

Ölhydraulik und Pneumatik

1 Grundlagen

1.1 Analogien

Potentialgrösse	Druck [bar]
Flussgrösse	Volumenstrom [l/min]
Leistung	Druck · Volumenstrom $\frac{[\text{bar}]\cdot[\text{l}/\text{min}]}{0.6}$
Widerstand	Druck/Volumenstrom $\frac{[\text{bar}]}{[\text{l}/\text{min}]}$
Kapazität	Volumen/Druck $\frac{[\text{m}^3]}{[\text{bar}]}$
Induktivität	Druck/Volumenstromänd. $\frac{[\text{bar}]}{[(\text{l}/\text{min})/\text{s}]}$

1.2 Umrechnungen

Umrechnung von Kubikmeter zu Liter:

$$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l}$$

1.3 Kraft durch Druck

Zusammenhang zw. Kraft und Fläche:

$$F = p \cdot A \quad (\text{Kraft} = \text{Druck} \cdot \text{Fläche})$$

1.4 Volumenstrom

$$\dot{Q} = A \cdot v$$

1.5 Kontinuitätsgleichung

$$\begin{aligned} Q &= v \cdot A & (\text{Massenerhalt}) \\ v &= \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2} \end{aligned}$$

1.6 Leistung

Mechanische Leistung:

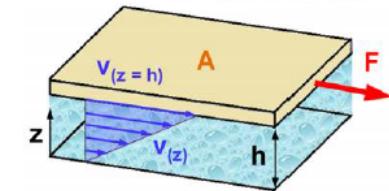
$$P_M = F \cdot v$$

Hydraulische Leistung:

$$P_H = Q \cdot p$$

1.8 Viskosität

Die Viskosität ist sozusagen der Widerstand eines Fluids und daher stark von der Temperatur abhängig.



Die Viskosität ist ein Mass für die Zähigkeit und bestimmt die notwendige Kraft F , um eine Platte mit der Kontaktfläche A im Abstand h mit der Relativgeschwindigkeit v über einen Flüssigkeitsfilm zu ziehen. Sie stellt somit eine Grösse für die inneren Reibungskräfte dar.

$$\frac{F}{A} = \eta \cdot \frac{dv}{dz} \quad (\text{Newton})$$

$$\eta = \frac{F \cdot h}{A \cdot v_{(z=h)}} \quad (\text{Dyn. Viskosität})$$

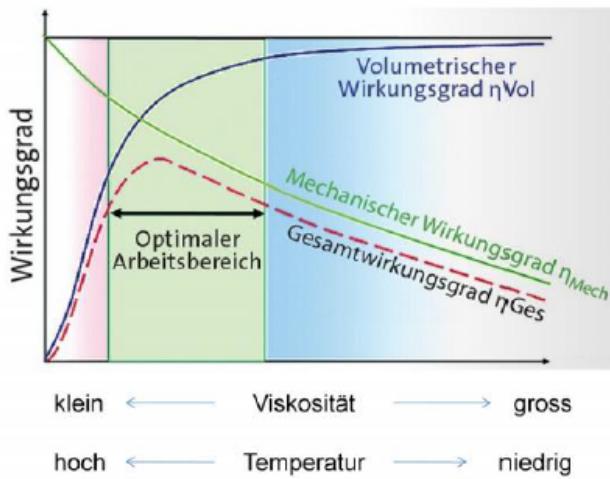
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{Kinem. Viskosität})$$

F : Zugkraft [N]	ν : Kin. Viskosität [m^2/s]
v : Relativgeschw. [m/s]	η : Dyn. Viskosität [Pa s]
h : Filmdicke [m]	ρ : Dichte [kg/m^3]
A : Kontaktfläche [m^2]	

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2}$$

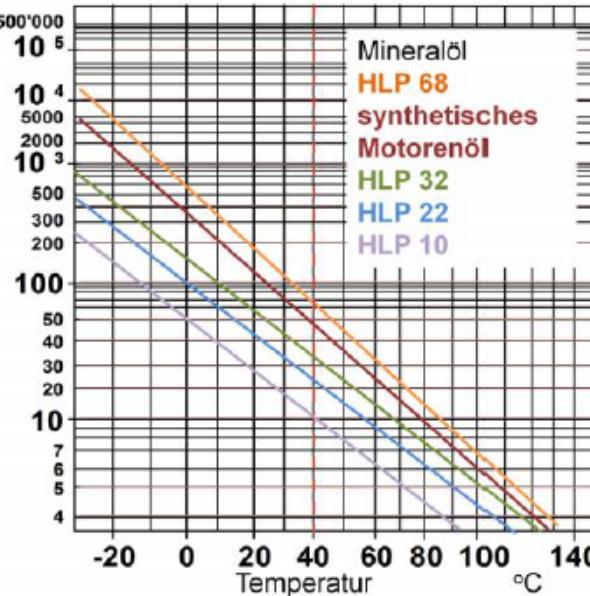
ρ : Druck [bar]	F : Kraft [N]
V : Volumen [m^3]	x : Weg [m]
Q : Volumenstrom [l/min]	v : Geschw. [m/s]
A : Fläche [m^2]	

1.9 Viskosität & Wirkungsgrad



1.10 Viskosität beeinflussen

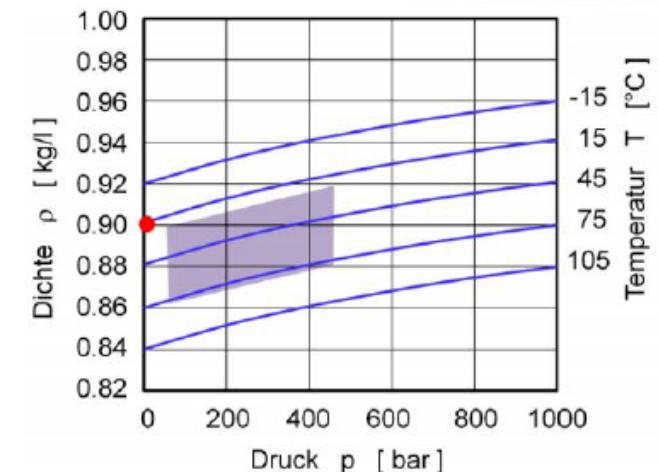
Den grössten Einfluss auf die Viskosität hat die Temperatur. So wird auch je nach Anwendungsbereich der Temperatur entsprechend das Arbeitsfluid gewählt.



Man beachte die zweifach logarithmische Darstellung. Der Bezugswert der kinematischen Viskosität wird bei 40°C ermittelt.

Der Druck hat ebenfalls Auswirkungen auf die Viskosität, der allerdings bei Werten unter 100bar vernachlässigt werden kann. Mit steigendem Druck nimmt auch die Viskosität zu.

1.11 Dichte von Druckflüssigkeiten



$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{1}{E} \cdot \Delta p \quad (T=\text{const.})$$

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = -\beta_T \cdot \Delta T \quad (p=\text{const.})$$

$$E = f(p) \quad (\text{Kompressionsmodul})$$

$$\beta_T = 6.5 - 7.5 \cdot 10^{-4} [K^{-1}] \quad (\text{Ausdehnungs Koeff.})$$

1.12 Elastizität der Druckflüssigkeit

Eine Druckflüssigkeit arbeitet ähnlich einer mechanischen Feder, mit der Ausnahme dass keine Zugkräfte übertragen werden können. Massgebend ist der Kompressionsmodul E . Der Kompressionsmodul wird stark durch den Anteil freier Luftbläschen im Fluid beeinflusst.

$$C(x) = \frac{E \cdot A}{x} \quad \left[\frac{N}{mm} \right]$$

(Federsteifigkeit der Druckflüssigkeit)

Vorsicht: C steigt linear mit sinkender Höhe x an, ist also nicht konstant!

E : E-Modul Öl

A : Fläche Ölsäule

x : Höhe Ölsäule

Parallelschaltung von N Federn:

$$C = \sum C_1 + C_2 + \dots + C_N$$

Serieschaltung von N Federn:

$$\frac{1}{C} = \sum \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_N}$$

Federkraft:

$$F = C \cdot \Delta x$$

1.12.1 Normierter Druck

Zusammenhang zwischen Weg- und Druckänderung der Ölsäule:

$$\frac{\Delta p}{E} = \frac{\frac{\Delta x}{x_0}}{1 - \frac{\Delta x}{x_0}} = \frac{\Delta x}{x_0 - \Delta x}$$

$$\Delta x = \left(\frac{P}{E + P} \right) x_0$$

Daraus folgt:

$$\Delta x = \frac{x_0}{\frac{E}{\Delta p} + 1}$$

1.12.2 Kompressionsvolumen

Volumen, das aufgrund der Kompressibilität einer Flüssigkeit zusätzlich in einen Raum gedrückt werden muß, um dort eine bestimmte Druckänderung Δp zu erzeugen:

$$\Delta V = \frac{V_0}{E} \cdot \Delta p \quad (\text{Kompressionsvolumen})$$

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V} \cdot E \quad (\text{Kompressionsgleichung})$$

V_0 : Volumen unter Druck

Δp : Druckerhöhung im Raum

1.12.3 Druckerhöhung durch mechanische Kompression

Kompression wird durch Wegänderung Δx eines beweglichen Kolbens aufgeprägt.

$$\Delta V = \Delta x \cdot A \quad (\text{Komprimiertes Volumen})$$

$$V = x \cdot A \quad (\text{Volumen nach Kompr.})$$

$$\Delta p = \frac{\Delta x}{x} \cdot E \quad (\text{aus Kompressionsgleichung})$$

$$\Delta p = \frac{\Delta F}{A} \quad (\text{Druckänderung aus Kraftlgw.})$$

1.13 Druckänderung in offenen Systemen

Druckänderungsgeschwindigkeit:

$$\dot{p} = \frac{\Sigma Q_i}{V} \cdot E$$

$$\dot{p} = \left(\frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_2}{m} \pm \frac{\dot{x}}{x} \right) \cdot E$$

1.14 Strömungen

Für jede Geometrie ergeben sich andere Gleichungen für eine Strömung. Der Volumenstrom ist aber immer proportional zur Druckdifferenz und umgekehrt proportional zur dynamischen Viskosität. Da die Viskosität stark temperaturabhängig ist, hängt somit auch der Volumenstrom von der Temperatur ab.

