

Grundlæggende
PWR HYDRAULIK
Hydraulik

Indhold

Indhold	2
1 Generelt	4
2 Enheder	4
3 Teori	5
3.1 Det hydrauliske tryk	5
3.2 Volumenstrøm	6
3.3 Strømningsforhold	6
3.4 Tab i hydrauliske systemer	9
3.5 Kraft og effekt - cylindre	10
3.6 Moment og effekt - motorer	11
4 Væsker	12
4.1 Generelt	12
4.2 Brændbare væsker	12
4.3 Ikke-brændbare væsker	13
4.4 Alternative væsker	15
5 Renhed og filtrering	15
5.1 Generelt	15
5.2 Renhedsniveau	15
5.3 Filtertyper	16
5.4 Filtringseffektivitet	18
5.5 Oprettholdelse af renhedsniveauet	18
5.6 Anbefalet fremgangsmåde ved håndtering og opbevaring af komponenter	19
6 Pumper	20
6.1 Generelt	20
6.2 Pumpetyper	21
6.3 Reguleringsformer	25
7 Ventiler	28
7.1 Trykventiler	28
7.2 Afspæringsventiler	32
7.3 Retningsventiler	33
7.4 Proportionale retningsventiler	36
7.5 Mængdereguleringsventiler	36
7.6 Placering af mængdereguleringsventiler	38
8 Aktuatorer	39
8.1 Cylindre	39
8.2 Motorer	41
8.3 Drejeaktuatorer	42

9 Transmissioner	42
10 Akkumulører	43
10.1 Membranakkumulatoren	44
10.2 Stempelakkumulatoren	44
10.3 Blæreakkumulatoren	44
11 Pumpestationer	47
12 Rør & slangeforbindelser	48
14. Koncepter for hydraulik systemer	51
14.1 Generelt	51
14.2 Andre systemer	51
14.3 Seks konkrete systemer	51
15 Symboler	57

PWR HYDRAULIK

1 Generelt

I et hydraulisk system anvendes en væske til overførelse af effekt. Denne væske er som oftest en mineralsk olie tilsat additiver, der forbedrer væskens mekaniske egenskaber. I særlige tilfælde, der bestemmes af arten af den maskine, hvori væsken anvendes, kan andre væsketyper komme på tale, se afsnit 4.

Opbygningen af et hydraulisk system kan principielt følge to metoder: Åbent eller lukket kredsløb.

I et åbent kredsløb er systemet bygget op omkring en olietank, hvorfra en pumpe suger olie og fordeler denne til forbrugerne gennem forskellige ventiler. Herefter returneres olien til tanken, hvor snævske bundfældes og luft frigøres fra olien før den på ny sendes i kredsløb. Denne opbygning af det hydrauliske system er den mest fremherskende.

I et lukket system er det den samme olie, der hele tiden cirkulerer mellem pumpen og forbrugeren. Der skal således principielt ikke anvendes en olietank. Denne type af systemopbygning ses oftest i såkaldte transmissioner, hvor en forbrændings- eller elektromotor driver en pumpe, der sender olie til en motor. Ved at variere pumpens leveringsmængde kan motorens omdrejningshastighed varieres trinløs. Denne type af hydrauliske systemer er meget anvendt til f.eks. drift af entreprenør- og skovmaskiner og i skibe til spil, styremaskiner og propellerdrift. Se nærmere i afsnit 9.

Hydraulikkens fordele er hovedsageligt:

- høj tæthed (komponenter vejer lidt og yder høj effekt)
- trinløs variabel regulering af hastigheder og kræfter er simpel
- sikring mod overlast er ligeledes simpel
- hurtig reaktion på grund af væskens stivhed.

Ulemperne er:

- komponenter fremstilles med store tolerancekrav og bliver derfor nemt udsat for driftsforstyrrelser
- vanskeligt at opnå høje virkningsgrader
- viskositetsafhængighed
- lækager fra rørledningssystemer er vanskelige at undgå.

2 Enheder

Følgende enheder anvendes som oftest ved beregning af hydrauliske størrelser, idet decimaler herved kan undgås:

- Kraft: decaNewton (daN), som erstatter det gamle kilopond(kp). $1 \text{ daN} = 10 \text{ N} = 1,02 \text{ kp}$
- Moment: daNm. $1 \text{ daNm} = 1,02 \text{ kpm}$
- Tryk: bar. $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ daN/cm}^2 = 1,02 \text{ kp/cm}^2$
- Effekt: Watt (W). $1 \text{ W} = 1,36 \times 10^{-3} \text{ hestekraft}$
- Volumenstrøm: liter /min (l/min) eller afledede deraf, f.eks. l/s eller cm^3/s
- Dynamisk viskositet: barsekund (bars) $1 \text{ bars} = 10^5 \text{ Ns/m}^2 = 10^6 \text{ Poise (P)}$
- Kinematisk viskositet: m^2/s . $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^6 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^6 \text{ centiStokes (cSt)}$.

3 Teori

3.1 Det hydrauliske tryk

Påvirkes en indesluttet væskemængde af en ydre kraft F , opstår et tryk p i væsken, se figur 1. Trykket er ens i alle retninger og på alle overflader vinkelret på væsken.

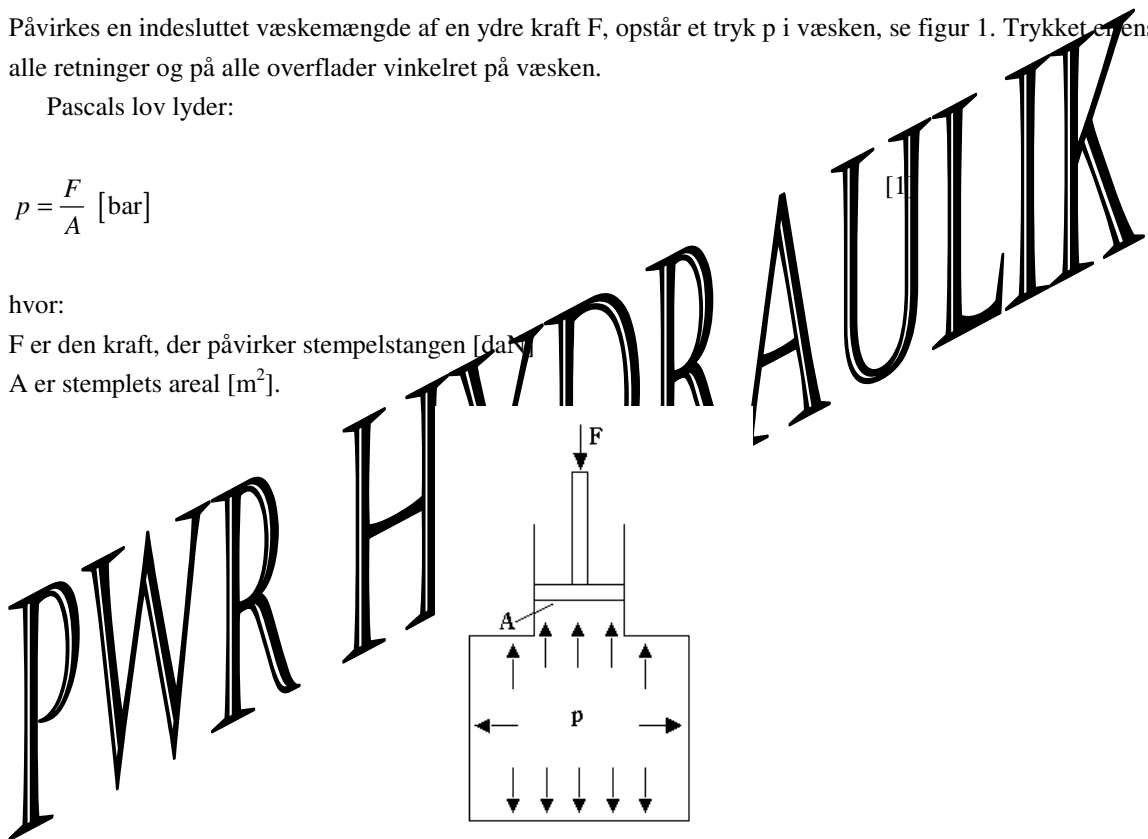
Pascals lov lyder:

$$p = \frac{F}{A} \text{ [bar]}$$

hvor:

F er den kraft, der påvirker stempelstangen [daN]

A er stemplets areal [m^2].

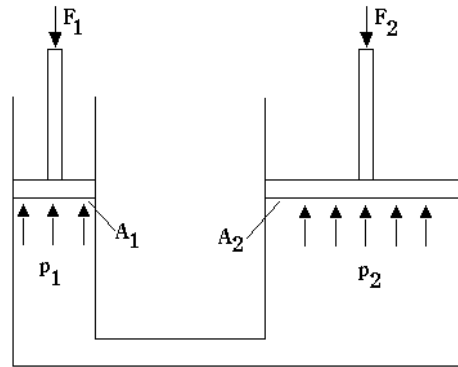


Figur 1 Trykkets virkning på et lukket rum iht. Pascals lov.

Figur 2 er et eksempel på en hydraulisk transmission, hvor to cylindre med forskellige arealer er sammenkoblede. Anvendes Pascals lov på dette system, gælder det, såfremt stemplerne står stille, at

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

idet trykket, der virker på de to arealer, er det samme ($p_1 = p_2$).



Figur 2 Hydraulisk udveksling.

3.2 Volumenstrøm

Strømmer en væske med hastigheden v gennem et rør med tværsnitsarealet A findes volumenstrømmen q_v som:

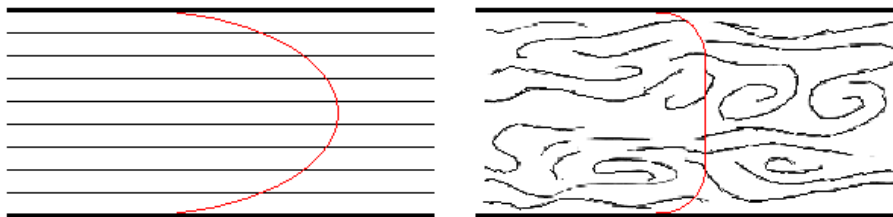
$$q_v = A \cdot v \quad [\text{cm}^3/\text{s}] \quad [2]$$

hvor:

A er areal $[\text{cm}^2]$

v er strømningshastigheden $[\text{cm/s}]$.

3.3 Strømningsforhold



Figur 3 Laminar (A) og turbulent (B) strømning.

Strømningsligningen [2] anvender den gennemsnitlige strømningshastighed til beregning af volumenstrømmen. Imidlertid ændrer strømningens art sig voldsomt ved forskellige strømningshastigheder. Figur 3 viser de to ydertilfælde. Ved laminar strømning er der stor forskel på oliens hastighed midt i røret og ude ved rørvæggen. Ved turbulent strømning bliver hastighedsprofilen mere flad. Da væsken gennemløber en meget længere vej ved turbulent strømning, opstår der et meget højere trykfald i rørstykker med turbulent strømning. Strømningens art bestemmes af den dimensionsløse konstant Reynolds tal:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} [-] \quad [3]$$

hvor:

v er strømningshastigheden [m/s]

d er rørets diameter [m]

ν er oliens kinematiske viskositet [m²/s].

Er $Re > 2300$, er strømmingen turbulent.

Af Reynolds tal findes væskens friktionskoefficient med rørvæggen. Er strømmingen laminar, bliver friktionen:

$$\lambda = \frac{64}{Re} [-] \quad [4]$$

Er strømmingen turbulent, bliver den:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} [-] \quad [5]$$

Strømningsfaldet kan nu beregnes som:

$$\Delta p = \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \lambda \cdot v^2 \cdot 10^{-5} [\text{bar}] \quad [6]$$

hvor:

l er rørets længde [m]

d er rørets lysning [m]

ρ er oliens densitet [kg/m³]

λ er friktionskoefficienten [-]

v er væskens strømningshastighed [m/s].

Til fastlæggelse af rørdimensionerne i et hydraulisk system anvendes ved overslagsberegning oliens hastighed. Følgende gælder som tommelfingerregler:

1. Sugeledninger 0,5 - 2 m/sec
2. Returledninger 1 - 3 m/sec
3. Trykledninger 2 - 6 m/sec

Strømningsforhold i ventiler og fittings lader sig kun vanskeligt beregne, og man må som oftest støtte sig til de målinger, der som regel indgår i leverandørernes kataloger. Dog kan det være relevant at kunne bestemme trykfaldet i blender, der indsættes for at skabe trykfald på et bestemt sted i et system. En blende er i den sammenhæng en skarpkantet indsnævring i et rørstykke, hvor strømningshastigheden øges med mindst en

faktor 10. Desuden gælder det for blenden, at strømmingen gennem den er uafhængig af væskens viskositet såfremt blendens længde er mindre eller lig med dens diameter. Dette er naturligvis svært at opnå for blander < 1 mm.

Volumenstrømmen gennem en blende lyder i henhold til Bernoullis ligning:

$$q_v = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \cdot 6 \times 10^{-4} \quad [l/min] \quad [7]$$

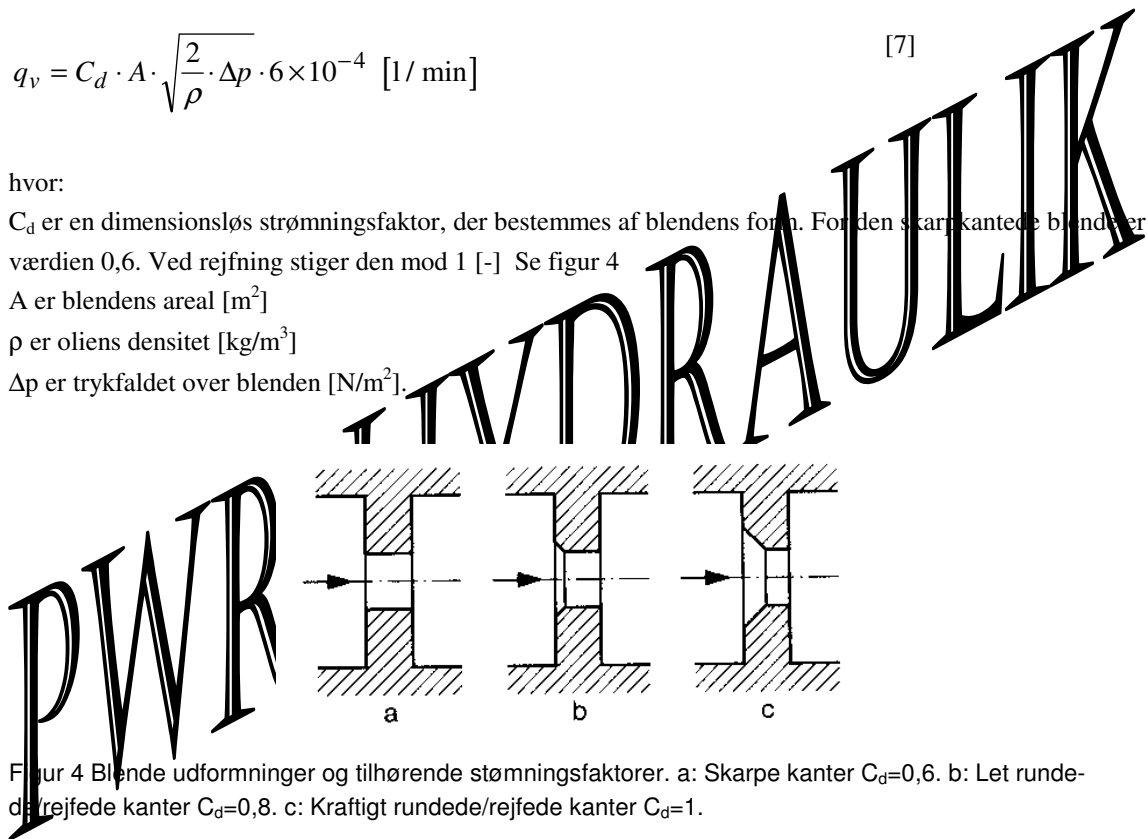
hvor:

C_d er en dimensionsløs strømningsfaktor, der bestemmes af blendens form. For den skarpkantede blende er værdien 0,6. Ved rejfning stiger den mod 1 [-] Se figur 4

A er blendens areal [m^2]

ρ er oliens densitet [kg/m^3]

Δp er trykfaldet over blenden [N/m^2].



Figur 4 Blende udformninger og tilhørende strømningfaktorer. a: Skarpe kanter $C_d=0,6$. b: Let rundede/rejfede kanter $C_d=0,8$. c: Kraftigt rundede/rejfede kanter $C_d=1$.

3.4 Tab i hydrauliske systemer

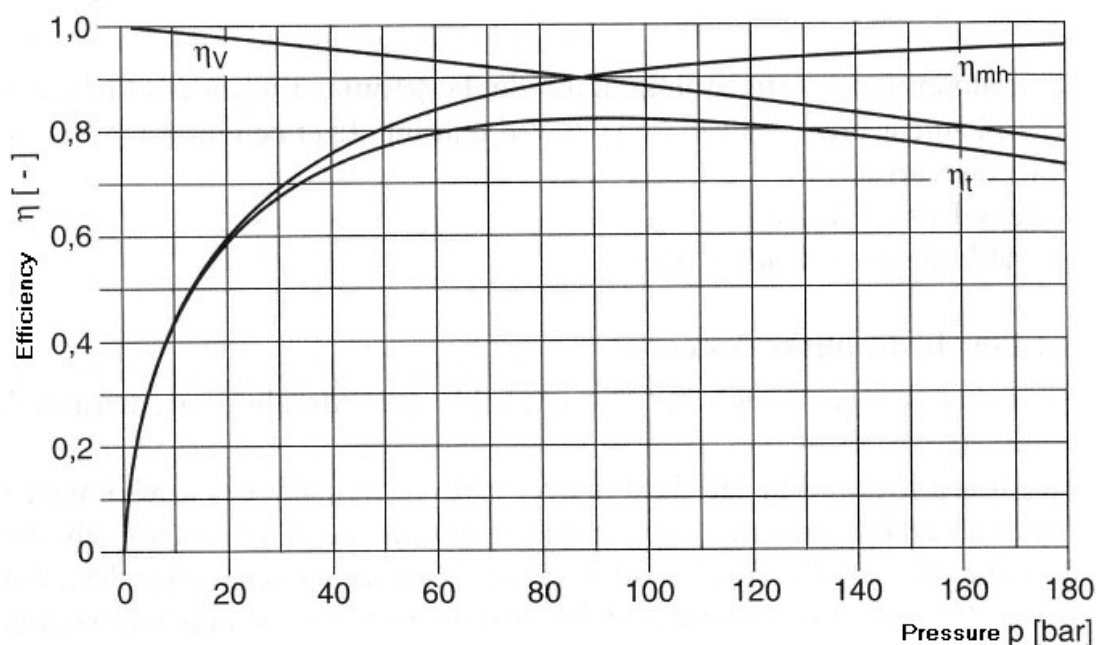
To typer af tab skal gennemgås her. Den ene kaldes for hydrauliske tab, den anden for volumetriske tab.

