Richtung Arbeit leisten. Diese Zylinder arbeiten nach folgendem Prinzip:

Die Druckflüssigkeit strömt in den Kolbenraum. Am Kolben baut sich durch die Gegenkraft (Gewichtsbelastung) ein Druck auf. Nach Überwindung dieser Gegenkraft fährt der Kolben in die vordere Endlage.

Beim Rückhub ist der Kolbenraum über die Leitung und das Wegeventil mit dem Behälter verbunden, während die Druckleitung durch das Wegeventil abgesperrt ist. Der Rückhub erfolgt durch das Eigengewicht, eine Feder oder durch Gewichtsbelastung. Dabei müssen diese Kräfte (Gewichtskräfte) die Reibungskräfte im Zylinder sowie in Leitungen und Ventilen überwinden und die Druckflüssigkeit in die Abflussleitung verdrängen.

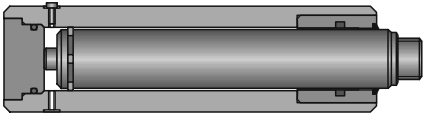
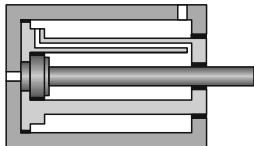


Einfachwirkender Zylinder: Plungerzylinder

13. Hydrozylinder

Anwendungsmöglichkeiten Einfachwirkende Zylinder werden dort eingesetzt, wo hydraulische Arbeit nur in einer Bewegungsrichtung erforderlich ist.

Beispiele Werkstücke heben, spannen, senken, hydraulische Aufzüge, Scherenhubtische und Hebebühnen.

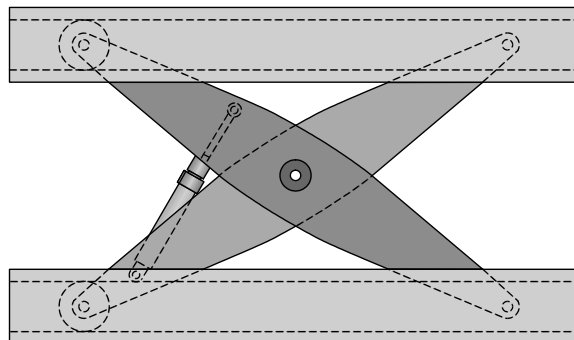
Bezeichnung	Beschreibung	
Plungerzylinder	Kolben und Stange bilden ein Teil	
Teleskopzylinder	größere Hubwege	

Einfachwirkende Zylinder

Für den Einbau von einfachwirkenden Zylindern gilt:

- senkrechter Einbau:
wenn Rückstellung des Kolben durch äußere Kräfte erfolgt (Sonderfall: Scherenhubtische)
- waagrecht Einbau:
bei einfachwirkenden Zylindern mit Federrückstellung.

Bei großen Hydropressen erfolgt der Rückhub mit Rückzugzylindern.

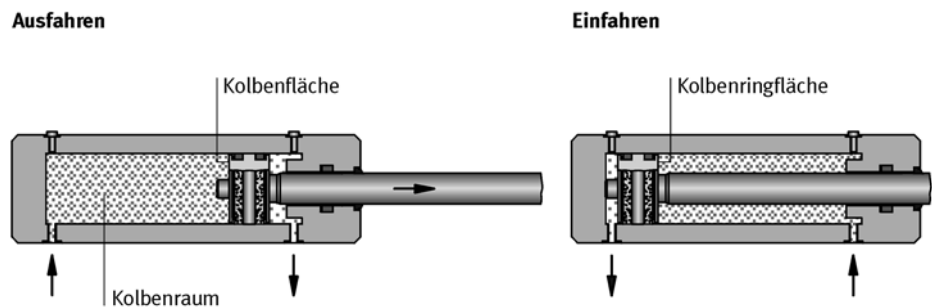


Scherenhubtisch

13.2 Doppeltwirkende Zylinder

Bei den doppeltwirkenden Zylindern können beide Kolbenflächen mit Druckflüssigkeit beaufschlagt werden. Deshalb ist es möglich, dass sie Arbeit in **beide Richtungen** ausüben. Diese Zylinder arbeiten nach folgendem Prinzip:

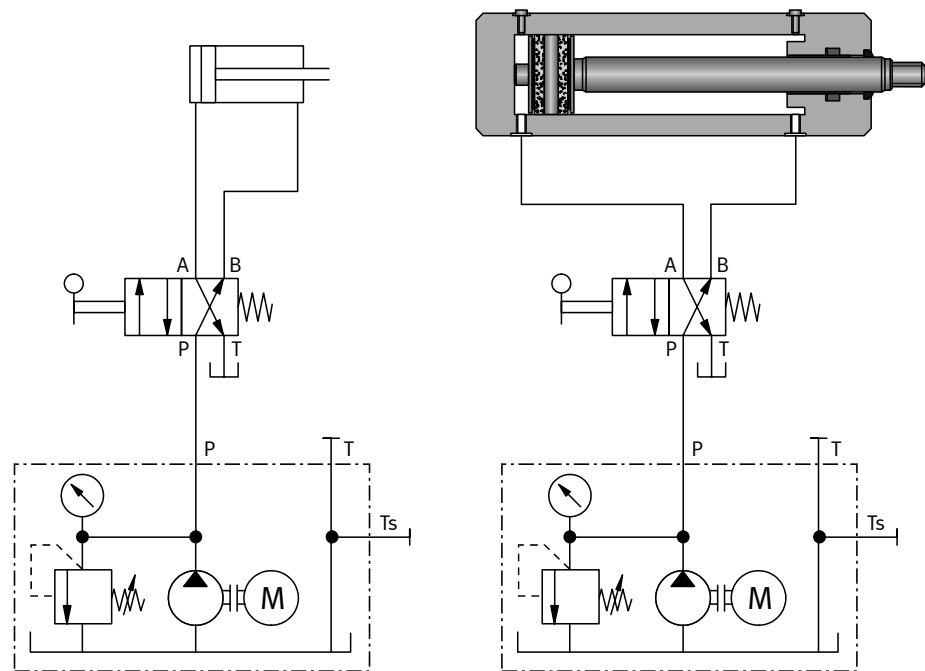
Die Druckflüssigkeit strömt in den Kolbenraum und beaufschlagt die Kolbenfläche A. Durch innere und äußere Widerstände baut sich Druck auf. Aufgrund der Gesetzmäßigkeit $F = p \cdot A$ ergibt sich aus dem Druck p und der Kolbenfläche A eine Kraft F . Dadurch können die Widerstände überwunden werden, und die Kolbenstange fährt aus. Dies ist aufgrund der Umwandlung von hydraulischer Energie in mechanische Energie, die einem Verbraucher zur Verfügung gestellt wird, möglich.



Doppeltwirkender Zylinder

Beim Ausfahren des Kolbens ist zu berücksichtigen, dass das Öl auf der Kolbenstangenseite über die Leitungen in den Behälter verdrängt werden muss. Beim Rückhub strömt die Druckflüssigkeit in den Pleierstangenraum. Die Pleierstange fährt ein, und die Ölmenge wird vom Pleier aus dem Pleierraum verdrängt.

13. Hydrozylinder



Doppeltwirkender Zylinder

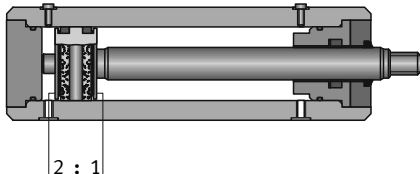
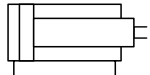
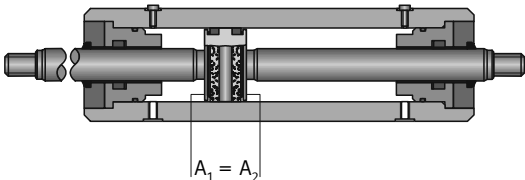
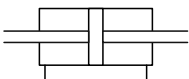
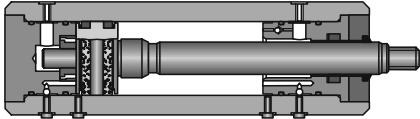
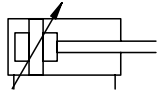
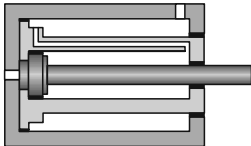
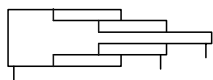
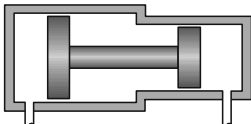
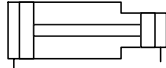
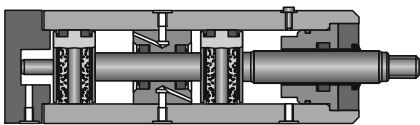
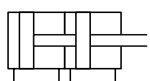
Bei den doppeltwirkenden Zylindern mit einseitiger Kolbenstange ergeben sich beim Aus- und Einfahren aufgrund der unterschiedlichen Flächen (Kolbenfläche und Kolbenringfläche) unterschiedliche Kräfte ($F = p \cdot A$) und Geschwindigkeiten bei gleichem Volumenstrom.

Die Rücklaufgeschwindigkeit ist größer, da der Volumenstrom zwar gleich, aber die wirksame Fläche kleiner als beim Vorhub ist und nach der Kontinuitätsgleichung folgendes gilt:

$$v = \frac{Q}{A}$$

13. Hydrozylinder

Doppeltwirkende Zylinder gibt es in folgenden Ausführungen, die unterschiedliche Anforderungen erfüllen:

Bezeichnung	Beschreibung		Symbol
Differential- zylinder	Flächenverhältnis 2:1 (Kolbenfläche : Kolben- ringfläche) Kolbenrücklauf doppelt so schnell wie Vorlauf.		
Gleichlauf- zylinder	beaufschlagte Fläche gleich groß. Vor- und Rücklauf- geschwindigkeit gleich.		
Zylinder mit Endlagen- dämpfung	zum Abbremsen der Geschwindigkeit bei großen Massen und zur Vermeidung eines harten Aufpralls.		
Teleskop- zylinder	größere Hubwege		
Druck- übersetzer	Erhöhung des Drucks		
Tandem- zylinder	wenn große Kräfte benötigt werden und nur kleine Zylinderab- messungen möglich sind.		