1.14.1 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl gibt Auskunft darüber ob die Strömung laminar oder Turbulent ist. In Rohrströmungen sind ab einem Wert von 2315 turbulente Strömungen möglich

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d}{\eta} = \frac{v_m \cdot d}{\nu} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{\nu \cdot d}$$

$$d = \frac{4 \cdot A}{U}$$

η :	Dyn. Viskosität [Pas]	$(\eta = \nu \cdot \rho)$
ν :	Kin. Viskosität [m^2/s]	(aus Diagramm)
ρ :	Dichte [kg/m^3]	
v_m :	Mittlere Geschw. [m/s]	
d :	Hydr. Durchmesser [m]	
Q :	Volumenstrom [m^3/s]	

1.14.2 Bernoulli Gleichung

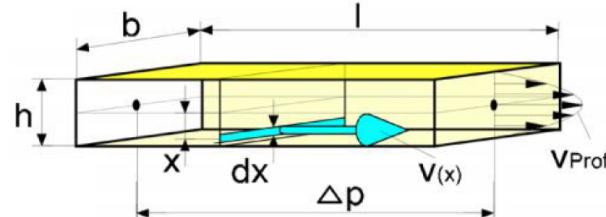
Bernoulli Druckgleichung für reibungsfreie, inkompressible Medien:

$$p + \rho g z + \frac{\rho}{2} v^2 = const.$$

Statischer Druck: Ergibt sich aus Druckmessung senkrecht zur Strömungsrichtung. Die kinetische Energie des Stromes hat keinen Einfluss, da sie nur in Strömungsrichtung wirksam ist.

dynamischer Druck: Druckmessung in Strömungsrichtung berücksichtigt auch die kinetische Energie eines Fluids.

1.14.3 Strömung im Rechteckspalt



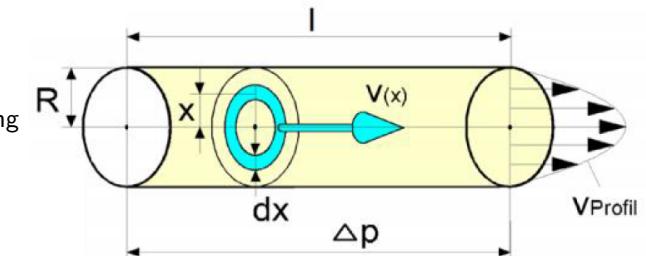
Kann benutzt werden um einen Leckage Volumenstrom zu berechnen, sofern die Voraussetzung erfüllt ist. Ein Rechteckspalt liegt vor, wenn die Höhe h um mindestens eine Größenordnung kleiner ist als die Breite b und die Länge l nochmals entsprechend grösser ist.

Voraussetzung: $h \ll b \ll l$

$$v(x) = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(\frac{h^2}{4} - x^2 \right)$$

$$Q = \frac{\Delta p}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot b \cdot h^3 \quad (\text{Volumenstrom})$$

1.14.4 Strömung im Kreisspalt

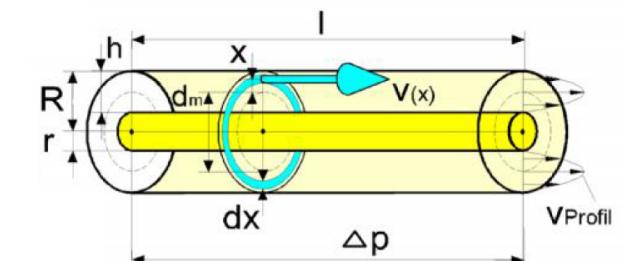


Voraussetzung ist, dass die Länge l wesentlich grösser ist als der Durchmesser $2R$.

$$v(x) = \frac{\Delta p}{4 \cdot \eta \cdot l} \cdot (R^2 - x^2)$$

$$Q = \frac{\Delta p}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \pi \cdot R^4 \quad (\text{Volumenstrom})$$

1.14.5 Strömung im Kreisringspalt

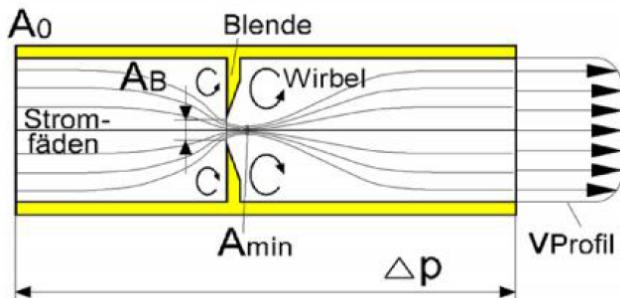


Voraussetzung: $r \ll R \ll l$

$$v(x) = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot \frac{(R - r)^2}{4} - x^2$$

$$Q = \frac{\Delta p}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \pi \cdot (R + r) \cdot (R - r)^3$$

1.14.6 Blendenströmung



$$Q = \alpha_D \cdot A_B \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

(Bernoullische Blendengleichung)

Die Einflüsse unterschiedlicher Blendengeometrien und Verluste durch Verwirbelungen werden durch den experimentell ermittelten Kennwert α_D berücksichtigt.

1.14.7 Druckverluste & Reibungswiderstand

- Druckverlust durch geometrischen Widerstand

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_0^2 \quad (\text{Druckverlust})$$

$$m0 \frac{A_B}{A_0} = \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (\text{Blenden Öffnungsverhältnis})$$

$$\alpha_D = \frac{1}{m \cdot \sqrt{\zeta}} \quad (\text{Blendenbeiwert})$$

$$\zeta_D = \frac{1}{m^2 \cdot \alpha_D^2} \quad (\text{Widerstandszahl})$$

- Druckverluste in geraden Rohrleitungen

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

ρ Dichte

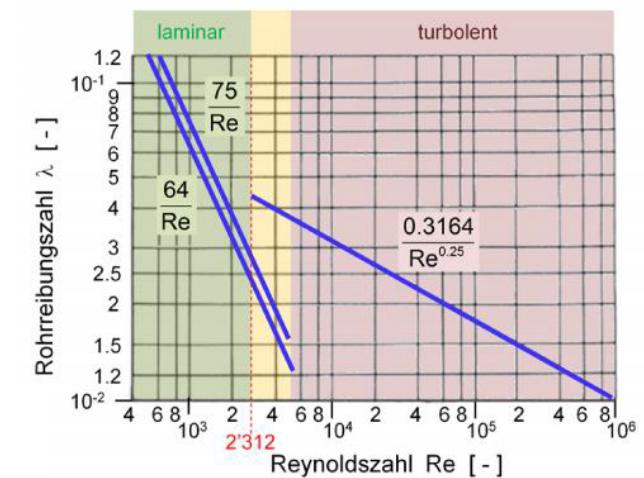
λ Rohreibungszahl (aus Diagramm)

v Mittlere Strömungsgeschw.

1.14.8 Rohreibungszahl

$$\lambda = x \cdot \left(\frac{1}{Re} \right)^n$$

Typ	x	n
isotherm, laminar	64	1
laminar + Wärmeverlust	75	1
turbulent	0.3164	0.25



1.15 Drücke und Geschwindigkeiten

Leitung	Fliessgeschwindigkeit
Saugleitung	0.5 – 0.8 m/s
Vorgespannte Saugleitung	< 1.5 m/s
Rücklauf- & Tankleitung	2 – 4 m/s
Druckleitung < 50 bar	3 – 4 m/s
Druckleitung < 100 bar	4 – 5 m/s
Druckleitung < 200 bar	5 – 6 m/s
Druckleitung > 200 bar	6 – 12 m/s

2 Pumpen und Motoren

2.1 Wirkungsgrade

- Hydraulisch-mechanisch η_{hm} : Verluste in hydraulischen An-/Abtriebsgliedern, die im wesentlichen durch Reibungskräfte, die drehzahl-, druck- oder geschwindigkeitsabhängig sein können

sowie durch Strömungsverluste hervorgerufen werden. Dabei ergeben sich die Verlustmomente.

- Volumetrischer Wirkungsgrad η_{vol} : Der volumetrische Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis von effektivem (tatsächlich aufgenommenem oder abgegebenem) Volumenstrom zu theoretischen Volumenstrom aufgrund der Verdrängerkinematik und der Drehzahl.