Betegnelsen hydrauliske tab dækker over både de trykfald, der forekommer i alle hydrauliske komponenter, når væsken strømmer, og de mekaniske tab, der forekommer på grund af friktion mellem komponenternes bevægelige dele. Ved måling er det meget vanskeligt at adskille de to fra hinanden, og man samler dem som oftest under den samme betegnelse: η_{mh} , den mekanisk/hydrauliske virkningsgrad.

De volumetriske tab opstår som følge af lækager i især roterende komponenter som pumper og motorer. Denne type tab opstår som følge af de spalter der altid vil være i roterende maskiner. Når trykforskellen mellem to dele stiger vil oliestrømmen mellem dem stige. I en pumpe betyder det f.eks. at der ikke kommer den oliemængde frem til aktuatoren, som man teoretisk har udregnet. Dette bidrag til virkningsgraden benævnes η_v , den volumetriske virkningsgrad.

Figur 4 viser et eksempel på hvordan disse to virkningsgrader ændrer sig som funktion af trykket i en almindelig fortrængningspumpe. Desuden ses produktet af de to virkningsgrader, totalvirkningsgraden η_t .

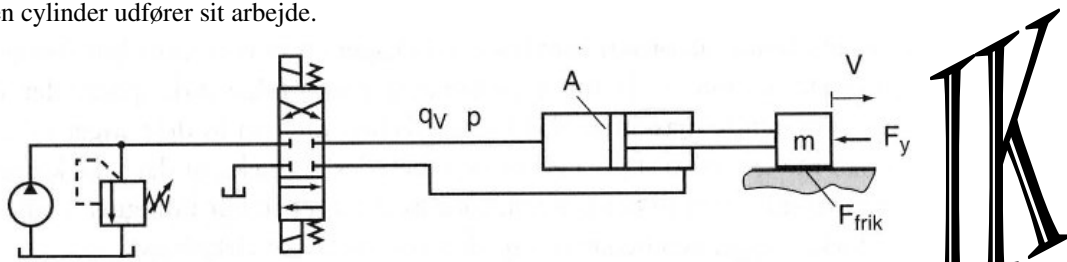
η_v er ligefrem proportional med trykket, mens η_{mh} varierer mere. Ved lave tryk er η_{mh} lav fordi der er store mekaniske friktionstab i pumpen. Over 100 bar er η_{mh} høj, fordi pumpens tryksmurte lejer fungerer optimalt. Hvis trykket stiger ud over de 180 bar, vil man ofte se at η_{mh} begynder at falde igen, fordi friktionen tiltager, når flade trykrene stiger som følge af det stigende tryk.



Figur 5 En fortrængningspumpes virkningsgrader.

3.5 Kraft og effekt - cylindre

I almindelighed anses hydrauliske cylindre for at være tætte, og den volumetriske virkningsgrad er derfor 100 %. Den mekaniske virkningsgrad indregnes som regel i de friktionskræfter der i øvrigt altid vil forekomme, hvor en cylinder udfører sit arbejde.



Figur6 Simpelt system med en cylinder, en magnetventil og en pumpe.

I cylinderen i figur 6 hersker et tryk p , som findes af:

$$p = \frac{F_y + F_{frik}}{A} \quad [\text{bar}] \quad [8]$$

hvor:
 F_y er en ydre kraft [d·N]
 F_{frik} er friktionskraften [d·N]
 A er cylinderens areal [cm²].

Kører cylinderen frem med konstant hastighed, v , tilføres volumenstrømmen:

$$q_v = A \cdot v \cdot 6 \quad [l / \text{min}] \quad [9]$$

hvor:

A er cylinderens areal [cm²]
 v er cylinderens hastighed [m/s].

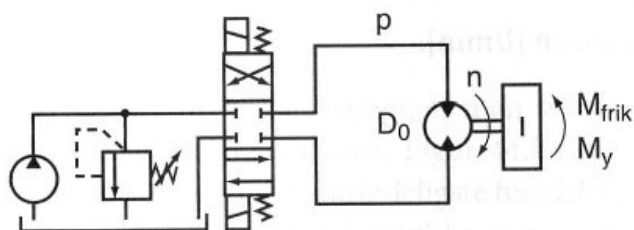
Kører cylinderen frem med konstant hastighed og tryk, bliver effekten som pumpen tilfører cylinderen:

$$P = \frac{q_v \cdot p}{600} \quad [\text{kW}] \quad [10]$$

hvor:

p er trykket [bar]
 q_v er volumenstrømmen [l/min].

3.6 Moment og effekt - motorer



Figur 7 Motor med svinghjul, magnetventil og pumpe.

Når olien passerer motoren i figur 6, sker der et trykfald, som findes at

$$p = \frac{(M_y + M_{frik}) \cdot 20 \cdot \pi}{\eta_{mh} \cdot D_0} \text{ [bar]} \quad [11]$$

hvor:

M_y er et ydre moment [Nm]

M_{frik} er friktionsmoment [Nm]

D_0 er motorens fortrængning pr. omgang [cm^3]

η_{mh} er motorens mekaniske (hydrauliske) virkningsgrad [-].

Kører motoren med konstant omdrejningstal tilføres volumenstrømmen:

$$q_v = \frac{D_0 \cdot n}{\eta_v} \cdot 10^{-3} \text{ [l/min]} \quad [12]$$

hvor:

D_0 er motorens fortrængning pr. omgang [cm^3]

n er motorens omdrejningstal [omdr./min]

η_v er motorens volumetriske virkningsgrad [-].

Kører motoren med konstant omdrejningstal og trykfald, bliver effekten som pumpen tilfører:

$$P = \frac{q_v \cdot p}{600} \text{ [kW]} \quad [13]$$

hvor:

p er trykket [bar]

q_v er volumenstrømmen [l/min].

4 Væsker

4.1 Generelt

De høje tryk i hydrauliske anlæg stiller krav om en særlig væske til overførelse af energien. De væsentligste krav til væsken er:

- Gode smøreegenskaber
- Gode slidegenskaber
- Konstant viscositet
- Lille eller næsten ingen sammentrykkelighed
- Gode luft- og vandudskillelsesevner
- Gode rustbeskyttelsesevner
- Høj temperaturbestandighed.

Disse egenskaber kan opnås i forskellige grader, alt efter væskens kvalitet og efter hvilke tilsætningsstoffer (additiver) væsken rummer.

Tre forskellige væsketyper er omtalt i det følgende: brændbare, ikke-brændbare og alternative.

4.2 Brændbare væsker

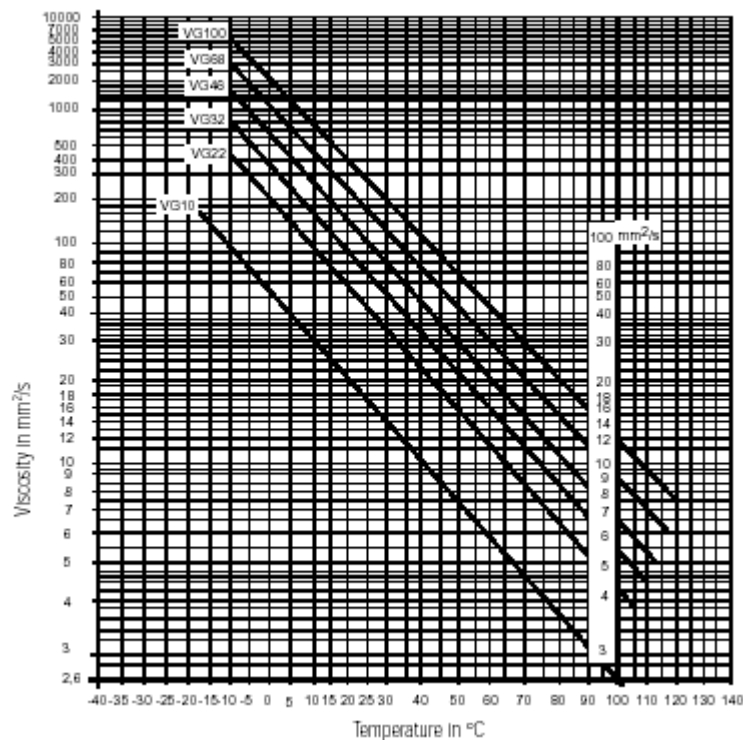
Under denne gruppe findes alle mineralolierne. Figur 8 viser en kvalitetsinddeling af disse.

Olietyper	Beskrivelse	Anvendelse
DN 51524	ISO	
H	HH	Uden additiver
HL	HL	Mineralolier tilsat antikorrosions- og antiilttningsadditiver
HLP	HM	Som HL, dog tilsat antislidadditiver
HV	HV	Som HLP, men med forbedrede viskositet/temperaturegenskaber, dvs. højt viskositetsindeks
HLPD	-	Som HLP, dog tilsat detergente og dispergente additiver, som gør olien selvrensende og begrænser evnen til at optage vand

Figur 8 Kvalitetsinddeling af mineralolier.

Ved valg af korrekt væsketype, er det vigtigt, at man sørger for at denne har optimale egenskaber ved driftstemperaturen. Figur 9 viser sammenhængen mellem temperatur og viskositet for de almindeligste handelsviskositeter.

Almindeligvis er 30 mm²/s en velegnet driftviskositet og 10 mm²/s det minimale man kan tillade. Øvre viskositeter på op til 500 mm²/s kan i nogle tilfælde forekomme, men pumpen vil som oftest få alvorligt besvær med selvansugning i sådanne tilfælde.



Figur 9 Viskositet som funktion af temperatur for en HLP olie.

4.3 Ikke-brændbare væsker

I maskiner, hvor omgivelserne har en sådan karakter, at en lækage kan medføre brandfare, kan med fordel anvendes en ikke-brændbar væske. Figur 10 er en oversigt over disse væsketyper.

Væskebeskrivelse efter DIN 51502, ISO DIS 6071	HFA	HFB	HFC	HFD
Sammensætning	Olie i vand emulsion	Vand i olie emulsion	Glykol/vand	Syntetiske vandfrie væsker
Vandindhold [%]	Min. 80	Min. 40	Min. 35	Max. 0,1
Driftstemperatur [°C]	5 - 55	5 - 60	-20 - 60	-20 - 150
Kinematisk viskositet [cSt]	Max. 1,6	-	22 - 68	15 - 100
Densitet v. 15 °C [kg/l]	ca. 0,99	0,95	1,04 - 1,09	1,15 - 1,45
pH-værdi	7 - 10	7 - 10	7,5 - 10	7,5 - 10
Materialer, som bliver angrebet	Zink Aluminium	Zink Aluminium	Zink Aluminium, kadmium og magnesiumlegeringer	
Overvågningsnødvendighed	pH-værdi Vandindhold Mikroorganismer	Viskositet Vandindhold Emulsionskarakter	Viskositet Vandindhold pH-værdi	Viskositet Neutralisationstal Vandindhold Spec. vægt
Bemærkninger	Højt mekanisk slid ved lav viskositet		Ømfindelig over for indtrængning af mine-	Ømfindelig over for fugtindtrængning

			ralolie	
--	--	--	---------	--

Figur 10 Inddeling af ikke-brændbare væsker.

PWR HYDRAULIK

4.4 Alternative væsker

Til maskiner, hvor et olieudslip kan medføre uoprettelig forurening, kan med fordel anvendes såkaldte biologisk nedbrydelige væsker. Graden af nedbrydelighed afhænger især af væskens additiver. Markedet domineres af rapsolie, som især anvendes i skov- og snerydningsmaskiner. Også visse syntetiske estere på glykolbasis kan anvendes.

5 Renhed og filtrering

5.1 Generelt

Effektiv filtrering er nøglen til lang levetid og få driftsstop for hydrauliske systemer. Undersøge-ser viser at 80 % af alle fejl kan føres tilbage til forurening af væske.

Partiklerne, der forurener væsken, kommer fra tre forskellige kilder:

- "Indbyggede" partikler såsom svejse sprøjt, slagget, mølning og bearbejdningsrester tilført under produktionsprocessen.
- Tilførte partikler, som kommer ind i væsken gennem åbninger i tanken eller via cylindres stempelstænger, når de kører ind. Her til kommer partikler fra uren olie, der påfyldes anlægget, og partikler, der kommer ind ved reparation og ændring på anlægget
- Sevgenererede partikler fra bevægelige komponenter, f.eks. pumper og motorer, i anlægget..

Partikelstørrelserne, som forurener og ødelægger hydrauliske systemer, er i antal domineret af de, der er mindre end 40 µm og således usynlige med det blotte øje.

5.2 Renhedsniveau

Renhedsniveauet er et udtryk for hvor mange partikler en vis oliemængde indeholder. Renheden klassificeres normalt iht. ISO 4406 /1/. Dog kan det også forekomme, at der henføres til de amerikanske standarder NAS 1638 /2/ eller MIL-STD-1246A /3/. I Danmark haves som egen standard også DS 2396 /4/ om rensningsgrader og DS 2398 /5/ om prøveudtagning. /4/ giver også vejledning i hvordan et system renses (flushes) før ibrugtagning.

Renhedsniveauet opgøres efter /1/ ved at tildele en prøve tre klassificerede numre. Det første nummer fortæller hvor mange partikler, større end 2 µm, der er i prøven, det andet angiver antallet af partikler, større end 5 µm, og det tredje antallet af partikler, større end 15µm. Figur 11 er en oversigt over nogle systemer og de tilhørende renhedskrav. Se afsnit 5.4 for definition af filtreringsevne.

Komponent type	Type	ISO Kode
Pumper	Tandhjul	19/17/15
	Vinge	18/16/14
	Konstant stempel	17/15/13
	Variabel stempel	16/14/12
	Variabel vinge	18/16/14
Motorer	Tandhjul	20/18/15
	Vinge	19/17/14
	Radial stempel	19/17/13
	Aksial stempel	18/16/13
Ventiler	Retningsventiler	19/17/14
	Proportional tryk	19/17/14
	Mængde regulering	19/17/14
	Contra ventiler	20/18/15
	Cartridge ventiler	19/17/14
	Proportional ventiler	17/15/12
	Servo ventiler	16/14/11

Figur 11 Anbefalede renhedsniveauer for forskellige systemer

5.3 Filtertyster

Luftfilter

Luftfilteret placeres i tanken, evt. kombineret med et påfyldningsfilter. De almindeligste luftfiltre har ikke udskiftelige elementer, og udmærker sig kun ved en meget lav pris. Skal filteret være anvendeligt, skal det have et udskifteligt element, ligesom dets størrelse skal kunne afstemmes med den mængde luft, der skal passere gennem det, og den mængde snavs, det skal tilbageholde.

Trykfilter

Trykfilteret placeres et passende sted i trykledningen efter pumpen. Det anvendes på to forskellige måder. Den almindeligste er for at sikre det samlede system mod forurenende partikler, som spredes fra pumpen. Ved et pumpeammenbrud sikrer det mod at pumpens dele spredes i hele systemet. I meget store systemer er det også almindeligt at anbringe trykfiltre lokalt foran særligt følsomme eller kritiske komponenter. Denne metode anvendes ofte når volumenstrømmen i hovedstrengen er meget høj og/eller stærkt pulserende.

Returfilter

Returfilteret placeres i den rørledning, der sender olien retur til tanken, og sørger for at opretholde et konstant forureningsniveau i tanken. Filteret skal dimensioneres så det passer til den største volumenstrøm der kan forekomme, og denne skal kunne passere uden nævneværdige trykstigninger.

Off-line filtre

Off-line filtre er filterkredsløb, der opbygges med egen pumpe og ofte med en tilknyttet køler. Filteret dimensioneres ofte med store filterarealer så en lang levetid opnås. En høj filtreringsevne sikres ved en passende lav volumenstrøm gennem filteret. Fordelen ved denne filtertype er, at den kan trække renhedsniveauet i et system betydeligt længere ned end de førnævnte filtre er i stand til. Den kan dog ikke anvendes som eneste filter

i et system, da det ikke vil opfange komponenter hidrørende fra f.eks. cylinderpakninger eller et begyndende pumesammenbrud.

PWR HYDRAULIK

5.4 Filtreringsevne

Moderne filterelementer opbygges af spundne kunstoffer og er derfor meget ensartede i forhold til tidligere tiders celluloseelementer. Filterelementet er et dybdefilter, dvs. at partiklerne tilbageholdes inde i filtermaterialet. Filteret kan således ikke rengøres ved at tages ud og skylles; det skal udskiftes når trykfaldet har nået en vis størrelse.

Et filterelements evne til at tilbageholde partikler beskrives efter ISO 4572 /6/ ved filtermediets β -grad. Et filters β -grad findes som:

$$\beta_x = \frac{\text{Antal partikler} > x \mu\text{m før filteret}}{\text{Antal partikler} < x \mu\text{m efter filteret}} \quad [-]$$

Gælder det f.eks. for et filter, at dets $\beta_{12} = 200$, så er der altså 200 gange så mange partikler, større end 12 μm , før end efter filteret. Omregnet til % svarer det til at 99,5% af alle partikler $> 12 \mu\text{m}$ tilbageholdes i filteret.

Et filterelement med en $\beta_x > 75$ siges at være et nominelt x-filter. Er $\beta_x > 75$, er der tale om et absolut x-filter.

Filterelementets β -grad vælges som oftest med udgangspunkt i de krav, komponentleverandøren stiller. Dog er det meget vigtigt at huske på, at et filters β -grad er bestemt under visse optimale forhold i et laboratorium og ikke under de varierende driftsforhold, som gør sig gældende i virkeligheden. Det gælder således normalt at et filters β -grad forringes ved pulserende tryk og volumenstrøm, i værste tilfælde så meget at det bliver stort set virkningsløst.

