



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

HENRIK TOMMILA  
PYÖRIMISNOPEUSSÄÄDETTY PUMPPUOHJATTU SYLINTERI-  
KÄYTTÖ

Diplomityö

Tarkastaja: professori Seppo Tikka-  
nen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Teknisten tieteiden tiedekuntaneu-  
voston kokouksessa 3. joulukuuta  
2014

## TIIVISTELMÄ

**HENRIK TOMMILA:** Pyörimisnopeussäädetty pumppuohjattu sylinterikäyttö

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 63 sivua, 34 liitesivua

Helmikuu 2015

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Seppo Tikkanen

**Avainsanat:** pumppuohjaus, energian talteenotto, pumppu-moottori, paineakku, pyörimisnopeussäätö, simulointi, sylinterikäyttö

Tämän diplomityön tarkoituksena oli tutkia erään pumppuohjatun ratkaisun soveltuvuutta ja ominaisuuksia sylinterin ohjauksessa. Järjestelmä on sähköhydrostaattinen ja se sisältää kaksi rinnankytkettyä vakioilavuuksista pumppu-moottoria. Järjestelmän tehonlähteenä toimii sähkökäyttöinen servomoottori. Pumppu-moottoreiden tuottoon vaikutetaan säätämällä servomoottorin pyörimisnopeutta. Järjestelmä mahdollistaa energian varastoinnin paineakkuun sekä energian siirtämisen takaisin sähköverkkoon.

Tutkimus aloitettiin perehtymällä järjestelmän toimintaan sekä lukemalla aiheeseen liittyviä artikkeleita ja tutkimuksia. Seuraavana vaiheena oli tehdä komponenttivalinnat ja tilaukset. Järjestelmästä luotiin simulointimalli, jota käytettiin komponenttivalintojen apuna. Järjestelmän rungosta luotiin CAD-malli ja piirustukset. Piirustusten avulla rakennettiin runko ja järjestelmä kokoonpantiin. Kokoonpanoprosessin aikana järjestelmästä luotiin lopullinen simulointimalli. Simulointimallin luotettavuutta parannettiin mittaamalla järjestelmän sisältämät 2/2-solenoidiventtiilit. Lopuksi järjestelmän dynaamista toimintaa ja energiantarvetta simuloitiin ja tulokset analysoitiin.

Simulointitulosten perusteella järjestelmän dynaaminen toiminta on hyvällä tasolla mahdollistaen tarkan asemasäädön. Järjestelmän hyötysuhde on melko korkea ja järjestelmän energian takaisinsaaniprosentti on hyvä. Järjestelmän kytkentä mahdollistaa servomoottorilta vaadittavan tehon merkittävän alenemisen. Järjestelmän tehokas toiminta edellyttää vastustavaa kuormitusta. Työn näkyvin tuotos on rakennettu järjestelmä, joka tullaan testaamaan myöhemmin käytännössä.

## ABSTRACT

**HENRIK TOMMILA:** Variable speed controlled cylinder drive  
Tampere University of Technology  
Master of Science Thesis, 63 pages, 34 Appendix pages  
February 2015  
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering  
Major: Fluid Power  
Examiner: Professor Seppo Tikkanen

**Keywords:** Pump control, energy recovery, pump-motor, variable speed, accumulator, simulation, cylinder drive

The main goal of this Master's thesis was to study a pump controlled solution in cylinder drive. The system is electro hydrostatic and it contains two fixed-displacement pump-motors in parallel connection. The power source is an electric servomotor. The motion control is based on controlling rotational speed of the servomotor. The system enables energy recovery. Energy can be stored in a pressure accumulator and it can also be transferred back into the grid.

The study was started by getting familiar with the system and also by reading scientific articles and researches about the topic. The next phase was to choose the components and order them. A simulation model was created and it was used to help the component selections. Then a CAD-model and drawings were created of the system's body. With the help of the drawings the body was built and the system was constructed. The final simulation model was created during the construction process. The reliability of the simulation model was improved by measuring 2/2-solenoidvalves. At the end the system's dynamic behavior and energy consumption was simulated and the results were analyzed.

According to the simulation results the cylinder positioning can be performed with good dynamic characteristics. The efficiency of the system is quite high and the energy storage percentage is good. Due to the system's structure the power requirement of the servomotor can be lowered significantly. The efficient functioning of the systems requires restrictive load. The most important output of this project is the built system which will be tested later in practice.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisellä yliopistolla hydrauliiikan ja automaatiikan laitoksella. Diplomityö oli mielenkiintoinen projekti, joka tarjosi paljon haasteita ja uusia asioita. Hydrauliiikan tuntemus syveni todella paljon, ja nyt koen olevani valmis kohtaamaan yritysmaailman tarjoamat haasteet.

Haluan kiittää Ville Aholaa ja Matti Karvosta työhön liittyvistä neuvoista ja tuesta, Jukka Väyrystä järjestelmän rungon suunnitteluun liittyvästä avusta sekä työn ohjaajaa ja tarkastajaa Seppo Tikkasta. Erityiskiitokset IHA:n laboratorion henkilökunnalle järjestelmän kokoonpanemisesta. Lisäksi haluan kiittää muita laitoksen työntekijöitä viihtyisän työympäristön tarjoamisesta.

Tampereella, 17.2.2015

---

Henrik Tommila

## SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO .....	1
2.	HYDRAULISEN ENERGIAN OHJAUS .....	2
2.1	Venttiiohjaus .....	2
2.2	Pumppuohjaus .....	5
2.3	Hybridiohjaus .....	7
3.	SÄHKÖHYDROSTAATTISET JÄRJESTELMÄT .....	10
3.1	Vaihtovirtaservomootorit .....	11
3.2	Symmetrinen rakenne .....	15
3.3	Epäsymmetrinen rakenne .....	15
3.4	Regeneratiiviset ratkaisut .....	17
3.4.1	Pumppu-moottori .....	17
3.4.2	Energian varastointi paineakkuun .....	19
3.4.3	Energian varastointi sähköakkuun .....	21
3.4.4	Energian varastointi paine- sekä sähköakkuun .....	23
4.	TUTKITTAVA JÄRJESTELMÄ .....	24
4.1	Toiminta .....	25
4.1.1	Plusliike .....	25
4.1.2	Miinusliike .....	25
4.2	Mitoitus .....	25
4.3	Valitut komponentit .....	27
4.3.1	Apukoneikko .....	27
4.3.2	Kulmavaihde .....	28
4.3.3	Kytkimet .....	30
4.3.4	Pumppu-mootorit .....	30
4.3.5	Sylinteri .....	31
4.3.6	Paineakku .....	32
4.3.7	Servomoottori .....	33
4.3.8	Huuhteluventtiili .....	34
4.3.9	2/2-solenoidiventtiilit .....	34
4.3.10	Vastaventtiilit .....	35
4.3.11	Sulkuventtiilit .....	36
4.3.12	Paineenrajoitusventtiilit .....	36
4.3.13	Paineanturit .....	37
4.3.14	Tilavuusvirta-anturit .....	37
4.3.15	Asema-anturi .....	38
4.4	Putkisto .....	39
4.5	Hydrauliöljy .....	40
4.6	Kiikku .....	40
5.	JÄRJESTELMÄN SIMULOINTIMALLI .....	41

5.1	Kiikun malli .....	42
5.2	Hydraulijärjestelmän malli .....	43
5.3	Säätäjän malli .....	44
6.	SIMULOINTITULOKSET .....	46
6.1	2/2-solenoidiventtiilin mittaus .....	46
6.2	Kuormitustilanne A .....	48
6.2.1	Yleiset ominaisuudet A .....	49
6.2.2	Energia-analyysi A .....	50
6.3	Kuormitustilanne B .....	54
6.3.1	Yleiset ominaisuudet B .....	54
6.3.2	Energia-analyysi B .....	56
7.	YHTEENVETO JA JATKOTUTKIMUSAIHEET .....	58
	LÄHTEET .....	60

LIITE A: JÄRJESTELMÄN HYDRAULIKAAVIO

LIITE B: OSALUETTELO

LIITE C: LASKETUT ARVOT: VASTUSTAVA KUORMA, HIDAS LIIKE

LIITE D: LASKETUT ARVOT: VASTUSTAVA KUORMA, NOPEA LIIKE

LIITE E: LASKETUT ARVOT: VETÄVÄ KUORMA, HIDAS LIIKE

LIITE F: LASKETUT ARVOT: VETÄVÄ KUORMA, NOPEA LIIKE

LIITE G: PUMPPU-MOOTTORIEN TEKNISET TIEDOT

LIITE H: KYTKIMIEN PIIRUSTUKSET

LIITE I: KULMAVAIHTEEN TEKNISET TIEDOT

LIITE J: HUUHTELUVENTTIILIN TEKNISET TIEDOT

LIITE K: APUKONEIKON TEKNISET TIEDOT JA KÄYTTÖÖNOTTO OHJEET

LIITE L: SERVOMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT

LIITE M: PAINEAKUN TEKNISET TIEDOT

LIITE N: SIMULOINTIMALLI

LIITE O: KOKOONPANTU JÄRJESTELMÄ KUVAT

LIITE P: KIIKKU KUVA

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

AC-moottori	Vaihtovirtamoottori
DC-moottori	Tasavirtamoottori
EH	Electro hydraulic
EHA	Electro hydrostatic
EM	Electro mechanical
LS-järjestelmä	Kuormantunteva järjestelmä
PID	Proportional-integral-derivative
PM1	Pumppu-moottori 1
PM2	Pumppu-moottori 2
rpm	Revolutions per minute
SIMO	Single Input Multiple Output
SOC	State of Charge
SOC <sub>alku</sub>	State of Charge alkutilassa
Sytronix	Smart Interplay of Hydraulics and Electronics
$\alpha$	Venttiilin avauma
$\cos\varphi$	Tehokerroin
$\Delta p$	Paine-ero
$\Delta V$	Tilavuuden muutos
$\eta_v$	Volumetrinen hyötysuhde
$\eta_{hm}$	Hydromekaaninen hyötysuhde
$\eta_{järj}$	Järjestelmän kokonaishyötysuhde
$\eta_{t,p}$	Pumpun kokonaishyötysuhde
$\eta_{ene}$	Energian takaisinsaantiprosentti
$\kappa$	Polytrooppivakio
$\omega$	Akselin kulmanopeus
$A_{mv}$	Sylinterin männänvarren pinta-ala
$A_s$	Sylinterin männän pinta-ala
$D$	Sylinterin männän halkaisija
$d$	Sylinterin männänvarren halkaisija
$d_{putki}$	Putken sisähalkaisija
$E_{apukoneikko}$	Apukoneikon energia
$E_{in}$	Järjestelmään syötetty energia
$E_{kin}$	Kineettinen energia
$E_{out}$	Järjestelmästä ulos saatu energia
$E_{paineakku}$	Paineakun energia
$E_{pot}$	Potentiaalienergia
$E_s$	Energiavarastosta saatu energia
$E_{sakku}$	Sähköakun energia
$E_{sähkömoottori}$	Sähkömoottorin energia
$E_t$	Energiavarastoon tuotu energia
$e(t)$	Referenssin ja säädettävän suureen erotus
$f$	Syötetyn virran taajuus
$F_{syl}$	Sylinteriin vaikuttava voima
$g$	Gravitaatiovakio
$h$	Korkeus
$I$	Virta

$i$	Pumppu-moottoreiden kierrostilavuuksien suhde
$i_k$	Kulmavaihteen välityssuhde
$i_{syl}$	Sylinterin tehollisten pinta-alojen suhde
$I_{sakku}$	Sähköakun virta
$K_D$	Derivointi vahvistus
$K_I$	Integrointi vahvistus
$K_p$	Proportionaali vahvistus
$m$	Kuorman massa
$n$	Moottorin pyörimisnopeus
$n_1$	Kulmavaihteen ensiöakselin pyörimisnopeus
$n_2$	Kulmavaihteen toisioakselin pyörimisnopeus
$P$	Teho
$P_{sm,otto}$	Sähkömoottorin vaatima käyttöteho
$P_{sm,ulos}$	Sähkömoottorin tuottama teho
$P_{käyttö}$	Pumpun vaatima käyttöteho
$P_h$	Hydraulinen teho
$p$	Järjestelmän paine
$p_o$	Paineakun esitäyttöpaine
$p_1$	Järjestelmän alin käyttöpaine
$p_2$	Järjestelmän korkein käyttöpaine
$p_a$	Paine a
$p_b$	Paine b
$p_L$	Dimensioton kuormanpaine
$q_L$	Dimensioton tilavuusvirta
$Q$	Tilavuusvirta
$Q_A$	Sylinterin A-kammion tilavuusvirta
$Q_B$	Sylinterin B-kammion tilavuusvirta
$Q_{tod}$	Pumpun todellinen tuotto
$Q_{kenno}$	Sähköakun kennon kapasiteetti
$T$	Momentti
$t_o$	Sähköakun lataamisen alkuaika
$t$	Sähköakun lataamisen loppuaika
$U$	Jännite
$U_{sakku}$	Sähköakun jännite
$u(t)$	PID-säätimen generoima ohjaus
$u_p(t)$	Erosuureeseen suoraan verrannollinen termi
$u_D(t)$	Erosuureen derivaatta
$u_I(t)$	Erosuureen integraali
$v_{syl}$	Sylinterin nopeus
$v_{ref}$	Nopeusreferenssi
$v_{virtaus}$	Nesteen virtausnopeus
$V_o$	Paineakussa olevan kaasun tilavuus esitäyttöpaineessa
$V_1$	Paineakussa olevan kaasun tilavuus alimmassa käyttöpaineessa
$V_2$	Paineakussa olevan kaasun tilavuus korkeimmassa käyttöpaineessa
$V_k$	Kierrostilavuus
$V_n$	Paineakun nimellistilavuus
$V_{k,pm1}$	Pumppu-moottorin 1 kierrostilavuus
$V_{k,pm2}$	Pumppu-moottorin 2 kierrostilavuus
$x_{ref}$	Asemareferenssi



# 1. JOHDANTO

Kiristyvät säädökset päästöjen osalta ovat saaneet yritykset panostamaan energiatehokaiden järjestelmäratkaisujen kehittämiseen. Kilpailu markkinoilla on lisäksi kovaa, joten säästöt energiankulutuksessa mahdollistavat paremman kilpailukyvn. Perinteiset venttiiliohjatut hydraulijärjestelmät ovat menettäneet suosiotaan huonon energiatehokkuuden vuoksi. Venttiiliohjatuissa järjestelmissä syntyy merkittäviä määriä häviötehoa, joka aiheuttaa lisäkustannuksia. Pumppuohjatuissa järjestelmissä häviötehoa syntyy huomattavasti vähemmän. Pumppuohjatut järjestelmät mahdollistavat myös tehokkaan energian talteenoton. Diplomityössä on tutkittu erästä pumppuohjattua ratkaisua sylinterin ohjauksessa. Järjestelmän pääkomponentteja ovat kaksi rinnankytkettyä kiinteätilavuuksista pumppu-moottoria, paineakku sekä sähkökäyttöinen servomoottori. Järjestelmä kykenee varastoimaan energiaa paineakkuun sekä siirtämään energiaa takaisin sähköverkkoon. Diplomityön tavoitteena oli selvittää järjestelmän suorituskyky. Työ sisälsi järjestelmään tutustumisen ja teoreettisen tarkastelun, järjestelmän komponenttien valinnat, järjestelmän rakentamisprosessin seuraamisen ja ohjaamisen, järjestelmän simuloinnin sekä simulointitulosten analysoinnin. Lisäksi suoritettiin järjestelmän 2/2-solenoidiventtiilien mittaukset.

Toisessa luvussa käydään läpi hydraulisen tehon ohjaukseen sisältyvää teoriaa sekä eri toteutustapoja. Hydraulisen tehon ohjaus voidaan karkeasti jakaa venttiiliohjaukseen ja pumppuohjaukseen. Kappaleessa käydään läpi myös erikoistapaus hybridiohjaus, jossa hyödynnetään molempia tekniikoita. Kolmannessa luvussa keskitytään sähköhydrostaattisiin järjestelmiin sekä energian takaisinsaantiin ja eri varastointitapoihin. Järjestelmistä käydään läpi symmetrinen ja epäsymmetrinen rakenne. Lisäksi kappaleessa käydään työn kannalta oleellisten komponenttien servomoottorin, paineakun sekä pumppu-moottorin teoriaa ja toimintaa läpi.

Neljännessä luvussa keskitytään diplomityönä rakennettavaan ja tutkittavaan järjestelmään. Aluksi käydään läpi järjestelmän mitoitusta ja toimintaa. Tämän jälkeen käydään läpi järjestelmän sisältämät komponentit ja muut järjestelmän toiminnan kannalta oleelliset asiat. Viidennessä luvussa keskitytään järjestelmän simulointimalliin. Aluksi esitellään kuinka Amesim ja Matlabin käyttöliittymiä voidaan käyttää yhtäaikaaisesti. Tämän jälkeen käydään läpi järjestelmän eri kokonaisuuksien mallit.

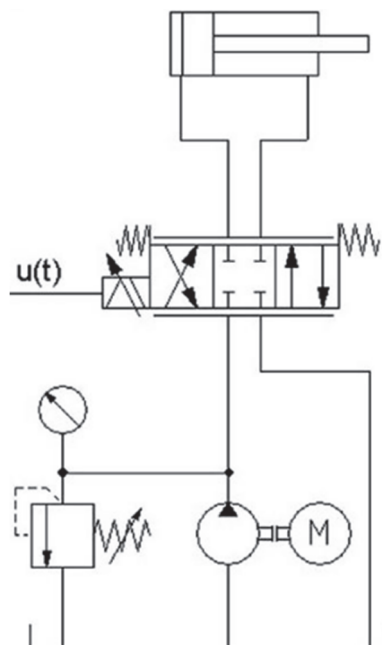
Kuudennessa luvussa käsitellään simulointitulokset sekä 2/2-solenoidiventtiilien mitaustulokset. Simulointituloksissa käsitellään järjestelmän yleisiä ominaisuuksia sekä energia-analyysiä. Viimeisessä luvussa kootaan yhteen havainnot järjestelmän toiminnasta simulointitulosten pohjalta. Lisäksi pohditaan jatkotutkimusaiheita.

## 2. HYDRAULISEN ENERGIAN OHJAUS

Hydraulista energiaa voidaan ohjata joko venttiiliohjauksella tai pumppuohjauksella. Perinteiset venttiiliohjatut järjestelmät ovat huomattavasti yleisempiä kuin pumppuohjatut järjestelmät johtuen niiden alhaisesta hinnasta, yksinkertaisesta rakenteesta sekä paremmista dynaamisista ominaisuuksista. Pumppuohjatut järjestelmät ovat kuitenkin kasvattaneet suosiotaan johtuen niiden paremmasta energiatehokkuudesta, verrattuna venttiiliohjattuihin järjestelmiin. Kummassakin tavassa on hyvät ja huonot puolensa sekä omat sovelluskohteensa. Lisäksi näistä kahdesta on kehitetty eräänlainen hybridijärjestelmä, jossa hyödynnetään molempia tekniikoita. Hybridijärjestelmää ovat tutkineet muun muassa Winnicki ja Olszewski Varsovan teknillisessä yliopistossa. [1].

### 2.1 Venttiiliohjaus

Venttiiliohjaus perustuu nestevirtauksen kuristamiseen pumpun ja toimilaitteen välillä erilaisilla venttiileillä sekä ylimääräisen tilavuusvirran ohjaamiseen takaisin tankkiin paineenrajoitusventtiilin kautta. Järjestelmän tyypillinen kokoonpano on esitetty kuvassa 1.



**Kuva 1.** Venttiiliohjattu järjestelmä [1].

Venttiilien määrä sekä tyyppi vaihtelevat suuresti järjestelmästä riippuen. Venttiilit voivat olla suunta-, paine-, virta-, proportionaali-, servo-, patruuna-, tai digitaaliventtiileitä.

Järjestelmässä jossa vakio-tilavuuksista pumpppua pyörittää moottori vakio-kierto- nopeudella, pumpun tuottama todellinen tilavuusvirta muodostuu kaavan 1 mukaan

$$Q_{tod} = nV_k\eta_v \quad (1)$$

jossa  $n$  on moottorin pyörimisnopeus [r/s],  $V_k$  on pumpun kierro-tilavuus [ $m^3/r$ ] ja  $\eta_v$  on pumpun volumetrinen hyötysuhde [-].

Pumpun vaatima käyttöteho moottorilta määräytyy kaavan 2 mukaan

$$P_{käyttö} = T\omega = \frac{Q_{tod}\Delta p}{\eta_{t,p}} \quad (2)$$

jossa  $T$  on pumpun käyttömomenti [Nm],  $\omega$  on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s],  $\Delta p$  on paine-ero pumpun imu- ja lähtöliitännän välillä [Pa] ja  $\eta_{t,p}$  on pumpun kokonais- hyötysuhde [-].

Jos ohjatun järjestelmän paine asetetaan vakioksi, niin pumpppu tuottaa järjestelmään jatkuvasti maksimimäärän hydraulista tehoa kaavan 3 mukaan

$$P_h = Q_{tod}p \quad (3)$$

jossa  $p$  on järjestelmässä vallitseva paine [Pa]. Järjestelmän paine saadaan asetettua haluttuun arvoon paineenrajoitusventtiilin avulla.

Toimilaitteiden vaatima teho vaihtelee kuormituksen mukaan, joten ylimääräinen energia ohjataan tankkiin paineenrajoitusventtiilin kautta. Järjestelmässä syntyy siis suuria määriä häviötehoa jo pelkästään sen vuoksi. Virtauksen kuristaminen ja ohjaaminen venttiileissä aiheuttaa hukkatetta muuttamalla hydraulista tehoa suoraan lämmöksi ja nostaa öljyn lämpötilaa. Järjestelmän yllä- lämpeneminen vaurioittaa järjestelmää ja saattaa lopulta rikkoa sen. Kuristussäätöä hyödyntävät järjestelmät onkin lähes poikkeuksetta varustettava lämmönsiirtimellä. Tämä lisää kustannuksia sekä tehontuottovaatimuksia järjestelmälle. Avoimet venttiiliohjatut järjestelmät vaativat yleensä suuren määrän öljyä. Tämä lisää myös kustannuksia sekä öljyn hävittämiseen liittyviä ongelmia. Siitä huolimatta, että venttiiliohjatusta järjestelmistä on pyritty kehittämään energiatehokkaampia järjestelmiä esimerkiksi kuormantuntevaja- järjestelmä (LS-järjestelmä), ovat hukkatheet silti merkittäviä. [2].

Kuvassa 2 on esitetty kuvan 1 mukaisen järjestelmän hydraulisen tehon jakautuminen. Venttiiliä kuvaava yhtälö voidaan kirjoittaa dimensiottomana muotoon

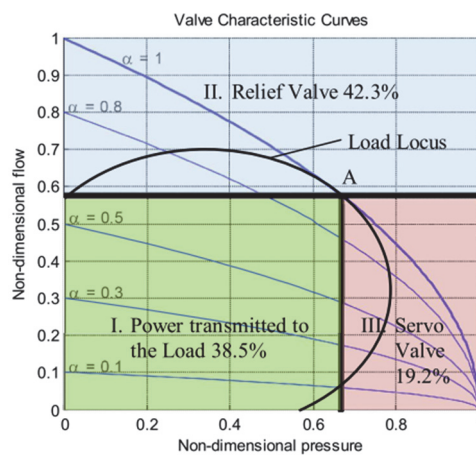
$$p_L = 1 - \frac{q_L^2}{\alpha^2} \quad (4)$$

jossa  $p_L$  on dimensioton kuormanpaine,  $q_L$  on dimensioton tilavuusvirta ja  $\alpha$  on venttiilin avauma. [3].

Yhtälön 4 avulla on piirretty käyrät kuvaan 2 venttiilin eri avauksille. Käyrä Load Locus kuvaa kuvitteellisen kuorman tehontarvetta. Venttiililtä saatava teho on maksimissaan kun venttiili on täysin auki eli kun  $\alpha$  on yksi. Käyrän Load Locus ja  $\alpha=1$  leikkauspiste A kuvaa siis järjestelmän maksimitehokkuutta. Kuormalle välitetty teho muodostuu yhtälön 5 mukaan [3]

$$P = p_L q_L = q_L(1 - q_L^2) \quad (5)$$

Derivoimalla yhtälöä 5  $q_L$ :n suhteen saadaan ratkaistua pisteen A koordinaatit. Koodinaateiksi saadaan  $p_L=2/3$  ja  $q_L=\sqrt{1/3}$ . Sijoittamalla luvut yhtälöön 5 voidaan ratkaista maksimiteho joka pystytään siirtämään kuormalle. Kuvassa 2 on esitetty tehon jakautuminen. Vihreä alue kuvaa kuormalle siirrettyä tehoa, punainen servoventtiilin aiheuttamaa häviötehoa ja sininen paineenrajoitusventtiilin aiheuttamaa häviötehoa. Vain alle 40 prosenttia järjestelmään syötetystä tehosta voidaan käyttää hyödyksi. [3].



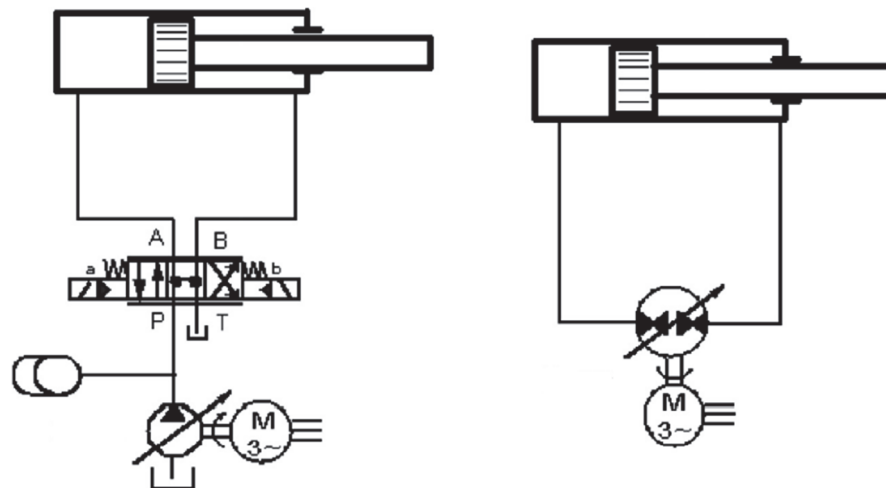
**Kuva 2.** Hydraulisen tehon jakautuminen vakiopaineisessa venttiiliohjatussa järjestelmässä [3].

Suuri hukkateho on yksi kuristusperiaatetta hyödyntävien järjestelmien suurimmista haittapuolista. Kuristussäätöä hyödyntävät järjestelmät säilyttävät suosiotaan muun muassa yksinkertaisen rakenteen ja halvan hinnan vuoksi [2]. Lisäksi ne ovat robusteja, luotettavia sekä dynaamisilta ominaisuuksiltaan hyviä [4]. Kuristussäätöä hyödyntävien järjestelmien energiatehokkuutta on pyritty parantamaan käyttämällä digitaaliventtiileitä sekä kehittämällä LS-järjestelmiä.

## 2.2 Pumppuohjaus

Pumppuohjaus perustuu toimilaitteen liikkeen ohjaukseen pumpun tilavuusvirtaa säättämällä. Tilavuusvirtaa voidaan säätää joko suorasti muuttamalla pumpun kierrostilavuutta tai epäsuorasti muuttamalla pumppua pyörittävän moottorin pyörimisnopeutta. Tilavuusvirtaa voidaan muuttaa myös yhtäaikaaisesti suorasti ja epäsuorasti. Pumppuohjauksen avulla tehontuotto saadaan vastaamaan toimilaitteen vaatimaa tehoa. Pyörimisnopeussäätöä käytetään paljon esimerkiksi työstökoneteollisuudessa sekä lentokoneteollisuudessa korkean hyötysuhteen vuoksi sähköhydraulisissa ja sähköhydraustaattisissa järjestelmissä. [5]. Mobilesovelluksissa tehonlähteenä on yleensä dieselmoottori, mikä tekee pyörimisnopeussäädön lähes mahdottomaksi, koska dieselmoottorin pyörimisnopeussäätö on liian hidaskin vaatimuksiin nähden. Tämän vuoksi mobilesovelluksissa pumppuohjaus perustuu pumpun kierrostilavuuden säätöön. [6].

Pumppuohjatut järjestelmät voidaan jakaa kuvan 3 mukaisesti avoimiin ja suljettuihin järjestelmiin. Avoin pumppuohjattu järjestelmä vaatii toimiakseen venttiileitä virtauksen suunnan ohjaamiseksi ja joissakin tapauksissa jopa kuristusventtiileitä. Tästä syystä järjestelmään syntyy ylimääräisiä häviöitä venttiileissä jotka laskevat energiatehokkuutta. Suljettu pumppuohjattu järjestelmä ei vaadi toimiakseen ylimääräisiä venttiileitä virtauksen ohjaamiseen ja on siten energia tehokkuudeltaan huomattavasti parempi vaihtoehto kuin perinteinen venttiiliohjattu järjestelmä tai avoin pumppuohjattu järjestelmä. Pumppuohjatut järjestelmät mahdollistavat myös energian talteenoton ja siten pienemmän tehonlähteen käytön. [2].

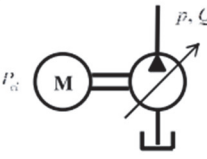
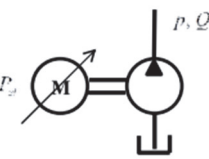
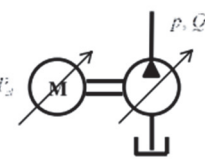


**Kuva 3.** Avoin (vasen) ja suljettu (oikea) pumppuohjattu järjestelmä [2].

Suljetussa pumppuohjatussa järjestelmässä häviötehot pysyvät pienenä eikä öljy lämpeä huomattavasti joten lämmönsiirtimelle ei välttämättä ole tarvetta. Järjestelmien haittapuolena ovat heikko vaimennus, epästabiilius sekä heikot dynaamiset vasteet [7; 8].

Taulukossa 1 on esitetty kolme eri tapaa vaikuttaa pumpun tuottoon pumppuohjatuissa sähköhydraulisissa järjestelmissä sekä vertailtu niiden ominaisuuksia. Ensimmäinen konsepti koostuu vakiokierrosnopeudella pyörivästä sähkömoottorista sekä säätyvätillävuuksisesta aksiaalimäntäpumpusta. Toinen konsepti koostuu taajuusmuuttajalla ohjatusta sähkömoottorista sekä kiinteätillävuuksisesta hammaspyöräpumpusta. Kolmas konsepti koostuu taajuusmuuttajalla ohjatusta sähkömoottorista sekä säätyvätillävuuksisesta aksiaalimäntäpumpusta.

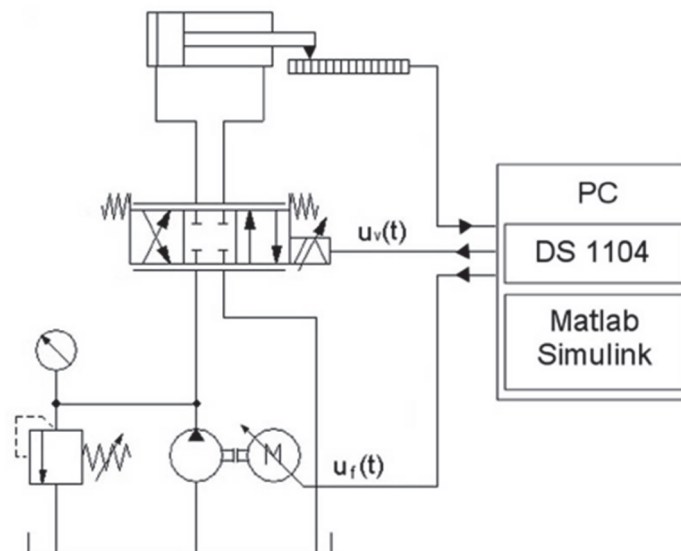
**Taulukko 1.** Pumppuohjatun primääriyksin toteutustapojen vertailu [8].

	<b>Concept 1 (C1):</b> Asynchronous Motor Variable Axial Piston Pump	<b>Concept 2 (C2):</b> Variable Frequency Drive Controller Asynchronous Motor Constant Gear Pump	<b>Concept 3 (C3):</b> Variable Frequency Drive Controller Asynchronous Motor Variable Axial Piston Pump
<b>pump's rotational speed</b>	constant	variable	variable
<b>pump's displacement</b>	variable	constant	variable
<b>scheme</b>			
<b>efficiency</b>	lower	higher	highest
<b>reliability</b>	high	high	high
<b>operating costs</b>	highest	higher	lower
<b>system dynamics</b>	highest 4.4	low 1	control principle dependant (approx. 4)
<b>purchase price</b>	higher	lower	highest

Konsepti 1 on eniten käytetty hydraulikkaa hyödyntävissä laitteissa. Se on myös dynaamisilta ominaisuuksiltaan paras. Sen hyötysuhde on kuitenkin huonoin. Konsepti 2 on kuitenkin lisännyt suosiotaan järjestelmän robustisuuteen liittyvien vaatimusten kasvaessa sekä järjestelmässä käytettävien komponenttien hintojen alentuessa. Se on huomattavasti parempi hyötysuhteeltaan kuin klassinen konsepti mutta dynaamisilta ominaisuuksiltaan huonompi. Tätä voidaan parantaa käyttämällä servomoottoria, mutta tällöin hankintahinta nousee merkittävästi. Tämä on johtanut vielä kolmannen konseptin kehittämiseen, joka on sekä hyötysuhteeltaan että dynaamisilta ominaisuuksiltaan hyvä. Konsepti ei ole vielä laajassa käytössä tänä päivänä teollisuudessa. Syynä tähän on sen korkea hinta sekä hankala ohjaus. Järjestelmä vaatii monimutkaisen Single Input Multiple Output (SIMO) –säätäjän. Tarkoituksena on ohjata pumpun kulmaa sekä sähkömoottorin pyörimisnopeutta samaan aikaan. Kahden muuttujan ohjaus mahdollistaa parhaimman mahdollisen tehokkuuden löytämisen riippumatta hydraulisesta toimintapisteestä. [8].

## 2.3 Hybridiohjaus

Hybridiohjauksen tarkoituksena on käyttää järjestelmässä sekä venttiili- että pumppuohjausta. Näin pystytään hyödyntämään molempien säätötapojen hyviä puolia eli luomaan järjestelmä joka vastaa dynaamisilta ominaisuuksiltaan venttiiliohjattua järjestelmää ja energiatehokkuudeltaan pumppuohjattua järjestelmää. Kuvassa 4 on esitetty Winnickin sekä Olszewskin esittelemä hybridiohjaukseen perustuva järjestelmä. [1].

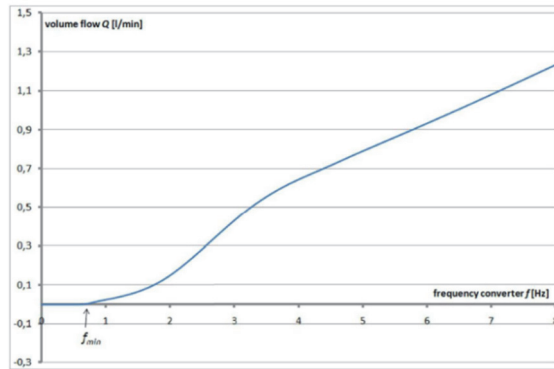


**Kuva 4.** Hybridisäädön toimintaperiaate [1].

Järjestelmän vakiokierrostilavuuksista hammaspyöräpumppua ajetaan sähkömoottorilla jonka pyörimisnopeutta säädetään taajuusmuuttajalla. Sylinterin ohjaus perustuu siis syrjäytystilavuussäätöön mutta myös kuristussäätöön sillä järjestelmä sisältää servoventtiilin. Järjestelmä on varustettu erillisellä paineenrajoitusventtiilillä ylikuormituksen välttämiseksi. Ohjauskortin DS 1104 sisältämän tietokoneen avulla hoidettiin referenssiarvojen asetukset, tiedonkeruu sekä valvonta. [1].

