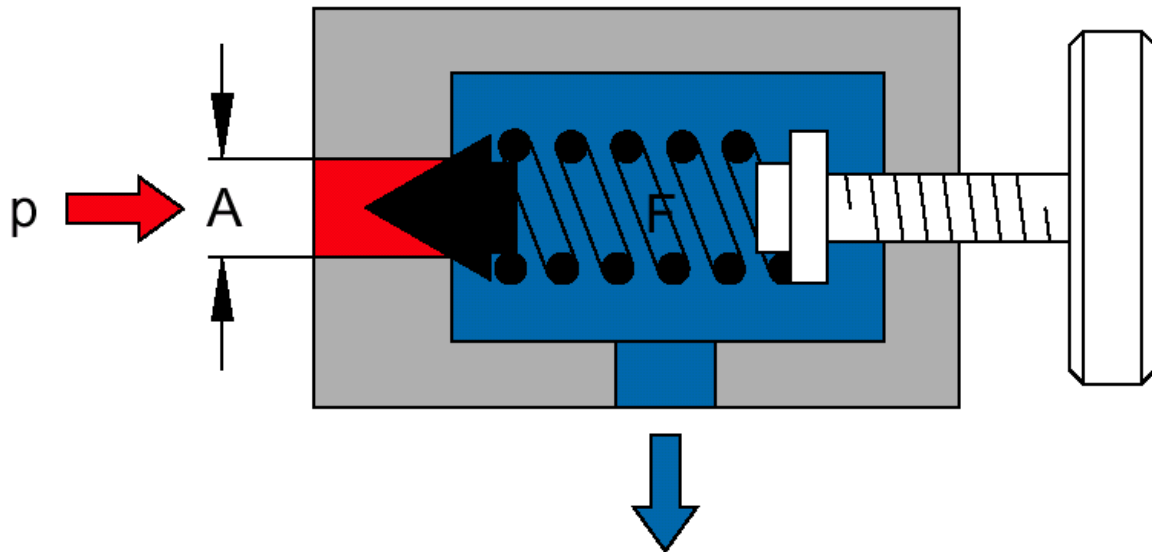


HYDRAULIIKKA 1



Sisällysluettelo:

1. YKSIKÖT	5
2. PIIRROSMERKKEJÄ	6
2.1 Putket, letkut ja liittokset	6
2.2 Pumput ja moottorit	6
2.3 Paineventtiilit	7
2.4 Virtaventtiilit	8
2.5 Vastaventtiilit	9
2.6 Suuntaventtiilit	9
2.7 Sylinterit	12
2.8 Servo- ja proportionaaliventtiilit	12
2.9 Varusteita	13
3. PERUSLAIT	14
3.1 Hydrostatiikka	14
3.1.1 Paine	14
3.1.2 Hydrostaattinen paine	14
3.1.3 Yhtyvät astiat	15
3.2 Hydrodynamiikka	15
3.2.1 Jatkuvuusyhtälö	15
3.2.2 Kirchoffin 1. laki	16
3.2.3 Bernoullin yhtälö	16
4. PUTKIVIRTAUS	18
4.1 Virtauslajit ja Reynoldsin luku	18
4.2 Putkivirtauksen häviöt	18
4.2.1 Kitkahäviöt	19
4.2.2 Kertavastukset	19
4.2 Putkiston kokonaispainehäviö	21
4.2.1 Sarjaan kytkentä	21
4.2.2 Rinnan kytkentä	21
5. HYDRAULINEN TEHO JA HYÖTYSUHDE	21
6. HYDRAULINESTEET	22
6.1 Hydraulinesteen tehtävät	22
6.2 Nesteilta vaadittavia ominaisuuksia	22
6.2.1 Viskositeetti	22
6.2.2 Viskositeetti-indeksi	23
6.2.3 Vaahtoamattomuus	23
6.2.4 Voitelukyky ja kulumisen kesto	23
6.2.5 Leikkautumisen kesto ja hapettuminen	23
6.2.6 Reagointi tiivisteiden kanssa	23
6.3 Yleisimmät hydraulinesteet	23
6.3.1 Mineraaliöljyt	24
6.3.2 Synteettiset nesteet	24
6.3.3 Kasvisöljypohjaiset nesteet	24
6.3.4 Vesiperustaiset nesteet	24
6.4 Nesteiden valintaperusteet	24
6.5 Nesteiden vaihtoväli	25
7. SUODATUS	25
7.1 Nesteen epäpuhtaudet	25
7.2 Puhtausluokat	26
7.2.1 Komponenttien puhtausluokkavaatimukset	27

7.3 SUODATTIMET	28
7.3.1 Suodattimen erottelukyky	29
7.3.2 Erottelukyvyn valinta.....	29
7.3.3 Suodattimen tukkeutuminen	29
7.3.4 Suodattimen sijoittaminen	31
8. VENTTIILIT.....	33
8.1 SUUNTAVENTTIILIT	34
8.2.1 Kaksi esitystapaa.....	34
8.2.2 2/2-venttiili.....	35
8.2.3 3/2-venttiili.....	35
8.2.4 3/3-venttiili.....	35
8.2.5 4/2-venttiili.....	35
8.2.6 4/3-venttiili.....	35
8.2.7 Venttiilien keskiasennot.....	36
8.2.8 Ohjaustavat	37
8.2.9 Solenoidit	39
8.2.10 Venttiilin asennus.....	41
8.2.12 Suuntaventtiilien vikakohteet.....	41
8.2.13 Suuntaventtiilin ominaisuudet	42
8.2.14 Venttiilien huolto	43
8.2 PAINEVENTTIILIT	44
8.2.1 Paineenrajoitusventtiilit	44
8.2.2 Paineenalennusventtiili	47
8.2.3 Paineenohjausventtiilit.....	48
8.3 VIRTAVENTTIILIT	50
8.3.1 Virtavastusventtiilit.....	50
8.3.2 Virransäätöventtiilit	51
8.3.3 Virran jako venttiilit.....	51
8.3.4 Virtauksen säätö.....	52
8.4 VASTAVENTTIILIT	53
8.4.1 Vaihtovastaventtiili	54
8.4.2 Ohjattu vastaventtiili	55
9. HYDRAULIIKKAPUMPUT	56
9.1 YLEISTÄ	56
9.2 TAVANOMAISET PUMPPUTYYPIT.....	56
9.3 TEKNISIÄ TIETOJA	56
9.4 PIIRROSMERKIT.....	57
9.5 HAMMASPYÖRÄPUMPUT.....	57
9.5.1 ULKOHAMMASPYÖRÄPUMPUT.....	57
9.5.2 SISÄHAMMASPYÖRÄPUMPUT	58
9.6 RUUVIPUMPUT.....	59
9.7 SIIPIPUMPUT	59
9.7.1 TASAPAINOTETUT PUMPUT	59
9.7.2 YKSIKAMMIOISET PUMPUT	59
9.8 MÄNTÄPUMPUT.....	60
9.8.1 RADIAALIMÄNTÄPUMPUT	60
9.8.2 AKSIAALIMÄNTÄPUMPUT.....	61
9.8.3 RIVIMÄNTÄPUMPUT	62
10. PUMPPUJEN TUOTON SÄÄTÖ.....	63
10.1 KIINTEÄ KIERROSTILAVUUKSISET PUMPUT.....	63

10.1.1 Tilavuusvirran säätö pyörimisnopeutta säätämällä	63
10.1.2 Johtamalla osa tuotosta takaisin säiliöön	63
10.1.3 Kytkemällä useampia pumppuja rinnan.....	64
10.2 MUUTTUVA KIERROSTILAVUUKSISET PUMPUT	64
10.2.1 Suora kierrostilavuuden säätö	64
10.2.2 Automaattinen säätö.....	65
11. TOIMILAITTEET	70
11.1 HYDRAULISYLINTERIT.....	70
11.1.1 Rakenne.....	71
11.1.2 Sylinterin päätyvaimennus.....	72
11.2 HYDRAULIMOOTTORIT	75
11.2.1 Mitoittaminen.....	75
11.2.2 Erilaisia moottoreita.....	75
11.2.3 Kytkenät.....	75
12. JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU	76
12.1 Lähtötietojen selvittäminen.....	76
12.2 Alustavan hydraulikaavion laadinta.....	76
12.3 Toimilaitteiden mitoittaminen ja valinta.....	76
12.4 Tilavuusvirtojen määrittäminen	77
12.5 Pumpun mitoittaminen ja valinta	78
12.6 Tarvittava akseliteho	78
12.7 Järjestelmän komponenttien valinta.....	79
12.8 Jäähdytystarpeen tarkastelu	79
12.9 Putkiston mitoitus ja valinta.....	79
12.10 Lopullinen hydraulikaavio ja osaluettelo.....	80
12.11 Järjestelmän käyttöönotto- ja huolto-ohjeet.....	80
13. HYDRAULIHKAKOMPONENTTIEN VALINNASTA.....	80
13.1 Asennustapa	80
13.2 Tilavuusvirta	81
13.3 Hydraulinen toiminta	82
13.4 Painetaso	82
14. HYDRAULIHKAJÄRJESTELMIEN KÄYTTÖÖNOTTO, HUOLTO	82
14.1 Huolto	82
14.2 Hydraulijärjestelmän käyttöönotto.....	83

1. YKSIKÖT







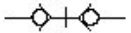

Tekstissä myöhemmin esiintyvät suureet ja yksiköt merkintöineen on esitetty tässä. SI-järjestelmän mukainen yksikkö on ensin, lisäksi joillekin suureille on annettu muita vielä käytännössä esiintyviä yksiköitä muunnoskertoimineen.

HUOM: Tekstissä esitetyt kaavat pätevät SI-järjestelmän yksiköille.

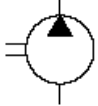
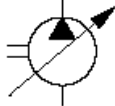
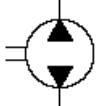
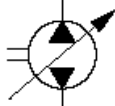
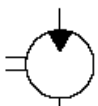
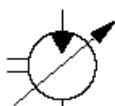
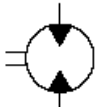
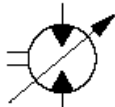
suure	merkintä	yksikkö
paine	p	Pa (Pascal)=N/m ² , 1 MPa=10 ⁶ Pa 1 bar=10 ⁵ Pa 1 kp/cm ² = 1 at= 0,9807 bar 1 atm= 1,013 bar 1 psi= 1 lbf/in ² = 0,069 bar
tilavuusvirta	Q,(V, q, q _v)	m ³ /s, 1 l/min= 1/60000 m ³ /s
pinta-ala	A	m ²
tilavuus	V	m ³
tiheys	ρ	kg/m ³
voima	F	N (Newton)= kg·m/s ²
momentti	M	Nm
pituus	l	m
massa	m	kg
nopeus	v	m/s
aika	t	s
teho	P	W (Watti), 1 kW=1000 W 1 hv=0,736 kW
hitausmomentti	J	kgm ²
pyörimisnopeus	n	1/s, 1/min=60 1/s
kulmanopeus	ω	rad/s, 1°/s=0,0175 rad/s
dynaaminen viskosit.	η	Pa·s (Poiseuille)= Ns/m ² 1 P (Poisie)=g/cm·s=0,1 Pa·s
kinemaattinen viskosit.	γ	m ² /s 1 mm ² /s= 1 cSt (sentti stoki)= 10 ⁻⁶ m ² /s
lämpötila	T	K (Kelvin), 0°C= 273,15 K
maan vetovoiman kiiht.	g	9,81 m/s ²
kierrostilavuus	V _p	m ³ /r, 1 cm ³ /r=10 ⁻⁶ m ³ /r

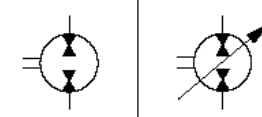
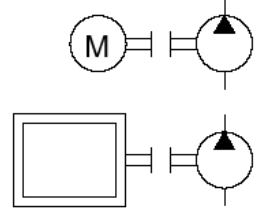
2. PIIRROSMERKKEJÄ

2.1 Putket, letkut ja liitokset

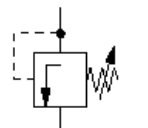
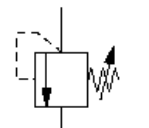
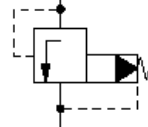
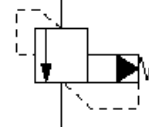
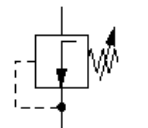
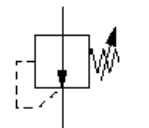
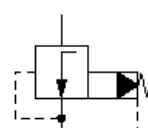
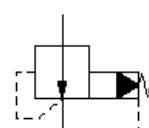
Designation	Explanation	Symbol
Energy transmission and accessories		
- Lines	Main conduits	 päälinjat
	Control and drain lines	 säätö- ja vuotolinjat
	Flexible connection lines – hoses	 letku
- Line junctions		 putkiliitos
- Crossed lines with no contact		 risteävät linjat ei liitosta
- Air bleeding		 ilmaus
- Quick-acting coupling		 pikaliittimet
- Rotating joint		 pyörivä liitin

2.2 Pumput ja moottorit

Designation	Explanation	Symbol	
		Fixed	Variable
Pumps - with one flow direction yksi virtaussuunta	Conversion of mechanical to hydraulic energy		
			
- with two flow directions (reversible) kaksi virtaussuuntaa			
Hydraulic motor - with one flow direction yksi virtaussuunta	Conversion of hydraulic energy into mechanical energy of rotation		
			
- with two flow directions kaksi virtaussuuntaa			
		kiinteä kierros-tilavuus	säädettävä kierros-tilavuus

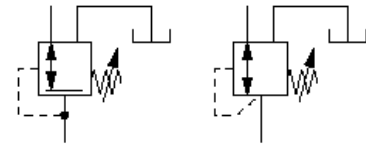
<p>Pump/motor pumppu/moottorit</p>	<p>Components which can operate both as pumps and motors</p>	
<p>Pump actuation pumpun käyttölaitteet</p>	<p>with electric motor sähkömoottori</p> <p>with internal combustion engine polttomoottori</p>	

2.3 Paineventtiilit

Designation	Explanation	Symbol	
<p>Pressure control valves These are valves which are used to control pressure. The symbol, representing such valves is a square with an arrow inside. The throttling area is varied in a smooth manner.</p>		DIN-ISO 1219	ISO 1219-1
<p>– Directly operated pressure relief valve suoraan ohjattu paineenrajoitusventtiili</p>	<p>Normally closed; it opens when a pre-set input pressure is reached</p>		
<p>– Pilot operated pressure relief valve esiohjattu paineenrajoitusventtiili</p>	<p>Oil drain in the control circuit is normally built-in</p>		
<p>– Directly operated pressure reducing valve suoraan ohjattu paineenalennusventtiili</p>	<p>Normally open; it opens when a preset input pressure is reached</p>		
<p>– Pilot operated pressure reducing valve esiohjattu paineenalennusventtiili</p>	<p>External drainage in the control circuit</p>		




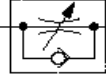

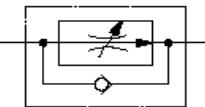
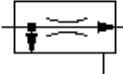
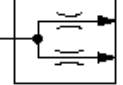
– 3-way directly operated pressure reducing valve

Actuator unloading through the 3rd port

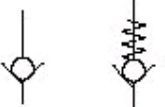

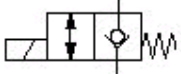
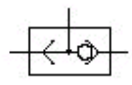


3-tie paineenalennusventtiili

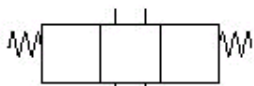
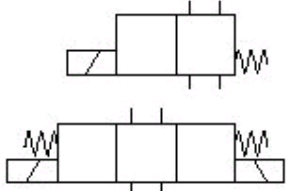
2.4 Virtaventtiilit

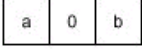
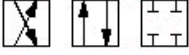
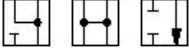
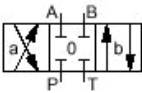
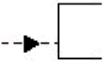
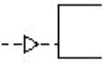
Designation	Explanation	Symbol
<p>Flow control valves These are valves which influence the volumetric flow. they are represented by graphical symbols showing a restriction in the line area.</p>		
<p>– Orifice kuristin</p>	<p>Short throttle segment</p>	<p>DIN-ISO 1219 </p> <p>ISO 1219-1 </p>
<p>– Throttle valve variable/fixed orifice virtavastusventtiili</p>	<p>Flow rate depends on the pressure difference</p>	<p></p>
<p>– Throttle valve with check valve vastusvastaventtiili</p>		<p></p>
<p>– Flow control valve virransäätöventtiili</p>	<p>Flow rate is not dependent on pressure drop</p>	<p></p>
	<p>With by-pass check valve</p>	<p></p>
<p>– 3-way flow control valve 3-tie virransäätöventtiili</p>	<p>The surplus flow is fed through the 3rd port</p>	<p></p>
<p>– Flow divider virranjakoventtiili</p>	<p>Flow division based on fixed ratio and depending on load</p>	<p></p>

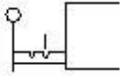
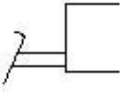
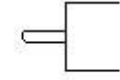
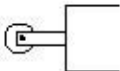

2.5 Vastaventtiilit

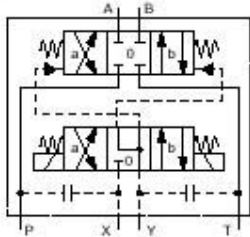
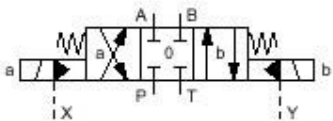
Designation	Explanation	Symbol
Check valves Valves closing pressure and flow rate in one direction		
– Non-return valves vastaventtiili	with/without closing spring	
– Pilot-operated check valve ohjattu vastaventtiili	opens the closed direction when there is pressure at the control input avataan paineella	
– Seated valve with magnetic 2-tie magneettiventtiili, istukkatyyppinen	opens the closed direction with a magnet actuation	
– Shuttle valve vaihtovastaventtiili	performs the logical "OR" function	

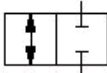
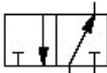
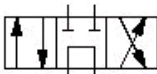
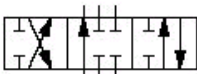
2.6 Suuntaventtiilit

Designation	Explanation	Symbol
Switching mechanisms for directional control valves a) directly operated		
– Spring-centered jousikeskitetty	Located at the particular position in which the valve is switched when control is performed	Version ISO 1219-1 
– With solenoid solenoidi (sähköohjaus)	Example: spring return applied on one end Example: on both ends, spring centered	



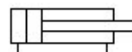
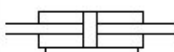
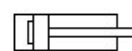

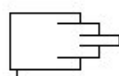
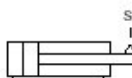
Designation	Explanation	Symbol
<p>Directional control valves Valves, which are used to open or close various flow paths. The basic characteristics of these valves are as follows:</p> <ul style="list-style-type: none"> - number of switching positions. These are indicated by a corresponding number of squares, each denoted by means of letters, such as 0, a, b (*) - number of ports and possible connections for each switching position. This is given by lines and arrows inside the particular square. <p>asentojen merkitseminen venttiilin virtausteitä</p> <p>Ports of valves are marked with the following letters (at the basic switched position 0)*</p> <p>P pump, pressure T tank, return A, B load X, Y, Z pilot ports L leakage oil port</p> <p>Example: 4/3 directional control valve</p> <p>number of switching positions number of ports</p>		    <p>p=paine T= tankki/paluu A,B= lähdöt toimilaitteelle x,y= esiohjaukskanavia L=vuoto</p>
<ul style="list-style-type: none"> - Hydraulic actuation <p>hydraulinen ohjaus</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pneumatic actuation <p>pneumaattinen ohjaus</p>		 

Designation	Explanation	Symbol
<p>Switching mechanisms for directional control valves a) directly operated</p> <ul style="list-style-type: none"> - Manual control lever <p>ohiaus käsivivulla</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pedal <p>ohjaus polkimella</p> <ul style="list-style-type: none"> - Plunger <p>tappi</p> <ul style="list-style-type: none"> - Roller <p>rulla</p> <ul style="list-style-type: none"> - Spring-centered <p>jousi</p>	<p>Located at the particular position in which the valve is switched when control is performed</p>	<p>Version ISO 1219-1</p>     

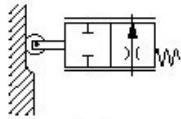
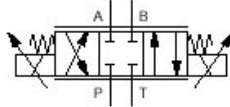
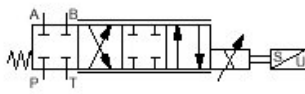
Designation	Explanation	Symbol
<p>Switching mechanisms for directional control valves a) pilot operated</p> <p>– Hydraulically actuated, electromagnetically controlled</p> <p>sähköhydraulisesti esiohjattu venttiili yläkuvassa täydellinen merkki, alakuvassa yksinkertaistettu merkki</p>	<p>Located at the particular position in which the valve is switched when control is performed</p> <p>Large size directional control valves are hydraulically actuated by means of a pilot valve. This in turn is either pneumoelectrically or pneumatically controlled</p>	<p>Version ISO 1219-1</p> <p>Detailed</p>  <p>Simplified</p> 

Designation	Explanation	Symbol
<p>– 2/2 directional control valve</p> <p>2/2 suuntaventtiili</p>		
<p>– 3/2 directional control valve</p> <p>3/2 suuntaventtiili</p>		
<p>– 4/3 directional control valve</p> <p>4/3 suuntaventtiili</p>		
<p>– 6/3 directional control valve</p> <p>6/3 suuntaventtiili</p>		

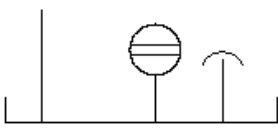

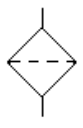
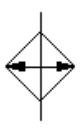
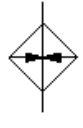

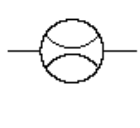

2.7 Sylinterit

Designation	Explanation	Symbol
Cylinder – single acting	Conversion of hydraulic energy into mechanical energy in the form of linear motion	 yksitoiminen sylinteri
– single acting with spring return		 yksitoiminen sylinteri, jousipalautus
– double acting differential cylinder	With different piston areas	 kaksitoiminen sylinteri
– double acting cylinder with piston rods on both ends	Two identical piston areas	 läpimenevä männänvarsi
– cylinder with cushion at end position		 päätyvaimennus toisessa päässä
– cushion adjustable at both ends		 säädettävä päätyvaimennus molemmissa päissä
– telescope cylinder		 teleskooppisylinteri
– cylinder with stroke limit switches		 rajakytkinten merkintä

2.8 Servo- ja proportionaaliventtiilit

Designation	Explanation	Symbol
Directional control valves with gradual transition These are valves with gradual transition in switching, which provide variable throttling effect. In hydraulic circuits they are shown with two additional lines, parallel to the length of the symbol.		
– Tracer valve with plunger, operated against a return spring		
– Solenoid operated proportional valve		
– Electrohydraulic control valve with spool position control		
proportionaali suuntaventtiili		
asematakaisinkytketty suuntaventtiili		

2.9 Varusteita

Designation	Explanation	Symbol
Oil tanking, measurement instruments, etc.		
– Tank with piping, oil level indicator and bleeding tankki, pinnankorkeus mittari ja täyttöaukko		
– Hydraulic accumulator painevaraaja		
– Filte suodatin		
– Cooler jäähdytin		
– Heater lämmitin		
– Pressure-gauge painemittari		
– Flowmeter tilavuusvirtamittari		
– Pressure switch painekytin	Switches when fixed pressure is reached by means of electrical contact	

3. PERUSLAIT

Hydrauliikan peruslait voidaan jakaa hydrostaattiseen ja hydrodyaamiseen osaan. Hydrostatiikka käsittelee levossa olevia nesteitä ja hydrodynamiikka virtaavia nesteitä.

Hydrauliikassa paine (p) käyttäytyy matemaattisessa käsittelyssä samoin kuin sähkötekniikassa jännite (U). Tilavuusvirta (Q) vastaa sähkövirtaa (I) ja virtausvastukset sähköisiä resistansseja.

3.1 Hydrostatiikka

3.1.1 Paine

Hydraulinen paine vaikuttaa nesteessä yhtä suurena joka puolella. Paine, pinta-ala ja voima sidotaan toisiinsa yhtälöllä:

$$p = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Yhtälö on käyttökelpoinen mm. sylinterin mitoituksessa. Esim:

Mikä on tarvittava sylinterin halkaisija, jolla voidaan kannattaa 10 KN kuorma (F), kun käytettävissä on 100 bar paine (p).

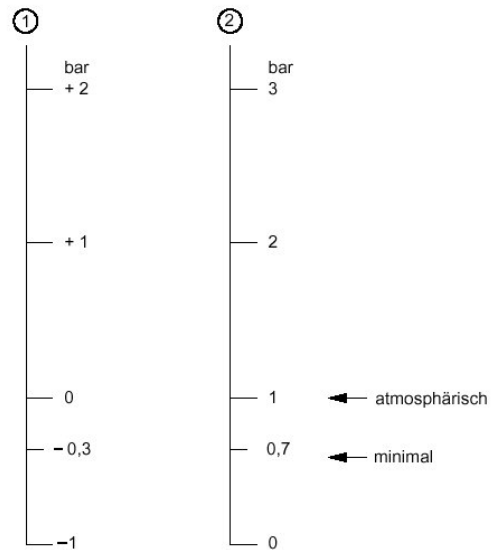
Sylinterin pinta-ala sijoitetaan yhtälöön $p=F/A$, josta saadaan halkaisijaksi:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot \pi}} = 35,7mm$$

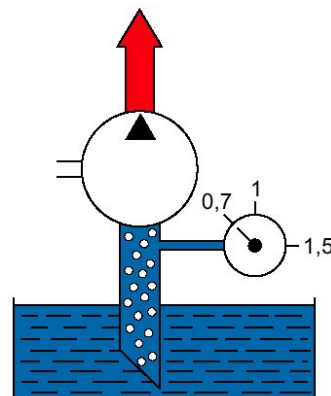
Hydrauliikan yhteydessä paineet ilmaistaan tavallisesti ylipaineena, eli ilmanpainetta ei huomioida. Mikäli halutaan käyttää absoluuttista painetta on ylipaineeseen lisättävä ilmanpaineen osuus n. 1 bar. Katso kuva 1.

3.1.2 Hydrostaattinen paine

Nesteen oma paino aiheuttaa syvyydessä h olevaan kappaleeseen paineen $p = \rho \cdot g \cdot h$, vaikka ulkoista painetta



Kuva 1



Kuva 2

ei olisi. Normaalisti hydrostaattista painetta ei huomioida hydraulikkajärjestelmissä (jos korkeus h ei ole suuri, $h < 10\text{m}$), sillä sen vaikutus on n. 1 bar jokaista 10 m nestekorkeutta kohti.

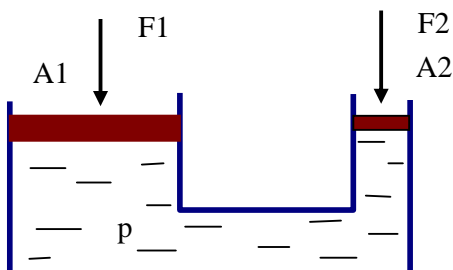
Alhaisilla paineilla mm. pumppujen imuputkissa hydrostaattinen paine (imukorkeus) ja ilmanpaine on kuitenkin huomioitava kavitaatiovaaran vuoksi. Kavitointi tarkoittaa paineen laskua niin alas, että neste alkaa höyrystymään ja siihen syntyy höyrykuplia. Paineen nousussa höyrykuplat puristuvat kokoon ja pyrkivät törmäämään lähimpään metallipintaan erittäin suurella paineella. Törmäys aiheuttaa metallihiukkasen irtoamisen ja sitä kautta kavitaatioeroosioksi kutsuttua kulumista. Pumpun kavitointi kuuluu matalana sihisevänä äänenä. Kuvasta 2 näkyy, että pienin sallittu paine imukanavassa on n. 0,7 bar (0,3 bar alipainetta).

3.1.3 Yhtyvät astiat

Koska paine vaikuttaa nesteessä saman suuruisena joka puolella, saadaan kuvan 3 tapauksessa tasapainoehdoksi:

(2)

Yhtälöä voidaan käyttää esim. hydraulisen puristimen voimien laskennassa.



Kuva 3

3.2 Hydrodynamiikka

Hydrodynamiikassa tarkastellaan liikkeessä olevia nesteitä (ja kaasuja). Seuraavassa tärkeimpiä hydrodynamiikkaan liittyviä yhtälöitä.

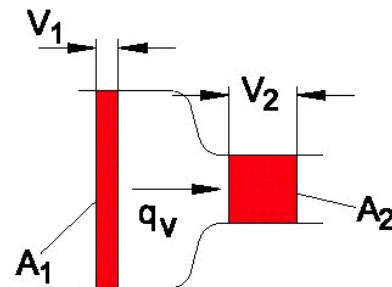
3.2.1 Jatkuvuusyhtälö

Kokoon puristumattomalla nesteellä tilavuusvirta $Q = v \cdot A$ on putken jokaisessa poikkileikkauksessa vakio. Tästä saadaan jatkuvuusyhtälöksi: (kuva 4)

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (3)$$

Yhtälöllä $Q = v \cdot A$ Kuva 1 mm. putken halkaisija kun tiedetään tilavuusvirta.

(4)



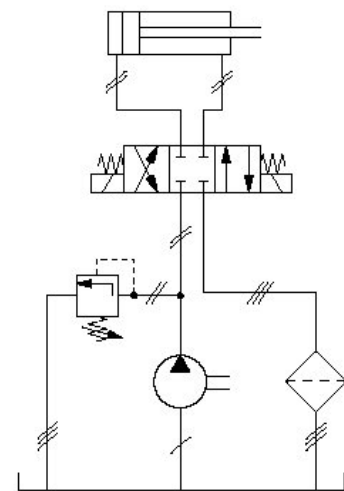
Kuva 4



Hydraulikkaputkien virtausnopeussuosituksen seuraavat:

paineputki		
$p = 0 \dots 16$		2
m/s		
$p = 160 \dots 4$...3
m/s		
$p = 0 \dots 16$		5
m/s		
$p = 160 \dots 4$...7
m/s		

imuputki:
 paluuputki

$$d = \sqrt{\dots}$$



-  Suction line
 $w = 0.5 \dots 1.5$ m/s
-  Pressurized line
 < 50 bar : $w = 4 \dots 5$ m/s
 $50 \dots 100$ bar : $w = 5 \dots 6$ m/s

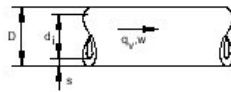
Kuva 5

Kuvasta 5 selviää mitä putkiosuuksia tarkoitetaan paine, paluu- ja imuputkilla. d tarkoittaa putken sisähalkaisijaa. Lopullinen putken valinta voidaan tehdä vaikkapa yllä olevan taulukon avulla huomioiden putkessa vallitseva suurin paine.

Virtausnopeuteen perustuvan mitoituksen avulla ei voi

puristumattomalle, kitkattomalle virtaukselle yhtälö on muodossa: (6)

$$\frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + h = H = \text{vakio}$$



DIN 2445

p_{nom}

$p_{max} = p_{nom} + 45 \text{ bar}$

$p_{nom} = 100 \text{ bar}$ $p_{max} = 145 \text{ bar}$		$p_{nom} = 160 \text{ bar}$ $p_{max} = 205 \text{ bar}$		$p_{nom} = 250 \text{ bar}$ $p_{max} = 295 \text{ bar}$		$p_{nom} = 320 \text{ bar}$ $p_{max} = 365 \text{ bar}$		$p_{nom} = 400 \text{ bar}$ $p_{max} = 445 \text{ bar}$	
D	s	D	s	D	s	D	s	D	s
6	1	6	1	6	1	6	1	6	1,5
8	1	8	1	8	1,5	8	1,5	8	2
10	1	10	1	10	1,5	10	1,5	10	2
12	1	12	1,5	12	2	12	2	12	2,5
16	1,5	16	1,5	16	2	16	2,5	16	3
20	1,5	20	2	20	2,5	20	3	20	4
25	2	25	2,5	25	3	25	4	25	5
30	2,5	30	3	30	4	30	5	30	6
38	3	38	4	38	5	38	6	38	8
50	4	50	5	50	6	50	8	50	10

Nach DIN 2445: $p_{max} = p_{nom} + 45 \text{ bar}$

taata, että painehäviöt jäävät riittävän pieniksi.

Painehäviöt muodostuvat

suuremmiksi pitkissä ja mutkaisissa putkistoissa.

Tällöin tulisi käyttää alhaisempia virtausnopeuksia.

Putkivirtauksen painehäviöitä käsitellään myöhemmin tässä monisteessa.

3.2.2 Kirchoffin 1. laki

Kirchoffin 1. laki pätee myös hydraulikassa.

Risteyskohtaan tulevien ja siitä lähtevien tilavuusvirtojen summa on yhtä suuri:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_5 + Q_6 \quad (5)$$

3.2.3 Bernoullin yhtälö

Bernoullin yhtälö sitoo toisiinsa paineen, virtausnopeuden ja korkeuseron. Kokoon

Ensimmäistä termiä kutsutaan nopeuskorkeudeksi, toista painekorkeudeksi ja kolmatta asema-korkeudeksi. Summaa H kutsutaan hydrauliseksi korkeudeksi. Yhtälö saadaan painemuotoon kertomalla termillä $\rho \cdot g$:

Tässä ensimmäinen termi on staattinen paine, toinen dynaaminen paine ja kolmas hydrostaattinen paine.

Todellisessa virtauksessa on aina kitkahäviöitä. Tällöin hydraulinen korkeus H ei pysy vakiona, vaan pienenee virtaussuunnassa. Kitkahäviöiden osuus muuttuu lämpöenergiaksi, jota Bernoullin yhtälö ei huomioi. Häviöiden osuus yhtälössä huomioidaan korkeus- tai painehäviönä. Kitkallisella virtauksella Bernoullin yhtälö muuttuu muotoon:

$$p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h = \text{vakio}$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 + \Delta h$$

Termi Δh on vastuskorkeus. Se ilmaisee hukkaan menevän osan energiasta, joka normaalisti muuttuu lämmöksi.

Painemuodossa yhtälöstä tulee:

Termi Δp ilmoittaa painehäviön.

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + \Delta p$$

Bernoullin yhtälö on energiayhtälö ja kertoo mm. sen että, virtausnopeuden kasvaessa paine pienenee (vert. kaasuttimen kurkku) ja päinvastoin.

Kun putkisto on mitoitettu oikein; (virtausnopeus max. 7 m/s painelinjassa), dynaamiseksi paineeksi saadaan 0,21 bar (öljyn tiheys 850 kg/m³). Ts. dynaamisen paineen merkitys on vähäinen. Tavallisesti myös hydrostaattisen paineen merkitys on pieni. Usein voidaankin dynaaminen paine ja hydrostaattinen paine jättää huomioimatta ja tällöin Bernoullin yhtälö supistuu muotoon:

$$p_1 = p_2 + \Delta p$$

3.2.3 Viskositeetti

Virtausaineen viskositeetilla tarkoitetaan sen kykyä vastustaa vierekkäisten kerrosten välisiä siirtymiä. Suuri viskositeetti tarkoittaa ”sakeajuoksuista” nestettä.

Jatkossa käytetään kahta erilaista viskositeettia:

- dynaaminen l. absoluuttinen viskositeetti (η)
- kinemaattinen viskositeetti (ν)

Dynaaminen viskositeetin määrittely perustuu nesteen kykyyn vastustaa muodonmuutoksia.

Viskositeetti on nesteen juoksevuuden mitta. Dynaamista viskositeettia määritettäessä viskositeetti luonnehditaan nesteen kyvyksi vastustaa muodonmuutoksia.

Kuvassa 6 vertaillaan SAE ja ISO viskositeettiluokituksia. Viskositeetin määrittely tapahtuu usein erilaisilla kokeellisilla menetelmillä. Eri

menetelmillä saatuja viskositeettiarvoja voidaan vertailla taulukoiden avulla toisiinsa.

Comparison SAE/ISO

ISO - VG	SAE
100	30
68	20,20 W
46	
32	
22	10 W
	5 W

The compression volume is calculated using the equation

$$\Delta V = V_o \cdot \frac{1}{E} \cdot \Delta p$$

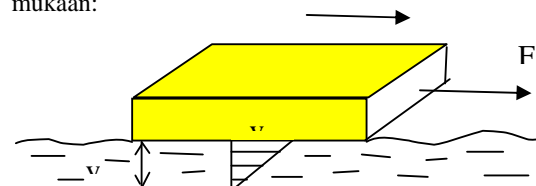
- ΔV = compression volume [cm³]
- V_o = start volume [cm³]
- E = elasticity module [bar]
- Δp = pressure increase

Kuva 6

Vedettäessä levyä ohuen nestekerroksen päällä voimalla F, syntyy nestekerrokseen kuvan 7 mukainen nopeusjakauma. Voima F määritellään yhtälöllä:

$$F = \eta \cdot v \cdot \frac{A}{y}$$

Kinemaattinen viskositeetti määritellään Maxwellin mukaan:



Kuva 7

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

Lämpötila vaikuttaa voimakkaasti hydraulisteiden viskositeettiin. Lämpötilan laskiessa viskositeetti kasvaa. Paineen kasvu kasvattaa myös viskositeettia.

4. PUTKIVIRTAUS

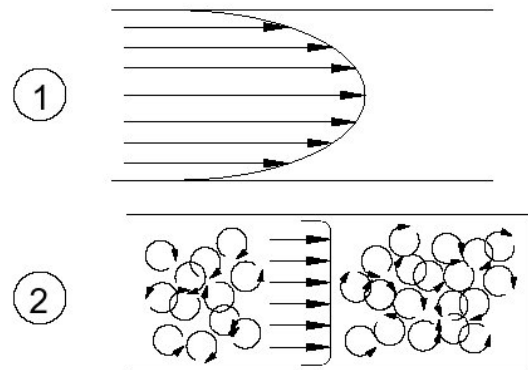
Bernoullin yhtälön yhteydessä todettiin todellisessa virtauksessa syntyvän aina häviöitä, jotka muuttuvat lämmöksi. Putkivirtauksessa nämä häviöt näkyvät paineen laskuna virtaussuunnassa ja samalla nesteen lämpiämisenä. Seuraavassa tarkastellaan laskentamenetelmiä, joilla voidaan määrittää syntyvät häviöt ja samalla vaikuttaa niiden suuruuteen.

4.1 Virtauslajit ja Reynoldsin luku

Putkivirtaus voi olla luonteeltaan laminaarista tai turbulenttista. Laminaarisessa virtauksessa neste virtaa ns. virtaviivojen suuntaisesti. Turbulenttisessa virtauksessa nesteosaset liikkuvat epämääräisesti, kuitenkin keskimääräisellä nopeudella virtaussuuntaan.

Laminaarisessa virtauksessa putken karheudella ei ole vaikutusta syntyviin painehäviöihin. Laminaarisen virtauksen luonne ja nopeusjakautuma on kuvan 8/1 mukainen. Maksiminopeus on n. 2x virtauksen keskimääräinen nopeus.

