

Juuso Kattelus

## **TUULIENERGIAN TALTEENOTTO MEKAANISIN MENETELMIN**

# **TUULIENERGIAN TALTEENOTTO MEKAANISIN MENETELMIN**

Juuso Kattelus  
Opinnäytetyö  
Kevät 2018  
Energiatekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Koulutusohjelma, Energiatekniikan koulutusohjelma

---

Tekijä: Juuso Kattelus

Opinnäytetyön nimi: Tuuli energian talteenotto mekaanisin menetelmin

Työn ohjaaja: Timo Kiviahde

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2018

Sivumäärä: 39

---

Työssä tutkittiin tilaajan suunnittelemaa mekaanista tapaa käyttää hyödyksi tuulen liike-energiaa. Ideana on, että tuulesta voimansa ottava vipusysteemi käyttää pumppua, jolla vettä siirretään korkeampaan elevaatioon, josta vesi vapautetaan vesiturbiinille sähkön ollessa kallista. Työn tavoitteena oli tutkia systeemissä syntyviä häviöitä. Tutkimuksen pääpaino oli mekaanisen voimansiirtosysteemin laakeroinnin häviöissä, mutta myös pumppauksen ja vesiturbiinin häviöistä esitetään arvio.

Tutkimus aloitettiin selvittämällä, miten tuulesta saatu liike-energia välittyy tuuliturbiinin akselille. Kun saatiin selvitettyä tarvittava teoria, jolla tuulen energia voidaan hyödyntää, jatkettiin edelleen voimansiirron laakerointiin. Kun tarvittavat lähtötiedot ja teoriat saatiin selville, tehtiin tilanteesta Excel-malli, jolla laskettiin tehohäviöiden suuruudet laitoksen kokeellisessa osassa. Laitoksen kokonaishyötysuhteen arvioimiseksi täytyi kuitenkin selvittää karkeasti, mistä laitoksen muut häviöt muodostuvat. Oleellisiksi osiksi määritettiin vesiturbiini ja pumppu.

Häviölaskelmien tuloksena saatiin selville suuntaa antava arvio voimansiirron laakeroinnin häviöistä. Laakeroinnin häviöiden arvioitiin olevan muutamien prosenttien luokkaa. Laitoksen muiden osien kokonaishyötysuhteeksi arvioitiin noin 80 %, kun pumpun ja vesiturbiinin oletettiin olevan huippukuntoisia ja optimoituja tilanteeseen.

---

Asiasanat: tuulienergia, laakerit, kitka, hyötysuhde, vesivoima, pumput5

## ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences  
Degree programme, Energy

---

Author(s): Juuso Kattelus

Title of thesis: Harnessing wind power with mechanical methods

Supervisor(s): Timo Kiviahde

Term and year when the thesis was submitted: 2018 spring Pages: 39

---

This thesis was made to find out if the invention involving wind power and hydropower would have commercial feasibility. It has been proposed that an alternative solution for harnessing electricity from the wind using wind turbine. General idea is to use mechanical transmission to power a water pump, rather than first converting it to electricity with generator. Pump will be used to pump water to higher elevation, where it will be stored. Water will be then released to water turbine when prices of electricity rise or there is a need for extra power in the network.

Objective was to present a feasible assessment of the losses in the bearings of the mechanical power transmission and overall efficiency of the completed plant. Configuration used in the assessment includes wind turbine, the proposed mechanical transmission, a water pump and a water turbine.

Most of the constant and relevant dimensions were taken from the manuals of bearing manufacturers. Information on the general qualities of pumping system and water turbine were taken from the study material available.

It was determined that losses in the relevant bearings amount to around 1-3%. Losses in the pump and the water turbine amount to combined efficiency around 80% assuming that the equipment is up to date and functioning optimally.

It was concluded that while the idea shows some promise, massive amounts of research is need to determine real feasibility of the plant. More research is needed on the ideal configuration of mechanical transmission and it would be greatly beneficial to build a prototype to get some real measurements.

---

Keywords: Wind power, friction, bearings, efficiency, water power, pumping

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 TUULIVOIMASTA	8
2.1 Tuulivoima Suomessa	8
2.2 Tuulivoiman hyödyntäminen	10
2.3 Enercon E-33/300	13
3 VESITURBIINI	15
3.1 Pudotuskorkeus ja virtaama	15
3.2 Turbiini tyypit	16
3.2.1 Kaplan-turbiinit	16
3.2.2 Francis-turbiinit	17
3.2.3 Pelton-turbiinit	17
4 PUMPUT	18
4.1 Valinta ja mitoitus	18
4.2 Keskipakopumput	19
5 LAAKERIT	21
5.1 Vierintälaakeroinnit	21
5.1.1 Urakuulalaakerit	22
5.1.2 Rullalaakerit	23
5.2 Käsitteitä	23
5.2.1 Säteis- ja aksiaalikuormitus	24
5.2.2 Voitelu	24
5.2.3 Laakerien kestoikä	25
5.2.4 Laakerien kantokyky	26
5.2.5 Pyörimisnopeusrajat	26
6 TUTKITTAVA LAITOS	28
6.1 Laitoksen esittely	28
6.2 Laitoksen sijoittamisesta	30
7 TIEDOT JA LASKELMAT	32

8 TULOSTEN TULKINTA	37
8.1 Tuloksien tarkkuudesta	37
8.2 Parannettavaa ja lisätutkimuksen aiheita	38
9 YHTEENVETO	39
LÄHTEET	38

# 1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä tutkitaan vaihtoehtoista lähtökohtaa tuulienergian talteenottoon käyttäen mekaanista välitystä. Tarkoituksena on välittää tuulen liike-energia vesipumpulle, ilman sähkögeneraattoria. Mekaaninen koneisto pyörittää pumpun akselia, joka pumppaa vettä korkeampaan elevaatioon. Korkeammalle sijoitettu säiliö täytetään näin vedellä, ja se varastoi tuulen liike-energiaa potentiaalienergiana. Systeemin viimeisenä osana toimii vesiturbiini, jonka lävitse vesi johdetaan sähkön ollessa kallista.

Opinnäytteessä tutkitaan tilaajan suunnitteleman laitteiston häviöitä. Opinnäytteen tavoitteena on tutkia mekaanisen systeemin laakereissa syntyviä kitkahäviötä, selvittää mahdollisia ongelmakohtia, sekä pohtia mahdollista parannuksien ja lisätutkimusten tarvetta. Systeemin kokeellisen luonteen huomion ottaen voi tuloksia pitää vain alustavana arviona, jota suuntaa antavana pohjana.

## 2 TUULIVOIMASTA

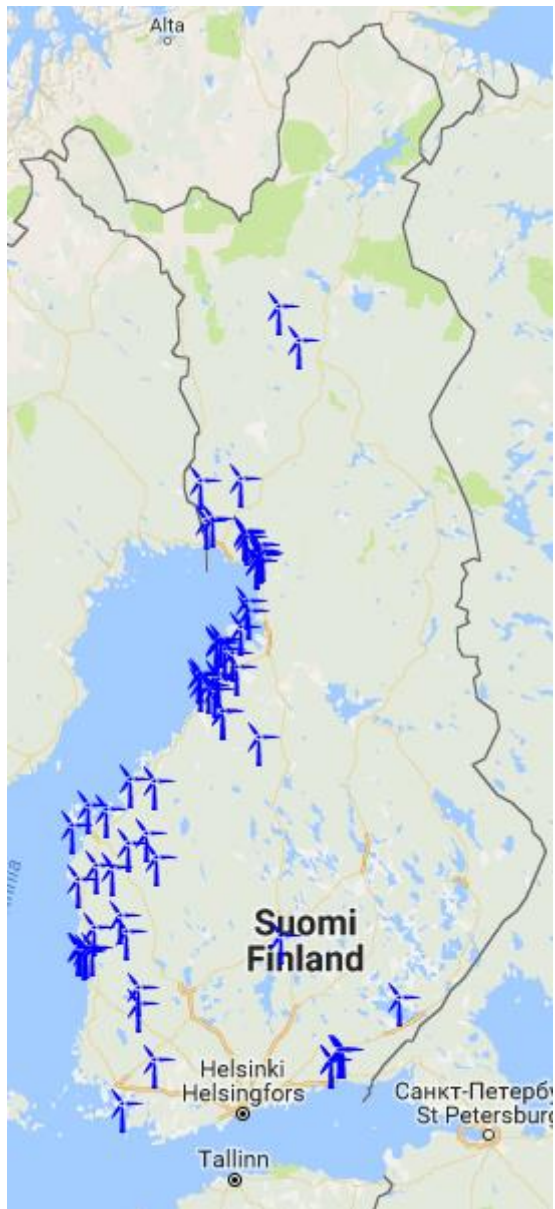
Tuulivoiman merkitys yhteiskunnassamme kasvaa vuosi vuodelta. Suomi on sitoutunut lisäämään uusiutuvan energian määrää rajojensa sisällä. Siksi tuulivoiman tutkimus ja mahdollisuuksien kartoitus onkin lisääntynyt merkittävästi viime vuosina. Tässä luvussa esitellään joitain yleisiä perusteita tuulivoimasta sekä mekaaninen systeemi, jonka on tarkoitus korvata perinteinen sähkögeneraattori tuuliturbiinissa.

