



Open your mind. LUT.  
Lappeenranta University of Technology

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan koulutusohjelma

BK10A0400 Kandidaatintyö ja seminaari

AINEENKOETUSKONEEN HYDRAULIIKAJÄRJESTELMÄN  
SUUNNITTELU JA IDEOINTI

DESIGN OF MATERIALS TESTING MACHINE'S  
HYDRAULIC SYSTEM

Lappeenrannassa 29.5.2012

Rasmus Gräsbeck

0341056

## SISÄLLYSLUETTELO

### SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

1	JOHDANTO .....	6
1.1	Kuormituskehä.....	6
1.2	Työn rajausta ja tavoitteet.....	7
2	HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄT .....	8
2.1	Hydrostaatiikka ja hydrodynamiikka.....	9
2.2	Avoin- ja suljettujärjestelmä.....	12
2.3	Ohjaus- ja säätöpiiri .....	12
2.4	Hydraulinen servojärjestelmä .....	13
2.5	Servosylinteri ja -venttiili .....	14
2.6	Säätöpiirin mitoitus.....	17
2.6.1	Säätöpiirin kokonaisvahvistuskerroin.....	18
2.6.2	Ominaisaajuus ja optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin.....	19
2.6.3	Asemointitarkkuus, kiihtyvyys ja järjestelmän nopeus .....	21
2.7	Paineakut hydraulikkajärjestelmässä .....	22
2.8	Suodatus servojärjestelmässä.....	23
2.9	Mittausjärjestelmä ja anturit .....	24
3	JÄRJESTELMÄN MITOITUS .....	25
3.1	Sylinterin mitoitus.....	25
3.1.1	Sylinterin kiinnitys pöytään .....	27
3.2	Servoventtiilin mitoitus.....	28
3.3	Jouston ja ominaiskulmanopeuden mitoitus .....	29
3.4	Järjestelmän asemointitarkkuus ja kiihtyvyys .....	31
3.5	Kokonaisvahvistuskertoimen määrittäminen .....	32

3.6	Paineakkujen mitoitus.....	33
3.7	Suodattimen mitoitus .....	34
3.8	Anturit.....	35
3.9	Lopullinen kokoonpano ja hydraulikkakaavio .....	37
4	TULOSTEN TARKASTELU JA JATKOKEHITYS .....	38
5	YHTEENVETO.....	40
	LÄHTEET .....	41
	LIITTEET	

## SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

### Latinalaiset

$A$	pinta-ala	$[m^2]$
$a$	kiihtyvyys	$[m/s^2]$
$B$	puristuskerroin	$[MN/m^2]$
$F$	voima	$[N]$
$f$	taajuus	$[Hz]$
$K_p$	sähköinen vahvistuskerroin	
$K_v$	kokonaisvahvistuskerroin	$[s^{-1}]$
$K_x$	asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin	$[Vm^{-1}]$
$K_f$	lovenvaikutusluku	
$m$	massa	$[kg]$
$p$	paine	$[MPa]$
$Re$	Reynoldsin luku	
$q_v, Q$	tilavuusvirta	$[m^3/s]$
$T$	aikavakio	$[s]$
$U$	jännite	$[V]$
$v$	nopeus	$[m/s^2]$
$V_q$	tilavuusvirtavahvistuskerroin	$[m^3/Vs]$
$V$	tilavuus	$[m^3]$

## Kreikkalaiset

$B_x$	suodatussuhde	
$\eta$	dynaaminen viskositeetti	[Pa×s]
$\lambda$	kitkavastuskerroin	
$\nu$	kinemaattinen viskositeetti	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	ominaistaajuus	[s <sup>-1</sup> ]
$\zeta$	kertavastuskerroin	

## Alaindeksit

crit	kriittinen
max	maksimi
nenn	nimellinen
opt	optimaalinen
red	reduoitu

# 1 JOHDANTO

Aineenkoetuskoneen hydraulikkajärjestelmän suunnittelu tehdään LUT Metallin teräsrakenteiden laboratorioille. Hydraulikkajärjestelmä suunnitellaan laboratorioon uutta aineenkoetuskonetta varten, joka tunnetaan myös nimellä kuormituskehä. Tähän projektiin liittyen Esa Vikman on tehnyt kuormituskehän rakennesuunnittelun kandidaatin työnä. Näitä kahta työtä on tehty tiiviissä yhteistyössä hydraulikkajärjestelmän ja kehärakenteen yhteensovittamiseksi.

## 1.1 Kuormituskehä

Kuormituskehä on laite, jota käytetään erilaisten materiaalien aineen koetukseen. Kuormituskehällä voidaan tehdä materiaaleille staattisia ja dynaamisia kokeita laitteen ominaisuuksista riippuen. Tyypilliset kuormituskehällä tehtävät kokeet ovat esimerkiksi vetopuristuskokeita, taivutuskokeita ja erilaisia väsytykokeita. (FMT-aineenkoetus-laitteet, Matertest Oy) Suunniteltavalla kuormituskehällä on tarkoitus tehdä staattisia kokeita 750 kN maksimivoimalla, sekä dynaamisia 500 kN maksimivoimalla. Markkinoilla on tarjolla monia erilaisia kuormituskehiä. Kuvassa 1 on esitelty Instron:in valmistama 500 kN aineenkoetuskone, jolla voidaan tehdä sekä staattisia, että dynaamisia kokeita.



**Kuva 1.** Aineenkoetuskone (Directindustry)

Monet nykyajan aineenkoetuskoneista, jotka tuottavat suuria voimia, ovat servo-ohjattuja hydraulikkajärjestelmiä. Tässä työssä on pidetty lähtökohtana, että järjestelmä toteutetaan servohydraulisesti. Aineenkoetuskoneita voidaan toteuttaa myös esimerkiksi sähkömekaanisilla järjestelmillä. Servo-ohjatun hydraulikkajärjestelmän käyttöä puoltavat suuri saavutettava jäykkyys ja stabiilius järjestelmälle, dynaaminen suorituskyky, suuri tarkkuus sekä sen kyky tuottaa suuria voimia suurilla nopeuksilla. (Poley, 2005, s.2) Servojärjestelmät ovat kalliita verrattuna tavallisiin hydraulikkajärjestelmiin tai muihin ohjausjärjestelmiin. Tässä tapauksessa on kuitenkin perusteltua käyttää servojärjestelmää tiukkojen toiminta-vaatimusten takia. Sähköhydraulinen servojärjestelmä muodostuu yleensä hydraulikkapumpusta, yhdestä tai useammasta toimilaitteesta ja servoventtiilistä. Näiden lisäksi järjestelmä sisältää putkistoja, suodattimia, paineakkuja, liittimiä sekä tiedonkäsittely- ja ohjauslaitteita. (Fonselius, 1993, s.152-153, 161)

## 1.2 Työn rajausta ja tavoitteet

Tämän työn tavoite on suunnitella laboratorion vaatimukset täyttävä hydraulikkajärjestelmä kuormituskehälle. Tämä työ on jaettu kahteen osaan. Ensimmäisessä osassa selvitetään hydraulikan perusteita, sekä servo-ohjatun hydraulikkajärjestelmän ominaispiirteitä. Näitä tietoja käytetään hyväksi toisessa osassa, jossa käydään läpi kuormituskehälle tehty hydraulikkajärjestelmän mitoitus. Kuormituskehälle mitoitetaan hydraulikkajärjestelmän komponentit, tehdään valinnat tarvittaville komponenteille. Komponenttivalinnat viedään sille tasolle että laboratorio voi myöhemmin pyytää niistä tarjouksen tavarantoimittajilta. Työn rajaamiseksi on tämän työn ulkopuolelle jätetty säätimen valinta ja säätöpiirin viritys. Valmiina laboratoriossa on hydraulikkapumppu järjestelmää varten, joten hydraulikkapumpun mitoitus on jätetty pois tästä työstä.

## 2 HYDRAULIIKKAJÄRJESTELMÄT

Hydrauliikkajärjestelmä on tehonsiirtoketju, jossa mekaaninen teho muutetaan hydrauliseksi pumpulla ja välitetään se haluttuun kohteeseen, jossa se muunnetaan takaisin mekaaniseksi tehoksi toimilaitteella. Hydrauliikkajärjestelmiä käytetään laajasti teollisuudessa, liikkuvassa kalustossa, sekä hovi- että viihdeteollisuudessa. Esimerkkinä voidaan mainita työstökoneet, puristimet, paperikoneet, kaivoskoneet, junat, lentokoneet, laivat, autot ja huvipuistolaitteet (Kauranne et al., 2008, s.2). Hydrauliikkajärjestelmän suurimpia etuja ovat

- helppous aikaansaada suuria voimia ja momentteja
- hyvä teho-painesuhde
- hyvä aseman, nopeuden ja voiman säädettävyys
- käyttökelpoisuus laajalla lämpötila-alueella
- suunnittelun vapaus (Fonselius et al., 1993 , s.3)

Hydrauliikkajärjestelmässä saadaan suhteellisen pienillä komponenteilla tuotettua suuri voima, mikä johtaa siihen, että tilantarve hydrauliikka järjestelmälle on yleensä pienempi kuin muille tehonsiirtojärjestelmille. Teho siirretään hydrauliikkaputkia tai -letkuja pitkin, mikä johtaa siihen, että järjestelmän voi suunnitella melko vapaasti. Vastaavasti hydrauliikkajärjestelmillä on myös heikkouksia ja rajoituksia. Alla on lueteltu hydrauliikkajärjestelmien suurimpia heikkouksia:

- epäsiisteys (järjestelmä vuotaa öljyä)
- työturvallisuustekijät, kuten palovaara ja hydraulinesteiden terveyshaitat
- kalliit komponentit
- jatkuva huoltotarve
- heikohko hyötysuhde (Fonselius et al., 1993 , s.3)

Huolellisella suunnittelulla voidaan minimoida epäsiisteyttä ja parantaa työturvallisuutta. Vastaavasti vakavilla suunnitteluvirheillä voidaan aiheuttaa hengenvaaratilanteita.



## 2.1 Hydrostatiikka ja hydrodynamiikka

Hydrostatiikan ja hydrodynamiikan peruslakien ymmärtäminen muodostaa perusteet hydraulikkajärjestelmän suunnittelulle. Hydrostatiikassa neste oletetaan massattomaksi, kitkattomaksi ja kokoonpuristumattomaksi. Todellisuudessa hydraulikkajärjestelmässä käytettävä neste ei kuitenkaan käyttäydy näin. Hydrostatiikan lait pätevät silti riittävän tarkasti järjestelmien mitoitukseen. Hydrostatiikan peruslaki kytkee yhteen voiman, pinta-alan ja paineen suhteen (Kauranne et al., 2008, s.13).

*”Voiman vaikutus levossa olevaan nesteeseen leviää tasaisesti kaikkiin suuntiin nesteen sisällä. Vallitsevan paineen suuruus nesteessä riippuu vaikuttavasta voimasta ja sen vaikutuspinta-alasta. Paine vaikuttaa kohtisuoraan säiliönseinämiä vastaan.”* (Hydrostatiikan peruslaki, Pascal: Kauranne et al., 2008, s.13)

Vaikuttavan voiman  $F$  lisäksi nesteeseen vaikuttaa nesteen oma paino (hydrostaattinen paine) ja ilmanpaine. Nämä ovat kuitenkin yleensä niin pieniä, että niiden vaikutus tavalliseen hydraulikkajärjestelmään on olematon, ja ne voidaan jättää huomioimatta mitoituksessa. Tästä seuraa yhtälö 1 (Kauranne et al., 2008, s.13).

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

Yhtälössä 1  $p$  on paine [MPa],  $F$  on voima [N] ja  $A$  on pinta-ala [mm<sup>2</sup>].

Hydrodynamiikassa tarkastellaan liikkeessä olevia nesteitä. Ajateltaessa virtausta stationaariseksi ja nestettä kokoonpuristumattomaksi, voidaan soveltaa tilavuusvirran jatkuvuusyhtälöä (yhtälö 2), jonka avulla voidaan laskea putkikokoja ja sylinterin liikenopeuksia hydraulikkajärjestelmässä (Fonselius, 1993, s.9).

$$q = \frac{q_m}{\rho} = A_1 \times v_1 = A_2 \times v_2 \quad (2)$$

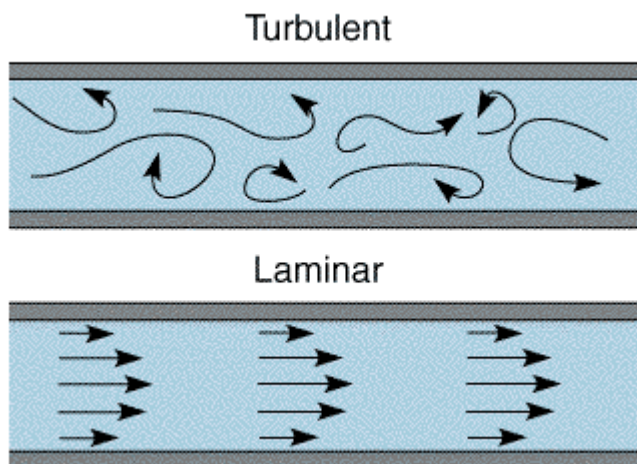
Yhtälössä 2  $q$  on tilavuusvirta [m<sup>3</sup>/s] ja  $v$  nopeus [m/s].

Liikkeessä olevat nesteet aiheuttavat painehäviöitä hydraulikkajärjestelmässä. Putkistoissa neste aiheuttaa kitkavastushäviöitä, komponenteissa ja liittimissä kertavastushäviöitä. Painehäviöt syntyvät nesteen liikkeen, tiheyden ja kitkojen aiheuttamista häviöistä. Neste liikkuu, kun siihen kohdistetaan ulkoinen voima, minkä seurauksena nestepartikkeleiden väliset kitkat vastustavat nesteen muodonmuutosta. Nesteen sitkeyden mittaavana suurena käytetään viskositeettia. Hydraulikkajärjestelmän mitoituksessa tarvitaan kinemaattista viskositeettia, joka määrittellään nesteen dynaamisen viskositeetin ja nesteen tiheyden perusteella. Kinemaattinen viskositeetti voidaan siis laskea yhtälöllä 3 (Kauranne et al., 2008, s.23).

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

Yhtälössä 3  $v$  on kinemaattinen viskositeetti [ $\text{m}^2/\text{s}$ ],  $\eta$  on dynaaminen viskositeetti [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ] ja  $\rho$  on nesteen tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

Nesteen viskositeettia tarvitaan määrittettäessä nesteen virtauksen tyyppiä. Virtaustyyppillä on suuri vaikutus järjestelmän virtaushäviöihin. Virtaus voi olla joko laminaarista tai turbulenti. Laminaarisessa virtauksessa nesteosaset liikkuvat suoraa rataa pitkin. Turbulenttisisä virtauksessa nesteosaset liikkuvat pyöremäisesti. Kuva 2 havainnollistaa laminaarisen ja turbulentin virtauksen eroa (Kauranne et al. , 2008, s.23-31).



**Kuva 2.** Laminaarinen ja turbulenti virtaus (University of Cambridge)

Virtaushäviöihin vaikuttavat virtausnopeus, viskositeetti ja putken sisähalkaisija jossa neste liikkuu. Virtauksen tyyppi määritellään Reynoldsin luvun avulla. Reynoldsin luku määritellään yhtälöllä 4 (Kauranne et al. , 2008 s.29).

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (4)$$

Yhtälössä 4  $d$  on putken sisähalkaisija [m].

