



Aalto-yliopisto
Insinööritieteiden
korkeakoulu

Mika Kuronen

Energiätehokkuuden parantaminen talousveden jakelussa

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

Espoossa 1.12.2014

Valvoja: Professori Riku Vahala

Ohjaajat: DI Timo Ranta-Pere, TkT Juha Järvelä

Tekijä Mika Kuronen

Työn nimi Energiatehokkuuden parantaminen talousveden jakelussa

Koulutusohjelma Yhdyskunta- ja ympäristötekniikan koulutusohjelma

Pää-/sivuaine Vesihuoltotekniikka**Professuurikoodi** Yhd-73

Työn valvoja Professori Riku Vahala

Työn ohjaaja(t) DI Timo Ranta-Pere, TkT Juha Järvelä

Päivämäärä 1.12.2014**Sivumäärä** 92+7**Kieli** Suomi

Tiivistelmä

Vesilaitokset ovat merkittäviä energiankuluttajia ja vedenjakelu yleensä niiden eniten energiaa vaativa prosessi. Tässä työssä selvitettiin keskeisimmät vedenjakelun energiatehokkuuteen vaikuttavat tekijät ja vesilaitoksille järjestetyllä kyselyllä kartoitettiin niiden nykytilannetta. Tulosten perusteella arvioitiin tärkeimpiä keinoja energiatehokkuuden parantamiseksi sekä laadittiin käytännönläheiset ohjeet vesilaitoksille lähestyä niitä.

Yleensä merkittävin tekijä vedenjakelun energiatehokkuudessa on pumppukokonaisuuden hyötysuhde, mikä tyypillisesti koostuu taajuusmuuttajan, sähkömoottorin ja pumpun hyötysuhteista. Näistä pumpun hyötysuhde on alhaisin ja vaihtelee eniten. Keskeinen ongelma on pumppauksen huipputarpeen ja tavallisen matalamman toiminnan yhteensovittaminen. Ratkaisussa keskeisessä roolissa on järkevä pumppausjärjestely ja pumppujen mitoitus.

Kyselyn perusteella energiatehokkuus kiinnostaa vesilaitoksia, mutta siihen liittyvissä käytännöissä on paljon vaihtelua. Suuret vesilaitokset kiinnittävät pieniä enemmän huomiota energiatehokkuuteen. Pumppauksia valtaosin säädetään taajuusmuuttajilla, joita ohjataan paineen tai pinnankorkeuksien mukaan. Merkittävä osa pumppauksista tehdään uppopumppuilla, joiden moottoreiden hyötysuhteet ovat perinteisesti alhaiset. Viidennes laitoksista on kiinnittänyt huomattavasti huomiota pumppausten energiatehokkuuteen.

Energiatehokkuuden parantamisen prosessi kuvattiin ohjeisiin helpottamaan erityisesti pienten ja keskikokoisten vesilaitosten lähestymistä pumppausten energiankäytön selvittämiseen. Pumppujen mitoittamiselle työssä ehdotetaan tapaa, joka perustuu kahteen toimintapisteeseen: reunaehtona toimivaan vaadittavaan huippupisteeseen ja energiatehokkuuden kannalta optimoitavaan tavalliseen toimintapisteeseen. Pumppuvalinta voidaan tehdä kilpailuttamalla pumppumyyjiä suoraan näillä ehdoilla tai arvioimalla sopiva pumpun parhaan hyötysuhteen piste affiniteettiparaabelin ja pumppukäyrän arvion avulla. Prosessikuvausta ja mitoitusohjeita sovellettiin esimerkikohteisiin Tuusulan seudun vesilaitoksella ja Hyvinkään Vedellä.

Avainsanat energiatehokkuus, vedenjakelu, pumput

Author Mika Kuronen

Title of thesis Improving energy efficiency in water distribution

Degree programme Civil and Environmental Engineering

Major/minor Water Engineering**Code of professorship** Yhd-73

Thesis supervisor Professor Riku Vahala

Thesis advisor(s) M.Sc. (Tech.) Timo Ranta-Pere, D.Sc. (Tech.) Juha Järvelä

Date 1.12.2014**Number of pages** 92+7**Language** Finnish

Abstract

Water utilities are large consumers of energy and water distribution is usually their most energy-intensive process. Major factor regarding energy efficiency in water distribution were examined and a survey was conducted to find their current status in Finland's water utilities. Based on these results, most important means for improving energy efficiency were estimated and practical instructions for approaching these means were formed.