### 2.1 Tuulivoima Suomessa

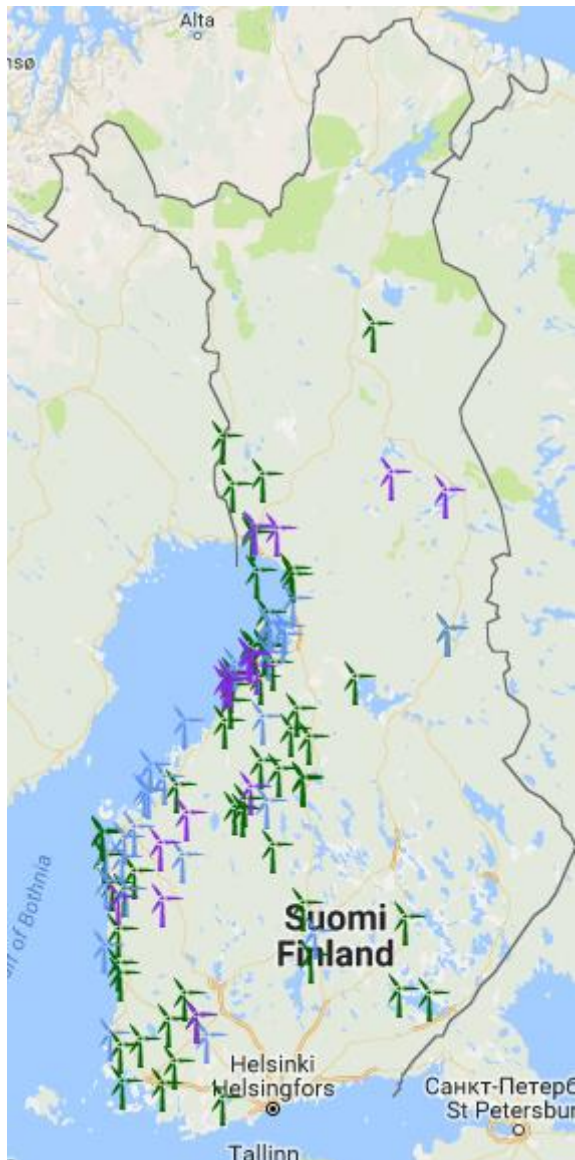
Suomen tuulivoimalat sijoittuvat pääasiassa rannikolle, merialueille ja lapin tuntureille, joissa on luontaisesti ideaaliset tuuliolosuhteet voimaloiden toiminnalle. Joitakin voimaloita on sijoitettu sisämaahan tuulisille paikoille, mutta verrattain niiden tuottama energia on vähäistä rannikolla tuotettuun. Vanhojen teknologien kehittyminen ja uusien ideoiden käyttöönotto saattaa lisätä taloudellisesti kannattavien sijaintien määrää Suomen maa-alueilla. Vaikka tuulivoiman määrä Suomessa on lisääntynyt, tuulivoimalla tuotetun energian määrä on verrattain pieni moniin muihin maihin verrattuna. (1; 2.)

Tuulivoiman määrä Suomessa on kehittynyt selvästi vuosina 2014 ja 2015. Vuonna 2014 Suomessa tuotetun tuulivoiman kapasiteetti oli 631 MW, joka vastasi tuona vuonna 1,3 % Suomen sähkönkulutuksesta. Tuulivoimalla tuotetun sähkön määrä nousi jo vuonna 2015 selvästi. Vuoden 2015 loppuun mennessä tuulivoimalla tuotettiin yhteensä 1005 MW energiaa, joka vastasi 2,8 % Suomen sähkönkulutuksesta. Suomen hallituksen suunnitelmissa on nostaa tuotetun tuulivoiman summa 6 TWh:iin vuodessa. Tavoite vaikuttaa nykyisten arvioiden mukaan realistiselta määrältä ottaen huomioon viime vuosien nopean kehityksen. (3; 4.)

Kuvissa 1 ja 2 on esiteltyä jo käytössä olevat voimalat sekä ne voimalat, joiden rakentaminen tai suunnitteluprosessi on edennyt jo pitkälle. Voimaloiden määrä kasvaisi entisestään, jos kuviin asetettaisiin näkyville paikat, joiden potentiaalia tutkitaan tai lupien hakemista valmistellaan.



*KUVA 1 Käytössä olevat tuulivoimalat (1)*



*KUVA 2 Tuulivoimalat, joita rakennetaan, valmistellaan rakennettaviksi tai niihin haetaan lupia (1)*

## **2.2 Tuulivoiman hyödyntäminen**

Auringon lämmittäessä ilmakehässä syntyy paine-eroja, jotka puolestaan luovat tuulia. Tuuliturbiinin tavoitteena on valjastaa tuulen liike-energia hyötykäyttöön joko generaattorin tai tämän opinnäytteen tapauksessa mekaanisen välityksen kautta pumpun voimaksi.

Tässä opinnäytteessä tarkkailtavat tuuliturbiinit ovat perinteisiä vaaka-akselisia, sillä opinnäytteen tilaajan suunnitelmat perustuvat perinteiseen tuuliturbiiniin. Tuulesta saatava teho voidaan laskea kaavalla 1(4).

$$P_{\text{saatavilla}} = \frac{1}{2} \rho A V^3$$

KAAVA 1

jossa

$\rho$  = ilman tiheys [kg/m<sup>3</sup>]

A = turbiinin lapojen pyyhkäisy pinta-ala [m<sup>2</sup>]

V = tuulen nopeus [m/s]

Kaavalla 1 lasketaan kuitenkin vain maksimiteho jonka tuulevasta voi saada.

Kaavalla 2 voidaan laskea se tehon osa, jonka turbiini voi hyödyntää 5(4).

$$P_{\text{max}} = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3$$

KAAVA 2

jossa

$C_p$  = tehokerroin on yksikötön suure

Tehokerroin on jokaiselle turbiinille ominainen kerroin, jonka avulla voidaan määrittellä, kuinka suuren osa tarjolla olevasta tuulen liike-energiasta ko. turbiini voi maksimissaan saada hyötykäyttöön. Teoreettinen maksimi tehokertoimelle on 0,59, mutta mikään turbiini ei todellisuudessa pääse tähän arvoon millään tuulen nopeudella. Tehokertoimen voi määrittää turbiinille ns. Betzin käyrän avulla. Tehokertoimen määrittämiseksi täytyy tuntea turbiinin tyyppi sekä laskea tapauskohtaisesti kärki turbiinin kärkinopeussuhde  $\lambda$ . (4.)

Kärkinopeussuhde saadaan kaavasta 3 (4)

$$\lambda = \frac{u}{V}$$

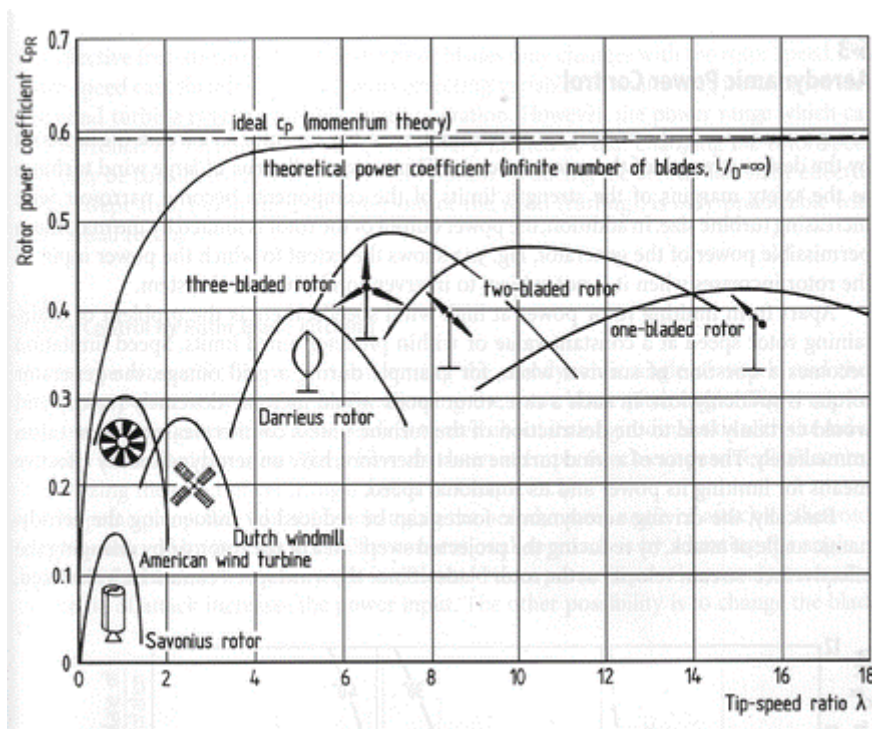
KAAVA 3

jossa

$u$ = turbiinin roottorin kärjen kehänopeus [m/s]

$V$ = turbiinille tulevan tuulen nopeus [m/s]

Kuva 3 on Betz kuvaaja eri turbiini tyypeille. Betz kuvaajasta voidaan selvittää tuuliturbiinin tehokerroin.



KUVA 3 Betz kuvaaja (6)

Turbiinin tuottama vääntö saadaan yhtälöstä (5, s. 90).

$$P = T\omega$$

KAAVA 4

jossa

$T$ = vääntö [Nm]

$\omega$ = kulmanopeus [rad/s]

## 2.3 Enercon E-33/300

Esimerkkilaskun pohjaksi valittiin Enercon E-33/300, sillä se edustaa sopivasti keskikokoista kaupallista tuuliturbiinia. Kuvassa 4 on esiteltyä Enercon E-33/300 turbiineja toiminnassa.