Turbulenttisella virtauksella painehäviöt riippuvat myös putken karheudesta. Virtausjakautuma on selvästi laakeampi kuten kuva 8/2 osoittaa. Maksiminopeus on n. 1,2 kertaa keskimääräinen nopeus. Virtauksen muuttuminen laminaarisesta turbulenttiseksi tapahtuu virtausnopeuden kasvaessa (kun putkikoko oletetaan vakioksi). Muutos tapahtuu nopeasti mutta käytännössä välissä on muutosalue, jossa laminaarinen virtaus saattaa herkästi muuttua turbulenttiseksi jonkun häiriötekijän ansiosta vaikka virtausnopeus ei



Kuva 8

kasvaisikaan. Virtauslaji vaikuttaa putkiston virtausvastuksiin.

Eri virtauslajit voidaan erottaa toisistaan REYNOLDSIN luvun avulla. Tämä tunnusluku on englantilaisen fyysikon Osborne Reynoldsin (1842 – 1912) kehittämä ja se ilmaisee virtausosaseen vaikuttavien hitausvoimien ja viskositeettivoimien suhteen. Reynoldsin luku on johdettu lähteessä /1, s85/. Reynoldsin luku on laaduton ja se lasketaan yhtälöstä:

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

Virtaus on laminaarista kun Re on pienempi kuin Re_{kr} ja virtaus on turbulenttista kun Re on suurempi kuin Re_{kr}

Kaksi virtausta ovat yhdenmuotoisia, jos niillä on sama Reynoldsin luku. Avovirtaukselle soveltuu paremmin Frouden luku /1, s 86/.

Kriittinen Reynoldsin luku on lähteen /1, s88/ mukaan $Re_{kr} = 2320$. Käytännössä arvona käytetään usein $Re_{kr} = 2300$.

4.2 Putkivirtauksen häviöt

Putkivirtauksessa syntyy kahdenlaisia häviöitä: kitkahäviöitä ja kertahäviöitä. Kitkahäviöt syntyvät nesteen kitkasta ja kertahäviöitä syntyy mm. putken mutkissa, venttiileissä, virtaus poikkipinnan

muutoksissa, virtauksessa säiliöön ja sieltä putkistoon sekä virtauksen haarautumisissa ja yhtymisissä.

4.2.1 Kitkahäviöt

Kitkahäviöt lasketaan yhtälöstä:

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

jossa l= putken pituus
 d= putken halkaisija
 λ = kitkavastuskerroin
 v= virtausnopeus

Yhtälön johtaminen on selvitetty lähteessä /1, s 92-99/.

Kitkavastuskertoimen λ arvo riippuu virtauslajista ja putken karheudesta. Laminaarisessa virtauksessa $\lambda = 64/R_e$

Turbulenttisessa virtauksessa kitkavastus-kertoimen määrittäminen on hankalampaa, koska se riippuu putkenkarheudesta ja Reynoldsin luvusta. Tarkastellaan ensin sileää putkea (ehto: $R_e \cdot k/d < 65$), (k= putken absoluuttinen karheus, d= putken sisähalkaisija). Blasiuksen yhtälö, kun $2300 < R_e < 10^5$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}}$$

Nikuradsen yhtälö, kun $10^5 < R_e < 5 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot R_e^{-0,237}$$

Prandtin ja Kàrmànin yhtälö, kun $R_e > 10^6$.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg(R_e \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8$$

Hydraulisesti karheat putket (ehto: $R_e \cdot k/d > 1300$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{d}{k} + 1,14$$

Moodyn yhtälö

$$\lambda = 0,0055 + 0,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{k}{d}}$$

Lisäksi voidaan erottaa ns. ylimenoalue, jolla on ehtona $65 < R_e < 1300$. Tällöin kitkavastuskerroin on:

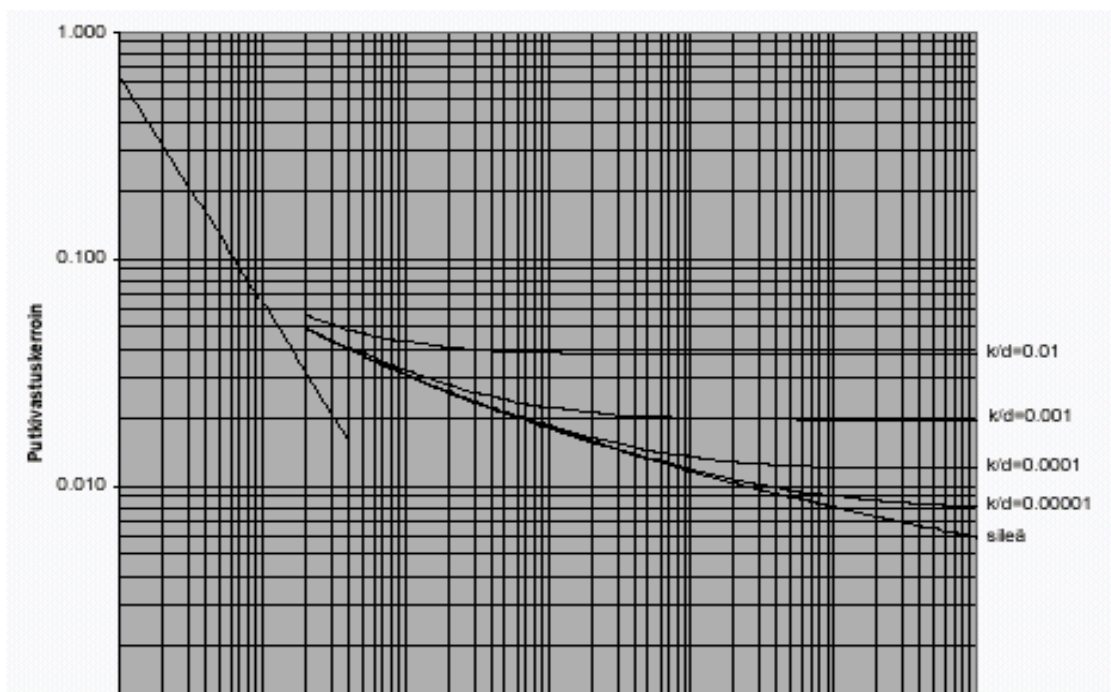
Prandl-Colebrookin yhtälö

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} \cdot 2,69 \right]$$

Kitkavastuskertoimen λ arvo saadaan myös Moodyn käyrästä Reynoldsin luvun ja suhteen k/d perusteella (kts. kuva 9).

4.2.2 Kertavastukset

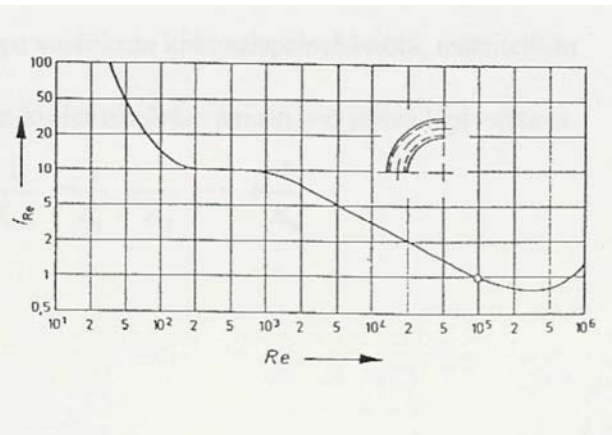
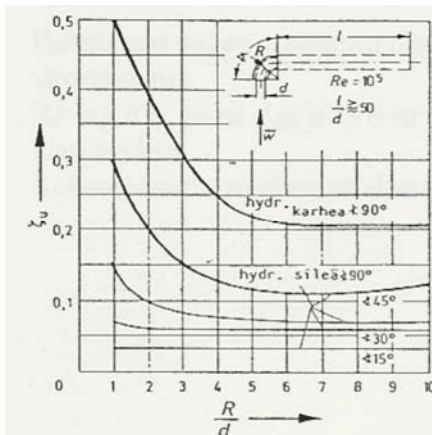
Putkistoon kuuluu monenlaisia rakenneosia, joissa



Kuva 9

tapahtuu poikkipinnan, suunnan ja virtausnopeuden muutoksia. Tällaisia ovat mm. mutkat, erilaiset venttiilit ja kuristuselimet. Kertavastusten aiheuttamien painehäviöiden laskeminen teoreettisesti on hankalaa. Usein joudutaan turvautumaan kokeisiin. Kertavastukset voidaan laskea yhtälöstä:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \text{ jossa } \zeta = \text{kertavastuskerroin}$$



Kuva 10

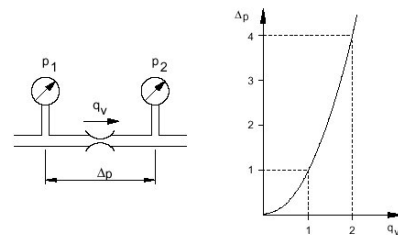
Kertavastuskerroimen arvo ζ riippuu ko. rakenne-osan rakenteesta ja usein myös Reynoldsin luvusta. Tavallisesti virtaus on näissä rakenne-osissa turbulენტista ja kirjallisuudessa annetut yhtälöt ja arvot ovat siten voimassa vain turbulენტisella virtauksella. Kertavastuskerroimen ζ arvoja ja laskentaohjeita löytyy mm. Tekniikan käsikirjoista osat 1, 5 ja 8 sekä lähteestä /1, s 105...123/.

Esimerkkinä otetaan lähteen /1/ mukainen tapa laskea putkenmutkien virtaushäviöitä. Kuvasta 10 (vasen) saadaan ζ_u :n arvo taivutuskulman suuruuden perusteella ja kuvan 10 oikean puolen käyrästä kerroin f_{Re} Reynoldin luvun ja käyrästysuhteen R/d funktiona. Kertavastuskerroin voidaan määrittää:

$$\zeta = \zeta_u \cdot f_{Re}$$

Kertavastusten suuruuksia voi laskea myös purkauskertoimen μ avulla. $Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$

Purkauskertoimen μ ja kertavastuskerroimen ζ välillä on yhteys: $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$



$$q_v = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

- α : discharge coefficient – 0.6...0.9 (depends on the viscosity and the shape of the throttling sleeve)
- A : the throttling area, m²
- Δp : pressure drop, Pa
- ρ : specific weight of the working fluid, kg/m³

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

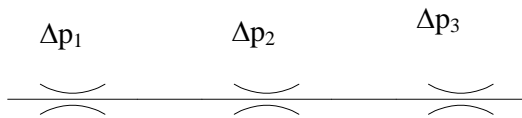
Kuva 10

Kuva 11 selventää purkauskertoimen käyttöä kuristusten yhteydessä. Likiarvona voi käyttää arvoa 0,6 virtauksen ollessa turbulენტista (teräväreunainen kuristus). Purkauskertoimen μ avulla määritetään tilavuusvirta Q esim. kuristimen yli, kun tunnetaan paine-ero ja kuristimen virtauspoikkipinta-ala:

4.2 Putkiston kokonaispainehäviö

Virtausvastukset ja sähkötekniikan vastukset käyttäytyvät matemaattisesti tarkasteltuna samalla tavoin. Ne voivat olla kytkettyinä sarjaan tai rintaan.

4.2.1 Sarjaan kytkentä



Hydrauliikkajärjestelmissä virtausvastukset ovat usein sarjaan kytkettyinä kuvan 12 tavoin. Tällöin kokonaispainehäviö on osapainehäviöiden summa.

$$\Delta p_{kok} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

Osapainehäviöt voivat muodostua putkiston kitkahäviöistä tai putkistoon liittyvien osien kertahäviöistä.

$$\Delta p_{kok} = \sum \Delta p_{kitka} + \sum \Delta p_{kerta}$$

Kuva 11

4.2.2 Rinnan kytkentä

Rinnan kytkennässä virtaus jakaantuu siten, että kuhunkin haaraan muodostuu yhtä suuri painehäviö. Kokonaispainehäviöksi muodostuu kuvan 13 tapauksessa:

$$\Delta p_{kok} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = p_1 - p_2$$

Haluttaessa laskea useamman rinnan kytketyn vastuksen kokonaispainehäviö, määritellään virtausvastus:

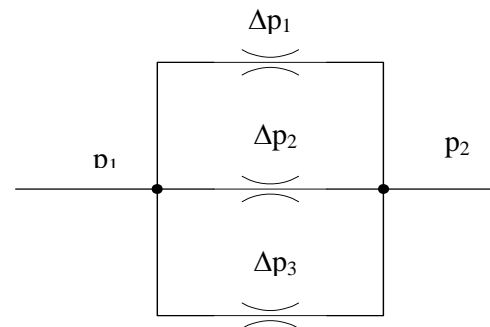
$$R_i = \frac{\Delta p_i}{Q_i}$$

jossa painehäviö Δp_i on kuristuskohtan painehäviö ja Q_i on sen läpi virtaava tilavuusvirta. Kokonaisvastus saadaan laskettua yhtälöstä:

$$\frac{1}{R_{kok}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}$$

Hydrauliikkajärjestelmissä paine on tavallisesti korkea verrattuna syntyviin painehäviöihin. Putkiston mitoitus perustuukin usein suositeltujen virtausnopeuksien käyttöön, joita on käsitelty aikaisemmin tässä monisteessa. On kuitenkin suositeltavaa tarkastaa mm. pumpun imu-putket kavitaation estämiseksi.

Putkiston mitoitus on optimointia tehohäviökustannusten ja niistä aiheutuvien muiden lisäkustannusten (mm.



jäähdytys) sekä putkistokomponenttikustannusten välillä. Ylisuuri putkisto aiheuttaa korkeat komponenttikustannukset mutta putkistosta johtuvat tehohäviöt jäävät pieniksi. Läheskään kaikki häviöt eivät johdu putkistosta.

Kuva 12

5. HYDRAULINEN TEHO JA HYÖTYSUHDE

Hydraulineste on lähes kokoonpuristumatonta, joten nesteen kokoonpuristumiseen ei mene tehoa. Hydraulinen teho voi olla tuotettua tehoa tai häviötehoa. Teho voidaan laskea yhtälöstä: $P = \Delta p \cdot Q$

Δp = paine-ero kohteen yli (Pa)

Q = tilavuusvirta kohteen yli (m^3/s)

Hydraulista tehoa saadaan mm hydraulipumpusta, jossa mekaaninen energia muutetaan hydrauliseksi. Hydraulimoottori muuttaa puolestaan hydraulisen tehon mekaaniseksi tehoksi. Muutoksessa osa tehosta menee hukkaan muuttuen lämpötehoksi. Häviö ilmaistaan hyötysuhteen avulla.

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{mek}}$$

jossa

η = hyötysuhde

P_{hyd} = hydraulinen teho (pumpun tuottama)

P_{mek} = sisään viety mekaaninen teho (pumpun ottama)

Pumpun ja hydraulimoottorin hyötysuhde muodostuu kahdesta tekijästä:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

jossa

η_v = volumetrinen hyötysuhde (sisäinen vuoto)

η_{mh} = hydromekaaninen hyötysuhde (nesteen sekä laakereiden ja tiivisteiden kitka)

Pumpun tarvitsema vääntömomentti voidaan laskea yhtälöstä:

$$M = \frac{V_k \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}}$$

jossa V_k = kierroslavuus (m^3) eli yhtä kierrosta kohti saatu nestemäärä

Hydraulimoottorista saatu vääntömomentti voidaan laskea:

$$M = \frac{V_k \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{mh}$$

6. HYDRAULINESTEET

Hydraulineste on oleellinen osa järjestelmää. Usein kuulee sanottavan, että hydraulikassa on kolme tärkeää asiaa: 1. Puhtaus, 2. Puhtaus ja 3. Puhtaus. Tämä antaa kuvan nesteestä ja ennen kaikkea puhtaasta nesteestä merkityksestä järjestelmässä. Hydraulinesteillä on järjestelmässä monia tehtäviä.

6.1 Hydraulinesteen tehtävät

- hydraulisen energian siirto pumpulta toimilaitteelle
- komponenttien voitelu
- syntyneen lämmön kuljetus jäähdyttimelle (säilytykseen)
- korroosion esto
- lian kuljetus suodattimille
- vällysten tiivistys

Näiden tehtävien hoitamiseksi nesteiltä vaaditaan lukuisia ominaisuuksia. Seuraavassa on käsitelty joitakin tärkeimpiä.

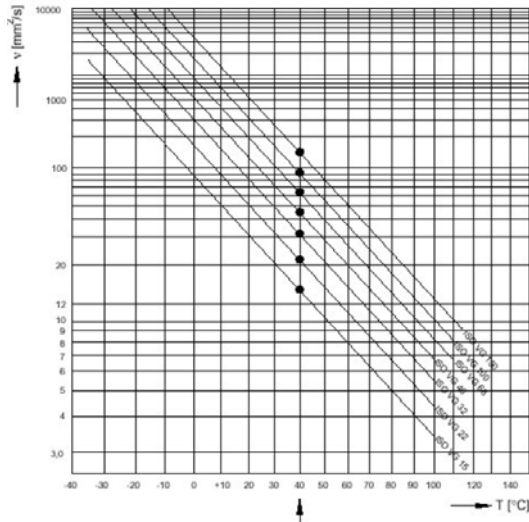
6.2 Nesteiltä vaadittavia ominaisuuksia

6.2.1 Viskositeetti

Viskositeetti on eräs nesteen tärkeimmistä ominaisuuksista. Se kuvaa nesteen juoksevuutta. Viskositeetillä on oleellinen vaikutus mm voitelukykyyn, pumpattavuuteen sekä vuotoihin. Hydraulinesteiden viskositeetti vaihtelee nesteen lämpötilan mukaan. Lämpötilan noustessa viskositeetti alenee (juoksevuus lisääntyy). Lämpötilalla onkin oleellinen vaikutus nesteeseen valintaan, koska mm riittävän voitelun on säilyttävä kaikissa tilanteissa, samoin nesteeseen pumpattavuuden. Seuraavassa joitakin viskositeettiin liittyviä suosituksia:

- käytetyt komponentit määräävät viskositeetin raja-arvot (usein pumpun)
- nesteeseen tulisi noudattaa seuraavia viskositeetin likiarvoja:
 - normaalissa käyttölämpötilassa ihanneviskositeetti on 20...50 cSt (mm^2/s)
 - minimiviskositeetti voitelun takaamiseksi on n 10...15 cSt
 - maksimiviskositeetti, jolla nestettä voidaan vielä pumpata on 1000...1500 cSt.

Kuvassa 6.1 on ISO-viskositeettiluokituksen mukaisia hydraulineiteitä, joiden referenssi lämpötilan, jossa viskositeetti annetaan, on 40 °C.



Kuva 6.1

Paineen kasvu nostaa myös nesteen viskositeettia mutta vaikutus on vähäisempi kuin lämpötilalla.

6.2.2 Viskositeetti-indeksi

Viskositeetti-indeksi ilmaisee kuinka paljon nesteen viskositeetti muuttuu lämpötilan muuttuessa. Mitä suurempi viskositeetti-indeksi, sitä vähäisempi viskositeetin muutos. Erityisesti ulko-olosuhteissa toimivissa koneissa on käytettävä korkean viskositeetti-indeksin omaavaa nestettä.

6.2.3 Vaahtoamattomuus

Hydraulinesteet sisältävät n 9 % ilmaa normaali-ilmanpaineessa. Nesteeseen liuenneen ilman määrä kasvaa paineen lisääntyessä. Paineen nopeasti laskiessa ilma voi erottua nesteestä pieninä kuplina. Ilmakuplat ovat haitallisia mm pumpussa ja venttiileissä, joissa ne aikaansaavat kavitaatiota. Lisäksi ne lisäävät nesteen kokoonpuristuvuutta, joka heikentää toimilaitteiden tarkkuutta. Ilman muodostumista voidaan ehkäistä oikealla putkiston ja säiliön suunnittelulla. Paluuputket on

aina sijoitettava nestepinnan alapuolelle. Säiliössä voidaan käyttää myös ns. ilmanerotusverkkoa. Nesteen lisäaineet voivat myös edesauttaa ilman erottumista mm pintajännitystä pienentämällä.

6.2.4 Voitelukyky ja kulumisen kesto

Nesteen tulee muodostaa voiteleva kalvo, joka suojaa ja estää metallisen kosketuksen kaikissa olosuhteissa. Koneet käyttöpaineet ovat lisänneet nesteille asetettuja vaatimuksia.

6.2.5 Leikkautumisenkesto ja hapettuminen

Kovilla paineilla, ahtaissa raoissa ja korkeissa lämpötiloissa neste joutuu koetukselle ja sen on säilytettävä ominaisuutensa myös tällaisissa olosuhteissa. Nesteeseen ei saa muodostua kiinteitä epäpuhtauksia.

6.2.6 Reagointi tiivisteiden kanssa

Neste ei saisi syövyttää tiivisteitä ja letkuja. Joidenkin nesteiden yhteydessä on käytettävä erikoistiivistemateriaaleja syöpymisen ja kulumisen vähentämiseksi (tavallisin tiivistemateriaali on nitrilikumi).

Useimmat hydraulinesteen ominaisuudet aikaansaadaan erilaisilla lisäaineilla. Tavallinen mineraaliöljy johtaisi tyypillisessä 250 h kulumisenkestokokeessa kiinnileikkautumiseen jo 10 h kuluttua.

6.3 Yleisimmät hydraulinesteet

Nesteet voidaan ryhmitellä useammalla tavalla, tässä eräs:

1. **Mineraaliöljyt**
2. **Synteettiset nesteet**
3. **Kasvisöljypohjaiset nesteet**
4. **Vesiperustaiset nesteet**

Ryhmiin 2, 3 ja 4 välille on vaikea vetää tarkkoja rajoja, koska mm useimmat kasviöljypohjaiset nesteet ovat samalla synteettisiä nesteitä.

6.3.1 Mineraaliöljyt

Mineraaliöljyt ovat yleisimmin käytettyjä hydraulines-teita. Normaaliolosuhteissa ne tarjoavat riittävän hyvät ominaisuudet edullisesti. Mineraaliöljyt ovat yleensä palavia ja lisäksi ne ovat vaarallisia vesistöille. Mineraaliöljyjen ja synteettisten nesteiden eroja voi hahmot-taa usein paremmin tunnettujen autojen moottoriöljyjen kautta.

6.3.2 Synteettiset nesteet

Synteettiset nesteet ovat tavallisesti fosfaattistereitä tai synteettisiä hiilivetyjä. Niiden ominaisuuksia voidaan muokata mineraaliöljyjä paremmaksi. Hinnaltaan ne ovat kalliimpia (3...5 kert. mineraaliöljyn hinta). Käyt-töä puoltaa mm pitempi vaihtoväli. Letkurikkoja tai yleensä öljyvuotoja ei saa tapahtua, jotta pitemmästä vaihtovälistä olisi hyötystä.

Jotkut nestetyypit ovat paloa vastustavia mutta saattavat muodostaa palojen yhteydessä erittäin myrkyllisiä kaa-suja.

6.3.3 Kasvisöljypohjaiset nesteet

Kasvisöljynesteiden ominaisuudet vastaava melko pit-källe mineraaliöljyjä. Niiden voitelukyky on hieman mineraalinesteitä parempi. Merkittävä etu on hajoami-nen luonnossa ja myrkyttömyys, jonka ansiosta niiden käyttö on lisääntynyt mm metäkoneissa, joissa letkurik-kojen vaara on suuri. Hinnaltaan kasvispohjaiset nesteet vastaavat synteettisiä nesteitä. Suomessa käytetyt nes-teet ovat yleensä kotimaista valmistetta.

Kasvinnesteen tunnistaa margariinimaisesta hajusta. Ne saattavat värjätä laiteiden ulkopinnat keltaiseksi, mikäli nestettä pääsee vuotamaan pitemmän ajan.

Kasvisöljyjä käytettäessä on noudatettava tarkoin laite-valmistajan ohjeita nesteen vaihdosta ja kasvispohjais-

ten nesteiden soveltuvuudesta. Tällöin voidaan välttyä mm laitevaurioilta, joita sattui nesteiden tullessa mark-kinoille. Kasvisneste ei siedä juurikaan vettä tai toisia nesteitä ominaisuuksien heikentymättä.

6.3.4 Vesiperustaiset nesteet

Hydrauliikan alkutaipaleella käytetty neste oli vettä. Vasta Toisen maailmansodan aikoihin, työstökoneiden ja materiaalien kehittymisen myötä nykyisin valta-asemassa olevan öljyhydrauliikan käyttö yleistyi. Vesi-hydrauliikka on noussut uudelleen esille mm ympäristö-asioiden johdosta. Vesi on myös nesteenä edullista. Sen ongelmia ovat voitelu, levänkasvu, jäätyminen sekä ka-vitaatio. Nykyisin on saatavilla vesihydrauliikalle sovel-tuvia komponentteja. Ne ovat kuitenkin melko kalliita, johtuen erikoismateriaaleista (ruostumaton teräs, kera-miikka, teflon) sekä pienistä valmistusmääristä.

Yleensä pyrkimyksenä on puhtaan veden tai meriveden käyttö mutta on myös olemassa lukuisia nesteitä, joissa veden seassa on muita aineita. Tällaisia nesteitä kutsu-taan emulsioiksi.

Vesihydrauliikkaa käytetään sellaisissa kohteissa, joissa öljyn myrkyllisyys on haitallista, esimerkiksi elintarvi-keteollisuudessa. Myös koeponnistettaessa esimerkiksi räjähdyssuojattuja komponentteja, käytetään usein nes-teenä vettä, koska jälkipuhdistustarve vähenee oleelli-sesti.

6.4 Nesteiden valintaperusteet

Nesteen valinta riippuu aina käyttökohteesta. Viskosi-teetti on usein tärkeä valintaperuste, koska se on voi-makkaasti lämpötilasta ja siten käyttöympäristöstä riip-puvainen. Eri tahot asettavat vaatimuksia tai toiveita nesteelle. Tällaisia voivat olla alhaiset kustannukset, pitkä vaihtoväli, soveltuvuus erikoisolosuhteisiin, kuten kuumuus, kylmyys, myrkyttömyys, voitelee hyvin, pa-lamattomuus, ympäristöystävällisyys jne.)

6.5 Nesteiden vaihtoväli

Yleispätevää ohjetta nesteiden vaihtovälille on vaikeaa antaa. Seuraavassa joitakin yleisohjeita:

- koneenvalmistajan antaman vaihtovalin mukaan
- öljynvalmistajan suosituksen mukaan
- ulkokäytössä nesteen vaihto syksyisin (ennen pakkasia)
- suurten öljymäärien tapauksissa öljyn tilan mukaan (näyte)

Hydrauliikkanesteen väri (haju ja maku) ei saisi käytön aikana merkittävästi muuttua. Jos sellaista ilmenee nesteen vaihto on yleensä tarpeen.

Huomattavaa on, että mahdollisia vauriotapauksia lukuun ottamatta, nesteen vaihdon syy ei saa olla likaisuus. Uutta nestettä ei vastaavasti pidä luulla vanhaa puhtaammaksi.

Moottoriöljyä ei käytetä hydrauliikkanesteenä, ellei valmistaja suosittele tai ole pakottava tilanne. Eri nesteitä ei tulisi sekoittaa keskenään, varsinkaan erityyppisiä nesteitä.

6.6 Nesteiden vaarallisuus

Suurin osa onnettomuuksista aiheutuu toimilaitteista. Hydraulinesteestä aiheutuu kuitenkin joitakin haittoja:

- Öljysuihku vaarallinen silmille ja voi syttyä palamaan
- Öljysuihku ei saa yrittää tukkia kädellä
- Liukastuminen.
- Pitkäaikainen ihokosketus aiheuttaa ärsytystä ja iho-oireita.
- Vesistöille vaarallisia (pohjavedet).
- Jäteöljy on ongelmajätettä, kunnilla on velvollisuus ottaa vastaan jäteöljyjä (pieniä määriä), suuret määrät on toimitettava ongelmajätelaitokseen Ekokem/Riihimäki.

TÄRKEÄÄ:

HYDRAULIikka TOIMII VAIN JOS NESTE ON PUHDASTA. PUHTAUS EDELLYTÄÄ:

- suodattimien kunnossapitoa
- öljynvaihtoista huolehtimista
- tiivisteiden ja huohottimien kunnossapitoa
- suurta huolellisuutta asennus-, huolto- ja korjaustoimenpiteissä
- öljyn lisäykset ja vaihdot suodattimen läpi

7. SUODATUS

Hydraulinesteistä puhuttaessa todettiin jo, että hydrauliikkajärjestelmän toiminta ja pitkä käyttöikä riippuu merkittävästi hydraulinesteiden puhtaudesta. Useista lähteistä selviää, että 75 % kaikista järjestelmissä ilmenevistä vioista on seurausta nesteiden epäpuhtauksista.

Tyypillisiä vikoja ovat:

- kuristusten tukkeutuminen (suuttimet)
- komponenttien kuluminen
- ruosteen ja oksidien muodostuminen
- kemiallisten aineiden muodostuminen
- lisäaineiden katoaminen
- bakteerien lisääntyminen

Tämän luvun tavoitteena on selvittää miten nesteen puhtaus määritetään ja miten se aikaan saadaan.

7.1 Nesteiden epäpuhtaudet

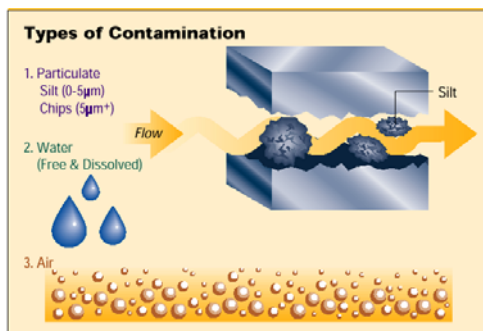
Kuvassa 7.1 on esitetty eräitä hiukkaskokoa selventäviä kohteita.

Relative Sizes of Particles		
Substance	Microns	Inches
Grain of table salt	100	.0039
Human hair	70	.0027
Lower limit of visibility	40	.0016
Milled flour	25	.0010
Red blood cells	8	.0003
Bacteria	2	.0001

Kuva 7.1

Haitallisimmat hiukkaskoot ovat alle 40 µm kokoisia ja siten silmällä havaitsemattomia. Nesteen epäpuhtaudet voidaan jakaa kuvan 7.2 mukaisesti:

1. Partikkelit (siltti ja roskat)
2. Vesi
3. Ilma



Kuva 7.2

Siltillä tarkoitetaan yleensä alle 5 µm partikkeleita.

Kaikilla epäpuhtauksilla on omat haittavaikutuksensa.

Partikkelit tulevat järjestelmään:

1. Komponenttien ja järjestelmän valmistuksen ja kokoonpanon yhteydessä
2. Nesteen täytön tai lisäyksen yhteydessä
3. Tunkeutuvat järjestelmään käytön aikana ulkoa päin
4. Syntyvät järjestelmän sisällä käytön aikana.

Partikkelit aiheuttavat mm kulumista ja komponenttien jumittumista ja vaurioita voi syntyä moneen kohteeseen

vaikutusmekanismista riippuen. Epäpuhtauksien pääsyä ja määrää järjestelmässä voidaan estää:

1. Säiliön huohotin suodattimet kunnossa ja riittävän tehokkaat
2. Järjestelmän huuhtelu ennen käyttöönottoa
3. Sylintereiden männänvarsien pyyhkijöiden tarkastus ja vaihto tarvittaessa
4. Avointen liitosten ja letkunpäiden suojaaminen lialta
5. Uuden nesteen täyttö suodattimen läpi

Veden ja ilman pääsyä järjestelmään on vaikea täysin estää. Niiden haittavaikutuksia voidaan estää oikealla järjestelmän suunnittelulla.

7.2 Puhtausluokat

Aikaisemmin komponenttivalmistajat ilmoittivat suoraan millaisen suodatin järjestelmässä tuli olla, jotta neste olisi riittävän puhdasta. Suodattimesta ilmoitettiin haluttu partikkelikoko esim 10 µm sekä erottelukyky nimellis- tai absoluuttisena suodatuksena. Nimellisuodatus tarkoitti, että 95 % ≥ 10 µm partikkeleista jäisi suodattimeen. Absoluuttinen suodatus tarkoitti 99 % erottelukykyä.

Tämä tapa ei kuitenkaan huomioonnut mm erilaisia olosuhteita, joissa järjestelmän likaantuminen saattoi olla normaalia suurempaa.

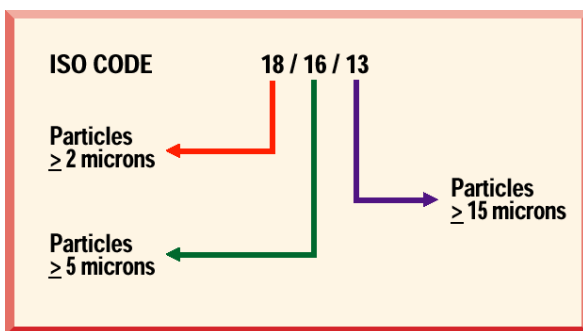
Nykyään käytetään partikkelimäärien laskentaan perustuvia menetelmiä. Partikkelimäärien laskenta on tullut mahdolliseksi optisten laskurien avulla.

Yleisin nesteen puhtausluokkaa määrittävä standardi on ISO 4406. Siinä määritetään puhtausluokat nesteen sisältämien likapartikkelimäärien mukaan, kuva 7.3.

ISO 4406 Chart		
Range Number	Number of particles per ml	
	More than	Up to and including
24	80,000	160,000
23	40,000	80,000
22	20,000	40,000
21	10,000	20,000
20	5,000	10,000
19	2,500	5,000
18	1,300	2,500
17	640	1,300
16	320	640
15	160	320
14	80	160
13	40	80
12	20	40
11	10	20
10	5	10
9	2.5	5
8	1.3	2.5
7	.64	1.3
6	.32	.64

Kuva 7.3

Tietyn nesteen partikkelimäärien laskemiseksi on rajattava myös minkä kokoisia partikkeleita kulloinkin lasketaan. Varsinainen nesteen puhtausluokkamerkintä annetaan kuvan 7.4 mukaisesti. Esim ISO 4406 18/16/13.

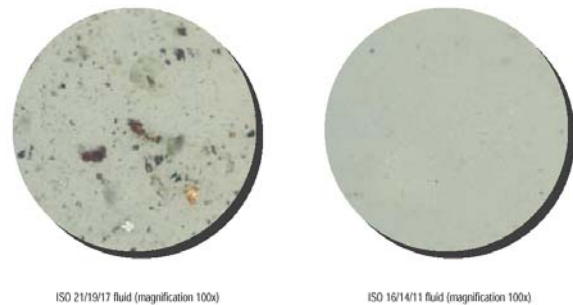


Kuva 7.4

Ensimmäinen numero tarkoittaa puhtausluokkaa (partikkelimäärää) tarkasteltaessa $\geq 2 \mu\text{m}$ kokoisia partikkeleita. (Sallittu partikkelimäärä ylärajalla per 100 ml nes-

tettä saadaan myös $2^{18} \approx 260000$). Keskimäinen numero tarkoittaa puhtausluokkaa $\geq 5 \mu\text{m}$ partikkelikokoilla ja viimeinen luku puhtausluokkaa $\geq 15 \mu\text{m}$ partikkelikokoilla. Määrittäminen useamman partikkelikoon avulla auttaa ennustamaan myös muiden partikkelikokojen epäpuhtausmäärät.

Kuvassa 7.5 näkyy mikroskooppikuva kahdesta nesteen puhtausluokasta. Vasemmalla puhtausluokka on 21/19/17 ja oikealla 16/14/11.



Kuva 7.5

7.2.1 Komponenttien puhtausluokkavaatimukset

Komponenttivalmistajat ilmoittavat kuinka puhdasta nesteen tulee olla antamalla ISO 4406 mukaisen luokituksen, Esim ISO 4406 16/14/11. Kuvassa 7.6 on tyypillisiä arvoja erilaisille järjestelmille ja komponenteille.

Fluid Cleanliness Required for Typical Hydraulic Components	
Components	ISO Code
Servo control valves	16/14/11
Proportional valves	17/15/12
Vane and piston pumps/motors	18/16/13
Directional & pressure control valves	18/16/13
Gear pumps/motors	19/17/14
Flow control valves, cylinders	20/18/15
New unused fluid	20/18/15

Kuva 7.6

Kuvan 7.7 avulla voi verrata eri standardeja keskenään.

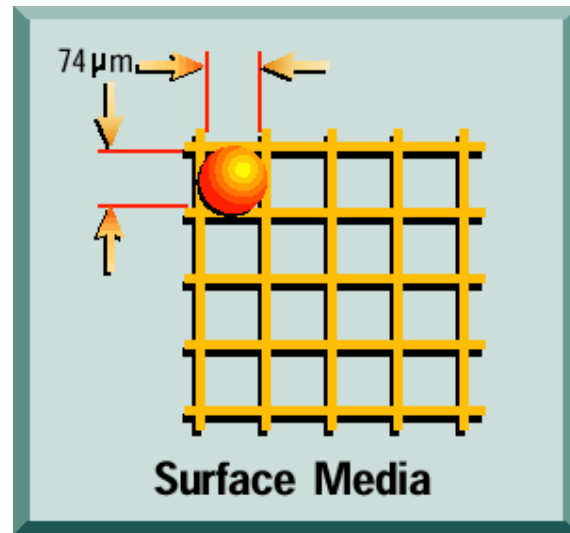
Cleanliness Level Correlation Table					
ISO Code	Particles/Millilitre			NAS 1638 (1964)	Disavowed SAE Level (1963)
	≥2 Micrometers	≥5 Micrometers	≥15 Micrometers		
23/21/18	80,000	20,000	2,500	12	–
22/20/18	40,000	10,000	2,500	–	–
22/20/17	40,000	10,000	1,300	11	–
22/20/16	40,000	10,000	640	–	–
21/19/16	20,000	5,000	640	10	–
20/18/15	10,000	2,500	320	9	6
19/17/14	5,000	1,300	160	8	5
18/16/13	2,500	640	80	7	4
17/15/12	1,300	320	40	6	3
16/14/12	640	160	40	–	–
16/14/11	640	160	20	5	2
15/13/10	320	80	10	4	1
14/12/9	160	40	5	3	0
13/11/8	80	20	2.5	2	–
12/10/8	40	10	2.5	–	–
12/10/7	40	10	1.3	1	–
12/10/6	40	10	.64	–	–

Kuva 7.7

7.3 SUODATTIMET

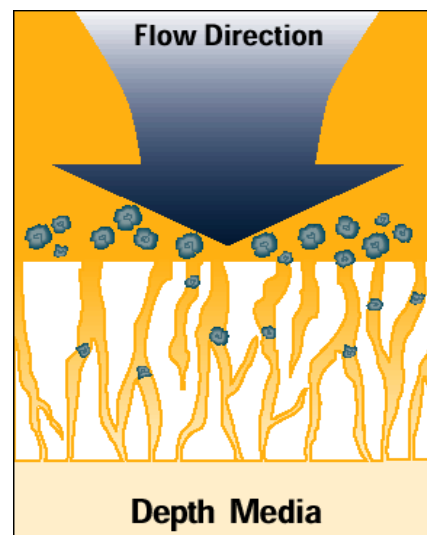
Nestettä pidetään puhtaana suodatinten avulla. Edellä käsiteltiin kuinka puhdasta nesteen tulee olla ja tällä onkin vaikutusta suodatinten valintaan.

Suodattimet voidaan jakaa pinta- ja kerrossuodattimiin riippuen rakenteesta. Kuvassa 7.8 on pintasuodatin. Sen reiän koko (verkon koko) määrää kuinka suuria partikkeleita pääsee läpi. Ongelmana on, että partikkelit voivat olla pituussuunnassa suurempia ja suodattimen likakapasiteetti on melko pieni.