Most influential factor on energy efficiency in water distribution usually is the total efficiency of the pumping, typically composed of frequency converter, electric motor and pump efficiencies. Lowest and most volatile of these is pump efficiency. Central issue is to fit peak demands with lower normal operation. Reasonable pumping arrangement and pump sizing play crucial role.

According to the conducted survey water utilities are interested in energy efficiency, but there are large variations in practices related to it. Large water utilities pay more attention to energy efficiency than small ones. Majority of pumps are driven with frequency converters guided by pressure or water surface levels. Significant portion of pumping is made with submersibles pumps, which traditionally have low electric motor efficiencies. One utility in five has paid significant attention to pumping efficiencies.

Energy efficiency improving process was formulated into instructions to help especially small to medium sized water utilities approach their pumping efficiencies. In this thesis a pump sizing method based on two operational points is proposed. First point is a boundary condition regarding required high operation and second point is a common operating point in which energy efficiency is optimized. Pump selection can be made by using these points to tender pump vendors or by using them to evaluate optimal best efficiency point based on affinity laws and pump curve estimation. Process description and pump sizing methods were put to practice in case studies at Tuusula region water utility and Hyvinkää water utility.

Keywords energy efficiency, water distribution, pumps

Alkusanat

Tämä diplomityö on kirjoitettu Tuusulan seudun vesilaitos kuntayhtymässä, jota haluan kiittää koko organisaationa tämän työn tekemisen mahdollistamisesta sekä mukavasta työilmapiiristä. Erityisesti haluan kiittää käyttöpäällikkö Timo Ranta-Pereä ohjauksesta sekä toimitusjohtaja Unto Tanttua kommentteista. Heidän ansiostaan löysin työlleni mielenkiintoisen aiheen ja olen oppinut heiltä paljon matkan varrella.

Vesihuoltolaitosten kehittämisrahastolle kiitos työn rahallisesta tukemisesta sekä Vesilaitosyhdistykselle avusta vesilaitoskyselyn toteuttamisessa. Hyvinkään Vedelle kiitos mahdollisuudesta tutustua laitoksiin, saada esimerkkikohde käsittelyyn ja osallistumisesta rahoitukseen. Aalto-yliopistosta Juha Järvelä antoi tärkeitä kommentteja työn parantamiseksi.

Haluan ilmaista kiitollisuuteni myös Eteläsuomalaiselle osakunnalle, joka on tarjonnut vastapainoa opiskelulle ja työlle. Monet osakuntalaiset ovat olleet tärkeä tuki koko opintojeni ajan. Eteläsuomalaisten ylioppilaiden säätiö on myös rahallisesti tukenut tämän työn viimeistelyä stipendillä.

Suurkiitos perheelle ja kaikille ystäville.

Tuusula 1.12.2014

Mika Kuronen

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Sisällysluettelo

Merkinnät

1	Johdanto	8
1.1	Energiatehokkuus vesihuollossa	8
1.2	Työn tavoitteet ja rakenne	9
1.3	Yhteistyötahot	10
2	Virtausmekaniikan, pumppauksen ja energiatehokkuuden teoriaa	12
2.1	Virtausmekaniikan perusteita	12
2.2	Hyötysuhde	15
2.3	Ominaisenergia	17
2.4	Pumput	18
2.5	Sähkömoottorit	26
2.6	Taajuusmuuttajat	29
3	Vedenjakelun energiatehokkuus	31
3.1	Pumppaamo	33
3.1.1	Pumppausjärjestelyt ja pumppujen ohjaus	33
3.1.2	Pumppaamon hyötysuhde ja energiatehokkuus	35
3.2	Vedenjakelujärjestelmä	40
3.2.1	Nostokorkeus ja sen minimointi	40
3.2.2	Tasaiset virtaamat	42
3.2.3	Painehäviöt	43
3.2.4	Laitosten tuotantomäärien optimointi	45
3.2.5	Paineenalennusenergian talteenotto	46
4	Pumppausjärjestelyjen ja energiatehokkuuden nykytilanne	47
4.1	Kysely vesilaitoksille	47
4.2	Pumppausjärjestelyjen tuloksista	48
4.3	Energiatehokkuuden tuloksista	49
5	Energiatehokkuuden kehittämisen prosessi	51

