

TAMPEREEN TEKNILLINEN KORKEAKOULU
Konetekniikan osasto

HANNU HAVUSTO

VEDENALAINEN HYDRAULIIKKA

Diplomityö

Aihe on hyväksytty osastoneu-
voston kokouksessa 15.5.1985

Tarkastaja:
Apul.prof. Matti Vilenius

TAMPEREEN TEKNILLINEN KORKEAKOULU

Konetekniikan osasto

HANNU HAVUSTO: Vedenalainen hydraulikka

Diplomityö, sivuja 106

Tarkastaja: Apul.prof. Matti Vilenius

Rahoittaja: Rauma-Repola Oy Offshore Engineering ja Lokomec

Toukokuu 1985

UDK 621.22; 621.221; 623.827

Hakusanat Underwater/deep water/subsea/submarine/submersible hydraulics, hydrostatic pressure compensation/compensators, seawater hydraulics

Työssä on kirjallisuuden avulla selvitetty vedenalaisen hydraulikan erityispiirteitä. Erilaisia vaihtoehtoja hydraulijärjestelmän toteuttamiseksi on selvitetty ja vertailtu.

Syvälle sukeltavissa laitteissa käytetyin hydraulijärjestelmä on ympäristön paineen suhteen kompensoitu öljyjärjestelmä. Tällaisen järjestelmän tankkipaine nostetaan hieman korkeammaksi kuin ympäröivä hydrostaattinen paine. Tällöin komponenttien lujuus voidaan pitää samana kuin maanpäällisissä järjestelmissä.

Työssä on esitetty painekompensoidun järjestelmän periaate ja toiminta. Vedenalaisikäytön asettamat vaatimukset väliaineelle, tiivisteteille ja komponenteille on määritetty ja eri tiivistetyyppien soveltuvuutta vedenalaisikäyttöön on tutkittu. Samoin on tutkittu vaihtoehtoiset keinot hydraulikan tankkipaineen kompensoinnissa. Lisäksi erilaisia kompensattoreita on vertailtu.

Kirjallisuuden avulla on tutkittu mahdollisuutta käyttää merivettä hydraulikan väliaineena. Tällainen järjestelmä mahdollistaisi yksinkertaisen ja kevyen rakenteen. Pelkän veden käyttö ei kuitenkaan ole kannattavaa, koska veden voitelukyky on huono ja se syövyttää ja vahingoittaa useita materiaaleja. Toimiva järjestelmä vaatisi erikoismateriaalit ja sen käyttöikä jäisi kuitenkin pieneksi.

Lisäksi on suunniteltu laitteisto, jolla voidaan tutkia hydraulijärjestelmää ja sen komponentteja korkeapaineisen veden alla. On myös suunniteltu koejärjestelyt yksinkertaisia komponenttikokeita varten.

ABSTRACT

The problems of subsea hydraulics have been investigated by a literature research. In the text it is compared different types of underwater hydraulic systems. The best choice seems to be oil hydraulic system that is pressure compensated to the ambient hydrostatic pressure. Features and requirements of this system and components of it are reported.

Test chamber for testing underwater hydraulic components has been designed and simple tests have been planned.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen korkeakoulun konetekniikan osastolla. Työn on rahoittanut Rauma-Repola Oy Offshore Engineering ja Lokomec.

Työn ohjaajana on toiminut apul.professori Matti Vilenius, jolle esitän parhaat kiitokseni saamistani neuvoista ja opastuksesta.

Kiitän dipl.ins. Tapio Tolosta saamistani mielenkiintoisesta työn aiheesta. Dipl.ins. Jorma Terävää kiitän saamistani ohjauksesta.

Lisäksi haluan kiittää Marja-Leena Jeromaata työni puhtaaksikirjoittamisesta sekä kaikkia niitä henkilöitä, jotka ovat myötävaikuttaneet työni valmistumiseen.

Työni rahoittajan puolesta tämän diplomityön tiedot pyydetään pitämään luottamuksellisina.

Tampereella 20.5.1985

Hannu Havusto
Irjalanaukio 3 as. 8
33560 Tampere 56

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ	1
ABSTRACT	2
ALKUSANAT	3
SISÄLLYSLUETTELO	4
LYHENTEITÄ JA MERKINTÖJÄ	7
1. JOHDANTO	8
2. YLEISTÄ MERENALAISISTA OLOSUHTEISTA	10
2.1 Syvyys	10
2.2 Paine	10
2.3 Lämpötila	13
2.4 Veden tiheys, viskositeetti ja kokoonpuristuvuus	14
3. HYDRAULIIKKA VEDEN ALLA	16
3.1 Olosuhteiden asettamat vaatimukset	16
3.1.1 Yleistä	16
3.1.2 Toimintakyky	17
3.1.3 Sallittavat lämpötilat	18
3.1.4 Korroosio	19
3.1.5 Biologinen kasvusto	19
3.1.6 Tiivistyksen ongelmat	20
3.2 Vaihtoehtoiset hydraulijärjestelmät	22
3.2.1 Merivesi hydraulinesteenä	23
3.2.2 Komponentit eristetty	23
3.2.3 Paineenkestävä kuori	24
3.2.4 Ympäristön paineen suhteen kompensoitu järjestelmä	24

4.	MERIVESI HYDRAULINESTEENÄ	26
4.1	Yleistä	26
4.2	Veden ominaisuudet	26
4.3	Materiaalit merivedessä	27
4.4	Pumput	35
4.5	Venttiilit	37
4.6	Yhteenvedo	40
5.	YMPÄRISTÖN PAINEEN SUHTEEN KOMPENSOIDUT HYDRAULIJÄRJESTELMÄT	41
5.1	Kompensoinnin periaatteet	41
5.2	Järjestelmävaihtoehdot	44
5.2.1	Avoin järjestelmä	44
5.2.2	Kaksiosastoinen järjestelmä	45
5.2.3	Suljettu järjestelmä	45
6.	KOMPENSAATTORIT	47
6.1	Eri kompensoittorityypit	47
6.1.1	Joustava säiliö tai akku	47
6.1.2	Palje	48
6.1.3	Joustava putki tai letku	49
6.1.4	Kalvo tai joustava seinämä	49
6.1.5	Dynaamisesti tiivistetty mäntä	50
6.1.6	Hermeettisesti tiivistetty mäntä	51
6.2	Kompensoattorin mitoitus	52
6.3	Esimerkkejä sukellusalusten kompensointi- järjestelmistä	54
7.	TIIVISTEET	57
7.1	Tiivistetyyppien periaatteellinen jaottelu	57
7.1.1	Välykselliset	57
7.1.2	Nestevoimiin perustuvat	60
7.1.3	Hermeettiset	62
7.1.4	Sarjatiivisteet	63

7.2	Tiivisterakenteet	64
7.2.1	Liukurengastiivisteet	64
7.2.2	O-rengastiivisteet	69
7.2.3	Profiilitiivisteet	73
7.2.4	Huulitiivisteet	74
7.2.5	Männänrenkaat	74
8.	HYDRAULI- JA KOMPENSOINTINESTEET	75
8.1	Nesteille asetetut vaatimukset	75
8.2	Veden sekoittuminen öljyyn	78
8.3	Öllyjen tyypilliset ominaisuudet	83
8.4	Kasvisöljyn soveltuvuus veden alle	88
8.5	Nesteiden täyttö	89
8.6	Nesteiden puhdistus	90
9.	KOELAITTEISTON SUUNNITTELU	92
9.1	Perusteita	92
9.2	Testisäiliö	94
9.3	Kokeiden suoritus	95
9.4	Kokeista saatavat tulokset	99
10.	EHDOTUKSET RATKAISUKSI	100
11.	YHTEENVETO	101
	LÄHDELUETTELO	103

LYHENTEITÄ JA MERKINTÖJÄ

A	pinta-ala
A_K	liukurengastiivisteiden paineenalainen pinta-ala
A_L	liukurengastiivisteiden liukupinta
B	puristuskerroin
g	maan vetovoiman kiihtyvyys
h	syvyys
K_E	joustavien materiaalien jousivakio
K_J	jousen jousivakio
K_S	kevennyssuhde
N	kierrosluku
P	staattinen paine
P_a	ilmanpaine
PV	paineen ja hankausnopeuden kerroin
S	akselin halkaisija
T	lämpötila
V	tilavuus
v	nopeus
v_r	suhteellinen nopeus
α	lämpölaajenemiskerroin
ρ	tiheys
θ	viistouskulma

1. JOHDANTO

Vaikka hydraulikkaa on käytetty teollisuudessa jo pitkään ja sitä on myös sovellettu vedenalaiseen käyttöön, sen käyttöä suurissa syvyyksissä ei ole tutkittu yleisesti. Lisäksi sotatilaallisista tai poliittisista syistä tietoa on julkaistu hyvin vähän.

Kun hydraulikkaa sovelletaan käytettäväksi syvällä meren pinnan alla, voidaan erottaa useita ongelma-alueita.

Näkyvimmän ongelman ja eron maanpäälliseen järjestelmään aiheuttaa suurissa syvyyksissä vallitseva korkea hydrostaattinen paine. Tämä paine joudutaan kompensoimaan nostamalla tankkipaine ympäröivän paineen suuruiseksi tai vuotojen takia hiukan korkeammaksi.

Kompensointielimenä on periaatteeltaan liikkuva tai joustava väliseinä tankin ja ympäröivän veden välissä. Ongelmaksi muodostuu kompensointielimen riittävä koko, sillä komponenttien sisäisten asentojen, vuotojen, kokoonpuristumisen ja lämpölaajenemisen vuoksi saattaa öljyn tilavuus kompensoattorissa vaihdella huomattavasti.

Toinen ratkaiseva ongelma on materiaalien valinta. Materiaalit joutuvat kestäämään meriveden ja hydraulioöljyn sekä mahdollisen kompensointiöljyn vaikutuksen. Merivedessä syntyy eri metallien välille helposti syövyttävä galvaaninen pari. Tiivisteet saattavat turvota joko veden tai öljyn vaikutuksesta. Merivedessä kelluu erilaisia kuluttavia partikkeleita, jotka aiheuttavat eroosiota.

Veden mukana uivat partikkelit ja merivedessä sekä myös vesi-öljy -emulsiossa elävä biologinen kasvusto saattavat tukkia pienet välykset ja suodattimet.

Myös tiivistykseen täytyy kiinnittää huomiota, vaikka vedenalaisen järjestelmän paine-erot eivät olekaan suurempia kuin normaalikäytössä. Vaikeutena ovat meriveden kemiallinen vaikutus, veden huono voitelukyky ja tiivistettä puristava korkea paine. Tiivisteiden vuoto aiheuttaa ympäristön tai öljyn likaantumista sekä suurentaa kompensattorin vaadittavaa kokoa.

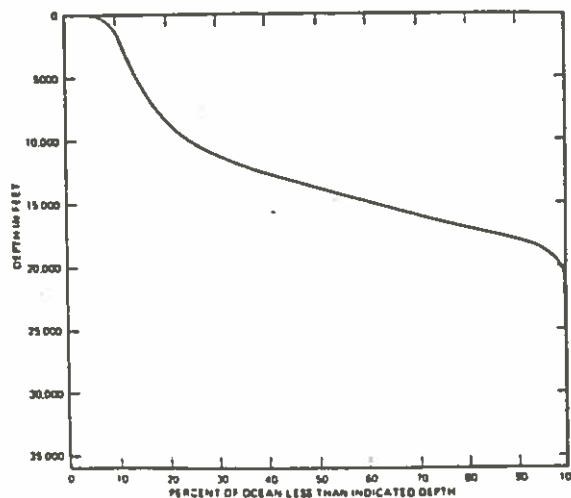
Viimeisenä ongelma-alueena voidaan mainita väliaineena käytettävä neste. Tavallisten hydraulioöljyjen käyttö on mahdollista, vaikka veden kylmyyden ja korkean paineen vaikutuksesta öljyn viskositeetti nousee yli kymmenkertaiseksi normaaliolosuhteisiin verrattuna. Ohuita öljyjä käytettäessä tämä vaikutus pienenee. Veden tiikkuminen öljyyn aiheuttaa sekä korroosiota että sähköisen eristyskyvyn heikkenemisen. Vettä emulgoiva öljy olisi tämän vuoksi edullisempaa.

Työssä on kirjallisuustutkimuksen lisäksi suunniteltu testauslaitteisto, jolla voidaan tehdä toiminta- ja kompensointikokeita. Testauksen periaate on se, että testattava hydraulilaitteisto pannaan testisäiliöön, joka täytetään vedellä, ja veden paine nostetaan halutun suuruiseksi. Säiliön kannen läpi on johdettu tarvittava hydrauliteho sekä mittaussignaalit.

2. YLEISTÄ MERENALAISTA OLOSUHTEISTA

2.1 Syvyys

Maapallon pinta-alasta on meren peitossa noin 70 %. Kaikkien merien keskimääräinen syvyys on 3795 m. Merien pinta-alasta on noin 8 % matalampaa kuin 200 m, mitä sanotaan mannerjalustaksi. Noin 20 % on välillä 200-3000 m ja noin 70 % on välillä 3000-6000 m. Tällöin jää noin 2 % meren pinta-alasta syvemmäksi kuin 6000 m, vaikka merien syvin kohta Mariaanien hauta onkin 10899 m syvä.



Kuva 1. Merien syvyysjakauma /2, s. 246/.

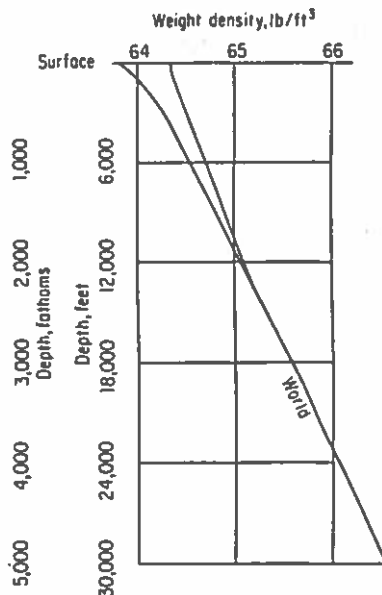
2.2 Paine

Veden omasta massasta aiheutuva hydrostaattinen paine voidaan esittää kaavalla:

$$\begin{aligned}
 p &= P_a + \int_0^h \rho g \, dh \\
 &= P_a + \rho g h \quad (1)
 \end{aligned}$$

jossa p on hydrostaattinen paine,
 P_a on ilmanpaine,
 h on syvyys,
 ρ on tiheys ja
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Kun halutaan laskea hydrostaattinen paine tarkasti, joudutaan ottamaan huomioon veden kokoonpuristuvuus, mikä vaikuttaa veden tiheyteen.



Kuva 2. Veden tiheys meren syvyyden funktiona /1, s. 2-4/.

Veden keskimääräinen tiheys pinnalla on $1025,2 \text{ kg/m}^3$ ja 9150 m:n syvyydellä tiheys on $106,8 \text{ kg/m}^3$. Tiheys muuttuu tällä välillä lähes lineaarisesti. Tällöin voidaan hydrostaattinen paine laskea kaavasta:

$$p = \rho_1 h + \frac{\rho_1 - \rho_2}{h_2} \cdot h^2 \quad (2)$$

Taulukossa 1. on esitetty hydrostaattinen paine eri syvyydellä. Ilmanpaine on voitu jättää pois tarkkuuden kärsimättä. Kaavan 1 antama tulos on 9000 m:n syvyydellä noin 2 % pienempi kuin kaavan 2.

Taulukko 1. Veden hydrostaattinen paine syvyyden funktiona

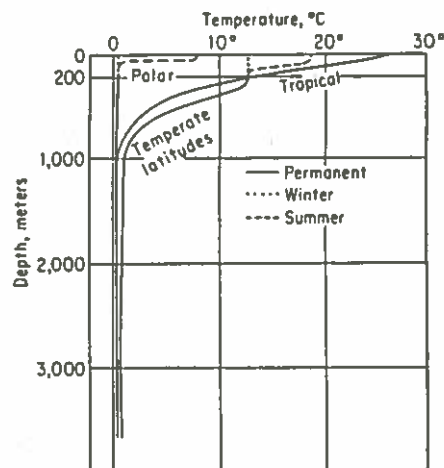
h (m)	p (MPa)
0	0
1000	10,10
2000	20,29
3000	30,57
4000	40,94
5000	51,40
6000	61,95
7000	72,56
8000	83,31
9000	94,12

2.3 Lämpötila

Veden alle sijoitettavan hydrauliiikan kannalta eniten vaikuttaa veden lämpötila ja paine. Öljyjen ominaisuudet, osien kesto ja tiivisteiden vuoto on suuresti riippuvainen niistä.

Suurin osa merestä on melkein aina vakio­lämpöistä. Kylmim­mät veden lämpötilat on mitattu Etelä-Atlantilla ollen $-1,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, korkeimmat meriveden lämpötilat ovat $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ luokkaa. Pohjoisella Tyynellä merellä on korkein keskilämpötila, joka on pinnalla noin $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Etelä-Atlantin keskilämpötila on $11,9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

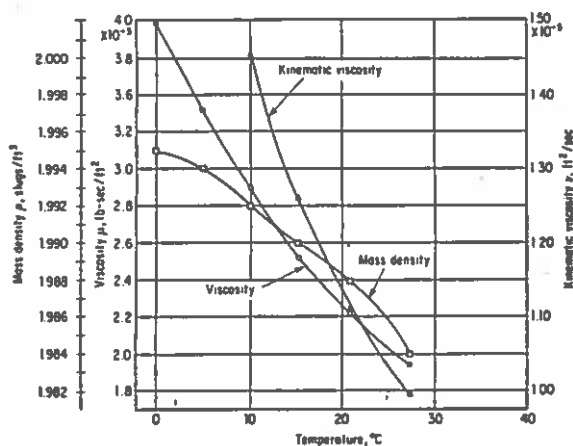
Keskimääräinen pohjan lämpötila on välillä $-0,74\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ilmaston olosuhteet vaikuttavat noin 200 m:in asti, tropiikissa kuitenkin jopa 1000 m:in asti. Sen alapuolella on aina lähes vakio­lämpötila.



Kuva 3. Meriveden lämpötilajakauma syvyyden funktiona /1, s. 1-8/.

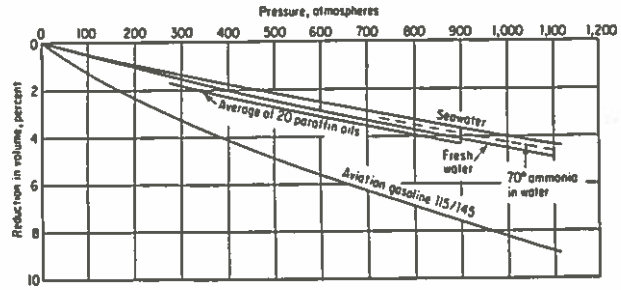
2.4 Veden tiheys, viskositeetti ja kokoonpuristuvuus

Veden tiheys muuttuu, kuten kohdassa 2.1 käsiteltiin, paineen funktiona. Tiheys muuttuu myös lämpötilan muuttuessa. Myös veden viskositeetti muuttuu lämpötilan mukana. Viskositeetin vaihtelu on merkityksetöntä verrattuna öljyn viskositeetin absoluuttiseen vaihteluun samoissa olosuhteissa. Kuvassa 4 on esitettyä veden tiheyden ja viskositeetin muuttuminen lämpötilan funktiona.



Kuva 4. Meriveden tiheys ja viskositeetti lämpötilan funktiona.

Veden kokoonpuristuvuus on suuruusluokkaa 0,5 %, kun paine nousee 10 MPa. Se on kertaluokaltaan samaa luokkaa kuin öljyllä, mutta öljyn kokoonpuristuvuus on hieman suurempi. Vesi ei aiheuta hydraulijärjestelmän joustoissa havaittavia muutoksia, vaikka öljy vuotojen takia korvautuisi vedellä.



Kuva 5. Veden kokoonpuristuvuus /1, s. 2-6/.

3. HYDRAULIIKKA VEDEN ALLA

3.1 Olosuhteiden asettamat vaatimukset

3.1.1 Yleistä

Hydrauliikka ottaa helposti paikkansa syvänmeren kulkuneuvoissa ja -laitteissa ylivoimaisen teho/paino-suhteen, tarkkuuden ja kaukosäätömahdollisuuden vuoksi. Hydrauliikka soveltuu kulkuneuvojen ajovoimansiirtoon, asennon säätöön, nousun ja laskun ohjaukseen, manipulaattoreihin tai vedenalaisiin työkaluihin.

Ympäristö on hydrauliikalle uusi ja lisäksi haitallinen. Ympäröivän veden hydrostaattinen paine saattaa olla jopa 10 MPa, mikä pyrkii jatkuvasti rumentamaan suojaamattomat komponentit. Lisäksi paine paksuntaa öljyn, mikä pienentää hyötysuhdetta. Ympäristön vaikutuksesta öljy pyrkii likaantumaan ja komponentit ruostumaan.

Hydraulijärjestelmä voidaan sijoittaa suojaavan kuoren sisäpuolelle tai tehdä itse paineen kestäväksi. Hydraulijärjestelmän paine voidaan myös nostaa ympäristön paineen suuruiseksi tai hieman sitä korkeammaksi. Tällöin yksinkertaisin tapa on asentaa tankiksi joustava säiliö, joka ottaa huomioon ympäristön paineen muutokset. Tankki voidaan myös tehdä jäykäksi ja käyttää erillistä kompensattoria tasapainottamaan paine. Tällöin voidaan merivedelle herkät komponentit asentaa öljykylpyyn tankin sisälle. Kompensattorina voidaan käyttää jousella esikuormitettua sylinteriä, jolloin pieni ylipaine saadaan järjestetyksi. Tällä pyritään estämään veden tunkeutuminen järjestelmän sisälle.

Huolellisella suunnittelulla, komponenttien oikealla sijoittelulla, moduulirakenteilla ja venttiilipaketeilla pyritään painon ja tilan säästöön. Oikealla materiaalien valinnalla, passivoinnilla, maalauksella tai päällysteillä pyritään estämään korroosio.