Kuva 7.8

Kerrossuodattimet, kuva 7.9, koostuvat huokoisesta kuitukerroksesta (lasikuitu, selloosa, pronssi), jonka ”tiiveys” määrittää erottelukyvyn. Näillä suodattimilla on huomattavan suuri liansietokapasiteetti.



Kuva 7.9

7.3.1 Suodattimen erottelukyky

Suodattimen vaadittu erottelukyky määräytyy vaaditun puhtausluokan mukaan. Erottelukyky ilmoitetaan ISO MULTIPASS testin perusteella saadulla β -arvolla. Kyseinen arvo saadaan laskemalla likapartikkelien määrä ennen ja jälkeen suodattimen.

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2} \text{ jossa}$$

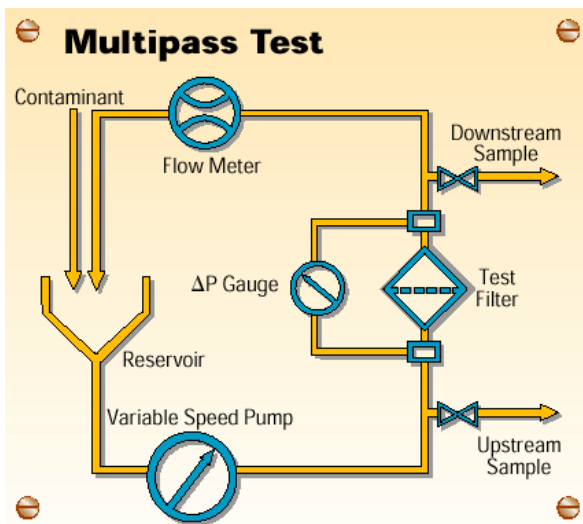
n_1 = partikkelimäärä ennen suodatinta

n_2 = partikkelimäärä suodattimen jälkeen

β = suhdeluku (kuinka monta kertaa vähemmän partikleita on suodattimen jälkeen)

x = tarkasteltu partikkelikoko

Multipass testin mittauseriaate selviää kuvasta 7.10.



Kuva 7.10

Erottelukyky prosentteina voidaan laskea β -arvosta seuraavasti:

$$\text{erottelu \%} = (1 - 1/\beta) * 100$$

Jos $\beta_{10}=20$, saadaan erottelukyvyyksi:

$$(1 - 1/20) * 100 = 95 \%$$

7.3.2 Erottelukyvyyn valinta

Järjestelmään tulevaa likamäärää on vaikea tietää. Niinpä suodattimen erottelukyky valitaan kokemukseräisesti tai noudattaen suodatinvalmistajien laatimia taulukoita.

Syyt miksi ei käytetä aina erittäin tehokkaita suodattimia, johtuvat mm liansietokapasiteeteista. Suuren erottelukyvyn mukainen suodatin tukkeutuu nopeasti ja lyhentää huoltoväliä. Sillä ei myöskään saavuteta merkittäviä lisäetuja riittävät vaatimukset täyttävään suodattimeen.

Kuvassa 7.11 on esitetty millaista suodattimen erottelukykyä tulee käyttää nesteen puhtausluokasta riippuen.

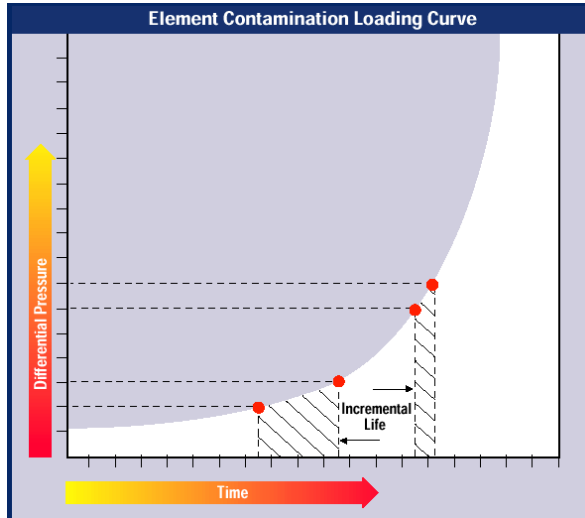
Hydraulic Systems					
Component Type	System Pressure	Suggested Cleanliness Code	Media Efficiency Beta _x >200	Number of Filter Placements	Minimum Filter Placements
Servo Valves	<1000	16/14/12	2	1	P
			5	2	P & R
	1000-3000	15/13/11	2	1.5	P & O
			2	2	P & R
Proportional Valves	<1000	17/15/13	2	1	P
			5	1.5	P & O
		10	2.5	P, R & O	
		2	1	P	
	1000-3000	17/14/12	5	2	P & R
			2	1.5	P & O
		16/14/11	5	2.5	P, R & O
				2	2.5
Variable Volume Pumps	<1000	18/16/14	5	1	P or R
			10	2	P & R
		2	0.5	O	
		5	1.5	P or R, & O	
	1000-3000	17/16/14	10	2.5	P, R & O
			2	1	P or R
		17/15/13	5	2	P & R
				5	0.5
Vane Pumps Fixed Piston Pumps Cartridge Valves	<1000	19/17/15	10	1.5	P or R, & O
			5	1	P or R
		18/17/14	10	2	P & R
			5	1.5	P or R, & O
	>3000	18/16/13	10	2.5	P, R & O
				10	1
		20/18/16	20	2.5	P, R & O
				10	1.5
Gear Pumps Flow Controls Cylinders	<1000	19/17/15	5	0.5	O
			10	1.5	P or R, & O
	1000-3000	19/17/15	5	0.5	O
			10	1.5	P or R, & O

Kuva 7.11

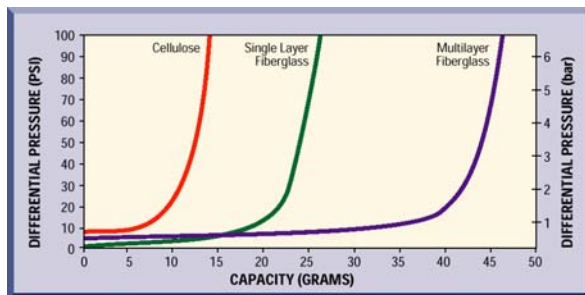
Taulukon painearvot ovat yksiköinä psi. (3000 psi = 210 bar, 1000 psi = 70 bar).

7.3.3 Suodattimen tukkeutuminen

Suodattimen likakapasiteetin täyttyminen näkyy paineeron kasvamisena. Alussa paine-ero kasvaa hitaasti mutta likakapasiteetin alkaessa täytyä, paine-ero alkaa kasvamaan nopeasti. Kuva 7.12 esittää paineeron kasvua ajan kuluessa. Käytetty suodatinmateriaali vaikuttaa myös käyttöikänsä. Kuvassa 7.13 on vertailtu erilaisia materiaaleja.



Kuva 7.12

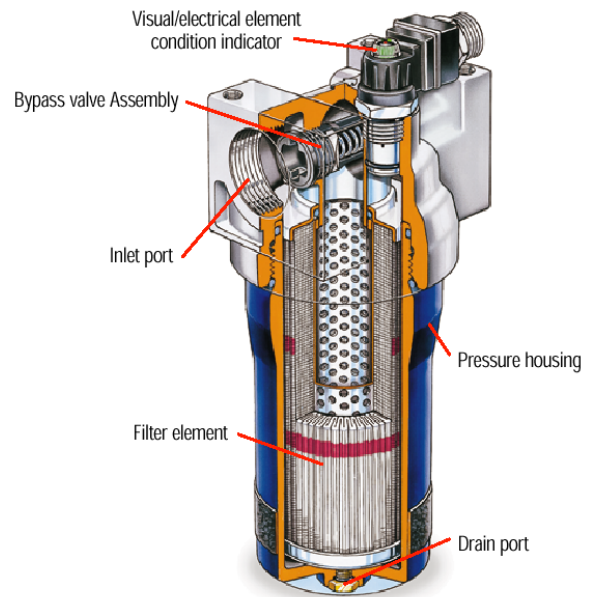


Kuva 7.13

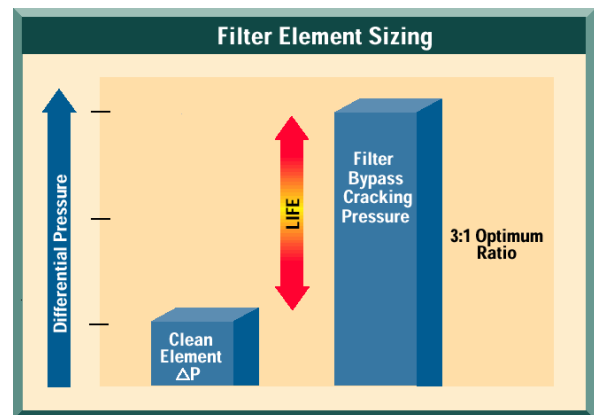
Suodatinelementti sijoitetaan suodatinrunkoon, jonka tyyppi vaihtelee paineenkestosta ja sijoituspaikasta riippuen. Painesuodattimen on kestävä täysi järjestelmän paine. Paluusuodattimille riittää huomattavasti matalampi paineenkesto (esim n 30 bar). Kuvassa 7.14 on rakennekuva tyypillisestä suodattimesta. Elementin lisäksi suodatin sisältää liitännät tulevaa ja poistuvaa tilavuusvirtaa varten. Normaalisti virtaus kulkee suodattimen läpi ulkoa sisälle päin (suurempi pinta-ala). Usein suodattimessa on myös ohivirtausventtiili tukkeutumisen varalle sekä indikaattori, joka kertoo suodattimen paine-eron kasvaneen liian korkeaksi.

Suodattimen koon valintaan on erilaisia ohjeita. Eräs suositus on, että puhtaan suodattimen paine-eron tulee olla niin matala, että ohivirtausventtiili avautuu tähän paine-eroon nähden kolminkertaisella paineella, kuva 7.15. Suhteen tulee kuitenkin olla vähintään 2:1. Indi-

kaattorin indikointipaine valitaan niin, että se varoittaa 5...25 % ennen kuin ohivirtausventtiili avautuu.



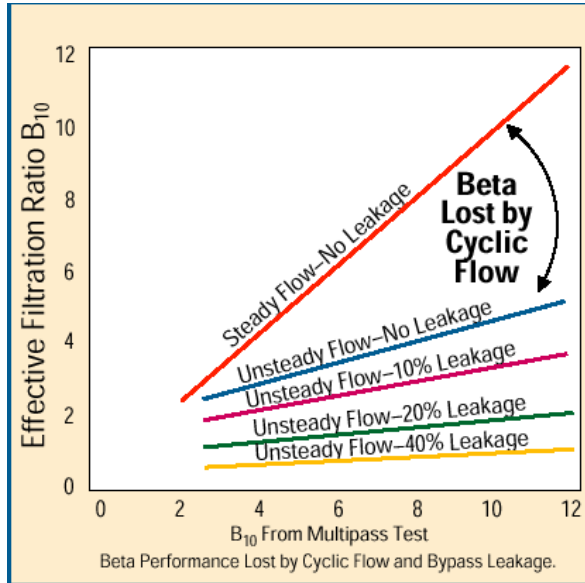
Kuva 7.14



Kuva 7.15

Kaikissa suodattimissa ei käytetä ohivirtausventtiiliä, koska se mahdollistaa suodattamattoman nesteen pääsyn järjestelmään. Kuva 7.16 kuvaa miten erottelukyky heikkenee, jos ohivirtausta ilmenee.

Painesuodattimissa ohivirtausventtiili jätetään usein pois. Paluusuodattimissa sitä usein käytetään, jottei suodattimen tukkeutuminen aiheuttaisi vaaratilanteita.



Kuva 7.16

7.3.4 Suodattimen sijoittaminen

Suodatus voi olla täysvirtasuodatusta tai ohivirtaus-suodatusta. Täysvirtausuodatuksessa kaikki kierrossa ollut neste suodatetaan. Sivuvirtasuodatuksella pyritään useimmiten pitämään säiliössä oleva neste puhtana. Koska suodattimen paikka vaikuttaa käytettyyn suodattintyyppiin, jaetaan suodattimet usein:

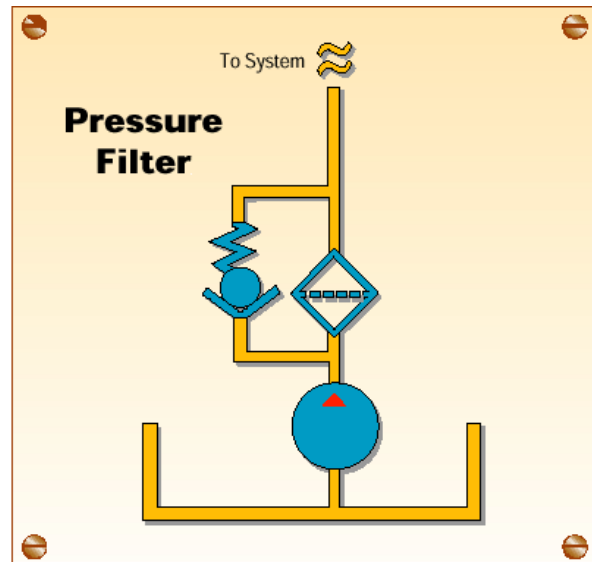
1. Painesuodatin
2. Palusuodatin
3. Imusuodatin
4. ohivirtausuodatin

Painesuodatin

Painesuodatin sijaitsee painelinjassa ennen muita komponentteja. Sitä käytetään, kun järjestelmän komponentit ovat erityisen herkkiä lialle. Näiden suodattimien on kestävä täysi järjestelmän paine. Niiden koko määräytyy tilavuusvirran perusteella (kuten muidenkin suodattinten). Edellä mainittiin valintakriteereistä. Usein käytetään myös seuraavaa:

Puhtaan suodatinelementin + rungon paine-ero saa olla max 1 bar normaalissa käyttölämpötilassa ja maksimi virtauksella. Kuvassa 7.17 näkyy painesuodattimen sijoitus. Ohivirtausventtiili suositellaan usein jätettäväksi

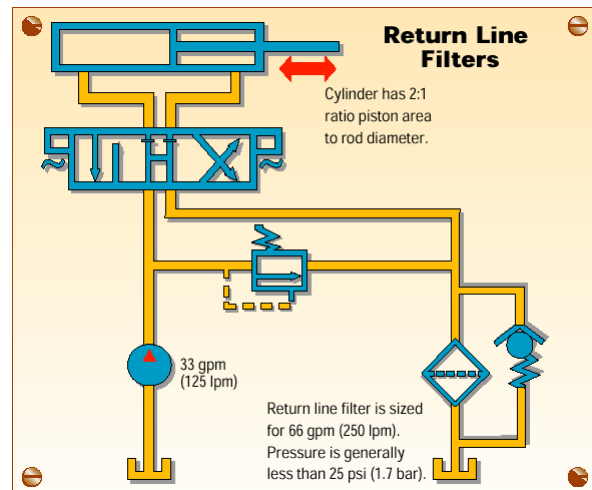
pois. Painesuodatin ei suojaa pumppua parhaalla mahdollisella tavalla.



Kuva 7.17

Palusuodatin

Palusuodattimen sijoitus järjestelmään näkyy kuvassa 7.18.



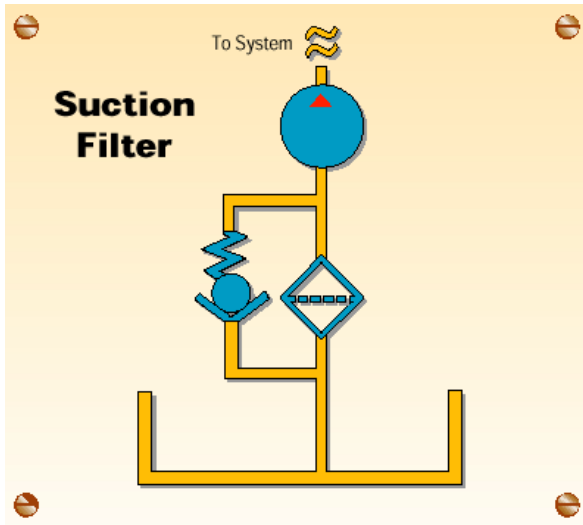
Kuva 7.18

Kaikki järjestelmästä palaava neste kulkee palusuodattimen läpi. Tämä suodatin estää järjestelmästä irronneen lian pääsyn säiliöön ja samalla pumppuun. Suodattimen valinta perustuu 0,5 bar sallittuun paine-eroon (puhdas elementti + runko, täysi virtaus, normaali käyttölämpötila). Valinnassa on vielä huomioitava, että sylinterien

pinta-alaeroista johtuen paluuvirtaus voi olla suurempi kuin suurin pumpun tuotto.

Imusuodatin

Imusuodattimen sijoittaminen selviää kuvasta 7.19.



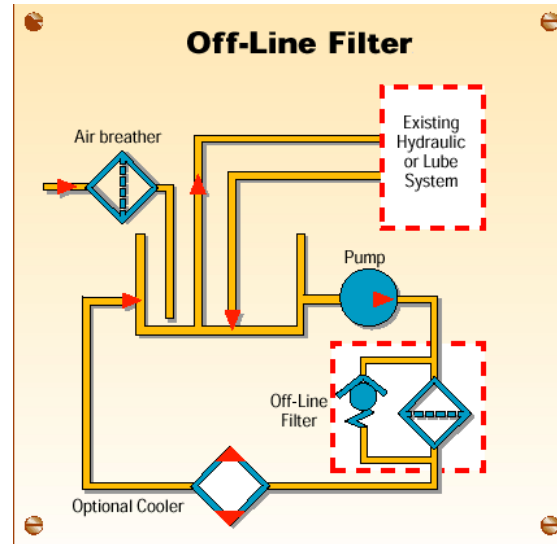
Kuva 7.19

Imusuodatin tarjoaa periaatteessa parhaan suojan pumpulle. Imukanavassa sallitaan kuitenkin hyvin pieniä alipaineita kavitaatiovaaran takia. Imusuodatin lisää aina alipainetta ja kavitaatiovaaran johdosta sitä ei voida tehdä kovin tehokkaaksi. Yleensä imusuodatin on parimminkin imusiivilä, joka suojaa pumpua suuremmilta partikkeleilta. Varsinainen suodatin sijoitetaan muualle.

Ohivirtausuodatin

Ohivirtausuodatuksessa osa palaavasta nesteestä ohjataan suodattimen läpi tai kuten kuvassa 7.20, käytetään erillistä suodatuspiiriä, jossa on myös oma pumppu. Usein voidaan sanoa täysvirtausuodatuksen olevan suositellumpi vaihtoehto. Tällöin tulee kuitenkin aina muistaa, että täysvirtausuodatus vaikuttaa järjestelmän toimintaan ja tämä tulee suunnittelussa huomioida. Ohivirtausuodatus on oma piirinsä ja se voidaan tehdä erotuskyvyltään hyvin suureksi. Suodatuspiiri voi toimia myös pääjärjestelmän ollessa pois käytöstä.

Yhteenveto eri suodatustapojen välisistä eroista on esitetty taulukossa 7.21.



Kuva 7.20

Joskus kuulee sanottavan: ”Neste on niin likaista, että se pitää vaihtaa”.

Näin ei saa koskaan olla järjestelmässä. Nesteen likaantuminen on aina merkki jostain vakavasta häiriötilasta! Sitä ei voi korjata nestettä vaihtamalla. Itse asiassa on tyypillistä, että uusi neste on alussa likaisempaa ja puhdistuu käynnin aikana. Valitusta suodattimesta riippuen saavutetaan tietty puhtauden tasapainotila.

Nesteen vaihto saattaa olla tarpeen, jos järjestelmässä on sattunut vakava vaurio.

Comparison of Filter Types and Locations		
FILTER LOCATION	ADVANTAGES	DISADVANTAGES
Suction (Externally Mounted)	<ul style="list-style-type: none"> Last chance protection for the pump. Much easier to service than a sump strainer. 	<ul style="list-style-type: none"> Must use relatively coarse media, and/or large housing size, to keep pressure drop low due to pump inlet conditions. Cost is relatively high. Does not protect downstream components from pump wear debris. May not be suitable for many variable volume pumps. Minimum system protection.
Pressure	<ul style="list-style-type: none"> Specific component protection Contributes to overall system cleanliness level. Can use high efficiency, fine filtration, filter elements. Catches wear debris from pump 	<ul style="list-style-type: none"> Housing is relatively expensive because it must handle full system pressure. Does not catch wear debris from downstream working components.
Return	<ul style="list-style-type: none"> Catches wear debris from components, and dirt entering through worn cylinder rod seals before it enters the reservoir. Lower pressure ratings result in lower costs. May be in-line or in-tank for easier installation. 	<ul style="list-style-type: none"> No protection from pump generated contamination. Return line flow surges may reduce filter performance. No direct component protection. Relative initial cost is low.
Off-Line	<ul style="list-style-type: none"> Continuous "polishing" of the main system hydraulic fluid, even if the system is shut down. Servicing possible without main system shut down. Filters not affected by flow surges allowing for optimum element life and performance. The discharge line can be directed to the main system pump to provide supercharging with clean, conditioned fluid. Specific cleanliness levels can be more accurately obtained and maintained. Fluid cooling may be easily incorporated. 	<ul style="list-style-type: none"> Relative initial cost is high. Requires additional space. No direct component protection.

Kuva 7.21

8. VENTTIILIT

Venttiilit ryhmitellään tavallisesti hydraulisen toiminnan perusteella:

1. Paineventtiilit
2. Suuntaventtiilit
3. Virtaventtiilit
4. Vastaventtiilit
5. Muut venttiilit.

Ryhmittely voitaisiin tehdä myös sisäisen rakenteen mukaisesti luisti-, istukka- ja kiertyvä karaisiin venttiileihin. Yleisimpiä ovat luistirakenteet, koska niiden

avulla voidaan helposti tehdä monikanavaisia venttiileitä. Luistiventtiileille on tyypillistä tietty välisvuoto. Ne ovat myös herkkiä lialle. Istukkaventtiilit ovat puolestaan hyvin tiiviitä venttiileitä.

Kolmas mahdollinen jaottelu tapahtuisi venttiilien ulkoisen rakenteen perusteella. Tähän liittyy myös venttiilien keskinäinen yhteensopivuus. Ulkoisen rakenteen perusteella venttiilit ryhmitellään:

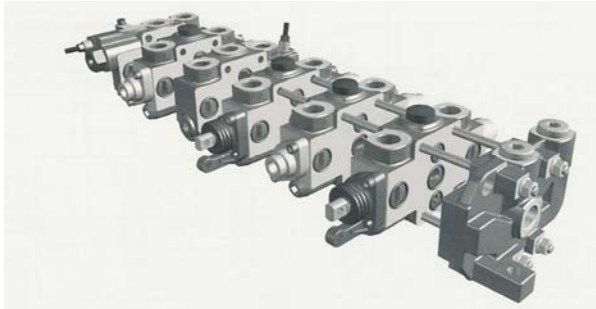
1. pohjalaatta-asenteiset venttiilit
2. putkistoasenteiset venttiilit
3. patruunaventtiilit
4. lohkoventtiilit.

Teollisuushydrauliikka suosii pohjalaatta-asenteisia venttiileitä, kuva 8.1, koska ne vähentävät putkitustarvetta ja ovat hinnaltaan kilpailukykyisiä. Kilpailukyky johtuu osaltaan suurista valmistusmääristä.

Ajoneuvoissa käytettävät venttiilit ovat tyypiltään lohkoventtiileitä. Kuvassa 8.2 on lohkoventtiilin rakenne.



Kuva 8.1

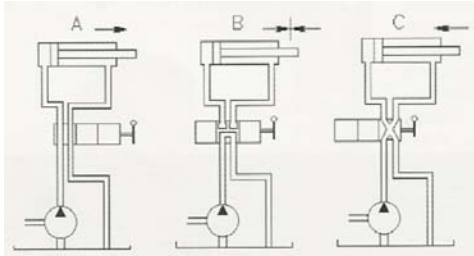


Kuva 8.2

8.1 SUUNTAVENTTIILIT

Suuntaventtiileitä käytetään tilavuusvirran ohjaamiseen toimilaitteille (sylinterit tai hydraulimoottorit). Ne voivat ohjata virtausta myös toiseen järjestelmään tai kytkeä pumpun vapaakierrolle.

Rakenteellisesti suuntaventtiilit ovat useimmiten aksiaaliluistityypisiä. Jos venttiiliin tulee olla vuodon voodaan käyttää istukaventtiileitä. Venttiili voi olla myös kiertoluistityyppinen. Tällöin se on tavallisesti manuaalisesti ohjattu.



Kuva 8.3

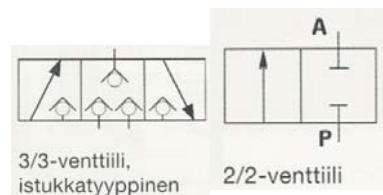
Kuvassa 8.3 on tyypillinen sylinterin ohjaus suuntaventtiilillä. Kuvassa A pumpulta tuleva virtaus pääsee sylinterin + kammioon (männän puoli). – kammio (varren puoli) on kytketty tankkiin. Männän puolelle tuleva virtaus työntää mäntää ulospäin ja varrenpuolelta neste virtaa tankkiin.

Kuvassa B liike on pysäytetty. Molemmat sylinterikammiot ovat suljettu ja pumpu on vapaakierrolla keskiasennon kautta. Kuvassa C pumpun virtaus on kytketty varren puolelle. Männän puoli on kytketty tankkiin. Mäntä liikkuu taaksepäin.

Venttiilin sisällä on kara tai luisti, jota siirtämällä erilaiset kytkennät saadaan aikaan. Kara ja sen aikaansaama kytkentä ilmaistaan symboleilla, jotka perustuvat ISO- ja DIN-standardeihin. Suomessa on käytössä SFS-standardi, joka vastaa Iso-standardia.

Venttiilit nimetään 2/2-, 3/3-, 4/3-venttiili nimityksillä. Ensimmäinen numero tarkoittaa liityntöjen määrää ja toinen kytkentäasentojen määrää.

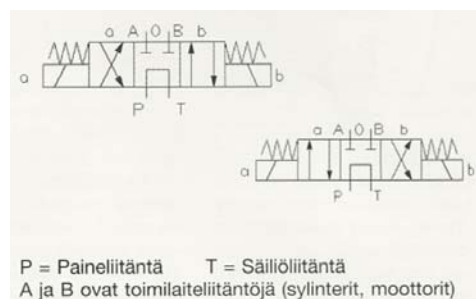
Kuvassa 8.4 vasemmalla on kaksiasentoinen ja kaksi liityntää (P, A) omaava venttiili. Oikealla on kolmiasentoinen, kolme liityntää omaava venttiili. Vastaventtiilien avulla tarkoitetaan venttiiliin olevan istukkatyyppinen. Nuolta käytettäessä ilmaistaan tavallinen virtaussuunta mutta virtaus voi todellisuudessa kulkea molempiin suuntiin.



Kuva 8.4

8.2.1 Kaksi esitystä

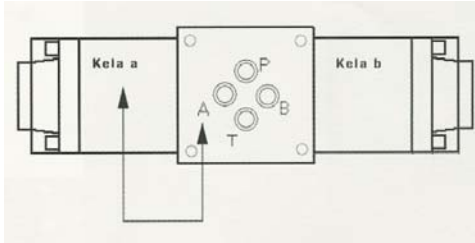
Usein käytettyä 4/3 venttiiliä kuvattaessa käytetään tapoja, joissa toisessa vasemmalle piirretään ”ristikoppi” ja toisessa vastaavasti ”suorakoppi”. Venttiilin asennot kuvataan molemmissa merkinnöillä a, 0 ja b (näitä merkintöjä käytetään harvoin lopullisissa kaavioissa).



Kuva 8.5

Kuvassa 8.5 näkyvät molemmat piirtämistavat. Sähköisiä ohjauskelat ovat myös merkitty kirjaimilla a ja b. Käytettäessä a-lohkossa suoraa koppia tarkoittaa se, että kytkettäessä ohjaus a-kelaan neste lähtee virtaamaan A-

portista. Toisessa tapauksessa a-kela sijoitetaan aina A-portin puolelle mutta virtaus ei välttämättä lähde A-portista (oikean puoleinen kuva kuvassa 8.5 ja kuva 8.6). Valmistajat suosivat tätä ratkaisua.



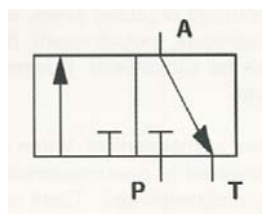
Kuva 8.6.

8.2.2 2/2-venttiili

2/2-venttiilissä (kuva 8.3, vasen) on kaksi asentoa avoin ja suljettu. Kaavioissa venttiili piirretään ”lepoasentoon” (tässä oikea koppi), joka on kiinni-asento. Kun venttiiliä ohjataan, siirtyy kara niin, että P-A yhteys avautuu. Tällainen venttiili pystyy ainoastaan sulkemaan ja avaamaan virtauksen. Lepoasennosta riippuen venttiili on normaalisti suljettu NC (Normally Closed) tai normaalisti avoin NO (Normally Open).

8.2.3 3/2-venttiili

Tässäkin venttiilissä on kaksi asentoa ja kolme liityntää P, T ja A (kuva 8.7).

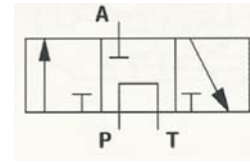


Kuva 8.7.

Paine-liityntä P voidaan kytkeä A-liityntään. A-liityntä kytketään kuvassa 5 lepoasennossa tankkiin (T). Venttiiliä voidaan käyttää yksitoimisen sylinterin ohjaamiseen ääriasennosta toiseen.

8.2.4 3/3-venttiili

3/3-venttiilissä on keskellä kolmas asento (kuva 8.8).

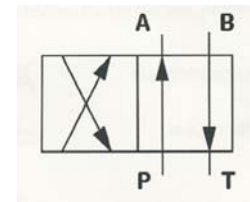


Kuva 8.8.

Tällä venttiilillä männän liike voidaan pysäyttää mihin kohtaan tahansa kytkemällä venttiili keskiasentoon.

8.2.5 4/2-venttiili

Kuvan 8.9 4/2-venttiilissä on neljä liityntää P, T, A ja B sekä kaksi toimintoasentoa.

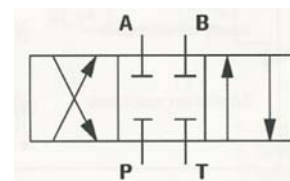


Kuva 8.9.

Tällä venttiilillä pystytään ohjaamaan kaksitoimista sylinteriä ääriasennosta toiseen ja vaihtamaan kaksitoimisen hydraulimoottorin pyörimissuuntaa.

8.2.6 4/3-venttiili

4/3-venttiili, kuvassa 8.10, on yleisimmin käytetty venttiilityppi. Sillä voidaan edelliseen verrattuna myös pysäyttää sylinterin tai hydraulimoottorin liike haluttuun kohtaan .



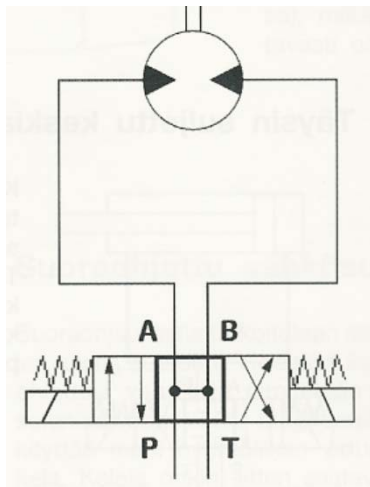
Kuva 8.10.

8.2.7 Venttiilien keskiasennot

Keskiasentojen avulla toimilaitteen liike voidaan haluttaessa pysäyttää tai käynnistää vapaakierto yms. Keskiasento liittyy kolmiasentoisiin venttiileihin. Se on myös tyypillisesti näiden venttiilien lepoasento. Keskiasentoon tullaan keskitysjosien avulla tai joissakin käsikäyttöisissä venttiileissä käsiohjauksella. Keskiasennossa liittynät P, T, A ja B voidaan periaatteessa kytkeä lähes millä tavoin tahansa. Seuraavassa tarkastellaan yleisimpiä keskiasentoja.

Avoim keskiasento

Avoimessa keskiasennossa kaikki portit ovat yhteydessä toisiinsa kuvan 8.11 mukaisesti.



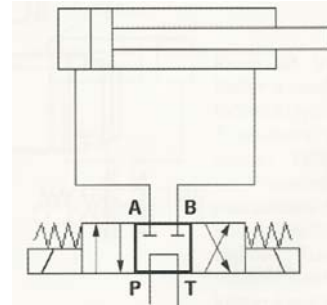
Kuva 8.11.

Lepoasennossa pumppu on vapaakierrolla ja toimilaitte pääsee ”kellumaan” A- ja B-porttien kautta. Tällaista kytkentää käytetään mm hydraulimoottorin yhteydessä, kun on tärkeää, että moottori pääsee vapaasti pyörimään keskiasennossa.

Vapaakierto l. tandem-keskiasento

Tällä keskiasennolla, kuva 8.12, toimilaitte pysähtyy heti venttiilin sulkeutuessa, eikä ulkoinen voima pääse sitä

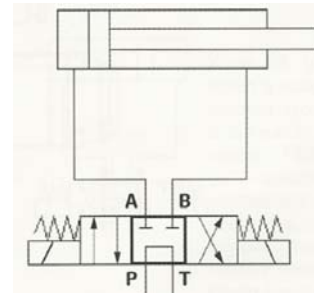
liikuttamaan, koska neste on lähes kokoon puristumaton. Pumppu jää keskiasennossa vapaakierrolle



Kuva 8.12.

Kellunta- l. Y-keskiasento

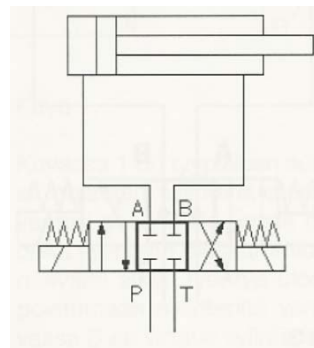
Tässä tapauksessa, kuva 8.13, toimilaitte pääsee kellumaan A- ja B-porttien ollessa kytkettynä tankkiin. Ainoastaan P-portti on suljettuna. Tällainen keskiasento on yleinen moottorikäytöissä, esiohjausventtiileissä sekä käytettäessä lukkoventtiilejä.



Kuva 8.13.

Suljettu keskiasento

Suljettua keskiasentoa, kuva 8.14, käytetään säätötilavuuspumppujen yhteydessä, kun sylinteri halutaan pysäyttää tiettyyn asentoon ja pysyvän siinä paikoillaan.



Kuva 8.14.

Asemointiasento

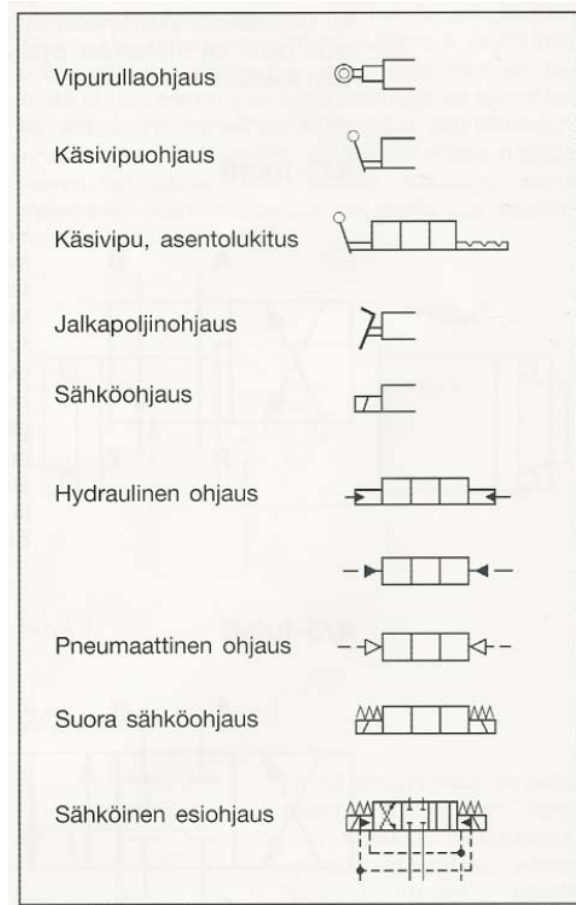
Tässä keskiasennossa P-liityntä on kytkettynä A- ja B-liityntöihin. Sylinterissä on oltava kaksipuolinen männänvarsi, jotta sitä voidaan liikutella vapaasti ulkoisen voiman avulla.

8.2.8 Ohjaustavat

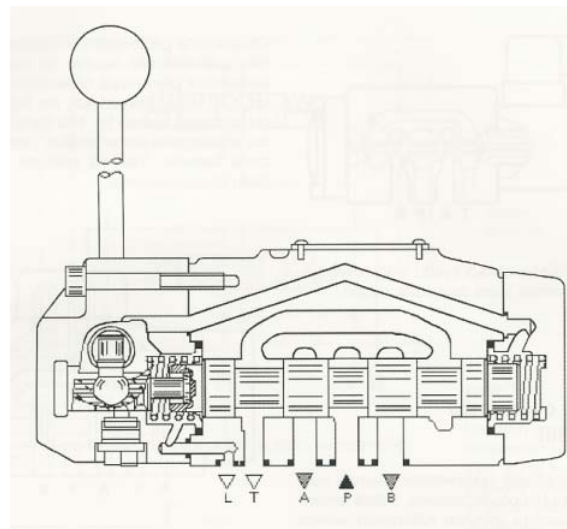
Suuntaventtiilejä voidaan ohjata manuaalisesti, mekaanisesti hydraulisesti, pneumaattisesti tai sähköisesti. Kuvassa 8.15 on esitetty erilaiset ohjaustavat.

Manuaalinen ohjaus tarkoittaa karan siirtämistä käsin. Mekaanisessa ohjauksessa karaa voidaan siirtää esimerkiksi vipumekanismin avulla. Hydraulisessa ja pneumaattisessa ohjauksessa karaa siirretään paineen avulla. Nämä ohjaustavat ovat helposti ymmärrettävissä, joten seuraavassa keskitytään lähemmin sähköiseen ohjaukseen. Manuaalisten ja mekaanisten ohjaustapojen käyttö on teollisuussovellutuksissa myös melko vähäistä.

Kuvassa 8.16 on käsivipuohjattu venttiili. Venttiilissä on jousikeskitys. Paineakanava on keskellä ja se on hydraulisesti tasapainossa, jotta venttiilin ohjaaminen olisi kevyttä. Tankkikanavat, joissa on yleensä sama paine, ovat sijoitettu laidoille.



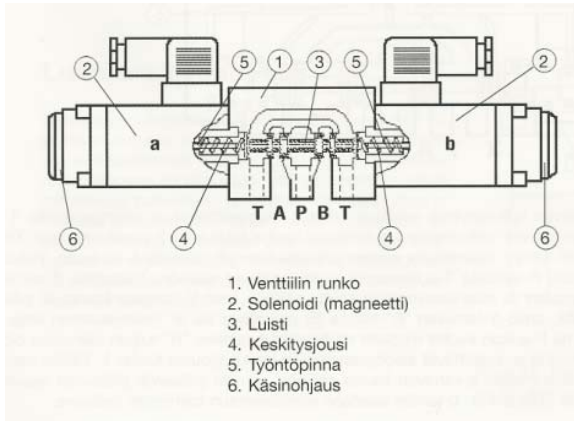
Kuva 8.15.



