



Jari Vepsäläinen

Käyttötehon vaihteluihin mukautuva uppomäntäpumppu osana käänteisosmoosilaitosta

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 19.4.2016

Valvoja: Professori Matti Pietola

Ohjaajat: Olof Calonius, Jyrki Kajaste

Diplomityön tiivistelmä

Tekijä Jari Vepsäläinen		
Työn nimi Käyttötehon vaihteluihin mukautuva uppomäntäpumppu osana käänteisosmoosilaitosta		
Laitos Konetekniikka		
Professori Koneensuunnitelu	Professuurikoodi K3001	
Työn valvoja Matti Pietola		
Työn ohjaajat Olof Calonius, Jyrki Kajaste		
Päivämäärä 19.4.2016	Sivumäärä 79 + 9 + 6	Kieli Suomi
Tiivistelmä <p>Uusiutuvien energianlähteiden hyödyntämisen haasteena on niiden tuottaman tehon vaihtelevuus verrattuna perinteisesti teollisuudessa käytettyihin fossiilisten polttoaineiden ja ydinvoiman tuottamaan tasaiseen ja ennalta tiedettyyn tehoon. Uusiutuvan energian käyttöönotto edellyttääkin siten uusien laitteiden suunnittelua, jotka mahdollistavat tuotetun tehon maksimaalisen hyödyntämisen, riippumatta tehon vaihtelevuudesta. Käänteisosmoosilaitoksessa myös laitteiden kuorma voi olla vaihtelevaa, jos suolanpoistoon käytettävien kalvovyksiköiden määrää muutetaan käytettävissä olevan syöttötehon perusteella. Vaihtelevaan tehoon ja kuormaan mukautuva pumppu voisi olla eräs ratkaisu mahdollisimman korkean hyödyn tuottamiseksi uusiutuvista energianlähteistä.</p> <p>Tämän diplomityön tavoitteena on kehittää vesihydraulinen korkeapainepumppu, jolla on erinomainen hyötysuhde ja joka kykenee mukautumaan tehonvaihteluihin. Diplomityössä suunniteltiin vesihydraulinen uppomäntäpumppu sekä simulointiin laskennallisesti sen toimintaa tasaisella sekä vaihtelevalla kuormalla. Nämä simulaatiot tehtiin tuuliturbiinikäyttöisestä käänteisosmoosilaitoksesta, jossa suunniteltu pumppu on kytketty mekaanisesti tuuliturbiiniin. Vertailujärjestelmänä pidettiin laitosta, jossa tuulisähkö ensin taltioidaan akkuihin ja sitten tavallisen pumpun pyörittävää sähkömoottoria käytetään talletetulla sähkövirralla. Työssä tutkittiin myös uppomäntäpumpun sopivuutta erilaisten uusiutuvan energian talteenottolaitteiden kanssa sekä perustellaan miksi käänteisosmoosi soveltuu parhaiten suolaveden suodatukseen.</p> <p>Suunnitelmien perusteella on valmistettu adaptiivinen uppomäntäpumppu, jota tutkitaan jatkotutkimuksissa. Simuloinneista saatujen tulosten perusteella adaptiivisella pumpulla voitaisiin tuottaa 20 % enemmän puhdasta vettä verrattuna saman kokoluokan sähköisesti avustettuun järjestelmään kun pumppausjärjestelmää käytetään vaihtelevalla teholla. Lisäksi adaptiivista pumppua käyttämällä koko järjestelmän investointi- ja huoltokustannukset pienenevät, koska sähköisen järjestelmän laitteistoa ei tarvita.</p>		
Avainsanat uppomäntäpumppu, käänteisosmoosi, energia, adaptiivinen.		

Diplomityön tiivistelmä

Author Jari Vepsäläinen		
Title of thesis Power-Adaptive Plunger Pump as a Part of Reverse Osmosis System		
Department Department of Mechanical Engineering		
Professorship Machine Design	Code of professorship K3001	
Thesis supervisor prof. Matti Pietola		
Thesis advisors Olof Calonius D.Sc. (Tech), Jyrki Kajaste D. Sc. (Tech)		
Date 19.4.2016	Number of pages 79+9+ 6	Language Finnish
Abstract <p>Renewable energy sources produce fluctuating power. In the industry, however, the processes are designed to work with constant power which the fossil fuels and nuclear energy produce. Accordingly, for increasing the use of renewable energy sources, new state-of-the-art machinery must be developed to utilize the generated fluctuating power more efficiently. Moreover, as in reverse osmosis, the load can also fluctuate if the number of desalinating membranes is changed proportionately to the available power. Design of a power-adaptive pump could resolve the challenge of the fluctuating power and increase the usage of renewable energy sources.</p> <p>The goal of this master's thesis was to develop a water hydraulic high-pressure plunger pump, which has excellent efficiency and can adapt to fluctuating power. In the master's thesis, a water hydraulic plunger pump was designed and simulated with constant as well as variable load. The simulations were made using a wind turbine powered reverse osmosis facility, where the designed power-adaptive pump is mechanically attached to the wind turbine. A comparison system was one that first stores the electrical energy into batteries and then uses that electrical energy to drive a motor which drives a normal plunger pump. An aim of the thesis is to identify the possible renewable energy converters that the power-adaptive pump could be compatible with and powered by in a reverse osmosis system. Another aim is to demonstrate why reverse osmosis is the best desalination method.</p> <p>A plunger pump was manufactured according the design introduced in this thesis. The pump will be tested as follow-up research. According to the simulations, the power-adaptive plunger pump produces 20 % more desalinated water than the same size electrically aided system when the pumping system was driven with a fluctuating power source. Furthermore, by using a power-adaptive pump, the investment and maintenance costs are significantly lower because then the electrical support system is not needed.</p>		
Keywords Plunger pump, reverse osmosis, energy, adaptive		

Alkusanat

Tämä diplomityö tehtiin osana Aalto-yliopiston Adaptive Hydraulic Pressure Developer (AHPD) – projektia. Projektin rahoittajina ja tukijoina toimivat: Tekes, Nurmi Cylinders Oy sekä Oy WatMan Ab.

Kiitän lämpimästi kaikkia työtovereitani, jotka ovat pyytämättä auttaneet lukemattomissa haasteissa. Mielenkiintoisista keskusteluista, laadukkaasta opetuksesta sekä tarkasta ja tehokkaasta työskentelystä, josta pyrin ottamaan mallia.

Haluaisin kiittää myös vanhempia heidän kannustuksestaan sekä kaikista niistä neuvoista, joiden avulla olen ohjautunut juuri tälle tieteenalalle. Ilman teidän tukea en olisi koskaan päässyt näin pitkälle. Lisäksi kiitän Ainoa kärsivällisyydestä, tuesta ja myötäelämisestä.

Essoossa 19.4.2016

Jari Vepsäläinen

Sisällysluettelo

Symbolit.....	I
Lyhenteet.....	II
1 Johdanto	1
2 Uusiutuvan energian käyttö pumppauksessa	4
2.1 Aaltoenergia	4
2.1.1 Aaltosiivet	6
2.1.2 Poijupumput	9
2.1.3 OWC-laitos	11
2.2 Tuulienergia.....	12
2.2.1 Pystyroottori	13
2.2.2 Vaakaroottori	14
2.3 Aurinkoenergia	16
3 Desalinaatiomenetelmät.....	18
3.1.1 Elektrodialyysi.....	18
3.1.2 Membraanituslaus	19
3.1.3 Käänteisosmoosi	19
3.1.4 Menetelmien vertailu.....	21
4 Käänteisosmoosilaitokset.....	22
4.1 Tyypillinen käänteisosmoosilaitos	22

4.2	Uusiutuvalla energialla toimivat RO-laitokset	23
4.2.1	Aalto-RO.....	24
4.2.2	Tuuli-RO	25
4.2.3	Aurinko-RO.....	25
4.3	Konsentraatin paine-energian hyödyntäminen	26
4.3.1	Pelton-turbiini.....	27
4.3.2	Hydraulinen turbo	27
4.3.3	DWEER-paineenvaihtaja	28
4.3.4	Rotaatiopaineenvaihdin	29
4.3.5	Clark-pumppu.....	30
5	Tutkimus Aalto-yliopistossa.....	32
5.1	AaltoRO projekti	32
5.2	AHPD-TUTL projekti	34
5.2.1	Paine-energian talteenotto.....	36
6	Koepumpun suunnittelu ja mitoitus.....	41
6.1	Vaatimuslista	41
6.2	Adaptiivisuus	44
6.3	Mitoitus.....	47
6.3.1	Käytettävä vesihydrauliikka.....	47
6.3.2	Käytettävä öljyhydrauliikka	52
6.4	Koejärjestely.....	54

6.4.1	Koelaitteisto.....	54
6.4.2	Mittaus- ja ohjauslaitteisto.....	58
7	Järjestelmän numeerinen mallinnus	61
7.1	Simuloitava malli.....	61
7.2	Tasainen kuorma.....	63
7.3	Vaihteleva kuorma.....	64
8	Tulokset.....	67
8.1	Tasainen kuorma.....	67
8.2	Vaihteleva kuorma.....	70
9	Pohdinta.....	73
9.1	Pumpun energianlähde ja käyttötarkoitus	73
9.2	Mekaaninen vs. sähköinen tehonsiirto pumpulle	74
9.3	Konsentraatin paine-energian talteenottolaite	75
9.4	Mukautuva käänteisosmoosikalvojärjestelmä	75
10	Johtopäätökset.....	77
	Lähdeluettelo	80
	Liiteluettelo	89
	Liite 1. Koepumpun työkuvat.....	89
	Liite 2. SIMULINK mallit	89

Symbolit

A_{2AHPD}	[m ²]	kahden AHPD-pumpun yhteinen syrjäytuspinta-ala
A_A	[m ²]	Syrjäytuspinta-ala A-kammiossa
A_B	[m ²]	Syrjäytuspinta-ala B-kammiossa
A_{eff}	[m ²]	efektiivinen pinta-ala (= syrjäytuspinta-ala)
A_{turb}	[m ²]	tuuliturbiinin pyyhkäisypinta-ala
$A_{\ddot{o}}$	[m ²]	öljysylinterin syrjäytuspinta-ala
C	[ppm]	nesteen konsentraatio
C_{turb}	[-]	tuuliturbiinin hyötysuhde
D_h	[m]	RO-kalvoelementin paineputken sisähalkaisija
F_{2AHPD}	[N]	kahden AHPD-pumpun tuottama voima
F_{in}	[N]	pumppaava voima
$F_{\ddot{o}}$	[N]	öljysylinterin tuottama voima
P	[W]	teho
P_1	[W]	syöttöteho
P_2	[W]	tuotettu teho
P_{2AHPD}	[W]	kahden AHPD-pumpun tuottama teho
P_{turb}	[W]	tuuliturbiinin teho
Q	[l/min]	tilavuusvirta, muunnos SI: [l/min] / 60000 = [m ³ /s]

Q_{2AHPD}	[l/min]	kahden AHPD-pumpun tilavuusvirta
R_{turb}	[m]	tuuliturbiinin säde
Re	[-]	Reynoldsin luku
T	[C°]	lämpötila
V_{tuuli}	[m/s]	tuulennopeus
V_{vesi}	[m/s]	virtauksen nopeus
f	[Hz]	liiketaajuus
d_m	[m]	männän halkaisija
d_v	[m]	männänvarren halkaisija
l	[m]	RO-kalvoelementin pituus
p	[bar]	paine, muunnos SI: [Bar] * 100000 = [Pa]
$p_{kuristus}$	[bar]	RO-kalvoelementin kuristuksen aiheuttama painehäviö
p_k	[bar]	koneikon tuottama maksimipaine
p_{sys}	[bar]	systemipaine
p_v	[bar]	voitettava painetaso käänteisosmoosissa
s	[m]	liikematka
t	[s]	aika
v_{ave}	[m/s]	keskimääräinen nopeus
Δp	[bar]	painehäviö
η	[-]	hyötysuhde

λ_{memb}	[-]	käänteisosmoosikalvon kitkakerroin
λ_{TSR}	[-]	Tip-Speed-Ratio (TSR)
ρ_{ilma}	[kg/m ³]	ilman tiheys
ρ_{sv}	[kg/m ³]	suolaveden tiheys
π_f	[bar]	osmoottinen paine
μ	[kg/s*m]	nesteen dynaaminen viskositeetti

Lyhenteet

AHPD	Adaptive Hydraulic Pressure Developer
AVK	Anioninvaihtokalvo
DWEER	Dual Work-Exchanger Energy-Recovery
ED	Elektrodialyysi
ERI	Energy Recovery Inc.
FedCo	Fluid Equipment Development Co.
HPB	Hydraulic Pressure Booster
KVK	Kationinvaihtokalvo
MED	Membraanituslaus
OWC	Oscillating Water Column
PRV	Paineenrajoitusventtiili
PX	Pressure Exchanger
RO	Reverse Osmosis
SWL	Still Water Line
TSR	Tip-Speed-Ratio
TUTL	Tutkimusideoista Uutta Tietoa ja Liiketoimintaa
UNDP	United Nations Development Programme

1 Johdanto

Energian tuotannossa hyödynnetään pääosin fossiilisilla polttoaineilla toimivia menetelmiä sekä ydinvoimaa [1, s.1]. Näiden energiantuotantomuotojen raaka-ainevarat ovat rajalliset ja niiden käyttö energian tuotannossa saastuttaa ympäristöä, aiheuttaa metsäkatoja ja kiihdyttää ilmastonmuutosta. Maapallolla esiintyy myös suunnattomia määriä uusiutuvaa energiaa, joka on peräisin auringon ja kuun aiheuttamista ilmiöistä maassa sekä maan sisällä tapahtuvista radioaktiivisista hajoamisista. Näitä ilmiöitä ovat säteily, tuulet, aallot, vuorovedet, merivirrat sekä maalämpö. Näiden lisäksi poltettava biomassa on uusiutuva energianlähde. Tällä hetkellä maailman energiasta noin 25 % tuotetaan uusiutuvalla energialla. [2, s. 1- 2]

Uusiutuvien energialähteiden hyödyntämisessä esiintyy useita haasteita, joista merkittävin on uusiutuvan energian talteenotto energiatehokkaasti. Erilaisia uusiutuvan energiakeräimiä on lukemattomia. Ne ovat aktiivisen kehityksen kohde, koska niiden hyötysuhde on edelleen alhainen. Uusiutuvien energialähteiden tuottama teho vaihtelee myös voimakkaasti eri vuoden- ja vuorokauden aikoina [1, s. 2:10]. Tämän vaihtelun suuruus ja ennustaminen riippuu käytettävästä energialähteestä.

Rajallisten energiavarojen lisäksi maapallolla on jatkuva tarve puhtaalle juomavedelle. Puhtaan juomaveden puute on suurinta kehitysmaissa sekä slummeissa ympäri maailmaa. Arviolta 5000 lasta kuolee päivittäin likaisen veden ja huonon hygienian vuoksi. Taudit leviävät puhdistamattomasta tai huonosti puhdistetusta vedestä ja johtavat lievemmissä tapauksissa sairauspoissaoloihin, joilla on kansantaloudellista merkitystä. UNDP (United Nations Development Programme) mukaan puhdas vesi on ihmisoikeus, joka on riistetty köyhiltä. [3, s.5, 13]

Juomavettä tuotetaan pääasiassa puhdistamalla makeaa vettä, joka on peräisin pohjavesistä sekä joki- tai järvedestä. Paikoittain juomaveden saatavuus on heikkoa, koska makeaa vettä ei ole saatavilla. Suolavettä voidaan pumppaamalla

paineistaa ja pakottaa käänteisosmoosikalvon läpi, jolloin suola erottuu kalvon läpi kulkeneesta vedestä. Paineen suuruus määräytyy osmoottisesta paineesta sekä virtaushäviöistä. Energia on kuitenkin kallista ja käänteisosmoosiin tarvitaan nykymenetelmin energiaa noin 3 - 4 kWh/m³ [4, s.229] merivettä suodatettaessa ja 1 kWh/m³ murtoveden suodatuksessa [5, s.2]. Merivedestä makean veden tuotannolle ei ole riittäviä resursseja siellä missä sille on eniten tarvetta, jonka vuoksi vettä ei ole vähäosaisille. Uusiutuva energia voi tarjota tähän ratkaisun, koska sen ainoat kustannukset ovat laitteisto jolla suolavesi suodatetaan ja laitteiston huolto.

Tämän diplomityön tavoitteena on kehittää vesihydraulinen korkeapainepumppu, jolla on erinomainen hyötysuhde ja joka kykenee mukautumaan tehonvaihteluihin. Diplomityössä suunnitellaan vesihydraulinen uppomäntäpumppu sekä simuloidaan laskennallisesti sen toimintaa tasaisella sekä vaihtelevalla kuormalla.

Diplomityössä keskitytään puhtaan veden tuotannon kehittämiseen, vaikka myös sähkön tuottaminen on mahdollista paineistamalla vettä ja kytkemällä vesihydraulinen järjestelmä vesiturbiinin kautta generaattoriin. Uusiutuvien energianlähteiden osalta keskitytään aalto-, tuuli- ja aurinkoenergiaa, koska ne ovat yleisimpiä uusiutuvalla energialla toimivien käänteisosmoosilaitoksien tehonlähteitä. Tässä diplomityössä ei yksityiskohtaisemmin käsitellä muita uusiutuvan energian lähteitä, koska niiden suora hyödyntäminen käänteisosmoosilaitoksessa on haastavaa. Aalto- ja tuulienergialla tuotetaan mekaanista energiaa, jonka avulla vesihydraulipumpun käyttäminen on tehokasta, koska systeemissä ei silloin tapahdu energianmuodon vaihtumisista aiheutuvia konversiohäviöitä. Lisäksi suolanpoistoa voitaisiin myös tehdä membraanislauksella tai elektrodialyysillä, mutta käänteisosmoosin on todettu sopivan parhaiten meriveden suodatukseen sen alhaisen energian kulutuksen takia operoitaessa korkeilla suolapitoisuuksilla [6, s.413] [7, s.357].

Tämä diplomityö on jäsennetty seuraavasti. Ensiksi tarkastellaan uusiutuvia energialähteitä ja energiakeräimiä, jotka soveltuisivat hyvin käänteisosmoosin yhteyteen. Toiseksi esitetään yleisimmät desalinaatiomenetelmät sekä selvennetään miksi käänteisosmoosi sopii parhaiten meriveden suolanpoistoon sekä käytettäväksi uppomäntäpumpun kanssa. Kolmantena käsitellään käänteisosmoosilaitokset, jonka jälkeen esitellään aikaisempi tutkimus aiheesta Aalto-yliopistossa sekä AHPD (Adaptive Hydraulic Pressure Developer) -projekti, johon tämä diplomityö myös liittyy.

Tämän taustatutkimuksen jälkeen esitellään suunnitellun koepumpun vaatimukset, mitoitus sekä toiminta. Pumpun suunnittelun jälkeen siirrytään simulointiosioon, jossa simuloidaan uppomäntäpumpun toimintaa sekä kilpailevaa sähköistä järjestelmää. Seuraavaksi tarkastellaan simulaatioissa saavutettuja tuloksia, joita seuraa tutkimuksen pohdinta. Lopuksi esitellään johtopäätökset sekä jatkotutkimusaiheet.

2 Uusiutuvan energian käyttö pumppauksessa

Fossiilisten polttoaineiden rajaton käyttö on kiihdyttänyt kasvihuoneilmiötä, mutta myös toisaalta uusien energianlähteiden aktiivista tutkimusta ja kehittämistä. Uusiutuvilla energianlähteillä tarkoitetaan luonnossa toistuvasti lyhyellä aikavälillä tapahtuvien uusiutuvien ilmiöiden hyödyntämistä energian tuotantoon. Uusiutuvia energianlähteitä ovat suoraan auringon säteilystä saatava lämpö- ja sähköenergia sekä auringon aiheuttamat tuuli- ja merivirtaukset. Näiden lisäksi myös maasta hyödynnetty lämpöenergia, poltettavat biomassat sekä vesistöjen aaltoenergia luokitellaan uusiutuviksi energianlähteiksi. [2, s. 1- 2]

Uusiutuvat energianlähteet tuottavat kuitenkin vaihtelevaa tehoa, joka on haaste teollisuudelle, koska se on pääsääntöisesti riippuvainen tasaisesta ja ennalta tiedetystä tehosta. Näin ollen energian käyttöön on kehitettävä uusia laitteita, jotka hyödyntävät tehoa sen vaihtelevuudesta riippumatta. Tämän diplomityön tavoitteena on kehittää hydraulipumppu, joka toimii mekaanisella voimalla. Työssä keskitytään aalto- ja tuulivoimaloihin, koska niiden avulla voidaan tuottaa mekaanista energiaa. Lämpöä ja sähköä tuottavia energianlähteitä voitaisiin periaatteessa myös käyttää pumpun energianlähteenä, mutta ongelmana on veden tuotannon kokonaishyötysuhteen heikkeneminen johtuen energiakonversioissa tapahtuvista häviöistä. Aurinkoenergiaa esitellään kuitenkin tässä osiossa, koska sen käyttöaste uusiutuvalla energialla toimivissa RO-laitoksissa on merkittävä [7, s.350].

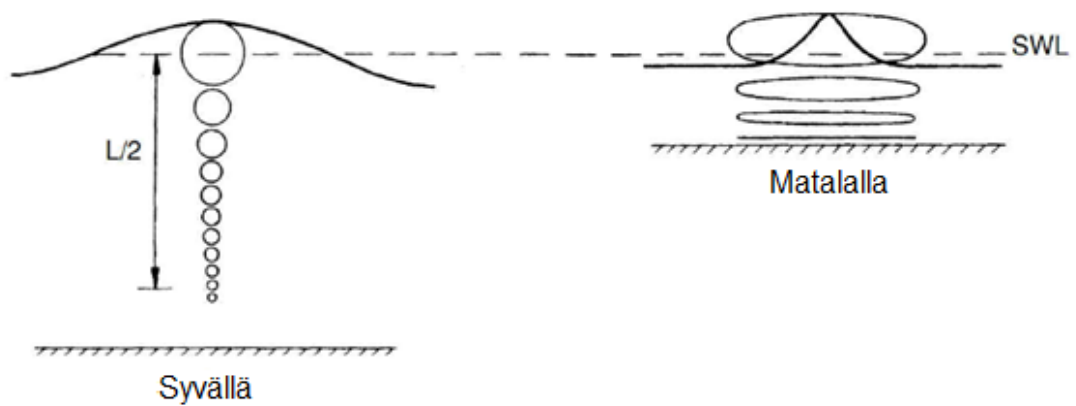
2.1 Aaltoenergia

Tutkijoiden arvioiden mukaan aalloilla on suurin energiatiheys uusiutuvista energialähteistä. Vuosina 2005 – 2011 tehtyjen mittauksien avulla on arvioitu aalloista saadun tehon olevan $2,11 \pm 0,05$ TW [8, s.304]. Silti aaltoenergiaa hyödynnetään vasta vähän. Merellä on suuri kapasiteetti varastoida energiaa, koska aallot voivat kulkea pitkiä matkoja lähes häviöittä ja niiden tehoa lisäävät tuulet matkalla

esimerkiksi Atlantin yli [9, s.888]. Aallot syntyvät tuulista, jotka puolestaan syntyvät auringon energiasta. Tuulet kasvattavat aaltoja vähitellen suuremmaksi, siten että 100 W/m^2 aurinkoenergiaa voi aiheuttaa aaltoja joiden teho on 1000 kW aallonharjan metriä kohti [10, s.8]. Aallot tuottavat myös tasaisemmin energiaa kuin tuulet ja aurinko. Vuonna 2001 Ocean Power Technologies – yrityksen toimitusjohtaja George Taylor arvioi aaltoenergialaitoksien tuottavan 90 % ajasta energiaa kun taas tuuli- ja aurinkoenergialaitokset vain 20 – 30 % ajasta [11].

Aaltoenergiaa tuotetaan vesistön, pääosassa meren, aaltojen avulla. Aallot eivät liikuta vettä eteenpäin vaan siirtävät energiaa. Tämä energia koostuu aallonkorkeutta vastaavasta potentiaalienergiasta ja aallon etenemisnopeudesta riippuvasta kineettisestä energiasta. Vesimolekyylit liikkuvat ympyränmuotoista rataa syvässä ja elliptistä rataa matalassa vedessä, kuten on esitetty kuvassa 1. Tämän liikeradan säde pienenee syvyysuunnassa ja jo puolen aallonpituuden syvyydessä säde on jo mitättömän pieni. Aalloista saatu energia on suoraan verrannollinen aallonkorkeuden neliöön ja etenemisnopeuteen. Kuvassa 1 SWL (Still Water Line) on merenpinnantasoa tyynessä vedessä. Lisäksi on hyvä huomata, että suurin teho saavutetaan aivan merenpinnassa. Jopa 95 % aaltoenergiasta syntyy pinnan ja neljännesaallonpituuden syvyyden välillä [9 s.889]. Aallot siirtyvät vesistöissä lähes häviöittä eteenpäin. Vasta esteen kohdatessaan aallossa tapahtuu kitkahäviöitä. Näitä esteitä ovat ranta, merenpohja, saaret sekä rakennetut esteet. [12, s.3]

Aaltojen tuottamaa kineettistä energiaa voidaan hyödyntää ja varastoida erityyppisillä energiakeräimillä. Aaltoenergiakonverttereita on patentoitu yhteensä yli 1000 Japanissa, Pohjois-Amerikassa sekä Euroopassa [9, s.888]. Tässä työssä keskitytään vain niihin keräintyyppeihin, jotka voisivat toimia tehokkaasti suoraan hydrauliseen uppomäntäpumppuun kytkettynä. Näitä aaltoenergialaitoksia ovat aaltosiivet, poijupumput sekä oskilloiva vesipylväs.



Kuva 1. Vesimolekyylien radat ovat esitettyinä vasemmalla syvässä ja oikealla matalassa vedessä. Kuva on muokattu lähteestä [13, s.20].

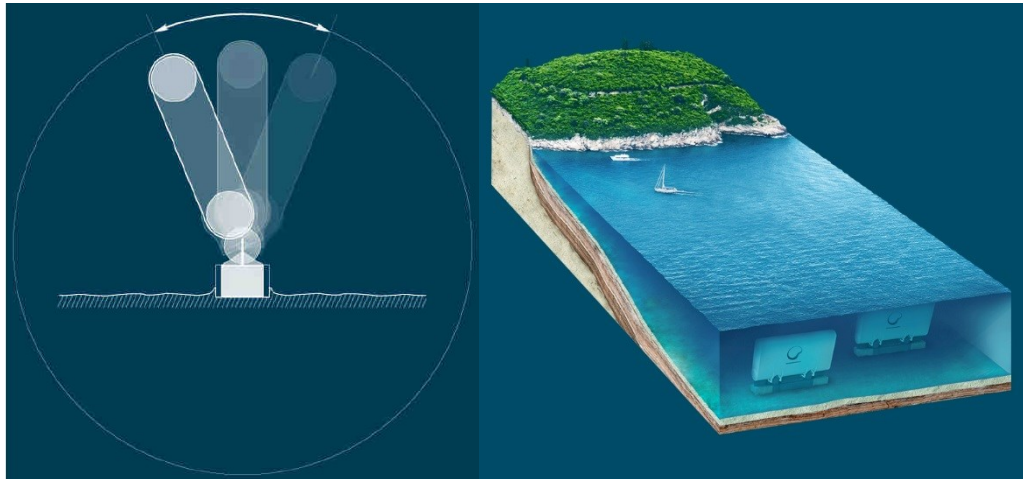
2.1.1 Aaltosiivet

Aaltosiivet käyttävät suurta pinta-alaa hyödykseen energian tuotannossa. Aaltoenergian tuottamiseen aaltosiivillä on kaksi erilaista tapaa: heilurimainen liike saranan ympäri tai lineaariliike horisontaalisessa tasossa.

2.1.1.1 Aaltosiipi

Aaltosiipi on seinämä, joka on saranoitu merenpohjaan rannan läheisyyteen tai rantaan meren pinnalle. Aaltojen liikehtiessä edestakaisin aaltosiipi liikkuu niiden mukaisesti. Aaltosiipeen on tyypillisesti kytketty hydraulisylinteri, joka pumppaa vettä aaltosiiven liikkeen avulla. Aaltosiipilaitteiston haasteita ovat etenkin kiinnitys merenpohjassa sekä osien kestävyys. Lisäksi merivedessä on paljon epäpuhauksia (levät, eliöt, roskat, yms.), jotka kulkeutuvat herkästi laitteistoon. Hydraulisella voimansiirrolla aaltosiiven tuottamasta mekaanisesta energiasta voidaan kehittää sähköä. [9, s.890] [14]

AW-Energy on suomalainen yritys, joka valmistaa merenpohjaan kiinnitettyjä aaltosiipiä. Vuonna 2012 alkaneessa WaveRoller projektissa AW-Energy on testannut aaltosiipiä Portugalin rannikolla. AW-Energyn mukaan yksi WaveRoller aaltosiipi voi tuottaa sähköä 500 kW - 1000 kW teholla meriolosuhteista riippuen. [14]



Kuva 2. Vasemmallla AW-Energyn WaveRoller laite [12], s. ja oikealla konseptikuva sen käytöstä [14].