Zylindertypen

Die von Hydrozylindern erzeugten Bewegungen finden Anwendung bei:

- Werkzeugmaschinen
 - Vorschubbewegung für Werkzeuge und Werkstücke
 - Spannvorrichtung
 - Schnittbewegungen an Hobel-, Stoß- und Räummaschinen
 - Bewegungen an Pressen
 - Bewegungen an Druck- und Spritzgussmaschinen usw.
- Fördergeräten und Hebezeugen
 - Kipp-, Hebe- und Schwenkbewegungen bei Kipplader, Gabelstapler usw.
- Mobilgeräten
 - Bagger
 - Schaufellader
 - Traktoren
 - Hubstapler
 - Betonpumpenfahrzeuge
- Flugzeugen
 - Hebe-, Kipp- und Schwenkbewegungen bei Fahrgestellen, Ruderklappen usw.
- Schiffen
 - Ruderbewegungen, Verstellung der Schiffsschraube

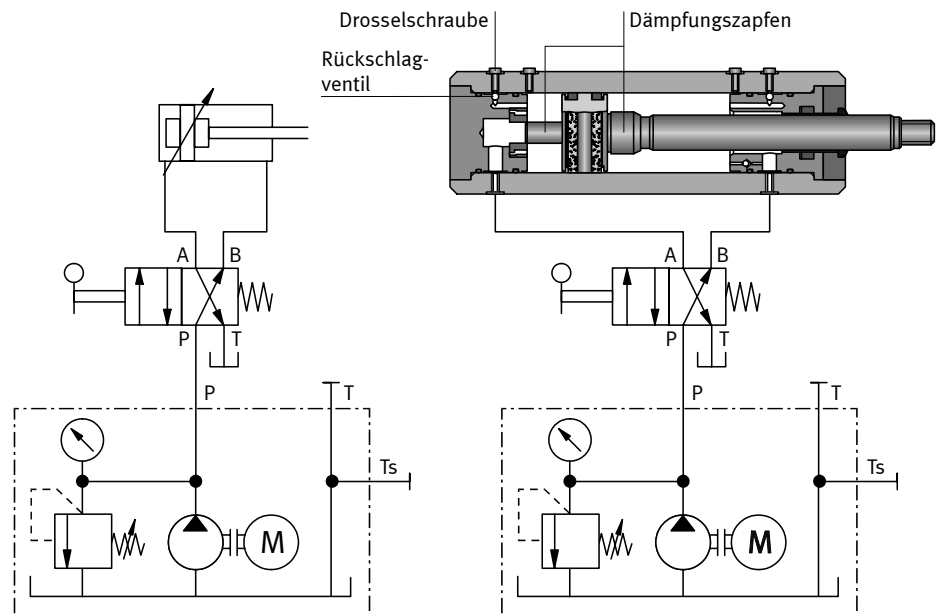
13.3 Endlagendämpfung

Zylinder mit Endlagendämpfung werden eingesetzt, um große Hubgeschwindigkeiten abzubremsen. Dadurch wird ein harter Aufprall am Hubende vermieden.

Bei Geschwindigkeiten $v < 0,1 \text{ m/s}$ kann ohne Dämpfung gefahren werden. Bei $v < 0,1 - 0,3 \text{ m/s}$ ist eine Dämpfung mit Drossel- oder Bremsventilen notwendig. Bei $v > 0,3 \text{ m/s}$ sind besondere Dämpfungs- oder Bremsmaßnahmen erforderlich.

Beim Zurückfahren des Kolbens in die hintere Endlage wird der Querschnitt für die abfließende Druckflüssigkeit aus dem Kolbenraum durch den Dämpfungszapfen ab einem bestimmten Punkt kleiner, bis er schließlich ganz geschlossen ist. Die Druckflüssigkeit im Kolbenraum muss dann über ein Drosselventil abfließen (s. Abbildung).

Dadurch wird die Kolbengeschwindigkeit verringert, und es können keine Zerstörungen infolge hoher Geschwindigkeiten auftreten. Beim Ausfahren fließt das Öl ungehindert über das Rückschlagventil, wodurch die Drosselstelle umgangen wird. Für die Endlagendämpfung ist die Zusammenarbeit mit einem Druckbegrenzungsventil erforderlich (Stromteilung).



Doppeltwirkender Zylinder mit Endlagendämpfung

Neben dieser einfachen Endlagendämpfung gibt es auch die doppelte bzw. **vordere und hintere Endlagendämpfung**. Bei dieser wird ein harter Aufprall nicht nur beim Einfahren, sondern auch beim Ausfahren vermieden.

13.4 Dichtungen

Die Aufgabe der Dichtungen ist es, Leckölverluste in Hydroelementen zu vermeiden. Da infolge von Leckölverlusten auch Druckverluste auftreten, sind Dichtungen für den Wirkungsgrad einer Hydroanlage von großer Bedeutung.

Im allgemeinen werden zwischen ruhenden Teilen statische Dichtungen und zwischen beweglichen Teilen dynamische Dichtungen eingebaut.

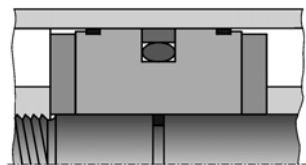
- statische Dichtungen
 - O-Ringe für das Zylindergehäuse
 - Flachdichtungen für den Ölbehälterdeckel
- dynamische Dichtungen
 - Kolben- und Kolbenstangendichtungen
 - Wellendichtungen an drehenden Geräten

13. Hydrozylinder

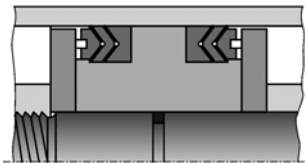
Die empfohlene maximale Kolbengeschwindigkeit beträgt ca. 0,2 m/s und ist außer von dem Dichtungsmaterial und der Dichtungsart auch von den Betriebsbedingungen und Betriebsverhältnissen abhängig. Sind extrem niedrige Geschwindigkeit und/oder eine geringe Losbrechkraft gefordert, müssen spezielle Dichtungsmaterialien und -systeme sowie verbesserte Zylinderoberflächen verwendet werden.

Je nach Anforderung (Druck, Temperatur, Geschwindigkeit, Durchmesser, Öl, Wasser) an den Zylinder finden die abgebildeten Dichtungen Verwendung:

Dichtungen am Kolben

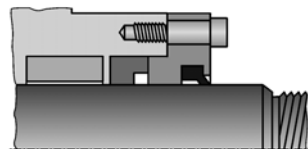


Gleitring-Dichtung:
für kleine Kolbengeschwindigkeiten
bei niedrigem Druck
3teilig: Druckring
Dichtring
Stützring

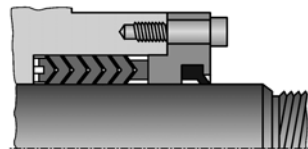


Dachmanschetten-Dichtung:
für robusten Betrieb
3teilig: Druckring
Dichtring
Stützring

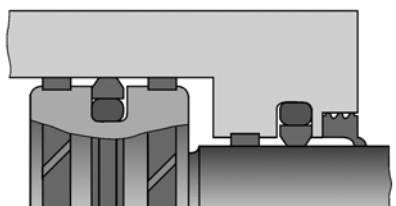
Dichtungen an der Kolbenstange



Gleitring-Dichtung
mit Abstreifring



Dachmanschetten-Dichtung
mit Abstreifring
– nachstellbar



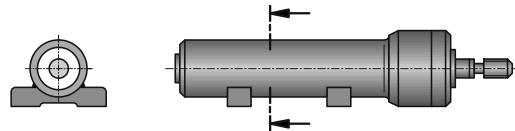
Dichtelement aus PTF
für hohe Geschwindigkeit
und hohen Druck
Anpresskraft mittels O-Ring

Dichtungen am Zylinder

13.5 Befestigungsarten

Entsprechend ihrer Verwendung werden Zylinder auf unterschiedliche Arten befestigt. Einige Befestigungsarten sind in der Abbildung aufgeführt.

Fußbefestigung



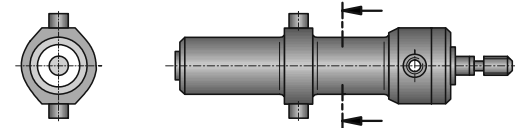
Flanschbefestigung



Schwenkausführung



Schwenkbebestigung mit Zapfen



Befestigungsarten

13.6 Entlüftung

Um ein ruckfreies Fahren eines Zylinderkolbens zu erreichen, muss eine Hydraulikanlage entlüftet werden, d.h. die in den Leitungen mitgeführte Luft muss beseitigt werden. Da sich eingeschlossene Luft immer am höchsten Punkt eines Leitungssystems sammelt, muss dort eine Entlüftungsschraube bzw. ein automatisches Entlüftungsventil angebracht sein.

Hydraulikzylinder werden mit Entlüftungsschrauben an beiden Endlagen geliefert. Diese Anschlüsse können auch für den Anschluss von Druckmessgeräten verwendet werden.

13.7 Kenndaten

Zur Auswahl des Zylinders ist die Belastung F bekannt. Der erforderliche Druck p wird je nach Einsatzfall ausgewählt.

$$F = p \cdot A$$

Daraus kann der Kolbendurchmesser errechnet werden. Dabei ist der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} zu berücksichtigen. Dieser Wirkungsgrad ist abhängig von der Rauigkeit des Zylinderrohres, der Kolbenstange und von der Art des Dichtungssystems. Bei steigendem Druck wird der Wirkungsgrad besser. Er liegt zwischen 0,85 und 0,95. Somit ergibt sich der Kolbendurchmesser d aus:

$$F = p \cdot A \cdot \eta_{hm}$$

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{F}{p \cdot \eta_{hm} \cdot \pi}$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{p \cdot \eta_{hm} \cdot \pi}}$$

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} berücksichtigt die Leckverluste an der Kolbendichtung. Bei intakter Dichtung ist $\eta_{vol} = 1,0$ bleibt also unberücksichtigt.

Die Zylinderinnendurchmesser, die Kolbenstangendurchmesser sowie die Nenndrücke sind in DIN 24334 und DIN ISO 3320/3322 genormt. Weiterhin ist eine Vorzugspaarung des Flächenverhältnisses $\varphi = \text{Kolbenfläche } A_K \text{ zu Kolbenringfläche } A_{KR}$ festgelegt.

Zylinderinnendurchmesser																			
	12	16	20		25		32		40	50	63	80							
100	125	160	200	220	250	280	320	360	400										
Kolbenstangendurchmesser																			
8	10		12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	63	70	80	90
	100	110	112	140	160	180	200	220	250	280	320	360							
Nenndrücke																			
<u>25</u>	40	<u>63</u>		100	<u>160</u>	200	<u>250</u>	315	<u>400</u>	500	<u>630</u>								

Die unterstrichenen Werte sind zu bevorzugen. Die Vorzugsreihe für Kolbenhub ist in DIN ISO 4393 und die für Kolbenstangengewinde in DIN ISO 4395 festgelegt.

13. Hydrozylinder

In der nachstehenden Tabelle sind zum Zylinderinnendurchmesser d_K die zugehörige Fläche A_K und zum Kolbenstangendurchmesser d_{ST} die Kolbenringfläche A_{KR} (nicht die Kolbenstangenfläche A_{ST}) zum Flächenverhältnis φ zugeordnet.

$$\varphi = \frac{A_K}{A_{KR}} \quad A_{KR} = A_P - A_{ST}$$

Tabelle für das Flächenverhältnis φ										
Nenn- werte φ	d_K	25	32	40	50	60	63	80	100	125
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	4,91	8,04	12,60	19,60	28,30	31,20	50,30	78,50	123
1,25	d_{ST}	12	14	18	22	25	28	36	45	56
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	3,78	6,50	10,00	15,80	23,40	25,00	40,10	62,20	98,10
	φ Istwert	1,30	1,24	1,25	1,24	1,21	1,25	1,25	1,26	1,25
1,4	d_{ST}	14	18	22	28	32	36	45	56	70
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	3,37	5,50	8,77	13,50	20,20	21	34,40	54	84,20
	φ Istwert	1,46	1,46	1,44	1,45	1,39	1,49	1,46	1,45	1,46
1,6	d_{ST}	16	20	25	32	36	40	50	63	80
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	2,90	4,90	7,66	11,60	18,20	18,60	30,60	47,70	72,40
	φ Istwert	1,69	1,64	1,64	1,69	1,55	1,68	1,64	1,66	1,69
2	d_{ST}	18	22	28	36	40	45	56	70	90
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	2,36	4,24	6,41	9,46	15,70	15,30	25,60	40,00	59,10
	φ Istwert	2,08	1,90	1,96	2,08	1,80	2,04	1,96	1,96	2,08
2,5	d_{ST}	20	25	32	40	45	50	63	80	100
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	1,77	3,13	4,52	7,07	12,30	11,50	19,10	28,40	44,20
	φ Istwert	2,78	2,57	2,78	2,78	2,30	2,70	2,64	2,78	2,78
5	d_{ST}	–	–	–	45	55	56	70	90	110
	$A_{KR} \text{ cm}^2$	–	–	–	3,73	4,54	6,54	11,80	14,90	27,70
	φ Istwert	–	–	–	5,26	6,20	4,77	4,27	5,26	4,43

Die Tabelle zeigt die Flächenverhältnisse bis zu einem Kolbendurchmesser von 125 mm. Die vollständige Tabelle befindet sich in der DIN 3320.