Kuva 8.16.

Sähköinen ohjaus

Sähköistä ohjausta on kahta tapaa: Suora sähköinen ohjaus ja sähköinen esiohjaus. Suoraa ohjausta käytettäessä solenoidit (kelat) vaikuttavat suoraan venttiilin kaaraan. Tällaisista venttiileistä käytetään usein nimitystä magneettiventtiili tai solenoidiventtiili. Solenoideja löytyy kaikille tavallisille jännitteille.



Kuva 8.17.

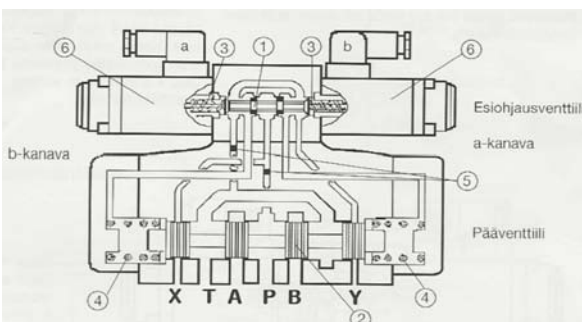
Kuvassa 8.17 on tyypillinen suoraan sähköisesti ohjattu suuntaventtiili.

Kelan a tullessa aktivoituu, se työntää työntöpinnan 5 välityksellä luistia 3 vasten keskitysjousta 4. Tällöin paineliitynnästä P avautuu yhteys B-liityntään ja A-liitynnästä puolestaan tankkiliityntään T. Kun kelan a jännite katkaistaan, keskitysjouset keskittävät luistin. Kytkemällä jännite kelaan b saadaan päinvastainen toiminta.

Esiohjattu venttiili

Ohjauspaine pilottiventtiilille voidaan "ottaa" pääventtiilin paineliitynnän kautta, tai jos halutaan käyttää

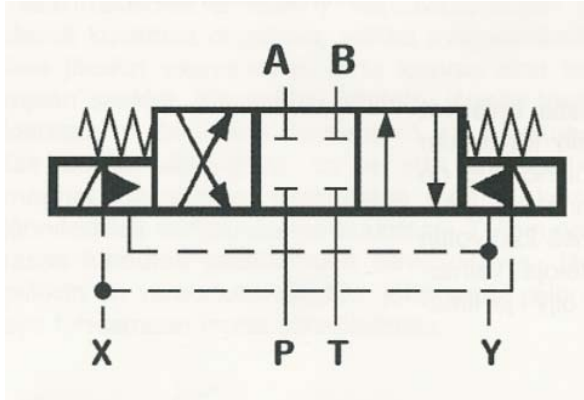
Kuva 8.18.



esimerkiksi pienempää ohjauspainetta, voidaan käyttää X-liityntää. Esimerkiksi, jos järjestelmän työpaine on jatkuvasti korkea (yli 150 bar), on järkevää alentaa ohjauspaine pienemmäksi, jotta käyttöikä ja huoltoväli kasvaisi. Yleensä pääluisti ohjautuu jo 5...10 barin ohjauspaineella.

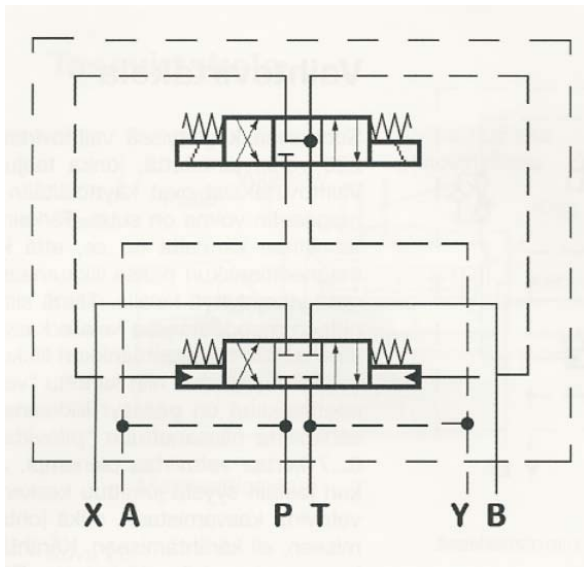
Suoraohjattuja venttiileitä rakennetaan yleensä noin sadan litran minuuttituotoille saakka. Tästä eteenpäin alkaa virtauksesta johtuvat häiritsevät voimat kasvaa niin suureksi, että ne häiritsevät magneetin toimintaa, jolloin siirrytään esiohjaukseen. Esiohjauksen pääperiaate on se, että käytetään hydraulisesti ohjattua suuntaventtiiliä, jota ohjataan suoraohjattulla magneettiventtiilillä, jota slangikielessä kutsutaan "pilottiventtiiliksi".

Kuvassa 8.18 on esitetty esiohjatun suuntaventtiilin halkileikkaus ja toiminta. Kuvassa näkyvät myös venttiilin osat. Ohjausvirran kytkeydyttyä kelalle a työntää magneettiankkuri esiohjausluistia 1 josta 3 vasten, jolloin ohjauspaine pääsee vaikuttamaan a-kanavan kautta pääluistin 2 jousikammioon. Ohjauspaineen vaikutuksesta pääluisti siirtyy vasemmalle avaten päävirtauksen P-aukosta A-aukkoon. Paluuvirtaus alkaa samanaikaisesti virrata B-aukosta T-aukkoon ja sieltä edelleen säiliöön. Pääluistin 2 siirtyessä vasemmalle pakenee öljy b-kanavan ja esiohjausventtiilin kautta säiliöön, joko Y-kanavan kautta tai pääventtiilin T-aukon kautta riippuen siitä, onko Y-kanavan "R"-tulppa (5) paikallaan vai ei. Esiohjausosan ohjauspaine "otetaan" joko X-kanavasta tai P-aukon kautta riippuen myös ohjauspaineen "R"-tulpan olemassa olosta. Kun ohjausvirta katkaistaan kelalta a, keskittävät esiohjausventtiilin keskitysjouset luistin 1. Tällöin purkautuu ohjauspaine pääluistin jousikammioista a-kanavan kautta säiliöön, ja näin pääsevät pääluistin keskitysjouset 4 toimimaan. Kytettäessä ohjausvirta b-kelalle saadaan edellä kerrotun toiminnan peilikuva.



Kuva 8.19.

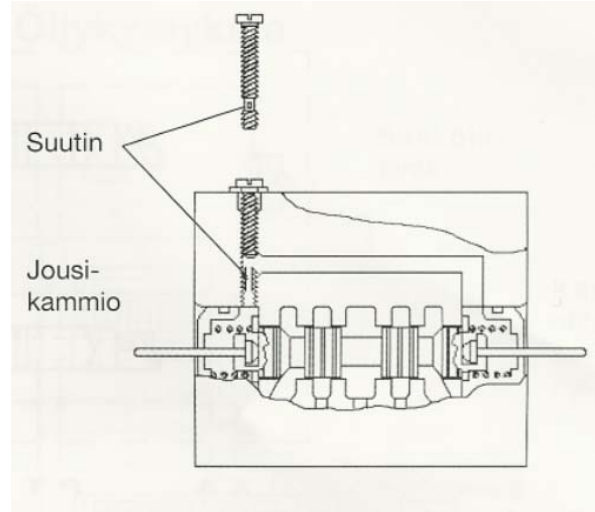
Esiohjattu suuntaventtiili voidaan esittää hydraulikaavioissa kuvan 8.19 mukaisella yksinkertaistetulla merkillä tai kuvan 8.20 mukaisella yksityiskohtaisemalla merkillä.



Kuva 8.20.

Luistin siirtonopeus

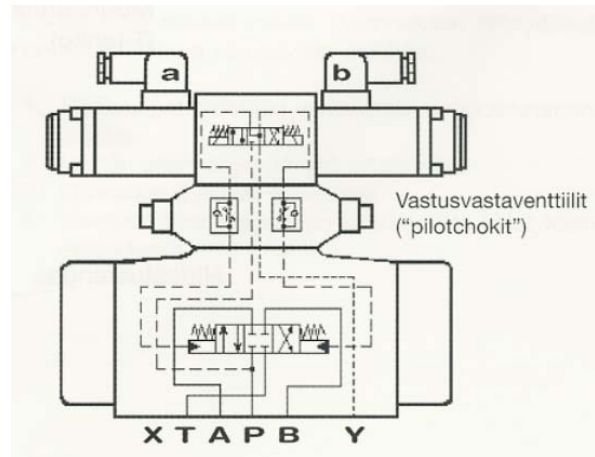
Luistin siirtymisaika asennosta toiseen on tyypillisesti 15...20 ms. Näin suuri nopeus aiheuttaa paineiskuja ja putkistoon. Paineiskut saattavat vaurioittaa komponentteja ja putkistoa sekä lyhentää niiden käyttöikää. Niistä aiheutuu myös melua. Kytkeytymistä on mahdollista hidastaa ja samalla pehmentää kuvan 8.21 kuristimen avulla.



Kuva 8.21.

Karan liikkuaessa öljy siirtyy päätykammioiden välillä kuristimen läpi. Kuristinkokoa muuttamalla karan liikettä voidaan rauhoittaa.

Esiohjatuissa venttiileissä voidaan käyttää kuvassa 8.22 näkyvää lisäventtiiliä pää- ja esiohjausventtiilin välissä. Tällä vastusvastaventtiilillä voidaan pääkaran liikenopeutta rajoittaa.



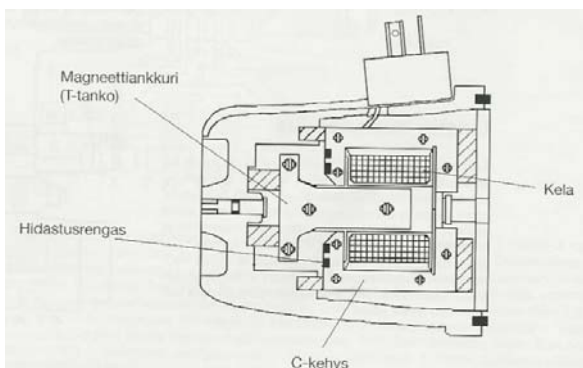
Kuva 8.22.

8.2.9 Solenoidit

Sähköohjatuissa suuntaventtiileissä luistia ohjaavat solenoidit, joista kuten edellä mainittiin käytetään myös

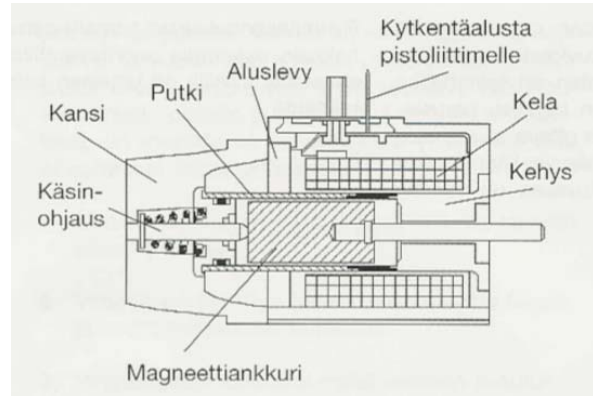
nimitystä kela tai magneetti. Solenoideja on saatavissa kaikille standardisoiduille jännitteille, käytännössä teollisuudessa käytetään yleensä 220 voltin vaihtovirtakeloja, tai 24 voltin tasavirtakeloja. Vaihtovirtakelat ovat käyttööiltään pitkiä, kestäviä ja magneetin voima on suuri. Tärkeintä vaihtovirtakelan toiminnan kannalta on se, että kelan sisällä oleva magneettiankkuri pääsee liikkumaan koko matkan virran kytkeydyttyä kelalle. Tämä siitä syystä, että jännitteen muodostuessa kelalle kasvaa sähkövirta sinä aikana, kun magneettiankkuri liikkuu kelan sisään, eli kelalle muodostuu niin sanottu "vetovirta". Kun magneettiankkuri on päässyt liikkeensä loppuun putoaa sähkövirta niin sanottuun "pitovirtaan", joka on noin 6...7 kertaa vetovirtaa pienempi. Jos magneettiankkuri jostain syystä jumittuu kesken liikkeensä, jatkaa vetovirta kasvamistaan, mikä johtaa kelan vaurioitumiseen, eli kärähtämiseen. Kärähtäneen kelan tuntee hyvin vastenmielisestä hajusta. Edellä kuvatussa tapauksessa ei kela kärähdä välittömästi, vaan sillä on armonaikaa noin 8...12 sekuntia päästä suorittamaan liikkeensä loppuun. Esimerkiksi takelteleva luisti tai ruostunut magneetti saattavat aiheuttaa vaihtovirta- kelan tuhoutumisen.

Vaihto- ja tasavirtakelat jakautuvat puolestaan öljy- ja ilma- kylpykeloihin.



Kuva 8.22.

Kuvassa 8.22 on vaihtovirtakelan halkileikkaus ja kuvassa 8.23 tasavirtakelan halkileikkaus.



Kuva 8.23.

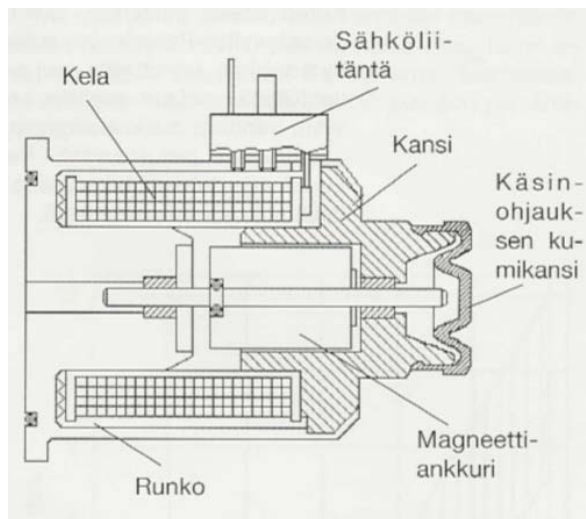
Tasavirtakeloilla ei esiinny vaihtovirtakeloen yhteydessä kuvattuja ongelmia, vaikka magneettiankkurin liike jäisikin vajavaiseksi. Virta kasvaa aina tiettyyn rajaan saakka. Yleisimmin käytetty jännite tasavirtakeloissa on 24 voltia. Ainoa ilmiö, joka joskus saattaa tuottaa päänvaivaa, on se, että virran katkettua magneetilta saattaa muodostua jopa 20-kertainen jännitepiikki vastakkaiseen suuntaan. Tällöin on vaarassa tuhoutua joitain muita sähkölaitteita. Jännitepiikkiin on varauduttu diodilla, joka estää piikin pääsyn tuhoamaan muita sähkölaitteita.

Ilmakylpykela

Ilmakylpykelasta käytetään joskus nimitystä "kuiva-kela". Tässä kelatyypissä on venttiilin öljytila täysin eristetty kelasta. Hyvänä puolena tällä kelalla on se, että se on halvempi, kuin vastaava öljykylpykela, eikä mihinkään erityisvalmisteluihin tarvitse ryhtyä, kuten ilmaamiseen ja säiliökanavissa olevan paineen rajoittamiseen. Huonona puolena on se, että kela saattaa ruostua kondenssi-ilmion seurauksena. Tällöin kela ei toimi ollenkaan, tai toimii ajoittain, silloin kun sitä huvittaa. Jos käytössä on vaihtovirtakela, on kelan täydellinen tuhoutuminen vaarassa. Esimerkiksi paperiteollisuudessa pituusleikkurien hydraulikka sijaitsee sellaisessa ympäristössä, että ilmakylpykelaan kondensoituu vettä, joka ruostuttaa kelan jo parissa vuodessa.

Öljykylpykela

Käytetään myös nimitystä "märkäkela" (kuva 8.24). Tämä kela poikkeaa edellisestä siinä, että kelaan pääsee venttiilin säiliökanavan puolelta öljyä, jolloin on varmistuttava siitä, että kela todella täyttyy öljystä. Tällöin voidaan käyttää esimerkiksi ilmausruuveja. Kelan sisällä olevasta öljystä on muun muassa seuraavat edut: kela ei pääse koskaan ruostumaan, öljy voitelee ja suojaa kelaan liian suurelta lämmöltä. Huonona puolena on muun muassa se, että kela ei kestä yli 70 bar painetta. Toisin sanoen, jos paluukanaviin muodostuu liian suuri paine, on aina vaara, että se ehtii tasaantua, myös kelalle. Toisaalta kelan ilmauksesta huolehtiminen voi olla joskus riasa (tosin hyvin harvoin).



Kuva 8.24.

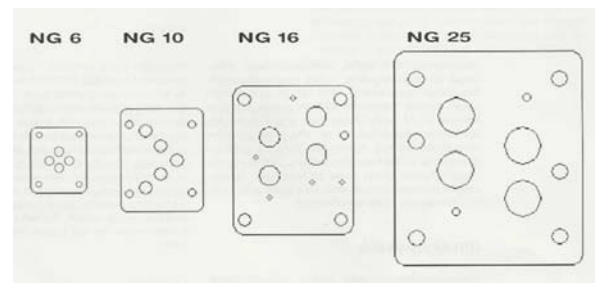
8.2.10 Venttiilin asennus

Venttiili asennetaan sille kuuluvalla standardisoidulle peruslevylle neljällä pultilla. Asennuksen yhteydessä on huolehdittava seuraavista asioista:

1. Suojatulpat pidetään venttiilissä mahdollisimman pitkään
2. Välitön asennusympäristö on puhdas
3. O-renkaat pysyvät paikallaan
4. Varotaan kiinnityspulttien katkeamista kiristyksen yhteydessä.

Peruslevy

Kuten edellä mainittiin, asennetaan suuntaventtiilit peruslevylle. Peruslevyn aukkokuviointi on kaikilla hydraulikan toimittajilla sama, joten eri toimittajien venttiileitä voidaan asentaa kenen tahansa peruslevylle. Venttiilin aukkokuvioinnin on oltava sama, kuin vastaavassa peruslevyssä. Peruslevyn liitäntäaukot voivat olla takana tai sivussa. Kuvassa 8.25 on esitetty neljä erikokoista peruslevyä.



Kuva 8.25.

Nämä edustavat yleisimmin käytettyjä peruslevyjä. Venttiiliä ei voi asentaa väärinpäin, koska kiinnityspulttien kierreareikien etäisyyksien ero poikkeaa 1 mm. Kuvan peruslevyissä ei ole X- ja Y-liitäntäreikiä. Lyhenne NG tarkoittaa nimelliskokoa. NG 6-kokoinen venttiili laskee lävitseen valmistajasta riippuen noin 30...40 l/min. NG 10 puolestaan laskee jo yli sata litraa minuutissa, NG 16 -kokoinen päästää kevyesti jo yli 200 l/min, kun taas NG 25 -kokoisen venttiilin läpäisykyky on yli 500 litraa/min. Aksiaaliluistiventtiilejä valmistetaan aina 4000 litran minuuttituotoille asti.

Ryhmäasennus

Ryhmäasennuksessa samalla peruslevyllä voi olla rinnakkain useampia suuntaventtiileitä. Tällöin kaikilla suuntaventtiileillä on yhteinen paine-, paluu- ja vuotoliitäntä.

8.2.12 Suuntaventtiilien vikakohteet

Jos öljy on puhdas, venttiili on oikein valittu paineeseen ja tilavuusvirtaan nähden, ja jos venttiili on kiinnitetty oikein peruslevylle, toimii suuntaventtiili moitteettomasti, pitkään ja hartaasti. Alla olevassa luettelossa on

mainittu ne kohdat, jotka yleisimmin ovat aiheuttaneet toimintahäiriöitä.

1. Likainen öljy, jolloin luisti ja pesä kuluvat, tai luisti alkaa takellella
2. Virheellinen kiinnitys, jolloin runko saattaa taipua ja luistin liikkuminen vaikeutuu
3. Virtausvoimat saattavat estää venttiilin avautumisen tai sulkeutumisen, silloin kun tilavuusvirtaan nähden on liian pieni venttiili
4. Suuret lämpötilaerot saattavat aiheuttaa lämpöshokin, jolloin luisti laajenee pesään kiinni
5. Väärät jännitteet
6. Kondenssi-ilmion aiheuttama kelan ruostuminen
7. Työntöpinnan katkeaminen
8. Keskitysjousojen katkeaminen
9. Valuhuokosten puhkeaminen, jolloin öljy alkaa virrata takaisin säiliöön.

8.2.13 Suuntaventtiilin ominaisuudet

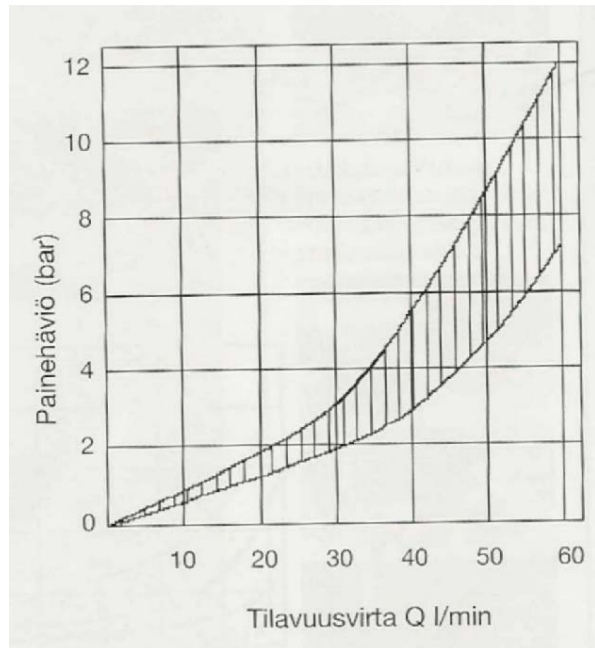
Ominaisuudet ilmaistaan painehäviöinä, maksimi paineena, läpäisykykyinä ja välisvuotona. Toisaalta ominaisuuksiin kuuluu venttiiliin kohdistuvat häiritsevät voimat.

Läpäisykyky

Millaisen öljymäärän venttiili läpäisee? Yleensä tässä esityksessä käsiteltyjä luistityyppisiä suuntaventtiilejä rakennetaan aina 4000 litran minuuttituottoon saakka, jonka jälkeen on pakko siirtyä pois tavanomaisesta hydraulikasta. Venttiilin läpäisykyky voidaan ilmoittaa sen nimelliskokona (esimerkiksi NG 6, NG 10, ...jne.), kuten edellä peruslevyjen yhteydessä. Läpäisykykyyn nähden liian suuret tuotot järjestelmässä aiheuttavat ylikuumenemistä ja luistin epämääräistä toimintaa.

Painehäviö

Valmistajat ilmoittavat kullekin venttiilille painehäviön tietyllä tilavuusvirralla käyrämuodossa. Painehäviö alkaa kasvaa voimakkaasti tilavuusvirran kasvaessa.



Kuva 8.25.

Pyrkimys on aina mahdollisimman pieneen painehäviöön (huomioiden kuitenkin kustannustekijät).

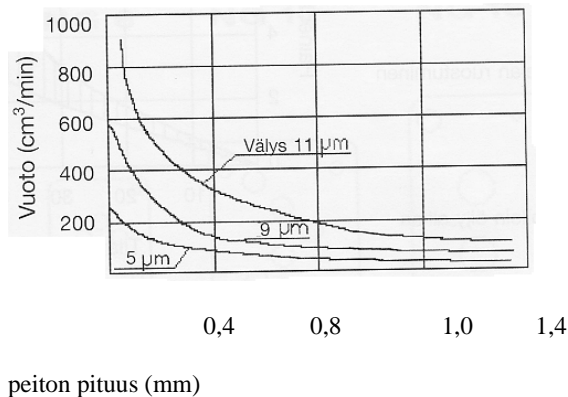
Kuvassa 8.25 näkyvät NG 6-kokoisen suuntaventtiilin painehäviökäyrät eri tilavuusvirroilla. Kuten nähdään, kasvaa painehäviö voimakkaasti tilavuusvirran kasvaessa. Painehäviö vaihtelee virtauksen suunnasta riippuen, ts. virtaako öljy P:sta A:han vai B:hen, vai A:sta T:hen jne. Vaihteluväli on varjostetulla alueella.

Maksimipaine

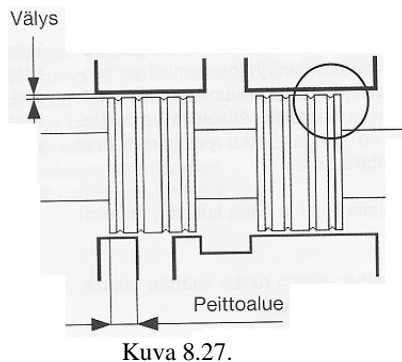
Samoin, kuin painehäviö, ilmoitetaan myös se, mille paineelle venttiili soveltuu. Esimerkiksi teollisuudessa yleisin suuntaventtiili on 350 barin venttiili. Tämä ei tarkoita sitä, että venttiili räjähtää, kun paine ylittää 350 baria, mutta jos jatkuva käyttöpaine on reilusti yli tämän, olisi syytä neuvotella tilanteesta ensin valmistajan kanssa, koska venttiileitä on saatavana suuremmillekin paineluokille.

Välisvuoto

Koska meillä on käytössä luistiventtiilit, joudumme pesän ja luisti välissä käyttämään välystä, jonka kautta öljyä virtaa myös takaisin säiliöön. Erisuuruiset vällykset aiheuttavat tietysti erisuuren vuodon. Kuvassa 8.26 on esitetty vällysvuodon suuruus (kuutiosenttimetriä minuutissa) kolmella erisuurella, venttiileissä yleisimmin käytetyillä vällyksillä, kun paine-ero on 200 baria ja peittoalueet ovat pituudeltaan 0,4 mm, 0,8 mm, 1,0 mm ja 1,4 mm. Vällysvuodon kasvaessa alkaa öljy lämmentä voimakkaasti. Vällysvuotoa on pienennetty muun muassa siten, että luistit on varustettu keskitysurrilla, joiden ansiosta paine tasaantuu paremmin luistin ympärille. Kuvasta 8.27 selviää mitä peitolla ja vällyksellä tarkoitetaan.



Kuva 8.26.



Kuva 8.27.

Häiritsevät voimat

Nämä ovat virtauksesta aiheutuvia voimia, joista tärkein on Bernoullin voima. Virtauksen kasvaessa kasvavat myös häiritsevät voimat, jolloin ohjauksen tasapainotila ei asetu enää magneetin, kitkavoimien ja keskitysjuosen

voiman muodostamaan tasapainotilaan, vaan tasapainotilanne alkaa hakeutua pikemminkin Bernoullin voiman ja magneetin kesken, jolloin tilanne muuttuu epämääräiseksi.

8.2.14 Venttiilien huolto

Seuraavat huolto-ohjeet on tarkoitettu sellaisiksi, jotka ovat mahdollisia kenen tahansa tehdä. Tarkempia vuoto-, paine- ym. mittauksia varten tarvitaan jo runsaasti erikoistyökaluja ja erikoisosaamista sekä asianmukaista laboratoriot.

1. Suuntaventtiilit varastoidaan liittinaukot tulpatuina, ja kotelotilat tiivistettynä öljyllä
2. Tiivistykseen käytetään hydraulikkaa varten valmistettua liimaa. Teflon-teippiä ei saa käyttää (!), mieluummin hampua tai tappuraa
3. Silmämääräiset tarkastukset ovat riittäviä, eli jos luisti liikkuu sormilla kokeiltaessa takeltelematta, ja karassa ei ole silmin nähtäviä kulumajälkiä, on kaikki niiltä osin hyvin. Pesissä olevia naarmuja voi hioa käsin pulloharjan tapaisella harjalla, ja karasta voidaan pienet naarmut ottaa vesihioma- paperilla pois
4. Jos kyseessä on ilmakylpykelalla varustettu venttiili, on syytä purkaa magneettia niin paljon, että voidaan katsoa, onko magneettiin tiivistynyt kosteutta. Kosteus ja sen aiheuttama ruoste poistetaan ja kokeillaan sen jälkeen oikealla ohjausjännitteellä magneetin toiminta
5. Huollettu venttiili on syytä ajaa koepenissä, jotta huollon onnistuminen varmistuisi. Koeajo voi tapahtua siten, että vuorotellaan ohjausvirtaa molemmille magneeteille, ja todetaan painemittareista, kulkeeko öljy venttiilin läpi ja sulkeutuuko venttiili, kun ohjausjännite poistetaan
6. Nostetaan paine varovasti maksimityöpaineeseen ja reilusti sen yli (tässä vaiheessa suoja-

silmäsi). Näin voidaan todeta mahdolliset vuodot.

8.2 PAINEVENTTIILIT

Paineventtiileillä voi olla monia tehtäviä. Tuotettu voima tai vääntömomentti ovat riippuvaisia paineesta, joten paineen avulla niitä voidaan säätää tai rajoittaa. Eräs paineventtiilien tärkeä tehtävä on suojata järjestelmää ja sen komponentteja ylipaineelta ja ylikuormitukselta. Paineventtiilit voidaan ryhmitellä:

1. Paineenrajoitusventtiilit
2. Paineenalennusventtiilit
3. Paineenohjausventtiilit

8.2.1 Paineenrajoitusventtiilit

Paineenrajoitusventtiilille tyypillisiä tehtäviä ovat:

- ylikuormitussuojana toimiminen
- järjestelmän maksimipaineen määrittäminen
- pumpun kytkeminen tarvittaessa vapaakierrolle

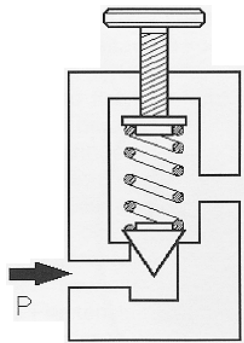
Venttiilikirjo on moninainen, yleensä ne ryhmitellään:

1. Suoraanohjatut paineenrajoitusventtiilit
2. Esiohjatut paineenrajoitusventtiilit

Proportionaalipaineenrajoitusventtiileissä jousen säätö tapahtuu sähköisesti ohjatun solenoidin avulla, mikä mahdollistaa portaattoman paineensäädön jatkuvasti.

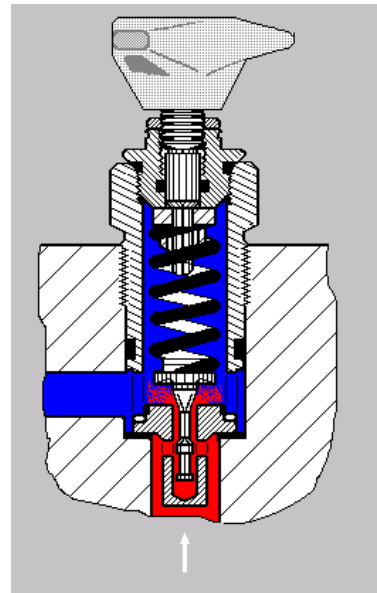
8.2.1.1 Suoraanohjattu paineenrajoitusventtiili

Kuva 8.2.1 esittää suoraanohjatun paineenrajoitusventtiilin toimintaa.



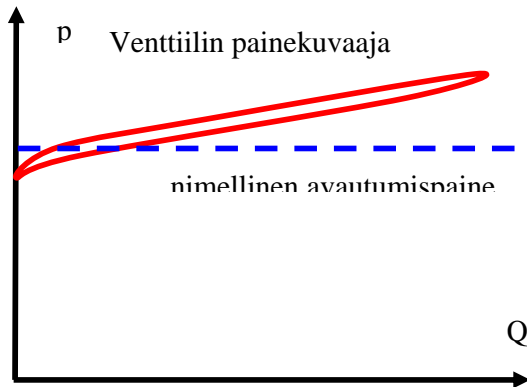
Kuva 8.2.1

Järjestelmän paine p vaikuttaa istukan alapintaan, saaden aikaan voiman, joka pyrkii nostamaan istukkaa. Jousen esikiristyksellä määrätään kuinka suuri paine tarvitaan ennen kuin istukka avautuu. Jousen esikiristys voi olla kiinteä tai säädettävä. Kun saavutetaan avautumispaine, istukka avautuu ja nestevirtaus pääsee poistoliityntään, josta on aina yhteys tankkiin. Ylimääräinen vastapaine tässä liittymässä nostaa vastaavalla määrällä venttiilin avautumispainetta. Avautunutta venttiiliä esittää kuva 8.2.2.



Kuva 8.2.2

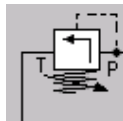
Venttiilin läpi virtaavan tilavuusvirran kasvaessa istukan on avauduttava lisää ja puristettava myös jousia enemmän kasaan. Tällöin myös venttiilin painepuolen paine hieman nousee. Kuva 8.2.3 kuvaa venttiilin asetuspaineen muutosta tilavuusvirran kasvaessa. Venttiilissä esiintyy myös virtausvoimista johtuvaa hystereesiä. Hystereesi tarkoittaa, että avautumis- ja sulkeutumis paine eivät ole samoja. Käytännössä tämä näkyy niin, että venttiilin avauduttua paineen pitää laskea jonkin verran matalammalle ennen kuin venttiili jälleen sulkeutuu.



Kuva 8.2.3

Suoraanohjatun paineenrajoitusventtiilin etu on nopea avautuminen, jolloin se pystyy nopeasti rajoittamaan paineen nousua. Mm työkoneventtiileissä lähtöporttien paineenrajoitusventtiilit ovat usein suoraanohjattuja ja niitä kutsutaan ”shokkiventtiileiksi” tai ”shokeiksi”.

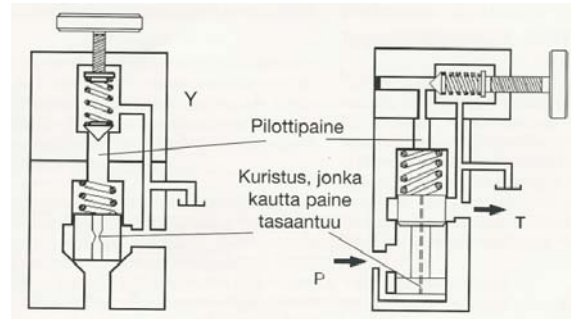
Suurilla virtauksilla venttiilin koko kasvaa ja tarvittaisiin entistä jäykempi jousi, mikä puolestaan lisää hystereesiä. Suuremmilla tilavuusvirroilla onkin tavallista käyttää esiohjattuja paineenrajoitusventtiileitä. Käytetty piirrosmerkki on kuvassa 8.2.4.



Kuva 8.2.4

8.2.1.2 Esiohjattu paineenrajoitusventtiili

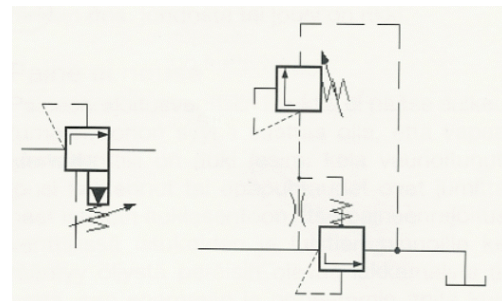
Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin rakennetta esittää kuva 8.2.5. Kuvassa vasemmalla on istukkatyyppinen venttiili ja oikealla luistityyppinen venttiili.



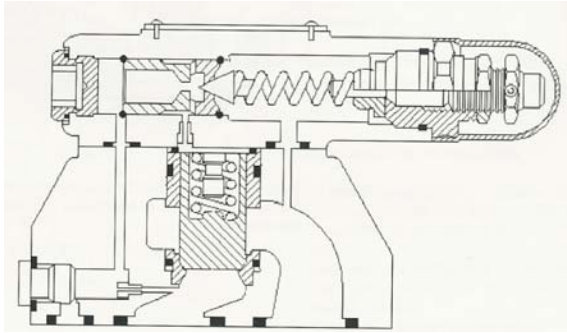
Kuva 8.2.5

Järjestelmän paine tasaantuu suuttimien kautta pääistukan molemmille puolille. Koska istukan pinta-alat ovat yhtä suuret, on istukka hydraulisesti tasapainossa. Istukan takana oleva jousi pitää istukan kiinni vastinpintaa vasten. Yhteys P-kanavasta säiliökanavaan (T) on suljettu. Paineen noustessa järjestelmässä nousee paine myös istukan jousen puoleisessa päässä, jolloin tasapaino säilyy ja istukka on suljettuna. Kuvan mukaisesti on istukan jousen puoleisesta päästä myös yhteys suoraanohjatun paineenrajoitusventtiilin kartioistukalle, jonka jousen voima on aseteltavissa. Järjestelmän paineen noustessa riittävän suureksi, se voittaa esiohjausistukan jousen voiman. Tällöin esiohjausistukka avautuu ja öljyä alkaa virrata Y-kanavaan ja sieltä säiliöön. Pääistukan jousen puolen paine alenee suuttimen johdosta, alapuolella paine kuitenkin säilyy. Hydraulinen tasapaino menetetään ja pääkara nousee ylöspäin laskien öljyä säiliöön.

Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin piirrosmerkit ovat kuvassa 8.2.6. Vasen on yksinkertaistettu merkki ja oikealla täydellisempi merkintä.



Kuva 8.2.6



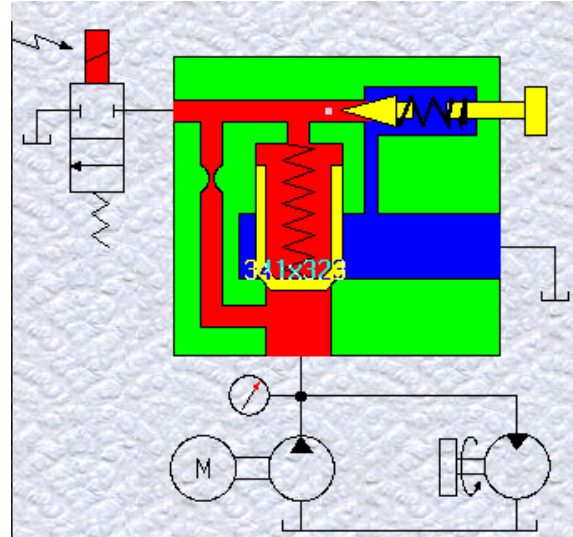
Kuva 8.2.7

Kuva 8.2.7 esittää esiohjatun paineenrajoitusventtiilin halkileikkausta. Kuvassa näkyy myös mahdollisuus päästä liittymään esiohjauspuolelle (pilottipuolelle). Tämä mahdollistaa useamman asetuspaineen käytön tai vapaakiertomahdollisuuden lisäkytkentöjä käyttäen.

8.2.1.3 Vapaakierto-paineenrajoitusventtiili

Pumpun keventäminen vapaakierrolle perustuu siihen, että esiohjatun ns. "pilottipaine" annetaan purkautua säiliöön. Tämä voi tapahtua manuaalisesti tai sähköisesti. Sähköinen tapa näkyy kuvassa 8.2.8.

Ns. vapaakiertoventtiilinä toimii sähköisesti ohjattu 2/2-suuntaventtiili, jonka kautta "pilotti-virtaus" pääsee säiliöön magneetin ollessa vailla ohjausvirtaa (kuvassa kela aktivoituna). Ohjausvirran kytkeydyttyä magneettiankkuri työntää 2/2-luistin kiinniasentoon, jolloin yhteys istukan jousenpuoleisesta päästä säiliöön katkeaa, ja paine tasaantuu Pascalin lain mukaan samaksi molemmille puolille istukkaa, ja istukan jousi pääsee ohjaamaan istukan kiinni. Vapaakierto on nyt päättynyt ja paineventtiili alkaa toimia normaalina paineenrajoitusventtiilinä.