Kuvassa 2 on esitetty konseptikuva WaveRoller aaltosiivistä, jotka sijaitsevat rannan läheisyydessä merenpohjassa. AW-Energy on perustellut rannan läheisyyden paremmaksi sijainniksi kuin ulapan, koska rannan lähellä aallot ovat rantaan nähden kohtisuorassa, energian tuotanto on tasaisempaa, eikä energiaa tarvitse kuljettaa yhtä kauas kuin syvänmerenlaitteistoissa. Ulapalla aaltojen suunta vaihtelee eikä aaltosiipi pysty keräämään siihen sivuttaisesti kohdistuvien aaltojen energiaa. Lisäksi lähempänä rantaa myrskyt eivät ole yhtä voimakkaita, joten laitteistoon ei kohdistu yhtä kovia rasitteita kuin kaukana merellä. [14]

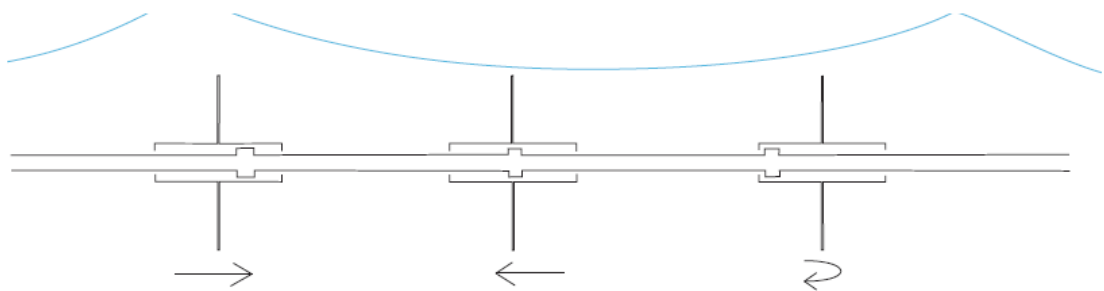
Kiinassa on myös testattu kahta rannassa toimivaa aaltosiipeä, joiden nimellistehot ovat 8 kW ja 30 kW. Niissä aaltosiipi on sarakoitu maanpinnalle ja siipi ui osittain vedessä. Nämä aaltosiivet tuottavat myös hydraulista tehoa, joka muutetaan sähköksi generaattorilla. Kuvassa 3 on esitetty 30 kW aaltosiipi asennettuna Daganin saarelle. Testeissä todettiin, että aaltosiipien mekaanisesta energiasta 56 % pystyttiin muuntamaan sähköenergiaksi hydraulisella voimansiirrolla. Laitteiston rantaan asennuksen etuna ovat pitempi huoltoväli ja helpompi huolto kuin merenpohjaan asennetun laitteiston. Etuna on myös se, että energiaa ei tarvitse siirtää yhtä pitkää matkaa. [15, s.297]



Kuva 3. Rannassa toimiva aaltosiipi Daguinin saarella, Kiinassa. [15, s.297]

2.1.1.2 Lineaariliikkeen aaltosiivet

Horisontaalisessa tasossa edestakaisin liikkuvat aaltosiivet muistuttavat meren pohjaan saranoituja aaltosiipiä, jotka eivät liiku saranan varassa vaan pysyvät koko ajan pystyasennossa. Näitä siipiä on yhdessä linjastossa monta rinnan kytkettynä samalle akselille, kuten kuvassa 4 on esitetty. Systemi on ankkuroitu siipilinjaston molemmista päistä. Aaltojen velloessa edestakaisin siivet liikuttavat niihin kytkettyjä vesihydraulisyhintereitä, jotka tuottavat systeemin hydraulisen tehon.



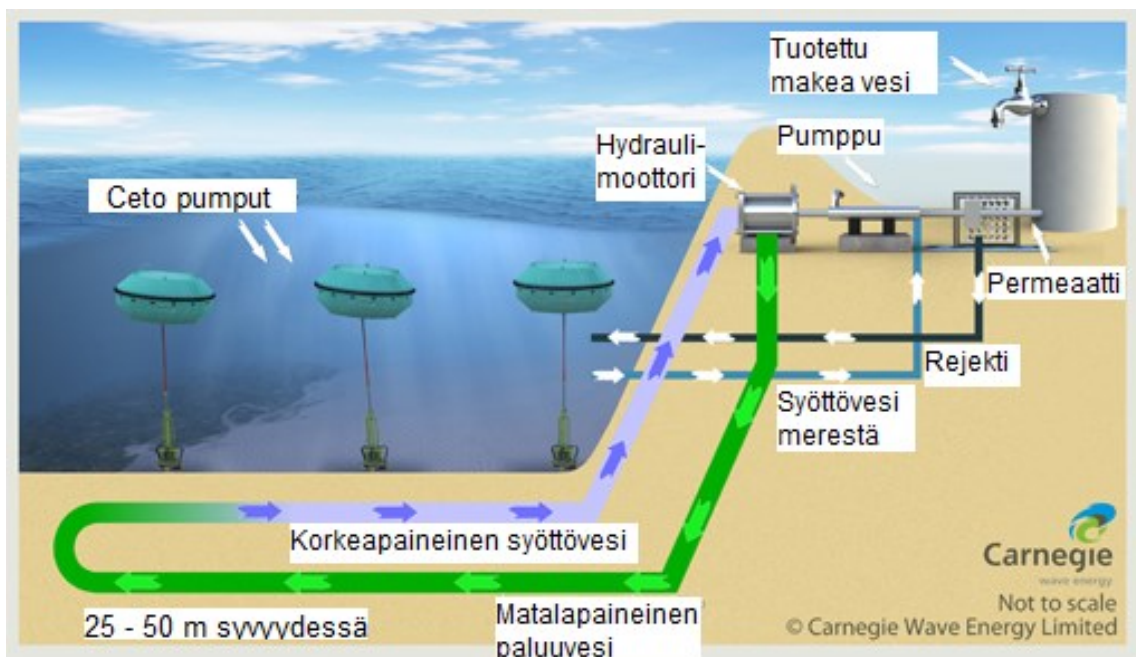
Kuva 4. Kolme Wavepiston aaltosiipeä, jotka ovat kytkettynä samalla linjalle. [16]

Yllä esitettyä systeemiä kehittää tanskalainen vuonna 2006 perustettu WavePiston -yritys. Aalborgin yliopistossa tehdyissä WavePistonin 1:30 mittakaavan prototyypitesteissä havaittiin, että täydessä mittakaavassa (15 m x 3 m) yhden siiven keskimääräinen hyötysuhde olisi vain 8 % [17, s.24]. Hydraulisen voimansiirron ja energiakonversion jälkeen sähköenergian tuotanto on vain noin puolet kyseisestä hyötysuhteesta. WavePiston laitteiston etuja ovat kuitenkin helppo asennus ja robusti, kevyt, halpa sekä modulaarinen rakenne. Lisäksi lineaariliikkeen aaltosiivet liikkuvat keskimäärin vastakkaisiin suuntiin keskenään, joka kumoaa siipilinjaston ja ympäristön väliset voimat. [16]

2.1.2 Poijupumput

Pojjut ovat tyypillisesti veneen kiinnittämiseen tarkoitettuja ankkuroituja kellukkeita. Aaltoenergian tuottamiseen poijupumpuilla on kaksi erilaista tapaa: Vertikaalinen tai pyörivä liike.

2.1.2.1 Vertikaaliset poijupumput



Kuva 5. Sarja upotettuja Carnegien CETO vertikaalisia poijupumppeja, jotka tuottavat makeaa vettä. Kuva on muokattu lähteestä [18].

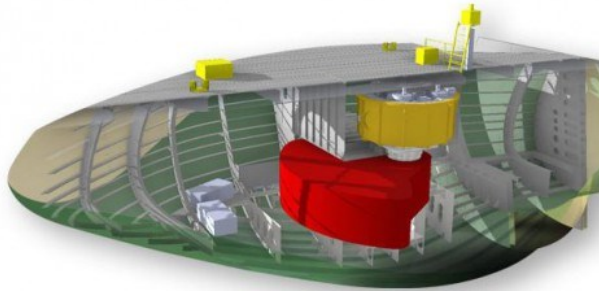
Kuvassa 5 on esitetty Carnegie yhtiön hahmotelma heidän CETO-pojjupumpuistaan, jotka tuottavat merivedestä juomavettä. Nämä vertikaaliset poijupumput pumppaavat vettä poijun liikkeessa aaltojen mukana ylös ja alas. Poijupumppu toimii kaiken suuntaisilla aalloilla sekä kaikilla aallonpituuksilla ja siksi se on suosituin aaltoenergiälaitostyyppi [9, s.889]. Poijun vaijerin ja ankkurin välissä on vesihydraulinen sylinteri, joka pumppaa aaltojen edestakaisella liikkeellä paineistettua vettä primäärisysteemissä. Tämä paineistettu vesi käyttää hydraulimoottoria. Hydraulimoottori käyttää hydraulipumppua, joka pumppaa paineistettua merivettä sekundäärisysteemissä käänteisosmoosikalvoille. Käänteisosmoosin avulla saadaan tuotettua makeaa juomavettä. [18]

Vertikaaliset poijupumput toimivat parhaiten syvässä vedessä, jossa aaltojen liike on ympyrämäistä. Aiemmin mainitut lineaariliikkeen aaltosiivet puolestaan hyödyntävät tehoa aalloista parhaiten matalassa vedessä, jossa aaltojen liikerata on elliptinen. Aaltojen liikerata eri syvyyksillä on esitetty aiemmin kuvassa 1.

2.1.2.2 Pyörivän liikkeen poijupumput

Pyörivän liikkeen poijupumput ovat edellä esitettyjen ratkaisuiden tapaan ankkuroitu vedenpohjaan. Näissä pumpuissa poiju toimii aktuaattorina ja tuotettu energia on sähköistä eikä hydraulista. Poijun sisällä on pystysuuntaiseen pyörimisakseliin kiinnitetty epäkeskinen paino. Ankkuriköysi on yhdensuuntainen laitteiston epäkeskon akselin kanssa. Aaltojen velloessa edestakaisin, poiju heiluu puolelta

toiselle ja saa epäkeskopainon ympyräliikkeeseen, jolla käytetään sähkögeneraattoria. Suomalainen yritys Wello Oy kehittää Penguin – nimistä prototyyppiään kohti kaupallista tuotetta.



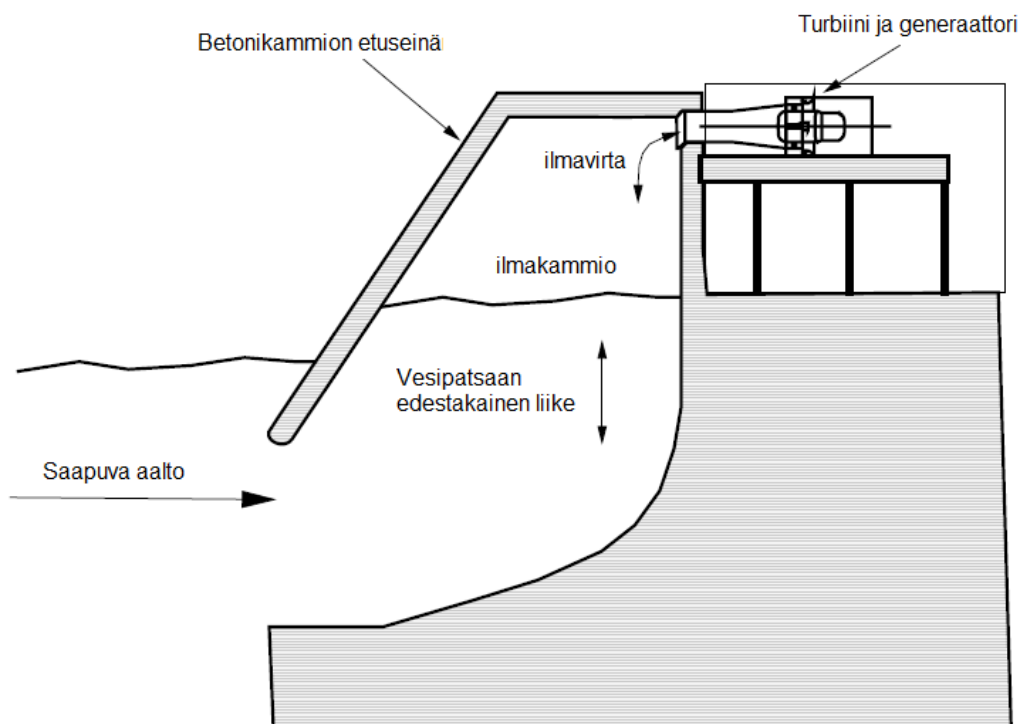
Kuva 6. Wello Penguin -prototyyppi aaltoenergiakeräin. [19]

Kuvan 6 prototyyppin arvioitu teho on 500 kW, mutta kaupallisen laitteen tehoksi on kaavailtu jopa 1 MW [20]. Pyörivän liikkeen poijupumpun etuja on esimerkiksi se, että koneisto ei ole suorassa yhteydessä korroosiota aiheuttavaan merivedeen sekä pitkä käyttöikä, koska sillä ei pumpata laitteistoa kuluttavaa suolavettä. Lisäksi energiaa kehittävä voima on jatkuva pyörivä liike, jossa ei ole epäjatkuvuuskohtia toisin kuin vertikaalisten poijupumppujen sekä aaltosiipien sylintereissä, joissa liike pysähtyy suunnanvaihdon yhteydessä. Sähköä kehittäessä laitteistossa ei tapahdu yhtä paljon energiakonversiohäviöitä kuin muissa aaltoenergiakeräimissä. [19]

2.1.3 OWC-laitos

OWC (Oscillating Water Column) eli suomeksi oskilloiva vesipylväs saadaan aikaiseksi ilmatiiviillä kammiolla, joka rakennetaan merenrantaan. Tämän systeemin periaatekuva on esitetty alla kuvassa 7. Aaltojen velloessa edestakaisin merenpinta kammiossa nousee ja laskee aiheuttaen vaihtelevan korkuisen vesipylvään ilmakammioon. Suljetussa kammiossa on turbiini, joka pyörii vesipylvään

korkeuden muutoksen aiheuttaman ilmavirran avulla. Matalan paineen Wells turbiini on yleisimmin käytetty, koska se pyörii samaan suuntaan virtauksen suunnasta riippumatta. Turbiinin avulla kehitetään kineettisestä energiasta sähköenergiaa. Menetelmän hyötysuhde riippuu pääasiallisesti turbiinin hyötysuhteesta. Kenttäolosuhteissa oskilloivan vesipylvästurbiinin hyötysuhde on 10 % – 30 %, joka on valitettavan heikko [15, s.296]. OWC-laitoksen etuja ovat kuitenkin sen robusti ja yksinkertainen rakenne. [10, s.27] [9, s.890] [21, s.223]



Kuva 7. Oskilloivan vesipylvään toimintaperiaate aaltoenergian tuotannossa. Kuva on muokattu lähteestä [10, s.27].

2.2 Tuulienergia

Aurinko lämmittää epätasaisesti maapalloa ja päiväntasaajalle suuntautuu enemmän säteilyä kuin maan navoille. Lämpötilaerot aiheuttavat alueiden välisiä ilmanpaineen eroja, joiden takia ilmamassat siirtyvät aiheuttaen tuulia. Ilmiön selittää Boylen laki, jonka mukaan paineen kasvaessa tilavuus pienenee samassa

suhteessa. Tällöin paine pakottaa ilman siirtymään kun sen tilavuus on lämme-
tessä kasvanut. Tuulet siis syntyvät auringon säteilyn aiheuttamista lämpötila-
eroista. Tuulien suuntaan ja nopeuteen vaikuttavat maan muodot, viileneminen,
kosteus sekä maapallon pyöriminen. [1, s. 2:2 - 2:3] [2, s.22 - 24]

Tuulienergiaa kerätään pääasiassa pysty- ja vaaka-akselisilla turbiineilla. Tässä
diplomityössä käsitellään vain sellaisia tuuliturbiinityyppejä, jotka voisivat sovel-
tua käytettäväksi käänteisosmoosiprosessin yhteydessä.

Betzin lain mukaan 59 % turbiinin kohtaavasta kineettisestä energiasta voidaan
muuttaa pyörimisenergiaksi. Tämän lisäksi hyötysuhdetta heikentää ilmanvastus,
järjestelmän kitkat sekä vaihteistossa ja energiakonversioissa tapahtuvat häviöt.
Nämä heikentävät yhteensä hyötysuhdetta 10 – 15 %, jolloin tuuliturbiinia pyörit-
tävästä tuulesta voidaan parhaimmillaan hyödyntää noin 50 %. [22, s. 655]. [23,
s.2] [24, s.84 - 88]

2.2.1 Pystyroottori

Pystyroottorisia turbiineita on useita erityyppisiä, joista yleisimmät ovat Darrieus,
Giromill sekä Savonius -turbiinit. Vain Savonius-turbiinia tarkastellaan yksityis-
kohtaisemmin, koska sen ominaisuudet eroavat eniten kolmilapaisesta vaakatur-
biinista.

Pystyakselisessa Savonius-turbiinissa on kaksi pystylapaa, jotka on kierretty spi-
raaliksi pyörimisakselin ympäri, kuten kuvassa 8 on esitetty. Kuvassa 8 vaaka-
suuntaiset viivat ovat tukieviä, joilla tuetaan lavat ja pidetään ilma lapojen välissä.



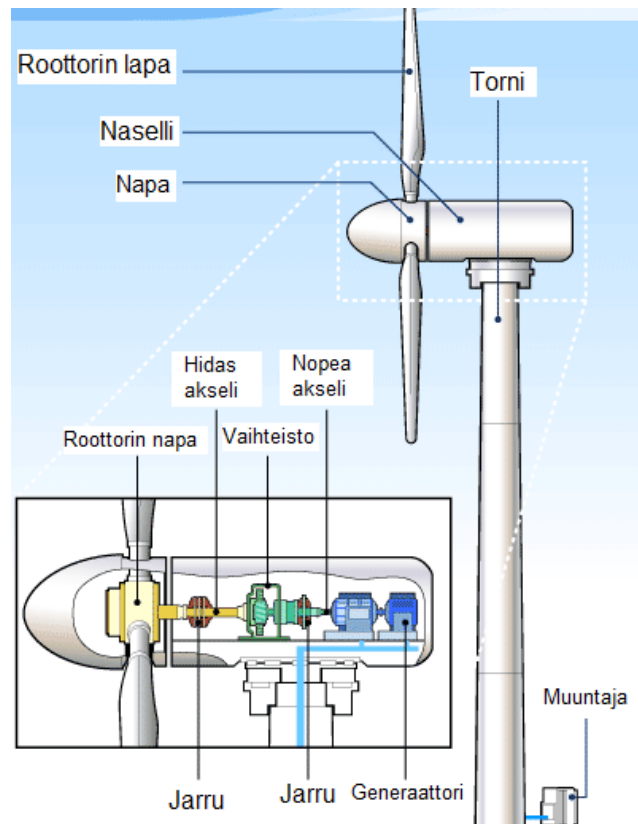
Kuva 8. Windside yhtiön pystytuuliturbiini [25].

Suomalainen Windside Oy on johtava pystyturbiineiden valmistaja maailmalla, Savonius-turbiinista kehitetyllä versiollaan. Pysty akselinen tuuliturbiini vie vähän tilaa eikä tuota pienen liikeratansa vuoksi juurikaan ääntä. Se on toiminnallinen jopa heikolla tuulella (min. 2 - 3 m/s) toisin kuin vaakaroottoriset turbiinit (min. 4 - 5 m/s). Lisäksi pystyroottori kykenee vastaanottamaan tuulivoimaa useasta suunnasta samaan aikaan ja kestää hirmumyrskyt ilman varotoimenpiteitä. Windside-turbiinit ovat robusteja ja luotettavia. Ne kestävät kuumia ja kosteita olosuhteita, eivätkä jäädy talvisin. Pystyturbiinit ovat turvallisempia ihmisille ja eläimille kuin vaakaturbiinit. Savonius-turbiinin hyötysuhde on parhaimmillaan 25 - 35 % [1, s. 1:17 – 1:18]. Windside-turbiineista ei kuitenkaan saada yhtä paljon tehoa kuin vaakaroottorituuliturbiineista. Tämä johtuu huomattavasti pienemmästä koosta ja täten pienemmästä pyyhkäisyypinta-alasta. Windside Oy:n suurin malli generoi keskimäärin vain 2 kW tehoa 10 m/s tuulella. Tämän vuoksi pystyroottoriset turbiinit eivät sovellu suurien käänteisosmoosilaitoksen tehontuottajiksi, ainakaan vielä. [25]

2.2.2 Vaakaroottori

Vaakaroottoriturbiineissa on yleensä kolme lapaa, jotka on kiinnitetty roottorin napaan, kuten kuvassa 9 on esitetty. Roottorin lavat ovat kulmapoikkeutettuja tuulensuunnasta siten, että hitaasti pyörivä akseli saadaan liikkumaan. Vaihteiston

avulla kierroslukua kasvatetaan, jonka jälkeen nopeasti pyörivältä akselilta pyörimisliike muutetaan sähköenergiaksi generaattorilla.



Kuva 9. Vaakaroottorinen tuuliturbiini. Kuva on muokattu lähteestä [26].

Roottorin lapojen kulmaa säätämällä ilmanvastusta voidaan lisätä ja säätää tuulivoiman tehoa. Toisin kuin pystyturbiinit, vaakaroottoriset tuuliturbiinit on suunnattava kohtisuoraan tuulen suuntaan, jotta niistä saataisiin maksimaalinen teho. Pienillä turbiineilla suuntaus toteutetaan tuulen suuntaan ohjautuvan evän avulla, suurissa turbiineissa suuntaus toteutetaan servomotoorilla, jota ohjataan tuulisensorin indikoimalla suuntatiedolla.

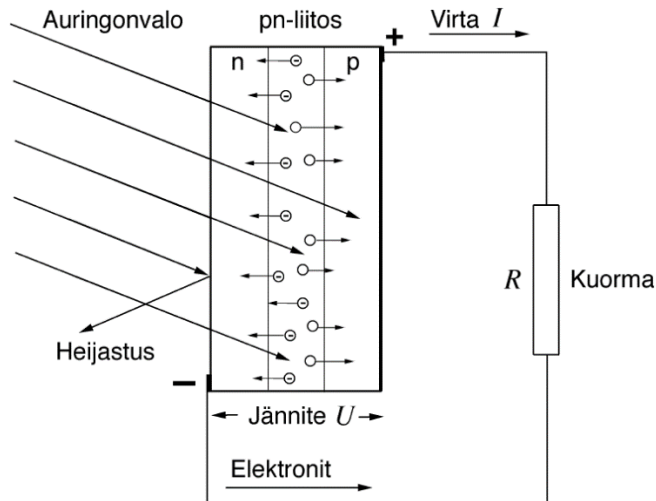
Vaakaroottorisia tuuliturbiineja valmistaa 500 watista 7,5 megawattiin esimerkiksi saksalainen ENERCON yhtiö [27]. Vaakaroottoriturbiineista saadaan suurempi teho kuin saman painoisista pystyroottoreista, koska niiden siipien pyyhkäisy-pinta-ala on huomattavasti suurempi. Lisäksi vaakaroottoreiden hyötysuhde on jopa 40 – 50 %, joka on huomattavasti parempi kuin pystyroottoreilla [1, s.1:18].

Pystyturbiineita saatetaan tulevaisuudessa rakentaa suurempia kokoluokkia, mutta toistaiseksi käänteisosmoosiprosessiin sopivia tehoja saadaan vain vaakaroottorisista tuuliturbiineista.

2.3 Aurinkoenergia

Auringon säteilyä voidaan kerätä sähköiseksi energiaksi tai lämpöenergiaksi. Tässä diplomityössä keskitytään aurinkosähköön, koska se on tyypillinen pienikokoisten RO-laitosten energialähde ja sen hyödyntäminen vaatii vain yhden energiakonversion lisää aalto- ja tuulienergialla toimiviin RO-laitoksiin verrattuna. Aurinkolämmöllä toimivassa RO-laitoksessa puolestaan konversiohäviöitä olisi jo kolme: lämmöstä sähköiseksi, sähköisestä mekaaniseksi ja lopulta mekaanisesta hydrauliseksi. Aurinkolämpöä käytettäessä veden suodatukseen tulisi käyttää myöhemmin esiteltävää membraanituslausta. Membraanituslaus ei kuitenkaan sovellu meriveden suodatukseen yhtä hyvin kuin käänteisosmoosi [6, s.413] [7, s.357].

Auringon säteilystä tuotetaan sähköä aurinkokennoilla, joiden toiminta perustuu valosähköiseen ilmiöön. Aurinkokennot on yleensä tehty pii-happi-polymeeri – puolijohteesta. Useat aurinkokennot muodostavat yhdistettynä aurinkopaneelin. Kuvassa 10 on esitetty aurinkokennon toimintaperiaate. [28, s.106]



Kuva 10. Aurinkokennon toimintaperiaate [29, s.1].

Kuvassa 10 osa auringon valon fotoneista heijastuu kennonpinnasta ja osa pääsee ohuen pintakerroksen läpi ja muodostaa elektroni-aukkopareja pn-liitoksessa. pn-liitos eristää p- ja n- tyyppiset silikonilevyt. Pareista elektroneit kulkeutuvat n-levylle ja aukot p-levylle. Tästä ilmiöstä syntyy jännite U , jonka avulla elektroneit voivat kulkea vain yhteen suuntaan. Näin syntyy sähkövirta, jonka suunta on elektronivirtaan nähden käänteinen. Aurinkokennoa voidaan ajatella suurena fotodiodina. [29, s.1] [2, s.339 – 340]

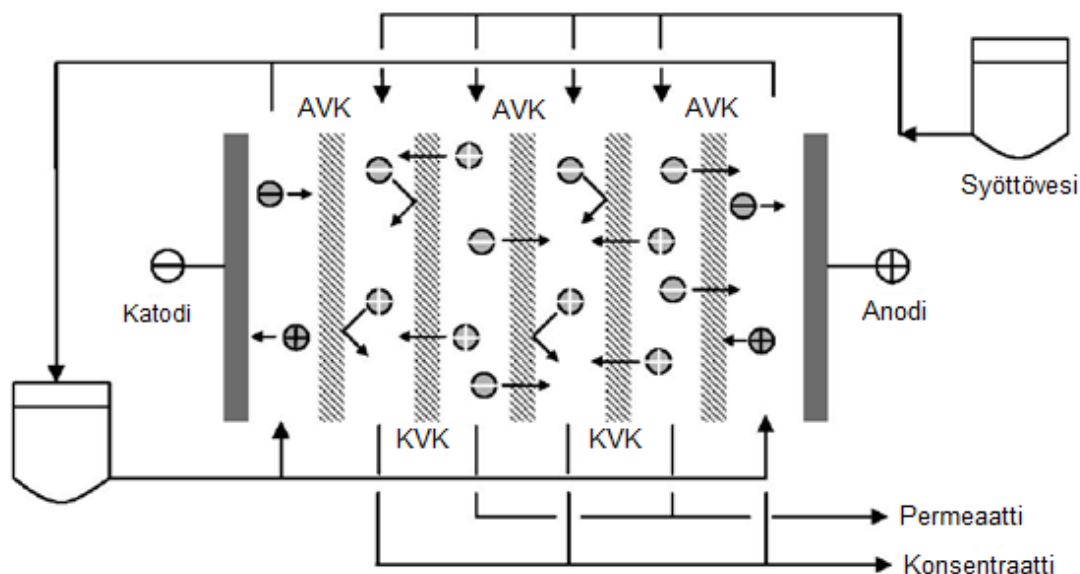
Aurinkopaneelien hyötysuhde on parhaimmillaan 25 – 35 %, joka on muiden uusiutuvien energianlähteiden hyötysuhteisiin verrattuna alhainen [2, s.384] [30, s.103] [28, s.106]. Aurinkopaneelien päivittäistä hyötysuhdetta voidaan parantaa järjestelmällä, joka kohdistaa paneelin kohti aurinkoa. Tällä kohdistuksella energian keräystä voidaan parantaa jopa 15 - 25 % [31, s.103].

3 Desalinaatiomenetelmät

Suolaa ja muita epäpuhtauksia esiintyy merivedessä ja ns. murtovesissä, jotka ovat suolapitoisia vesialueita, mutta eivät yhtä suolaisia kuin valtameret. Veden suolapitoisuutta kutsutaan saliniteetiksi ja desalinaatiolla tarkoitetaan suolan poistamista vedestä. Suolan erotukseen vedestä on erilaisia tekniikoita, joista yleisimmät ovat elektrodialyysi, tislauksekä käänteisosmoosi.

3.1.1 Elektrodialyysi

Elektrodialyysissä poistetaan vedestä suolaioneja vahvan sähkökentän avulla kun vesi ohittaa kationivaihto- ja anioninvaihtokalvot. Kationinvaihtokalvo (KVK) päästää läpi vain kationit ja anioninvaihtokalvo (AVK) päästää läpi vain anionit. Näin suolavedestä suodatetaan positiiviset natriumionit ja negatiiviset kloridi-ionit, jolloin jäljelle jää vain makeavesi. [21, s.225] [7, s.357]



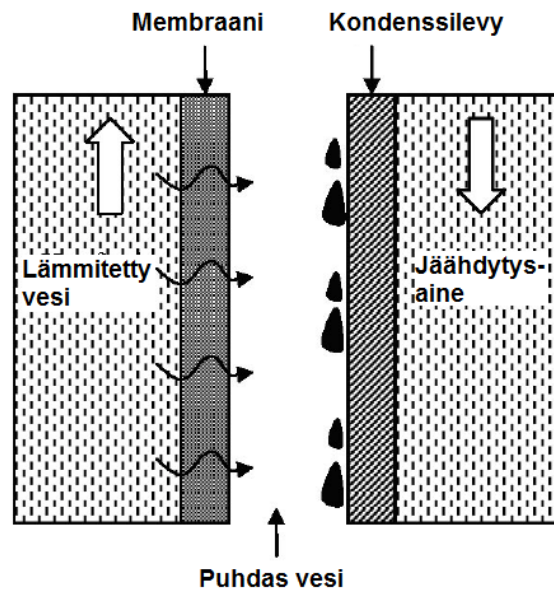
Kuva 11. Elektrodialyysin toimintaperiaate. Kuva on muokattu lähteestä [21, s.226].