3.1.2 Toimintakyky

Vedenalaisikäytössä tulee hydraulijärjestelmän toimintakyvyn kannalta merkittäväksi huoltovälin pituus. Kun laitteisto on kauko-ohjattava ja sen toimintasyvyys voi olla jopa 6 km tai enemmänkin, ei ole tarkoituksenmukaista, että esimerkiksi hydrauliohjain puhdistamiseksi laitteisto joudutaan nostamaan ylös. Pienten huoltojen tekemiseksi pinnalle nosto ei ole mahdollista, sillä suurien, syvällä merenpohjassa käytettävien järjestelmien laskemiseen ja nostamiseen kuluu useita kymmeniä tunteja.

Kun hydraulijärjestelmää käytetään veteen upotettuna ja vieläpä suuren hydrostaattisen paineen alaisena, pidetään täysin varmana, että vettä tunkeutuu öljyn sekaan, käytettiinpä mitä keinoa tahansa sen estämiseksi. Tämän vuoksi ei käytettävä hydrauliohjain saa menettää ominaisuuksiaan, vaikka vettä sotkeutuu sen joukkoon. Myöskään tavallisesti pelkästään öljyn kanssa kosketuksissa olevat materiaalit eivät saa kärsiä, vaikka joutuvat veden kanssa tekemisiin. Järjestelmä ei saa lopettaa toimintaansa, vaikka joutuisi-kin toimimaan likaantuneella öljyllä.

On harkittava myös, voidaanko suodattimen tukkeutuessa käyttää sen ohitusta ja kuinka kauan niin voidaan tehdä. Tai mitä on tehtävissä, jos painekompensaattorin laajene-
misvara osoittautuu riittämättömäksi. Jos öljy laajenee

liikaa, voidaan sitä päästää ulos ilman haittavaikutuksia. (Ainakin, jos meren saastuminen jätetään huomioon ottamatta.) Jos kompensattori on puristunut täysin kokoon, on ainoa mahdollisuus päästää vettä hydraulijärjestelmään sisälle. Muussa tapauksessa ympäristön paine puristaa komponentit hajalle.

Vedenalaisen hydraulijärjestelmän toimintakyky ei saa kärsiä, vaikka se joutuisi kiertymään ja kallistumaan +/- 45°. Parasta olisi, jos kaikki asennot olisivat sallittuja. Tämä on kuitenkin hankalaa, sillä usein järjestelmä on suunniteltu siten, että vesi erotetaan öljystä putkiston alimmista kohdista ja kaasut ylimmistä kohdista.

Vedenalainen järjestelmä saattaa joutua suurien lämmönvaihtelujen alaiseksi, kun se upotetaan pinnalta mereen. Kylmässä vedessä saattaa osa järjestelmää lämmetä, jolloin esiintyy suuria lämpötilaeroja. Kompensaattorin takertumisesta tai muista syistä saattaa esiintyä komponenteissa paine- ja mekaanisia iskuja.

Kun on kysymys kauko-ohjatusta laitteistosta tai miehitystä aluksesta, ei hydraulijärjestelmää voida huoltaa muulloin kuin pinnalla. Tästä syystä hydraulikka on suunniteltava huomattavasti varmemmaksi kuin tavanomainen pinnalla käytettävä hydraulikka.

3.1.3 Sallittavat lämpötilat

Vaikka suunnitellaan laitteita, joita käytetään etupäässä merenpohjassa, on esimerkiksi sallittavat lämpötilat mitoitettava myös kuljetusolosuhteiden mukaan. Kuljetusolosuhteissa on kaikkien komponenttien kestettävä -40 °C - +60 °C

lämpötilat. Laitteen ei tarvitse välttämättä toimia normaalisti näissä lämpötiloissa, mutta sen on kestettävä kaikki kuljetuksen aikana esiintyvät rasitukset.

Meriveden eli laitteiston käyttöympäristön lämpötila vaihtelee $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$:n ja $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$:n välillä. Laitteen tulee toimia kuitenkin lämpoisemmässä kuin $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$, sillä koneiden käytössä kehittyä lämpöä. Lämpötilat vaikuttavat öljyn viskositeettiin, jonka on oltava hyväksyttävissä rajoissa $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$:n ja $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$:n välissä.

3.1.4 Korroosio

Korroosion estämiseen on ympäristöolosuhteiden vuoksi kiinnitettävä suurta huomiota. Kyseessä on laitteisto, joka toimii merivedessä sekä pinnalla erittäin syövyttävässä meri-ilmastossa. Korroosion estäminen on mahdollista oikeilla materiaalivalinnoilla sekä pinnoitteilla ja maalauksella.

Käytettävien materiaalien on oltava yhteensopivia sekä toistensa että meriveden ja käytettävien öljyjen kanssa. Sellaiset osat, jotka yleensä ovat kosketuksissa kompensointiöljyn kanssa, eivät saa kärsiä, vaikka joutuvat lyhytaikaisesti pelkästään veden ympäröimiksi.

3.1.5 Biologinen kasvusto

Merivedessä elävä kasvusto sekä veden mukana kulkeutuvat pienet kuluttavat partikkelit saattavat ajan kuluessa

tukkia välykset, jumiuttaa mekaaniset osat, tukkia hydraulipumput, venttiilit, suodattimet ja kuristimet. Kun pohjaa pöyhittää tai kulkuneuvoa ajetaan pohjassa, lähtee mutaa ja liejua liikkeelle veden mukana. Kompensaattoria suojaava suodatin tai suodatinverkko saattaa tukkeutua. Eläinten kovat kuoret tai muut kovat jäänteet saattavat leikata ja puhkaista joustavia kompensointimateriaaleja.

Elävää kasvustoa voi esiintyä myös kompensointiöljyssä. Varsinkin vesi-öljy -seos voi ylläpitää bakteerien ja pieneliöiden elämää.

3.1.6 Tiivistyksen ongelmat

Tiivistystilanteet voidaan jakaa staattisiin ja dynaamisiin tilanteisiin. Staattisena tiivisteinä voidaan käyttää O-renkaita ja dynaamisina tiivisteinä huuli- ja liukurengastiivisteitä. Kuitenkin on otettava huomioon vaikeiden olosuhteiden erityisvaatimukset.

O-rengastiivisteiden haittana on tiivisteiden ryöminen kolossaan puolelta toiselle, kun ympäröivä paine vaihtelee. Ryömintä aiheuttaa sen, että tiiviste pumpkaa öljyä. Tämä pumppausvuoto saattaa esiintyä myös pientä paine-eroa vastaan.

Pyörivissä akseleissa käytettävien huuli- ja liukurengastiivisteiden ei ole U.S. Navyn testeissä havaittu juurikaan vuotavan pienellä paine-erolla. Kuitenkin myös näissä rakenteissa esiintyy pumppausta. Pumppausta lisäävät mittojen epätarkkuudet, värinä, laakerien huono kunto, tiivisteiden kovettuminen tai pehmeneminen, tiivisteiden epäbalanssi, väärä paineen suunta, tiivisteiden väärä geometria tai öljyn viskositeetti.

Huulitiivisteissä käytön aikana vuoto on pieni, mutta seisonta-aikana kuluttavia partikkeleita jää tiivisteeseen väliin, jolloin jälleen käynnistettäessä vuoto yhtäkkiä kasvaa.

Käytännössä järkeväksi luokiteltava akselitiiviste ei pysty tarjoamaan vuodotonta tiivistystä. Tämän vuoksi on järjestelemää suunniteltaessa otettava huomioon ainakin pieni öljyn saastuminen merivedellä.

Kun pinnan alla käytettävää laitetta pidetään välillä pinnalla, kuivuvat tiivisteet ja kovia suola- ja lietekerroksia muodostuu laitteiden pinnalle, laakereihin ja tiivisteisiin. Akseleita jälleen pyöritettäessä kovettumat vaurioittavat tiivisteitä.

Tavallisia O-renkaita ja liukurengas- tai profiilitiivisteitä voidaan käyttää kovapaineisessa ympäristössä, kun huolehditaan voitelun riittävydestä ja tiivisteiden materiaalit valitaan siten, ettei merivesi tai öljyt vahingoita niitä.

Elastomer	Composition	Working temperature range, °C	Tensile strength, bar	Elongation, %	Hardness, Shore	Water	Steam	Hydraulic fluids, non-inflammable (ester base)	Mineral fats and oils	Vegetable and animal fats and oils	Ozone	Hydrocarbons												
												Aliphatic	Aromatic	Halogenated	Alcohols	Ketones	Esters	Dilute acids	Concentrated acids	Dilute alkalis	Concentrated alkalis	Saline solutions		
Natural rubber	Rubber, K. W. Coil refining type polymerisate	-30 to 120	50 to 280	1000	30 to 98	x	x	-	-	-	-	-	-	-	-	x	x	-	o	-	x	o	x	
S.B.R.	Butadiene-styrene copolymer	-30 to 130	50 to 240	700	40 to 95	x	x	-	-	-	o	-	-	-	-	x	x	-	o	-	x	o	x	x
Nitrile N	Butadiene-acrylonitrile copolymer	-30 to 130	50 to 240	700	40 to 95	x	o	-	x	x	o	x	o	-	x	-	-	-	o	-	o	o	o	x
Neoprene	Chlorinated butadiene polymerisate	-40 to 140	50 to 270	800	40 to 95	x	x	-	o	o	x	o	-	-	x	-	-	-	x	o	x	x	x	x
Butyl	Isobutylene-isoprene copolymer	-50 to 150	40 to 170	900	40 to 90	x	x	o	-	o	x	-	o	-	x	o	o	x	o	x	o	x	x	x
'Hypalon'	Chloro-sulphonated polyethylene	-40 to 140	40 to 200	600	40 to 95	x	o	-	-	o	x	-	-	-	x	-	-	-	x	o	x	x	x	x
Silicone rubber	Polycondensates of dialkylsiloxanes	-100 to 200	20 to 80	500	40 to 80	o	-	-	o	x	x	o	-	-	x	o	-	-	x	o	x	o	o	o
'Thiokol'	Alkylpolysulphide	-40 to 80	10 to 60	200	65 to 80	x	-	x	x	x	x	o	o	x	o	x	o	x	x	o	x	o	x	x
Polyacrylic	Polyacrylate	-30 to 120	20 to 70	700	70 to 85	o	-	x	x	x	x	o	o	o	-	x	-	-	-	-	o	-	o	-
Vulcollan	Polyurethane	-30 to 80	200 to 320	600	70 to 95	o	-	-	x	x	x	x	-	o	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Adiprene	Polyurethane	-40 to 120	80 to 300	700	70 to 95	x	o	-	-	x	x	x	-	o	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Kel-F	Copolymer of chlorotriethylene and vinylidene fluoride	-50 to 180	30 to 120	700	60 to 90	x	x	-	-	o	x	o	-	-	x	-	-	-	-	x	x	x	x	x
Viton	Vinylidene fluoride-hexafluoropropylene copolymer	-60 to 200	80 to 160	300	60 to 95	x	o	o	x	x	x	x	x	x	x	-	-	-	x	o	o	-	x	-
PTFE	Polytetrafluoroethylene	-200 to 280	140 to 310	200	55D	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
E.P.R.	Ethylene-propylene	-55 to 200	50 to 160	400	70 to 95	x	x	-	-	x	-	-	-	-	x	x	o	x	o	x	o	x	x	x
F.S.R.	Fluoro-silicone rubber	-60 to 230	55 to 85	400	40 to 80	o	o	o	x	x	x	x	o	x	-	o	o	-	o	o	-	x	o	x

x, stable, o, stable under certain conditions; -, unstable

Kuva 6. Tärkeimpien tiivistemateriaalien ominaisuudet /6, s. 22/.

3.2 Vaihtoehtoiset hydraulijärjestelmät

Vedenalainen hydraulijärjestelmä voidaan toteuttaa periaatteessa monella eri tavalla. Väliaineena voidaan käyttää tavanomaisesti öljyä tai sitten helposti saatavaa merivettä. Komponenttien suojaamiseksi merivedeltä voidaan käyttää menetelmiä, jotka toimivat painetta vastaan tai toimivat paineen mukaan.

3.2.1 Merivesi hydraulinesteenä

Yksinkertaisin tapa toteuttaa vedenalainen hydraulijärjestelmä on käyttää merivettä väliaineena.

Etuna olisi järjestelmän keveys, sillä paluulinjat tankkiin sekä imulinjat tankista pumpulle jäisivät kokonaan pois. Eikä edes tankkia tarvittaisi, sillä pumppujen imulinjat voitaisiin ottaa suoraan merestä. Tiivistneiden osalta ongelma helpottuisi, sillä pieni vuoto aiheuttaisi ainoastaan tehohukkaa, koska väliaineen saastuminen merivedellä ei vaikuttaisi mitään. Järjestelmä pysyisi viileänä, koska kiertävä neste olisi vakioämpöistä.

Ongelmana merivedellä toimivassa järjestelmässä on veden huono voitelu ja pieni viskositeetti. Pienen viskositeetin aiheuttamat suuret vuodot aiheuttaisivat mahdollisesti suuria tehohäviöitä. Huonon voitelun takia joudutaan vesijärjestelmissä käyttämään erikoisratkaisuja laakeroinnissa ja liukupinnoissa. Myös korroosion estämiseen joudutaan kiinnittämään huomiota.

Ongelmana vesikäytössä on veden olematon sähkön eristyskyky. Sähkömoottorit ja muut herkät sähkökomponentit joudutaan suojaamaan erikseen.

3.2.2 Komponenttien eristys

Varsinkin järjestelmän sähköisissä osissa voidaan komponentit eristää muovilla, hartsilla tai vastaavalla. Eristys toimii kosteussuojana estäen veden pääsyn kosketuksiin arkojen materiaalien kanssa. Kun eristysmateriaali on lujaa ja tiivistä, toimii se myös suojana painetta vastaan.

Hydrauliikan komponenteissa tällainen eristys tulee kysymykseen lähinnä sähköventtiilien keloissa ja pumppua pyörittävän sähkömoottorin käämeissä.

Haittapuolena on osien lämpeneminen, sillä paksut eriste-kerrokset toimivat myös lämpöeristeinä.

3.2.3 Paineenkestävä kuori

Matalissa syvyyksissä ja sukellusveneissä yleisesti käytetty menetelmä on rakentaa hydraulijärjestelmän ympärille paineenkestävä kuori. Kuoren sisällä on normaali ilmakehän paine, jolloin kaikki komponentit voivat olla normaaleja hyllyiltä saatavia standardiosia.

Haittana on kallis ja painava rakenne. Mentäessä korkeampiin paineisiin tulee kuoren seinämäpaksuus huomattavan suureksi, mikä nostaa painoa ja hintaa. Hankaluutena on myös pyörivien akseleiden läpivienti painekuoren ulkopuolelle. Tiivisterakenne tulee suuren paine-eron vuoksi kalliiksi ja monimutkaiseksi.

Paksut seinämät toimivat tehokkaina lämpöeristeinä. Järjestelmän sisälämpötila kohoaa korkeaksi, kun meriveden jäädyttävä vaikutus on estetty.

3.2.4 Ympäristön paineen suhteen kompensoitu järjestelmä

Ympäristön paineen suhteen kompensoitu järjestelmä on monimutkainen, mutta se tarjoaa useita etuja muihin verrattuna.

Paineen suhteen kompensointi tarkoittaa sitä, että hydraulijärjestelmän sisäinen paine on nostettu hydrostaattisen paineen suuruiseksi.

Kompensointinesteenä käytetään tavallista hydraulioöljyä tai erillistä, ainoastaan paineen kompensoimiseen tarkoitettua nestettä. Kompensointinesteen tulisi olla korroosiota estävää ja hyvän sähköisen eristyskyvyn omaavaa.

Painekompensoidun järjestelmän etuna on pieni paino, sillä paksuja paineenkestäviä seinämiä ei tarvita. Myös tiivisteiden paine-erot ovat normaaleja, vaikka ympäristön absoluuttinen paine onkin huomattavan korkea.

Haittana on kuitenkin järjestelmän monimutkainen rakenne. Kaikkien järjestelmässä esiintyvien tilavuuksien paine on oltava jatkuvasti hallinnassa. Tämä saattaa tuottaa ongelmia etenkin nousun ja laskun aikana. Myös tiivisteiden läpitiikka vesi pilaa öljyn ominaisuuksia ja öljyn vuodot vastaavasti saastuttavat merivettä.

Verrattuna muihin vedenalaisten hydraulijärjestelmien periaatteisiin on painekompensoitu järjestelmä kevyin ja monessa suhteessa toimivin ratkaisu. Painekompensoidun ja muiden järjestelmien ongelmat ovat kuitenkin suurelta osin lähes samat. Kaikissa ratkaisuissa on toki omat erityisvaatimuksensa, jotka on otettava huomioon.

4. MERIVESI HYDRAULINESTEENÄ

4.1 Yleistä

Käytettäessä hydraulikkaa syvänmeren laitteissa on usein välttämätöntä asentaa komponentteja ja toimilaitteita suoraan veteen. U.S.Navyn tutkimukset ovat osoittaneet, että vettä tunkeutuu aina öljyn joukkoon, käytettiinpä sen estämiseksi millaisia keinoja tahansa. Vaikka onkin melko helppoa järjestää hydraulijärjestelmän öljyyn pieni ylipaine ympäröivän veden suhteen, on silti ainoa varma keino estämään veden pääsy järjestelmään pitää kaikki komponentit kuivassa ympäristössä. Tämän vuoksi veden käyttö hydraulinesteenä tuntuisi houkuttelevalta.

Meriveden käyttö hydraulinesteenä ei ole ajatuksena uusi ja on nähtävissä, että se olisi ratkaisu vaikeaan ja kalliseen ongelmaan. Kaiken lisäksi meri olisi ehtymätön väliainevälasto. Veden käyttö hydraulinesteenä toisi kaksi suurta etua: öljyn likaantuminen estyisi ja järjestelmän paino pienenesi. Pyrkiminen painon säästöön on syvänmeren laitteissa yhtä korostettua kuin lentävissä laitteissa.

4.2 Veden ominaisuudet

Meriveden heikkoutena öljyyn verrattuna ovat sen huono voitelukyky, suuri korroosiota edistävä vaikutus sekä huonot sähköiset ominaisuudet. Korroosiota aiheuttavat vedessä oleva happi ja veden elektrolyyttiset ominaisuudet. Veden voitelukyky on parhaimmillaankin huono ja kaiken lisäksi se on likaista minkä tahansa hydraulistandardin mukaan.

Vedessä on myös eliöitä, jotka päästessään hydraulijärjestelmään sisään, tukkivat ja saastuttavat komponentit. Jos tarvitaan sähkökomponentteja, joudutaan käämit ja vastaavat suojamaan erikseen. Sähkömoottoreiden on oltava harjattomia, sillä likainen merivesi johtaa melko hyvin sähköä. Tästä kaikesta havaitaan, että merivesi hydraulinesteenä tuntuu melko huonolta ratkaisulta.

Lähdettäessä tutkimaan veden käytön mahdollisuuksia havaitaan, että vedenalaisten laitteiden tehovaatimukset eivät ole kovin suuria. Lisäksi järjestelmät ovat melko yksinkertaisia. Jos ei tarvita tarkkaa säätöä eikä monimutkaisia servojärjestelmiä, voitaisiin ajatella hydraulisen paineen alentamista huomattavasti. Tämä alentaisi laakerikuormia, mikä on hyvä puutteellisen voitelun vuoksi. Myös vuodot pienenisivät, mikä parantaisi volymetristä hyötysuhdetta.

Paineen alentaminen suurentaa väistämättä komponenttien kokoa. Jos verrataan 20 MPa:n järjestelmää 15 MPa:n järjestelmään, tarvitaan saman voiman tuottamisen sylintereissä 2,7-kertainen halkaisija. Kun komponentit suunnitellaan matalalle paineelle, voidaan niiden paino pitää suunnilleen samana.

4.3 Materiaalit

ASLE (American Society of Lubrication Engineers) on tutkinut materiaalien hankaus- ja kulutusominaisuuksia synteettisessä merivedessä. Testausta ja tuloksia on esitetty lähteessä /12/. Synteettinen merivesi on tislattua vettä, johon on lisätty suoloja keskimääräistä merivettä vastaten. Suolaa on 41,953 grammaa, johon on lisätty tislattu vesi siten, että on saatu 1 litra synteettistä merivettä.

Taulukko 2. Suolan koostumus

NaCl	58,40 %
MgCl ₂ 6H ₂ O	26,46 %
Na ₂ SO ₄	9,75 %
CaCl ₂	2,765 %
KCl	1,645 %
NaHCO ₃	0,477 %
KBr	0,238 %
H ₃ BO ₃	0,071 %
SrCl ₂ 6H ₂ O	0,095 %
NaF	0,007 %

Testauksessa tehtiin kokeita sekä jatkuvalle että edestakaiselle hankaukselle. Testettävina materiaaleina olivat muovi/metalli-, metalli/metalli- sekä ei-metalli/metalliparit. Ei-metallina oli joko keraaminen materiaali tai karbiidi.

Ennalta arvioiden tuntuisivat muovit hyviltä, koska ne eivät ruostu. Muoveilla on kuitenkin huonot mekaaniset ominaisuudet ja ne saattavat turvota tai muuten kärsiä vedessä.

Taulukoissa 3, 4, 5 ja 6 on esitetty kokeissa saavutetut tulokset.

Taulukko 3.