2.1.1 Beispiel: Zylinder

Zylinder mit hydraulisch-mechanischem Wirkungsgrad η_{hm} . Reibung bringt immer Verluste, daher lassen sich zwei Fälle unterscheiden:

- Druck wird im Zylinder zu Kraft umgewandelt. Dabei wird die effektive Kraft mit dem Wirkungsgrad reduziert:

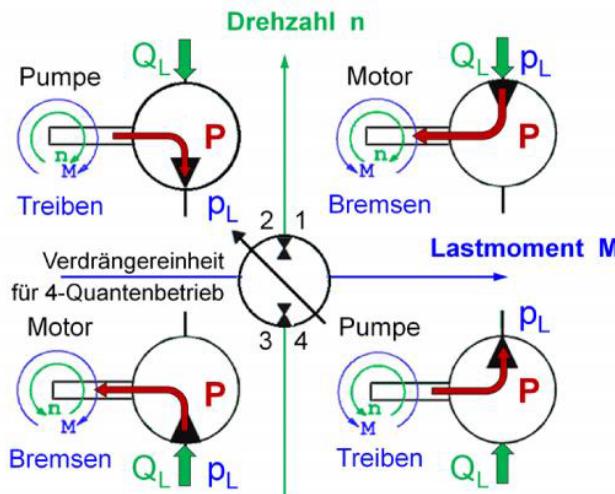
$$\eta_{hm} \cdot F = P \cdot A$$

- Kraft wird in Druck umgewandelt. Dabei wird der erzielte Druck mit dem Wirkungsgrad reduziert.

$$F = \eta_{mh} \cdot P \cdot A$$

2.2 Vierquadrantenbetrieb

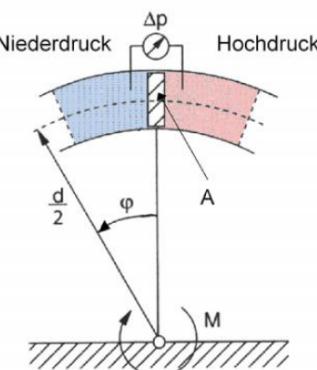
Grundsätzlich können Pumpen und Motoren (allgemein Verdrängereinheiten genannt) auch im jeweils anderen Betriebszustand arbeiten, sofern es die Bauart zulässt.



Die Richtung des Lastmoments und der Umdrehung bestimmen die Art des Betriebes. Somit ergeben sich vier verschiedene Kombinationen, wovon je zwei Pumpen oder Motoren entsprechen.

2.3 Verdrängereinheit

Einfaches Modell eines kreisförmigen Zylinders. Das Volumen des kreisförmigen Zylinderrohrs wird Schluckvolumen genannt (in diesem Fall πdA).



$$M = \Delta p \cdot \frac{V}{2\pi}$$

p : Druck

M : Drehmoment

V : Volumen

2.4 Pumpen-Gleichungen

Wirkungsgrade:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_P}{n \cdot V_P} \quad (\text{Volumetrisch})$$

$$\eta_{hm} = \frac{p_0}{M} \cdot \frac{V_P}{2\pi} \quad (\text{Hydraulisch-mechanisch})$$

$$\eta_{Pumpe} = \eta_{hm} \cdot \eta_{vol} = \frac{P_H}{P_m} \quad (\text{Gesamt})$$

n : Drehzahl

Q_p : Volumenstrom gefördert

V : Fördervolumen

p_0 : Druck am Pumpenausgang

M : Antriebsmoment

Der volumetrische Wirkungsgrad beispielsweise errechnet sich aus dem Quotienten zwischen theoretischem und praktischem Fördervolumen. In der Praxis ist das Fördervolumen durch Leckage und andere Verluste geringer. η_{vol} reduziert somit den geforderten Volumenstrom.

Weitere Gleichungen (Äquivalent zu den Gleichungen oben):

$$M = p_0 \cdot \frac{V_p}{2\pi} + M_R \quad (\text{Pumpenmoment})$$

$$Q_p = n \cdot V_p - Q_L \quad (\text{Volumenstrom})$$

$$P_H = p_0 \cdot Q_p = \eta_{hm} \cdot \eta_{vol} \cdot P_m \quad (\text{Leistung})$$

Dabei ist der Leckage Volumenstrom Q_L in η_{vol} enthalten und das Verlustmoment M_R in η_{hm} .

2.5 Motoren-Gleichungen

$$\eta_{vol} = \frac{n \cdot V_M}{Q_M} \quad (\text{Volumetrisch})$$

$$\eta_{hm} = \frac{M}{p_0} \cdot \frac{2\pi}{V_M} \quad (\text{Hydraulisch-Mechanisch})$$

Der Volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} reduziert das effektive Schluckvolumen. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} reduziert die Motorleistung.

Weitere Gleichungen:

$$M = p_0 \cdot \frac{V_M}{2\pi} - M_R \quad (\text{Lastmoment})$$

$$Q_M = n \cdot V_M + Q_L \quad (\text{Volumenstrom})$$

$$P_H = p_0 \cdot Q_M = \frac{P_m}{\eta_{hm} \cdot \eta_{vol}}$$

n : Drehzahl

Q_m : Schluckvolumenstrom des Motors

p_0 : Druck am Motoreneingang

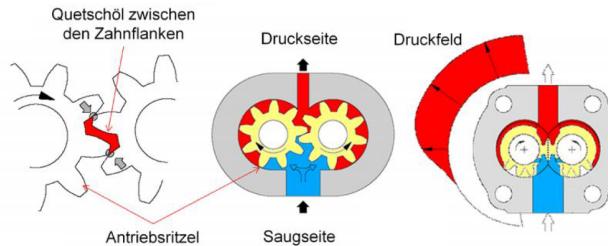
V_M : Schluckvolumen

P_H : Leistung der Ölversorgung

2.6 Konstantpumpen

Bauart	Fördervolumen [cm³/U]	Betriebsdruck [bar]	max. Drehzahl [U/min]	Viskosität [mm²/s]	Pulsation [%]				
Aussenzahnrad	0.15	93	190	220	7'000	3'500	20	700	12
Innenzahnrad	5	500	330	100	4'000	1'500	10	300	2
Schrägscheibe	16	500	400	350	4'000	1'500	16	100	3
Schrägachse	5	250	350	350	4'600	1'500	15	30	3
Radialkolben	0.2	65	550	160	2'000	2'000	10	500	3
Flügelzellen	18	190	210	175	2'700	2'200	25	50	1
Schrauben- spindel	58	600	210	120	3'600	3'600	1	5'000	0

2.6.1 Aussenzahnradpumpen



Fördervolumen:

$$V = 2 \cdot b_z \cdot \pi \cdot d_z \cdot h_z$$

$$m = \frac{d_z}{z} = h_z$$

$$V = 2 \cdot b_z \cdot \pi \cdot z \cdot m^2$$

b_z : Zahnbreite [mm]

d_z : Teilkreisdurchmesser [mm]

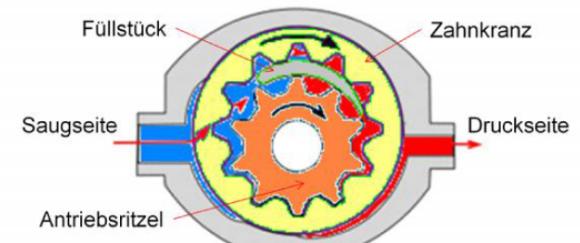
h_z : Zahnhöhe [mm]

m : Modul [mm]

z : Anzahl Zähne [-]

Hohe Drehzahl, mittleres Fördervolumen. Eignet sich gut für mittleren Druckbereich. Grösste Pulsationen, Geräuschintensiv. Zahnradpumpen sind die am meisten verbreitete Form auf dem Markt. Die Herstellung ist günstig da vergleichsweise wenige und relativ einfache Teile benötigt werden. Das Öl wird nicht verdichtet da der Druckraum seine Grösse nicht ändert. Die Verdichtung erfolgt erst bei Verbindung zur Hochdruckseite, was Pulsation mit sich bringt. Die meisten Zahnräume sind miteinander durch Ringnuten verbunden, so dass das Druckfeld kontinuierlich anstatt schlagartig aufgebaut wird.

2.6.2 Innenzahnradpumpe



$$V = b_z \cdot \pi \cdot d_z \cdot h_z$$

$$m = \frac{d_z}{z} = h_z$$

$$V = b_z \cdot \pi \cdot z \cdot m^2$$

b_z : Zahnbreite [mm]

d_z : Teilkreisdurchmesser Antriebsritzel [mm]

h_z : Zahnhöhe [mm]

m : Modul [mm]

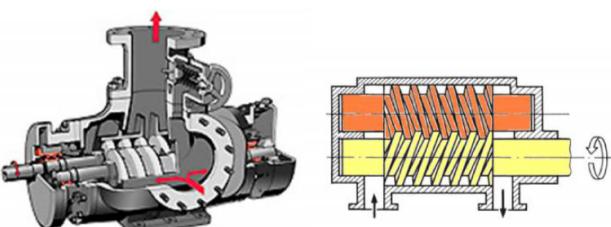
z : Anzahl Zähne [-]

Bei der Innenzahnradpumpe ändert sich das Volumen des Verdrängungsraum. Das treibende Zahnrad läuft exzentrisch, ein Füllstück sorgt für die Abdichtung zwischen Saug- und Druckseite. Gut geeignet für hohe Drehzahlen. Es existieren auch zweistufige Bauarten, welche durch das Aufteilen des Prozesses die Lagerbelastung reduzieren.

2.6.3 Kurbelpumpen

Hochdruckbereich. Axialkurbelheiten sind aber stark von der Viskosität und somit auch von der Temperatur abhängig.