Yllä kuvassa 11 on esitetty tyypillisen elektrodialyysilaitteiston toimintaperiaate. Anodin ja katodin välille luodaan sähkökenttä ja näiden väliin asetetaan useita anodin- ja katodinvaihtokalvoja vuorotellen. Joka toisessa välikössä on puhdasta

vettä eli permeaattia ja joka toisessa korkean suolapitoisuuden konsentraattia. Kalvojen tukkiutumisen estämiseksi katodin ja anodin välinen sähkökenttä käännetään noin 20 minuutin välein. [21, s.225]

3.1.2 Membraanituslaus

Membraanituslauksessa vettä lämmitetään ja pusketaan membraanin eli kalvon lävitse. Kalvo on hydrofobinen ja estää veden kulun lävitseen, mutta päästää kuitenkin vesihöyryn läpi. Lämmittämällä vettä veden höyrystymispaine on alhaisempi ja matalan paineen avulla höyry kulkee membraanin läpi. Tämä vesihöyry tiivistetään vedeksi kondenssilevyllä, jota jäähdytetään jatkuvasti. Näin syntynyt vesi on erittäin puhdasta. Kuvassa 12 on esitetty membraanituslausprosessi. [21, s.215 - 216] [7, s.355]



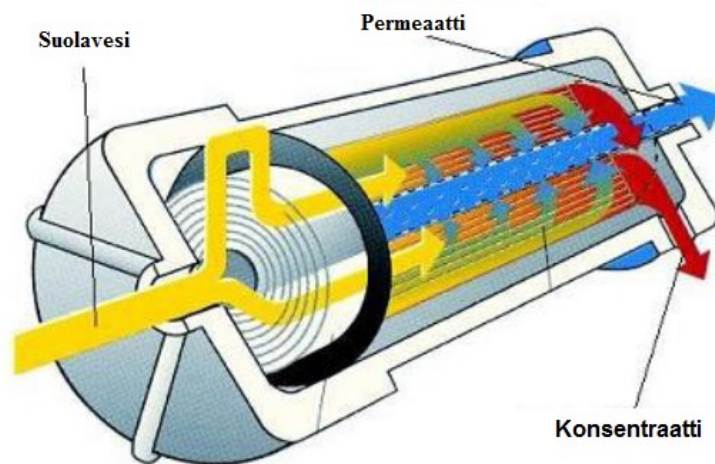
Kuva 12. Membraanituslauksen toimintaperiaate. Kuva on muokattu lähteestä [21, s.216].

3.1.3 Käänteisosmoosi

Osmoosissa liuotin kulkee puoliläpäisevän kalvon läpi siten, että molemmille puolelle jää sama konsentraatio. Tämä johtuu siitä, että huokokset puoliläpäisevässä

kalvossa hylkivät muita aineita kuin liuotinta eli vettä [32, s.195]. Liuotin siirtyy hydrostaattisen paineen avulla korkeamman pitoisuuden puolelle. [33, s.15]

Osmoosin käänteisreaktio on käänteisosmoosi. Käänteisosmoosissa paineen avulla veden ja suolan seoksesta pakotetaan liuotin (vesi) puoliläpäisevän kalvon läpi ja veteen liuenneet aineet jäävät kalvon toiselle puolelle [33, s.15]. Käänteisosmoosissa eli Reverse Osmosis (RO) on kolme virtausta: syöttö, permeaatti sekä konsentraatti [31, s.98]. Syöttövirtauksena käytetään merivettä tai murto- vettä. Permeaatti on kalvon läpi suodattunut makea vesi ja konsentraatti korkean suolapitoisuuden vesiliuosta. Käänteisosmoosi tapahtuu kuvan 13 mukaisella puoliläpäisevällä kalvolla, jossa vain vesi kulkeutuu läpi kalvon läpi. Käänteisosmoosikalvo suodattaa jopa 98 – 99,5 % kaikista liuenneista kiinteistä aineista [5, s.1] [34]. [21, s.218 - 219] [7, s.357]

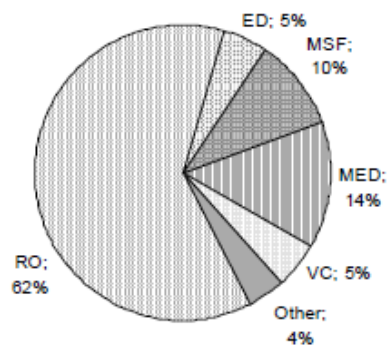


Kuva 13. Käänteisosmoosikalvon toimintaperiaate. Kuva on muokattu lähteestä [35].

Tarvittava paine suolan erottamiseksi riippuu veden saliniteetista. Murtovesien desalinaation tarvitaan 15 - 30 barin paine ja merivedelle 55 – 70 barin paine [33, s. 15]. Mitä enemmän makeaa vettä tuotetaan puoliläpäisevän kalvon läpi, sitä korkeampi pitoista konsentraattia syntyy. Tämän vuoksi kalvolla voidaan suodattaa vain rajallinen määrä makeaa vettä ilman kalvojen tukkimista. Merivettä suodattaessa RO systeemillä 15 – 45 % virtauksesta suodatetaan ja murtovesistä jopa 90 % suodatetaan makeaksi vedeksi. [31, s.98 - 99]

3.1.4 Menetelmien vertailu

Hydraulista korkeapainemeresipumppua suunniteltaessa voidaan karsia menetelmät, joita käytetään sähkö- tai lämpöenergialla. Elektrodialyysissä (ED) ja membraanitislauksessa (MED) käytetään sähkö- ja lämpöenergiaa kun taas käänteisosmoosissa paineistetaan vettä hydraulisesti. Tutkimusten mukaan käänteisosmoosi myös sopii parhaiten meriveden suodatukseen [6, s.413] [7, s.357]. Käänteisosmoosimenetelmässä on paras hyötysuhde korkeapitoista suolavettä käytettäessä. Käänteisosmoosiin tarvitaan nyky menetelmin energiaa noin 3 - 4 kWh/m³ [4, s.229] merivettä suodatettaessa ja 1 kWh/m³ murtoveden suodatuksessa [5, s.2]. Elektrodialyysia käytetään pääasiassa murtovesien suodatukseen [21, s.225] [7, s.357]. Kuvassa 14 on eritelty eri desalinaatiomenetelmien käyttöasteet kun niiden käyttämiseen hyödynnetään uusiutuvaa energiaa.



Kuva 14. Uusiutuvan energian kanssa käytettävien desalinaatiomenetelmien käyttöasteet. [7, s.350]

Käänteisosmoosin (RO) käyttö on suosituinta 62 % käyttöasteella (kuva 14). Lisäksi RO systeemin etuja ovat edullinen investointi, helppokäyttöisyys, kapasiteetin nopea muokkaaminen, toimivuus huoneenlämpötilassa sekä lyhyt asennusaika [31. s.99].

4 Käänteisosmoosilaitokset

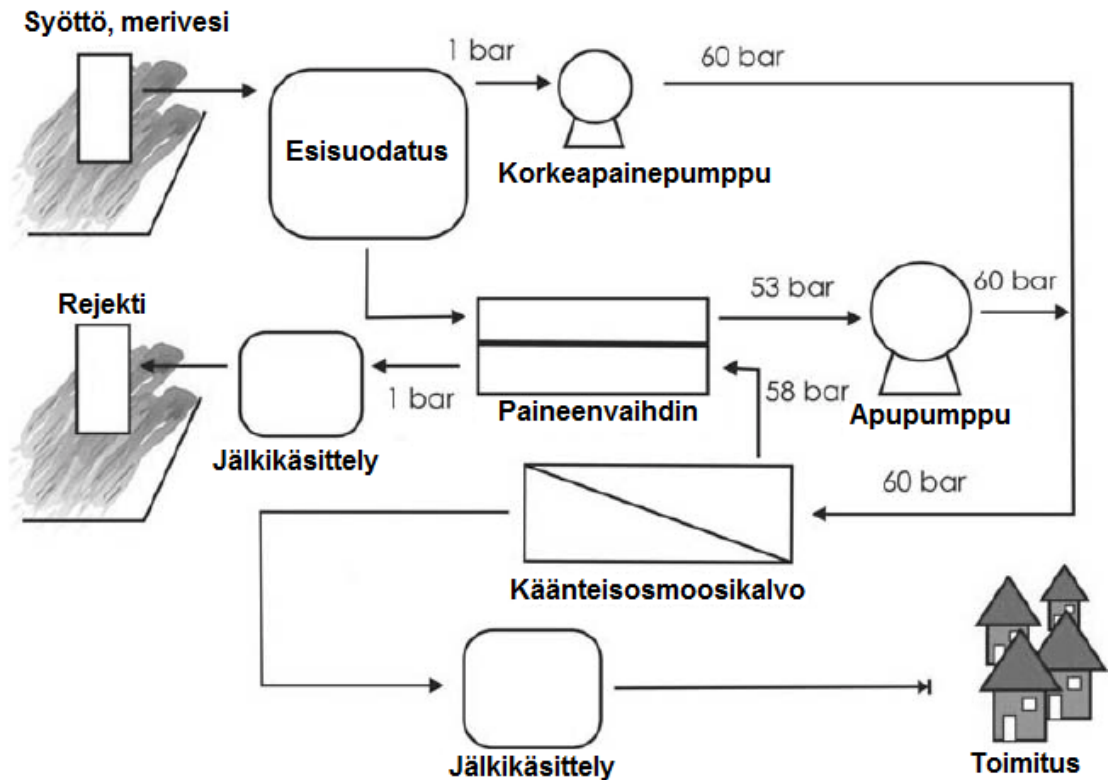
Käänteisosmoosilaitos tuottaa suolaisesta syöttövedestä juomakelpoista makeaa vettä. Tässä prosessissa on useita osakokonaisuuksia, joihin kaikkiin ei tutustuta tarkemmin, mutta uppomäntäpumpun kannalta oleellimmat kokonaisuudet esitellään. Nämä ovat käänteisosmoosikalvo sekä konsentraatin paine-energian hyödyntävä laite. Käänteisosmoosikalvon ominaisuudet aiheuttavat tilavuusvirrasta riippuvan kuorman pumpulle ja paine-energian hyödyntäminen on oleellista korkean hyötysuhteen saavuttamiseksi käänteisosmoosilaitoksessa.

Käänteisosmoosikalvon ominaisuudet käsitellään myöhemmin kappaleessa ”7.3 Vaihteleva kuorma”. Tässä osuudessa käsitellään käänteisosmoosilaitostyyppisiä ja lopuksi keskitytään paine-energianhyödyntämlaitteistoihin, jotka ovat olennainen osa käänteisosmoosilaitoksen kokonaishyötysuhteen kannalta.

4.1 Tyypillinen käänteisosmoosilaitos

RO-laitoksen tyypillinen rakenne on esitetty kuvassa 15. Merivesi esisuodatetaan ennen korkeapainepumppua, joka pumpkaa meriveden RO-kalvolle. Kalvon jälkeen makea vesi jälkikäsitellään ennen kuin se on juomakelpoista.

Esisuodatuksessa poistetaan kaikki kalvoa vahingoittavat ja tukkivat epäpuhtaudet. Esisuodatus jaotellaan yleensä kahteen ryhmään, fysikaaliseen ja kemialliseen käsittelyyn. Fysikaalinen suodatus toteutetaan patruuna-, kalvo tai hiekka-suodattimilla. Kemiallinen käsittely suoritetaan saostuskemikaaleilla ja desinfiointiaineilla sekä mahdollisesti sähköisillä erotusmenetelmillä. Veden pH-arvoa myös alennetaan ennen RO-kalvoa, jotta kalvon suodatuskyky paranee. Käänteisosmoosikalvon jälkeen vettä puhdistetaan kloorilla sekä lisätään kalvon suodattamat mineraalit, joita ihminen tarvitsee juomavedessään [33, s.9, 39 - 42]



Kuva 15. Yksinkertaistettu RO-laitos, jossa käytetään energiantalteenottoa. Kuva on muokattu lähteestä [33, s.9].

Kuvan 15 käänteisosmoosilaitoksessa konsentraatin paine-energia hyödynnetään paineenvaihtimella, jonka eri tyyppejä käsitellään tarkemmin luvussa ”4.3 Konsentraatin paine-energian hyödyntäminen”. Energiaa otetaan talteen konsentraatista, joka on korkeapaineista ja hyvin suolapitoista vettä. Tämän jälkeen suolavesi johdetaan apupumpun (paineenkorostuspumpun) kautta käänteisosmoosikalvolle. Kun RO-laitoksessa käytetään energian talteenottoa, makean veden tuotantoon tarvitaan vähemmän energiaa. Tällöin korkeapainepumppu on pienempi kuin ilman energian talteenottoa [36, s.45]. Samalla laitoksen hyötysuhde nousee jopa 40 – 60 % [36, s.45] [37] [6, s.414].

4.2 Uusiutuvalla energialla toimivat RO-laitokset

Käänteisosmoosilaitoksen suurin kustannus on käyttöenergia. Tämän vuoksi on kehitetty uusiutuvalla energialla toimivia RO-laitoksia. Näistä suosituimpia ovat

tuuli- ja aurinkoenergialla toimivat laitokset [4, s.229 - 230]. Jotta näiden laitosten käyttäminen olisi kannattavampaa, RO-laitoksen hyötysuhdetta tulisi kasvattaa. Etenkin pienimmät RO-laitokset rakennetaan usein ilman energian talteenottojärjestelmää, jolloin jopa 70 % energiasta voi jäädä hyödyntämättä [4, s.229]. Aaltoenergialla toimivia RO-laitoskonsepteja on jo kehitetty [18], mutta niiden käytöstä on julkaistu vain vähän tutkimuksia. Seuraavaksi syvennyttään erityyppisiin uusiutuvalla energialla toimiviin RO-laitoksiin.

4.2.1 Aalto-RO

Aaltoenergia sopii hyvin käytettäväksi desalinaatioon, koska sekä energianlähde että raaka-aine ovat samassa paikassa. Aaltoenergiaa käyttäessä tehonlähteenä voidaan hyödyntää sen mekaaninen energia hydraulisesti, ilman ylimääräistä energiakonversiota sähkön kautta. Mekaanista energiaa tuottavalla aaltoenergia-keräimellä voidaan käyttää merivesipumppua, joka tuottaa paineen RO-kalvolle. Tällöin ei tarvitse ensiksi muuttaa mekaanista energiaa sähköiseksi generaattorilla ja sen jälkeen hydrauliseksi sähkömoottorilla ja pumpulla. Karsimalla sähkökonversiolaitteet RO-laitoksen hyötysuhde paranee ja alkuinvestointikustannus on edullisempi kun akkuja, sähkögeneraattoria eikä -moottoria tarvita. Tuulienergiaa hyödynnettäessä mekaaninen energia voidaan myös muuttaa suoraan hydrauliseksi. [6, s.413]

Aaltoenergialla toimiviin RO-laitoksiin on erilaisia vaihtoehtoja, kuten aiemmin on esitetty luvussa "2.1 Aaltoenergia". Aaltoenergian käyttämistä desalinaatioon on kehitetty jo 20 vuotta sitten (DelBuoy) ja useita muita ratkaisuja on esitetty sen jälkeen (AquaBuoy, McCabe wave pump, OMI wave pump, CETO ja monia muita). Näissä projekteissa ei kuitenkaan ole esitetty miten paineistettua vettä tai RO-kalvoja käytetään ja miten energiantalteenotto mahdollistetaan. [6, s.413]

Intiassa rakennettiin 1990 OWC-laitos Vizhinjamin Keralaan tuottamaan desalinoitua vettä. Tässä laitoksessa OWC-laitoksen Wells turbiini kerää aaltojen synnyttämästä ilmapirrasta energian, jonka se muuttaa sähköksi ja lataa akkuja. Akkujen avulla pyöritetään sähkömoottoria, joka käyttää hydraulipumppua, jolla

pumpataan paineistettu vesi RO-kalvoille. Tämän RO-laitoksen hyötysuhde on heikko, johtuen useista energian muodonmuutoksista ja energian väliaikaisesta säilytyksestä. [38, s. 1660 - 1663]

4.2.2 Tuuli-RO

Monien tutkijoiden mielestä tuulienergia on lupaavin vaihtoehto sähkön ja veden tuotantoon [28, s.108]. Tuulienergiakeräimen hyötysuhde on parhaimmillaan 50 % saatavilla olevasta tuulienergiasta ja nykyisissä vaakaturbiineissa se on parhaimmillaan noin 40 - 50 % [22, s. 655] [1, s.1:18]. Tuulienergialla toimivia RO-laitoksia on maailmanlaajuisesti ja niitä käytetään sekä meriveden että murtoveden suodattamiseen. Murtoveden suodatuksessa tuulienergialla tuotetun veden hinta on jossain tapauksissa saatu jopa alhaisemmaksi kuin dieselillä tuotetun [39, s.525]. Tällöin etenkin syrjäseuduilla on kannattavampaa suodattaa murtovettä tuulienergialla kuin fossiilisilla polttoaineilla.

Tuulienergiaa käytetään myös aurinkoenergian rinnalla RO-laitoksissa, jolloin ympäristöstä saatavan energian saanti tasaantuu. Tällaisissa laitoksissa saattaa myös olla varalla dieselmoottori, joka ylläpitää laitteiston toimintaa jos uusiutuvaa energiaa ei ole saatavilla. Nämä laitokset pyritään mitoittamaan niin, että suurimman osan ajasta uusiutuvasta energiasta saadaan enemmän energiaa kuin RO-laitos tarvitsee ja tämä ylijäämäenergia myydään yleisen sähköverkoston käyttöön. [40, s.192 - 193]

4.2.3 Aurinko-RO

Auringon säteilyenergian muuttaminen sähköenergiaksi voidaan toteuttaa aurinkokennoilla, jotka esiteltiin aikaisemmin kappaleessa "2.3 Aurinkoenergia". Aurinkokennoon saapuvan säteilyn fotonit aiheuttavat elektronivirran, joka johdetaan akkuun tai aktuaattoriin. [2, s.339 – 340]

Aurinkopaneeleita käytetään eniten pienen luokan RO-laitoksissa, koska paneelit ovat lähes huoltovapaita ja sen vuoksi niillä on edullinen elinikäkustannus [41,

s.4]. Aurinkopaneelien varjopuolena on kuitenkin korkea investointikustannus [21, s. 219] [28, s.107].

Aurinkoenergialla toimivassa RO-laitoksessa sivun 23 kuvassa 15 olevan korkea-painepumpun sähkömoottori saa tehonsa aurinkopaneeleista. Usein aurinkopaneelien energia säilötään akkuihin, jotta energiaa olisi käytettävissä ympäri vuorokauden [41, s.4]. Akkujen käyttöä pyritään kuitenkin välttämään RO-laitosta suunniteltaessa, koska ne menettävät huonoimmassa tapauksessa jopa 25 % niihin varastoidusta energiasta [4, s.230]. Lisäksi lämpimissä olosuhteissa akut kuluvat nopeammin ja niitä joudutaan vaihtamaan jopa 2 vuoden välein [4, s.230]. Ympäristön lämpötilan on oletettu vaikuttavan aurinkopaneelien hyötysuhteeseen merkittävästi, mutta tutkimukset ovat osoittaneet, että se vaikuttaa vain mittattoman vähän aurinkopaneelien hyötysuhteeseen [2, s.386].

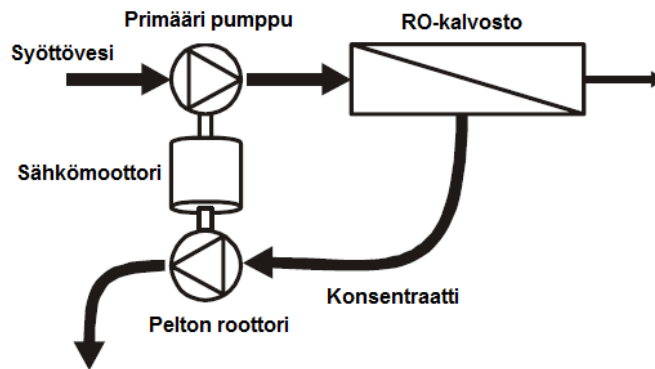
Aurinko-RO-laitoksia on myös tehty ilman akkuja [21, s.219 - 220] [41]. Tämä aiheuttaa kuitenkin vaihtelevan käyttötehon, joka saattaa vahingoittaa RO-kalvoa pitkällä aikavälillä. Lyhyellä aikavälillä (alle kuukaudessa) käänteisosmoosikalvoja voidaan käyttää vaihtelevalla teholla [42, s.31]. Akuttomassa aurinko-RO-laitoksessa voitaisiin siis myös käyttää tässä diplomityössä tutkittavaa AHPD-pumppua.

4.3 Konsentraatin paine-energian hyödyntäminen

Käänteisosmoosilaitoksissa otetaan tyypillisesti konsentraatin energia talteen tai se käytetään uudelleen, jotta laitoksella olisi parempi hyötysuhde. Konsentraatin paine-energian hyödyntäminen voidaan toteuttaa esimerkiksi Pelton-turbiinilla, hydraulisella turbolla, DWEER-paineenvaihtajalla, rotaatiopaineenvaihtajalla tai Clark-pumpulla.

4.3.1 Pelton-turbiini

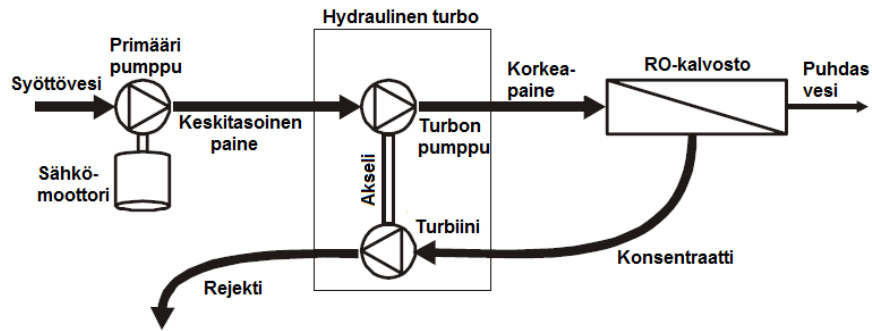
Pelton-turbiinia käytetään yleisesti suurissa laitoksissa. Pelton-roottoria voidaan käyttää sähkön tuotannon sijaan suoraan avuksi moottorin akselilla, kuten kuvassa 16. Tällöin paineistettu vesi pyrkii auttamaan sähkömoottorin pyörimistä ilman sähköistä yhteyttä. Pelton-turbiini on yksinkertainen ja luotettava, mutta kaukana ihanteellisesta ratkaisusta. Kun etäännytetään suunnitellusta toimintapistteestä, Pelton-turbiinin hyötysuhde pienenee merkittävästi. Lisäksi turbiinin pyörimisnopeus on paljon suurempi kuin sähkömoottorin, jolloin väliin tarvitaan myös vaihteisto. Pelton turbiini on toisaalta hyvä valinta, jos konsentraatilla halutaan tuottaa sähköä. [41, s.32]



Kuva 16. Pelton roottori RO-laitoksen primääripumpun avustuksena. Kuva on muokattu lähteestä [41, s.32].

4.3.2 Hydraulinen turbo

Yhdysvaltalainen hydraulitekniikan yritys Fluid Equipment Deleopment Co. (FedCo) valmistaa hydraulisia turboja, joiden toimintaperiaate on hyvin samanlainen kuin auton turboahdin [37]. Auton turboahdin kompressoii moottorille saapuvaa ilmaa, jotta moottori toimisi tehokkaammin. Tätä turbon kompressoria pyöritetään pakokaasujen lämpöenergian avulla.

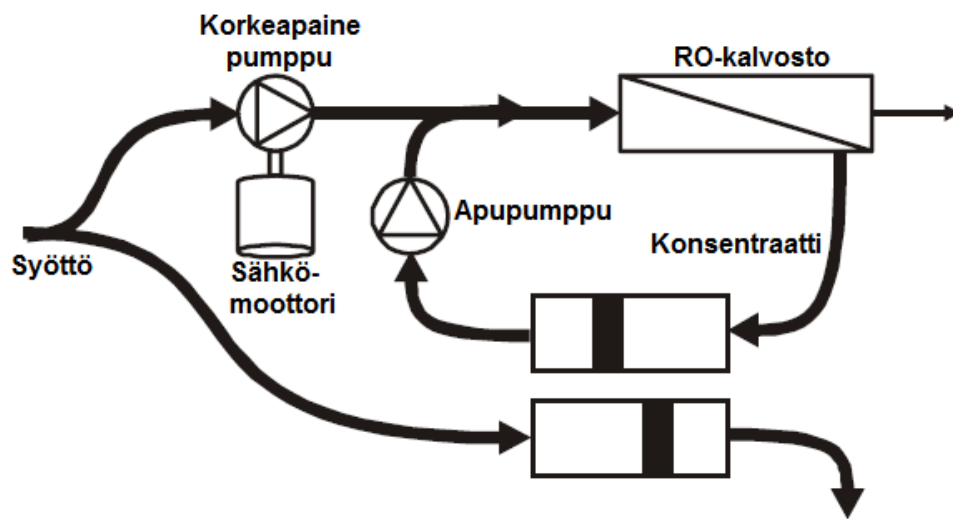


Kuva 17. Energian talteenotto on toteutettu RO-laitoksessa hydraulisella turbolla. Kuva on muokattu lähteestä [41, s.33].

Hydraulisessa turbossa konsentraatin paine-energia siirretään turbon pumpuun, joka nostaa primääripumpulta saatua painetta. Tällöin primääripumpun ei tarvitse nostaa painetta yhtä korkeaksi kuin tyypillisessä RO-laitoksessa. Kuvassa 17 on esitetty hydraulisen turbon pääkomponentit: pumppu, akseli ja turbiini. FedCon valmistaman hydraulisen turbon HPB:n (Hydraulic Pressure Booster) hyötysuhde on 80 %, joka on seuraavaksi esiteltäviin laitteisiin verrattuna heikompi, mutta se ei tarvitse erillistä apupumppua tuekseen [37]. [41, s.33]

4.3.3 DWEER-paineenvaihtaja

Flowserve yrityksen Dual Work-Exchanger Energy-Recovery (DWEER) – paineenvaihtaja koostuu kahdesta pitkän iskun sylinteristä, joissa on pelkkä mäntä. Ensimmäisen vaiheen aikana sylinterissä 1 konsentraatti työntää mäntää ja paineistaa toisessa kammion syöttövettä. Samanaikaisesti sylinteri 2 täyttyy uudella matalapaineisella syöttövedellä, joka puskee lähes paineettoman rejektin pois sylinteristä. Seuraavassa vaiheessa sylinterit tekevät vastakkaiset toiminnot. Sylindereitä ohjaavat automaattiset venttiilit mahdollistavat DWEER-paineenvaihtajan korkean hyötysuhteen, joka on jopa 98 % tehdasolosuhteissa [43]. [41, s.33 - 34]

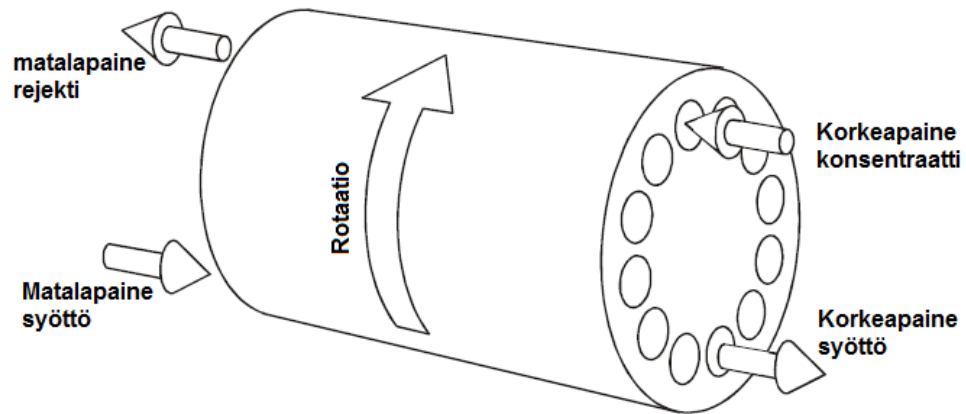


Kuva 18. DWEEER-paineenvaihdin RO-laitoksessa. Kuva on muokattu lähteestä [41, s.34].

Kuten kuvasta 18 voidaan havaita, DWEEER-paineenvaihdin tarvitsee avukseen apupumpun, jonka avulla paine kohotetaan tarpeeksi korkeaksi RO-kalvostoa varten. Painetta pitää kohottaa, koska muutaman barin painehäviö syntyy RO-kalvolla sekä painenvaihtimessa. DWEEER on isobaarinen painenvaihtaja, jossa paine pysyy vakiona ja energia siirtyy.

4.3.4 Rotaatiopaineenvaihdin

Sadoissa RO-laitoksissa on käytössä Energy Recovery Inc.(ERI) yrityksen Pressure Exchanger (PX) rotaatiopaineenvaihtajia, jotka ovat keraamista valmistettuja männättömiä painenvaihtimia [44]. DWEEERin tapaan tämäkin laitteen toiminta on isobaarista. Kuvan 19 neljää virtausta kuvaavaa nuolta osoittavat paikan johon kyseinen virtaus johdetaan. Vuorotellen puolet keskusosan kanavista on korkeassa paineessa ja puolet matalassa. Keskiosan pyöriessä korkeapainekonsentraatti siirtää paine-energiansa matalapaineiselle syöttövedelle, joka johdetaan takaisin RO-kalvolle.

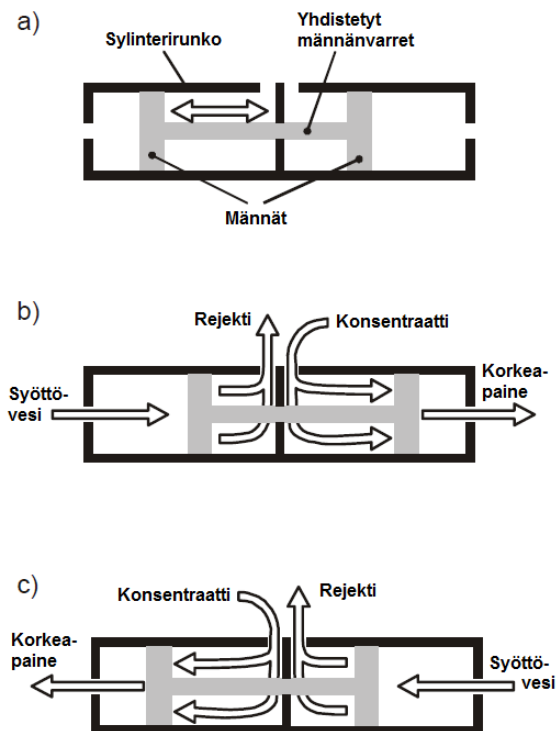


Kuva 19. Pressure Exchangerin toimintaperiaate. Kuva on muokattu lähteestä [41, s.34].