Muovi/metalli -materiaaliparien kuluminen synteettisessä merivedessä jatkuvasa hankauksessa /12, s. 632/

TABLE 4—FRICTION AND WEAR TEST RESULTS FROM UNIDIRECTIONAL CONTINUOUS SLIDING TESTER											
Plastic-Metal Combinations; Lubricant: Synthetic Seawater											
Sliding Speed = 7.6 ms ⁻¹ (2900 rpm); Test Duration = 30 Hours Each; Temperature = Ambient (24°C)											
ITEM NO	TEST MATERIALS		STATIC FRICTION COEFFICIENT		KINETIC FRICTION COEFFICIENT		WEAR VOLUME LOSS mm ³ × 10 ⁻³ (in ³ × 10 ⁻³)	SURFACE ROUGHNESS OF DISK, CLA µm (µ in.) (transverse)		FINAL STRESS MPa (psi)	COMMENTS
			AT START	AT STOP	START OF TEST	END OF TEST		BEFORE	AFTER		
	PIN	DISK									
1	Torlon 4301	Nitronic 50 (R,50)	0.22	0.275	0.014	0.009	1.36 (0.8)	0.05 (1.2)	0.064 (2.5)	8.19 (1190)	Smooth running. Fine marks on disk.
2	Noryl GFN-3	Nitronic 50	0.39	0.38	0.022	0.013	2.52 (1.5)	0.025 (1.0)	0.064 (2.5)	7.34 (1063)	Smooth running. Some wear of disk.
3	Polyimide 50% PTFE	Nitronic 50	0.23	0.22	0.015	0.018	3.78 (3.5)	0.015 (0.6)	0.023 (0.9)	6.2 (900)	Smooth running. Very fine marks on disk.
4	DU Bearing Material	Nitronic 50	0.178	0.122	0.018	0.012	6.53 (4.0)	0.04 (1.6)	0.10 (4.0)	8.49 (1190)	Smooth running. Disk very smooth, has one groove.
5	Polyethylene, UHMW	Nitronic 50	0.092	0.054	0.022	0.02	7.86 (4.8)	0.038 (1.5)	0.031 (2.0)	6.68 (970)	Smooth running. Disk practically untouched.
6	UHMW Polyethylene, 50% bronze powder filled	Nitronic 50	0.049	0.029	0.021	0.015	7.21 (4.4)	0.046 (1.8)	0.036 (2.2)	7.72 (1120)	Some stick slip. Disk has practically no wear.
7	Torlon 4301	Inco 625 (R,24)	0.23	0.23	0.018	0.025	1.01 (0.64)	0.089 (3.5)	0.089 (3.5)	13.02 (2180)	Some stick slip. No marks on disk. Pin has fine and smooth wear track.
8	Noryl GFN-3	Inco 625	0.38	0.41	0.017	0.016	2.52 (1.5)	0.051 (2)	0.13 (5)	13.09 (1900)	Disk has very fine wear marks. Pin smooth, has metallic particles embedded.
9	Polyimide 50% PTFE	Inco 625	0.18	0.26	0.015	0.012	4.8 (2.9)	0.051 (2)	0.10 (4)	8.96 (1300)	Disk practically untouched. Pin has very fine marks in the central region.
10	Torlon 4301	MP35N (R,42)	0.24	0.26	0.018	0.017	2.23 (1.35)	0.064 (2.5)	0.11 (4.5)	9.92 (1440)	Smooth running. Disk and pin have very fine wear marks.
11	Polyimide 50% PTFE	MP35N	0.25	0.275	0.02	0.015	0.9 (0.55)	0.056 (2.2)	0.10 (4)	8.19 (1190)	Smooth running. Disk and pin have very fine wear tracks.
12*	Torlon 4301	Inco 625	0.2	0.23	0.023	0.016	1.11 (0.68)	0.036 (1.4)	0.04 (1.6)	10.34 (1500)	Endurance test—smooth running. Disk and pin smooth.
13†	Torlon 4301	Inco 625	0.25	0.25	0.012	0.010	0.75 (0.46)	0.089 (3.5)	0.11 (4.5)	8.54 (1240)	Smooth running. No mark on disk. Pin has smooth wear track.
14‡	Torlon 4301	Inco 625	0.26	0.30	0.018	0.016	0.15 (0.09)	0.099 (3.9)	0.10 (4.0)	13.09 (1900)	Smooth running. No mark on disk. Pin has smooth wear track.

*Test duration = 145 hours

†Temperature of seawater bath = 80°C. Test duration = 7 hours

‡Diameter of the pin = 3 mm; all others = 6 mm

§Operative length of traverse used in the measuring instrument was 3.8 mm

Taulukko 4.

Muovi/metalli -materiaaliparien kuluminen synteettisessä merivedessä edestakaisessa hankauksessa /12, s. 635/

ITEM NO.	TEST MATERIALS		WEAR VOLUME LOSS/APARENT AREA OF CONTACT 10 ⁻³ mm ³ (10 ⁻³ in. ³)	TEST DURATION HOURS	SURFACE ROUGHNESS OF PLATE, μ m (in.)		AVE. STRESS MPa	COMMENTS
	PIN	PLATE			BEFORE	AFTER		
1	UHMW Polyethylene, 30% bronze powder filled	Nitronic 50 (R,14)	17 (7)	5.5	0.04 (1.6)	0.41 (16.0)	9.85 (1430)	Plate grooved about 6 μ m. Pin has deep grooves.
2	Polyimide, 30% PTFE	Nitronic 50	13 (5)	5.5	0.04 (1.6)	0.11 (4.3)	9.85 (1430)	Very little wear on plate, about 1 μ m. Fine wear tracks on the pin.
3	Torlon 4301	Nitronic 50	15 (6)	4.0	0.04 (1.6)	0.10 (4.0)	9.85 (1430)	Wear track very shallow. One groove about 0.75 μ m. Pin shiny and smooth.
4	Noryl GFN-3	Nitronic 50	Excessive	2.0	0.04 (1.6)	Very Rough	9.85 (1430)	Grooves on the plate about 25 μ m deep. Wavy pattern on the pin.
5	UHMW Polyethylene	Nitronic 50	Excessive	0.5	0.04 (1.6)	0.13 (5.0)	9.85 (1430)	No wear of plate. Pin material deformed and pushed out.
6*	UHMW Polyethylene, 30% bronze powder filled	Inco 625 (R,17)	0.23 (0.1)	6	0.10 (4)	0.11 (4.2)	3.1 (430)	Plate is practically untouched. Pin polished.
7*	Torlon 4301	Inco 625	0.13 (0.06)	6	0.10 (4)	0.10 (4)	4.13 (600)	Plate is practically untouched. Pin very shiny and smooth.
8*	Polyimide, 30% PTFE	Inco 625	0.23 (0.1)	6	0.10 (4)	0.10 (4)	3.13 (300)	Plate is practically untouched. Pin very shiny and smooth.
9	Torlon 4301	Inco 625	0.03 (1.4)	6	0.10 (3)	0.10 (3)	1.13 (1000)	Plate is practically untouched. Pin is shiny and smooth.

*Diameter of the pins is 6 mm, all others are 3 mm.
†Operative length of traverse used in the measuring instrument was 1.8 mm.

Taulukko 5.

Metalli/metalli -materiaaliparin kuluminen synteettisessä merivedessä edestakaisessa hankauksessa /12, s. 636/

TABLE 6—WEAR RESULTS FROM RECIPROCATING-SLIDING TESTER Metal-Metal Combinations Average Sliding Velocity-1.27 m/s* (Speed range 0 to 2 m/s) or 2000 strokes/minute Lubricant: Synthetic Seawater, Temperature = Ambient (24°C)								
ITEM NO.	TEST MATERIALS		WEAR VOLUME LOSS/APPROXIMATE AREA OF CONTACT 10 ⁻⁶ mm ³ (10 ⁻⁶ in. ³)	TEST DURATION HOURS	SURFACE ROUGHNESS OF PLATE: CLA μm (100 μ)		AVE. STRESS MPa (psi)	COMMENTS
	PIN	PLATE			BEFORE	AFTER		
1	440C (R,33)	Leaded Tin Bronze	1.5 (0.6)	1.5	0.07 (2.8)	0.15 (6)	2.07 (300) (Final Stress)	Baseline Test. Plate and pin have smooth wear track.
2	Nitronic 60 (R,22)	Nitronic 30 (R,14)	Excessive	0.5	0.089 (3.5)	0.97 (38)	7.65 (1110)	Pronounced scoring on pin and plate. Water turned black and had a fine black powder.
3	Waukesha 88 (R,77)	Waukesha 88	35 (21), first 3 hours 190 (75), overall	3.75	0.046 (1.8)	—	7.65 (1110)	Water slightly blackish. Scoring on pin and plate. Groove on plate 0.2 mm (most of wear in last hour).
4	Nedox Plating on Nitronic 30	Nedox Plating on Nitronic 30	4.9 (1.92)	3.5	0.56 (22)	0.56-0.66 (22-26)	3.65 (530)	Plate and pin polished up. Plate has about 1 μm deep polished groove.
5*	Stellite 6B (R,35)	Stellite 6B	20.9 (8.3)	0.75	0.427 (5)	1.14 (45)	1.93 (280)	Squealing from the start. Pronounced scoring on pin and plate.
6†	Waukesha 88	Waukesha 88	20 (8)	4	0.20 (8)	1.27 (50)	3.65 (530)	Water turned black. Water was not thick near the end of the test. Pronounced scoring on pin and plate. Groove on plate 25 μm .

*Diameter of the pins is 6 mm; all others are 3 mm

†The test was conducted with 500 $\mu\text{g/g}$ Nedox Caugulant additive in the seawater

‡Operative length of traverse used on the measuring instrument was 3.8 mm

Taulukko 6. Ei-metalli/metalli -materiaaliparin kuluminen edestakaisessa hankauksessa /12, s. 637/

TABLE 7—WEAR RESULTS FROM RECIPROCATING SLIDING TESTER Nonmetal-Metal Combinations Average Sliding Speed—1.27 m/s (Speed range 0 to 2 m/s) or 2000 strokes/minute Lubricant—Synthetic Seawater; Temperature—Ambient (21°C)								
ITEM NO.	TEST MATERIALS		WEAR VOLUME LOSS—APPROXIMATE COSTANT 10 ⁻³ mm (10 ⁻³ in.)	TEST DURATION HOURS	SURFACE ROUGHNESS OF PLATE, GLA µm (µin.)		AVG. STRESS MPa (psi)	COMMENTS
	PIN	PLATE			BEFORE	AFTER		
1	Ferro-Ti; HT-2	Ferro-Ti; HT-2	67 (26)	3	0.51 (12)	0.38 (25)	3.65 (330)	Surfaces of the pin and plate very irregular; had brittle mode of failure.
2	High Purity Alumina	Alumina-Titania, Plasma-Sprayed	2.2 (0.08)	1	0.16 (40)	0.5 (20)	5.31 (800)	Surfaces of pin and smooth. Plate has 12 µm deep groove.
3	High Purity Alumina AD-995	Tungsten Carbide, Plasma-Sprayed	1 (0.4)	4.3	0.71 (20)	0.69 (55)	5.31 (800)	Surfaces of pin and plate smooth. Plate has 5 µm deep groove.
4*	Graphite	Chrome Plate	15 (6)	3.5	0.076 (5)	0.069 (3.5)	0.95 (135)	Almost no wear on plate. Pin shiny and smooth.
5	High Purity Alumina	Tungsten Carbide, Plasma-Sprayed	2 (0.8)	8	0.66 (26)	0.76 (30)	5.31 (800)	Endurance Test. Surface of the pin and disk smooth. Plate has 12 µm deep groove.

*Diameter of pin is 6 mm; all others are 3 mm.
Reference length of traverse for GLA was 3.8 mm

Parhaaksi materiaaliyhdistelmäksi osoittautuu Inconel 625 nikkeli-pohjainen metalli (NiCr 22 Mo9Nb), jota vasten hangattiin Torlon 4301 muovia. Torlon 4301 on lisäaineilla vahvistettua polyamidi-imidiä. Taulukon mukaan kuluminen Inconel 625/Torlon 4301 parilla oli

- a) 0,004 mm/1545 h - jatkuva tasainen nopeus 7,6 m/s
- pintapaine 10,34 MPa
- b) 0,0003 mm/6 h - keskim. edestakainen nopeus
1,27 m/s
- pintapaine 4,13 MPa

Jos ajatellaan kuluminen lineaarisesti, olisi koekappaleen kuluminen 5000 h:n aikana

- a) 0,25 mm/5000 h
- b) 0,14 mm/5000 h

5000 h:n käyttöikä on riittävä todelliselle komponentille.

Tuloksista havaitaan, että sama muovi kuluu nopeammin toisia metalleja vastaan kuin toisia, vaikka näiden kovuus ja pinnan laatu olisivat samat.

Voidaan myös havaita, että kuluminen lisääntyy, kun veden lämpötilaa nostetaan. Tähän on mahdollisena syynä muovimateriaalien reagoiminen helpommin lämpimään veteen (turpoaminen ja pehmeneminen) sekä veden pienentynyt viskositeetti. Pienempi viskositeetti huonontaa voitelua. Taulukossa 7 on esitetty veden viskositeetin muutos lämpötilan funktiona.

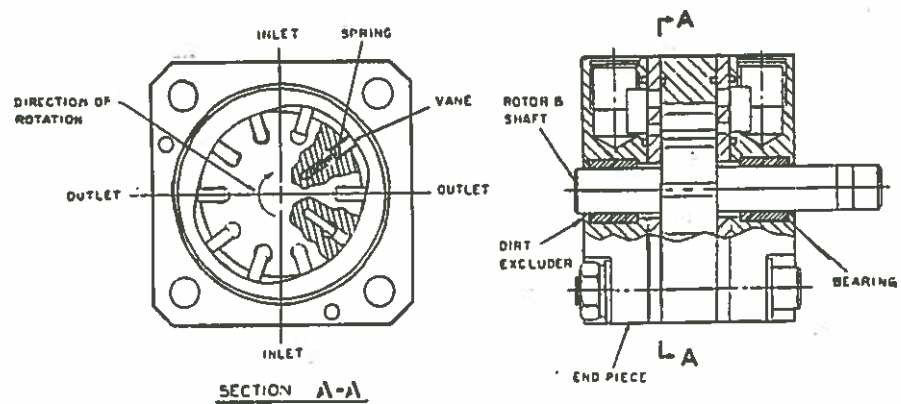
Taulukko 7. Veden viskositeetti lämpötilan funktiona

4 °C	1,58 cSt
15 °C	1,77 cSt
27 °C	0,90 cSt
38 °C	0,70 cSt
49 °C	0,59 cSt

U.S. Navy on kehittänyt merivedellä toimivan hydraulimoottorin, jossa materiaaleina ovat juuri Inconel 625 ja Torlon 4301. Torlon 4301 on myöhemmin vaihdettu Torlon 4275:ksi,

4301. Torlon 4301 on myöhemmin vaihdettu Torlon 4275:ksi, jonka kulutuskestävyys on hieman parempi. (Torlon 4275 on polyamidi-imidiä, missä on 20 % grafiittipulveria ja 3 % PTFE:tä.)

Moottori on tarkoitettu lähinnä sukeltajien käyttöön käsityökaluihin. Moottori on periaatteeltaan siipimoottori. Siivet, sivulevyt ja laakerit ovat muovia ja päätylevyt, roottori ja akseli ovat Inconel metallia. Moottorin teho on noin 3 hv, kierrosluku 1500 rpm ja käyttöpaine on 10 MPa.



Kuva 7. Merivesikäyttöinen hydraulimoottori sukeltajien työkaluihin /28, s. 11/.

Moottorin suunniteltu ja tavoiteltu käyttöikä on kuitenkin vain 50 h. Testeissä /15/ (1984) on saavutettu noin 100 h:n jatkuva käyttö. Moottorin kestoa ei kuitenkaan rajoita siipien, sivulevyjen eikä laakereiden kuluminen, vaan siipiä painavien jousien hajoaminen. 100 käyttötunnin jälkeen oli

yksi jousi katkennut ja muut niin pahoin kuluneet, että ne oli uusittava. Jousien materiaalina oli Elgiloy, joka on koboltti-nikkelipohjainen sekoite. Jousien kulumisen aiheuttaa veden huonosta voitelusta niiden hangatessa seinämiä puristuessaan ja vapautuessaan.

Siipien kulumisen 100 h:n jälkeen oli 0,0064 mm, mikä vastaa 0,32 mm/500 h. Laakereissa ei havaittu kulumista. Kun laakerit saavat riittävästi vettä jäähdytykseen ja voiteluun, tulee keston kannalta rajoittavaksi tekijäksi jousien kulumisen.

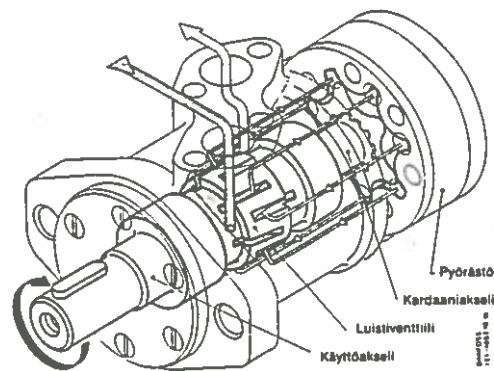
4.4 Pumput

Jos järjestelmässä käytetään matalaa painetta, voitaisiin pumppuna mahdollisesti käyttää keskipakopumppua. Keskipakopumppu on kuitenkin suuri verrattuna saman tehoiseen syrjäytyspumppuun. Syrjäytyspumppun etuna on myös, että sitä voidaan käyttää moottorina. Säättöominaisuuksien kannalta olisi säätöpumppu paras, mutta puutteellisissa voiteluolosuhteissa se ei tule menestymään. Sitä voitaisiin käyttää HFA-nesteissä, mutta tämä olisi askel taaksepäin pyrittäessä pelkkään vesikäyttöön.

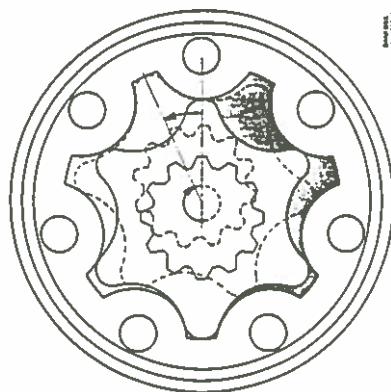
Sopivimmalta vaihtoehdolta tuntuisi kiinteätuottoinen syrjäytyspumppu. Panemalla pumppu moottorin akselin kumpaankin päähän, on mahdollista päästä kaksipuolaiseen säätöön asettamalla tarvittaessa toinen pumppu vapaakierrolle. Voidaan myös käyttää säädettävänäpeuksista sähkömoottoria.

Lähteen /11/ mukaan paras pumpputyyppejä muutettavaksi vedellä käytäväksi on gerotor-pumppu. Se on yksinkertainen, halpa ja sen laakerit voidaan vaihtaa muovisiin vesivoiteluihin

liukulaakereihin. Samaa laakerimateriaalia voidaan käyttää gerotor-renkaan ja päätylevyjen välissä. Gerotor-hammaspyörän kuluminen ei nopeasti pienennä sen tiivistyskykyä.



Kuva 8. Gerotor-periaatteella toimiva hydraulipumppu/moottori, /27, s. 3/.



Kuva 9. Gerotor-pumpun/moottorin hammaspyöräpesä /27, s. 2/.

U.S. Navyn testeissä /11/ gerotor-pumppu testattiin makealla vedellä, jotta nähtäisiin hyötysuhteen aleneminen hammaspyörän kuluessa. Laakerimateriaalien kanssa oli ongelmia ja lopulta valittiin sintrattu pronssi, joka oli kyllästetty lyijyllä ja teflonilla. Se ei kuitenkaan ole sopivaa pitkäaikaiseen käyttöön, sillä elketrolyyttinen korroosio teräksen kanssa tulee ongelmaksi. Kyseiset kokeet on suoritettu ennen vuotta 1973, joten nykyään on mahdollisesti olemassa parempia materiaaleja. Esimerkiksi lähteessä /12/ on selostettu merivedessä suoritettuja hankauskokeita, joissa polyamidi-imidi -sekoite näyttäisi toimivan laakeriaineena.

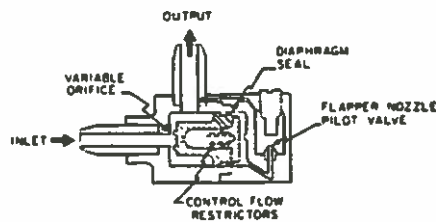
Lähteen /11/ kokeissa mitattiin pumpun hyötysuhteeksi vedellä käytettäessä noin 0,8. Se pysyi vakiona, kunnes laakerit hajosivat noin 300 käyttötunnin jälkeen. Laakerit hajosivat, kun lyijy ja teflon kuuluivat pois aiheuttaen ylikuumentumisen. Hammaspyörän tiivistävissä pinnoissa ei esiintynyt havaittavaa kulumista. Kun laakerit korvattiin uusilla, toimi pumppu jälleen moitteettomasti.

4.5 Venttiilit

Koska käytetään kiinteätuottoista pumppua, tarvitaan laitteiston toiminnan varmistamiseksi jonkinlainen paineenrajoitusjärjestelmä. Suoraanohjattu paineenrajoitusventtiili tulisi luultavasti toimimaan huonoissakin voiteluolosuhteissa, mutta se on herkkä värähtelemään ja aiheuttaa paineiskuja. Lisäksi venttiilin aiheuttama paine-ero on huomattavasti virtauksesta riippuvainen.

Esiohjatun paineenrajoitusventtiilin rakenne on monimutkaisempi, ja se sisältää pieniä välyksiä ja kuristimia, jotka

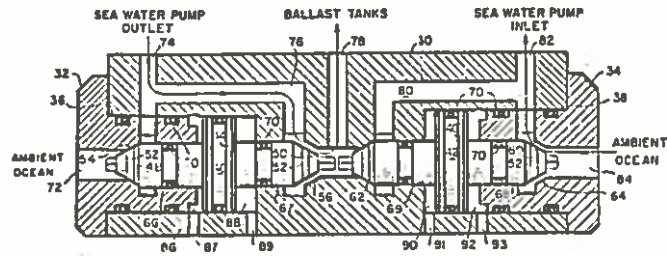
tukkeentuvat helposti vedellä käytettäessä. Lähteessä /12/ on ehdotus esiohjatuksi paineenrajoitusventtiiliksi, jossa pääkaran välykset ovat isoja ja sen tiivisteenä on hermeettinen kalvotiivistite (kuva 10).



Kuva 10. Vedelle suunniteltu paineenrajoitusventtiili /12, s. 666/.