Erilaisille virtauskanaville on määritelty kirjallisuudessa  $Re_{kr}$  arvoja, jonka mukaan voidaan määrittää onko virtaus laminaarista vai turbulენტista. Näiden tietojen avulla voidaan laskea syntyviä kitkavastushäviöitä virtauskanavassa. Kitkavastushäviöiden määrittämiseen tarvitaan kitkavastuskerrointa, joka määritellään virtaustyyppistä riippuen. Laminaariselle virtaukselle (lämpötila järjestelmässä vakio) määritellään kitkavastuskerroin yhtälön 5 mukaisesti (Kauranne et al., 2008, s.57-59).

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

Tämän jälkeen voidaan määrittää kitkavastushäviöt virtauskanavassa yhtälöllä 6.

$$\Delta p = \lambda \times \frac{l}{d} \times \frac{\rho}{2} \times v^2 \quad (6)$$

Yhtälössä 6  $l$  on virtauskanavan pituus [m].

Kertavastushäviöt syntyvät virtauksen suunnan tai nopeuden muuttuessa. Kertavastushäviöiden laskemiseen tarvitaan kertavastuskerrointa, joka määritetään virtauskanavan rakenteen ja Reynoldsin luvun avulla. Kertavastuskertoimen määrittämiseen voi käyttää erilaisia kirjallisuudessa esitettyjä suuntaa antavia arvoja tai laitevalmistajien diagrammeja. Tämän jälkeen voidaan kertavastuksesta aiheutuva painehäviö laskea yhtälöstä 7 (Fonselius, 1993, s.65-66).

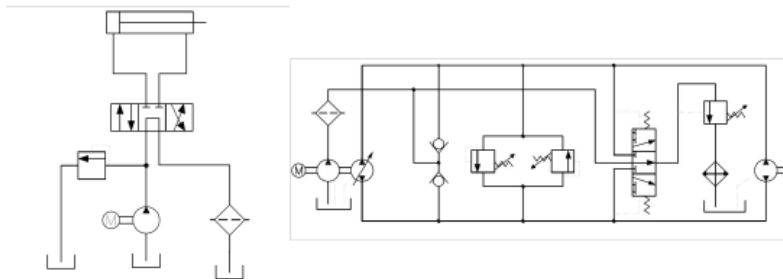
$$\Delta p = \zeta \times \frac{\rho}{2} \times v^2 \quad (7)$$

Yhtälössä 7  $\zeta$  on kertavastuskerroin.

Hydrauliikkajärjestelmän kokonaishäviöt saadaan summaamalla kaikki kitkavastus- ja kertavastushäviöt.

## 2.2 Avoin- ja suljettujärjestelmä

Hydrauliikkajärjestelmät voivat olla avoimia tai suljettuja järjestelmiä. Näiden lisäksi on olemassa puoliavoimia järjestelmiä, joissa yhdistyvät avoimen ja suljetun järjestelmän ominaisuuksia. Avoimessa hydraulijärjestelmässä on suuri nestesäiliö josta neste pumpataan toimilaitteelle. Toimilaitteelta neste palaa säiliöön. Avoimessa hydraulijärjestelmässä on yksisuuntainen pumppu, jossa toimilaitteen liikesuuntaa ohjataan venttiileillä. Vastavasti suljetussa järjestelmässä on kaksisuuntainen pumppu (yleensä säätötilavuuspumppu), jolla voidaan ohjata toimilaitteen liikesuuntaa. Suljetussa järjestelmässä toimilaitteelta palaava neste ohjataan pumpun imupuolelle, eikä järjestelmässä ole erillistä suurta nestesäiliötä. (Kauranne et al., 2008, s.5-6)



**Kuva 3.** Esimerkki avoimesta ja suljetusta hydraulikkajärjestelmästä (Åman, 2011, s4-5)

## 2.3 Ohjaus- ja säätöpiiri

Hydrauliikkajärjestelmät voidaan jaotella ohjaus- ja säätöjärjestelmiin. Ohjausjärjestelmässä ei mitata saavutetaanko ohjauspiirin antama käsky. Järjestelmän tarkkuus riippuu sisäisistä ja ulkoisista häiriötekijöistä. Säätöjärjestelmässä mitataan takaisinkytkennällä koko ajan toteutuuko ohjauslaitteen antama käsky, joten häiriötekijöistä aiheutuvat muutokset järjestelmässä saadaan korjattua jatkuvan säädön avulla (Kauranne et al., 2008, s.7).

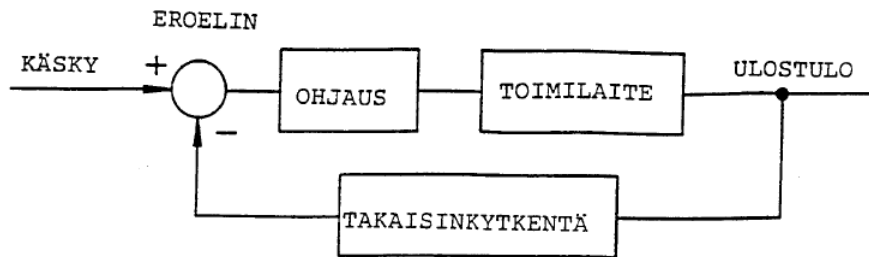
## 2.4 Hydraulinen servojärjestelmä

Termi servo tulee sanasta servus, joka tarkoittaa palvelijaa. Servojärjestelmiä alettiin käyttää toisessa maailmansodassa sotatekniikassa, sillä tarvittiin tekniikkaa joka tuottaa nopeita ja tarkkoja liikkeitä. Servojärjestelmiä sovellettiin muun muassa laivoissa, laivatykeissä, lentokoneissa, ilmatorjuntatykeissä, panssarivaunuissa, tutkissa ja ohjuksissa. Nykyään servotekniikkaa sovelletaan laajasti teollisuudessa esim. kappaleenkäsittelylaitteissa, hitsaus- ja sahausautomaateissa, CNC-koneissa, teollisuusroboteissa jne. (Fonselius et al., 1998 s 7).

Servojärjestelmällä päästään toimilaitteen portaattomaan ohjaukseen, jossa ohjauslaite seuraa jatkuvasti järjestelmän tulosignaalia, ja muuttaa sen halutuksi lähtösignaaliksi automaattisesti. Tulosignaali saadaan takaisinkytkennän avulla. Eroelin muuttaa käskysignaalin ja tulosignaalin erotuksen halutuksi signaaliksi ja välittää sen ohjauskomponentille. Käskysignaali voi olla mekaaninen, sähköinen, hydraulinen tai pneumaattinen. Aineenkoetus-koneessa käytetään sähköistä ohjaussignaalia. Kyseessä on siis sähköhydraulinen servojärjestelmä. Kuvassa 4 on esitetty periaatekuva servojärjestelmän toiminnasta. Nykyaikaisissa servojärjestelmissä käytetään adaptiivista säätöä, mikä tarkoittaa että säätöjärjestelmä virit-tyy itse haluttuun tilaan. Järjestelmän takaisinkytkentä antaa signaalin toimilaitteen ase-masta, nopeudesta tai voimasta (Fonselius, 1993, s.152-153). Tämän jaottelun mukaan puhutaan

- asemaservosta
- nopeusservosta
- voimaservosta tai
- momenttiservosta

Aineenkoetus-koneessa halutaan ohjata toimilaitteen asemaa. Toimilaitteeseen on kytketty asema-anturi, joka antaa tulosignaalin. Ohjauskomponenttina toimii servoventtiili. Servo-venttiili saa eroelimeltä virtasignaalin, jonka se muuttaa vastaavaksi tilavuusvirraksi hyd-raulisylinterille.



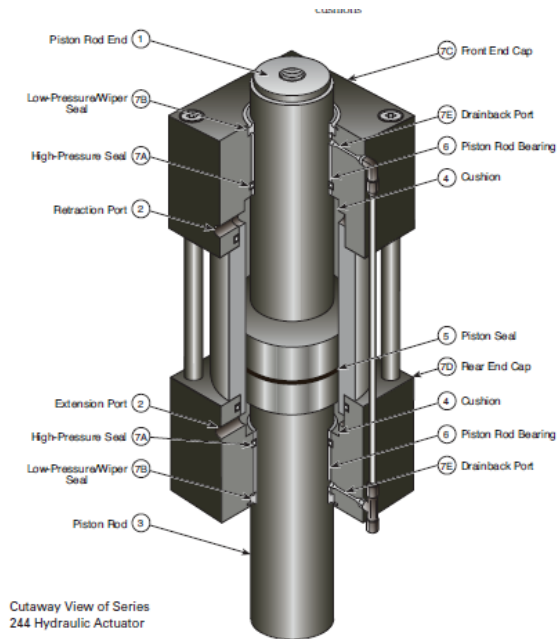
**Kuva 4.** Servojärjestelmän periaatekuva (Fonselius, 1993, s.152)

Hydraulinen servojärjestelmä voi olla joko venttiili- tai pumppuohjattu. Venttiiliohjatussa järjestelmässä toimilaitetta ohjataan servoventtiilin avulla, kun taas pumppuohjatussa järjestelmässä hydraulipumppu on servo-ohjauksella. Aineenkoetuskonessa käytetään venttiiliohjattua servojärjestelmää. Venttiiliohjatun servojärjestelmän etuja ovat (Fonselius, 1993, s153)

- yksinkertaiset komponentit
- järjestelmän keveys ja kustannustehokkuus verrattaessa pumppuohjattuun järjestelmään
- hyvä tarkkuus ja nopeus
- paineakun käyttömahdollisuus (pienentää pumpun ja käyttömoottorin tehon tarvetta)

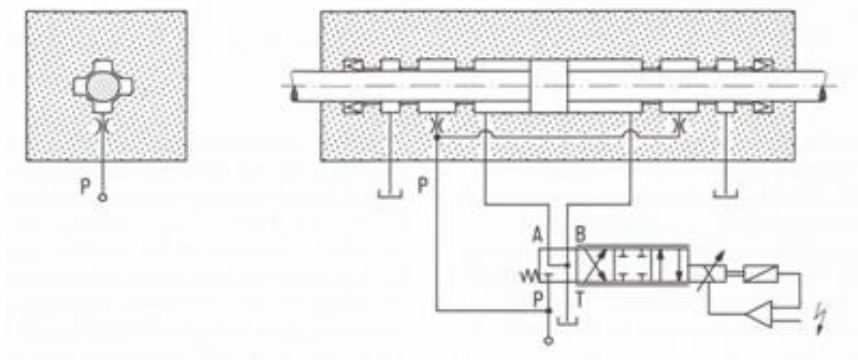
## 2.5 Servosylinteri ja -venttiili

Kuormituskehässä tarvitaan toimilaitte, joka tuottaa lineaariliikkeen. Tämän lineaariliikkeen voi helpoiten toteuttaa hydraulisylinterillä. Hydraulisylinterit jaetaan kahteen pääryhmään niiden toimintaperiaatteen mukaan. Yksitoimisilla sylintereillä saadaan tuotettua voima ainoastaan yhteen liikesuuntaan. Kaksitoimisilla sylintereillä saadaan voima tuotettua kahteen liikesuuntaan. Kaksitoimisia sylintereitä ovat yksipuolisella männänvarrella varustetut sylinterit, kaksipuolisella männänvarrella varustetut sylinterit ja kaksitoimiset teleskooppsylinterit. Aineenkoetuskonessa tullaan käyttämään kaksipuolisella/ läpimenevällä männänvarrella varustettua sylinteriä, jota kutsutaan myös nimellä symmetrinen sylinteri. Kuvassa 5 on MTS-yhtiön valmistama symmetrinen sylinteri. Tämän sylinterintyyppin suurin etu on, että sillä saadaan voimat ja nopeudet molempiin liikesuuntiin yhtä suureksi (Jelali & Kroll, 2003, s. 17-18).



**Kuva 5.** Sylinteri läpimenevällä männänvarrella (MTS a)

Aineenkoetuskoneen sylinterijärjestelmän korkeiden dynaamisten vaatimusten takia halutaan kitkan aiheuttamat häiriöt eliminoida olemattomaksi. Tämä voidaan toteuttaa käyttämällä matalakitkaisia tiivisteitä tai hydrostaattista laakerointia. Tehokkaampi tapa on käyttää hydrostaattista laakerointia. Hydrostaattisessa laakeroinnissa liukupinnat pidetään erillään voitelukalvon avulla. Männänvarren ja laakeroinnin kontakti estetään öljytaskuilla. Öljytaskuille on oma liitäntä johon öljy pumpataan järjestelmän käynnistyessä. Öljytaskut saavat aikaan voitelukalvon laakeroinnin ja männänvarren välille. Öljyn paineen pitää olla sopiva kantamaan männänvarsi sekä kuorma. Kantokyky riippuu öljyn viskositeetista, paineesta öljytaskuissa ja öljytaskujen koosta. Kuvassa 6 on esitelty hydrostaattisen laakeroinnin periaatekuva. Hydrostaattinen laakerointi aiheuttaa pieniä vuotoja, jonka takia aineenkoetuskoneen alle on sijoitettava kaukalo joka kerää öljyvuodot talteen. (Götz et al., 1999, s.103-104).



**Kuva 6.** Hydrostaattisen laakeroinnin periaatekuva (Götz et al., 1999, s.103)

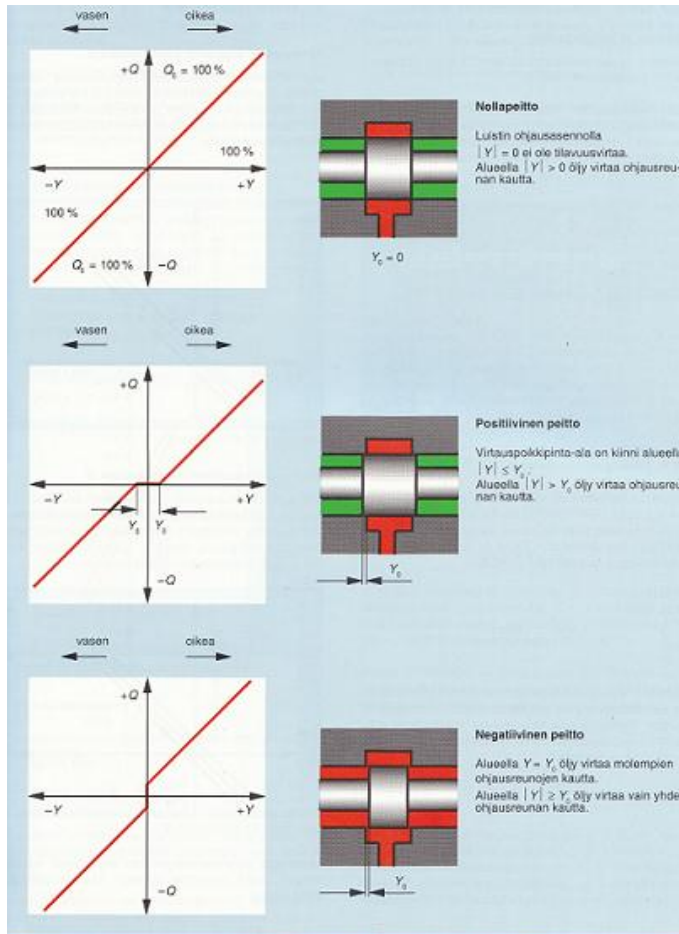
Servoventtiilin valintaan vaikuttavat staattiset ja dynaamiset ominaisuudet. Venttiilin staattisia ominaisuuksia ovat läpäisykyky, painehäviö ja hystereesi. Venttiilin dynaamisia ominaisuuksia ovat rajataajuus ja asettumisaika. (Fonselius et al., 1998, s.62). Servoventtiilejä on saatavana yksi-, kaksi- tai kolmiasteisia. Venttiilityyppi määräytyy venttiilin läpi menevän tilavuusvirran mukaan (Fonselius, 1993, s.158). Valmistajat ilmoittavat venttiilin nimellistilavuusvirran tietyllä paine-erolla koko venttiilin yli. Servoventtiileille ilmoitetaan yleensä nimellistilavuusvirta 70 barin paine-erolla. Venttiiliä voidaan käyttää kuitenkin myös muilla paine-eroilla ja tilavuusvirroilla. Virtaus venttiilin läpi voidaan laskea eri paine-eroilla yhtälön 8 mukaisesti. (Moog a)

$$Q = Q_n \times \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{nim}}} \quad (8)$$

Yhtälössä 8  $Q_n$  on venttiilin nimellistilavuusvirta [ $m^3/s$ ],  $\Delta p$  on todellinen paine-ero venttiilin [MPa] yli ja  $\Delta p_{nim}$  on nimellispaine-ero [MPa].