5.5 Opretholdelse af renhedsniveauet

Element skift

Filterelementer skal skiftes når den visuelle eller elektriske indikator giver melding. Alternativt en gang om året

Olie skift

Hvis olietemperaturen holdes indenfor de specificerede grænser, kan der uden videre opnåes en levetid på 6 – 8000 driftstimer. Alle mineraloliers levetid reduceres kraftigt når temperaturen kommer over 60 °C

Væske analyse

En olieanalyse bør tages fra reservoiret fra den driftsvarme maskine mindst en gang om året. Prøven kan enten tages fra en kølepumpes trykside, eller med en hævert i form af en plasticslange der placeres i højde med pumpens sugestuds. Prøven kan analyseres af både filter- og olieleverandører. Figur 12 er en liste over ting der bør undersøges og hvilke værdier der bør opnås.

Test	Resultat
Partikkel tælling efter ISO 4406	Max.18/16/13 Ønskeligt 17/15/12
- Viscositets variation	Variation max. $\pm 15\%$ fra den opnåede værdi
Vand indhold	Max. 0,05 %

Figur 12 Anbefalede renhedsniveauer for forskellige systemer

5.6 Anbefalet fremgangsmåde ved håndtering og opbevaring af komponenter

Levetiden på ethvert hydraulisk system er direkte forbundet med den renlighed man udviser. Forurening, det være sig med partikler eller anden art, er en fjende af systemet og skal undgås overalt hvor det er muligt. Det følgende er en liste over gode vaner som vil opretholde og forbedre levetiden og dermed antallet af fejl på de hydrauliske systemer.

Porte & Fittings

- Porte skal forblive tillukkede indtil de skal anvendes.
- Vær sikker på at hele proppen kommer ud af hullet
- Vær opmærksom på at løse malingsflager omkring porthuller ikke falder i porten.
- Anslåninger omkring porthuller skal beskyttes mod mekanisk overlast
- Tag ikke fittings ud af deres pose førend de skal bruges. Smør gevindet inden montage
- Lad ikke en blok stå med uafproppede fittings

Montage og opbevaring

- Slanger og rør bør skylles eller renses samt aflukkes efter produktion.
- Tanke skal renses umiddelbart før brug. Under opbevaring skal de indvendigt smøres med et rustbeskyttende middel.
- Brug aldrig trykluft til rensning af rør og komponenter I den tro at de derved renses for forurening.
- Områder hvor der foregår komponent montage skal holdes fri af svævestøv.
- Hvis komponenter opbevares ved lave temperaturer er det vigtigt at fjerne det kondensvand der tyvegerligt fremkommer ved opvarmning.
- Ved langvarig opbevaring skal komponenter indpakkes I dertil egnet rusthammele materiale.

6 Pumper

6.1 Generelt

Hydrauliske pumper er fortrængningspumper, der principielt afgiver en volumenstrøm, der er uafhængig af det tryk, hvorunder de arbejder. I afsnit 3.4 er gennemgået de generelle tab for pumper og motorer.

Drives pumpen af en motor med konstant omdrejningstal, bliver effekten som pumpen skal tilføres:

$$P = \frac{q_v \cdot p}{\eta_{mh} \cdot 60} \quad [\text{kW}] \quad [15]$$

hvor:

p er trykket [bar]

q_v er volumenstrømmen [l/min]

η_{mh} er pumpens mekanisk/hydrauliske virkningsgrad [-].

Den volumenstrøm, som pumpen tilfører systemet, kan findes som:

$$q_v = D_0 \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3} \quad [\text{l/min}] \quad [16]$$

hvor:

D_0 er motorens fortrængning pr. omgang [cm^3]

n er motorens omdrejningstal [omdr./min]

η_v er motorens volumetriske virkningsgrad [-].

Man anvender ordet displacement (fortrængning) om den oliemængde, pumpen flytter, når den roterer en omgang. Nogle pumper er konstrueret, så fortrængningen pr. omgang kan varieres og dermed tilpasses en bestemt forbrugssituation. Valget af pumpetype bestemmes hovedsageligt af:

- Tryk
- Temperatur
- Støjniveau
- Den ønskede volumenstrøms størrelse
- Den ønskede levetid i forbindelse med en konkret installation.

Skemaerne i figur 13 & 14 giver en oversigt over de almindeligste pumpetyper.

Art	Arbejdstryk [bar]	Omdrejningstal [omdr./min]	Flow [l/min]	Middel η_{tot} [-]	Støjniveau [dBa]
Ydertandhjulspumpe	250	3500	250	0,8	75
Indertandhjulspumpe	320	3500	750	0,8	65
Vingepumpe	200	2800	500	0,8	70
Radialstempelpumpe	700	2000	200	0,8	75
Aksial stempelpumpe	450	6000	900	0,92	80

Figur 13 Pumper med fast fortrængning.

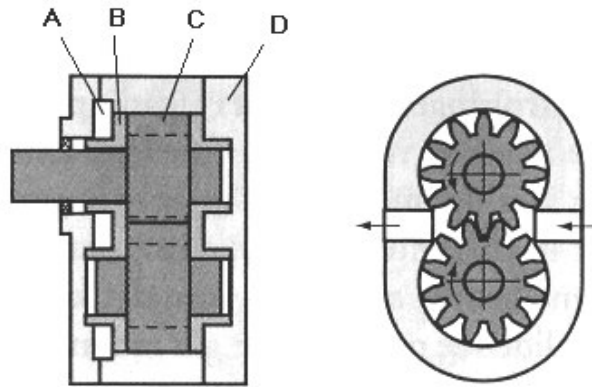
Art	Tryk [bar]	Omdrejningstal [omdr./min]	Flow [l/min]	Middel η_{tot} [-]	Støjniveau [dBa]
Vingepumpe	120	1800	180	0,85	70
Radialstempelpumpe	200	2500	300	0,85	70
Aksialstempelpumpe/skråakse	350	2200	1100	0,92	80
Aksialstempelpumpe/skråakse	350	1500	900	0,95	80

Figur 14 Pumper med variabel fortrængning.

6.2 Pumpetyper

Ydertandhjulspumpen

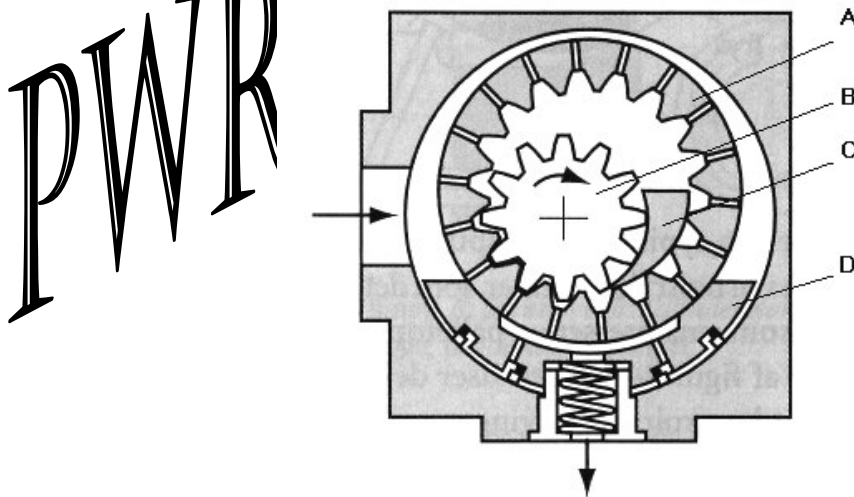
Ydertandhjulspumpen er den oftest anvendte pumpe, fordi den med sin meget enkle konstruktion er både robust og prisbillig. Til gengæld er støjniveauet for de almindelige typer højt. Særlige typer med flere tandrækker og støbejernshus har væsentligt forbedrede egenskaber. Figur 15 viser princippet. Olien transporteres i tandmellemmrummene ud mod pumpens hus, og afskæres fra sugesiden der hvor tænderne går sammen. Lejebrillen på pumpens trykside holder sammen på pumpen, så den radielle spalte reduceres, når trykket stiger. Derved kan en forholdsvis høj volumetrisk virkningsgrad opretholdes. Udsættes pumpen for trykstød eller længerevarende høje tryk, bøjer akslen ud, og tandhjulene kommer i kontakt med huset. Tænderne, der er hærdede, vil i så fald skrælle materiale af huset, og pumpen ødelægges gradvist. Da pumpehuset som oftest er fremstillet af aluminium, er den følsom overfor trykstød, idet huset nemt revner på langs.



Figur 15 Ydertandhjulspumpe. A: Højtryk; B: Lejebriller; C: Tandslættet; D: Hus

Indertandhjulspumpen

Indertandhjulspumpen har kun tænder til sælles med ydertandhjulspumpe. I den ukompenserede form anvendes den til lavtrykssystemer eller som brændstofpumpe. I kompenseret form, som vist i figur 14, kan den arbejde ekstremt støjsvagt, selv ved høje tryk.

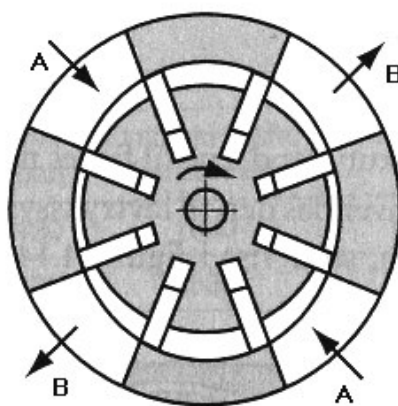


Figur 16 Indertandhjulspumpe. A: Tandring; B: Drivhjul; C: Kile; D: Trykleje

Kompenseringen består af de i alt tre elementer, der trykkes mod tandringen proportionalt med arbejdstrykket. Denne kompensering gør det muligt at holde en overordentlig høj volumetrisk virkningsgrad. Den høje mekaniske virkningsgrad skyldes den kompakte opbygning samt to lejebukke, der tillader udbøjning af akslen ved høje arbejdstryk. I modsætning til ydertandhjulspumpen, sker der ingen afskæring af oliemængden i det område, hvor tænderne går sammen. Dette, samt den lave fortrængning pr. tand, sikrer det lave støjni-veau.

Vingepumpen

Vingepumpen er også en meget enkel pumpe med få komponenter, hvorfor den er både prisbillig og robust. Den opslidsede rotor bringer vingerne rundt, og disse holdes i kontakt med kontrolringen af trykket i afgangsporten. Når vingerne passerer sugeporten, går de udad og volumenet i mellemrummet mellem vingerne øges. Ud for trykporten sker det modsatte. Der er to sugeporte og to trykporte, som det fremgår af figur 17. Dette gør pumpen afbalanceret, og fordi fortrængningen ikke sker ved den abrupte afskæring, som det kendes fra ydertandhjulspumpen, men derimod glidende når vingerne går ind imod centrum, er pumpen relativt støjsvag.

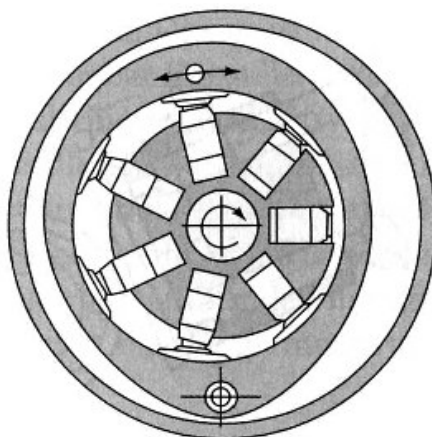


ULIK

Figur 17 Vingepumpe. A: Sugeporte; B: Trykporte

Radialstempelpumpen

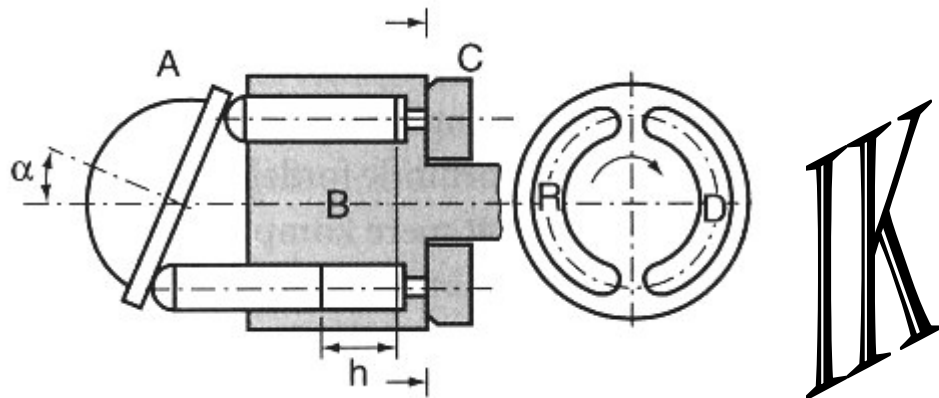
Radialstempelpumpen er en typisk højtrykspumpe, der i formen med fast fortrængning oftest anvendes til højtrykssystemer, som det kendes til donkraftsystemer og værktøjshydraulik såsom små presser og palletospænding på værktøjsmaskiner. Princippet fremgår af figur 18, der viser den variable type. Ændringen i fortrængning sker ved at kontrolringen svinger omkring lejet i bunden. Herved forandres afstanden fra cylinderblokkens omdrejningsakse til kontrolringen, og fortrængningen forøges eller formindskes.



Figur 18 Variabel radialstempelpumpe.

Aksialstempelpumpen

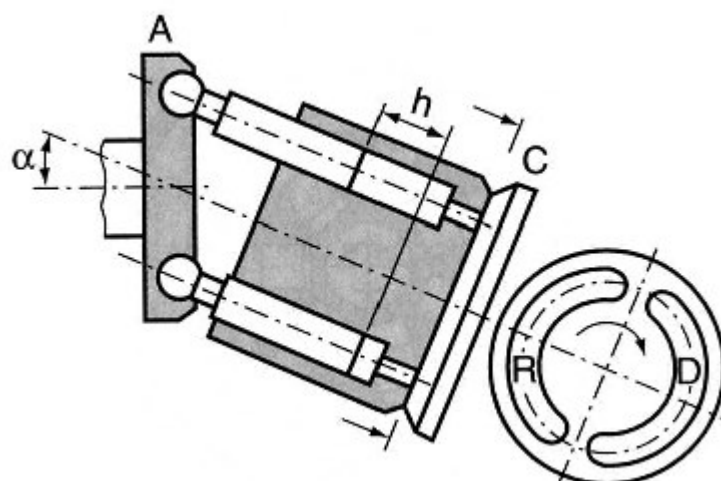
Aksialstempelpumpen kan udformes på to forskellige måder, enten som skråskive- eller som skråaksepumpe. Figur 19 viser skråskivepumpen, som er den mest almindelige.



Figur 19 Variabel skråskivepumpe. A: Skråskive, B: Cylinderblok, C: Fordelerplade, D: Trykside, R: Returside, h: Slaglængde, α : Reguleringsvinkel.

Indgangsakslen bringer cylinderblokken i rotation, og stemplerne, der i den ene ende er fastholdt til skråskiven, bevæger sig ud og ind. Pumpens fortrængning bestemmes af vinklen α , idet skråskiven svinges omkring dennes centrum. Når den lodret, er fortrængningen nul, og kommer den ud på ca. 18° , er den på maksimum.

Fordelerpladen under cylinderblokken har to åbninger, hvoraf den ene er sugeporten og den anden trykport. Olien strømmer ind under stemplerne, når disse følger skråskiven, og trækkes ud af cylinderblokken. Når kuren går modsat, er der forbindelse til tryksiden gennem fordelerens trykport.



Figur 20 Variabel skråaksepumpe. A: Indgangsaksel, B: Cylinderblok, C: Fordelerpladen, D: Trykside, R: Returside, h: Slaglængde, α : Reguleringsvinkel.

Skråakseumpen kan med fordel anvendes ved meget høje tryk og store volumenstrømme. Figur 18 viser princippet. Indgangsakslen driver stemplerne rundt, og disse trækker cylinderblokken med. Stemplerne er fastholdt i indgangsakslen og der kan her optages større kræfter, hvorfor denne pumpe kan lægges ud i større

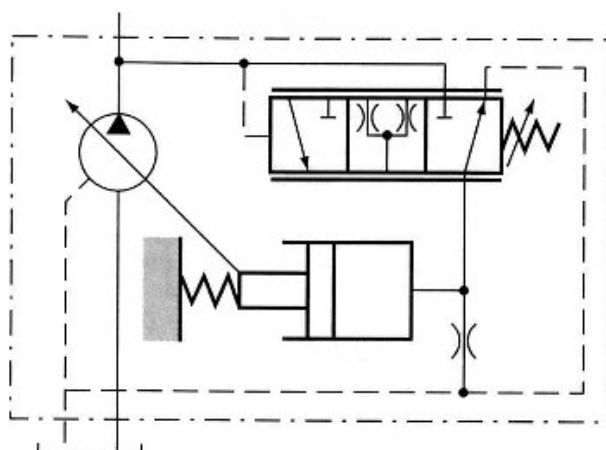
vinkler end skrånkivepumpen. Helt op til 45° er det muligt at realisere. Olien ledes til og fra pumpen gennem en fordeler og ud i husets porte. Er der tale om en variabel type, ændres fortrængningen ved at vinklen α ændres. I dette tilfælde er det noget vanskeligere at forbinde fordelerens åbninger med husets porte, og konstruktionen bliver væsentligt mere kompliceret. Derfor ses denne pumpetype kun sjældent.

6.3 Reguleringsformer

Der findes et utal af metoder til styring af den variable pumpes fortrængning. I det følgende gennemgås kun de mest almindelige.

Trykregulering

Trykregulering er en reguleringsform, der anvendes, når der ønskes et konstant tryk i pumpens afgangsledning. Pumpens fortrængning reguleres således, at et indstillet tryk netop opretholdes. Ændres forbruget, f.eks. ved pludselig åbning af en magnetventil, vil trykket falde. Dermed virker at pumpens fortrængning øges, indtil det indstillede tryk igen er opnået. Figur 21 viser diagrammet for denne reguleringsform. Den viste enkeltvirkende cylinder har fat i pumpens reguleringsmekanisme (f.eks. skrånkiven). Et stigende tryk i cylinderen vil få skrånkiven til at gå mod en lodret position (dvs. reducere fortrængningen). Falder trykket i cylinderen, vil fjederen presse cylinderen tilbage, og fortrængningen øges. Ovenover cylinderen ses reguleringsventilen. Den er på den ene ende fladt påvirket af en fjeder, hvis forspænding er justerbar. Her stilles det ønskede indstillingstryk. I den modsatte ende påvirkes reguleringsventilen af trykket i pumpens afgangsledning. Er trykket mindre end indstillingstrykket, forbliver ventilen i den viste position, men i samme øjeblik indstillingstrykket nås, bevæger ventilen sig mod højre, og der ledes olie fra pumpens afgangsledning ind i cylinderen, hvorved fortrængningen reduceres og tilpasses forbruget. Blenden mellem cylinderen og pumpens drænledning er beregnet til at dæmpe pumpens reaktion på meget hurtige trykssvingninger.