13.8 Knicksicherheit

Bei der Festlegung des Kolbenstangendurchmessers und der Hublänge muss die Knicksicherheit nach Euler berücksichtigt werden. Dazu stehen Tabellen der Hersteller zur Verfügung. Beim Einbau der Zylinder ist darauf zu achten, dass keine Verspannungen möglich sind. Außerdem muss die Krafrichtung in der Achsrichtung des Zylinders wirken.

Für die drückende Belastung lässt sich die zulässige Knickkraft F_{kzul} errechnen aus:

$$F_{kzul} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_k^2 \cdot \nu}$$

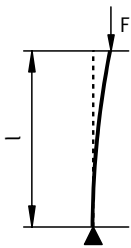
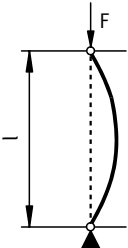
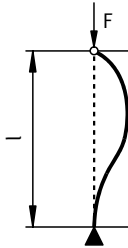
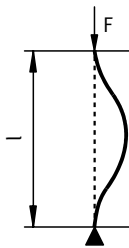
E = Elastizitätsmodul $\left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$ (für Stahl = $2,1 \cdot 10^6$)

I = Flächenmoment $[\text{cm}^4]$ (für $\varnothing = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4$)

L_k = freie Knicklänge $[\text{cm}]$

ν = Sicherheitsfaktor 2,5 – 3,5

Die freie Knicklänge l_k ist abhängig vom Belastungsfall:

Fall 1	Fall 2 (Grundfall)	Fall 3	Fall 4
Ein Ende frei, ein Ende fest eingespannt	Zwei Enden gelenkig geführt	Ein Ende gelenkig geführt, ein Ende fest eingespannt	Zwei Enden fest eingespannt
			
$l_k = 2l$	$l_k = l$	$l_k = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$ (0,707)	$l_k = \frac{1}{2}l$

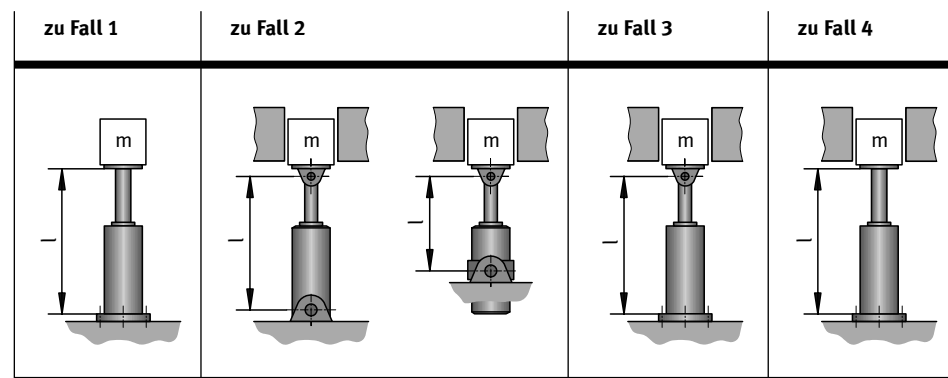
Einspannfälle nach Euler

13. Hydrozylinder

Die Zylinder sind nur für Zug- und Druckkräfte ausgelegt. Querkräfte müssen durch Führungen aufgefangen werden.

Zu berücksichtigen:

Die Einbau- und Befestigungsart legt fest, welcher Fall nach Euler zugrunde liegt.



Beispiel für die Längenbestimmung l

Grundsätzlich gilt:

Die Länge l wird ab der Anschraubfläche des Flansches oder anderer Festlagermöglichkeiten (Schwenkzapfen usw.) gerechnet. Ist der Flansch oder Schwenkzapfen z. B. am Zylinderkopf, wird die Länge l von dieser Stelle aus gerechnet.

Die Einbaufälle drei und vier sind möglichst zu vermeiden. Ist in diesen Fällen die Lastführung nicht sehr genau, sind Verspannungen möglich.

13.9

Auswahl eines Zylinders

Beispiel

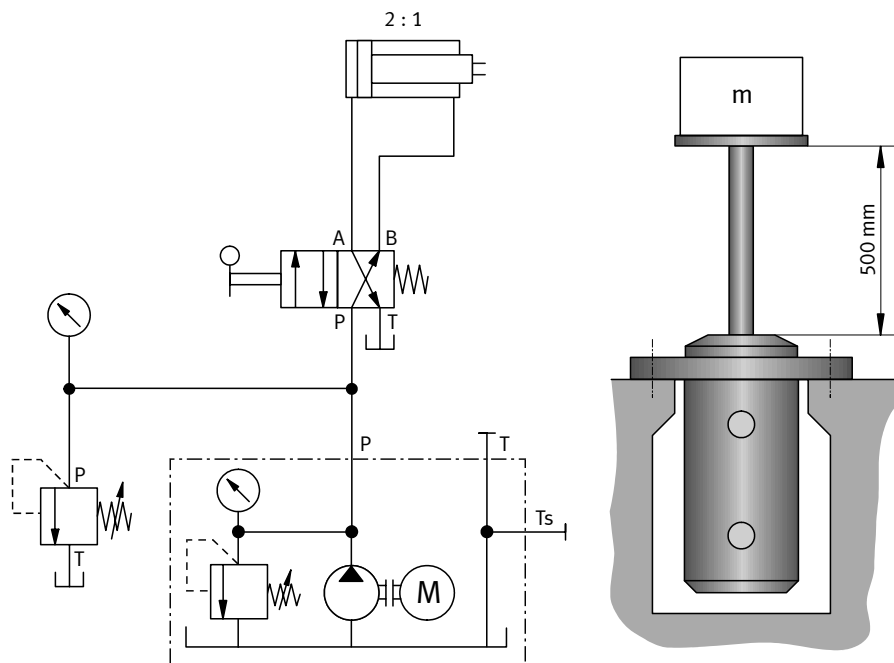
Hebevorrichtung

Ein Differentialzylinder mit dem Flächenverhältnis ϕ von 2:1 soll 40 kN in 5 s 500 mm heben. Der maximale Systemdruck der Pumpe soll 160 bar betragen.

Berechnen Sie den Kolbendurchmesser d_k und lesen Sie aus der Tabelle für das Flächenverhältnis den Kolbenstangendurchmesser d_{ST} ab. Mittels des Kolbenstangendurchmesser d_{ST} lesen Sie aus dem Knickfestigkeitsschaubild die maximal mögliche Hublänge ab. Berechnen Sie weiterhin die Vor- und Rücklaufgeschwindigkeit des Kolbens und die Pumpenfördermenge.

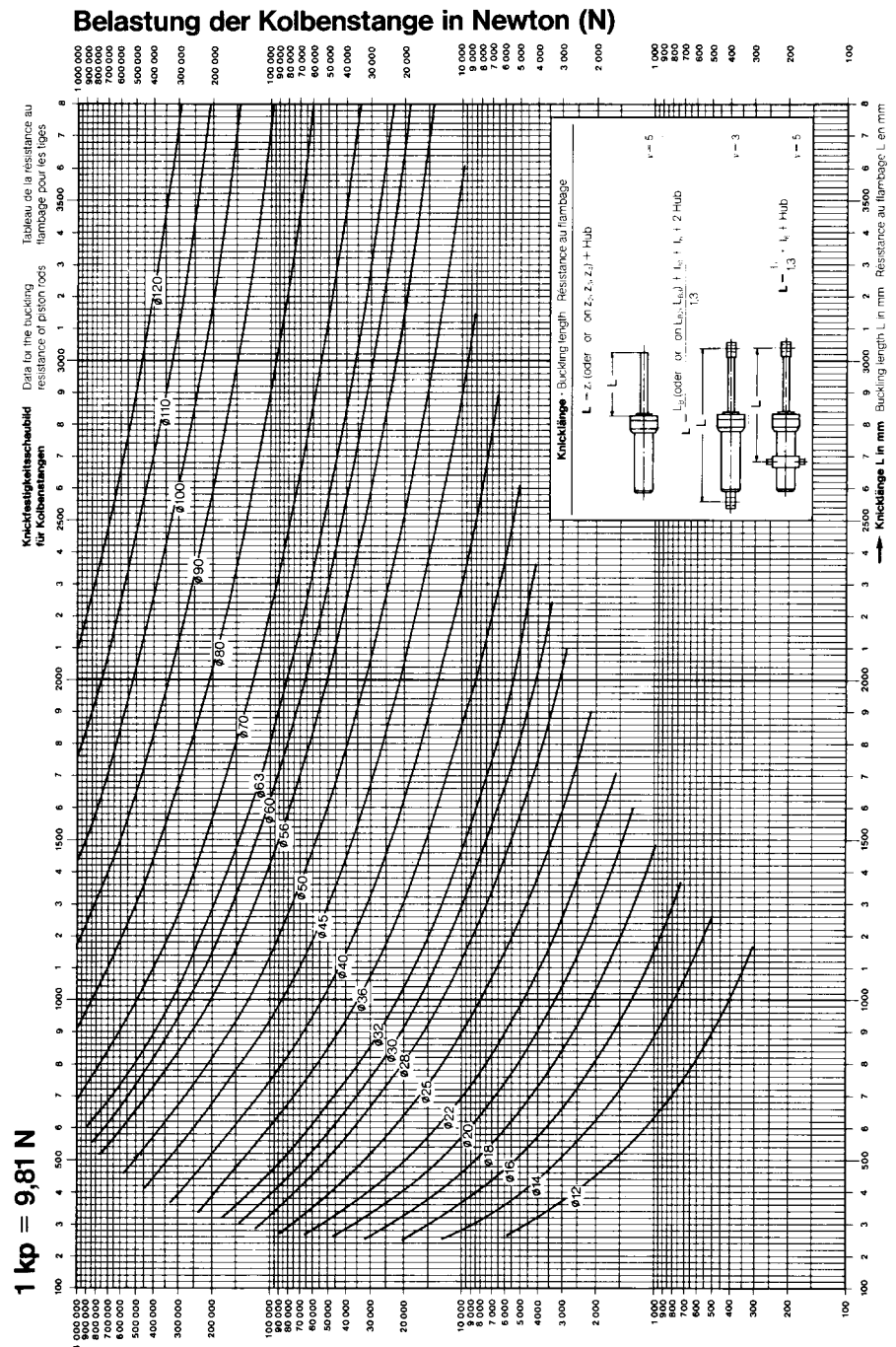
Der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad des Zylinders beträgt $\eta_{mh} = 0,95$.