Järjestelmässä on valittavana kolme eri tilaa. Ensimmäisessä tilassa pumppua pyöritetään vakionopeudella ja toimilaitteelle menevää hydraulista energiaa säädetään servoventtiilin avulla. Toisessa tilassa servoventtiiliä ei säädetä vaan se asetetaan tiettyyn asentoon. Hydraulisen energian säätö tapahtuu pumpun pyörimisnopeutta muuttamalla. Kolmannessa tilassa säädetään sekä servoventtiiliä että pumpun pyörimisnopeutta. [1].

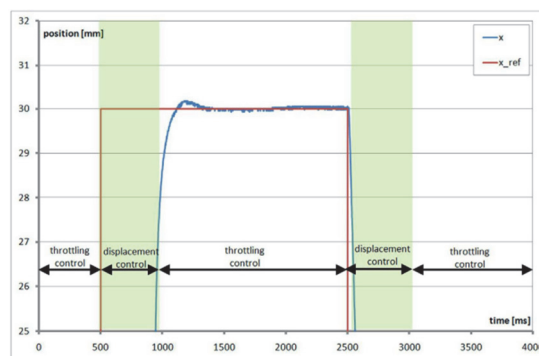
Syrjäytystilavuussäädön yksi haittapuolista on se, että sähkömoottorin (ja siten myös pumpun) pyörimisnopeus  $n$  ei ole suoraan verrannollinen syötetyn virran taajuuteen  $f$  pienillä nopeuksilla. Tämä johtaa siihen, että pumpun tuotto ei muutu lineaarisesti suhteessa syötetyn virran taajuuteen ennen kuin nopeus ja taajuus ovat tarpeeksi suuria kuvan 5 mukaisesti. [1].



**Kuva 5.** Pumpun tuottaman tilavuusvirran riippuvuus syötetyn virran taajuuteen  $f$  [1].

Pumpun tuotto on epäsäännöllistä pienillä nopeuksilla ja toimilaitte liikkuu askelmaisesti. Kun tämän lisäksi esiintyy vielä stick-slip ilmiö, niin on mahdotonta asettaa tarkkaa arvoa esimerkiksi paineelle. [1].

Kuvassa 6 on esitetty järjestelmän toimintaa hybridisäädön ollessa käytössä. Järjestelmä vuorottelee kuristussäädön ja syrjäytystilavuussäädön välillä asemaseurannan perusteella. Näin pystytään hyödyntämään molempien säätötapojen hyviä puolia ja eliminoimaan huonot puolet.

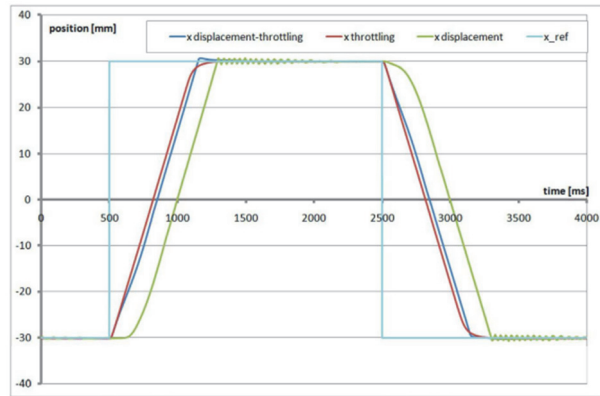


**Kuva 6.** Hybridisäädön toiminta sylinterin aseman muuttuessa [1].

Aluksi järjestelmä käyttää kuristussäätöä moottorin pyöriessä vakionopeudella. Näin pystytään eliminoimaan sähkömoottorin käynnistyksestä johtuva suuri energiankulutus. Toimilaitteen aseman ollessa kaukana referenssiasemasta järjestelmä käyttää syrjäytystilavuussäätöä. Järjestelmä vaihtaa taas kuristussäätöön saavutettuaan referenssiaseman.

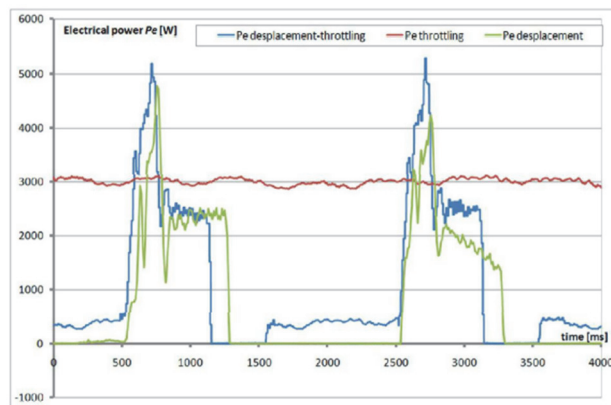
Kuvassa 7 on esitetty sylinterin aseman muutos referenssiasemaan nähden kuristus-, syrjäytystilavuus-, sekä hybridisäädössä. Kuvasta havaitaan, hybridisäädössä ja kuristussäädössä sylinteri reagoi lähes yhtä nopeasti ohjearvoon. Syrjäytystilavuussäädössä sylinteri reagoi huomattavasti hitaammin.





**Kuva 7.** Sylinterin aseman muutos eri säätötavoilla [1].

Kuvassa 8 on verrattu eri säätöratkaisujen sähkötehon kulutusta. Hybridisäätö kuluttaa lähes yhtä paljon sähkötehoa kuin syrjäytystilavuussäätö. Hybridisäädössä sähkötehon kulutus ei kuitenkaan mene missään vaiheessa nolnaan. Kuristussäädössä sähkötehon kulutus on lähes vakio. Vaikka syrjäytystilavuus- ja hybridisäädössä sähkötehon kulutus on hetkellisesti suurempi kuin kuristussäädössä, pidemmällä aikavälillä kuristussäätö kuluttaa huomattavasti enemmän sähkötehoa.



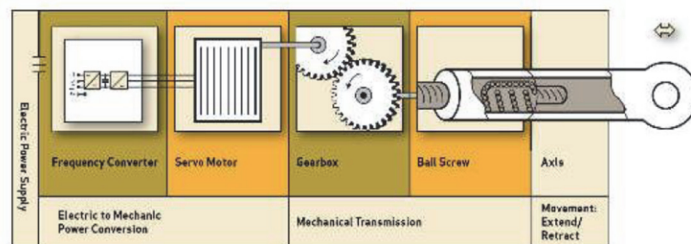
**Kuva 8.** Eri säätötapojen sähkötehon kulutus [1].

Winnicki ja Olszewski pystyivät kokeellisesti todistamaan, että hybridisäätö kykenee yhdistämään kuristussäädön ja syrjäytystilavuussäädön hyvät puolet. Hybridisäätöön perustuva järjestelmä vastaa dynaamisilta ominaisuuksiltaan kuristussäätöä ja kykenee reagoimaan muutoksiin nopeasti. Lisäksi järjestelmän sähkötehonkulutus on alhainen kuten syrjäytystilavuussäädössä. [1]. Järjestelmästä koituu kuitenkin investointikustannuksia monimutkaisen ohjausjärjestelmän ja kalliiden komponenttien vuoksi.

### 3. SÄHKÖHYDROSTAATTISET JÄRJESTELMÄT

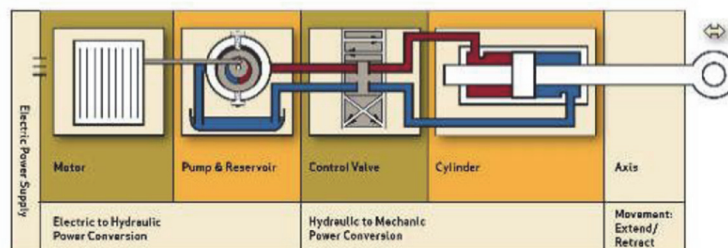
Sähköenergia voidaan muuttaa lineaariliikkeeksi joko sähkömekaanisen toimilaitteen (kuva 9), sähköhydraulisen toimilaitteen (kuva 10) tai sähköhydrostaattisen toimilaitteen (kuva 11) avulla. Jokaisessa teknologiassa on omat hyvät ja huonot puolensa sekä haasteensa. [9]. Diplomityönä rakennettava järjestelmä on sähköhydrostaattinen, joten työssä perehdytään tarkemmin niihin.

Tyypillinen sähkömekaaninen toimilaite (EM) koostuu taajuusmuuttajasta, servomoottorista, vaihteistosta, palloruuvista sekä akselista. Verkosta otettu sähköenergia muutetaan DC jännitteeksi jota pulssitetaan servomoottoriin eli sähköteho muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Servomoottori voi olla kiinnitettynä palloruuviin joko suoraan tai vaihteiston välityksellä. Palloruuvi saa aikaan akselin lineaariliikkeen. [9].



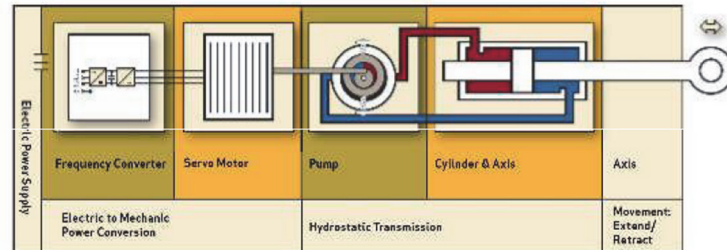
*Kuva 9. Sähkömekaaninen toimilaite [9].*

Sähköhydraulisessa järjestelmässä (EH) pumppu muuttaa moottorin pyörimisenergian hydrauliseksi energiaksi. Pumpulta lähtevää tilavuusvirtaa voidaan säätää joko moottorin pyörimisnopeutta tai pumpun kierrostilavuutta muuttamalla. Lisäksi pumpulta lähtevää tilavuusvirtaa ohjataan venttiilien avulla. Hydraulinen energia muuttuu mekaaniseksi energiaksi toimilaitteessa. Toimilaitteelta palaava öljy virtaa takaisin tankkiin. [9].



*Kuva 10. Sähköhydraulinen toimilaite [9].*

Sähköhydrostaattinen toimilaite (EHA) eroaa sähköhydraulisesta toimilaitteesta siten, että pumpulta lähtevä tilavuusvirta kulkeutuu suoraan sylinterille eikä välissä ole venttiileitä. Sääto tapahtuu siis pelkästään pumpun pyörimisnopeutta tai kulmaa muuttamalla. Järjestelmä on lisäksi suljettu, eli neste virtaa sylinteriltä suoraan toimilaitteelta takaisin pumpulle.



**Kuva 11.** Sähköhydrostaattinen toimilaite [9].

Taulukossa 2 on vertailtu sähkömekaanista, sähköhydraulista ja sähköhydrostaattista toimilaitetta. Siitä nähdään, että sähköhydrostaattinen toimilaite yhdistää sähkömekaanisen ja sähköhydraulisen toimilaitteiden parhaimmat ominaisuudet.

**Taulukko 2.** EMA, EH ja EHA vertailu [9].

Aspect	EMA	EH	EHA
Compactness	+	+++	++
Control Performance	+++	++	++
Pretested Unit	+++	+	+++
Energy Efficiency	+++	+	++
Thermal (over) loading Capacity	+	+++	+
High Force Level	+	+++	+++
Long Stroke	+	+++	+++
Reliability / Robustness	++	++	+++

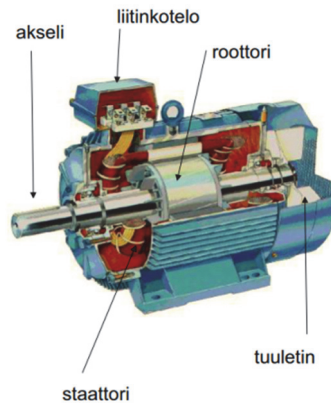
Sähköhydrostaattinen toimilaite mahdollistaa suuret voimat sekä pitkät liikkeet. Lisäksi se on luotettava, kompakti ja energiatehokas.

### 3.1 Vaihtovirtaservomoottorit

Vaihtovirtamoottoria (AC-moottoria) voidaan kutsua AC-servomoottoriksi kun se on takaisinkytketty ja säädetty. Yleensä servomoottorijärjestelmissä käytetään virta- ja/tai nopeustakaisinkytkentöjä ja -säättöjä. Servomoottoreita on sekä vaihto- että tasavirta-

moottoreina. Ensimmäiset servomoottorit olivat yleensä tyypiltään tasavirtamoottoreita (DC-moottoreita). Transistoreiden kehittyminen on mahdollistanut suurempien ja korkeataajuisempien virtojen säädön ja siten AC-moottorit ovat yleistyneet servokäytössä. AC-servomoottoreille ominaisia piirteitä ovat pieni hitausmomentti, suuri vääntömomentti ja hyvä dynamiikka. [10].

Vaihtovirtamoottorit voidaan jakaa tahti- ja epätahtimoottoreihin. Tahtimoottorissa (synkroninen) roottorin magneettikenttä synnytetään kestmagneettien avulla. Tahtimoottorit pyörivät vain taajuudesta ja rakenteesta riippuvalla tahtinopeudella. Epätahtimoottorissa (asynkroninen) roottorin magneettikenttä pyörii epätahdissa staattorin magneettikenttään nähden. Epätahtimoottorit voidaan jakaa oikosulkumoottoreihin ja liukurengasmoottoreihin. Oikosulkumoottorissa on häkkikäänitys ja liukurengasmoottorissa eristetty monivaihekäänitys. [10]. Kuvassa 12 on esitetty oikosulkumoottorin rakenne.

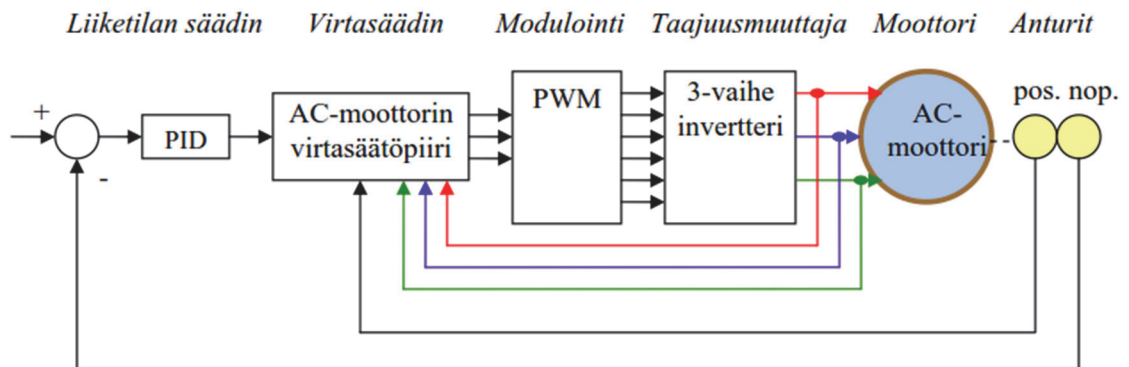


**Kuva 12.** Oikosulkumoottori [11].

Oikosulkumoottori on yleisin voimakone teollisuudessa. Se muuntaa sähkön mekaaniseksi tehoksi. Oikosulkumoottorin suosio perustuu yksinkertaiseen rakenteeseen, kestävyteen sekä edulliseen hintaan. Oikosulkumoottori voidaan kytkeä käytettäväksi suoraan verkkoon tai taajuusmuuttajan kanssa. [10; 11].

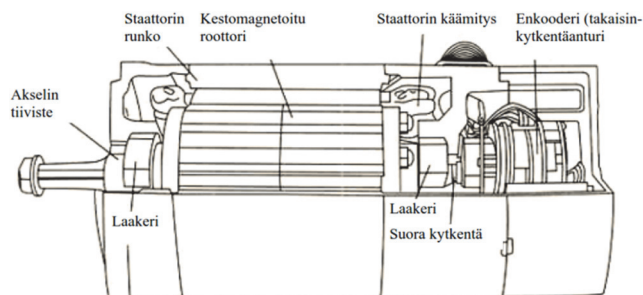
AC-servomoottori voi olla joko epätahtimoottori tai tahtimoottori. Epätahtimoottorin rakenne poistaa kestmagneeteista johtuvan maksimitehorajoituksen. Epätahtimoottorit vaativat kuitenkin monimutkaisempaa ohjausta verrattuna tahtimoottoreihin. Servomoottoreissa käytetään tyypillisesti kestmagnetoituja hiiliharjattomia moottoreita. AC-servomoottorin lohkokaavio on esitetty kuvassa 13. AC-servomoottorin tyypillinen kokoonpano sisältää kolmivaihemoottorin, anturit, taajuusmuuttajan sekä ohjaus- ja säätölogiikan. Tyypillisesti AC-servomoottorilla on kaksi peräkkäistä säätöpiiriä. Ulompi säätöpiiri säätää moottorin asemaa ja nopeutta moottorin asema- tai nopeustakaisinkytkentäanturin mittaustiedon perusteella. Ulostulona saadaan päivitetty ohjearvo moottorin vääntömomentin kasvattamiseksi tai pienentämiseksi. Ohjearvo syötetään sisemmälle virtasäätöpiirille. Virtasäätöpiiri tuottaa jännitesignaalit tehomuuntimelle (PWM, Pulse-width Modulated) ja taajuusmuuttajalle. Taajuusmuuttajasta saadaan moottorin tar-

vitsemat virtasignaalit halutun vääntömomentin tuottamiseksi. Servomootorit ovat suunniteltu toimimaan laajalla nopeusalueella ylikuumentamatta sekä ylläpitämään nol-lanopeudella riittävän suuri momentti kuorman paikallaan pitämisen varmistamiseksi. Servomootorit saattavat joutua myös toimimaan kuormitettuina pitkiä aikoja alhaisella nopeudella. Tämä on otettava huomioon jäähdytyksessä. Servomootorit varustetaan yleensä erillisellä tuulettimella. Suoraan akselille kytketty tuuletin ei käy. Erillistä tuule-tinta ei välttämättä tarvita tilanteissa, joissa pyörimisnopeus on alhainen. [10; 11].



**Kuva 13.** Liiketila- ja virtasäädetyin AC-servomootorin lohkokaavio [10].

Kuvassa 14 on esitetty kestmagneetoitu servomoottori. Kestomagneettimoottorin runko, laakerointi ja staattorikäänitys ovat kuten oikosulkumoottorissa. Roottori on magnetoitu kestmagneeteilla. Roottorissa ei ole erillistä käämistystä eikä erillistä oikosuljettua häkkiä eikä siten roottorihäviöitä. Kestomagneettimoottorit vaativat aina taajuusmuuttajan. [10].



**Kuva 14.** Kestomagneetoitu servomoottori [10].

Moottoriin on integroitu takaisinkytkentäanturi (enkooderi). Takaisinkytkentäanturit voivat olla tyypiltään muun muassa pulssiantureita (inkrementaalinen tai absoluuttinen), resolveita tai takometrejä. Antureilta saatavan tiedon perusteella tiedetään moottoriakselin mitattu asema ja/tai nopeus. [10].

Sähkömoottoreiden kehitys on johtanut hyötysuhteeltaan hyviin ratkaisuihin. Sähkömoottorin hyötysuhde voidaan laskea moottorin akselilta saatavan mekaanisen akselite-

hon ja moottorin sähköverkosta ottaman sähkötehon suhteella. Sähköverkosta otettu teho voidaan laskea yhtälön 6 mukaan [11]

$$P_{sm,otto} = UI\cos\varphi \quad (6)$$

jossa U on jännite [V], I on virta [A] ja  $\cos\varphi$  on tehokerroin [-]

Akselilta saatava mekaaninen teho voidaan laskea yhtälön 7 mukaan

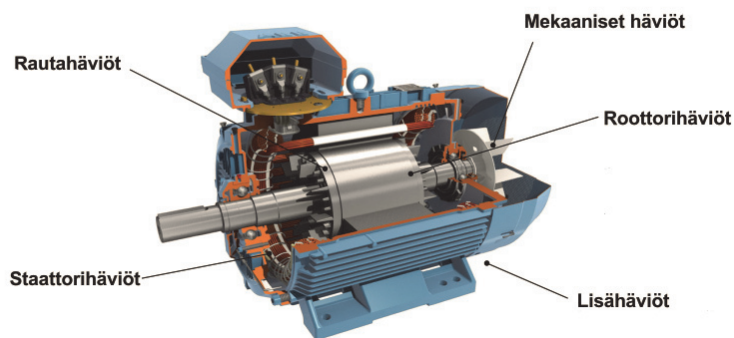
$$P_{sm,ulos} = T\omega \quad (7)$$

jossa T on akselia kuormittava momentti [Nm] ja  $\omega$  on akselin kulmanopeus [rad/s].

Hyötysuhde saadaan laskettua yhtälön 8 mukaan

$$\eta_{sm} = \frac{P_{sm,ulos}}{P_{sm,otto}} \quad (8)$$

Kuvassa 15 on esitetty sähkömoottorissa esiintyvät häviöt. Häviöt koostuvat rauta-, staattori-, roottori- ja lisähäviöistä sekä mekaanisista häviöistä. Rautahäviöt riippuvat staattorissa ja roottorissa käytetyn materiaalin laadusta. Staattorihäviöt riippuvat eristys- tekniikasta. Roottorihäviöt riippuvat roottoritankojen materiaalista ja poikkipinta-alasta sekä oikosulkurenkaiden koosta. Lisähäviöihin voidaan vaikuttaa staattori- ja roottoriurien geometrian optimoinnilla. Mekaanisiin häviöihin vaikuttavat tuulettimen koko, laakereiden laatu sekä roottorin tasapainotus. [11].

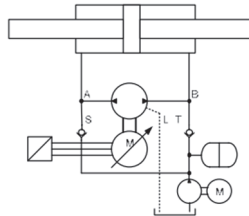


**Kuva 15.** Sähkömoottorin häviöt [11].

Sähkömoottorin hyötysuhdetta pystytään parantamaan panostamalla materiaalien, komponenttien ja suunnittelun laatuun. Korkea hyötysuhde tarkoittaa vähemmän hukkatetahoa mutta myös pidempää elinikää, parempaa luotettavuutta ja pidempiä huoltovälejä sähkömoottorille. Hukkateho muuttuu yleensä suoraan lämmöksi, joten korkean hyötysuhteen sähkömoottori lämpenee vähemmän joka pidentää laakereiden ja käämityksen elinikää. Viidentoista asteen lämpötilan lasku laakerilämpötiloissa kaksinkertaistaa voiteluvälin. [11].

### 3.2 Symmetrinen rakenne

Kuvassa 16 on esitetty yksinkertaistettu kuva symmetrisestä rakenteesta joka koostuu kaksitoimisesta kaksipuolisella männänvarrella varustetusta sylinteristä, kaksisuuntaisesta vakiotilavuusisesta pyörimisnopeussäädetyistä pumpusta sekä komponenttien sisäisten ja ulkoisten vuotojen kompensointiin tarkoitettu apupumpusta ja paineakusta.



**Kuva 16.** Symmetrinen sähköhydraattinen toimilaite [9].

Järjestelmän rakenne on yksinkertainen, koska sylinterin kammioiden A ja B pinta-alat ovat yhtä suuret ja siten sylinteriin menevä tilavuusvirta on yhtä suuri kuin sylinteristä poistuva tilavuusvirta. Tilavuusvirtojen kompensoinnille ei siis ole tarvetta. Sylinteriin menevä ja poistuva tilavuusvirta saadaan ratkaistua yhtälön 9 mukaan

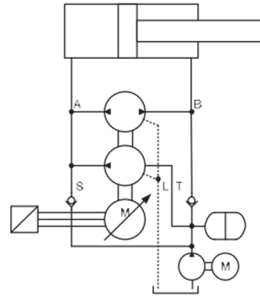
$$Q = (A_s - A_{mv})v_{syl} \quad (9)$$

jossa  $A_s$  on sylinterin männän pinta-ala [ $m^2$ ],  $A_{mv}$  on sylinterin männänvarren pinta-ala [ $m^2$ ] ja  $v_{syl}$  on sylinterin liikenopeus [ $m/s$ ].

Symmetrisen rakenteen haittapuolena on ylimääräinen tila, jonka kaksipuolisella männänvarrella varustettu sylinteri vaatii. Sylinteristä saatava ulostulovoima on myös pienempi verrattuna saman kokoluokan epäsymmetriseen sylinteriin.

### 3.3 Epäsymmetrinen rakenne

Kuvan 13 järjestelmä poikkeaa kuvassa 12 esitetyistä rakenteista siten, että sylinterinä on kaksitoiminen yksipuolisella männänvarrella varustettu sylinteri. Tämä aiheuttaa sen, että epätasaiset tilavuusvirrat on pystyttävä kompensoimaan esimerkiksi ylimääräisellä pumpulla. Kompensoimatta jättäminen aiheuttaisi järjestelmään ongelmia, kuten epätarkkaa asemointia ja heikkoa ohjausta sekä energiatehokkuuden alenemista. Käytössä olevista sähköhydraattisista järjestelmistä vähintään 80 prosenttia käyttää epäsymmetristä sylinteriä asennustilan ja ulostulovoiman vaatimusten vuoksi. [2]. Kuvassa 17 ei myöskään ole esitetty järjestelmän vaatimaa huuhteluventtiiliä.



**Kuva 17.** Epäsymmetrinen sähköhydraattinen toimilaite [9].

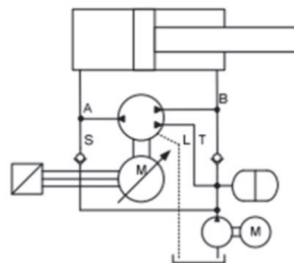
Sylinterin pinta-alat ovat erikokoiset A-kammiossa ja B-kammiossa, joten tilavuusvirrat  $Q_A$  ja  $Q_B$  ovat erisuuruisia.  $Q_B$  saadaan ratkaistua yhtälön 12 mukaan ja  $Q_A$  saadaan ratkaistua yhtälön 10 mukaan

$$Q_A = A_S v_{syl} \quad (10)$$

jossa  $A_S$  on sylinterin männän pinta-ala [ $\text{m}^2$ ] ja  $v$  on sylinterin liikenoisuus [ $\text{m/s}$ ].

Sylinterin liikkua oikealle A-kammioon menevä tilavuusvirta on suurempi kuin B-kammioista poistuva tilavuusvirta. Tällöin toinen pumppu tuottaa tarvittavan määrän tilavuusvirtaa, joka saadaan laskettua tilavuusvirtojen erotuksesta. Sylinterin liikkua vasemmalle sylinterin B-kammioon menevä tilavuusvirta on pienempi kuin sylinterin A-kammioista lähtevä tilavuusvirta. Tällöin toinen pumppu pumppaa ylimääräisen öljyn paineakkuun. Kuvan 17 esittämässä pumput tulee mitoittaa tarkalleen siten, että tilavuusvirrat saadaan täsmäämään. Pumppujen koot ovat standardoituja, joten sopivan yhdistelmän löytäminen ei ole helppoa. Lisäksi mitoitus tekee hankalaksi käytännön ongelmat esimerkiksi pumppujen volumetriset häviöt, jotka ovat paineesta riippuvia.

Kuvassa 18 on esitetty erikoisratkaisu kuvan 17 tapaukselle. Järjestelmä on varustettu 3-porttisella pumppu-moottorilla. Rakenne pudottaa komponenttien määrää ja siten järjestelmän kustannuksia.



**Kuva 18.** 3-porttisella pumppu-moottorilla varustettu epäsymmetrinen sähköhydraattinen toimilaite [12].

Järjestelmän vaatimukset ovat korkeat johtuen pumppu-moottorin toimimisesta 4-kvadrantilla eli positiivisella/negatiivisella tilavuusvirralla ja momentilla. [9].



### 3.4 Regeneratiiviset ratkaisut

Regeneratiivisilla järjestelmillä tarkoitetaan järjestelmiä joissa on energian takaisinsaanti mahdollisuus. Regeneratiivisuus voi toteutua sekä sylinteri- että moottorikäytössä. Regeneratiivisuus ei kuitenkaan toteudu avoimissa venttiiliohjatuissa hydraulijärjestelmissä ilman erityisjärjestelyitä. Sekundäärikäytöt ja suljetut hydraulijärjestelmät sen sijaan soveltuvat energian takaisinsaantiin, mutta niissäkin on paljon eroja. Moottorikäytössä regeneratiivisuus on yksinkertaisempi toteuttaa, mutta sylinterikäytössä järjestelmä saattaa vaatia hydraulimuuntimen käyttöä. Hydraulimuuntimeksi kutsutaan samalla akselilla olevaa pumppumoottoriyhdistelmää. [13].

Talteen otettava energia voi olla kuorman potentiaalienergiaa tai kineettistä energiaa. Potentiaalienergia voidaan ratkaista yhtälön 13 mukaan

$$E_{pot} = mgh \quad (13)$$

jossa  $m$  on kuorman massa [kg],  $g$  on gravitaatiovakio [ $m^2/s$ ] ja  $h$  on korkeus [m].

Kineettinen energia voidaan ratkaista yhtälön 14 mukaan

$$E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2 \quad (14)$$

jossa  $m$  on kuorman massa [kg] ja  $v$  on kuorman nopeus [m/s].

Pumppuohjatuissa järjestelmissä kuormista vapautuvaa energiaa voidaan käyttää joko suoraan muissa toimilaitteissa tai sitä voidaan ottaa talteen myöhempää käyttöä varten. Energian talteenottoa varten on olemassa eri tapoja ja kussakin tavassa on omat hyvät ja huonot puolensa. Energiaa voidaan varastoida paineakkuun (hydraulisena potentiaalienergiana), vauhtipyörään (kineettisenä energiana) tai sähköakkuun (sähköenergiana). Energiaa voidaan syöttää myös suoraan takaisin sähköverkkoon. Järjestelmässä voidaan käyttää eri energian talteenottotapojen yhdistelmiä samaan aikaan. [14]. Energiavaraston hyötysuhde voidaan määrittää energiavarastosta saadun ja siihen tuodun energian suhteella yhtälön 15 mukaan

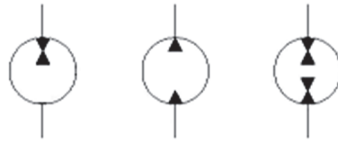
$$\eta_{ene} = \frac{E_s}{E_t} \quad (15)$$

jossa  $E_s$  energiavarastosta saatu energia [J] ja  $E_t$  on energiavarastoon tuotu energia [J].

#### 3.4.1 Pumppu-moottori

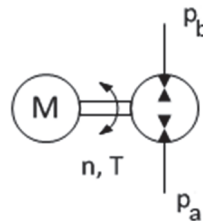
Pumppu-moottoreita on useita eri tyyppisiä. Ne voivat olla vakioilavuuksisia tai säätyvätilavuuksisia. Kuvassa 19 on esitetty vakioilavuuksisten pumppu-moottoreiden piirrosmerkit. Ensimmäinen piirrosmerkki kuvaa pumppu-moottoria, joka toimii yhteen

suuntaan pumppuna ja vastakkaiseen suuntaan moottorina. Toinen piirrosmerkki kuvaa pumppu-moottoria, joka toimii samaan suuntaan sekä pumppuna, että moottorina. Viimeinen piirrosmerkki kuvaa pumppu-moottoria joka voi toimia molempiin suuntiin sekä pumppuna että moottorina. Tällaisen pumppu-moottorin sanotaan toimivan neljällä kvadrantilla eli toiminta alueella.



**Kuva 19.** Vakioilavuuksisten pumppu-moottoreiden piirrossymbolit

Nelikvadranttisen pumppu-moottorin toiminta määräytyy sen yli vallitsevasta paineeroista ja siitä mihin suuntaan tilavuusvirtaa halutaan syöttää. Korkeapainelinja ja tilavuusvirran suunta voivat siis vaihdella. Kuvassa 20 on esitetty havainnollistamisen vuoksi pumppu-moottorin piirrossymboli sähkömoottoriin kytkettynä sekä painetasot  $p_a$  ja  $p_b$ .



**Kuva 20.** Pumppu-moottori sähkömoottoriin kytkettynä

1. Kvadrantti:  $p_b$  on suurempi kuin  $p_a$ , ja tilavuusvirtaa halutaan syöttää paineeseen  $p_b$ . Pumppu-moottoria on pyöritettävä ulkoisen momentin avulla. Tällöin pumppumoottori toimii pumppuna.
2. Kvadrantti:  $p_b$  on pienempi kuin  $p_a$ , ja tilavuusvirtaa halutaan syöttää paineeseen  $p_b$ . Neste siirtyy ilman ulkoista vaikutusta suuremmasta paineesta pienempään, eli pumppu-moottori toimii tällöin moottorina tuottaen momenttia.
3. Kvadrantti:  $p_b$  on suurempi kuin  $p_a$  ja tilavuusvirtaa halutaan syöttää paineeseen  $p_a$ . Neste siirtyy ilman ulkoista vaikutusta suuremmasta paineesta pienempään, eli pumppu-moottori toimii tällöin moottorina tuottaen momenttia.
4. Kvadrantti:  $p_b$  on pienempi kuin  $p_a$ , ja tilavuusvirtaa halutaan syöttää paineeseen  $p_a$ . Pumppu-moottoria on pyöritettävä ulkoisen momentin avulla. Tällöin pumppumoottori toimii pumppuna.

Taulukossa 3 on esitetty pumppu-moottorin eri kvadranteja kuvaavat yhtälöt tilavuusvirralle ja momentille.

*Taulukko 3. Pumppu-moottorin toiminta eri kvadranteilla*

<b>Kvadrantti</b>	<b>Tilavuusvirta</b>	<b>Momentti</b>
1. Toiminta pumppuna	$Q = nV_k\eta_v$	$T = \frac{(p_b - p_a)V_k}{\eta_{hm}}$
2. Toiminta moottorina	$Q = \frac{nV_k}{\eta_v}$	$T = (p_a - p_b)V_k\eta_{hm}$
3. Toiminta moottorina	$Q = \frac{nV_k}{\eta_v}$	$T = (p_b - p_a)V_k\eta_{hm}$
4. Toiminta pumppuna	$Q = nV_k\eta_v$	$T = \frac{(p_a - p_b)V_k}{\eta_{hm}}$

### 3.4.2 Energian varastointi paineakkuun

Paineakkujen avulla osa kuorman potentiaalienergiasta voidaan varastoida ja käyttää myöhemmin hyödyksi. Tämä mahdollistaa suorituskvyytään parempien järjestelmien suunnittelun verrattuna paineakuttomiin järjestelmiin. Paineakut kasvattavat tehontuotokapasiteettia ja vähentävät siten primääriyksiköltä vaadittavaa tehontuottoa. Paineakkujen mitoitus voidaan suorittaa käsin, taulukoilla tai esimerkiksi Hydacin tarjoaman ASP-mitoitusohjelman avulla.

Nimellistilavuus määräytyy yhtälön 16 mukaan [15, s. 479]

$$V_n = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} \quad (16)$$

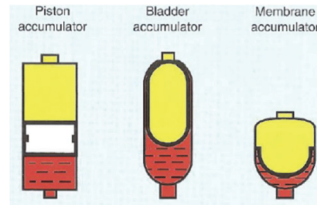
jossa  $\Delta V$  on akusta haluttava nestetilavuus [m<sup>3</sup>],  $p_0$  on esitäyttöpaine [Pa],  $p_1$  on järjestelmän alin käyttöpaine [Pa],  $p_2$  on järjestelmän ylin käyttöpaine [Pa] ja  $\kappa$  on polytrooppivakio [-].