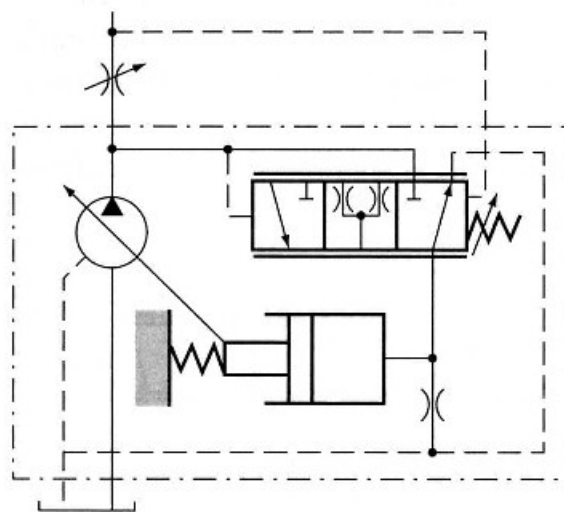


Figur 21 Variabel pumpe med trykregulator.

Hvis indstillingstrykket er rimeligt tæt på, hvad der behøves for at drive de aktuatorer, der er i systemet, så vil virkningsgraden blive passende høj, ellers ikke.

Mængderegulering

Denne reguleringsform kaldes også *load-sensing*. Den foregår ved at pumpens volumenstrøm tilpasses det aktuelle forbrug. Dette gøres ved at forsyne pumpen med en ekstern føleledning, som forbindes til et punkt mellem en mængdereguleringsventil og selve lasten. Figur 22 viser diagrammet for denne reguleringsform, dog er lasten (aktuatoren) ikke vist.

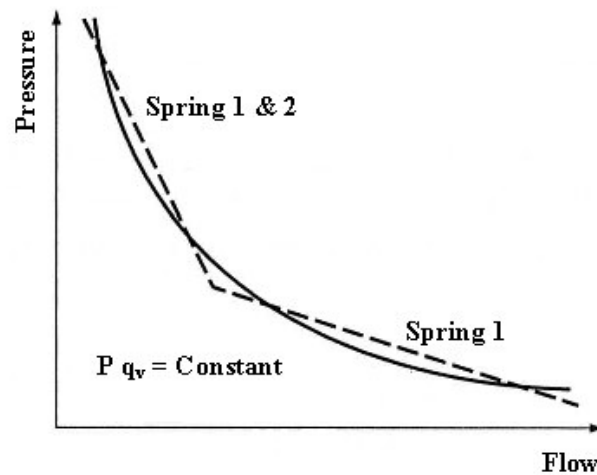


Figur 22 Variabel pumpe med mængderegulator.

Reguleringsventilen svarer til trykregulatorens, dog er glideren i dette tilfælde påvirket af to tryk samt fjederen. Fjederen er forsvundet, så der skal en trykforskel på 10-20 bar til, før den forskydes fra den viste stilling. Det betyder at pumpens volumenstrøm tilpasses, så der opstår et konstant trykfald over mængdereguleringsventilen. Denne reguleringsform anvendes med stort udbytte på mobile maskiner, hvor meget svingende lastsituationer ofte forekommer, og hvortil der er udviklet særlige manøvreventiler. Disse ventiler, også kaldet proportionalventiler, kombinerer retningsventilen med en mængdereguleringsventil, samtidig med at den nødvendige føleledning til pumpen er integreret. Denne reguleringsform giver den højest mulige virkningsgrad i systemer, hvor volumenstrøm og trykbehov er stærkt svingende.

Effektregulering

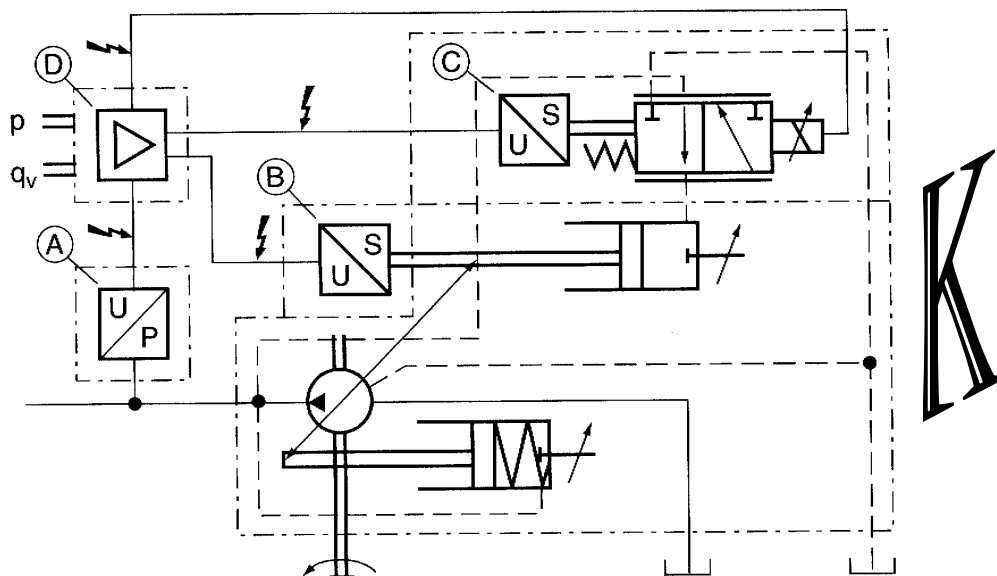
Ved effektregulering er pumpens regulator forsynet med et mekanisk målesystem, så den faktiske volumenstrøm altid er kendt. Figur 23 viser sammenhængen mellem volumenstrøm og tryk, når effekten er konstant. Den fuldt optrukne linie er den teoretiske, og den stiplede resultatet af to fjedre i regulatoren, som gradvis får trykket til at stige, når volumenstrømmen reduceres. Denne regulator skal normalt altid indstilles i en prøvestand, idet det er meget vanskeligt at ramme den korrekte forspænding af de to fjedre uden det rigtige måleudstyr.



Figur 23 Teoretisk og praktisk effektkurve for en effektreguleret pumpe.

Elektronisk regulering

Elektronisk regulering er en fællesbetegnelse for de reguleringstyper, hvor pumpen er forsynet med en eller flere proportionalventiler til styring af tryk og/eller volumenstrøm. Udover disse ventiler kan pumpen også være forsynet med såkaldte tilbagemeldingssystemer, såsom en vinkelmåler eller en tryktransducer. Figur 24 er en pumpe af den mest avancerede type, hvor proportionalventilen styrer både pumpens fortrængning og trykket. I pumpen er integreret fire elektroniske komponenter.



Figur 24 Variabel pumpe med elektronisk regulering. A: Tryktransducer, B: Positionstransducer på pumpe, C: Positionstransducer på proportionalventil, D: Elektronisk forstærker.

Som reference til forstærkeren kan som anført tilføres et signal om både ønsket tryk og volumenstrøm. Det betyder, at forstærkeren tilpasser signalet således, at de to ønsker søges opnået. Imidlertid vil forstærkeren ikke tillade, at trykket stiger højere end referencen, også selvom den ønskede volumenstrøm ikke er opnået. Her kommer en yderligere række af kompensationsmuligheder, som tilpasses den konkrete anvendelse.

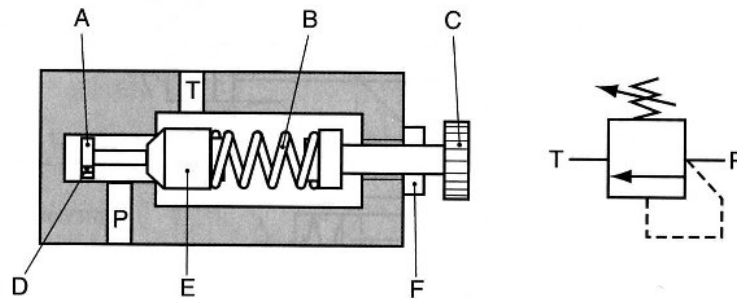
7 Ventiler

7.1 Trykventiler

Trykbegrænsningsventilen

En trykbegrænsningsventil skal installeres overalt i et system, hvor trykket kan komme til at overstige systemets konstruktionstryk. Ventilen skal dimensioneres, så den kan optage hele den oliemængde, der kan forekomme, ved et tryk, der er mindre end nævnte konstruktionstryk. I særlige tilfælde kan der være krav om at ventilen er testet og godkendt i forhold til særlige specifikationer, som oftest fremsat af et klassifikationselskab.

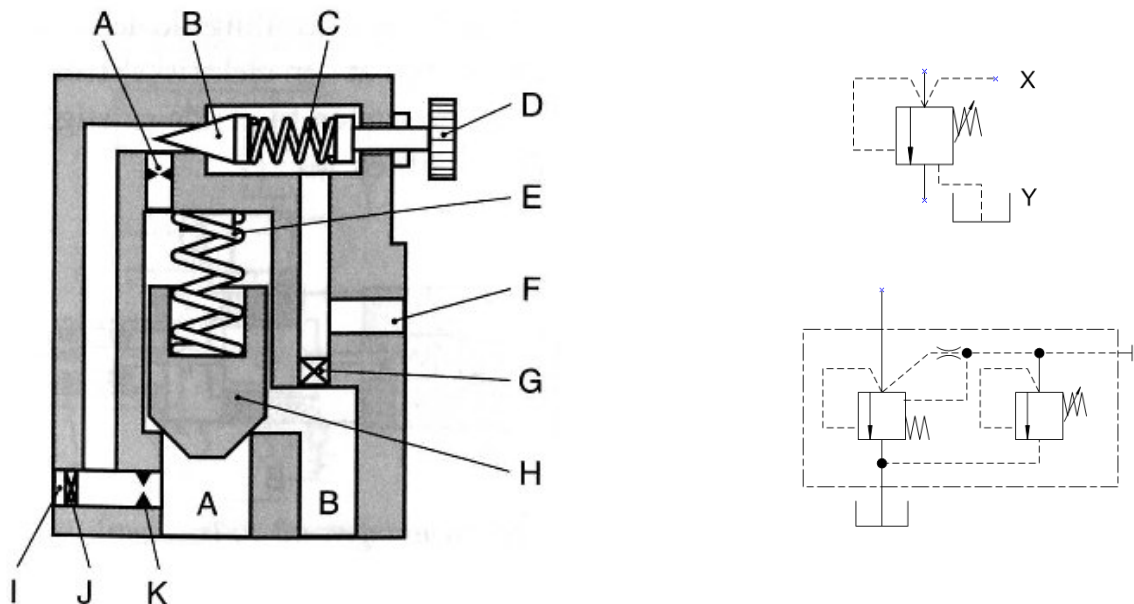
Til mindre volumenstrømme anvendes som hovedregel direkte styrede ventiler, se figur 25.



Figur 25 Direkte styret trykbegrænsningsventil. A: Dæmpningsstempel, B: Trykfjeder, C: Justerskrue, D: Dyse, E: Ventilkegle, F: Kontramøtrik.

Trykket, der skal begrænses, er forbundet til porten P, og porten T forbindes direkte til tank. Fjederen forspændes til det ønskede tryk, og når trykket i P giver en kraft på ventilkeglen, som er tilstrækkelig til at overvinde fjederens forspænding, ledes den nødvendige oliemængde til tank. Stemplet i bunden af keglen har to formål. For det første virker det centerende på keglen, for det andet hindrer den oliemængde, der befinder sig under stemplet, keglen i at lukke alt for hurtigt i. Dette har en dæmpende virkning på ventilsens reaktion.

Skal en større oliemængde gennem ventilen, må stedet anvendes en pilotstyret ventil, se figur 25.

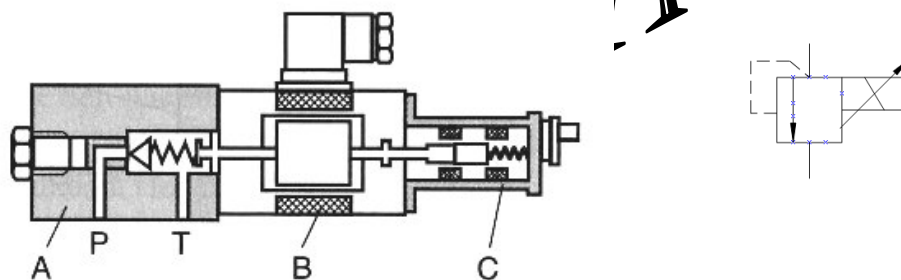


Figur 26 Pilotstyret trykbegrænsningsventil. A: Dyse 2, B: Pilotkegle, C: Fjeder 1, D: Justerskrue, E: Fjeder 2, F: Eksternt dræn (Y-port), G: Prop 2, H: Hovedkegle, I: Ekstern aflastning (X-port), J: Prop 1, K: Dyse 1.

Denne ventil er opbygget af en hovedkegle, hvorover hovedoliestrømmen ledes, og en pilotkegle, som er en lille direkte styret ventil. Trykket i A forplanter sig gennem dyse 1 og 2 til hovedkeglens overside, hvorfor denne holdes lukket, så længe der ingen olie flyder gennem dyse 1. Trykket efter dyse 1 virker på pilotkeglens endearreal, og når trykket overvinder fjederens forspænding, ledes en oliestrøm gennem dyse 1. Dette medfører et stigende trykfald over dyse 1, og dermed en reduktion af trykkets kraft på toppen af hovedkeglen. Når

dette trykfald når en vis størrelse, som oftest nogle få bar, åbner hovedkeglen. På figuren er vist at volumenstrømmen fra pilotkeglen er ført separat ud af ventilen; den skal ledes direkte til tank. Fjernes prop 2, vil pilotolien gå til tank gennem B-porten. Dette er den normale anvendelse, når ventilen er placeret som begrænsningsventil for pumpen. Anvendes den derimod som modtryksventil, se figur 37a, skal Y-porten forbindes for at hindre, at tryksvingninger i B-porten ledes op på fjedersiden af pilotventilen og dermed får indflydelse på ventilens åbningstryk. Prop 1 erstattes ofte med en normalt åben 2/2 retningsventil, der forbindes til tank. Når ventilen er spændingsløs, vil et ganske lavt tryk i A-porten åbne hovedkeglen, og olien strømmer frit gennem. Denne funktion anvendes, når ventilen er monteret som begrænsningsventil for en konstantpumpe. På tidspunkter, hvor arbejdsmaskinen står stille, kan pumpen gøres trykløs ved at spændingen fjernes fra magnetventilen.

I nogle tilfælde ønsker man at kunne variere trykindstillingen i et system trykløst variabelt. I sådanne tilfælde anvendes en såkaldt proportionalventil. I proportionalventilen er fjederen og indstillingsstrukturen erstattet af en magnet. Ventilens indstillingstryk varieres ved at den elektriske strøm gennem magnetspolen varieres. Stigende strøm får magneten til at yde en stigende kraft, og der skal et stigende tryk til for at åbne ventilen.



Figur 27 Proportional trykbegrænsningsventil. A: Trykventil, B: Proportionalmagnet, C: Positionstransducer.

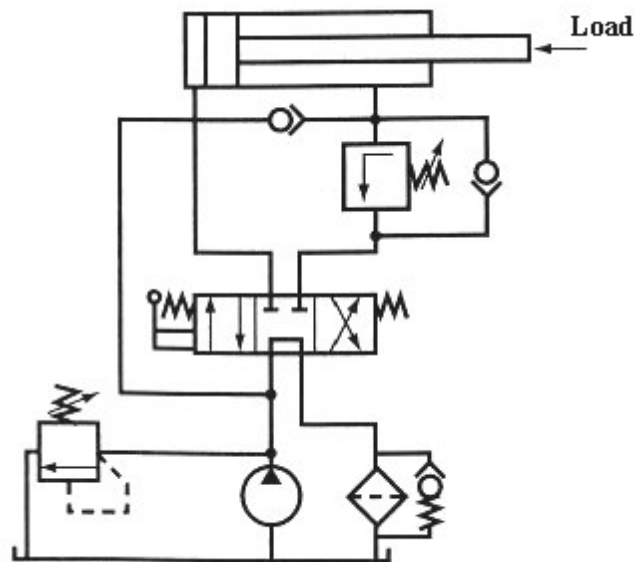
Figur 27 viser en udvidet version af en proportional trykventil, hvor magneten i den ene ende er forbundet til ventilfjederen, og i den anden til en positionstransducer. Formålet med at anvende både fjeder og transducer er at øge ventilens egenskaber. Især øges opløsningsevnen og hysteresen minimeres. På grund af proportionalmagnetens relativt svage kraft, udføres disse kun som direkte styrede ventiler til meget små volumenstrømme, typisk max. 3 l/min. Som følge heraf er proportionale trykbegrænsningsventiler oftest pilotstyrede.

Trykreduktionsventilen

En trykreduktionsventil kan, som navnet siger, reducere et tryk. Den undgås som hovedregel, fordi den altid medfører et vist energitab. Almindeligvis ses den kun, når dele af et system skal begrænses mod for høje tryk, som lejlighedsvis kan forekomme.

Sekvensventiler

Sekvensventiler anvendes, når en given hændelse ønskes opnået, når et vist tryk er opnået et sted i systemet. Figur 28 viser en cylinder i en såkaldt differenskobling. Når stempelstangen kører ud, vil olien fra cylinderens ringareal fortrænges gennem kontraventilen over på cylinderens store areal. Herved skal pumpen kun supplere med en oliemængde, der svarer til stempelstangens areal. Når trykket på det store areal stiger, vil det på et tidspunkt åbne sekvensventilen, og olien fra ringsiden ledes til tank, cylinderens hastighed falder svarende til dens arealforhold, og den kraft, den kan udøve, stiger tilsvarende. Derfor skal der i pilotledningen oftest placeres en drøvle-kontraventil, der tillader hurtig åbning og langsommere lukning af rækkefølgeventilen.