Kuvan venttiilistä on pääkaran jousi jätetty pois ja esiohjausosana on suutinläppäventtiili. Testattaessa tätä venttiiliä olivat yhä ongelmana liian pienet välykset, jotka tukkeutuivat. Venttiili sääti paineen tyydyttävästi, mutta liian usein se takertui kiinni. Venttiilin kaikki muut osat, paitsi jousi, oli valmistettu polykarbonaatti-muovista. Jos venttiilin kuristukset voidaan tehdä suuremmiksi, päästään toimivampaan ratkaisuun.

Ohjausventtiileinä voidaan vesihydrauliikassa käyttää magneettiohjattuja istukkaventtiileitä. Kun ne tehdään materiaalista, joka on tunteetonta ympäristöolosuhteille, jää lähes ainoaksi ongelmaksi solenoidien eristys. Venttiilien ohjauksessa ei eristys luultavasti ole suuri ongelma. Lähteessä /13/ on esitelty hydraulisesti ohjattu korkeapaineinen 5-tieventtiili. Se on tarkoitettu käytettäväksi korroosiota edistävillä nesteillä, kuten esimerkiksi merivedellä, sukellusveneiden muuttuvan painolastijärjestelmän ohjauksessa.

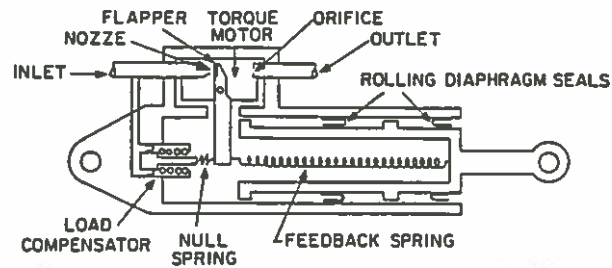


Kuva 11. 5-tieventtiili korroosioherkille aineille /13, s. 12/.

Jos paine-erot venttiilissä ovat pieniä, voitaisiin tiivisteinä ajatella kuvassa 11. olevien O-renkaiden sijasta vuodottomia kalvotiivisteitä.

Vaikka syvänmeren sukelluslaitteissa melko pitkälle tullaan toimeen pelkällä on-off -säädöllä, voidaan tartuntakäsivarsissa tai vastaavissa tarvita tarkempaa säätöä ja servoventtiileitä. Puutteellinen voitelu ja nesteen likaisuus haittaavat sitä enemmän, mitä monimutkaisempia komponentteja tarvitaan.

Lähteessä /12/ on esitetty periaatekuva servotoimilaitteesta, joka on suunniteltu vedellä toimivaksi. Huonon voitelun takia välykset ovat suuria ja toimilaitteen sylinteri on tiivistetty kalvotiivisteillä, joten suuria paineita ei sallita. Nämä kalvotiivisteet rajoittavat sen iskunpituuden noin kaksi kertaa halkaisijan suuruiseksi. Esiohjausventtiilinä on suutinläppäventtiili, jossa on normaalia löysempi jousi, jotta päästäisiin parempaan vahvistukseen. Tämä servotoimilaite on vielä kehitysasteella, mutta antaa tiettyjä suuntaviivoja.



Kuva 12. Periaatekuva mahdollisesta vesikäyttöisestä servotoimilaitteesta /12, s. 668/.

4.6 Yhteenveto

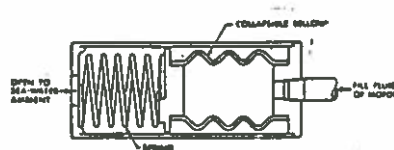
Voidaan olettaa, että kun löydetään oikeat materiaalit ja oikeat konstruktiot, tulee merivesikäyttöinen hydraulikka edulliseksi käyttää ja valmistaa sekä mahdollisesti varmemmaksi kuin öljyhydraulikka veden alla. Tuntuisi järkevältä valmistaa laitteisto toimimaan vedellä, koska sitä kuitenkin helposti tunkeutuu vedenalaiseen hydraulijärjestelmään. Kun veden korrosio, huono voitelu ja likapartikkeleiden vaikutukset saadaan eliminoiduiksi, päästään yksinkertaiseen hydraulijärjestelmään.

5. YMPÄRISTÖN PAINEEN SUHTEEN KOMPENSOIDUT HYDRAULI- JÄRJESTELMÄT

5.1 Kompensoinnin periaate

Puhuttaessa ympäristön paineen suhteen kompensoituista hydraulijärjestelmistä tarkoitetaan hydraulijärjestelmän paineen nostamista hydrostaattisen paineen suuruiseksi. Usein paine nostetaan vielä hieman korkeammaksi kuin veden paine, millä pyritään estämään veden tunkeutuminen öljyn sekaan. Kompensaattorina käytetään liikkuvaa tai joustavaa seinämää, jonka toiselle puolelle vaikuttava veden paine pitää järjestelmän paineen ympäristön tasossa.

Järjestelmän pieni ylipaine voidaan järjestää usealla eri tavalla. Yksinkertaisin tapa on asentaa jousi kompensoittorin seinämän yhteyteen siten, että jousivoima puristaa järjestelmän puolta nostaen paineen.



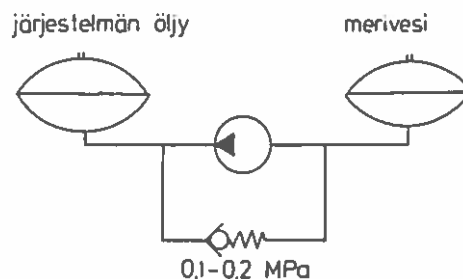
Kuva 13. Jousella varustettu kompensoattori /4, s. II-3/.

Tämän järjestelyn haittapuolena on jousivoiman muuttuminen suhteessa sen kokoonpuristuneisuuteen. Jos järjestelmän

sisäinen eli öljyn tilavuus muuttuu, vaaditaan kompensattorin jouselta suurta pituutta, jotta voima pysyisi mahdollisimman vakiona. Järjestelmän öljyn tilavuus kompensattorissa muuttuu, kun käytetään differentiaalisylintereitä sekä vuotojen, lämpölaajenemisten tai kokoonpuristuvuuden vuoksi.

Toinen tapa, millä ylipaine saadaan aikaiseksi, on käyttää hyväksi hydrostaattista paine-eroa. Jos kompensattori on muuta järjestelmää alempana, niin se pitää järjestelmän paineen hieman ympäristön painetta korkeampana. Jos laitetta käytetään pohjassa, on tämän tavan käyttö hankalaa. Kun kompensattorina on joustava kalvo tai kumipussi, joka käyttää hyväkseen hydrostaattista paine-eroa, tulee ongelmaksi joustavan materiaalin venyminen nostettaessa laite vedestä ylös.

Edellisten passiivisten tapojen lisäksi voidaan paine-ero järjestää siten, että pumpataan vettä kompensattorin vesipuolelle. Voidaan myös asentaa kaksi kompensattoria sarjaan ja pumpata öljyä toisen kompensattorin ensiöpuolelta toisen toisiopuolelle.



Kuva 14. Eräs keino kompensoidun järjestelmän paineen nostamiseksi.

Kuvan 14. perusteella mittaamalla paine-eroa järjestelmässä ja ympäristössä on myös mahdollista järjestää takaisinkytkentä ja päästä tarkkaan säätöön. Yksinkertaisimmillaan ja yleensä riittävän tarkasti riittää säätöön paineenrajoitusventtiili. Voitaisiin myös käyttää vakiopaineen antavaa keskipakopumppua.

Pumppua käytettäessä on haittana, että se kuluttaa energiaa, mutta etuna on paine-eron tasaisuus, vaikka järjestelmän sisäinen tilavuus vaihtelisi huomattavastikin.

Kun tankin paine kompensoidaan, on mahdollista asentaa kaikki komponentit, kuten pumput, sähkömoottorit, venttiilit jne., tankin sisälle öljykylpyyn, jolloin veden tunkeutuminen öljyn sekaan on helpommin estettävissä. Haittana on sähköisissä osissa esiintyvän kipinöinnin aiheuttama öljyn kaasuuntuminen, mikä ei ole hyväksi hydraulijärjestelmässä. Sähkömekaanisia releitä ja harjallisia sähkömoottoreita on vältettävä. Kun kaikki komponentit sijoitetaan hydraulisäiliöön, ei tarvita vaikeasti tiivistettäviä akseliläpivientejä.

Koska yleensä kompensattorin toiselle puolelle on suora yhteys ympäröivästä vedestä, pääsevät kaikki veden mukana liikkuvat likaavat partikkelit sotkemaan kompensointijärjestelmää. Tämän estämiseksi on vesi suodatettava ennen kuin se päästetään kompensattorin sisään. Suodattimen tiheys on valittava sellaiseksi, ettei se pääse tukkeutumaan. Jos suodatin tukkeutuu, häiriintyy kompensattorin toiminta välittömästi, mikä saattaa aiheuttaa tuhoisia vaurioita.

Jos kompensattori ajautuu jostain syystä toiseen reunaan, sen toiminta estyy. Tällaiseen järjestelmään tarvitaan varajärjestelmä, joka päästää hydraulijärjestelmään vettä

sisään tai öljyä ulos, riippuen siitä kummassa reunassa kompensattori on. Veden sisäänpäästäminen ei ole hyväksi laitteistolle, mutta on silti parempi, että järjestelmä hieman kärsii kuin kokonaan tuhoutuu.

Järjestelmässä voidaan käyttää veden ilmaisimia, jotka antavat hälytyksen silloin, kun vettä esiintyy öljyn seassa. Voidaan käyttää sähköisiä ilmaisimia, jotka havaitsevat öljyn sähkönjohtokyvyn muutoksen.

Jos materiaalit tai komponentit ovat herkkiä vedelle, on veden tunkeutuessa järjestelmään joko pysäytettävä laitteisto tai poistettava vesi. Vesi voidaan kerätä kompensointijärjestelmän alaosaan ja poistaa sieltä venttiilin avulla. Voidaan myös käyttää keskipakoerottimia tai itseensä vettä imeviä aineita.

Kun öljytilan alaosasta erotetaan vesi, voidaan ylimmästä kohdasta erottaa kaasut. Kaasut aiheuttavat joustoja ja lämpenemistä, joten on mahdollisuuksien mukaan käytettävä venttiileitä tai vastaavia kaasun poistamiseksi.

5.2 Järjestelmävaihtoehdot

5.2.1 Avoin järjestelmä

Avoimella järjestelmällä tässä yhteydessä tarkoitetaan systeemiä, jossa on yksi öljysäiliö, jossa kaikki komponentit sijaitsevat. Öljyn paine on kompensoitu ympäristön paineen mukaiseksi.

Avoimessa järjestelmässä käytettävä öljy on aina kompromissi mekaanisten, hydraulisten ja sähköisten ominaisuuksien välillä. Etuna tässä järjestelmässä on sen yksinkertaisuus. Se ei silti kuitenkaan takaa hyvää luotettavuutta, eikä se sovellu tapauksiin, joissa kompensoituna on paljon sähkö- ja elektroniikkakomponentteja.

5.2.2 Kaksiosastoinen järjestelmä

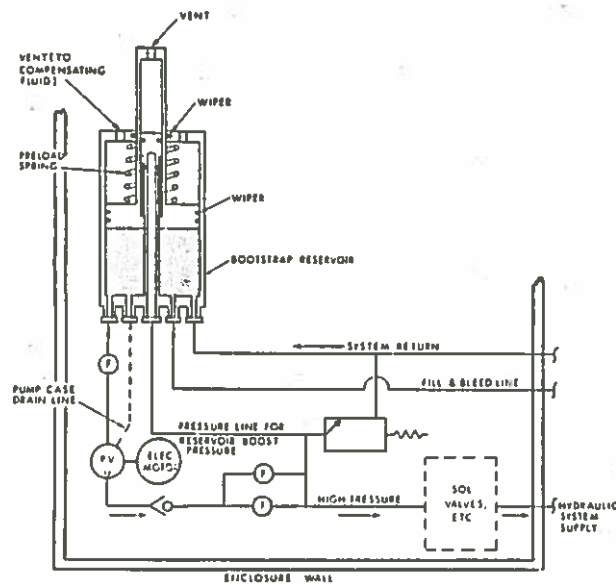
Tässä järjestelmässä on kaksi yhtäläisesti kompensoitua tilaa, joista toisessa ovat sähköiset komponentit ja toisessa hydrauliset. Näin voidaan käyttää kahta öljyä, joista toinen antaa hyvän sähköisen eristyskyvyn ja toinen omaa hyvät ominaisuudet hydraulikan ja voitelun suhteen.

Sähkömoottorin akseli on viety osastojen välisen seinämän läpi, jolloin läpiviennin tiivistys on kriittinen kohta. Osastojen välisen paineen tulisi olla yhtä suuri, ettei akselin läpiviennin tiivistys vuotaisi. Järjestelmän toimivuus on suuresti riippuvainen siitä, että tiivistys pystyy pitämään nesteet erillään.

5.2.3 Suljettu järjestelmä

Suljetulla järjestelmällä tarkoitetaan painekompensoitua säiliötä, jonka sisällä toimii eristetyksi ja erikseen kompensoitu suljettu hydraulijärjestelmä. Kun ympäröivän säiliön öljy on erillään hydraulijärjestelmästä, on veden sekoittuminen hydraulioöljyyn vaikeampaa kuin avoimessa järjestelmässä.

Suljetun järjestelmän kompensointiöljynä voidaan käyttää öljyä, jonka veden emulgointikyky on hyvä. Tällöin vesi ei pääse pisaroina kosketuksiin hydrauliöljyn kanssa.



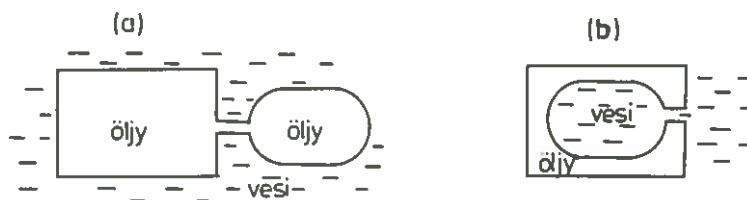
Kuva 15. Vedenalaisen suljetun hydraulijärjestelmän periaate /4, s. II-44/.

6. KOMPENSAATTORIT

6.1 Eri kompensattorityypit

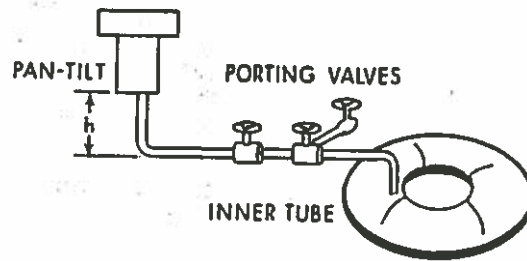
6.1.1 Joustava säiliö tai pussi

Tämäntyyppinen kompensattori voidaan sijoittaa joko järjestelmän ulkopuolelle siten, että pussin sisällä on öljy tai järjestelmän sisäpuolelle siten, että pussin sisällä on vesi (kuva 16).



Kuva 16. Kompensattori sijoitettuna järjestelmään a) ulos ja b) sisälle.

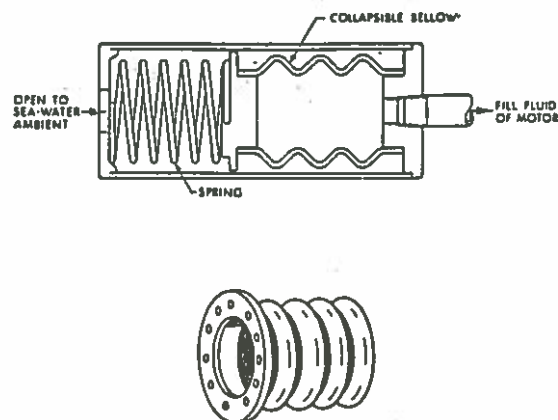
Lähdeteoksessa /4/ (U.S. Navy: Handbook of Fluid-Filled, Depth/Pressure-Compensating Systems) on kuva tällä periaatteella olevasta kompensattorista, jonka alkuperäinen tarkoitus on ollut toimia auton sisärenkaana (kuva 17).



Kuva 17. Auton sisärenkaan käyttö vedenalaisena paine-kompensaattorina /4, s. II-4/.

6.1.2 Palje

Lähes edellistä tyyppiä vastaava on paljekompensaattori. Se voidaan kuitenkin valmistaa materiaalista, joka varsinaisesti ei ole elastista. Palje voidaan valmistaa esimerkiksi metallista.

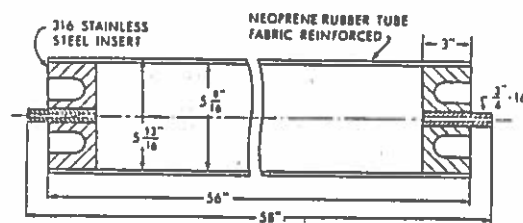


Kuva 18. Esipuristuksen antavalla jousella varustettu paljekompensaattori /4, s. II-3/.

Kuten kuvassa, palje voidaan varustaa jousella, joka antaa ylipaineen järjestelmän sisäpuolelle.

6.1.3 Putki tai letku

Kompensaattorina voidaan käyttää joustavaa putkimaista osaa, jonka päät on suljettu. Esimerkiksi öljyä ja merivettä kestävä kumiletku voidaan käyttää. Kompensaattori voidaan tehdä erilliseksi, järjestelmän ulkopuoliseksi osaksi tai vaihtoehtoisesti normaalit hydraulijärjestelmän tankkipaineiset letkut voivat olla niin joustavia, että ne toimivat kompensaattoreina. Tällaisen kompensaattorin etuna on yksinkertaisuus ja halpa hinta.

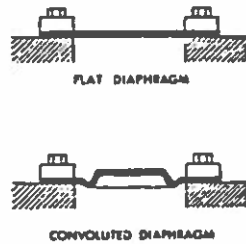


Kuva 19. Yksikertainen putkimainen kompensaattori /4, s. II-5/.

6.1.4 Kalvo tai seinämä

Pienien tilavuuksien, kuten sähkömoottoreiden tai erillisten säiliöiden ja öljytilojen, paineen kompensoimiseen voidaan käyttää joustavaa kalvoa tai seinämää. Tällaisten kompensointielinten liikevara on melko pieni, joten ne

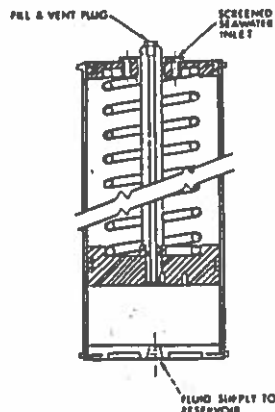
eivät salli kovin suuria tilavuuden muutoksia. Kalvo voidaan tehdä täysin suoraksi tai reuna voidaan poimuttaa, jolloin sallitaan suurempi liike.



Kuva 20. Suora ja poimutettu kompensattorikalvo /4, s. II-6/.

6.1.5 Dynaamisesti tiivistetty mäntä

Tavallista hydraulisylinteriä tai vastaavaa rakennetta voidaan hyvin käyttää painekompensaattorina. Tällainen rakenne voidaan varustaa jousella, joka antaa tarvittavan ylipaineen. Sylinterimäinen kompensattori sallii myös melko suuren tilavuuden vaihtelun. Haittana tällaisella kompensattorilla on verrattuna edellisiin, että se vaatii dynaamisen tiivisteiden, joka on lisänä mahdollisena vuoto-kohtana.

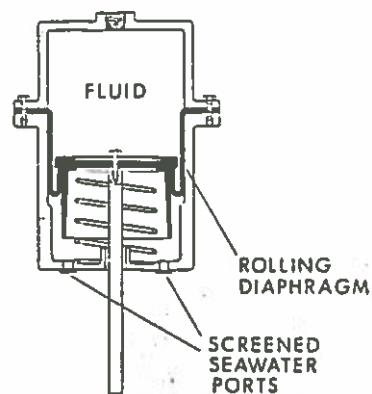


Kuva 21. Jousella varustettu dynaamisella tiivisteellä tiivistetty mäntäkompensaattori /4, s. II-10/.

Mäntäkompensaattoriin on helppo järjestää aseman tarkkailu. Tarkkailu on tarpeen virhetilanteiden varalle eli silloin, kun kompensaattori on ajautumassa toiseen reunaan.

6.1.6 Hermeettisesti tiivistetty mäntä

Kun halutaan päästä kompensaattorin vuodoista eroon, eikä tarvita kovin pitkää männän liikettä, voidaan käyttää hermeettisesti tiivistettyä mäntää. Tiivisteenä on tällöin elastinen kalvo, joka ei salli suuria paine-eroja, mutta kestää kuitenkin hyvin kompensaattorissa vaadittavan pienen paine-eron. Kuvassa 22 on esitetty tämäntyyppinen kompensaattori.



Kuva 22. Hermeettisesti tiivistetty mäntäkompensaattori /14, s. II-9/.

6.2 Kompensaattorin mitoitus

Kompensaattorin kokoa määritettäessä on otettava huomioon hydraulioöljyn kokoonpuristuvuus, lämpölaajeneminen sekä

järjestelmän sisäinen tilavuuden muutos. Differentiaalisylinterit sisältävät eri määrän öljyä sen mukaan, onko männänvarsi ulkona vai sisällä. Tästä syystä on, mikäli mahdollista, käytettävä läpimenevällä männänvarrella varustettuja sylintereitä.

Vuodot aiheuttavat joko öljytilavuuden suurentumista tai pienentymistä sen mukaan, vuotaako vettä sisään vai öljyä ulos.

Peukalosäännöksi kompensattorin mitoituksessa voidaan antaa seuraava ohje /3/. Lasketaan öljytilavuuksien sisäiset muutokset, joihin lisätään kokoonpuristuvuuden vaikutus $1/2 \% / 0,7 \text{ MPa}$ koko öljytilavuudesta. Tähän lisätään vielä 5 % koko tilavuudesta lämpötilan aiheuttamasta muutoksesta ja vielä sama 5 % vuotojen aiheuttamasta muutoksesta.