Polytrooppivakioon vaikuttavat akun tyhjennysnopeus sekä käyttölämpötilat. Tilanmuutoksen sanotaan olevan adiabaattinen kun tilavuuden muutos tapahtuu niin nopeasti, että lämpötilaerot eivät ehdi tasoittua. Tällöin polytrooppivakio saa arvon 1,4. Isotermisessä tilanmuutoksessa tilavuuden muutos on niin hidas, että kaasun ja ympäristön väliset lämpötilaerot ehtivät tasoittua. Tällöin polytrooppivakio saa arvon 1,0. Isotermisen ja adiabaattisen tilanmuutoksen välimuoto on polytrooppinen tilanmuutos. Tällöin polytrooppivakio saa jonkin arvon välillä 1,0 – 1,4. [15].

Paineakun energian takaisinsaantiprosenttiin vaikuttavat painehäviöt käytön aikana, virtausvastukset, kaasun lämpenemisestä ja jäähtymisestä johtuvat paineen muutokset

sekä kitkahäviöt. Paineakun latauspaineen ja esitäyttöpaineen suhteella on myös merkittävä vaikutus energian takaisinsaantiprosenttiin.

Paineakut jaetaan eri tyyppisiin kaasun ja nesteen erottavan väliseinän perusteella mäntäakkuihin (piston accumulator), rakkoakkuihin (bladder accumulator) ja kalvoakkuihin (membrane accumulator). Kuvassa 21 on esitetty eri akkutyypit.



**Kuva 21.** Paineakkutyypit [16].

Mäntäakussa kaasu- ja nestetilan erottavana seinänä on vapaasti liikkuva mäntä. Mäntäakussa hyötysuhdetta huonontaa männän ja sylinterin väliset kitkoista aiheutuvat voimat. Kitkoista aiheutuvat voimat rajoittavat myös mäntäakun käyttöä eikä niitä tulisi käyttää järjestelmissä joissa suurimman ja pienimmän käyttöpaineen ero on alle 20 baaria. Rakkoakussa kaasu- ja nestetilan erottaa elastinen rakko, joka on kiinnitetty vulkanoimalla kaasuventtiilirunkoon. Rakkoakkuja asennettaessa on otettava huomioon asennuskulma joka vaikuttaa jäännösöljymäärään. Kalvoakussa kaasu- ja nestetilan erottaa akun seinään kiinnitetty kalvo. Kalvoakku voidaan asentaa mihin tahansa asentoon. [15].

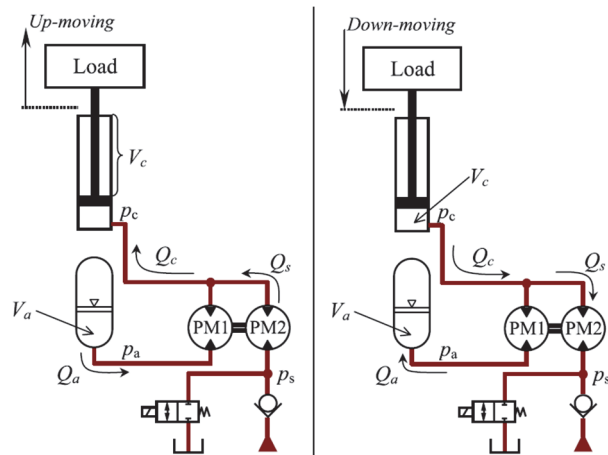
Taulukossa 4 on vertailtu eri akkutyypien nimellistilavuuksia, suurinta saatavaa tilavuusvirtaa sekä käyttöpaineita.

**Taulukko 4.** Eri paineakkutyypien ominaisuuksia [15].

	Nimellistilavuus [l]	Suurin saatava tilavuusvirta[l/s]	Käyttöpaine [MPa]
Mäntäakku	0,6 – 600	120	16 – 40
Rakkoakku	0,2 – 200	120 – 140	3,5 – 55
Kalvoakku	0,1 – 5	140	1 – 50

Taulukosta 4 havaitaan, että akkujen ominaisuudet eroavat erityisesti nimellistilavuuden ja käyttöpaineen suhteen. Mäntäakut voivat olla nimellistilavuudeltaan suurimpia ja rakkoakut käyttöpaineeltaan suurimpia. Suurin saatava tilavuusvirta on eri akkutyypeille lähes sama. Akkujen hinnat vaihtelevat myös suuresti. Hinta kasvaa akun nimellistilavuuden kasvaessa. Järjestelmää suunniteltaessa tulee pohtia kannattaako järjestelmä varustaa useammalla paineakulla, sillä useamman pienen paineakun käyttö saattaa tulla halvemmaksi kuin yhden ison.

Kuvassa 22 on esitetty eräs vaihtoehto energian talteenotolle tapauksessa, jossa energiaa varastoidaan pelkästään paineakkuun. Kuvan APM-järjestelmää (accumulator-pump-motor) on tutkittu Tampereen teknillisessä yliopistossa Sunin ja Virvalon toimesta. [17].



**Kuva 22.** Energian talteenotto paineakkuun [17].

Puomia ajettaessa alas, öljy virtaa takaisin tankkiin pumppu-moottorin 2 (PM2) kautta eli PM2 toimii moottorina. PM2 pyörittää pumppu-moottoria 1 (PM1) joka toimii tällöin pumppuna ja pumppaa sylinteristä palaavaa öljyä paineakkuun. Tällöin pystytään varastoimaan puomin potentiaalienergiaa paineakkuun hydraulisena energiana. [17].

Puomia ajettaessa ylös korkeapaineinen öljy virtaa paineakusta PM1 kautta sylinteriin. PM1 toimii tällöin moottorina välittäen momentin PM2:lle. PM2 toimii pumppuna pumpaten öljyä tankista (tai tarvittaessa ylimääräisestä tehontuottoyksiköstä) sylinterille. [17].

### 3.4.3 Energian varastointi sähköakkuun

Hydraulinen energia voidaan muuttaa sähköenergiaksi ja varastoida sähköakkuihin myöhempää käyttöä varten. Sähköakkuina käytetään yleensä lyijyhappoakkuja ja nikkelimetallihybridiakkuja. Teknologian kehitys on kuitenkin johtanut Litium-ioniakkujen käyttöön johtuen niiden korkeasta tehosta, energian varastointikyvystä, pitkästä eliniästä sekä matalasta itse purkautumisesta. [18].

Sähköakkuun ladattu energia voidaan ratkaista yhtälön 17 mukaan

$$E_{sakku} = \int_{t_0}^t P_{sakku}(t) dt = \int_{t_0}^t (U_{sakku} I_{sakku}) dt \quad (17)$$

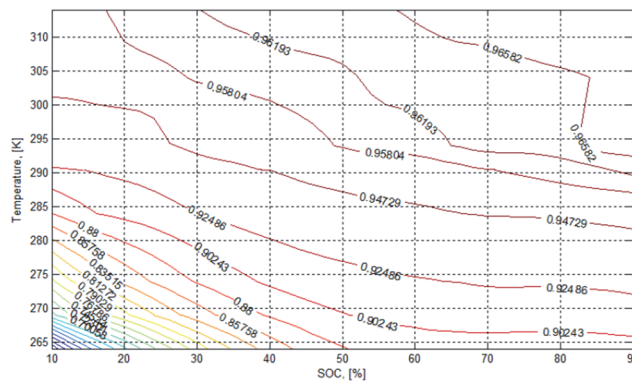
jossa  $P_{sakku}$  on sähköakun teho,  $U_{sakku}$  on akun jännite [V],  $I_{sakku}$  on akun virta [A] ja  $t_0$  ja  $t$  ovat latauksen alku- ja loppuaika [s]

Hydraulisen tehon muuttamista sähköksi ja varastointia sähköakkuihin ovat tutkineet Minav, Murashko ja Pietola Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa [18]. Tutkimuslajustana käytettiin sähköhydraulista trukkia. Tutkimuksen tuloksena havaittiin, että sähköakun hyötysuhteeseen vaikuttavat voimakkaasti ympäristön lämpötila sekä akun lataustila SOC (state of charge) joka voidaan ratkaista yhtälön 18 avulla

$$SOC = SOC_{alku} - \frac{1}{3600Q_{kenno}} \int_{t_0}^t I_{sakku} dt \quad (18)$$

jossa  $SOC_{alku}$  on solun lataustila alussa,  $Q_{kenno}$  on kennon kapasiteetti ja  $t_0$  ja  $t$  ovat latauksen tai purkautumisen alku- ja loppuaika.

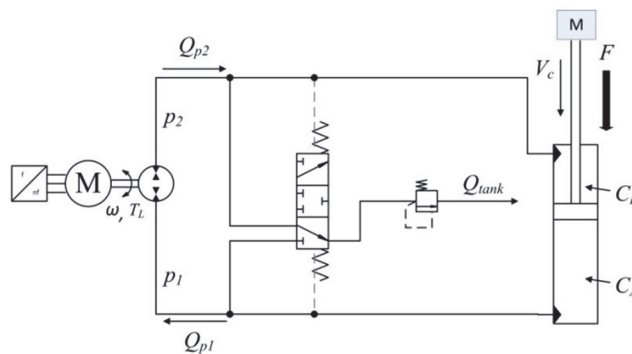
Tutkimuksessa käytetyn litiumtitaaniakun hyötysuhdekäyrät on esitetty kuvassa 23.



**Kuva 23.** Sähköakun hyötysuhdekäyrästä [18].

Kuvasta havaitaan, että hyötysuhde laskee lämpötilan ja lataustilan laskiessa. Sähköakuilla voidaan saavuttaa todella korkea hyötysuhde toimittaessa normaalissa huoneenlämmössä ja lataustilan ollessa korkealla.

Kuvassa 24 on esitetty yksinkertaistettu kaavio Mäkisen ja Kukkonen tutkimasta puoliavoimesta järjestelmästä, jolla kuorman sitoutunut potentiaalienergia on mahdollista muuttaa sähköksi.



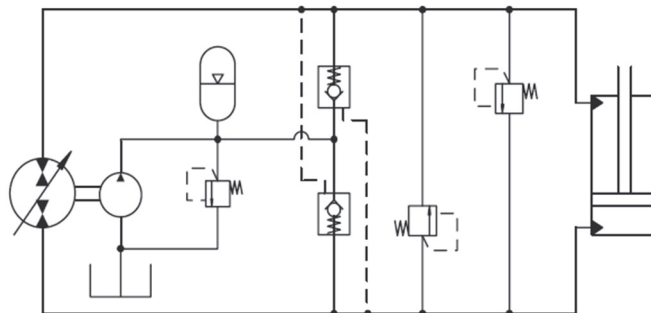
**Kuva 24.** Energian siirto sähköverkkoon tai sähköakkuihin [12].

Sylinterin nostovaiheessa kammion A vaatima tilavuusvirta on suurempi kuin kammios-  
ta B tuleva tilavuusvirta. Pumppu-moottori kompensoi eron pumppaamalla tankista  
vaadittavan määrän öljyä (ei näy yksinkertaistetussa kuvassa).

Laskuvaiheessa hyödynnetään kuorman potentiaalienergiaa. Sylinterin kammios-  
ta A poistuva tilavuusvirta kulkee pumppu-moottorin läpi. Pumppu-moottori toimii tällöin  
moottorina pyörittäen sähkömoottoria joka toimii generaattorina tuottaen sähköä. Yli-  
määräinen tilavuusvirta johdetaan huuhteluventtiilin kautta tankkiin.

### 3.4.4 Energian varastointi paine- sekä sähköakkuun

Kuvassa 25 on Williamsonin, Zimmermanin sekä Ivantysynovan esittelemä järjestelmä  
kauhakuormaajaan puomin ohjaamiseksi. Tutkimuksen tarkoituksena oli verrata LS-  
järjestelmän energiatehokkuutta kuvan mukaiseen pumppuohjattuun ratkaisuun. Tutki-  
tussa järjestelmässä energian takaisinsaanti oli toteutettu pelkän paineakun avulla. [19].  
Kuvan 21 mukaisella kytkennällä on kuitenkin mahdollista hyödyntää kahta energian  
takaisinsaantitapaa yhtä aikaa eli hydraulisen energian varastointia paineakkuun ja  
muuntamista sähköenergiaksi.



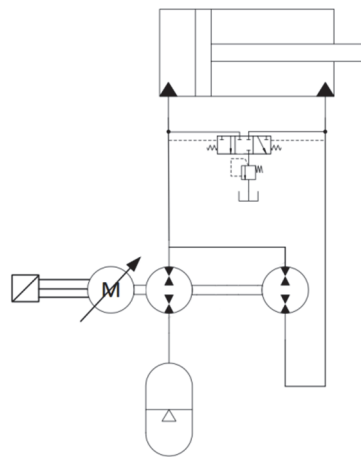
*Kuva 25. Energian siirto sähköverkkoon tai sähköakkuihin sekä energian  
talteenotto paineakkuun [19].*

Sylinterin nostovaiheessa (plusliike) pumppu-moottori toimii pumppuna pumpaten öljyä  
B-kammios-  
ta A-kammioon. Matalapainelinjan paineohjattu vastaventtiili (tässä tapauk-  
sessa ylempi) aukeaa, jolloin nestettä virtaa paineakusta kompensoiden tilavuusvirtaeroa  
sekä helpottaen pumpun työtä.

Sylinterin laskuvaiheessa (miinusliike) neste virtaa A-kammios-  
ta pumppu-moottorin  
läpi B-kammioon. Matalapainelinjan paineohjattu vastaventtiili avautuu ja ylimääräinen  
neste pääsee virtaamaan paineakkuun. Pumppu-moottori toimii moottorina pyörittäen  
apupumppua joka myös lataa paineakkua. Samalla pumppu-moottori pyörittää generaat-  
toria jolloin saadaan myös energiaa muutettua sähköksi.

## 4. TUTKITTAVA JÄRJESTELMÄ

Diplomityönä tutkittavan järjestelmän yksinkertaistettu hydraulikaavio on esitetty kuvassa 26. Järjestelmän pääkomponentteja ovat Sytronix, paineakku, kaksitoiminen hydraulisyylinteri sekä huuhteluventtiili. Sytronix on Bosch Rexrothin valmistama järjestelmä, jonka tarkoituksena on säätää sähkömoottorin pyörimisnopeutta kuormitustilanteiden mukaan. Sytronix sisältää servomoottorin, vakioilavuuksiset pumppu-moottorit, järjestelmän säätöön vaadittavan elektroniikan sekä muita sähkökomponentteja. Vasemman puoleisen pumppu-moottorin kierrostilavuus on  $6 \text{ cm}^3/\text{r}$  ja oikeanpuoleisen  $10,6 \text{ cm}^3/\text{r}$ . Sytronix mahdollistaa paine-, tilavuusvirta-, voima-, nopeus sekä asemasäädön.



**Kuva 26.** Tutkittavan järjestelmän hydraulikaavio yksinkertaistettuna

Järjestelmän tehonlähteenä toimivat servomoottori ja paineakku. Paineakku vähentää servomoottorilta vaadittavaa tehoa. Tutkimuksen tavoitteena on selvittää pääpiirteissään järjestelmän suorituskyky sekä energiatehokkuus. Alla on listattu asioita jotka tutkimuksessa pyritään selvittämään:

- Järjestelmän dynaamiset vasteet
- Painakulta saatavan hydraulisen tehon ja järjestelmään syötetyn sähkötehon suhde
- Järjestelmän hyötysuhde

Järjestelmän pumppu-moottorit toimivat neljällä eri kvadrantilla. Järjestelmä kykenee varastoimaan energiaa paineakkuun sekä syöttämään energiaa suoraan takaisin sähkö-



verkkoon. Järjestelmän lopullinen hydraulikaavio on esitetty liitteessä A ja osaluettelo liitteessä B. Kokoonpanun järjestelmän kuvat ovat esitetty liitteessä O.

## 4.1 Toiminta

Sylinterin ohjaus tapahtuu epäsuorasti vaikuttamalla pumppu-moottoreiden pyörimisnopeuteen säätämällä servomoottoria. Koska kyseessä on epäsymmetrinen rakenne, on pumppu-moottoreiden kierrostilavuuksien suhteen vastattava mahdollisimman hyvin sylinterin kammiodien pinta-alojen suhdetta. Epäsymmetristen tilavuusvirtojen kompensointi on toteutettu tavalla, jossa ylimääräinen tilavuusvirta johdetaan miinusliikkeessä paineakkuun ja vastaavasti otetaan käyttöön plusliikkeessä. Järjestelmän käytössä on kiinnitettävä huomiota siihen, ettei sylinteriä ajeta päätyihin suurella nopeudella, sillä tämä aiheuttaisi pumppu-moottoreiden kavitoinnin.

### 4.1.1 Plusliike

Sylinterin plusliikkeessä paineakkuun varastoitu öljy purkautuu vähitellen ja virtaa pienemmän pumppu-moottorin läpi. Pumppu-moottori toimii joko pumppuna tai moottorina riippuen pumppu-moottorin yli vallitsevasta paine-erosta. Sylinterin B-kammiosta virtaa öljyä isommalle pumppu-moottorille. Tämä toimii myös joko pumppuna tai moottorina tilanteen mukaan. Huuhteluventtiili avautuu painelinjojen mukaan siten, että matalapainelinjalta virtaa öljyä apukoneikon tankkiin. Samalla tapahtuu myös öljyn suodatus. Apukoneikon pumppu syöttää järjestelmän matalapainelinjalle tilavuusvirtaa. Servomoottori voi toimia joko tehonlähteenä tai generaattorina riippuen kuormituksesta.

### 4.1.2 Miinusliike

Sylinterin miinusliikkeessä sylinterin A-kammiosta virtaa öljyä molemmille pumppu-moottoreille. Pienempi pumppu-moottori varastoi öljyä paineakkuun. Isomman pumppu-moottorin läpi öljy virtaa sylinterin B-kammioon. Pumppu-moottoreiden toiminta riippuu jälleen niiden yli vallitsevasta paine-erosta. Servomoottori toimii joko generaattorina tai tehonlähteenä. Huuhteluventtiili mahdollistaa öljyn virtaamisen matalapainelinjalta tankkiin. Apukoneikko syöttää järjestelmän matalapainelinjalle tilavuusvirtaa.

## 4.2 Mitoitus

Järjestelmän mitoituksessa lähdetään liikkeelle yleisellä tasolla toimilaitteelta (tässä tapauksessa sylinteriltä) vaadittavista ominaisuuksista joita ovat esimerkiksi nopeus, liikematka sekä voima. Järjestelmän epäsymmetrisyydestä johtuen tulee sylinterin halkaisija  $D$  ja männänvarrenhalkaisija  $d$  valita siten, että sylinterin kammiodien tehollisten pinta-alojen suhde vastaisi mahdollisimman hyvin pumppu-moottoreiden kierrostilavuuksien suhdetta, sillä sylinteriin menevä tilavuusvirta on eri kuin sylinteristä poistuva.

Tämä vähentää epätasaisista tilavuusvirroista aiheutuvaa ongelmaa. Pumppumootoreiden kierrostilavuuksien suhde määräytyy yhtälön 19 mukaan

$$i = \frac{V_{k,pm1}}{V_{k,pm2}} \quad (19)$$

jossa  $V_{k,pm1}$  on vasemman puoleisen pumppu-moottorin 1 kierrostilavuus [ $m^3$ ] ja  $V_{k,pm2}$  on oikean puoleisen pumppu-moottorin 2 kierrostilavuus [ $m^3$ ].

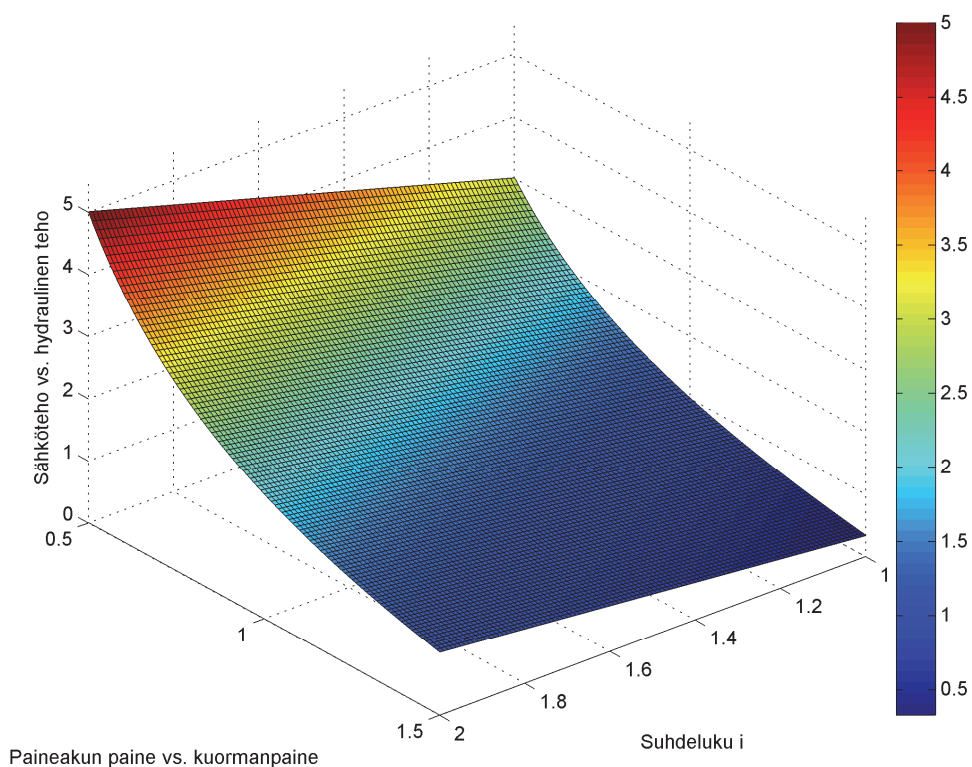
Sylinterin tehollisten pinta-alojen suhde saadaan ratkaistua yhtälön 20 mukaan

$$i_{syl} = \frac{A_s}{A_s - A_{mv}} \quad (20)$$

jossa  $A_s$  on sylinterin männän pinta-ala [ $m^2$ ] ja  $A_{mv}$  on sylinterin männänvarren pinta-ala [ $m^2$ ].

Paineakun mitoituksessa on pyrittävä siihen, että paine paineakussa ei tippuisi paljoa akun purkautuessa, jotta paineakulta saataisiin mahdollisimman paljon hydraulista tehoa liikkeen aikana. Paineakkuun varastoitavan öljytilavuuden maksimimäärä voidaan laskea sylinterin kammioiden tilavuuksien erotuksesta. Paine paineakussa tippuu hitaammin mitä suurempi akku on kyseessä, joten on pyrittävä välttämään tilavuudeltaan pieniä akkuja. Paineakun esitäyttöpaineen valinnassa on selvitettävä ensin järjestelmän kuormanpaine. Paineakun paine voi olla suurempi kuin kuormanpaine johtuen järjestelmän rakenteesta, sillä paineakkuu ladataessa oikeanpuoleinen pumppu-moottori välittää momenttia. Tällöin sähkömoottorilta ei välttämättä vaadita tehoa paineakun lataamiseen vaikka kuormanpaine olisi pienempi kuin paineakun paine.

Sähkömoottorin mitoitus perustuu siltä vaadittavaan tehoon aiemmin esitetyn yhtälön 7 mukaisesti. Tehoon vaikuttavat siis vaadittava momentti sekä pyörimisnopeus. Sähkömoottorilta vaadittavaan momenttiin vaikuttaa oleellisesti kuorman lisäksi paineakun paine sekä pumppu-mootoreiden kierrostilavuuksien suhdeluku  $i$ . Kuvassa 27 on esitetty sähkömoottorin tehon suhdetta paineakun hydrauliseen tehoon nostoliikkeessä teoreettisessa tilanteessa. Punainen väri kuvaa huonointa tilannetta. Sähkömoottorilta otetaan moninkertainen määrä tehoa verrattuna paineakun hydrauliseen tehoon. Tumman sininen väri kuvaa aluetta johon tulisi pyrkiä. Kuvasta havaitaan, että mitä enemmän paineakussa on painetta suhteessa kuormanpaineeseen, niin sitä vähemmän sähkömoottorilta vaaditaan tehoa. Pumppu-mootoreiden kierrostilavuuksien suhteella on myös suuri merkitys tehon jakautumisen suhteen.



**Kuva 27.** Sähkötehon suhde hydrauliseen tehoon

Kuvan tarkoitus on osoittaa kuinka paineakun ja pumppu-moottoreiden oikealla valinnalla voidaan vaikuttaa sähkömoottorilta vaadittavan tehon suuruuteen. Kuva on vain suuntaa-antava, sillä todellisuudessa esimerkiksi komponenttien hyötysuhteet ja järjestelmän vuodot vaikuttavat oleellisesti.

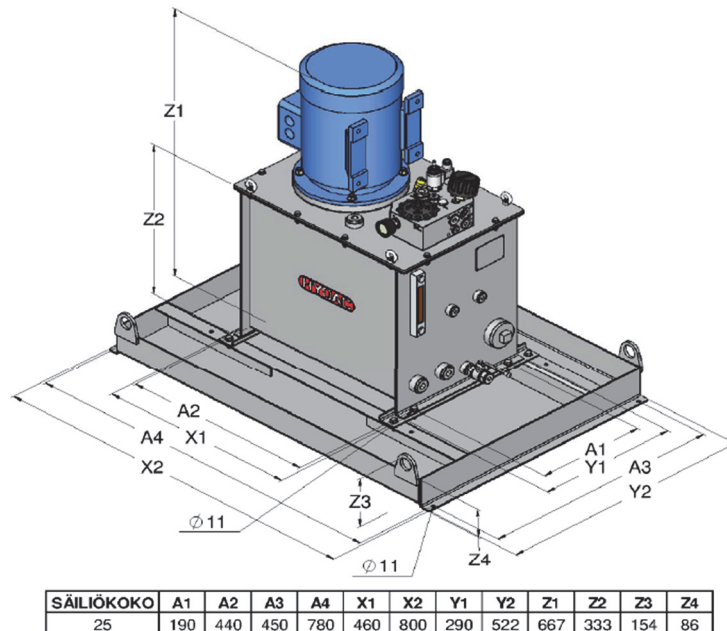
### 4.3 Valitut komponentit

Järjestelmä sisältää pääkomponenttien lisäksi paljon muitakin järjestelmän toiminnan kannalta tärkeitä komponentteja. Komponenttien hankinnassa pyrittiin aluksi etsimään vanhoja komponentteja joita voitaisiin hyödyntää. Paineakku, letkut, putket ja osa liittimistä löytyi valmiina mutta muut komponentit ostettiin uutena.

#### 4.3.1 Apukoneikko

Suljettu järjestelmä on varustettava erillisellä huuhtelujärjestelmällä. Apukoneikon tehtävänä on ylläpitää vaadittua öljytilavuutta ja painetasoa. Pumppu pumppaa erillisestä säiliöstä öljyä matalapainepiiriin kompensoiden järjestelmän vuotoja sekä huuhteluventtiilin läpi menevää tilavuusvirtaa. Apukoneikolla varmistetaan lisäksi öljyn saatavuus paineakun tyhjentyessä. Apukoneikossa tapahtuu öljyn suodatus. Kuvan 28 mukainen apukoneikko tilattiin Hydac Oy:lta, joka toimittaa HYFI-standardikoneikkoja. Apuko-

neikolta vaadittava tuotto määritettiin selvittämällä järjestelmän vuotovirrat, jotka syntyvät pääosin pumppu-moottoreissa, sekä huuhteluventtiilin läpi menevä tilavuusvirta.



**Kuva 28.** Apukoneikko ja sen mitat

Koneikko koostuu seuraavista osista:

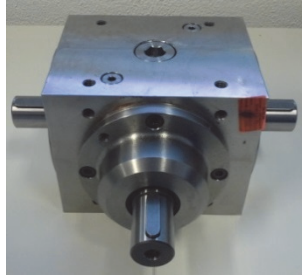
- Öljysäiliö 25 litraa
- Sähkömoottori 3,0 kW, 1445 1/min
- Hammaspyöräpumppu, tuotto n. 8 l/min
- Peruslohko, jossa vapaakiertoventtiili, paineenrajoitus- ja vastaventtiili painelinjassa, huohotin, paluusuodatin (suodatustarkkuus 10  $\mu\text{m}$  (Abs)), jossa 3 baarin By-pass ohitusventtiili ja visuaalinen indikaattori
- Säiliön pintalasi ja tyhjennyshana
- Vuotoallas
- Öljyn lämpötilamittari

Koneikko toimitettiin koottuna ja koeajettuna, ilman sähköistystä ja hydraulioöljyä. Siihen liittyvät dokumentit toimitettiin pdf-muodossa USB-tikulle tallennettuna. Dokumentointi sisälsi yleisen asennus-, käyttö- ja huolto-ohjeen, hydraulikaavion sekä liittämiskuvat. Apukoneikon paineenrajoitusventtiili asetettiin 20 baariin. Apukoneikon tekniset tiedot sekä käyttöönotto ohjeet ovat esillä liitteessä K.

### 4.3.2 Kulmavaihde

Järjestelmä varustettiin erillisellä kuvan 29 mukaisella vakiokulmavaihteella, jotta molemmat pumppu-moottorit saatiin kytkettyä servomoottoriin. Kulmavaihteen toimittajaksi valittiin SKS Group, joka toimittaa TANDLER-kulmavaihteita. TANDLER lupaa kulmavaihteilleen hyvän hyötysuhteen hammasmuodon ja tarkan valmistuksen ansiosta.

Ne kestävät hyvin iskuja ja ovat käyntiääneltään hiljaisia. Niillä on hyvä tarkkuus, ja pyörintä on tasaista.



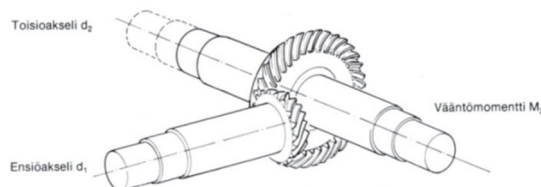
**Kuva 29.** Kulmavaihde

TANDLER-kulmavaihteet ovat valmiiksi voiteluaineella täytettyjä. Voiteluaineen määrä tulee tarkastaa tietyin väliajoin käyttövarmuuden takaamiseksi. Liian vähäinen voiteluaineen määrä kasvattaa vaihteen lämpenemistä ja kulumista. Voiteluainetta ei myöskään saa laittaa liikaa, sillä liiallinen määrä aiheuttaa pyörteisyyttä, joka johtaa pyörimishäviöihin ja lämpötilan kohoamiseen. TANDLER suosittelee öljynvaihtoväliksi 2 000 käyttötuntia. Jatkuvassa käytössä öljynvaihtoväli on 1 000 käyttötuntia. Kulmavaihteet sisältävät öljytason osoittimen. Vakiomallit 00, 01 ja A1 täytetään puolilleen välytyksestä riippumatta. Öljytulppa sijaitsee vaihteen keskellä, ensiöakselin vastakkaisella puolella. [20].

Liitteessä I on esitetty SKS:n tarjoamat ohjeet kulmavaihteen valintaan. Sisäiseksi pyöräjärjestykseksi valittiin III/VI. Kulmavaihteen välityssuhde määräytyy yhtälön 21 mukaan

$$i_k = \frac{n_1}{n_2} \quad (21)$$

jossa  $n_1$  on ensiöakselin pyörimisnopeus [1/min] ja  $n_2$  on toisioakselin pyörimisnopeus [1/min]. Kulmavaihteen ensiöakseli ja toisioakseli ovat esitetty kuvassa 30.



**Kuva 30.** Kulmavaihteen akselit [20]

Koska pumppu-moottorit haluttiin pyörivän samalla nopeudella kuin servomoottori, valittiin välityssuhteeksi  $i_k=1$ . Liitteen I mukaan määritettiin kulmavaihteen koko. Valintaan vaikuttivat välityssuhde sekä ensiöakselia pyörittävän servomoottorin teho. kooksi valittiin A1.

### 4.3.3 Kytkimet

Jotta pumppu-moottorit sekä servomoottori saatiin kytkettyä kulmavaihteeseen, oli hankittava erilliset kytkimet. Kytkinten toimittajaksi valittiin KTR Finland Oy. Kytkimiksi valittiin kuvan 31 mukaiset ROTEX standardi sakarakytkimet. Kytkimien valintaan vaikuttivat välitetyn momentin suuruus sekä akselien profiilit ja mitat. KTR toimitti kytkimet valmiiksi koneistettuina akselien profiilien ja mittojen mukaan. Kytkimien piirustukset mittoineen ovat esillä liitteessä H. Kytkimet koostuvat kahdesta navasta sekä napojen väliin tulevasta joustoelementistä.



*Kuva 31. Kytkimet*

Kytkinten tarkoitus on välittää momenttia akselilta toiselle sekä vaimentaa värähtelyjä ja iskuja. ROTEX kytkimet kykenevät välittämään suuria momenteja huolimatta pienestä koosta ja kevyestä rakenteesta. Tarkan koneistuksen vuoksi kytkimet ovat laadukkaita ja käyttöikänsä pitkiä. Kytkimet sallivat akselien pienet aksiaalis-, kulma- ja radiaalipoikkeamat. [21].

### 4.3.4 Pumppu-moottorit

Järjestelmä sisältää kaksi kuvan 32 mukaista vakiotilavuuksista A10ZFG aksiaalimäntäpumppu-moottoria, jotka ovat kierrostilavuuksiltaan  $6 \text{ cm}^3/\text{r}$  ja  $10,6 \text{ cm}^3/\text{r}$ . Pumppu-moottoreiden paineenkesto on 350 baaria ja niitä voidaan pyörittää maksimissaan 3 000 rpm. Pumppu-moottorit tilattiin Bosch Rexrothilta ja ne toimivat neljällä kvadrantilla.



*Kuva 32. Pumppu-moottori [22].*

Bosch Rexroth on kehittänyt A10 tuoteperheen pumppu-moottorit energiatehokkaihin pyörimisnopeussäädetyihin järjestelmiin. Niiden vuorovaikutus sähkömoottorin kanssa on optimoitu. Pumppu-moottorit toimivat hyvällä hyötysuhteella jopa pienillä kierros-

nopeuksilla (0 – 200 rpm), joka tekee niistä hyvän vaihtoehdon paineen ylläpitoa vaativiin operaatioihin. [23]. Pumppu-moottoreiden tekniset tiedot ovat esillä liitteessä G.

### 4.3.5 Sylinteri

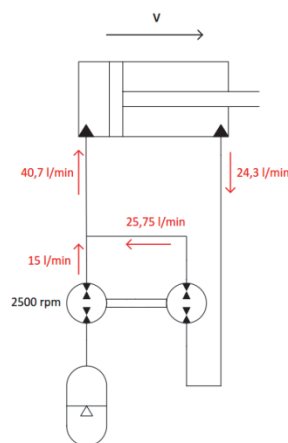
Hydraulisylinteriksi valittiin kuvan 33 mukainen nivellaakerikiinnitteinen kaksitoiminen sylinteri. Sylinterin männän halkaisija on 63 mm, männänvarrenhalkaisija 40 mm, iskunpituus 350 mm ja paineenkesto 350 baaria.



*Kuva 33. Sylinteri*

Hydraulisylinterin löytäminen osoittautui yllättävän hankalaksi, sillä suurin osa jälleenmyyjien hyllyissä olevista 63/40 sylintereistä olivat paineenkestoltaan vain 250 baaria, joka on yleinen painetaso teollisuudessa. Yksittäisen sylinterin valmistuttaminen sylinterivalmistajalla olisi käynyt kalliiksi ja toimitusajaltaan pitkäksi.

Sylinterin kammioiden tehollisten pinta-alojen suhde on 1,717 joka on hyvin lähellä pumppu-moottoreiden kierrostilavuuksien suhdetta 1,675. Kuvassa 34 on esitetty case-esimerkki tilavuusvirtojen suuruuksista sylinterin tehdessä plusliikkeen ja servomoottorin pyörimisnopeuden ollessa 2 500 rpm. Pumppu-moottoreiden hyötysuhteita ei ole otettu esimerkissä huomioon eikä huuhteluventtiilin läpi menevää tilavuusvirtaa.