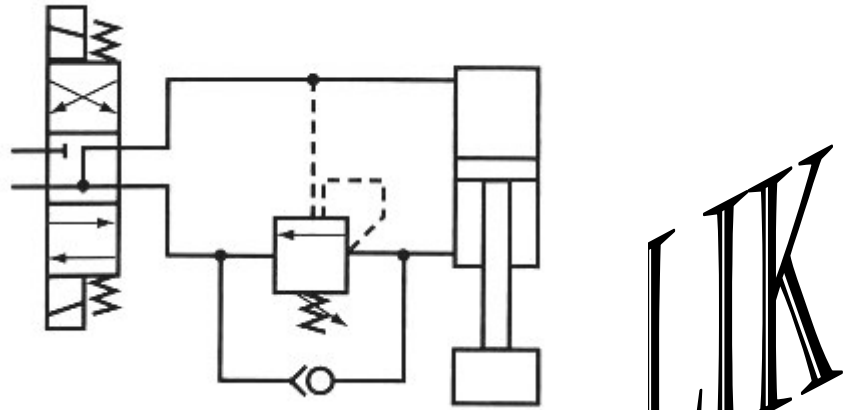


JK

Figur 28 Eksempel på anvendelse af en sekvensventil.

Bremseventilen

Bremseventilen er en særlig variant af trykventilen, der anvendes til at bremse en aktuator. Ventilen anvendes meget på mobile maskiner som kraner og mandskabslifte. Den placeres gerne direkte på cylinderen eller motoren, og sørger for at denne ikke kører hurtigere, end der tilføres olie. Det betyder at man ved sænkning af en byrde kan styre hastigheden med den tilstrømmende oliemængde. Figur 29 viser en bremseventil indbygget på en cylinder. Ventilen hindrer byrden i at trække stempelstangen hurtigere ud, end der tilføres olie. Får trykket på det store areal, vil ventilen straks begynde at lukke og spærre for den udstrømmende olie fra ringarealet. Som det fremgår, kan ventilen også åbnes af trykket i tilgangsledningen. Man siger, at ventils åbnetryk er lastafhængigt. Almindeligvis indstilles ventilen til at åbne ved et tryk, der er 30 % højere end det, der normalt forekommer i den tilkoblede aktuator. Når ventilen skal åbnes af trykket i pilotledningen, virker dette tryk på et areal der er 3-10 gange så stort som det egentrykket virker på. Det betyder i praksis at en ventilen indstillet til 200 bar, og der er et tryk på 100 bar hidrørende fra vægten i cylinderen, så skal der ved et pilotforhold på 1:3 være et tryk på $(200-100)/3=33,3$ bar i pilotledningen, før ventilen begynder at åbne. Er forholdet 1:10, reduceres det nødvendige pilottryk til 10 bar. Som hovedregel gælder det, at man forsøger at få ventilen til at fungere med et åbneforhold på 1:10. Er der tale om lange cylindre med stor masselast, må man dog som oftest gå ned til 1:3.



Figur 29 Cylinder med bremseventil.

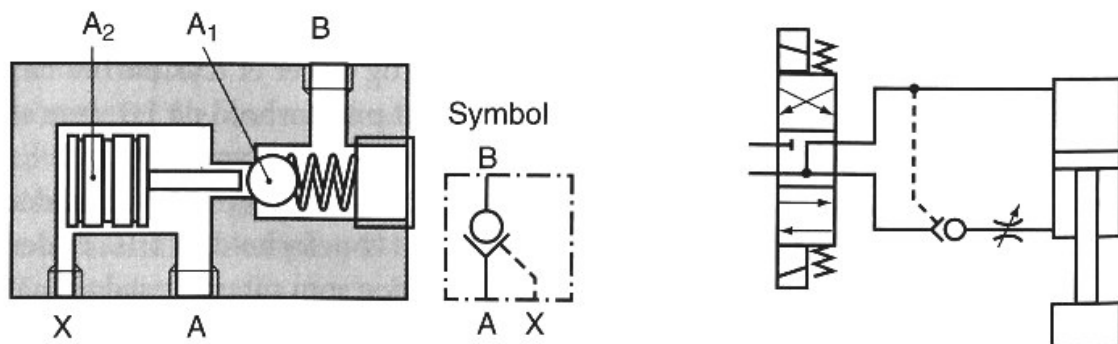
7.2 Afspærringsventiler

Kontraventilen

Anvendes, når man kun ønsker at tillade en oliestrøm at passere i én retning i et rør, eller når man ønsker at dirigere en oliestrøm et bestemt sted hen. Ventilen er som oftest forsynet med en let fjeder, som normalt ikke tegnes med på signaturen. I mange tilfælde bruges kontraventilen også som en slags trykbegrænsningsventil til lave tryk. Et eksempel er det almindeligt at anbringe en forspændt kontraventil i tankledninger i anlæg, hvor aktuatorerne befinder sig over tankens niveau. Dette sikrer at olien i returledningerne ikke løber tilbage til tanken, når anlægget står stille, så der kan opstå hævertvirkninger, som kan tømme cylindrene helt for olie. En anden anvendelse er som by-pass ventiler for f.eks. filtre eller kølere.

Pilotstyrede kontraventiler

En pilotstyret kontraventil er en kontraventil, der kan tvangsåbnes. Figur 30 viser en sådan ventil.

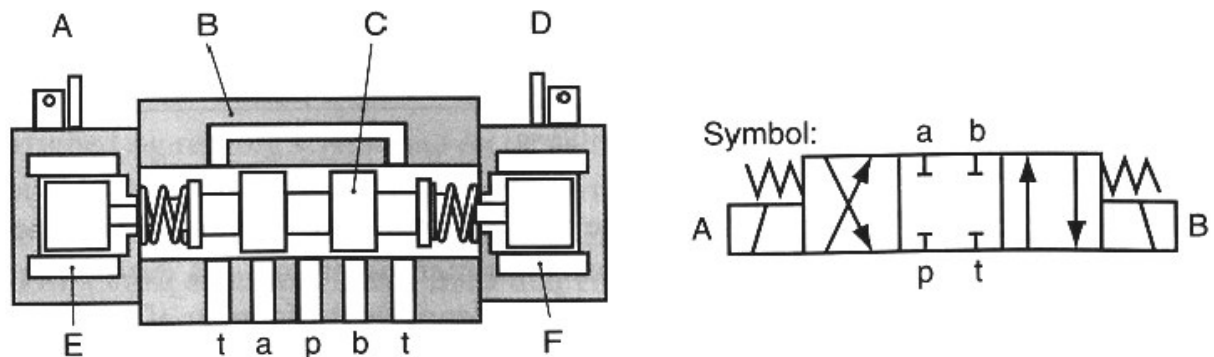


Figur 30 Pilotstyret kontraventil og dens anvendelse.

Porten B forbindes til den aktuator, der skal fastlåses, og x-porten til den modsatte side af aktuatoren. Når magnetventilen aktiveres, stiger trykket i pilotledningen, pilotstemplet tvinger kuglen væk fra sædet og cylinderen kører ned. Da der er tale om en sædeventil, skal der kun en meget ringe åbning til for at fremkalde en stor acceleration. Man kan derfor med fordel anbringe en drøvleventil mellem aktuatoren og kontraventilen sådan som det er vist i figur 30. Ved justering af ventilen må man som oftest tilpasse denne til en bestemt hastighed. Kan der ikke opnås tilfredsstillende accelerationsforløb, må man i stedet anvende den mere komplicerede bremseventil. Den pilotstyrede kontraventil kan fås med forskellige åbningsforhold. En kan f.eks. monteres på en presse, hvor trykket skal aflastes, før bevægelsen kan igangsættes, kan ventilen udstyres med to kegler inden i hinanden, i stedet for kuglen som vist i figur 30. I så fald er åbningsforholdet f.eks. 1:6 for pilotkeglen, og 1:4 for den resterende åbning.

7.3 Retningsventiler

Til styring af en volumenstrøms retning anvendes en såkaldt retningsventil. Ventilen findes i mange udformninger alt efter anvendelse, men oftest anvendes en gliderventil som vist i figur 31. Der er i hver ende anbragt en magnet, som ved aktivering skubber glideren væk fra neutralstillingen. Den viste ventil er en 4/3 retningsventil, dvs. den har fire tilslutninger (porte) og tre stillinger. Midtstillingen opnås ved hjælp af de to fjedre.

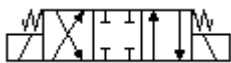





Figur 31 Direkte styret gliderventil. A: Magnet A, B: Ventilhus, C: Ventilglider, D: Magnet B, E: Magnetanker. F: Magnetspole.

Magneterne kan efter opbygning styres med enten en vekselspænding eller en jævnspænding. Spændingens størrelse afhænger ligeledes af magnetens opbygning. Ventilen er som oftest monteret på en bundplade med fire skuer, og hver port tætnes med en O-ring. Portene er placeret i et mønster, der er normeret efter ISO 4401 /7/.

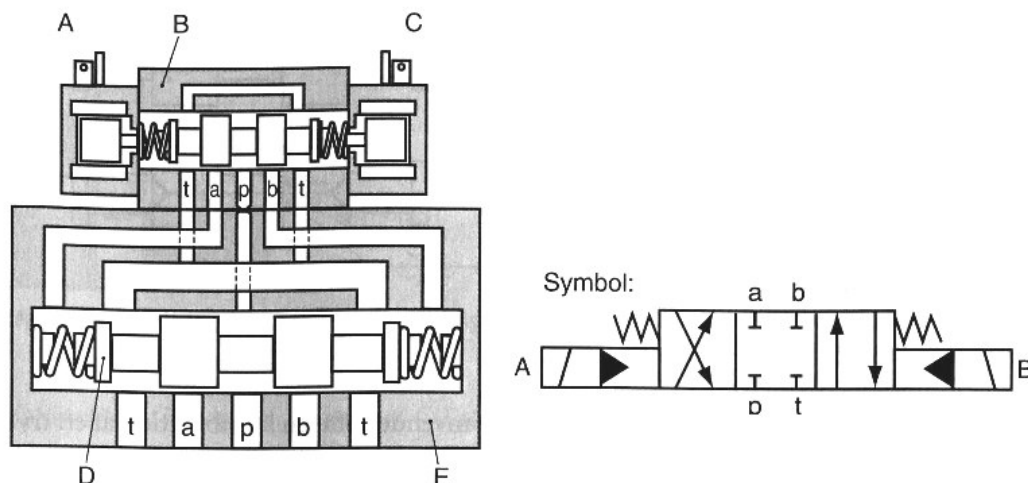
Andre måder at aktuere ventilen er vist på figur

Udformning og valg af glidertype afhænger af hvilken type aktuator, ventilen skal styre. I figur 30 er vist de fire mest almindelige og de tilhørende anvendelser og betingelser.

 <p><u>Lukket midstilling</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Last fastholdes • Systemer med flere ventiler. 	 <p><u>Halv flydestilling</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Aktuatoren kan flyde • Pilotstyrede kontra- og bremseventiler aflastes til tank • Systemer med flere ventiler.
 <p><u>Fuld flydestilling</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Aktuatoren flyder • Kontra- og bremseventiler aflastes • Systemer med en aktuator • Pumpen aflastes 	 <p><u>Op-løst midstilling</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Pumpen aflastes • Last fastholdes • Systemer i serie eller en aktuator.

Figur 32 Valg af midstilling.

Den direkte styrede ledningsventil kan anvendes til volumenstrømme op til 100 l/min. Skal volumenstrømmen højere op, skal der i stedet anvendes en pilotstyret ventil. Princippet for denne ventil fremgår af figur 33. Ventilen er delt i to, øverst en direkte styret gliderventil, nedenunder huset med hovedglideren. Hovedglideren er forsynet med to fjedre til centrering af glideren. Hovedgliderens position styres med pilotventilen, idet glideren virker som et stempel i huset. Aktiveres magnet a, forbindes pilotventilens p-port til dønses b-port og trykket stiger i hovedgliderens højre ende. Samtidig forbindes hovedgliderens venstre ende til pilotventilens t-port. Glideren bevæger sig derfor mod venstre, og der skabes forbindelse fra P til A-porten, og fra B til T-porten. Ved at indskyde en drøvventil mellem pilot og hovedventil kan skiftetiden forlænges og trykstød undgås.



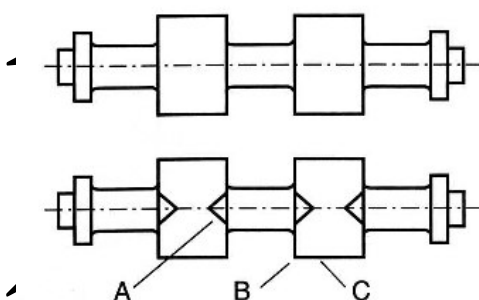
Figur 33 Pilotstyret retningsventil. A: Magnet A, B: Forstyreventil, C: Magnet B, D: Hovedglider, E: Hovedventil.

PWR HYDRAULIK

7.4 Proportionale retningsventiler

Skal en aktuator's hastighed og retning styres med én og samme ventil, anvendes en såkaldt proportionalventil. Denne ventil ligner ventilerne i figur 31 eller 33 til forveksling, blot er magneterne og glideren forskellige. Magneten er af en type, der afgiver en kraft, som er proportional med den elektriske strøm, som løber gennem spolen. Da glideren arbejder op mod en fjeder, opnås en positionering af glideren, som er afhængig af strømmen. Glideren forsynes, som det ses i figur 34, med nogle noter. Når glideren bevæger sig væk fra neutralstillingen, resulterer det i en trekantet åbning i ventilen. Størrelsen af denne åbning er bestemt af gliderens position. Dermed opnås proportionalitet mellem den elektriske strøm i spolen og ventils åbning. Som det fremgår af ligning 7, er der for den skarpkantede blende lige frem proportionalitet mellem ventils areal og volumenstrømme.

Skal ventils egenskaber forbedres, kan proportionalmagneten forsynes med en positionstransducer, som det er vist for trykventilen i figur 27.



Figur 34 A: simpel glider (øverst) og proportionalglider (nederst). A: Not, B: Styrekant, C: Styreflade.

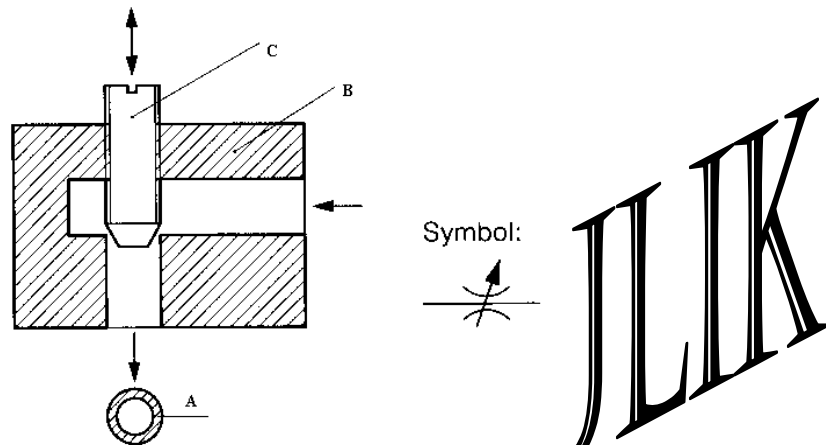
Til mobile formål anvendes ofte en kombination af en trykreduktionsventil og en proportionalventil. Reduktionsventilen kaldes så en trykkompensator. Trykkompensatoren holdes normalt åben af en fjeder, men på kompensatoren, som er en gliderventil, virker i den ene ende trykket inden proportionalventilen, og i den anden trykket efter proportionalventilen. Fjederen har normalt en forspænding på 5-10 bar, og det betyder at kompensatoren forbliver åben, så længe trykfaldet i proportionalventilen er mindre end dette tryk. Så snart trykfaldet overstiger f.eks. 5 bar, begynder kompensatoren at lukke af for oliestrømmen, og trykfaldet flyttes fra proportionalventils styrekant til kompensatorens. Trykfaldet holdes således konstant over proportionalventils åbning, og som det fremgår af ligning 6, betyder dette, at volumenstrømmen for en konstant ventil-åbning også er konstant. Man siger at ventilen er lastuafhængig.

Forbindes proportionalventils lastside også til en variabel pumpe med mængderegulering, se figur 22, opnås et system med konstant tryk og mængdetilpasning som forklaret under pumpens regulering.

7.5 Mængdereguleringsventiler

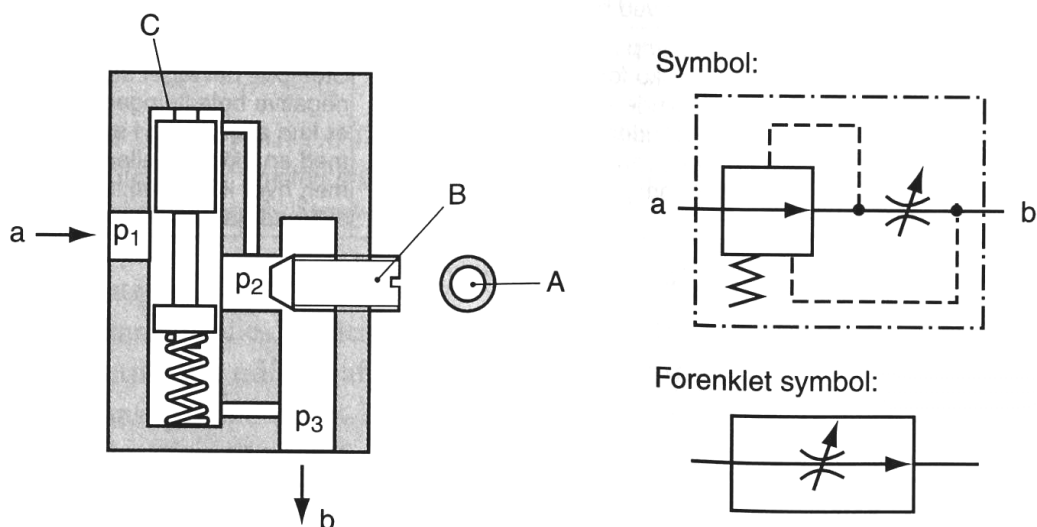
Når en aktuator's hastighed skal influeres, benyttes som oftest en drøvleventil som vist i figur 35. Ventilen er meget enkel og princippet er, at ventils åbning reduceres præcis så meget, at trykfaldet over ventilen er stort nok til, at en ønsket hastighed opnås ved konstant aktuatorbelastning. Ligning 7 er i stor udstrækning gældende for denne ventil. Er ventilen udført, så drøvleområdet's udstrækning er meget kort, vil volumen-

strømmen gennem ventilen være stort set uafhængig af oliens viskositet. Er dette ikke tilfældet, vil store forskelle fra varm til kold maskine kunne opstå.



Figur 35 Almindelig drøvleventil. A: Blendeareal, B: Ventilhus, C: Drøvlespindel.