Tämä pyöriminen tapahtuu 1200 r/min ja tarpeeksi korkea pyörimisnopeus on kriittistä, jotta konsentraatti ei sekoitu liikaa uuteen syöttöveeten. Pyörivä liike aikaansaadaan virtauksella eikä laitteen yhteydessä tarvita venttiileitä, jonka takia PX on hyvin robusti ja yksinkertainen. Pressure Exchanger toimii yli 97 % hyötysuhteella sekä niitä voidaan kytkeä useita kymmeniä samaan laitokseen, jonka vuoksi niitä voidaan käyttää kaiken kokoisissa RO-laitoksissa. Laitteessa on myös haittapuolensa. Konsentraatin painetaso ei ole tarpeeksi suuri RO-kalvolle, jolloin RO-kalvojen ja PX:n väliin tarvitaan apupumppu. [36, s.44 - 46]

4.3.5 Clark-pumppu

Clark-pumpussa on kaksi mäntää samalla akselilla. Pumpun sylinterin sisemmät kammiot käsittelevät RO-kalvolta saapunutta korkeapaineista konsentraattia ja lähes paineetonta rejektiä. Uloimpiin kammioihin imetään vuorotellen uutta syöttöettä. Syklin toisessa vaiheessa konsentraatin paineen avulla syöttövesi pumpataan RO-kalvoille. Syöttöettä paineistetaan keskipainetason apupumpulla, jolloin Clark-pumpun tuottama vesi on tarpeeksi korkeapaineista RO-kalvoille. [41, s.38 - 39] [45].



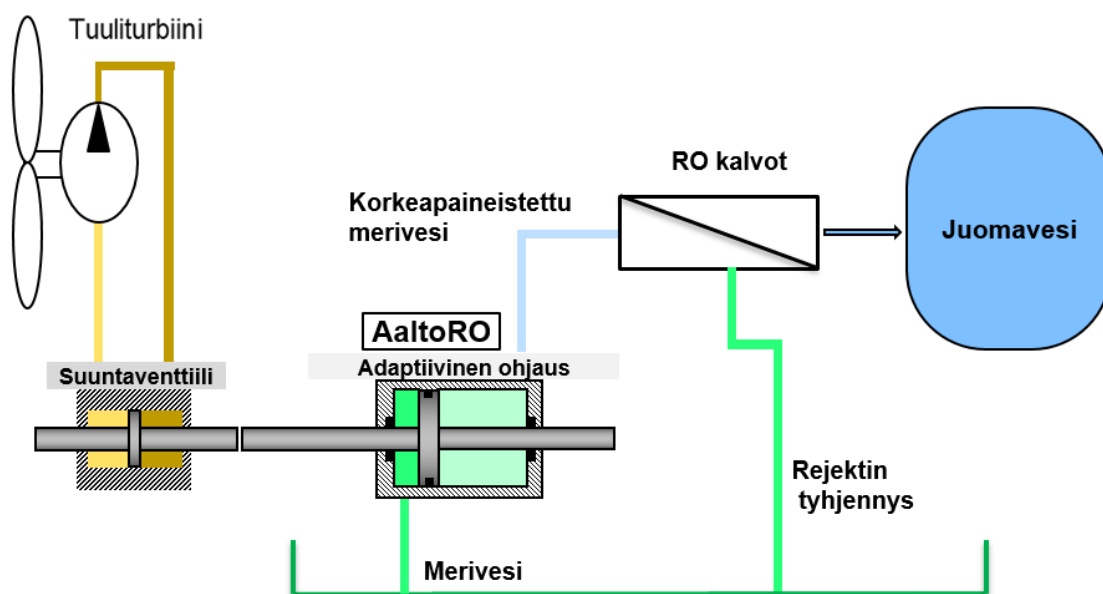
Kuva 20. Clark-pumpun a) osat, b) vaihe 1 sekä c) vaihe 2. Kuva on muokattu lähteestä [41, s.38].

Clark-pumppu on sijoitettu RO-laitokseen samoin kuten luvun ”4.3.2 Hydraulinen turbo” sivulla 27, kuvassa 17. Se tarvitsee hydraulisen turbon sijaan erillisen syöttövettä pumppaavan syöttöpumpun, mutta toimii huomattavasti paremmalla hyötysuhteella (90 – 97 %) kuin hydraulinen turbo [4, s.231].

5 Tutkimus Aalto-yliopistossa

5.1 AaltoRO projekti

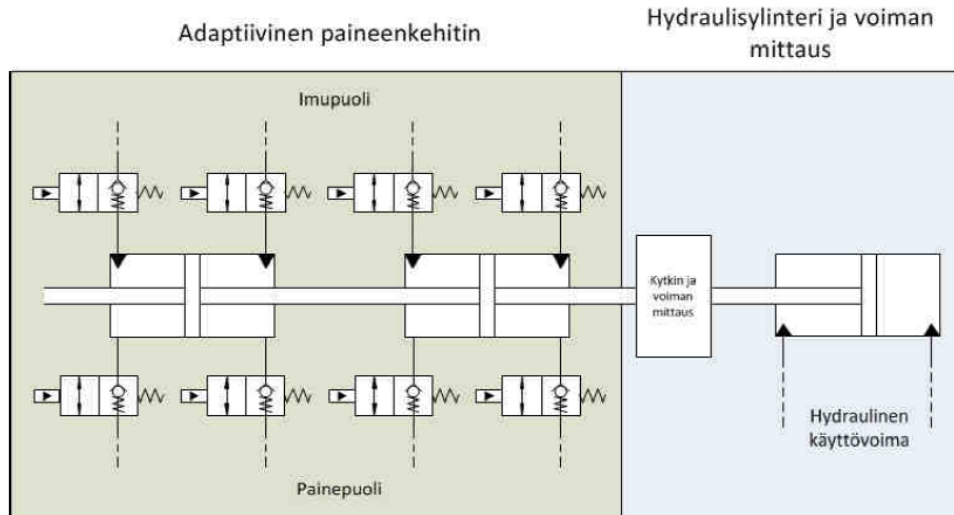
AaltoRO on lyhenne Aalto-yliopiston Reverse Osmosis – tutkimuksesta, joka on tässä työssä esitetyn projektin edeltäjä. AaltoRO projektiin on tehty kolme diplomityötä, Heidi Heikkisen, Markus Yläsen ja Tomi Hämäläisen toimesta [46] [47] [12]. Yläsen diplomityötä uutisoitiin myös Tekniikka ja Talous – lehdessä [48] sekä hän kirjoitti siitä tieteellisen artikkelin [49]. Projektissa oli myös alun perin aaltovoimakäytön tutkimukseen tarkoitettu, pitkäiskuseen lineaariliikkeeseen perustuva koelaitte, jolla testattiin adaptiivisten tilojen käyttöä [12]. Kuvassa 21 on periaatekuva AaltoRO-laitteesta sovitettuna tuuliturbiinikäyttöön.



Kuva 21. AaltoRO-laitos.

Kuvassa 21 tuuliturbiinilta saatu rotaatioenergia muutetaan hydraulimoottorilla, suuntaventtiilillä ja hydraulisynterillä lineaariliikkeeksi, jotta lineaariliikkeeseen perustuvaa AaltoRO-pumppua voidaan käyttää tuuliturbiinin rotaatioliikkeellä. Tuuliturbiinin tilalla voisi olla myös aaltosiipi, joka tuottaa lineaarista liikettä. Tuu-

liturbiinin tai aaltosiiven tuottama kineettinen liike-energia muutetaan paine-energiaksi AaltoRO-pumpulla ja merivesi ohjataan RO-kalvoille. AaltoRO-koelaitteessa konsentraatin paine-energiaa ei hyödynnetty, mutta konseptitasolla pohdittiin konsentraatin käyttöä sähkön tuottamiseen Pelton-turbiinin avulla.



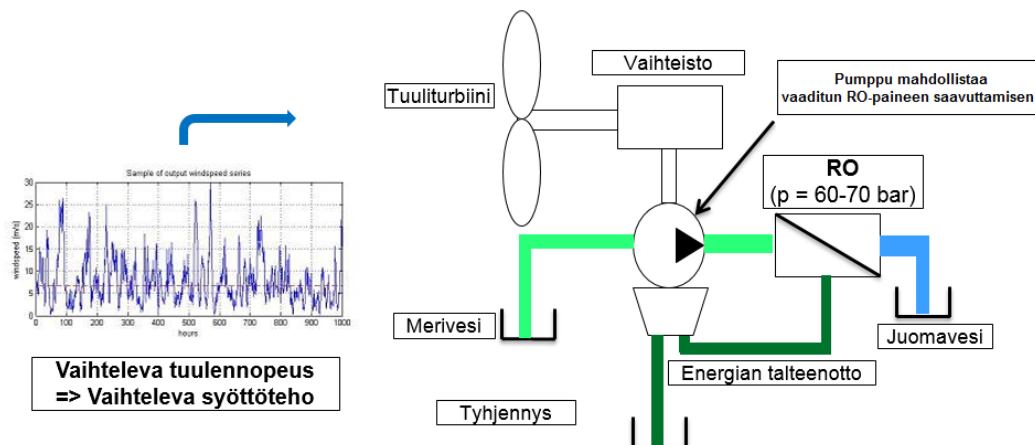
Kuva 22. AaltoRO-laitteisto, jossa on adaptiivinen paineenkehitin ja käytävä hydraulisyylinteri. [12]

Kuvassa 22 on esitetty AaltoRO-koelaitteisto. koelaitteistossa on kaksi männänvarsistaan toisiinsa kytkettyä vesihydraulisyylinteriä, jotka molemmat toimivat samanaikaisesti. Testikäytössä AaltoRO-koelaitteistoa käytettiin öljyhydraulisyylinterillä. Sylintereiden syrjäytuspinta-alat ovat erisuuruisia männän molemmin puolin. Tämä toteutettiin eripaksuisilla männänvarsilla. Kullakin sylinterikammioilla on omat imu- ja paineventtiilit. Yhteensä AaltoRO-laitteistossa on neljä imuventtiiliä ja neljä paineventtiiliä. Venttiilit ovat hydraulisesti esiohjattuja 2-tie venttiileitä, jotka perusasennossa toimivat tavallisina vastaventtiileinä. Hydraulisen esiohjauksen avulla venttiilit voidaan myös pakottaa auki. Näin adaptiivisella ohjauslogiikalla venttiilien tiloja muutetaan tarpeen mukaan. Adaptiivinen ohjauslogiikka mukauttaa systeemin venttiileitä käyttävän voiman mukaan. Jos käytävä voima on pieni, venttiilit kytketään siten, että mäntien yhteenlaskettu efektiivinen pinta-ala on mahdollisimman pieni. Efektiivisellä pinta-alalla tarkoitetaan sitä alaa, joka vaikuttaa paineen kehittämiseen. Pienentämällä efektiivistä pinta-alaa voidaan

pienemmällä voimalla saavuttaa sama paine, mutta tällöin tilavuusvirta myös pienenee samassa suhteessa. [12, s.35 - 36]

5.2 AHPD-TUTL projekti

Tässä esiteltävänä oleva diplomityö on osa AHPD-projektia, joka on lyhenne englanninkielien sanoista Adaptive Hydraulic Pressure Developer, suomennettuna adaptiivinen paineenkehitin. TUTL on puolestaan Tekesin ”Tutkimusideoista uutta tietoa ja liiketoimintaa” -konsepti, jossa tutkimuksen ohessa selvitetään keksinnön kaupallisia mahdollisuuksia. Projektin tarkoituksena on kehittää adaptiivista pumpputekniikkaa ja selvittää sille hyödyllisiä käyttökohteita. Projektissa on tehty yritysvierailuja, matkoja sekä konferenssi- ja messukäyntejä, joiden avulla on pyritty lähestymään mahdollisia asiakkaita ja selvittämään heidän tarpeitaan.



Kuva 23. AHPD-pumpun käyttö systeemissä, jossa tuulienergialla tuotetaan juomavettä.

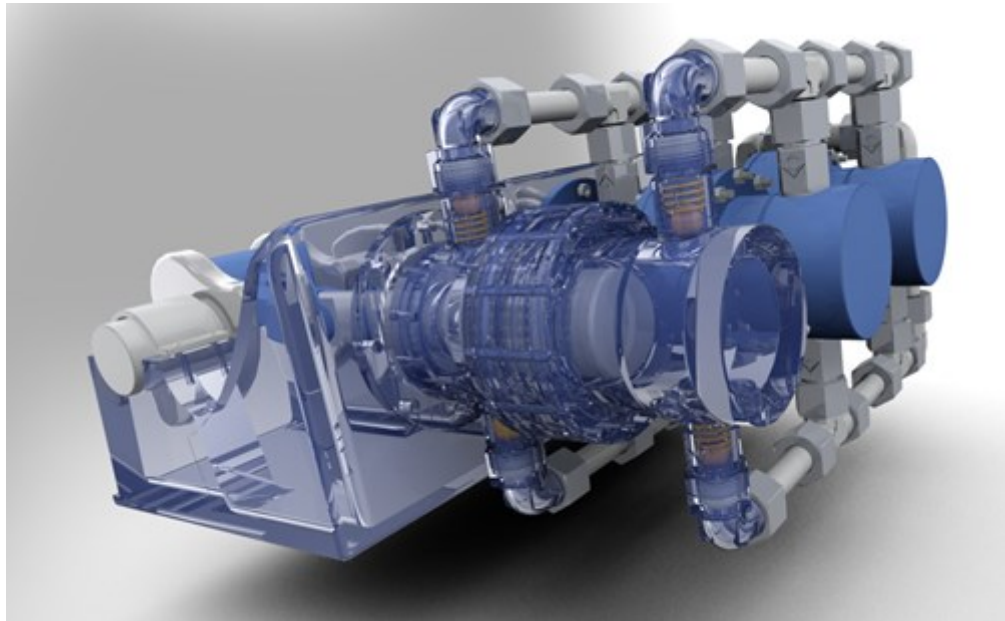
Kuvassa 23 on esitetty AHPD-projektin konsepti, jossa AHPD-pumppu on keskiössä. Kaaviota tulkitaan vasemmalta oikealle, jossa on ensimmäisenä esitetty vaihteleva tuulen syöttöteho, joka tulee tuuliturbiinille. Tuuliturbiinin ja AHPD-pumpun välissä on vaihteisto, jolla nostetaan kierrosnopeus pumpun toiminta-alueelle. Pumpun tulee mahdollistaa RO-kalvon kynnyspaineen saavuttaminen, joka tarvitaan juomaveden kehittämiseen käänteisosmoosikalvon avulla. Koska tuulennopeus vaihtelee ja siten myös tehonsyöttö, pumpun on adaptoiduttava

vaihteleviin olosuhteisiin, jotta se pystyisi saavuttamaan RO-kalvon kynnyspaivneen. Pumpun teho määäräytyy hydraulisen tehon kaavalla 1

$$P = p * Q, \tag{1}$$

Jossa P on pumpun teho, p paine ja Q tilavuusvirta. Tilavuusvirran vaihtelut hyväksytään tehon vaihteluihin suhteutettuna, kunhan saavutetaan RO-järjestelmässä tarvittava paine. Ilman tarvittavaa paineitta RO-laitos ei kykene tuottamaan makeaa vettä. RO-järjestelmän paine pystytään pitämään lähes vakiona adaptiivista pumppua käytettäessä.

Tärkeimpänä erona AaltoRO-projektiin on se, että AHPD-projektissa käytetään eri venttiiliratkaisuja ja pumppu suunnitellaan rotaatioliikkeen avulla käytettäväksi lineaariliikkeen sijaan. AaltoRO-pumpun vastaventtiilit ovat esiohjattuja systeemin omalla hydrauliteholla. Tällöin adaptiivisten tilojen käyttämiseen hukataan tehoja, jolloin hyötysuhde laskee. Lisäksi AaltoRO-pumpussa adaptiivista tilaa käyttäessä venttiilejä saatettiin joutua kytkemään jokaisen syklin aikana. Uudessa AHPD-pumpussa tiloihin liittyviä venttiilikytkentöjä ei tarvitse muuttaa pumpun mäntien liikesuunnan vaihtuessa, joten yhtä tilaa ajettaessa hyötysuhde pysyy yhä korkeana. AaltoRO-pumppu suunniteltiin toimimaan hitaalla lineaariliikkeellä, koska sitä käytettäväksi laitteeksi kaavailtiin aaltosiipeä, joka tuottaa hidasta ja voimakasta lineaariliikettä. AHPD-projektissa männät on tarkoitus kytkeä kampiakseliin, jonka pyörimisnopeus on 300 r/min. AHPD-pumppua voidaan tällöin käyttää paremmin tuulienergiakonverttereiden kanssa. Kuvassa 24 on esitetty kolmimäntäinen AHPD-pumppu, joka on suunniteltu käänteisosmoosikäyttöön.



Kuva 24. AHPD-pumpun kolmimäntäinen tuotekonsepti.

Yksittäisen AHPD-männän isku on 80 mm ja jokaisen uppomännän männänvarren halkaisija on 40 mm sekä männän 63 mm. Laitteen ulkomitat ovat 511 mm x 560 mm x 315 mm (leveys x pituus x korkeus). Tällä pumpulla maksimiteho on 300 r/min ajettaessa $12 * 3 = 36$ kW ja alhaisimmalla tuottavalla adaptiivisella tilalla teho on 3 kW. Adaptiivisia tiloja on tällä tehovälillä 16 kappaletta. Koepumpun rakennetta ja mitoitusta käsitellään erikseen luvussa "6 Koepumpun suunnittelu ja mitoitus". Kappaleessa "7 Järjestelmän numeerinen mallinnus" tämän kaupallisen AHPD-pumpun toimintaa mallinnetaan tasaisella ja vaihtelevalla kuormalla.

5.2.1 Paine-energian talteenotto

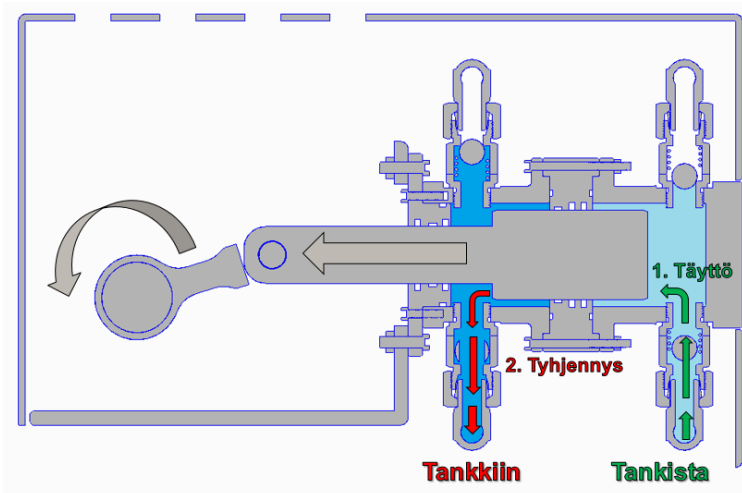
Käänteisosmoosikalvolta ohivirtaavassa konsentraatissa on paljon paine-energiaa, joka hukataan, jos sitä ei erikseen hyödynnetä. Energian eri taltiointilaitteita käsiteltiin aikaisemmin kappaleessa "4.3 Konsentraatin paine-energian hyödyntäminen".

Aiemmin esitettyjen ratkaisujen kehittämiseksi, AHPD-pumppuun on suunniteltu uusia menetelmiä, joilla hyödynnettäisiin konsentraatin paine-energia. AHPD-

pumppuun voitaisiin integroida energiantalteenotto suoraan uppomännän kammioiden konsentraatin uudelleen hyödyntämiseksi. Toinen vaihtoehto on erillinen paine-energian talteenottopumppu, joka ei tarvitse erillistä apupumppua toimiakseen.

5.2.1.1 Integroitu hyödyntäminen

Projektissa suunniteltuun pumppuun voidaan eri venttiiliratkaisulla integroida konsentraatin hyötykäyttö pumppuun jolloin erillistä painevaihdinta ei tarvittaisi. Integroitua konsentraatin paine-energian hyödyntämistä satojen kilowattien tehoisiin RO-laitoksiin ei kuitenkaan ole markkinoilla. Pieniin laitoksiin ja erityisesti meriteollisuuteen Spectra Watermakers valmistaa pumppua, jossa on integroitu paine-energian-talteenotto [50].

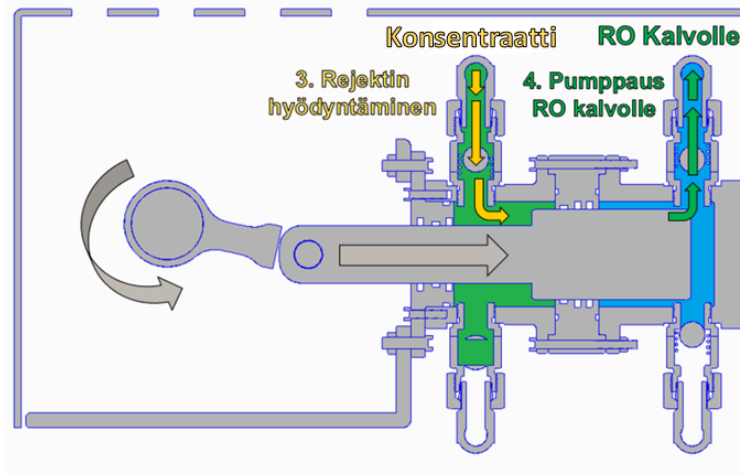


Kuva 25. AHPD-pumpun latausvaihe.

Yllä kuvassa 25 on esitetty AHPD-pumpun pumppaus syklin ensimmäinen vaihe, joka on lähes paineeton latausvaihe. Ensimmäisessä vaiheessa vasemman puolelisen B-kammio tyhjenee tankkiin ja oikeanpuolelisen A-kammio täyttyy kuvan vasemmassa reunassa näkyvän kampiakselin pyörimisen avulla.

Seuraavassa kuvassa 26 on pumppaus syklin toinen vaihe. Toisessa vaiheessa A-kammioon tankista pumpattu neste pumpataan kampiakselin liikkeellä RO-kalvolle. Samaan aikaan B-kammio avustaa kampiakselin liikettä kun sinne ohjataan

RO-kalvolta tullut konsentraattivirtaus. Tässä pumppausvaiheessa samalla tuotetaan RO-kalvolle paine ja tilavuusvirta sekä avustetaan liikettä tällä samaisella virtauksella. Suuren läpäisyn vastaventtiileitä ja nopeita ohjausventtiileitä käyttämällä pumppausnopeus voidaan nostaa korkeaksi, jolloin tilavuusvirta kasvaa ja laitteen tehottiheys paranee.



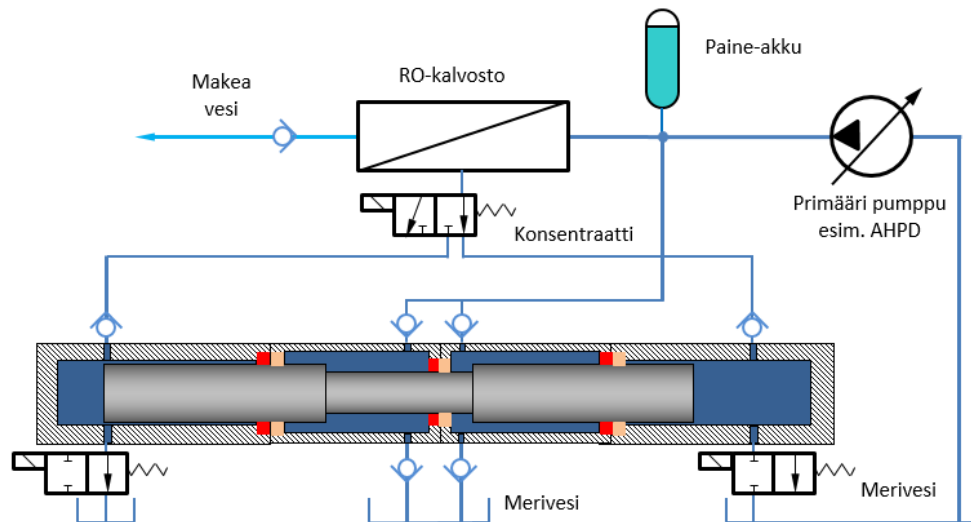
Kuva 26. AHPD-pumpun pumppausvaihe.

Integroidun paine-energian hyödyntämisen lisääminen AHPD-pumppuun monimutkaistaa kuitenkin adaptiivisuuden säilyttämistä, koska silloin käyttötilojen vaihtamiseen ja paine-energian hyödyntämiseen tulee olla omat venttiilit, jotka toimivat harmonisesti keskenään. Tällöin venttiiliratkaisua tulee tutkia omana tutkimusalueena. Tällaisessa käytössä venttiilien ajoitus on ehdottoman tärkeää pumpun toiminnan kannalta.

5.2.1.2 Erillinen laite

Paine-energian talteenoton integroimisen vaihtoehtona on käyttää erillistä paineenvaihtajaa, joka on robustimpi ratkaisu kuin integroitu järjestelmä. Erillinen paineenvaihtaja vie tosin enemmän tilaa kuin pumppu, jossa on integroitu paine-energian taltiointi. Tila on harvemmin rajoitettua RO-laitoksissa, ellei suunnitella esimerkiksi konttiin mahtuvaa tuotekokonaisuutta. Markkinoilla olevien tuotteiden heikko kohta on paineenvaihtajaa avustava apupumppu. Apupumpun ei tarvitse

nostaa painetta kuin muutaman barin, mutta niiden osto- ja huoltokustannukset ovat korkeita niissä virtaavan suolaveden takia. Myös primääripumppu ja paineenvaihtaja kuluvat, mutta apupumppu on ylimääräinen kustannus RO-laitoksessa, jos siitä on mahdollista luopua paremmalla paineenvaihtimella.



Kuva 27. Uppomäntäsyylinterinen paineenvaihdinkonsepti.

Yllä kuvassa 27 on uusi uppomäntäsyylinterisen paineenvaihtimen konsepti, joka ei tarvitse erillistä apupumppua. Tämä paineenvaihdin toimii myös vaihtelevalla permeaatti-konsentraattisuhteella, koska sen paineen korotus on vakio muuttuvasta tilavuusvirrasta riippumatta.

Paineenvaihdin muistuttaa paljolti sivulla 30 esitettyä Clark-pumppua (Kuva 20). Uppomäntäsyylinteripaineenvaihdin koostuu kahdesta samaan linjaan liitetystä uppomäntäpumpusta, joiden primäärikammioihin johdetaan konsentraattia ja sekundaarikammioihin uutta merivettä. RO-kalvoilta konsentraatti ohjataan suunta-venttiilillä paineenvaihtimen toiseen isompaan primäärikammioon. Kun primäärikammio alkaa täyttyä, sylinterin mäntä, jota voitaisiin kutsua myös karaksi, liikkuu paineistaen pienemmän sekundaarikammion. Sekundaarikammioista virtaa uutta paineistettua merivettä RO-kalvostolle. Männän syrjäytyspinta-alojen suhde on mitoitettava siten, että paineenvaihtimella paineistetun meriveden paine on yhtä

korkea kuin primääripumpun tuottama paine. Tällöin tilavuusvirta pienenee hieman verrattuna Clark-pumppuun, mutta apupumppua ei enää tarvita.

Kuvassa 27 on tällä hetkellä esitettyinä kolme sähköisesti ohjattua suuntaventtiiliä, joista kaksi on 2/2 ja yksi on 3/2 venttiili. Etenkin suurilla tilavuusvirroilla sähkökäyttöiset magneettiventtiilit ovat kalliita. Tämän vuoksi täytyisi kehittää painenvaihtimen toimintaan mekaanisesti synkronoituvat venttiilit, jotta laitteesta tulisi taloudellisesti kannattava ja toimintavarma.

6 Koepumpun suunnittelu ja mitoitus

Tässä kappaleessa esitellään kaksimäntäisen koepumpun suunnittelu, joka on oleellinen osa tutkimusryhmän jatkotutkimusta, jossa tavoitteena on todentaa kyseisen konseptin toiminta todellisessa käytössä. Koepenkin kuormana tullaan käyttämään paineenrajoitusventtiiliä, joten sen käyttäytymistä voidaan verrata myöhemmin tässä diplomityössä käsiteltäviin tasaisen kuorman simulointeihin.

Suunniteltavan pumpun on pystyttävä hyödyntämään mahdollisimman paljon siitä energiasta, jota energiakeräin kehittää. Turhat energiakonversiohäviöt ja huonolla hyötysuhteella toimiva laitteisto hukkaavat suuren osan kerätystä energiasta. Uudelle pumpulle asetetaan korkeat vaatimukset, jotta se olisi energiatehokkaampi ratkaisu kuin aikaisemmat uusiutuvalla energialla toimivat laitteistot.

6.1 Vaatimuslista

Alla taulukossa 1 on lueteltu ensisijaiset ja toissijaiset vaatimukset, jotka pumpun on täytettävä. Lisäksi on lueteltu ne toivottavat ominaisuudet, jotka tulisi etenkin huomioida tulevaisuuden kehitystyössä.

Taulukko 1. AHPD-pumpun vaatimuslista.