*Kuva 34. Case-esimerkki*

Kuvasta 34 havaitaan, että sylinteristä poistuva tilavuusvirta on lähes yhtä suuri kuin suuremman pumppu-moottorin vaatima tilavuusvirta. Erotus saadaan apukoneikolta. Pienempi pumppumoottori saa tarvitsemansa tilavuusvirran paineakulta.

### 4.3.6 Paineakku

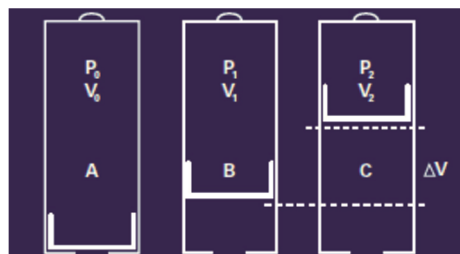
Järjestelmän paineakkuksi valittiin kuvan 35 mukainen Hydraulikin valmistama mäntäakku. Paineakku ei tarvinnut tilata vaan hydrauliiikan ja automatiikan laitoksen (IHA) laboratoriosta löytyi käyttötarkoitukseen sopiva akku. Akun nimellistilavuus on 10 litraa ja paineenkesto 350 baaria. Paineakun tarkemmat tekniset tiedot ovat esillä liitteessä M.



**Kuva 35.** Paineakku [24].

Akun tarvitsi olla riittävän suuri, jotta paine ei pääsisi tippumaan liikaa akun purkautuessa. Akun paine vaikuttaa pienemmän pumppu-moottorin yli vallitsevaan paine-eroon yhtälön 2 mukaisesti, ja siten pumppu-moottorin käyttötehoon. Mitä vähemmän paineakun paine laskee akun purkautuessa, sitä vähemmän vaaditaan tehoa servomoottorilta.

Kuvassa 36 on esitetty paineakun käyttäytyminen eri tilanteissa. Tilanteessa A mäntä sijaitsee akun alaosassa. Akussa ei ole vielä ollenkaan nestettä vaan se on täynnä pelkkää kaasua. Kaasulla on alkutilavuus  $V_0$  ja esitäyttöpaine  $p_0$ . Tilanne A on siis esitäyttötila. Tilanne B kuvaa akun tilaa alimmassa käyttöpainessa. Akkuun on virrannut öljyä männän alapuoleiseen kammioon. Neste on saanut männän nousemaan ja samalla puristamaan kaasua kokoon. Akussa vallitsee nyt paine  $p_1$  ja tilavuus  $V_1$ . Esitäyttöpaineen tulee aina olla pienempi, kuin rakossa olevan kaasun paine alimmassa käyttöpainessa. Tilanne C kuvaa akun tilaa korkeimmassa käyttöpainessa. Kaasun paine on noussut alkutilanteesta paineeseen  $p_2$  ja tilavuus pienentynyt arvoon  $V_2$ . Tilavuuden muutos  $\Delta V$  kuvaa akkuun varastoitavaa ja akusta saatavaa tilavuutta. [25].



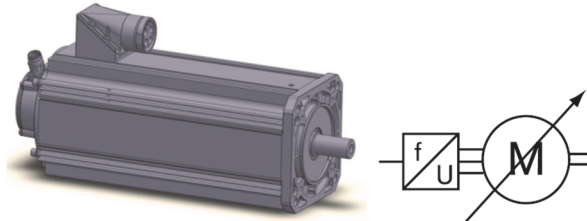
**Kuva 36.** Paineakun tilat [25].

Paineakun toiminta perustuu siis merkittävään eroon nesteen ja kaasun kokoonpuristumisessa mahdollistaen suurien energia määrien varastoimisen kompaktiin tilaan.



### 4.3.7 Servomoottori

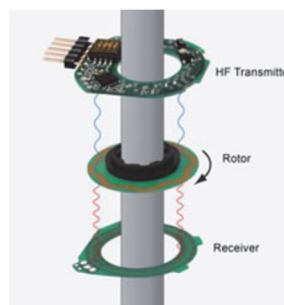
Järjestelmän servomoottoriksi valittiin kuvan 37 mukainen Bosch Rexrothin valmistama MSK100D-0300-NN synkroninen servomoottori. Servomoottori voi toimia sekä tehonlähteenä että generaattorina. Servomoottorilta saatava maksimimomentti (400 ms ajan) maksimivirralla on noin 187 Nm. Suurin sallittava pyörimisnopeus on 3 000 rpm.



*Kuva 37. Servomoottori*

Servomoottorin suojausluokitus on IP65, eli pölyn sisään tunkeutuminen on estetty ja kaikista suunnista suuttimilla ohjattu vesisuihku ei aiheuta haittaa. Servomoottoriin oli mahdollista valita tilaamisen yhteydessä erillinen jäähdytys (neste tai tuuletin), akseliin kiilaura sekä pitojarru. Jäähdytysjärjestelmäksi valittiin tuuletin. Erillistä pitojarrua ei valittu eikä kiilauraa akseliin. Servomoottorin tarkemmat tekniset tiedot ovat esillä liitteessä L.

Servomoottorin takaisinkytkentäanturina on kapasitiivisen koodianturin joka lähettää 16 pulssia yhdeltä akselin kierrokselta. Kapasitiivisen koodianturin toimintaperiaate on esitetty kuvassa 38.

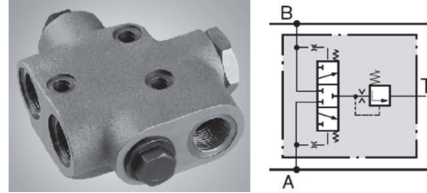


*Kuva 38. Kapasitiivinen koodianturi [26].*

Anturi koostuu korkeataajuuslähettimestä, roottorilevystä johon on kaiverrettu sinimuotoinen metallikuvio ja vastaanottimesta. Roottorilevy sijaitsee lähettimen ja vastaanottimen välissä ja se pyörii akselin mukaisesti. Roottorin pyöriessä sen sinimuotoinen metallikuvio moduloi korkeataajuisia signaaleja. Vastaanotin havaitsee nämä ja välittää tiedon eteenpäin. Kapasitiiviset anturit ovat parempia luotettavuudeltaan verrattuna optisiin antureihin, jotka ovat herkkiä epäpuhtauksille. Anturin mittaustiedon perusteella servomoottori säättää pyörimisnopeutta siten, että se vastaa referenssiarvoa. [26].

### 4.3.8 Huuhteluventtiili

Suljettu järjestelmä on varustettava kuvan 39 mukaisella huuhteluventtiilillä. Huuhteluventtiilin avulla varmistetaan öljyn vaihtuvuus suljetussa piirissä.



**Kuva 39.** Huuhteluventtiili [27].

Huuhteluventtiilillä on kolme eri asentoa ja ne riippuvat järjestelmässä vallitsevista painetasoista. Mikäli porttien A ja B välinen paine-ero on pienempi kuin 3 baaria pysyy huuhteluventtiili keskiasennossa, eli suljettuna. Paine-eron ollessa 3 – 5 baaria vaihtaa venttiili asentoa siten, että matalapainelinjalta virtaa öljyä apukoneikon säiliöön. Apukoneikossa tapahtuu öljyn suodatus. Huuhteluventtiiliin on integroitu paineenrajoitusventtiili. Paineenrajoitusventtiilin asetuspaineeeksi valittiin 16 baaria. Huuhteluventtiilin läpi menevään tilavuusvirtaan vaikuttaa matalapainelinjan paine sekä paineenrajoitusventtiilin paine. Valmistajan ilmoittamien tietojen mukaan paine-eron ollessa 25 baaria venttiilin läpi virtaa 8,8 l/min. Koska järjestelmän matalapainelinjan paine pysyy apukoneikon avulla noin 20 baarissa ja valitun paineenrajoitusventtiilin asetuspainee on 16 baaria, tulee paine-eroksi 4 baaria. Turbulenttisen kuristussyhtälön avulla voidaan läpi menevälle tilavuusvirralle voidaan kirjoittaa yhtälö 22

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}} \quad (22)$$

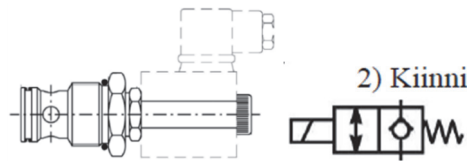
jossa  $Q_1$  on läpi menevä tilavuusvirta toimintapisteessä 1 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $\Delta p_1$  on paine-ero toimintapisteessä 1 [Pa] ja  $\Delta p_2$  on halutun toimintapisteeseen paine-ero [Pa].

Sijoittamalla edellä mainitut arvot yhtälöön 22 saadaan huuhteluventtiilin läpi menevän tilavuusvirran suuruudeksi noin 3,5 l/min. Huuhteluventtiili tilattiin Bosch Rexrothilta. Tarkemmat tekniset tiedot ovat esillä liitteessä J.

### 4.3.9 2/2-solenoidiventtiilit

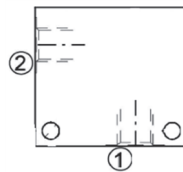
Järjestelmään asennettiin kolme kuvan 40 mukaista Walvoilin valmistamaa EC10M 2/2-solenoidiventtiiliä. Solenoideiksi valittiin 24 voltin solenoidit joiden resistanssi on 30 ohmia. Venttiilillä on kaksi eri asentoa. Ensimmäinen asento sallii virtauksen toiseen suuntaan ja estää vastakkaiseen suuntaan vastaventtiilin tavoin. Toinen asento sallii virtauksen molempiin suuntiin. Jousi pitää venttiilin ensimmäisen asennon kytkettynä.

Solenoidin avulla saadaan kytkettyä toinen asento. Valmistaja ilmoittaa venttiilien toimintarajaksi 70 l/min ja paineenkestoksi 380 baaria.



**Kuva 40.** 2/2-solenoidiventtiili [28].

Kahta venttiiliä käytetään kuorman karkaamisen estämiseksi sylinterin läheisyydessä. Kolmas venttiili sijoitettiin paineakun ja pienemmän pumppu-moottorin väliin siten, että akkua ladattaessa venttiili on ensimmäisessä asennossa sallien virtauksen akkuun mutta estäen virtauksen pois akusta. Kun akusta halutaan ottaa käyttöön varastoitua energiaa, niin venttiili kytketään solenoidin avulla toiseen asentoon. Ilman venttiiliä akun ollessa ladattuna akku purkaantuisi vähitellen pumppu-moottorin kautta. Koska kyseessä on patruunaventtiili ja venttiilit haluttiin asentaa suoraan putkistoon, oli tilattava erilliset kuvan 40 mukaiset patruunapesät.

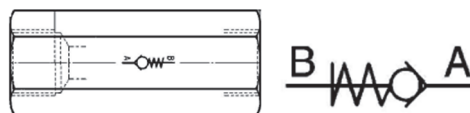


**Kuva 41.** Patruunapesä [28].

Patruunapesän valinta tehtiin datalehdessä ilmoitetun porauksen perusteella.

#### 4.3.10 Vastaventtiilit

Järjestelmään asennettiin kolme kuvan 42 mukaista vastaventtiiliä. Kahta vastaventtiiliä käytetään estämään öljyn virtaus suljetusta piiristä apukoneikon piiriin. Kolmas vastaventtiili estää öljyn virtauksen paineakusta apukoneikolta lähtevään linjaan. Valittujen vastaventtiilien maksimi käyttöpaine on 400 baaria, maksimi läpivirtaus 130 l/min ja avautumispaine 0,35 baaria.



**Kuva 42.** Vastaventtiili [29].

Vastaventtiileitä käytetään hydraulijärjestelmissä mahdollistamaan halutun suuntainen virtaus ja estämään vastakkainen virtaus. Vastaventtiili sisältää sulkukappaleen, joka voi olla kuula, kartio, lautanen tai patruuna. Sulkukappaletta pidetään jousen avulla painettuna istukkapintaa vasten. Venttiilin vuodottomuus virtauksen estosuunnassa on mah-

dollista istukkarakenteen vuoksi. Mikäli vastaventtiili sisältää jousen, voidaan se asentaa mihin tahansa asentoon vapaasti. Ilman jouta oleva vastaventtiili on asennettava pystyasentoon oikean toiminnan takaamiseksi. Jousettomia vastaventtiileitä käytetään erityisesti silloin, kun tavoitellaan mahdollisimman pientä venttiilin aiheuttamaa painehäviötä, kuten imu- ja täyttöventtiileissä. Vastaventtiileistä on olemassa myös ohjattu- ja vastaventtiileitä, joilla voidaan sallia myös vastakkaissuuntainen virtaus ohjauspaineen avulla. [15].

#### 4.3.11 Sulkuventtiilit

Järjestelmään asennettiin kaksi kuvan 43 mukaista sulkuventtiiliä. Rakenteeltaan ne ovat palloventtiileitä. Yksi sulkuventtiileistä asennettiin apukoneikon ja varsinaisen järjestelmän rajapintaan ja yksi paineakun läheisyyteen. Paineakun läheisyydessä oleva sulkuventtiili mahdollistaa paineakun tyhjentämisen säiliöön.

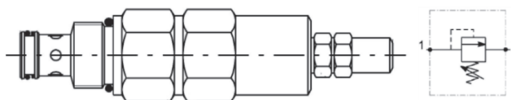


*Kuva 43. Sulkuventtiili [29].*

Sulkuventtiileiden tarkoitus on joko estää tai sallia virtaus järjestelmässä. Sulkuventtiileistä on olemassa myös rakenteita, joilla pystytään myös vaikuttamaan tilavuusvirran suuruuteen. Niiden ohjaustarkkuus on kuitenkin huonompi kuin varsinaisilla virtaventtiileillä. Sulkuventtiileillä pyritään suljetun asennon vuodottomuuteen ja mahdollisimman pieneen virtausvastukseen avoimessa asennossa. Muutos täysin suljetusta täysin avoimeen asentoon saadaan aikaan kiertämällä sulkukappaletta 90 astetta. [15].

#### 4.3.12 Paineenrajoitusventtiilit

Järjestelmään asennettiin kolme kuvan 44 mukaista suoraan ohjattua paineenrajoitusventtiiliä. Venttiilit ovat tyypiltään patruunaventtiileitä, joten myös ne vaativat kuvan 33 mukaiset patruunapesät, jotta ne voitiin asentaa suoraan putkistoon. Kaksi paineenrajoitusventtiiliä sijoitettiin sylinterin molemmille puolille ja yksi paineakun läheisyyteen. Valittujen paineenrajoitusventtiilien maksimi läpivirtaus on 40 l/min. Painealue on säädettävissä välillä 150 – 350 baaria.



*Kuva 44. Paineenrajoitusventtiili [28].*

Paineenrajoitusventtiileitä käytetään rajoittamaan järjestelmäpainetta tiettyyn arvoon ja siten ennaltaehkäisemään vauriot, jotka paineen liiallinen kasvu aiheuttaisi. Paineenra-

joitusventtiilit ovat normaalisti suljettuja. Paineenrajoitusventtiilin avautumiseen tarvittava ohjauspaine saadaan sisäisesti venttiilin tuloliitännästä. Kun järjestelmän paine nousee säädetyn arvon yläpuolelle, paineenrajoitusventtiili aukeaa ja neste pääsee virtaamaan vapaasti esimerkiksi tankkiin. [15]. Sylinterin läheisyydessä olevat Paineenrajoitusventtiilit säädettiin 300 baariin ja paineakun läheisyydessä oleva 250 baariin.

### 4.3.13 Paineanturit

Järjestelmään asennettiin yhteensä neljä kappaletta Trafagin valmistamia painelähetimiä. Panielähetin sekä sen halkileikkaus on esitetty kuvassa 45. Panielähettimillä mitataan apukoneikolta lähtevän öljyn painetta, paineakun öljyn painetta sekä sylinterin kammioiden paineita.

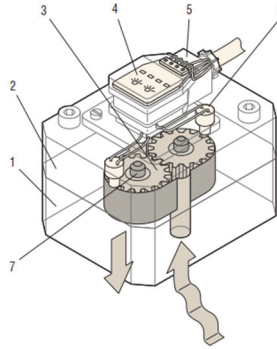


*Kuva 45. Trafag painelähetin [30].*

Valitut painelähettimet ovat tyypiltään venymäliuska-antureita. Anturi sisältää venymäliuskan, joka on kytketty neljän vastuksen muodostamaan Wheatstonen siltakytkentään. Tämän avulla pystytään kompensoimaan lämpötilavaihtelut. Sillassa kulkeva sähkövirta muuttuu paineen mukaan. Ulostulona saadaan 4 – 20 mA virtaviesti, joka vastaa mitausaluetta. Panielähettimet ovat rakenteeltaan pieniä ja vankkoja. Ne kestävät erinomaisesti paineiskuja ja niiden käyttöikä on pitkä. Anturiosa sijaitsee umpeen hitsatussa teräsrunrossa eikä sisällä yhtään tiivistintä. Epävarmuudeksi valmistaja ilmoittaa  $\pm 0,07$  % maksimi näyttämästä yli 16 baarin paineissa. 16 baarin ja sen alapuolella olevissa paineissa epävarmuus on  $\pm 0,2$  % maksimi näyttämästä. [31].

### 4.3.14 Tilavuusvirta-anturit

Apukoneikon syöttämää tilavuusvirtaa sekä paineakkuun menevää ja lähtevää tilavuusvirtaa mitataan KRACHT VC 0.4 tilavuuslaskijoilla. Mittausalue valituilla tilavuuslaskijoilla on 0,2 – 40 l/min. Tilavuuslaskurin rakenne on esitetty kuvassa 46.



**Kuva 46.** Tilavuuslaskuri rakenne [32].

Tilavuuslaskuri koostuu seuraavista osista:

- |                 |                |
|-----------------|----------------|
| 1. Pesä         | 5. Liitin      |
| 2. Kansi        | 6. Anturit     |
| 3. Hammaspyörä  | 7. Laakerointi |
| 4. Esivahvistin |                |

Tilavuuslaskijan läpi kulkeutuva neste pyörittää hammaspyörää hammaspyörämoottorin tavoin. Hammaspyörien hammasvälin tilavuus tiedetään tarkasti. Hammasrattaat eivät ole kosketuksissa mittauskammion seinämien kanssa. Hammaspyörien laakereina ovat joko matalakittkaiset pallo- tai liukulaakerit. Hammaspyörien liikettä mitataan kahdella sensorilla kosketuksettomasti. Tilavuusvirta saadaan laskettua kahden pulssin välisestä ajasta ja hammastilavuudesta. Valmistaja on ilmoittanut epävarmuudeksi  $\pm 0,3 \%$  maksimi näyttämästä. Tilavuuslaskijat ovat valmistettu siten, että ne aiheuttavat mahdollisimman vähän painehäviötä ja toimivat korkealla paineella. [32].

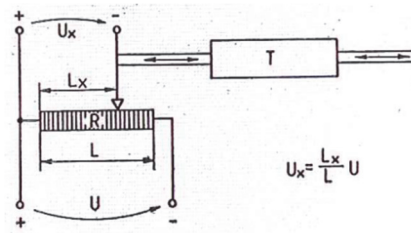
#### 4.3.15 Asema-anturi

Sylinterin aseman mittaus tapahtuu epäsuorasti mittaamalla puomin asemaa kuvan 47 mukaisella nivellaakerikiinnitteisellä Gefranin valmistamalla potentiometrillä. Puomin asematiedosta saadaan laskettua sylinterin asema. Anturin mittausväli on 0 – 300 mm. Valmistaja lupaa anturin toistotarkkuudeksi 0,01 mm.



**Kuva 47.** Asema-anturi [33].

Potentiometri on analoginen absoluuttianturi. Perusrakenteeltaan se on säätövastus, jonka liu'un ja runko-osan välinen resistanssi on yleensä suoraan verrannollinen liikkeeseen. Potentiometrin toimintaperiaate on esitetty kuvassa 48.



**Kuva 48.** Potentiometrin toimintaperiaate [34, s. 104].

Potentiometriä voidaan syöttää joko vaihto- tai tasajännitteellä. Välijännite  $U_x$  mitataan liu'usta, jonka avulla siirtymä  $L_x$  voidaan laskea kuvassa 48 näkyvällä yhtälöllä.

#### 4.4 Putkisto

Putkiston mitoitus perustuu suositeltavaan virtausnopeuteen putkistossa sekä käyttöpaikkeen asettamaan vaatimukseen seinämänpaksuuden suhteen. Putken sisähalkaisija saadaan laskettua tilavuusvirran määritelmästä yhtälön 23 mukaan

$$d_{putki} = \sqrt{\frac{4Q}{v_{virtaus}\pi}} \quad (23)$$

jossa  $Q$  on tilavuusvirta [ $m^3/s$ ] ja  $v_{virtaus}$  on nesteen virtausnopeus [ $m/s$ ]. Suositeltavat virtausnopeudet ovat esitetty taulukossa 5.

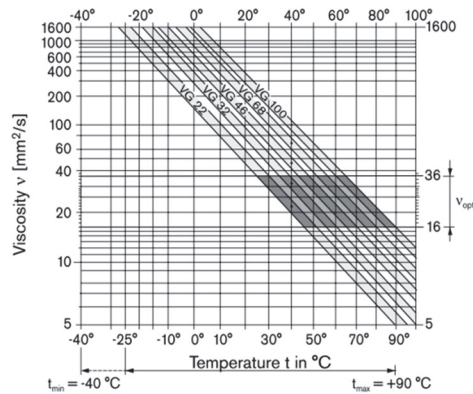
**Taulukko 5.** Suositeltavat virtausnopeudet putkistossa [15].

Virtauskanava	Virtausnopeuden suositusarvo $v$ [ $m/s$ ]	Virtausnopeuden maksimiarvo $v_{max}$
Imukanava	0,5–1,0	1,0–1,5
Palukanava	2,0–3,0	3,0–4,0
Painekanava		
6,3–10 MPa	4,0–4,5	6,0
10–16 MPa	4,5–5,0	6,0
16–25 MPa	5,0–5,5	6,0
25–40 MPa	5,5–6,0	6,0

Virtausnopeuden arvoksi valittiin 5,5 m/s ja tilavuusvirraksi 35 l/min. Valituilla arvoilla putken sisähalkaisijaksi lasketuksi arvoksi saatiin 12 mm. Putken seinämän paksuuden määrittämisen apuna käytettiin standardin SFS 2230 mukaisia suositusarvoja. Seinämän paksuudeksi valittiin 2 mm, jolloin lopulliseksi putkikooksi valittiin 2x16. Putkea löytyi valmiina laitoksen laboratorion. Kaikki linjat tehtiin samalla putkikoolla.

## 4.5 Hydraulioöljy

Hydraulioöljyn valintaan vaikuttaa oleellisesti järjestelmän käyttölämpötila. Öljyn lämpötilan muutokset vaikuttavat öljyn viskositeettiin, ja siten komponenttien ja toimilaitteiden toimintaan. Bosch Rexroth ilmoitti pumppu-moottoreiden toimivan parhaiten öljyn viskositeetin ollessa välillä 16 – 36 mm<sup>2</sup>/s. Kuvassa 49 on esitetty pumppu-moottoreiden datalehdessä löytyvä viskositeetti-lämpötiladiagrammi.

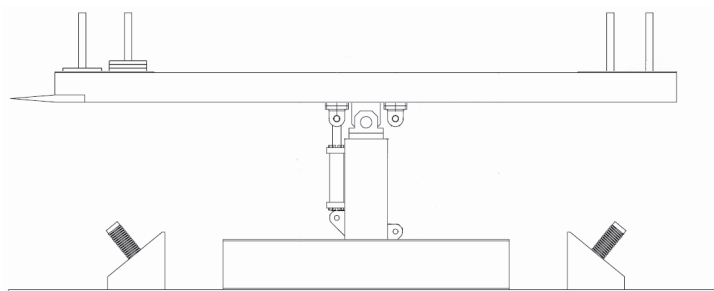


**Kuva 49.** Viskositeetti-lämpötiladiagrammi [22].

Hydraulioöljyn valinnassa päädyttiin VG 32 öljyyn. Valintaan vaikutti myös se, että öljyä oli valmiiksi saatavana IHA:n laboratoriossa. Diagrammin perusteella VG 32 öljyllä optimiviskositeettialue saavutetaan lämpötilan ollessa välillä 35 – 60 celsiusastetta.

## 4.6 Kiikku

Järjestelmää tullaan testaamaan käytännössä kuvassa 50 esitetyn kiikun avulla. Kiikku on yhden vapausasteen puomi, jota on käytetty useissa muissakin hydraulikan tutkimuksissa.



**Kuva 50.** Kiikku

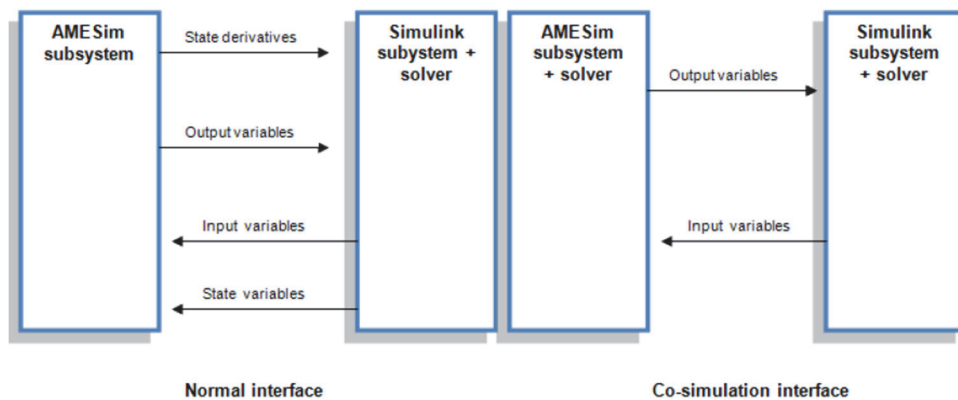
Sylinteri kiinnitetään kuvan osoittamalla tavalla kiikun vasemmalle puolelle. Kiikkuun pystytään lisäämään tai poistamaan levypainoja kiikun molempiin päihin ja siten vaikuttamaan kuormavoimaan ja hitausmassaan. Kiikun todellinen kuva on esitetty liitteessä P.



## 5. JÄRJESTELMÄN SIMULOINTIMALLI

Järjestelmästä luotiin simulointimalli käyttäen LMS Amesim ohjelmaa sekä Matlab ohjelman Simulinkkiä. Amesim mahdollistaa valmiiden komponenttimallien käytön, joka tekee simuloinnista helpompaa verrattuna esimerkiksi Simulinkkiin. Valmiisiin komponenttimalleihin sijoitetaan halutut parametrit. Amesimin avulla pystytään mallintamaan paljon esimerkiksi hydraulikkaan, pneumatiikkaan, mekaniikkaan, ohjaukseen, termodynamiikkaan ja elektroniikkaan liittyvää. Amesim mahdollistaa järjestelmän nopean analysoinnin, sillä tarkisteltavista suureista voi luoda kuvaajia muutamalla hiiren klikkauksella. Varsinaiset julkaistavat kuvaajat luotiin Matlabilla.

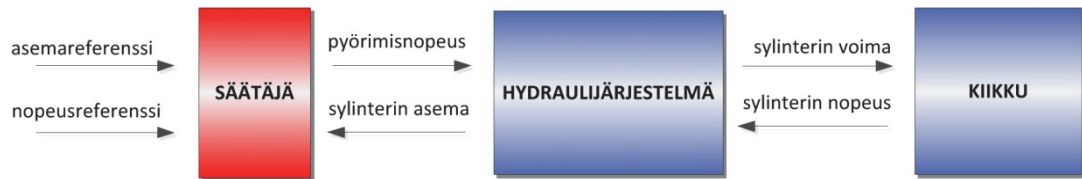
Amesimin ja Simulinkin välille on olemassa käyttöliittymiä, jotka mahdollistavat mallien yhdistämisen ja yhdenaikaisen käytön. Amesimilla luotu malli voidaan tuoda Simulinkkiin ja Simulinkilla luotu malli Amesimiin. Valinta riippuu lähinnä käyttäjistä itsestään. Järjestelmää voidaan tarkastella yhtä aikaa molemmissa ympäristöissä. Lisäksi on mahdollista käyttää kahta tai useampaa kääntäjää co-simulation käyttöliittymän avulla. Normaalin käyttöliittymän ja co-simulation käyttöliittymän erot ovat esitetty kuvassa 51. [35].



**Kuva 51.** Normaalin ja co-simulation käyttöliittymien vertailu [35].

Normaalissa käyttöliittymässä Amesim malli saa sisääntulomuuttujat ja tilan derivaatat Simulinkiltä ja laskee niiden avulla uudet tilan derivaatat ja ulostulo muuttujat. Tiedonsiirtoa ohjaa pelkästään Simulinkin kääntäjä. Käytännössä tässä tuodaan yhtälöt Simulinkkiin ja ratkaistaan siellä. Co-simulation käyttöliittymässä vaihtuvat ainoastaan sisääntulomuuttujat ja ulostulomuuttujat ja molemmat ohjelmat käyttävät omia kääntäjiä. Tiedonsiirto tapahtuu käyttäjän määrittämällä ajalla. Co-simulation käyttöliittymään liittyy riski tiedon katoamisesta.

Työssä päädyttiin tuomaan siirtofunktio Amesimistä Simulinkkiin käyttäen co-simulation käyttöliittymää. Simulointimallin rakenne on esitetty kuvassa 52.

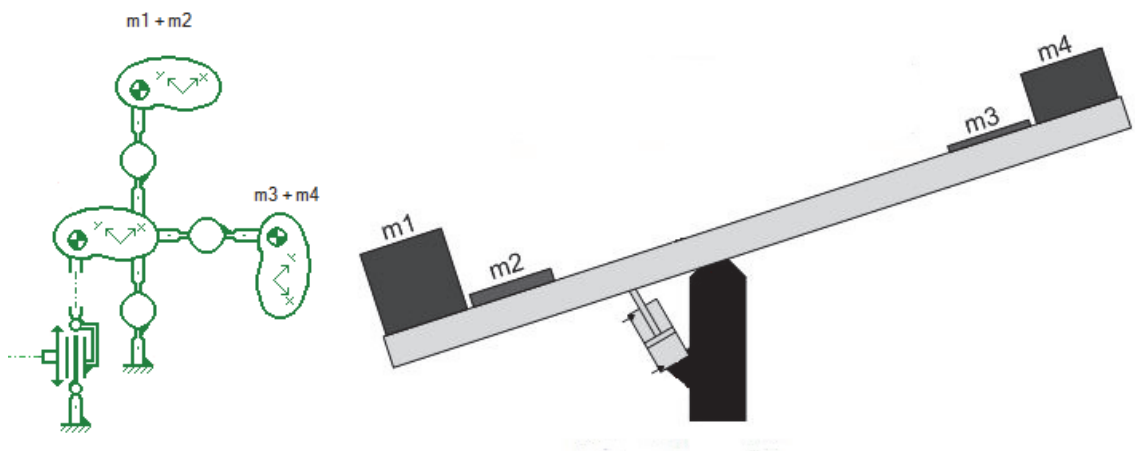


**Kuva 52.** Simulointimallin rakenne

Amesimillä mallinnettiin hydraulijärjestelmä sekä kiikku. Simulinkillä puolestaan säätäjä. Simulinkillä suunniteltua säätäjää voidaan hyödyntää myös suoraan todellisessa järjestelmässä. Simulointimallia käytettiin järjestelmän analysointiin ennen todellisen järjestelmän rakentamista ja etenkin säätäjän suunnittelussa. Lopuksi simulointimallilla suoritettiin energia-analyysi sekä tarkasteltiin järjestelmän yleisiä ominaisuuksia. Simulointimalli on esitetty kokonaisuudessaan liitteessä N.

## 5.1 Kiikun malli

Järjestelmän tutkimusalustana käytettävästä kiikusta oli olemassa valmis simulointimalli jota työssä hyödynnettiin. Kuvassa 53 on esitetty mallin rakentuminen kiikun eri osista.

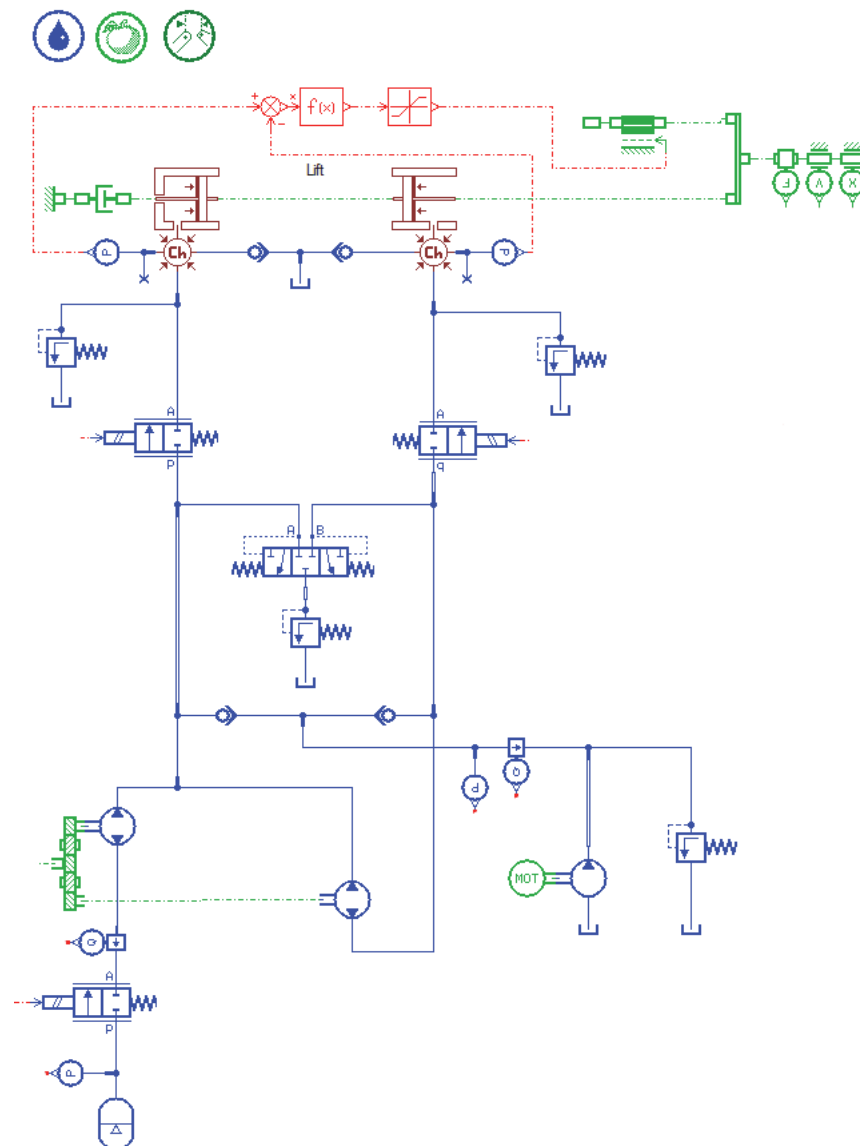


**Kuva 53.** Kiikun mekaniikan mallinnus

Malliin on määritetty eri osien massakeskipisteiden sekä kiinnityskohtien koordinaatit. Kuormien massaa voidaan vaihdella kuormitustilanteiden mukaan. Mekaniikkamalliin tuodaan sisääntulona hydraulisynterinin tuottamaa voimaa. Mekaniikkamalli laskee synterinin liikenopeutta synterinin tuottaman voiman sekä kuormien massojen perusteella.