*KUVA 4 Enercon E-33/300 käytössä (7)*

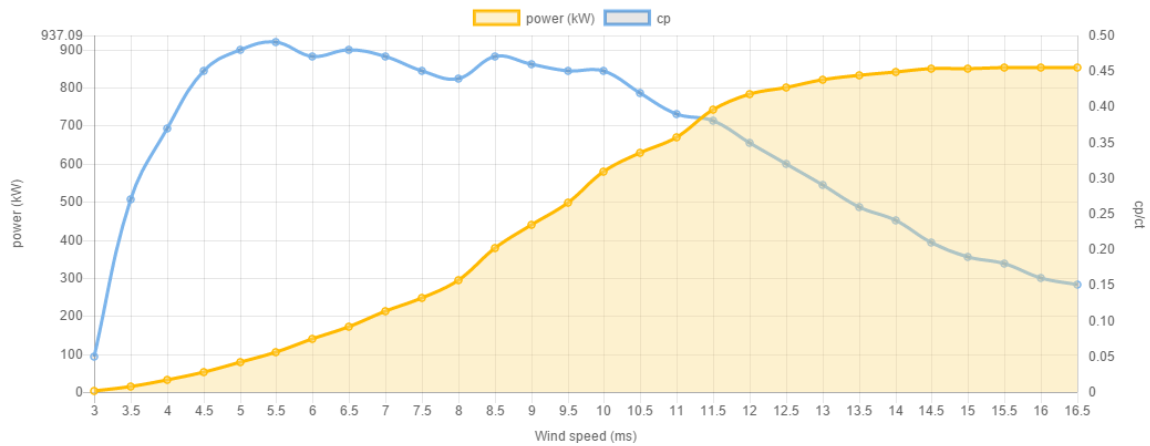
Taulukossa 1 on kirjattu tämän työn kannalta oleellisia arvoja. Taulukon arvoja tullaan käyttämään, kun arvioidaan teoreettisen laitoksen toimintaa valituissa tuulioloissa.

*TAULUKKO 1 Enercon E-33/300 tekniset tiedot (7)*

Roottori halkaisija D (m)	33
Pyyhkäisy pinta-ala (m <sup>2</sup> )	855,3
Maksimi kierrosnopeus (rpm)	39

Lapojen lukumäärä	3
Käynnistys nopeus (m/s)	3
Nimellis tuulen nopeus (m/s)	11,5
Tuulen maksimi nopeus (m/s)	25
Teho (kW)	300

Kuvassa 5 on taulukoituna Enerconin turbiinin teho ja tehokerroin eri tuulennopeuksilla. Kuvassa käytetyt tiedot ovat todellisia mittaustuloksia.



KUVA 5 Enercon power curve (7)

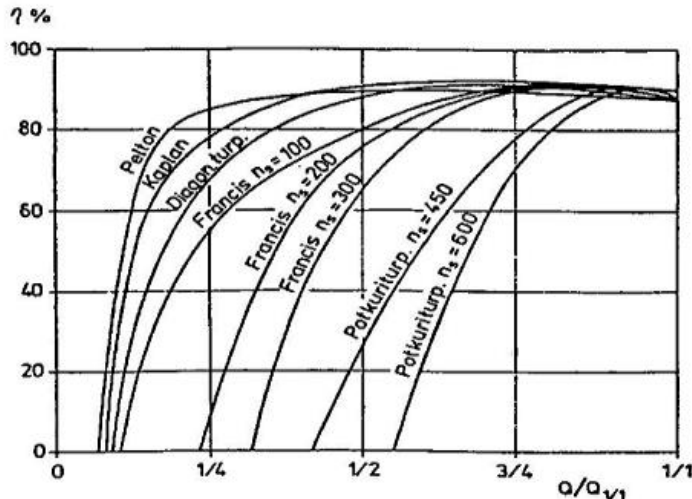
### 3 VESITURBIINI

Systeemin sähköä tuottava osa on laitoksen loppuun asennettu vesiturbiini, jonka lävitse vesi pudotetaan, kun halutaan tuottaa sähköä. Turbiinia olisi tarkoitus käyttää lähinnä kalliin sähkön aikoina, ja sen olisi näin tarkoitus tuottaa omistajalleen säästöjä. Näin tuotettuna tuulen energia voidaan käyttää silloin, kun sitä tarvitaan.

#### 3.1 Pudotuskorkeus ja virtaama

Pumpun mitoitukseen tehoon keskeisimmin vaikuttavat tekijät ovat pudotuskorkeus ja veden virtaama turbiinin lävitse. Pudotuskorkeus ilmaistaan useimmiten metreinä, ja se merkitsee veden ylä- ja alapinnan välistä eroa. Yläpinta voi olla esimerkiksi patoaltaan veden yläpinta ja alapinta padon alaosassa, jossa vesi syöksyy turbiinin lävitse. Mitä suurempi on pudotuskorkeus, sitä suurempi määrä potentiaalienergiaa vedellä on. Toinen keskeinen tekijä, joka vaikuttaa turbiinin tehoon, on saatavilla oleva veden virtaama. (4.)

Vesiturbiinit ovat oikein mitoitetuna varsin hyvän hyötysuhteen laitoksia. Virtaaman ja pudotuskorkeuden ollessa ihanteellisia valitulle turbiinille voi vesiturbiini saavuttaa, jopa 90 %:n hyötysuhteen. Kuvassa 6 on esitelty hyötysuhdekäyriä virtaaman funktiona. (8.)



KUVA 6 Turbiinien hyötysuhdekäyriä (8)

Kuvasta 6 voidaan tarkkailla eri turbiinityyppien hyötysuhteen muutoksia suhteessa turbiinin maksimivirtaamaan. Kuvaajasta huomataan, että jotkin turbiinit saavuttavat korkean hyötysuhteen paljon pienemmällä virtaamalla, mutta hyötysuhde alkaa myös laskea aikaisemmin lähestyttäessä maksimivirtaamaa. Toiset turbiinit taas tarvitset suhteessa suuremman virtaaman mutta säilyttävät korkean hyötysuhteen suuremmalla käyttöalueella. Kuvaajasta voidaan arvioida turbiinien hyötysuhteen olevan parhaimmillaan jopa 90 %.

### 3.2 Turbiini tyypit

Vesiturbiinit, joita tässä työssä tarkastellaan, voidaan jakaa kolmeen ryhmään: Kaplan-, Francis- ja Pelton-turbiineihin. Työn kannalta Francis-turbiinien laaja käyttöalue ja toimintavarmuus tekevät tästä turbiinityypistä loogisimman vaihtoehdon, mutta kahteen muuhunkin tyyppiin tutustutaan ja niiden mahdollisia sovelluksia tässä työssä pohditaan. (4.)

#### 3.2.1 Kaplan-turbiinit

Kaplan-turbiinit ovat yleensä kolmesta tyyppistä suurimpia. Tyypillisesti Kaplan-turbiineja käytetään suurissa padoissa, joilla on verrattain pienet pudotuskorkeudet, mutta suuret veden virtaamat. Kaplan turbiininen

pudotuskorkeudet vaihtelevat 5–25 m, kun taas virtaama saattaa nousta jopa 800 m<sup>3</sup>:iin/s. (4; 9.)

Tätä opinnäytettä ja suunnitellun laitoksen sijoitusta ja toimintaa ajatellen Kaplan-turbiinit eivät vaikuta kovinkaan edulliselta vaihtoehdolta. Veden määrä, jonka turbiini tarvitsee, on niin valtava, että ei ole realistista ajatella sijoittavansa Kaplan-turbiinin laitokseen. (4; 9.)

### **3.2.2 Francis-turbiinit**

Francis-turbiinit ovat reaktioturbiineja eli saapuessaan siipisoliin veden paine alenee suhteellisen nopeuden kasvaessa. Vesi saapuu spiraalin kautta johtosiiville. Francis-turbiinit ovat täysturbiineja, mikä tarkoittaa sitä, että siipisolat ovat kokonaan veden alla. (4; 10.)

Francis-turbiinien pudotuskorkeudet voivat vaihdella varsin suuresti. Yleensä ylä- ja alavesipinnan välillä on 25–400 m:n korkeusero. Muihin turbiineihin verratteassa tarvittava korkeus ero on siis keskiluokkaa. Francis-turbiinien virtaaman tarpeetkin ovat varsinkin Kaplan-turbiineihin verrattuna maltillisia vaihdellen 10–700 m<sup>3</sup>:iin/s. (4; 10.)

### **3.2.3 Pelton-turbiinit**

Pelton-turbiinit ovat varsinkin Kaplan-turbiineihin verrattuna varsin pieniä, mutta ne tarvitsevat merkittävän suuren pudotuskorkeuden toimiakseen. Pelton-turbiinien toiminta eroaa kahdesta aiemmasta turbiinista. Pelton-turbiinin generaattoriin kiinnitetty akseli saa voimansa, kun suuttimen lävitse ammuttu korkeanopeuksinen vesi osuu Pelton-pyörään, joka alkaa pyöriä siirtäen energiaa. (4; 11.)

Pelton-turbiineilla on yleensä varsin suuret pudotuskorkeudet, mutta niiden tarve voidaan perustella sillä, että peltoturbiinit tarvitsevat vedelle varsin suuren nopeuden toimiakseen. Eli mikäli veden nopeutta suuttimelle saadaan nostettua muilla keinoilla, ei suurta pudotuskorkeutta tarvita. Pelton-turbiinit ovat vartenotettava vaihtoehto tässä opinnäytetyössä esiteltyyn laitokseen. (4; 11.)