Der Rohrleitungsverlust beträgt 5 bar, der Druckabfall im Wegeventil 3 bar und der Gegendruck vom Rücklauf 6 bar.



Hebevorrichtung

13. Hydrozylinder



Knickfestigkeitsschaubild

In das Knickfestigkeitsschaubild ist der Sicherheitsfaktor n bereits eingerechnet.

Berechnen des erforderlichen Kolbendurchmessers d_K .

Zur Verfügung stehender Systemdruck	160 bar
abzüglich Rohrleitungsverlust	5 bar
Druckverlust im Wegeventil	3 bar
Druck vom Rücklauf bei $\varphi = 2:1 = \frac{6 \text{ bar}}{2}$	3 bar

Somit ergeben sich als Druckkraft am Zylinder noch

$$160 - 11 = 149 \text{ bar} = 1490 \text{ N/cm}^2$$

$$F = p \cdot A_K \cdot \eta_{hm}$$

$$A_K = \frac{F}{p \cdot \eta_{hm}} = \frac{40000 \text{ N} \cdot \text{cm}^2}{1490 \cdot 0,95} = 28,3 \text{ cm}^2$$

$$A_K = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4}$$

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot A_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 28,3 \text{ cm}^2}{\pi}} = \sqrt{36 \text{ cm}^2} = 6,0 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$

gewählter Kolbendurchmesser **$d_K = 63 \text{ mm}$** .

Aus der Tabelle für das Flächenverhältnis $\varphi = 2:1$ wird der Kolbenstangendurchmesser $d_{ST} = 45 \text{ mm}$ abgelesen. Aus dem Knickfestigkeitsschaubild wird für 40 kN und einem Kolbenstangendurchmesser **$d_{ST} = 45 \text{ mm}$** eine maximale Hublänge von **1440 mm** ermittelt. Wäre in der Aufgabe nicht ein Flächenverhältnis von 2:1 gefordert, könnte d_{ST} kleiner gewählt werden.

Berechnen der Vorlaufgeschwindigkeit v :

$$T = 5 \text{ sec}$$

$$\text{Hub} = 500 \text{ mm}$$

$$v = \frac{s}{t} = \frac{0,5 \text{ m}}{5 \text{ s}} = 0,1 \text{ m/s} = 6 \text{ m/min}$$

Erforderlicher Pumpenförderstrom Q_p :

$$A_K = 31,2 \text{ cm}^2 = 0,312 \text{ dm}^2$$

$$V = 6 \text{ m/min} = 60 \text{ dm/min}$$

$$Q_p = A_K \cdot v = \frac{0,312 \text{ dm}^2 \cdot 60 \text{ dm}}{\text{min}} = 18,7 \text{ dm}^3 / \text{min} = 18,7 \text{ l/min}$$

Berechnen der Rücklaufgeschwindigkeit v_R :

$$Q = A_{KR} \cdot v$$

$$v = \frac{Q}{A_{KR}}$$

A_{KR} wird aus der Tabelle für das Flächenverhältnis $\varphi = 2:1$ bei $d_{ST} = 45 \text{ mm}$ abgelesen:

$$A_{KR} = 15,3 \text{ cm}^2 = 0,153 \text{ dm}^2$$

$$v = \frac{18,7 \text{ dm}^3}{0,153 \text{ dm}^2 \cdot \text{min}} = 122 \text{ dm/min} = 12,2 \text{ m/min}$$

Für die Auswahl des Zylinders ist zu berücksichtigen, dass ab einer Kolbengeschwindigkeit von 6 m/min Endlagendämpfungen vorzusehen sind.

Bedingt durch das Flächenverhältnis $\varphi = 2:1$ ist also die Rücklaufgeschwindigkeit des Kolbens doppelt so groß wie im Vorhub. Das bedeutet, dass auch der Abflussstrom des Zylinders doppelt so hoch ist wie im Vorhub. Es ist daher empfehlenswert vor der Dimensionierung einer Anlage die Geschwindigkeit des Rückstroms zu berechnen und eventuell den Querschnitt der Rücklaufleitung größer zu wählen. Auch das Steuerventil muss für den erhöhten Rückstrom geeignet sein, andernfalls muss ein zusätzliches Ventil für den Abfluss eingebaut werden.

14. Hydromotoren

Hydromotoren sind Bauelemente des Antriebsteils. Es sind Arbeitselemente (Aktoren). Sie wandeln die hydraulische Energie in mechanische Energie um und erzeugen drehende Bewegungen (Rotationsantrieb). Verläuft die Drehbewegung nur in einem bestimmten Winkelbereich, spricht man von Schwenkmotoren.

Hydromotoren besitzen die gleichen Kenngrößen wie Pumpen. Allerdings spricht man bei Hydromotoren nicht vom Verdrängungsvolumen, sondern vom Schluckvolumen. Das Schluckvolumen wird von den Hydromotorenherstellern in cm^3 je Umdrehung angegeben und dazu der Drehzahlbereich, in dem der Motor wirtschaftlich arbeitet. Für das Schluckvolumen von Hydromotoren gilt:

$$p = \frac{M}{V}$$

$$Q = n \cdot V$$

p	= Druck	[Pa]
M	= Drehmoment	[Nm]
V	= Geometrische Verdrängung, Schluckvolumen	[cm^3]
Q	= Volumenstrom	[dm^3/min]
N	= Drehzahl	[min^{-1}]

Aus dem Schluckvolumen und der gewünschten Drehzahl wird der Volumenstrom, den der Motor benötigt, errechnet.

Beispiel

Ein Motor mit einem Schluckvolumen von $V = 10 \text{ cm}^3$ soll mit einer Drehzahl $n = 600$ Umdrehungen je Minute arbeiten. Wie groß ist der vom Motor benötigte Volumenstrom Q ?

$$Q = \frac{10 \text{ cm}^3 \cdot 600}{\text{min}} = 6000 \text{ cm}^3/\text{min} = 6 \text{ dm}^3/\text{min} = 6 \text{ l/min}$$

Die Pumpe muss also $6 \text{ dm}^3/\text{min}$ fördern, damit der Motor sich mit 600 Umdrehungen je Minute dreht.

Die mechanische Leistung eines Hydromotors berechnet sich wie folgt:

$$\omega = \text{Winkelgeschwindigkeit in s}^{-1}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

14. Hydromotoren

Beispiel

Ein Hydromotor mit einem Schluckvolumen $V = 12,9 \text{ cm}^3$ wird mit einem Pumpenförderstrom von $Q = 15 \text{ dm}^3/\text{min}$ angetrieben. Bei der sich ergebenden Drehzahl ist das Drehmoment $M = 1 \text{ Nm}$. Wie groß ist die Drehzahl n und die angegebene Leistung P ?

Berechnen Sie das abgegebene Drehmoment, wenn der Motor sehr stark abgebremst wird und sich dadurch ein Druck von 140 bar ($140 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) einstellt!

Technische Daten $Q = 15 \text{ dm}^3/\text{min}$
 $M = 1 \text{ Nm}$
 $V = 12,9 \text{ cm}^3$

Berechnen der Drehzahl n :

$$Q = n \cdot V$$
$$n = \frac{Q}{V} = \frac{15 \text{ dm}^3}{12,9 \text{ cm}^3 \text{ min}} = \frac{15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{12,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ min}} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{12,9 \cdot 10^{-6}} \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3 \cdot \text{min}} = 1163 \text{ min}^{-1}$$

Berechnen der Leistung P in Watt:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M = 2 \cdot \pi \cdot 1163 \text{ min}^{-1} \cdot 1 \text{ Nm} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1163 \cdot 1}{60} \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 122 \text{ W}$$

Berechnen des Drehmoments M bei maximalem Eingangsdruck:

$$p_{\text{max}} = 140 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p = \frac{M}{V}$$

$$M = p \cdot v = 140 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 140 \cdot 10^5 \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N} \cdot \text{m}^3}{\text{m}^2}$$

$$M = 1806 \cdot 10^{-1} \text{ Nm} = 180,6 \text{ Nm}$$

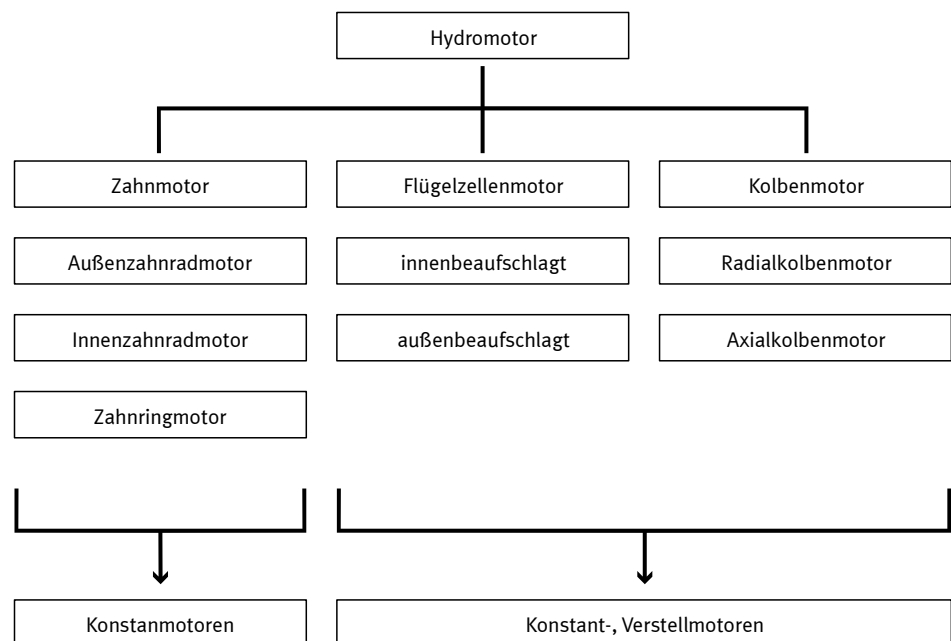
Bei diesen Berechnungen wurde der mechanisch-hydraulische und der volumetrische Wirkungsgrad nicht berücksichtigt.

14. Hydromotoren

In der Regel haben Hydromotoren den gleichen konstruktiven Aufbau wie Hydropumpen. Sie werden eingeteilt in

- Konstantmotoren
konstantes Schluckvolumen
- Verstellmotoren
verstellbares Schluckvolumen.

Innerhalb dieser Grundtypen gibt es mehrere Bauarten.



Hydromotor

15. Zubehör

Außer den in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen hydraulischen Bauelementen – Wegeventile, Druckventile, Hydrozylinder usw. – sind auch die folgenden **Zubehörteile** für die Funktion einer Hydraulikanlage von Bedeutung:

- Schlauchleitungen
- Schlauchkupplungen
- Rohre
- Verschraubungen
- Anschlussplatten
- Entlüftungsventile
- Druckmessgerät und
- Volumenstrommessgerät

Diese Zubehörteile dienen hauptsächlich dem Transport hydraulischer Energie (Schläuche, Rohre usw.), der Verbindung und Befestigung von Bauelementen (Verschraubungen, Anschlussplatten) und zur Ausführung von Kontrollfunktionen (Messgeräte).

Die einzelnen Bauelemente einer hydraulischen Anlage werden durch Schläuche oder Rohre miteinander verbunden.