5.1	Prosessin yleiskuvaus ja kohteiden valinta	51
5.2	Tiedonkeruu	52
5.2.1	Virtaama	53
5.2.2	Paine	54
5.2.3	Teho ja sähkönkulutus	55
5.3	Tiedonkäsittely ja analysointi	57
5.3.1	Yleisesti tietojenkäsittelystä ja laskennasta	57
5.3.2	Hyötysuhteen ja ominaisenergian laskenta	59
5.3.3	Virtausvastusten arviointi	63
5.3.4	Analyysi ja toimenpiteet	64
5.3.5	Jälkiseuranta	65
6	Energiatohokkaiden pumppujen mitoitus ja hankinta	66
6.1	Mitoitusperiaatteista	66
6.2	Tarjouspyyntö ja pumppuvertailu	70
7	Esimerkkitapaukset	73
7.1	Korkeamäen vesilaitoksen pumppuvalinta	73
7.2	Hikiän vesilaitoksen pumppausten selvitys	78
7.3	Koskenmäen vesilaitos	83
8	Työn soveltaminen talousveden verkostopumppauksen ulkopuolelle	85
9	Johtopäätökset ja suositukset	87
	Lähdeluettelo	89
	Liitteet	

Merkinnät

E_s	Ominaisenergia (kWh/m ³)
E_{smin}	Vähimmäisominaisenergia (kWh/m ³)
g	Putoamiskiihtyvyyys (m/s ²)
h_w	Virtaukseen tehty työ (m)
h_l	Virtaushäviö (m)
H	Nostokorkeus (m)
K	Vastuskerroin
n	Kierrosluku (rpm)
n_{nim}	Nimelliskierrosluku (rpm)
n_s	Ominaisnopeus
p	Paine (Pa)
P	Teho (W)
q	Tilavuusvirta (m ³ /s)
Q	Tilavuusvirta (m ³ /h)
v	Virtausnopeus (m/s)
W	Energia (kWh)
z	Korkeusasema (m)
η	Hyötysuhde
ρ	Tiheys (kg/m ³)
BEP	Parhaan hyötysuhteen piste

1 Johdanto

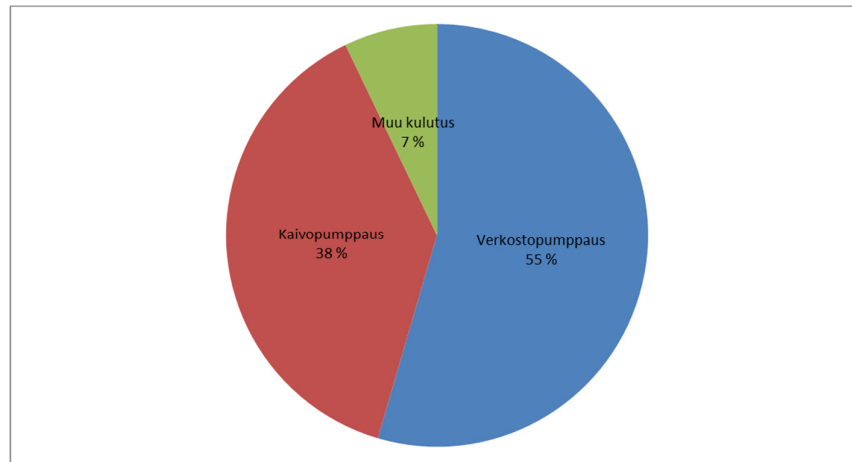
1.1 Energiatehokkuus vesihuollossa

Maailmanlaajuinen energiantarpeen kasvu ja etenevä ilmastonmuutos muodostavat yhden aikamme suurimmista haasteista. Ongelman ratkaisussa puhtaamman energiatuotannon lisäksi keskeisessä roolissa on energiankäytön hillitseminen. Kansainvälinen energiajärjestö IEA onkin arvioinut energiatehokkuudessa olevan suurin potentiaali kasvihuonekaasupäästöjen vähentämisessä (IEA, 2009). Energiatehokkuuden merkityksen on nostanut keskeiseen asemaan niin Euroopan unioni, Suomen valtio kuin lukuisat kunnat.