Kuva 8.2.8

8.2.1.4 Paineenrajoitusventtiilien tyypillisimmät häiriöt

Toimissaan järjestelmän ylikuormitussuojana saattaa paineenrajoitusventtiili joutua toimimaan ääriarjoillaan. Tällöin paineenrajoitusventtiili vikaantuu herkemmin ja aiheuttaa häiriöitä muualle järjestelmään. Tästä syystä voidaan vian paikallistaminen aloittaa paineenrajoitusventtiilistä, varsinkin, jos järjestelmä ei ole tuttu. Seuraavassa muutamia tyypillisimpiä vikoja, jotka aiheutuvat paineenrajoitusventtiilistä:

Ylikuumeneminen

Paineenrajoitusventtiili on asetettu liian alhaiselle avautumispainelle, jolloin venttiili joutuu "tekemään työtä" eli avautumaan liian usein ja toimilaitteen nopeus alenee, jos osa pumpun tuotosta kulkee jatkuvasti paineenrajoitusventtiilin kautta. Syy voi olla esimerkiksi, että epäpuhtaudet pitävät istukkaa auki, asetusarvo on muuttunut tärinän tms. johdosta tai jousi on rikki.

Paine ei nouse

Paineenrajoitusventtiilin istukka ei pääse sulkeutumaan, johon syynä saattaa olla, että vapaakiertoventtiili on auki (esim. kela vaurioitunut), jousi katkennut tai epäpuhtaudet ovat jumittaneet istukan auki-asentoon. Itse paineenrajoitusventtiilissä istukoiden ja luistien pinnoille kerääntyy öljystä peräisin olevaa lakkamaista ainetta,

sen enemmän ja nopeammin, mitä kuumempaa öljy on. Yleensä eri tekijät vahvistavat toisiaan. Öljy kuumenee, koska paineenrajoitusventtiili vuotaa lakkamaisen aineen aiheuttamasta jumittumisesta ja kuumeneminen aiheuttaa lisää öljyn kulumistuotteita, jotka kerääntyvät istukoille lakkamaiseksi kerrokseksi. Näin epäpuhtaudet lisääntyvät ja öljy kuumenee entuudestaan jne.

Paineenrajoitusventtiileiden istukkapinnat

ovat kuluneet tai hakkautuneet

Tällöin venttiili ei ole enää tiivis. Kun asetat painetta, muista, että:

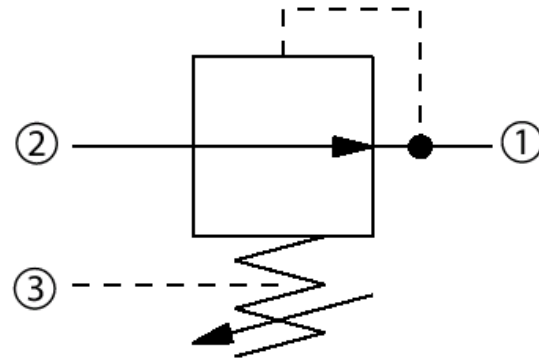
- paineen määrää aina kuorma. (paineenrajoitusventtiili on asetettava aina kuormaa vasten)
- ettet aseta painetta ilman painemittaria
- jos paine ei nouse, niin ala käännä asetusruuvia pohjaan
- asetuksen jälkeen lukitse säätö
- kun kierrät asetusruuvia, niin mieti, mitä se saa aikaan!

8.2.2 Paineenalennusventtiili

Paineenalennusventtiili poikkeaa paineenrajoitusventtiilistä siinä, että paineenalennusventtiili alentaa sille tulevan paineen haluttuun arvoon ja pitää sen vakiona riippumatta tulevan paineen (ensiöpuolen paineen) vaihteluista. Venttiilit voidaan ryhmitellä:

1. Suoraanohjattu paineenalennusventtiilit
2. Esiohjattu paineenalennusventtiilit
3. 3-tie paineenalennusventtiilit

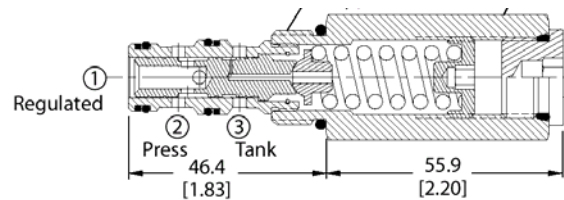
Suoraanohjatun paineenalennusventtiilin piirrosmerkki on kuvassa 8.2.9. Venttiilin halkileikkaus näkyy kuvassa 8.2.10.



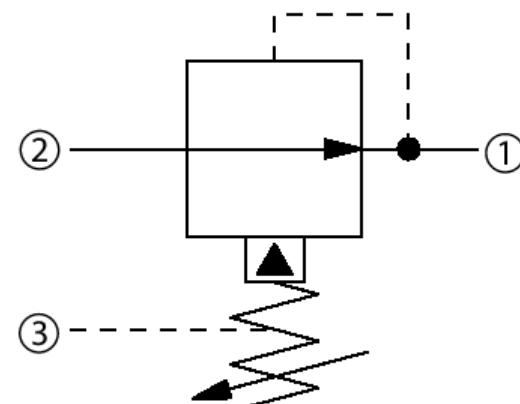
Kuva 8.2.9

Ensiöpuolen paine 2 pääsee toisiopuolelle 1 kunnes toisiopuolen paine pystyy puristamaan jouta kokoon. Tällöin virtausaukko alussa kuristuu, estäen toisiopuolen paineen nousun ja lopulta voi sulkeutua kokonaan.

Esiohjattu paineenalennusventtiilin piirrosmerkki on kuvassa 8.2.11 ja venttiilin halkileikkaus kuvassa 8.2.12.



Kuva 8.2.10



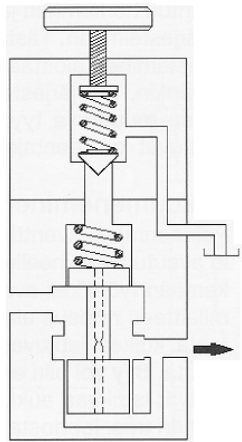
Kuva 8.2.11

Toimintaperiaate: Samoin kuin esiohjatussa paineenrajoitusventtiilissä, muodostuu päälustin (tai istukan) mo-

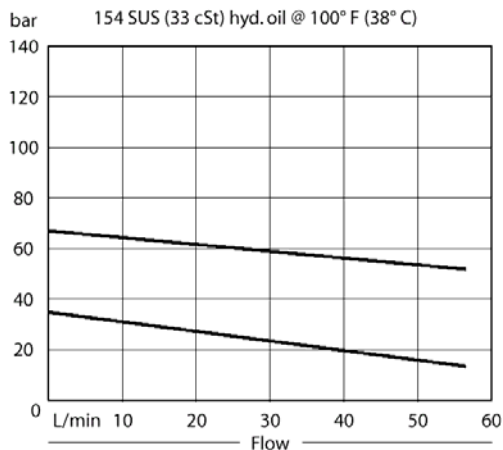
lemmille puolille yhtä suuri paine. Kun pinta-alat ovat yhtä suuria, on luisti hydraulisesti tasapainossa.

Paine vaikuttaa myös esiohjausistukan pinta-alalla pyrkien avaamaan istukkaa. Kun pienennämme sorminupilla jousen voimaa, niin istukka avautuu ja purkaa painetta vuotoliitännän kautta säiliöön. Paine alenee pääluistin kiinteänjousen puolella ja pääluisti nousee ylöspäin pienentäen virtauspoikkipinta-alaa ensiöpuolelta toisiopuolelle. Tähän virtauspoikkipinta-alan muodostamaan painehäviöön perustuu paineen aleneminen.

Paineenalennusventtiileille tyypillinen toiminta tilavuusvirran kasvaessa näkyy kuvassa 8.2.13.



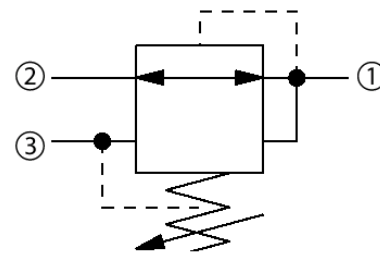
Kuva 8.2.12



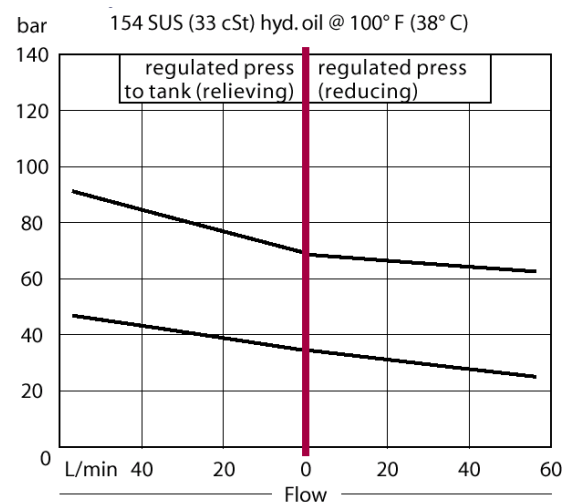
Kuva 8.2.13

Kolmitiepainenalennusventtiili, kuva 8.2.14, toimii normaaliin virtaussuuntaan kuten edellä esitetyt venttiilit. Se mahdollistaa kuitenkin paluuvirtauksen, mikäli toisiopaine kasvaa asetusta suuremmaksi. Venttiili toi-

mii kuten painenrajoitusventtiili virtauksen kulkiessa toisiopuolelta tankkiin. Kolmitie painenalennusventtiilin toimintakuvaaja on kuvassa 8.2.15.



Kuva 8.2.14



Kuva 8.2.15

8.2.3 Paineenohjausventtiilit

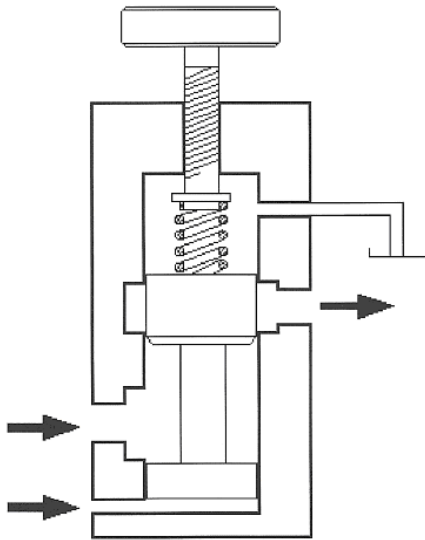
Paineenohjausventtiilit ovat oikeastaan muunnelmia painenrajoitusventtiileistä tai painenalennusventtiileistä, jotka soveltuvat hieman toisenlaisiin tarkoituksiin. Tässä esitellään kaksi paineenohjausventtiiliä:

1. Sekvenssiventtiili
2. Kuormanlaskuventtiili

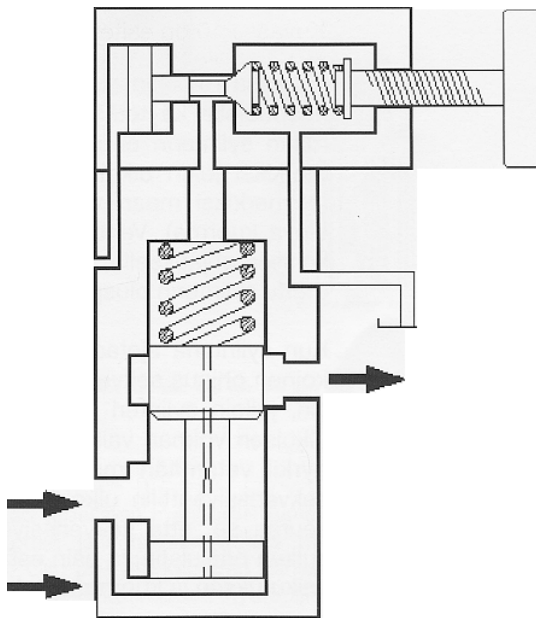
8.2.3.1 Sekvenssiventtiili

Sekvenssiventtiili muistuttaa läheisesti painenrajoitusventtiiliä. Sekvenssiventtiilissä jousitila kytketään itsenäisesti tankkiin (tai joskus ulkoilmaan). Tämän pienen muutoksen johdosta venttiilin toisiokanavassa voi vai-

kuttaa paine, eikä sillä ole vaikutusta venttiilin toimintaan. Sekvenssiventtiiliä käytetään yleensä ohjaamaan virtausta toisaalle paineen ylitettyä tietyn asetusarvon. Sekvenssiventtiilit ovat suoraan- tai esiohjattuja. Venttiilin avautumista ohjaava paine voidaan ottaa sisäisesti (ensiöpuolelta) tai ulkoisesti. Kuvassa 8.2.16 on suoraanohjattu sekvenssiventtiili ja kuvassa 8.2.17 esiohjattu sekvenssiventtiili. Kummassakin tapauksessa on ulkoinen ohjaus.



Kuva 8.2.16

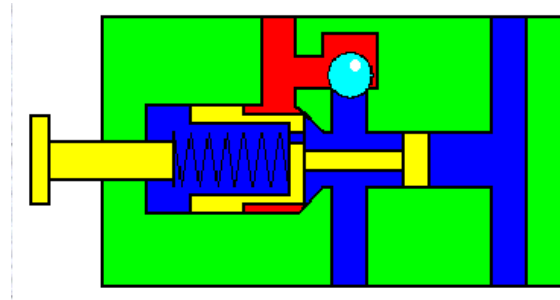


Kuva 8.2.17

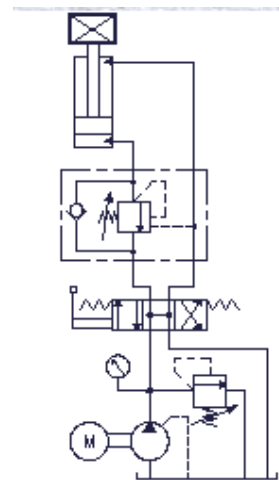
Sekvenssiventtiilin avulla voidaan toteuttaa mm peräkkäiset liikkeet siten, että ensimmäisen toiminnan saavutettua riittävän paineen (tultua perille), avautuu sekvenssiventtiili päästämällä myös toisen toimilaitteen liikkeelle. Ulkoisesti ohjattujen sekvenssiventtiileiden avulla voidaan toteuttaa monenlaisia toimintoja.

8.2.3.2 Kuormanlaskuventtiili

Kuormanlaskuventtiili on oikeastaan ulkoisesti ohjattu sekvenssiventtiili mutta koska siihen yleensä liittyy vastaventtiili ja käyttötarkoitus on tietty, ansaitsee se oman nimityksensä. Kuvasta 8.2.18 selviää venttiilin toimintaperiaate ja kuvassa 8.2.19 on venttiilin tyypillinen kytkentä.



Kuva 8.18



Kuva 8.2.19

Kuormanlaskuventtiiliä tarvitaan kuorman hallittuun laskuun, kuorman paikallaan pysymisen varmistamiseen

ja lisäksi se toimii myös letkunrikkoventtiilinä. Sylinterissä kuorman paino voi työntää nestettä paluupuolelta ulos enemmän kuin tulo puolelle ehtii tulla. Tästä aiheutuisi kavitointia. Kuormanlaskuventtiilillä varmistetaan riittävä vastapaine kuormalle, jotta lasku olisi hallittu. Istukkatyyppinen tiivis kuormanlaskuventtiili pystyy myös kannattelemaan kuormaa ylhäällä pitkään. Kun se asennetaan sylinteriin kiinteästi tai metalliputkella, ei letkun rikkoutuminen saa kuormaa putoamaan alas.

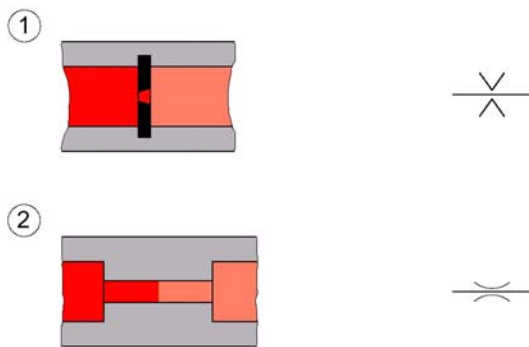
8.3 VIRTAVENTTIILIT

Virtaventtiilien tehtävänä on tilavuusvirran säätäminen ja samalla myös liike- tai pyörimisnopeuden säätäminen. Virtaventtiilit voidaan ryhmitellä:

1. Virtavastuventtiilit
2. Virransäätöventtiilit
3. Virranjakoventtiilit

8.3.1 Virtavastuventtiilit

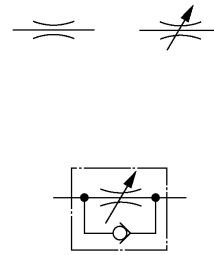
Virtavastuventtiilit rajoittavat tilavuusvirtaa virtauspinta-alaa rajoittamalla. Yksinkertaisin virtavastuventtiili on kuvan 8.3.1 mukainen kiinteä kuristus.



Kuva 8.3.1

Kuristukset voidaan jakaa turbulentsisiin (yllä) ja laminaarisisiin (alla) riippuen niissä vallitsevasta virtaus-typistä. Useimmiten käytetään turbulentsisia kuristuksia, koska niissä viskositeetin muutos vaikuttaa vähemmän tilavuusvirtaan. Kaavioissa ei aina erotella millaisesta kuristuksesta on kysymys.

Virtavastuventtiilien yleisimmät piirrosmerkit ovat kuvassa 8.2.2.



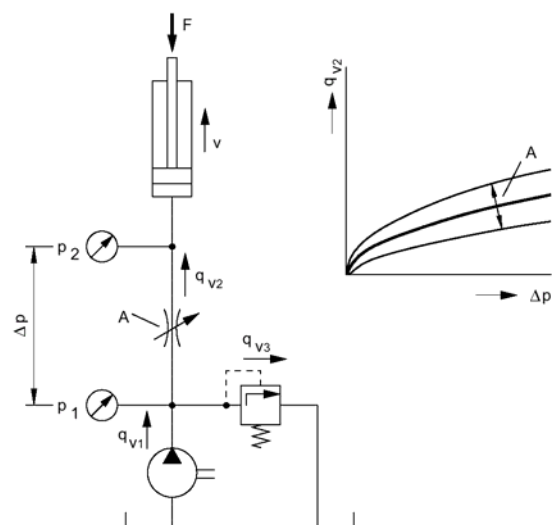
Kuva 8.3.2

Vastavastaventtiilissä (alin kuvassa 10.2) on lisäksi vastaventtiili, joka sallii vapaan virtauksen toiseen suuntaan.

Virtavastuventtiileissä tilavuusvirta riippuu virtauspinta-alasta A sekä paine-erosta Δp kuristuksen yli alla olevan yhtälön mukaisesti:

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

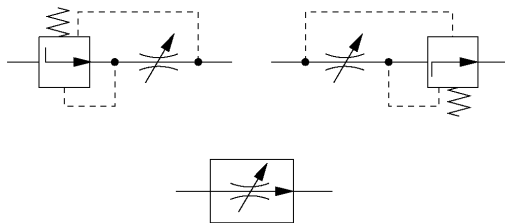
jossa μ on kuristuksen muodosta riippuva purkauskerroin ja ρ nesteen tiheys. Koska virtausta säättävän kuristuksen yli vallitseva paine-ero riippuu kuorman suuruudesta (joskus myös syöttöpaineesta), vaihtelee myös männän liikenoikeus kuormasta riippuen. Kuva 8.3.3 kuvaa paine-eron vaikutusta liikenoikeuteen.



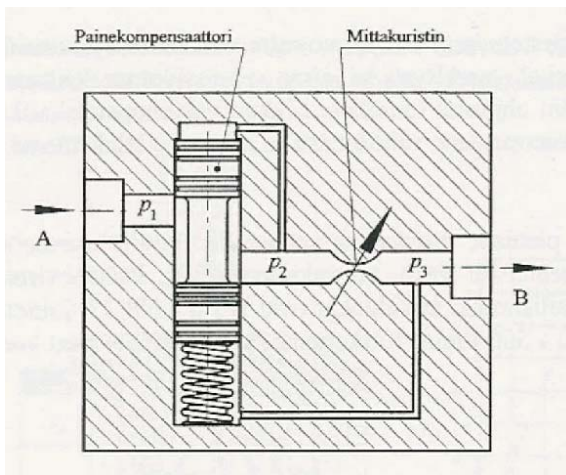
Kuva 8.3.3

8.3.2 Virransäätöventtiilit

Virransäätöventtiileissä käytetään lisäksi painekompensaattoria, jolla säätökuristimen yli vaikuttava paine-ero saadaan pysymään vakiona. Näin kuorman koolla ei ole enää vaikutusta liikenopeuteen. Virransäätöventtiilit voidaan jakaa 2-tie ja 3-tie virransäätöventtiileihin. Kuvassa 8.3.4 on 2-tievirransäätöventtiilin piirrosmerkit. Alin on yksinkertaistettu piirrosmerkintä. Yhtenäinen viiva kuristimen ympärillä tarkoittaa painekompensoitua venttiiliä. Puhuttaessa ja piirrettäessä käytetään joskus termiä virransäätö myös virtavastaventtiilien yhteydessä.



Kuva 8.3.4

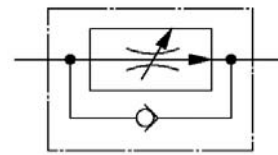


Kuva 8.3.5

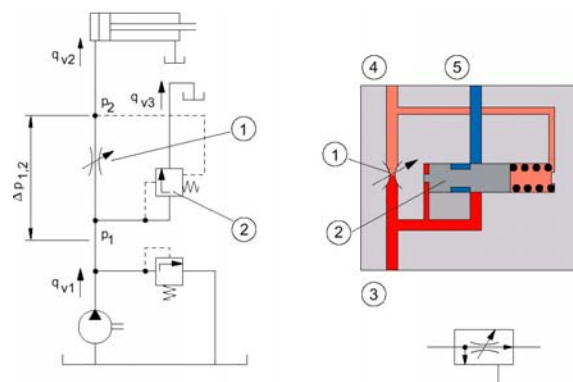
Virransäätöventtiili, kuva 10.5, kuristaa virtausta kahdessa kohtaa. Painekompensaattorin karaan vaikuttaa toisaalta toimilaitteella vallitseva kuormanpaine p_3 ja toisaalta kuristimelle päästettävä syöttöpaine p_2 . Painekompensaattorikara etsii hydraulista tasapainoa ja säätää

kuristimelle tulevan syöttöpaineen p_2 yhtä suureksi kuin jousen + paineen p_3 summa. Mittakuristimen yli vaikuttaa siis jousen määräämä paine-ero. Tämän johdosta toimilaitteelle menevää tilavuusvirtaan ei vaikuta kuorman suuruus.

Virransäätöventtiilin yhteydessä voi olla myös vastaventtiili, kuva 8.3.6, jolloin se muistuttaa läheisesti kuvan 8.3.2 vastusvastaventtiiliä. Alimmassa kuvassa on 3-tievirransäätöventtiili. 3-tie virransäätöventtiili näkyy kuvassa 8.3.7



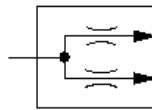
Kuva 8.3.6



Kuva 8.3.7

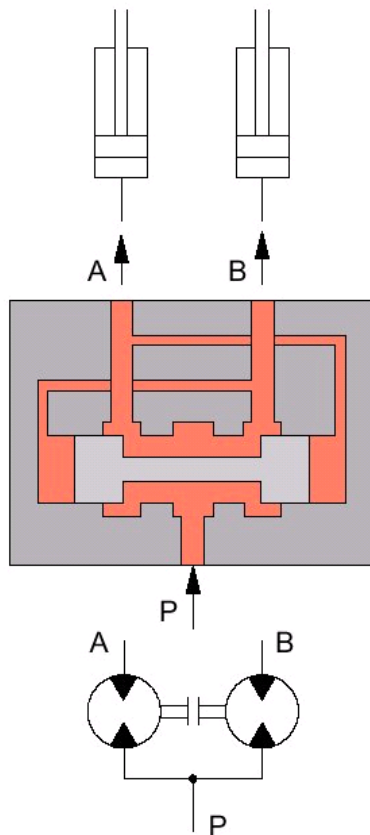
8.3.3 Virran jako venttiilit

Virranjakoventtiilien avulla tilavuusvirta jaetaan kahteen yhtä suureen osaan (joskus myös eri suuriin). Kaavioissa käytetty piirrosmerkki on kuvassa 8.3.8.



kuva 8.3.8

Ehjä viiva komponentin ympärillä tarkoittaa, että tässäkin käytetään painekompensointia. Näin virtauksen suuruus ei vaihtele vaikka lähtöliitynnöissä olisi erilainen paine (kuorma). Täydellisempi kytkentä näkyy kuvassa 8.3.8. Venttiilin tarkkuus on $n \pm 5\%$, joten ajan kuluessa sylinterit joutuvat epätahtiin. Jos toinen sylinteri tulee ensin päätyyn pysähtyy myös toinen painekompensoinnin johdosta. Tämä vaatiikin yleensä lisäventtiilin käyttöä, jolla sylinterit saadaan tahdistettua. Toimiakseen hyvin virranjakoventtiilin nimellisvirtauksen tulee olla oikea (lähellä sovellutusta). Liian pieni tai suuri tilavuusvirta lisää venttiilin epätarkkuutta.



Kuva 8.3.9

Kuvassa 8.3.9 on esitetty myös virranjakomoottoreita käyttävä tahdistus. Tällä on mahdollista saavuttaa parempi tarkkuus. Tahdistusmenetelmän valinnassa on syytä olla huolellinen, liika epätarkkuus saattaa aiheuttaa suuriakin vaurioita.

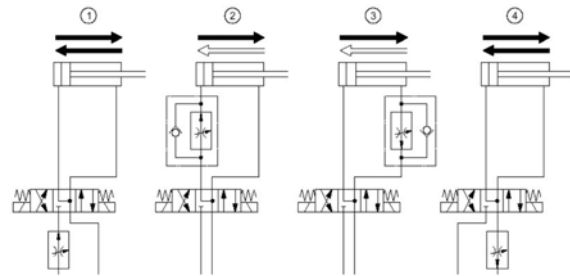
8.3.4 Virtauksen säätö

Tilavuusvirtaa säätämällä saadaan säädettyä liikenopectta. Säädetävät voidaan ryhmitellä:

1. Painepuolen säätö (meter-in)
2. Paluupuolen säätö (meter-out)
3. Sivuvirtasäätö (by-pass)

8.3.4.1 Painepuolen säätö

Painepuolen virtausta säädettyessä rajoitetaan toimilaitteelle virtaavaa tilavuusvirtaa. Kuvassa 8.3.10 on esitetty erilaisia säätötapoja.



Kuva 8.3.10

Näistä kahta vasenta (1 ja 2) voi pitää paine puolen säätönä. Virtaventtiili sijoitetaan joka syöttöpainelinjaan tai venttiilin ja pumpun väliin niin, että sylinterille menevä virtaus kuristuu. Jos halutaan erilliset liikenopectet molempiin liikesuuntiin, pitää myös varrenpuoleisessa kanavassa olla virtaventtiili. Kuristuskohdan ja toimilaitteen välissä vallitsee kuorman mukainen paine ja sitä ennen pumpun syöttöpaine. Negatiivisella kuormituksella (kuorma vaikuttaa liikesuuntaan) säätö ei kuitenkaan toimi, koska toimilaitteelle ei muodostu vastapainetta.

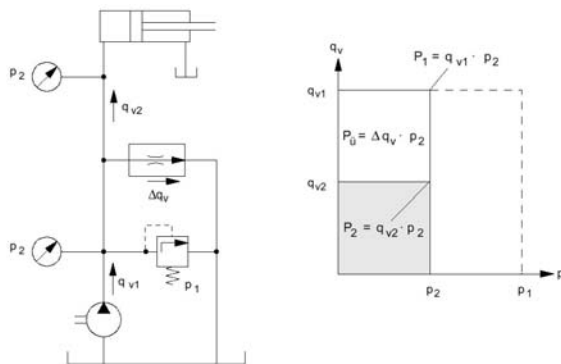
8.3.4.2 Paluupuolen säätö

Kuvassa 8.3.10 kaksi oikean puolista kuvaa esittävät paluupuolen säätöä. Tällöin kuristetaan sylinteristä poistuvaa virtausta. Tätä säätöä käytettäessä kuorman vaikutussuunnalla ei ole merkitystä, sylintereidän molempiin kammioihin muodostuu paine. Haittapuolena voidaan esittää tilanne, jossa sylinterin ulosliikkeen aikana poistokuristus on pienellä. Tällöin sylinteri toimii tavallaan paineen muuntimena männänvarren puolen paineen kasvaessa sylinterin pinta-alasuhteen määrittämänä.

Käytettäessä paine- tai paluupuolen säätöä kiinteätuotoksen pumpun kanssa, täytyy ylimääräisen tilavuusvirran mennä tankkiin paineenrajoitusventtiilin läpi. Seurauksena voidaan tuottaa järjestelmään paljon hukkatuloa. Säätötilavuuspumpua käytettäessä nämä säätötavat sopivat hyvin.

8.3.4.3 Sivuvirtasäätö

Sivuvirtasäätöä käytettäessä tarjotaan tilavuusvirralle rinnakkainen reitti säiliöön. Kuva 8.3.11 esittää kytkentää.

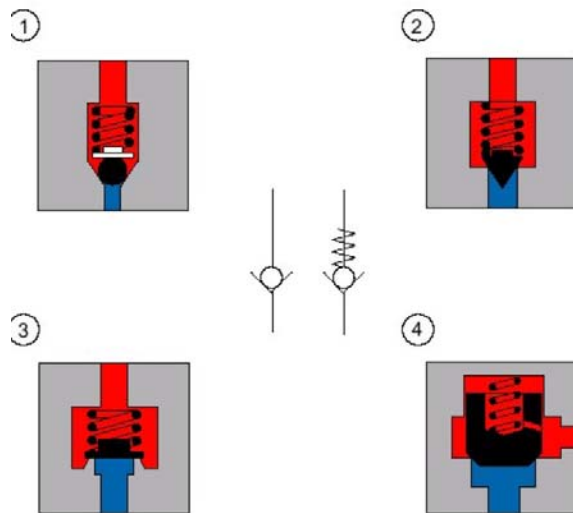


Kuva 8.3.11

Ylimääräisen tilavuusvirran ei tarvitse tässä tapauksessa mennä säiliöön paineenrajoitusventtiilin läpi, jolloin paine nousisi arvoon p_1 . Nyt se pääsee säiliöön virta-venttiilin läpi tarvittualla kuormanpaineella p_2 . Katkoviiva kuvaa tilannetta, jos tässä käytettäisiin paine- tai paluupuolen säätöä ja tuotettaisiin suurempi häviöteho. Säätöä syntyy p_1 - p_2 väliin jäävän pinta-alan verran. Pinta-ala kuvaa tehoa.

8.4 VASTAVENTTIILIT

Vastaventtiilit sallivat virtauksen toiseen suuntaan ja estävät sen toiseen suuntaan. Rakenteellisesti ne ovat useimmiten istukkaventtiileitä. Kuva 8.4.1 esittelee tavallisia vastaventtiilirakenteita sekä piirrosmerkit.

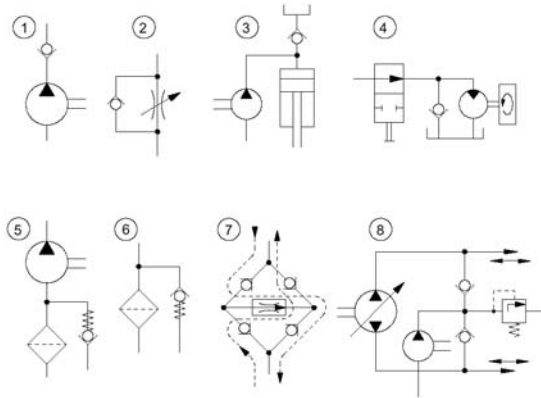


Kuva 8.4.1

Rakenteellisesti venttiileissä on lähes aina jousi mutta kaavioihin se piirretään silloin, kun jousella on toiminnallinen merkitys (yleensä vastapaineen aikaan saanti). Suositeltavaa on merkitä jousen aikaansaama vastapaine myös hydraulikaavioon.

Vastaventtiileitä on järjestelmässä monessa paikassa ja usein myös muiden venttiilien yhteydessä. Vaikka kyseessä on yksinkertainen venttiili, tulee sekin valita riittävän huolellisesti. Jos vastaventtiilin läpi virtaa tarkoitettua suurempi tilavuusvirta, saattaa mm kuvan 8.4.1 (1) mukaisen venttiilin kuula saada soikion muotoisen liikeradan pesässä ja lähteä lisäksi pyörimään. Tämä tuhoaa venttiilin nopeasti. Vastaavasti liian pieni virtaus voi aiheuttaa venttiilin jatkuvaa avautumista ja sulkeutumista, mikä saattaa kuulua kovana meluna järjestelmän toimiessa. Vikojen korjauskulut nousevat korkeiksi suhteessa venttiilien hintoihin.

Kuvassa 8.4.2 on sovellutuksia, joissa vastaventtiileitä käytetään.



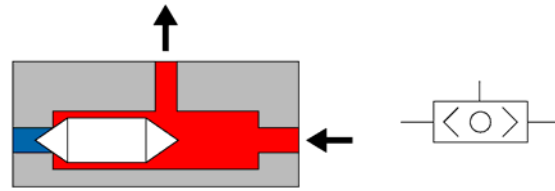
Kuva 8.4.2

1. Estämässä pumpun pyöriminen väärään suuntaan pysäyttämisen yhteydessä
2. Vastusvastaventtiili, vapaa virtaus toiseen suuntaan
3. Lisätäyttö säiliöstä
4. Hydraulimoottori voi pyöriä kavitoimatta pysäyttämisen jälkeen
5. Imusuodattimen tukkeutumisen tai liian suuri alipaine
6. Palusuodattimen ohivirtausventtiili tukkeutumisen varalta
7. Sama virransäätöventtiili säätelee virtauksen kummassakin virtaussuunnassa
8. Suljetun järjestelmän syöttöpumppu voi aikaansaada syöttöpaineen imupuolelle (vaihtelee pyörimissuunnasta riippuen).

8.4.1 Vaihtovastaventtiili

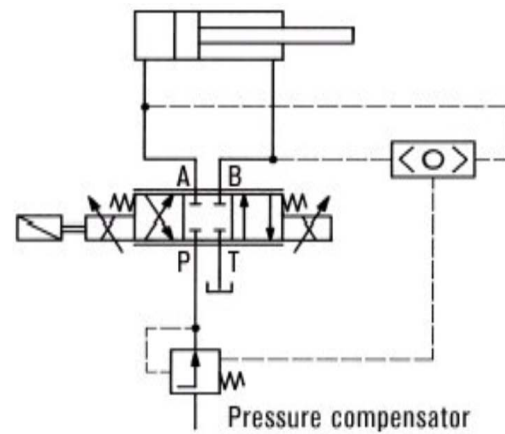
Vaihtovastaventtiilin rakenne ja piirrosmerkki näkyvät kuvassa 8.4.3.

Venttiiliin tulee virtaus molemmilta sivuilta. Suuremmalla paineella tuleva virtaus voittaa ja sulkee vastapuolen sekä pääsee jatkamaan päällä olevaan liittymään.

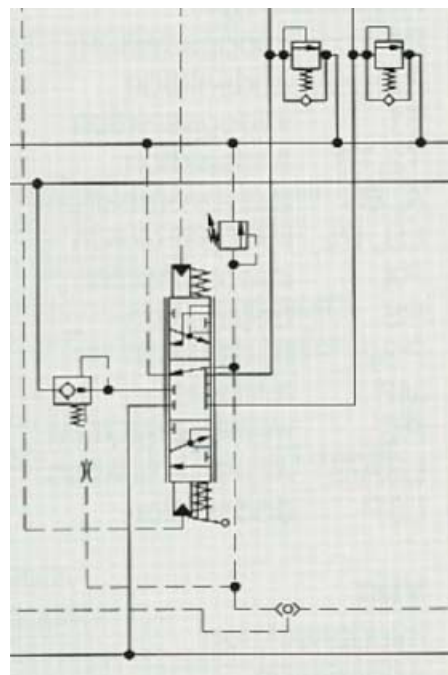


Kuva 8.4.3

Tällaista venttiiliä käytetään mm painekompensaattoria käytettäessä, kuva 8.4.4, sekä kuormantuntevissa työ-koneventtiileissä (LS), kuva 8.4.5.



Kuva 8.4.4

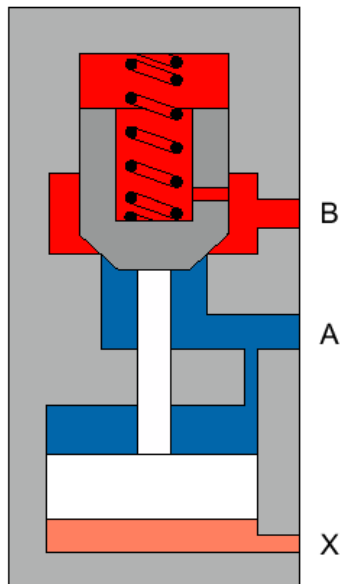


Kuva 8.4.5

Kummassakin sovellutuksessa suurempi tulevasta paineista pääsee eteenpäin.

8.4.2 Ohjattu vastaventtiili

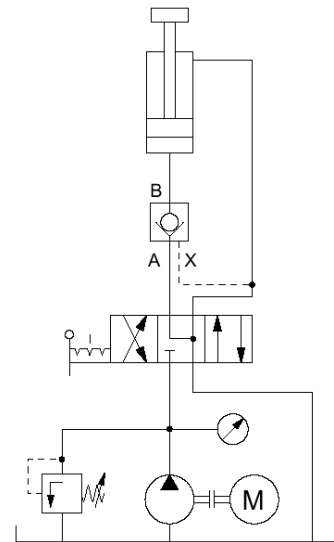
Ohjatut vastaventtiilit ovat paineella avattavia tai suljettavia vastaventtiileitä. Useammin törmää paineella avattavaan venttiiliin, jota kutsutaan myös lukkoventtiiliksi, kuva 8.4.6.