Peukalosäännön antama tilavuus on kompensattorin minimikoko. Vuotojen huomioonottamiseen vaikuttaa laitteiston yhtäjaksoinen vedenalainen käyttöaika. Jatkuva vuotohan vaikuttaa luonnollisesti sitä enemmän, mitä kauemmin laitteisto vuotaa. Jos huoltoväli on suuri, täytyy kompensattorin koko mitoittaa sen mukaan. Jos laitteisto on hyvin raskaassa käytössä, täytyy kompensattori mitoittaa 2-3 kertaa normaalia suuremmaksi.

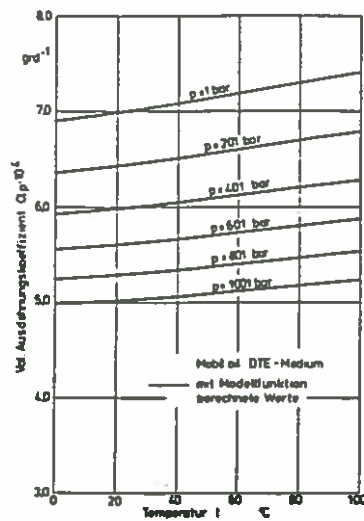
Kun halutaan laskea tarkasti öljyn tilavuuden muuttuminen lämpötilan ja paineen funktiona, voidaan käyttää seuraavia riippuvuuksia.

Tavallisen hydraulioöljyn tilavuuden lämpölaajenemiskerroin on paineesta ja lämpötilasta riippuen välillä $\alpha = 5 \cdot 10^{-4} - 7 \cdot 10^{-4} / \text{aste}$.

Tilavuuden muutos saadaan kaavasta

$$\Delta V_T = V \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (3)$$

Tämän perusteella öljyn tilavuus muuttuu noin 3 % lämpötilan muuttuessa 50 °C. Kuva 23 antaa hydraulioöljyn lämpölaajenemiskertoimen lämpötilan ja paineen funktiona.

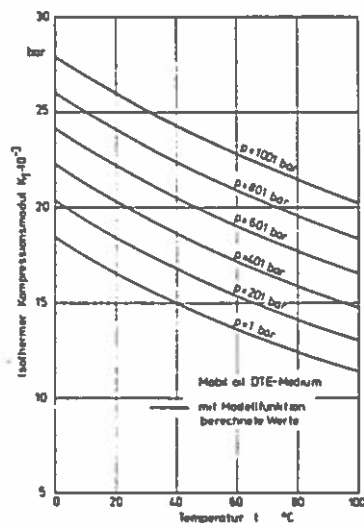


Kuva 23. Hydraulioöljyn lämpölaajenemiskerroin lämpötilan ja paineen funktiona /29, s. 116/.

Hydraulioöljyn puristuskerroin vaihtelee välillä $B = 1500\text{--}2500$ MPa. Tilavuuden muutos saadaan kaavasta

$$\Delta V_p = V \cdot \frac{1}{B} \cdot \Delta p \quad (4)$$

Tämän mukaan öljyn paineen noustessa 0 MPa:sta 80 MPa:in pienenee öljyn tilavuus noin 4 %. Kuvassa 24 on esitetty öljyn puristuskerroin lämpötilan ja paineen funktiona.



Kuva 24. Hydraulioöljyn puristuskerroin lämpötilan ja paineen funktiona /29, s. 117/.

6.3 Esimerkkejä sukellusalusten kompensointijärjestelmistä /4/

Paineen kompensointia käytetään lähes vastaavasti sekä hydraulijärjestelmissä että öljyllä täytetyissä sähköjärjestelmissä. Vuodot on helpompi eliminoida sähköjärjestelmässä, sillä paine suhteessa ympäristöön voidaan helpommin pitää vakiona.

Hydrauliijärjestelmän painepuolella saattaa paine olla 10-20 MPa korkeampi kuin veden paine ympäristössä, lisäksi esiintyy paineiskuja ja paineen vaihtelua, jotka lisäävät vuotoja. Hydrauliijärjestelmän sisäinen tilavuuden vaihtelu vaatii myös suuremman kompensattorin.

Seuraavassa tekstissä on esitetty kahden hydrauli- ja kahden sähköjärjestelmän kompensointia. Lyhytaikaisessa käytössä ei vuotojen osuus tule merkittäväksi. Lähdetekstistä ei tule ilmi vuotojen merkitys.

U.S. Navyn aluksessa Trieste II (valmistunut 1964) sähköjärjestelmä on painekompensoitu kumiputkikompensoattoreilla, joiden materiaali on kudosvahvikkeista neopreenikumia (kuva 19.). Järjestelmän positiivinen paine-ero on saatu aikaiseksi kompensattorin ja muun järjestelmän korkeuserolla. Laitteisto on suunniteltu 6100 m:n syvyyteen ja testattu 9150 m:n syvyydessä.

Periaatteena suunnittelussa on ollut päästä yksinkertaiseen, varmatoimiseen järjestelmään. Kompensointiöljynä käytettiin 1 cSt:n silikoniöljyä, joka aiheutti ongelmia sähkömoottoreiden laakereissa huonon voitelukykyensä vuoksi.

Kompensointijärjestelmän koko tilavuus on 20 litraa, josta kumiputkikompensoattorit muodostavat suurimman osan. Kompensattoreita kuului järjestelmään yhteensä 19 kpl.

Vuonna 1968 valmistuneissa USA:laisissa aluksissa Sea Cliff/Turfle hydrauliijärjestelmän kompensattoreina käytetään yhtä tai kahta sylinteriä, joiden mäntä on esikuormitettu jousella (kuva 21). Kompensointiöljynä oli sama kuin hydrauliöljy eli normaali hydrauliöljy MIL-H-5606. Sähköjärjestelmän kompensointi oli samanlainen, mutta öljynä oli 1 cSt:n silikoniöljy.

Laitteisto on testattu 1980 m:n syvyydessä kokonaan ja osa 2970 m:n syvyydessä. Arvioitu vuodoista aiheutuva kompensattorin tilavuuden muutos on 2 %/100 h:n käyttöaika. Järjestelmän öljyn tilavuus oli noin 140 litraa, josta kompensattorin tehollinen tilavuus on 8 %.

Tiivisteinä käytettiin huuli-, liukurengas- ja O-rengastii-
visteitä. Kompensattorin materiaali oli Monelia, jouset
BeCu:a ja kumiosat Buna-N- eli nitrilikumia.

Vuonna 1970 rakennettu Deepstar 20000 on suunniteltu toimi-
maan 6100 m:n syvyydessä, mutta testattu 9150 m:n syvyyteen
asti. Kompensattorina on teräspallon sisällä sijaitseva
kumipussi, jolla ei saada aikaan paine-eroa muutoin kuin
hydrostaattista korkeutta muuttamalla. Kompensointi- ja
hydrauliöljynä on Brayco Micronic 762 hydrauliöljy. Sen
viskositeetti vaihtelee välillä 3,4 cSt (1 bar, 38 °C) ja
36 cSt (624 bar, 0 °C).

Kompensattorin tilavuus on 17,2 % koko öljyn tilavuudesta,
joka on 75,7 litraa. Kompensointijärjestelmää suunnitel-
taessa on pyrkimyksenä ollut saavuttaa pieni paino ja koko.

USA:laisen Lockheedin DSRV 1 ja 2 (Deep Submergence Rescue
Vehicle), jotka valmistuivat vuosina 1970 ja 1971, on suun-
niteltu toimimaan 1525 m:n syvyydessä. Sähköjärjestelmän
kompensattorina on jousella esijännitetty, hermeettisesti
tiivistetty mäntäkompensattori (kuva 22). Kompensointiöl-
jynä on 1 cSt:n silikoniöljy.

7. TIIVISTEET

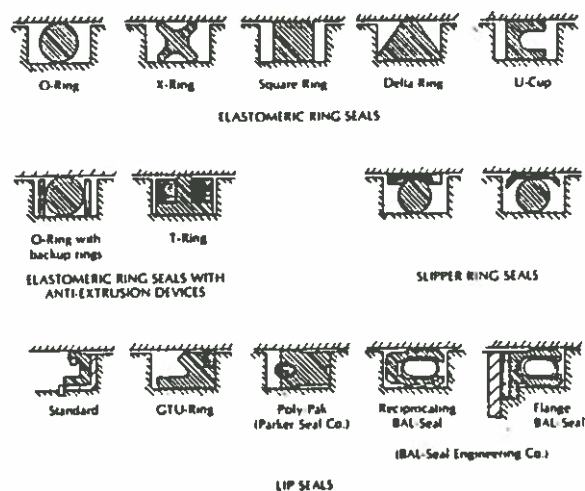
7.1 Tiivistetyyppien periaatteellinen jaottelu

7.1.1 Välykselliset

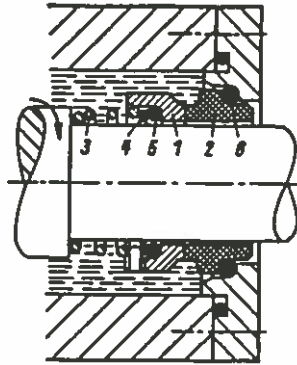
Vaikka puhutaan periaatteessa välyksellisistä tiivisteistä, kuuluvat niihin rakenteet, joiden tiivistepinnat koskettavat toisiaan sekä rakenteet, joissa on kiinteä tai säätävä välys.

Koskettavat rakenteet

Koskettaviksi rakenteiksi sanotaan sellaisia, joissa periaatteessa ei ole välystä tai se on kontrolloimaton. Näitä ovat esimerkiksi liukurengastiivisteet, O-renkaat ja huulitiivisteet.



Kuva 25. Muotoiltuja kumitiivisteitä /3, s. 130/.

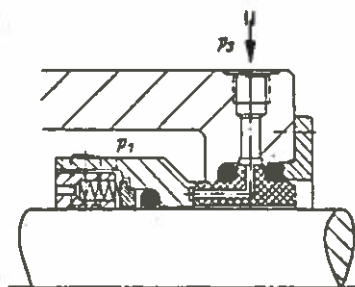


Kuva 26. Tyypillinen liukurengastiiviste
 1. jousitettu liukurengas, 2. kiinteä rengas,
 3. jousi, 4. tukirengas, 5. staattinen tiiviste,
 6. O-rengas

Saatavuus, sovellettavuus, yksinkertaisuus ja pienet vuodot tekevät kosketustiivisteistä hyvän vaihtoehdon vedenalaisiin laitteisiin. Kuitenkin ongelmia saattaa esiintyä, kun tiivistetään suurissa paine-eroissa ja suurilla akselinopeuksilla joitain eksoottisia nesteitä.

Säätäväväläyksiset rakenteet

Säätäväväläyksiset tiivisteet on muotoiltu ja rakennettu siten, että käyttöolosuhteet säätävät tiivisteiden välystä. Tyypillisesti tällöin käytetään hyväksi esiintyvää paineeroa.



Kuva 27. Säätäväväläyksinen liukurengastiiviste /6, s. 18/.

Vällys ja sen mukana vuoto vaihtelevat paineen ja/tai pyörimisnopeuden funktiona ennalta säädetyllä tavalla. Tällöin esiintyy yleensä suurempi vällys ja suurempi vuoto kuin kosketustiivisteillä.

Nämä tiivisterakenteet ovat erikoistarkoituksia varten suunniteltuja eivätkä tavallisesti ole varastotavaraa. Ne on tarkoitettu yleensä suuriin pyörimisnopeuksiin ja suuriin paine-eroihin, joissa kosketustiivisteet eivät toimi tyydyttävästi.

Suurehko vuoto ja hankala sovellettavuus ovat haittapuolina vedenalaisessa käytössä.

Kiinteävällyksiset rakenteet

Kiinteävällyksisten tiivisteiden tyypillisimmät esimerkit ovat labyrinthi- ja rakotitiivisteet, joissa ei ole toisiaan vasten hankaavia pintoja, vaan tiivisteenä toimii vaatimusten mukaan mitoitettu kiinteä vällys.

Näitä rakenteita ei ole yleensä varastotavarana, sillä normaalisti tiiviste on osana koko rakennetta. Vuoto on suurempi kuin koskettavilla tai säätyvävällyksisillä, sillä varmuustekijöiden vuoksi joudutaan vällys mitoittamaan suurehkoksi.

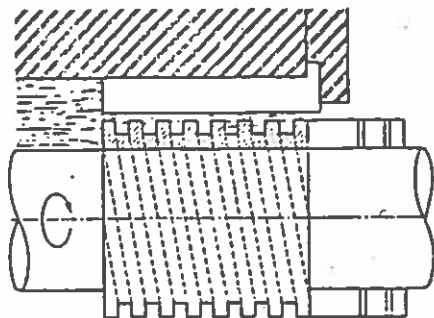


Kuva 28. Kiinteävällyksisiä tiivisteitä: kiinteä holkki ja labyrinthitiiviste /7, osa I liite 2/.

7.1.2 Nestevoimiin perustuvat tiivisteet

Viskoosi- ja ruuvitiivisteet

Nämä tiivisterakenteet käyttävät hyväkseen viskoosivoimia pumppaamalla viskoosista ainetta paine-eroa vastaan. Rakenne vastaa ruuvipumppua.

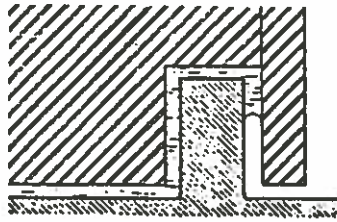


Kuva 29. Ruuvipumppu eli viskoositiiviste /7, osa I/.

Tämä periaate ei tiivistä staattisesti eikä yleensä kuin akselin toiseen pyörimissuuntaan. Tiiviste on tehokkain toimintapisteessään, jolloin se ei vuoda. Jos toimintapisteeseen arvioista (pyörimisnopeus, paine-ero, nesteen viskositeetti) poiketaan, alkaa se helposti vuotaa.

Keskipakovoimaan perustuvat rakenteet

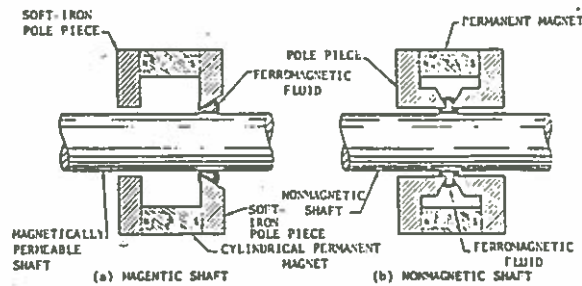
Tällainen tiiviste on periaatteeltaan yksinkertaisimmillaan pyörivä kiekko, joka pyörii pienessä nestetilassa. Keskipakovoiman aiheuttama tiivistys on verrattavissa ruuvitiivisteeseen, se ei tiivistä muulloin kuin akselin pyöriessä. Soveltuu huonosti vedenalaiseen tiivistykseen.



Kuva 30. Keskivakotiiviste /7, osa I/.

Magneettinestetiivisteet

Periaatteellinen rakenne on sylinterimäinen kestmagneetti, joka pitää magneettisen nesteen rungon ja akselin välisessä vällyksessä. Magneettiset voimat ottavat vastaan paine-eron.



Kuva 31. Kaksi magneettisen nesteen avulla tiivistävää rakennetta /7, osa I/.

Kun magneettinen neste ei liukene tiivistettäviin nesteisiin, se toimii esteenä nesteiden välissä. Tätä tiivisteperiaatetta on kokeiltu vedenalaisissa olosuhteissa /23/, jolloin on osoittautunut, ettei se sovellu merenalaisiin

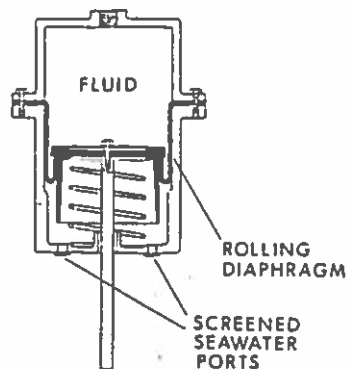
laitteisiin. Tämä johtuu siitä, että meriveden likapartikkelit saastuttavat magneettisen nesteen ferromagneettisella liialla. Tulevaisuudessa voidaan mahdollisesti soveltaa veden alle ja varsinkin pieniin paine-eroihin.

Pintajännitykseen perustuvat tiivisteet

Nesteen pintajännitystä tiivisteenä käyttävät rakenteet ovat vielä täysin suunnittelun asteella.

7.1.3 Hermeettiset tiivisteet

Näillä tiivisteillä saadaan vuodoton tiivistys. Tiivisteenä on joustava elastinen kalvo.



Kuva 32. Vuodottomalla tiivisteellä tiivistetty sylinteri /4, s. V-9/.

Tällainen tiiviste on sopiva akseleille tai sylintereille, joilla on lyhyt edestakainen tai rajoitettu pyörivä liike.

7.1.4 Tiivisteet sarjassa

Yksittäisen tiivisteiden paine-eroa tai nesteiden sekoittumista voidaan pienentää asentamalla tiivisteitä peräkkäin. Teollisuudessa käytetään kahta liukurengastiivistettä, joiden välissä on korkeampi paine kuin tiivistettävä paine. Tätä voitaisiin käyttää myös vedenalaisissa laitteissa estämään veden sekoittumista öljyn sekaan.

Vedenalaisissa laitteissa sarjatiivisteillä saavutettaisiin se etu, että meriveden puoleinen tiiviste toimisi suodattimena päästäen vain osan likapartikkeleista läpi. Ulommainen tiiviste voitaisiin korvata huopatiivisteellä, jolloin huopa toimisi suodattimena ja absorboisi likapartikkeleita itseensä. Huopatiiviste on halpa vaihtaa useinkin.

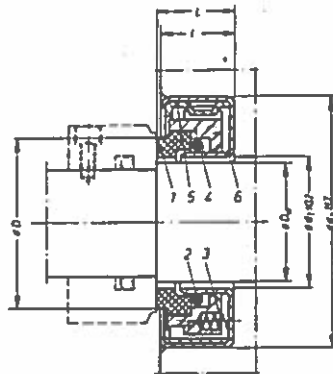
Vaikka sarjatiivistys estää ja hidastaa likapartikkelien pääsyä järjestelmään, se kuitenkin lisää järjestelmän painoa ja kompleksisuutta, varsinkin jos tiivisteiden väli kompensoidaan erikseen ympäristön paineeseen. Sarjatiivistys on epäkäytännöllinen, kun tiivistetään useita akseleita.

Veden tihkumista järjestelmään voidaan estää täyttämällä sarjatiivisteiden välinen tila nesteellä, joka ei emulgoi vettä. Tällöin vesi voidaan kerätä tilan alaosaan ja poistaa.

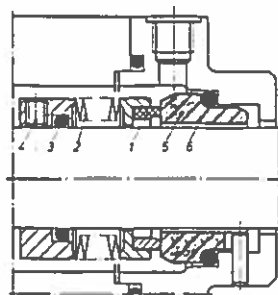
7.2 Tiivisterakenteet

7.2.1 Liukurengastiivisteet

Mekaaniset liukurengastiivisteet voidaan jaotella eri tavoin. Jako voidaan tehdä sen perusteella, onko tiivisteen jousilla varustettu osa kiinnitettynä pyörivään akseliin vai paikallaan pysyvään runkoon. Jos tiivisteen läpimitta on suuri ja akselilla on suuri pyörimisnopeus, on syytä asentaa jousitettu osa runkoon, jolloin akselille saadaan helpommin tasapainotettava kevyt liukurengas.

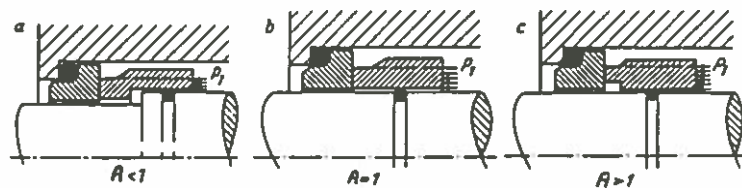


Kuva 33. Liukurengas, jonka jousitettu osa rungossa (Burgmann).



Kuva 34. Liukurengas, jonka jousitettu osa kiinnitetty akseliin (Burgmann).

Tavallisin jakoperuste on tiivisteen paineenalaisten pinta-alojen suhteen mukaan eli onko tiivisteen jousikuormaa lisätty vai kevennetty tiivistettävän paineen avulla. Liukurengastiivisteitä käsittelevä standardi DIN 24960 tuntee myös tähän perustuvan jaottelun. Kovissa paineissa ja suurissa lämpötiloissa käytetään ns. kevennettyä rakennetta, missä tiivistettävä paine pienentää liukurenkaan normaalia pintapainetta. Tällöin kitka ja lämpötila pysyy sellaisella alueella, ettei liukupintojen välinen voitelukalvo katoa. Liiallinen kevennys saattaa aiheuttaa liukupintojen irtautumisen.



Kuva 35. Liukurenkaiden kevennys pinta-alasuhteen avulla /6, s. 17/.

Kevennys voidaan ilmoittaa hydraulisesti kuormitetun pinnan A_K ja liukupinnan A_L suhteella.

$$A = \frac{A_K}{A_L} \quad (5)$$

Kun otetaan huomioon jousien ja muiden joustavien osien vaikutus paineenalaisten pinta-alojen lisäksi, voidaan kirjoittaa yhtälö

$$K_S = \frac{A_K}{A_L} + \frac{K_J}{\Delta p} \frac{I}{A_L} K_E \quad (6)$$

jossa K_S on kevennyssuhde,
 A_K on paineenalainen pinta,
 A_L on liukupinta,
 K_J on jousivakio,
 K_E on joustavien aineiden jousivakio ja
 Δp on paine

Tämä kevennyssuhde vaikuttaa PV-kertoimeen (= paine kertaa liukunopeus).

$$PV = \Delta p \cdot K_S \cdot v \quad (7)$$

jossa Δp on paine ja
 v on liukunopeus

PV-kertoimella voidaan ilmoittaa eri materiaalien ominaisuudet käyttöolosuhteissa.