Ønskes en volumenstrøm, der er uafhængig af trykfaldet, må i stedet anvendes en trykkompenseret mængdereguleringsventil. Figur 36 viser princippet, der ikke adskiller sig fra det, der er nævnt under proportionale retningsventiler. Forestiller man sig at der i indgangsporten a hersker et konstant tryk p_1 , vil volumenstrømmen gennem ventilen være bestemt af forskellen mellem p_1 og p_3 . Imidlertid er udover drøvleventilen også indskudt en trykkompensator, hvis stilling bestemmes af førnævnte trykforskel. Er der således kun et lavt tryk i b-porten til aktuatoren (lav eller ingen belastning), vil kompensatoren bevæge sig ned mod fjederen og afskær oliestrømmen ud for a-porten. Herved reduceres trykket p_2 , og trykforskellen mellem p_2 og p_3 kan holdes konstant.



Figur 36 Trykkompenseret mængdereguleringsventil. A: Blendeareal, B: Drøvlespindel, C: Reguleringsglider (trykkompensator).

7.6 Placering af mængdereguleringsventiler

Alt efter belastningens art, kan mængdereguleringsventiler placeres forskelligt i systemet. Figur 37 viser de tre almindeligste placeringer og forklarer forskellene.

<p>Tilgangsregulering</p>	<p>Afgangsregulering</p>	<p>Omløbsregulering</p>
<ul style="list-style-type: none"> • ventilen regulerer for begge bevægelsesretninger • kun hastighedsregulering under plusbevægelsen • modtryksventil 	<ul style="list-style-type: none"> • hastighedsregulering under plusbevægelsen. • ventilen regulerer for begge bevægelsesretninger 	<ul style="list-style-type: none"> • hastighedsregulering under plusbevægelsen. • ventilen regulerer for begge bevægelsesretninger
<p>Fordele:</p> <p>Kan anvendes, hvor belastningen altid er positiv. Trykket i cylinderen overstiger ikke lasttrykket. Trykstød fra ventilåbning dæmpes.</p>	<p>Fordele:</p> <p>Anvendes overalt, hvor mindre negative belastninger kan forekomme. Modvirker pludselige hastighedsændringer ved belastningsændringer.</p>	<p>Fordele:</p> <p>Kan anvendes, hvor belastningen altid er positiv. Effekttabet ved høje hastigheder er lavt, fordi ventilen ikke sidder i hovedoliestrømmen.</p>
<p>Ulemper:</p> <p>Negativ last kræver modtryksventil. Ved lave belastninger vil det store trykfald i ventilen medføre en stor opvarmning af cylinderen</p>	<p>Ulemper:</p> <p>Risiko for meget høje tryk i cylinderen ved ventillukning. Cylinderen slides hurtigt pga. det permanente høje tryk i denne.</p>	<p>Ulemper:</p> <p>Stemplet bevæger sig frit ved negative belastninger. Type b er kun anvendelig i systemer med en aktuator eller i systemer, hvor kun én aktuator er aktiv ad gangen.</p>

Figur 37 Principper for placering af mængdereguleringsventiler.

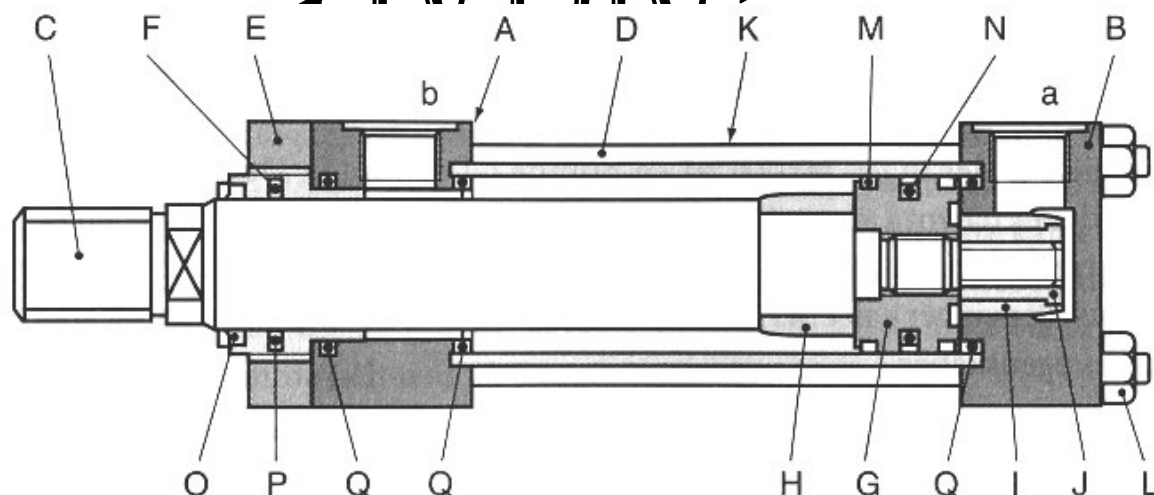
8 Aktuatorer

8.1 Cylindre

Cylindre udføres normalt i tre kvalitetsklasser:

1. Svejste cylindre til lave tryk og opgaver, hvor levetiden er underordnet, eller hvor cylinderen kun får få slag ved lavere hastigheder
2. Stagboltcylindre til højere tryk og varierende belastninger, samt hvor lang levetid er ønskelig
3. Sammenskruede cylindre, hvor trykkene er højest og opgaver mest krevende.

Figur 38 viser en typisk stagboltcylinder med indbyggede fremmer. Fordelen ved denne cylindertype er, at den lader sig adskille helt, og derfor kan vedligeholdes på enkel vis.



Figur 38 Stagboltcylinder. A: Top, B: Bund, C: Stempelstang, D: Cylinderrør, E: Flange, F: Foring, G: Stempel, H: Dæmpningsbøsning, I: Dæmpningsbøsning, J: Møtrik, K: Stagbolt, L: Møtrik, M: Føringsring, N: Stempeltætning, O: Afstryger, P: Stempelstangtætning, Q: O-ring.

Den viste cylinder er forsynet med O-ringe som statiske tætninger mellem alle dele der kan adskilles. På stemplet er der dels en tætning i midten, dels to føringsringe. Tætningen udføres af polyuretan, hvis cylinderen skal være meget tæt og såfremt hastigheden er lav. Er dette ikke tilfældet, udføres tætningen i Teflon og forspændes af en O-ring. Føringsringene udføres som oftest i Teflon, der er sintret med bronze.

Stempelstangen går ud af cylinderen gennem en foring, der ofte udføres i bronze eller støbegods. Skal levetiden være høj, kan der med fordel indbygges føringsringe svarende til de, der anvendes på stemplet. Stangtætningen udføres i polyuretan ved samme betingelser som for stempeltætningen, eller der anvendes Teflon-tætninger. Er det sidste tilfældet, vil disse som oftest være indbygget som tandem, da lækagen ellers bliver for stor.

Ud mod omgivelserne tætnes cylinderen med en afstryger. Denne har til opgave af hindre større smuds-partikler i at finde vej ind i cylinderen, når stempelstangen kører ind. Afstrygeren kan være udført i hård NBR eller Teflon, der forspændes med en O-ring.

Cylindre tåler kun at køre i endestilling med lav hastighed og små masser tilkoblet. Hvis endestillingen ofte skal nås, kan man med fordel indbygge en bremse i cylinderen. I figur 38 er vist, hvorledes der på hver side af stemplet er anbragt en dæmpebøsning. Når stemplet når endestillingen, afskæres oliens returløb gradvist, og trykket stiger. Herved afbremses cylinderen. Ofte er der i endedækslet indbygget en drøflevenhil, som gør det muligt for cylinderen at køre det sidste stykke - efter at dæmpebøsningen helt har lukket returløbet - med ganske lav hastighed.

PWR HYDRAULIK

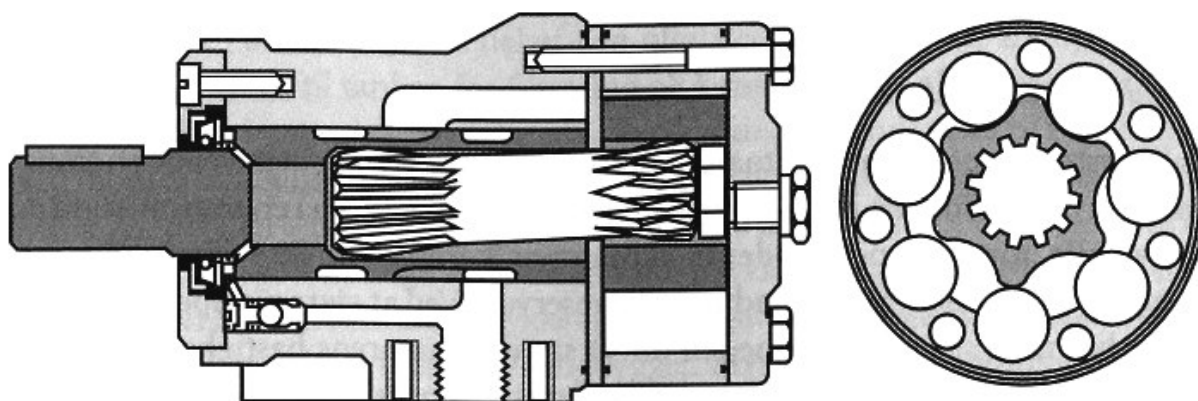
8.2 Motorer

Principielt er der ingen forskel på en pumpe og en motor. De pumpekonstruktioner, der er nævnt i afsnit 6, kan alle udføres som motorer. Forskellen er blot at oliestrømmen fra pumpen ledes ind i motoren og fortrænger dens stempler, tandhjul eller vinger - alt efter typen. Figur 39 er en oversigt over gængse motorer og deres egenskaber.

Type	Max. kont. driftstryk [bar]	η_{mh} (start) [-]	η_t (drift) [-]	Min. omdrejningstal [o/ldr./min]	Max. kont. omdrejningstal [o/ldr./min]	Kategori
Tandhjulsmotor	180-250	0,6	0,7-0,9	500	3000	Hurtigløber
Vingemotor	175	0,6	0,7-0,9	100	2500	Hurtigløber
Orbitmotor	175	0,6-0,8	0,7-0,8	10	1000	Langsomløber
Aksialstempelmotor						
• konstant	315	0,85	0,85-0,92	20-30	10000	Hurtigløber
• variabel	315	0,85	0,85-0,92	20-30	2500	Hurtigløber
Radialstempelmotor						
• konstant	400	0,9	0,9-0,97	0,1-5	1000	Langsomløber
• variabel	400	0,9	0,9-0,97	0,5-5	500	Langsomløber

Figur 39 Oversigt over typiske motortyper.

Den hyppigst anvendte motor er orbitmotoren. Dens popularitet skyldes dens meget store arbejdsområde og relativt høje virkningsgrad, sat overfor en meget lav pris. Figur 40 viser en sådan motor.



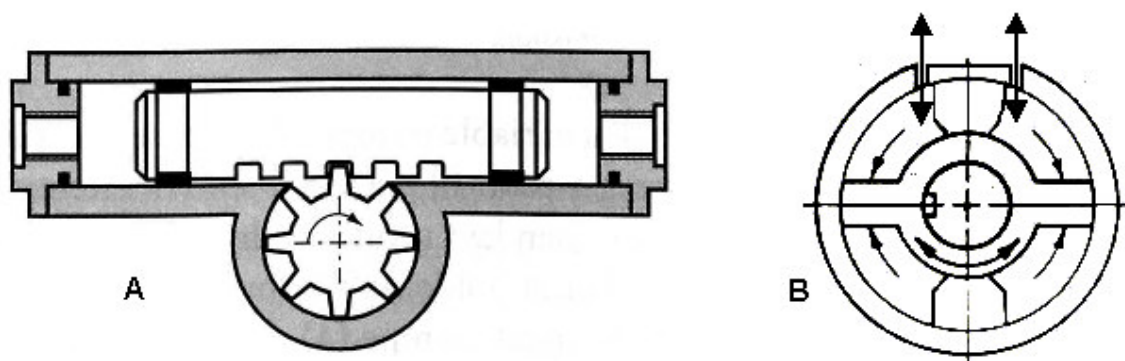
Figur 40 Orbitmotor.

Olien ledes fra porten ind til udgangsakslen. I akslen er fræset nogle aksiale noter, som forbinder tilgangsporten med de mindste volumener mellem yderringen og rotoren. Olien trykker på rotoren, og trykket giver et moment på den løse aksel, som igen trækker udgangsakslen rundt. Når volumenet mellem rotor og yderring når sit maksimum, afskæres forbindelsen via noten i udgangsakslen, og der åbnes en ny forbindelse

til et nyt minimalt rum. Alt efter antallet af kamre kan motoren få en overordentlig rolig gang helt ned til 10 omdr./min, og erstattes fordeleren i akslen med en planfordeler, som det kendes fra aksialstempelpumperne, kan omdrejningstallet komme helt ned på 5 omdr./min.

8.3 Drejeaktuatorer

Skal en roterende bevægelse kun udføres over et begrænset cirkelslag, kan man med fordel anvende en såkaldt drejeaktuator. En særlig anvendelse for denne aktuator type er som drev for butterflyventiler, som anvendes meget i alle typer af rørledningsanlæg. En meget hyppig udformning af drejeaktuatoren er vist i figur 41.



Figur 41 Drejeaktuator.

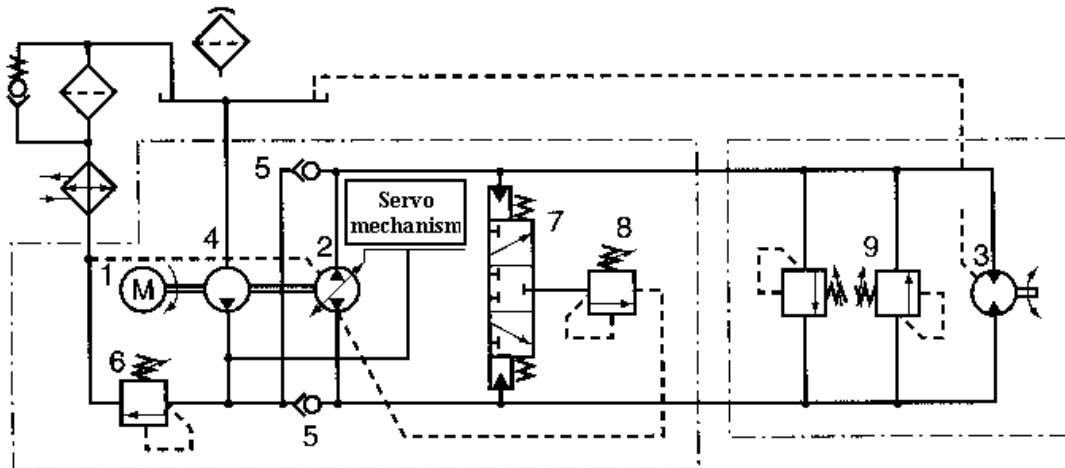
Denne aktuator eller svingcylinder er udformet som en stempelstangsløs cylinder, hvor der på stemplet er lavet tænder, som befinder sig i indgreb med udgangsakslen. I princippet kan drejevinklen godt gå over 360°, men som oftest ses bevægelser på 90 - 180°.

9 Transmissioner

I alle systemer med kun én aktuator har man muligheden for at anvende en transmission i stedet for den hyppigt anvendte ventilstyring. Ideen i en transmission er, at den olie, som pumpen sender til aktuatoren, kommer direkte tilbage til pumpens sugoport, udenom det traditionelle reservoir. Ved at styre pumpens displacement har man således muligheden for at styre aktuatorens hastighed. Fordelen ved denne form for effektoverførsel er, at der ingen regulerende ventiler befinder sig i hovedoliestrømmen, hvorfor hovedparten af den overførte effekt går direkte til forbrugeren, eller sagt på en anden måde: Virkningsgraden bliver højest mulig.

Betingelsen for at en transmission kan anvendes er, at returoliestrømmen er lige så stor som den oliemængde, der sendes ud.

Et simpelt eksempel på en transmission fremgår af figur 42.



Figur 42 Almindelig transmission.

Motoren (1) driver den variable pumpe (2) som sender olie videre til motoren (3). Olien fra motoren går retur til pumpen. Som det fremgår, er pumpen sådant konstrueret, at oliestrømmen kan vendes, så hydraulikmotoren kan køre i begge omdrejningsretninger. For at holde trykket oppe i hovedpumpens returledning, er der også installeret en spædepumpe (4). Denne sender olie ind i systemet via kontraventilerne (5), idet trykbegrænsningsventilen (6) er indstillet til 20 bar. For at det ikke altid skal være den samme olie, der løber rundt i kredsløbet, installeres oftest en skylleventil (7). Denne er en hydraulisk styret retningsventil, hvis stilling bestemmes af, hvor trykket er højest. Er trykket højest i den øverste streng, forbindes lavtrykssiden gennem skylleventilen med modtrykssventilen (8). Denne er indstillet til 15 bar, hvorfor en del af den olie, der kommer retur fra hydraulikmotoren, går retur til tanken for filtrering og køling. Denne oliemængde er nøjagtig lige så stor som den oliemængde, spædepumpen sender ind til erstatning. Ved momentsvingninger, som forekommer under acceleration eller lastændringer, tjener spædeolien også som kompensation for den oliemængde, der kommer til at mangle kortvarigt som følge af oliens sammentrykkelighed (1% for hver 120 bar, trykket stiger). For at forhindre trykket i højtrykssiden i at stige over et vist niveau, er trykbegrænsningsventilerne (9) indbygget. Styring af hovedpumpens displacement sker med den indbyggede servostyring, som enten er mekanisk eller elektrisk. Under alle omstændigheder er det spædepumpen, der leverer den nødvendige oliestrøm til styringen.

10 Akkumulatorer

Til opbevaring af energi anvendes ofte en såkaldt akkumulator. Akkumulatoren udnytter den store sammentrykkelighed en gas har i forhold til en væske. Som gasart anvendes altid en inaktiv gas, såsom kvælstof (N_2), for at eksplosionsfare ved hurtig kompression kan undgås. Akkumulatore fremstilles på tre forskellige måder, der hver har sine fordele.