Kuva 8.4.6

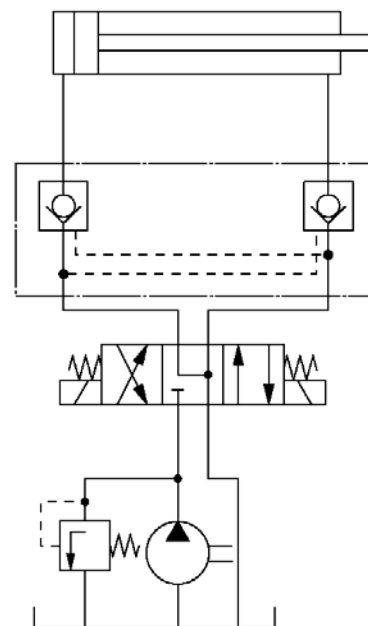
A-liitäntään tuleva virtaus pääsee B-liityntään vastaventtiilin avautuessa mutta B-suunnasta tuleva virtaus pääsee A:n vain, kun X-liitynnässä on paine. Kuva 8.4.7 esittää kytkentäsovellutusta. Siitä selviää, että venttiiliä käytetään varmistamaan sylinterin paikallaan pysyminen myös kuormitettuna. Tiivis istukkatyypinen lukkoventtiili estää sylinterin liikkeen, vaikka suuntaventtiili vuotaisikin. Lukkoventtiiliä käytettäessä on suositeltua käyttää kuvassa näkyvää suuntaventtiilin keskiasentoa. Se varmistaa, että paineliitynnästä mahdollisesti syntyvä vuoto ei pääse nostamaan painetta sylinterille meneviin putkiin ja avaamaan lukkoventtiiliä. Lukkoventtiilin ongelma on äkillinen avautuminen ja sulkeutuminen, jonka johdosta kuvan 8.4.7 sylinteri saattaa

saada epästabiilin laskuliikkeen (venttiilin avautuessa laskuliike tapahtuu niin nopeasti, että varren puolen paine laskee ja lukkoventtiili sulkeutuu avautuakseen heti perään uudelleen jne..).



Kuva 8.4.7

Haluttaessa varmistaa sylinterin paikallaan pysyminen molemmissa liikesuunnissa, voidaan käyttää kuvan 8.4.8 mukaista kaksoislukkoventtiiliä.



Kuva 8.4.8

9. HYDRAULIIKKAPUMPUT

9.1 YLEISTÄ

Hydrauliikkajärjestelmien pumput ovat syrjäytysperiaatteella toimivia hydrostaattisia pumppuja. Imu- ja painepuolet ovat erotettu toisistaan ja niiden tuottama tilavuusvirta (tuotto) ei juurikaan riipu painepuolella vallitsevasta paineesta. Nämä pumput ovat luonteeltaan tilavuusvirran kehittäjiä ja paine syntyy, kun tilavuusvirran virtaamista estetään. Hydrostaattiset pumput pystyvät aikaansaamaan korkeitakin paineita.

Hydrodynaamisissa pumpuissa, mm keskipakopumppu, ei imu- ja painepuolta ole erotettu toisistaan ja niissä tuotto riippuu voimakkaasti kehitetystä paineesta. Paine syntyy, kun siivissä nesteeseen siirretty liike-energia pysäytetään ja se muuttuu liike-energiaksi. Näitä pumppuja ei tavallisesti käytetä hydrauliikkajärjestelmissä, koska niiden aikaansaama paine on matala.

Keskipakopumppuista voidaan saada korkeita paineita suuria pyörimisnopeuksia käyttäen ($n=20.000.....100.000$ r/min ja ylikin). Tällaisista pumppuista saadaan suuria tuottoja pienillä ulkomitoilla. Niiden käyttö on kuitenkin harvinaista.

9.2 TAVANOMAISET PUMPPUTYYPIT

Yleisimmät pumpputyyppit ovat:

1. Hammaspyöräpumput
2. Ruuvipumput
3. Siipipumput
4. Mäntäpumput

Näiden pumpputyyppien ominaisuuksia ja rakennetta käsitellään myöhemmin tarkemmin.

9.3 TEKNISIÄ TIETOJA

Pumppujen koko ilmaistaan radiaani- (D_k) tai kierrostilavuutena (V_k). SFS 4556 määrittelee standardi kierrostilavuudet.

$[D_k]=m^3/rad$ ja $[V_k]=m^3/r$, käytännössä cm^3/r , koska se on soveliaampi yksikkö (ei liian iso)

Pumpun tuottama teoreettinen tilavuusvirta on:

$$Q_t = n \cdot V_k \quad \text{tai} \quad Q_t = \omega \cdot D_k$$

$$\omega = 2 \pi n$$

Todellisuudessa pumppussa tapahtuu hiukan ohivuotoa ja laakereiden voiteluun tarvitaan öljyä. Tämän vuodon suuruus ilmaistaan volumetrisena hyötysuhteena, η_v .

Pumpun todellinen tuotto on siis:

$$Q = Q_t \cdot \eta_v$$

Pumpun ottama teoreettinen vääntömomentti on:

$$M_t = \frac{V_p \cdot \Delta p}{2 \pi}$$

Δp on paine-ero pumpun yli

Pumpun mekaanisista kitkoista ja nestekitkasta johtuen tarvitaan käytännössä suurempaa vääntömomenttia. Tämä huomioidaan mekaanishydraulisella hyötysuhteella η_{mh} . Todellinen vääntömomentin tarve on:

$$M = \frac{M_t}{\eta_{mh}}$$

Pumpun kokonaishyötysuhteeksi tulee:

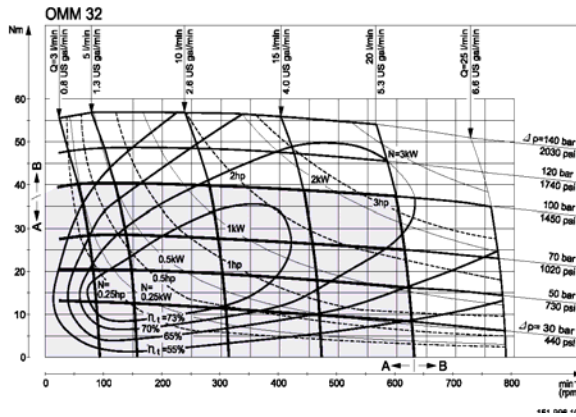
$$\eta_{kok} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

Pumpun akselitehon tarpeeksi tulee:

$$P_m = \frac{P}{\eta_{kok}},$$

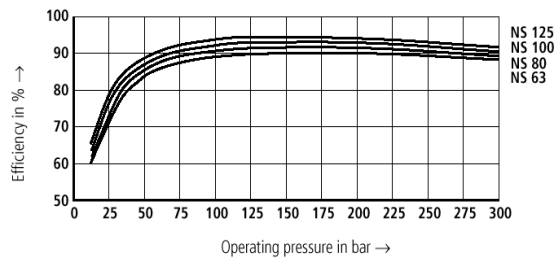
P = tuotettu hydraulinen teho

Pumppujen hyötysuhde ei ole vakio. Se riippuu mm paineesta ja tilavuusvirrasta. Kuvassa 9.1 esitetään erään pumpun hyötysuhteen riippuvuus pyörimisnopeudesta sekä paineesta.



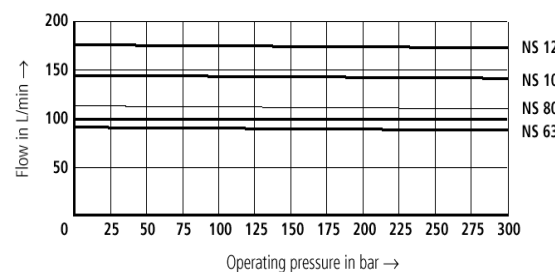
Kuva 9.1

Tällaisen kuvaajan avulla pumppu on mahdollista valiita siten, että toimintapiste osuu hyötysuhteen kannalta edullisella alueelle. Käyttöolosuhteiden vaihdelta tämä ei kuitenkaan aina ole mahdollista. Eräs tapa kuvata pumpun volumetrisen hyötysuhteen vaikutusta (tietyissä olosuhteissa), on ilmoittaa pumpun tuotto käyttöpaineen funktiona kuvan 9.2 mukaisesti. Kuvasta on vaikea arvioida tarkasti volumetrisen hyötysuhteen suurutta.



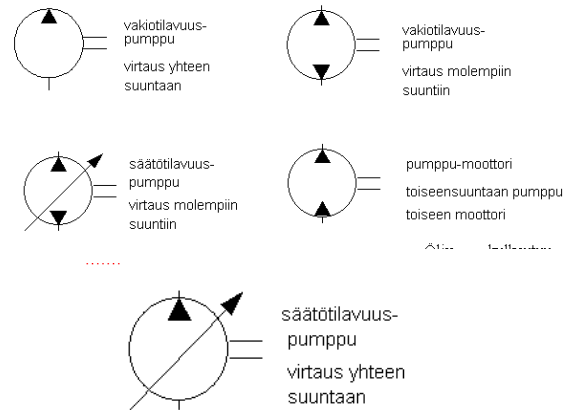
Kuva 9.2

Kokonaishyötysuhde, joka koostuu volumetrisen- ja hydromekaanisen hyötysuhteen tulosta ilmoitetaan usein myös paineen funktiona kuvan 9.3 mukaisesti.



Kuva 9.3

9.4 PIIRROSMERKIT



Kuva 9.4.

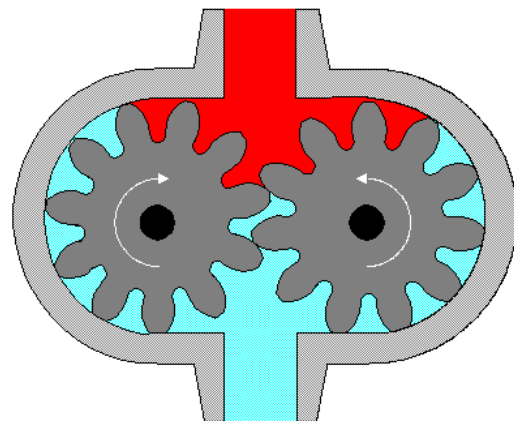
Kuvassa 9.4 ovat yleisimpien pumpputyypin piirrosmerkit.

9.5 HAMMASPYÖRÄPUMPUT

Hammaspyöräpumput voidaan jaotella:

1. Ulkohammaspyöräpumppeihin, kuva 9.5
2. Sisähammaspyöräpumppeihin, kuva 9.6

9.5.1 ULKOHAMMASPYÖRÄPUMPUT



Kuva 9.5.

Yleisin ulkohammaspyöräpumppu on kuvan 9.5 mukainen kaksipyöräinen pumppu. Siinä toisen hammaspyö-

rän akselille tuodaan käyttöteho ja toinen hammaspyörä pyörii mukana.

Öljy kulkeutuu imupuolelta painepuolelle hammasväleissä ulkolaitoja myöten. Imupuolelle syntyy laajeneva tilavuus hampaiden irtautuessa rynnöstä. Vastaavasta syystä painepuolelle syntyy pienenevä tilavuus. Tilavuuden muutos on vaihtelevaa, jonka johdosta myös pumpun tuotto ja paine on hiukan sykkivää. Tuottoa voidaan tasata:

- tekemällä hampaat vinoiksi (haittana aksiaali-voima)
- hammaslukumäärän lisääminen
- käyttämällä kahta erivaiheista hammaskehää rinnakkain.

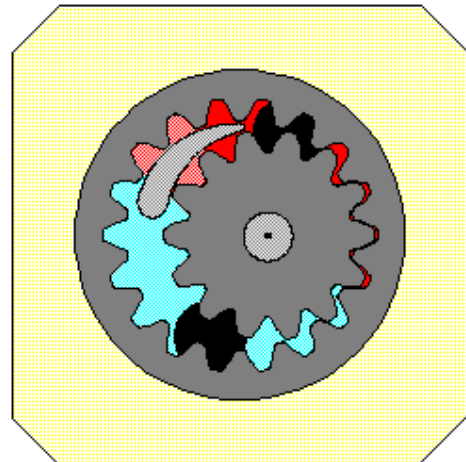
Imu- ja painepuolen tiivistys tapahtuu hammaskosketuksen ansiosta, hampaiden päät tiivistävät ulkokehän ja sivuilla käytetään painelevyjä, joiden taakse johdetaan paineöljyä.

Imu- ja painepuolet ovat vastakkaisilla puolilla, joten pumppuun syntyy radiaalivoimia.

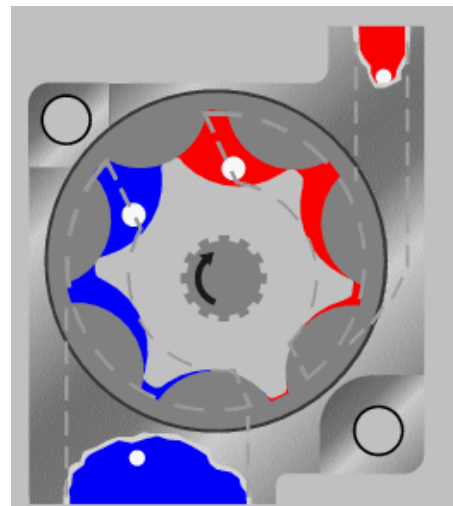
Ulkohammaspyöräpumpuista löytyy myös kolmiopyöräisiä malleja, jolloin keskimäinen pyörä on käyttävä. Näitä pumppuja on helppo tehdä rakenteellisesti sellaisiksi, että voidaan kytkeä useampia pumppuja samalle akselille.

9.5.2 SISÄHAMMASPYÖRÄPUMPUT

Sisähammaspyöräpumput ovat kuvan 9.6 mallisia tai kuvan 9.7 tyyppisiä gerator pumppuja. Niiden sisempi hammaspyörä on käyttävä ja ulompi pyörii mukana. Generator-pumpussa tapahtuu myös liukumista pyörien välillä, koska sisempi pyörä pyörii nopeammin kuin ulkopyörä.



Kuva 9.6



Kuva 9.7.

9.5.3 HAMMASPYÖRÄPUMPPUJEN OMINAISUUKSIA

Ulkohammaspyöräpumppujen painealue ulottuu tyypillisesti n 200 bar:iin mutta korkeapaineisempiakin pumppuja löytyy. Sisähammaspyöräpumput soveltuvat pienille tilavuusvirroille ja suuremmille paineille. Niiden paineenkesto ulottuu yli 300 bar:n

Etuja:

- halpoja
- yksinkertainen rakenne
- hyvä hyötysuhde laajalla painealueella

- sisähammaspyöräpumput ovat melko hiljaisia

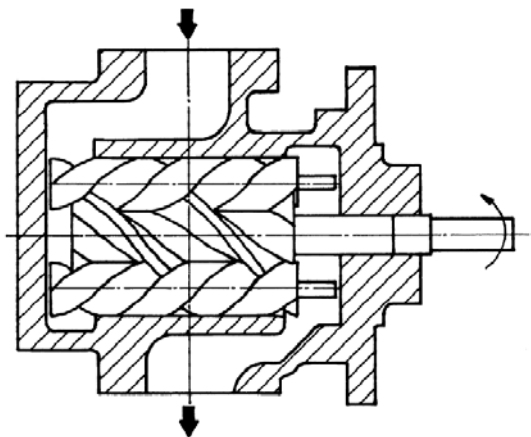
Haittoja:

- kierrostilavuutta ei voi säätää (fix displacement)
- eivät yleensä kestä aksiaalikuormia ilman tukilaakeria

9.6 RUUVIPUMPUT

Hydrauliikan ruuvipumput (kuva 9.8) ovat useimmiten kolmiruuvisia, keskimäinen ruuvi on käyttävä. Sivuruuvit ja hammaskosketus muodostavat tiivistyksen, joka erottaa imu- ja painepuolen. Öljy etenee hammassolissa suoraviivaisesti ja saatu tuotto on erittäin tasaista. Tasaisesta tuotosta johtuen käyntiäänäni on hiljainen ja pumppua voidaan käyttää suurilla nopeuksilla ilman kavitaaation vaaraa. Ruuvipumput ovat pitkäikäisiä.

Ruuvipumppujen hyötysuhde on muita alhaisempi n 0,7...0,8 ja maksimipaineet usein alle 200 bar. Imu- ja painepuoli ovat eri päädyissä, joten laakereille syntyy aksiaalivoima. Keskeltä imevällä pumpulla aksiaalivoima kumoutuu, koska molemmissa päädyissä on painepuoli.



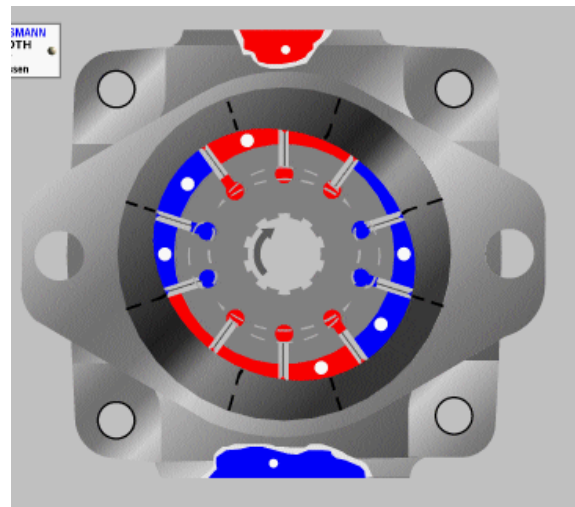
Kuva 9.8

9.7 SIIPIPUMPUT

Siipipumput voidaan jakaa tasapainotettuihin pumppuihin (monikammio pumput) ja tasapainottomiin pumppuihin (yksikammio pumput). Neste kulkeutuu radiaalisesti liikkuvien siipien välissä imupuolelta painepuolelle. Siivet painautuvat aa rengasta vasten keskipakovoiman ansiosta (matalilla paineilla) Korkeammilla paineilla siipien alle johdetaan paineöljy. Siipiratkaisuja on monenlaisia, joissakin siipi pyritään tasapainottamaan voimien suhteen johtamalla sen alle sama paine kuin siipisolassa vaikuttaa. Sivuilta tiivistys aikaansaadaan painamalla pumpun aikaansaamalla paineella painelevyä vasten roottoria.

9.7.1 TASAPAINOTETUT PUMPUT

Kaksikammioisessa pumpussa, kuva 9.9, on kaksi imu- ja painepuolta vastakkaisilla puolilla toisiaan nähden, näin radiaalivoima kumoutuu. Imu- ja painetilat on aikaansaatu pesän muotoilulla. Näiden pumppujen kierrostilavuutta ei voi muuttaa.



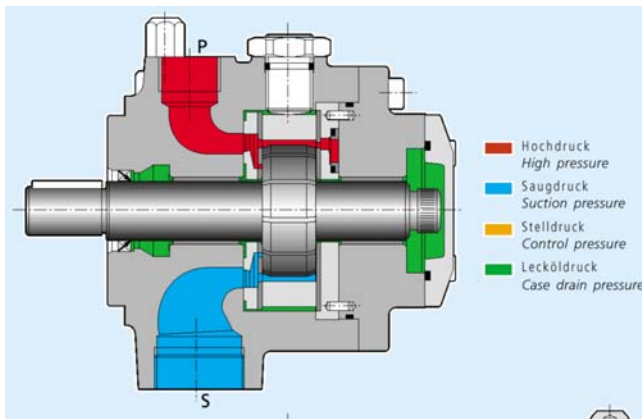
Kuva 9.9.

9.7.2 YKSIKAMMIOISET PUMPUT

Yksikammioisessa pumpussa roottori ja rengas ovat sijoitettu epäkeskeisesti toisiinsa nähden. laajeneva ja supistuva tilavuus syntyy epäkeskeisyydestä ja sen suuruus riippuu epäkeskeisyyden määrästä. Imu- ja paineti-

lat ovat vastakkaisilla puolilla, joten roottoriin kohdistuu radiaalivoima. Näiden pumppujen tuottoa voidaan säätää epäkeskeisyyttä muuttamalla (käytännössä renkaan avulla). Kuvassa 9.10 on säädettävällä kierrostilavuudella varustettu yksikammioinen siipipumppu.

Siipipumppujen tuotto on melko tasaista ja käyntiäänihiljainen. Maksimipaine on n. 200 bar (riippuu pumpukoosta) ja hyötysuhde parhaimmillaan 0,9.



Kuva 9.10

9.8 MÄNTÄPUMPUT

Mäntäpumpuissa neste siirretään imupuolelta painepuolelle mäntien edestakaisen liikkeen avulla. Imu ja painetapahtumaa ohjataan automaattitoimisilla venttiileillä tai jakolaitteella (kun männät ovat pyörivässä osassa). Tuoton tasaisuus riippuu mäntien lukumäärästä. Mäntiä on pariton lukumäärä (3, 5, 7, 9,...), jolloin tuottojen huiput osuvat limittäin tasaten kokonaistuottoa.

Mäntäpumput voidaan jakaa:

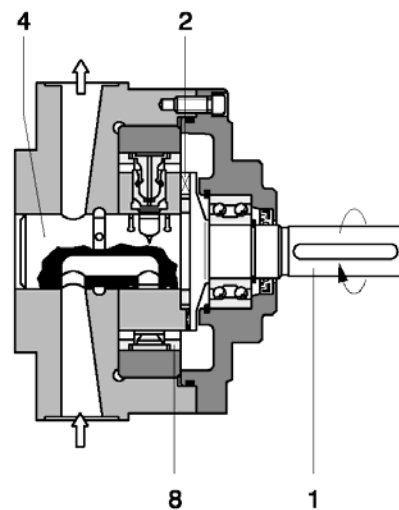
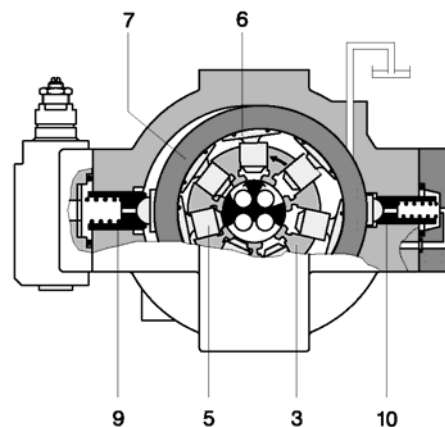
1. radiaalimäntäpumppuihin
2. aksiaalimäntäpumppuihin
3. Rivimäntäpumppuihin

9.8.1 RADIAALIMÄNTÄPUMPUT

Radiaalimäntäpumppuissa männät liikkuvat kohtisuoraan akselia vastaan. Radiaalimäntä-pumppuja on kahta tyyppiä:

9.8.1.1 Pyörivä sylinteriryhmä

Kuvassa 9.11 on pyörivällä sylinteriryhmällä varustettu radiaalimäntäpumppu. Männät sijaitsevat roottorissa 3, jota pyöritetään. Mäntien edestakainen liike aiheutuu sylinteriryhmän epäkeskeisyydestä renkaaseen 7 nähden. Epäkeskeisyyttä säätämällä (männän 9 avulla) voidaan tuottoa säätää. Säätö muuttaa pumpun kierrostilavuutta. Pumppu imee nesteen akselin 4 kautta, joka samalla ohjaa imu- ja painetapahtumaa.

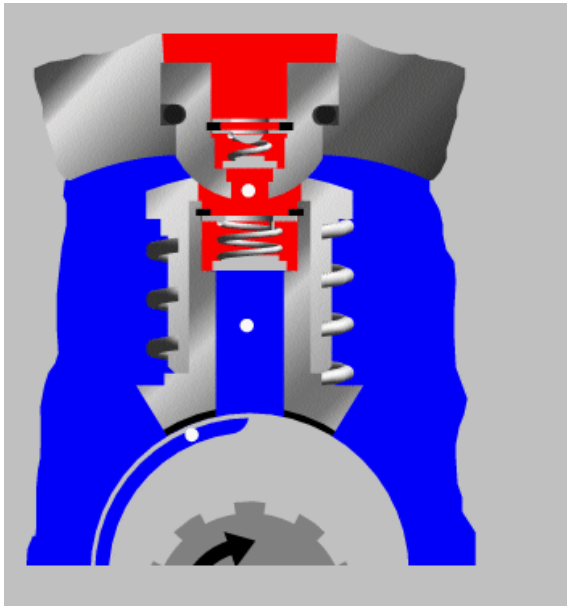


Kuva 9.11

9.8.1.2. Pyörimätön sylinteriryhmä

Tässä pumputyypissä mäntien edestakainen liike aikaansaadaan epäkeskon avulla. Tilavuusvirtaa ohjataan venttiileillä, jotka näkyvät kuvassa 9.12. Näissä pumpuissa kierrostilavuutta ei voi säätää.

Radiaalimäntäpumppujen maksimipaineet ovat n. 800 bar ja kokonaishyötysuhde 0,9.



Kuva 9.12

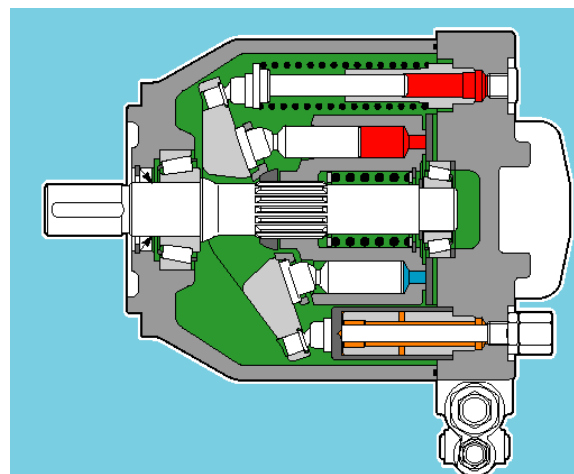
9.8.2 AKSIAALIMÄNTÄPUMPUT

Aksiaalimäntäpumpeissa mäntien liike on akselin suuntainen. Männät muodostavat, rakenteesta riippuen kiinteän tai pyörivän kehän ja saavat liikkeensä vinosta käyttölevystä tai käyttöakselin ja sylinteriryhmän välisestä kulmasta. Rakennevaihtoehtoja on useita. Pumppuja tehdään sekä kiinteällä, että säädettävällä kierrostilavuudella. Seuraavassa esitellään yleisimmät pumputyypit:

1. Vinolevypumput (Swashplate)
2. Vinoxelipumput (kulmaroottoripumput)
(Bent axis)

9.8.2.1 Vinolevypumput

Vinolevypumpeissa sylinteriryhmä pyörii ja männät saavat edestakaisen liikkeen pyörimättömästä vinolevystä. Kiinteätuottoisissa pumpeissa vinolevyn kulmaa ei voi säätää. Kuvassa 9.13 on säädettävällä kierrostilavuudella varustettu pumppu. Tällöin vinolevyn kallistuskulmaa saadaan säädettyä. Vinolevyn ollessa kohtisuorassa, on kierrostilavuus nolla, koska männät eivät liiku lainkaan. Avoimen hydraulijärjestelmän pumpuilla on aina sama imu- ja painepuoli. Niiden vinolevy voi kallistua ainoastaan neutraaliakselin toiselle puolelle. Suljetun hydraulijärjestelmän pumput ohjaavat myös liikesuuntaa ja siksi niiden virtaussuunta voi vaihtua (myös imu- ja painepuoli vaihtuvat). Tämä saadaan aikaan sallimalla vinolevyn kallistua neutraaliakselin molemmille puolille. Mäntään on nivelöity kuppimainen osa, joka liukuu vasten vinolevyä. Vinolevyn ja kupin välissä on nestetasku, johon johdetaan paineenalaista nestettä. Tätä sanotaan hydrostaattiseksi laakeroinniksi ja sen johdosta kuppi ei käynnin aikana koske vinolevyyn.



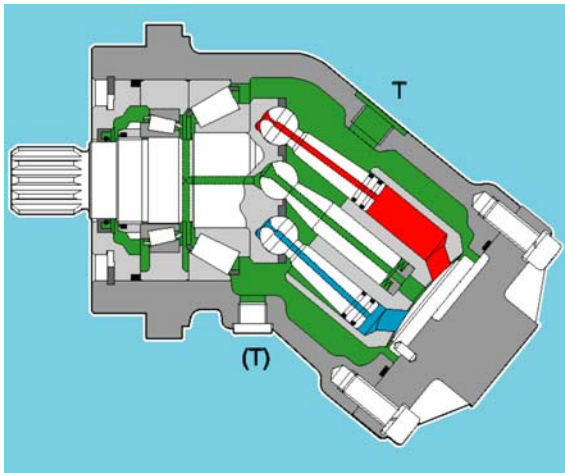
Kuva 9.13

Nesteen virtausta sylinteriin ohjaa paikoillaan pysyvä jakolevy. Se sallii mäntän imeä nestettä sylinteriin puolen kierroksen ajan ja akselin kääntyessä edelleen mäntä

alkaa painua takaisin sylinteriin. Tällöin vinolevy ohjaa nesteen pumpun painepuolelle.

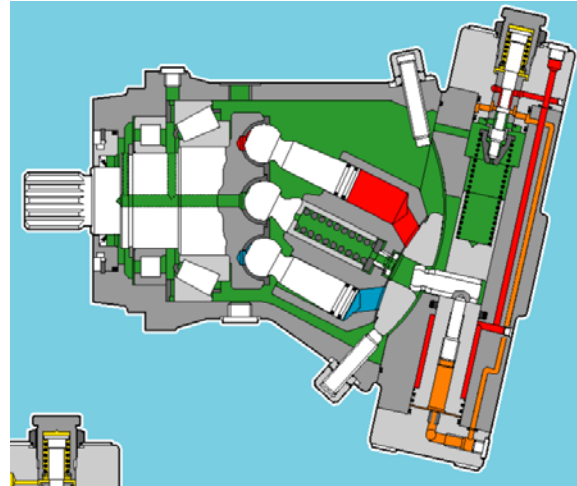
9.8.2.2 Vinoakselipumput

Vinoakselipumpussa pyörii sekä käyttöakseli, että sylinteriryhmä. Männät saavat edestakaisen liikkeen käyttöakselin ja sylinteriryhmän välisestä kulmasta. Kuvassa 9.14 on vinoakselipumppu, jossa kierrostilavuus ja akselien välinen kulma on kiinteä.



Kuva 9.14

Kuvassa 9.15 on vinolevypumppu, jossa akselin ja sylinteriryhmän välistä kulmaa voidaan säätää. Samalla säädetään männän iskunpituutta ja edeleen pumpun kierrostilavuutta. Vinoakselipumpuissa nesteen virtausta ohjaa samantyyppinen jakolevy kuin vinolevypumpuissakin. Suljetun järjestelmän pumpuissa sylinteriryhmän sallitaan kääntyä neutraaliakselin molemmille puolille.



Kuva 9.15

Vinoakselipumpuilla on hyvä hyötysuhde ja ne sallivat suuria pyörimisnopeuksia. Käyttöakselin ja sylinteriryhmän välinen kulma voi olla suuri, jopa 45 °. Haittapuolena on, että läpimenevää akselia ei voi käyttää, joten toisen pumpun kytkeminen tällaisen pumpun perään on mahdotonta.

Aksiaalimäntäpumppeja käytetään monissa sovellutuksissa, Niiden maksimipaineet ovat tyypillisesti 350...500 bar ja käyttöpainet 250...350 bar. Hyötysuhde on hyvä, parhaimmillaan jopa 0,95 ja se pysyy hyvänä laajalla käyttöalueella.

9.8.3 RIVIMÄNTÄPUMPUT

Rivimäntäpumpuissa männät ovat peräkkäin rivissä ja ne saavat liikkeensä kampikoneistolta tai epäkeskolta. Kampikoneistolla toimivat pumput ovat hidaskäyntisiä, maksimi pyörimänopeus alle 600 r/min. Epäkeskopumppuja voi pyörittää kovempaa, 25... 50 r/s.

Rivimäntäpumpuilla savutetaan suuria paineita 1000 bar, jopa 2500 bar. Rivimäntäpumppeja käytetään suurten kiinteiden laitteiden yhteydessä, jotka tarvitsevat suuria paineita (esim puristimet).

10. PUMPPUJEN TUOTON SÄÄTÖ

Tässä käsitellään keinoja, joilla pumpun aikaansaamaa tilavuusvirtaa voidaan säätää. Pumput voidaan jakaa kiinteä- ja säätävätilavuksisiin ratkaisuihin. Kumpikin tapaus käsitellään omana lukunaan. Hydraulijärjestelmissä esiintyy harvoin sellaista tilannetta, että tarvitaan ainoastaan tietty vakio tilavuusvirta. Käytännössä tilavuusvirran vaihtelua voi esiintyä paljon ja useimmiten suurin tarvittu tilavuusvirta määrittää pumpun koon.

Mitä tehdä ylimääräisellä tilavuusvirralla? Mahdollisuuksien mukaan sitä pitää välttää, sillä ylimääräinen tilavuusvirta kerrottuna vallitsevalla paineella menee kokonaisuudessaan hukkatehoksi lämmittämään järjestelmää. Pumpun tuottama teho riippuu siis tilavuusvirrasta ja paineesta. Kun pumppujen säätöä ajatellaan laajemmin tulisi myös pumpun tuottaman paineen pysyä järjestelmässä tarvitus tasossa.

10.1 KIINTEÄ KIERROSTILAVUUKSISET PUMPUT

Kiinteä kierrostilavuus tarkoittaa, että pumppu tuottaa aina saman nestemäärän kierrosta kohden. Tällaisten pumppujen tilavuusvirran säätö on portaattomasti mahdollista vain pyörimisnopeutta säätämällä. Kaikilla muilla tavoilla pumpun todellinen tuotto pysyy likimain vakiona, ellei sitä pysäytetä kokonaan. Seuraavassa on hieman lisää tuoton säädöstä.

10.1.1 Tilavuusvirran säätö pyörimisnopeutta säätämällä

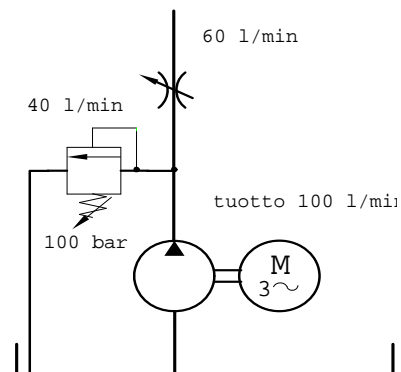
Seuraavassa on lueteltuna kiinteätuottoisen pumpun tilavuusvirran säätötavat:

- oikosulkumoottorin ja taajuusmuuttajan avulla
- polttomoottori käyttö
- portaallinen säätö on mahdollista esim. kasinopumppuun avulla.

Taajuusmuuttajan käyttö on kallista varsinkin hydraulikan yhteydessä, sillä järjestelmän komponentit ovat muutenkin suhteellisen kalliita. Sitä käytetäänkin vain joissakin erikoistapauksissa. Polttomoottoreissa pyörimisnopeuden säätö on usein luonnostaan. Polttomoottorista saatava vääntömomentti ei puolestaan sovellu yhtä hyvin hydraulikan käyttöön, koska pumppu vaatii periaatteessa heti alusta lähtien täyden vääntömomentin. Vääntömomentin riittävyys joka tilanteessa on muistettava varmistaa. Lisäksi on aina syytä varmistaa mikä on pumpulle sallittu pienin pyörimisnopeus. Harvoin sallitaan alle 500 r/min pyörimisnopeuksia

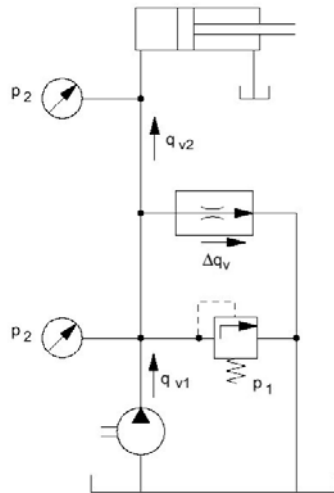
10.1.2 Johtamalla osa tuotosta takaisin säiliöön

Tuottoa voidaan säätää virtavastusventtiilin avulla (kuva 10.1). Tällöin osa tuotosta menee paineenrajoitusventtiilin yli takaisin tankkiin. Pumppu tuottaa todellisuudessa koko ajan täyden tilavuusvirran. Tämä säätötapa aiheuttaa suuret häviöt, jotka lämmittävät öljyä. (Laske häviöteho kuvan tapauksessa). Tällaista säätötapaa käytetään vain aivan pienissä järjestelmissä (alle 3 kW).



Kuva 10.1

Sivuvirta tyyppistä säätöä käyttäen pumpun ei tarvitse nostaa painetta paineenrajoitusventtiilin avautumispaineeseen koska ylimääräinen virtaus pääsee ohivirtauskuristimen kautta säiliöön (kuva 10.2). Pumppu tuottaa täyden tilavuusvirran mutta sen tuottama teho riippuu vallitsevasta kuormanpaineesta.

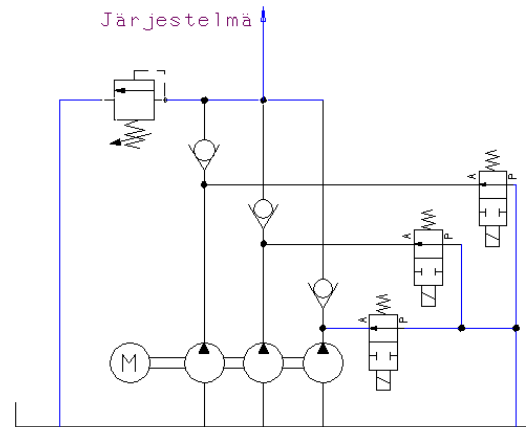


Kuva 10.2

10.1.3 Kytkemällä useampia pumppuja rinnan

- kytkemällä useampia pumppuja rinnan, saadaan portaallinen tilavuusvirta riippuen pumppujen lukumäärästä ja kierrostilavuudesta
- pumput on sijoitettu samalle käyttöakselille ja venttiilien avulla niiden tuotto voidaan haluttaessa johtaa takaisin säiliöön (pumppun sanotaan olevan tällöin vapaakierrolla, se tuottaa edelleen tilavuusvirran, mutta painetta ei tarvita, joten tehontarve on lähes nolla)

Tyypillisiä kiinteäkierrostilavuuksisia pumppuja ovat hammaspyörä-, ruuvi- ja siipipumput (tasapainotetut). Mäntäpumppuista löytyy myös vakiotuottoisia pumppuja. Mäntäpumppuissa, joissa kierrostilavuus aikaansaadaan asettamalla käyttöakseli (+ käyttölevy) ja roottoriosia (männät) tiettyyn kiinteään vinouskulmaan keskenään, on tavallisesti vino runko, eikä niihin saa läpimenevää akselia.



Kuva 10.3

10.2 MUUTTUVIA KIERROSTILAVUUKSISIA PUMPUKSI

Muutettavissa oleva kierrostilavuus mahdollistaa portaattoman tilavuusvirran säädön. Siipi- ja mäntäpumput voidaan tehdä säätövä tilavuuksisiksi. Siipi- ja radiaali-mäntäpumppuissa säätö perustuu tavallisesti epäkeskeytyksen muuttamiseen. Aksiaalimäntäpumppuissa kierrostilavuus muuttuu vinolevyn vinouskulmaa säätämällä tai käyttölevyn ja sylinteriryhmän välistä kulmaa säätämällä.

Kierrostilavuuden säätö voi tapahtua suoraan tai se voidaan toteuttaa automaattisesti paineesta riippuvaisena. Menetelmiä on useita. Monissa pumppumalleissa eri variaatiot toteutetaan niin, että samaan perusrunkoon on mahdollista liittää tarpeen mukaan erilaisia säätimiä.

Säätötavat on jaoteltu suoraan kierrostilavuuden säätöön ja automaattiseen säätöön. Suoran säädön yhteydessä käytetään myös sanontaa manuaalinen säätö, koska pumppun kierrostilavuutta säädetään tällä menetelmällä tietoisesti. Automaattisessa säädössä käyttäjän ei tarvitse olla tietoinen pumppun säätymisestä.