Käyttöolosuhteet on luokiteltu lähteessä /6/ seuraavasti:

Taulukko 8. Liukurengastiivisteiden käyttöolosuhteiden jaottelu

Alue	Ryhmä	Paine p	Liukunopeus v	PV-luku
Helppo	I	1 bar	10 m/s	10
Keski	II	10 bar	10 m/s	50
Vaikeahko	III	50 bar	20 m/s	500
Rankka	IV	50 bar	20 m/s	500

Lähes suurimpana ongelmana liukurengastiivisteillä on liiallinen lämpeneminen, mikä vedenalaisikäytössä ei tule olemaan vaikeutena. Jos tiiviste joutuu toimimaan myös pinnalla, missä vesi ei jäähdytä rakennetta, saattaa ylikuumenemista esiintyä.

Toisena ongelmana on värinä, mikä saattaa särkeä hauraat liukurengasmateriaalit. Aksiaalinen värinä on vaarallisempaa kuin radiaalinen.

Liukurengastiivisteitä on käytetty vedenalaisissa pumpuissa ja moottoreissa nodulien nostolaitteissa /24/. Tiivistettävänä nesteinä oli merivesi.

Materiaaleina liukurenkaissa voitaisiin käyttää pelkästään metalleja, jolloin kovakaan ympäristön paine ei vahingoittaisi niitä. Metalleilla on kuitenkin huonot liukuominaisuudet ilman voitelua.

Nesteisiin, joissa on kiinteitä partikkeleita, voidaan liukurenkaat tehdä kovista karbiideista. Öljyssä voidaan käyttää karkaistua, grafiittia sisältävää terästä, joka

hankaa valettua tai sintrattua materiaalia vasten. Mahdollisia liukurengasmateriaaleja ovat myös hiili, muovi tai keraamiset aineet.

Muovit

Polyamidia, kumia ja PTFE:tä käytetään lasikuidun ja hiilikuidun kanssa parantamaan lujuutta, lämmönjohtokykyä tai liukuominaisuuksia. Suuremmissa paineissa eivät ole käyttökelpoisia, paine saattaa jopa puristaa muovit hajalle.

Synteettinen hiili ja grafiitti

Synteettisyys tässä on sitä, että hiili- ja grafiittimateriaalien huokokset on täytetty kyllästämällä esimerkiksi hartsilla. Huokoisuus saadaan pienennetyksi alle 2 %, jolloin aine on tarpeeksi läpäisemätöntä nesteille.

Jos pohjamateriaalin ja hartsin lämpölaajenemiskertoimet ovat hyvin erilaiset, saattaa se aiheuttaa tiivisterenkaan hajoamisen.

Kovetettuja amorfisia hiilimateriaaleja voidaan käyttää ryhmien III ja IV olosuhteissa (taulukko 8).

Metallit

Metallisten tiivistepintamateriaalien lujuus on noin kymmenkertainen verrattuna muoveihin tai hiileen. Metallit vaativat kuitenkin jokinlaisen voitelun. Korkeammassa paineissa metallikarbiidit ovat parempia, koska niillä on pienempi kitka ja ne ovat kovempia.

Metallioksidit

Metallioksidit ovat kovia, kemiallisesti inerttejä ja kulu-
tusta kestäviä. Ne eivät helposti hapetu, mutta kestävät
kuivakäyntiä huonosti. Käytetään usein hartseja ja hiiltä
vasten. Metallioksideja on vaikea koneistaa.

Karbiidit

Karbiidit ovat mahdollisesti paras valinta käytettäväksi
merivedessä. Karbiideille on ominaista kovuus ja kulutuksen
kesto, sopivia käytettäväksi alueilla III ja IV (taulukko
8).

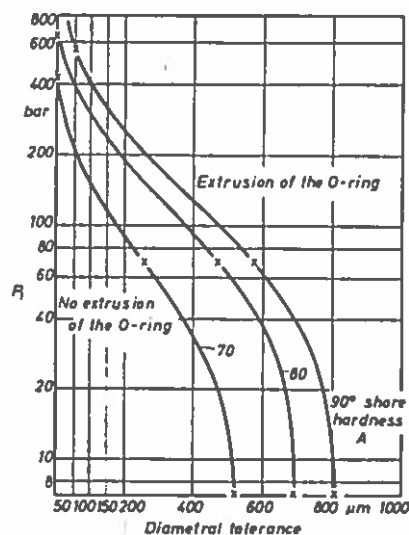
Karbiidit eivät yleensä esiinny puhtaina, vaan metalleihin
sidottuina. Merivedessä ja kemiallisesti syövyttävissä
olosuhteissa täytyy sidosainetta ja karbiidia tarkastella
yhdessä ja erikseen.

7.2.2 O-rengastiivisteet

O-renkaat soveltuvat vedenalaisessa käytössä melko hyvin
staattiseen tiivistykseen pienissä ja suurissa paineissa.
Niitä voidaan käyttää myös dynaamiseen tiivistykseen.

Tiivisteitä valittaessa on tärkeätä, että materiaali on
sopivaa upotettavaksi veteen. Useat elastomeerit turpoavat
joutuessaan kosketuksiin veden kanssa. Tiivistemateriaalit
vaativat yleensä jonkinlaisen voitelun eivätkä kestä kui-
vana käyttöä.

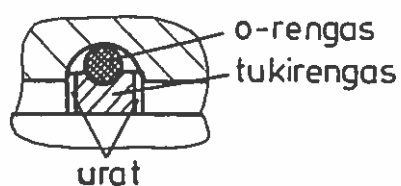
Suuressa paineessa pyrkii O-rengas varsinkin dynaamisessa käytössä pursumaan välykseen. Välykseen tunkeutumista voidaan estää tekemällä O-rengas mahdollisimman kovasta materiaalista tai käyttämällä tukirengasta. Lähteen /3/ mukaan syvänmeren sovellutuksissa on käytetävä noin 90 Shoren kumia. Tukirenkaat voidaan valmistaa PTFE:stä tai fluorikumia. Fluorikumit kestävät kuumassa vedessä paremmin kuin PTFE.



Kuva 36. Nesteen paineen, toleranssien ja kumin kovuuden vaikutus O-renkaan välyksen pursuamiseen (100 000 kuormanvaihtoa nollapaineesta kuvan paineeseen taajuudella 150/min) /6, s. 23/.

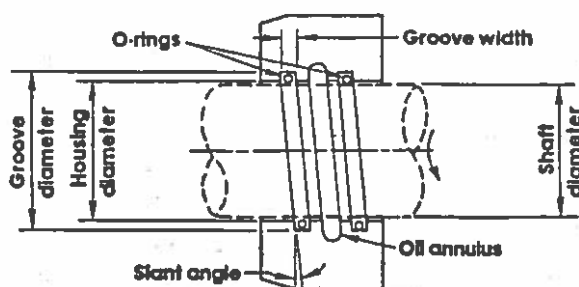
O-renkaan uran ollessa liian kapea saattaa tiivisteen puristusvoima kasvaa liian suureksi ja tiiviste kuluu. Tämä

on mahdollista vedenalaisessa käytössä nousun aikana, kun ympäristön paine laskee. Paineen loukkuun jääminen voidaan estää tekemällä tukirenkaan sivuille lovet.



Kuva 37. Tukirenkaan uritus paineen vapauttamiseksi sen alta.

Suurilla hankausnopeuksilla suurissa paineissa, missä normaalia O-rengastiivistystä pidetään epäkelpona, voidaan tilannetta parantaa asentamalla tiiviste viistosti akselin suhteen.



Kuva 38. Akselin suhteen viistosti asennetut O-renkaat /8, s. 121/.

Tiiviste asennetaan viistoon uraan siten, että se puristuu hieman kokoon. Tällöin O-rengas kestää pyörivän akselin tiivisteenä paremmin kuin silloin, kun se on venytetty akselin päälle /25/. Viistoon asennettu O-rengas kestää dynaamisena tiivisteenä 15 kertaa paremmin kuin tavanomainen rakenne /8/.

Viiston asennuksen etu on siinä, että akselin pyöriessä O-rengas tekee sen suhteen edestakaista liikettä ja kuljettaa samalla voitelevaa nestettä hankauskohtaan. Normaali suora asennus kuluttaa akseliin nopeasti uran, viisto asennus kuluttaa paljon suurempaa aluetta ja ainoastaan kiilottaa akselin pinnan.

O-renkaan suhteellisen edestakaisen liikkeen nopeus akselilla on

$$V_r = 2 \cdot SN \cdot \tan \Theta \quad (8)$$

jossa V_r on suht. liikenopeus,
 S on akselin halkaisija,
 N on kierrosluku ja
 Θ on viistouskulma

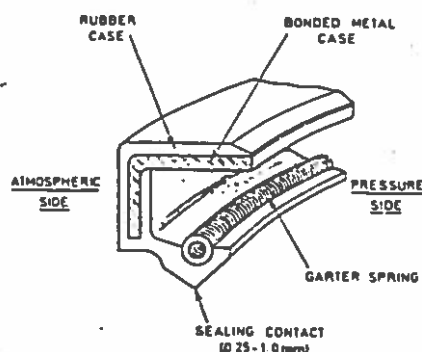
Suositteltu edestakainen nopeus on noin 1.1 m/s tai suurempi /8/.

7.2.3 Profiilitiivisteet

Profiilitiivisteet on yleensä varustettu jousella, joka puristaa tiivistehuulen tiivistettävään pintaan. Tiiviste voidaan tehdä materiaalista, joka ei itse ole kimmoisaa, vaan tarvitsee jousen. Tämä mahdollistaa sen, että on helpompi löytää sellainen materiaali, joka ei kärsi veden läsnäolosta. Profiilitiivisteet ovat yksisuuntaisia.

Jousi voidaan jättää paljaaksi veden vaikutukselle tai upottaa kokonaan tiivistemateriaalin sisään. Jos jousi jätetään paljaaksi, on materiaali valittava korroosiota kestäväksi ja valmistettava sellaiseksi, ettei lika tai vedessä elävä kasvusto pysty estämään sen toimintaa.

Profiilitiivisteiden materiaalina voidaan käyttää PTFE:tä tai fluorikumia. Nämä eivät ole kimmoisia, joten jousi on välttämätön.



Kuva 39. Jousella varustettu profiilitiiviste /7, osa I, liite 3/.

7.2.4 Huulitiivisteet

Huulitiivisteet ovat yksisuuntaisia ja ne on suunniteltu pieniin paine-eroihin. Yleensä vain noin 1 bar:n luokkaa oleviin paineisiin.

Tiivisteiden materiaalin täytyy olla olosuhteisiin sopivaa. Lisäksi vastinpinnan on oltava sileä. Huulitiiviste voidaan vulkanoida metallikehykseen, joka myös voidaan päällystää joustavalla materiaalilla, millä saavutetaan tiiviys ja joustavuus.

Normaalisti voidaan kahta nestettä erottamaan asentaa kaksi huulitiivistettä vastakkain. Tämä on vedenalaisikäytössä hankalaa tiivisteiden välisen tilan painekompensoinnin vuoksi, koska tiiviste on yksisuuntainen.

7.2.5 Männänrenkaat

Polttomoottorista tuttua männäntiivistettä voitaisiin soveltaa vedenalaisen hydraulisynterän tiivistykseen. Metallinen männänrenkas on varsin tunteeton ympäröivälle paineelle. Sen hyvänä puolena on myös pieni kitka, suuri lujuus ja pitkä käyttöikä. Haittana on heikko tiiveys, joka rajoittaa sen käyttöä.

Männänrenkaat valmistetaan yleensä valuraudasta. Tästä syystä ne ovat arkoja muodonmuutoksille, joita aiheutuu esimerkiksi sylinteriputken soikeudesta.

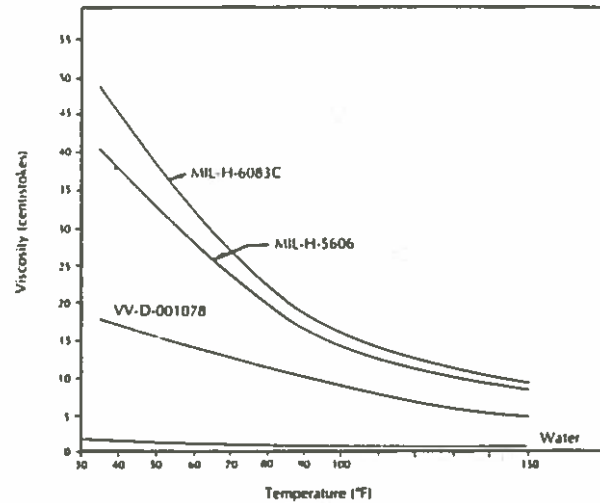
8. HYDRAULI- JA KOMPENSOINTINESTEET

8.1 Nesteille asetetut vaatimukset

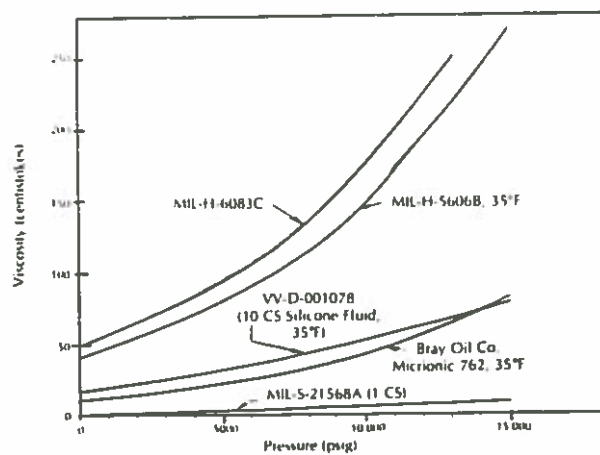
Vedenalaisissa järjestelmissä asettuvat vaatimukset käytettäville nesteille sen mukaan, käytetäänkö niitä hydraulinesteenä, kompensointiväliaineena ja onko kompensoidussa tilassa sähköisiä komponentteja vai ei. Jos käytetään järjestelmää, jossa kaikki komponentit sijaitsevat öljysäiliössä, joka samalla toimii hydraulijärjestelmän tankkina, vaaditaan nesteeltä mm. seuraavia ominaisuuksia.

Jos halutaan nesteen toimivan kellukkeena, pyritään mahdollisimman pienitiheyksiseen nesteeseen. Tiheys on kuitenkin melko vakio riippumatta öljytyypistä.

Huomattavasti tärkeämpi ominaisuus on viskositeetti, joka öljyillä pitäisi olla noin 5-15 cSt lämpötilassa 20-40 °C ja 1 bar:n paineessa. Ratkaisevaa vedenalaisessa käytössä on kuitenkin viskositeetti kovassa paineessa. Öljyn viskositeetin riippuvuus paineesta on merkittävämpi kuin lämpötilariippuvuus, sillä meriveden lämpötila on aina 0 °C:n yläpuolella. Jäähdytys vedessä on helppo järjestää niin, että järjestelmän lämpötila pysyy lähes vakiona.



Kuva 40. Eri öljyjen viskositeetti lämpötilan funktiona /3, s. 81/.



Kuva 41. Eri öljyjen viskositeetti paineen funktiona /3, s. 82/.

Öljyn pitää omata hyvät voiteluominaisuudet, mikä on suurin syy siihen, että vesi soveltuu huonosti väliaineeksi hydraulijärjestelmään.

Käytettävän nesteen kokoonpuristuvuuden olisi oltava mahdollisimman pieni. Suuri kokoonpuristuvuus aiheuttaa normaalien jousto-ongelmien lisäksi vedenalaisessa järjestelmässä kompensattorin koon kasvamisen. Samasta syystä olisi öljyllä oltava pieni lämpölaajeneminen.

Jos halutaan käyttää joitain erikoisempia nesteitä, on varmistettava, että ne sopivat käytettäviksi järjestelmän materiaalien kanssa. Saattaa olla vaikeakin löytää materiaaleja esimerkiksi tiivisteisiin, jotka ovat inerttejä sekä meriveden että väliainenesteen suhteen.

Meriveden korrodoivan vaikutuksen vuoksi olisi öljyn oltava hyvin suojaavaa, vaikka hieman merivettä olisi joutunut öljyn sekaan.

Jos järjestelmässä esiintyy paikallisesti suuria lämpötiloja, olisi väliaineen omattava hyvät lämmönjohto-ominaisuudet.

Järjestelmässä käytettävien sähkökomponenttien vuoksi täytyisi öljyn olla hyvin sähköä eristävää. Jos vettä tihkuu öljyn sekaan, täytyy öljyllä olla veden emulgointikyky, ettei vesi jää pisaroiksi.

Öljyn palokerkyys tulee kriittiseksi varsinkin silloin, kun sitä käytetään ihmisiä kuljettavissa laitteissa. Öljyn leimahduspisteen minimiarvoksi vedenalaisikäytössä antaa lähde /4/ 150 °C. Turvallisuuden takia olisi öljyn oltava myös myrkytöntä, kemiallisesti stabiilia ja helppoa käsitellä.

Laitteiston toimivuuden kannalta vaaditaan öljyltä pieni kaasunimeytyskyky ja pieni vaahtoontuminen.

Käytännössä saattaa tärkeäksi tekijäksi muodostua öljyn saatavuus ja kaupallisesti edullinen hinta.

8.2 Veden sekoittuminen öljyyn

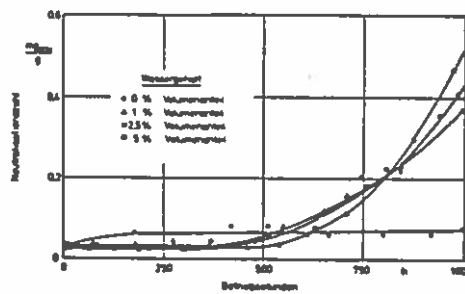
Kuten aiemminkin on todettu, pyrkii vettä aina tihkumaan öljyn sekaan, yritettiinpä sitä estää millä keinoin tahansa. Jos öljy pystyy muodostamaan stabiileja emulsioita veden kanssa, saavutetaan tiettyjä etuja.

Kun vesi ei jää pisaroina öljyn joukkoon, sen syövyttävä vaikutus estyy. Sähköosien kanssa toimii vettä emulgoiva öljy myös paremmin, sillä vesipisarot öljyn seassa saattavat aiheuttaa sopivuudet öljyille, joilla on taulukossa 9 annetut emulgointiarvot. Jotkut öljyt emulgoivat vettä, jos niitä jatkuvasti sekoitetaan.

Taulukko 9. Vettä emulgoivien öljyjen soveltuvuus sähköosien kanssa käytettäväksi /4/

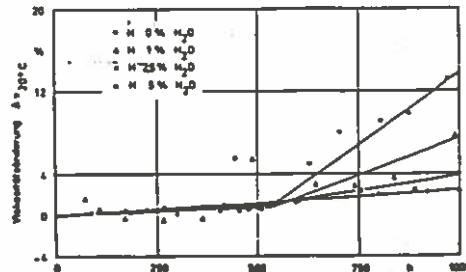
Sopivuus sähkömoottoreiden kanssa käytettäväksi	Aika, joka tarvitaan veden erottumiseen
- sopiva	5 min.
- kyseenalainen	1-5 min.
- ei sovi	1 min.
- sopiva kontaktoreihin ja kytkimiin tai vast.	ei emulgointikykyä

Veden vaikutuksia itse öljylle ja järjestelmälle on esitetty lähdeteoksessa /21/. Öljy, jossa on vettä joukossa, vanhenee ja hapettuu nopeammin kuin puhdas öljy. Kuvassa 42 on seostamattoman öljyn neutralointiluvun muutos eri vesimäärillä. Tästä nähdään, että hapettuminen alkaa voimakkaasti noin 500 käyttötunnin jälkeen ja on ketjureaktion kaltainen eli kiihtyvä.



Kuva 42. Lisäaineettoman mineraaliöljyn, johon on lisätty vettä 0-5 %, neutraloitumisluku ajan funktiona /21, s. 24/.

Vesi vaikuttaa viskositeetin muuttumiseen siten, että viskositeetin kasvu pysyi puhtaalla perusöljyllä vakiona koko 1000 tunnin testijakson ajan. Veden lisäys öljyyn vaikutti siten, että 500 tunnin kohdalla viskositeetti alkoi nousta sitä enemmän, mitä enemmän vettä oli joukossa. Kuvassa 43 on esitetty viskositeetti testin aikana. Käyrän kulmapiste osuu samaan kohtaan kuin hapettumisen kasvun alku, eli viskositeetin kasvu johtuu hapettumistuotteiden lisääntymisestä.



Kuva 43. Lisäaineettoman mineraaliöljyn, jossa on vettä joukossa 0-5 %, viskositeetin muutos ajan funktiona (mittauslämpötila +20 °C) /21, s. 24/.

Veden vaikutusta öljyn korroosiosuojaominaisuuksiin on lähteessä /21/ tutkittu sekä laboratorio- että käytännön olosuhteissa DIN 51585 mukaan. Taulukossa 11 on selvitetty DIN 51585 mukainen numerokoodaus. Laboratoriokokeen tulokset on esitetty taulukossa 10 ja käytännön kokeen tulokset taulukossa 12.