Venttiilin ideaalinen ominaiskäyrä on suora, mikä tarkoittaa että tilavuusvirta venttiilin läpi on suoraan verrannollinen ohjausvirtaan. Todellisuudessa venttiilin aiheutuu epäideaalisuuksia, jotka vaikuttavat venttiilin ominaisuuksiin. Yksi tekijä joka vaikuttaa venttiilin ominaiskäyrään on luistin peitto venttiilissä. Peitto voi olla joko positiivinen, nolla tai negatiivinen. Kuva 7 havainnollistaa erilaisten peittojen merkityksen venttiilin toiminnassa. Asemansäätöpiirissä pitää käyttää nolla- tai negatiivipeittoista venttiiliä (Ewald et al., 2001, s.134-136).





**Kuva 7.** Venttiilin luistin peittotavat (Ewald et al., 2001, s.135)

## 2.6 Säättöpiirin mitoitus

Servojärjestelmän takaisinkytkennät voivat aiheuttaa järjestelmän epästabiilia käyttäytymistä. Tämän takia stabiiliuden tarkistus on olennainen osa servojärjestelmän suunnittelua. Stabiilius tarkastetaan säättöpiirin kokonaisvahvistuskertoimen  $K_v$  [ $s^{-1}$ ] avulla. Kokonaisvahvistuskertoimen avulla voidaan laskea myös järjestelmän kiihtyvyys ja asemointitarkkuus. Kappaleessa 2.6.1 kerrotaan miten säättöpiirin kokonaisvahvistuskerroin määritellään. Kappaleessa 2.6.2 kerrotaan miten valitulle toimilaite-venttiilyhdistelmälle määritellään optimaalinen ja kriittinen kokonaisvahvistuskerroin hydraulisen ominaistajuuden avulla (Ewald et al., 2001, s.204-207; Fonselius et al, 1998, s.179).

Säättöpiirin viritykseen vaikuttaa paljon säätäjärakenteen tyyppi. Säätäjärakenteen tyyppi muodostuu sen siirtofunktion perusteella. Säättöpiirin yksittäiselle lohkolle vaikuttaa tulosignaali. Tämä tulosignaali muutetaan lähtösignaaliksi siirtofunktion avulla. Eri säätäjä-

rakenteita ovat P-säädin, I-säädin, D-säädin, PD-T-säädin ja PID-säädin. Tässä työssä ei perehdytä säätäjärakenteen valintaan. Laskennassa oletetaan käytettäväksi P-säädintä. (Ewald et al., 2001, s.162).

### 2.6.1 Säätöpiirin kokonaisvahvistuskerroin

Järjestelmän kokonaisvahvistuskertoimeen vaikuttavat säätöpiirissä sähköinen vahvistuskerroin, tilavuusvirtavahvistuskerroin, asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin sekä sylinterin pinta-ala. Järjestelmän kokonaisvahvistuskerroin lasketaan yhtälön 9 mukaisesti. Kuva 8 on yksinkertaistettu lohkokaaavio, joka selventää eri osatekijöiden vaikutusta kokonaisvahvistuskertoimeen (Ewald et al., 2001, s.204-207).

$$K_v = \frac{K_p \times V_q \times K_x}{A} \quad (9)$$

Yhtälössä 9  $K_p$  on sähköinen vahvistuskerroin,  $V_q$  on tilavuusvirtavahvistuskerroin [ $\text{Vm}^{-1}$ ],  $K_x$  on asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin [ $\text{m}^3/\text{Vs}$ ] ja  $A$  on sylinterin pinta-ala [ $\text{m}^2$ ]. Yhtälöt 10, 11 ja 12 kertovat miten  $K_p$ ,  $V_q$ ,  $K_x$  määritellään.

$$K_p = \frac{U_A}{U_E} \quad (10)$$

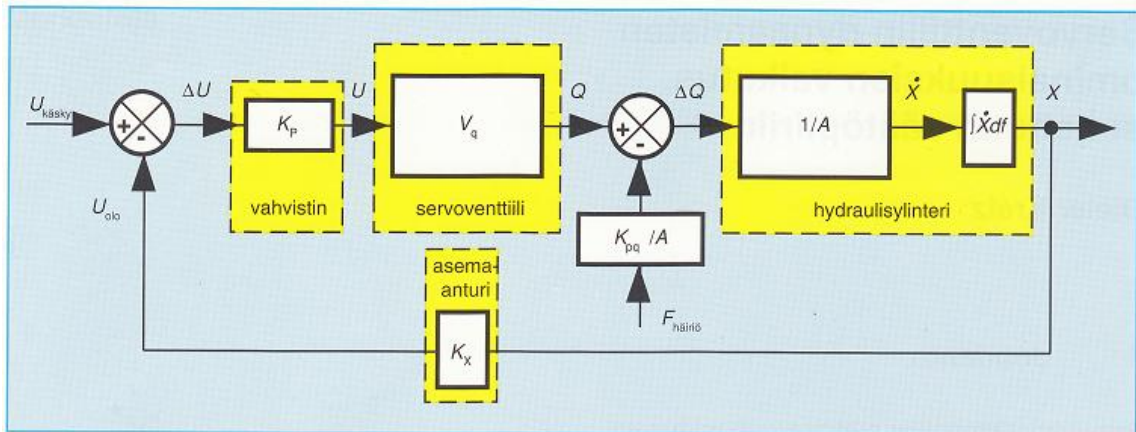
Yhtälössä 10  $U_A$  on säätimen lähtöjännite [V] ja  $U_E$  säätimen tulojännite [V]. Sähköinen vahvistuskerroin on säädettävissä ja sillä voidaan optimoida kokonaisvahvistuskertoimen arvoa (Götz et al., 1999, s.33).

$$V_q = \frac{Q}{U_{sig}} \quad (11)$$

Yhtälössä 11  $Q$  on tilavuusvirta venttiilin läpi ja  $U_{sig}$  on jännite [V].

$$K_x = \frac{U_{ME}}{l_{act}} \quad (12)$$

Yhtälössä 12  $U_{ME}$  on anturille tuleva jännite [V] ja  $l_{act}$  on mittausalue [m].



**Kuva 8.** Yksinkertaistettu lohkoakaavio asemansäätöpiiristä (Ewald et al., 2001, s.204)

### 2.6.2 Ominaisaajuus ja optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin

Hydrauliikkajärjestelmän joustolla on suuri merkitys järjestelmän dynaamisiin ominaisuuksiin. Seuraavaksi määritellään optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin  $K_{v,opt}$ , johon tulisi pyrkiä säätöpiirin mitoituksessa. Optimaalisen kokonaisvahvistuskertoimen laskentaan tarvitaan hydraulista ominaiskulmanopeutta. Ominaiskulmanopeuden määrittämiseen tarvitaan järjestelmän tehollista puristuskerrointa. Järjestelmän tehollinen puristuskerroin määritellään yhtälön 13 mukaisesti (Fonselius et al., 1998, 179-180).

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_{\delta}} + \frac{V_t}{V_k B_T} + \frac{V_p}{V_k B_P} + \frac{V_L}{B_l V_l} + \frac{V_i}{V_k B_i} \quad (13)$$

Yhtälössä  $B_{\delta}$  on öljyn,  $B_t$  toimilaitteen,  $B_p$  putken,  $B_l$  letkun ja  $B_i$  ilman puristuskerroin [ $\text{MN}/\text{m}^2$ ]. Vastaavasti on merkitty tilavuudet ja  $V_k$  on kokonaistilavuus [ $\text{m}^3$ ].

Toimilaitteen ja putkiston teholliset puristuskertoimet ovat niin suuria että ne voidaan jättää huomioimatta yhtälössä. Letkun puristuskertoimen vaikutus teholliseen puristuskertoimeen on merkittävä. Tämän vuoksi aineenkoetuskoneen servojärjestelmässä tullaan välttämään letkujen käyttöä. Puristuskertoimien todellisten arvojen arvioiminen on vaikeaa ja tämän vuoksi mitoituksessa käytetään pelkästään öljyn puristuskerrointa (Fonselius et al., 1998, s.179-180).

Hydraulinen ominaiskulmanopeus määritetään toimilaitteen ja venttiilin tyypistä riippuen. Aineenkoetuskoneessa käytetään symmetristä sylinteriä ja 4-tieventtiiliä, joka on sijoitettu

suoraan sylinterin kiinni. Hydraulinen ominaiskulmanopeus määritellään tässä tapauksessa yhtälön 14 mukaisesti (Fonselius et al., 1998, s 63).

$$\omega_L = \sqrt{\frac{4 \times B_{\delta l} \times A_R}{H \times m}} \quad (14)$$

Yhtälössä 14  $\omega_L$  on hydraulinen ominaiskulmanopeus [ $s^{-1}$ ],  $H$  on iskupituus [m] ja  $m$  on hitausmassa [kg]. Sylinterin ominaistaajuus voidaan määrittää ominaiskulmanopeudesta yhtälön 15 mukaisesti.

$$f = \frac{\omega_L}{2\pi} \quad (15)$$

Yhtälö 14 tarkastelee sylinteri-kuorma-yhdistelmän ominaiskulmanopeutta. Tämän lisäksi on myös tarkasteltava servoventtiilin ominaistaajuuden vaikutusta koko järjestelmän ominaistaajuuteen. Koko järjestelmän ominaistaajuus lasketaan yhtälön 16 mukaisesti (Ewald et al., 2001, s.206).

$$\omega_{crit} = \frac{\omega_V \times \omega_L}{\omega_V + \omega_L} \quad (16)$$

Yhtälössä 16  $\omega_V$  on servoventtiilin rajataajuus [ $s^{-1}$ ]. Servoventtiilin rajataajuus määritetään taajuusvastekäyrästä, jonka venttiilin valmistaja antaa. Taajuusvastekäyrä kertoo venttiilin dynaamisista ominaisuuksista. Taajuusvaste ilmaisee venttiilin kykyä seurata taajudeltaan vaihtelevaa sinimuotoista signaalia. Taajuusvaste esitetään yleensä Bode-diagrammina, joka kuvaa taajuuden funktiona tulo- ja lähtösignaalien välistä vaihe-eroa ja amplitudisuhdetta.

Säätöpiirin optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin saadaan määritettyä järjestelmän ominaistaajuuden avulla yhtälön 17 mukaisesti. (Ewald et al., 2001, s.206).

$$K_{v,opt} = \frac{1}{3} \omega_{crit} \quad (17)$$

Järjestelmä tulee mitoittaa niin, että kokonaisvahvistuskertoimen arvo on mahdollisimman lähellä optimaalisen kokonaisvahvistuskertoimen arvoa. Tapauksessa jossa venttiilin ominaistajuus on yli kolme kertaa suurempi kuin sylinteri-kuorma-yhdistelmän ominaistajuus pitää optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin mitoittaa yhtälön 18 mukaisesti.

$$K_{v,crit} \leq 2 \times D \times \omega_L \quad (18)$$

Yhtälössä 17  $D$  on dimensioton varmennuskerroin.

### 2.6.3 Asemointitarkkuus, kiihtyvyys ja järjestelmän nopeus

Lasketun kokonaisvahvistuskertoimen avulla voidaan määrittää piirin asemointitarkkuus. Yleensä tarvitaan alle 5 % servoventtiilin sähkövirrasta korjaamaan ulkoinen häiriövoima tai muuttamaan nopeus nollassi. Tästä seuraa yhtälö 19, jolla voidaan määrittää asemointitarkkuus (Ewald et al., 2001, s.204).

$$\Delta x \leq \frac{0,05 \times v_{max}}{K_v} \quad (19)$$

Yhtälössä 19  $v_{max}$  on nopeus [m/s], joka saadaan venttiilin täydellä avauksella.

Kokonaisvahvistuskertoimen avulla voidaan määrittää piirin aikavakio, jota tarvitaan suurimman kiihdytyksen määrittämiseen. Aikavakio  $T$  määritellään yhtälön 20 avulla (Ewald et al., 2001, s.209).

$$T = \frac{1}{K_v} \quad (20)$$

Kiihdytysajan minimiaika  $T_b$  [s] saadaan määritettyä kokemuseräisellä arvolla, joka on 5-6 kertaa suurempi kuin aikavakio  $T$ . Tämän jälkeen voidaan määrittää maksimikiihtyvyys yhtälön 21 avulla (Ewald et al., 2001, s.204).

$$a_{max} = \frac{v_{max}}{T_B} \quad (21)$$

Järjestelmälle asetettavat nopeusvaatimukset tulevat väsytykskoekiden perusteella. Sylinterin on pystyttävä tuottamaan tietty voima, tietyllä siirtymällä ja tietyllä taajuudella. Saavutettavaan taajuuteen vaikuttaa sylinterin nopeus. Sylinterin liikettä kuvaa siniaalto. Tämän perusteella voidaan laskea saavutettava taajuus yhtälöstä 22. (Symnyck. J. & De Bal.F. 2009 )

$$f = \frac{v_{max}}{\pi \times \Delta r} \quad (22)$$

Yhtälössä 21  $\Delta r$  on mitattu siirtymä [m].

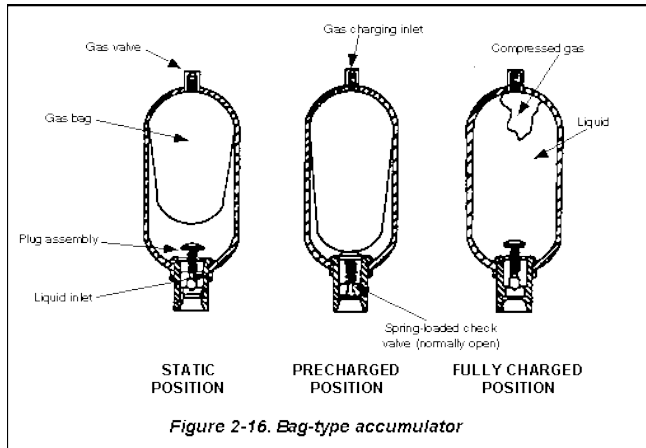
## 2.7 Paineakut hydraulikkajärjestelmässä

Paineakkuja hydraulikkajärjestelmässä käytetään energian varastointiin. Paineakkua voidaan käyttää joko pumpun rinnalla tai sen sijasta. Paineakkua voidaan käyttää hydraulikkajärjestelmässä muun muassa seuraaviin tarkoituksiin:

- Tilavuusvirtalähteenä
- Paineen ylläpitäjänä
- Paineiskujen vaimentamiseen
- Energiavarastona poikkeustilanteiden varalle

Useimmiten hydraulikkajärjestelmässä käytetään kaasukäyttöistä paineakkua. Kaasukäyttöiset paineakut muodostuvat kahdesta kammiosta. Kammioden välissä on väliseinä, joka erottaa nesteen ja kaasun toisistaan. Energia varastoituu akkuun, kun paineistettu neste puristaa kaasutilavuutta kokoon. Kaasutilavuuden pienentyessä kaasun energiamäärä kasvaa. Järjestelmän paineen tippuessa, korkeampipaineinen kaasu työntää nesteen akusta järjestelmään. Paineakut voidaan jaotella rakko-, kalvo- ja mäntäakkuihin. Jaottelu tehdään akun väliseinän toteutustavan mukaan. Kuormituskehässä käytetään rakkoakkuja. Nimensä mukaisesti rakkoakussa on väliseinä elastinen rakko, joka on kiinnitetty vulkanoimalla kaasuventtiilirunkoon. Rakkoakussa kaasu sijaitsee rakon sisällä. Rakko supistuu varastoitavassa energiana akkuun ja vastaavasti rakko kasvaa, kun siihen kohdistetaan nesteen paine.