10.2.1 Suora kierrostilavuuden säätö

Käyttäjä voi säätää kierrostilavuutta:

- täysin mekaanisesti, esimerkiksi vipu- tai ruuvimekanismien avulla
- sähkömekaanisesti kauko-ohjaamalla
- hydraulisesti (hydraulisylinteri tekee säädön)
- tavallisella suuntaventtiilillä (usein 2-asento säätö)
- sähköisesti ohjatulla proportionaali- tai servoventtiilillä (portaaton säätö)
- mekaanisesti ohjatulla servoventtiilillä

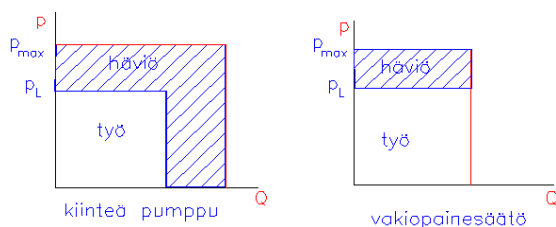
10.2.2 Automaattinen säätö

Säätö tapahtuu automaattisesti järjestelmän tilasta ja pumpun säätimestä riippuen. Yleensä pumpussa on eräänlainen pieni hydraulisylinteri, joka muuttaa kierrostilavuutta ja jota ohjataan pumpun säätimellä. Tavanomaisia automaattisia säätötapoja ovat vakiopainesäätö ja kuormantuntevasäätö. Säädinrakenteita on monia erilaisia, joista tässä esitetty vain muutamia.

10.2.2.1 Vakiopainesäätö (CP =constant pressure)

Vakiopainesäädössä pumpun tuotto säätöy sellaiseksi, että järjestelmän paine pysyy koko ajan säätimellä asetetussa maksimipaineessa.

Kuva 10.4 kuvaa miten vakiopainesäätö eroaa kiinteällä pumpulla ja paineenrajoitusventtiilillä aikaansaadusta tilavuusvirran säädöstä. p_{max} tarkoittaa säädettyä maksimipainetta ja p_L tarkoittaa kuorman vaatimaa painetta.



Kuva 10.4

Vakiopainesäätöinen pumpu ei tuota ylimääräistä tilavuusvirtaa mutta paine pyritään pitämään maksimiarvossa. Vakiopainesäädön etuja ovat:

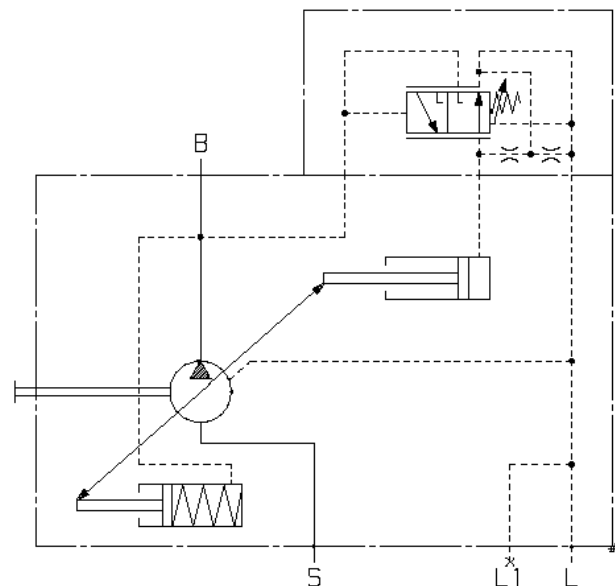
- pienempi tehohäviö (yleensä)

- ei tarvita vapaakiertojärjestelyjä
- järjestelmästä tulee yksinkertainen

Vakiopainesäädön haittoja ovat:

- jatkuva korkea paine rasittaa pumpua ja muita osia
- toimilaitteet alttiita "ryömimään" (venttiilien vuodot)
- altis vuodoille
- joissakin tilanteissa kuumeneminen

Kuva 10.5 esittää vakiopainesäätimen toimintaperiaatetta. Alempi säätösylinteri pyrkii siirtämään pumpun maksimituotolle, ylemmän männän puolen ollessa kytkettynä tankkiin. Kun säätöventtiilin jousella määrätty maksimipaine ylitetään, siirtyy venttiili oikealle avaten säätöpainelle reitin ylemmän männän taakse. Tämä sylinteri pystyy pienentämään kierrostilavuutta suuremman pinta-alansa avulla. Säädin pyrkii pitämään paineen maksimiarvossa säätämällä tuoton riittävän suureksi. Säätimen alla olevat kuristimet stabiloivat säätimen toimintaa.



Kuva 10.5

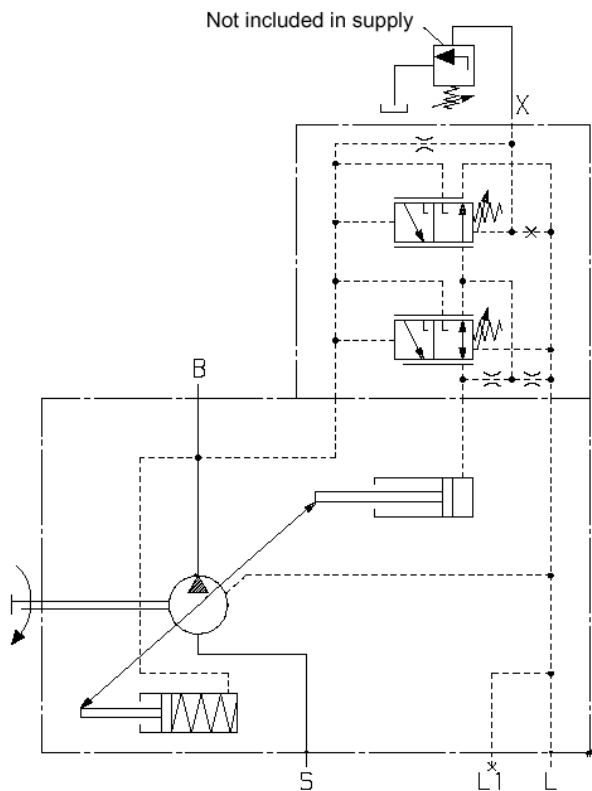
Vakiopainesäädön yhteyteen voidaan liittää tehonrajoitus, jolla voidaan rajoittaa käyttömoottorista otetua tehoa. Tämä on tarpeen, jos pumpun suurin tuotto ja käyt-

töpainne on mitoitettu niin suureksi, ettei käyttömoottorin teho riitä suurella tilavuusvirralla tai halutaan jättää tehoreserviä muihin tarkoituksiin.

10.2.2.2 Kevennetty vakiopainesäätö

Vakiopainesäädön erikoistapaus on kevennetty vakiopainesäätö (CPU). Se toimii muuten kuten vakiopainesäätö mutta järjestelmän ollessa lepotilassa (ei ohjatta), pumppu ohjataan tyhjäkäynnille.

Kevennetty vakiopainesäätö voidaan toteuttaa esimerkiksi kuva 10.6 mukaisella ratkaisulla, kytkemällä X-liityntä vaikkapa sähköisesti ohjatun 2/2-tieventtiin läpi tankkiin. Kun x-kanava on suljettuna, määrää alempi säätökara pumpun toimimaan kuten normaali vakiopainesäädetty pumppu. Kun x-kanava yhdistetään tankkiin, pääsee ylempi säätökara siirtymään oikealle, koska jousivoima on vastaa vain tyhjäkäyntipainetta (tyypillisesti 10...20 bar). Säätöpaine pääsee ohjaamaan tuoton tyhjäkäyntipainetta vastaavalle tuotolle (likimain nolla).



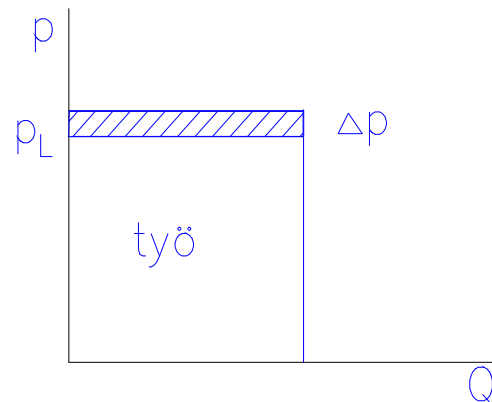
Kuva 10.6

Kevennettyä vakiopainesäätöä käyttäen saadaan poistettua tavallisen vakiopainejärjestelmän haitat. Järjestelmä monimutkaistuu, koska pumpun on tiedettävä milloin painetta tarvitaan ja tämä edellyttää teollisuussovelluksissa usein mainitun sähköohjatun 2/2-venttiilin käyttöä. Työkoneventtiileissä voi kauko-ohjaukseen sopiva liityntä olla valmiina.

10.2.2.3 Kuormantunteva säätö (LS = load sensing)

Kuormantuntevassa säädössä sekä pumpun tuotto että paine säätävät järjestelmän tarpeiden mukaisesti. Pumppu tuottaa paineen $p_L + \Delta p$. p_L on kuorman suuruudesta riippuva paine, josta yleisesti käytetään nimitystä kuormanpaine.

Δp on säätimen jousen asetuksesta riippuva paine-ero, joka määrää kuinka paljon painetta tuotetaan yli kuormanpaineen. Δp on usein välillä 15...25 bar. Tämän paine-eron avulla tilavuusvirta saadaan virtaamaan toimilaitteelle. Koska ylimääräistä tilavuusvirtaa ei tuoteta ja painettakin vain 15...25 bar yli tarvittun kuormanpaineen, syntyy häviöitä vähän ja hyötysuhde on muita säätötapoja parempi. Tyhjäkäynnillä järjestelmänpaine on Δp :n suuruinen. Kuva 10.7 esittää tarvittun ja tuotetun tehon suhdetta. Viivoitettu alue on häviötehoa.

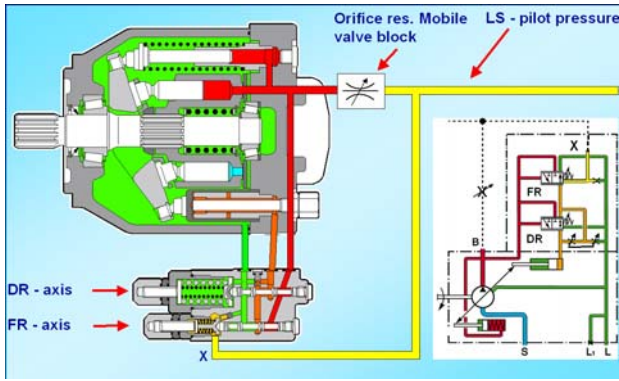


Kuva 10.7

Kuormantunteva säädin edellyttää, että pumpulle saadaan tietoa kulloinkin vallitsevasta suurimmasta kuormanpaineesta. Ajoneuvohydrauliikkasovelluksissa LS-järjestelmän käyttö on yleistä, koska ajoneuvovent-

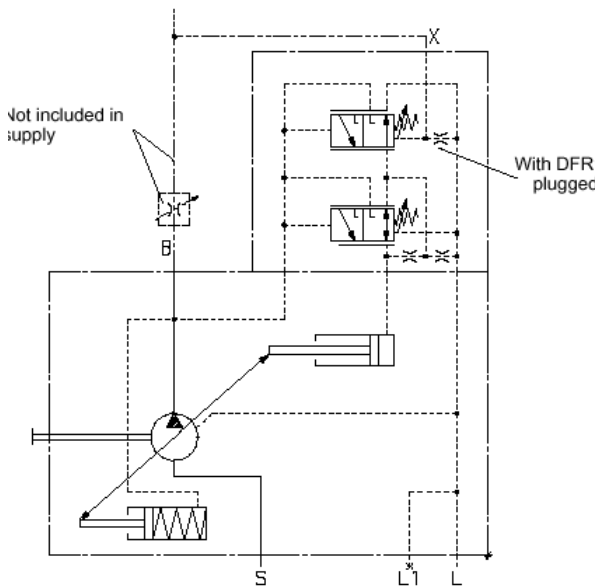
tiilit on suunniteltu tuottamaan pumpulle tieto suurim-
 masta kuormanpaineen tarpeesta.

LS-säätimen toiminta:



Kuva 10.8

LS-säädetyin pumpun toimintaa selventävät kuvat 10.8
 ja 10.9. Yleensä säädintä ohjaava paine kytketään suun-
 taventtiin LS-liitynnästä, eikä kuvien esittämällä taval-
 la. Tässä on pyritty selventämään, että säädintä ohjaa
 virtauksensäädön jälkeinen kuormanpaine.



Kuva 10.9

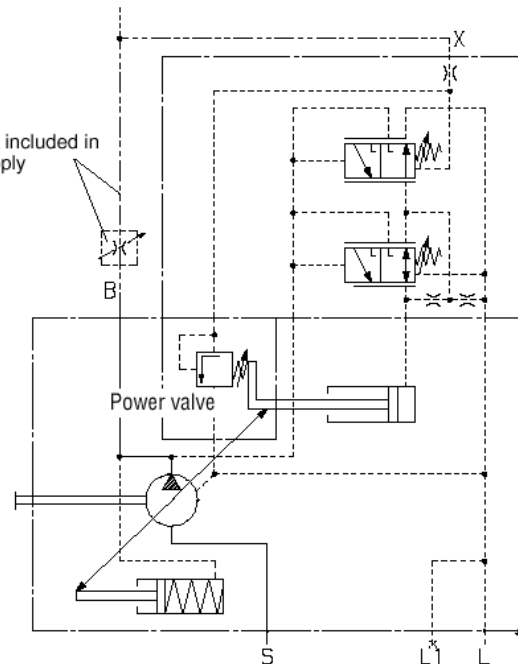
Kuvassa 10.9 alempi säätökara määrittää järjestelmän
 maksimipaineen ja toimii samoin kuten vakiopainesää-

timen yhteydessä selitettiin. Ylempi kara säätää pumpun
 tilavuusvirtaa kuormanpaineen mukaan.

Voidaan sanoa, että pumppu ohjataan tuottamaan sellai-
 nen tilavuusvirta, joka synnyttää ylempään karaan jousel-
 la määrätyn paine-eron (15...25 bar) virtausta säätä-
 vässä kuristuksessa.

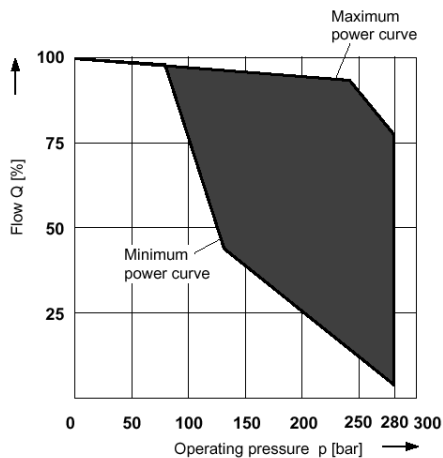
Yksityiskohtaisemmin selvitettyä säätökaran hydraulii-
 nen tasapaino syntyy, kun kuormanpaine (x-liitynnässä)
 plus jousivoima ovat yhtäsuuret kuin syöttöpaine säätö-
 karan vasemmalla puolella. Säädin pyrkii hakemaan tä-
 män tasapainotilan aina ja seurauksena pumpun syöttö-
 paine on mainitun paine-eron verran kuormanpainetta
 suurempi. Jos kuormanpaine x-liitynnässä alenee säätö-
 kara pääsee hetkellisesti siirtymään oikealle pienentäen
 pumpun tuottoa ja samalla syöttöpaine laskee oikealle
 tasolle. Tyhjäkäynnillä x-liitynnässä ei ole painetta (to-
 dellisuudessa) ja pumppu joutuu tuottamaan jousivoi-
 man verran painetta (15...25 bar) saadakseen tuoton
 minimille.

LS-säädin voidaan varustaa lisäksi tehonrajoituksella
 kuvan 10.10 mukaisesti.



Kuva 10.10

Kuvassa 10.10 esiintyvä ”pover valve” alentaa pumpun kierrostilavuutta automaattisesti syöttöpaineen kasvaessa. Kuvassa 10.11 näkyvä tummennettu alue näyttää millä asetuksella tehonsäätö voidaan asettaa. Säätimen toimintaa voisi verrata portaattomasti toimivaan automaattivaihteistoon, joka alentaa auton nopeutta, jotta se jaksaisi nousta mäen päälle.



Kuva 10.11

LS-säädön etuja:

- hyvä hyötysuhde
- vähäisempi lämpeneminen
- hyvät ohjausominaisuudet (tilavuusvirta ja siten myös toimilaitteen liikenopeus pysyy vakiona kuormituksesta riippumatta, tosin usean toimilaitteen liikkeessä pätee vain suurinta painetta käyttävän toiminnan kohdalla).

LS-säädön haittoja:

- alttius värähtelyihin (etenkin kuolokohdissa, joissa kuormanpaine \approx nolla)
- huolto- ja korjaustoimenpiteet vaativat asiantuntemusta
- säätö tapahtuu suurimman kuormanpaineen perusteella, joten yhteiskäytössä pienempää painetta tarvitvat toiminnot saavat korkeamman paineen ja niiden liikenopeus pyrkii kasvamaan (voidaan estää painekompensaattorilla)

Jos pumpun tuotto pääsee maksimiin (pumppu saturoi), menee öljy kevyemmin kuormitetuille toimilaitteille ja korkeampaa painetta vaativat toiminnot hidastuvat tai pysähtyvät.

Kuva 10.12 esittää tyypillistä työkoneissa käytettyä järjestelmää, jossa suuntaventili on suunniteltu tuottamaan tieto tarvitusta kuormanpaineesta.

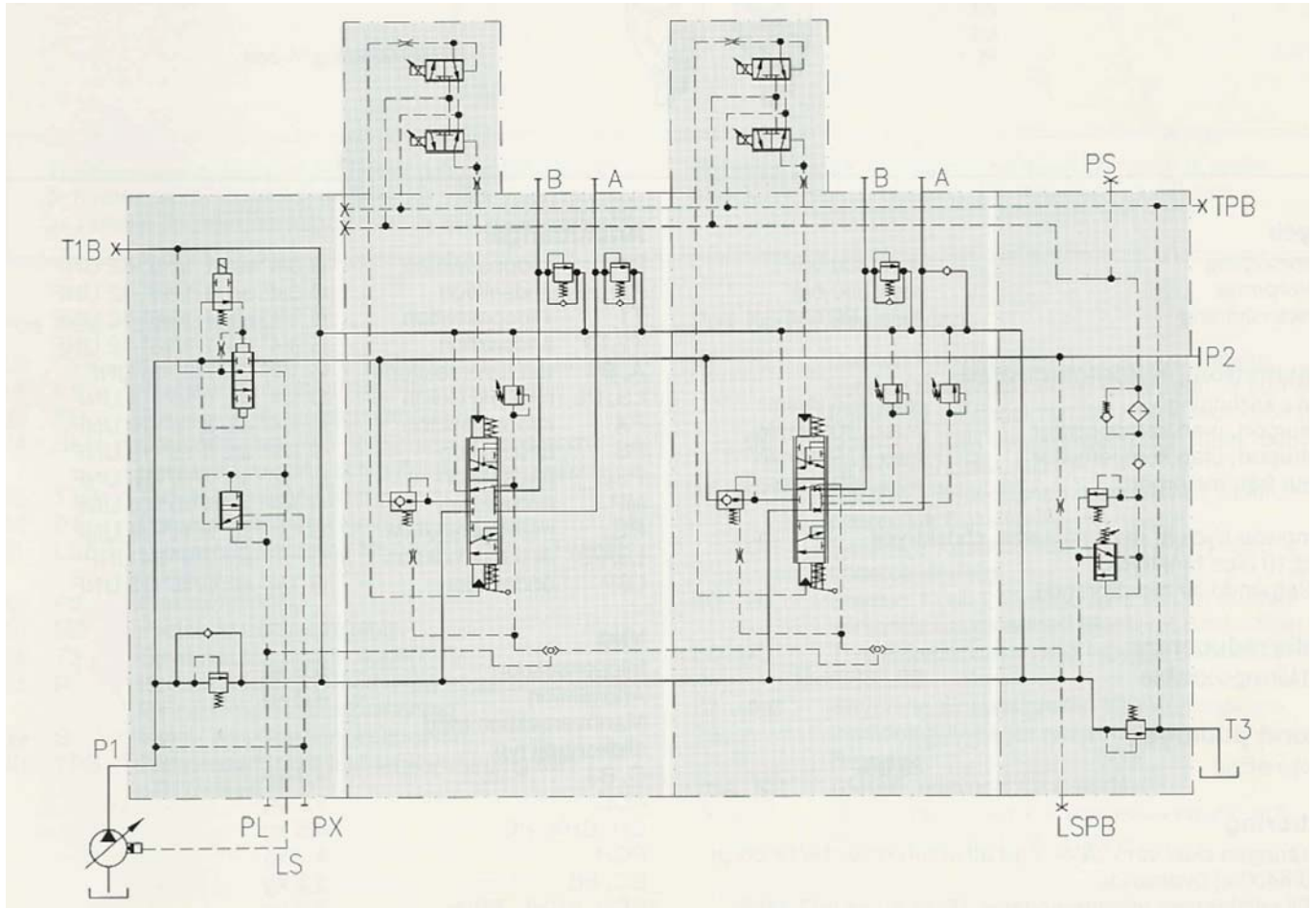
10.2.2.4 Muita säätöperiaatteita

Vakiotehosäätö:

Vakiotehosäädössä pidetään $P=p \cdot Q$ (paine x tilavuusvirta vakiona). Pumppu voidaan varustaa tällisellä säätimellä tai säätö voidaan toteuttaa elektronisesti.

Vakiotilavuusvirtasäätö:

Vakiotilavuusvirta (paineesta riippumatta) toteutuu hyvin vakiotilavuuspumpulla, kun pyörimisnopeus ei muutu. Jos pyörimisnopeudessa tapahtuu muutoksia voidaan käyttää painekompensoitua kolmitievirransäätöventtiiliä. Säätotilavuusvirtapumpun tuotto saadaan vakioksi soveltamalla kuristinta LS-säädettyä pumppua kuten kuvassa 10.9.



Kuva 10.12

11. TOIMILAITTEET

Toimilaitteilla tarkoitetaan sellaisia laitteita, joilla hydraulinen teho (paine ja tilavuusvirta) muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Toimilaitteet ovat monesti hydraulijärjestelmän parhaiten näkyviä ja tunnettuja osia, sillä ne aikaansaavat halutut liikkeet. Niistä alkaa useimmiten myös järjestelmän suunnittelu sillä toimilaitteille kohdistuvat vaatimukset voimantarpeista, nopeuksista yms.

Yleisin toimilaitte on hydraulisyylinteri, joka tuottaa lineaariliikkeen (suoraviivaista liikettä). Pyörivä liike toteutetaan hydraulimoottorin avulla. Näiden lisäksi on erikoisempia toimilaitteita, jotka kuitenkin useimmiten perustuvat hydraulisyylinteriin tai -moottoriin.

11.1 HYDRAULISYYLINTERIT

Hydraulisyylinterit voivat olla:

- yksitoimisia (tuottavat liikettä ja voimaa vain toiseen suuntaan)
- kaksitoimisia (voima ja liike molempiin suuntiin)

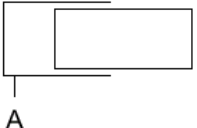
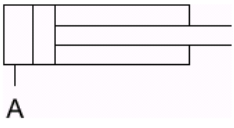
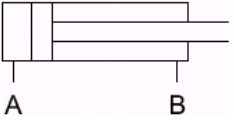
Yksitoimisiin sylintereihin tulee vain yksi putki ja vastaavasti kaksitoimisiin kaksi. Kuvassa 11.1 on esitelty yleisempiä hydraulisyylinterityyppejä ja niiden kaaviomerkkejä.

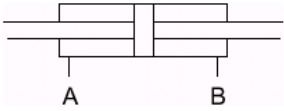
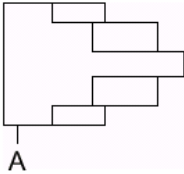
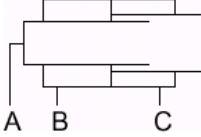
Sylinterin liitäntään (A tai B) tuotu tilavuusvirta saa aikaan männän liikkeen. A-liitäntään tuotu tilavuusvirta työntää mäntää ulospäin ja B-liitäntään tuotu työntää mäntää sisäänpäin. Kaksitoimisessa sylinterissä paluuvirtaus menee vastakkaista liityntää pitkin takaisin tankkiin. Yksitoimisen sylinterin palauttaa ulkoinen voima ja tilavuusvirta palaa samaa putkea pitkin kuin se tulikin.

Nesteen paine vaikuttaa männän pinta-alaan ja yhdessä ne synnyttävät voiman $F=p \cdot A$. Tässä on kuitenkin huomattava, että syntyvä paine riippuu mäntään kohdistuvasta voimasta eli paineen ja pinta-alan synnyttämä voima on tasapainossa (yhtä suuri) kuormituksen kanssa.

Kuvassa 11.2 näkyy lisää sylinterityyppejä

Kuva 11.1

Cylinder type	Symbol	Characteristics
Single acting plunger cylinder Uppomäntäsyylinteri männänvarsi toimii myös mäntänä		Force operates only in one direction. Example: Brake cylinder
Single-acting cylinder with single piston rod Yksitoiminen sylinteri toispuolisella männänvarrella		Force operates only in one direction Return stroke of piston rod achieved by means of external force
Double-acting cylinder with single piston rod Kaksitoiminen sylinteri yksipuolisella männänvarrella		Force operates in both directions. Different piston areas on both sides of the piston due to the piston rod. Various designs available.

Cylinder type	Symbol	Characteristics
Double-acting, double rod cylinder		Identical piston areas on both sides of the piston. Example: Steering cylinder
Telescopic cylinder		Compact cylinder design, achieving long strokes. Example: Heavy-freight dumping devices
Special cylinder		Several net areas available. For rapid stroke, operating stroke Example: Presses

ta:

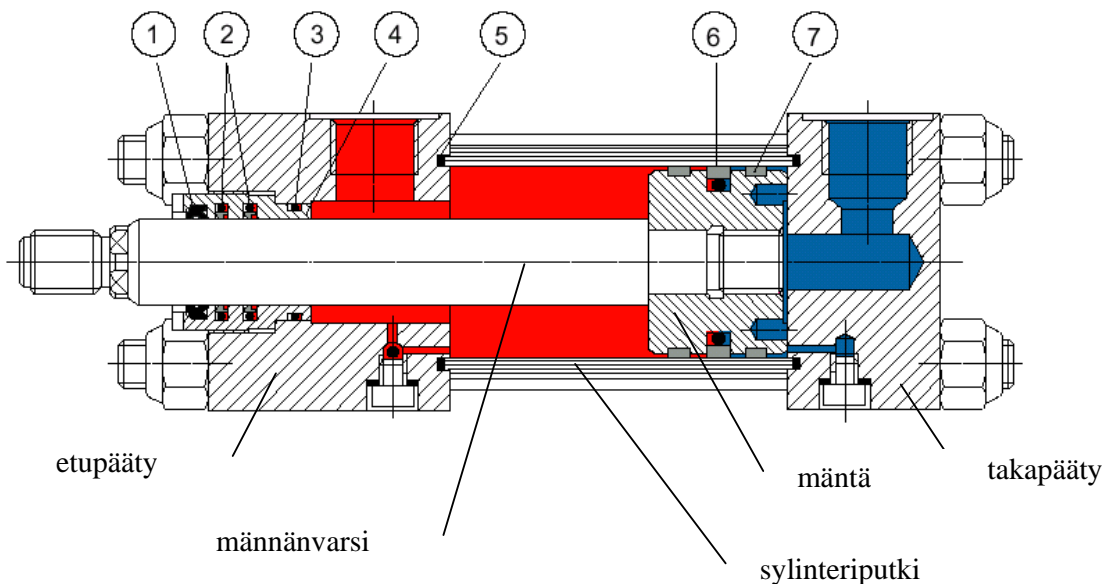
Kuva 11.2

1. Männänvarren pyyhkijä (estää lian pääsyn ulkoa sylinteriin)
2. Männänvarren tiivisteet
3. O-rengas
6. Männän tiiviste (tiivistää kammiot)
7. Liukurenkaat (ohjaavat mäntää ja ottavat vastaan sivuttaisvoimia)

11.1.1 Rakenne

Rakenteellisesti sylintereitä on monenlaisia. Kuvassa 11.3 on kuva tyypillisestä kaksitoimisesta sylinteristä.

Ympyröidyt osat ovat erilaisia tiivisteitä ja liukurenkai-



Kuva 11.3

Sylinterin männän puoleinen pinta-ala A_1 lasketaan:
jossa d_1 on sylinterin halkaisija ($r_1=d_1/2$)

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

Männänvarren puoleinen pinta-ala A_2 on männänvarren verran pienempi:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4}$$

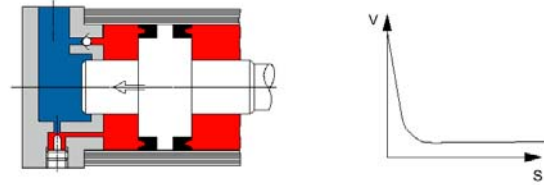
Sylinterin liikkussa nopeasti, voisi männän törmääminen pätyyn aiheuttaa vaurioita. Karkeasti arvioiden männän nopeuden ollessa suurempi kuin 0,1 m/s tarvitaan päätyvaimennus. Tarkemmin vaimennuskykyä ja tarvetta suhteessa liike-energiaan ja sylinterin nopeuteen voi tarkastella sylinterivalmistajan diagrammien avulla. Tällaisesta on esimerkki kuvassa 11.4.

Sylinterikoko ilmoitetaan usein seuraavasti $\phi 50 \times 22-300$. Tässä 50 tarkoittaa sylinterin halkaisijaa, 22 männänvarren halkaisijaa ja 300 iskun pituutta. Sylinterien mitat ovat standardoitu. Yleisiä sylinterin halkaisijoita ovat 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250 ja 300 mm. Eurooppalaisen ISO-standardin mukaiset sylinterit ovat kaikilta ominaisuuksiltaan niin standardoituja, että sylinteri on korvattavissa toisen valmistajan sylinterillä ilman rakennemittojen muutoksia. Etenkin liikkuvan kaluston keskuudessa konevalmistajat käyttävät itse valmistettuja tai alihankkijoita ostettuja sylintereitä, joissa standardointi ei ole näin pitkällä.

11.1.2 Sylinterin päätyvaimennus

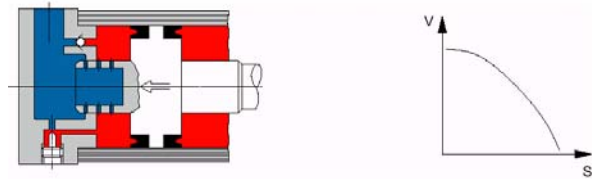
Päätyvaimennuksen avulla aiheutetaan vastusta sylinteristä poistuvalla virtauksella. Poistupuolen kammiossa syntyy vastapainetta, jonka aiheuttama voima alkaa hidastaa sylinterin liikettä.

Päätyvaimennus voi olla säädettävä, kuten kuvassa 11.4.



Kuva 11.4

Tällöin se voidaan säätää käyttöönoton yhteydessä sopivaksi. Nopeuden muuttumiseen voidaan vaikuttaa monin keinoin. Kuvassa 11.5 nopeuden pieneminen on hitaampaa kuin ylemmässä, sillä poistumisreikiä sulkeutuu yhä lisää männän lähestyessä päätyasentoa.



Kuva 11.5

Sylinterin pinta-aloja mitoitettaessa ja käyttöpainetta valittaessa tulisi huomioida seuraavat asiat:

1. Sylinteri pystyy tuottamaan tarvittavan voiman
2. Sylinteri pystyy vaimentamaan kuorman liike-energian
3. Sylinteri ei nurjahda (sillä on riittävä nurjahdusvarmuus ja käyttöikä).

Vaimennuskyky ja nurjahdustarkastelut on parasta tehdä sylinterin valmistajan esitteiden avulla tai varmistaa asia toimittajalta. Kuvassa 11.6 näkyy eräs tapa, jolla tietyn sylinterin vaimennuskykyä voi arvioida (mitoittaa sylinteri vaimennuskyvyn perusteella).

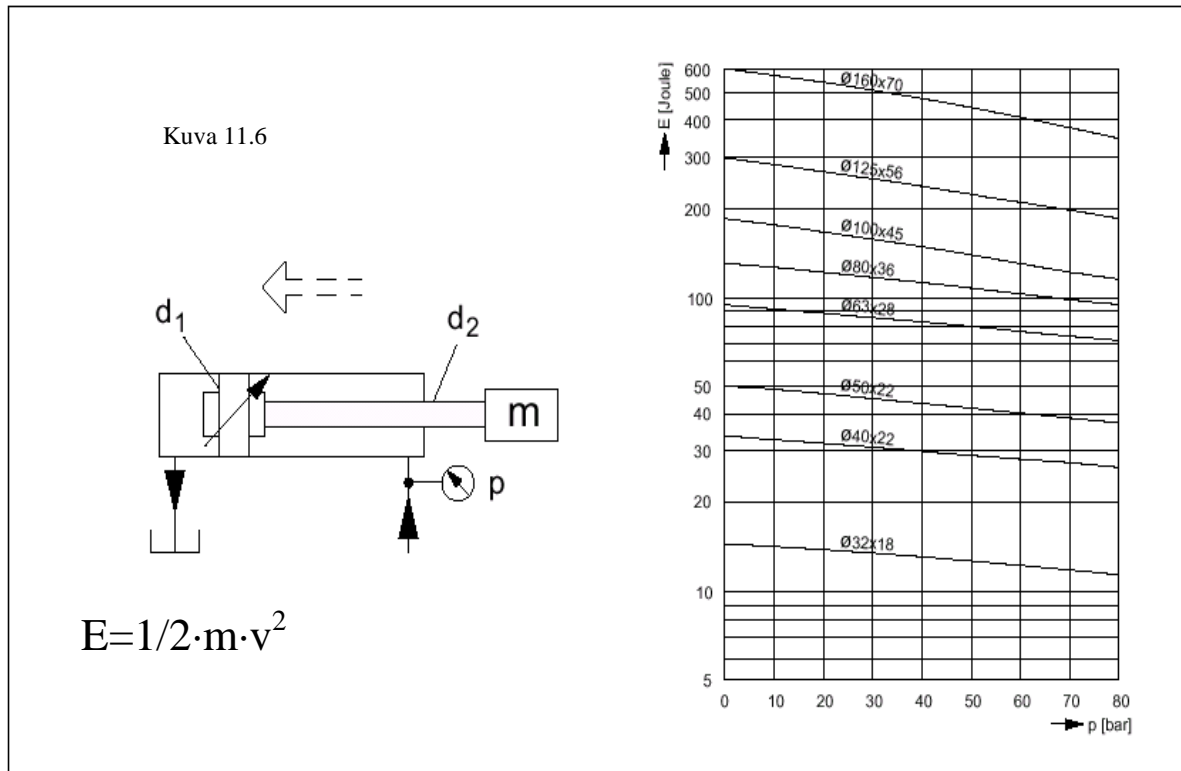
Nurjahdukseen vaikuttaa sylinterin kiinnitystapa, josta on esimerkkejä kuvassa 11.7. Periaatteessa sylinteri on sitä alttiimpi nurjahtamaan mitä kauempana kiinnityspisteet ovat toisistaan.

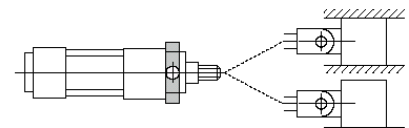
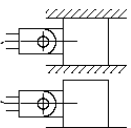
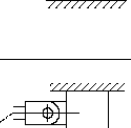
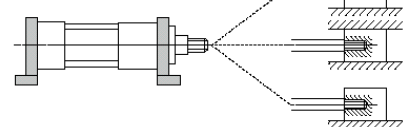
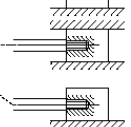


Nurjahduskestävyyttä tarkastellaan kuvassa 11.8 olevan diagrammin avulla. Sylinteri kestää, jos pysytään ko. tyyppille piirrettyjen rajojen alapuolella ja oikealla puolella.

nurjahdustapausten mukaisesti. Männänvarren taipuman pitää pysyä tällöin elastisella alueella, eli syntyvä jännitys ei saa synnyttää plastista muodonmuutosta. Sallittu puristusvoima voidaan laskea yhtälöllä:

Sylinterin nurjahtamista voi tarkastella myös Eulerin

Bosch Automation Technology Accepted values for cushioning energy – cylinder C 80 H



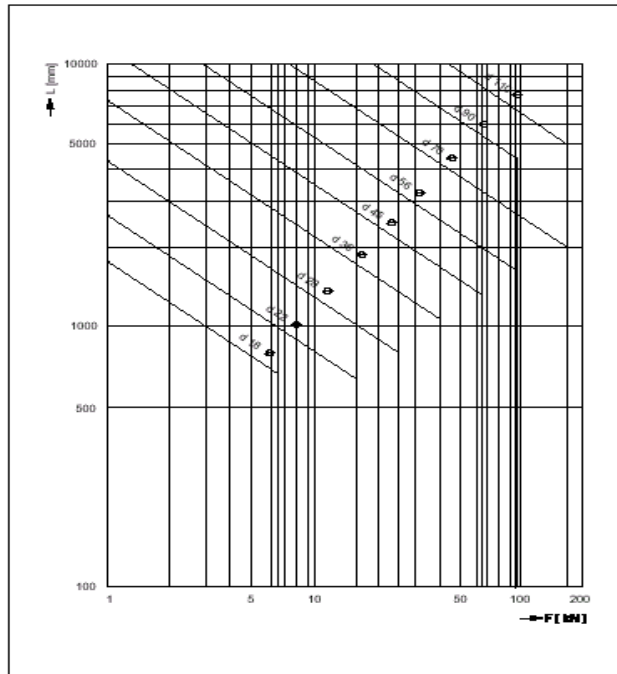
Mounting method	Load guide	Correction factor K
		1
		2
		0,7
		0,5
		2

Kuva 11.7

$$F_{sall} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{n \cdot L^2}$$

E= kimmokerroin (N/m²)

Buckling load for Bosch C 80 H cylinder



I= poikkipinnan jähyysmomentti (m⁴)

L= redusoitu pituus (m)

n= varmuuskerroin (teollisuudessa 3...5 ja liikkuvassa kalustossa 2...4)

Kuva 11.8

Redusoitu pituus on kiinnitys-pisteiden välinen etäisyys kerrottuna kuvan 11.7 korjauskertoimella.

Epäselvissä tilanteissa on syytä varmistaa asia sylinterin toimittajalta.

Sylinterin mitoittaminen voimantarpeen perusteella perustuu yhtälöön:

$$F = p \cdot A$$

Työntövoimaa tarkasteltaessa pinta-alana käytetään männän puolen pinta-alaa A1 ja vetoliikkeellä varrenpuoleista pinta-alaa A2. Mitoitustilanne voidaan useimmiten pelkistää staattiseksi tilanteeksi, jolloin sylinterin kuvitellaan pysyvän paikallaan. Sylinterin liik-

kuussa painepuolelle ei saada täyttä painetta virtauksen painehäviöistä johtuen ja lisäksi paluupuolelle syntyy vastapainetta niinikään virtausvastusten johdosta. Niinpä kuormittavan voiman kasvaessa mäntä lopulta pysähtyy ja tällöin se on saavuttanut suurimman voimansa. Niinpä maksimivoimaan perustuva mitoitus voidaan ajatella staattiseksi tilanteeksi.