Ensisijainen = Es	Vaatimuslista
Toissijainen = Ts	Projekti: AHPD
Toive = T	

Es	Kestää vettä, jonka suolapitoisuus on 4 %
Es	Huoltoväli: 1 vuosi
Es	Tuoton ohjattavuus (Tilojen vaihto manuaalisesti)
Es	Adaptiivinen ohjauslogiikka (Tilojen vaihto automaattisesti)
Es	Hyötysuhde > 85 %
Es	Painesykkeen ja paineiskujen rajoittaminen
Es	Toteutettavissa suuremmassa mittakaavassa
Es	Modulaarinen rakenne
Es	Luontoystävällinen toiminta
Ts	Hyötysuhde > 90 %
Ts	Kaupallinen versio: kompakti (Teho/paino = 4,8 kW/kg)
Ts	Edullinen huolto ja investointikustannus
T	Hyötysuhde > 95 %
T	Käyttöenergia myös muu kuin uusiutuva energia

Mäntäpumpuilla on tunnetusti hyvä hyötysuhde ja ne sopivat hyvin etenkin pienille RO-laitoksille [4, s.232 - 233]. Mäntäpumpuilla voidaan päästä 85 - 90 % hyötysuhteisiin ja se on myös tämän projektin tavoite [4, s.232 - 233] [51, s.171]. Aalto-yliopiston AaltoRO-projektissa toteutetun koelaitteen hyötysuhde oli parhaimmillaan 85 %, mutta pienimmällä tilalla vain 40 % [12, s.80]. AaltoRO-testilaitteistoon verrattuna suunniteltavan koepumpun tilavuusvirta on huomattavasti suurempi, jolloin venttiilien valinta on kriittinen hyötysuhteen kannalta. Tavoitteen saavuttamiseksi uudessa koelaitteessa käytetään pneumaattisesti ohjattuja täysiaukkoisia palloventtiileitä sekä hyvin lyhyttä putkistoa koepumppausjärjestelmän tilavuuksien välillä, letkujen sijaan. Näillä komponenteilla painehäviöt ja järjestelmän joustot saadaan minimoitua ja tehohäviöitä saadaan pienennettyä entisestään.

Pumpun luotettavuus on myös ehdottoman tärkeää, koska huoltamiseen ja työseisauksiin kulunut aika laskee pumppuinvestoinnin arvoa. Pumpun on oltava käynnissä yötä päivää ilman ihmisen valvontaa. Huoltoväliksi asetetaan yksi vuosi, jonka takia pumpun rakenteen tulee olla yksinkertainen ja robusti. Robustin rakenteen saavuttamiseksi päädyttiin uppomäntäsylinteriin. Uppomäntäpumppussa mäntä toimii liukupintana ja tiivisteet ovat kiinni sylinterin rungossa. Runko voidaan myös purkaa helposti, jolloin tiivisteiden vaihtaminen on vaivattomampaa ja nopeampaa kuin tavallisessa sylinterissä. Uppomäntään tarvitaan pienempi pinta-ala hyvälaatuista liukupintaa kuin tavalliseen sylinteriin, jossa koko sylinterin rungon sisäpinta on männän liukupintaa. Lisäksi uppomännän ja tiivisteiden vaihtaminen on halvempaa, kuin koko sylinterin.

Merivesipumpun täytyy kestää suolavettä, joka on vahvasti korroosiota aiheuttava väliaine. Tämä asettaa haasteen laitteen materiaalivalinnoille ja etenkin liukupinnoille sekä tiivisteille. Tämä vuoksi pumpun pääasialliseksi rakennusmateriaaliksi valittiin haponkestävä AISI 316L teräs, jota käytetään muissakin merivesisovellutuksissa. Pumpun mäntä on liukupinta, joten siihen valittiin vielä kestävämpi Duplex-teräs. Tutkimuslaitteen runko on valmistettu halvemmasta rakeneteräksestä.

Suunnitellun pumpun täytyy pystyä vastaamaan tehon vaihteluihin säilyttäen korkean hyötysuhteen. Adaptiivisuuden toteutus ja sen määritelmä on esitetty seuraavassa kappaleessa ”6.2 Adaptiivisuus” tarkemmin. Efektivistä pinta-alaa venttiilikytken avulla muutettaessa järjestelmässä saattaa esiintyä paineisku, jos muutoksen ajoitus ei ole täsmällinen. Mahdollisten paineiskujen vaimentamiseksi pumpun kanssa tulee aina olla paineakku, joka vaimentaa näitä paineenvaihteita ja suojaa laitteistoa. Ilman paineakkua makeaa vettä tuotettaessa käänteis-osmoosikalvon kestoikä lyhenee merkittävästi. RO-kalvot eivät kestä äkillisiä paineiskuja ja sen vuoksi ne on suojattava niiltä [34].

Pumpun toimintaperiaatteen tulisi myös olla sellainen, että pumppu voidaan toteuttaa myös valtavassa koossa. Kaupallisessa ratkaisussa pumppu saatetaan

kiinnittää jopa 1 MW suuruiseen tuuliturbiinin tai aaltosiipeen, jolloin pumpun pitää pystyä tuottamaan samalla teholla juomavettä. Modulaarisella rakenteella pumpun suurentaminen on helpompaa. AHPD-pumpun jokainen uppomäntäsylinteri on erillinen yksikkö, joka voidaan kiinnittää esim. kampiakselille tai käyttävän sylinterin linjaan. Täten saavutetaan modulaarinen rakenne, jossa yksi uppomäntäpumppu voidaan irrottaa systeemistä huoltoa tai vaihtamista varten ja samalla AHPD-pumppua voidaan vielä käyttää. Käytännössä modulaarisuus voi olla haasteellista, mutta tämä optio halutaan pitää vaihtoehtona jatkokehittelylle.

Pumpun käyttäminen tulee olla luontoystävällistä. Tarkemmin, pumppu ei saa saastuttaa tai häiritä meren tai ilma-alueen kasvistoa tai eläimistöä. Pumppu ympärille tulee rakentaa suojakuori, jotta käyttäjä ei vahingossa loukkaa itseään pumpun käydessä. Eläimistöä ei saa häiritä eikä vahingoittaa. Hydrauliiikan tapauksessa suurimmat ympäristöongelmat aiheutuvat tyypillisesti väliaineena käytetystä öljystä. AHPD-pumpulla pumpataan vain merivettä, joten tätä ongelmaa ei ole.

Tulevaisuudessa toiveena olisi tehdä pumpusta sellainen, että sitä voidaan käyttää myös muissa sovellutuksissa kuin suolaveden suodatuksessa. Esimerkiksi kaivostoiminnassa on tehtäviä, joissa adaptiivisesta pumppauksesta voisi olla hyötyä.

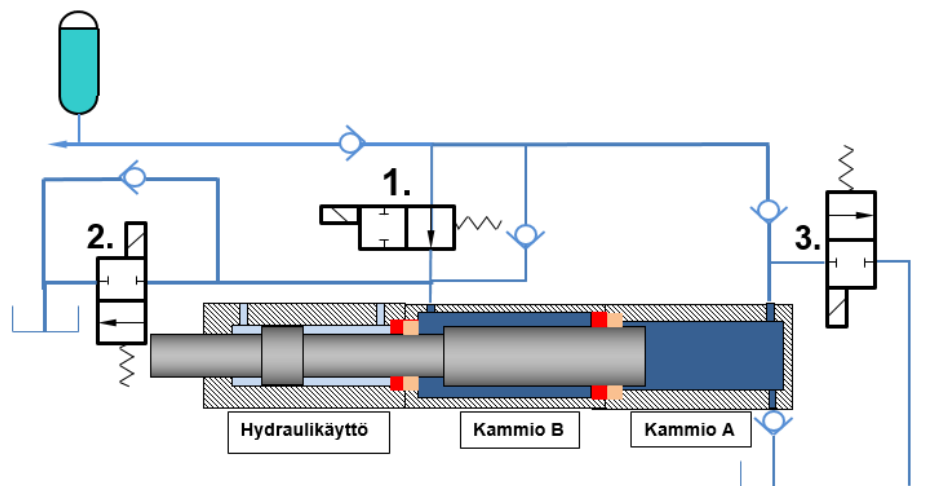
6.2 Adaptiivisuus

Adaptiivisuudella tarkoitetaan AHPD-pumpun yhteydessä pumpun kykyä mukautua käyttötehon vaihtelevuuteen. Energianlähteestä saadun tehon ollessa heikko, standardipumppu ei saavuta systeemin vaatimaa painetasoa. Tällöin pumppu ei tuota mitään, ennen kuin se saavuttaa tarvittavan kynnystehon. Toisaalta, jos pumppu on mitoitettu pienelle teholle, se ei myöskään hyödynnä täyttä tehoa, joka saadaan luonnosta esimerkiksi kovalla tuulella.

Käänteisosmoosikalvoja ei ensisijaisesti tulisi käyttää vaihtelevalla painetasolla, koska silloin kalvo luultavasti vaurioituu herkemmin ja se joudutaan vaihtamaan

useammin [6, s.413]. Adaptiivinen pumppu voidaan liittää suoraan uusiutuvan energian keräimeen, jolloin ei tapahdu turhia sähkökonversiohäviöitä ja hyötysuhde pysyy korkeana ilman, että vahingoitetaan RO-kalvoa. Tämän takia adaptiivisuus on käyttötehon hyödyntämisen, huoltovälin sekä taloudellisen hyödyn parantamiseksi välttämätön ominaisuus pumppua suunniteltaessa. [6, s.421]

Pumpun adaptiivisuus on toteutettu eri tiloilla, joita voidaan kytkeä on/off-venttiileillä. On-off-venttiilit ovat joko täysin auki tai kiinni, luukunottamatta aikaa joka kuluu venttiilin aukenemiseen tai sulkeutumiseen. Venttiilin hitaudesta johtuen, kytkeytyessään se kuristaa virtausta hetkellisesti. Eri kytkentäkaavioilla saadaan eri tiloja, joiden avulla pumpun ajamiseen ei tarvita yhtä paljon tehoa. Näitä tiloja voidaan ajatella henkilöauton vaihteistona. Jotta moottorista saadaan tarpeeksi vääntöä, sen välityssuhdetta täytyy suurentaa liikkeelle lähtiessä.



Kuva 28. Konseptikuva AHPD-pumpusta (tila 2 kytkettynä).

Kuvassa 28 on esitelty yksittäisen AHPD-pumpun kytkentäkaavio, jossa näkyvät tiloja säätelevät palloventtiilit 1, 2 ja 3. Näiden venttiilien tilataulukko on esitetty alla taulukossa 2. Tämä taulukko pohjautuu koelaitteen männän syrjäytuspinta-alaan, jonka männän ja männänvarren halkaisijat ovat 63 ja 40 mm.

Taulukko 2. Yhden pumpun syrjäytyspinta-alaa vastaavat venttiilikytkenät.

Tila	%	Vent1	Vent2	Vent3
1	100	Kiinni	Kiinni	Kiinni
2	62,6	Auki	Kiinni	Kiinni
3	37,4	Kiinni	Kiinni	Auki
4	0	Auki	Auki	Auki

Yllä taulukossa 2 on esitetty yhden pumpun käytettävät tilat. Taulukoissa 2 ja 3 arvo 100 % vastaa yhden pumpun syrjäytyspinta-alaa kun pumpun molempia kammioita käytetään pumppaukseen. Taulukkoa 2 ja kuvaa 28 tarkemmin tarkastellessa voidaan huomata, että tilassa 1 molemmat kammiot pumppaavat normaalisti ja viimeistä tilaa käytettäessä pumppu ei tuota mitään. Toinen tila voitaisiin tuottaa vain A-kammiota käyttämällä, mutta tasaisemman tilavuusvirran ja rasituksen saavuttamiseksi A-kammiota käytetään differentiaalikytkenällä ja B-kammiota normaalisti. Tämä tarkoittaa sitä, että kun kuvan 28 venttiili 1 olisi ainoastaan auki tilassa, A-kammion tuotosta osa virtaa B-kammioon. Tällöin positiiviseen suuntaan liikuttaessa (A-kammion suuntaan) syrjäytyspinta-ala on A- ja B-kammion syrjäytyspinta-alojen erotus. Kolmatta tilaa käytettäessä vain B-kammiota käytetään tilavuusvirran tuottoon.

Suunnitellussa koepenissä on kaksi adaptiivista pumppua. Kahdella pumpulla on enemmän käytettäviä tiloja kuin yhdellä, yhteensä 9. Taulukossa 3 on esitetty kaikki käytettävät tilat kahdella pumpulla pumpattaessa. Pumppujen 1 ja 2 sarakkeissa on esitetty kyseisen pumpun tila.

Taulukko 3. Kahden pumpun käytettäviä tiloja vastaavat suhteelliset syrjäytyspinta-alat (%).

Tila	%	Pumppu1	Pumppu2
1	200	1	1
2	162,6	1	2
3	137,4	1	3
4	125,2	2	2
5	100	2	3
6	74,8	3	3
7	62,6	2	4
8	37,4	3	4
9	0	4	4

Taulukossa 3 tilojen määrä on yli kaksinkertainen verrattuna tilanteeseen, jossa käytössä on vain yksi pumppu. Jos pumppujen männät olisivat erikokoisia, käytettäviä tiloja olisi viisi enemmän. Tässä työssä tehdyssä koepenissä se ei kuitenkaan ollut tarkoituksenmukaista, koska pumput on kytkettynä symmetriseen käyttösylinteriin. Kampiakseliin kytkettynä männät voivat olla erikokoisia. Taulukosta 3 voidaan myös huomauttaa, että tilassa 5 käytetään molempia pumppuja osittain eikä vain toista, jotta saavutetaan tasaisempi tilavuusvirta ja kuormitus.

Käytettävien tilojen lisäksi pumppujen liikenopeutta voidaan muuttaa. Liikenopeutta muuttamalla vaikutetaan tuotettuun tilavuusvirtaan, joka on suoraan verrannollinen järjestelmän tehoon.

6.3 Mitoitus

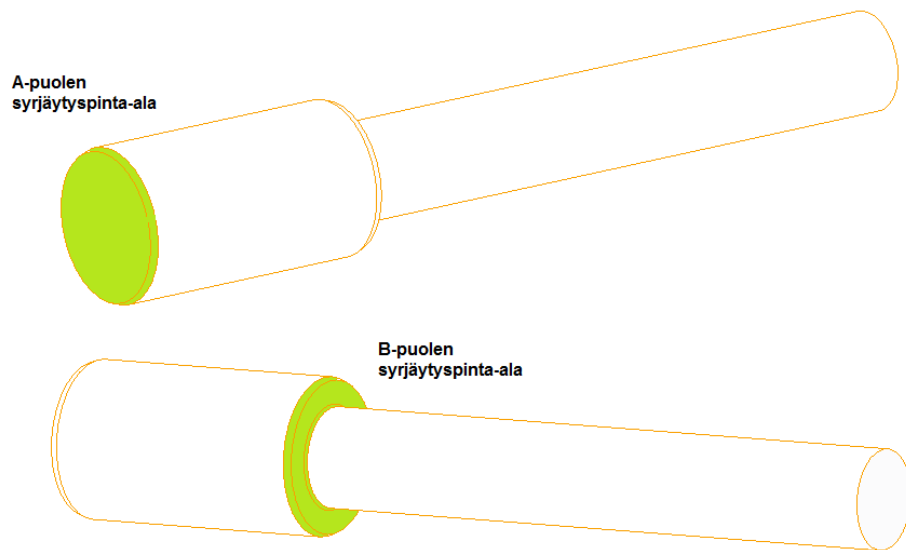
Pumpun mitoituksessa rajoittavia tekijöitä ovat testihallin tila sekä testihallin hydraulikoneikon teho. Hydraulikoneikolla viitataan useaan sähkömoottorilla rinnan ajettavaan pumppuun. Lisäksi luvussa ” 6.1 Vaatimuslista” esitellyt vaatimukset tulee huomioida koelaitetta suunniteltaessa.

6.3.1 Käytettävä vesihydrauliikka

Koejärjestelyssä on kaksi AHPD-uppomäntäpumppua, joiden koko on lähtökohdana muun laitteiston mitoitukselle. Pumppujen männät päätettiin tehdä 63 mm

halkaisijalla ja männänvarret 40 mm halkaisijalla. Tämä on pienin koko, joka on helppo koota ja on myös standardin ISO 3320:2013 mukainen männänvarsien mitoitus hydraulisylinterille. Pienikokoisen sylinterin etuna ovat myös edulliset valmistuskustannukset. Männän ja männänvarren efektiivisten pinta-alojen suhde on myös adaptiiviseen käyttöön tarkoitettulle pumpulle sopiva 62,6 / 37,4 %, koska tällöin yhden pumpun tehoalue on tasaisesti jakautunut, kuten voidaan huomata taulukosta 2. Efektiivisellä pinta-alalla tarkoitetaan tilavuusvirtaa tuottavien mäntien yhteenlaskettua syrjäytuspinta-alaa eli paineenkehitykseen vaikuttavien syrjäytuspinta-alojen summa, kuten kaavassa 2 on esitetty. Efektiiviset pinta-alat on myös havainnollistettu kuvassa 29.

$$A_{eff} = A_A + A_B \quad (2)$$



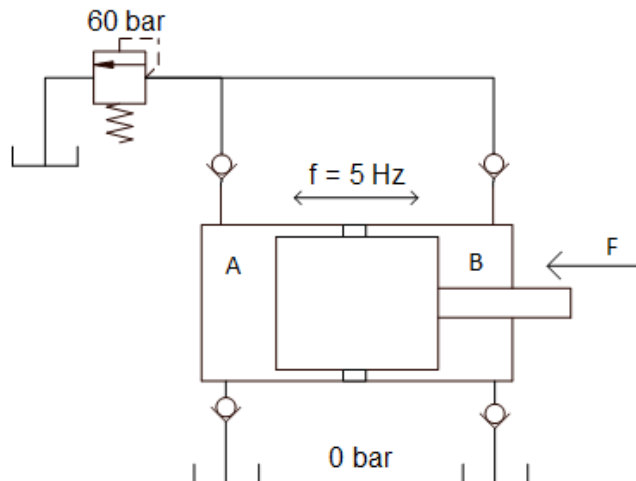
Kuva 29. Yläpuolella on A- ja alapuolella B-puolen syrjäytuspinta-alat.

Kaavassa 2 efektiivinen pinta-ala on A_{eff} ja se on syrjäytuspinta-alojen summa A- ja B-kammioissa (A_A ja A_B). Näiden syrjäytuspinta-alojen suuruudet riippuvat venttiilikytkennoistä, jotka on esitelty luvussa "6.2 Adaptiivisuus". Seuraavassa kaavassa 3 on esitetty systeempaineen p_{sys} kaava, joka riippuu pumppaavasta

voimasta F_{in} sekä efektiivisestä pinta-alasta A_{eff} . Jotta systeempaine pysyisi vakiona vaikka pumppaava käyttövoima vaihtelisi, on efektiivisen pinta-alan muutettava samassa suhteessa kuin pumppaavan voiman.

$$p_{sys} = \frac{F_{in}}{A_{eff}} \quad (3)$$

Yksittäisen pumpun iskunpituudeksi valittiin 80 mm, jotta voitaisiin pumpata nopeammalla liiketaajuudella kuin edellisessä tutkimuksessa käytetyllä AaltoRo-laitteistolla, jossa iskunpituus oli 400 mm. Nopeampi liiketaajuus otettiin käyttöön tehosiheyden parantamiseksi. Maksimiliiketaajuudeksi asetetaan 5 Hz, joka vastaisi kampiakselin pyörimisnopeutta 300 r/min. Tällöin yhden pumpun tuotto on 75 l/min A kammiolla ja 45 l/min B kammiolla. Symmetrisyytensä takia systeemiä ajettaessa maksimitehoilla toisen pumpun A-kammiolla ja toisen B-kammiolla pumpataan kun taas vastakkaiset kammiot ovat imuvaiheessa. Yhtenäiseksi tilavuusvirraksi ääritilalla ajaessa muodostuu 120 l/min. AHPD-pumppuja on 2 sarjaan kytkettynä, jolloin maksimitilavuusvirta on 240 l/min. Kuvassa 30 on esitetty yhden pumpun yksinkertaistettu dynamiikka.



Kuva 30. AHPD-pumppua liikutetaan öljysylinterin voimalla (F).

Kahden pumpun ajamiseen samanaikaisesti tarvitaan mekaanista tehoa, joka muodostuu voiman ja liikenopeuden tulosta, joka on esitetty kaavassa 4.

$$P_{2AHPD} = F_{2AHPD} * v_{ave} \quad (4)$$

Kaavassa 4 F_{2AHPD} on pumppujen yhteinen painevoima ja v_{ave} on mäntien keskimääräinen nopeus kun testataan laitetta maksimaalisella liiketaajuudella, 5 Hz. Keskimääräinen nopeus saadaan kaavalla

$$v_{ave} = \frac{s}{t} = \frac{s}{\frac{1}{f}} = sf, \quad (5)$$

jossa s on liikkeen pituus ja f liiketaajuus. Iskunpituus on 80 mm, jolloin liike-matka s yhdessä sykliässä on 160 mm. Liiketaajuuden ollessa 5 Hz keskimääräinen nopeus v_{ave} on 0,8 m/s.

Pumppujen käyttövoima saadaan laskettua paineen kaavalla kun tiedetään painetaso sekä efektiiviset pinta-alat. Paineen kaavasta saadaan painevoima kaavalla 6.

$$F_{2AHPD} = p_v * A_{2AHPD} \quad (6)$$

Jossa p_v on pumpun voitettava paine kynnyspaine ja A_{2AHPD} on pumppujen yhteenlaskettu efektiivinen pinta-ala. A-kammiossa efektiivinen pinta-ala männänpäädyn ala, mutta B-kammiossa efektiivinen pinta-ala on männän ja männänvarren alojen erotus. Näiden alojen summa on kahden pumpun yhteinen efektiivinen pinta-ala:

$$A_{2AHPD} = A_A + A_B \quad (7)$$

Kaavan 7 erikokoiset pinta-alat johtuvat siitä, että esimerkiksi positiiviseen suuntaan pumpattaessa ensimmäisen pumpun A-kammiossa tuotetaan painetta ja toisessa paine tuotetaan samanaikaisesti B-kammiossa. Efektiivisten pinta-alojen laskenta A- ja B-kammioissa on esitetty kaavoissa 8 ja 9.

$$A_A = \frac{\pi}{4} d_m^2 \quad (8)$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} (d_m^2 - d_v^2) \quad (9)$$

Kaavoissa 8 ja 9 d_v ja d_m ovat männänvarren ja männän halkaisijat. Voitettava painetaso p_v on lopullisessa tuotteessa käytettävän käänteisosmoosikalvon määrä. Riippuen käytetystä käänteisosmoosikalvosta ja meriveden saliniteetista tämä arvo voi vaihdella 55 – 70 barin välillä ja tässä koejärjestelyssä asetettiin painetasoksi 60 bar.

Pumpun teho voidaan laskea kahdella tavalla: Voiman ja liikenopeuden tulona tai hydraulisena tehona eli paineen ja tilavuusvirran tulona. Voiman ja liikenopeuden kaava 10 teholle on

$$P_{2AHPD} = F_{2AHPD} * v_{ave} \quad (10)$$

Kaavaan 10 sijoitettaessa kahden pumpun tuottaman voiman F_{2AHPD} tilalle aiemmin esitetty kaavaa 6, saadaan yhtälö 11

$$P_{2AHPD} = p_v * A_{2AHPD} * v_{ave} \quad (11)$$

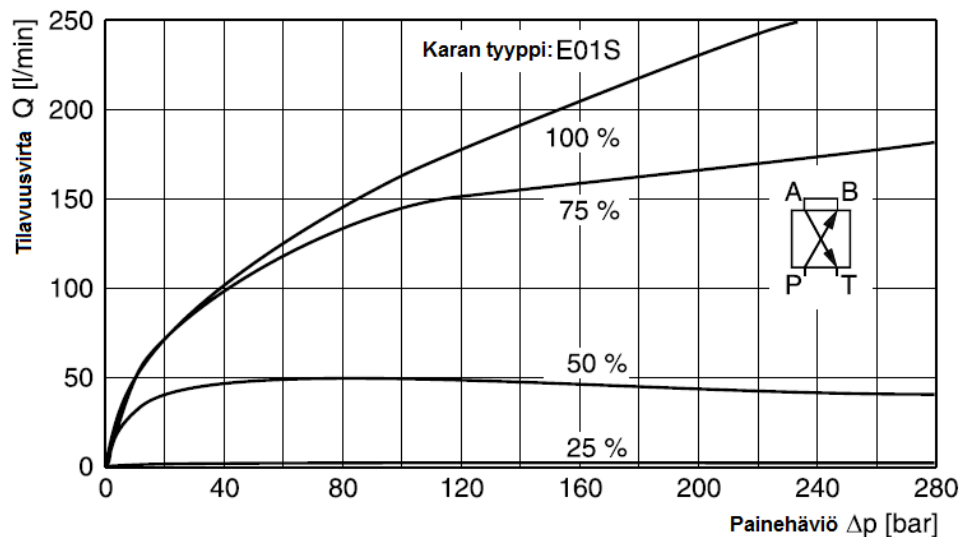
Tai vastaavasti voidaan laskea hydraulisen tehon kaavalla

$$P_{2AHPD} = p_v * Q_{2AHPD}, \quad (12)$$

jossa Q_{2AHPD} on kahden pumpun tuottama tilavuusvirta. Molemmilla kaavoilla 11 ja 12 kahden AHPD-pumpun tuottamaksi keskimääräiseksi tehoksi saadaan 24 kW.

6.3.2 Käyttävä öljyhydrauliikka

Kahta AHPD-pumppua käytetään symmetrisellä öljysylinterillä, jolla matkitaan kampikoneiston tuottamaa liikettä. Öljysysteemin rajoitteita ovat testihallin koneikon teho, valittu servoventtiili sekä AHPD-pumppujen tarvitsema teho. Koejärjestelyssä käytetään Parkerin servoventtiiliä D3FB OBE, joka on kokoa 10. Kuvassa 31 on esitetty venttiilin painehäviökäyrä. Hydraulikoneikon 75 kW sähkömoottorilla saadaan aikaiseksi maksimissaan 220 barin paineella tilavuusvirta 155 l/min.



Kuva 31. Parker D3FB OBE servoventtiilin tilavuusvirta painehäviön funktiona. Kuva on muokattu lähteestä [52].

Näiden tietojen avulla voidaan mitoittaa öljysylinteri. Öljysylinterin syrjäytuspinta-alan tulee olla niin suuri, että sen tuottama voima on tarpeeksi suuri voittamaan AHPD-pumppujen tarvitsema hydraulinen teho kun koneikolta suurin saatu painetaso on $p_k = 220$ bar. Tällöin öljysylinterin tuottama voima on

$$F_{\dot{o}} = (p_k - \Delta p) * A_{\dot{o}}, \quad (13)$$

jossa $F_{\dot{o}}$ on sylinterin tuottama voima ja $A_{\dot{o}}$ on öljysylinterin syrjäytuspinta-ala. Öljysylinteri on symmetrinen, jonka vuoksi sen syrjäytuspinta-ala on molemmilla puolilla mäntää yhtä suuri. Öljysylinterin syrjäytuspinta-ala on männän pinta-ala, josta on vähennetty männänvarren pinta-ala. Laskettaessa öljysylinterin tuottamaa voimaa tulee kuitenkin huomioida servoventtiilin aiheuttama painehäviö. Koneikon tuottamasta paineesta p_k tuhoutuu osa servoventtiilin karan kuristuksen takia. Kuvan 31 avulla voidaan selvittää servoventtiilissä tapahtuva painehäviö Δp , jos tilavuusvirta tiedetään. Öljysylinterin mitoitukselle on annettava alkuarvaus, jotta tilavuusvirta voidaan laskea. Näin ollen öljysylinterin männän mitoiksi valittiin 63/40 mm ja lasketaan onko se riittävä koko. Maksimaalisella liiketaajuu-
della 5 Hz operoitaessa öljysylinterin tilavuusvirta on keskimäärin 90 l/min. Servoventtiilin painehäviö on tällöin $\Delta p = 40$ bar.

Koelaitetta käytettäessä täydellä teholla yhden AHPD-pumpun A-kammio ja toisen B-kammio ovat paineistuksen alaisena. Tällöin vesipumppujen yhteinen syrjäytuspinta-ala on A_A ja A_B -alojen summa kerrottuna vastapaineella, joka täytyy voittaa. Paineenrajoitusventtiili asetetaan 60 bariin, jolloin on $p_v = 60$ bar. Öljysylinterin tuottaman voiman ja AHPD-pumppujen tarvitseman voiman tulee olla yhtä suuret, jolloin kaavojen 14, 15 ja 16 avulla voidaan ratkaista öljysylinterin syrjäytuspinta-ala.

$$F_{\dot{o}} = F_{2AHPD} \quad (14)$$

$$(p_k - \Delta p) * A_{\dot{o}} = p_v(A_A + A_B) \quad (15)$$

$$A_{\dot{o}} = \frac{p_v}{(p_k - \Delta p)} (A_A + A_B) \quad (16)$$

Kaavasta 16 saatu öljysylinterin syrjäytyspinta-ala A_0 on 11 % pienempi kuin valitun 63/40 sylinterin. Voidaan siis todeta, että 63/40 mm on hyvä mitoitus öljysylinterin männälle, koska tarvittavan voiman tuottoon on pieni positiivinen varmuuskerroin ja se täyttää kaikki öljysylinterille asetetut vaatimukset.