Vesihuolto on maailmanlaajuinen toimiala ja jopa 2...3 % maailman sähkönkulutuksesta on arvioitu kuluvan pumppauksiin vedenjakelujärjestelmissä (Vilanova & Balestieri, 2014). Vesilaitostoiminta on perinteisesti monopoliasemassa, eikä kustannustehokkuuden kautta tuleva paine energiatehokkuuden parantamiseen ole yhtä voimakasta kuin kilpailevan teollisuuden puolella. Monissa maissa, kuten Suomessa, keskimäärin pieni laituskoko tuo haasteensa. Monista energiatehokkuustoimista tutkittua tietoa on kiittävästi, mutta niiden siirtymistä käytäntöön hidastaa ajan, osaamisen ja resurssien puute vesilaitostasolla.

Vesilaitostoiminnan perimmäisenä tavoitteena on vesihuoltopalveluiden tuottaminen asiakkaille luotettavasti ja kustannustehokkaasti. Energiatehokkuus onkin ensisijaisesti osa vesilaitoksen kustannusrakennetta, mutta nykyään yhä enemmän myös ympäristönsuojelua ja osa vesilaitoksen julkisuuskuvaa.

Vesihuollossa merkittävien energiankuluttajien ovat pumppaukset ja Yhdysvalloissa onkin arvioitu 80 % vesihuollon energiasta kuluvan veden siirtämiseen (EPRI, 2002). Tuusulan seudun vesilaitoksella tehtyjen arvioiden mukaan kevyen puhdistusprosessin pohjavesilaitoksilla verkostopumppauksen osuus energiankulutuksesta on yleensä 30...70 % ja pumppausten yhteensä joissain kohteissa jopa yli 90 %. Tällaisesta esimerkkinä on kuvassa 1 esitetty Rusutjärven vesilaitoksen energiankulutuksen jakautuminen verkostopumppauksen, kaivopumppauksen ja muun kulutuksen kesken vuoden ajanjaksolla.



Kuva 1. Rusutjärven vesilaitoksen sähkönkulutuksen jakautuminen.

Hyviä kokemuksia vesilaitosten energiatehokkuuden kehittämisestä löytyy monella tavoin Suomen vesihuoltoa muistuttavasta Ruotsin vesihuollosta, jossa vuonna 2005 käynnistettiin vesilaitosten vapaaehtoinen energiatehokkuusprojekti ”VA-verkens bidrag till Sveriges energieffektivisering”. Projekti keräsi laajaa kiinnostusta, kattaen noin 60 % Ruotsin vesihuollosta. Rahaa käytettiin arviolta 166 miljoonaa Ruotsin kruunua eli noin 18 miljoonaa euroa. Investointien takaisinmaksuajat olivat lyhyitä, välillä 2...9 vuotta. Valtion avustukset säästivät itsensä verran energiakustannuksissa vuodessa tai alle. Projektin tuloksena osallistuvien laitosten sähkönkäyttö väheni 2005-2011 kokonaisuudessaan 5 % ja väestönkasvu sekä kehittynyt vedenkäsittely huomioiden 10...15 %. (Lingsten, 2014)

1.2 Työn tavoitteet ja rakenne

Työ tarkastelee talousveden jakelun energiatehokkuutta, tavoitteena löytää ja esitellä keinoja sen parantamiseksi. Tämä tavoite voidaan jakaa neljään osatavoitteeseen.

- 1) Työn ensimmäinen tavoite on selvittää vedenjakelujärjestelmän energiatehokkuuteen vaikuttavia keskeisimpiä tekijöitä ja keinoja niihin vaikuttamiseen. Tähän hyödynnetään vedenjakelujärjestelmien ja pumppausten energiatehokkuutta käsittelevää kirjallisuutta sekä suuruusluokkien hahmottamista auttavia esimerkkejä. Tarkoituksena on tuottaa kokonaiskuva siitä, mihin energiaa vedenjakelussa kuluu ja kuinka siihen voidaan vaikuttaa.
- 2) Työn toinen tavoite on selvittää nykytilanne, millaisia pumppausjärjestelyjä Suomen vesilaitoksilla käytetään ja miten energiatehokkuuteen kiinnitetään huomiota. Vesilaitoksille järjestetään aiheesta kysely, jonka tulosten perusteella arvioidaan tärkeimpiä energiatehokkuustoimia.
- 3) Työn kolmas tavoite on tuottaa prosessikuvaus siitä, miten vesilaitokset voivat käytännössä selvittää ja analysoida pumppaustensa energiatehokkuutta.