## 5.2 Hydraulijärjestelmän malli

Kuvassa 54 on esitetty hydraulijärjestelmän simulointimalli. Kuvasta on jätetty pois ohjaussignaalit ja niiden käsittely kuvan selkeyttämisen vuoksi. Järjestelmä mallinnettiin pääasiassa käyttäen valmiita komponenttimalleja. Amesim mahdollistaa myös komponenttien suunnittelun osamalleista. Hydraulisyylinteri mallinnettiin käyttäen osamalleja, jotka mahdollistivat kammioiden erillisen mallintamisen. Hydraulijärjestelmän simulointimalli sisältää lähes kaikki komponentit jotka löytyvät todellisesta järjestelmästä. Amesimin kirjasto sisältää myös kuvassa näkyviä antureita, joiden avulla esimerkiksi apukoneikon syöttämä hydraulinen energia on helppo määrittää.



*Kuva 54. Hydraulijärjestelmän simulointimalli*

Järjestelmässä käytetään asemasäätöä ja säädin ohjaa pumppu-moottoreiden pyörimisnopeutta. Takaisinkytkentäsignaalina on sylinterin asema. Säätäjään viedään myös takaisinkytkentäsignaaleina sylinterikammioiden painesignaalit. Niitä ei kuitenkaan käy-

tetty säädössä. Hydraulijärjestelmän malli tuottaa voimaa, joka johdetaan mekaniikkamalliin. Sylinterin tuottamasta voimasta vähennetään sylinterin kitkoista aiheutuva voima. Kitkamalli on dynaaminen ja se muuttuu sylinterin kammioiden paineiden mukaan. 2/2-solenoidiventtiilien ohjaussignaali määrittyy säätäjältä tulevan pyörimisnopeusohjeen mukaan. Venttiilit avautuvat aina kun pyörimisnopeus on erisuuri kuin nolla. Mallin vasemmassa ylälaudassa on kolme symbolia. Ensimmäinen symboli kuvaa öljyn ominaisuuksia. Tämä mahdollistaa muun muassa öljyn lämpötilan, kokoonpuristuvuuden, tiheyden ja viskositeetin määrittämisen. Toinen symboli kuvaa gravitaatiovakiota. Kolmas symboli luo mekaniikkamallista animaation. Pumppu-moottoreiden hyötysuhteet ovat mallinnettu valmistajalta saadun datan perusteella. Hyötysuhteet muuttuvat pumppu-moottoreiden yli vallitsevan paineen sekä kierrosnopeuden mukaan. Hyötysuhteet ovat luottamuksellista tietoa eikä niitä voida julkaista.

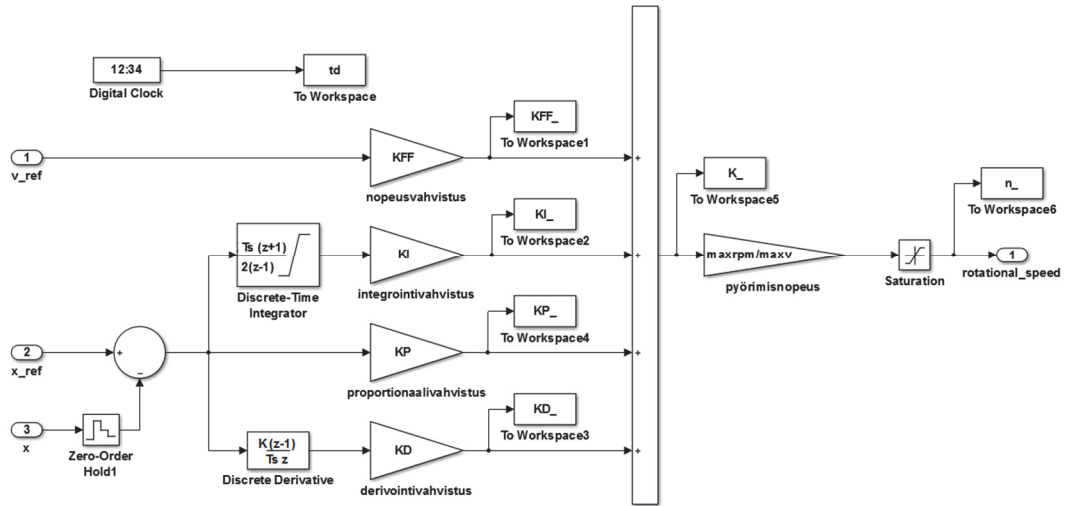
### 5.3 Säätäjän malli

Säätäjän suunnittelun lähtökohdaksi valittiin teollisuudessa yleisimmin käytössä oleva proportional-integral-derivative-säädin (PID). PID-säädintä käytetään takaisinkytketyissä järjestelmissä ja sen tulona on referenssin ja säädettävän suureen erotus  $e(t)$ . Yhtälössä 24 on esitetty PID-säätimen generoima ohjaus, joka on summa kolmesta termistä: erosuureeseen suoraan verrannollisesta (proportional) termistä, erosuureen derivaatasta ja erosuureen integraalista. Termien keskinäiseen suuruuteen vaikutetaan niiden vahvistuksilla joita ovat  $K_p$ ,  $K_D$ , ja  $K_I$ . [36].

$$u(t) = u_p(t) + u_I(t) + u_D(t) = K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (24)$$

Suhdesäätötermillä vaikutetaan säätötoimenpiteen voimakkuuteen. Se ei kuitenkaan yksin pysty kompensoimaan säätövirhettä. Integraalitermillä voidaan poistaa pysyvä poikkeama. Integraalitermin kasvattaminen saattaa kuitenkin lisätä värähtelyjä. Derivointitermi pyrkii ennakoimaan muutoksen, sekä kompensoimaan poikkeaman jo siinä vaiheessa kun se on muodostumassa. Derivointitermin käytön suhteen tulee olla maltillinen, sillä se saattaa vahvistaa mittausfunktiona tulevaa kohinaa, joka voi johtaa toimilaitteen huonoon toimintaan. PID-säätimestä saadaan eri variaatioita asettamalla jokin vahvistustermi nolllaksi. Esimerkiksi, jos  $K_D$  on nolla, niin säädintä kutsutaan PI-säätimeksi. [36].

Kuvassa 55 on esitetty säätäjän simulointimalli. Malli sisältää takaisinkytketyn asemäsäädön lisäksi myötäkytketyn nopeussäädön.



*Kuva 55. Säättäjän simulointimalli*

Säättäjään tuodaan sisääntuloina referenssiarvot sylinterin asemalle ja nopeudelle sekä sylinterin varsinainen asema joka saadaan Amesimista. Mallin ulostulona saadaan pyörimisnopeusarvo pumppu-moottoreille, joka rajoitetaan servomoottorin maksimipyörimisnopeuden mukaan välille -3 000 – 3 000 rpm. Servomoottorin dynamiikkaa on pyritty kuvaamaan Amesimilla luodussa mallissa ensimmäisen kertaluvun viivefunktiolla. Kuvaajia varten malli ottaa talteen vahvistusten arvot, pyörimisnopeuden sekä ajan.

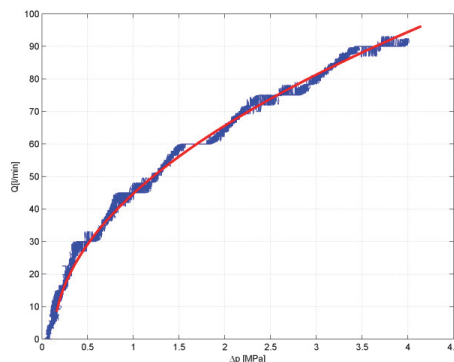
## 6. SIMULOINTITULOKSET

Tässä kappaleessa käydään läpi 2/2-solenoidiventtiilien mittaustulokset sekä järjestelmän simulointitulokset. Simulinkistä poiketen AMESim ei mahdollista simuloinnissa käytettyjen parametrien tulostamista. Seuraavassa listassa on koottu simuloinnin kannalta oleellisia parametrejä:

- Nopeusvahvistus  $KFF = 0,8$
- Integrointivahvistus  $KI = 0,0$
- Proportionaalivahvistus  $KP = 0,9$
- Derivointivahvistus  $KD = 0,0$
- Öljy: dynaaminen viskositeetti = 51 cP, tiheys = 850 kg/m<sup>3</sup>, bulkkimoduli = 1 700 MPa,
- Servomootorin kuvaavan ensimmäisen kertaluvun viivefunktio: aikavakio = 0,1 s, vahvistus = 1
- Paineakku: esitäyttöpaine = 80 bar, polytrooppivakio = 1,4

### 6.1 2/2-solenoidiventtiilin mittaus

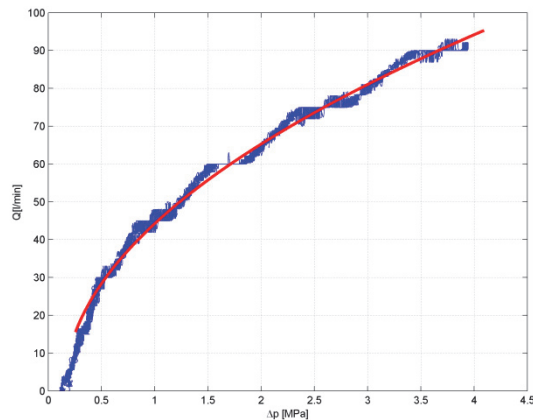
Simulointimallin tulosten luotettavuutta parannettiin suorittamalla venttiilinmittauspenkissä aiemmin kappaleessa 4.3.9 esiteltyjen 2/2-solenoidiventtiilien mittaukset. Venttiileistä haluttiin tietää vasteet sekä läpäisy tietyllä paine-erolla. Mittaukset suoritettiin VG 46 mineraaliöljyllä lämpötilan ollessa välillä 35 – 40 celsiusta. Kuvassa 56 on esitetty pQ1-käyrä tilanteessa, jossa solenoidi on kytketty päälle, ja virtaus kulkee patruunan alaosaan sisään ja kyljestä ulos.



**Kuva 56.** 2/2-solenoidiventtiilin pQ1-käyrä

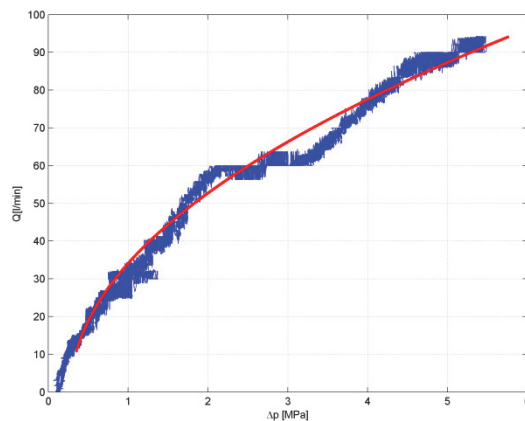
Kuvan pQ1-käyrästä havaitaan, että läpivirtauksen ollessa esimerkiksi 30 l/min aiheutuu painehäviötä noin 5 baaria. Kuvassa 57 on esitetty pQ2-käyrä tilanteessa, jossa solenoi-

di on kytketty pois, ja virtaus kulkee patruunan alaosasta sisään ja kyljestä ulos. Virtaus kulkee siis vastaventtiilin läpi.



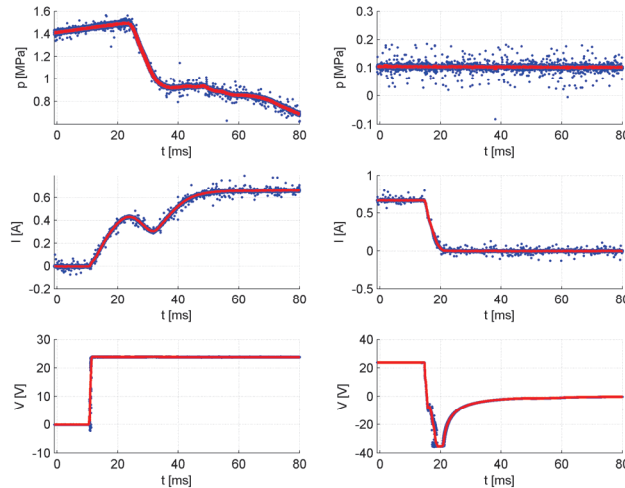
**Kuva 57.** 2/2-solenoidiventtiilin pQ2-käyrä

Kuvan 57 pQ2-käyrä on lähes samanlainen kuin kuvan 56 pQ1-käyrä. Erona kuitenkin näkyy käyrän alussa oleva poikkeama joka johtuu vastaventtiilistä. Kuvassa 58 on esitetty pQ3-käyrä tilanteessa, jossa solenoidi on kytketty päälle ja virtaus kulkee patruunan kyljestä sisään ja alaosasta ulos. Venttiilin rakenteesta johtuen, virtaus kyljestä sisään ja alaosasta ulos ei ole mahdollista mikäli solenoidi ei ole kytketty päälle.



**Kuva 58.** 2/2-solenoidiventtiilin pQ3-käyrä

Kuvan 58 pQ3-käyrästä havaitaan, että venttiilissä syntyy lähes kaksinkertainen painehäviö, mikäli virtaus kulkee kyljestä sisään ja alaosasta ulos. Virtauksen ollessa 30 l/min aiheutuu noin 10 baarin painehäviö. Kuvassa 59 vasemmalla puolella on esitetty venttiilin avautumisvaste ja oikealla puolella sulkeutumsvaste virtauksen kulkiessa venttiilin kyljestä sisään ja alaosasta ulos. Läpi meneväksi tilavuusvirraksi asetettiin 30 l/min ja vastapaineeksi tankkipaine 1 baaria.



**Kuva 59.** 2/2-solenoidiventtiilin vasteajan määrittäminen

Venttiilille annetaan käsky 0 sekunnin kohdalla. Jännitteen kuvaajista pystytään näkemään releen viive joka on noin 10 ms. Samalla hetkellä myös virta alkaa nousemaan. Virta notkahtaa samalla hetkellä kun paine alkaa laskemaan, eli kun venttiili avautuu. Tästä nähdään venttiilin avautumisviive, joka on noin 25 ms. Venttiilin sulkeutumisviivettä ei pystytä kuvaajasta sanomaan sillä paine ei reagoi kuvaajassa näkyvällä välillä, mutta se on kuitenkin huomattavasti pidempi kuin avautumisviive. Viiveisiin vaikuttaa oleellisesti läpimenevä tilavuusvirta sekä vastapaine. Simulointia varten riittää kuitenkin viiveen arvioksi 25 ms eikä tarkempia arvoja eri tilanteille käydä työssä läpi.

Mittaustuloksina saaduista pQ-käyristä pystyttiin selvittämään venttiilien aiheuttamat painehäviöt eri tilavuusvirroilla sekä venttiilin viive. Tietoja käytettiin hyväksi simulointimallissa. Painehäviöt oli lisäksi tärkeä tietää, jotta niiden vaikutusta pystytään arvioimaan hyötysuhdetta ja häviötehoja määrittäessä. Mittaustuloksina saaduista pQ-käyristä havaittiin lisäksi, että venttiilissä syntyy enemmän painehäviötä verrattuna valmistajan ilmoittamiin tietoihin. Lisäksi valmistajan ilmoittama toimintaraja 70 l/min ei pidä paikkaansa vaan se on noin 60 l/min kohdalla. Tämä näkyy parhaiten kuvasta 54 kohdassa jossa tilavuusvirta saavuttaa arvon 60 l/min, mutta ei jatka kasvua lähes kahden sekuntiin paine-eron kasvusta huolimatta. Venttiili käyttäytyy tällöin arvaamattomasti, koska on toiminta-alueen rajalla.

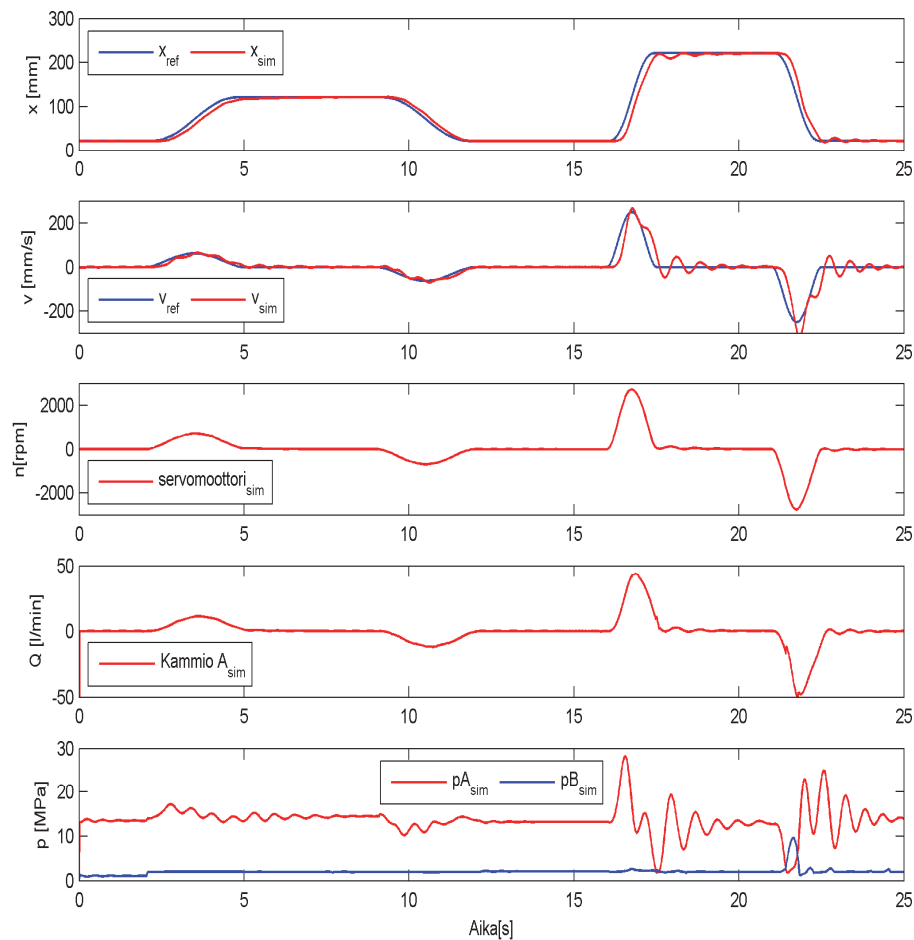
## 6.2 Kuormitustilanne A

Kuormitustilanteessa A järjestelmää simuloitiin sylinteriä vastustavalla kuormituksella. Lähtötilanne on kuvan 53 mukainen, jossa  $m_1 + m_2 = 400$  kg ja  $m_3 + m_4 = 10$  kg.



## 6.2.1 Yleiset ominaisuudet A

Kuvassa 60 on esitetty kuormitustilanteen A simulointitulokset. Kuvasta nähdään sylinterin aseman- ja nopeuden muutokset, servomoottorin pyörimisnopeus, sylinterin kammion A tilavuusvirta sekä sylinterin kammioiden paineet. Sylinteriä ajetaan kahdella erilaisella rampilla. Ensimmäisessä rampissa sylinteri liikkuu lyhyemmän matkan hitaalla liikkeellä. Toisessa rampissa sylinteriä ajetaan pidempi matka ja nopealla liikkeellä.



**Kuva 60.** Kuormitustilanne A: yleiset ominaisuudet

Hitaanliikkeen asema- ja nopeusvasteista nähdään, että sylinteri seuraa asema- ja nopeusreferenssejä melko tarkasti ilman suurempia värähtelyitä. Asemanmuutoksessa näkyvä viive johtuu servomoottorin dynamiikkaa kuvaavasta ensimmäisen kertaluvun viivefunktioista sekä paineen noususta kuorman vaatimalle tasolle. Servomoottorin pyörimisnopeus ei nouse yli 1 000 rpm. Sylinterin kammion A paine nousee noin 150 baariin eikä järjestelmässä esiinny paineiskuja. Kammion B paine pysyy noin 20 baarissa, joka vastaa apukoneikon paineenrajoitusventtiilin asetuspainetta.

Nopeassa liikkeessä sylinterin asema- ja nopeusvasteista nähdään, että sylinteri ei käytäydy yhtä stabiilisti kuin hitaassa liikkeessä, vaan alkaa värähtelemään. Värähtely näkyy sylinterin pysähtyessä sekä nosto- että laskuliikkeessä. Lisäksi sylinterin viive on kasvanut verrattuna hitaaseen liikkeeseen. Viive johtuu pääasiassa 2/2-solenoidiventtileistä, jotka eivät reagoi tarpeeksi nopeasti sekä servomoottorin viiveestä. Servomoottorin pyörimisnopeus käy yli 2 500 rpm. Paineiden kuvaajista nähdään, että järjestelmässä esiintyy paineiskuja sekä nosto- että laskuliikkeissä. Nostoliikkeen aikana kammion A paine nousee 300 baariin. Nostoliikkeen lopussa sylinterin kammion A paine tippuu hetkellisesti 20 baariin. Sylinterin laskuliikkeessä pumppu-moottorit imevät sylinterin A-kammion puoleisen linjan lähes tyhjäksi ja painavat kiikkua varren puolelta liikkeelle. Tämä on nähtävissä sylinterin kammioiden paineista. Kammion B paine nousee hetkellisesti laskuliikkeen alussa lähes 100 baariin jolloin A-kammion paine putoaa 20 baariin. Tämä voidaan estää rauhallisemmalla pyörimisnopeuden muutoksella nollasta sekä ennakoimalla 2/2-solenoidiventtiilien avaamista.

## 6.2.2 Energia-analyysi A

Järjestelmän energia-analyysissä kiinnostavia asioita ovat:

- järjestelmään syötetty energia
- tehty työ
- järjestelmän hyötysuhde
- sähkömoottorin sähköteho vs. paineakun hydraulinen teho
- energian takaisinsaantiprosentti

Järjestelmään syötetty energia koostuu sähkömoottorin, paineakun sekä apukoneikon energioista. Energiat saadaan laskettua yhtälöiden 25, 26, 27 avulla integroimalla tehoa ajan suhteen. Järjestelmään syötetty energia ratkaistaan yhtälön 28 mukaisesti. Tehty työ saadaan integroimalla sylinterin tehoa yhtälön 29 mukaisesti. Sylinterin teho saadaan kertomalla sylinterin voima sylinterin nopeudella. Järjestelmän hyötysuhde saadaan laskettua yhtälön 30 mukaisesti ja energian takaisinsaantiprosentti yhtälön 31 avulla.

$$E_{\text{sähkömoottori}} = \int (P_{\text{sähkömoottori}}) dt \quad (25)$$

$$E_{\text{paineakku}} = \int (P_{\text{paineakku}}) dt = \int (p_{\text{paineakku}} Q_{\text{paineakku}}) dt \quad (26)$$

$$E_{\text{apukoneikko}} = \int P_{\text{apukoneikko}} = \int (p_{\text{apukoneikko}} Q_{\text{apukoneikko}}) dt \quad (27)$$

$$E_{\text{in}} = E_{\text{sähkömoottori}} + E_{\text{paineakku}} + E_{\text{apukoneikko}} \quad (28)$$

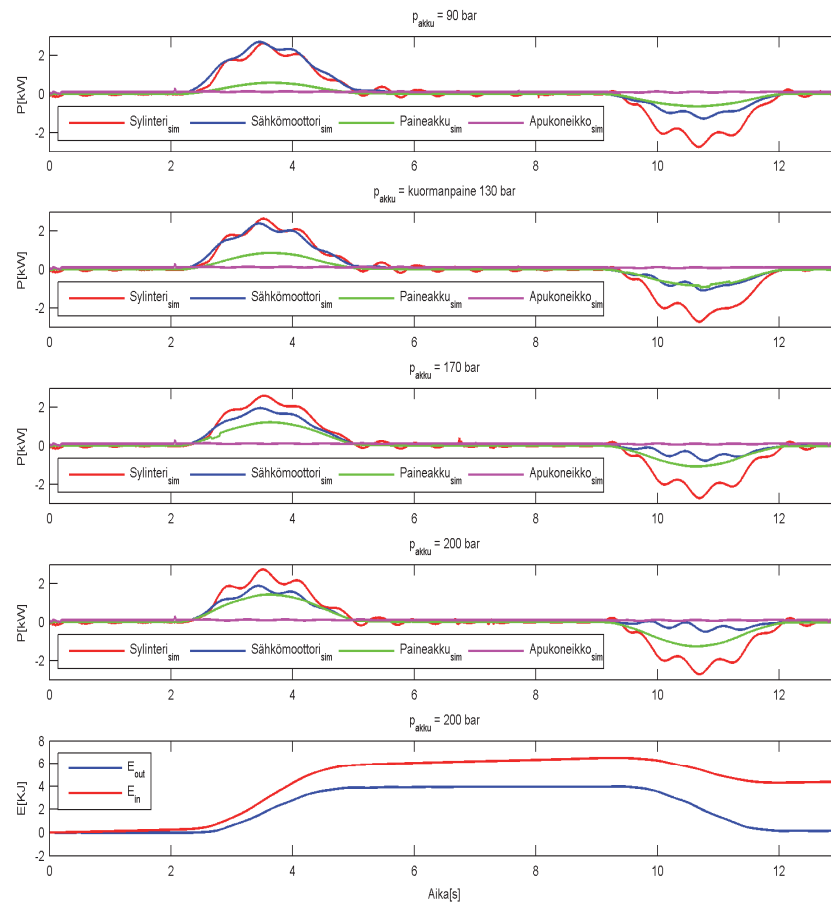
$$E_{\text{out}} = E_{\text{sylinteri}} = \int (P_{\text{sylinteri}}) dt = \int (F_{\text{syl}} v_{\text{syl}}) dt \quad (29)$$

$$\eta_{järj} = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (30)$$

$$\text{Energian takaisinsaantiprosentti} = \frac{E_{takaisinsaatu}}{E_{vapautuva}} 100\% \quad (31)$$

Energian takaisinsaantiprosentissa vapautuva energia määritetään sylinterin tekemän työn avulla laskuliikkeessä. Takaisinsaatu energia muodostuu paineakkuun ladatusta energiasta sekä sähköverkkoon siirretystä energiasta. Lisäksi huomioidaan tilanteet, joissa sähkömoottori tekee työtä paineakun lataamiseksi. Tämä energiamäärä vähennetään takaisinsaadusta energiasta.

Kuvassa 61 on esitetty kuormitustilanteen A simulointitulokset hitaassa liikkeessä. Kuvaaajiin on piirretty sylinterin, sähkömoottorin, paineakun sekä apukoneikon tehojen muutokset ajan suhteen. Simuloinnissa sylinteriä ajettiin aiemmin esitetyllä hitaalla rampilla. Kuvassa on esitetty neljä eri tilannetta, joissa on vaihdettu akun painetta alkutilanteessa. Kuormitus pysyy kuormitustilanteen A mukaisena. Kuvassa on myös esitetty alimmaisena järjestelmään syötetyn ja ulos saadun energioiden muutokset ajan suhteen paineakun aloituspaineen ollessa 200 baaria. Akun esitäyttöpaine pysyy 80 baarissa. Akun suuren koon vuoksi paine akussa putoaa akun purkautuessa vain 1 – 3 baaria mikä taas mahdollistaa energiavaraston tehokkaan käytön.

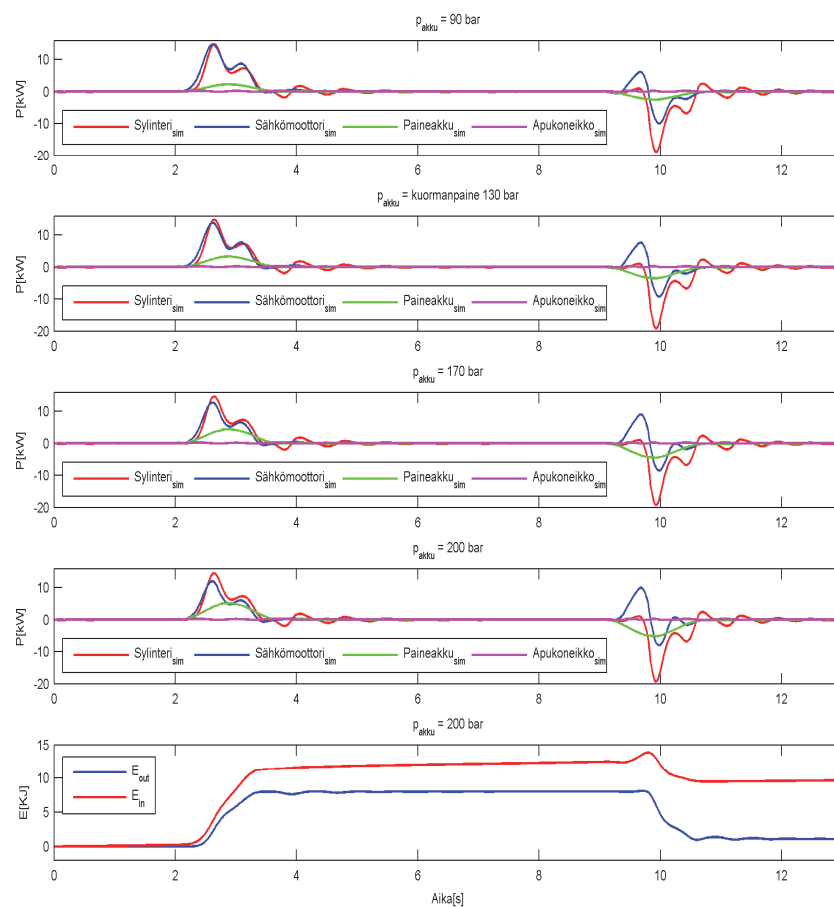


**Kuva 61.** Kuormitustilanne A hidas liike: tehot ja energia

Kuvasta 61 nähdään paineakun aloituspaineen vaikutus paineakulta saatavaan hydrauliseen tehoon. Paineakulta saatava hydraulinen teho kasvaa kun paineakun aloituspainetta kasvatetaan ja samalla sähkömoottorilta vaadittava teho pienenee. Epäedullisin tilanne on ensimmäisen tilanne, jossa paineakun aloituspainetta on nostettu 200 baariin eli huomattavasti kuormanpainetta korkeammaksi. Laskuliikkeessä sähkömoottorilta ei vaadita tehoa lataamaan paineakkua vaan sähkömoottori toimii generaattorina syöttäen energiaa takaisin sähköverkkoon. Mikäli paineakun painetta nostettaisiin vieläkin ylemmäs suhteessa kuormanpaineseen, niin tietyssä pisteessä sähkömoottori joutuisi tekemään työtä paineakun lataamiseksi laskuliikkeen aikana. Järjestelmän pumppumoottoreiden kytkentä mahdollistaa sen, että paineakussa vallitseva paine voi olla suurempi kuin kuormanpainetta, sillä oikeanpuoleinen pumppu-moottori välittää momenttia akselille. Apukoneikko syöttää järjestelmään hydraulista tehoa tasaisesti riippumatta siitä onko sylinteri liikkeessä vai ei. Järjestelmään syötetyn energian ja järjestelmästä ulossaadun energian kuvaajasta havaitaan, että järjestelmästä ulossaatu energia poikkeaa lopussa nolasta. Poikkeama johtuu sylinterin sekä kiikun kitkoista, jotka simulointimalli ottaa huomioon sylinterin tehoa integroitaessa.

Liitteessä C on laskettu numeroarvoja kuvan 61 mukaiselle tilanteelle kiinnostavien asioiden osalta tukemaan analysointia. Järjestelmän hyötysuhde vaihteli välillä 0,66 – 0,68. Häviöenergia vaihteli välillä 3,6 – 4,1 kJ. Sähkötehon suhde hydrauliseen tehoon oli pienin akun aloituspaineen ollessa 200 baaria. Suhde oli tällöin 1,4. Sähkötehon suhde määritettiin tarkastelemalla pistettä, jossa tehot ovat maksimissa. Energian takaisinsaantiprosentti vaihteli välillä 64 – 74 %. Energian takaisinsaantiprosentti huononi kun paineakun aloituspainetta kasvatettiin. Sähkömoottorilta vaadittavaa maksimitehoa saatiin pienennettyä 2,7 kW:sta 1,9 kW:iin kasvattamalla paineakun painetta.

Kuvassa 62 on esitetty kuormitustilanteen A simulointitulokset nopeassa liikkeessä. Kuvassa on esitetty samat asiat kuin edellisessä kuvassa.



**Kuva 62.** Kuormitustilanne A nopea liike: tehot ja energia

Nopeanliikkeen tulokset poikkeavat hitaanliikkeen tuloksista erityisesti sylinterin laskuvaiheessa. Hitaassa liikkeessä sähkömoottori ei tehnyt työtä laskuliikkeessä, kun taas nopeassa liikkeessä näkyy selvä piikki sähkömoottorin tehossa. Tehonkuvaajista havaitaan lisäksi, että sähkömoottorin tehontarpeessa ja sylinterin tehossa on huomattava viive. Sylinterin liike alkaa siis viiveellä. Laskuliikkeessä pumppu-moottorit imevät A-

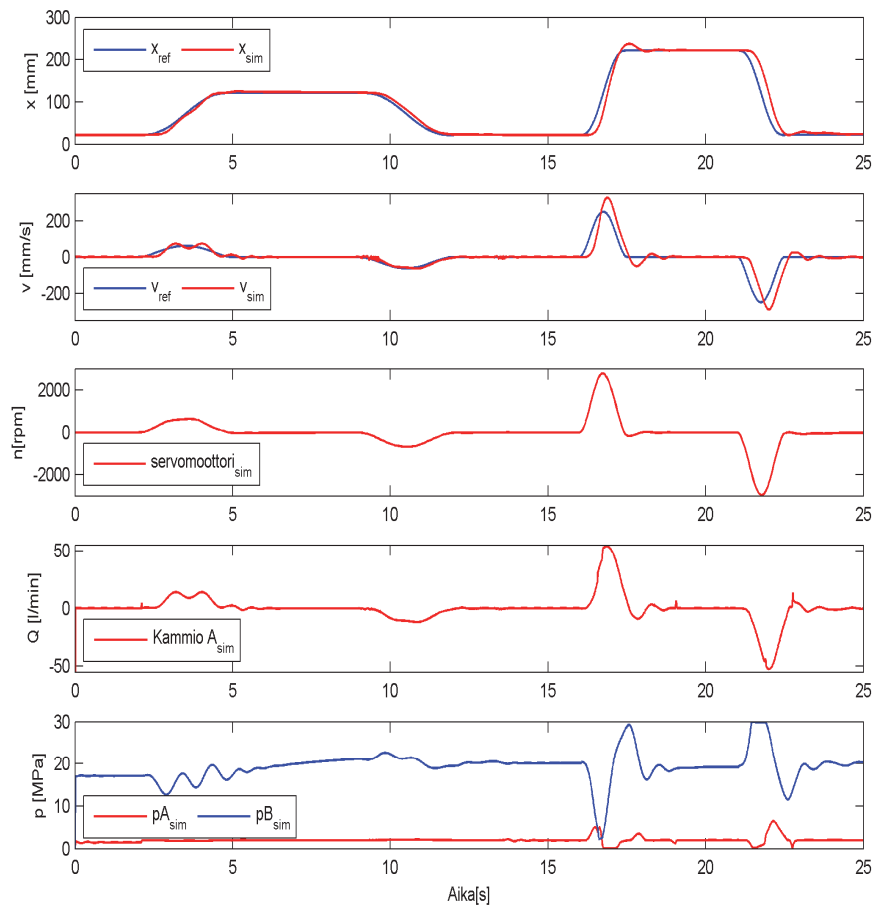
kammion puoleisen linjan lähes tyhjäksi jolloin A-kammion paine tippuu 20 baariin. Tällöin vasemmanpuoleisen pumppu-moottorin yli vallitseva paine-ero vastaa suurin piirtein paineakussa vallitsevaa painetta. Sähkömoottorilta vaaditaan tietty määrä tehoa pumppu-moottorille, jotta tilavuusvirtaa saadaan tuotettua korkeampaan paineeseen eli paineakkuun. Paineakun aloituspaineen kasvattaminen nostaa paine-eroa epäedulliseen suuntaan, jolloin sähkömoottorilta vaaditaan enemmän tehoa paineakun lataamiseksi. Sylinteri lähtee liikkeelle siinä vaiheessa kun öljyä saadaan pumpattua paineakkuun. Paine tasaantuu vähitellen kuormanpaineen tasolle ja tietyssä vaiheessa sähkömoottorilta ei vaadita tehoa paineakun lataamiseksi, vaan se toimii generaattorina siirtäen energiaa takaisin verkkoon. Liitteessä D on laskettu numeroarvoja kuvan 60 mukaiselle tilanteelle kiinnostavien asioiden osalta tukemaan analysointia. Järjestelmän hyötysuhde vaihteli välillä 0,66 – 0,67. Häviöenergia vaihteli välillä 7,8 – 8,2 kJ. Suurempi häviöenergia verrattuna hitaaseen liikkeeseen johtuu lähinnä siitä, että sylinterin liikkematka on noin kaksinkertainen. Sähkötehon suhde hydrauliseen tehoon oli pienin akun aloituspaineen ollessa 200 baaria. Suhde oli tällöin 2,3. Energian takaisinsaantiprosentti vaihteli välillä 48 – 57 %. Energian takaisinsaantiprosentti huononi, paineakun paineen kasvaessa. Sähkömoottorilta vaadittavaa maksimitehoa saatiin pienennettyä 15 kW:sta 12 kW:iin kasvattamalla paineakun painetta.