Durchflussquerschnitte von **Schläuchen** und **Rohren** beeinflussen den Druckverlust innerhalb der Leitungen. Durch sie wird zu einem erheblichen Teil der Wirkungsgrad einer Anlage bestimmt. Damit die Druckverluste in Rohrleitungen, -biegungen, -krümmungen und Winkelverschraubungen nicht zu groß und andererseits die Abmessungen der Leitungen in Grenzen gehalten werden, sollte die Anlage so ausgelegt sein, dass folgende Strömungsgeschwindigkeiten nicht überschritten werden:

- Druckleitungen: bis 50 bar Betriebsdruck: 4,0 m/s
bis 100 bar Betriebsdruck: 4,5 m/s
bis 150 bar Betriebsdruck: 5,0 m/s
bis 200 bar Betriebsdruck: 5,5 m/s
bis 300 bar Betriebsdruck: 6,0 m/s
- Saugleitungen: 1,5 m/s
- Rücklaufleitungen: 2,0 m/s.

Anhand dieser Angaben berechnet sich der erforderliche Strömungsquerschnitt A nach der Formel:

$$A = \frac{Q}{v}$$

Q = Volumenstrom

v = Strömungsgeschwindigkeit

Daraus lässt sich die erforderliche Nennweite (Durchmesser) von Schlauchleitungen bei der Dimensionierung einer Hydraulikanlage ermitteln.

Berechnung zur Bestimmung der Nennweite von Leitungen

$$A = \frac{Q}{v} \quad \text{und} \quad A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

d = Durchmesser

Daraus ergibt sich für die Nennweite:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{Q}{v}$$

$$d^2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Beispiel

Technische Daten: Q = 4,2 dm³/min = 4,2 l/min

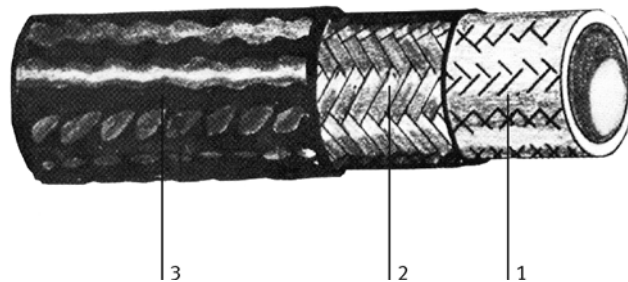
Druckleitung bis 50 bar

v = 4 m/s

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,2 \text{ dm}^3/\text{min}}{\pi \cdot 4 \text{ m/s}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 4 \cdot 60 \text{ m/s}}} = \sqrt{0,022 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = \sqrt{22 \text{ mm}^2} = 4,7 \text{ mm}$$

15.1 Schlauchleitungen

Schlauchleitungen sind biegsame Leitungsverbindungen, die zwischen beweglichen Hydrogeräten oder bei räumlich ungünstiger Verlegung (besonders in der Mobilhydraulik) eingesetzt werden. Sie finden dann Verwendung, wenn es nicht möglich ist, Rohrleitungen zu montieren (z.B. an bewegten Teilen). Weiterhin dienen Schlauchleitungen auch der Geräusch- und Schwingungsdämpfung. Sie bestehen aus mehreren Schichten:



Aufbau des Hydraulikschlauches

Die Schlauchseele (1) ist aus synthetischem Gummi, Teflon, Polyesterelastomere, Perbunan oder Neoprene. Der Druckträger (2) ist eine Geflechteinlage aus Stahldraht und/oder aus Polyester oder Rayon. Je nach Druckbereich ist die Geflechteinlage ein- oder mehrlagig.

Die Oberdecke (3) ist aus abriebfestem Gummi, Polyester-, Polyurethanelastomere oder sonstigen Materialien.

Als zusätzlichen Schutz gegen mechanische Beschädigungen können die Schlauchleitungen mit außenliegenden Spiralen oder Geflechten geschützt werden.

Auswahl der Schlauchleitungen

Bei der Auswahl der Schlauchleitungen müssen die funktionellen Aufgaben und Faktoren berücksichtigt werden.

Die Schläuche sind außer der Kraftübertragung durch die Flüssigkeit auch chemischen, thermischen und mechanischen Einflüssen ausgesetzt. Insbesondere der Betriebsdruck – dynamisch und statisch – muss sorgfältig festgelegt werden. Die stoßweise auftretenden Drücke, die durch schnelles Umschalten von Ventilen entstehen, können ein mehrfaches der errechneten Drücke annehmen.

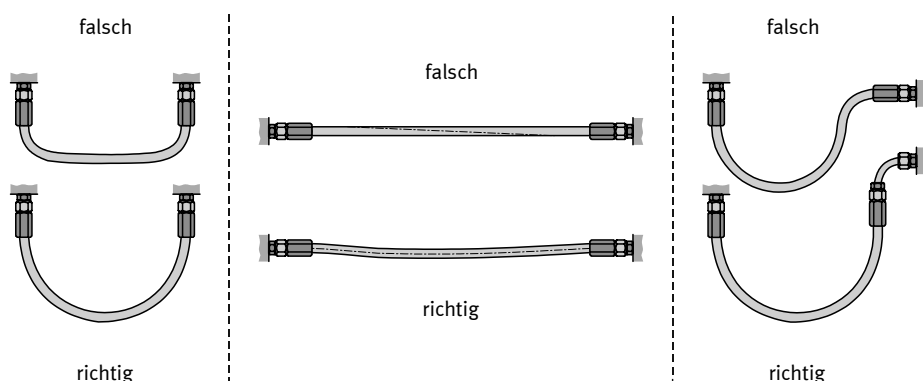
Bei den technischen Daten wie Nennweite, Belastbarkeit, chemische und thermische Beständigkeit sind ausschließlich die Angaben der Hersteller maßgeblich.

Als Richtlinie bezüglich der Nennweite und des Druck sind DIN 20021, 20022, 20023 zu beachten. Die Prüfvorschriften für Schläuche sind in DIN 20024 festgelegt.

Begriffsbestimmungen

- **Maximaler zulässiger Betriebsdruck**
wird von den Herstellern für statische und meist auch für dynamische Drücke angegeben. Der statische Betriebsdruck ist mit 4facher Sicherheit angegeben, d. h. der Betriebsdruck ist 1/4 des Berstdrucks.
- **Berstdruck**
Diese Angabe ist nur als Prüfwert zu beachten. Der Schlauch darf unterhalb dieses Drucks nicht bersten oder undicht werden.
- **Prüfdruck**
Schläuche werden mit dem doppelten Wert des Betriebsdrucks mindestens 30 s und höchstens 60 s beaufschlagt.
- **Längenveränderung**
Je nach Ausführung der Geflechteinlage hat jeder Schlauch unter Betriebsdruck eine bestimmte Längenveränderung. Diese darf nicht mehr als +2 % bis -4 % betragen.
- **Biegeradius**
Der angegebene Mindestbiegeradius ist für den maximalen Betriebsdruck bei unbewegter Schlauchleitung ausgelegt. Dieser sollte aus Sicherheitsgründen nicht unterschritten werden.
- **Betriebstemperatur**
Die angegebenen Temperaturen beziehen sich auf das durchfließende Öl. Hohe Temperaturen beeinträchtigen erheblich die Einsatzzeit des Schlauches.

Beim Einbau von Schlauchleitungen ist vor allem auf die richtige Länge zu achten. Die Teile sollten bewegt werden können, ohne dass dadurch die Leitungen durch Zug beansprucht werden. Außerdem müssen die Biegeradien genügend groß sein. Einige Grundregeln zur richtigen Montage von Schlauchleitungen finden Sie in der nachfolgenden Abbildung.



Einbauregeln für Schlauchleitungen

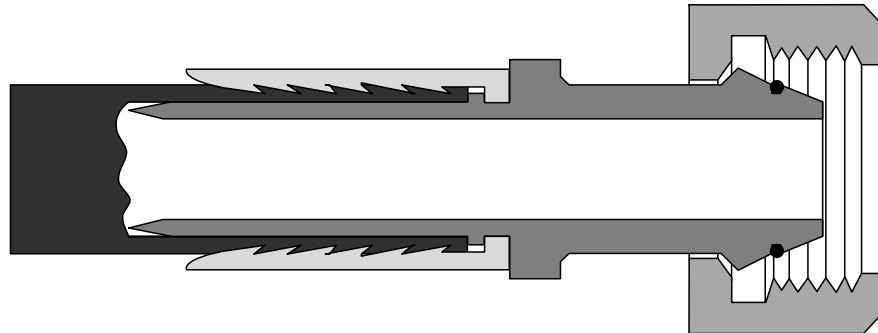
15. Zubehör

In der Mobilhydraulik und in umfangreichen stationären Anlagen werden vielfach Schläuche als Verbindungselemente eingesetzt. Deshalb muss der in den Schläuchen entstehende Druckabfall Δp bei der Dimensionierung dieser Anlagen berücksichtigt werden.

Δp in bar/m ohne Anschlussarmaturen ($\rho = 850 \text{ kg/m}^3$; $v = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$)											
NG	da (mm)	10 (l/min)	20	30	50	70	100	125	150	175	200 (l/min)
6	14	0,33	1,13	2,16							
	18	0,14	0,46	0,88							
8	16	0,10	0,31	0,59	1,41	1,2					
	20	0,045	0,12	0,23	0,55	0,97	0,82	1,2			
10	19	0,045	0,12	0,23	0,55	0,97	0,82	1,2			
	22	0,02	0,04	0,08	0,19	0,37	0,65	0,96	0,68	0,87	1,1
12	20	0,02	0,04	0,08	0,19	0,37	0,65	0,96	0,68	0,87	1,1
	26	0,008	0,02	0,03	0,075	0,15	0,27	0,39	0,57	0,73	0,92
16	26			0,01	0,041	0,07	0,14	0,2	0,27	0,35	0,43
	30				0,021	0,04	0,073	0,1	0,15	0,186	0,23
20	30				0,012	0,02	0,041	0,06	0,007	0,106	0,136
	34					0,013	0,025	0,035	0,05	0,06	0,083
24	36					0,009	0,016	0,023	0,032	0,04	0,051
	38,1						0,01	0,015	0,02	0,025	0,033
32	46						0,004	0,006	0,008	0,011	0,014
	50,8						0,003	0,004	0,005	0,007	0,009
40	60,3									0,003	0,004

Durchflusswiderstand Δp von Schlauchleitungen (Prof. Charchut)

Schlauchleitungen können mit den Geräten oder untereinander über **Verschraubungen** oder **Schnellverschlusskupplungen** verbunden werden. Funktionsgerechte Verbindungen werden durch **Schlaucharmaturen** gewährleistet:



Schlauch-Anschlussarmatur

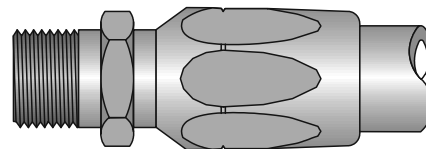
Nach DIN 24950 unterscheidet man für die **Schlauchseite der Armatur** folgende Befestigungsmöglichkeiten:

- **Schraubarmatur**
Der erforderliche Halt des Schlauchs wird durch axiales Verschrauben von Einzelteilen miteinander erzeugt. Diese Schlaucharmatur ist in der Regel ohne Sonderwerkzeug montierbar und wiederverwendbar.
- **Pressarmatur (Quetscharmatur)**
Der erforderliche Halt des Schlauchs wird durch Verformung mindestens eines Armaturenteils erzeugt. Diese Schlaucharmatur ist nur mit Sonderwerkzeug montierbar und nicht wiederverwendbar.
- **Schalenarmatur**
Der erforderliche Halt des Schlauchs wird durch von außen aufgespannte Schalen oder Segmente erzeugt. Diese Schlaucharmatur ist wiederverwendbar und je nach Typ mit oder ohne Sonderwerkzeug montierbar.
- **Schlaucheinband (Schelleneinband, Schlauchbinder):**
Der erforderliche Halt des Schlauchs wird durch Verspannen erreicht, z. B. mit Schlauchschellen nach DIN 3017 oder Schlauchbindern nach DIN 32620. Diese Schlaucharmatur ist je nach Ausführung mit oder ohne Sonderwerkzeug montierbar und zum Teil wiederverwendbar – allerdings nicht für hohe Drücke geeignet.
- **Steckarmatur**
besteht im allgemeinen aus einem Nippel, bei dem der erforderliche Halt des Schlauchs nur durch Verformungskräfte des Schlauchs, aufgrund einer entsprechenden Gestaltung des Nippels, erreicht wird. Diese Schlaucharmatur ist ohne Sonderwerkzeug montierbar und wiederverwendbar – allerdings nicht für hohe Drücke geeignet.