## 4 PUMPUT

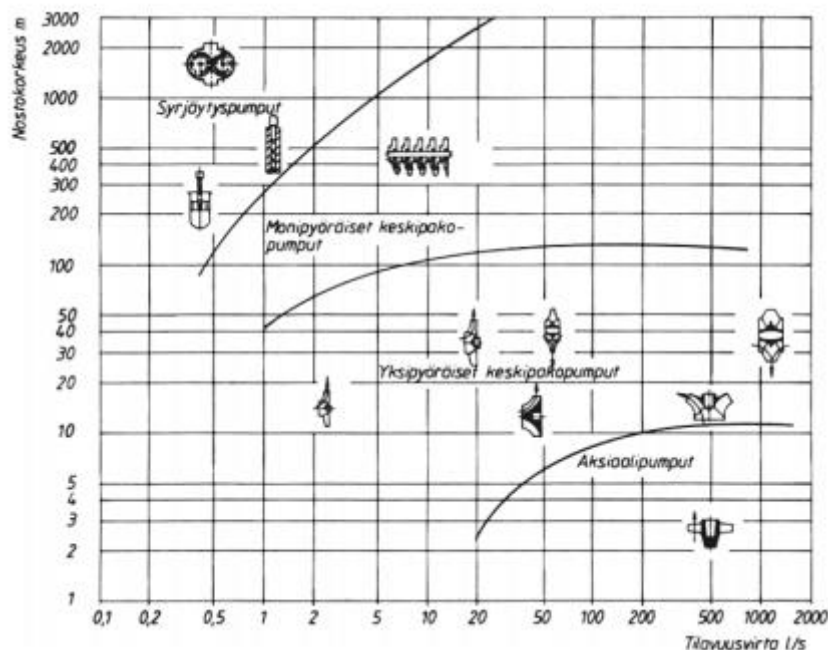
Jotta voidaan esittää edes suuntaa antava arvio suunnitellun laitoksen hyötysuhteesta, on pystyttävä arvioimaan pumppauksessa aiheutuneita häviöitä. Näissä luvuissa käydään lävitse työn kannalta oleellisia käsitteitä pumppauksessa, sekä lyhyt kuvat teollisuudelle yleisestä pumpusta.

### 4.1 Valinta ja mitoitus

Pumppua valittaessa kaksi ominaisuutta nousee oleellisuudessaan ylitse muiden. Tilavuusvirta ja nostokorkeus ovat pumpun valinnan ja mitoituksen kannalta keskeisimmät seikat. Käytännössä nämä kaksi ominaisuutta määräytyvät sen mukaan, kuinka paljon kohde tarvitsee vettä ja sen mukaan millainen paine tarvitaan tämän saavuttamiseen. Tarvittavan paineen suuruuteen vaikuttava vesitarpeen lisäksi esimerkiksi putkiston painehäviöt ja korkeuserot systeemissä. (12; 13.)

Pumppauksen kapasiteettiin voidaan vaikuttaa myös asentamalla pumppuja rinnan tai sarjaan. Kummallakin vaihtoehdolla saavutetaan käytännössä virtaaman tai nostokorkeuden tuplaantuminen toisen suureen pysyessä samana. Kytkemällä pumput sarjaan saadaan nostokorkeus tuplattua, kun rinnan kytkemällä voidaan tuplata virtaama. (12; 13.)

Pumppuja valmistetaan useita erilaisia tyyppejä. Kaikilla pumpputyypeillä on olemassa niille ominainen käyttöalue ja kohde. Kuvasta 7 nähdään miten voimakkaasti eri pumppujen toiminta-alueet saattavat erota toisistaan. Pumppua, joka toimisi kaikissa olosuhteissa ja kaikilla käyttöalueilla, ei oikeastaan ole. Jotkin pumput sopivat esimerkiksi pienille virtaamille ja suurille nostokorkeuksille, kun taas toiset sopivat suurille määrille pumputtavaa. Pumppua valittaessa on myös mieltävä, kuinka laaja käyttöalue on, sillä monien pumppujen hyötysuhde alkaa kärsiä varsin nopeasti, kun lähestytään pumppauskapasiteetin alarajaa. Ominaiskäyrältä voidaan virtaaman ja nostokorkeuden avulla määrittää, millä hyötysuhteella pumppu toimii annetussa tilanteessa. Optimaalisesti toimiva ja oikein mitoitettu pumppu operoi parhaimmillaan jopa 85 %:n hyötysuhteella. (12; 13.)



KUVA 7 Eri pumpputyypin toimintaalueita (13)

## 4.2 Keskipakopumput

Tässä luvussa annetaan lisätietoa keskipakopumpuista. Laitokseen tulitisiin todennäköisesti asentamaan jonkinlainen keskipakopumppu. Keskipakopumput kattavat jo nyt noin 80 % prosessiteollisuuden pumpusta, joten on loogista olettaa, että tässäkin tapauksessa todennäköinen valinta olisi keskipakopumppu. Kyseinen pumpputyypin on suosittu sen laajan käyttöalueen takia, ja koska se soveltuu pumppaamaan matalan viskositeetin aineita kuten vettä. (12; 13.)

Keskipakopumpun siirtoteho perustuu keskipakovoiman hyödyntämiseen. Pumpeissa on pesä, jonka sisällä on pyörivä juoksupyörä. Juoksupyörässä on kaartuvia siipiä, jotka juoksupyörän pyöriessä siirtävät vettä eteenpäin. Pyörä siirtää veden pesässä eteenpäin diffuusoriin ja siitä eteenpäin putkeen. Keskipakopumppua käynnistettäessä on muistettava, että aloittamiseen tarvittava imu ei synny, mikäli pesä ei ole valmiiksi täynnä vettä. (12; 13.)



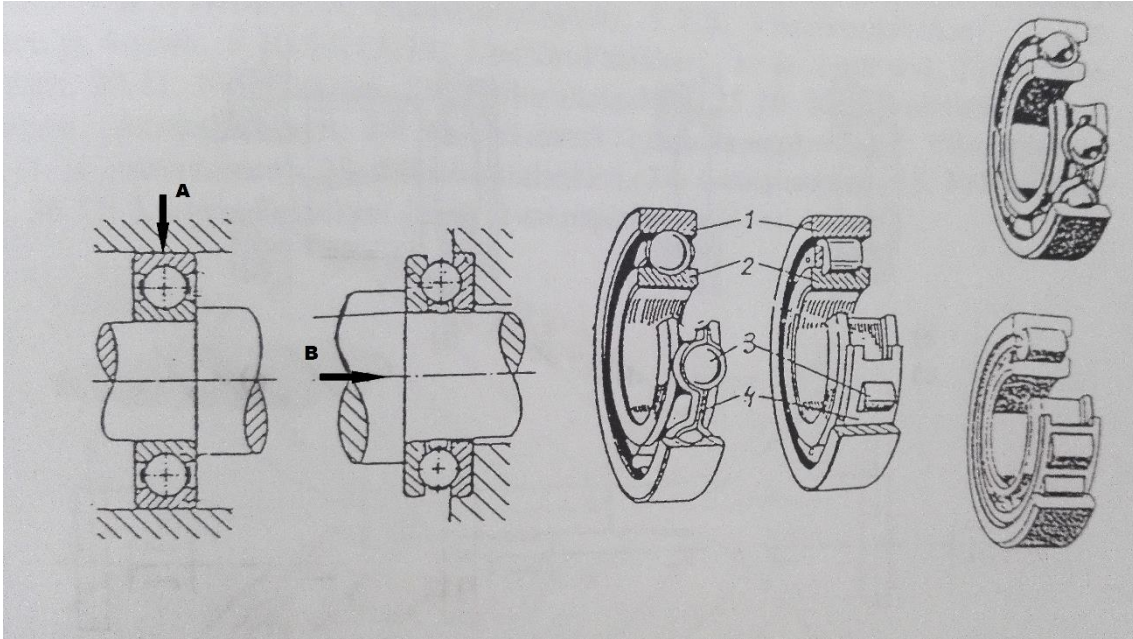
## 5 LAAKERIT

Laakereita on useita eri tyyppisiä erilaisiin tarkoituksiin, mutta yksinkertaisimmillaan ne voidaan jakaa vierintä- ja liukulaakereihin. Tässä opinnäytetyössä käsitellyt laakerit ovat kaikki vierintälaakereita, joten liukulaakereihin ei perehdytä sen tarkemmin.

### 5.1 Vierintälaakeroinnit

Pyörimisliikkeen laakerointi suoritetaan pyörölaakeroinnin avulla. Pyörölaakeroinneissa pyörivä akseli laakeroidaan napaan nähden. Pyörölaakerit muodostuvat kahdesta sisäkkäin sijoitetusta kehästä, joiden väliin on sijoitettu kuulat tai rullat eli laakerin vierintäelimet. Kehien tehtävänä ottaa vastaa akselilta ja navalta tulevat voimat ja ne myös toimivat kulku-urina vierintä elimille. Kehien ja vierintäelinten lisäksi laakerissa täytyy myös olla pidin, jonka tehtävänä on pitää kehät oikeassa asennossa ja tasajaollisina. Laakereihin lisätään myös voiteluainetta, kuten öljyä, kitkan vähentämiseksi. (14, s.117–121.)

Pyörölaakerit voidaan jakaa kahteen erilaisiin voimia hallitsevaan tyyppiin. Säteislaakereilla hallitaan laakerin kehälle kohdistuvia voimia, kun taas aksiaalilaakereilla hallitaan pyörimisakselin suuntaisia voiman komponentteja. Laakerointi kannattaa toteuttaa niin, että saavutetaan isostaattisesti halvin ratkaisu. Laakerointi on isostaattinen, jos se suoritetaan kahdella laakerilla, joista toinen on ohjaava ja toinen vapaa. Ohjaavan laakerin tehtävänä on hallita säteis- ja aksiaalivoimia, kun taas vapaaseen vaikuttavat vain säteisvoimat. Kuvassa 8 on täsmennettynä säteis- ja aksiaalilaakerin eroja. Nuolet A ja B osoittavat laakeriin vaikuttavan voiman suunnan. (14, s.117–121.)