Käytännönläheisiin ohjeisiin kerätään keskeiset keinot hankkia ja analysoida tarvittavaa tietoa.

- 4) Työn neljäs tavoite on tuottaa ohjeet pumppujen energiatehokkaaseen valintaan huomioiden pumpun tavallinen käyttöalue. Tarkastelun kohteena ovat yhden kerrallaan käyvän taajuusmuuttajaohjatun pumpun järjestelmät, mutta sovellettavista keinoista on hyötyä myös muunlaisten pumppausjärjestelyjen mitoituksen ymmärtämiseen.

Työ painottuu sellaisiin tekijöihin, joihin vesilaitoksilla nähdään olevan parhaat mahdollisuudet itse vaikuttaa kohtuullisella työpanoksella. Työn tulosten on tarkoitus olla riittävän selkeitä ollakseen hyödynnettävissä myös pienillä ja keskikokoisilla vesilaitoksilla.

Pumppauksissa keskitytään kuiva-asenteisiin keskipakopumppuihin, koska ne ovat vesilaitosten yleisin tapa hoitaa vedenjakelun pumppaukset. Kaivo- ja raakavesipumppaukset eivät ole työn keskeistä sisältöä ja jätevesipumppaukset ovat kokonaan tämän työn tarkastelualueen ulkopuolella. Työn tulosten soveltuvuutta näihin kohteisiin käsitellään luvussa 8.

Ensin työssä käsitellään vedenjakelun energiatehokkuuden taustalla olevaa teoriaa sekä siihen liittyviä keskeisiä käsitteitä ja tekniikoita. Tämän jälkeen työn runkokappaleet vastaavat kappalekohtaisesti työn osatavoitteisiin. Näiden jälkeen esimerkkikohteiden avulla hahmotetaan työn tulosten hyödyntämistä käytännössä.

Käytännönläheisiä kaavojen pyöristyksiä ja erilaisia hahmottamista helpottavia esimerkkejä on eroteltu varsinaisesta tekstistä erillisiin reunustettuihin tauluihin. Sekä taulujen esimerkkilaskuissa että varsinaisissa työn esimerkkikohteissa on energiakustannukset laskettu arvolla 8 snt/kWh. Tämä on lähellä työn keskeisimpien esimerkkikohteiden todellista kustannusta sekä tilastojen valossa järkevä arvo (liite 2).

1.3 Yhteistyötahot

Tuusulan seudun vesilaitos kuntayhtymä (TSV) on tämä työn tilaaja ja keskeisin esimerkkikohde. TSV on tukkuvesiyhtiö Keski-Uudellamaalla, joka tuottaa talousveden Keravan ja Järvenpään kaupungeille sekä Tuusulan ja Sipoon kunnille. Asukkaita TSV:n vedentuotannon piirissä on noin 120 000 ja vuorokautinen vesimäärä on keskimäärin noin 25 000 m³. TSV omistaa ja operoi 11 vesilaitosta, joista kaksi on suuria tekopohjavesilaitoksia (Jäniksenlinna ja Rusutjärvi) ja 9 luonnollista pohjavettä käyttäviä pienempiä laitoksia. Sähköä TSV käyttää vuodessa noin 5 GWh, josta suurin osa kuluu pumppauksiin.

Vesilaitosyhdistyksen (VVY) kautta järjestettiin työhön kuulunut vesilaitoskysely. VVY on Suomen vesihuoltoalan yhteistyöjärjestö, jonka varsinaisina jäseninä on noin 300 vesihuoltolaitosta, kattaen noin 90 % Suomen vesihuollosta.