2.6.4 Schraubenspindelpumpe



Sehr geringer Betriebsdruck, kann aber grosse Volumenströme beinahe pulsationsfrei fördern (Aufzughydrualik zbsp). Druckbereich stark beschränkt, so dass nur niedrige und mittlere Drücke möglich sind. Bedingt durch die mechanische Funktionsweise ist der Wirkungsgrad der geringste von allen Pumpenarten. Dafür entstehen keine Turbulenzen und keine Kompressionen des Mediums, was in einer verschindend geringen Pulsation resultiert.

2.7 Verstellpumpen

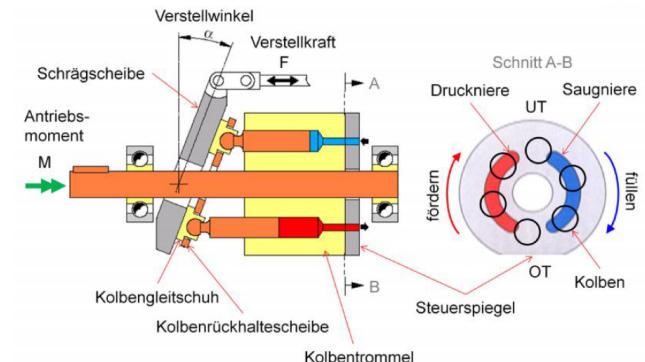
Bauart	Fördervolumen [cm³/U]	Betriebsdruck [bar]		max. Drehzahl [U/min]	Viskosität [mm²/s]	Pulsation [%]
Schrägscheibe	16	540	350	350	3'000	15 100 3
Radialkolben	19	140	350	350	1'800	1'800 15 100 3
Flügelzellen	6.3	100	150	80	1'800	1'800 25 50 1

2.7.1 Axialkolben

Mehrere kleine Zylinder sind kinematisch gekoppelt. Bei Axialkolbenverdränger mit Schrägscheibe kann das Verdrängervolumen (Pumpe) resp. Schluckvolumen (Motor) präzise über einen Neigungswinkel eingestellt werden.

2.7.2 Schrägscheibenverstellpumpe

Schrägscheibe – meist Verstellpumpe, Schrägachse – meist Konstantmotor.



Durch Veränderung des Neigungswinkels der Schrägscheibe ergibt sich ein unterschiedlicher Kolbenhub. Bei dieser Bauform werden allerdings Querkräfte auf die Kolben erzeugt, welche als Moment auf der Welle spürbar sind. Die Kolbentrommel ist fest mit der Antriebswelle verbunden. Durch Drehung der Welle werden somit die Kolben ebenfalls in Rotation versetzt. Eine Kolbenrückhalteplatte hindert die einzelnen Zylinder am Abheben von der Schrägscheibe im Falle eines Unterdrucks.

$$V = \frac{\pi i}{2} \cdot n_z \cdot d_z^2 \cdot r_{KT} \cdot \tan \alpha \quad (\text{Schluckvolumen})$$

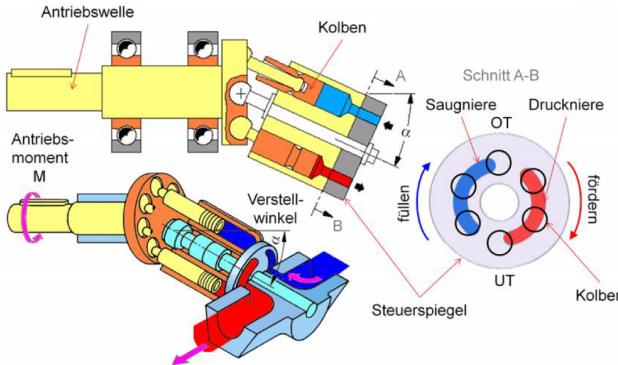
n_z : Anzahl Kolben [-]

A_z : Kolbenfläche [mm]

d_z : Kolbendurchmesser [mm]

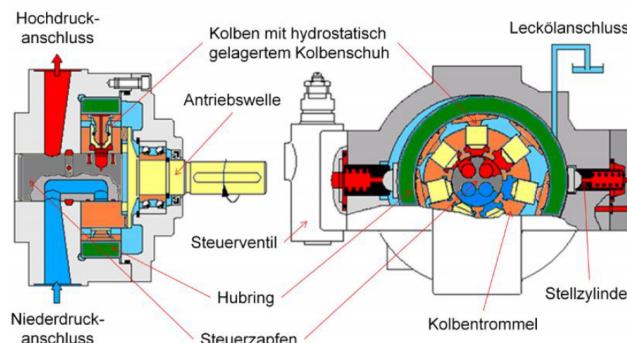
α : Winkel zwischen Scheibe und Kolben

2.7.3 Schrägachsenverstellpumpe



Wie bei der Schrägscheibenpumpe wird die Trommel direkt von der Welle angetrieben. Im Unterschied dazu laufen hier die Kolben abgewinkelt zur Antriebswelle und werden ebenfalls von dieser angetrieben, sodass keine Querkräfte auf die Kolben wirken. Dadurch sind höhere Drehzahlen möglich wodurch diese Bauart gut für Motoren geeignet ist.

2.7.4 Radialkolben Bauart



Bei dieser Bauform stehen die Zylinder radial zur Drehachse, also senkrecht zur Antriebswelle. Die Hubbewegung wird entweder durch Exzentrizität oder durch auf der Welle befindliche Exzenter bewirkt. Die

Verstellung der Radialkolbenpumpe erfolgt über eine exzentrische Verschiebung e des Hubringes.

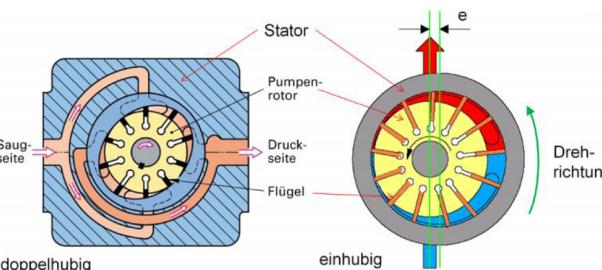
$$V = \frac{\pi}{2} \cdot d_k^2 \cdot e \cdot z \quad (\text{Fördervolumen})$$

d_k : Kolbendurchmesser [–]
 e : Exzentrizität [mm]
 z : Kolbenanzahl [–]

$$V = 2 \cdot e \cdot b \cdot (\pi \cdot d_G - z \cdot s) \quad (\text{Fördervolumen})$$

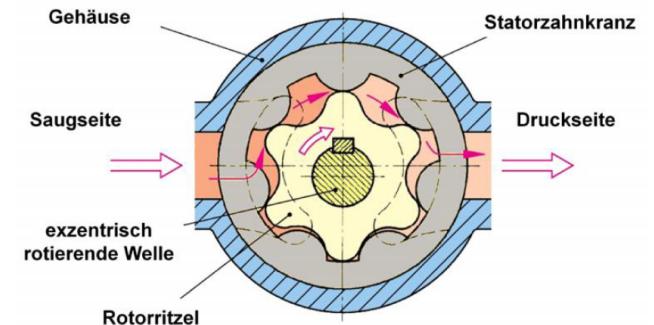
d_G : Durchmesser Gehäusebohrung [mm]
 e : Exzentrizität [mm]
 z : Anzahl der Flügel [–]
 s : Dicke der Flügel [mm]
 b : Flügelbreite [mm]

2.7.5 Flügelzellenpumpen



Sind bei allen Kennwerten eher im Mittelfeld anzufinden. Charakteristisch sind geringe Förderstrom- und Druckpulsation und dadurch auch ein geringes Betriebsgeräusch. Bei dieser Art Pumpe wird die Hydraulikflüssigkeit von Zellen, gebildet von je zwei Flügeln und der Gehäusewand, verdrängt. Die Flügel sind druckausgeglichen, sodass bereits eine geringe rotatorische Bewegung sie nach außen presst. Teilweise befinden sich zusätzlich Federn im Innern welche dies unterstützen. Das Fördervolumen wird über die Exzentrizität gesteuert. Wird die Exzentrizität über eine Feder bewirkt, so hat man gleichzeitig eine Druckbegrenzung, da beim Überschreiten eines gewissen Druckes die Feder nachgibt und die Exzentrizität reduziert.

2.7.6 Gerotor



Gerotor-Motoren sind robust, laufen langsam und bieten ein hohes Drehmoment.

2.8 Motoren

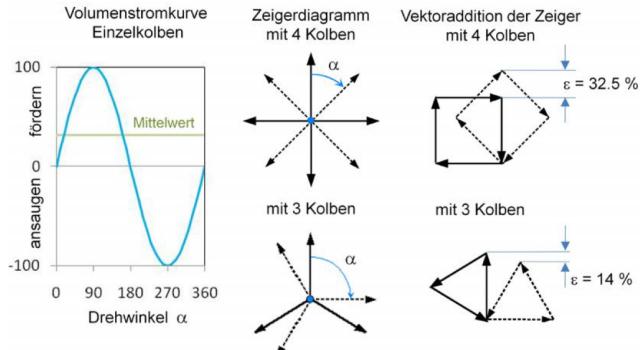
Leistungsdaten von Hydraulikmotoren

ETH
IWF

Bauart	Schluckvolumen [cm³/U]	Betriebsdruck [bar]	max. Drehzahl [U/min]	max. Moment [Nm]
Aussen-zahnrad	0.5	25	220	220
Innen-zahnrad	5	500	320	160
Schräg-scheibe	28	160	420	420
Schrägachse	5	125	350	420
Radialkolben	16	250'000	350	350
Flügelzellen	51	2'500	200	230
Gerotor	36	750	210	100

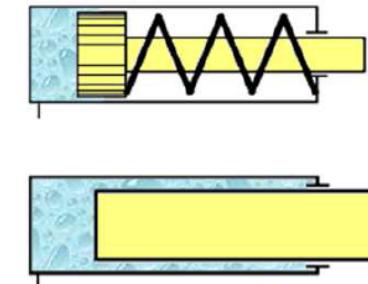
einen Sinus dargestellt werden kann. Im resultierenden Zeigerdiagramm sieht man, dass eine ungerade Anzahl zu geringeren Unterschieden führt.