Gasser i akkumulatoren komprimeres efter gasloven for idealgasser:

$$p V^n = \text{Const} \quad [-] \quad [18]$$

Hvor

P er gassens absolutte tryk i N/m^2

V Er gassens volumen ved trykket p i m^3

N er polytropeksponenten (dimensionsløs), som antager disse værdier:

Tilstand	Værdi
Konstant tryk	1
Trykket varierer, men det er under 200 bar og temperaturen er mellem 20 - 60 °C	1,4 to 1,6
Højere tryk eller lavere temperaturer	1,6 to 1,9

10.1 Membranakkumulatoren

Membranakkumulatoren ligner blæreakkumulatoren, men er blærefri. Adskillelsen mellem gas og olie sker med en membran af gummi, som holdes i spænd ved beholderens sider. Af samme grund kan den kun fremstilles til et begrænset volumen på op til 3 liter. Membranen kan normalt ikke udskiftes, idet beholderen er svejst sammen efter at membranen er afbragt. I særlige tilfælde er svejsningen dog erstattet med en gevindsamling.

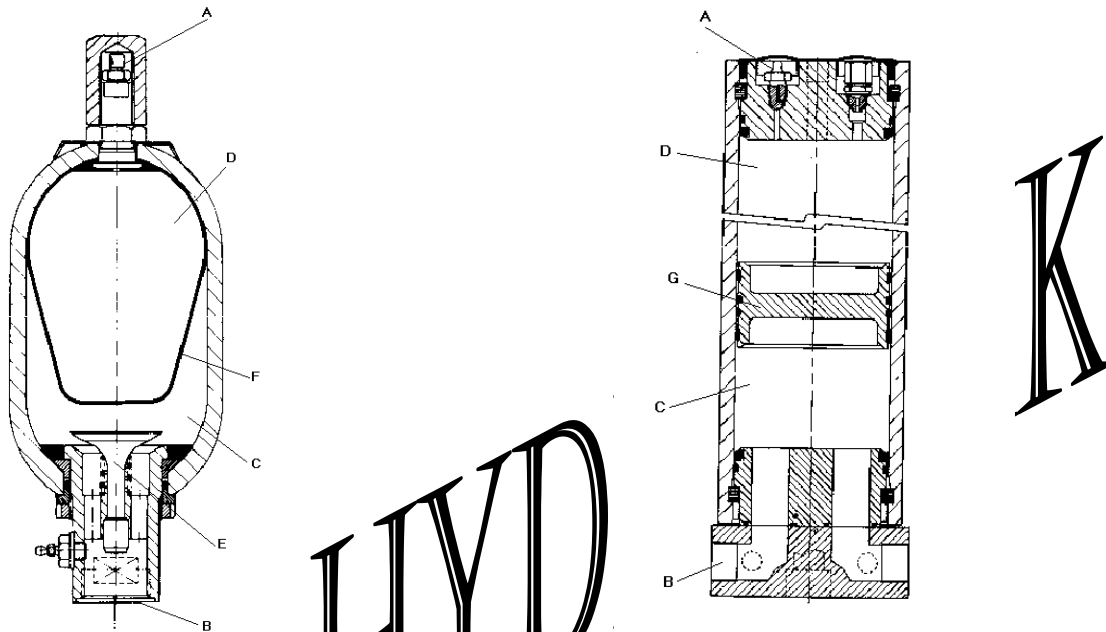
10.2 Stempelakkumulatoren

En stempelakkumulatur ligner en cylinder uden stempelstang. I den ene ende er der en gasventil, i den anden en olieforbindelse. Til adskillelse anvendes et letvægtsstempel af aluminium. Som tætninger anvendes Teflon for at opnå en så høj dynamik som muligt. Stempelakkumulatoren fremstilles i alle størrelser op til flere hundrede liter.

10.3 Blæreakkumulatoren

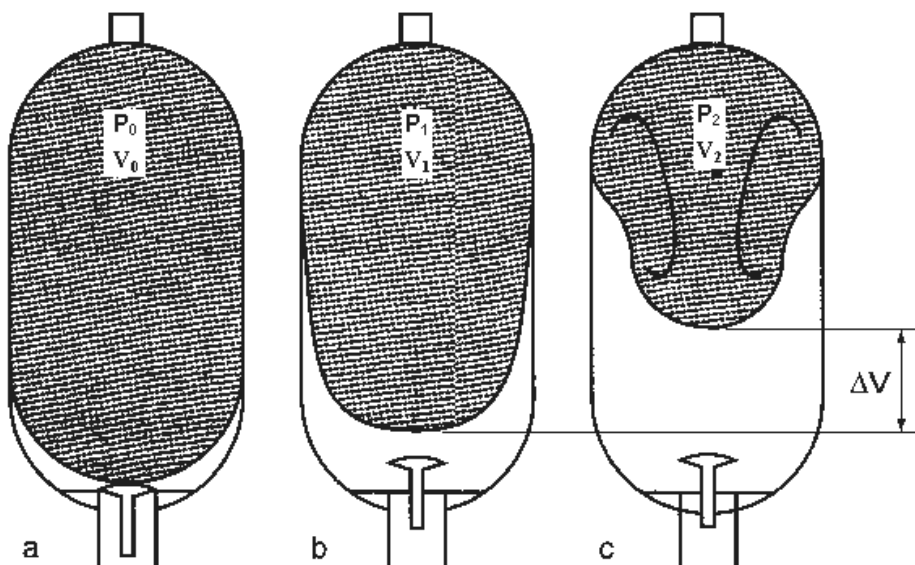
Blæreakkumulatoren er en beholder, hvori der er indesluttet en gummiblære. Blæren er i den ene ende ført gennem beholderens væg, og kan således fyldes gennem en ventil meget lig ventilen i et bildæk. Denne byggeform anvendes til oliemængder mellem 5 og 100 liter. Blæren kan udskiftes, hvis den revner.

Figur 44 viser en blæreakkumulatur og dens tre principielle arbejdstilstande. I billede a) er akkumulatoren forladt til trykket p_0 , som typisk er 90 % af det minimale hydrauliske tryk p_1 , og blæren fylder hele akkumulatoren. I billede b) er det hydrauliske tryk steget til p_1 og blæren har forladt den lille ventil i bunden af akkumulatoren, som hindrer blæren i at blive ekstruderet ud af beholderen, når det



Figur 43 Blære og stempel akkumulator. A: Gas ventil, B: Olie tilslutning, C: Olie kammer, D: Gas kammer, E: Antræksfordelings ventil, F: Blære, G: Stempel.

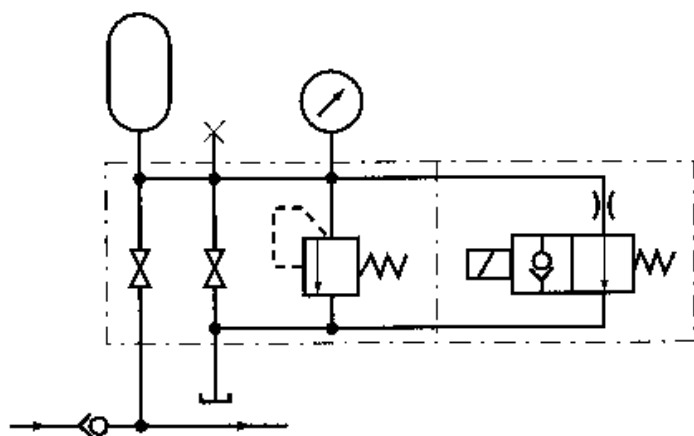
hydrauliske tryk er lavere end p_0 . I billede c) er det højeste tryk p_2 nået og blæren er trykket op i beholderen. ΔV er det flyttevolumen, som kan fås ud af akkumulatoren under drift. Almindeligvis må forholdet mellem p_0 og p_2 ikke overstige 1:4 for membran- og blæreakkumulatore, mens der for stempelakkumulatoren ikke er så store begrænsninger.



Figur 44 Blæreakkumulatorens arbejdstilstande.

Det er vigtigt, at man sørger for at akkumulatoren er forladet til det rette tryk p_0 , da den ellers ikke vil fungere optimalt. Da kvælstof langsomt diffunderer ud gennem gummiet i akkumulatoren eller forbi stemplet, skal man mindst én gang om året kontrollere, at forladetrykket er korrekt.

Det er også vigtigt, at man kan kontrollere om en akkumulator indeholder olie under tryk, selvom der er slukket for systemets primære energiforsyning, eller hvis akkumulatoren befinder sig langt fra pumpestationen. Derfor bør hver akkumulator være forsynet med et sikkerhedskredsløb, der muliggør afspærring og tømnings. Figur 45 viser et komplet system, der fra mange leverandører leveres som en færdig blok. Magnetventilen kan i nogle tilfælde udelades.



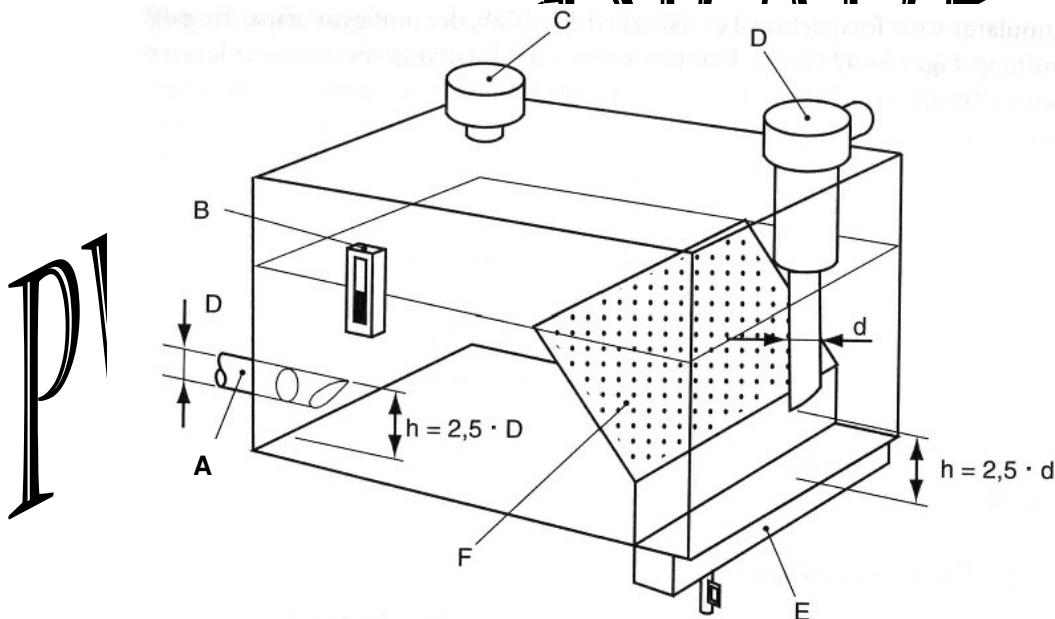
Figur 45 Sikkerheds- og afspærringsblok til en akkumulator.

11 Pumpestationer

I ethvert system indgår en såkaldt pumpestation, hvori den olie, der ikke er i omløb, er samlet. Den største bestanddel i pumpestationen er oliebeholderen. Dens egenskaber er især:

- Varmeafgivelse
- Luft- og smudsudskillelse
- Opsamling af evt. vandindhold
- Indeholde plads for skiftende oliemængder i systemer med cylindre.
- Montageplads for div. komponenter.

Figur 46 viser en olietank med alle de mest nødvendige elementer.



Figur 46 Typisk oliebeholder til en pumpestation. A: Sugeledning, B: Oliestandsglas, C: Luftfilter, D: Returfilter, E: Snavs- og vandbakke med aftapningshane, F: Perforeret baffelplade, $\varnothing = 100-400 \mu\text{m}$.

Baffelpladen i figuren er ofte erstattet med et lodret skot mellem retur- og sugeporten. Formålet med den perforerede plade er, at den skal virke luftudskillende, idet frie luftbobler vil blive hængende i pladen, mens olien passerer. Er luft ikke et problem, bruges et fast skot, der sikrer, at den varme returoolie kommer helt ud i kontakt med beholderens vægge. Herved bliver den naturlige afkøling af olien så høj som mulig.

Kun på helt små anlæg og anlæg, hvor energitabene er små i forhold til den mulige naturlige konvektion omkring olietanken, kan man undlade at montere en oliekoøler.

Køleren udformes enten som en rørvarmeveksler, hvor kølemidlet som oftest er vand, eller som en fremmedventileret luftoliekoøler.

Vandoliekoølerens fordel er dens lille størrelse pr. fjernet kW, mens dens ulempe er omkostningerne ved at installere et vandbehandlingsanlæg. Vandoliekoølere anvendes således kun, når man i forvejen har et sådant anlæg, idet vandet skal recirkuleres.

Luftoliekøleren er en sammenbygget enhed med en stor køleflade og en ventilator. Almindeligvis indbygges den som vandoliekøleren i systemets returløbning, men er oliestrømmen lille eller meget svingende, kan med fordel anvendes en særlig cirkulationspumpe. Denne monteres for luftkølerens vedkommende på samme motor som driver ventilatoren. Luftkølerens fordel er uafhængighed af ydre energiforsyning, mens dens ulempe er kravet om en relativ lav omgivelsestemperatur. Er lufttemperaturen således over 35 °C, skal kølefladen ofte være meget stor for blot at fjerne en lille effektmængde fra olien.

Luftoliekølere skal renses ofte, idet støv fra omgivelserne sætter sig på kølefladerne og nedsetter virkningsgraden.

Visse anlæg placeres på steder, hvor temperaturen til tider er meget lav. I sådanne tilfælde skal olien forvarmes. Der sker enten ved at cirkulere olien fra tanken gennem en olievarmer eller ved at montere et varmelegeme i beholderen. Varmelegemet er som oftest forsynet med en termostat, så overhedning ikke forekommer. Selve varmelegemet skal være ret stort, idet en for høj overfladetemperatur vil give en meget høj lokal temperatur omkring varmelegemet, og resultatet bliver en koksbeægning på varmelegemets overflade, og at olien ødelægges.

12 Rør & slangeforbindelser

åralFAFA

PWR HYDRAULIK

13 Hydrauliske servo- og reguleringssystemer

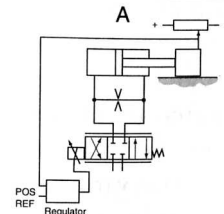
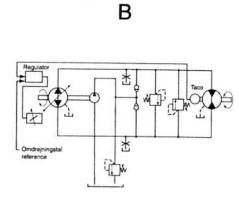
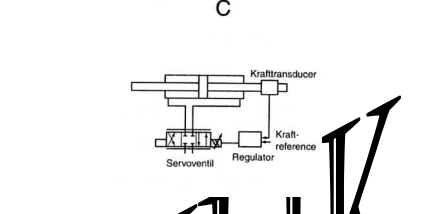
Tre typer af reguleringssystemer kommer hyppigst på tale:

- Positionsregulering, hvor en cylinder skal kunne positioneres med en given hastighed og nøjagtighed, og hvor den ikke må flytte sig mere end en vis afstand, når cylinderen belastes med ydre kræfter
- Hastighedsregulering af motorer, hvor et givet omdrejningstal ønskes fastholdt, uafhængigt af ydre kræfter
- Kraftregulering, hvor en cylinder skal kunne fastholde en given kraft mod et emne.

Hastighedsregulering kan udføres både som ventilstyring og som pumpestyring. Sidstnævnte er den hyppigst forekommende til f.eks. generatordrift.

Opbygningen af de tre reguleringssystemer samt deres respektive karakteristika er vist i figur 47

PWR HYDRAULIK

System			
Reguleringsform	Position	Hastighed	Kraft
Transducer	Hybrid potentiometer til enkle opgaver. Berøringsløs spole (LVDT), eller magnetostriktiv transducer, hvor levetiden spiller en rolle. Lineær inkrementel encoder til digitale reguleringer.	Tachogenerator til enkle reguleringssystemer. Inkrementel encoder til digitale reguleringer. Induktiv affejer på tandhjul i de enkleste opgaver.	Tryktransducer, hvor pakningsfriktion og mekanisk friktion ikke spiller nogen rolle. Broket krafttransducer, hvor nøjagtigheden er væsentlig.
Regulatorer	Proportional og proportional eller proportional + I-regulator. Digital proportional + I-proportions lead filter.	Proportional + integral regulator. Proportional + fremkobling af sætpunkt for at undgå integralled.	Proportional + integral regulator. Proportional + fremkobling af forstyrrelser for at øge nøjagtigheden.
Ventil	Servo- eller proportionalventil med nuloverløbning i midtstilling.	Variabel pumpe med proportionalventilstyring og tilbagekobling af pumpevinklen. Proportionalventil med tilstrækkelig opløsningsevne.	I systemer med tryktransducer anvendes en proportional trykbegrænsningsventil. Servoventil med underdækket glider i midtstilling når dynamikken skal være høj.
Særlige egenskaber	Forstærkningen i reguleringssløjfen er størst, når ventilen er i midtstilling. I denne stilling bidrager ventilen ikke til systemets dæmpning, hvorfor denne er ringest i denne stilling.	Anvend så korte og så stive slanger som muligt mellem pumpe og motor. Undgå at anvende en skylleventil. Installer i stedet en fast blende fra hver højtryksledning til tank. Det forøger stivheden meget.	Samme regulatorindstilling er svær at anvende, hvis der skal reguleres over et meget stort trykkræde - især under 50 bar pga. oliens sammentrykkelighed.
Kompensationsmuligheder	Kortslut cylinderens to porte med en lille blende. Det forbedrer dæmpningen, men forværrer positionsnøjagtigheden. Ved svag dæmpning tilbagekobles også acceleration.	Kortslut motorens to porte med en lille blende. Det forbedrer dæmpningen ved lave hastigheder.	Anvend om muligt en digital regulator med variabel indstilling.

Figur 47 Tre hydrauliske reguleringsystemer.

14. Koncepter for hydraulik systemer

14.1 Generelt

Dette afsnit præsenterer en række koncepter for åbne hydrauliske systemer som de anvendes på en række forskellige maskiner.

14.2 Andre systemer

Langt de fleste maskiner er designet som åbne kredsløb hvor olien på et eller andet tidspunkt ender tilbage i tanken.