*KUVA 8 Pyörölaakeri periaatekuva: A säteislaakeri, B aksiaalilaakeri, 1 ja 2 laakerin ulko- ja sisäkehä, 3 vierintäelin (kuula vas, rulla oik) 4 pidin (14, s.117)*

### **5.1.1 Urakuulalaakerit**

Urakuulalaakerit ovat yksi yleisimmistä laakerityypeistä ja ehkä yleisin säteislaakerityyppi. Urakuulalaakerien etuna voidaan pitää laajaa käyttöaluetta sekä vähäistä huollontarvetta. Urakuulalaakerit soveltuvat suurille pyörimisnopeuksille, ja ne ovat rakenteeltaan itsestään koossa pysyviä, eli niitä ei voida purkaa. Yksinkertainen rakenne tekee niistä verrattain halpoja, ja ne soveltuvat varsinkin pienille ja keskisuurille säteisvoimille. Ne myös kestävät aksiaalivoimia verrattain hyvin, ja tätä kestäkykyä voidaan parantaa edelleen valitsemalla ohjaavalle laakerille normaalia suurempi sisäinen välyys. Kuvassa 9 esitellään urakuulalaakerin rakenne. (14, s.128–129; 15, s.175–180.)



*KUVA 9 Urakuulalaakeri (16)*

### 5.1.2 Rullalaakerit

Rullalaakerit kestävät säteisvoimia todella hyvin. Kokoonsa ja kykyynsä kestää säteisvoimia nähden rullalaakerit soveltuvat erinomaisesti keski- ja suurikuormaisiin laakerointeihin. Urakuulalaakereihin verrattuna rullalaakereilla on suhteellisen pienet maksimi pyörimisnopeudet. Rullalaakereita käytetään yleensä vapaina laakereina ja ohjaaviksi laakereiksi valitaan siihen paremmin soveltuva laakerointi. Yleisääntönä voidaan sanoa, että säteisvoimien ja akselikoon kasvaessa rullalaakerien valinta muuttuu koko ajan perustellummaksi. (14, s.132; 15, s. 329–332.)

Rullalaakerit kuitenkin kestävät aksiaalivoimia huonommin kuin esimerkiksi kuulalaakerit. Aksiaalivoimien suhteen rullalaakerin voi ajatella hyvin ahtaaksi liukulaakeriksi. Siksi rullalaakerit onkin sijoitettava ja kiinnitettävä niin, että aksiaalivoimat eivät purista voiteluainetta pois rullien päistä. Rullalaakerien heikkoutena voidaankin siis pitää rajallisia käyttömahdollisuuksia paikoissa, joissa aksiaalivoimat ovat suuria. Kuvasta 10 voidaan nähdä miten rullalaakeri eroaa kuulalaakerista. (14, s.132; 15, s. 329–332.)



*KUVA 10 Rullalaakeri (17)*

### 5.2 Käsitteitä

Alla on esitelty joitakin keskeisiä käsitteitä sekä termejä, jotka ovat oleellisia laakereiden mitoittaessa ja valittaessa.

### **5.2.1 Säteis- ja aksiaalikuormitus**

Merkittävimmät laakereiden mitoittamiseen vaikuttavat voimat ovat säteis- ja aksiaalikuormat. Laakereihin saattaa vaikuttaa myös momenttikuorma, mutta suuret momenttikuormat kielivät lähinnä suuntausvirheestä laakerin asennuksessa. (15, s.16–19.)

Säteiskuormalla tarkoitetaan voimia, jotka kohdistuvat pyörölaakerin kehään. Säteiskuormia esiintyy käytännössä kaikissa pyörölaakeroinneissa. Aksiaalikuormalla tarkoitetaan voimia, jotka kulkevat laakeroidun akselin suuntaisesti. Monissa tapauksissa laakeroinnissa on oltava ainakin yksi aksiaalivoimia hyvin kestävä laakeri. (15, s.16–19.)

Useissa laakeroinneissa esiintyy myös edellä mainittujen säteis- ja aksiaalivoimien summia. Näitä voimia kutsutaan yleisesti yhdistetyksi kuormitukseksi. Laakereita, jotka ottavat vastaan yhdistettyjä voimia kutsutaan yleisesti ohjaaviksi laakereiksi, sillä niillä on vapaita laakereita suurempi merkitys laakeroidun akselin radallaan pitämisessä. Yhdistettyjen kuormien laakerointiin käytetään monesti erilaisia kuula- tai kartiolaakereita. Rullalaakereita voidaan käyttää, mikäli aksiaalivoimat ovat todella pieniä. Neulalaakereita ei voida käyttää yhdistettyjen voimien hallitsemiseen käytännössä ollenkaan niiden todella huonon aksiaalivoimien kestämisen seurauksena. (15, s.16–19.)

### **5.2.2 Voitelu**

Voitelulla on ratkaiseva merkitys laakerointien käyttöikään ja toimintaan. Voitelulla pyritään saavuttamaan kattava nestevoitelu, joka takaa laakerin optimaalisen toiminnan laajalla nopeusalueella. Useissa tapauksissa voitelu on varsin helppo toteuttaa, kunhan voiteluun käytetyn rasvan tai öljyn viskositeetti on sopiva, eivätkä vierintäelimet ole altistuneet esim. pölylle tai vedelle. (4, s. 119–120.)

Laakerien pyöriessä hitaasti tai niiden ollessa paikallaan on mahdollista, että laakereissa tapahtuu voiteluaineen tahmaantumista eli metallisidosten muodostumista. Tahmaantuminen on seurausta riittämättömästä

nestepaineesta, jota normaalisti pitää yllä jatkuva liike vierintäelimissä. Nestepaineen puuttuminen tai merkittävä vähäisyys puolestaan johtaa kosketuspaineiden syntyyn, mistä tahmautuminen alkaa. Vähäinen tahmautuminen kiihdyttää kulumista ja voimakas tahmautuminen tuhoaa laakerin pinnat varsin nopeasti. (14, s. 119–120.)

Voitelut voidaan jakaa karkeasti rasva- ja öljyvoiteluun. Voitelurasvaksi määritellään aine, joka on kiinteää tai puolinestemäistä voiteluainetta, joka koostuu perusöljystä (esim. mineraaliöljy) ja sakeutuaineesta, joka on tavallisesti metallisaippuaa. Rasvan käyttö lämpötilat määräytyvät pitkälti sen mukaan millaista öljyä ja sakeutusainetta rasvassa käytetään, mutta niihin voidaan vaikuttaa myös lisäaineilla. Öljyvoitelussa käytetään nimensä mukaisesti öljyä voiteluaineena. Öljyvoitelua käytetään silloin, kun käyttölämpötilat tai pyörimisnopeudet kasvavat liian suuriksi, tai esimerkiksi silloin, kun laakereiden lähelle sijoitetut hammasrattaat on voideltu öljyllä. Öljyvoitelun etuna voidaan pitää mm. sitä, että sillä voidaan johtaa ylimääräistä lämpöä pois laakeroinnista. (15, s.148–160.)

### **5.2.3 Laakerien kestoikä**

Vierintälaakerien kestoikä viitataan siihen kuinka monta kierrosta laakeri voi pyöriä tai, jos laakeri pyörii vakionopeudella, kuinka monta tuntia laakeri toimii enne vioittumistaan. Käytännössä vioittuminen tarkoittaa vierintäratojen tai vierintä elinten väsymistä. (15, s.25–27.)

Laakerien kestoikä määrittämiseen voidaan käyttää myös muita määritelmiä kuten käyttöikä. Käyttöikä eroaa kestoikästä siinä, että se kuvastaa todellista aikaa, jonka laakeri voi olla käytössä. Käyttöikä ei lähtökohtaisesti määräydy aineen väsymisen mukaan vaan esim. ruostumisen, tiivistevaurioiden jne. mukaan. Kestoikä mittaamiseen voidaan käyttää myös kohdeikää. Kohdeikä on asiantuntijan laskema ikä, jonka laakerit kestävät. Laskelmissa otetaan huomioon laakerien hypoteettinen kuorma sekä laakerin pyörimisnopeus. (15, s.25–27.)

#### 5.2.4 Laakerien kantokyky

Kantokyvyn ilmaisuun käytetään niin sanottuja kantavuuslukuja. Laakeritaulukoissa nämä luvut esitetään dynaamisena kantavuuslukuna  $C[N]$  ja staattisena kantavuuslukuna  $C_0 [N]$ . Näitä kantavuuslukuja käytetään eri tarkoituksiin. Dynaamisen kantoluvun kuvaama voima viittaa vakio suuruiseen ja suuntaiseen voimaan, jonka laakeri kestää 1 miljoonan kierroksen ajan kuorman alaisena. Staattista kantavuuslukua puolestaan käytetään, kun mitoitettavien laakereiden oletetaan pyörivän hyvin hitaasti, liikkuvan hitaasti edestakaisin tai niiden oletetaan joutuvan hetkittäisten voimakkaiden sysäysten alaisiksi. (15, s.25–27.)