## 6.3 Kuormitustilanne B

Kuormitustilanteessa B järjestelmää simuloitiin sylinteriä vetävällä kuormituksella. Lähtötilanne on kuvan 53 mukainen, jossa  $m_1 + m_2 = 10 \text{ kg}$  ja  $m_3 + m_4 = 300 \text{ kg}$ .

### 6.3.1 Yleiset ominaisuudet B

Kuvassa 63 on esitetty kuormitustilanteen B simulointitulokset. Kuvassa on esitetty samat ominaisuudet kuin kuormitustilanteen A vastaavassa kuvassa. Kuormitustilanteessa B ajettiin samanlaiset rampit kuin kuormitustilanteessa B.



**Kuva 63.** Kuormitustilanne B: yleiset ominaisuudet

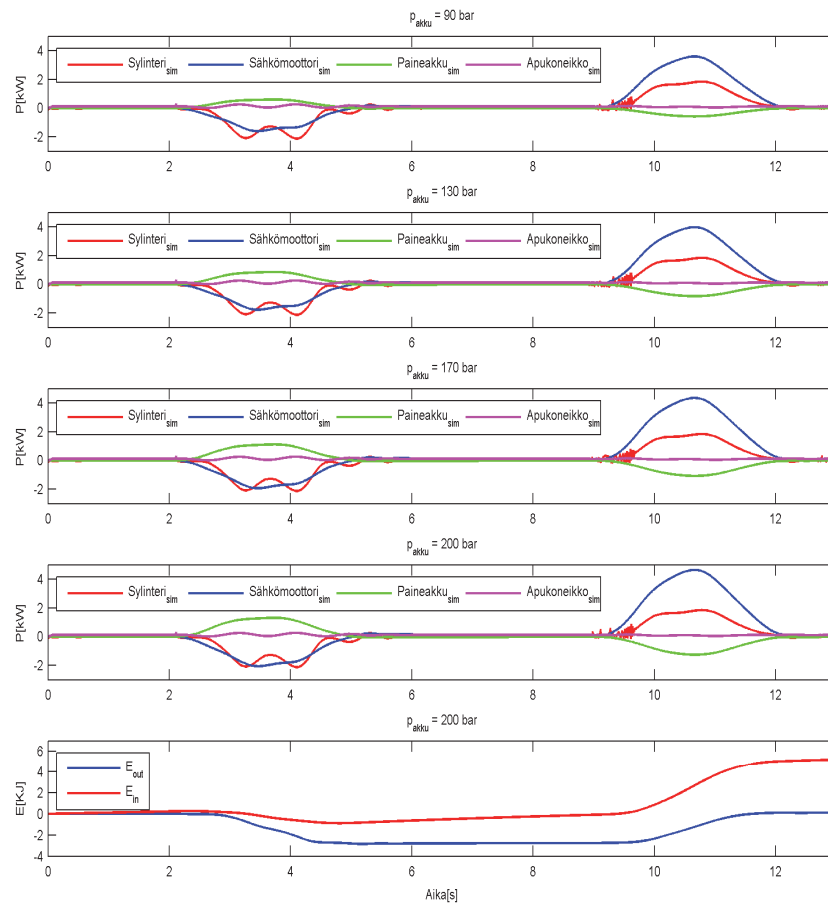
Hitaanliikkeen asema- ja nopeusvasteista nähdään, että nostoliikkeessä sylinterin liike on aaltoilevaa eikä nopeus muutu tasaisesti. Aseman paikoitus on kuitenkin melko tarkka. Laskuliikkeessä sylinterin liike on huomattavasti tasaisempaa ja sylinteri seuraa asema- ja nopeusreferenssejä hyvin. Servomoottorin pyörimisnopeus jää alle 1 000 rpm. Sylinterin kammioiden paineista nähdään että B-kammiossa on korkeapaine ja A-kammiossa matalapaine. B-kammion paine vaihtelee 200 baarin molemmin puolin. A-kammiossa on noin 20 baaria. Järjestelmässä ei esiinny paineiskuja.

Nopeanliikkeen asema- ja nopeusvasteista nähdään että sylinteri ei kykene seuraamaan referenssiarvoja yhtä hyvin kuin hitaassa liikkeessä ja viive on kasvanut. Nostoliikkeen alussa on sama ilmiö kuin aikaisemmin havaittiin vastustavan kuorman nopeassa liikkeessä. Oikeanpuoleinen pumppu-moottori imee sylinterin B-kammion puoleisen linjan lähes tyhjäksi, jolloin paine tippuu noin 20 baariin. Samalla sylinteriä työnnetään liikkeelle männän puolelta jolloin paine A-kammiossa nousee noin 50 baariin. Nostoliikkeen lopussa esiintyy huomattava ylitys asemassa. Servomoottorin pyörimisnopeus käy yli 2 500 rpm. Laskuliikkeen alussa B-kammion paine nousee yli 300 baarin ja paineenrajoitusventtiili avautuu. Kammion A paineen kuvaajasta nähdään lisäksi, että paine

tippuu alle 20 baarin lähelle nolaa tietyissä pisteissä. Tämä on merkki siitä, että apukoneikon pumppu ei kykene tuottamaan tarvittavaa tilavuusvirtaa näin nopeassa liikkeessä.

### 6.3.2 Energia-analyysi B

Kuvassa 64 on esitetty kuormitustilanteen B simulointitulokset hitaassa liikkeessä. Kuvassa on esitetty samat asiat kuin kuormitustilanteen A simulointituloksissa.



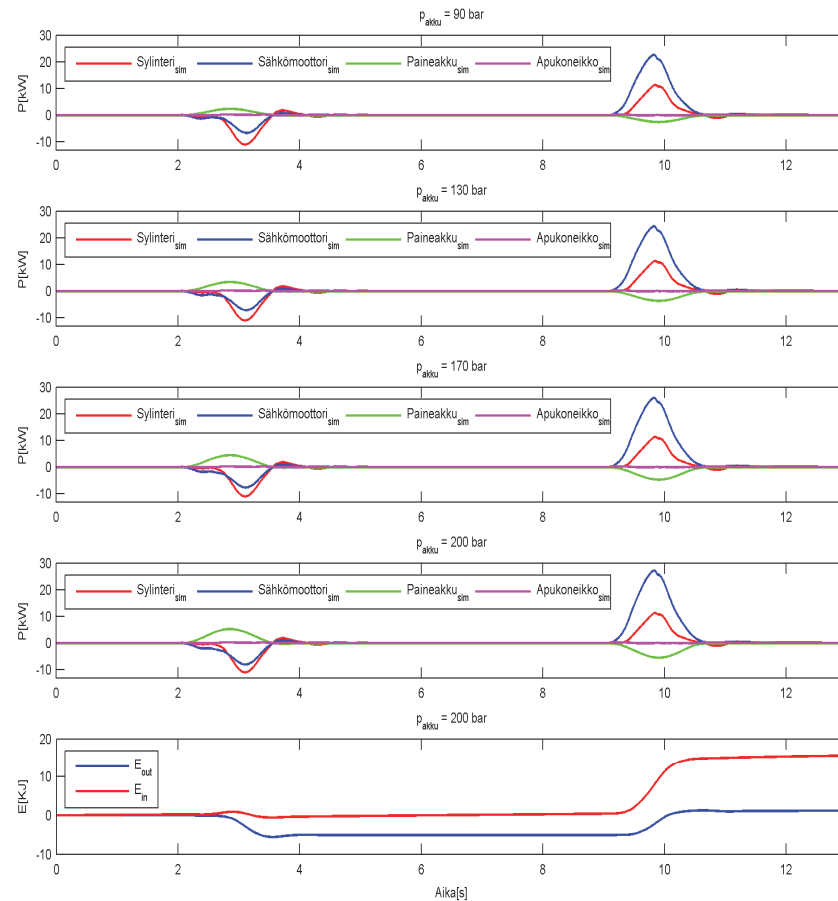
**Kuva 64.** Kuormitustilanne B hidas liike: tehot ja energia

Karkaavalla kuormalla nostoliikkeessä ei sähkömoottorilta vaadita tehoa liikkeen aikaansaamiseksi. Paineakku purkautuu tasaisesti ja samalla sähkömoottori toimii generaattorina syöttäen verkkoon takaisin energiaa. Paineakun aloituspaineen kasvattaminen lisää sähkömoottorin verkkoon syöttämän energian määrää. Laskuliikkeessä sähkömoottori tekee koko liikkeen ajan suuren määrän työtä. Sähkömoottori joutuu tekemään työtä yhtäaikaaisesti sylinterin liikuttamiseksi sekä paineakun lataamiseksi. Paineakun aloituspaineen kasvattaminen nostaa sähkömoottorilta vaadittavaa tehoa. Liitteessä E on laskettu numeroarvoja kuvan 64 mukaiselle tilanteelle kiinnostavien asioiden osalta



tukemaan analysointia. Häviöenergia vaihteli välillä 4,9 – 6,0 kJ. Energian takaisinsääntiprosentti nostoliikkeessä vaihteli välillä 35 – 50 %. Huono energian takaisinsääntiprosentti selittyi sillä, että paineakkuun varastoitu energia purkautuu.

Kuvassa 65 on esitetty kuormitustilanteen B simulointitulokset nopeassa liikkeessä. Kuvassa on esitetty samat asiat kuin aikaisemmin.



**Kuva 65.** Kuormitustilanne B nopea liike: tehot ja energia

Kuormitustilanteen B nopean liikkeen simulointitulokset eivät juurikaan eroa käyttäytymiseltään hitaan liikkeen simulointituloksista. Yhtenä erona kuitenkin näkyy nostoliikkeen lopussa pieni piikki sähkömoottorin tehossa joka johtuu aseman muutoksessa näkyvästä ylityksestä. Sähkömoottorilta vaadittava teho on myös huomattavasti suurempi laskuliikkeessä verrattuna hitaaseen liikkeeseen. Liitteessä F on laskettu numeroarvoja kuvan 64 mukaiselle tilanteelle kiinnostavien asioiden osalta tukemaan analysointia. Häviöenergia vaihteli välillä 12,2 – 14,6 kJ. Energian takaisinsääntiprosentti nostoliikkeessä vaihteli välillä 14 – 31 %.

## 7. YHTEENVETO JA JATKOTUTKIMUSAIHEET

Diplomityön tavoitteena oli tutkia yhden pumppuohjatun ratkaisun soveltuvuutta ja ominaisuuksia sylinterin ohjauksessa. Työ sisälsi järjestelmään tutustumisen ja teoreettisen tarkastelun, järjestelmän komponenttien valinnat, järjestelmän rakentamisprosessin seuraamisen ja ohjaamisen sekä järjestelmän simuloinnin.

Järjestelmän simuloinnissa tutkittiin järjestelmän kykyä seurata asema- ja nopeusreferenssejä. Simulointitulokset näyttävät lupaavilta tarkkaa asemasäätöä ajatellen etenkin hieman hitaammissa liikkeissä sekä karkaavalla että vastustavalla kuormalla. Simulointituloksissa pääpaino oli kuitenkin järjestelmään syötetyn sähkötehon vertaamisessa paineakulta saatavaan hydrauliseen tehoon. Simulointitulosten perusteella suhdeluku on mahdollista saada hyvinkin pieneksi ja siten sähkömoottorin tehovaatimuksia saadaan pienennettyä. Paineakun esitäyttöpaineen ja aloituspaineen valinnassa tulisi kiinnittää huomiota siihen, että millaisilla kuormituksilla järjestelmää tullaan käyttämään. Korkea paine paineakussa vähentää vastustavalla kuormituksella sähkömoottorin tehoa, mutta laskuliikkeessä sähkömoottori saattaa joutua tekemään työtä, mikäli paineakun paine on huomattavasti kuormanpainetta korkeampi. Järjestelmä toimii tehokkaimmin vastustavalla kuormituksella. Karkaavalla kuormituksella hydraulijärjestelmän kytkentäidea katoaa eikä järjestelmää ole mahdollista saada toimimaan energiatehokkaasti. Nopean liikkeen tuloksista on otettava huomioon se, että sylinterin asemaa muutetaan todella nopeasti. Simulointiympäristössä näin nopeaa muutosta on mahdollista tutkia, mutta todellisuudessa näin nopea muutos vastaavilla kuormituksilla saattaisi jopa vaurioittaa kiikkua.

Simulointitulosten perusteella järjestelmän hyötysuhde on suhteellisen korkea noin 0,66. Suurin osa häviöistä aiheutuu pumppu-moottoreissa volumetrisinä sekä hydromekaanisina häviöinä. Muita häviöitä aiheuttavia tekijöitä ovat virtaushäviöt, sylinterikitka sekä 2/2-solenoidiventtilien painehäviöt sekä apukoneikon energiatarve. Simulointimalissa on käytetty mallia kuvaamaan pumppu-moottoreiden hyötysuhteita. Todellisuudessa nämä arvot saattavat poiketa paljon ja muuttua ajan myötä. Pumppu-moottoreiden hyötysuhteisiin vaikuttavat oleellisesti niiden yli vaikuttava paine-ero sekä pyörimisnopeus. Järjestelmän hyötysuhdetta pystytään parantamaan myös valitsemalla kokoluokaltaan isommat 2/2-solenoidiventtiilit, jotka aiheuttavat vähemmän painehäviötä. Järjestelmän energiansaantiprosentti vastustavalla kuormituksella on korkea johtuen siitä, että energiaa voidaan varastoida paineakkuun sekä syöttää takaisin verkkoon. Energian takaisinprosenttiin vaikutti kuormituksen lisäksi oleellisesti paineakun paine sekä nopeus. Paineakun aloituspaineen nostaminen alensi energian takaisinsaantiprosenttia. Vastusta-

valla kuormituksella hitaassa liikkeessä energian takaisinsaantiprosentti oli parhaimmillaan 74 prosenttia.

Jatkotutkimuksena järjestelmä testataan käytännössä sekä suoritetaan mittaukset. Mittaustulosten perusteella simulointimalli voidaan myös verifioida tarkemmaksi. Järjestelmää tulisi testata useilla eri kuormitustilanteilla. Paineakun esitäyttöpainetta ja aloituspainetta tulisi myös vaihdella. Järjestelmän toimintaa voidaan myös parantaa säätäjän kehittämisellä sekä vahvistusten arvoja muuttamalla. Toinen mielenkiintoinen jatkotutkimus mahdollisuus on testata järjestelmää erikokoisilla pumppu-moottori yhdistelmillä.

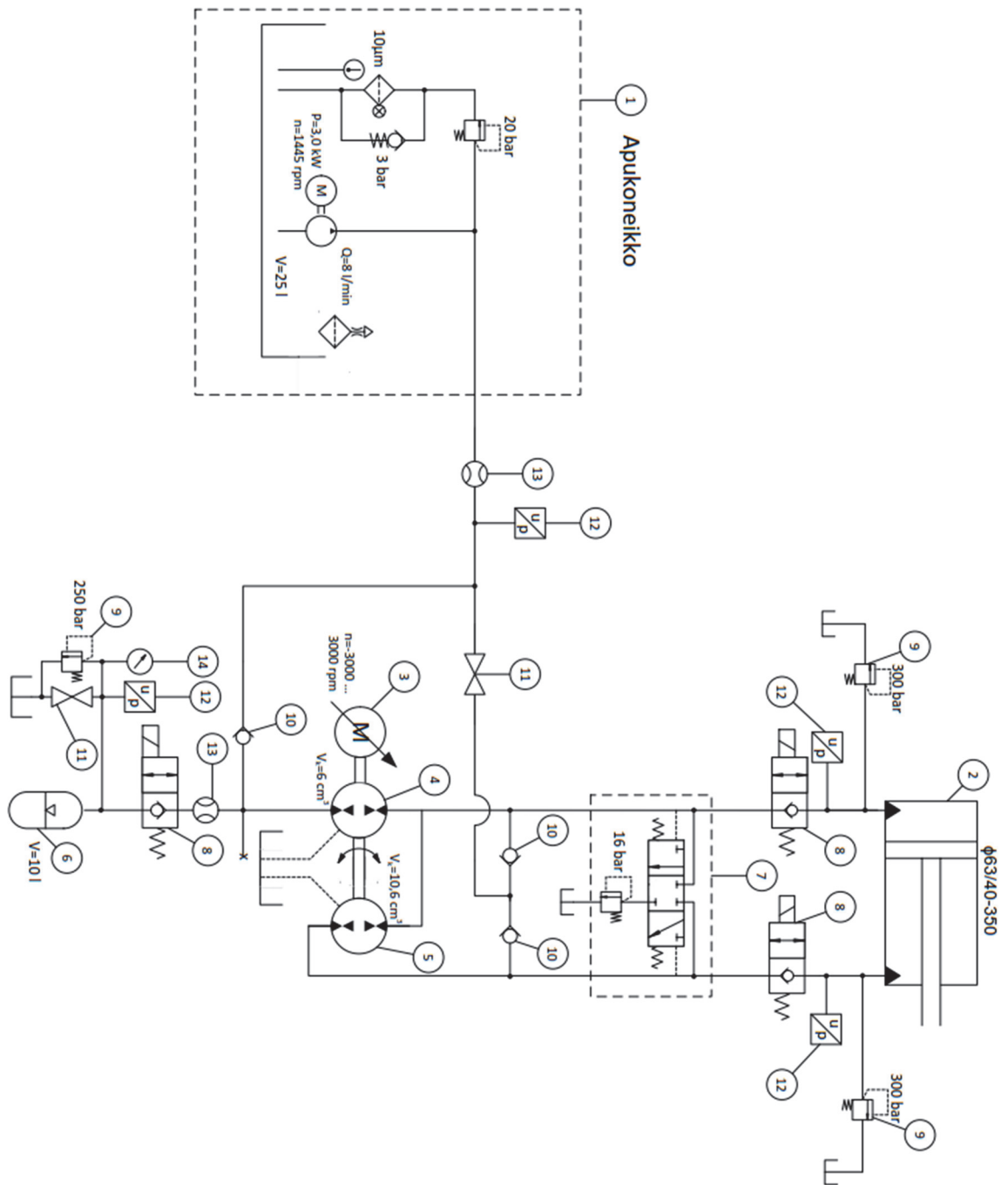
## LÄHTEET

- [1] Winnicki, A. & Mariusz, O. A New Concept of Hybrid Displacement-throttled Control of Electro-hydraulic Servo Systems. Proceedings of the Ninth International Fluid Power Conference 9.IFK Sessions, Vol. 3, March 24–26, 2014. Aachen, Germany .
- [2] Quan, Z. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. Renewable & Sustainable Energy Reviews (2014) pp. 336-346.
- [3] Caliskan, H., Balkan, T. & Platin, B. Hydraulic Position Control System with Variable Speed Pump. Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Conference DSCC 2009, October 12–14, 2009. Hollywood, California .
- [4] Michel, S. & Weber, J. Energy-efficient Electrohydraulic Compact Drives for Low Power Applications. Proceedings of the Fluid Power and Motion Control FPMC12, 2012. Bath, UK .
- [5] Lee, S. & Hong, Y. Effect of CrSiN thin film coating on the improvement of the low-speed torque efficiency of a hydraulic piston pump. Surface and Coatings Technology 202(2007)4–7, pp. 1129-1134.
- [6] Heybroek, Kim. Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics, Concept realization and Validation. Linköping 2008. Linköping University. Unityck, Linköping 2008. LIU-TEK-LIC-2008:30. 55 s.
- [7] Kukkonen, S. & Mäkinen, E. Characteristics and Stability of a Pump Controlled Semi Open Loop Hydraulic Cylinder Drive.
- [8] Tasner, T., Les, K., Tic, V. & Lovrec, D. Energy Efficiency of Different Electro-hydraulic Drives. Proceedings of the Ninth International Fluid Power Conference 9.IFK Sessions, Vol. 3, March 24–26, 2014. Aachen, Germany .
- [9] Boes, C. & Helbig, A. Electro hydrostatic Actuators for industrial Applications. Proceedings of the Ninth International Fluid Power Conference 9.IFK Sessions, Vol. 2, March 24–26, 2014. Aachen, Germany .
- [10] AC-servomoottori - rakenne, vikaantuminen ja havainnointimenetelmät [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [http://virtual.vtt.fi/virtual/proj3/prognos/prognos/pdf/servomoottori\\_rakenne\\_vikaantum\\_inen&havainnointi.pdf](http://virtual.vtt.fi/virtual/proj3/prognos/prognos/pdf/servomoottori_rakenne_vikaantum_inen&havainnointi.pdf).
- [11] Uudet sähkömoottoritekniikat energiasäästöjen tuojana [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [http://ssty.fi/download/hki2014/014\\_Antti\\_Vuorivirta\\_ABB.ppt.pdf](http://ssty.fi/download/hki2014/014_Antti_Vuorivirta_ABB.ppt.pdf).
- [12] Kukkonen, S. & Mäkinen, E. Performance of a Pump Controlled Asymmetric Actuator - a Comparison of Different Control Methods. Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control FPMC2014, September 10–12, 2014. Bath, UK .

- [13] Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. Servotekniikka. 2nd ed. Tampere, Finland 2006, Tampereen Yliopistopaino Oy - Juvenes Print. 194 p.
- [14] Heybroek, K., Larsson, J. & Palmberg, J. Open Circuit Solution for Pump Controlled Actuators. Proceedings of the 4th FPNI - PhD Symposium, Vol. 1, 2006. Sarasota, Florida, USA .
- [15] Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. Hydraulitekniikka. 1st ed. Helsinki 2008, WSOY Oppimateriaalit Oy. 487 p.
- [16] Exner, H., Frerltag, R., Gets, H., Oppolzer, J., Schwab, P., Sumpf, E. & Oestendorff, U. (ed.). 1991. The Hydraulic Trainer Volume 1: Basic Principles and Components of Fluid Technology. 2nd ed. Saksa, Mannesmann Rexroth AG. 344 p.
- [17] Sun, W. & Virvalo, T. Accumulator-Pump-Motor as Energy Saving System in Hydraulic Boom. Proceedings of the Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'03, May 7–9, 2003. Tampere, Finland .
- [18] Minav, T., Murashko, K. & Pietola, M. Energy Regeneration and Efficiency in an Electro-Hydraulic Forklift with Lithium-Titanate Batteries. Proceedings of the Ninth International Fluid Power Conference 9.IFK Sessions, Vol. 2, March 24–26, 2014. Aachen, Germany .
- [19] Williamson, C., Zimmerman, J. & Ivantysynova, M. Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System Based on Displacement-Controlled Actuators. Proceedings of the Fluid Power and Motion Control FPMC'08, 2008. Bath, UK .
- [20] TANDLER Kulmavaihteet [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [http://www.sks.fi/www/sivut/8554FA341705350BC2257B7B0023D404/\\$FILE/Tandler%20Kulmavaihteet.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/8554FA341705350BC2257B7B0023D404/$FILE/Tandler%20Kulmavaihteet.pdf).
- [21] KTR - Rotex kytkimet [WWW]. [viitattu 30.10.2014] Saatavissa: <http://www.ktr.com/en/products/couplings/rotex/standard.htm?frame=fi>.
- [22] Bosch Rexroth - Variable-speed drive with fixed displacement unit A10FZO/G variable displacement unit A10VZO/G [verkkodokumentti]. [Viitattu 2.12.2014] Saatavissa: [https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re91485\\_2011-06.pdf?db=brmv2&lvid=1156832&mvid=11194&clid=20&sid=5BF7A503B4433A46008D45EBDAC713D8.borex-tc&sch=M&id=11194,20,1156832](https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re91485_2011-06.pdf?db=brmv2&lvid=1156832&mvid=11194&clid=20&sid=5BF7A503B4433A46008D45EBDAC713D8.borex-tc&sch=M&id=11194,20,1156832).
- [23] Bosch Rexroth - Highest possible efficiency in any configuration [verkkodokumentti]. [Viitattu 10.11.2014] Saatavissa: <http://www.boschrexroth.com/en/xc/company/press/index2-1682>.
- [24] Hydroll - The piston accumulator company [verkkodokumentti]. [Viitattu 6.11.2014] Saatavissa: [http://www.hydroll.fi/wp-content/uploads/2013/03/Hydroll\\_Brochure\\_EN.pdf](http://www.hydroll.fi/wp-content/uploads/2013/03/Hydroll_Brochure_EN.pdf).

- [25] Olaer - Piston accumulators [verkkodokumentti]. [Viitattu 5.11.2014] Saatavissa: [http://www.olaerusa.com/images/pdfs/brochure\\_piston\\_usa.pdf](http://www.olaerusa.com/images/pdfs/brochure_piston_usa.pdf).
- [26] Digi-Key - Capacitive commutation catches on [WWW]. [Viitattu 12.11.2014] Saatavissa: <http://www.digikey.com/en/articles/techzone/2011/may/capacitive-commutation-catches-on>.
- [27] Bosch Rexroth - Flushing valve with pressure holding valve SV [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re95512\\_2010-05.pdf?db=brmv2&lvid=1149239&mvid=11139&clid=20&sid=07364C4C2B7A185F3310DEF280A5A889.borex-tc&sch=M&id=11139,20,1149239](https://brmv2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re95512_2010-05.pdf?db=brmv2&lvid=1149239&mvid=11139&clid=20&sid=07364C4C2B7A185F3310DEF280A5A889.borex-tc&sch=M&id=11139,20,1149239).
- [28] HYTAR - Patruunaventtiilit [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [http://avs-yhtiot.fi/sites/default/files/pdf/23\\_patruunaventtiilit.pdf](http://avs-yhtiot.fi/sites/default/files/pdf/23_patruunaventtiilit.pdf).
- [29] HYTAR - Putkistoasenteiset venttiilit [verkkodokumentti]. [Viitattu 30.10.2014] Saatavissa: [http://avs-yhtiot.fi/sites/default/files/pdf/22\\_putkistoasenteiset\\_venttiilit.pdf](http://avs-yhtiot.fi/sites/default/files/pdf/22_putkistoasenteiset_venttiilit.pdf).
- [30] Trafag - Pressure transmitters [WWW]. [Viitattu 12.11.2014] Saatavissa: [http://www.trafag.com/content\\_75.html?ql=75](http://www.trafag.com/content_75.html?ql=75).
- [31] Trafag - Pressure sensors [verkkodokumentti]. [Viitattu 20.11.2014] Saatavissa: <http://www.trafag.com/data-sheet/H72205.pdf>.
- [32] KRACHT - Gear type flow meters VC [verkkodokumentti]. [Viitattu 5.11.2014] Saatavissa: [http://kracht.eu/uploads/tx\\_tproducts/datasheet/VC\\_GB\\_01-12\\_01.pdf](http://kracht.eu/uploads/tx_tproducts/datasheet/VC_GB_01-12_01.pdf).
- [33] Gefran - Sensors [WWW]. [Viitattu 13.11.2014] Saatavissa: [http://www.gefran.com/en/product\\_categories/38-rectilinear-displacement-transducers%28rc1%29/products/69-pc-selfloading-rectilinear-displacement-transducer-with-cylindrical-case#downloads](http://www.gefran.com/en/product_categories/38-rectilinear-displacement-transducers%28rc1%29/products/69-pc-selfloading-rectilinear-displacement-transducer-with-cylindrical-case#downloads).
- [34] Ellman, A. Hydrauliiikan ja koneautomaation mittaukset. Luentomoniste. Tampere 2002. 134 s.
- [35] LMS Imagine.Lab AMESim: Simulink Interface Rev 13 User's guide [verkkodokumentti]. [Viitattu 14.1.2015].
- [36] Analogisen säädön verkkokurssi - PID-säädin [WWW]. [Viitattu 17.12.2014] Saatavissa: <http://autsys.aalto.fi/pub/control.tkk.fi/Kurssit/Verkkokurssit/AS-74.2111/simulointi/oppitunti5/pid.html>.

# LIITE A: JÄRJESTELMÄN HYDRAULIKAAVIO



## LIITE B: OSALUETTELO

Osa	Nimitys, ominaisuudet	kpl	Numero	Valmistaja	Toimittaja
1	Apukoneikko; 8 l/min	1	HYFI025-063-030	Hydac Oy	Hydac Oy
2	Hydraulisyliinteri; 63/40-350; 350 bar	1	HS63x40x350	-	Salhydro Oy
3	Servomoottori; nmax=3000rpm; Tmax=187 Nm	1	MSK100D-0300-NN-S3-AGO-NNNN	Bosch Rexroth Oy	Bosch Rexroth Oy
4	Pumppu-moottori; 6 cm <sup>3</sup> /r; 350 bar	1	A10FG006/10W-VSC02N00	Bosch Rexroth Oy	Bosch Rexroth Oy
5	Pumppu-moottori; 10,6 cm <sup>3</sup> /r; 350 bar	1	A10FG10/10W-VSC02N00	Bosch Rexroth Oy	Bosch Rexroth Oy
6	Paineakku; 10 l; 350 bar	1	HPS10-350-140-0100	Hydroll	-
7	Huuhdeluventtiili; 450 bar	1	SVL40G/10MV20C3D6H16-0	Bosch Rexroth Oy	Bosch Rexroth Oy
8	2/2-solenoidiventtiilipatruuna; 380 bar	3	EC10M/20NB	Walvoil	Hytar
9	Paineenrajoitusventtiilipatruuna; 150 ...350 bar	3	MC10A/OS3B	Walvoil	Hytar
10	Vastaventtiili; 400 bar	3	FT-260/6-12	Tognella	Hytar
11	Sulkuventtiili; DN 13; 500 bar	2	GE2-G1/2	Gemels	Hytar
12	Painelähetin	4	-	Trafag	-
13	Tilavuusvirtalaskuri; VC 0,4; 0,2 ...40 l/min	2	VC0,4...	Kracht	-
14	Painemittari; 0 ...250 bar	1	-	-	-
	Kulmavaihde	1	HW-A10-1:1-VI	Tandler	SKS Group
	Kytkin; ROTEX GS 38; standard	1	R38.32-6.0 32 98 Sh A	KTR Finland Oy	KTR Finland Oy
	Kytkin; ROTEX 38; standard	2	R38.32-16/32 Z=11	KTR Finland Oy	KTR Finland Oy
	Kytkin; ROTEX GS 38; standard	1	R38.32-6.0 32 98 Sh A	KTR Finland Oy	KTR Finland Oy
	Kytkin; ROTEX 38; standard	2	R38.32-16/32 Z=11	KTR Finland Oy	KTR Finland Oy



## LIITE C: LASKETUT ARVOT: VASTUSTAVA KUORMA, HIDAS LIIKE

			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 90bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0,1	2,7	0	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	4	4,5	1	0,6
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	2,7	0,6	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	3,8			
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]	0,66			
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]	4,5			
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]	3,9			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	2,9			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	74			
				Sylinteri	Servomoottori	Paineakku
p_akku= 130bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0,1	2,4	0,1	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	4	3,9	1,5	0,6
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	2,4	0,9	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	3,6			
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]	0,67			
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]	2,7			
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]	3,9			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	2,9			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	74			
				Sylinteri	Servomoottori	Paineakku
p_akku= 170bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0,1	2,3	0,4	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	4	3,2	2,1	0,6
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	2	1,3	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	3,8			
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]	0,68			
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]	1,5			
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]	3,9			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	2,6			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	67			
				Sylinteri	Servomoottori	Paineakku
p_akku= 200bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0,1	2,5	0,5	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	4	3	2,5	0,6
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	1,9	1,4	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	4,1			
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]	0,66			
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]	1,4			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	3,9			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	2,5			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	64			

## LIITE D: LASKETUT ARVOT: VASTUSTAVA KUORMA, NOPEA LIIKE

		Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko	
p_akku= 90bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	1,1	7,6	0	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	8	9,5	2	0,7
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	15	2,3	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]		7,9		
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]		0,66		
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]		6,5		
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]		6,9		
	Takaisinsaatu energia	[kJ]		3,9		
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]		57		
		Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko	
p_akku= 130bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	1,1	7,5	0	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	8	8,4	2,9	0,7
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	14	3,4	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]		7,8		
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]		0,67		
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]		4,1		
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]		6,9		
	Takaisinsaatu energia	[kJ]		3,9		
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]		57		
		Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko	
p_akku= 170bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	1,1	7,6	0	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	8	7,4	3,9	0,7
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	12,7	4,4	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]		7,9		
	Hyötysuhde plusliikkeessä	[-]		0,67		
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]		2,9		
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]		6,9		
	Takaisinsaatu energia	[kJ]		3,4		
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]		49		
		Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko	
p_akku= 200bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	1,1	7,9	0	1,2
	Energia plusliikkeessä	[kJ]	8	6,9	4,5	0,7
	Maksimi teho plusliikkeessä	[kW]	-	12	5,2	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]		8,2		
	Hyötysuhde miinusliikkeessä	[-]		0,66		
	Sähköteho vs. hydraulinen teho plusliikkeessä	[-]		2,3		
	Vapautuva energia miinusliikkeessä	[kJ]		6,9		
	Takaisinsaatu energia	[kJ]		3,3		
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]		48		

## LIITE E: LASKETUT ARVOT: VETÄVÄ KUORMA, HIDAS LIIKE

			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 90bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0	3,7	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	3,6	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	4,9			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	2,8			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1,4			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	50			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 130bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0	4,1	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	4	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	5,3			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	2,8			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1,3			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	46			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 170bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0	4,5	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	4,3	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	5,7			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	2,8			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1,2			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	43			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 200bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	0	4,8	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	4,6	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	6			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	2,8			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	35			

## LIITE F: LASKETUT ARVOT: VETÄVÄ KUORMA, NOPEA LIIKE

			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 90bar	Energia liikesyklin lopussa	[kJ]	1,1	12,1	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	22,7	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	12,2			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	5,1			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1,6			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	31			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 130bar	Energia koko liikesykli	[kJ]	1,1	12,9	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	23,4	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	13			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	5,1			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1,3			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	25			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 170bar	Energia koko liikesykli	[kJ]	1,1	13,8	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	26	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	13,9			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	5,1			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	1			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	20			
			Sylinteri	Servomoottori	Paineakku	Apukoneikko
p_akku= 200bar	Energia koko liikesykli	[kJ]	1,1	14,5	0	1,2
	Maksimi teho miinusliikkeessä	[kW]	-	27,2	-	-
	Energiahäviö koko liikesykli	[kJ]	14,6			
	Vapautuva energia plusliikkeessä	[kJ]	5,1			
	Takaisinsaatu energia	[kJ]	0,7			
	Energian takaisinsaantiprosentti	[%]	14			

# LIITE G: PUMPPU-MOOTTORIEN TEKNISET TIEDOT

4/60

Bosch Rexroth AG

A10FZO/G, A10VZO/G Series 10 | RE 91485/06.11

## Type codes for standard program, A10FZG

A10F	Z	G	006 10	/	10	W	-	V	S	C	02	N00				
01	02	03	04		05	06		07	08	09	10	11				
<b>Axial piston unit</b>																
01	Swashplate design, fixed, nominal pressure 315 bar, maximum pressure 350 bar											A10F				
<b>Application area</b>																
02	Variable-speed drives											Z				
<b>Type of operation</b>																
03	Pump/motor in closed circuit											G				
<b>Size (NG)</b>																
04	Geometric displacement (see table of values on page 14)							006	008	010	011	018	028	045	063	
<b>Series</b>																
05	Series 1, Index 0											10				
<b>Direction of rotation</b>																
06	With view on drive shaft, alternating											W				
<b>Seal</b>																
07	FKM (fluoro-rubber)											V				
<b>Drive shaft</b>																
								006	008	010	011	018	028	045	063	
08	Splined shaft ANSI B92.1a							●	●	●	-	-	○	○	-	S
	Splined shaft for higher torque, ANSI B92.1a							-	-	-	○	○	-	○	R	
<b>Mounting flange</b>																
09	ISO 3019-1 – 2-hole											C				
<b>Service line ports</b>																
								06	08	010	011	018	028	045	063	
10	SAE flange port A and B, opposite sides, metric fixing thread							●	●	●	○	○	○	○	○	02
<b>Through drive</b>																
11	Without through drive											N00				

● = Available

○ = On request

- = Not available

## Technical data, A10FZG

**Table of values** (theoretical values, without efficiency levels and tolerances; values rounded)

Size	NG		6	8	10	
Displacement, geometric (per revolution)	$V_g$	cm <sup>3</sup>	6	8.1	10.6	
Speed, maximum at $V_g$						
Suction speed, pump mode <sup>1)</sup>	$n_{nom}$	rpm	3000	3000	3000	
Maximum speed, motor mode <sup>2)</sup>	$n_{nom}$	rpm	3000	3000	3000	
Flow, pump mode						
at $n_{nom}$	$q_{vol\ max}$	l/min	18	24.3	32	
at $n_E = 1500$ rpm	$q_{vE\ max}$	l/min	9	12	15.9	
Displacement, motor mode						
at $n_{nom}$	$q_{vol\ max}$	l/min	18	24.3	32	
at $n_E = 1500$ rpm	$q_{vE\ max}$	l/min	9	12	15.9	
Power, pump mode						
at $n_{nom}$ , $\Delta p = 315$ bar	$P_{max}$	kW	9.4	12.8	16.7	
at $n_E = 1500$ rpm	$P_{max}$	kW	4.7	6.4	8.3	
Power, motor mode						
at $n_{nom}$ , $\Delta p = 315$ bar	$P_{max}$	kW	9.4	12.8	16.7	
at $n_E = 1500$ rpm	$P_{max}$	kW	4.7	6.4	8.3	
Torque						
at $V_g$ and $\Delta p = 315$ bar	$T_{max}$	Nm	30.1	40.5	53.1	
at $V_g$ and $\Delta p = 100$ bar	$T$	Nm	9.5	12.7	16.8	
Torsional stiffness of drive shaft	S	c	Nm/rad	9370	9370	9370
	R	c	Nm/rad	–	–	–
Moment of inertia for rotary group	$J_{GR}$	kgm <sup>2</sup>	0.0006	0.0006	0.0006	
Angular acceleration <sup>3)</sup>	$\alpha$	rad/s <sup>2</sup>	14000	14000	14000	
Filling capacity	V	L	0.14	0.14	0.14	
Mass (without filling capacity) approx.	m	kg	6.4	6.4	6.4	

1) The values are applicable:

- for absolute pressure  $p_{abs} = 1$  bar at ports A or B
- for the optimum viscosity range of  $v_{opt} = 16$  to  $36$  mm<sup>2</sup>/s
- for mineral-based operating materials with a specific mass of  $0.88$  kg/l.