Jos suunnittelija ei tiedä muuta kuin suurimman sallitun voiman (tai voimantarpeen) voi hän valita sopivaksi arvioimansa sylinterin ja laskea tarvittavan paineen (joka toivottavasti pysyy järkevissä raja-arvoissa 120...250 bar) tai valita järjestelmän paineen (esim 160...210 bar) ja laskea vaaditun sylinterin halkaisijan (lopuksi pitää valita lähin standardi koko ja laskea lopullinen paineentaruve). Teollisuuden suunnittelu-ohjeissa suositellaan mitoi-

tuspai-
neena

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \eta_m$$

180 bar. Yleensä komponentit ja järjestelmä mahdollistavat suuremman paineen käytön, jota voidaan hyödyntää

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot \eta_m$$

loppuessa kesken.

Kun huomioidaan sylinterin kitka, mitoitusyhtälö on:

Työntöliikkeellä

p [bar]	20	120	160
η_m [%]	85	90	95

Vetoliikkeellä

Kitkan suuruutta voidaan arvioida taulukon 11.9 avulla hyötysuhteena η_m , joka riippuu vallitsevasta paineesta.

Kuva 11.9

Mikäli mitoitusta käsitellään dynaamisena tapauksena, kuten mm servojärjestelmissä tehdään, tulee huomioida kuorman lisäksi virtauksen painehäviö sekä kiihdytyksen voiman tarve. Nyrkkisääntönä pidetään, että tällaisissa tapauksissa paineesta 1/3 varataan tilavuusvirran aikaansaamiseen (liikenoisuus), 1/3 kuormalle ja 1/3 kiihtyvyydelle.

11.2 HYDRAULIMOOTTORIT

Hydraulimoottoreiden avulla tuotetaan pyörivä liike. Eräät moottorit ovat ns. vääntömoottoreita ja ne eivät välttämättä voi pyöriä rajattomasti samaan suuntaan. Hydraulimoottorit eivät rakenteellisesti eroa paljoa pumppuista. Osa voi toimia sekä pumppuina, että moottoreina. Moottorit ryhmitellään:

1. Hidaskäyntiset hydraulimoottorit (0...500 r/min)
2. Keskinopeusalueen moottorit (500..2500 r/min)
3. Nopeakäyntiset hydraulimoottorit (2500...)

11.2.1 Mitoittaminen

Hydraulimoottori mitoitetaan tarvittavan vääntömomentin mukaan.

$$M = \frac{V_k \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{mh}$$

jossa

M= tarvittu vääntömomentti

V_k = moottorin kierroslavuus

Δp = paine-ero moottorin yli

η_{mh} = hydromekaaninen hyötösuhde

Tilavuusvirran tarve on:

$$Q = \frac{n \cdot V_k}{\eta_v}$$

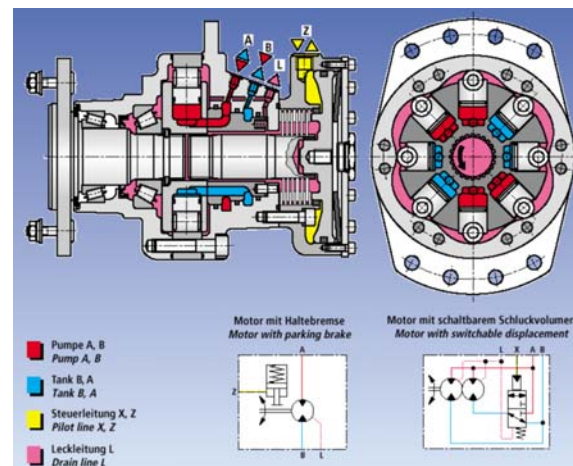
jossa

n = vaadittu pyörimisnopeus

η_v = volumetrinen hyötösuhde

11.2.2 Erilaisia moottoreita

Rakenteellisesti pumput ja moottorit muistuttavat toisiaan. Jotkut voivat toimia sekä pumppuina, että moottoreina. Tämän johdosta tässä esitellään vain joitakin moottoreita, joita ei pumppujen yhteydessä esiintynyt.



Kuva 11.2.1

Kuvan 11.2.1 mukaista moottoria kutsutaan radiaali-mäntämoottoriksi sekä myös nokkarengasmoottoriksi. Se voidaan rakenteellisesti tehdä pyörän navaksi, joten sitä kutsutaan myös napamoottoriksi. Kuvan 11.2.1 mukaisesti siihen voidaan sijoittaa jarru sekä muuttaa kierroslavuutta keventämällä osa tai kaikki männät (kotelopainetta kasvattamalla männät sisään). Napamoottorin käyttö on yleistä työkonsovelluksissa hydrostaattisessa ajovoimansiirrosta, koska pyörimisnopeuden ei tarvitse olla kovin suuri.

11.2.3 Kytkenät

Hydraulimoottoreita käytettäessä tulee kiinnittää huomiota seuraaviin seikkoihin.

- miten moottorin tulee pysähtyä
- kotelovuoto
- kuormankanto

- kavitaation estäminen.

Jos hydraulimoottorin ei tarvitse pysähtyä nopeasti, tulee sallia sen vapaa pyöriminen kavitoimatta, kunnes kitkat pysäyttävät sen. Tähän tarvitaan yleensä vasta-venttiiliä, jonka avulla moottori pääsee imemään paluupuolen öljyn vastakkaiselle puolelle.

Eräissä moottoreissa kotelopaine ei saa nousta korkeaksi, jottei se työnnä akselitiivistettä ulos. Näissä pumpeissa on ulkoinen kotelovuotoliitäntä tai kotelo kytkeytyy aina paluupuolelle. Kun moottorin pitää pysähtyä nopeasti, tarvitaan vastapainetta ja sisäistä kotelovuotoliitäntää käyttävät pumput voivat vaurioitua (akselitiivistet). Näissä tapauksissa ulkoisen vuotoliitäntän käyttö on tarpeen. Moottorin pysäyttäminen pelkkää suunta-venttiiliä käyttäen johtaa helposti liian äkilliseen pysähtymiseen mikä voi vahingoittaa moottoria tai muita rakenteita. Jarrutusta varten tarvitaan paineenrajoitusventtiileitä. Jos moottori pyörii molempiin suuntiin, kummallekin puolelle tarvitaan paineenrajoitusventtiiliä.

Moottoreita käytettäessä tulee myös huomioida, etteivät ne kykene pitämään staattista kuormaa paikoillaan ilman mekaanisesti toimivaa jarrua.

12. JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

Tämä osuus on tarkoitettu tiivistämään aikaisemmin käsiteltyä ja lisäämään siihen järjestelmän suunnittelussa tarvittavaa tietoa.

Tässä luvussa on esitetty yleisiä hydraulijärjestelmien suunnittelussa huomioitavia tekijöitä. Ohjeet soveltuvat pääpiirteittäin useimpien avoimen piirin järjestelmien suunnitteluun. Sovellettaessa tulee kuitenkin muistaa, että käytännön suunnittelutehtävissä joudutaan kiinnittämään enemmän huomioita pieniinkin yksityiskohtiin, jotta lopputulos olisi toimiva. Koneissa ja laitteissa esiintyy runsaasti erilaisia reunaehtoja ja optimointitarpeita, joita ei ole ollut mahdollista tässä esittää. Sovelluksen tunteminen tai sen toiminnan selvittäminen on monesti tarpeen. Läheinen yhteistyö hydraulikkatoimittajan ja laitevalmistajan välillä on tärkeää.

Suunnitteluprosessi ei myöskään aina etene niin suoraviivaisesti kuin tässä on kuvattu. Monesti on tarpeen palata taaksepäin ja muutettava aikaisemmin tehtyjä valintoja. Joskus voi olla tarpeen harkita olisiko pneumaattinen tai sähköinen ratkaisu sittenkin parempi.

1.1 Lähtötietojen selvittäminen

Perusteellinen alkuselvytys helpottaa ja nopeuttaa suunnittelun etenemistä. Seuraavassa on lueteltuna joitakin näistä asioista:

- toimilaitteilta tarvittavat voimat ja momentit
- toiminta (liikenopeudet, ajat, tarvittaessa toiminta-diagrammi)
- tarvittavat toimilaitteet (sylinterit ja hydraulimoottorit), niiden kiinnitystapa ja mahdolliset tilarajotukset sekä liityntöjen suunnat
- toimilaitteille asetetut turvallisuusvaatimukset ym. erityisvaatimukset (sylinterin tai moottorin paikoillaan pysyminen, tahdistus...)
- järjestelmän ohjaustapa (sähköinen, manuaalinen,...)
- varmuusvarat ja mahdolliset myöhemmin tehtävät laajennukset
- laitteen lay-out (komponenttien sijoittelun helpottamiseksi).

12.2 Alustavan hydraulikaavion laadinta

Kun toimilaitteet ja niiltä vaaditut toiminnot ovat selvillä, on mahdollista laatia alustava hydraulikaavio (esimerkiksi tarjouspyyntöä varten). Lähtökohtana on saada kukin toimilaitte liikkumaan halutulla tavalla sekä huomioida myös selvillä olevat lisävaatimukset. Tässä yhteydessä voivat nousta esiin myös ratkaisuihin liittyvät pulmat. Kaaviota voidaan täydentää myöhemmin.

12.3 Toimilaitteiden mitoittaminen ja valinta

Koneet ja laitteet koostuvat usein erilaisista mekanismeista, joita tässä yhteydessä ajatellaan käytettäväksi hydraulisilla toimilaitteilla. Laitteen varsinaiset toimintavaatimukset eivät ole (aina) suoraan hydraulisten toi-

milaitteiden vaatimuksia. Jotta päästään mitoittamaan hydraulijärjestelmää, on mekanismeille asetetut vaatimukset siirrettävä (redusoitava) vaatimuksiksi hydraulisille toimilaitteille.

Toimilaitteille redusoidut vaatimukset ovat yksinkertaisimmillaan voiman tai vääntömomentin tarvetta sekä liikenopeuden tai pyörimisnopeuden tarvetta. Voimien ja liikkeiden redusoiduissa tarvittavia menetelmiä on käsitelty mm. statiikan, dynamiikan ja mekanismien kursseilla.

Mitoituksen kannalta on selvittävä mikä on toimilaitteelta vaadittu suurin voima ja millaisessa tilanteessa sen tarve esiintyy. Toimilaitteelta halutun liikenopeuden aikaansaamiseksi tarvitaan tilavuusvirtaa. Virtauksen aikana syntyy painehäviöitä ja suurin mitoituspainne ei pääse toimilaitteelle asti. Toimilaitteelta saadaan yleensä suurin voima/momentti tilanteessa, jossa toimilaitte on pysähtymäisillään. Tällöin painehäviöitä ei esiinny ja suurimman paineen voidaan ajatella pääsevän toimilaitteelta asti. Toimilaitteiden ja mekanismien kitkat on huomioitava suunnittelussa. Koska kitkoja ei läheskään aina tunneta tarkasti, on järkevää jättää mahdollisuus lisätä toimilaitteelta saatavaa voimaa tai momenttia (esim. 20...30 %). Helpoiten tämä onnistuu mitoittamalla toimilaitte niin, että järjestelmään jää paineennostovaraa.

Toimilaitteiden valinta tapahtuu joko valitsemalla alustavasti toimilaitteen koko ja laskemalla sitten tarvittava paine. Voidaan myös valita paine ja laskea sitten toimilaitteen koko. Jälkimmäisellä tavalla valitaan lähin saatavilla oleva koko (standardi koko) ja tarvittaessa paine lasketaan uudelleen.

Sylinterin mitoitus perustuu yhtälöön: $p = \frac{F}{A}$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4}$$

Sylinterin standardihalkaisijoita ovat mm: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250 ja 300 mm. Myös sylinterin varren halkaisijat on standardoitu. Usein kau-

pallisesti hankittavissa sylintereissä tiettyä sylinterihalkaisijaa kohti on valittavissa 2...3 erilaista varren halkaisijaa.

Tarvittava tilavuusvirta saadaan: $Q = v \cdot A$

v= männän nopeus

A= sylinterin pinta-ala (A1 tai A2 riippuen liikesuunnasta)

Hydraulimoottorin mitoitus perustuu yhtälöön:

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

V_k = kierrostitilavuus

Δp= paine-ero moottorin yli

Hydraulimoottorin tilavuusvirran tarve saadaan:

$$Q = n \cdot V_k \cdot \frac{1}{\eta_v}$$

Volumetrisella hyötysuhteella (η_v) huomioidaan moottorin sisäiset vuodot.

Toimilaitteisiin liittyy myös muita valintaan vaikuttavia kriteereitä. Sylinterin nurjahdustarkastelu voidaan tehdä perustuen Eulerin nurjahdustapauksiin. Usein sylinterivalmistajat ilmoittavat sallitun iskunpituuden kuormituksen funktiona. Epävarmoissa tapauksissa on parasta varmistaa asia sylinterin toimittajalta.

Hydraulimoottoreiden (ja pumppujen) akseleihin syntyvät aksiaali- ja radiaalivoimat on syytä tarkastaa, etteivät valmistajien sallitut arvot ylitä. Aksiaalisia ja radiaalisia voimia syntyy ketju- ja hihnakäytöissä sekä hammaspyöräkäytöissä (erityisesti vinohammastetut pyörät).

12.4 Tilavuusvirtojen määrittäminen

Kun toimilaitteiden koot tunnetaan (on valittu), voidaan liikenopeuksien ja pyörimisnopeuksien perusteella laskea tarvittava tilavuusvirta. Tarvittavat yhtälöt olivat luvussa 12.3. Suurimman tilavuusvirran tarpeen avulla mitoitetaan tarvittavan pumpun kierrostitilavuus. Useita toimilaitteita sisältävissä järjestelmissä on usein tarpeen laatia toimintadiagrammi ja edelleen tilavuusvirtadiagrammi ajan funktiona, jotta maksimitilavuusvirta saa-

daan selville. Diagrammia voidaan joissakin tapauksissa käyttää mitoituksen optimointiin, esimerkiksi viivästyttämällä toimintoja, jotka eivät ole aikakriittisiä. Tavoitteena voi olla maksimitilavuusvirran tarpeen alentaminen.

12.5 Pumpun mitoittaminen ja valinta

Pumpun kierrostilavuus lasketaan:

$$V_k = \frac{Q_{\max}}{n \cdot \eta_v}$$

n = pumpun käyttömootorin pyörimisnopeus

Käytettäessä oikosulkumootoria, tyypillisiä valintoja pyörimisnopeudeksi ovat: 1000, 1500 tai 3000 1/min. Matalammalla pyörimisnopeudella melutaso alenee mutta pumpun kierrostilavuus puolestaan kasvaa. Pumpun itse imevyys on syytä varmistaa etenkin korkeammilla pyörimisnopeuksilla. Vaarana on imukanavan paineen lasku liian pieneksi ja siitä aiheutuva kavitaatio. Polttomootorikäytössä valitaan mitoituksessa käytetty pyörimisnopeus normaalin toimintatilan mukaan (tai alhaisimman tuottovaatimuksen mukaan).

Vakiokierrostilavuuspumput, esimerkiksi hammaspyöräpumput ovat hinnaltaan edullisia. Valittu painetaso voi rajoittaa hammaspyöräpumpujen ja siipipumpujen käyttöä. Pienimmillä kierrostilavuuksilla löytyy pumpuja, joiden paineenkesto on 250 bar tai suurempi. Kierrostilavuuden kasvaessa paineenkesto tyypillisesti alenee.

Mäntäpumput kestävät huomattavasti korkeampia paineita mutta ovat hinnaltaan kalliimpia. Toisaalta niiden hyötysuhde on jonkin verran parempi ja pysyy hyvänä laajemmalla toiminta-alueella.

Kiinteätuottoinen pumpu tuottaa vakio-tilavuusvirran pyöriessään vakionopeudella. Jos järjestelmän tilavuusvirran tarve vaihtelee toiminnan aikana paljon, aiheuttaa ylimääräinen tilavuusvirta helposti suuria häviöitä ja

järjestelmän lämpenemistä. Tällaisissa tilanteissa on usein edullisempaa valita kierrostilavuudeltaan säädettävä pumpu (säätötilavuuspumpu). Ylimääräinen lämmöntuotto huonontaa hyötysuhdetta ja edellyttää tehokkaampia jäähdyttimiä. Säätötilavuuspumpun avulla saadaan järjestelmään tuotettua oikea tilavuusvirta ja tehohäviöiden hallinta on helpompaa. Samalla pumpu voidaan valita hiukan tarvetta suuremmaksi ilman, että aiheutuu lisähäviöitä, ajatellen myöhemmin tehtäviä mahdollisia muutoksia ja laajennuksia.

Tuotettu teho syntyy tilavuusvirran ja paineen tulona. Myös säädettäviä pumppeja käytettäessä syntyy häviöitä, jos painetaso on liian korkea. Tähän voidaan vaikuttaa valitsemalla pumppuun sopiva säädin. Täydellinen optimointi ei yleensä ole mahdollista koska järjestelmässä esiintyy useita painetasoja ja pumpun on tuotettava suurin paineentarve (yhtä pumpua käytettäessä).

Teollisuushydrauliikkajärjestelmissä käytetään paljon vakiopainejärjestelmiä, vaikka ne eivät ole hyötysuhteen kannalta paras ratkaisu. Teollisuushydrauliikan komponenteissa ei ole yleensä esimerkiksi kuormantuntevien (LS) järjestelmien tarvitsemia apukanavia. Vakiotyökierron johdosta teollisuusjärjestelmien suunnittelussa on helpompi huomioida hyötysuhdetekijät. Mm toimilaitteet voidaan mitoittaa niin, että painetaso on kaikissa lähellä toisiaan.

Ajoneuvosovelluksissa käytetään enemmän kuormantuntevia järjestelmiä. Säätötilavuuspumpu varustettuna kuormantuntevalla säätimellä mahdollistaa sekä tilavuusvirran, että painetason säädön tarpeiden mukaisesti. Tällöin tuotettu ja tarvittu teho ovat lähempänä toisiaan ja päästään parempaan hyötysuhteeseen. Työkoneissa on usein ihminen konetta ohjaamassa ja toimintaa ei voi etukäteen optimoida kuten teollisuusjärjestelmissä.

12.6 Tarvittava akseliteho

Pumpun akselitontarve saadaan yhtälöstä:

$$P_{mek} = \Delta p \cdot Q \cdot \frac{1}{\eta_{kok}}$$

Valitun käyttömoottorin on tuotettava jonkin verran (n 10 % sähkömoottoritapauksissa) suurempi teho, kuin laskettu akseliteho. Suurinta tehontarvetta määritettäessä on huomioitava, että järjestelmissä suurin paine ja – tilavuusvirta eivät esiinny välttämättä yhtäaikaa. Toisaalta varsinkin työkonehydrauliikassa maksimipaineen ja – tilavuusvirran esiintyminen yhtäaikaa voi vaatia kohtuutoman suuren tehontarpeen. Tällaisia tilanteita varten säätötilavuuspumppeihin on saatavilla säätimiä, joissa rajoitetaan tehontarvetta pienentämällä automaattisesti tilavuusvirtaa paineen kasvaessa.

12.7 Järjestelmän komponenttien valinta

Järjestelmän komponenttien valinnasta on erillinen luku 13.

12.8 Jäähdytystarpeen tarkastelu

Se osa järjestelmään tuodusta tehosta, jota ei käytetä työhön, muuttuu lämpöenergiaksi. Järjestelmässä syntyvä häviöteho siirtyy nesteeseen ja nostaa sen ja komponenttien lämpötilaa. Tarkasteltaessa jatkuvasti toiminnassa olevaa järjestelmää, jossa ei ole jäähdytintä, lämpötila nousee, kunnes lämpötilaero on riittävän suuri johtamaan (säteilyttämään) pois syntyneen lämpötehon järjestelmän metallipintojen kautta. Tällaisia metallipintoja ovat mm säiliö ja putkisto. Käytännössä näin syntyvä ”luonnollinen jäähdytys” pystyy poistamaan vain pieniä häviötehomääriä, sillä järjestelmän lämpötilan ei yleensä sallita nousta yli 60 °C:n. Lämpötilan liika nousu alentaa nesteen viskositeettia, lisää vuotohäviöitä sekä heikentää nesteen voiteluominaisuuksia. Liian korkea lämpötila 80...90 °C lyhentää tiivisteiden ja nesteen käyttöikää. Jäähdytystarpeen arviointia on vaikea tehdä tarkasti sillä lämmönsiirtokertoimia ja jäähdyttäviä pinta-aloja ei tunneta riittävällä tarkkuudella.

Järjestelmän luonnollinen jäähdytys voidaan laskea:

$$P_j = \alpha \cdot \Delta T \cdot A$$

α = lämmönsiirtokerroin (oletus 3...8W/(m²·K))

ΔT = lämpötilaero järjestelmän ja ympäristön välillä (K)

A= jäähdyttävä pinta-ala (m²)

Lämmönsiirtokertoimien arvioinnissa tulee huomioida miten ilma pääsee liikkumaan jäähdyttävän pinnan ympärillä. Koteloiduissa rakenteissa lämmönsiirto jää pieneksi. Lisäpuhaltimen avulla lämmönsiirtokerroin voi nousta arvoon 15...18 W/(m² K).

Kun syntyvästä häviötehosta vähennetään luonnollisen jäähdytyksen poistama teho, jäljelle jää lisäjäähdyttimellä poistettava lämpöteho.

Kun järjestelmän toiminta on vaihtelevaa, koostuen erilaisista jaksoista, lasketaan syntyvä keskimääräinen häviöteho seuraavasti:

$$P_{hkesk} = \frac{P_{h1} \cdot t_1 + P_{h2} \cdot t_2 + \dots + P_{hn} \cdot t_n}{t_{kok}}$$

Termit P_{h1} jne. ovat jaksojen t_1, t_2, \dots aikana syntyviä häviöitä. Kokonaisaika t_{kok} on koko työkiertoon kuluva aika.

12.9 Putkiston mitoitus ja valinta

Putkiston mitoittaminen perustuu suositeltujen virtausnopeuksien käyttöön. Putken sisähalkaisija voidaan laskea, kun tunnetaan tilavuusvirta ja valitaan sopiva virtausnopeus.

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

Suosittelut virtausnopeudet ovat:

Paineputket:

$p=0...160$ bar ja $Q < 10$ l/min, $v \approx 1-2$ m/s

$p=0...160$ bar ja $Q > 10$ l/min, $v \approx 2-3$ m/s

$p=160...400$ bar ja $Q < 10$ l/min, $v \approx 3-5$ m/s

$p=160...400$ bar ja $Q > 10$ l/min, $v \approx 5-7$ m/s

Paluuputket:

$v \approx 1-3$ m/s

Imuputket:

$v \approx 0,5-1,5$ m/s

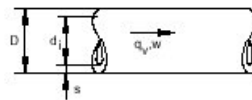
Sopiva putki voidaan valita esimerkiksi kuvan 12.1 taulukosta tai putkivalmistajien luetteloista. Putkikoko il-

moitetaan kuvan 1 taulukosta valittuna: $\phi 6 \times 1$ DIN 2445, jossa 6 tarkoittaa putken ulkohalkaisijaa (6 mm) ja 1 tarkoittaa putken seinämän vahvuutta (1 mm). Valinnan yhteydessä varmistetaan, että ko. putken paineenkesto on riittävä. Putken p_{\max} oltava suurempi kuin putkessa esiintyvä maksimipaine.

kinnät kuin sähkökaavoissa ainakin kakkien sähköhydraulisten komponenttien osalta.

12.11 Järjestelmän käyttöönotto- ja huolto-ohjeet

Järjestelmän käyttöönotosta ja tehtävistä säädöistä ja



DIN 2445

p_{nom}

$p_{\text{max}} = p_{\text{nom}} + 45 \text{ bar}$

$p_{\text{nom}} = 100 \text{ bar}$ $p_{\text{max}} = 145 \text{ bar}$		$p_{\text{nom}} = 160 \text{ bar}$ $p_{\text{max}} = 205 \text{ bar}$		$p_{\text{nom}} = 250 \text{ bar}$ $p_{\text{max}} = 295 \text{ bar}$		$p_{\text{nom}} = 320 \text{ bar}$ $p_{\text{max}} = 365 \text{ bar}$		$p_{\text{nom}} = 400 \text{ bar}$ $p_{\text{max}} = 445 \text{ bar}$	
D	s	D	s	D	s	D	s	D	s
6	1	6	1	6	1	6	1	6	1,5
8	1	8	1	8	1,5	8	1,5	8	2
10	1	10	1	10	1,5	10	1,5	10	2
12	1	12	1,5	12	2	12	2	12	2,5
16	1,5	16	1,5	16	2	16	2,5	16	3
20	1,5	20	2	20	2,5	20	3	20	4
25	2	25	2,5	25	3	25	4	25	5
30	2,5	30	3	30	4	30	5	30	6
38	3	38	4	38	5	38	6	38	8
50	4	50	5	50	6	50	8	50	10

Nach DIN 2445: $p_{\text{max}} = p_{\text{nom}} + 45 \text{ bar}$

kuva 12.1

12.10 Lopullinen hydraulikaavio ja osaluettelo

Lopullinen hydraulikaavio toimii mm asennus- ja käyttöönotto-ohjeena ja sen tulee sisältää siten runsaasti tietoa. Yleensä komponentit numeroidaan ja niiden tiedot löytyvät osaluettelosta. Myös putkikoot merkitään usein kaavioon. Kaavioissa näkyvät myös paineventtiileiden säätöarvot sekä säätötilavuuspumppujen syöttöpainesäätö. Kaavioissa näkyvät myös komponenttien lähtöporttien merkinnät ja usein myös kierteiden koot.

Sähköisesti ohjattujen järjestelmien sähkökaaviot esitetään useimmiten erillisinä kaavioina. Tällöin hydraulikkakaaviossa esiintyvät samat kela- ja anturimer-

tarkistuksista laaditaan ohjeet. Huoltoa ja käyttöönottoa on tarkasteltu lähemmin luvussa 14.

13. HYDRAULIKKAKOMPONENTTIEN VALINNASTA

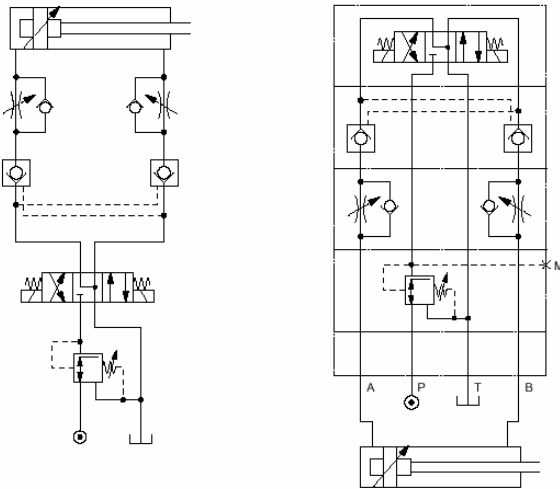
Komponenttien valintaan ja niiden yhteen sopimiseen vaikuttavat monet tekijät. Seuraavassa on listattu joitakin tärkeimpiä seikkoja:

- venttiililtä vaadittu hydraulinen toiminta
- asennustapa (yhteen sopiminen, asennettavuus)
- venttiilin läpi menevä maksimitilavuusvirta
- painetaso.

13.1 Asennustapa

Järjestelmän komponentteja valittaessa on otettava huomioon komponenttien sijoittelu ja yleensä järjestel-

män layout. Lähellä toisiaan sijaitsevien toimilaitteiden ohjaamiseen ja säätämiseen tarvittavat hydrauliiikka-komponentit kannattaa tavallisesti sijoittaa yhteiselle pohjalaatalle. Näin säästetään sekä komponenttikustannuksissa että asennuskustannuksissa.



Kuva 13.1

Teollisuushydrauliikkasovellutuksissa komponentit ovat tyypillisesti putkistoon tai pohjalaatalle asennettavia. Putkistoon asennettavat komponentit on tarkoitettu yksittäisasennuksiin. Pohjalaatalle asennettavat komponentit ovat halvempia ja niitä voidaan pinota päällekkäin, ilman erillistä putkitusta, tarvittava määrä yhden toimilaitteen ohjaamiseksi. Samalle pohjalaatalle on asennettavissa 1...8 toimilaitteen venttiilit. Tätä menetelmää nimitetään myös pystymoduloinniksi. On olemassa myös vaakamodulointiin sopivia komponentteja mutta niiden käyttö on harvinaisempaa. Oheisessa kuvassa on esimerkki pohjalaatta-asenteisen venttiilien hyväksikäytöstä. Vasemmalla on perinteisesti piirretty kaavio ja oikealla sama kytkentä käyttäen pohjalaatalle asennettavia venttiileitä. Samalle pohjalaatalle voidaan asentaa vain tietyn kokoisia komponentteja, sillä kullakin nimelliskoolla on tietyt standardi liityntäpinnat. Venttiilien nimelliskoot ilmoitetaan NG 4, 6, 10, 16, 25...jne.

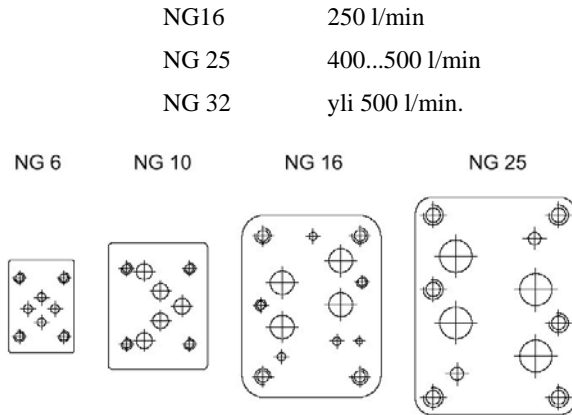
Ajoneuvohydrauliikassa käytetään lähes aina ns. lohkoventtiilejä, joiden yhteyteen on pyritty painon ja tilansäästön vuoksi sisällyttämään kaikki tarpeelliset toiminnot samaan venttiiliin. Kaikkein tiivein modulointitapa ovat asiakaskohtaisesti suunnitellut hydrauliiikkablokit. Niissä käytetään paljon patruunaventtiilejä, jotka on sijoitettu räätälöityyn venttiilirunkoon. Rungon suunnittelu, valmistus ja kokoonpano testausineen vaativat selvästi enemmän asiantuntemusta ja tulevat kyseeseen vasta suuremmilla toimitusmäärillä. Halvemmillä komponenttikustannuksilla, pienellä koolla ja sijoittelun helpoudella sekä vähemmällä putkitustarpeella voidaan saavuttaa säästöjä, jotka korvaavat blokin suunnittelusta ja valmistuksesta aiheutuvan lisäkustannuksen.

13.2 Tilavuusvirta

Venttiilin kokoluokka määräytyy tavallisesti sen läpi virtaavan maksimitilavuusvirran perusteella. Yksinkertaisin valintatapa on venttiilin nimellistilavuusvirran perusteella. Nimellistilavuusvirta ilmoittaa 1 bar paine-erolla venttiilin läpi virtaavan tilavuusvirran. Varsinkin suuntaventtiileissä käytetty karatyypin vaikuttaa painehäviöön, joten on syytä tarkistaa valmistajan antamasta paine-ero – tilavuusvirtakuvaajasta todellinen tilanne. Sallitut painehäviöt vaihtelevat ja ovat viimekädessä suunnittelijan harkittavissa.

Eryisesti pohjalaatta-asenteiset venttiilit jaotellaan nimelliskokojen mukaan. Venttiilien nimelliskokoja ovat NG 4, 6, 10, 16, 25, 32 ja 63. Numero ilmoittaa likimäärin virtausaukkojen halkaisijan. Yleisin koko on NG6, johon on saatavilla kaikkein laajin venttiilivalikoima. NG4 koko ei ole yleinen koska pienemmistä valmistusmääristä johtuen hinta on kokoluokkaa NG6 korkeampi. Myös NG10 on yleinen koko. Kuvassa 3 näkyvät nimelliskokojen 6...25 standardi liityntäpinnat. Suuremmat venttiilit NG16:sta alkaen ovat aina esiohjattuja ja niissä komponenttivalikoima on rajatumpi. Suurimmat nimellistilavuusvirrat em. venttiileille ovat likimäärin:

NG 6	70...80 l/min
NG10	100...120 l/min



Kuva 13.2

13.3 Hydraulinen toiminta

Komponentin toiminnan on oltava hydraulikaavion mukainen. Komponenttiluettelot ovat useimmiten vieraskielisiä mikä vaikeuttaa valintaa ja komponenttien löytämistä. Lisäksi valinnan yhteydessä eteen tulee runsaasti erilaisia vaihtoehtoja.

Englanninkielisissä luetteloissa suuntaventtiilit löytävät usein nimikkeellä *Directional valves*. Toisinaan niitä on sijoitettu myös otsikon *Modular valves* tai *Sandwich valves* alle. Paineventtiilit löytyvät osasta *Pressure valves* mutta myös niitä, kuten useampia muitakin pohjalaatta-asenteisia venttiileitä löytyy otsikon *Modular valves* tai *Sandwich valves* alta.

- paineenalennusventtiili – *pressure reducing valve*
- paineenrajoitusventtiili – *pressure regulating valve*
- paineenohjausventtiili – *pressure controll valve*.

Erikoisemmat paineventtiilit kuten ulkoisella ohjauksella varustetut paineenrajoitusventtiilit, kuormanlaskuventtiilit (*load controll valve, counter balance valve*) ja vapaakiertoventtiilit (*unloading valve*) kuuluvat usein paineenohjausventtiileihin.

Vastaventtiilit löytyvät kohdasta *Check valves* ja virtaventtiilit kohdasta *Flow control valves*.

13.4 Painetaso

Venttiilin tulee kestää suurin vallitseva paine. Tämä ei ole yleensä ongelma, sillä normaalit pohjalaatalle asennettavat venttiilit kestävät tyypillisesti 350 bar paineen. Paineventtiileiden kohdalla valitaan venttiiliin sellainen jousi, joka soveltuu venttiiliin säätöpaineelle. Paremman säätötarkkuuden saavuttamiseksi käytetään esim. painealueelle 0...50 bar eri jousia kuin 250 bar tasolla. Suuntaventtiileiden yhteydessä on hyvä muistaa, että tankki liityntä (T) ei aina kestä täyttä painetta.

14. HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMIEN KÄYTTÖNOTTO, HUOLTO

Laitevalmistajilta edellytetään huolto- käyttöön- ja vianetsintäohjeita kaikista laitteen järjestelmistä. Ohjeista on selvittävä kuinka usein, miten ja millaisia toimenpiteitä järjestelmälle on suoritettava sen toiminnan ylläpitämiseksi.

14.1 Huolto

Huollon tarkoituksena on ennaltaehkäistä vauriot ja saada järjestelmän käyttöikä mahdollisimman pitkäksi. Hydraulikkajärjestelmien tavallisia huoltotoimenpiteitä ovat:

- öljynvaihoista huolehtiminen ja öljynlaadun ja -määrän tarkkailu
- suodatinten vaihdot ja puhdistukset
- vuotojen tarkkailu ja korjaukset
- tiivisteiden ja pyyhkijöiden kunnon tarkkailu
- putkiston ja liitinten kunnon tarkkailu

Huolto-ohjeista ilmenee miten usein em. toimenpiteet suoritetaan sekä kuinka kukin toimenpide yksityiskohdaisesti suoritetaan. Ohjeissa kannattaa korostaa puhtauden merkitystä järjestelmän toiminnan kannalta. Lian pääsy järjestelmään ja nesteeseen on estettävä. Käytön aikana likaa voi päästä järjestelmään mm sylinterin viallisten pyyhkijöiden kautta, öljyntäytön yhteydessä, pikaliittimistä sekä huolto- ja korjaustoimenpiteiden yhteydessä.

14.2 Hydraulijärjestelmän käyttöönotto

Järjestelmän käyttöönotto-ohjeiden tehtävänä on varmistaa, ettei synny vaaratilanteita ja järjestelmä tai laite ei pääse vaurioitumaan. Käyttöönoton tehtävänä on varmistaa myös järjestelmän/laitteen oikea toiminta. Seuraavassa on malli käyttöönotto-ohjeiden laatimiseksi:

1. Täytä säiliö suodattimen läpi oikealaatuisella huuhtelunesteellä ylärajaan asti
2. Noudata pumpun valmistajan ohjeita käyttöönotosta. Tällaisia voivat olla:
 - täytä pumpun kotelo hydraulinesteellä ennen ensimmäistä käynnistystä
 - säädä säätötilavuus pumpun maksimipaineen asetus alhaiselle paineelle
 - varmista, että mahdolliset sulkuhanat imu-, paine- ja paluuletkuissa ovat auki
3. Säädä järjestelmän paineenrajoitus- ja paineenalennusventtiilit alhaiselle paineelle (jos ne ovat säädettävissä)
4. Varmista, että kaikki letku ja putkiliitokset ovat kiivistetty ja avoimia putkien ja letkujen päitä ei ole
5. Käynnistä pumpu
6. Tarkkaile mahdollisia vuotoja koko koekäytön ajan ja varmista, ettei paine nouse liian korkealle
7. Tarkkaile koko koekäytön ajan suodattimen indikaattoria ja pysäytä järjestelmä suodattimen vaihtamiseksi mikäli indikaattori hälyttää
8. Nosta järjestelmän painetta pumpun säätimestä / maksimipaineenrajoitusventtiilin avulla sen verran, että kaikki toimilaitteet liikkuvat
9. Käytä kutakin toimilaitetta vuorollaan liikuttamalla sitä useita kertoja edestakaisin (sylinterin koko liikematkalla) kunnes kaikki ilma on poistunut
10. Noudata pumpunvalmistajan ohjeita pumpun säätimen ilmauksesta
11. Säädä paineenrajoitus- ja paineenalennusventtiilien asetuspaineet kaaviossa mainittuihin arvoihin aloittamalla matalimmista painearvoista
12. Säädä lopuksi järjestelmän paine oikeaan arvoon. (Säätötilavuuspumpun yhteydessä pääpaineenrajoitusventtiili on n 15...20 bar järjestelmän painetta korkeammalla arvolla)
13. Varmista jokaisen toimilaitteen oikea toiminta ja paineasetus
14. Jatka koeajoa mieluiten usean tunnin ajan ja tarkkaile myös järjestelmän lämpötilaa. Se ei saa nousta normaalikäytössä yli 60...70 °C. (Huuhtelukäyttöä varten laaditaan usein erillisjärjestelyt, jottei siinä tarvittaisi ihmistä koko aikaa)
15. Automaatiojärjestelmissä huuhtelukäyttö tapahtuu automaattista työkiertoa testattaessa. Tällöin varmistetaan tavallisesti anturoinnin toiminta ja oikea sijoittelu sekä säädetään virransäätöventtiilien avulla toimilaitteiden liikenopeudet oikeiksi
16. Ajoneuvohydrauliikkajärjestelmissä käyttöönoton yhteydessä tehdään ohjausjärjestelmän perussäätö. Toimilaitteiden liikkeellelähtöhetki säädetään ensin tapahtumaan sopivalla ohjausvivun kulmalla. Seuraavaksi säädetään toimilaitteen maksiminopeus sopivaksi. Mahdolliset rampit säädetään niin, että pysähtyminen ja liikkeellelähtö tapahtuvat juoheasti ja ettei toimilaitteen vasteaika kasva häiritsevästi. Säätö voi tapahtua käsituntumalla tai mittaamalla venttiilille menevä ohjausvirta.
17. Huuhtelukäytön jälkeen järjestelmään vaihdetaan lopullinen hydrauliikkaneste sekä uusi suodatin. Tee nesteenvaihto suodattimen läpi tai erillisellä täyttölaitteella.