#### 5.2.5 Pyörimisnopeusrajat

Pyörimisnopeuden ohjearvot perustuvat tilanteeseen, jolloin kuormitus vastaa 150 000 tunnin kestoikää olosuhteissa, joissa laakerista poistuva lämpö on tasapainossa kitkan synnyttävän lämmön kanssa. Taulukoissa ilmoitetut arvot on annettu laakereille, joissa on pyörivä sisärengas. Laakereissa joissa ulkorengas on yleensä hieman korkeammat raja-arvot. Mikäli pyörimisnopeusraja ylittyy, voidaan laakeria vielä käyttää, jos laakerikitkaa voidaan vähentää tai laakeria jäähdyttää. Mikäli näitä muutoksia ei voida tehdä, johtaa pyörimisnopeusrajan ylitys laakerin voimakkaaseen kuumenemiseen. (15, s. 64.)

On olemassa erityistapauksia, joissa esiintyy tärkeämpiä tekijöitä kuin suurin sallittu pyörimisnopeus. Tällaisia tapauksia ovat alhaiset pyörimisnopeudet, suuntaa vaihtava pyörimisliike ja paikallaanolo. Alhaisilla pyörimisnopeuksilla ongelmaksi voi muodostua se, että kosketuspinoille ei muodostu tavoiteltua voiteluainekalvoa. Suuntaa vaihtavalla liikkeellä ilmenee vastaavanlaista ongelmaa voiteluainekalvon muodostumisen kanssa. Liikkeen voimien ollessa nolla sillä hetkellä, kun pyörimisliike vaihtaa suuntaa, ei vierintä ratojen kosketuspinoille voida taata täydellistä voiteluainekalvoa ilman lisäaineiden (EP) käyttöä. (15, s.66.)

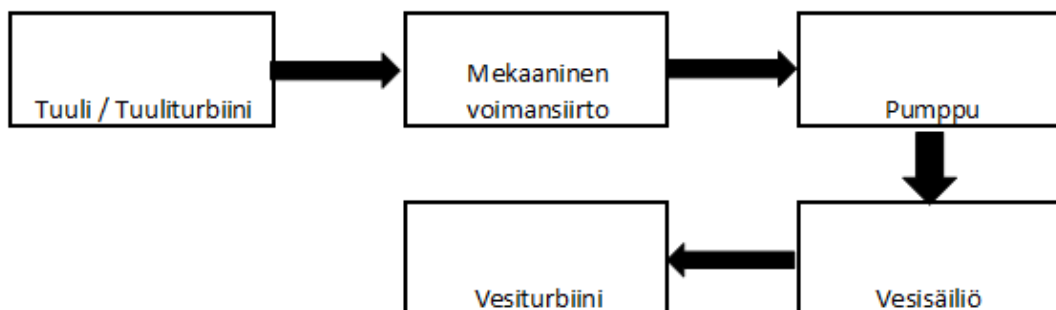


## 6 TUTKITTAVA LAITOS

### 6.1 Laitoksen esittely

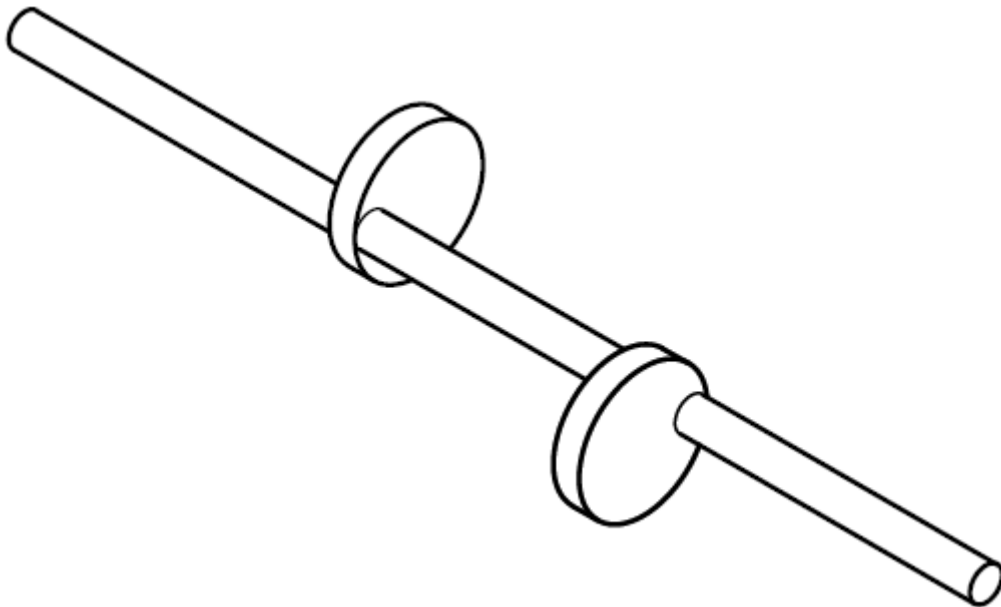
Opinnäytteen varsinainen tutkimuksen kohde on tilaajan suunnittelema mekaaninen voimansiirto, jonka on tarkoitus välittää tuulen liike-energia turbiinin lavoista suoraan esim. vesipumpun akselille. Systemin tarkoituksena on pyrkiä varastoimaan tuulesta saatava liike-energia potentiaalienergiaksi korkealle nostetun veden muodossa. Suunnitelmia tehtäessä on myös harkittu tarkkaan huoltotoimenpiteitä. Ylös sijoitettavat mekanismit on suunniteltu niin, että ne tarvitsevat minimaalisen määrän huoltoa tai tarkkailua. Kaikki voideltavat osat ja mahdolliset kulumiselle alttiit komponentit on pyritty sijoittamaan lähelle maanpintaa.

Koko suunniteltu systeemi voidaan tiivistää seuraavasti. Tuulen pyörittäessä tuuliturbiinin lapoja ja akselia energia siirtyy suunnitellun vipusysteemin kautta pumpun akselille. Pumpulle tuodulla voimalla nostetaan vettä korkealle sijoitettuun vesisäiliöön. Kun sähkön hinta on riittävän korkea, vapautetaan vesi säiliöstä ja päästetään se kulkemaan laitoksen loppuun sijoitettuun vesiturbiinin läpi, joka lopulta muuntaa tuulen liike-energian sähköksi. Kuvassa 11 esitellään kaavio, joka kuvaa kuinka tuulesta lopulta saadaan sähköä tutkittavassa tilanteessa.



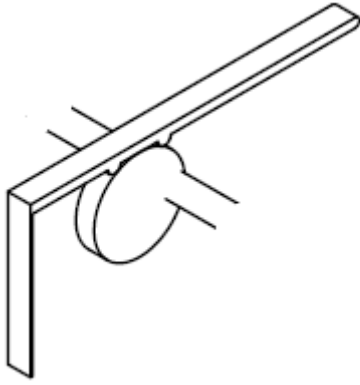
KUVA 11 Periaatekuva valmiista laitoksesta

Tuulen liike-energia siirtyy mekaaniselle voimansiirrolle tuuliturbiinin akseliin kiinnitettyjen kiekkojen avulla. Kiekot kiinnitetään akseliin epäkeskeisesti eri vaiheeseen, kuten kuvassa 12 esitetään.



*KUVA 12 Tuuliturbiinin akseliin kiinnitetyt epäkeskokiekot*

Epäkeskokiekot yhtyvät muuhun systeemiin seuraajatankojen avulla. Seuraajatankoihin on sijoitettu laakerit, jotka mahdollistavat tangon ja kiekon kosketuksen. Kuvassa 12 on esitetty periaatekuva seuraajatangon ja kiekon kontaktikohdasta. Seuraajatangot yhdistetään vaijerilla tuuliturbiinin juurella sijaitseviin keinuvipuihin. Keinuvivut kiinnittyvät seuraajatanko pariin, jotta turbiinin akselin pyöriessä saadaan aikaan edestakainen liike. Keinuvipu puolestaan on kiinnitetty kampiakseliin, joka on vaihdelaatikon kautta kytketty vettä pumppaavaan pumppuun.



*KUVA 13 Epäkeskokiekkokone ja ohjausvarsi*

Mekaanisen voimansiirron avulla tuulen liike-energia voidaan muuttaa pumpun avulla potentiaali energiaksi myöhempää käyttöä varten. Kun vesi on pumpattu säilöön, voidaan se vapauttaa vesiturbiinille korkean sähkönhinnan tai kulutuspiikin aikoina.

## **6.2 Laitoksen sijoittamisesta**

Laitoksen mahdollisille sijoituspaikoille on olemassa muutamia rajoittavia tekijöitä. Suomen maantieteellisen sijainnin ja maaston korkeuserojen takia mahdollisia paikkoja, joissa voitaisiin saavuttaa edulliset olosuhteet ilman suuria rahallisia sijoituksia, on vähän.

Laitoksen sijoituksen kannalta oleellisin tekijä on, että tuulta on tarjolla ympäri vuoden riittävästi. Käytännössä tämä rajoittaa laitoksen sijoituspaikat joko rannikolle tai selvästi muuta maastoa korkeampiin kohtiin, kuten vaarojen huipuille.

Toinen merkittävä tekijä laitoksen sijaintia mietittäessä, ovat maaston luontaiset korkeuserot. Laitoksen vesiturbiini tarvitsee ainakin laitoksen sisäisesti merkittävän korkeuseron, että turbiinilla saadaan tuotettua riittävä määrä sähköä. Kun otetaan huomioon tuulen tarve, on Suomessa loppujen lopuksi

vain muutamia paikkoja, joissa korkeusero voitaisiin luoda pääasiassa maaston avulla.

Ihanteellisin sijainti laitokselle olisi siis maastoa selvästi korkeampi kohta, jonka huipulle tuuliturbiini ja vesisäiliö laitoksesta pystytetään. Vesiturbiini voitaisiin siten sijoittaa matalammalle maastoon ja turbiini saisi tarvitsemansa pudotuskorkeuden.