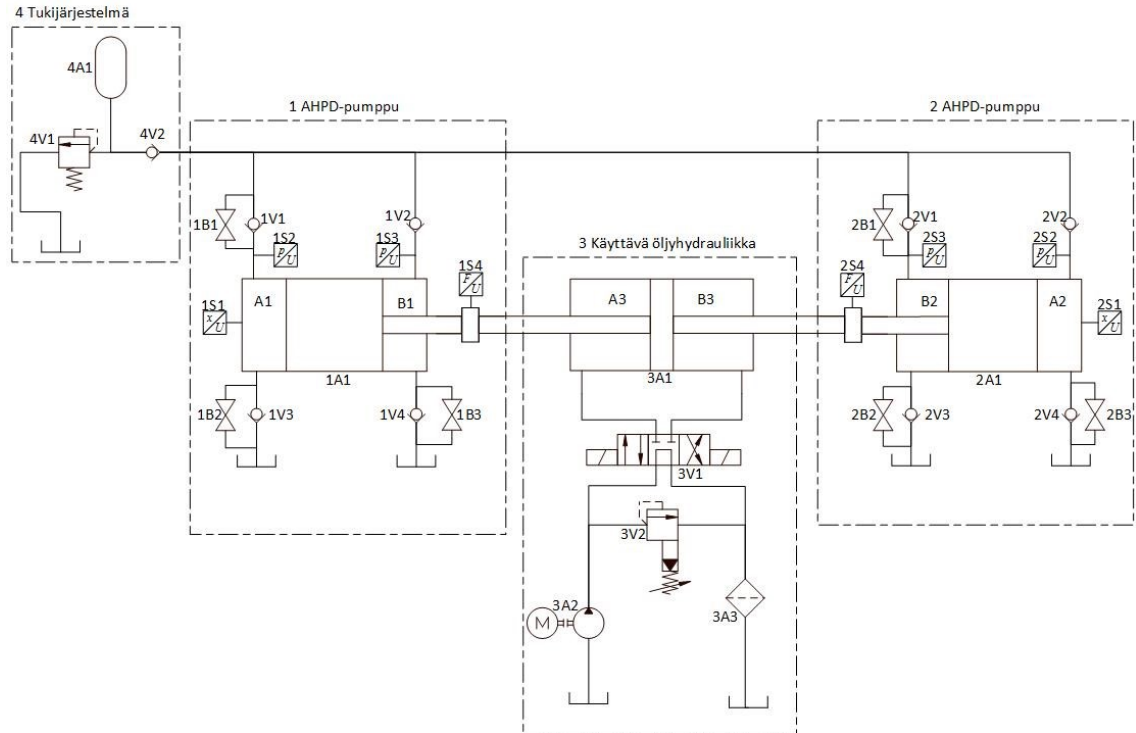
6.4 Koejärjestely

Koejärjestely koostuu kahdesta osasta, hydraulisesta koelaitteistosta sekä mitaus- ja ohjauslaitteistosta, joka kattaa sähköisten signaalien käsittelyn sekä tallioinnin. Koejärjestely toteutetaan jatkotutkimuksena, joten siitä saatavia tuloksia ei käsitellä tässä diplomityössä.

6.4.1 Koelaitteisto

Kuvassa 32 on esitetty koelaitteiston eri osajärjestelmät. Näitä ovat kaksi symmetrisesti kytkettyä AHPD-pumppua (1 ja 2), näitä käyttävä öljyhydrauliikka (3) sekä vesihydraulista järjestelmää ylläpitävä tukijärjestelmä (4). AHPD-pumppujen A-kammio on isompi ja B-kammion puolella on männänvarsi, joka on kytketty öljysylinteriin. AHPD-pumppujen molempiin kammioihin A ja B on kytketty vastaventtiilit 1V1...1V4 ja 2V2...2V4 siten, että vesi pääsee virtaamaan vain tankista kammioon sekä kammioista painepuolelle. Lisäksi tankkipuolella molemmissa kammioissa on palloventtiilit, joiden avulla kammio voidaan kytkeä vapaakierrolle. Vapaakierrolla kammio ei tuota painetta, koska virtaus pääsee tällöin liikkumaan tankista kammioon ja kammioista takaisin tankkiin. Näitä vapaakiertoventtiileitä ovat 1B2, 1B3, 2B2 sekä 2B3. Palloventtiileillä 1B1 ja 2B1 voidaan kytkeä yksittäisen pumpun kammiot yhteen, jolloin A kammio on differentiaalikytketty. Palloventtiilien avulla pumpusta saadaan adaptiivinen, jos niitä ohjataan voima-antureiden 1S4 ja 2S4 antamien signaaleiden pohjalta. Voiman suuruuden mukaan kasvatetaan tai vähennetään pumppauksen efektiivistä pinta-alaa. AHPD-pumppuja paine-iskuilta suojaa tukijärjestelmän 4A1 paineakku. Uppomäntäpumppujen tuotto on myös epäjatkovaa, jota pyritään tasaamaan paineakulla. Paineenrajoitusventtiilin (PRV) 4V1 avulla kuristetaan AHPD-pumppujen tuottamaa virtausta, jolloin siinä tapahtuu painehäviö. PRV:n avulla nostetaan

pumppujen voitettava paine 60 barin, joka on keskimäärin sama paine, mikä pumppun tulisi voittaa käänteisosmoosikalvoja käyttäessä. Tukijärjestelmän viimeinen osa on vastaventtiili 4V2, jonka tarkoituksena on estää veden takaisinvirtaus pumpuille. Tällöin virtaus ei pääse värähtelemään edestakaisin paineputkistossa.

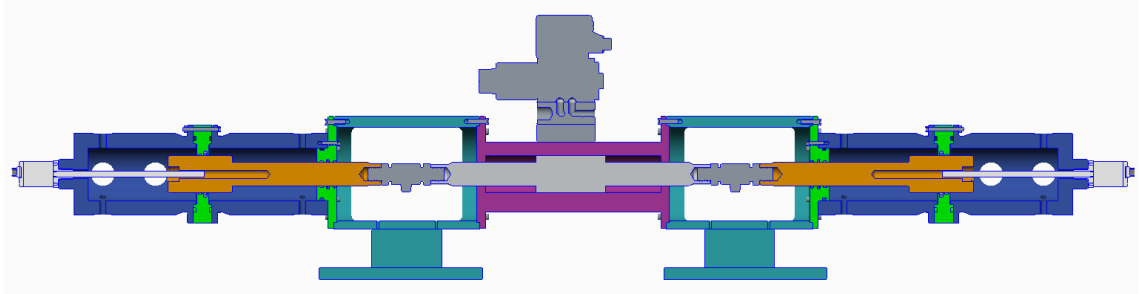


Kuva 32. Kaaviokuva koejärjestelystä.

Kuvan 32 käyttävä öljyhydrauliikkaosajärjestelmä koostuu symmetrisestä öljysylinteristä 3A1, servoventtiilistä 3V1, paineenrajoitusventtiilistä 3V2, hydraulikoneikosta 3A2 sekä suodattimesta 3A3. Hydraulikoneikko 3A2 tuottaa öljysylinterille 3A1 tilavuusvirran ja paineen. Paineenrajoitusventtiilillä 3V2 säädetään koneikon tuottama painetaso ja suojataan öljyhydraulista järjestelmää. Öljysylinterin männänvarren liikesuuntaa ja liikenopeutta muokataan säätämällä servoventtiilin 3V1 karan asemaa. Jos kara kuristaa virtausta, tapahtuu painehäviötä ja enemmän virtauksesta läpäisee PRV:n 3V2. Tällöin öljysylinterin liike hidastuu.

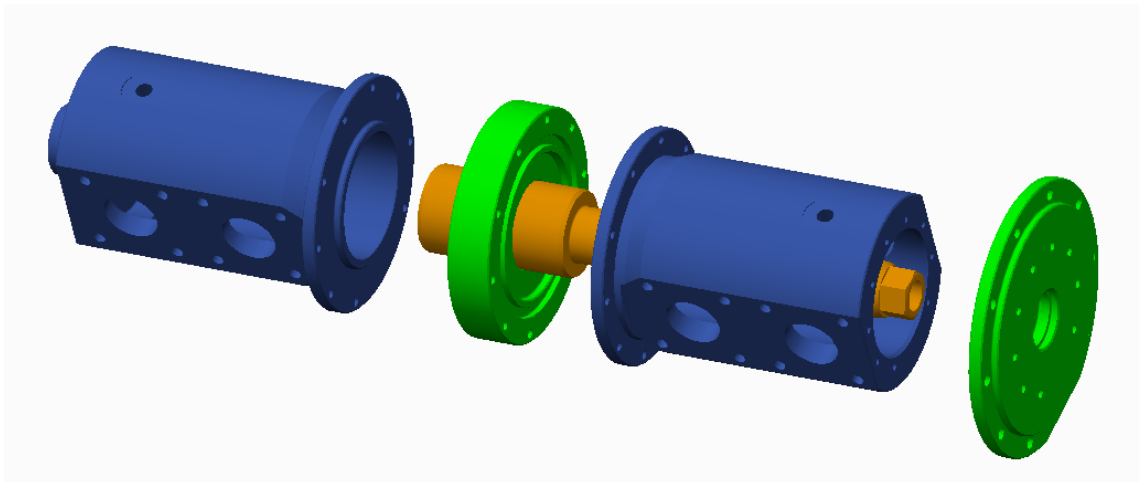
Koelaitteiston poikkileikkaus on esitetty kuvassa 33. Kuvassa 33 violetin öljysylinterin ja sinisen AHPD-pumpun välissä on teräsputkesta (ulkohalkaisija 200 mm)

valmistettu turkoosi linjausyksikkö, jonka avulla öljysylinterin ja pumpun männänvarret on linjattu hyvin tarkasti. Tällöin männänvarsien väliin ei tarvita asemavirheitä sallivaa kytkintä. Männänvarret on kytketty kiinteästi toisiinsa voima-antu-reilla, joiden avulla seurataan hydraulisylinterin kehittämää voimaa.



Kuva 33. Poikkileikkaus koelaitteistosta.

Tarkastellaan seuraavaksi yksittäisen AHPD-pumpun rakennetta. Kuvassa 34 on esitetty yksittäisen uppomäntäpumpun osat. Oranssi tangonmuotoinen kappale on uppomäntä, vihreät kiekot ovat tiivistepesiä ja siniset osat ovat A- ja B- kammiot. Mäntä on pieni verrattuna kammioihin, koska suuri kammioilavuus mahdollistaa useamman venttiilin kytkemisen rungon kylkeen kiinni. Rakenne mahdollistaa helpon ja nopean männän tai tiivisteiden vaihdon huollon yhteydessä.

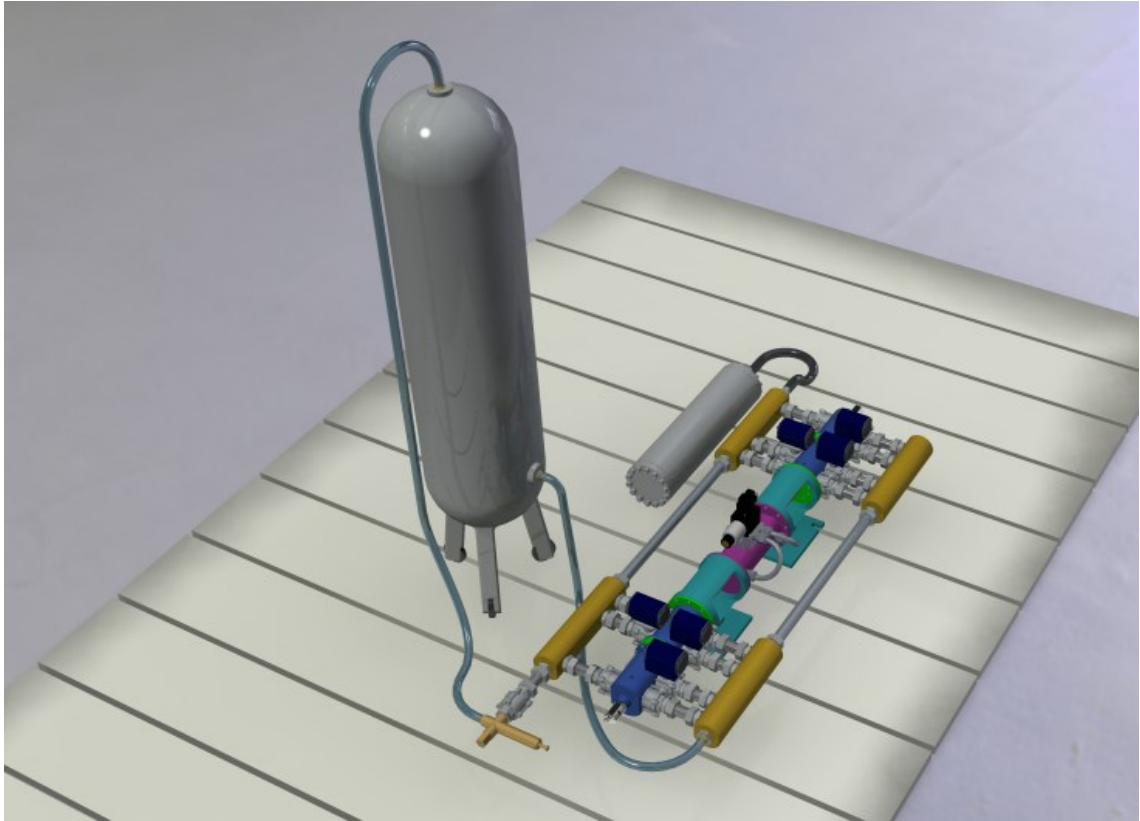


Kuva 34. Uppomäntäpumppu avonaisena.

Uppomännän liukupinnan tiivisteinä käytettiin Trelleborgin Glyd ring T – tiivisteitä, koska ne ovat vähäkitkaisia ja kestävät hyvin kulutusta. Trelleborgin mukaan Glyd ring T – tiivisteillä ei esiinny stick-slip-ilmiötä [53, s.189 - 190]. Männäntiivisteiden materiaaliksi valittiin Trelleborgin Zurcon Z80, joka on erittäin korkean moolimassan polyeteeniä [54]. Tämä muovitiiviste kestää hyvin hankaavaa kulutusta heikossa voitelutilanteessa, jonka suolavesi voiteluaineena aiheuttaa. Männänvarrentiivisteeksi valittiin Trelleborgin Stepseal 2K, joka on yhteen suuntaan tiivistävä liukutiiviste [53, s.42 - 43]. Myös ohjainrenkaat ja pyyhkijät ovat Trelleborgin mallit Slydring ja Excluder. Nämä valittiin hyvän Glyd Ring T ja Stepseal 2K yhteensopivuuden takia ja ovat myös Z80 materiaalia. Pumpun ulkoisessa tiivistyksessä käytettiin standardien ISO 3601-1 ja ISO 3601-2 mukaan mitoitettuja O-rengas tiivisteitä.

Kuvassa 33 esitetyt harmaat puikkomaiset anturit pumppujen ulkopäissä ovat asema-antureita. Asema-anturin metallinen puikko pysyy paikallaan ja liikkuvan männän päädyssä on kestmagneetti. Asema-anturi lähettää puikkoa pitkin signaalipulssin, joka kohdatessaan kestmagneetin aiheuttaa mekaanisen pulssin puikkoon. Tämä pulssi heijastuu takaisin paikka-anturille, joka muutetaan mekaanisella värähtelijällä paikkasignaaliksi. [55]

Koelaittoiston AHPD-pumppuihin on kytketty vastaventtiilejä ja palloventtiilejä A- ja B-kammioihin aikaisemmin kappaleen ”6.3.1 Käytettävä vesihydrauliikka” kuvan 32 mukaisesti. Laitteiston kokoonpano, tankki sekä paineakku on esitetty kuvassa 35. Vastaventtiilit ovat koelaitteiston kuvassa 35 harmaita ja palloventtiileiden päällä on tumman sininen pneumaattinen aktuaattori. Venttiileistä lähtee \varnothing 42 mm haponkestävät putket, jotka on kiinnitetty virtaukset yhdistävään jakotukiin. Venttiilit ja putket sekä putket ja jakotukit on yhdistetty toisiinsa 42L haponkestävillä perusliittimillä. Perusliittimissä on mukana leikkuurengas sekä vaippamutteri.



Kuva 35. Koelaitteisto kokonaisuudessaan.

Kuvan 35 tankkipuolen alemmaan jakotukkiin kiinnitetään letku, joka johtaa vesisäiliöön. Kuvan 35 vasemman puolen ylemmän kultaisen jakotukin päähän liitetään letkulla paineakku ja alemman jakotukin vastaventtiin jatkoksi paineenrajoitusventtiili, jolla asetetaan koejärjestelmälle tasainen kuorma. Paineenrajoitusventtiin jälkeen virtaus johdetaan takaisin vesisäiliöön.

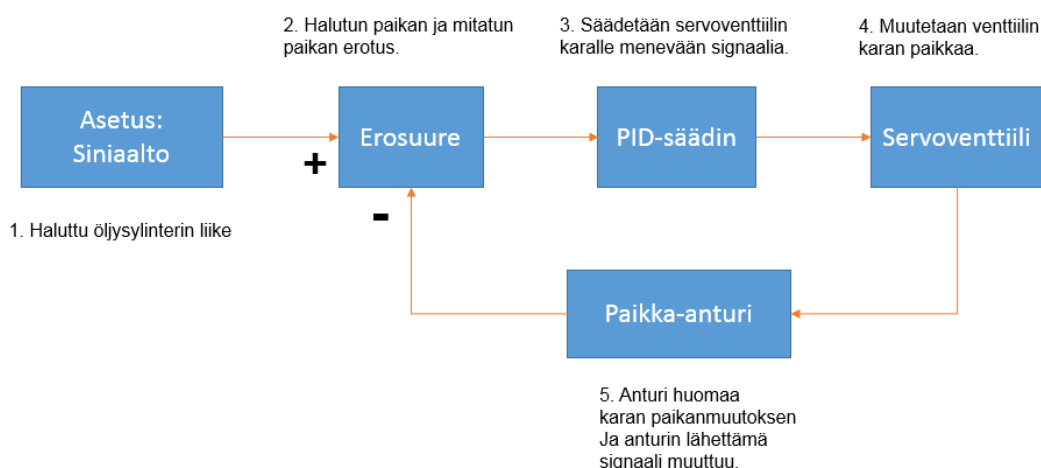
6.4.2 Mittaus- ja ohjauslaitteisto

Koejärjestelmän tärkeimmät mitattavat suureet ovat kammiopaineet, käyttävän sylinterin voima ja liikenopeus sekä tuotettu paine ja tilavuusvirta. Kammiopaineita tarkastellaan turvallisuuden vuoksi ja vikatilanteiden selvittämistä varten. Esimerkiksi hidas kammioiden paineistuminen viittaa siihen, että kammioidiin on jäänyt ilmaa ja se voi aiheuttaa vajaan tuoton tai paineiskuja. Käyttävän öljysylinterin voiman ja liikenopeuden avulla voidaan laskea syöttöteho P_1 . Tuotettua painetta ja tilavuusvirtaa seurataan AHPD-pumppujen suorituskyvyn seuraamisen

vuoksi ja se voidaan myös ilmaista tuotettuna tehona P_2 . Syöttötehon ja tuotetun tehon avulla voidaan laskea koelaitteiston hyötysuhde η .

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (17)$$

Koepumppujen liikettä ohjataan öljysylinterin servoventtiilin karaa liikuttamalla. Karaa halutaan liikuttaa sinimuotoisella liikkeellä. Sinimuotoisen liikkeen toteutukseen tarvitaan takaisinkytketty säätö. Takaisinkytketty säätö toteutetaan suljetussa systeemissä, joissa ohjaus perustuu antureilta saatuun dataan. Karan liikettä säädettyä takaisinkytkentää varten tarvitaan signaali AHPD-pumpun asema-anturilta.

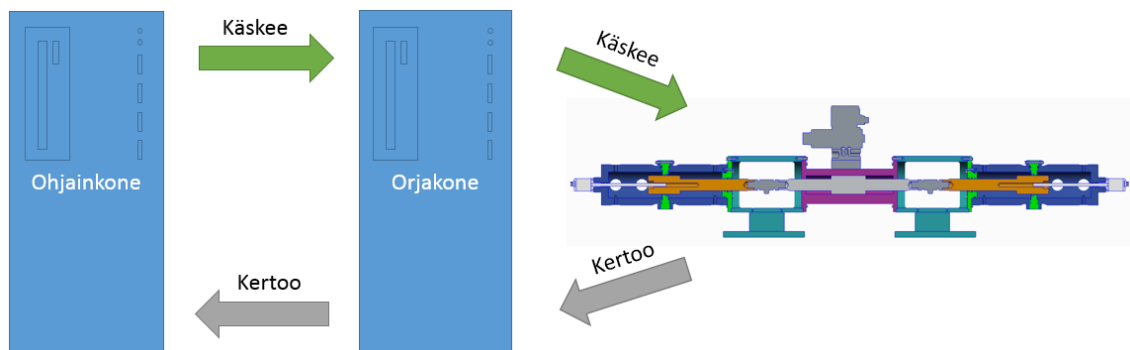


Kuva 36. Koelaitteiston takaisinkytketty säätö.

Yllä kuvassa 36 on havainnollistettu koelaitteiston säätö. Lähetetyn asetussignaalin ollessa vakio, erosuure stabiloituu tähän asetettuun arvoon niin nopeasti kuin säätö muuttaa asemaa. Koelaitteiston tapauksessa siniaallon muotoinen asetussignaali aiheuttaa jatkuvasti muuttuvan erosuureen, jolloin PID-säädin säätää servoventtiilin karalle lähetettävää signaalia. PID-säädin on kalibroitava jokaiselle järjestelmällä erikseen, koska sen säätöarvot riippuvat säädettävän suureen käyttäytymisestä sekä säädön tavoitteista. AHPD-koelaitteen servojär-

jestelmän säädön virittäminen voidaan aloittaa esimerkiksi Zeigler-Nicholsin menetelmällä, jonka jälkeen säätöparametreja tarkennetaan kunnes saavutetaan haluttu pumpun männänvarren liike.

Takaisinkytkettyä säätöä sekä tiedonkeruuta varten tarvitaan signaalikäsittelylaitteisto. Aalto-yliopiston hydrauliteknikan laboratoriossa tämä toteutetaan kahdella tietokoneella. Toinen koneista on ohjaukone ja toinen orjakone, kuten kuvassa 37 on esitetty. Orjakoneessa on kaksi signaalikorttia, joista tietokone vastaanottaa ja lähettää signaaleja koelaitteistolle. Orjakoneeseen ohjelmoidaan ohjausohjelmisto ohjaukoneella. Tämä ohjelma sisältää ohjauksen lisäksi tiedonkeruun. Ohjaukone käskii orjakonetta ja saa siltä dataa lähiverkon ylitse. Ohjaukoneelta voidaan muuttaa orjakoneen ohjausohjelman parametreja koeajon kesken. Ohjaukoneessa on MATLAB-ohjelmisto, joka kommunikoi orjakoneen xPC-Target MATLAB-laajennuksen kanssa. xPC-Target on karsittu reaaliaikakäyttöjärjestelmä, jotta ohjauksessa ja tiedonkeruussa ei tapahtuisi liiallista viivettä.



Kuva 37. Ohjaus- ja mittalaitteiston hierarkia.

7 Järjestelmän numeerinen mallinnus

Järjestelmän mallissa on tehty joitakin yksinkertaistuksia, koska sen tarkoituksena ei pääasiallisesti ole tarkastella kaikkia hydraulisia ilmiöitä vain demonstroida suunnitellun pumpun toimintaa ja osoittaa miten se eroaa tyypillisestä sähköisestä ratkaisusta. Yksinkertaistukset ovat samat molemmissa tapauksissa, jonka takia niitä voidaan kuitenkin vertailla. Simulaatioissa käytetään ideaalista paineakkua eikä huomioida venttiilidynamiikasta aiheutuvia hetkellisiä painehäviöitä. Tuuliturbiinin oletetaan toimivan koko ajan optimalueella eli tällöin Tip-Speed-Ratio (TSR) pysyy vakiona. Tällä ei kuitenkaan tulosten vertailun kannalta ole merkitystä, sillä turbiini käyttäytyy kaikkien tapauksien kohdalla samalla tavalla.

7.1 *Simuloitava malli*

Ennen fyysisen koejärjestelyn testaamista simuloidaan adaptiivista uppomäntäpumppua tasaista sekä vaihtelevaa kuormaa vastaan. Vaihtelevaksi tehonlähteeksi valitaan tuulivoima, jonka energiakonvertterina käytetään vaakatuuliturbiinia. Tuuliturbiini käyttää kampiakselin kautta kolmea uppomäntäpumppua, joiden hyötysuhteeksi otettiin 90 % [51, s.171].

Vertauskohteeksi valittiin tavallinen kampiakselilla käytetty kolmimäntäinen uppomäntäpumppu, jossa on sama iskunpituus ja syrjäytyspinta-ala kuin AHPD-pumpussa. Tässä pumpussa ei ole adaptiivisuutta ja se on asetettu tyypilliseen sähköisesti tehonvaihteluihin mukautuvaan hydraulijärjestelmään (Kuva 38). Kaikissa simuloinneissa käytetään siis samaa kolmimäntäistä uppomäntäpumppua, mutta vain AHPD-järjestelmässä hyödynnetään adaptiivisia tiloja. Kolmimäntäisen pumpun jokainen mäntä on erilaisessa vaiheessa muihin mäntiin nähden siten, että yksittäisen männän syklin vaihe poikkeaa 120 astetta muista männistä. Tällöin tuotetusta tilavuusvirrasta tulee tasaisempaa.

Adaptiivisella kolmimäntäisellä pumpulla on yhteensä 16 käytettävää tilaa, jotka on esitetty taulukossa 4. Yksittäisen pumpun 1 ... 4 luku ilmoittaa, mikä yksittäisen pumpun tila on käytössä. Prosenttisarake ilmoittaa hetkittäisen syrjäytyspinta-alan kyseisellä tilojen kombinaatiolla. Venttiilikytkennät yhden pumpun tiloista on nähtävissä kappaleen ”6.2 Adaptiivisuus ” taulukossa 2.

Taulukko 4. Kolmimäntäisen uppomäntäpumpun 16 käytettävää tilaa.

Tila	%	Pumppu1	Pumppu2	Pumppu3
1	300	1	1	1
2	262,6	1	1	2
3	237,4	1	1	3
4	225,2	1	2	2
5	200	1	2	3
6	187,8	2	2	2
7	174,8	1	3	3
8	162,6	1	2	4
9	137,4	1	3	4
10	125,2	2	2	4
11	112,2	3	3	3
12	100	2	3	4
13	74,8	3	3	4
14	62,6	2	4	4
15	37,4	3	4	4
16	0	4	4	4

Sekä tasaisen että vaihtelevan kuorman systeemeissä käytettiin samanlaista tuuliturbiinia vaihtelevaksi tehonlähteeksi, jonka tekniset tiedot on esitetty liitteen 2 simulointikoodissa. Tämän tuuliturbiinin pyörimisnopeus ja teho on määritettävä tuulesta seuraavilla kaavoilla 18 ja 19 [56, s.467].

$$P_{turb} = \frac{1}{2} C_{turb} \rho_{ilma} A_{turb} V_{tuuli}^3 \quad (18)$$

Kaavassa 18 P_{turb} on tuuliturbiinin teho, ρ_{ilma} ilman tiheys sekä V_{tuuli} tuulennopeus. Turbiinin hyötysuhteeksi C_{turb} oletettiin 60 %, joka on pyöristys Betzin laista. Kolmilapaisen tuuliturbiinin pyyhkäisyypinta-ala A_{turb} on 177 m².

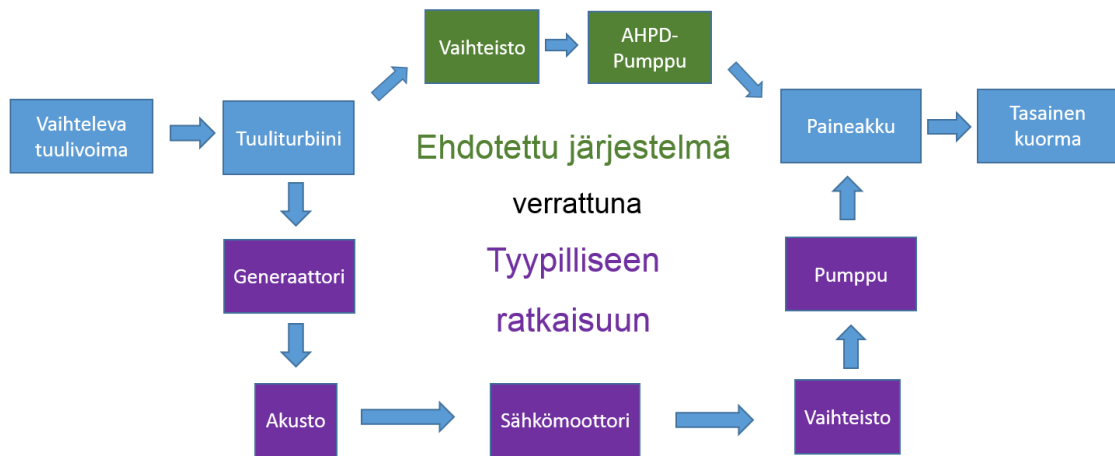
$$V_{turb} = \frac{\lambda_{TSR} V_{tuuli}}{2\pi R_{turb}} \quad (19)$$

Kaavassa 19 on esitetty tuuliturbiinin pyörimisnopeus, jossa R_{turb} on tuuliturbiinin säde ja λ_{TSR} niin kutsuttu Tip-Speed-Ratio (TSR), joka määrittää suhteen turbiinin lavan pään tangentiaalisen nopeuden ja tuulennopeuden välillä. Tämä arvo määrittyy lapojen kulman mukaan. Tässä diplomityössä kolmilapaista vaakaturbiinia käytetään ideaalisella TSR arvolla, joka on 5.

7.2 Tasainen kuorma

Tasaisen kuorman simulaatioissa laskenta-ajaksi asetettiin 50 sekuntia ja tuulennopeudeksi symmetrinen sinikäyrä, jonka lähtöarvo on 4 m/s ja amplitudi on 8 m/s. Mittausajanjakso on puolet sinikäyrän aallonpituudesta. Tasainen kuorma on tässä tapauksessa paineenrajoitusventtiili, joka on asetettu arvoon 60 bar. Paineenrajoitusventtiilin auetessa ja pumppu alkaa tuottamaan tilavuusvirtaa. Jos pumpulle ei tuoteta tarvittavaa vääntöä paineen saavuttamiseksi, järjestelmä on pysähtyneessä tilassa.

Sähköisessä järjestelmässä oletetaan akussa olevan sen verran alkulatausta, että akuista pystytään ottamaan jatkuvasti tuulivoiman keskimääräisesti tuottama teho. Tällöin sähkömoottori pyörittää tasaisesti pumppua keskimääräisellä teholla.



Kuva 38. Järjestelmien vertailu kun kuorma on tasainen.