2.9 Pulsation



Jede Verdrängerbauart besteht aus einer finiten Anzahl Förderelemente, welche zu Ungleichmäßigkeiten im Volumenstrom führen. Eine einfache Anschauung zeigt, dass bei ungerader Zähnezahl die Pulsationen erheblich geringer sind. Dazu betrachtet man die Volumenstromkurve eines Förderlements, welche durch

Plunger Zylinder



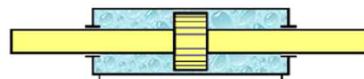
Verfügen über nur einen Druckanschluss und brauchen daher einen weiteren Mechanismus um den Zylinder wieder einzufahren (externe Last oder Feder).

3 Hydraulikzylinder

Zylinder wandeln hydraulische Leistung mittels linearen Bewegungen in Kraft um.

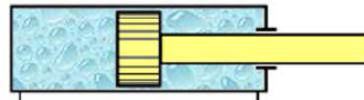
3.1 Grundbauarten

Gleichganzyylinder



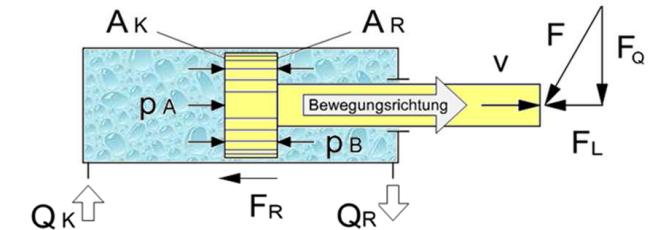
Dank der durchgehenden Kolbenstange steht für beide Richtungen die gleiche Fläche zur Verfügung. Die Dynamik wird dadurch stark erhöht.

Differentialzylinder



Zylinder mit nur einer einseitigen Kolbenstange. Geeignet wenn nur in eine Richtung Arbeit verrichtet werden soll. Querkräfte werden jedoch schlechter aufgenommen. Einziger Zylindertyp mit unterschiedlicher Verfahrgeschwindigkeit.

3.2 Grundgleichungen



$$F_B = F_P - F_R - F_L = m \cdot a$$

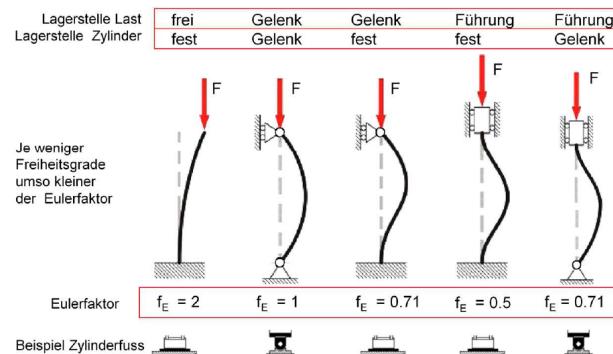
$$F_P - F_R = (p_A \cdot A_K - p_B \cdot A_R) \cdot \eta_{hm}$$

$$v = \frac{Q_K}{A_K} = \frac{Q_R}{A_R} \quad (\text{stationäre Geschw.})$$

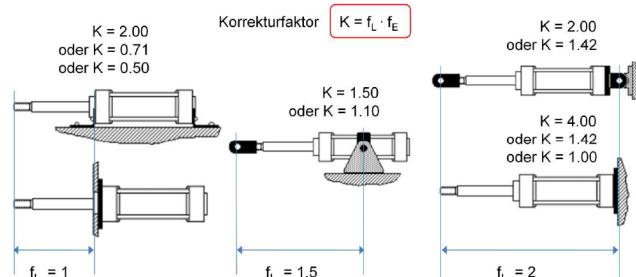
η_{hm} : Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

3.3 Knicksicherheit

Eulerfaktor



Korrekturfaktor



Der Längenfaktor f_L entspricht dem Abstand zwischen den Lagerpunkten von Kolbenstange und Zylinderrohr und wird als Vielfaches des Hubes h angegeben.

Schlankheitsgrad

$$\lambda = 4 \cdot K \cdot \frac{h}{d_S}$$

K : Korrekturfaktor

h : Hub

d_S : Durchmesser Stange

Grenzwert Knicksicherheit

$$\lambda_G = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_p}} \quad (\text{Grenzwert})$$

$$\Rightarrow \left(\frac{h}{d_S} \right)_G = \frac{\pi}{4K} \cdot \sqrt{\frac{E}{R_p}}$$

- Fall $\frac{h}{d_S} \geq \left(\frac{h}{d_S} \right)_G$; $\lambda \geq \lambda_G$: Elastischer Biegefall nach Euler

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

- Fall $\frac{h}{d_S} < \left(\frac{h}{d_S} \right)_G$; $\lambda \leq \lambda_G$: Plastischer Biegefall nach Tettmajer

$$\sigma_K = a - b \cdot \lambda$$

Werte für a und b :

Material	a	b
Baustahl E 335	335	0.62
Vergütungsstahl 16NiCr4	470	2.30

Auslegung im Eulerfall für Differenzialzylinder

$$F_{max} = \frac{\pi^3}{64} \cdot \frac{d_S^4 \cdot E}{K^2 \cdot h^2}$$

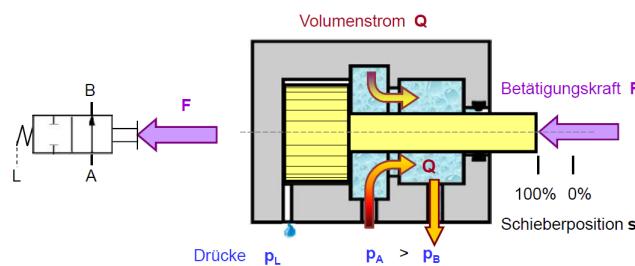
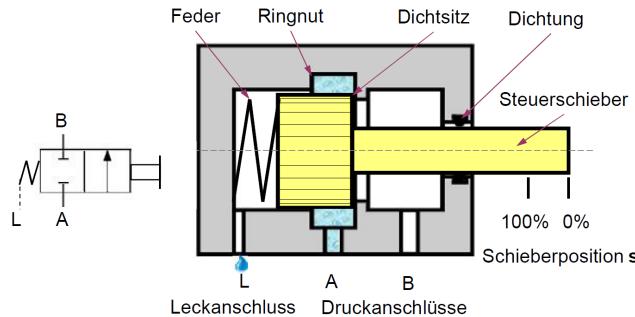
$$h_{max} = \frac{\pi \cdot d_S^2}{8 \cdot K} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot E}{F_{max}}}$$

$$d_{S_{min}} = \frac{4d_K}{\pi d_S} \cdot K \cdot h \cdot \sqrt{\frac{\eta_{hm} \cdot p_{max}}{E}}$$

$$h_{max} = \frac{\pi \cdot d_S^2}{4Kd_K} \cdot \sqrt{\frac{E}{\eta_{hm} \cdot p_{max}}}$$

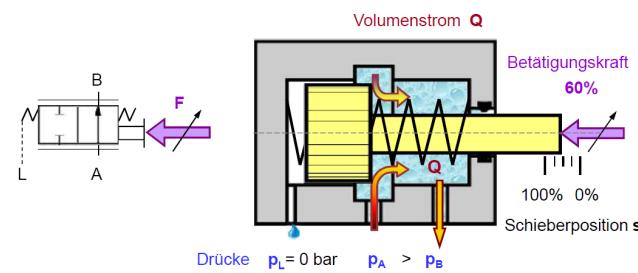
4 Proportionalventile

4.1 Wegeschaltventil



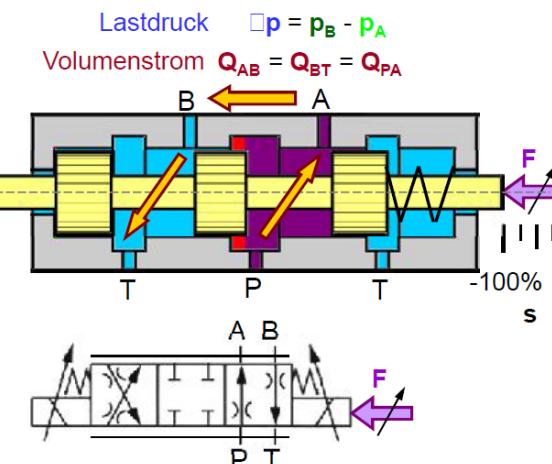
- Druck verursacht keine Kräfte in Bewegungsrichtung des Schiebers.
- Betätigungsdruck F öffnet den Steuerschieber.
- Volumenstrom Q entsteht durch Druckdifferenz $P_A - P_B$.
- Leckanschluss P_L ist drucklos.