Rakkoakku on esitäyttöpaineistettu, ja tällöin rakko täyttää koko akun sisäpuolisen tilan. Kuva 9 havainnollistaa rakkoakun toimintaa eri tilanteissa. Kaasuna akussa käytetään yleensä typpiä, joka on neutraali kaasu, eikä vuotaessaan aiheuta räjähdysvaaraa (Kauranne et al., 2008, s.212-214).



**Kuva 9.** Rakkoakun toiminta (Classle)

Järjestelmän paineakku mitoitetaan halutun tilavuusvirran ja järjestelmän alimman ja korkeimman käyttöpaineen suhteen mukaan. Mitoitus voidaan tehdä laskemalla tai valmistajien käyrästä apuna käyttäen (Kauranne et al., 2008, s.220).

## 2.8 Suodatus servojärjestelmässä

Suodatus on tärkeää servoventtiilin yhteydessä. Hydraulinesteen puhtaus vaikuttaa servoventtiilin hyötysuhteeseen, elinikään, sekä huolettavuuteen. Venttiilin valmistajat ilmoittavat venttiilille vaadittavan suodatustarkkuuden. Vaadittava suodatustarkkuus ilmoitetaan  $B_x$ -arvolla, joka on suodatussuhde.  $B_x$ -arvo ottaa huomioon paine-eron vaikutuksen, jonka takia se on pätevä vertailtaessa eri valmistajien suodattimia. Suodatinpatruuna järjestelmään valitaan hinta/tehosuhteen mukaan. Hinta/tehosuhteen tutkiminen on yksinkertaisinta tarkastelemalla ominaista liankeruukapasiteettia, joka saadaan, kun jaetaan suodatinpatruunan liankeruukapasiteetti (tietyllä paine-alueella) patruunan tehollisella suodatuspinta-alalla. Liankeruukapasiteetti vaikuttaa myös huoltoväliin, ja sitä myöten huoltokustannuksiin. Kuormituskehässä tullaan asentamaan painesuodatin kiinni servoventtiiliin. Tällä varmistetaan, että likaa ei esiinny suodattimen ja servoventtiilin välissä. Suodatinvalmistajat testaavat valmistamat suodattimensa standardoidun DIN ISO 4572 Multipass-testin

avulla, mikä takaa sen että eri valmistajien suodattimet ovat vertailukelpoisia (Ewald et al., 2001, s.217-226).

## 2.9 Mittausjärjestelmä ja anturit

Säätöpiirin aikaansaaminen edellyttää mittausjärjestelmää, joka pystyy muuttamaan mitattavan suureen sähkösignaaliksi. Kuten aikaisemmin on mainittu, tarvitaan kuormituskehään asemaa mittaava järjestelmä. Mittaustavan valintaan vaikuttavat esimerkiksi tarkkuusvaatimus, mittausalue ja kestoikä. Mittausjärjestelmän valinnassa tulee ottaa huomioon seuraavat asiat (Ewald et al., 2001, s.208)

- Säätöpiiri ei voi olla tarkempi kuin sen sisältämä mittausjärjestelmä
- Mittausjärjestelmän tarkkuus pitää olla ainakin viisi kertaa suurempi kuin säätöpiiriltä vaadittu tarkkuus
- Mittausjärjestelmän pitää pystyä seuramaan mitta-arvoa ilman viivettä

(Ewald et al., 2001, s.217-226).

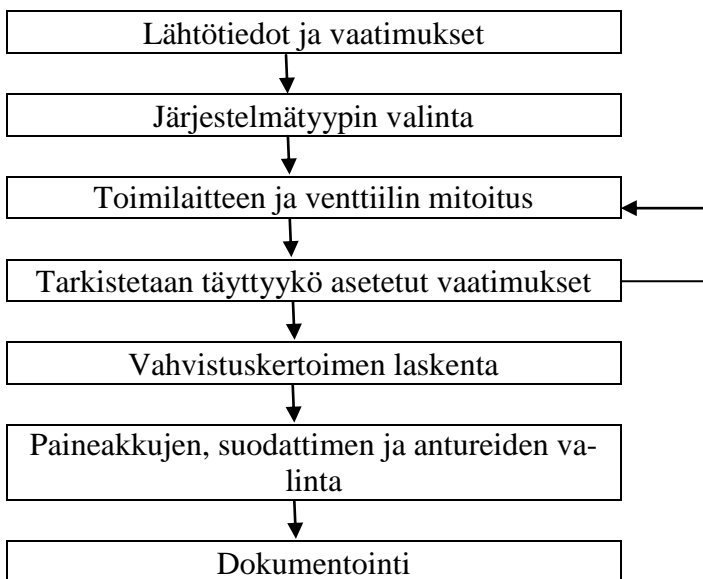
Asemansäätöpiirissä käytetään eniten differentiaalimuuntajia eli LVDT (Linear Variable Differential Transformer) -antureita. LVDT-anturin toiminta perustuu sähkömagneettiseen induktioon. LDVT-anturin rungossa on lieriömäiset käämit, joista yksi on ensiökäämi ja kaksi toisiokäämejä. Ensiökäämi on anturirungon keskellä ja toisiokäämit anturin reunoilla. Toisiokäämeihin indusoituva jännite on yhtä suuri silloin kun liikkuva rautasydän on keskellä. Rautasydämen liikkua induktiojännite muuttuu ja lähtöjännite kuvaa rautasydämen siirtymää. LVDT-anturin rakenne on hyvin yksinkertainen ja sen liikkuviin osiin kohdistuu vähäinen liikekitka. LVDT-anturilla on hyvä erottelukyky. (Handroos, H. 2011)

Liikeanturin lisäksi kuormituskehässä tarvitaan voima-anturi, jotta saadaan yhteys siirtymän ja voiman välille. Voima-anturin valinta perustuu maksimivoimaan, sekä sen kykyyn toimia väsytykskoikeissa.



### 3 JÄRJESTELMÄN MITOITUS

Järjestelmän mitoituksen perusteena ovat olemassa oleva hydraulikkapumppu, jonka tilavuusvirta on 200 l/min, sekä järjestelmäpaine 210 bar. Vaatimukset jotka järjestelmälle on asetettu, ovat sylinterin kyky tuottaa 750 kN voima staattisia kokeita varten, sekä 500 kN voima dynaamisia kokeita varten. Dynaamisissa kokeissa on päästävä 10 Hz taajuuteen siirtymän ollessa 1 mm luokkaa. Alla oleva kaavio esittää mitoituksen kulun.



**Kaavio 1.** Suunnittelun kulku (Fonselius et al., 1998, 179-180)

Järjestelmätyypiksi valitaan P-säädöllä toteutettu suljettu säätöpiiri.

#### 3.1 Sylinterin mitoitus

Järjestelmäpaineen avulla voidaan mitoittaa tarvittava sylinterin tehollinen pinta-ala. Tarvittava pinta-ala voidaan mitoittaa yhtälön 1 avulla. Optimaalinen mitoitus toteutetaan niin että 2/3 järjestelmäpaineesta on käytettävissä dynaamiselle kuormitukselle.

$$A_r = \frac{F}{p} = \frac{500\,000\text{ N}}{14\text{ N/mm}^2} = 35714,2\text{ mm}^2$$

Lasketulla pinta-alalla saadaan myös toteutettua 750 kN-voimalla staattisia kokeita, koska staattiselle kuormitukselle on käytössä koko järjestelmäpaine ja silloin saavutettava voima on kolmanneksen suurempi. Sylinterin tehollisesta pinta-alasta voidaan määrittää männän ja männänvarren halkaisijat yhtälön 23 avulla. Yhtälö 23 pätee symmetriselle sylinterille.

$$A_r = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \quad (23)$$

Yhtälössä 23  $D$  on männän halkaisija [mm] ja  $d$  männänvarren halkaisija [mm].

Laskentaa varten pitää päättää alustava halkaisija männälle. Valitaan männän halkaisijaksi  $D=250$  mm. Yhtälöstä 23 ratkaistaan  $d$ , jolloin saadaan tietää männän varren suurin mahdollinen halkaisija.

$$d \leq \sqrt{\frac{\pi D^2 - 4A_r}{\pi}} = \sqrt{\frac{\pi 250^2 \text{ mm}^2 - 4 \times 36\,000 \text{ mm}^2}{\pi}} \leq 129 \text{ mm}$$

Männän halkaisijan suurentaminen johtaa kalliimpaan ratkaisuun, ja vastaavasti pienemmällä männän halkaisijalla ei päästä tarvittavaan teholliseen pinta-alaan, tai männänvarren halkaisija jää todella pieneksi. Valitaan männän halkaisijaksi  $D=250$  mm ja männänvarren halkaisijaksi  $d=125$  mm. Lasketaan tarkka tehollinen pinta-ala kaavan 23 avulla.

$$A_r = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times (250 \text{ mm})^2}{4} - \frac{\pi \times (125 \text{ mm})^2}{4} = 36816 \text{ mm}^2$$

Sylinterin teholliseksi pinta-alaksi on valittu noin  $1000 \text{ mm}^2$  suurempi pinta-ala, kun mitä kuormitusvaatimukset asettavat. Tällä ylimitoituksella otetaan huomioon sylinterille aiheutuvat kitkavoimat. Hydrostaattinen laakeroinnin ansiosta sylinterin kitkavoimat ovat erittäin pienet, ja sen vuoksi niitä ei ole otettu huomioon laskennassa tämän tarkemmin. Sylinterin iskupituudeksi valitaan 200 mm, laboratorion toiveiden mukaisesti. Männänvarsi porataan ontoksi alapäästä 1000 mm matkalta. Tällä saadaan aikaan massasäästöä sylinterille.

Sylinterin laakerointi ja tiivistys toteutetaan kappaleessa 2.5 esitetyn hydrostaattisen laakeroinnin avulla. Hydrostaattinen laakerointi toteutetaan neljällä öljytaskulla. Tämän lisäksi tarvitaan sylinterin molempiin päihin ”pyyhkimet”, jotka estävät epäpuhtauksien pääsyn männänvartta pitkin sylinterin sisään. Pyyhkimet toteutetaan PTFE/pronssi-renkaista joihin on kiinnitetty O-renkaat. O-renkaat ovat tehty viton-kumista. Näillä materiaaleilla varmistetaan matalakitkainen tiivistys. (Götz et al., 1999, s.107).

### 3.1.1 Sylinterin kiinnitys pöytään

Sylinterin kiinnitys pöytään on ratkaistu yhdessä toisen kandidaatintyön kanssa. Sylinteri kiinnitetään kuormituskehän työtason alle sylinterin laipan avulla. Laippa kiinnitetään pöytään ruuviliitoksen avulla. Kiinnitys toteutetaan kahdeksan ruuvin avulla. Eurocode 3 mukaan vedetyt ruuviliitokset jaetaan kahteen luokkaan, jotka ovat D ja E. Luokka E käsittää esijännitettävien ruuvein tehdyt liitokset. Väsymiskuormitetuissa liitoksissa on käytettävä tätä luokkaa. Ruuvin kierreosa toimii lovena, jonka vuoksi kierteen juureen muodostuu jännityshuippuja. Jännityshuippuja muodostuu myös kierteen päättymiskohdassa, sekä ruuvin ja ruuvikannan kosketuskohdassa. Yksittäisen ruuvin väsymiskestävyys vetokuormituksessa on olematon. Asettamalla ruuvi esijännitykselle, saadaan sen väsymiskestävyyttä parannettua huomattavasti. Ruuvin esijännitys voidaan laskea kaavasta 24. Valitaan mitoitusluokkaan 10.9 lujuusluokan M24 ruuvit, ja lasketaan kestäväkö liitos (Kaitila, 2010, s.89-96).

$$F_t = \frac{0,7 \times f_{ub} \times A_s}{g_{mb}} = \frac{0,7 \times 1000 \text{ MPa} \times 353 \text{ mm}^2}{1,25} = 197 \text{ kN} \quad (24)$$

Yhden ruuvin esijännitys on noin 197 kN. Koko liitoksen esijännitykseksi saadaan 1581 kN. Ruvien jännitysvoima on suurempi kuin ulkoinen kuorma, joten 8 kappaletta M24 ruuveja kestävä liitoksen dynaamisen kuormituksen, joka on  $\pm 500$  kN. Laipan paksuus on mitoitettava niin, että sen taipuma on hyvin pieni. Laipan taipuessa tulee ruuveille lisärasituksia laipan taipuman aiheuttamasta vipuvaikutuksesta. Laipan paksuus on mitoitettu FE-analyysin avulla, ja esitetty liitteessä 3. Laipan paksuudeksi saatiin 80mm. Ruuvit tulee pyrkiä sijoittamaan mahdollisimman lähelle kuormitusalueita.

### 3.2 Servoventtiilin mitoitus

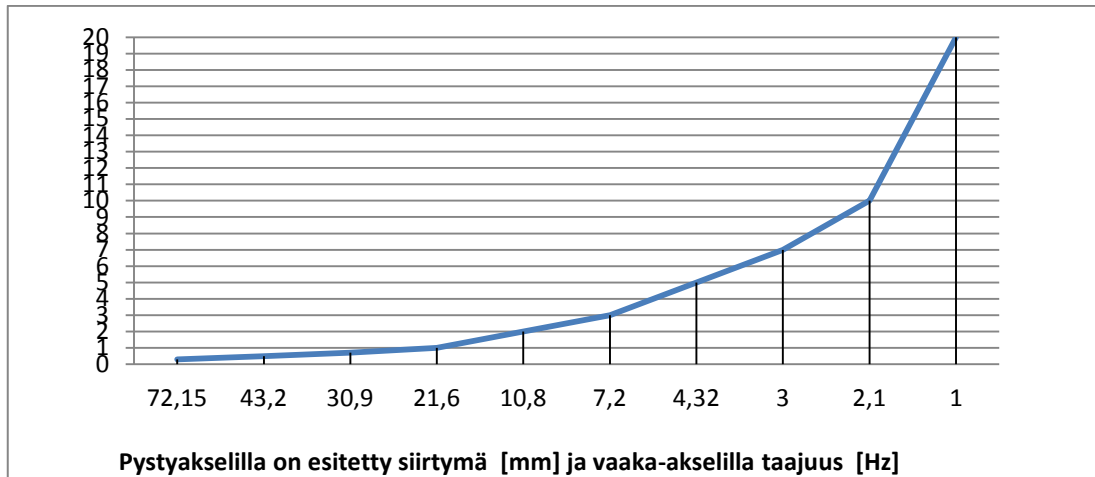
Sylinterin pinta-alan ja pumpun tuoton avulla voidaan laskea sylinterin suurin nopeus  $v_{max}$  (yhtälö 2). Ennen nopeuden laskemista on tarkistettava minkälaisia servoventtiilejä markkinoilla on saatavilla. Venttiilin valmistajilta ei löydy servoventtiilejä joiden nimellistilavuusvirta olisi 200 l/min 70 bar:in painehäviöllä. Vaihtoehtona ovat 151 l/min ja 227 l/min. Venttiilin nimellistilavuusvirran kasvattaminen liian suureksi aiheuttaa venttiilin dynaamisten ominaisuuksien heikentymistä. Venttiilin nimellistilavuuden kasvattaminen vaikuttaa myös paljon venttiilin hintaan. Valitaan alustavasti venttiili, jonka nimellistilavuusvirta on 151 l/min 70 bar:in painehäviöllä. Seuraavaksi on laskettava saavutetaanko tällä venttiilillä vaadittu nopeus ja taajuus järjestelmälle.

$$v_{max} = \frac{Q}{A} = \frac{151 \text{ l/min}}{36815 \text{ mm}^2} = \frac{0,0025166 \text{ m}}{0,036815 \text{ s}} = 0,0683 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Järjestelmälle on asetettu vaatimukseksi, että se sillä pystytään tekemään väsytykokeita 500 kN-voimalla, 10 Hz taajuudella siirtymän ollessa 1mm. Taajuus lasketaan yhtälön 22 avulla.