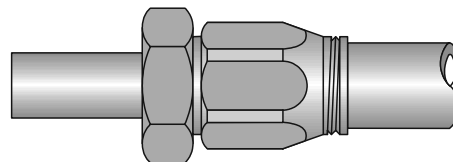
Für die **Anschlussseite der Schlaucharmatur** unterscheidet man nach DIN 24950 folgende Anschlüsse:

- Schraubanschluss
mit Gewinde versehen;
- Rohranschluss
mit Rohr versehen, für Schneidringverschraubungen;
- Flanschanschluss
mit Flansch versehen;
- Ringanschluss
mit Ring versehen;
- Kupplungsanschluss
mit einer symmetrischen oder asymmetrischen Kupplungshälfte versehen;
- Bundanschluss
mit Bund versehen.

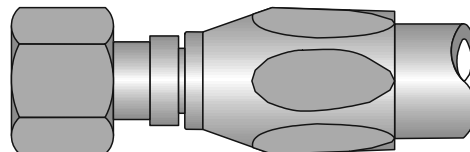
Außen-Gewinde



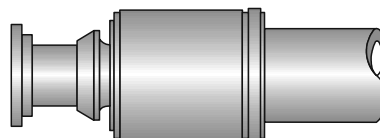
Rohrende



Überwurf-Mutter



Nippel für SAE-Flansch



Schlaucharmaturen-Anschlussseite

Weiterhin gehören zu einer Schlaucharmatur folgende Einzelteile:

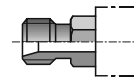
- Überwurfmutter
- Fassung
Bauteil einer Schlaucharmatur, das den Schlauch umfasst. Man unterscheidet: Schraub-, Press- und Schalenfassungen sowie Schlauschellen.
- Nippel (Tülle, Schlauchstutzen)
Bauteil, das in den Schlauch eingebracht wird und anschlussseitig die Verbindung herstellt. Auch bei Nippeln wird laut DIN 24950 zwischen einer **schlauchseitigen** und einer **anschlussseitigen** Befestigung unterschieden:
 - **Schlauchseite** des Nippels: Schraub-, Press- und Stecknippel
 - **Anschlussseite** des Nippels: Gewinde-, Dichtkopf-, Einschraub-, Rohr-, Bund-, Flansch- und Ringanschluss.

Nippel mit Dichtkopfanschluss

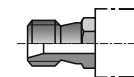


dargestellt ist
Dichtkegel
mit O-Ring

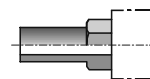
Nippel mit Gewindeanschluss



Nippel mit Einschraubanschluss



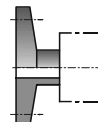
Nippel mit Rohranschluss



Nippel mit Bundanschluss



Nippel mit Flanschanschluss



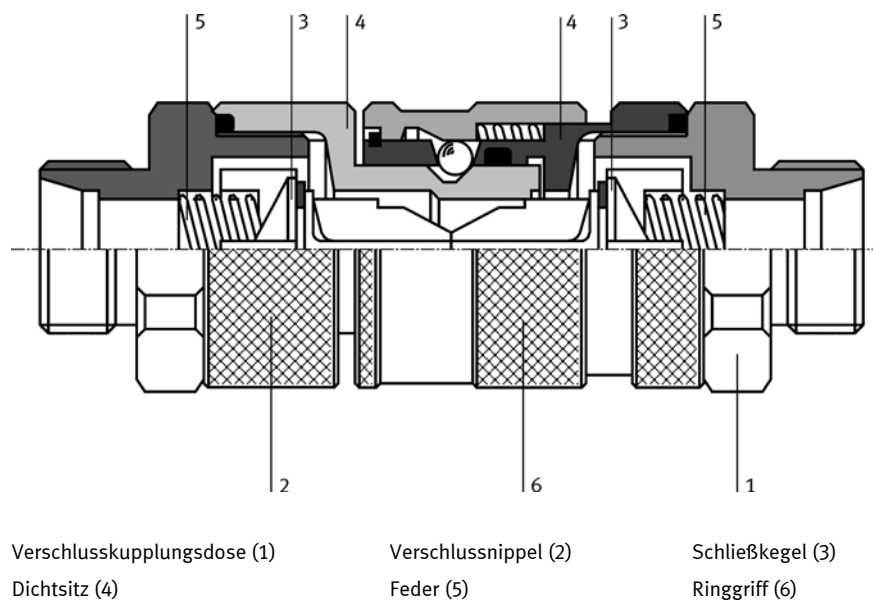
Nippel mit Ringanschluss



Schlaucharmaturen-Nippel

Mit Schnellkupplungen können Geräte schnell verbunden und wieder entkoppelt werden.

Es gibt Schnellverschlusskupplungen mit und ohne mechanisch entsperbarem Rückschlagventil. Durch das Rückschlagventil ist, wenn kein Druck vorhanden ist, ein Verbinden ohne Auslaufen der Druckflüssigkeit möglich.



Schnellverschlusskupplung

15.2 Rohrleitungen

Als Rohrleitungen werden nach DIN 2391 nahtlose Präzisionsstahlrohre eingesetzt. Die Wanddicke der Rohrleitungen wird vom maximalen Druck in der Rohrleitung und einem Sicherheitszuschlag für Schaltschläge bestimmt.

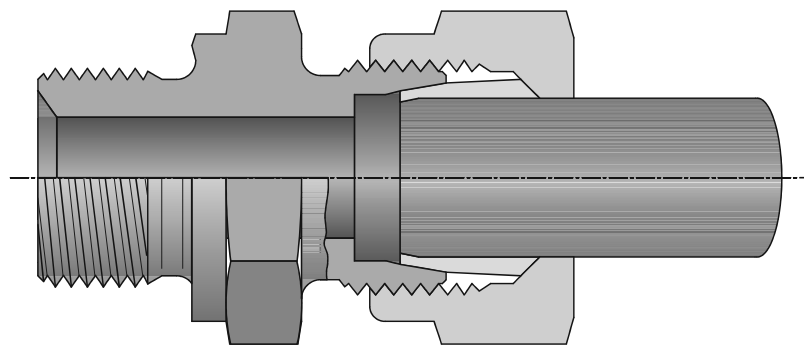
Vor dem Einbau können Rohre – mit den entsprechenden Biegevorrichtungen – kalt oder warm gebogen werden. Nach dem Bearbeiten sind Leitungen zu spülen, beispielsweise um bei warm gebogenen Rohren die Zunderschicht zu entfernen.

Für die Verbindung Rohr-Rohr und Rohr-Gerät eignen sich

- Rohrverschraubungen: bis Nennweite 38 (je nach Betriebsdruck)
- Flanschverbindungen: ab Nennweite 30.

Bei den Rohrverschraubungen unterscheidet man nach DIN 3850:

- Lötlose Rohrverschraubungen
- Schneidringverschraubung
- Doppelkegelringverschraubung
- Gelötete und geschweißte Rohrverschraubungen
- Bundbuchverschraubungen
- Kugelbuchverschraubungen.



Rohrverschraubung

Die **Schneidringverschraubung** ist wegen der einfachen Handhabung die am häufigsten eingesetzte Verschraubungsart. Beim Verbinden wird durch Anziehen der Überwurfmutter ein Schneidring in den Innenkonus des Anschlussstutzens geschoben. Am Rohr wird ein Bund aufgeworfen, der gegen einen dichtenden Anschlag gedrückt wird.

Für die angegebenen Rohrverschraubungen werden nach DIN 3850 folgende **Dicht- und Verbindungselemente** unterschieden:

Benennung	nach DIN
Schneidring	3816
Doppelkegelring	3862
Kugelbuchse	3863
Bundbuchse	3864
Druckring	3867

Übersicht über Dichtelemente

Benennung		nach DIN	für Dichtelement
Überwurfmutter	A	3870	Schneidring
	B		Doppelkegelring
	C		gelötete Bundbuchse
			geschweißte Bundbuchse
Überwurfmutter		3872	Schneidring mit Druckring
Überwurfschraube	A	3871	Schneidring
	C		Doppelkegelring
			Kugelbuchse
			Bundbuchse

Übersicht über Verbindungselemente

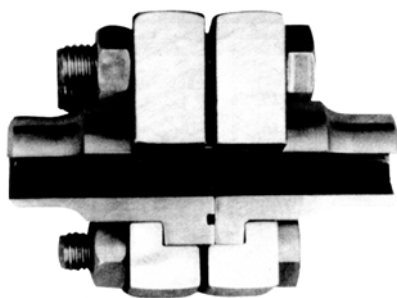
Weiterhin finden für Rohrverschraubungen folgende Stutzenformen Verwendung:

- gerade Stutzen
- Winkel-, L-, T- und Kreuzstutzen
- Schott-, Schweiß- und Lötstutzen.

Für die angegebenen Stutzenformen gibt es verschiedene Ausführungen, die in der DIN 3850 in einer Übersicht aufgeführt sind. Angaben über Nennweiten und -drücke für die genormten Rohrverschraubungsteile können Sie ebenfalls der DIN 3850 entnehmen.

Flanschverbindungen werden für größere Rohre eingesetzt. Der Flansch kann dabei an das Rohr geschweißt oder verschraubt sein. In der Abbildung ist je eine Flanschverbindung für Rohr und Schlauch dargestellt.

In der Hydraulik sind als Anschlussgewinde Whitworth-Gewinde, metrische Feingewinde und NPT-Gewinde (kegelige Gewinde) üblich.