Taulukko 10. Eri öljyjen korroosiotaipumus laboratorioskokeissa DIN 51585:n mukaan /21, s. 28/

Druck- flüssig- keit	Betriebsstunden [h]				Wassergehalt
	0	500	1000	1500	
H	2				ohne
HLP	0	0	1		ohne
	0	0	1	1	1 %
					5 %
HLP-D-I	0	0		0	ohne
	0	2		2	5 %
HLP-D-II	0-1			0	ohne
	0		0		5 %

Taulukko 11. Terässauvojen korroosioaste DIN 51585:n mukaan /21, s. 28/

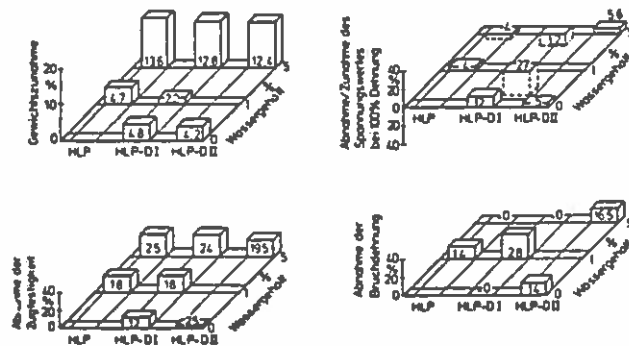
Korroosio- grad	Bedeutung	Beschreibung
0	Keine Korrosion	Unverändert
1	Geringe Korrosion	Höchstens 5 Korrosions- stellen, von denen keine einen Durchmesser von mehr als 1 mm hat
2	Mäßige Korrosion	Nicht mehr als 5 % der Oberfläche korrodiert, aber mehr oder größer als Korrosionsgrad 1
3	Starke Korrosion	Über 5 % der Oberfläche korrodiert

Taulukko 12. Terässauvojen korroosioaste kestoko-
keessa DIN 51585:n mukaan /21, s. 28/

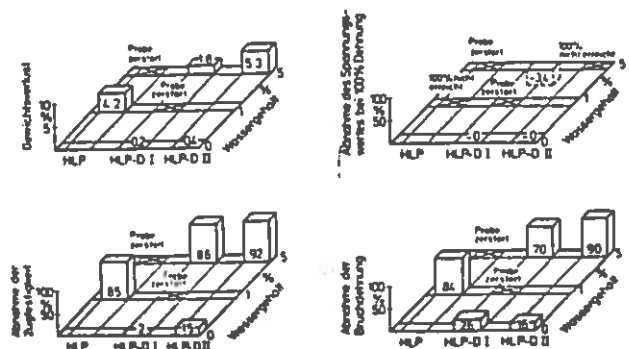
Druck- flüssigkeit	Wasser- gehalt [%]	Korroosio- grad
H	0	0
H	1	3
H	2,5	3
H	5	2
HL	2,5	3
HL	5	1
HLP	0	0
HLP	1	0
HLP	5	0
HLP D-I	0	0
HLP D-I	1	3
HLP D-I	5	3
HLP D-II	0	0
HLP D-II	5	0

Käytännön koe suoritettiin siten, että käytössä olevan hydraulijärjestelmän öljyn sekaan pantiin terässauvoja, joiden ruostumista tarkkailtiin. Pahin korroosio aiheutui HLP-D-1 -öljyllä (DIN 51525), jossa sekä 1 % että 5 % vesimäärä aiheutti 24 tunnin aikana terässauvaan korroosion, joka vastaa astetta 3 DIN 51585:ssä.

Veden vaikutusta tiivistemateriaaleihin tutkittiin nitriilikumilla (NBR) sekä polyuretaanilla (PUR). Kuvissa 44 ja 45 on esitetty näiden materiaalien painonlisäys, 100 % venytykseen tarvittavan jännityksen muutos sekä vetolujuuden ja murtovenymän väheneminen. Polyuretaani oli niin sopimatonta veden vaikutukselle, että useissa kohdin mitauksia ei voitu suorittaa.

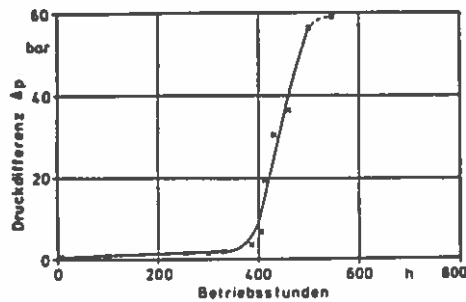


Kuva 44. Nitriilikumin (NBR) painon lisääntyminen, 100 %:n venytykseen tarvittavan jännityksen muutos sekä vetolujuuden ja murtovenymän pieneneminen vesi-öljyseoksessa /21, s. 28/.



Kuva 45. Polyuretaanikumin painon lisääntyminen, 100 %:n venytykseen tarvittavan jännityksen muutos sekä vetolujuuden ja murtovenymän pieneneminen upotettaessa öljyyn, jossa on vettä joukossa /21, s. 28/.

Öljyn seassa olevan veden vaikutusta öljyn suodatukseen tutkittiin HLP-öljyllä, jossa oli 1 % vettä. Suodattimen aiheuttama painehäviö on esitetty kuvassa 46. Painehäviön kasvu johtuu öljyyn muodostuvista korroosio- ja hapettumistuotteista. HLP-öljy sisältää korrosionestoaineita siten, että sen korroosiosuoja teräkselle on A luokiteltuna DIN 51585:n mukaan.



Kuva 46. Erään suodattimen painehäviön muutos HLP-öljyllä, jossa on 1 % vettä joukossa /21, s. 29/.

8.3 Öljyjen tyypilliset ominaisuudet

Öljyjen viskositeetin riippuvuus paineesta on merkittävä puhuttaessa paineesta noin 30 MPa tai enemmän, kuten jo aiemmin on tullut esille. Orgaanisilla öljyillä on yleensä sääntönä, että mitä korkeampi on öljyn viskositeetti ilmanpaineessa, sitä suurempi on viskositeetin paineriippuvuus. Polymeereillä voidaan pienentää tavallisten orgaanisten öljyjen paineriippuvuutta.

Taulukossa 14 ja kuvissa 47, 48 ja 49 on esitetty kolmen eri öljyn (taulukko 13.) viskositeetin paine- ja lämpötilariippuvuudet. Taulukon 13. näyte a on DIN 51585 mukainen CLP 32 voiteluöljy, jonka viskositeetti +40 °C:ssa on 29 cSt. Näyte e on HLP-hydrauliöljy ja näyte f on 40 % vesiseos.

Taulukko 13. Öljyt, joita on käytetty taulukon 14 ja kuvien 47-49 kokeissa

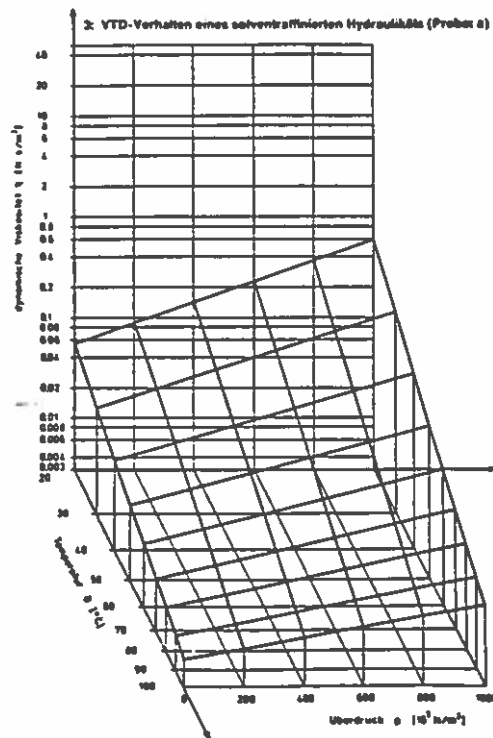
Probe	Kurzbeschreibung (DIN 51502, ISO VG)	Einsatz	Kin. Viskosität η 40 °C [mm ² /s]	Dichte ρ 15 °C [$\frac{g}{cm^3}$]
a	Solventraffinat (CLP 32)	Getriebe und Hydraulik	29	0,880
e	Hoch VI-Hydrauliköl (HLP 46)	Hydraulik	46	0,873
f	Polyglykol-Wasser-Lösung (HFC 46) 140 Gew %, Wasser	Hydraulik	43	1,070

Taulukosta 14 nähdään, että näytteen a viskositeetti 80 MPa:n paineessa ja 0 °C:ssa on $2500,9 \cdot 10^3 \text{ N s/m}^2 = 2841 \text{ cSt}$ (tiheys = 880 kg/m^3), mikä tarkoittaa noin 100-kertaista viskositeetin nousua.

Taulukko 14. Taulukon 13 öljyn a viskositeetin muuttuminen lämpötilan ja paineen funktiona /17, s. 904/

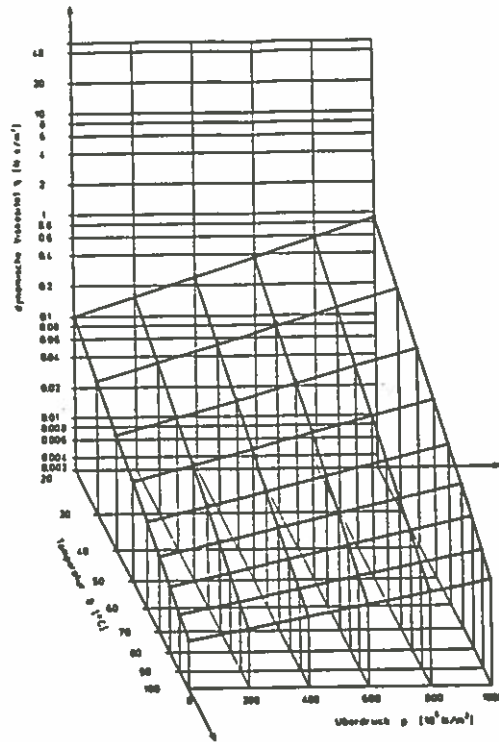
θ (°C)	Tabel 2: Datenblatt zum VTD-Verhalten, Probe a										
	Überdruck p (10 ⁵ N/m ²)										
	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
0	183,0	253,8	351,9	487,9	676,6	938,1	1300,8	1803,6	2500,9	3467,7	4808,2
10	95,9	128,2	171,3	229,0	306,0	408,9	546,5	730,3	975,9	1304,2	1743,0
20	56,3	77,9	94,5	127,6	159,9	209,9	266,9	346,0	448,6	581,5	753,7
30	35,9	48,4	57,4	72,5	91,8	115,7	146,3	184,8	233,5	295,0	377,8
40	24,5	30,3	37,5	46,3	57,9	70,8	87,6	108,3	133,9	165,3	204,6
50	17,6	21,4	26,0	31,8	38,2	46,4	56,3	68,3	82,9	100,5	122,0
60	13,2	15,8	18,9	22,5	26,9	32,1	38,3	45,7	54,6	65,1	77,8
70	10,3	12,1	14,2	16,8	19,7	23,2	27,3	32,1	37,8	44,9	52,3
80	8,2	9,6	11,1	12,9	15,0	17,4	20,2	23,9	27,3	31,7	36,9
90	6,8	7,8	8,9	10,2	11,7	13,5	15,6	17,8	20,4	23,5	27,0
100	5,8	6,4	7,3	8,3	9,4	10,7	12,2	13,9	15,8	17,9	20,4
Viskosität η (N · s/m ²) in Abhängigkeit von Druck und Temperatur 10^{-3}											
η	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
η	3,268	2,900	2,596	2,339	2,121	1,933	1,770	1,628	1,499	1,385	1,283
Druckkoeffizient α (1/mbari) in Abhängigkeit von der Temperatur											
α	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
α	644,40	681,18	717,97	754,75	791,53	828,31	865,09	901,87	938,65	975,43	1012,21
β	0,2073	0,1952	0,1837	0,1730	0,1629	0,1533	0,1444	0,1358	0,1279	0,1205	0,1134
Koeffizienten α (°C) und β (mPa) in Abhängigkeit vom Druck											

Taulukon 13 asia on esitetty 3-ulotteisena diagrammina kuvassa 47, jota tulkitaan siten, että mennään lämpötila- ja paineakseleita pitkin haluttuun pisteeseen, josta mitataan apuviivojen avulla viskositeetin "korkeus". Tämä mitta siirretään viskositteettiasteikolle, jolta saadaan numeroarvo. +20 °C:ssa voidaan viskositeetin arvo lukea suoraan.

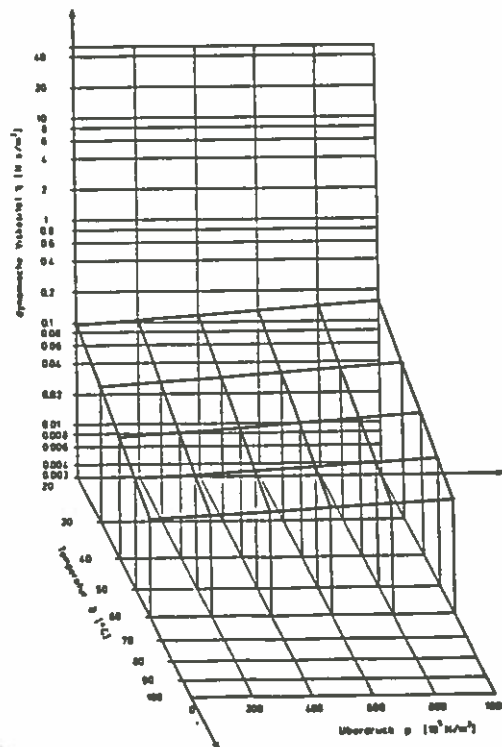


Kuva 47. Hydraulikkaöljyn a (taulukko 13.) viskositeetin muuttuminen lämpötilan ja paineen funktiona /17, s. 905/.

Diagrammi eli kuva 48 antaa arvot hydraulijöljy HLP 46:lle ja kuva 49 HFC-nesteelle, jossa on 40 % vettä.



Kuva 48. Hydraulikkaöljyn η (taulukko 13.) viskositeetin muuttuminen lämpötilan ja paineen funktiona.



Kuva 49. Vesi-glykoli -emulsion viskositeetin muuttuminen lämpötilan ja paineen funktiona /17, s. 906/.

Tulokset ovat huomattavan epäedulliset tavalliselle öljylle, mikä johtuu siitä, että esitetyt öljyt ovat melko paksumia. Ohuemmilla öljyillä viskositeetin paine- ja lämpötilariippuvuus on pienempi.

Viskositeetin on oltava tarpeeksi suuri voiteluominaisuuksien ja vuotojen kannalta, mutta tarpeeksi pieni tehohäviöiden pienentämiseksi. Yleensä öljyllä, jonka viskositeetti on optimi, muut ominaisuudet ovat epätyytyttäviä. Orgaaniset öljyt omaavat yleensä ylivoimaiset voiteluominaisuudet verrattuna silikoniöljyyn.

Silikoniöljyn dielektrisyysominaisuudet ovat erinomaiset, mutta sähkömekaanisten releiden kipinöinti tai hiilipölyhuonontaa sitä ja hajottaa öljyä kemillisesti. Lisäksi esimerkiksi MIL-H-5606 -öljy, joka on tavallinen orgaaninen hydraulioöljy, omaa paremmat dielektrisyysominaisuudet, vaikka öljyn joukossa on 9 % vettä, kuin silikoniöljy, jonka joukossa on 1 % vettä. Silikoniöljyn miinuspuolia ovat vielä huono saatavuus ja korkea hinta.

Sähkökomponenttien kipinöinnistä johtuva öljyn kaasuuntuminen aiheuttaa kaasun liukenemisen öljyyn. Kun kaasua liukenee korkeassa paineessa, kestää kauan ennen kuin se ilmakehän paineessa vapautuu. MIL-H-5606 -öljylle on annettu lähteessä /4/ seuraavat arvot öljystä vapautuvalle kaasulle (imeytyminen 93 MPa:n paineessa, vapautuminen ilmanpaineessa).

Taulukko 15. Kaasua imeytynyt öljyyn (MIL-H-5606) 93 MPa:n paineessa, vapautumisajat ilmanpaineessa

1 h	30 % vapautunut
4 h	70 % vapautunut
16 h	99 % vapautunut

8.4 Kasvisöljyn soveltuvuus veden alle

Koska kasvisöljyn saastuttava vaikutus on erittäin pieni, se tuntuisi sopivalta käytettäväksi meressä uivissa laitteissa.

Myös kasvisöljyn voiteluominaisuudet ovat jopa paremmat kuin tavallisilla mineraaliöljyillä. Rasvojen polaarisuus parantaa voitelukykyä. Kiinnittymällä toisesta päästään voideltaviin seinämiin se muodostaa voitelevan kalvon. Jos kasvisöljyn sekaan joutuu vettä, se pystyy emulgoitumaan öljyn joukkoon. Lisäksi voiteleva kalvo kitkapinnoissa pitää veden erillään niistä, jolloin voitelukyky säilyy.

Viskositeetti on eräällä kasvisöljyllä +40 °C:ssa 34 cSt. Tätä öljyä testattiin laboratorio-olosuhteissa, jolloin 1800 käyttötunnin aikana viskositeetti nousi noin 4 cSt. Kasvisöljyn viskositeetin muuttumisesta 0-80 MPa:n paineissa ei ole tietoa, mutta sen paine- ja lämpötilariippuvuus on pienempi kuin mineraaliöljyillä.

Kasvisöljyn tiheys on suunnilleen samaa suuruusluokkaa kuin mineraaliöljyillä.

Kasvisöljyt antavat korroosiota vastaan huomattavasti paremman suojan kuin mineraaliöljyt, mikä johtuu juuri kasvisöljyn kyvystä kiinnittyä metalleihin. Itse asiassa kasvisöljyä käytetään mineraaliöljyjen joukossa ruosteenestolisäaineena.

Kasvisöljyjen puristusmoduli ei eroa merkittävästi mineraaliöljyjen puristusmodulista.

Mikäli kasvisöljyn viskositeetti ja sähköiset ominaisuudet ovat riittäviä, on kasvisöljy varteenotettava vaihtoehto vedenalaiseen hydraulijärjestelmään. Kasvisöljyn voitelukyky, korroosionesto- ja veden emulgointikyky tekevät siitä mineraaliöljyä sopivamman vedenalaiseen käyttöön.

8.5 Nesteen täyttö

Vedenalaista järjestelmää täytettäessä öljyllä on tärkeätä saada kaikki ilma pois järjestelmästä. Jos ilmaa jää öljyn joukkoon, se aiheuttaa suuren kokoonpuristuvuuden eli suuret joustot ja lisäksi se lämmittää ympäristöään kokoonpuristuessaan. Lisäksi ilman läsnäolo järjestelmässä aiheuttaa kosteuden kanssa voimakasta korroosiota.

Järjestelmä voidaan täyttää periaatteessa kolmella eri tavalla. Öljy voidaan valuttaa painovoiman avulla, pakottaa painetta käyttäen tai imeä tyhjätyttönä.

Kun öljy täytetään kompensoituun järjestelmään, asetetaan kompensoittorin asento noin 2/3-3/4 täydestä. Tämä mahdollistaa öljyn lämpölaajenemisen pinnalla.

Öljyä täytettäessä on järjestelmää hyvä heilutella ja moottoreita pyöritellä ilman poistamiseksi. Öljyä täytettäessä valuttamalla on otettava huomioon, että täyttöpiste sijaitsee järjestelmän ylimmässä kohdassa.

8.6 Nesteiden puhdistus

Hydraulinesteen jatkuva suodatus ja puhdistus tai sen vaihtaminen huoltojen aikana on tärkeätä, sillä bakteerit ja sienet voivat elää ja lisääntyä hiilivetynesteissä. Trooppisessa ympäristössä on optimiolosuhteet näiden mikro-organismien lisääntymiselle, etenkin vesi-öljy -ympäristössä. Eliöitä pääsee järjestelmään akselin tiivisteistä, ilmenttiileistä, vesiventtiileistä ja dynaamisista O-rengastiivisteistä. Kasvusto muodostaa liejua ja limaa, joka saattaa tukkia suodattimet.

Jos laitteella käydään usein pinnalla, voidaan öljy puhdistaa aina tällöin. Öljy kierrätetään erillisen suodatinpiirin kautta, joka puhdistaa öljyn. Öljyn sekaan joutunut vesi voidaan keittää pois. Tällöin on muistettava, että useat pieniviskoosiset öljyt syttyvät herkästi, jopa +100 °C:ssakin. Jos veden poisto suoritetaan alipaineessa, vesi kiehuu kylmempänä. Alipaine auttaa myös ilman poistumista.

Suositteltu suodatinkoko käytettäväksi sukellusveneissä on 10 μm :n tai hienempi absoluuttinen suodatin. USA:laisessa noin 1800 m:in sukeltavassa miehittämättömässä laitteessa käytetään sekä imu- että paluupuolella 3 μm :n suodatinta /19/. Lähteessä /20/ on esitetty miehitetty laite, joka sukeltaa 914 m:in. Sen hydraulijärjestelmässä on 0,5 μm :n nimelliskoon omaava suodatin.

Suodatuksen ja järjestelmän toiminnan kannalta on hyvä, että kaikki öljyn joukkoon päässyt vesi saadaan erotetuksi. Voidaan käyttää järjestelmän alaosaan sijoitettuja keräilijöitä, joihin öljy valuu. Näistä se poistetaan venttiilien avulla.

On myös mahdollista käyttää keskipakoerottimia tai vettä imeyttäviä aineita. Veden erottaminen ja poistaminen öljystä on erittäin tärkeätä, sillä sillä on useita haittavaikutuksia (ks. kohta 8.2). Vastaavanlaisia venttiileitä, joilla vesi poistetaan hydraulijärjestelmän alaosasta, voidaan käyttää kaasujen poistamiseen järjestelmän yläosasta.

9. KOELAITTEISTON SUUNNITTELU

9.1 Perusteita

Koska vedenalaiseen käyttöön tulevaa hydraulijärjestelmää ja sen komponentteja on käytännössä mahdotonta testata ja mitata todellisessa ympäristössä, on kokeiden suorittamiseksi rakennettava laitteisto, jolla simuloidaan vedenalaisia olosuhteita.

Koelaitteistona voidaan käyttää painesäiliötä, jolla saadaan aikaan tarvittava hydrostaattinen paine. Säiliö voidaan haluttaessa täyttää merivedellä, kun halutaan mukaan veden syövyttävä vaikutus. Koesäiliö voidaan täyttää myös öljyllä, jos halutaan tutkia kompensoituun öljyyn upotettavia komponentteja.

Koska yli 97 % merenpohjasta on matalampaa kuin 6 km, voitaisiin lähteä siitä, että 60 MPa:n paineen kestävä laitteisto on riittävä. Kuitenkin on koneensuunnittelussa yleisenä periaatteena pyrkiä riittävään varmuuteen. Tämä vuoksi painesäiliön paineeksi pyritään saamaan riittävä paine.

Tämän suuruusluokan paineastiat eivät ole enää lähelläkään standardituotteita. Osien saatavuus ja käytännössä hinta tulevat rajoittaviksi tekijöiksi tällaista koelaitteistoa suunniteltaessa.

Vaikka pyrkimyksenä on komponenttien ja yksinkertaisten järjestelmien testaus, on paineastian tarvittava sisähalkaisija vähintään 300 mm. Kun paineastian sisädimensioita suurennetaan, kasvaa myös seinämän paksuus.