Kuvassa 38 on esitetty ehdotus vaihtelevalla teholla toimivasta täysin hydraulisesta järjestelmästä sekä tyypillinen sähkökonversioon perustuva ratkaisu. Täysin hydraulista järjestelmää testattiin sekä adaptiivisella pumpulla että tavallisella pumpulla.

Vaihteiston hyötysuhteeksi asetettiin 88 %, generaattorin 90 %, akuston 75 % [4, s.230], sekä sähkömoottorin 90 % [57, s. 24]. Nämä ovat arvioita, joita pidetään realistisina pitkäaikaisessa käytössä. Sähköisessä järjestelmässä käytettiin 30 kW moottoria.

7.3 Vaihteleva kuorma

Vaihteleva kuorma johtuu käänteisosmoosikalvon aiheuttamasta kuristuksesta. Kuristuksen aiheuttama painehäviö riippuu tilavuusvirrasta, jolloin kuorman suuruus vaihtelee pumpun tuotosta riippuen. Kuristuksesta aiheutuva kuorma voidaan määrittää kaavalla 20 [57, s.21]

$$p_{kuristus} = \frac{\lambda_{memb} \rho_{sv} V_{vesi}^2}{2D_h l}, \quad (20)$$

jossa λ_{memb} on käänteisosmoosikalvon kitkakerroin, ρ_{sv} suolaveden tiheys, V_{vesi} virtauksen nopeus, D_h RO-kalvoelementin paineputken sisähalkaisija ja l RO-kalvoelementin pituus. Kalvon kitkakerroin on määritelty kaavoilla 21 ja 22 [57, s.21]

$$\lambda_{memb} = 6,23Re^{-0.3} \quad (21)$$

$$Re = \frac{V_{vesi} * D_h}{\mu} \quad (22)$$

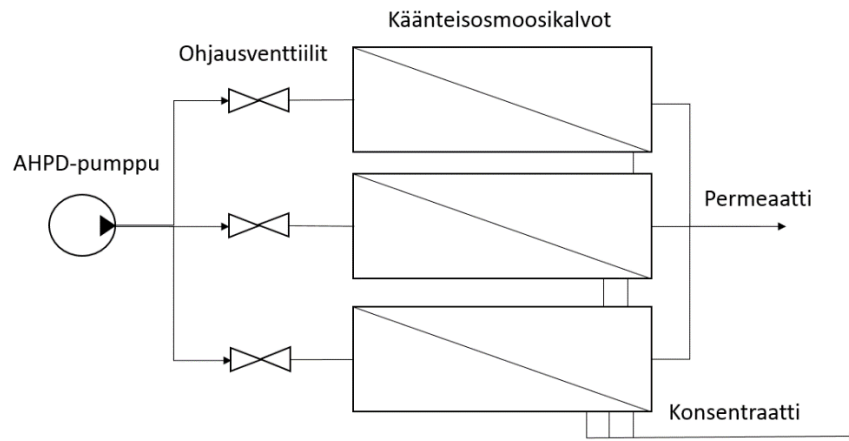
jossa Re on Reynoldsin luku ja μ on nesteen dynaaminen viskositeetti. Tämän kuristuksen lisäksi, käänteisosmoosia varten on voitettava osmoottinen paine, jonka määrittelee veden suolapitoisuus. Tämä osmoottinen paine määritellään kaavalla 23 [57, s.21]

$$\pi_f = \frac{0.002654C(T + 237,15)}{1000 - C/1000}, \quad (23)$$

jossa C on tarkasteltavan nesteen, tässä tapauksessa suolaveden konsentraatio ja T sen lämpötila. Meriveden, jonka suolapitoisuus on 3,5 g/l, osmoottinen paine on noin 28 bar.

Käänteisosmoosikalvoa käytettäessä saannon eli permeaatin osuus tuotetusta tilavuusvirrasta on tyypillisesti 10 % riippumatta käyttöpaineesta [12, s.60]. Käänteisosmoosikalvon konsentraattivirtaan voidaan laittaa paineenrajoitusventtiili tai sähköisesti ohjattu venttiili, joka aukeaa asetetussa paineessa. Adaptiivinen pumppaus aiheuttaa vaihtelevaa tilavuusvirtaa, jonka vuoksi ilman paineenohjausventtiiliä paineen suuruus määrittäisi ainoastaan käänteisosmoosikalvon kuristuksen perusteella. Tällöin paine vaihtelee voimakkaasti aiheuttaen tuotetun makeanveden saannin heikentymistä.

Tähän ongelmaan on ratkaisu. Kun adaptiivisen pumpun teho kasvaa ja näin myös tilavuusvirta, lisäämällä suodatuspinta-alaa kalvon aiheuttama kuristus pienenee. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että käänteisosmoosikalvoja on useita ja niistä kytketään päälle tarvittu lukumäärä käyttämällä painesignaalilla ohjattua suuren läpäisyn magneettiventtiiliä. Kuvassa 39 on esitetty kuinka ohjausventtiileitä säätämällä voidaan valita suodatuspinta-ala sekä täten hallita systeempainetta.



Kuva 39. Adaptiivinen pumppu tarvitsee myös adaptiivisen RO-kalvo systeemin.

Vaihtelevalla kuormalla operoitaessa adaptiivinen pumppu vaihtelee tiloja kuorman perusteella samalla tavalla kuin tasaisella kuormalla ja vastusta pyritään taasaamaan, jotta tuotto voidaan pitää korkeana. Toisin sanoen, kuorman vaihdelta sitä tulee myös säätää kohti yhtä asetusarvoa. Jos kuorman annetaan vaihdella jatkuvasti tilavuusvirran funktiona, kuten yksittäisessä kuristuksessa, adaptiivisen pumpun ohjauslogiikka ei toimi.

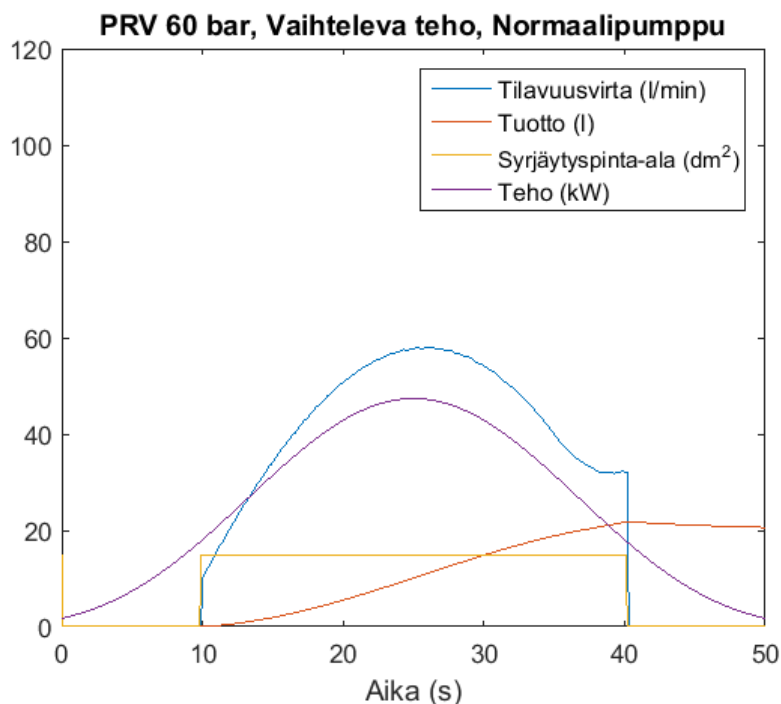
8 Tulokset

Edellisessä kappaleessa, ”7 Järjestelmän numeerinen mallinnus”, esiteltiin kaksi erilaista järjestelmää, joilla tehtiin simuloiteja käyttäen tasaista sekä vaihtelevaa kuormaa. Nämä ovat adaptiivinen hydraulinen järjestelmä sekä sähköisesti vaihtelevaan tehoon mukautuva järjestelmä.

8.1 Tasainen kuorma

Molemmissa tapauksissa testiaika on 50 sekuntia ja vaihteleva teho on identtinen. Kuvien 40, 41, 42 kuvaajissa on ajan funktiona seuraavat suureet: tilavuusvirta [l/min] (sininen), tuotto [litraa] (punainen), syrjäytuspinta-ala [dm²] (keltainen) sekä tuuliturbiininteho [kW] (violetti). Sähköisesti avustetussa järjestelmässä on esitetty myös keskimääräinen teho [kW] (vihreä), joka on testiajanjakson keskimääräinen teho. Sähkömoottoria käytetään tällä keskimääräisellä teholla ja se on mahdollista järjestelmässä olevan akuston ansioista. Erityisen tärkeää on huomata, että sininen tilavuusvirta on pumpun kokonaistuotto ja punainen tuottokäyrä on RO-kalvolta suodatettu puhtasjuomavesi, joka on vain 15 % kokonaistuotosta.

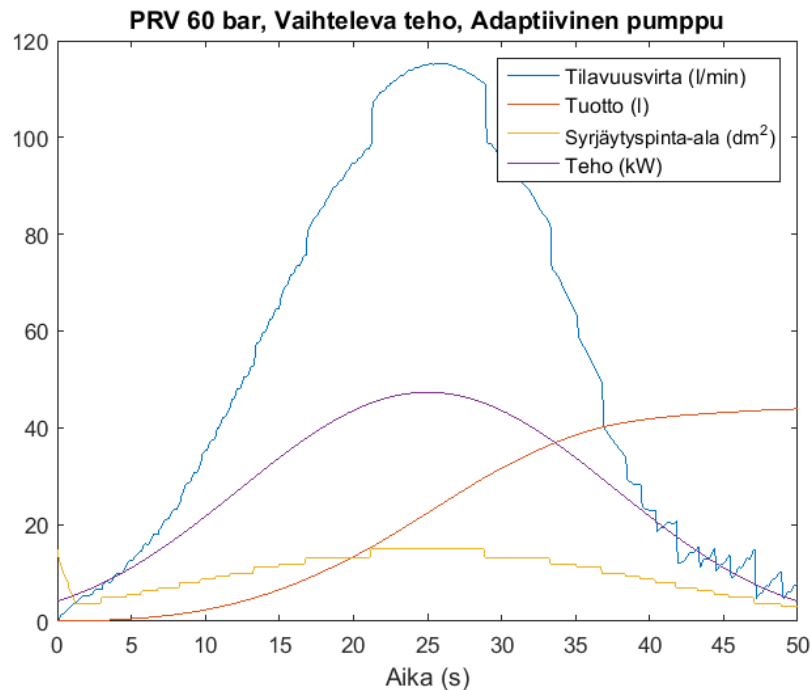
Kuvassa 40 on kuvaaja hydraulisesta järjestelmästä, jossa on käytetty tavallista oppomäntäpumppua. Kuvaajasta voidaan huomata, että pumppu ei tuota tilavuusvirtaa ennen kuin tehoa on tarpeeksi (noin 15 kW). Tämä tarkoittaa sitä, että tuuliturbiinin tuottaman teho ollessa alle 15 kW järjestelmä ei tuota lainkaan tilavuusvirtaa, koska kampiakselin vääntö ei riitä pyörittämään pumppua tarvittavaa vastapainetta vastaan. Paineakusta johtuen tilavuusvirta kasvaa pienellä viiveellä ja aikavälillä 38 – 40 s tilavuusvirta pysyy hetken tasaisena. 50 sekunnin aikana tämä järjestelmä tuottaa 21 litraa makeaa juomavettä. Tällaista järjestelmää ei todellisuudessa kannata käyttää.



Kuva 40. Vaihteleva teho, tavallinen pumppu, tasainen kuorma (60 bar).

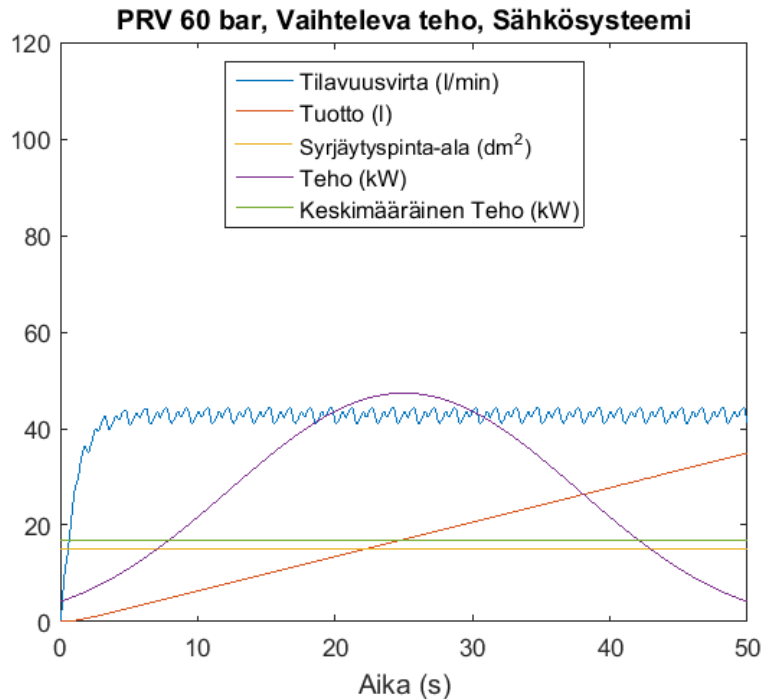
Seuraavassa kuvaajassa 41 on esitetty samaisen hydraulisen järjestelmän simulointitulokset, jossa tavallisen pumpun sijaan on adaptiivinen AHPD-pumppu. Tässä tapauksessa tuottoa syntyy välittömästi ja pumppu tuottaa koko testijakson ajan. Pumppu hyödyntää yhteensä 16:sta eri tilaa, joissa on kussakin erikoinen syrjäytyspinta-ala. Tämä voidaan havaita keltaisesta syrjäytyspinta-ala-käyrästä, joka käyttäytyy suoraan verrannollisesti tehoon nähden. Sinisen tilavuusvirta-käyrän lievä epäsymmetrisyys ja ajanjakson 38 – 50 s värähtelyt johtuvat paineakusta. Värähtelyjä voitaisiin mahdollisesti vähentää paineakun pa-

remmallalla mitoituksella. Testiajanjakson aikana järjestelmä tuotti 42 litraa puhdasta juomavettä.



Kuva 41. Vaihteleva teho, adaptiivinen pumppu, tasainen kuorma (60 bar).

Seuraavassa kuvassa 42 on esitetty tulokset simuloinnista kuvan 38 sähköisesti avustetulla järjestelmällä. Pumppu käyttää koko ajan maksimaalista syrjäytyspinta-alaa ja toimii tasaisella teholla, joka on vain noin puolet tuuliturbiinin keskimääräisestä tehosta, koska tuuliturbiinilta pumpulle tapahtuu energiakonversio- ja energian säilytyshäviöitä. Lisäksi sähkömoottori ei toimi optimaalisella kierrosalueellaan, sillä 16 kW ei ole standardisoitu sähkömoottorikoko. Tämän vuoksi sähkömoottorissa tapahtuu häviöitä, jonka vuoksi se toimittaa jäljelle jääneestä tehosta vain puolet pumpulle.



Kuva 42. Vaihteleva teho, sähköjärjestelmä, tasainen kuorma (60 bar).

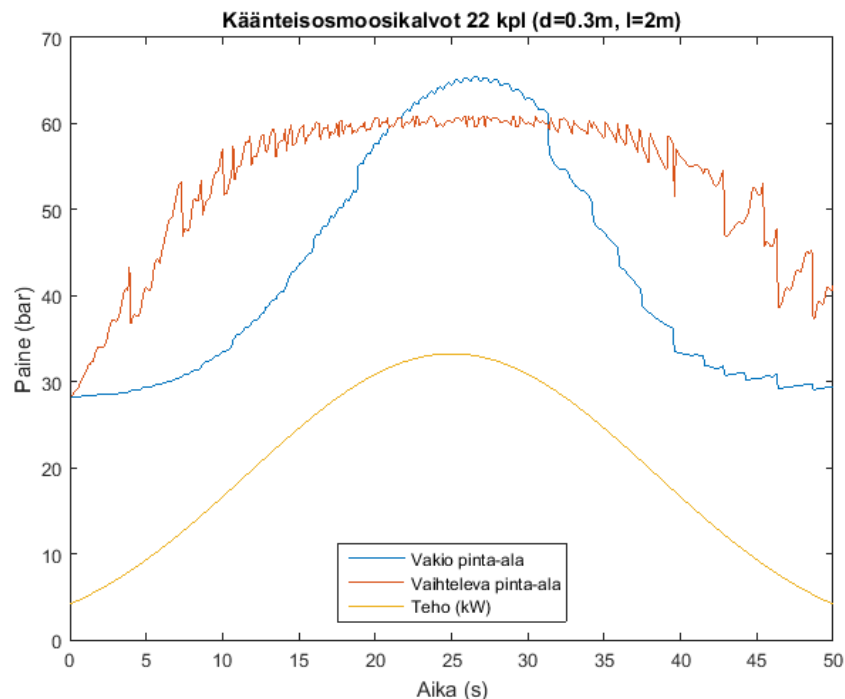
Testiajanjakson tuotto on tällä järjestelmällä 35 litraa. Sähköjärjestelmässä tapahtuvien häviöiden vuoksi tuotto on pienempi kuin täysin hydraulisella järjestelmällä, jossa on adaptiivinen pumppu.

8.2 Vaihteleva kuorma

Käänteisosmoosikalvo tarvitsee tarpeeksi suuren paineen, jotta sen kynnyspaine ylittyy ja se alkaa suodattamaan makeaa vettä. Tämä kynnyspaine on riippuvainen syöttöveden suolapitoisuudesta ja tilavuusvirrasta. Jos tilavuusvirta vaihtelee, kynnyspainetta ei saavuteta kuin hetkittäin ja tällöin myös tuoton määrä vaihtelee. Tätä varten voidaan käyttää ns. digitaalista kalvotekniikkaa, jossa on useita käänteisosmoosikalvoja kytkettynä rinnan. Näitä kalvoja voidaan käyttää adaptiivisten ohjausventtiilien avulla, kuten kuvassa 39 esitetty. Jos tehoa ja sen takia myös virtausta on vähän, kytketään pois kalvoputkia siten, että haluttu paine saavutetaan jäljelle jäävissä kalvoputkissa. Kun tehoa on paljon, käytetään kaikkia kalvoputkia mahdollisimman ison suodatuspinta-alan aikaansaamiseksi.

Seuraavaksi verrataan käänteisosmoosikalvon pinta-alan vaikutusta kuorman vaihteluun, joka on laskettu aiemmin kaavalla 20. Kuvaajassa 43 on esitetty käänteisosmoosikalvojen pinta-alan vaihtelun vaikutus tarvittavaan kynnyspaineseen. Keltainen käyrä kuvaa tehoa, joka tulee AHPD-pumpulle. Kuten tasaisen kuorman tuloksista voidaan huomata, adaptiivinen pumppu tuottaa vaihtelevaa tilavuusvirtaa vaihtelevalla teholla. Tilavuusvirran suuruus on siis suoraan verrannollinen tehoon.

Tehon (keltainen) lisäksi kuvaajassa 43 on kaksi muuta käyrää. Ne kuvastavat kahta testiä, joissa molemmissa on käytetty 22 kpl käänteisosmoosikalvoja 3,5 g/l suolapitoisen veden suodatukseseen. Yksittäisen käänteisosmoosikalvon halkaisija on 30 cm ja pituus 2 metriä. Nämä testit eroavat toisistaan siten, että vakio pinta-alan (sininen) testissä virtaus ajettiin kaikkien kalvojen läpi. Vaihtelevalla pinta-alalla (punainen) testattaessa käytettiin kalvoja se lukumäärä, jolla päästiin lähimmäksi 60 barin kynnyspainetta.



Kuva 43. Kalvopinta-alan vaikutus kuormaan.

Vertaamalla näitä kahta lähestymistapaa voidaan huomata, että vaihtelemalla suodatuspinta-alaa saavutetaan tasaisempi kuormitus. Tasaisemmalla kuormituksella käänteisosmoosikalvojen käyttöikä pitenee ja tuotetun permeaatin laatu pysyy tasaisempuna.

9 Pohdinta

Tässä osiossa pohditaan työssä käsiteltyjä aihealueita peilaten tutkimuksessa tehtyihin kokeisiin ja saavutettuihin tuloksiin. Tämän osion jälkeen esitetään työn johtopäätökset ja jatkotutkimusaiheet.

9.1 Pumpun energianlähde ja käyttötarkoitus

Suunnitellun energiatehokkaan uppomäntäpumpun lisäksi koko järjestelmän tulee olla energiatehokas. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että ylimääräiset energiahäviöt, kuten energiakonversiot, tulee minimoida. Energiankeräimen vaatimuksena on täten tuottaa rotaatio liikettä, jotta pumpun kampiakseli voidaan kytkeä suoraan siihen, ja toimia mahdollisimman laajalla tehoalueella eli energiankeräimen tulisi pystyä keräämään energiaa niin tyynessä kuin myrskyssäkin. Lisäksi huollettavuus ja laitteiston arvioitu käyttöikä ovat tärkeitä kriteereitä laitteiston taloudellisuutta ajateltaessa.

Näihin kriteereihin aaltovoimaloista sopii parhaiten Wello Penguin ja tuulivoimaloista vaakaturbiinit. Wello Penguin -poijupumpun arvioidaan tulevaisuudessa pystymään jopa 1 MW tuottotehoon, joka on suurimpia tehoja yksittäiselle aaltovoimalalle. Lisäksi laitteisto tuottaa pyörivää liikettä ja laitteiston sisälle voitaisiin asentaa AHPD-pumppu suojaan meren kuluttavalta ympäristöltä. Tämä vähentäisi huoltokuluja sekä helpottaisi laitteiston operointia, huoltoa ja monitorointia. AHPD-pumpun käyttäminen Wellon Penguin -poijupumpussa kasvattaisi kuitenkin huomattavasti laitteiston huoltoväliä, koska tällöin järjestelmää kuluttava merivesi kulkisi laitteiston läpi.

Vaaka-akseliset tuuliturbiinit ovat kuitenkin toistaiseksi paras vaihtoehto AHPD-pumpun energiantuottajiksi, koska niiden markkinat ovat suurimmat ja niiden hyötysuhde on hyvä. Turbiini voitaisiin asettaa rannalle tai matalaan veteen, josta pumpulle syötettäisiin suolaista syöttövettä. Vaakaroottoristen turbiinien eräs haaste on rajoitettu käyttöalue suhteessa pystyroottorisiin. Rajoitettu käyttöalue

johtuu siitä, että hyödynnettäessä olevan tuulen nopeuden vaihteluväli on pienempi kuin pystyroottorisilla turbiineilla. Toisaalta tätä rajoitettua käyttöaluetta voitaisiin hyödyntää tehokkaammin käyttämällä adaptiivista pumppua.

Myös aurinko-RO-laitoksissa on tarvetta adaptiiviselle pumpulle. Usein auringon tuottama energia varastoidaan akkuihin. Näiden akkujen energiahäviöt yhdistettynä ylimääräisen sähkömoottorin häviöihin hukkaavat noin kolmasosan tuotetusta energiasta. Akuttoman aurinkovoiman tuottama käyttöteho on vaihtelevaa ja siten adaptiivisen pumpun käyttäminen parantaisi hyötysuhdetta sekä vähentäisi investointi- ja huoltokustannuksia, koska laitoksessa ei tarvitsi enää vaihtaa akkuja tai huoltaa generaattoria ja sähkömoottoria.

Adaptiiviselle pumpulle on myös käyttöä perinteisessä, sähköisesti avustetussa, käänteisosmoosilaitoksessa. Syöttöveden lämpötila on vaihtelevaa vuodenajasta riippuen, vaikka pumpulle tuotu teho olisikin vakio. Tämä syöttöveden lämpötila vaikuttaa osmoottiseen paineeseen, kuten voidaan päätellä sivun 65 kaavasta 23. Lämpötilan vaihdellessa tasaisen paineen ylläpitämiseksi tilavuusvirtaa on muutettava vaikka sähkömoottorin nopeus olisi vakio. Tämä voitaisiin toteuttaa adaptiivisella pumpulla.

9.2 Mekaaninen vs. sähköinen tehonsiirto pumpulle

Tasaisen kuorman testeissä adaptiivinen hydraulipumppu tuotti testiajanjakson aikana 20 % enemmän makeaa vettä kuin sähköinen järjestelmä ja kaksi kertaa enemmän kuin tavallinen uppomäntäpumppu, kun näitä erilaisia RO-laitoksia käytettiin vaihtelevalla teholla.

Kuten myös sivun 64 kuvassa 38 on esitetty, sähköisessä järjestelmässä on kolme osakokonaisuutta enemmän kuin AHPD-järjestelmässä. Nämä komponentit ovat merkittävä osuus koko järjestelmän hankintakustannuksesta. Lisäksi akut on vaihdettava n. 5 – 10 vuoden välein ja ne ovatkin sähköjärjestelmän arvokkain osuus. Yhteensä näiden kolmen komponentin (generaattori, akusto ja sähkömoottori) häviöihin voidaan hukata jopa 40 % tuotetusta tehosta.

Adaptiivisessa hydraulijärjestelmässä ei tässä työssä kuitenkaan huomioitu tilojen vaihteluista aiheutuvia venttiilihäviöitä, jotka voivat heikentää järjestelmän hyötysuhdetta, etenkin syöttötehon vaihdellessa yhtä nopeasti kuin testiajanjaksoilla. Myös sähköisen järjestelmän moottori voitaisiin mitoittaa paremmin, jolloin tulokset saattaisivat olla lähempänä toisiaan. Toisaalta sähköinen järjestelmä ei tuota tilavuusvirtaa, jos tuulennopeus on pitkään turbiinin tehojakauman alapäässä. Tällaisessa tapauksessa voitaisiin käyttää sähköverkkoa apuna, mutta se ei ole aina mahdollista ja on myös tämän tarkastelun ulkopuolella.

Simulointien perusteella tasaista kuormaa vastaan adaptiivinen hydraulijärjestelmä tuottaa enemmän kuin sähkökäyttöinen ja sen huolto- sekä investointikustannukset ovat merkittävästi edullisempia.

9.3 Konsentraatin paine-energian talteenottolaite

Diplomityössä tarkasteltiin pumpun suunnittelun lisäksi mahdollisuutta suunnitella parempi konsentraatin paine-energian talteenottolaite kuin mitä tällä hetkellä on markkinoilla. Jos paine-energian talteenottajan yhteyteen ei tarvita apupumpua niin käänteisosmoosijärjestelmän hankintakustannus laskee huomattavasti. Tätä laitetta varten tulisi tutkia venttiiliratkaisua, joka on hydraulisesti esiohjattu ja säätelee laitteen liikettä konsentraatin paineen mukaisesti. Robusti toteutus pidentäisi sen käyttöikä ja hyötysuhdetta. AHPD-pumppuun voitaisiin samaisella venttiilitekniikalla integroida konsentraatin paine-energian talteenotto, jolloin erillistä laitetta ei tarvita lainkaan.

9.4 Mukautuva käänteisosmoosikalvojärjestelmä

Tässä diplomityössä simuloitiin ns. digitaalista kalvotekniikkaa, jossa on useita käänteisosmoosikalvoja kytkettynä rinnan. Näitä kalvoja voidaan käyttää adaptiivisten ohjausventtiilien avulla. Tilavuusvirran vaihteluihin mukautuvaa käänteisosmoosikalvojärjestelmää kannattaisi käyttää samassa laitoksessa adaptiivisen pumpun kanssa. Tällaisella adaptiivisella kalvopinta-alan säätelyllä tuotetun veden laatu on tasaisempaa. Toisaalta kalvopinta-alan vaihtelusta, kun aktiivisten

kalvojen lukumäärää vaihdetaan venttiilikytkenällä, aiheutuu pieniä sykäsmäisiä paine-iskuja, jotka saavat paineen värähtelemään kuten on esitetty sivun 71 kuvassa 43. Näitä paineiskuja voitaisiin vähentää tarkasti mitoitettulla paineakulla. Mukautuva käänteisosmoosikalvojärjestelmä voisi soveltua käytettäväksi myös perinteisissä sähköavusteisissa RO-laitoksissa. Mukautuvan käänteisosmoosikalvojärjestelmän käyttösyklejä tulisi tutkia kokeellisesti, jotta varmistuttaisiin konseptin toimivuudesta.

10 Johtopäätökset

Tämän diplomityön tavoitteena oli kehittää vesihydraulinen korkeapainepumppu, jolla on erinomainen hyötysuhde ja joka kykenee mukautumaan tehonvaihteluihin. Diplomityössä suunniteltiin vesihydraulinen uppomäntäpumppu sekä simuloitiin sen toimintaa tasaisella sekä vaihtelevalla kuormalla. Tavoitteet saavutettiin ja suunniteltu koepumppu on nyt käytössä Aalto-yliopiston hydrauliiikan laboratoriossa, jonka toimintaa tutkitaan jatkotutkimuksissa. Näiden tutkimusten perusteella voidaan jatkossa validoida tässä diplomityössä esitetyt hypoteesit pumpun ominaisuuksista.

Diplomityössä käsitellyistä energiakeräimistä parhaimmiksi adaptiivisen pumpun tehontuottajiksi sopisivat Wello Penguin -poijupumppu sekä vaakatuuliturbiini. Näissä nähtiin eniten potentiaalia isojen käänteisosmoosilaitoksien energianlähteiksi niiden huollettavuuden, tehon suuruuden sekä tuotetun rotaatioliikkeen vuoksi. Myös aurinko-RO-laitoksissa voitaisiin käyttää adaptiivista pumppua, sillä silloin ei tarvittaisi enää akustoa, jolloin investointikulut pienenisivät. Jopa perinteisessä, sähköisesti avustetussa käänteisosmoosilaitoksessa, voisi olla käyttöä adaptiiviselle pumpulle, sillä RO-kalvon tarvitsema kynnyspaine on vaihteleva, koska se on lämpötilasta riippuvainen.