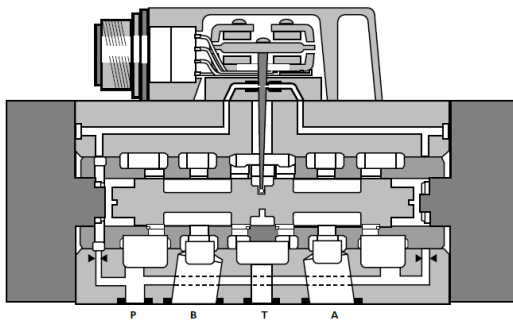
$$f = \frac{v_{max}}{\pi \times \Delta r} = \frac{68 \text{ mm/s}}{\pi \times 1 \text{ mm}} = 21,64 \text{ Hz}$$

Järjestelmän nopeus on riittävä ja sillä päästään haluttuun taajuuteen. Kuvassa 10 on esitetty eri taajuuksia eri siirtymillä. Nämä taajuudet on laskettu sylinterin tuottaessa 500 kN-voiman. Pienemmillä voimilla päästään suurempiin taajuuksiin.



**Kuva 10.** Järjestelmän siirtymä-taajuskuvaaja

Valitaan servoventtiiliksi Moogin valmistama 78-sarjan venttiili, jonka nimellistilavuusvirta on 151 l/min. 78-sarjan servoventtiili on 2-asteinen, jossa sähköinen käskyarvo muuttuu mekaaniseksi vääntömoottorilla (katso kuva 11). Venttiilille löytyy myös vaihtoehtoisia valmistajia kuten esimerkiksi Bosch Rexroth ja MTS. (Moog b)



**Kuva 11.** Moog 2-asteisen venttiilin periaatekuva (Moog b)

### 3.3 Jouston ja ominaiskulmanopeuden mitoitus

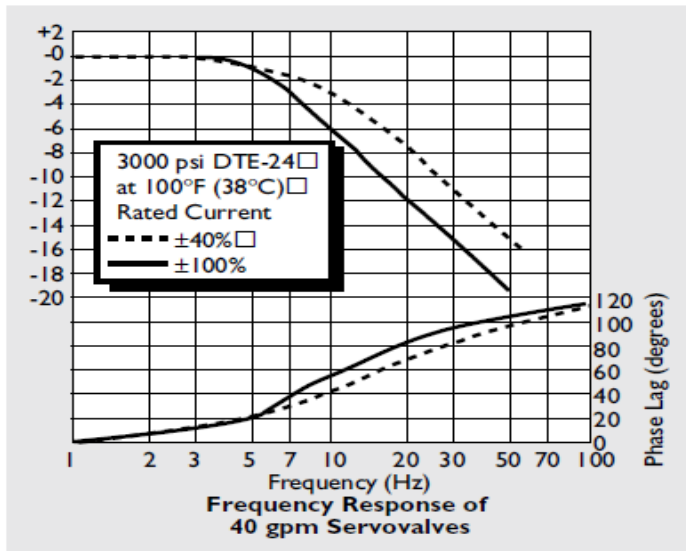
Jousto ja ominaiskulmanopeus pitää määrittää, jotta nähdään onko järjestelmä stabiili, ja jotta saadaan laskettua säätötarkkuus. Sylinterin ominaiskulmanopeus lasketaan yhtälön 15 mukaan. Kuormitukseksi oletetaan hitausmassa  $m$  ja vakiovoima  $F$ . Hitausmassaksi  $m$  oletetaan 100 kg, joka muodostuu männänvarren päähän kiinnitettävästä voima-anturista, jonka massa on noin 65 kg, sekä testauskappaleiden kiinnittimestä.

$$\omega_L = \sqrt{\frac{4 \times B_{öl} \times A_R}{H \times m}} = \sqrt{\frac{4 \times 1400 \text{ GPa} \times 0,036816 \text{ m}^2}{0,2 \text{ m} \times 100 \text{ kg}}} = 3210,7 \text{ s}^{-1}$$

Tästä voidaan laskea sylinteri-kuorma-järjestelmän ominaistajuus yhtälön 15 avulla.

$$f = \frac{\omega_L}{2\pi} = \frac{3210 \text{ s}^{-1}}{2\pi} = 511 \text{ Hz}$$

Venttiilin ominaistajuuden vaikutus piirin kokonaisvahvistukseen pitää ottaa huomioon. Tähän tarvitaan venttiilin rajataajuutta, joka saadaan venttiilin valmistajan antamasta taajuusvastekäyrästä. Valitun venttiilin (moog 78) taajuusvastekäyrä on kuvassa 12.



**Kuva 12.** Venttiilin taajuusvastekäyrä (Moog b)

Taajuusvastekäyrästä saadaan taajuus -90-asteen vaihekulmalla  $f_{-90}=40\text{Hz}$ . Tästä saadaan määritettyä servoventtiilin rajataajuus  $\omega_v$ . Tämän jälkeen voidaan määrittää kriittinen ominaistajuus yhtälön 16 avulla.

$$\omega_v = 2\pi \times f_{-90} = 2\pi \times 40 \text{ Hz} = 251,3 \text{ Hz}$$

$$\omega_{crit} = \frac{\omega_v \times \omega_L}{\omega_v + \omega_L} = \frac{251,3 \times 3210,7}{251,3 + 3210,7} \text{ Hz} = 233 \text{ Hz}$$

Nyt voidaan laskea optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin järjestelmälle. Mitoituksesta käy ilmi, että venttiilillä on huomattava vaikutus järjestelmän kokonaisvahvistuskertoimeen. Optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin lasketaan yhtälön 17 avulla.

$$Kv, opt = \frac{1}{3} \omega_{crit} = \frac{1}{3} \times 233 \text{ Hz} = 77,7 \text{ Hz}$$

### 3.4 Järjestelmän asemointitarkkuus ja kiihtyvyys

Järjestelmän asemointitarkkuus ratkaistaan yhtälön 19 avulla.

$$\Delta x \leq \frac{0,05 \times v_{max}}{Kv} = \frac{0,05 \times 68 \text{ mm/s}}{77,7 \text{ Hz}} = 0,043 \text{ mm}$$

Asemointitarkkuus on riittävä kuormituskehällä tehtäviä kokeita varten. Tyypillisesti siirtymät kokeissa ovat pienimmillään noin kymmenesosamillin luokkaa. Järjestelmän maksimikihtyvyys ratkaistaan kappaleessa 2.6.3 esitetyn teorian mukaan.

$$T = \frac{1}{Kv_{opt}} = \frac{1}{77,7 \text{ Hz}} = 0,01298 \text{ s}$$

Aikavakiosta saadaan kiihdytysaika  $T_b$ .

$$T_b = 6 \times T = 6 \times 0,01298 \text{ s} = 78 \text{ ms}$$

Tästä voidaan ratkaista sylinterin maksimikihtyvyys

$$a_{max} = \frac{v_{max}}{T_b} = \frac{0,068 \text{ m/s}}{0,078 \text{ s}} = 0,87 \text{ m/s}^2$$

### 3.5 Kokonaisvahvistuskertoimen määrittäminen

Tehdyillä komponenttivalinnoilla voidaan muokata ainoastaan sähköistä vahvistuskerrointa, jotta päästään haluttuun kokonaisvahvistuskertoimeen. Yhtälöä 9 käytetään sähköisen vahvistuskertoimen laskentaan. Laskennassa kokonaisvahvistuskertoimena käytetään juuri määritettyä optimaalista kokonaisvahvistuskerrointa.

$$K_p = \frac{K_v \times A}{V_q \times K_x}$$

Ennen kuin voidaan laskea sähköinen vahvistuskerroin, on tilavuusvirtavahvistuskerroin sekä asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin laskettava. Asematakaisinkytkennän vahvistuskerroin lasketaan yhtälön 12 mukaisesti. Mittausalueeksi takaisinkytkennälle tarvitaan sylinterin iskupituus. Mittausjärjestelmän jännitteeksi oletetaan 10V.

$$K_x = \frac{U_{ME}}{l_{act}} = \frac{10 \text{ V}}{0,2 \text{ m}} = 200 \text{ V/m}$$

Tilavuusvirtavahvistuskerroin lasketaan yhtälön 11 mukaan. Signaalin jännitteeksi oletetaan 10V.

$$V_q = \frac{Q}{U_{sig}} = \frac{200 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{10 \text{ V} \times 60 \text{ s}} = 33,33 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \times \text{V}}$$

Nyt voidaan laskea sähköinen vahvistuskerroin yhtälön 9 avulla.

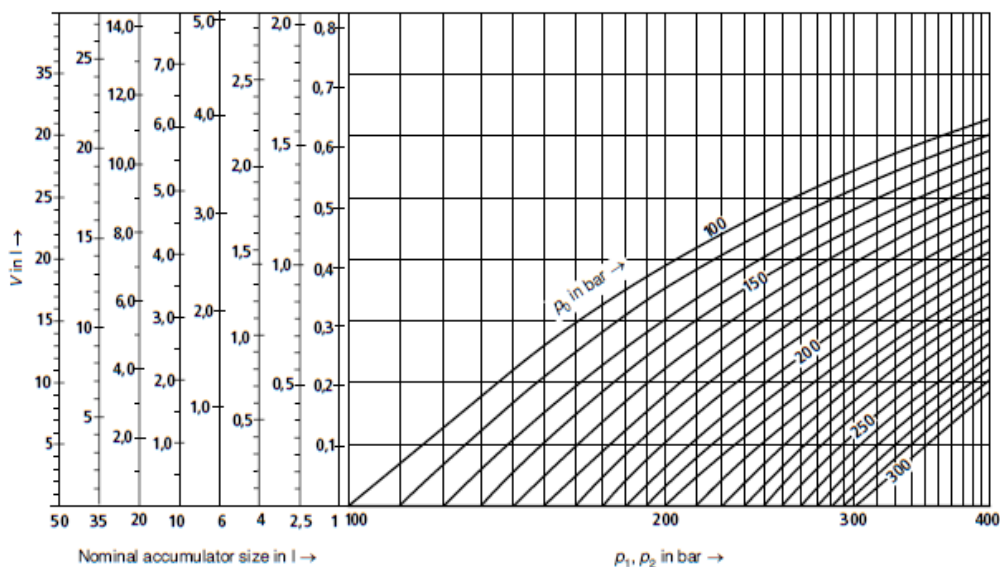
$$K_p = \frac{K_v \times A}{V_q \times K_x} = \frac{77,7 \text{ Hz} \times 0,036815 \text{ m}^2}{33,33 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \times \text{V}} \times 200 \text{ V/m}} = 43$$

Säätöjärjestelmä pitää virittää niin, että sähköiselle vahvistuskertoimelle saadaan yllä laskettu arvo. Kokonaisvahvistuskerroin on laskettu sillä oletuksella että säädinrakenne on P-säädin. Mikäli säädinrakennetta muutetaan, muuttuu myös piirin kokonaisvahvistuksen laskenta.



### 3.6 Paineakkujen mitoitus

Paineakun mitoitukseen vaikuttavat akusta haluttava tilavuusvirta, sekä alimman ja korkeimman käyttöpaineen suhde. Kuormituskehässä paineakkuja käytetään harvemmin tilavuusvirtalähteenä, vaan niiden pääasiallinen tehtävä on painevaihteluiden tasaaminen järjestelmässä. Järjestelmän ylin käyttöpainee on 21 MPa ja alin käyttöpainee 15 MPa. Ensimmäiseksi on määritettävä akun esitäyttöpaine. Painevaihteluiden tasaamiseen tarkoitetun paineakun esitäyttöpaineen on oltava 60% keskimääräisestä käyttöpaineeesta. Kuormituskehän keskimääräiseksi käyttöpaineeksi oletetaan 18 MPa. Näin ollen esitäyttöpaineen on oltava vähintään 10,7 MPa. Toinen ehto akun esitäyttöpaineelle on, että sen on oltava noin 10-20% pienempi kuin alin käyttöpainee. Valitaan esitäyttöpaineeksi 12 MPa, joka on 20% alimmasta käyttöpaineeesta. Akusta saatavaan nestetilavuuteen vaikuttaa akun kaasun tilavuuden muutosnopeus. Kaasun tilavuuden muutokset voivat olla isotermisiä tai adiabaattisia. Adiabaattisessa tilanmuutoksessa kaasun tilavuuden muutos tapahtuu niin nopeasti, että kaasun ja ympäristön lämpötilaerot eivät ehdi tasoittua. Mitoitetaan akut adiabaattiselle muutokselle. Näiden tietojen perusteella voidaan valita paineakku valmistajien antamista käyristä. Valitaan sopiva akku Bosch Rexrothin rakkoakun käyrästä. Käyrästä on esitetty kuvassa 13 (Hydac; Kauranne et al., 2008, s.220; Bosch Rexroth a).



**Kuva 13.** Paineakun valintakäyrästä (Bosch Rexroth a)

Paineakun valintakäyrästössä  $p_0$  on esitäyttöpaine,  $p_1$  on alin käyttöpaine ja  $p_2$  on ylin käyttöpaine. Valituilla arvoilla saadaan 1 litran kokoisella akulla vain noin 0.1 litran tilavuus akulta tyhjentymisen aikana. Akun käytettävyys tilavuusvirtalähteenä on siis olematon, mutta tätä tärkeämpi ominaisuus on akun kyky tasoittaa järjestelmässä syntyviä painevaihteluja. Akun kokoa kasvattamalla ei saada merkittävää hyötyä. Tämän takia valitaan pienin, eli 1 litran kokoinen akku. Paineakkuja tarvitaan tasaamaan painevaihteluja sekä tulo- että lähtöpuolella. Valitaan paineakuiksi Bosch Rexroth HAB-1-350-4X (Bosch Rexroth a)

### 3.7 Suodattimen mitoitus

Suodattimen valinta tehdään järjestelmän likaherkimmän komponentin vaatiman puhtausluokan mukaan. Aineenkoetuskoneessa likaherkin komponentti on servoventtiili. Servoventtiilin valmistaja ilmoittaa vaadittavan suodatustarkkuuden. Moog 78-sarjan servoventtiilin vaatima puhtausluokka pitkäaikaiseen käyttöön on  $B_5 \geq 75$ . Alaindeksissä oleva luku ilmoittaa suodatettavan lian hiukkaskoon. Tässä tapauksessa pienin suodatettava hiukkaskoko on 5  $\mu\text{m}$ . Suodatinaste 75 tarkoittaa, että suodatin erottaa 98,6 % 5  $\mu\text{m}$  kokoisista likahiukkasista (Ewald et al., 2001, s.220). Valitaan suodattimeksi Bosch Rexrothin 245-sarjan painesuodatin. 245-sarjan suodatin on tehty 250 barin maksimipaineelle. Suodatus-tarkkuudeksi valitaan 3  $\mu\text{m}$  ja suurimmaksi nimellistilavuussvirtaukseksi 250 l/min. Näillä tiedoilla suodattimen malliksi valikoituu 245PSFN0250-H3XLB00. Suodattimen kiinnitys toteutetaan suodatinpatruunan sivussa olevalla laipalla. Kuva 14 havainnollistaa suodattimen kiinnitystä (Bosch Rexroth b).