4.2 Proportionalwegeventil



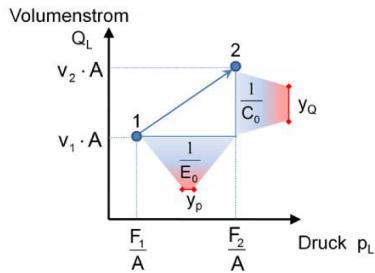
- Federn zentrieren den Steuerschieber.
- Leckage an Ringspalt und Steuerkante.
- Schieberposition s stufenlos und proportional zur Betätigungsdruck F .
- Volumenstrom Q proportional zum Ansteuerungssignal zur Betätigungsdruck F .

4.3 4/3 Proportionalwegeventil



- Eine Steuerkante je Arbeitsanschluss A und B .
- Je nach Richtung der Steuerung fließt Volumenstrom von A nach B oder umgekehrt.

5 Hydraulische Widerstandssteuerung



$$y_L = y_Q + y_p = \frac{Q_L}{C_0} + \frac{p_L}{E_0} = \frac{\Delta V \cdot A}{C_0} + \frac{\Delta F}{A \cdot E_0}$$

y_L : Ventilöffnung
 Δv : Geschwindigkeitsänderung
 A : Wirkfläche
 E_0 : Druckverstärkung
 C_0 : Volumenstromverstärkung
 ΔF : Kraftänderung

Erhöhung von C_0, E_0 bewirkt:

- Kleinere Steuersignale nötig
- Höhere Laststeifigkeit
- Bessere Dynamik des Ventils

5.1 Ventile - Grundlagen

$$Y = \alpha_D \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (\text{Ventilkonstante})$$

Y : Regelblende
 s : Stellweg
 α_D : Blendenbeiwert

Ventilhub:

- Negative Überdeckung (ständige Leckage):

$$y_N = s_N + s_0$$

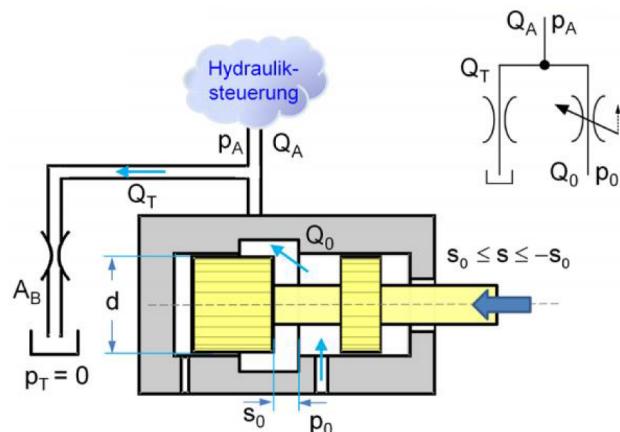
- Nullschnitt:

$$y_N = s_N$$

- Positive Überdeckung (Längerer Stellweg)

$$y_N = s_N - s_0$$

5.2 Einkantensteuerung



$$Q_A = Y \cdot (s_0 + s) \cdot \sqrt{p_0 - p_A} - Y_T \cdot \sqrt{p_A} \quad (\text{Lastvolumenstrom})$$

Q_A : Volumenstrom Verbraucher
 Y, Y_T : Blendkonstanten
 s : Stellweg
 y_L : Ventilöffnung $y_L = s + s_0$

$$K = \frac{A_B}{\pi \cdot d \cdot s_0} \quad (\text{Ventilkonstante})$$

A_B : Fläche Verbraucheranschluss (Anschluss A)
 d : Durchmesser von Ventil Zylinder

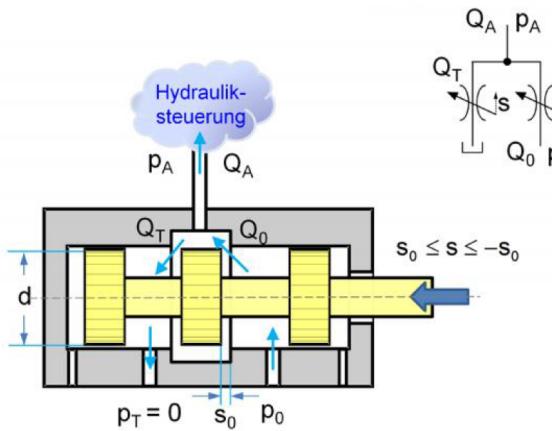
Die Ventilkonstante ist das Flächenverhältnis der Blenden bei $s = 0$, also in Mittelstellung.

$$E_0(K=1) = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_0}{s_0} \quad (\text{Druckverstärkung})$$

$$C_0 = \frac{\Delta Q_A}{\Delta s} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot Y \cdot \sqrt{p_0}} \quad (\text{Volumenstromverstärkung})$$

$$y_L = \sqrt{2} \cdot \frac{v \cdot A}{Y \cdot \sqrt{p_0}} + 2 \frac{F \cdot s_0}{A \cdot p_0}$$

5.3 Zweikantensteuerung



$$Q_A = Y \cdot (s_0 + s) \cdot \sqrt{p_0 - p_A} - Y \cdot (s_0 - s) \cdot \sqrt{p_A}$$

(Lastvolumenstrom)

$$\frac{p_A}{p_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(1 + \frac{s}{s_0}\right)^2}{1 + \left(\frac{s}{s_0}\right)^2}$$

$$E_0 = \frac{p_0}{s_0}$$

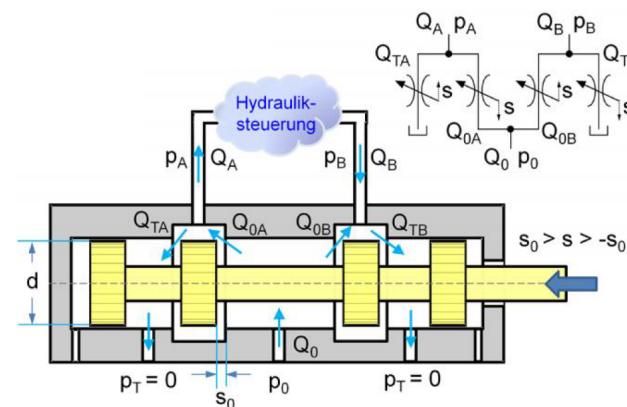
(Druckverstärkung)

$$C_0 = \frac{\Delta Q_A}{\Delta s} = \sqrt{2} \cdot Y \cdot \sqrt{p_0}$$

(Volumenstromverstärkung)

$$y_L = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{v \cdot A}{Y \cdot \sqrt{p_0}} + \frac{F \cdot s_0}{A \cdot p_0}$$

5.4 Vierkantensteuerung



$$\frac{p_L}{p_0} = \frac{2 \frac{s}{s_0}}{1 + \left(\frac{s}{s_0}\right)^2}$$

$$E_0 = 2 \cdot \frac{p_0}{s_0}$$

$$c_0 = \sqrt{2} \cdot Y \cdot \sqrt{p_0}$$

$$y_L = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{v \cdot A}{Y \cdot \sqrt{p_0}} + \frac{1}{2} \frac{F \cdot s_0}{A \cdot p_0}$$

6 Servozylinder Antrieb

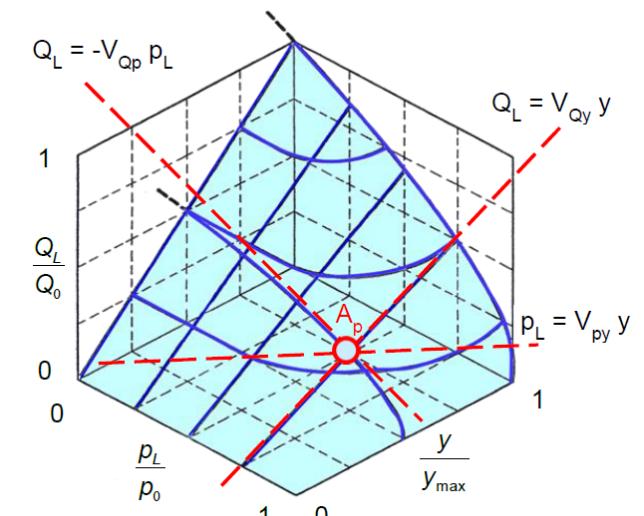
$$Q_L = Q_0 \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}}$$

(Lastvolumenstrom)

$$Q_0 = Q_N \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_N}}$$

(Maximaler Ventilvolumenstrom)

6.1 Kennlinienfeld



- Arbeitspunkt

$$\frac{p_L}{p_0}, \quad \frac{y}{y_{max}}$$

- Druckflussverstärkung:

$$V_{QY} = \frac{\partial Q_L}{\partial y} = \frac{Q_0}{y_{max}} \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}}$$

- Hydraulischer Leitwert:

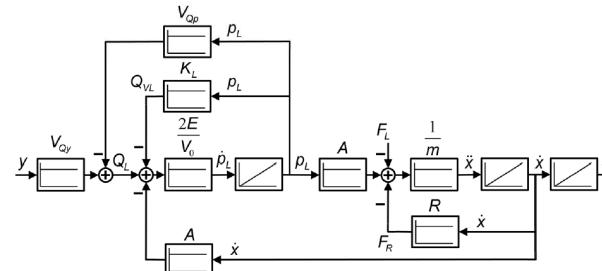
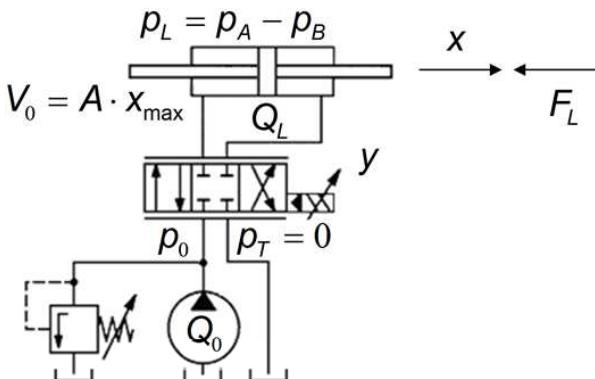
$$V_{QP} = \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} = \frac{1}{2} \frac{Q_0}{p_0} \frac{\frac{y}{y_{max}}}{\sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}}}$$

- Druckversärgung:

$$V_{py} = \frac{\partial p_L}{\partial y} = 2 \frac{p_0}{y} \cdot \left(1 - \frac{p_L}{p_0} \right)$$

6.2 Dynamische Kennwerte

Die dynamischen Kennwerte beziehen sich auf die linearisierte Steuerkette.