## 7 TIEDOT JA LASKELMAT

Tarkastelemalla annettuja tietoja voidaan päätellä, että oleellimmat häviöt laitoksen laakeroinneissa tapahtuvat ohjaajatankojen ja keinuivuston yhteydessä. Tietenkin laitoksessa on useita eri laakereita näiden lisäksi, mutta niistä muodostuvat häviöt muodostunevat niin pieniksi ja vaikeiksi arvioida, että näissä laskelmissa keskitytään vain edellä mainittuihin laakereihin.

### Tuulesta tehoksi

Lasketaan tuulesta saatava teho molemmille esimerkkiturbiineille nimellistuulennopeudella ja lapojen kierrosnopeudella.

Taulukosta 1 ja kuvasta 4 valitaan käytettävät olosuhteet laskelmiin

Tuulen nopeus  $v = 12 \text{ m/s}$

Nimelliskierrosnopeus turbiinille  $n = 33 \text{ rpm}$

Pyyhkäisyypinta-ala  $A = 855,3 \text{ m}^2$

Roottorin halkaisija  $D = 33 \text{ m}$

Tammertekniikan kaavastosta ilmantiheys  $\rho = 1,293 \text{ kg/m}^3$  (19)

Kaavalla 1 saadan selville tuulesta saatavilla oleva teho (4).

$$P_{\text{saatavilla}} = \frac{1}{2} \rho A V^3 = \frac{1}{2} \times 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 855,3 \text{ m}^2 \times \left(12 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 = 955,5 \text{ kW}$$

Tämä on kuitenkin kaukana todellisesta tehosta, jonka turbiini tuottaa. Turbiinin todellinen teho saadaan laskettua kaavojen 2 ja 3 avulla (4). Ensin selvitetään turbiinin tehokerroin kaavan 3 avulla.

Lasketaan kärkinopeussuhde  $\lambda$

$$\lambda = \frac{u}{V} = \frac{(2 * \pi * (0,5 * D)) * (\frac{n}{t})}{V} = \frac{(2 * \pi * (0,5 * 33m)) * (\frac{26}{60s})}{12 m/s} = 4,3$$

$\lambda$ :n avulla voidaan selvittää tehokerroin  $C_p$ . Kuvasta 3 voidaan arvioida  $C_p$  olevan hieman yli 0,3 ja tulos voidaan todentaa tarkastelemalla kuvaa 5. Kuvassa 5 on esitelty mitattuja arvoja ja kuvasta nähdään, että mitatuilla arvoilla  $C_p$  saatu noin 0,331. Laskuissa käytetään itsearvioitua arvoa 0,31.

Kun  $C_p$  tiedetään, saadaan kaavan 2 avulla selville todellinen teho, jonka roottori tuulelta saa.

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3 \quad \text{Kaava 3}$$

$$P_{max} = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3 = 0,31 \times \frac{1}{2} \times 1,293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 855,3 \text{ m}^2 \times \left(12 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 = 296,2 \text{ kW}$$

Siispä Enerconin turbiinilta saadaan 296,2 kW:n teho tuulen nopeuden ollessa 12 m/s.

Selvitetään vielä roottori tuottama vääntö akselille. Vääntö akselille saadaan laskettua muokkaamalla kaavan 4 avulla (5).

$$P = T \omega \quad \text{KAAVA 4}$$

jossa

$T$ = vääntö [Nm]

Vääntö saadaan selville muokkaamalla kaava 4 muotoon

$$T_{akseli} = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{292,2kW}{2 * \pi * (\frac{33}{60}) 1/s} = 85,7 \text{ kNm}$$

Arvioidaan voima, jolla roottorin akseliin kiinnitetyt epäkeskokiekot vaikuttava seuraajatankoihin. Arvioidaan epäkeskokiekon halkaisijaksi 1,5 m. Kun tunnetaan kiekon halkaisija, voidaan laskea voima F, jonka roottorin akseli välittää seuraajatankoon. Voima lasketaan kaavan 5 avulla. Halkaisijalle D annetaan kerroin 0,5, koska voiman varren arvo vaihtelee kiekon pyöriessä.

$$F = \frac{T_{\text{akseli}}}{D_{\text{epäkesko}}}$$

KAAVA 5

jossa

$T_{\text{akseli}}$  = turbiinin akselin vääntö

$D_{\text{epäkesko}}$  = epäkeskokiekon halkaisija

$$F = \frac{T_{\text{akseli}}}{0,5D_{\text{epäkesko}}} = \frac{85,7 \text{ kNm}}{0,5 \times 1,5\text{m}} = 114,3 \text{ kN}$$

Tällä tavalla laskettu voima on kuitenkin vain teoreettinen arvio.

Todellisuudessa voimat ovat todennäköisesti pienempiä.

### Laakerien kitkahäviöt

Kun tunnetaan voima ja kierrosnopeuden suuruusluokka, jolla epäkeskokiekkko vaikuttaa seuraajatankoon, muodostuva kitkahäviö voidaan laskea.

Kierrosnopeus voidaan arvioida, kun tunnetaan epäkeskokiekon ja laakerien halkaisija tai säde. Edellä lasketun voiman avulla selvitetään sopiva laakeri koko tehtävään SKF:n laakerikirjasta.

Lasketaan laakereiden kierrosnopeus laakerin ja epäkeskokiekon ulkokehän suhteen avulla. Epäkeskokiekon oletetaan sijoittuneen roottorin akselille niin, että akselin ja kiekon kehät koskettavat 1 pisteestä. Ensin täytyy selvittää laakerin ja epäkeskokiekon kehä.

$$n_{laakeri} = \frac{\pi \times D_{laakeri}}{\pi \times D_{epäkesko}} \times n_{akseli} = \frac{\pi \times 0,28m}{\pi \times 1,5m} \times 33rpm = 88 rpm$$

Seuraavaksi lasketaan tehohäviö kaavalla 6 (14;15)

$$T_{\mu} = \frac{\mu^* \times F \times d_{laakerin akseli}}{2} \quad \text{KAAVA 6}$$

jossa

F= aksiaali- ja säteisvoimien resultantti

$T_{\mu}$  = vastusmomentti Nmm

$\mu^*$  = näennäinen kitkakerroin

d = laakerin akselihalkaisija mm (15, s.127–128)

Kaavan 6 yhteydessä esiteltiin ehtoja, jotka täytyy täyttää, että kaavaan 6 tulosta voidaan pitää riittävän tarkkana. Laakerin kierrosnopeus ei saa nousta yli  $0,5 n_{max}$  jonka valittu laakeri kestää. Kaikki laakerit, jotka SKF laakerikirjassa esiintyvät, kestävät useiden tuhansien kierrosten suuruisia nopeuksia, joten tämä ehto täyttyy (15). Seuraava ehto on, että  $P = 0,1 C$ , mikä tarkoittaa, että laakeriin vaikuttava voima ei saa olla yli 10 %:a laakerin dynaamisesta kantavuusluvusta. Aiemmin lasketun voiman perusteella on valittu SKF:n lieriörulla laakeri NJG 2326 VH, jonka dynaaminen kantavuusluku C on 1,08 MN. Vaikka voima ylittääkin annetun 10 %, voidaan tällä laakerilla laskettuja arvoja pitää riittävän luotettavana tilanteen huomioon ottaen. Tehohäviön selvittämiseksi on ensin laskettava laakerin kitkamomentti  $T_{\mu}$ .  $T_{\mu}$  saadaan selville kaavalla 6.

$$T_{\mu} = \frac{\mu^* \times F \times d_{laakerin akseli}}{2} = \frac{0,0011 \times 114,3 kN \times 130mm}{2} = 8171 Nmm$$

Kun tunnetaan  $T_{\mu}$ , voidaan kaavalla 7 laskea tehohäviö  $N_r$  (15)

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} \times T_{\mu} \times n \quad \text{KAAVA 7}$$

jossa

$T_\mu$  = vastusmomentti [Nmm]

$n$  = kierrosnopeus [rpm]

Kaava 7 pätee sekä urakuula-, että rullalaakereille.

Lasketaan tehohäviö.

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} \times T_\mu \times n = 1,05 \times 10^{-4} \times 8171 \text{ Nmm} \times 88 \text{ rpm} = 76 \text{ W}$$

Seuraavaksi lasketaan voima, jolla seuraajatanko liikuttaa vaijeria, joka on kiinnitetty keinuvipuun. Voima  $F$  jolla seuraajatanko liikuttaa vaijeria ylös alas on sama kuin voima, jolla epäkeskokiekko vaikuttaa tankoon. Näin ollen vaijerinkiinnitysraudassa sijaitsevan laakerin teho häviöiden arvioimiseksi tarvitsee tietää vielä laakerin pyörimisnopeus. Edestakaisen liikkeen takia laakeri ei pyöri kokonaisia kierroksia, joten täytyy määrittää suhdeluku jolla havainnollistaa kierrosten määrää. Oletetaan, että epäkeskokiekkon tehdessä 1 kierroksen pyörii kiinnikkeen laakeri  $\frac{1}{4}$  kierroksen.