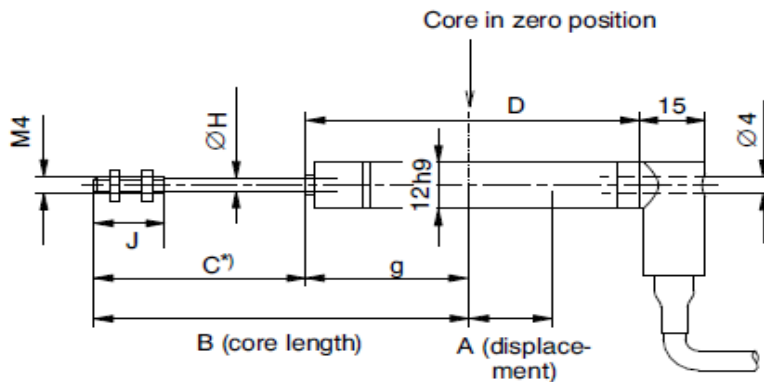


**Kuva 14.** Bosch Rexroth 245-sarjan suodatin (Bosch Rexroth b)

Suodattimen valinnassa on myös otettava huomioon käytettävän hydraulinesteen kinemaattinen viskositeetti. Viskositeetti vaikuttaa suodattimessa syntyvään painehäviöön. Painehäviö valitulle venttiilille on tilavuusvirralla 200 l/min noin 1 bar, nesteen viskositeetin ollessa 30 mm<sup>2</sup>/s.

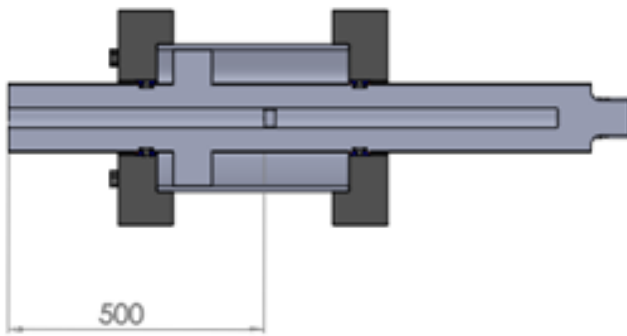
### 3.8 Anturit ja muut varusteet

Markkinoilla on tarjolla useita toimittajia jotka tarjoavat lähes samanlaisia antureita ja mittausjärjestelmiä. Tässä työssä on esitelty yhdet sopivat vaihtoehdot antureille. Asema-anturiksi valitaan HBM:n valmistama WA L -induktiivinen asema-anturi. Kyseinen asema-anturi on saatavissa halutulla 200mm mittausalueella. Asema-anturi kiinnitetään onttoon männänvarteen. Asema-anturin mittauspään kiinnitys tapahtuu M4-ruuviliitoksella männänvarteen. Anturin kiinnityskohta männänvarressa voidaan määrittää asema-anturin periaatekuvasta (kuva 15). Kiinnityskohta muodostuu kuvan 14 mitoista B ja D, jotka ovat molemmat noin 280 mm. Anturin kiinnityskohdaksi muodostuisi tällöin 560 mm männänvarren alapäästä, mutta koska anturin toiselle päälle on jätettävä kiinnitystilaa, valitaan männänvarren kiinnityskohdaksi 500 mm männänvarren alapäästä katsottuna.



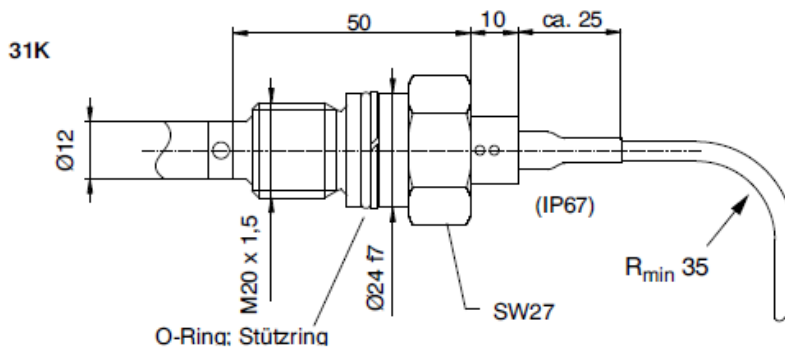
**Kuva 15.** Asema-anturin periaatekuva (HBM)

Männänvarren ontto pituus on 1000mm, minkä takia männänvarteen on asetettava haluttuun kiinnityskohtaan sovitekappale, jotta saadaan asema-anturi kiinnitettyä. Kuva 16 havainnollistaa sovitekappaleen paikkaa. Sovitekappale kiinnitetään männänvarren läpi menevällä pulttiliitoksella.



**Kuva 16.** Asema-anturin kiinnityspaikka

Asema-anturin toinen pää kiinnitetään erillisen kiinnityslevyn avulla. Kiinnityslevy kiinnitetään aineenkotuskoneen rakenteisiin. Asema-anturi kiinnitetään levyyn kuvan 17 mukaisesti kiristysmutterilla.

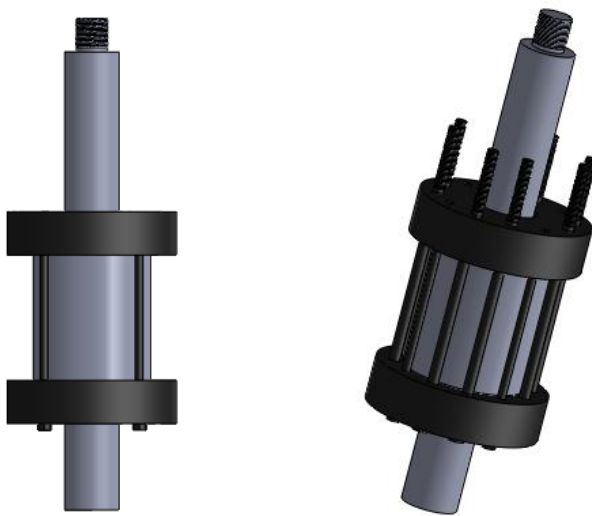


**Kuva 17.** Asema-anturin kiinnitys (HBM)

Voima-anturiksi valitaan interface:n valmistama 1140-mallin voima-anturi. Kyseinen voima-anturi on tehty 900 kN maksimivoimalle. Voima-anturin mittatarkkuus on 0,2% mitattavasta voimasta. Voima-anturi kiinnitetään männänvarteen ruuviliitoksen avulla. Kiinnitystä varten on männänvarren kuormituspäähän tehtävä ulkokierre joka on M72-2. Ulkokierteen aiheuttama kavennus männänvarressa on kriittinen männänvarren kestävyyskannalta. Männänvarren väsymiskestävyysmitoitukset on esitetty liitteessä 2.

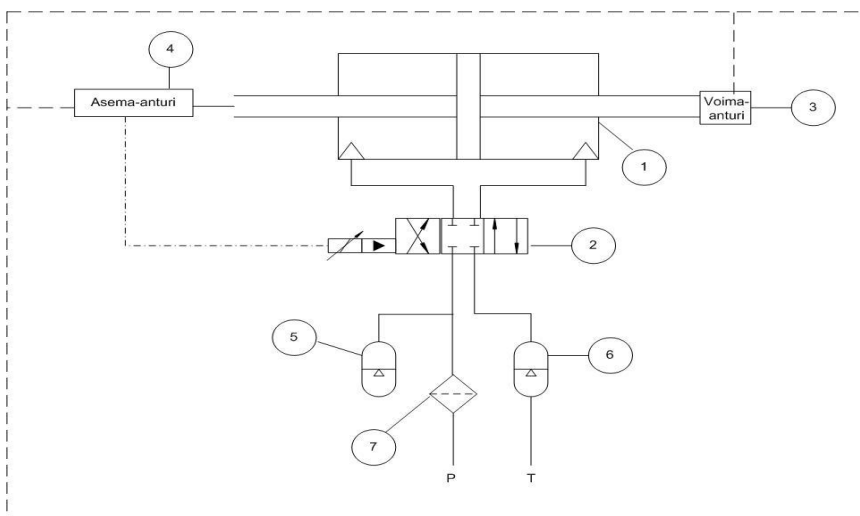
### 3.9 Lopullinen kokoonpano ja hydraulikkakaavio

Kuvassa 18 on esitetty 3d-malli sylinteristä, ilman pöytään kiinni tulevia ruuveja, sekä ruuvien kanssa. Sylinteri itsessään pysyy kasassa neljällä ruuviliitoksella, jonka lisäksi on 8 kpl M24 ruuveja, jolla sylinteri kiinnitetään pöytään. Sylinterin kasassa pitävät ruuvikoot määräytyvät sylinterivalmistajan toimesta. Sylinterin tärkeimmät mitat on esitetty liitteessä 1 olevassa piirustuksessa.



**Kuva 18.** Sylinterin 3d-kuvia

Yksinkertaistettu hydraulikkakaavio on esitetty kuvassa 19. Liitteen 1 piirustuksessa on osaluettelo, jossa viitataan hydraulikkakaavion komponentteihin.



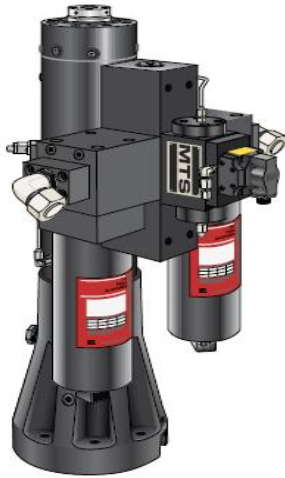
**Kuva 19.** Aineenkoetuskoneen hydraulikkakaavio

#### 4 TULOSTEN TARKASTELU JA JATKOKEHITYS

Työssä on onnistuttu mitoittamaan pääkomponentit järjestelmälle. Työlle asetetut tavoitteet ovat tältä osin täytetty. Valituilla komponenteilla saadaan aikaan järjestelmä, joka täyttää tämän työn alussa asetetut vaatimukset. Sylinterin suunnittelussa on kuitenkin paljon pieniä yksityiskohtia, jotka vaativat suunnittelua ja jatkokehitystä. Hydrostaattisen laakeroinnin toteutus jätettiin periaatteen tasolle. Laakeroinnin suunnittelussa on mietittävä öljytasujen paikkaa, sekä mahdollista keräilykanavaa laakeroinnista aiheutuville vuodoille. Työssä ei ole suunniteltu kaikkia sylinterin laakeroinnin yksityiskohtia, koska ne määräytyvät pitkälti sylinterivalmistajan toimesta. Putkiston suunnittelu hydraulikkapumpulta aineenkoetuskoneelle on jätetty suunnittelematta, koska tarkkaa paikkaa koneelle ei ole vielä tässä vaiheessa määritelty.

Tässä työssä ei perehdytty säädintyyppin valintaan ja se voi vaikuttaa paljon tehtyihin komponenttivalintoihin. Kokonaisvahvistuskertoimen ja koko järjestelmän käyttäytyminen muuttuu, mikäli säädintyyppiä vaihdetaan. Järjestelmän mitoituksessa on myös käsitelty koko piiriä asemansäätöpiirinä. Aineenkoetuskoneessa voidaan tuoda voimasäätö asemäsäädön rinnalle. Tällöin myös järjestelmän käyttäytyminen muuttuu.

Valitut komponentit ja valmistajat voivat muuttua paljon hankintavaiheessa. Komponenttien valinnassa ei ole kiinnitetty huomiota komponenttien hintoihin. Hydraulikkajärjestelmän komponenteista ei ole julkisesti saatavilla hintatietoja, ja koska projektin kannalta ei vielä ollut ajankohtaista pyytää toimittajilta tarjouksia, on komponentit valittu ilman kustannustarkastelua. Monelta eri valmistajalta on saatavilla valittuja komponentteja vastaavia tuotteita. Tarjousten pyytäminen nyt tehdyillä komponenttivalinnoilla on helppoa, koska komponentin valmistajan vaihtuessa ei järjestelmä, eikä komponentti ratkaisevasti muutu. Usealta valmistajalta on saatavissa myös toimilaitepaketteja, jotka sisältävät sylinterin, servoventtiilin, integroidun asema-anturin, paineakut ja suodattimen. Hankintavaiheessa on syytä vertailla valmiiden toimilaitepakettien hintaa erikseen hankittavien komponenttien kokonaishintaan verrattuna. Todennäköistä on kuitenkin, että nämä valmiit toimilaitepakitit ovat huomattavasti kalliimpia, kuin komponentit erikseen hankittuna ja itse kasattuna. Kuvassa 20 on esimerkki MTS:n valmistamasta toimilaitepaketista.



**Kuva 20.** Toimilaitepaketti (MTS b)

Kahden kandidaatintyön välisessä yhteistyössä onnistuttiin hyvin. Sylinterin sijoittelu ja kiinnitys pöydän rakenteisiin ratkaistiin yhdessä. Jatkokehityksen aihe on komponenttien lopullisen sijoittelun suunnittelu. Tässä työssä on suunniteltu antureiden kiinnitys, mutta servoventtiilin, paineakkujen ja suodattimen kiinnitys on jätetty vielä avoimeksi. Komponenttien kiinnitysmahdollisuudet määräytyvät pitkälti sylinterin ulkomuodon perusteella. Sylinterin valmistajilta saatavat sylinterit voivat poiketa tässä työssä hahmotellusta sylinteristä, ja siksi komponenttien sijoittelu on jätetty tässä vaiheessa suunnittelematta.

## 5 YHTEENVETO

Lappeenrannan teknillisen yliopiston teräsrakenteiden laboratorio suunnittelee hankkivansa uuden aineenkoetuskoneen. Aineenkoetuskoneella tehdään erilaisia aineenkoetuksia, kuten veto-puristus- ja väsytykskokeita. Aineenkoetuskoneella on tarkoitus tehdä staattisia kokeita 750 kN maksimivoimalla, sekä dynaamisia kokeita 500 kN voimalla. Tässä työssä suunniteltiin hydraulikkajärjestelmä aineenkoetuskoneelle. Työn tavoite oli mitoittaa ja valita pääkomponentit hydraulikkajärjestelmälle.

Aineenkoetuskoneen hydraulikkajärjestelmä toteutetaan sähköhydraulisella servojärjestelmällä. Kyseessä on suljetun säätöpiirin järjestelmä, jossa säädettävää suuretta mitataan jatkuvasti ja verrataan käskyarvoon. Säädettävä suure on aineenkoetuskoneen säätöpiirissä asema, eli kyseessä on asemansäätöpiiri. Asemansäätöpiiri sisältää säätölaitteen ja säädettävän prosessin. Säätölaite koostuu säätimestä ja asemanmittausjärjestelmästä. Säädettävä prosessi koostuu hydraulisylinteristä ja servoventtiilistä.