- Steuerverstärkung:

$$K = \frac{V_{QY}}{A}$$

- Dämpfungsgrad:

$$D = \frac{1}{2A} \left[(V_{QP} + K_L) \cdot \sqrt{\frac{2mE}{V_0}} + R \cdot \sqrt{\frac{V_0}{2mE}} \right]$$

mit $V_0 = 0.5 h A$:

$$D = \frac{1}{2A} \cdot \left[(V_{QP} + K_L) \cdot \sqrt{\frac{4m \cdot E}{h \cdot A}} + R \sqrt{\frac{h \cdot A}{4m \cdot E}} \right]$$

K_L : Leckage Faktor

R : Reibungs-Faktor

- Eigenfrequenz:

$$\omega_0 = A \sqrt{\frac{2E}{mV_0}}$$

mit $V_0 = 0.5 h A$:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A}{m \cdot h}}$$

- Maximale Kreisverstärkung mit einfachem P-Regler:

$$V_K = 2 \cdot D \cdot \omega_0$$

6.2.1 Mit Zustandsregler

Die veränderte Dynamik mit Zustandsregler ist

$$\bar{\omega}_0 = \omega_0 \cdot \sqrt{1 + K \cdot K_v}$$

$$\bar{D} = \frac{D + 0.5 \cdot K \cdot \omega_0 \cdot K_A}{\sqrt{1 + K \cdot K_v}}$$

K_V : Geschwindigkeitsfaktor

K_A : Beschleunigungsfaktor

Für Überschwingungsfreies Positionieren:

$$K_P = 0.27 \cdot \bar{\omega}_0 \quad \bar{D}_{opt} = 0.613$$

7 Speicher

Anwendungen:

- Schnellen Ausgleich von Volumenstrom
- Schwingsungsreduktion
- Enthaltene Energie steht auch bei Stromausfall zur Verfügung
- Regeneration von Bremsenergie

Verschiedene Arten von Speicher:

- Blasenspeicher:
 - Gummiblase im Speicher enthält das Kompressionsgas.
 - Sollte immer aufrecht stehen (gleichmässige Belastung der Blase).
 - Hohe Dynamik
- Kolbenspeicher
 - Trennkolben aus festem Material (Metall), besser geeignet für grössere Volumina ($> 50l$).

- Membranspeicher

- Dünne Membran trennt Medien.
- Nur für sehr kleine Volumina geeignet ($< 10l$).
- Ausrichtung im Gegensatz zu Blasenspeicher egal.

7.1 Auslegung von Speichern

7.1.1 Volumenbedarf

$0 \rightarrow 1$: Isotherm

$1 \rightarrow 2$: Polytrop

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}$$

$0 \rightarrow 1$: Polytrop

$1 \rightarrow 2$: Polytrop

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

n : Polytropenexponent

7.1.2 Pulsationsdämpfung

$$\delta = \frac{p_{Amplitude}}{p_{Mittelwert}} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1}$$

$$V_0 = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{\Delta V}{1 - \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

7.2 Speicherdynamik

$$\omega_s = \sqrt{\frac{1}{C_H \cdot L_H}} \quad (\text{Eigenfrequenz})$$

$$C_H = \frac{V_m}{\kappa \cdot p_m} \quad (\text{Speicherkapazität})$$

$$L_S = \frac{m_k}{A_k^2} \quad (\text{Speicherinduktivität})$$

$$L_A = \frac{\rho \cdot l_S}{A_S} \quad (\text{Anschlussinduktivität})$$

$$L_H = L_S + L_A$$

p_m : Mittlerer Druck

V_m : Mittleres Volumen

κ : Isentropenexponent

ρ : Dichte des Öls

A_K : Querschnittfläche Trennelement

m_k : Masse Trennelement

A_S : Querschnittfläche Anschluss

l_S : Länge des Anschlusses

8 Pneumatik

8.1 Grundlagen

8.1.1 Ideales Gasgesetz

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

$$p \cdot V = m \cdot R_s \cdot T$$

p : Druck

V : Volumen

n : Stoffmenge

R : Universelle Gaskonstante [$\frac{J}{mol \cdot K}$]

R_s : Spezifische Gaskonstante (Luft: $R_s = 286.95 [\frac{J}{kg \cdot K}]$)

T : Temperatur

- Isothermer Prozess

$$p \cdot V = const.$$

- Isobarer Prozess

$$\frac{T}{V} = const.$$

- Isochorer Prozess

$$\frac{T}{p} = const.$$

- Isentroper Prozess ($S = const.$)

$$p \cdot V^\kappa = const. \quad n = \kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

8.1.2 Spezifische Gaskonstante

$$R = \frac{R_M}{M}$$

$R_M = 8.31$: Molare Gaskonstante [$\frac{J}{mol \cdot K}$]

M : Molare Masse [kg/mol]

8.1.3 Zustandsänderung idealer Gase

$$\frac{p \cdot V}{T} = \text{const.}$$

$$p \cdot V^n = \text{const.}$$

n : Polytropenexponent

8.2 Feuchte Luft

$$p = p_L + p_W \quad (\text{Gesamtluftdruck})$$

$$p_w \cdot V = m_w \cdot R_w \cdot T$$

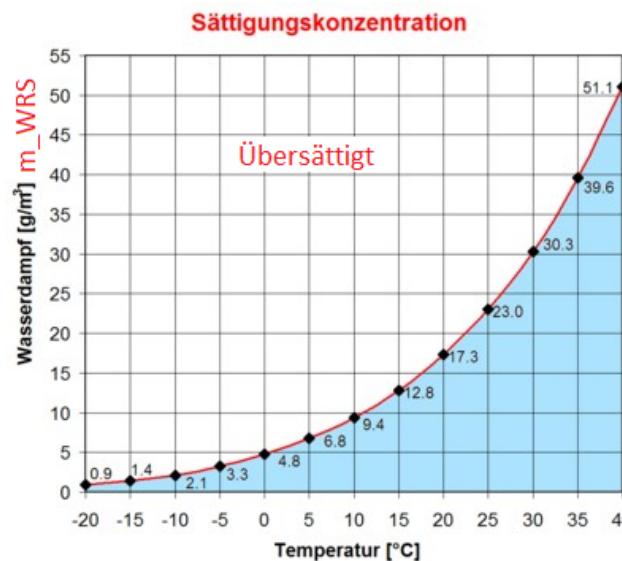
$$p_L \cdot V = m_L \cdot R_L \cdot T$$

$$x = \frac{m_w}{m_L} = \frac{R_L}{R_w} \cdot \frac{p_w}{p - p_w} \quad (\text{Wassergehalt})$$

$$R_L : 286.95 \text{ [J/KgK]}$$

$$R_W : 461.50 \text{ [J/KgK]}$$

8.2.1 Relative Luftfeuchtigkeit



Unterhalb der Kurve bildet sich kein Kondensat, die relative Luftfeuchtigkeit ist $\varphi < 100\%$. Auf der Taupunktkurve ist $\phi = 100\%$. Kondensat bildet sich im Bereich oberhalb der Kurve.

$$\varphi = \frac{m_{WR}}{m_{WRS}} \quad (\text{Relative Luftfeuchtigkeit})$$

$$m_{WRS} = \frac{m_{WS}}{V} = \frac{p_{WS}}{R_W \cdot T}$$

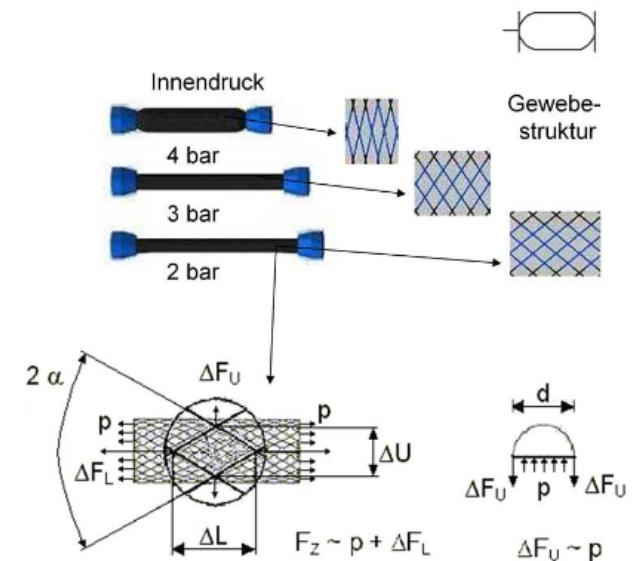
p_{WS} : max. Partialdruck [N/m^2]

m_{WRS} : Sättigung Relative Wassermenge [kg]