Konstruktionen af sådanne systemer falder i fire hovedopgaver:

1. Pumpestationen

- 1.1. Tankstørrelse og udformning
- 1.2. Pumpe type
- 1.3. Filtrering
- 1.4. Typer og antal af tilbehør
- 1.5. Kølesystem

2. Ventil system design

- 2.1. Tryk styring
- 2.2. Mængde styring
- 2.3. Last styring

3. Aktuator design

- 3.1. Overordnet system dynamik
- 3.2. Størrelsen af de bevægede masser
- 3.3. Eksterne kræfter
- 3.4. Hastigheder
- 3.5. Acceleration og deceleration
- 3.6. Positionerings nøjagtighed (især gentagelsesnøjagtighed)

- 3.7. Overlappende bevægelser
- 3.8. Beskyttelse af følsomme enheder
- 3.9. Etablering af tilstrækkelige sikkerhed ved zms, herunder problemer med hængende last
- 3.10. Placering af ventiler i forhold til aktuatorer

4. Rør & slangeforbindelser

- 4.1. Rør dimensioner og arrangement
- 4.2. Slange størrelser og arrangement
- 4.3. Manifold design eller specifikation

For at holde prisen på serie byggede maskiner så lav som muligt og siden også reservedelsomkostningerne er nøgleordet enkelhed. Med udgangspunkt heri kan man opstille følgende regler:

1. Hold antallet af justerbare ventiler på et minimum.
2. Vær sikker på at en evt. justeringsprocedure er sikker.
3. Hvor der anvendes on/off ventiler til styring af en bevægelse kan acc- og deceleration styres med et variabelt pumpetryk.
4. Kombinationen af on/off ventiler og cylindre med endestillingsbremser er ofte et prisbilligt alternativ til proportionale ventiler.
5. Brug så få drøveventiler som muligt for at sikre en så høj virkningsgrad som muligt.
6. Undgå brugen af trykreduktionsventiler. De tilfører megen varm olie til aktuatorerne.
7. Undgå brugen af ydertandhjulpumper til andet end tryk < 25 bar. De støjer for meget.
8. Luft olie kølere skal have en dimension der giver 20 % mere køleeffekt end nødvendigt med max. omgivelsestemperatur.
9. Hvor det er muligt skal der altid anvendes et offline køle og filtreringssystem.
10. Anvend tryktransducere i stedet for pressostater. Det overflødig gør en besværlig justeringsprocedure.

14.3 Seks konkrete systemer

I det følgende er seks forskellige måder at løse en styringsopgave gennemgået og evalueret mod krav og pris. Systemerne kan opbygges i flere kompleksitetsgrader, idet det skal bemærkes, at visse af systemerne kan kombineres.

Styre art	Store masser	Høje hastigheder	Høj nøjagtighed	Overlappende bevægelser	Komponent antal	Montage	Service	Pris/ energiforbrug
1. On/off ventiler	uegnet	måske egnet	uegnet	egnet	få	enkel	nem	billigt / middel
2. On/off og bremseventiler	uegnet	måske egnet	uegnet	egnet	flere rørmonterede	kan være vanskelig	kræver målesteder	dyrere / middel+
3. Proportional trykstyring og on/off ventiler	uegnet	egnet	egnet ved stor friktion	uegnet	flere rørmonterede	enkel	nem	billigt / lavt
4. Proportional trykstyring, on/off ventiler og bremseventiler	egnet	egnet	egnet	uegnet	flere rørmonterede	kan være vanskelig	kræver målesteder	dyrere / lavt+
5. Proportional trykstyring, bremseventiler og retningsventiler med blødt skift	egnet	egnet	til dels egnet	til dels egnet	stort	kompliceret	kræver stor hydraulisk erfaring	dyrt / middel+
6. Proportionale retningsventiler	egnet	egnet	egnet	egnet	få	enkel	nem, kræver nogen elektronik viden	dyrt / højest

Figur 48 Konceptoversigt

Kombinationsmuligheder: 1+6, 2+6, 3+6 Disse vil kunne krydses til et optimalt åbent system, men konsekvensen vil naturligvis være mere kompleks ved ibrugtagning, service og vedligeholdelse.

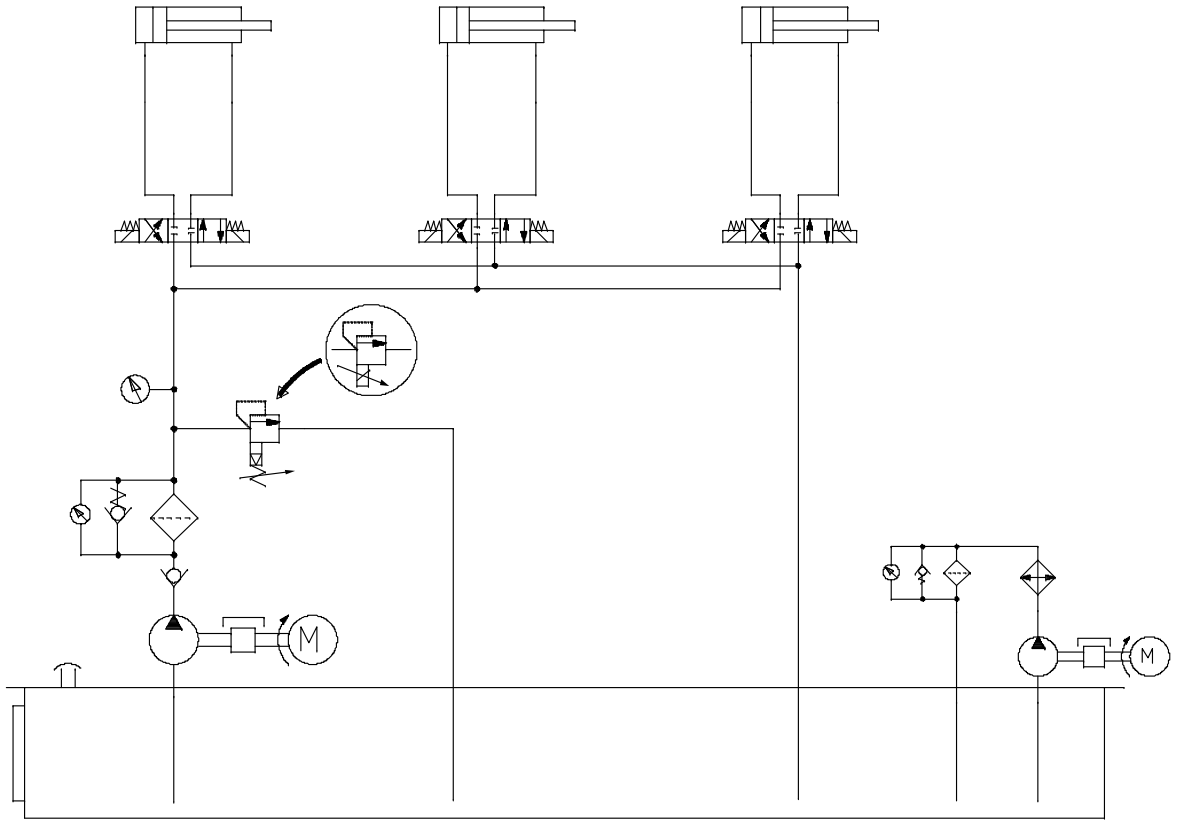
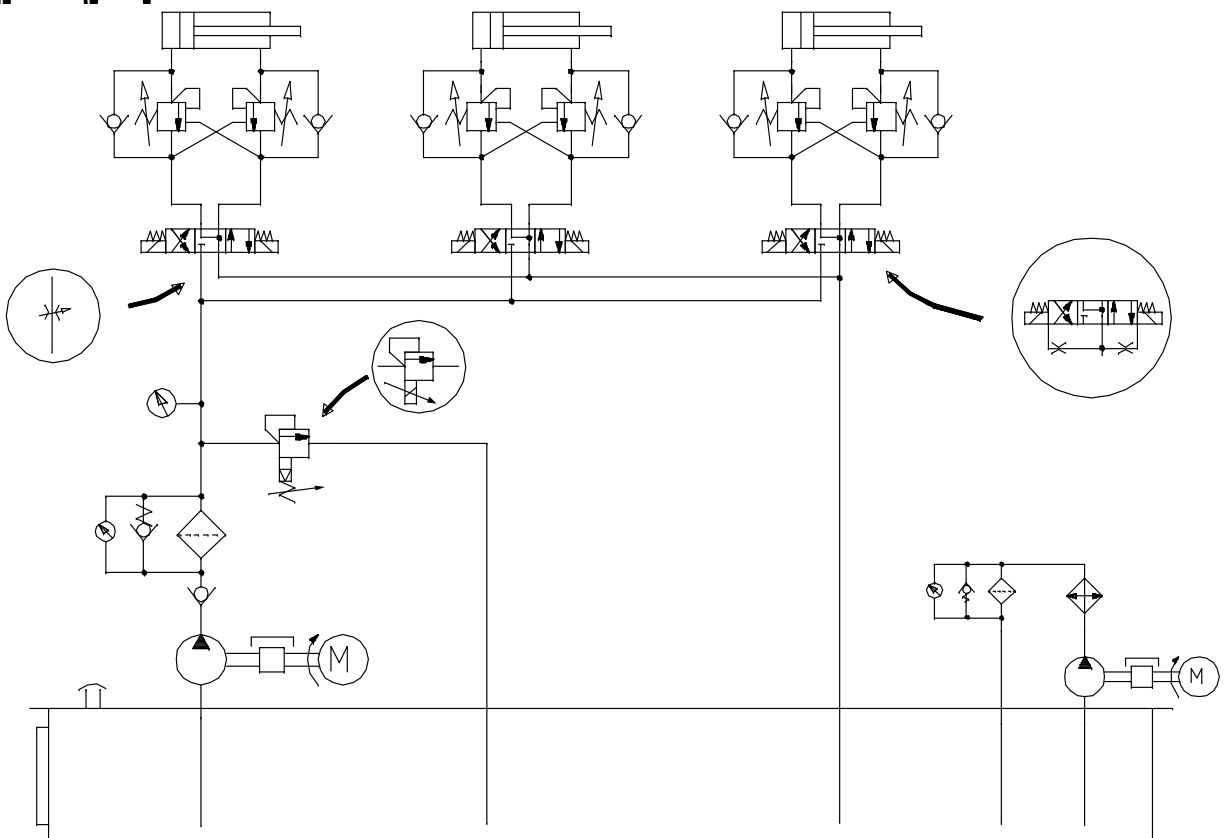
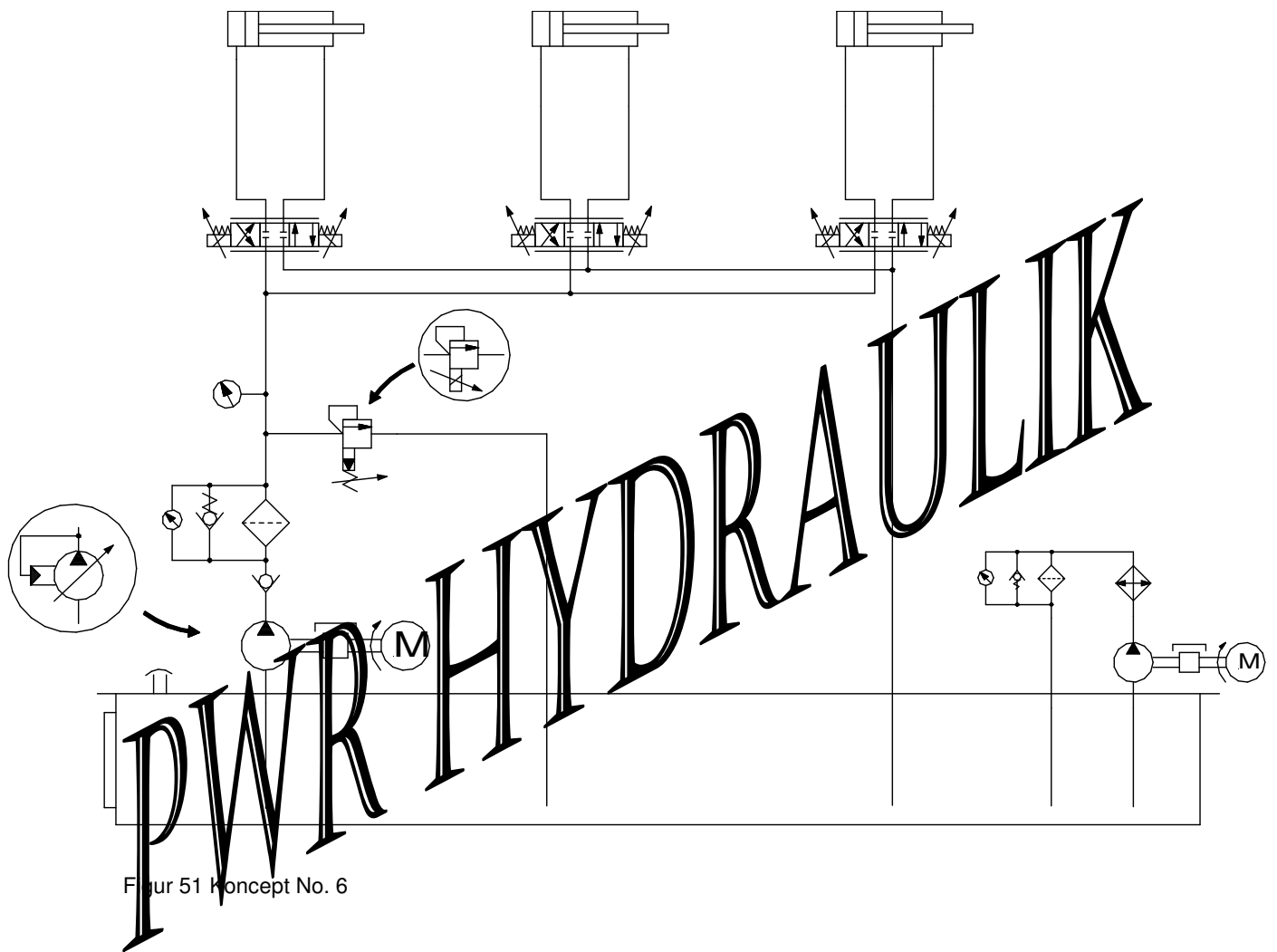


Figure 19 Konzept No. 1 & 3



Figur 50 Konzept No. 2, 4 & 5

PWR HYDRAULIK









Figur 51 koncept No. 6

15 Symboler

Symboler tegnes iht. ISO 1219-1 /8/. De vigtigste symboler fra denne standard er medtaget i figurene 52 -60 . Det er vigtigt, at man ved diagramlæsning husker at:

- Komponenternes konstruktion ikke fremgår af symbolet.
- Symbolerne kan kombineres, så mere komplekse symboler opstår.
- Symbolerne ikke nødvendigvis angiver komponenternes korrekte fysiske placering i anlægget, eller deres orientering.
- Diagrammet beskriver systemet i trykløs tilstand.











Symbol	Beskrivelse
	Arbejds-, tryk-, returledning
	Pilot-, drænledning
	Fleksibel ledning, slange, rørkompensator
	Ledningsforbindelse
	Krydsende ledninger uden forbindes
	Afgrænsning mellem komponenter

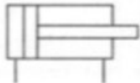


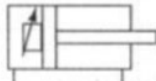
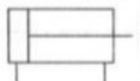
Figur 52 Symboler for forbindelselementer.

Symbol	Beskrivelse
	Udefineret manuel betjening
	Håndtag
	Rulle
	Fjeder
	Magnet
	Regulerbar magnet
	Trykstyret, hydraulisk
	Trykstyret, pneumatisk
	Eks. på sammensat symbol: Elektrisk forstyreventil og trykstyret hovedventil med fjeder




Figur 53 Symboler for betjeningsorganer.

Symbol	Beskrivelse
	Pumpe med fast fortrængning, én strømningretning, én omdrejningsretning (ikke nødvendigvis angivet)
	Pumpe med variabel fortrængning, udefineret styring, gennemgående aksel, ekstern drænledning
	Pumpe med variabel fortrængning, to strømningretninger, manuel styring med fjedercentrering, gennemgående aksel, ekstern drænledning
	Trykkompenseret variabel pumpe med justerbar fjeder og ekstern drænledning
	Motor med fast fortrængning, én strømningretning, ekstern drænledning
	Motor med fast fortrængning, to strømningretninger
	Pumpe/motorenhed med variabel fortrængning, to strømningretninger, to omdrejningsretninger og ekstern drænledning
	Aktuator med begrænset drejningsvinkel, to strømningretninger


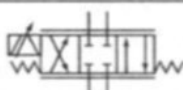





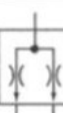
Figur 54 Symboler for pumper og motorer.

Symbol	Beskrivelse
	Dobbeltvirkende cylinder
	Dobbeltvirkende cylinder, gennemgående stempelstang
	Dobbeltvirkende teleskopcylinder
	Dobbeltvirkende cylinder, variabel dæmpning i inderste stilling
	Forenklet symbol for dobbeltvirkende cylinder

Figur 55 Symboler for cylindre. 



Symbol	Beskrivelse
	Akkumulator, uden indikation af lastens art
	Akkumulator, forspændt med gas
	Sekundær gasflaske for tilkobling til en eller flere akkumulatorer

Figur 56 Symboler for akkumulatorer.



Symbol	Beskrivelse
	4/2-vejs retningsventil, □ nyttetilslutninger, 2 skiftstillinger, magnetbetjening, fjederretur
	4/3-vejs pilotstyret retningsventil med eksternt dræn og manuel betjeningsmulighed
	2-vejs indbygningsventil, retningsfunktion. dråbetæt, forskellige styrearealer
	4/2-vejs proportional-retningsventil, trinløs positionering mellem yderstillingerne
	Servoventil med overdækning i midtstilling, fjedercentreret glider og styret af en regulerbar spole
	Kontraventil
	Pilotstyret kontraventil med forspændt fjeder
	Vekselventil
	Direkte styret trykbegrænsningsventil, justerbar
	Pilotstyret trykbegrænsningsventil med port for ekstern styring, justerbar
	Pilotstyret trykreduktionsventil, fastindstillet, ekstern lækagetilslutning
	Drøvleventil
	Mængdereguleringsventil, trykkompenseret
	3-vejs mængdereguleringsventil, trykkompenseret, justerbar, ekstern tanktilslutning
	Mængdedeler, trykkompenseret i deleretningen

Figur 57 Symboler for ventiler.










PWR HYDRAULIK

Symbol	Beskrivelse
	Beholder, ventileret, returlledning under trykmediets overflade
	Beholder, tryktæt, ingen forbindelse til atmosfæren

Figur 58 Symboler for beholdere.

Symbol	Beskrivelse
	Luftfilter
	Oliefilter med smudsindikator

Figur 59 Symboler for filtre.

Symbol	Beskrivelse
	Væsekøler
	Varmelegeme
	Manometer
	Niveauekontrol
	Termometer
	Pressostat
	Tryktransducer med strømudgang
	Volumenstrømindikator
	Volumenstrømmåler

Figur 60 Symboler for tilbehør.