Näin ollen laakerissa tapahtuva kitkamomentti voidaan laskea kuten edellä kaavan 6 avulla.

$$T_\mu = \frac{\mu^* \times F \times d_{\text{laakerin akseli}}}{2} = \frac{0,0011 \times 114,3 \text{ kN} \times 13 \text{ mm}}{2} = 8171 \text{ Nmm}$$

ja edelleen tehohäviö kaavan 7 avulla

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} \times T_\mu \times n = 1,05 \times 10^{-4} \times 8171 \text{ Nmm} \times 8,25 \text{ rpm} = 7,08 \text{ W}$$

Laskelmien avulla huomataan, että tehohäviöt laakereissa jäävät todella pieniksi. Ottaen huomioon lähtötiedoissa ja mallinnuksessa olevat aukot ja epätarkkuudet voidaan olettaa, että laskuissa esiintyvä virhe on niin suuri, että tarkkaa hyötysuhdetta on tarpeetonta laskea. Voidaan kuitenkin arvioida, että kitkan aiheuttamat tehohäviöt ovat muutaman prosentin luokkaa.

## 8 TULOSTEN TULKINTA

Työn tavoitteena oli tutkia rakennevaihtoehtoa perinteiselle tuuliturbiinille. Mekaanisen talteenottomenetelmän tutkiminen painottui pitkälti uuden tiedon hankkimiseen ja systeemin häviöiden selvittämiseen. Pumppauksen, virtauskanavan ja vesiturbiinin häviöitä ei tässä työssä tarkastelulta. Laakeroinnin ja uuden systeemin tutkiminen synnytti paljon lisäkysymyksiä ja ideoita.

### 8.1 Tuloksien tarkkuudesta

Saatuja laskutuloksia voidaan pitää lähinnä suuntaa-antavina. Laskelmia ja ideoiteja suoritettaessa tuli selväksi, että laitoksessa on todella paljon tuntemattomia, kuten komponenttien todelliset mitat jne, jotka vaikuttavat häviöiden suuruuteen. Laakerit on suunniteltu muodostamaan mahdollisimman vähän kitkahäviöitä, joten jäävät häviöt pieniksi tällaisessa laitoksessa. Esimerkiksi turbiiniakselin tukilaakerointi aiheuttanee suuremmat häviöt.

Häviöiden suuruuteen vaikuttaa myös pyörimisnopeus. Kuvatussa rakenteessa pyörimisnopeus on pieni, kun esim. laskuissa käytetyn rullalaakerin maksimi kierrosnopeus on 500 rpm. Tuloksien tarkkuuteen vaikuttaa myös se, että osa laakereista ei pyöri missään vaiheessa kokonaista kierrosta. Laakerien osittainen pyöriminen vaikuttaa merkittävästi kulumiseen. Tämä seurauksena osittain pyörivien laakerien häviöt kasvavat vanhetessaan nopeammin kuin normaalisti pyörivien.

Tulosten epätarkkuutta aiheuttaa myös se, että osien massoja ei otettu huomioon. Laakerit itsessään painavat merkittävän paljon, mutta myös epäkeskokiekkojen massa ja materiaali tulisi ottaa huomioon. Epäkeskokiekkojen materiaali vaikuttaa myös kulumiskestävyYTEEN. Jos seuraajamekanismin pinnanlaatu heikkenee, syntyvä karheus lyhentää osien kestoikää.

## 8.2 Parannettavaa ja lisätutkimuksen aiheita

Epäkeskokiekoille ja seuraajatangoille voisi suunnitella vaihtoehtoisen ratkaisun. Tavoitteena kuitenkin on, että laitoksen ylä- eli turbiininpää olisi käytännössä mahdollisimman huoltovapaa. Epäkeskokiekkujen ja seuraatangen vaihtoehdoksi kannattaisi tutkia kampiakselia muistuttava ratkaisu. Nykyisellä suunnitelmalla turbiini välittää voimansa suoraa pumpulle, jonka tarkoituksena on siirtää vettä vesisäiliöön odottamaan hetkeä, jolloin se vapautetaan vesiturbiinille.

## 9 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli tutkia vaihtoehtoista ottaa talteen tuulenenergia. Selvitettiin millaisia häviöitä syntyy, kun tuuliturbiinin sähkögeneraattori korvataan mekaanisella välityksellä, joka siirtää voiman turbiinin akselilta eteenpäin. Laskelmien pohjalta tehty arvio, että tehohäviöt laakereissa ovat parin prosentin luokkaa kuulostaa järkevältä. Mekaanista voimansiirtoratkaisua kannattaa kehittää vaihtoehtona perinteiselle sähkögeneraattori ratkaisulle.

Pelkkä laakerien häviöiden tarkastelu ei kuitenkaan anna koko kuvaa laitoksen toimivuudesta. Mekaanisen voimansiirron häviöt ovat suhteellisen pieniä, laitoksen jälkimmäisissä osissa muodostuu merkittäviä häviöitä. Laitoksen kokonaishyötysuhde riippuu lopulta siis suuresti pumpun ja vesiturbiinin valinnasta sekä virtauskanavan rakenteesta. Kokonaishyötysuhde jäänee 80 %:n alapuolelle.

Merkittävänä haasteena on löytää laitokselle sijoituspaikka. Jotta saataisiin riittävästi energiaa, tarvitaan riittävän suuri vesiallas ja pudotuskorkeus. Suomen luonnollisilla korkeuseroilla sijoitusvaihtoehdot ovat varsin rajallisia. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että laitokseen pitäisi keinotekoisesti muodostettua riittävä pudotuskorkeus. Tämä kuitenkin lisää kustannuksia merkittävästi.

Tutkittu laitosratkaisu ei sovi suurimmille tuuliturbiineille, koska välitysmekanismien osista tulisi liian raskaita. Kaikista pienimmillekin turbiineille konseptia on haastavaa soveltaa, sillä vesiturbiinien sijoittaminen on varsin kallista.

Tutkitussa rakenteessa on paljon hyvää mutta myös paljon kehitettävää. Mekaanisesta osiosta olisi hyvä rakentaa prototyyppi, jotta saataisiin todellisia mittaustuloksia. Virtauskanavan, pumpun ja vesiturbiinin valintaa ja rakennetta olisi syytä selvittää.



## LÄHTEET

1. Suomen tuulivoimapuistot. 2017. Ethawind. Saatavissa:  
<https://www.seadv.eu/ethawind-old/map/>. Hakupäivä 23.3.2017.
2. Suomen tuulivoimatilastot. 2017. VTT. Saatavissa:  
<http://www.vtt.fi/palvelut/v%C3%A4h%C3%A4hiilinen-energia/tuulivoima/suomen-tuulivoimatilastot> . Hakupäivä 13.1.2017.
3. Tuulivoima 2017. Energiategollisuus. Saatavissa:  
[http://energia.fi/perustietoa\\_energia-alasta/energiantuotanto/sahkontuotanto/tuulivoima](http://energia.fi/perustietoa_energia-alasta/energiantuotanto/sahkontuotanto/tuulivoima). Hakupäivä: 13.1.2017.
4. Ylikunnari, Jukka 2015. T350503 Koneoppi 2 3 op. Opintojakson luennot keväällä 2015 Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu.
5. Vaugh, Nelson 2014. Wind energy: Renewable energy and the environment. Boca Raton: CRC press, Taylor & Francis group
6. Wind turbine technology. 2014. Energypedia. Saatavissa:  
[https://energypedia.info/wiki/Wind\\_Turbine\\_Technology](https://energypedia.info/wiki/Wind_Turbine_Technology). Hakupäivä 22.2.2017.
7. Enercon E-33 / 300. 2016. Wind-turbine-models.com. Saatavissa:  
<https://en.wind-turbine-models.com/turbines/368-enercon-e-33-300#pictures>. Hakupäivä 22.06.2016.
8. Perttula, Raimo 2000. Energiategniikka. Porvoo: WSOY.
9. Hydraulic turbines: Kaplanturbines. 2016. Learnengineering.org. Saatavissa:  
<http://www.brighthubengineering.com/fluid-mechanics-hydraulics/27426-hydraulic-turbines-kaplan-turbine/> Hakupäivä 1.4.2017.
10. Hydraulic turbines: Francisturbines. 2016. Learnengineering.org. Saatavissa: <http://www.learnengineering.org/2014/01/how-does-francis-turbine-work.html> Hakupäivä 1.4.2017.

11. Hydraulic turbines: Peltonturbines. 2016. Learnengineering.org.  
Saatavissa:<http://www.learnengineering.org/2013/08/pelton-turbine-wheel-hydraulic-turbine.html> Hakupäivä 1.4.2017.
12. Mäkelä, Veli-Matti 2016. T350403 Koneoppi 1 3 op. Opintojaksojen luennot syksyllä 2016. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
13. Energiätehokkaat pumput 2011. Motiva. Saatavissa:  
[https://www.motiva.fi/files/5343/Energiätehokkaat\\_pumput.pdf](https://www.motiva.fi/files/5343/Energiätehokkaat_pumput.pdf) Hakupäivä 10.1.2018.
14. Pyy, Seppo- Blom, Seppo- Rautiainen, Hannu- Lahtinen, Pekka- Sampo, Arto- Nuutio, Erkki- Seppänen, Pekka- Pekkola, Kari- Suosara, Eero 1995. Kone elimet ja mekanismit. Helsinki: Oy Edita Ab.
15. SKF laakerikirja 1991. Torino: Stamperia Artistica Nazionale.
16. Single row deep groove ball bearings. 2017. SKF. Saatavissa:  
<http://www.skf.com/pk/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/index.html>.  
Hakupäivä 1.4.2017.
17. Cylindrical roller bearings. 2017. SKF. Saatavissa:  
<http://www.skf.com/pk/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/index.html>. Hakupäivä 1.4.2017.
18. Products. 2017. SKF. Saatavissa:  
<http://www.skf.com/group/products/index.html>. Hakupäivä 12.1.2017.
19. Tekniikan kaavasto. 2000. Tampere: Tammertekniikka Oy.