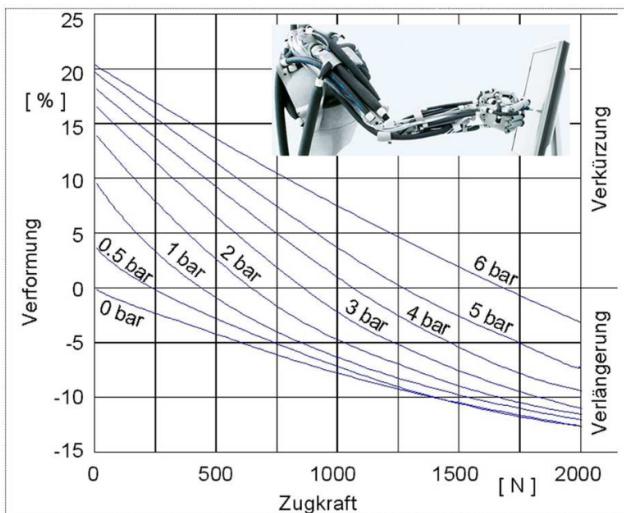
m_{WR} : Relative Wassermenge [kg/m^3]

8.3 Bauelemente der Pneumatik

8.3.1 Pneumatischermuskell

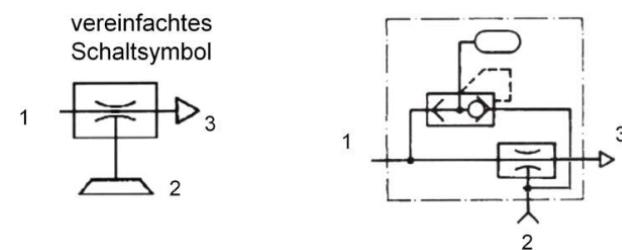


- kein Stick-Slip bis zum Stillstand
- keine Dichtungen
- geringerer Energieverbrauch
- Höchstens 1/3 des Querschnitts
- Erheblich geringeres Gewicht
- Billiger und einfacher in der Handhabung
- positionieren in jeder Zwischenstellung



- Materialdehnung (0 bar Kurve)
- relative Verformung bezogen auf Baulänge [%]
- weitgehend lineare Kennlinie durch geringe Volumenänderung

8.3.2 Vakuumdüse mit Saugnapf



- Vakuumdüse arbeitet mit Venturiprinzip
- Unterdruck am Saugnapf
- Tank wird gefüllt

- Tank entleert sich über Saugnapf bei Druckabschaltung
- Luftimpuls stößt das gehaltene Werkstück ab

9 Schaltsymbole

9.1 Schaltsymbole der Hydraulik

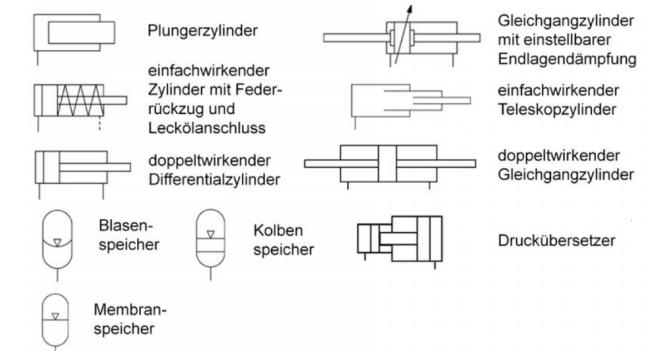
9.1.1 Grundelemente

—	Arbeitsleitung	+	Leitungsverbindung
---	Steuer-, Leck- und Signalleitung	+	Leitungskreuzung
●—●	biegsame Leitung	+	Entlüftungsstelle
—	elektrische Leitung	—×—	verschlossener Druckanschluss
[]	Behälter	—↗—	Betätigung, Verstellung
◇	Filter	▲	Hydraulikmedium
◇	Kühler	△	Pneumatikmedium
◇	Heizung	[]	Baugruppe, funktionale Einheit

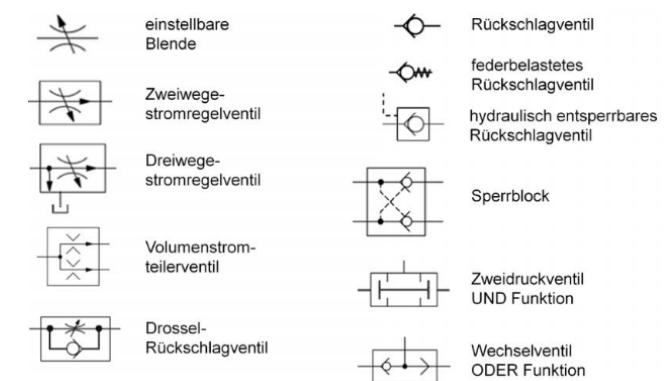
9.1.2 Pumpen und Motoren

	Konstantpumpe		Konstantpumpe mit Motor und Kupplung
	Verstellpumpe mit Leckölanschluss		Reversierbare Verstellpumpe mit Leckölanschluss
	Konstantmotor		Reversierbare Verstellmotor
	Schwenkantrieb mit begrenztem Winkel		Reversierbare Verdrängereinheit mit Leckölanschluss

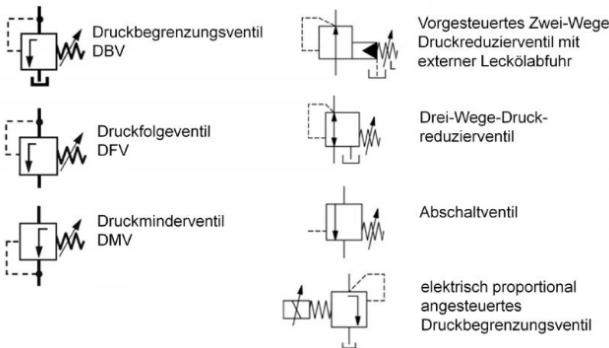
9.1.3 Zylinder und Speicher



9.1.4 Sperr- und Stromventile

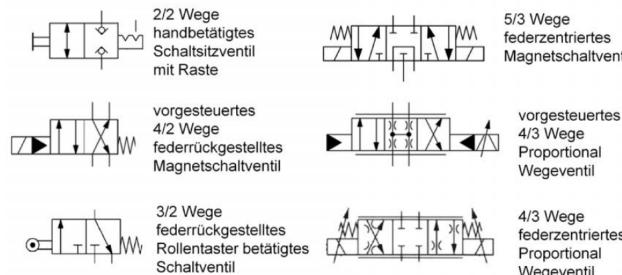


9.1.5 Druckventile



- Druckbegrenzungsventil (DBV): Klassiker
- Druckfolgeventil (DFV): kein Tank
- Druckminderventil (DMV): Steuerung auf Ausgangsseite
- Vorgesteuertes Zwei-Wege-Druckreduzierventil mit externer Leckölabfuhr: Hohe Steuerkräfte
- Drei-Wege-Druckreduzierventil : mit Leitung zum Tank
- Abschaltventil: separates Steuersignal
- Elektrisch proportional angesteuertes DBV: Effizienzsteigerung da elektronisch geöffnet wird wenn kein Volumenstrom benötigt wird. → Motor muss keinen Druck mehr erzeugen.

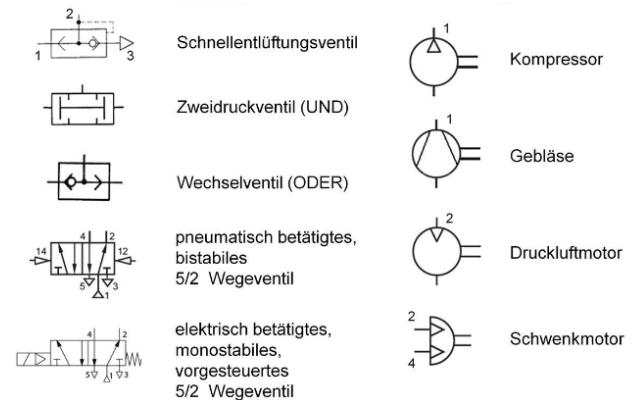
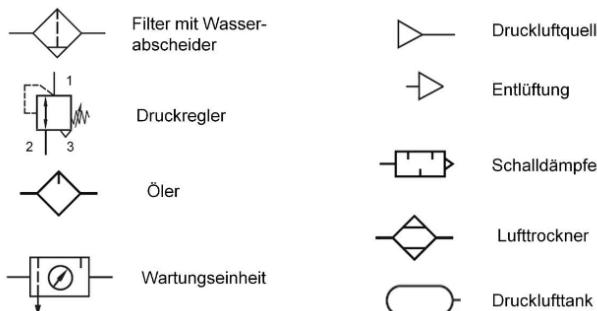
9.1.6 Wegeventile



Die Bezeichnung des Ventiltypes folgt der Reihe nach diesen Regeln:

- Angabe „vorgesteuert“ wenn Betätigung fluidisch unterstützt
- Anzahl der Anschlüsse
- Anzahl der Schaltstellungen
- optional nähere Bezeichnung der Betätigungsart
- Angabe ob Proportionalventil (erkennbar an Querstrichen unter- und oberhalb der Quadrate)

9.2 Schaltsymbole der Pneumatik



9.3 Schalsymbole Ventilbetätigung

	Allgemeine Handbetätigung
	Druckknopfbetätigung
	Hebelbetätigung
	Taster
	Fusspedal
	Rollentaster
	Rückstellfeder
	Magnetkraftbetätigung
	hydraulische Betätigung
	pneumatische Betätigung
	Raste
	Proportionalmagnet hydraulisch vorgesteuert mit Federzentrierung