2) Higher values on request (could possibly cause an increase in low pressure)

3) Values are only permissible if a pressure of 1 bar absolute is maintained at the suction port, and only for single pumps. Multiple-pump configurations on request.

### Note

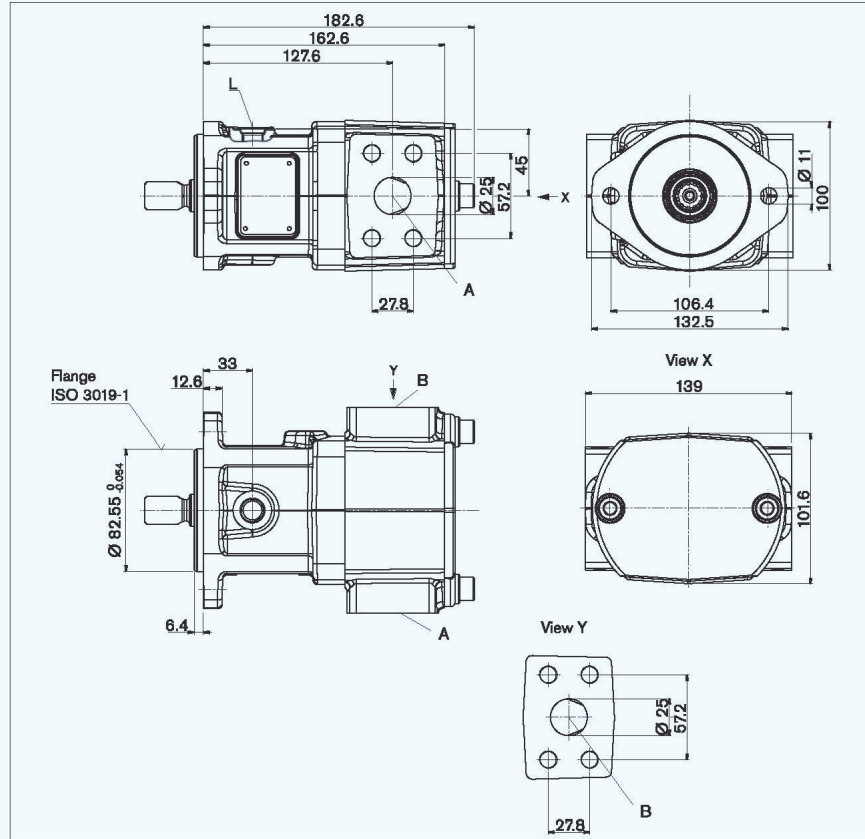
Exceeding the maximum or falling below the minimum permissible values can lead to a loss of function, a reduction in operational service life or the total destruction of the axial piston unit. We recommend checking the loading through tests or calculation / simulation and comparison with the permissible data.

## Dimensions, A10FZG

### Size 06 to 10

Port plate 02: SAE flange port on opposite side, clockwise rotation

Before finalizing your design, request a certified installation drawing. Dimensions in mm.



### Ports

Designation	Port for	Standard	Size <sup>1)</sup>	Maximum pressure [bar] <sup>2)</sup>	State
A, B	Service line Fixing thread	SAE J518 <sup>3)</sup> DIN 13	1 in M12 x 1.75; 17 deep	350	O
L	Case drain fluid	ISO 11926 <sup>4)</sup>	9/16-18UNF-2B; 10 deep	2	O

<sup>1)</sup> Please observe the general information on page 60 for the maximum tightening torques.

<sup>2)</sup> Short-term pressure spikes may occur depending on the application. Keep this in mind when selecting measuring devices and fittings.

<sup>3)</sup> Only dimensions complying with SAE J518. A metric fixing thread is a deviation from standard.

<sup>4)</sup> The countersink may be deeper than specified in the standard.

O = Must be connected (plugged on delivery)

# LIITE H: KYTKIMIEN PIIRUSTUKSET

**Dehmoment / Torque**  
**Zahnkranz / Spider 92 Sh A T-PUR**  
**T<sub>kn</sub> = 190 Nm**  
**T<sub>imax</sub> = 380 Nm**  
**Teil 4: Schraubenzugmoment: 35 Nm**  
**Part 4: Screw Tightening Torque**

**Order details**

4	1	Cap screw M8x25 DIN912-12.9	004065080251
3	1	ROTEX 38 ST	0203895045412
2	1	ROTEX 38	020381000045
1	1	ROTEX 38 GG	020383003200

**Part Number**

**Dimensions:**  
 Front view:  $\phi 80$ ,  $\phi 66$ ,  $\phi 32^{H7}$ ,  $\phi 70$ ,  $\phi 80$   
 Side view: 114, 19, 35.3 ± 0.2, 10.0 ± 0.05  
 Cross-section: 15, 37, 45, 24, 5, 27, 45, 19.05, 15.8

SAE No.	16321 - 1986	3/4	inch
ISO No.	16321 - 1986	1632	mm
Profile	1632	1632	mm
Profile Diameter	17.43	17.43	mm
Number of Teeth	11	11	
Pressure Angle	30	30	°
Modulment Between Balls	13.28180	13.28180	mm
Ball Diameter	2.75	2.75	mm
Code	PHS	PHS	

**We reserve the right to make dimensional and design changes.**

**ROTEX® 38**  
Standard

Size chart  
Date: 03.07.2014  
DIN

Sch. Techn. nach DIN 5414/234  
Kuppl. nach DIN 5414/234  
Vorgeb. 1:1:14 Formel DIN 5414/234

**KTR** KTR Kupplungstechnik GmbH  
D-48407 Rheine





# LIITE I: KULMAVAIHTTEEN TEKNISET TIEDOT

## Vaihekoon valinta, käyttökertoimet



Tehotaulukot esittävät kokojen 00...F1 tehorajat, jotka eivät ole vain laskennallisia, vaan myös testattu koepenissä. Tällöin hyväksytään lämpötila 80...100°C, kun voiteluaineen viskositeetti

on noin 46 cSt 40°C:ssa tai käytetään synteettisiä voiteluöljyjä. Jos valinnassa tullaan raja-arvoihin, on huomioitava käyttökertoimet c (prof. Niemannin mukaan).

Käytön luonne	Käyttävä kone												
	Sähkömoottori				Mäntämoottorit				1-syl. mäntämoottori				
	Käyntiaika h/vrk				Käyntiaika h/vrk				Käyntiaika h/vrk				
	0,5	0,8	1,0	1,25	0,5	1,0	1,25	1,5	0,5	1,0	1,25	1,5	1,75
I	0,5	0,8	1,0	1,25	0,5	1,0	1,25	1,5	0,5	1,0	1,25	1,5	1,75
II	0,8	1,0	1,25	1,5	1,0	1,25	1,5	1,75	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5
III	1,25	1,5	1,75	2,0	1,5	1,75	2,0	2,25	1,75	2,0	2,25	2,5	3,0

I Ei iskuja, esim. generaattori, ruuvikuljetin, kevyt hissi, puhallin

II Keskim. iskuja, esim. raskas hissi, mäntäpumppu, köysinostin

III Raskaita iskuja, esim. taontakone, leikkuri, valssain, jyrämylly

$P_K$  on käyttävän koneen nimellisteho kW:na ja  $M_2$  on vastaava toisioväntömomentti Nm:na ja c ylläolevan taulukon mukaan.

$$P_K = P_{1kW} \times c \quad M_K = M_2 \times c$$

$P_K$  = taulukoteho

$M_K$  = taulukkoväntömomentti, joiden mukaan vaihekoko valitaan.

Suurilla kierrosluvuilla ja tehoilla on vaihteen jäähdytys tarkistettava, ks. s. 26.

## Vaihekoon valintaesimerkkejä

$n_1 = 1800$  1/min. Käyttävä kone mäntämoottori, teho 8,8 kW. Käyttö jatkuva 22 tuntia/vrk. Käytettävä kone mäntäpumppu.

Taulukosta saadaan käytön luonteen II mukaan  $c = 1,75$ , jota vastaa kuormittava teho 15,4 kW.

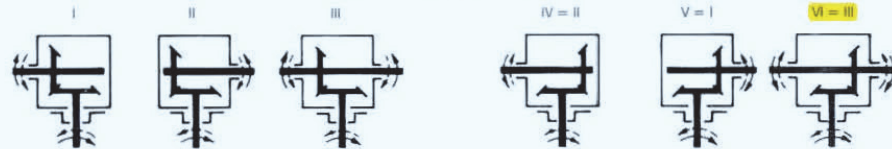
Tehotaulukon mukaan sopiva vaihekoko on A1.

$n_1 = 1500$  1/min. Käyttävä kone sähkömoottori, teho 8 kW. Käyttö jatkuva 9 tuntia/vrk. Käytettävä kone mäntäpumppu.

Taulukosta saadaan käytön luonteen II mukaan  $c = 1,25$ , jota vastaa kuormittava teho 10 kW.

Tehotaulukon mukaan sopiva vaihekoko on 01.

## Sisäinen pyöräjärjestys



Tilauseimerkki: HW-A1-2:1-II

Malli

Koko

Välitysuhde

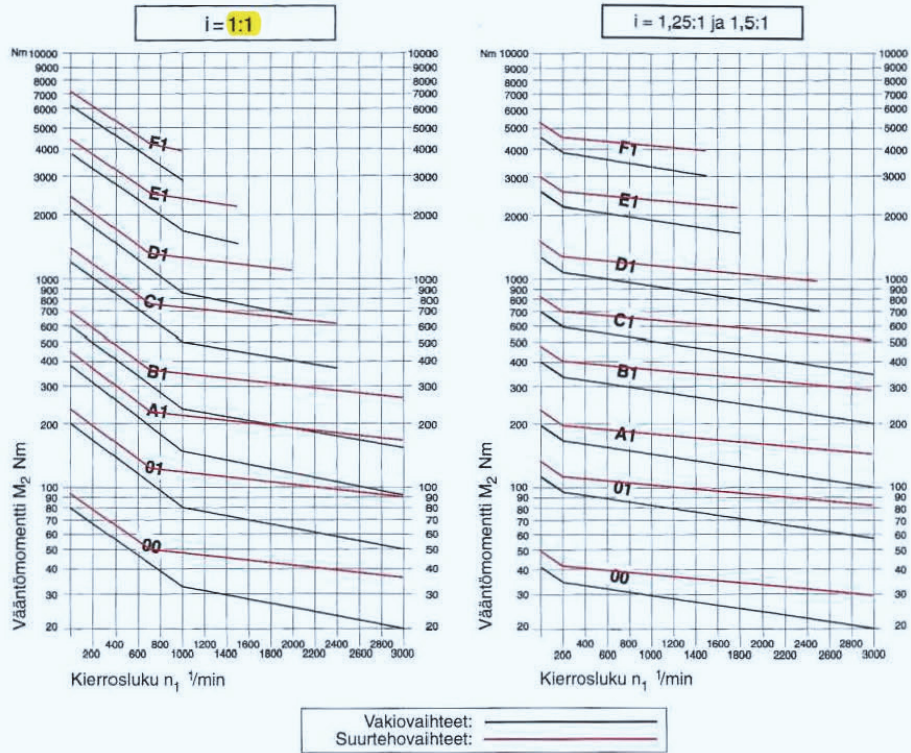
Pyöräjärjestys

HW - A1 - 2:1 - II

**Muita tärkeitä tietoja tarjouspyyntöä varten:**

- asennusasento (akselit vaak- vai pystysuunnassa)
- akselinpäiden säteiskuormitus (esim. hihnakäyttö)
- poikkeavat ympäristöolosuhteet (lämpötila, kosteus jne.)

## Vaihekoon valinta, valintataulukot



### Tehotaulukko

Maks. ensiötehot  $P_1$  kW ja toisiovääntömomentit  $M_2$  Nm välityssuhteilla

Kierros-luku $n_1$ 1/min	Välitykset									
	$i = 1$		$i = 2$		$i = 3$		$i = 4$		$i = 5$	
	$P_1$ kW	$M_2$ Nm	$P_1$ kW	$M_2$ Nm	$P_1$ kW	$M_2$ Nm	$P_1$ kW	$M_2$ Nm	$P_1$ kW	$M_2$ Nm
<b>OO</b>	1000	3,3 32	1,5 28	0,9 28						
	1500	4,3 28	2,0 26	1,3 26						
	3000	6,1 20	3,1 20	2,0 20						
<b>O1</b>	1000	8,2 80	4,2 81	2,8 81	1,6 63	1,3 63				
	1500	11,0 71	5,7 74	3,8 74	2,2 57	1,8 57				
	3000	15,4 50	8,8 57	5,9 57	3,4 44	2,7 44				
<b>A1</b>	1000	15,4 150	7,3 143	4,8 143	2,9 114	2,3 114				
	1500	20,6 134	10,0 130	6,6 130	4,0 104	3,2 104				
	3000	29,3 95	15,4 100	10,3 100	6,2 80	4,9 80				
<b>B1</b>	1000	25,7 250	15,0 292	10,0 292	5,9 228	4,7 228				
	1500	34,1 221	20,6 267	13,7 267	8,1 209	6,5 209				
	3000	48,7 158	31,6 205	21,0 205	12,3 160	9,8 160				
<b>C1</b>	500	32,4 630	14,0 546	9,3 546	5,4 421	4,3 421				
	1000	51,4 500	25,8 500	17,1 500	9,9 385	7,9 385				
	1500	69,6 451	35,2 457	23,6 457	13,6 352	10,9 352				
<b>D1</b>	500	52,4 1020	26,1 1013	17,4 1013	9,6 748	7,7 748				
	1000	83,2 810	47,7 927	31,8 927	17,6 685	14,0 685				
	1500	110,3 715	65,4 848	43,6 848	24,1 626	19,3 626				
<b>E1</b>	500	92,5 1800	56,1 2183	37,5 2183	20,0 1559	16,5 1559				
	1000	150,1 1460	102,7 2000	68,5 2000	36,7 1427	29,4 1427				
	1500	198,1 1285	140,9 1828	94,0 1828	50,0 1300	40,1 1300				
<b>F1</b>	500	168,5 3280	112,9 4400	75,3 4400	64,2 5000	51,3 5000				
	1000	269,3 2620	197,7 3500	119,8 3500	113,0 4400	90,4 4400				

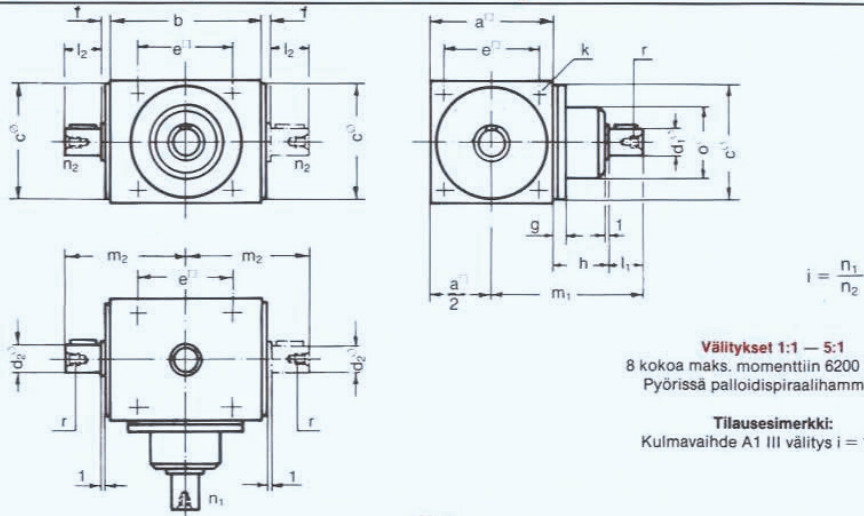
$i = 6:1$  kysyttäessä

### Akselien $d_1/d_2$ sallitut säteiskuormitukset

$Fr$ Nm $i = 1...3$		$Fr$ Nm $i = 4...5$	
$d_1$	$d_2$	$d_1$	$d_2$
300	300	-	-
1100	1100	1000	1100
1500	2700	1300	2700
2000	3700	1700	3700
3250	5000	2200	5000
3800	7500	2500	7500
4500	9200	3000	9200
7000	12000	3700	11000

<sup>1)</sup> Sallitut kuormitukset ohjearvoja

**Vakiorakenne, mitat — hidastava välitys**



**Välitykset 1:1 — 5:1**  
8 kokoa maks. momenttiin 6200 Nm asti  
Pyörissä palloidispiraalihammastus

**Tilauseimerkki:**  
Kulmavaihte A1 III välitys i = 1,25:1

**Mitat**

Välitykset i = 1:1, 1,25:1, 1,5:1, 2:1 ja 2,5:1																			
Koko											d <sub>2</sub>		i = 1:1...2,5:1			d <sub>1</sub>			
	a <sup>□</sup>	b	c <sup>□</sup> <sub>17</sub>	d <sup>□</sup> <sub>2j6</sub>	e <sup>□</sup>	m <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	f	g	h	k <sup>1)</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885	d <sup>□</sup> <sub>1j6</sub>	l <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	o <sup>□</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885
00*	80	110	74	14	60	88,5	30	3,5	13	40	M 6	M 6	5x 5	14	30	110	52	M 6	5x 5
01*	110	145	102	22	82	111	35	3,5	14	45	M 8	M 8	6x 6	22	35	135	70	M 8	6x 6
A1*	140	175	130	32	105	137	45	4,5	14	50	M 10	M 10	10x 8	32	45	165	90	M 10	10x 8
B1*	170	215	160	42	130	172	60	4,5	18	65	M 12	M 12	12x 8	42	60	210	110	M 12	12x 8
C1*	210	260	195	55	160	220	85	5,0	18	85	M 16	M 16	16x10	55	85	275	135	M 16	16x10
D1	260	330	245	65	200	270	100	5,0	23	110	M 16	M 16	18x11	65	100	340	150	M 16	18x11
E1	330	430	310	75	260	340	120	5,0	29	150	M 20	M 20	20x12	75	120	435	230	M 20	20x12
F1	400	530	380	90	320	420	150	5,0	40	200	M 24	M 24	25x14	90	150	550	270	M 24	25x14
i = 3:1																			
Koko											d <sub>2</sub>		i = 3:1			d <sub>1</sub>			
	a <sup>□</sup>	b	c <sup>□</sup> <sub>17</sub>	d <sup>□</sup> <sub>2j6</sub>	e <sup>□</sup>	m <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	f	g	h	k <sup>1)</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885	d <sup>□</sup> <sub>1j6</sub>	l <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	o <sup>□</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885
00*	80	110	74	14	60	88,5	30	3,5	13	40	M 6	M 6	5x 5	12	25	105	52	M 5	4x 4
01*	110	145	102	22	82	111	35	3,5	14	45	M 8	M 8	6x 6	22	35	135	70	M 8	6x 6
A1*	140	175	130	32	105	137	45	4,5	14	50	M 10	M 10	10x 8	32	45	165	90	M 10	10x 8
B1*	170	215	160	42	130	180	68	4,5	18	65	M 12	M 12	12x 8	36	55	205	100	M 12	10x 8
C1*	210	260	195	55	160	220	85	5,0	18	85	M 16	M 16	16x10	38	65	255	135	M 12	10x 8
D1	260	330	245	60	200	265	95	5,0	32	110	M 16	M 16	18x11	55	85	325	135	M 16	16x10
E1	330	430	310	75	260	340	120	5,0	29	150	M 20	M 20	20x12	55	85	400	190	M 16	16x10
F1	400	530	380	90	320	420	150	5,0	40	200	M 24	M 24	25x14	75	120	520	270	M 20	20x12
i = 3,5:1 ja 4:1																			
Koko											d <sub>2</sub>		i = 3,5:1 ja 4:1			d <sub>1</sub>			
	a <sup>□</sup>	b	c <sup>□</sup> <sub>17</sub>	d <sup>□</sup> <sub>2j6</sub>	e <sup>□</sup>	m <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	f	g	h	k <sup>1)</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885	d <sup>□</sup> <sub>1j6</sub>	l <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	o <sup>□</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885
01*	110	145	102	22	82	111	35	3,5	14	45	M 8	M 8	6x 6	16	30	130	70	M 6	5x5
A1*	140	175	130	32	105	137	45	4,5	14	50	M 10	M 10	10x 8	20	32	152	80	M 8	6x6
B1*	170	215	160	42	130	180	68	4,5	24	70	M 12	M 12	12x 8	26	45	200	80	M 8	8x7
C1*	210	260	195	55	160	220	85	5,0	18	85	M 16	M 16	16x10	32	45	235	105	M 10	10x8
D1	260	330	245	60	200	265	95	5,0	28	110	M 16	M 16	18x11	42	70	310	110	M 12	12x8
E1	330	430	310	75	260	340	120	5,0	29	150	M 20	M 20	20x12	50	75	390	190	M 16	14x9
F1	400	530	380	90	320	420	150	5,0	40	200	M 24	M 24	25x14	60	95	495	200	M 16	18x11
i = 5:1																			
Koko											d <sub>2</sub>		i = 5:1			d <sub>1</sub>			
	a <sup>□</sup>	b	c <sup>□</sup> <sub>17</sub>	d <sup>□</sup> <sub>2j6</sub>	e <sup>□</sup>	m <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	f	g	h	k <sup>1)</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885	d <sup>□</sup> <sub>1j6</sub>	l <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	o <sup>□</sup>	r DIN 332	Kiilaura DIN 6885
01*	110	145	102	22	82	111	35	3,5	14	45	M 8	M 8	6x 6	12	22	122	55	M 5	4x4
A1*	140	175	130	32	105	137	45	4,5	14	50	M 10	M 10	10x 8	16	30	150	65	M 6	5x5
B1*	170	215	160	42	130	180	68	4,5	24	70	M 12	M 12	12x 8	22	40	195	70	M 8	6x6
C1*	210	260	195	55	160	220	85	5,0	18	85	M 16	M 16	16x10	26	45	235	95	M 8	8x7
D1	260	330	245	60	200	265	95	5,0	23	110	M 16	M 16	18x11	32	58	298	105	M 10	10x8
E1	330	430	310	75	260	340	120	5,0	29	150	M 20	M 20	20x12	42	70	385	190	M 12	12x8
F1	400	530	380	90	320	420	150	5,0	40	200	M 24	M 24	25x14	55	85	485	200	M 16	16x10

<sup>1)</sup> Syvyys = 1,5 × k  
 Saatavana Alu- tai korroosionkestävänä rakenteena.

## LIITE J: HUUHTELUVENTTIILIN TEKNISET TIEDOT

2/8

Bosch Rexroth AG

Flushing valve with pressure holding valve SV Series 10 | RE 95512/05.10

### Ordering code for standard program

<b>SV</b>	<b>L</b>	<b>40</b>	<b>G</b>	<b>/</b>	<b>10</b>	<b>M</b>	<b>V</b>	<b>20</b>	<b>C</b>	<b>3</b>	<b>D6</b>	<b>H16</b>	<b>-</b>	<b>O</b>
01	02	03	04		05	06	07	08	09	10	11	12		13

#### Valve type

01	Flushing valve with pressure holding valve	<b>SV</b>
----	--	-----------

#### Mounting variant

02	Flange valve for flange-mounting to the pump, e.g. A10VG	Standard	<b>F</b>
		Heightened (NG75G only)	<b>H</b>
	Line valve		<b>L</b>

#### Size

	Mounting variant	Flange valve		Line valve		
		F (standard)	H (heightened)			
03	Spacing, port A to B	40 mm	-	-	●	<b>40</b>
		75 mm (e.g. for A4VG/32 NG28; A10VG NG28, 45, 63)	●	●	-	<b>75</b>
		90 mm	●	-	-	<b>90</b>

#### Port versions

	Mounting variant	Flange valve		Line valve	
		F (standard)	H (heightened)		
04	Threaded port	●	●	●	<b>G</b>
	SAE flange port	●	-	-	<b>S</b>

#### Series

05	Series 1, index 0	<b>10</b>
----	-------------------	-----------

#### Version of port thread

06	Metric	<b>M</b>
----	--------	----------

#### Seals

07	FKM (fluor-caoutchouc)	<b>V</b>
----	------------------------	----------

#### Orifices

	Orifice dia.	Flange valve		Line valve		
		F	H			
Without					<b>00</b>	
08	Flushing flow $q_v$ (L/min) with $\Delta p = p_{ND} - p_G = 25$ bar and $v = 10$ mm <sup>2</sup> /s $p_{ND}$ = low pressure $p_G$ = case pressure $v$ = viscosity	2.2 L/min	1.0 mm	-	●	<b>10</b>
		3.2 L/min	1.2 mm	●	●	<b>12</b>
		4.3 L/min	1.4 mm	●	●	<b>14</b>
		5.5 L/min	1.6 mm	●	●	<b>16</b>
		7 L/min	1.8 mm	●	●	<b>18</b>
		8.8 L/min	2.0 mm	●	●	<b>20</b>
		11.5 L/min	2.3 mm	●	-	<b>23</b>
		12.5 L/min	2.4 mm	●	-	<b>24</b>
		13.7 L/min	2.5 mm	-	●	<b>25</b>
		17.2 L/min	2.8 mm	-	●	<b>28</b>
		20 L/min	3.0 mm	●	-	<b>30</b>
		27 L/min	3.5 mm	-	●	<b>35</b>
		35 L/min	4.0 mm	-	●	<b>40</b>
	55 L/min	5.0 mm	-	●	<b>50</b>	

● = Available    ○ = On request    - = Not available

## Ordering code for standard program

SV	L	40	G	/	10	M	V	20	C	3	D6	H16	-	O
01	02	03	04		05	06	07	08	09	10	11	12		13

Flushing side (low-pressure side)		Flange valve	Line valve	
09	A (one sided)	●	●	A
	B (one sided)	●	●	B
	A and B (alternating, standard)	●	●	C

Switching pressure		Flange valve	Line valve	
10	Differential pressure $\Delta p = 3$ to 5 bar (standard)	●	●	3
	Differential pressure $\Delta p = 8$ to 12 bar	-	●	8

Flushing-piston damping		
11	Low	D2
	Medium	D4
	Medium-strong	D6
	Strong	D8

Minimum holding pressure		
12	16 bar (standard)	H16
	20 bar	H20
	25 bar	H25

Standard / special version		
13	Standard version	0
	Special version	S

**Note**

Short designation X on a feature refers to a special version not covered by the ordering code.

● = Available      ○ = On request      - = Not available

## Technical data

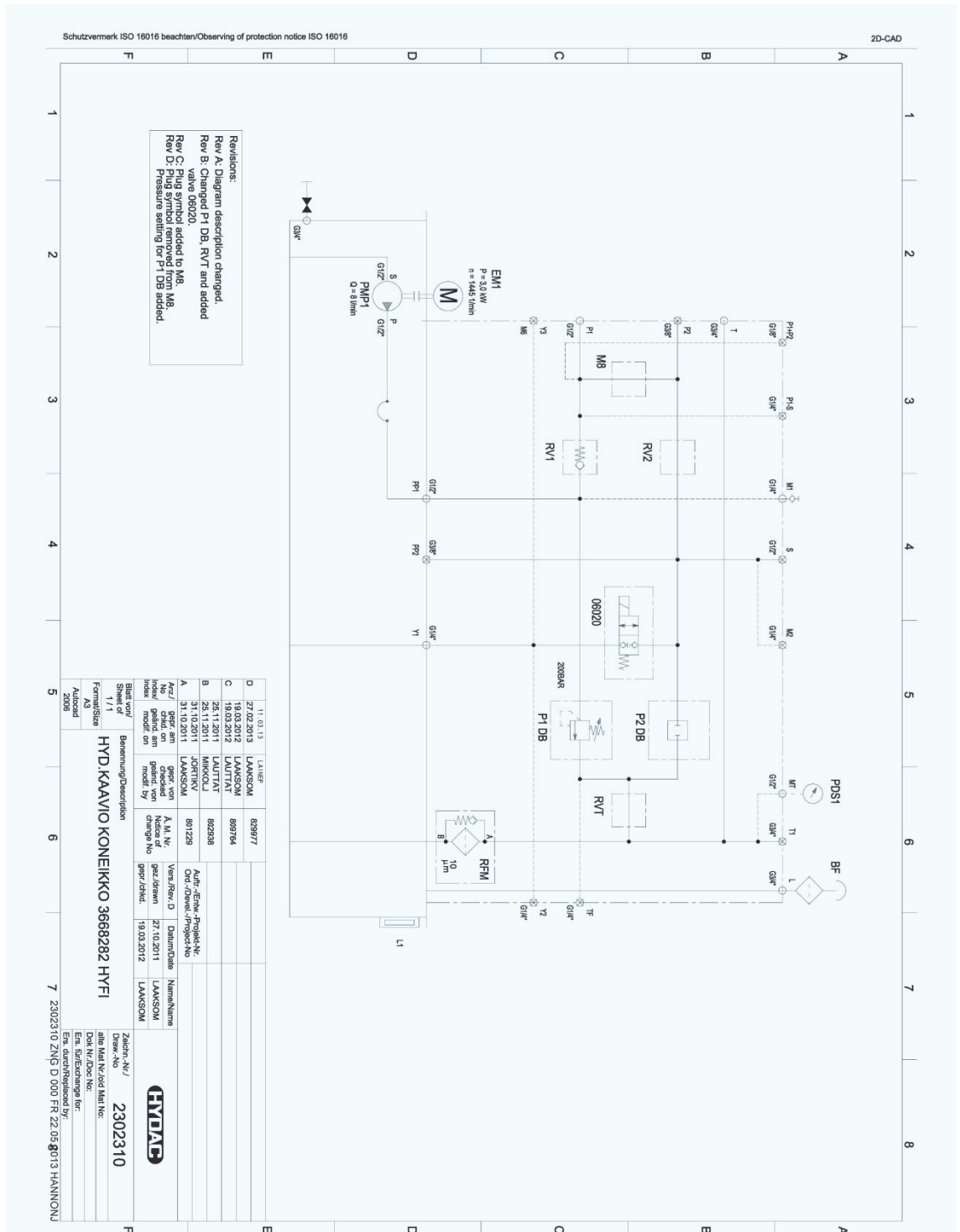
## Table of values

Distance between axes NG	Line valve 40 (SVL40G...)	Flange valve 75, standard (SVF75G/S...)	Flange valve 75, heightened (SVH75G...)	Flange valve 90, standard (SVF90G/S...)
Holding pressure bar	16, 20, 25	16, 20, 25	16, 20, 25	16, 20, 25
Switching pressure $\Delta p$ of the flushing piston bar	3 to 5 or 8 to 12	3 to 5	3 to 5	3 to 5
Temperature range °C	-40 °C to +115 °C	-40 °C to +115 °C	-40 °C to +115 °C	-40 °C to +115 °C
Installation position	arbitrary	arbitrary	arbitrary	arbitrary
Mass kg	1.5	1.9	3.0	2.1

**Hydraulic fluid**

For the choice of hydraulic fluid, the used axial piston unit is decisive. For further information, please refer to our data sheets during project planning.