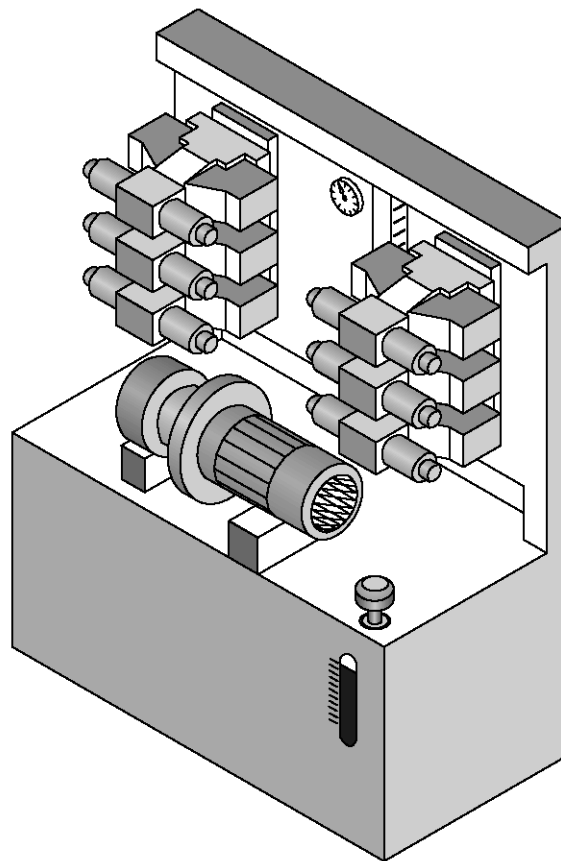


Flanschverbindung

15.3 Anschlussplatten

Die direkte Verbindung von Ventilen durch Rohr- und Schlauchleitungen erfüllt nicht immer die Anforderungen nach einer kompakten, preiswerten und betriebssicheren Anlage. Aus diesem Grunde sind Anschlussplatten eine gebräuchliche Geräteverbindung in der Hydraulik. Diese Verbindungstechnik ermöglicht einen schnellen Austausch der Ventile. Außerdem sind hierbei die Durchflusswege der Druckflüssigkeit kürzer.

Diese Anschlussplatten haben wie die Ventile nach DIN ISO 4401 genormte Anschlussbohrungen. Die Ventile werden auf diese Platten geschraubt und dann auf Fronttafeln bzw. Ventilstände montiert und auf der Rückseite mit Hydraulikrohren verbunden.



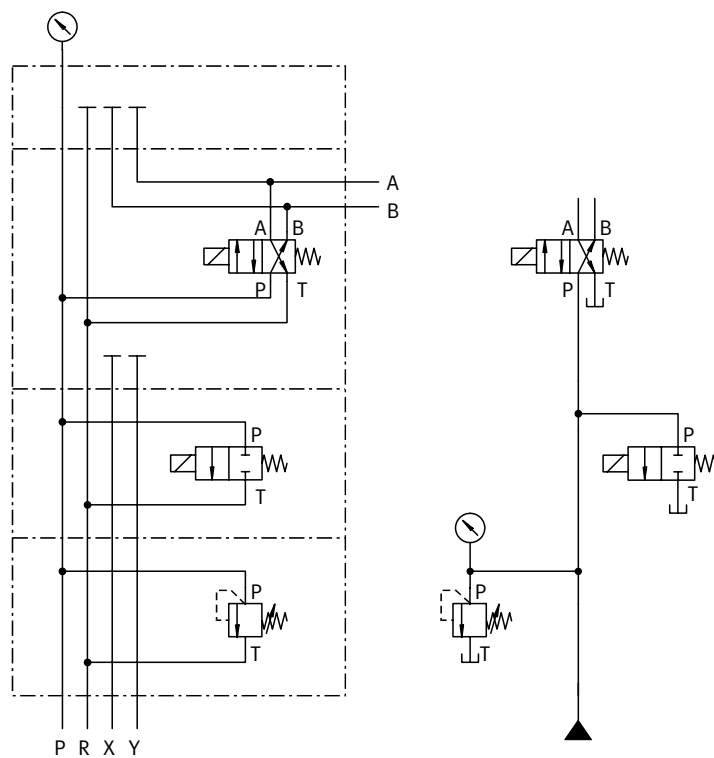
Fronttafel mit Tank und Pumpe

Um Kosten für die Verrohrung zu sparen werden für parallel geschaltete Ventile **Sammelanschlussplatten** verwendet (Blockhydraulik). Für sich wiederholende Steuerungen wie z. B. Pressensteuerungen werden spezielle Steuerblöcke aus Stahlguss mit den erforderlichen Bohrungen hergestellt, so dass die Ventile nur angeschraubt werden müssen.

Diese speziellen Steuerblöcke können je nach Anforderung zu komplexen Steuerungen verkettet werden (Blockverkettung).

Höhenverkettung

Zur Höhenverkettung werden Zwischenplattenventile miteinander verbunden und auf eine Sammelanschlussplatte geschraubt. Daher ist der Verrohrungsaufwand gering.



Normschaltplan und Höhenverkettung

Längsverkettung

Bei Anlagen mit mehreren Steuerketten werden Längsverkettungsplatten und dazwischen Umlenkplatten aneinandergereiht. Auf die Umlenkplatten können Einzelventile oder eine Höhenverkettung aufgeschraubt werden.

Patronentechnik

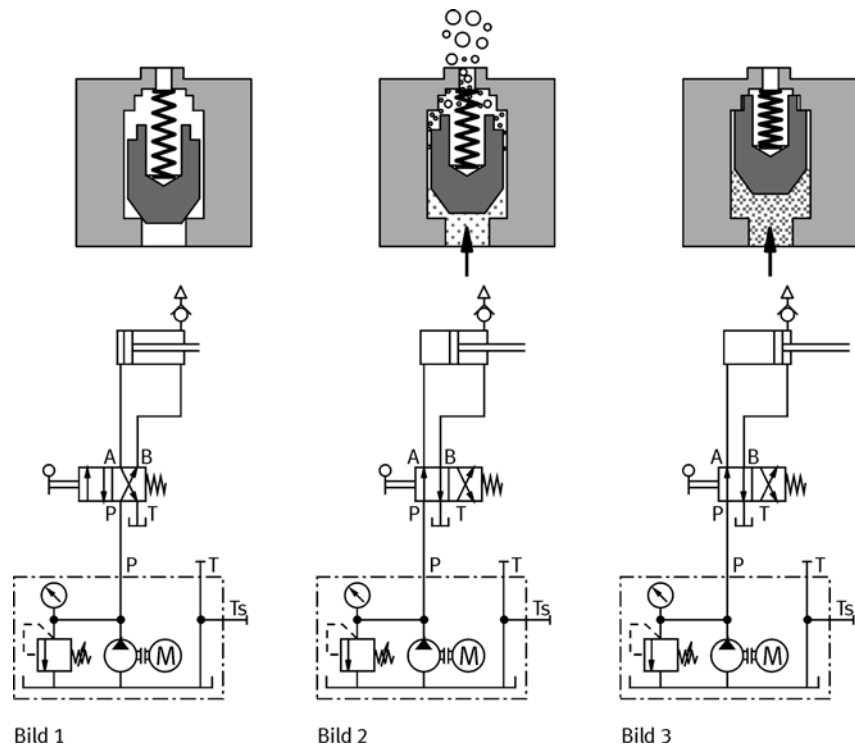
Eine weitere Verbesserung im Hinblick auf Verwirklichung von Komplettsteuerungen mit hoher Leistungsdichte in einem Block führt zu der Patronen- oder Cartridge-Technik. Hierbei werden die unterschiedlichen Schaltfunktionen durch individuelle Ansteuerung von 2/2-Wege-Einbauventilen realisiert. Die 2/2-Wege-Einbauventile sind in DIN 2432 genormt. Einbauventilblöcke (Steuerblöcke) werden erst wirtschaftlich ab NG 16 und bei größeren Stückzahlen.

15.4 Entlüftungsventile

Entlüftungsventile sollten am höchsten Punkt eines Leitungssystems angeordnet sein, da sich dort die eingeschlossene Luft sammelt.

In der Abbildung ist eine automatische Entlüftung dargestellt. Die Bilder 1 bis 3 zeigen folgende Phasen:

- Bild 1
Der Zylinder ist eingefahren, dabei schließt der Kolben des Entlüftungsventils.
- Bild 2
Beim Ausfahren der Kolbenstange wird der Kolben des Entlüftungsventils angehoben. Die Luft kann über die Ablassbohrung entweichen, bis die Druckflüssigkeit den Kolben erreicht und diesen nach oben schiebt.
- Bild 3
Der Kolben des Entlüftungsventils wird bei ausgefahrenem Zylinder von der Druckflüssigkeit ganz nach oben gedrückt, dadurch dichtet er nach außen ab, und der Luftaustrittsstutzen ist verschlossen. Nimmt der Druck ab, löst die Feder den Kolben, bis die Ablassbohrung wieder frei ist und der Vorgang sich wiederholt.



Automatisches Entlüftungsventil

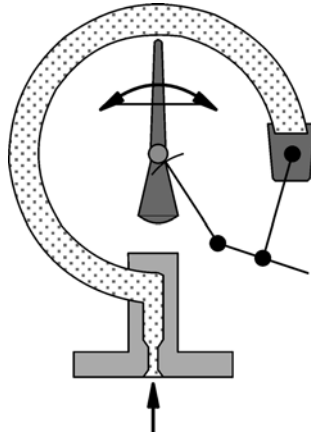
15.5

Druckmessgerät

Druckmessgerät mit
Rohrfedermesswerk

Das am häufigsten verwendete Druckmessgerät arbeitet nach dem Prinzip der Bourdonschen Rohrfeder. Die gebogene Rohrfeder hat einen flachovalen Querschnitt. Strömt Druckflüssigkeit in das Röhrchen, ergibt sich überall der gleiche Druck. Aufgrund der Flächendifferenz von Außenringfläche zu Innenringfläche entsteht an der äußeren Fläche eine größere Kraft, die die Rohrfeder aufbiegt. Über Hebel, Zahnstangensegment und Ritzel wird diese Bewegung auf den Zeiger übertragen. Auf der Skala kann dann der entsprechende Druck abgelesen werden.

Das Druckmessgerät ist nicht überdrucksicher. Damit keine Druckstöße die Feder zerstören, muss im Anschluss eine Dämpfungs-drossel eingebaut sein. Bei Drücken über 100 bar wird statt der kreisförmigen eine Rohrfeder in Schrauben- oder Schneckenform verwendet. Messdrücke bis über 1000 bar sind möglich. Diese Messgeräte sind lageempfindlich und dürfen nur in der vorgesehenen Lage eingebaut werden.



Rohrfeder-Druckmessgerät

Druckmessgerät mit Kapsel- oder Plattenfedermesswerk

Bei diesen Messgeräten wird anstatt der Rohrfeder eine aus gewelltem Metall bestehende druckdichte Kapsel oder eine zwischen zwei Flanschen druckdicht eingespannte Membrane verwendet. Bei Druckbeaufschlagung ins Innere der Kapsel oder Membrane wölbt sich diese. Diese Aufwölbung ist das Maß für den zu messenden Druck und wird über das Zeigerwerk auf den Zeiger übertragen. Druckbereich je nach Bauart bis 25 bar.

Kolben-Druckmessgerät

Beim Kolben-Druckmessgerät wirkt die Druckflüssigkeit auf einen Kolben, dessen Kraft gegen eine Druckfeder arbeitet. An den Kolben ist direkt der Zeiger gekoppelt, der dann auf der Skala den entsprechenden Druck anzeigt. Kolben-Druckmessgeräte sind überlastsicher.

15.6 Drucksensoren

Genauere Druckmessungen sind mit Quarz-Druckaufnehmern, die den piezoelektrischen Effekt ausnützen, möglich. Hier wirkt der Druck auf eine Membrane und damit auf die Quarze, die unter Druck eine entsprechende Spannung bzw. Strom abgeben. Dieses elektrische Signal wird elektronisch verstärkt und als Maß für den Druck mit einem Auswertegerät angezeigt.