Hydraulijärjestelmää paineastiassa testattaessa on tehon tuottamisessa kaksi periaatetta. Tehoa tuottava hydraulipumppu voidaan sijoittaa paineenalaiseen tilaan tai teho tuodaan putkilla painesäiliön seinämän läpi. Jos pumppu ja sähkömoottori sijoitetaan säiliön sisälle, ne ottavat tilaa muilta komponenteilta.

Jos tilansäästämisen vuoksi valitaan hydraulisen tehon tuottamiseksi ulkopuolinen pumppu, täytyy pumpun painekeston olla sama kuin paineastian käyttöpaine lisättynä testattavan hydraulijärjestelmän työpaineella. Pumpun paineeksi tulee tällöin noin 100 MPa:n luokkaa oleva paine. Pumpuna voidaan käyttää esimerkiksi paineilmakäyttöisiä, sykkivän tilavuusvirran antavia pumppuja, vaikka näillä ei saadakaan kovin suuria tilavuusvirtoja. Peruskokeita voidaan kuitenkin suorittaa, vaikka tilavuusvirta on luokkaa 2 l/min.

Paineastian minimimitat (sisähalkaisija 300 mm, sisäpituus 600 mm) mahdollistavat testattavaksi esimerkiksi hydraulimoottorin, jota jarrutetaan hydraulipumpulla. Virtauksia kuristamalla voidaan säätää jarrutusta. Vaihtoehtoisesti voitaisiin säiliöön sijoittaa muutama venttiili ja pieni sylinteri. Lisäksi tarvitaan kompensattori, joka nostaa hydraulijärjestelmän paineen samaan kuin paineastian veden paine.

Tällaisella koejärjestelyllä voidaan tutkia hydraulijärjestelmän käyttäytymistä hydrostaattisen paineen alaisena. Yksikertaisia havaintoja, kuten vuodot, laitteiden jumiutuminen tai hajoaminen, voidaan melko helposti tehdä.

9.2 Testisäiliö

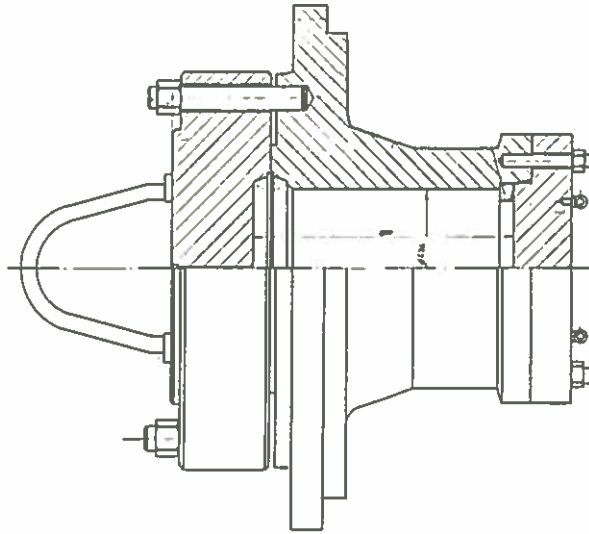
Suomessa on paineastioihin hankittava RS- eli rakennussuunnitelmapäätös. Päätöksen antaa Teknillinen Tarkastuskeskus. RS-hakemukseen vaaditaan paineastiasta SFS-standardien mukaiset lujuuslaskelmat, piirustukset sekä tarvittavat materiaalitiedot ja -todistukset.

Tässä työssä suunniteltavan paineastian vaipan aihiksi valittiin valmiina oleva taekappale. Tässä takeessa on lieriönmuotoinen sisätilavuus. Kyseisen taekappaleen alkuperäinen käyttötarkoitus on ollut olla merenalaisen öljynporauslaitteiston osana.

Vaipan paineenkesto laskettiin paineastiakaavoilla ja tämän paineen mukaan mitoitettiin muut valmistettavat osat. Toisena päätynä voidaan käyttää valmiina olevaa testilaippaa, ja toinen pääty valmistetaan takomalla ja koneistamalla. Valmistettavaan päätyyn tehdään sähköiset ja hydrauliset läpiviennit. Molemmat päädyt kiinnitetään ruuviliitoksella.

Testisäiliön sisähalkaisija on 476 mm ja vapaa sisäpituus 800 mm. Tällöin tilavuus on noin 146 litraa. Aihion seinämäpaksuuden mukaan laskettu maksimikäyttöpaine on 87 MPa. Nämä arvot ylittävät hieman testisäiliölle asetetut minimivaatimukset.

Hydraulinen teho ja mittaussignaalit johdetaan toiseen kanteen tehtävistä läpivienneistä. Hydraulisen tehon läpiviennissä ei ole suurempia ongelmia, sillä painealueelle 0-100 MPa on saatavissa liittimiä ja letkuja. Sähköinen läpivienti tällä painealueella ei kuulu tavallisimpien asennusten piiriin. On kuitenkin saatavissa liittimiä, joista saadaan useita signaaleja johdetuksi ja jotka kestävät tarvittavan paineen.



Kuva 50. Hydrauliiikan testisäiliö 146 l, sisähalkaisija 476 mm ja sisäpituus 800 mm.

9.3 Kokeiden suoritus

Koska kokeet tehdään paineastiassa, on huolehdittava siitä, ettei kova paine purista kasaan hydraulikomponentteja. Hydraulijärjestelmän paine pyritään pitämään suunnilleen samana kuin paineastian veden paine. Ainoastaan normaali hydraulijärjestelmän paine-ero sallitaan.

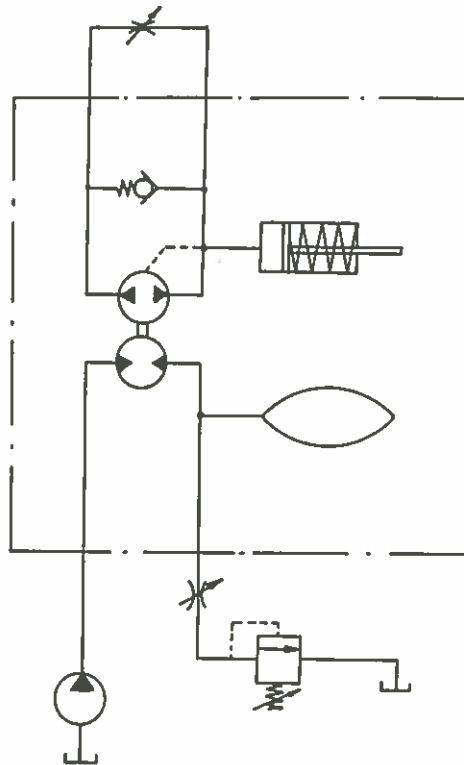
Paine-eron pitäminen kurissa on vaikeata, koska hydraulinen teho tuodaan seinämän läpi ulkopuolelta. Hydraulijärjestelmän paluupuolen paine pyritään pitämään samana kuin paineastian paine. Jos paluupuolen paine laskee nolnaan, puristaa hydraulikomponentteja koko paineastian paine, joka helposti hajottaa normaalipaineisiin suunnitellut komponentit.

Sellaiset hydraulijärjestelmän osat, joista ei tarvita yhteyttä ulkopuoliseen nollapaineiseen tilaan, voidaan kompensoida kuten oikea vedenalainen hydraulijärjestelmä. Painekompensaattorina voidaan käyttää esimerkiksi jousikuormitteista sylinteriä. Sylinteristä on mahdollista mitata männän asento, josta voidaan havaita järjestelmän vuotojen suuruus ja suunta.

Ulos tuleva, tankkipaineinen hydraulilinja kompensoidaan painesäiliön paineeseen. Paluulinjassa, joka päästää paineen nollapaineeseen, voidaan käyttää kuristinta tai paineenrajoitusventtiiliä. Painepuolella pumppu pitää paineen jatkuvasti paineastian veden paineen tasossa tai työpaineen verran sen yli.

Kuristimen tai paineenrajoitusventtiilin käyttö on vaikeata. Koska hydraulijärjestelmän öljyn tilavuus on niin pieni, että suhteellisen pieni tilavuuden muutos aiheuttaa suuren muutoksen paineessa. Kun paineenrajoitusventtiili vapauttaa pienen öljynmäärän, aiheuttaa öljyn pieni kokoonpuristuvuus paineen huomattavan putoamisen. Tämä saattaa aiheuttaa sallitun paine-eron ylittymisen. Sen vuoksi olisi löydettävä keino, joka ei ole kovin herkkä virhetilanteille, paine-eron pitämiseksi sallittuna.

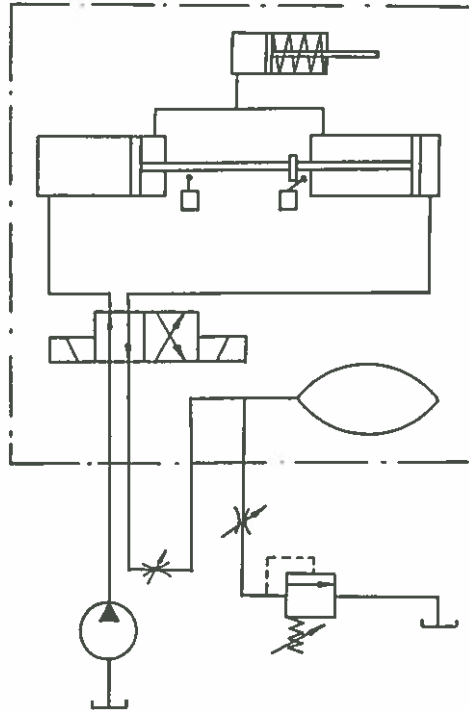
Kuvassa 51 on kaaviokuva koejärjestelystä, jossa teho syötetään hydraulimoottorille, jota jarruttaa hydraulipumppu. Pumpun virtaus tuodaan seinämästä läpi paineastian ulkopuolelle, jossa sen kuristusta voidaan säädellä. Kuvassa on myös pumppupiirin painekompensaattori. Paineastian paine nostetaan kuvassa näkyvällä joustavalla säiliöllä, jonka sisäpuolelle vaikuttaa hydraulijärjestelmän paluupaine. Tämä järjestely on periaatteeltaan yksinkertainen ja pitää varmasti paine-eron sallittuna.



Kuva 51. Koejärjestely hydraulimoottorille, jota jarrutetaan hydraulipumpulla.

Joustavalta säiliöltä vaaditaan kuitenkin yllättävän paljon liikevaraa. Sillä, vaikka veden kokoonpuristuvuus on suhteellisen pieni, on tilavuuden muutos kyseessä olevalla paine-erolla jo huomattava. Jos paine muuttuu vedessä 80 MPa, on veden tilavuuden muutos noin 4 %. Jos paineistetaan koko 146 litran vesimäärä, on kokoonpuristuva tilavuus noin 5,7 litraa. Veden tilavuuttahan kuitenkin pienentää sisälle asennettavat, testattavat komponentit. Veteen voidaan myös tarkoituksella panna teräskuulia tai -tankoja joustavan tilavuuden pienentämiseksi. Suuri joustava tilavuus saadaan aikaan käyttämällä kompensattorina kumipussia. Jopa auton sisärengasta voidaan käyttää paineen tasajana, varsinkin kun se voidaan vaihtaa tarpeeksi usein, jolloin kumin vanheneminen ja haurastuminen ei ole merkittävä.

Kuvasa 52 on koejärjestely, jolla voidaan testata sylintereitä. Kuvan vastakkaisista sylintereistä toinen toimii jarruna ja vastaavasti toinen työsylinterinä. Rajakatkaisijat antavat käskyn venttiilille, joka vaihtaa sylinterien tehtävät. Paineastian paine nostetaan tässäkin järjestelyssä hydraulijärjestelmän paineen avulla.



Kuva 52. Koejärjestely kahdelle hydraulisynterille, jotka vuorotellen toimivat työsynterinä ja jarruna.

9.4 Kokeista saatavat tulokset

Kokeiden tarkoituksena on saada vahvistusta kirjallisuudesta löytyneille tiedoille, verrata vedenalaishydrauliikkaa maanpäälliseen ja selvittää eri komponenttien ja järjestelmien toimivuus. Lyhytaikaisissa kokeissa voidaan testata haluttujen osien käyttäytyminen kovan paineen ympäröimänä. Pitempiaikaisissa kokeissa pystytään testaamaan komponenttien kulumista, syöpymistä ja muita hitaita ilmiöitä.

Toimintakokeissa voidaan mitata paineita, liikenopeuksia, tilavuusvirtoja ym. tekijöitä, joiden avulla voidaan laskea komponenttien sisäisiä kitkoja ja hyötysuhteet. Kun näitä verrataan normaalikäytössä saataviin arvoihin, saadaan ympäristön paineen vaikutus selville.

Kestokokeissa koelaitteistoa käytetään ennalta määrätyn ajan, mikäli järjestelmä toimii hyväksyttävissä rajoissa. Tämän jälkeen laitteisto puretaan ja vauriot tarkastetaan. Mikäli testi joudutaan keskeyttämään komponenttien hajoamisen vuoksi, puretaan laitteisto välittömästi ja vauriot tutkitaan.

10. EHDOTUKSET RATKAISUKSI

Vedenalaiseen hydraulikkaan sopivin ja kannattavin vaihtoehto nykyisin on ympäristön paineen suhteen kompensoitu, öljyä väliaineena käyttävä järjestelmä. Järjestelmän tankkipaine pidetään hieman korkeamana kuin ympäristön paine. Venttiilit, suodattimet ja pumput voidaan sijoittaa öljyn joukkoon. Ainoastaan toimilaitteet ovat veden ympäröiminä.

Öllyksi soveltuu tavallinen pieniviskoosinen öljy. Öljyn tärkeimmät ominaisuudet ovat voitelukyky, sopiva viskositeetti kovassa paineessa ja hyvä korroosion estokyky. Jos öljyyn sijoitetaan sähkömoottoreita ja venttiilin keloja yms., vaaditaan öljyltä lisäksi veden emulgointikyky ja hyvä sähköeristyskyky.

Tiivisteinä voidaan käyttää tavallisia hydraulikan tiivisteitä. On kuitenkin varmistuttava siitä, ettei merivesi turvota ja pilaa käytettyjä elastomeereja. Meriveden syövyttävyys ja muut haittavaikutukset on kuitenkin otettava huomioon kaikissa muissakin materiaaleissa.

11. YHTEENVETO

Vedenalaisessa hydraulikassa kova hydrostaattinen paine aiheuttaa ongelmia, joita normaalisti ei esiinny. Ongelmat ovat kuitenkin kirjallisuuden mukaan ennakoitavissa. Hydrostaattisen paineen lisäksi veden syövyttävä vaikutus ja sopimattomuus tiettyjen materiaalien yhteyteen on myös vaikeutena.

Jos hydraulikan tankkipaine pidetään 0 MPa:ssa, on komponentit tehtävä tarpeeksi lujiksi kestämään ympäröivä paine. Toinen vaihtoehto on sijoittaa hydraulikka paineenkestävän kuoren sisään. Nämä molemmat tavat lisäävät kuitenkin järjestelmän painoa ja kokoa.

Paras tapa öljyä väliaineena käyttävän hydraulijärjestelmän toteuttamiseksi on nostaa tankkipaine ympäröivän paineen mukaan. Tällöin järjestelmän ja ympäristön suurin paine-ero on normaali hydraulikan työpaine. Komponenttien seinämien paksuudet voidaan pitää normaaleina. Tankkipaine pidetään yleensä hieman korkeampana kuin ympäröivän veden paine, millä pyritään estämään veden pääsy järjestelmään.

Paineen kompensointi ympäröivän paineen mukaan tapahtuu komponentilla, jossa on liikkuva tai joustava seinämä. Seinämän toiselle puolelle vaikuttaa ympäröivän veden paine ja toiselle puolelle hydraulikan öljyn tankkipaine. Pieni ylipaine saadaan aikaiseksi esimerkiksi aiheuttamalla jousen avulla kompensattorin seinämään puristava voima.

Vaikka järjestelmässä on pieni ylipaine, tihkuu vetää öljyn joukkoon kaikesta huolimatta. Myös öljyä vuotaa ulospäin. Vaikka vuodot eivät välittömästi olekaan kriittisiä, ne aiheuttavat ajan kuluessa öljyn tilavuuteen muutoksen, joka

vaikuttaa kompensattorin vaadittavaan kokoon. Myös lämpölaajeneminen ja öljyn kokoonpuristuminen muuttavat öljyn tilavuutta. Kompensaattorin tilavuus on mitoitettava siten, ettei sen toiminta missään vaiheessa esty liikevaran loppumisen vuoksi.

Järjestelmän öljyn valintaan on kiinnitettävä huomiota, sillä kova paine kohottaa öljyn viskositeetin moninkertaiseksi. Tavallista pieniviskoosista hydraulioöljyä voidaan kuitenkin käyttää. Öljylle on etuna, jos se pystyy emulgoimaan vettä, jolloin korroosio on pienempää. Kasvisöljyn käyttö saattaisi olla varteenotettava vaihtoehto, sillä sen korroosiosuoja on parempi kuin mineraaliöljyjen.

Veden käyttäminen väliaineena toisi monia etuja verrattuna tavalliseen öljyhydrauliikkaan. Jos vesi olisi väliaineena, ei tarvittaisi tankkia, kompensattoria eikä paluulinjoja. Lisäksi tiivisteiden vuodot aiheuttaisivat ainoastaan hyötysuhteen huononemisen. Veden voitelukyky ja korroosiosuoja ovat kuitenkin niin huonoja, ettei sen käyttö nykyisillä materiaaleilla ole kannattavaa.

LÄHDELUETTELO

1. John J. Myers, Carl H. Holm, R.F. McAllister, Handbook of Ocean and Underwater Engineering. McGraw-Hill, USA 1969, 1100 s.
2. R. Frank Busby, Manned Submersibles. Office of the Oceanographer of the Navy, 1976. 764 s.
3. Donald Hackman, Don Caudy, Underwater Tools, Columbus OH, 1981. 152 s.
4. T. H. Mehnert, Handbook of Fluid-Filled Depth/Pressure-Compensating Systems. Naval Ship Research and Development Center, Annapolis MD, 1971. 85 s.
6. E Mayer, Mechanical Seals, London, Iliffe Books, 1972. 250 s.
7. Tiivistekniikka, INSKO 26-81, Helsinki, 1981. 177 s.
8. Leonard J. Martini, A New Slant on Sealing Rotary Shafts, Maschine Design, Oct. 1984. ss. 119-121.
9. L. H. Bernd, Survey of the Theory of Mechanical Face Seals, Part III, Lubrication Engineering, Dec. 1968.
10. S. A. Black, Development and Evaluation of an Experimental Hydraulic Tool System for U.S. Navy Divers, OTC 4663, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1984.

11. L. F. Marcous, G. L. Johnson, Sea-Water Hydraulic Systems for Deep Ocean Submersibles, National Conference on Fluid Power, 1973. ss. 659-670.
12. B. Bhushan, S. Gray, Investigation of Material Combination under High Load and Speed in Synthetic Seawater, Lubrication Engineering, Vol. 35, No. 11, Nov. 1979. ss. 628-639.
13. William E. Schneider, High Pressure, 4-Position, 5-Way, Pilot Operated Valve for Corrosive Media, Department of the Navy, Washington DC, 25 March 1975. 13 s.
14. Stanley A. Black, Seawater Hydraulic Systems for Underwater Equipment, OTC 4084, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1981.
15. S. A. Black, Development and Evaluation of an Experimental Seawater Hydraulic Tool System for U.S. Navy Divers, OTC 4663, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1984.
16. Ronald J. Doyle, Deep Submergence: the U.S. Navy's Operating Forces, OTC 2570, Offshore Technology Conference, 1976.
17. H. Peeken, M. Spilker, Druck- und temperaturabhängige Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten, Teil 1: Druck- und Temperaturverhalten der Viskosität von Hydraulikflüssigkeiten, O+P "Ölhydraulik und Pneumatik", No. 12, 1981. ss. 903-907.

18. M. Tumbrink, Wasser in Öl: Ursache und Auswirkung auf Flüssigkeit und Bauteile, O+P "Ölhydraulik und Pneumatik", No. 1, 1983. ss. 23-29.
19. Harold R. Lunde, Gordon A. Reinold, Paul A. Yeisley, SCARAB (Submersible Craft Assisting Recovery and Burial), OTC 3995, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 1981. ss. 397-405.
20. F. Groves, Subsea Hydraulics for Undersea Manipulator, Hydraulics and Pneumatics, Oct. 1977. ss. 158-161.
21. H. W. Thoenes, M. Tumbrink, Filterverstopfung verursacht durch Wasser in Hydraulikölen, O+P "Ölhydraulik und Pneumatik", No. 6, 1983. ss. 463-464.
22. Matti Vilenius, Adaptability of Vegetable Oil for Hydraulic Use, NORDTRIB 84 julkaisu, 15-17 elokuuta 1984, Tampere, Finland. ss. 61-75.
23. John D. Spargo, H. G. Anderson, Magnetic Fluid Seals for Underwater Shafts: a Feasibility Study, NSRDL/A-7-489, Naval Ship Research and Development Lab, Annapolis MD, 1971. 37 s.
24. Burgmann Mechanical Seals for Special Applications in Water-, Gas- and Oil Operations, 2nd edition, 1984. 14 s.
25. Sealing Rotary Shafts with O-Rings, Maschine Design, May, 1977.

26. D. J. Gugliotti, Designing for Deep-Ocean Hydraulics, National Aeronautic and Space Engineering and Manufacturing Meeting, Los Angeles CA, Oct. 5-9, 1970. 5 s.
27. Danfoss hydraulimoottorit, suuri vääntömomenttiset hidaskäyntiset moottorit, 3-82. 64 s.
28. Corrosion Resistant Inconel Alloy 625 Selected for First Seawater-Powered Underwater Hydraulic Motor, Nickel Topics. 2 s.
29. K. Witt, Druckflüssigkeiten und thermodynamisches Messen, Ingenieur Digest Verlagsgesellschaft mbH, Frankfurt/Main, 1974. 190 s.