# LIITE K: APUKONEIKON TEKNISET TIEDOT JA KÄYTTÖNOTTO OHJEET









Schutzvermerk ISO 16016 beachten / Observing of protection notice ISO 16016
30-CAO

**Kirkitysmomentit (Nm) ja avainväli (mm (tuuma))**  
**Tightening torques (Nm) and wrench sizes (mm (inch))**

Pos. no.	Torque (Nm)	Wrench size (mm) / (inch)	Notes
70	80-90	SW19	
71	100-110	SW22	
72	100-110	SW22	
101	25+5	SW24	
150	40	SW19	

**TEKNISEET TIEDOT**

**YLEISTÄ**

**LOHKON MATERIAALI:**  
Teräs

**LOHKON PINNASTUKIT:**  
Passivointi (kromi-6 vapaa)

**LIITÄNTÖJEN TYYPIT:**  
Liitännät sisäkkeraalle  
DIN 3852 part 2 form A, B ja  
DIN 3852 part 1 form E

**LIITÄNNÄT**  
DIN 3852 Part 2 mukaan.  
Kerkeät ISO 228-1 mukaan.

T : G 3/4"  
P1 : G 1/2"  
P2 : G 3/8"  
M1 : Miniressi 1620 Ø  
M2 : G 1/4"

**HYDRAULIIKKA**

**TYÖPAINALUKE:**  
max. 250 bar

**NIMELLISVIRTAVUO:**  
max. 60 l/min

**HYDRAULINEN VIRTAVUO:**  
Hydraulinen DIN 51 524 part 1 ja 2 mukaan.

**Vaikeusasteilu:**  
Suurehita vaikeusasteilu  
10 mm<sup>2</sup>s ... 420 mm<sup>2</sup>s

**Suodatus:**  
Suurin sallittu hydraulisenen  
hiomusaste 20/70/15 ISO 4406

**Ympäristöolosuhteet:**  
Suodatusolosuhteet B<sub>1</sub> -> 100  
Suodatusolosuhteet B<sub>2</sub> -> 100  
Välittömien vaihteiden lämpötilan  
vaihtelun vaihtelua rajoittamaan  
kylmässä ja/vaihtelua rajoittamaan  
suodatusyvyin sekä lisää sen  
käyttöikää

**SÄHKÖ**

**Liitännöiden tyyppi:**  
PG11 liittin, nippelit EN 175307-803  
mukaan (Hirschmann)

**Suojaluokka:**  
min. IP65 EN 60529 mukaan  
Suojaluokka palaa vain oikean  
suojauksen jälkeen.

**Käyttöjännite:**  
24 VDC ± 10 %

**Tehonkulutus:**  
19 W per kela

**Käyttöaika:**  
100 % käyttöikä (katkova käyttö)

**Part list**

Fig.	Part	Description	Part No.	Notes
70	70	WRENCH	SW19	
71	71	WRENCH	SW22	
72	72	WRENCH	SW22	
101	101	WRENCH	SW24	
150	150	WRENCH	SW19	
151	151	WRENCH	SW19	
152	152	WRENCH	SW19	
153	153	WRENCH	SW19	
154	154	WRENCH	SW19	
155	155	WRENCH	SW19	
156	156	WRENCH	SW19	
157	157	WRENCH	SW19	
158	158	WRENCH	SW19	
159	159	WRENCH	SW19	
160	160	WRENCH	SW19	
161	161	WRENCH	SW19	
162	162	WRENCH	SW19	
163	163	WRENCH	SW19	
164	164	WRENCH	SW19	
165	165	WRENCH	SW19	
166	166	WRENCH	SW19	
167	167	WRENCH	SW19	
168	168	WRENCH	SW19	
169	169	WRENCH	SW19	
170	170	WRENCH	SW19	
171	171	WRENCH	SW19	
172	172	WRENCH	SW19	
173	173	WRENCH	SW19	
174	174	WRENCH	SW19	
175	175	WRENCH	SW19	
176	176	WRENCH	SW19	
177	177	WRENCH	SW19	
178	178	WRENCH	SW19	
179	179	WRENCH	SW19	
180	180	WRENCH	SW19	
181	181	WRENCH	SW19	
182	182	WRENCH	SW19	
183	183	WRENCH	SW19	
184	184	WRENCH	SW19	
185	185	WRENCH	SW19	
186	186	WRENCH	SW19	
187	187	WRENCH	SW19	
188	188	WRENCH	SW19	
189	189	WRENCH	SW19	
190	190	WRENCH	SW19	
191	191	WRENCH	SW19	
192	192	WRENCH	SW19	
193	193	WRENCH	SW19	
194	194	WRENCH	SW19	
195	195	WRENCH	SW19	
196	196	WRENCH	SW19	
197	197	WRENCH	SW19	
198	198	WRENCH	SW19	
199	199	WRENCH	SW19	
200	200	WRENCH	SW19	

**VENTTIILISTÖ HIFI PERUS-03**

ISO 1200

Hydraulinen venttiilistö / Hydraulic valve

1.5

14 029 KG

**GRABHYDRAUC OY**

Zetex-ite

02302217



### Ennen käyttöönottoa:

- Säiliön puhtaudesta on varmistuttava ennen esitäyttöä
- Suodattimien asennus ja suodatusaste tarkastettava
- Tarkista, että koneikon asennus ja liitännät tehty kuvien ja kaavioiden mukaan
- Jos järjestelmässä on paineakku(ja), tarkista niiden esitäyttöpaine. HUOM! Esitäyttökaasuksi vain typpeä
- Täytä koneikko aina suodattimen läpi. Täyttösuodattimen silmäkoko saa suurimmillaan olla 0,04 mm. Järjestelmän omaa suodatinta voi käyttää. Älä täytä säiliötä täyteen. Mikäli koneikolla käytettävässä koneessa on hydraulisyntereitä tai muita komponentteja, joiden käyttämä öljymäärä riippuu käyttötilanteesta, huomioi tämä säiliötä täytettäessä. Varmistu, että öljyn valinnassa on huomioitu dokumenteissa esitetyt viskositeetti- ja lämpötilarajat.
- Tarkista suositeltu öljytyyppi koneikon tarkemmasta dokumentaatiosta ja käytä vain suositeltua öljytyyppiä. Mikäli käytetään suosituksista poikkeavaa öljytyyppiä, takuu ei ole voimassa ja koneikoin komponenttien elinikä saattaa lyhentyä huomattavasti.
- Mikäli koneikossa on säiliön ulkopuolelle asennettu, erillisellä vuotoliitännällä varustettu hydraulipumppu, on pumpun kotelo täytettävä ennen ensimmäistä käynnistystä esimerkiksi avaamalla pumpun vuotoliitäntä sopivasta kohdasta ja kaatamalla puhdasta öljyä pumpun koteloon. Öljyn on oltava samaa tyyppiä, jolla ko. järjestelmää tullaan käyttämään.
- HUOM! Sähkökytkentöjä tehtäessä on huomioitava mitä kulloinkin voimassa olevat lait ja määräykset sähköasennusten tekemisestä määräävät. Sähköasennuksia saavat tehdä vain kelpoisuusvaatimukset täyttävät henkilöt ja yritykset.

### Käyntiajaja:

- Tarkasta etukäteen sähkömoottoreiden pyörimissuunnat (tarra pumppu-moottorin kyljessä ja/tai merkinnät dokumenteissa).
- Pumppuja ensi kertaa käynnistettäessä käytä aluksi lyhyissä käyntisykleissä ja jätä sitten jatkuvalla käynnillä tarkkaillen samalla pumpun ääntä ja paineennousua.
- Ilmaa järjestelmä käyttäen mittausliittimiä ja ilmausruuveja, tai löysäämällä liittimiä
- Huuhtelee järjestelmä. Ohita toimilaitteet huutelun aikana. Jos käytetään erillistä huuhteluainetta, on syytä varmistua yhteensopivuudesta järjestelmässä varsinaisesti käytettävän öljyn kanssa. Huuhtelun kesto riippuu järjestelmän koosta ja alkuperäisestä puhtausluokasta, kuitenkin niin, että järjestelmän kutakin osuutta huuhdellaan vähintään yhden tunnin ajan.

- Järjestelmän saavutettua käyttölämpötilansa nosta paine vähitellen käyttöpaineeseen. Tarkkaile mahdollisia vuotoja. Jos järjestelmään kuuluu ohjauslaitteita, tarkasta niiden toiminta ensin manuaalisesti käyttäen, ennen ohjausjärjestelmien käyttöönottoa.
- Tarkkaile käyttöönoton aikana erityisesti; pumpun ääntä, mahdollisia vuotoja,
- öljypinnan korkeutta, lämpötilasäädön toimintaa.
- Tarkasta käyttöönottovaiheen jälkeen suodattimien (ml. huohottimen) kunto, paineakun täyttöpaine, öljypinnan korkeus sekä suorita liittimien jälkikiristys. Näiden toimenpiteiden aikana koneikon pitää olla sammutettu ja järjestelmän paineet purettu.

## LIITE M: SERVOMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT

### 4.14.4 MSK100D - Technical Data

Designation	Symbol	Unit	MSK100D-0200-NN	MSK100D-0300-NN	MSK100D-0350-NN
Continuous torque at standstill 60 K	$M_{0,60}$	Nm	48.0		
Continuous current at standstill 60 K	$I_{0,60(rms)}$	A	13.0	20.7	29.9
Continuous torque at standstill 100 K	$M_{0,100}$	Nm	57.0		
Continuous current at standstill 100 K	$I_{0,100(rms)}$	A	15.4	24.8	35.5
Continuous torque at standstill. surface	$M_{0,S}$	Nm	72.0		
Continuous current at standstill. surface	$I_{0,S(rms)}$	A	19.5	31.1	44.9
Maximum torque	$M_{max}$	Nm	187.0		185.0
Maximum current	$I_{max(rms)}$	A	58.5	93.2	135.0
Torque constant at 20 °C	$K_{M,N}$	Nm/A	4.28	2.55	1.86
Voltage constant at 20 °C <sup>1)</sup>	$K_{EMK,1000}$	V/1.000 min <sup>-1</sup>	263.5	157.0	114.5
Winding resistance at 20 °C	$R_{12}$	Ohm	0.97	0.35	0.2
Winding inductivity	$L_{12}$	mH	14.8	5.65	3.2
Discharge capacity of the component	$C_{dis}$	nF	17.6	16.0	18.0
Number of pole pairs	$\sigma$	-	4		
Moment of inertia of the rotor	$J_{rot}$	kg*m <sup>2</sup>	0.03500		
Thermal time constant	$T_{th,nom}$	min	90.0		
Maximum velocity	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	2000	3000	
Sound pressure level	$L_p$	dB[A]	< 75		
Weight <sup>2)</sup>	$m$	kg	56.0 (59.8)		
Surrounding air temperature during operation	$T_{amb}$	°C	0 ... 40		
Protection class acc. to EN 60034-5	-	-	IP65		
Thermal class acc. to EN 60034-1	T.CL.	-	155		

Latest amendment: 2014-01-21

- 1) Manufacturing tolerance  $\pm 5\%$   
 2) (...) Motors with holding brakes 1, 2, ...  
 Tab. 4-28: MSK - Technical data

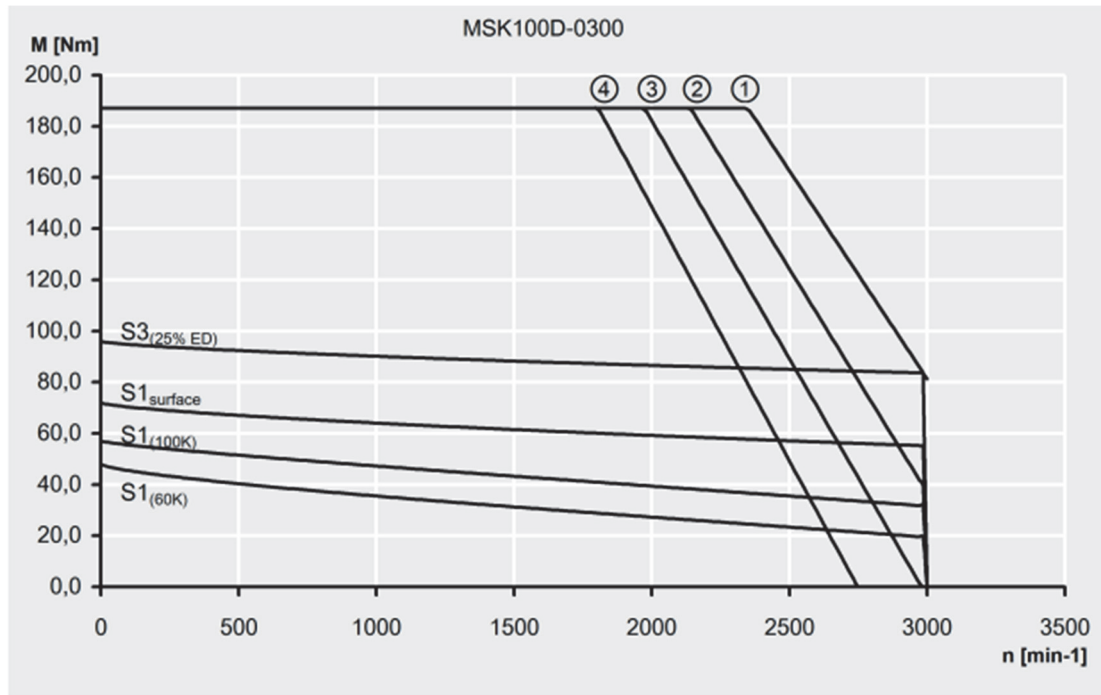
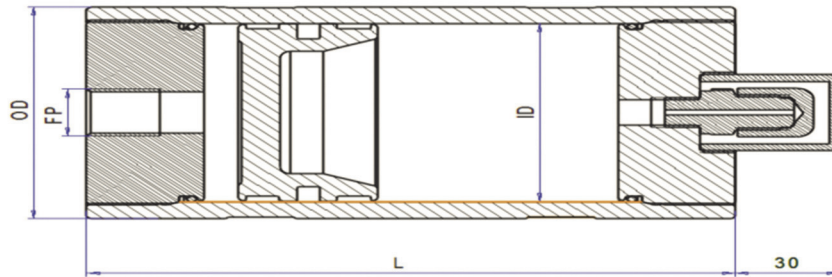


Fig. 4-64: Characteristic curve of a MSK100D-0300 motor

S1 (60K)	Continuous operation curve S1 acc. to EN 60034-1 for natural convection and maximum temperature increase of 60K on the housing.
S1 (100K)	Continuous operation curve S1 acc. to EN 60034-1 for natural convection and temperature increase of 100K on the winding.
S1 (surface)	Continuous operation curve S1 acc. to EN 60034-1 for operation with a fan unit and maximum temperature increase of 60K on the housing.
S1 (liquid)	Continuous operation curve S1 acc. to EN 60034-1 for operation with liquid cooling (water) and maximum temperature increase of 60K on the housing.
S3 (25 % DC)	Intermittent operation curve with 25% DC acc. to EN 60034-1 at a maximum cycle time of 10 min. and a maximum temperature increase on the housing of 60K
① - ④	Characteristic voltage limit curves. When a speed at the safe commutation limit is reached, the voltage limit curve limits the available maximum torque $M_{max}$ . The maximum motor speed is determined by the DC link voltage used. There are separate characteristic curves for the various drive control devices in connection with the power supply unit and the supply voltage used.
①	$M_{max}$ IndraDrive, controlled feed, 3 × AC 400 V
②	$M_{max}$ IndraDrive, uncontrolled feed, 3 × AC 480 V
③	$M_{max}$ IndraDrive, uncontrolled feed, 3 × AC 440 V
④	$M_{max}$ IndraDrive, uncontrolled feed, 3 × AC 400 V

## LIITE N : PAINEAKUN TEKNISET TIEDOT

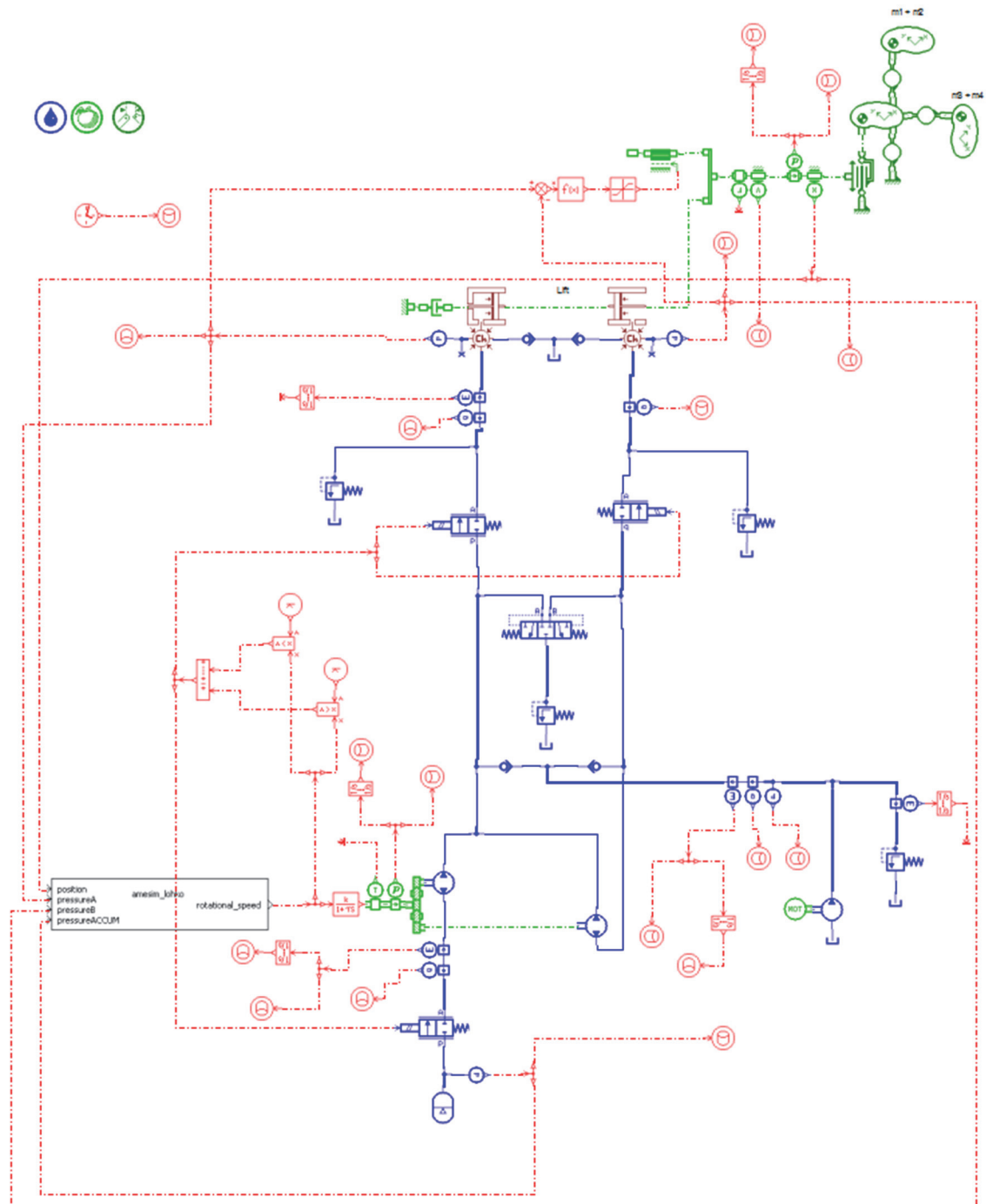
Product Name	Max Allowable Pressure / bar	Capacity / litre	Dimensions ID / OD / L	Standard Fluid Port	Weight / KG
--------------	------------------------------	------------------	------------------------	---------------------	-------------



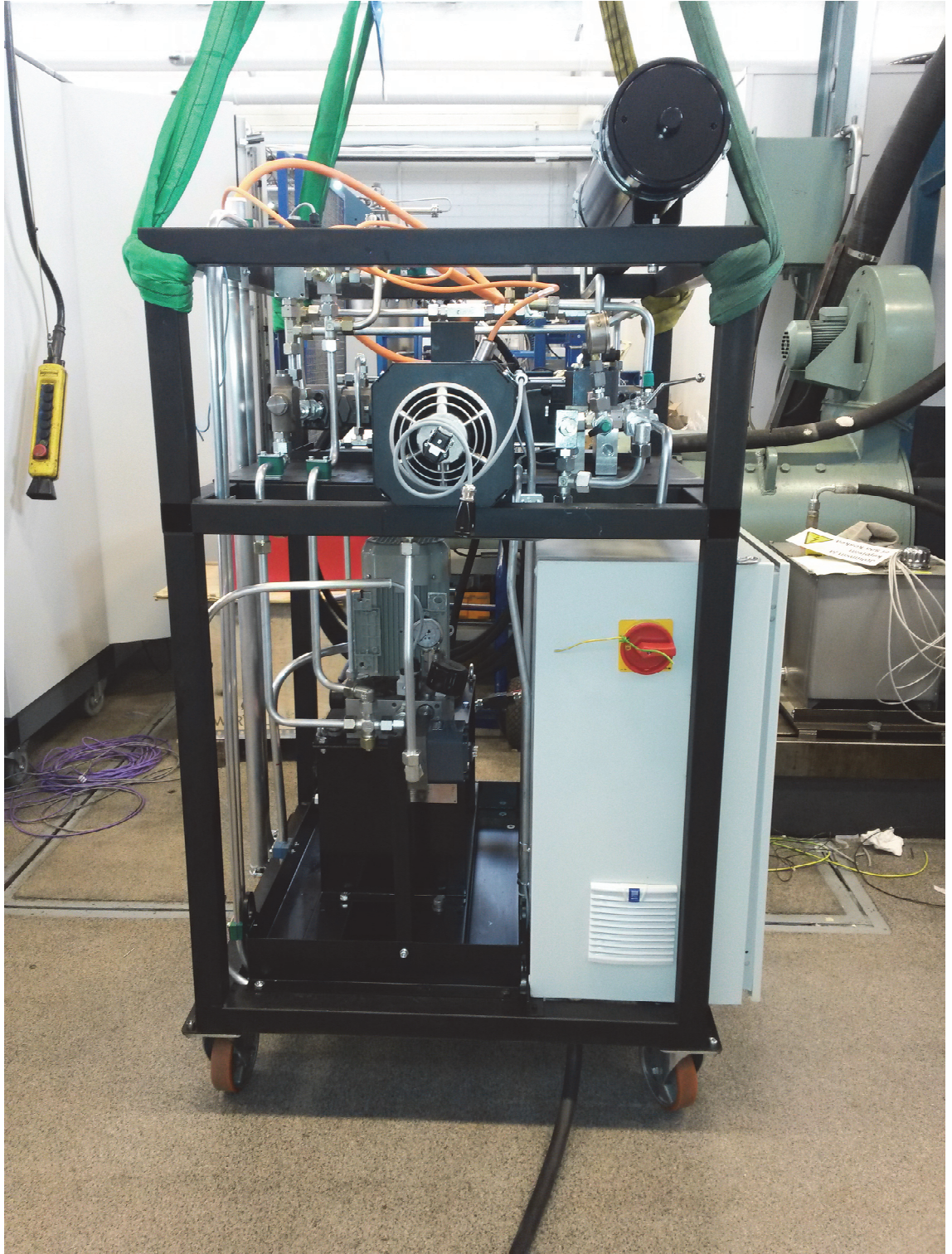
HPS10-350-140-0100	350	10	140/160/808	R 1 1/2"	47.7
--------------------	-----	----	-------------	----------	------

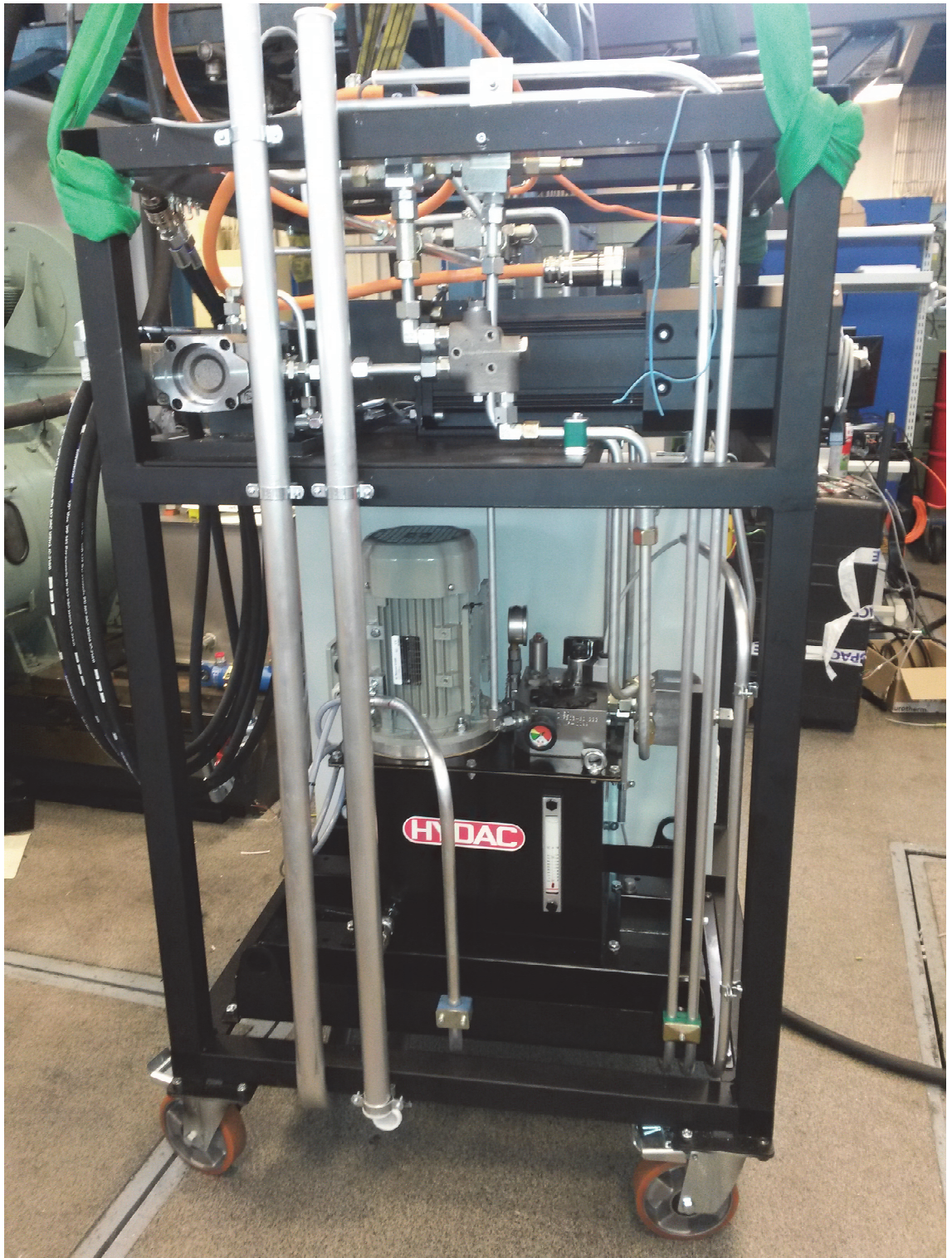


## LIITE O: SIMULOINTIMALLI

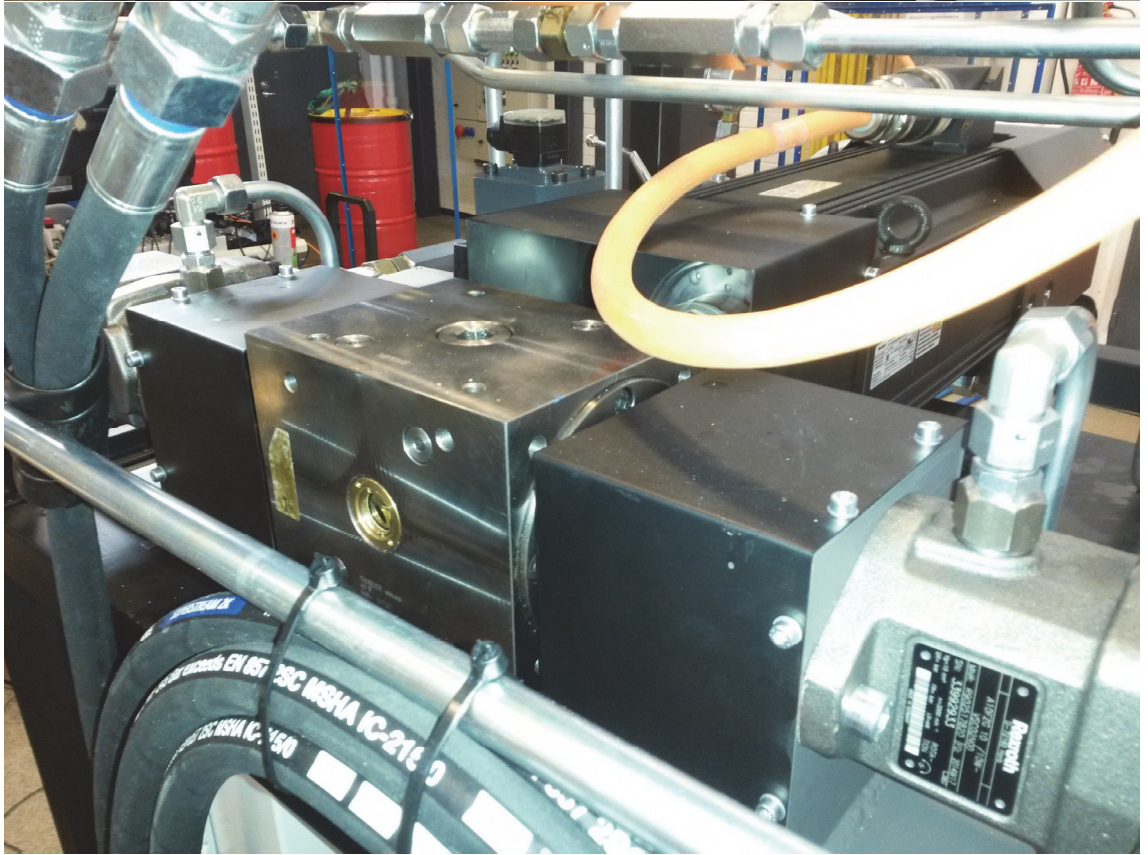
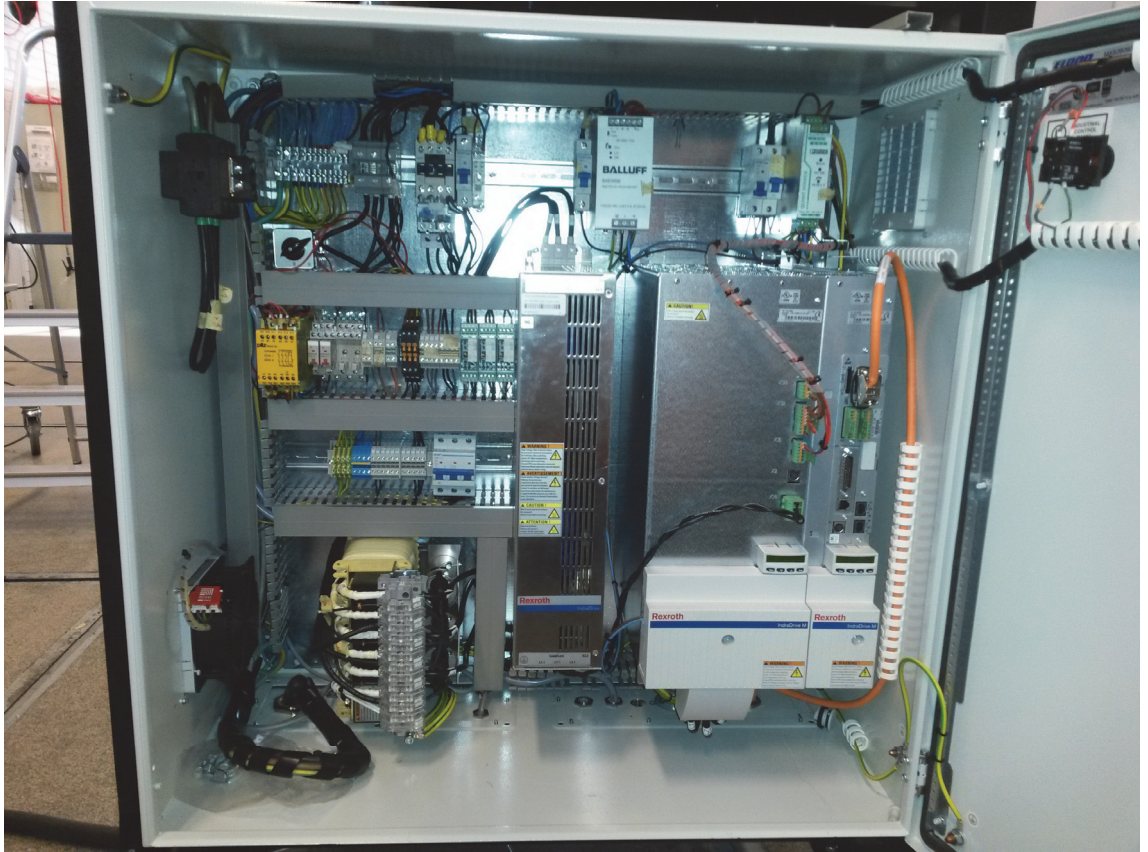


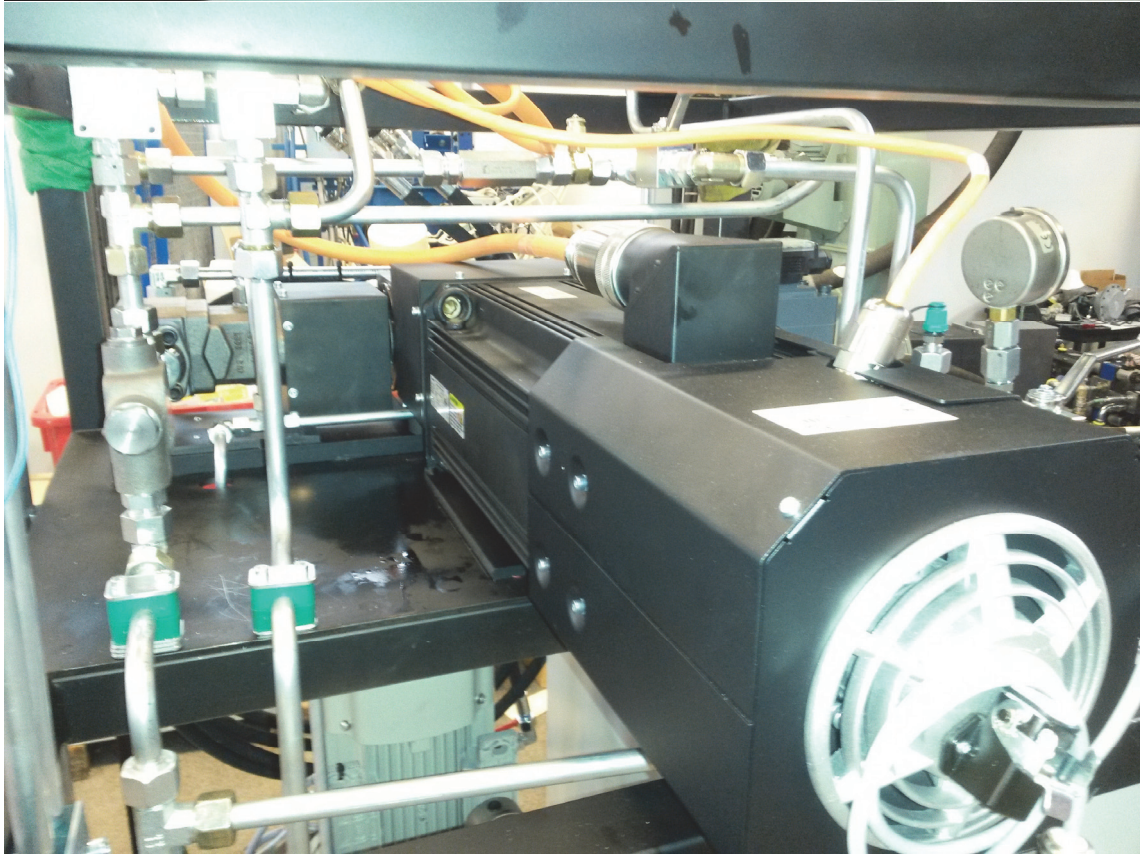
**LIITE P: KOKOONPANTU JÄRJESTELMÄ KUVAT**











**LIITE Q: KIIKKU KUVA**