Suurimmat haasteet servojärjestelmän mitoitukseen aiheutuvat järjestelmän mahdollisuudesta epästabiiliin käyttäytymiseen. Säädettävän prosessin ominaistaajuuden avulla voidaan määrittää säätölaitteelle optimaalinen kokonaisvahvistuskerroin, jolla vältetään järjestelmän epästabiili käyttäytyminen. Säätölaitteen kokonaisvahvistuskerroin määräytyy tilavuusvirran vahvistuskertoimesta, sähköisestä vahvistuskertoimesta, asematakaisinkytkennän vahvistuskertoimesta, sekä sylinterin pinta-alasta.

Lähtötiedot ja järjestelmän stabiilius huomioon ottaen, mitoitettiin järjestelmälle symmetrinen sylinteri, servoventtiili, paineakut, suodatin sekä voima- ja asema-anturi. Lisäksi suunniteltiin sylinterin kiinnitys pöytään ja antureiden kiinnitys sylinteriin.



## LÄHTEET

Bosch Rexroth a. Bladder type accumulator. [verkkodokumentti]. [viitattu 20.4.2012].

Saatavissa:

[http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET&language=enGB&ccat\\_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search\\_action=submit&search\\_query=50170&History=&DisplayType=pict](http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET&language=enGB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=50170&History=&DisplayType=pict)

Bosch Rexroth b. 245 filter technical documentation. [verkkodokumentti]. [viitattu 10.4.2012]. Saatavissa:

<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&Region=none&VHist=Start%2Cp537431&PageID=p537436>

Classle. [verkkodokumentti]. [viitattu 15.3.2012]. Saatavissa:

<http://www.classle.net/book/clone-accumulator>

Directindustry. [verkkosivuilla]. [viitattu 29.1.2012]. Saatavilla:

<http://www.directindustry.com/prod/instron/hydraulic-universal-testing-machine-utm-s-18463-41829.html>

Ewald, R. & Hutter, J. & Kretz, D. & Liedhegener, F. & Schenkel, W. & Schmitt, A. 2001. The hydraulic trainer, osa 2. Proportionaali- ja servoventtiilitekniikka. Bosch Rexroth Ag. s.134-136, 162, 204-209.

FMT-aineenkoetuslaitteet, Matertest Oy. PC-ohjatut testaussylinterijärjestelmät. [verkkodokumentti]. [viitattu 2.2.2012] Saatavilla: <http://www.matertest.fi/Docs/FMT-SSfi.pdf>

Fonselius, J. 1993. Hydrauliiikka. Koneautomaatio. Opetushallitus. 8. painos. s.9,65-66, 152-153,158,161. ISBN 951-37-1238-9

Fonselius, J. & Rinkinen, R. & Vilenius, M. 1998. Servotekniikka. Koneautomaatio. Opetushallitus. s. 7, 63, 179-180. ISBN 951-719-472-2

Götz, W. & Haack, S. & Mertlik, R. 1999. Electrohydraulic Proportional and Control Systems. Robert Bosch GmbH. s.33, 103-104. ISBN 3-933698-05-7

Halme, T. 2010. Luentomateriaali. Lujuusoppi 1. Materiaalien väsyminen

Handroos, H. 2011. Luentomoniste. Mekatroniikka. Asema- ja kulma-anturit. [viitattu 25.3.2012].

HBM. Inductive standard displacement transducers. [verkkodokumentti]. [viitattu 18.4.2012]. Saatavilla:

<http://www.hbm.com/en/menu/products/transducers-sensors/displacement/documentation/categorie/displacement-transducers/product/wahl/backPID/displacement/?cHash=800335f690d414feb1fe02a476fe9530&parent=236&pg=3>

Jelali & Kroll, 2003. Hydraulic servo-systems. Modelling, Identification and Control. Springer. s.17-18. ISBN 1852336927.

Kaitila, O. 2010. Teräsrakenteiden suunnittelu ja mitoitus. Eurocode 3-oppikirja. Teräsrakenneyhdistys. s. 89-96, 153. ISBN-978-952-9683-50-5.

Karhula, J. 2010. Luentomateriaali. Koneenosien suunnittelun peruskurssi.

Kauranne, H. & Kajaste, R. & Vilenius, M. 2008. Hydraulitekniikka. WSOY Oppimateriaalit. s. 2-3, 5-7,13, 23-31, 212-214, 220. ISBN 978-951-0-33844-5

Lähteenmäki, 2009. Väsyminen, taustaa. [verkkodokumentti]. [viitattu 10.5.2012]. Saatavilla: [http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/luj2\\_pdf/vasy\\_k.pdf](http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/luj2_pdf/vasy_k.pdf)

Moog a. Electrohydraulic valves, a technical look. [verkkodokumentti] [viitattu 29.2.2012] Saatavilla: <http://www.moog.com.au/literature/ICD/Valves-Introduction.pdf>

Moog b. 78 series servovalves. [verkkodokumentti] [viitattu 5.4.2012]

Saatavilla: <http://www.moog.com/literature/ICD/78series.pdf>

Moog c. Moog actuator overview. [verkkodokumentti] [viitattu 9.4.2012]

Saatavilla:<http://www.series.upatras.gr/sites/default/files/MOOG%20-%20JRA1%20Actuation%20at%20Moog.pdf>

MTS a. Series 244 Hydraulic Actuator. [verkkodokumentti]. [viitattu 10.3.2012] Saatavilla:

[http://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev\\_002093.pdf](http://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev_002093.pdf)

MTS b. Series 248 hydraulic actuator. [verkkodokumentti]. [viitattu 23.4.2012] Saatavilla:

[http://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev\\_002095.pdf](http://www.mts.com/ucm/groups/public/documents/library/dev_002095.pdf)

Ovako. Cromax 42CrMo4. [verkkodokumentti]. [viitattu 4.5.2012] Saatavilla:

[http://www.ovako.com/Global/Downloads/Product\\_information/Cromax/EN/Cromax%2042CrMo4.pdf](http://www.ovako.com/Global/Downloads/Product_information/Cromax/EN/Cromax%2042CrMo4.pdf)

Poley, R. 2005. DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators. Texas Instruments.

[verkkodokumentti]. [viitattu 20.2.2012]. Saatavilla:

<http://www.ti.com/lit/an/spra76/spra76.pdf>

Roymech. Stress concentration factors [verkkodokumentti]. [päivitetty 9.5.2010]. [viitattu 4.5.2012] Saatavilla:

([http://www.roymech.co.uk/Useful\\_Tables/Fatigue/Stress\\_concentration.html](http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/Stress_concentration.html))

Servotest. Hydrostatic bearing actuator. [verkkodokumentti]. [viitattu 14.3.2012] Saatavilla:

<http://www.gaoli.com.mx/catalogos%20servotest/Hydrostatic%20Bearing%20Actuators.pdf>

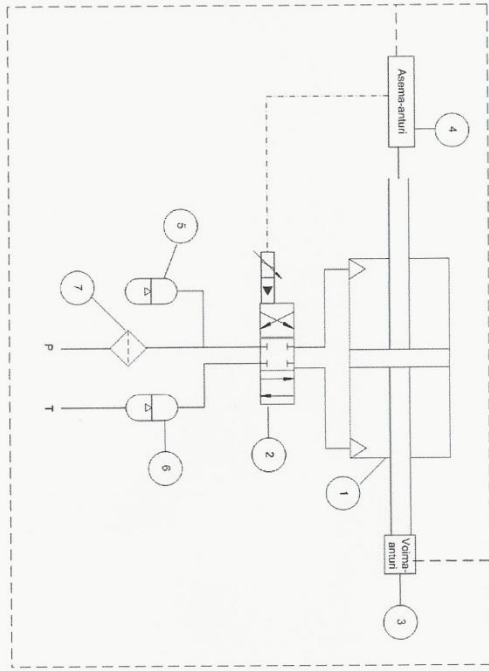
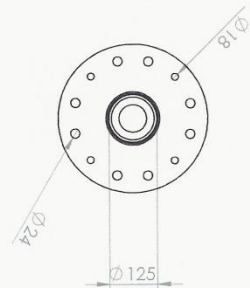
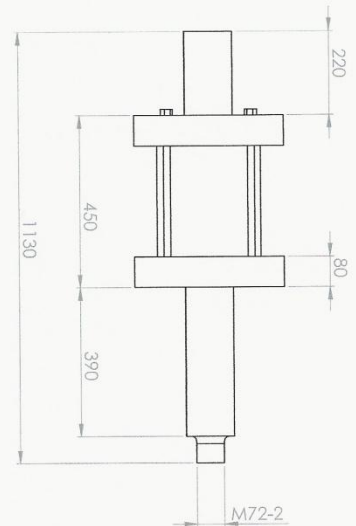
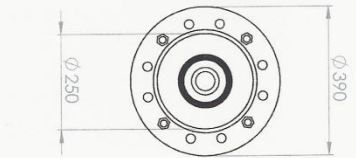
Symynck, J. & De Bal, F. 2009. Dynamic testing with an electromechanical actuator instead of a servohydraulic actuator. Sint-Lieven Hogeschool. [verkkodokumentti]. [viitattu 14.3.2012]. Saatavilla:

[http://mechanics.kahosl.be/fatimat/images/papers-books/paper\\_v1.1\\_dynamic\\_testing\\_with\\_an\\_em\\_actuator\\_instead\\_of\\_a\\_servohydraulic\\_actuator.pdf](http://mechanics.kahosl.be/fatimat/images/papers-books/paper_v1.1_dynamic_testing_with_an_em_actuator_instead_of_a_servohydraulic_actuator.pdf)

University of Cambridge. Department of Chemical Engineering and Biotechnology. Hydrodynamic Voltammetry. [verkkodokumentti]. [viitattu 28.5.2012]. Saatavilla: <http://www.ceb.cam.ac.uk/pages/hydrodynamic-voltammetry.html>

Åman, R. 2011. Luentomoniste. Hydrauliteknikka. Johdanto, perusteita. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. s.4-5. [pdf-dokumentti]. Saatavilla: <https://noppa.lut.fi/noppa/opintojakso/bk60a0100/luennot>

# LIITE 1. Lopullinen kokoonpano



Osa	Kuvaus	Määrä	Vaihtauset
1	Syöttö	1	Ø 250/125 x 200
2	Servoventtiili	1	Moog 78, 151 1mm
3	Voima-anturi	1	Interface 1140 (900KN)
4	Asennus-anturi	1	HBM W/A L (200mm)
5	Painekku	1	HAB-1-350-4X
6	Painekku	1	HAB-1-350-4X
7	Suodatin	1	Bosch Rexroth 245PSFN0250-H3X

NAME	ISSUED	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE
DAVIN	08/08/08								
CRUD									
APPD									
MCS									
QA									

INSTITUTIONS PROJECT: ...  
 DRAWING NAME IN MILLIMETERS ...  
 DRAWING NO: 2188M

DATE: ...

SCALE: 1/10

FIG. NO.: ...

PROJECT NAME: Hydraulikkajärjestelmä

SHEET 1 OF 1

A3

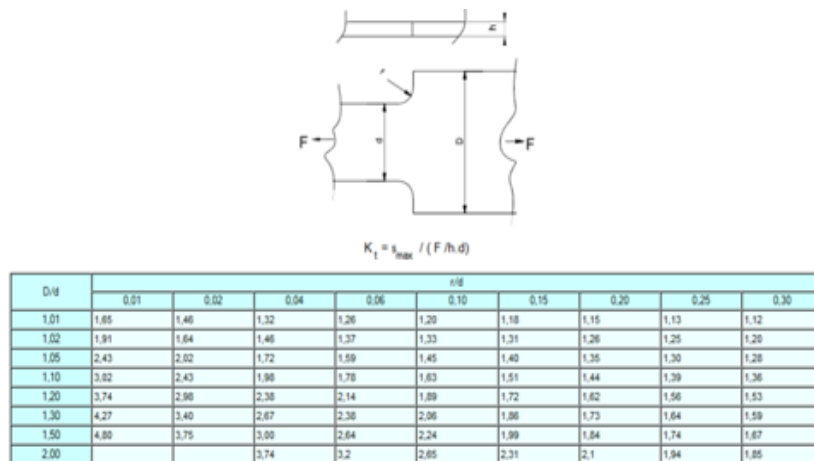
## Liite 2. Männänvarren väsymistarkastelu

Männänvarren päähän tulevaa kierrettä varten on männänvarren halkaisijaa kavennettava 125 mm noin 75mm:iin. Kavennus aiheuttaa väsymisen kannalta kriittisen geometrisen epäjatkuvuuskohdan. Epäjatkuvuuskohdassa syntyy jännityshuippuja, jotka voivat aiheuttaa väsymissäröjä. Lovelle voidaan laskea lovivaikutusluku, joka kuvaa loven vaikutusta syntyviin jännityksiin. Lovivaikutusluku lasketaan yhtälön 25 avulla (Kaitila, 2010, s.153).

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad (25)$$

Yhtälössä 1  $q$  on loviherkkyysluku ja  $K_t$  on loven muotoluku.

Kirjallisuudessa on taulukoitu erilaisia arvoja loviherkkyysluvulle. Männänvarsi tehdään nuorrutusteräksestä, jonka loviherkkyysluku on 0,9. Loven muotoluku riippuu loven muodosta, terävyydestä ja kuormituksen tyypistä. Kuvassa 21 on esitetty käyrästä, josta voidaan laskea loven muotoluku kavennukselle (Karhula, 2010).



**Kuva 21.** Loven muotoluvun valintataulukko (Roymech)

Männänvarteen tehtävän kavennuksen suhde  $D/d$  on  $125/75=1,667$ . Laskentaa varten on valittava alustava pyöristyssäde  $r$  kavennukselle. Valitaan pyöristyssäteeksi 22mm, jolloin saadaan laskettua suhdeluku  $r/d=22/75=0,29$ . Näillä arvoilla voidaan määrittää kuvasta 21

loven muotoluku, joka on noin 1,75. Tästä voidaan laskea kaavan 25 avulla lovenvaikutusluku.

$$K_f = 1 + 0,9 \times (1,75 - 1) = 1,68$$

Seuraavaksi lasketaan kappaleen nimellinen jännitys. Männänvarren nimellinen jännitys lasketaan loven nettopoikkipinta-alan mukaan. Nettopoikkipinta-alalla tarkoitetaan männänvarren ja kierteen pinta-alan erotusta. Nettopoikkipinta-ala lasketaan kaavan 26 avulla.

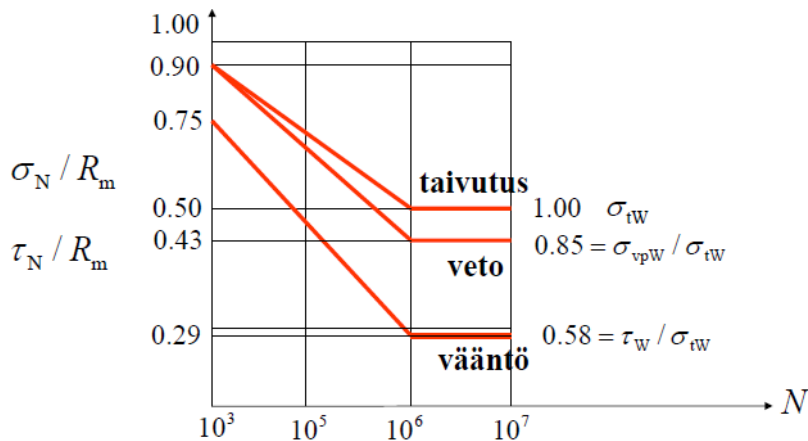
$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} - \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{\pi \times (125 \text{ mm})^2}{4} - \frac{\pi \times (75 \text{ mm})^2}{4} = 7854 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

Kaavassa 26 mitat  $d$  ja  $D$  viittaavat kuvan 21 mittoihin.