Weitere Drucksensoren arbeiten mit Dehnmessstreifen (DMS), die auf eine Membrane aufgebracht sind. Unter Druck verformt sich die Membrane. Die dadurch auftretenden Dehnungen werden in elektrische Signale umgesetzt. Diese Signale werden ebenfalls elektronisch verstärkt und in einem separaten Gerät angezeigt. Die Verstärker-Elektronik ist bei diesen Sensoren direkt im Gehäuse integriert.

Vorteile der elektronischen Drucksensoren: Der angezeigte Druck kann mit Verbindungskabeln an entfernten Stellen angezeigt werden oder mit Messschreibern aufgenommen werden. Auch ist die Ansteuerung über Verstärker direkt zu den Druckventilen möglich.

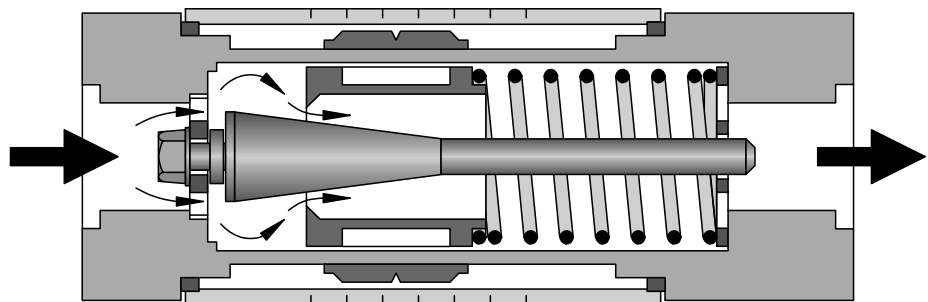
Volumenstrommessgeräte Ist nur eine einmalige Messung notwendig, wie z. B. zur Überprüfung des Pumpenförderstromes oder zum Einstellen eines Stromregelventils, kann der Volumenstrom am einfachsten mittels Messzylinder und Stoppuhr gemessen werden.

Soll in der hydraulischen Anlage der Volumenstrom ständig überwacht und angezeigt werden, so kommen je nach Einsatzgebiet und Genauigkeitsanforderung die nachfolgend beschriebenen Geräte zum Einsatz.

15.7

Durchflussmessgerät

Der zu messende Ölstrom fließt durch ein Messrohr. In dem Messrohr befindet sich ein feststehender Konus. An diesem kann sich ein Kolben bewegen. Strömt die Druckflüssigkeit zwischen dem Konus und dem Kolben hindurch, so wird der Kolben entsprechend der Durchflussmenge gegen eine Feder gedrückt. Der Kolben dient als bewegliche Messblende. Je nach seiner Lage am Konus ergibt sich ein entsprechender Durchflussquerschnitt. Der Kolben bewegt sich so lange, bis die sich einstellende Druckdifferenz, welche den Kolben gegen die Feder bewegt, im Gleichgewicht ist. Da der Durchflussstrom abhängig von der Druckdifferenz an der Blende ist (B 1.35), kann der Hubweg des Kolbens als Maß für die Durchflussmenge angezeigt werden. Die Anzeigeungenauigkeit liegt im Bereich von 4 %.



Durchflussmessgerät (Werkbild UCC)

Für genauere Messungen zur Regelung oder Steuerung gleichlaufender Zylinder oder Motoren und zur Positioniersteuerung werden **Messturbinen, Ovalradzähler, Zahnradmessgeräte, Messblenden** oder **Stauscheiben** verwendet.

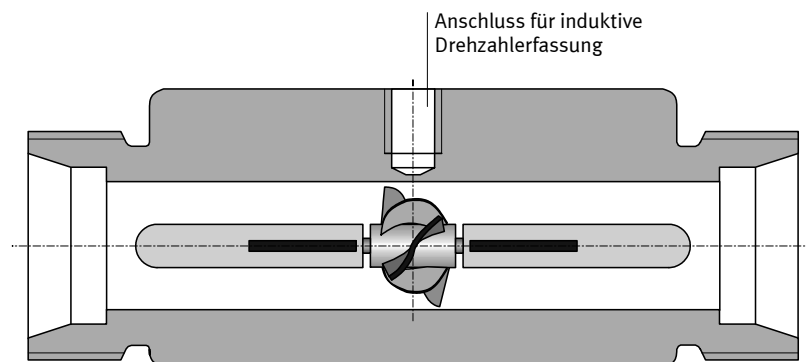
Die Messturbine wird vom Volumenstrom in Rotation gesetzt. Die Drehzahl wird als Maß für den Volumenstrom ausgewertet und angezeigt (Bild).

Das Zahnradmessgerät ist wie ein Zahnradmotor gebaut. Jeder Zahn wird mit einem Messgerät induktiv erfasst. Die Drehzahl wird über einen Messwertwandler als Volumenstrom angezeigt.

Nach dem gleichen Prinzip arbeitet der Ovalradzähler. Hier wird ebenfalls die Drehzahl induktiv bemessen. Da das Kammervolumen wie beim Zahnradmessgerät bekannt ist, ergibt sich aus der gemessenen Drehzahl der Volumenstrom.

Bei der Messblende wird das Δp gemessen, elektronisch umgewandelt und direkt als Volumenstrom angezeigt.

Beim Stauscheibenprinzip wirkt der Volumenstrom gegen eine im Durchflussrohr gelagerte Stauscheibe, die je nach der Größe des Volumenstroms einen Hub ausführt. Die Hublänge wird berührungslos abgefragt. Das elektrische Ausgangssignal wird gewandelt und als Volumenstrom angezeigt.



Messturbine

16. Anhang

Größe	Formelzeichen	SI Einheit	Dimension	
Weg	S	Meter	m	1 m = 1000 mm
Kraft	F	Newton	N	$1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$
Zeit	T	Sekunde	s	
Geschwindigkeit	V	Meter/Sekunde	m/s	$1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 60 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Druck	P	Newton/Quadratmeter	N/m ²	$1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \text{ Pa (Pascal)}$ $1 \text{ Pa} = 10^{-5} \text{ bar}$ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$
Dichte	ρ	Kilogramm/Kubikmeter	kg/m ³	$1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 1 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$
Fläche	A	Quadratmeter	m ²	
Volumen	V	Kubikmeter	m ³	$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l (Liter)}$ $1 \text{ l} = 1 \text{ dm}^3$
Volumenstrom	Q	Kubikmeter/Sekunde	m ³ /s	$1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 60\,000 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ $1 \frac{\text{l}}{\text{min}} = \frac{1 \text{ m}^3}{60\,000 \text{ s}}$
Energie, Arbeit	W	Newtonmeter	Nm	1 Nm = 1 J (Joule)
Leistung	P	Watt Newtonmeter/Sekunde	W Nm/s	$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 1,36 \text{ PS}$ $1 \text{ PS} = 0,763 \text{ kW}$ $1 \text{ W} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s}}$
Rohrreibungszahl	λ			
Widerstandsbeiwert	ξ			
Kinematische Viskosität	ν	Quadratmeter/Sekunde	m ² /s	
Wirkungsgrad	η			
Reynoldzahl	Re			

In der Hydraulik wird aufgrund der auftretenden hohen Drücke meistens die Druckeinheit bar verwendet.

Laut Internationalem Einheitensystem SI (System International) sollten nur noch die Druckeinheiten Pascal und, unter Vorbehalt, bar angewendet werden; auf atü und Torr ist zu verzichten.

$$1 \text{ Pascal} = 1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{m}^2} = 10^{-5} \text{ bar}$$

	Pa	bar	mbar	Torr	at
1 Pa = 1 N/m ²	1	10 ⁻⁵	10 ⁻²	7,5 · 10 ⁻³	1,02 · 10 ⁻⁵
1 bar = 10 N/cm ²	10 ⁵	1	10 ³	750	1,02
1 mbar = 1 N/dm ²	100	10 ⁻³	1	0,75	1,02 · 10 ⁻³
1 Torr = 1 mm Hg	1,33 · 10 ²	1,33 · 10 ⁻³	1,33	1	1,36 · 10 ⁻³
1 at = 1 kp/cm ²	0,981 · 10 ⁵	0,981	0,981 · 10 ³	736	1

Umrechnung von Druckeinheiten (Werte gerundet) DIN 1314 (12.71)

Beispiel

$$5\,000 \text{ kPa} = ? \text{ bar}$$

$$p = 5\,000 \text{ kPa} = 5\,000\,000 \text{ Pa} = 5\,000\,000 \cdot 10^{-5} \text{ bar} = \frac{5\,000\,000}{100\,000} \text{ bar} = 50 \text{ bar}$$



Sicherheitsvorschriften

Für hydraulische Anlagen empfehlen wir, die den Ausführungsgrundlagen DIN 24346 zugrundeliegenden sicherheitstechnischen Festlegungen heranzuziehen. Des weiteren sind die Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaften (VBG), die für einzelne Maschinen und Anlagen gelten, wie z. B. "Hydraulische Pressen" (VBG 7n5.2; UVV 11.064), zu beachten.

Nachfolgend sind einige wichtige Sicherheitsgrundsätze aufgeführt:

- Keine Anlage bedienen oder Schalter betätigen, deren Funktion nicht bekannt ist.
- Energieversorgung erst einschalten, wenn alle Leitungen angeschlossen sind.

Wichtig

Überprüfen, ob alle Rücklaufleitungen (Leckleitungen) zum Tank führen.

- Anlage vor Inbetriebnahme sorgfältig spülen, dann Filterpatronen erneuern. Zur ersten Inbetriebnahme der Anlage das Systemdruckbegrenzungsventil fast ganz öffnen und die Anlage erst langsam auf Betriebsdruck einstellen.
Druckbegrenzungsventile müssen so eingebaut sein, dass sie nicht unwirksam werden können.
- Sämtliche Einstellwerte müssen bekannt sein.
- Anlage und Zylinder entlüften.
- NOT-AUS-Taster an leicht erreichbarer Stelle installieren.
- Nur genormte Teile verwenden.
- Alle Änderungen sofort in den Schaltplan eintragen.
- Nenndruck muss deutlich sichtbar sein.
- Überprüfen, ob die eingebauten Geräte für den maximalen Betriebsdruck zugelassen sind.
- Saugleitungen müssen so ausgeführt sein, dass keine Luft angesaugt werden kann.
- Die Öltemperatur in der Ansaugleitung zur Pumpe darf 60 °C nicht überschreiten.
- Die Kolbenstangen der Zylinder dürfen nicht auf Biegung beansprucht werden; es dürfen keine Seitenkräfte einwirken.
- Kolbenstangen vor Beschädigungen und Schmutz schützen.

Besondere Vorsicht ist beim Umgang mit Hydrospeichern geboten:

- Vor Inbetriebnahme der Speicher sind die vom Hersteller vorgegebenen Vorschriften zu beachten.
- Vor allem sind die Hydraulikleitungen zum Speicher sorgfältig zu entlüften. Meistens kann am Sicherheits- und Absperrblock des Speichers entlüftet werden.
- Reparaturarbeiten an Hydraulikanlagen dürfen erst nach Ablassen des Flüssigkeitsdrucks des Speichers ausgeführt werden. Wenn möglich, Speicher von der Anlage (mittels Ventil) trennen.
- Speicherinhalt nie ungedrosselt ablassen!
- Aufstellung und Betrieb werden durch die "Technischen Regeln für Druckbehälter" (TRB) vorgegeben.
- Alle Hydrospeicher unterliegen der Druckbehälterverordnung.