Desalinaatiomenetelmistä käänteisosmoosin todettiin sopivan parhaiten käytettäväksi etenkin korkeasuolapitoisuuden meriveden suodattamiseen sen alhaisen energiankulutuksen vuoksi. Käänteisosmoosin muita hyviä puolia ovat matalat investointikustannukset verrattuna muihin desalinaatiomenetelmiin, hyvä huollettavuus, kapasiteetin nopea muokkaaminen, operointi huoneenlämpötilassa sekä lyhyt asennusaika.

Tasaisen kuorman simuloinneissa suunniteltu adaptiivinen hydraulipumppu tuotti testiajanjakson aikana 20 % enemmän makeaa vettä kuin perinteinen sähköinen järjestelmä, kun näitä RO-laitoksia käytettiin vaihtelevalla teholla. Sähköisessä

järjestelmässä on lisäksi kolme osakokonaisuutta enemmän kuin AHPD-järjestelmässä. Yhteensä näiden kolmen komponentin (generaattori, akusto ja sähkömoottori) häviöihin voidaan hukata jopa 40 % tuotetusta tehosta.

Simulointien validoimiseksi AHPD-pumppua tulisi testata myös käänteisosmoosikäytössä. Ilman kokeellista dataa ei voida varmistua simuloituista ilmiöistä. Lisäksi käänteisosmoosikalvojen paineenvaihtelukestävyttä tulisi testata pitkällä aikavälillä ja suurella paineenvaihtelulla, jotta adaptiivisen pumpun todellinen hyöty voitaisiin todentaa. Voidaan kuitenkin todeta, että käyttämällä adaptiivista pumppua laitteiston investointi- ja huoltokustannukset laskevat suhteessa perinteiseen sähköisesti avustettuun uusiutuvalla energialla toimivaan käänteisosmoosilaitokseen.

Käänteisosmoosilaitoksen hyötysuhdetta tutkittaessa huomattiin, että pumpun lisäksi myös konsentraatin paine-energian talteenotto laite vaikuttaa huomattavasti laitoksen kokonaisyötysuhteeseen. Lisäksi tämä talteenotto laite tarvitsee usein oman apupumpun, joka nostaa painetta noin 2 – 3 baria. Tässä diplomityössä esitettiin uppomäntäinen talteenotto laitekonsepti, joka ei tarvitse apupumppua toimiakseen. Ilman apupumppua käänteisosmoosilaitoksen investointi- ja huoltokustannukset pienenisivät. Talteenotto laitekonseptin testaus vaatisi tähän käyttötarkoitukseen suunniteltua venttiiliratkaisua, jonka avulla talteenotto laite olisi robusti ja energiatehokas. Samainen venttiiliratkaisu voitaisiin mahdollisesti myös integroida suoraan AHPD-pumppuun, jolloin erillistä talteenotto laitetta ei tarvittaisi lainkaan.

Adaptiivisella pumpulla toimivaa käänteisosmoosia simuloitaessa huomattiin tarve käänteisosmoosikalvopinta-alan vaihtelevuudelle. Tämä johtuu siitä, että tilavuusvirran kasvaessa RO-kalvoelementti aiheuttaa kuristusta, joka kasvattaa painehäviötä ja täten tarvittavaa kynnyspainetta. Kuorma ei tällöin ole tasaista vaan vaihtelevaa. Diplomityössä esitettiin mukautuva käänteisosmoosikalvojärjestelmä, jossa venttiilikytken avulla vaihdetaan käytössä olevaa käänteisos-

moosikalvopinta-alaa. Tämän konseptin toimivuus todettiin simulaatiotutkimuksessa, mutta vaatisi oman koelaitteistonsa validointia varten. Mukautuvaa käänteisosmoosikalvojärjestelmää voitaisiin mahdollisesti myös käyttää siten, että tuuliturbiini pyörittäisi sähkömoottoria ja tehonvaihteluihin mukautuisi pumpun sijaan vain käänteisosmoosikalvojärjestelmä.

Lähdeluettelo

- [1] Johnson, G. L., *Wind Energy Systems*, Electronic ed. Manhattan, Kansas State University: Prentice hall, 2001. ISBN: 10: 0139577548
- [2] Sorensen, B., *Renewable Energy*, 3rd ed. San Diego, California: Elsevier Academic Press, 2004. ISBN: 0-12-656153-2
- [3] *Human Development report 2006*, Viitattu: 9.10.2015, United Nations Development Programme, Saatavilla: http://hdr.undp.org/sites/default/files/hdr_2006_summary_en.pdf.
- [4] Thomson, M., Miranda, M., Infield, D. "A small-scale seawater reverse-osmosis system with excellent energy efficiency over a wide operating range", *Elsevier: Desalination*, vol. 153, pp. 229-236, February 2003.
- [5] Wilf, M., *Fundamentals of RO-NF technology*, Limassol 2004, Viitattu: 22.9.2015, Saatavilla: <http://www.membranes.com/docs/papers/New%20Folder/Fundamentals%20of%20RO-NF%20Technology.pdf>.
- [6] Folley, M., Suarez, B., Whittaker, T. "An autonomous wave-powered desalination system", *Elsevier: Desalination*, vol. 220, no. 1-3, pp. 412-421, March 2008.
- [7] E. Mathioulakis, V. Belessiotis, E. Delyannis. "Desalination by using alternative energy", *Elsevier: Desalination*, vol. 203, pp. 346-365, March 2006. DOI: 10.1016/j.desal.2006.03.531

- [8] Gunn, K, Stock-Williams, C. "*Quantifying the global wave power resource*", *Elsevier: Renewable energy*, vol. 44, pp. 296-304, August 2012. DOI: 10.1016/j.renene.2012.01.101
- [9] Drew, B., Plummer, A. R., Sahinkaya, M.N. "*A review of wave energy converter technology*", *Journal of Power and Energy*, vol. 223, no. 8, pp. 887-902, March 2009. DOI: 10.1243/09576509JPE782
- [10] Thorpe, T. W., *A Brief Review of Wave Energy*, 1999, Viitattu: 22.10.2015, Saatavilla: http://lamtengchoy.com/main/uploads/others/1298524568_8914.pdf.
- [11] *Power buoys*, *The Economist*, 2001, Viitattu 22.9.2015, Saatavilla: <http://www.economist.com/node/623883>.
- [12] Hämäläinen, T., *Makean veden tuotanto aaltoenergian avulla – uuden tuotekonseptin energiatekninen analysointi ja laitteistokehitystyö*, 2013, Espoo, Aalto-yliopisto, Diplomityö.
- [13] Sorensen, R. M., *Basic Coastal Engineering*, 3rd ed. Lehigh University, Bethlehem, Pennsylvania, Department of Civil and Environmental Engineering: Springer, 2006. ISBN: 10: 0-387-23332-6
- [14] AW-energy, suomalainen aaltosiipien valmistaja, *Waveroller konsepti*, Viitattu: 22.7.2014, Saatavilla: <http://aw-energy.com/>.

- [15] Zhang, Y-I., Lin, Z., Liu, Q-I. "*Marine renewable energy in China: Current status and perspectives*", *Water Science and Engineering*, vol. 7, no. 3, pp. 288-305, July 2014. DOI: 10.3882/j
- [16] WavePiston, tanskalainen aaltoenergian talteenottojärjestelmien valmistaja, *WavePiston Technology*, Viitattu: 23.7.2015, Saatavilla: <http://www.wavepiston.dk/>.
- [17] Pecher, A., Kofoed, J.P., Angelelli, E., *Experimental Study on the WavePiston Wave Energy Converter*, April 2010, Viitattu: 24.10.2015, Saatavilla: <http://www.wavepiston.dk/download/AAUrep.pdf>.
- [18] Carnegie, austraaliaalainen poijupumppujen valmistaja, *Carnegie wave technology - CETO Freshwater*, Viitattu: 3.9.2015, Saatavilla: <http://www.carnegiwave.com/ceto-technology/ceto-freshwater.html>.
- [19] Wello Oy, suomalainen aaltoenergiakeräimien valmistaja, *Wello Penguin konsepti*, Viitattu: 24.7.2015., Saatavilla: <http://www.wello.eu/en/penguin>.
- [20] Aivio, M., *Wello Oy - Aallot keinuttavat energiaa*, CAD - Q, Viitattu 31.8.2015, Saatavilla: <http://courses.cad-q.com/fi/referenssit-ja-tuoteuutiset/wello-aaltoenergiaa>.
- [21] Charcosset, C. "*A review of membrane processes and renewable energies*", *Elsevier:Desalination*, vol. 245, pp. 214-231, June 2008. DOI: 10.1016/j.desal.2008.0

- [22] Grauers. "*Efficiency of three wind energy generator systems*", *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 11, no. 3, pp. 650-657, September 1996.
- [23] Jamieson, P., M. "*Beating Betz: Energy Extraction Limits in a Constrained Flow Field*", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 131, no. 031008, pp. 1 - 6, August 2009. DOI: 10.1115/1.3139143
- [24] Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., *Wind Energy Explained*. West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd., 2002. ISBN: 0-471-49972 2
- [25] Windside Oy, suomalainen pystyroottoritubiini valmistaja, *Windside turbiinit*, Viitattu: 25.8.2015., Saatavilla: <http://www.windside.com/>.
- [26] Powergenerations, Blog, *Wind power generation*, Saatavilla: <https://powergenerations.wordpress.com/2012/02/23/wind-power-generation/>, Viitattu: 23.9.2015.
- [27] ENERCON, saksalainen tuuliturbiini valmistaja, *Technical specifications*, Viitattu: 28.8.2015, Saatavilla: http://www.enercon.de/p/downloads/EN_Productoverview_0710.pdf.
- [28] Garcia-Rodriguez, L. "*Seawater desalination driven by renewable energies: a review*", *Elsevier: Desalination*, vol. 143, pp. 103-113, December 2001.

- [29] Suntekno, *Aurinkopaneelit*, Viitattu: 14.12.2015, Saatavilla:
<http://www.suntekno.fi/resources/public/tietopankki/paneelit.pdf>.
- [30] Davies, P.A. "*Wave-powered desalination: resource assessment and review of technology*", *Elsevier: Desalination*, vol. 186, pp. 97-109, April 2005. DOI: 10.1016/j.desal.2005.03.093
- [31] Abdallah, S., Abu-Hilal, M., Mohsen, M. S. "*Performance of a photovoltaic powered reverse osmosis system under local climatic conditions*", *Elsevier: Desalination*, vol. 183, pp. 95-104, March 2005. DOI: 10.1016/j.desal.2005.03.030
- [32] Kramer, E. M., Myers, D. R. "*Osmosis is not driven by water dilution*", *Trends in Plant Science*, vol. 18, no. 4, pp. 195-197, April 2013. DOI: 10.1016/j.tplants.2012.12.001
- [33] Fritzmann, C., Löwenberg, J., Wintgens, T., Melin, T. "*State-of-the-art of reverse osmosis desalination*", *Elsevier: Desalination*, vol. 216, no. 1-3, 5, pp. 1-76, October 2007. DOI: 10.1016/j.desal.2006.12.009
- [34] Applied Membranes Inc., yhdysvaltalainen käänteisosmoosikalvojen valmistaja, *Membrane warranty and Seawater Desalination RO Membranes Specifications*, Viitattu: 25.9.2015, Saatavilla:
<http://appliedmembranes.com/reverse-osmosis-membranes-for-seawater-desalination.html#literature>.
- [35] Reverse Osmosis Systems Review, yhdysvaltalainen käänteisosmoosijärjestelmien vertailusivusto, *How Does Reverse*

Osmosis Work?, Viitattu: 27.7.2015, Saatavilla:
<http://reverseosmosissystemsreview.com/how-does-reverse-osmosis-work.html>.

- [36] MacHarg, J.P., McClellan, S.A. "*Pressure Exchanger Helps Reduce Energy Costs in Brackish Water RO System*", *Journal AWWA*, pp. 44-47, November 2004.
- [37] Fluid equipment Development Co. (FedCo), yhdysvaltalainen hydraulisten turbojen valmistaja, *Hydraulic Pressure Boosters (HPBs)*, Viitattu: 5.10.2015, Saatavilla: <http://fedco-usa.com/?q=content/hpb>.
- [38] Sharmila, N., Jalihal, P., Swamy, A. K., Ravindran, M. "*Wave powered desalination system*", *Elsevier:energy*, vol. 29, pp. 1659-1672, September 2004. DOI: 10.1016/j.energy.2004.03.099
- [39] Habali, S. M., Saleh, I.A. "*Design of stand-alone brackish water desalination wind energy system for Jordan*", *Elsevier: Solar Energy*, vol. 52, no. 6, pp. 525-532, June 1994. DOI: 10.1016/0038-092X(94)90660-2
- [40] Kaldellis, J., Kavadias, K., Kondili, E. M. "*Renewable energy desalination plants for the Greek islands - Technical and economic considerations*", *Elsevier: Desalination*, vol. 170, pp. 187-203, January 2004. DOI: 10.1016/j.desal.2004.01.005

- [41] Thomson, M., *Reverse-Osmosis Desalination of Seawater Powered by Photovoltaics Without Batteries*, 2003, Doctoral Thesis, Loughborough University.
- [42] Brett, Ibbotson, *The Effects of Fluctuating Operation on Reverse Osmosis Membranes*, 2010, Master's Thesis, University of South Australia & Delft University of Technology.
- [43] Flowserve, Yhdysvaltalainen paineenvaihtajien valmistaja, *Work Exchangers (DWEER)*, Viitattu: 6.10.2015, Saatavilla: <http://www.flowserve.com/Products/Energy-Recovery-Devices/Work-Exchangers>.
- [44] Energy Recovery Inc., yhdysvaltalainen paineenvaihdin valmistaja, *Highly Efficient Energy Recovery*, Viitattu: 6.10.2015, Saatavilla: <http://www.energyrecovery.com/wp-content/uploads/2014/12/White-PaperHigh-Efficiency-ERD.pdf>.
- [45] Spectra Watermakers Inc., yhdysvaltalainen pumppu valmistaja, *The Spectra Clark Pump*, Viitattu: 6.10.2015, Saatavilla: <http://www.spectrawatermakers.com/technology/>.
- [46] Heikkinen, H., *Utilization of wave energy for seawater desalination and electricity production*, 2011, Espoo, Aalto-yliopisto, Diplomityö.
- [47] Ylänen, M., *Wave Powered Desalination by Reverse Osmosis - Feasibility Study*, 2012, Espoo, Aalto-yliopisto, Diplomityö.

- [48] Virtanen, S., *Merivedestä juomavettä – Aalto-yliopiston opiskelija paneutui miljardeja ihmisiä vaivaavaan ongelmaan*, 2013, Tekniikka ja talous. Viitattu: 31.8.2015, Saatavilla:
<http://www.tekniikkatalous.fi/innovaatiot/2013-01-23/Merivedest%C3%A4-juomavett%C3%A4-%E2%80%93Aalto-yliopiston-opiskelija-paneutui-miljardeja-ihmisi%C3%A4-vaivaavaan-ongelmaan-3312414.html>.
- [49] Ylänen, M., Lampinen, M. "*Determining optimal operating pressure for AaltoRo - A novel wave powered desalination system*", *Elsevier: Renewable Energy*, vol. 69, pp. 386-392, September 2014. DOI:
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2014.03.061>
- [50] Spectra Watermakers Inc., yhdysvaltalainen pumppuvalmistaja, *The Spectra Pearson Pump*, Viitattu: 7.10.2015, Saatavilla:
<http://www.spectrawatermakers.com/technology/pearson-pump/>.
- [51] Kauranne, H., Kajaste, K., Vilenius, V., *Hydrauliteknikka*, 1st ed. Porvoo: WSOY, 2008. ISBN: 978-951-0-33844-5
- [52] Parker, yhdysvaltalainen hydraulitekniisten tuotteiden valmistaja, *Servoventtiili D3FB OBE tekniset tiedot*, Viitattu: 25.9.2015, Saatavilla:
http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF_2013/D3FB%20UK.pdf.
- [53] Trelleborg, ruotsalainen tiivistetuotteiden valmistaja, *Hydraulic seals - linear*, Viitattu: 28.9.2015, Saatavilla:

tic.com/remotemediamedia/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/hydraulic_complete_gb_en.pdf.

- [54]** Trelleborg, ruotsalainen tiivistetuotteiden valmistaja, *Engineering data Zurcon Z80*, Viitattu: 28.9.2015, Saatavilla:
<http://www.tss.trelleborg.com/ecatalog/img/datasheets/Zurcon%20Z80%20engineering%20data.pdf>.
- [55]** Temposonics, yhdysvaltalainen sensorivalmistaja, *Magnetostriction - Basic Physical Elements*, Viitattu: 29.7.2015, Saatavilla:
<http://www.mtssensors.com/fileadmin/media/pdfs/551019.pdf>.
- [56]** Senjyu, T., Sakamoto, R., Urasaki, N., Funabashi, T., Fuijta, H., Sekine, H. "Output Power Leveling of Wind Turbine Generator for All Operating Regions by Pitch Angle Control", *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 21, no. 2, pp. 467 - 475, June 2006. DOI: 10.1109/TEC.2006.874253
- [57]** Generaal, C., *Wind Driven Reverse Osmosis Desalination for Small Scale Stand-Alone Applications*, Master of Science Thesis, 2011, TUDelft, Viitattu: 15.12.2015, Saatavilla:
http://www.citg.tudelft.nl/fileadmin/Faculteit/CiTG/Over_de_faculteit/Afdelingen/Afdeling_watermanagement/Secties/gezondheidstechniek/onderzoek/Theme15/doc/Generaal_MSc_Thesis_Final.pdf.

Liiteluettelo

Liite 1. Koepumpun työkuvat

Liite 2. SIMULINK mallit

Liite 1. Koepumpun työkuvat

SCALE 0,150

8	F2301	Tecsis	Voima-anturi	2
7	4000	AHPD Pumpu	Kokoonpanokuva erikseen.	2
6	3003	Kuusiokoloruuvi M10x90	8.8 HST	12
5	3002	Kuusiokoloruuvi M8x30	8.8 HST	36
4	2003	Korotuspala	S335J2G3	2
3	2002	Pohjalevy	S335J2G3	2
2	2001	Linjuri	S335J2G3	2
1	1000	Öljysylinteri	Kokoonpanokuva erikseen.	1

Rev.	Change	Date	Changed	Appr.

Rev.	Scale	Product	Customer	Model name	AHPD_2KOKKOONPANO
0.010					

Rev.	Design	Check	Appr.

SCALE 0,125

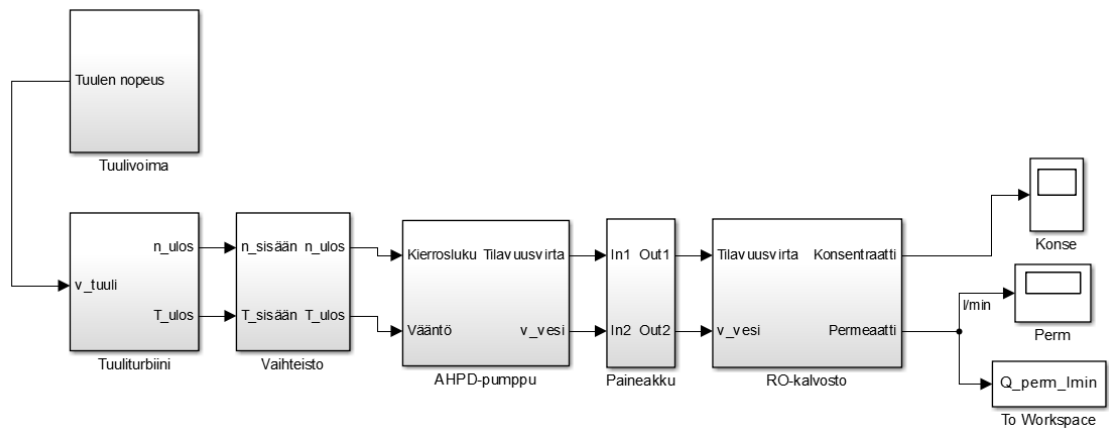
22	9002	Jakotukki, paine	Työkuva erikseen. AISI316.	2
21	9001	Jakotukki, tankki	Työkuva erikseen. AISI316	2
20	8001	Vastaventtiilin laippa	Viking A.181	10
19	8000	Vastaventtiili	Viking A.181	9
18	7002	O-rengas NBR70	80640681000 42.77 X 3.53	2
17	7001	Tasotulppa	Työpiirustus erikseen. AISI316.	2
16	6004	Tulppa G1 1/2"	AISI316	2
15	6003	Vaippamutteri 42 L	HST	36
14	6002	Helmiiliitin 20 mm	AISI 316	36
13	6001	Perustiitin 42 L	G1 1/2"	36
12	5003	Pneumaattinen aktuaattori	WM 4	6
11	5002	Palloventtiilin laippa	WM 4	6
10	5001	Palloventtiili	Serie 77-10	6
9	4003	Ø15x42L	HST Putki	6
8	4002	7772x42L	HST Putki	2
7	4001	100x42L	HST Putki	9
6	3009	Priikka M10	HST	56
5	3007	Kuusiokolo ruuvi M10x25	8.8 HST	8
4	3006	Kuusiokolo ruuvi M10x65	8.8 HST	32
3	3005	Kuusiokolo ruuvi M10x80	8.8	24
2	3004	M10 Mutteri	8.8	4
1	3001	Kuusiokolo ruuvi M10x60	8.8 HST	4

Rev.	Change	Date	Changed	Appr.

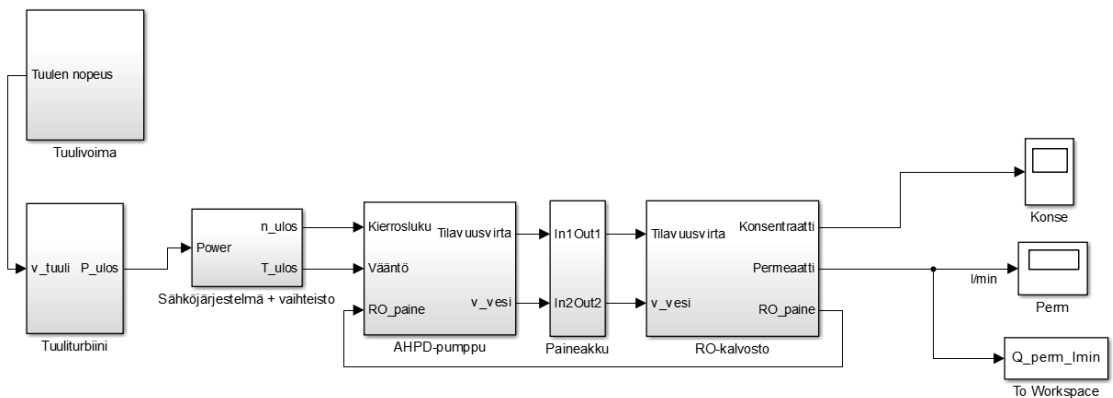
Rev.	Scale	Product	Customer	Model name	AHPD_PUTKISTO
0.010					

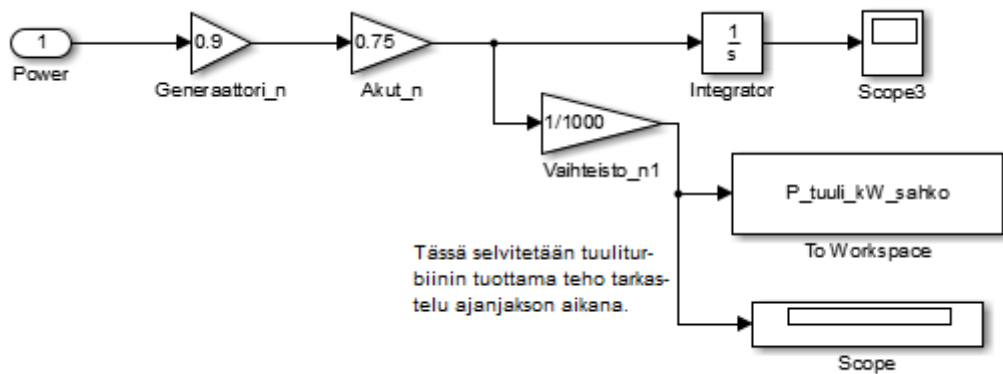
Rev.	Design	Check	Appr.

Liite 2. SIMULINK mallit



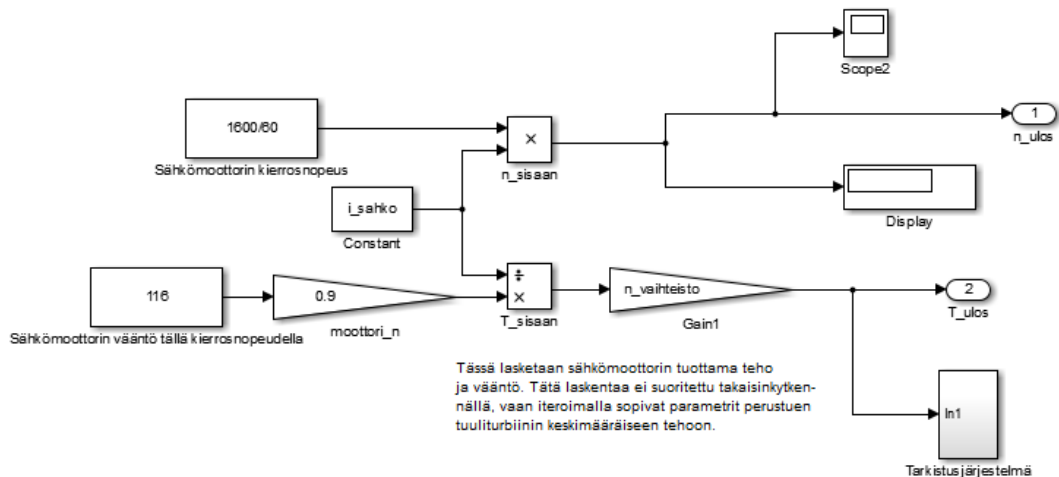
Yllä Simulink -järjestelmä, jolla tutkittiin adaptiivista hydraulipumppua käänteis-osmoosijärjestelmän osana. Järjestelmässä on takaisinkytkentä siten, että tuulennopeuden muutokset vaikuttavat tilaan, jonka AHPD-pumppu valitsee. Pumppu valitsee tilan siten, että RO-kalvoston tarvitsema painetaso kytetään ylläpitää. RO-kalvoston tilalla oli tasaisen kuorman testeissä paineenrajoitusventtiili. Alla vastaava järjestelmä, jossa käytettiin tavallista pumppua ja sähköisiä laitteita tehon tasaamiseen.





Yllä kuvassa on esitetty sähköavusteisen järjestelmän simulointimallin osakokonaisuus, jossa lasketaan tuuliturbiinin keskimääräinen teho tarkasteluajanjakson aikana.

Alla seuraavassa järjestelmässä on esitetty sähköavusteisen järjestelmän simulointimallin osakokonaisuus, jossa tuuliturbiinin keskimääräisen tehon perusteella lasketaan sähkömoottorin nopeus ja vääntö. Tätä laskentaa ei suoritettu takaisinkytkennällä, vaan iteroimalla sopivat parametrit perustuen tuuliturbiinin keskimääräiseen tehoon.



Alla Matlab Script, jossa on asetettu edellä esitettyjen Simulink – järjestelmien testausparametrit.

```

%AHPD-simulointi parametrit

%Käytetään esimerkkitapauksena kolmimäntäistä kampiakseli-koneistolla
%toimivaa AHPD pumppua

%Tuuli
v_tuuli_max = 4; %Tuulenopeus (m/s) (tämä lasketaan yhteen min kanssa)
v_tuuli_min = 4;

%Tuuliturbiini
d_turbiini = 15; %Turbiinin pyyhkäisyypinta-alan halkaisija (m)
n_turbiini = 0.6; %Turbiinin hyötysuhde
roo_ilma = 1.225; %Ilman tiheys (kg/m^3) Lämpötila 15 C ja paine 1 013
hPa
TSR = 5; % Tip speed ratio

%Vaihteisto
i = 2; %välityssuhde
i_tava = 1;
n_vaihteisto = 0.88; %% Lähde: Generaal MSc sivu 31

%AHPD-pumppu
d_m = 63*10^-3; %Männän halkaisija
d_v = 40*10^-3; %Männänvarren halkaisija
A_a = (pi/4)*d_m^2; %Syrjäytyspinta-ala A-kammiossa
A_b = (pi/4)*(d_m^2 - d_v^2); % Syrjäytyspinta-ala B-kammiossa
%Neljä eri tilaa:
%1. 100% - Molemmat kammiot pumppaavat
%2. 62.6% - Vain A-kammio pumppaa (tai A diff ja B normaalisti)
%3 37.4% - Vain B-kammio pumppaa
%4 0% - Kumpikaan kammio ei pumppaa

s = 80*10^-3; % Iskunpituus (m)
r_kampi = s/2; %Kampiakselin kammien säde (m)
ro_bar = 60*10^5; %RO-kalvon keskimääräinen paine-taso (Pa)
pump1_phase = 0; %männän 1 vaihe
pump2_phase = 120*(180/pi); %männän 2 vaihe
pump3_phase = 240*(180/pi); %männän 3 vaihe

%RO-kalvo
C = 35000; %3,5 % suolaveden konsentraatio (ppm). (35 g/L)
https://en.wikipedia.org/wiki/Seawater
T = 20; %Meriveden lämpötila
pi_f = ((0.002654*C*(T+273.15)))/(1000-(C/1000)); %Osmoottinen paine
roo = 1030; % suolaveden tiheys [kg/m^3]

D_h = 0.30; %RO-kalvoelementin halkaisija (m)
l_h = 2; % RO-kalvoelementin pituus
myy = 1.002; %Veden viskositeetti [kg/ s*m] @ 20 C: http://www.en-
gineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d\_596.html

```



```
r_putki=0.02; %Vesihydraulisten putkien poikkileikkauksen säde
A_putki=pi*r_putki^2; % Vesihydraulisten putkien poikkipinta-ala

%Sahkojarjestelma
i_sahko = 1/40;
P_average=(8.4e5/50); % 16,8 kW keskimäärin
% Käytetään 30 kW moottoria
```