Nettopoikkipinta-alan avulla voidaan laskea maksimaalinen, nimellinen jännitys männänvarressa kaavan 27 avulla. Kaavassa otetaan huomioon laskettu lovivaikutusluku. Kuormituksena käytetään dynaamisten kokeiden maksimivoimaa 500 kN.

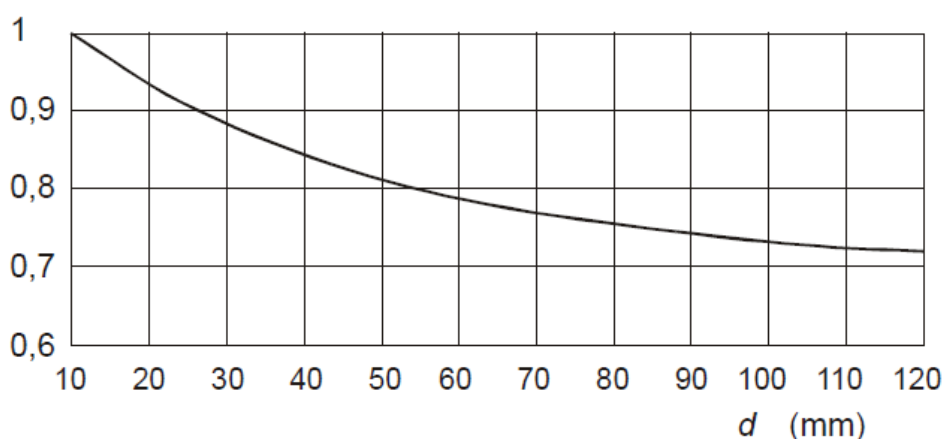
$$\sigma_{max} = K_f \times \frac{F}{A} = 1,68 \times \frac{500 \text{ kN}}{7854 \text{ mm}^2} = 107 \text{ MPa} \quad (27)$$

Männänvarren materiaali on valittava, jotta saadaan väsymistarkastelua varten materiaaliarvot. Valitaan männänvarren materiaaliksi nuorrutusteräs 42CrMo4, jolla saadaan männänvarrelle riittävää lujuutta ja sitkeyttä. Kyseisen teräksen myötöraja  $R_e$  on 550 MPa ja murtolujuus  $R_m$  800 MPa, kun halkaisija  $d < 160$  mm. Väsymistarkastelua varten on määritettävä teräksen vaihtolujuus. Teräksen vaihtolujuutta  $\sigma_w$  voidaan arvioida murtolujuuden perusteella. Kuvan 2 S-N käyrällä voidaan arvioida valitun teräksen vaihtolujuutta. (Halme, 2010; Ovako)



**Kuva 22.** Vaihtolujuuden arviointi käyrästä (Halme 2010)

Kuvasta 22 voidaan lukea että vetokuormitetulle kappaleelle, jolta vaaditaan ääretöntä kestoikää, on vaihtolujuus 0,43 kertaa murtolujuus. Vaihtolujuus valitulle teräkselle on näin  $0,43 \times 800\text{MPa} = 344\text{MPa}$ . Väsymistarkastelua varten on laskettava myös redusoitu vaihtolujuus. Redusoitu vaihtolujuus ottaa huomioon pinnanlaadun ja kappaleen koon ja muodon heikentävän vaikutuksen. Epätasaisuudet kappaleen pinnalla heikentävät vaihtolujuutta, ja mitä suurempi kappale on, sitä enemmän sen pinnalla on väsymissärön ydintymiskohtia. Valitun teräksen pinnanlaatu on erittäin hyvä ( $R_a < 0,2 \mu\text{m}$ ), joten sen pinnanlaadun kerroin  $\gamma$  on hyvin lähellä arvoa 1. Koon ja muodon vaikutusluku voidaan lukea kuvata 23 (Karhula 2010).



**Kuva 23.** Koon ja muodon vaikutuslukukäyrästä (Karhula, 2010)

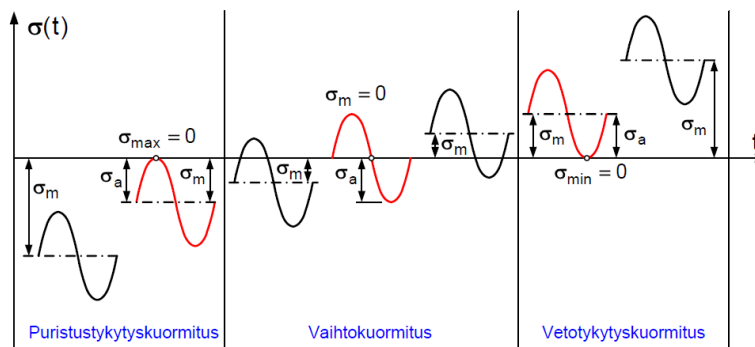
Kuvasta voidaan arvioida männänvarren koko- ja muotoluvuksi 0,7. Näillä arvoilla voidaan laskea redusoitu vaihtolujuus kaavan 28 avulla.



$$\sigma_{wred} = \gamma \times m \times \sigma_{wred} = \quad (28)$$

$$1 \times 0,7 \times 344 \text{ MPa} = 241 \text{ MPa}$$

Väsymistarkastelua varten on analysoitava männänvarrelle aiheutuva kuormituksen tyyppi. Kuormitus voi olla joko tykyttävää tai vaihtokuormitusta. Vaihtokuormituksessa jännityksen suunta vaihtuu kuormanjakson aikana. Tämä tarkoittaa, että kuormituksena on sekä vetoa että puristusta. Tykyttävä kuormituksessa jännityksen suunta ei vaihdu, vaan kuormituksena on joko pelkkää vetoa tai pelkkää puristusta. Kuva 4 havainnollistaa erilaisten kuormitustyyppien käyttäytymistä. Todellisuudessa kuormituksen tyyppi vaihtelee, mutta laskennan helpottamiseksi määritellään varmuuskertoimet erikseen tykytyskuormitukselle ja vaihtokuormitukselle (Lähtenmäki 2009).



**Kuva 24.** Erilaiset kuormitustyyppit (Lähtenmäki 2009)

Kuvassa 24 näkyvä  $\sigma_m$  on keskijännitys ja  $\sigma_a$  on jännitysamplitudi. Keskijännitys lasketaan kaavan 29 mukaan ja jännitysamplitudi kaavan 30 mukaan. Nämä kaavat pätevät vakioamplitudiselle kuormitukselle. Laskennassa oletetaan kuormituksen olevan vakioamplitudista kuormitusta. (Lähtenmäki 2009)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (29)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (30)$$

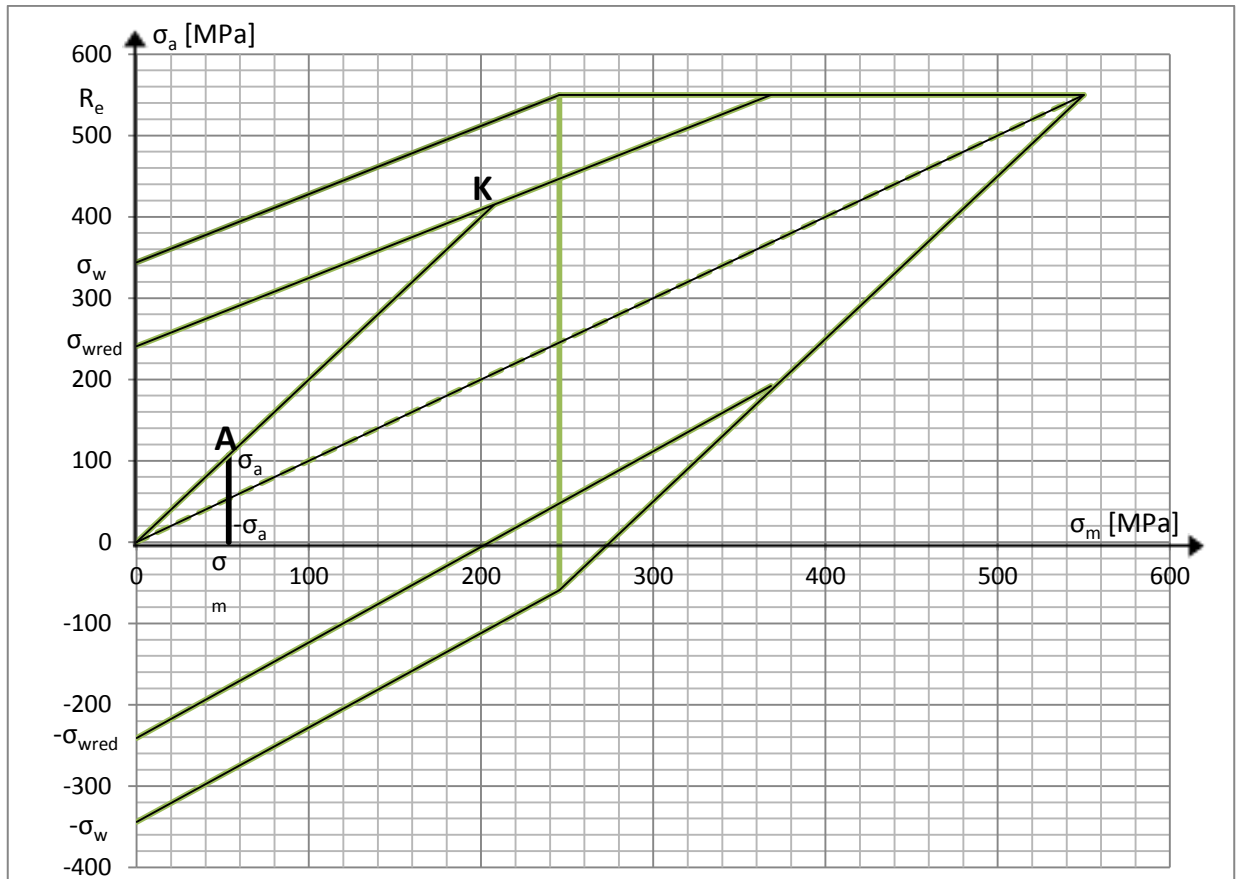
Tapauksessa, jossa kuormitus on vaihtokuormitusta ja keskijännitys on nolla, voidaan dynaaminen varmuusluku määrittää suoraan kaavan 31 avulla.

$$n = \frac{\sigma_{wred}}{\sigma_{nim,max}} = \frac{241 \text{ MPa}}{107 \text{ MPa}} = 2,25 \quad (31)$$

Vetotokytskyormituksen dynaaminen varmuuskerroin määritetään smithin väsymispiirroksen avulla. Väsymispiirrosta varten pitää laskea keskijännitys ja jännitysamplitudi kaavojen 29 ja 30 avulla. Vetotokytskyormituksessa  $\sigma_{min}$  on nolla, josta seuraa että keskijännitys ja jännitysamplitudi ovat yhtä suuret. Lasketaan jännitysamplitudi ja keskijännitys.

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{107}{2} = 53,5 \text{ MPa}$$

Näiden tietojen avulla voidaan piirtää Smithin väsymislukujauspiirros. Väsymislukujauspiirroksista voidaan laskea dynaaminen varmuusluku. Smithin väsymislukujauspiirros on esitetty kuvassa 25 (seuraavalla sivulla).



**Kuva 25.** Smithin väsymislujuuspiirros vetotykytyskuormitukselle

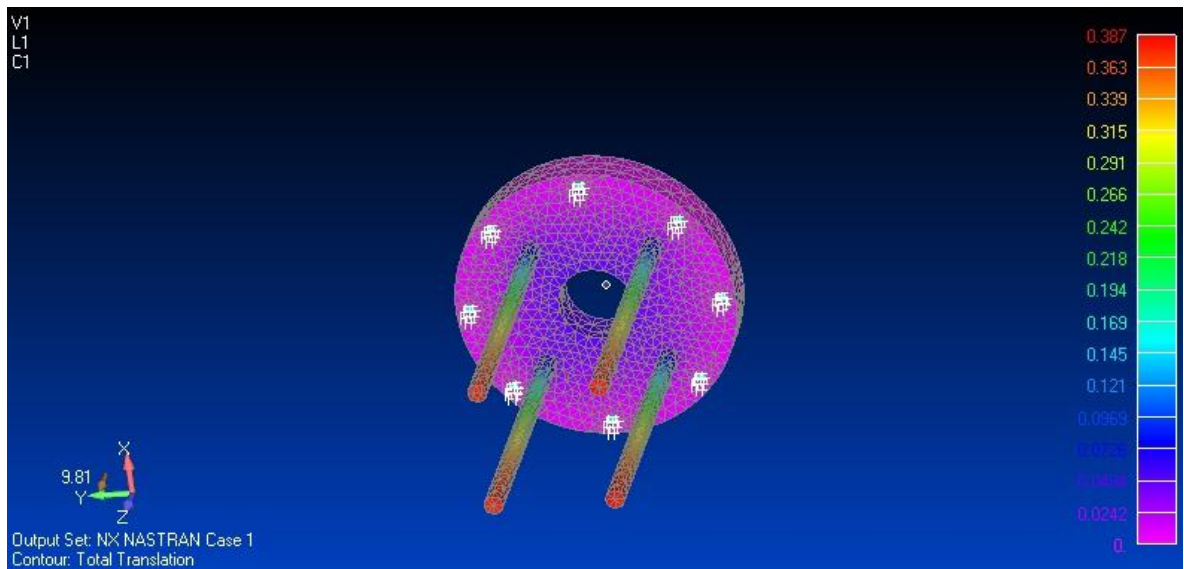
Smithin väsymislujuuspiirrokselta saadaan laskettua dynaaminen varmuusluku. Dynaaminen varmuusluku lasketaan kaavan 32 avulla. Dynaaminen varmuusluku lasketaan kuvan 25 etäisyyksien OA ja OK avulla.

$$n = \frac{OK}{OA} = \frac{6,5 \text{ mm}}{1,6 \text{ mm}} = 4,06 \quad (32)$$

Dynaamiseksi varmuusluvuksi vaihtokuormitukselle saadaan 2,25 ja vetotykytyskuormitukselle 4,33.

### LIITE 3. Sylinterin laipan mitoitus

Sylinterin kiinnityslaipan mitoitus toteutettiin FE-analyysillä käyttäen Femap/NxNastran-ohjelmaa. Sylinterin kiinnitys aineenkoetuskoneen pöytään toteutetaan M24 ruuviliitoksilla. Laipan materiaalina oletetaan käytettävän S355 rakenneterästä. FE-analyysissä kuormitus on asetettu välittymään sylinterin kiinnitysruuvien kautta. Kuormituksena käytettiin 800 kN ja laipan omamassan vaikutus otettiin huomioon. Taipumarajaksi asetettiin 0.1 mm, joka on sama kuin kehärakenteen taipumaraja. Näin pienellä taipumalla vältetään myös lisärasitusten aiheutuminen ruuviliitoksille, joilla sylinteri kiinnitetään pöytään. FE-analyysi toteutettiin usealla eri laipan paksuudella. 80 mm laipan paksuudella päästään haluttuun taipumarajaan. Tällä laipan paksuudella päästään 0,09mm taipumaan laipassa. Kuvassa 26 on laipan siirtymäkuvaaja. Kuvassa 26 näkyvät suurimmat siirtymät vaikuttavat kiinnitysruuvien vapaassa päässä. Todellisuudessa ruuvit ovat kiinni sylinterin toisessa päässä, jolloin siirtymiä ei tule.



**Kuva 26.** Sylinterin kiinnityslaipan siirtymäkuvaaja

Laipan suurimmat Von Misesin jännitykset jäävät alle 200 MPa. Ruuveille jolla laippa on kiinnitetty sylinteriin, aiheutuu 203 MPa jännitys. S355- teräksestä tehty laippa, joka on 80 mm paksu, kestää hyvin kuormitukset.