Vesihuoltolaitosten kehittämisrahasto on tukenut tämän työn kirjoittamista. Rahasto on VVY:n hallinnoima ja sen varsinaisten jäsenten rahoittama. Kehittämisrahaston ”tarkoituksena on rahoittaa vesihuoltolaitosten toimintaa edistävää tutkimus- ja kehittämistyötä”.

Hyvinkään Vedelle tehtiin tämä työn yhteydessä vierailuja, joissa Hikiän vesilaitoksen pumppaukset valikoituivat tarkemman tarkastelun kohteeksi. Hyvinkään Vesi myös osallistui työn kustannuksiin. Hyvinkään Vesi on Hyvinkään kaupungin liikelaitos, joka tuottaa vesihuoltopalvelut yli 43 000 asukkaalle.

2 Virtausmekaniikan, pumppauksen ja energiatehokkuuden teoriaa

2.1 Virtausmekaniikan perusteita

Virtauksen energia

Tämän työn puitteissa käsitellään talousveden jakelussa yleisiä virtaustyyppejä käytännön laskentaan riittävällä tarkkuudella. Tämä rajaus mahdollistaa oletuksia, joilla teoreettisesti monimutkaista virtausmekaanista laskentaa voidaan yksinkertaistaa. Virtaavan aineen oletetaan olevan vettä, jota siirretään täysissä paineellisissa putkissa. Vesi on vakioämpöistä ja kokoonpuristumatonta. Virtaus on jatkuvaa ja stationääristä eli ei muutu ajan funktiona.

Virtauksen energia koostuu paine-energiasta, potentiaalienergiasta ja kineettisestä energiasta. Virtauksen kokonaisenergia voidaan kirjoittaa paineen yksiköissä jaettuna näihin komponentteihin, Bernoullin yhtälöksi kutsutun yhtälön 1 mukaisesti. (Young et al., 2007)

$$p_{kok} = p + \rho gz + \frac{1}{2}\rho v^2, \quad (1)$$

missä p on paine, ρ tiheys, g painovoimakiinetyvyys, z korkeusasema ja v virtausnopeus. Yleensä hydraulikassa yhtälön 1 termit jaetaan tilavuuspainolla (ρg), jolloin termit ilmaisevat energiaa painoyksikköä kohti. Näin termien yksiköksi tulee helpommin hahmotettava metri (m). Termien summasta puhutaan energiakorkeutena, joka kuvaa mille korkeudelle nesteellä olisi energiaa nousta referenssisotasosta. Energiakorkeuden komponentteja kutsutaan painekorkeudeksi (paine-energia), asemakorkeudeksi (potentiaalienergia) ja nopeuskorkeudeksi (kineettinen energia). (Kay, 1998)

Ideaalitilanteessa yhtälön 1 mukainen nesteen kokonaisenergia pysyy vakiona virtaviivaa pitkin, mitä kutsutaan Bernoullin laiksi. Todellisuudessa kuitenkin nesteen sisäinen ja ulkoinen kitka aiheuttavat häviöitä ja virtauksen energia laskee. Toisaalta tarkastelupisteiden välillä virtauksessa voi olla laitteita, jotka lisäävät virtaukseen energiaa. Kirjoitetaan Bernoullin laki kahden pisteen välille ja otetaan mukaan termit kuvaamaan näiden pisteiden välillä tapahtuvia muutoksia virtauksen energiassa, häviöitä ja lisättyä energiaa. Saadaan yhtälö 2, jota kutsutaan laajennetuksi Bernoullin yhtälöksi. (Young et al., 2007)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_w - h_l \quad (2)$$

Häviötermi h_l kuvaa kitkan aiheuttamaa energian siirtymistä virtauksen energiasta nesteen ja putken lämpenemiseksi. Virtaukseen lisättyä energiaa h_w tuottavat tämän työn puitteissa pumput. Tämä energian lisäys pumppaamalla on talousveden jakelun perusta

ja tehokas energian lisääminen virtaukseen onkin tämän työn keskeisintä sisältöä. Ratkaistaan virtaukseen lisätty energia h_w kahden pisteen välillä:

$$h_w = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + z_1 - z_2 - h_l \quad (3)$$

Tarkastellaan yhtälöä 3 mittauspisteiden välillä ennen pumpppua (alaindeksi 2) ja pumpun jälkeen (alaindeksi 1). Käytännön laskennassa mittauspisteet ovat usein painemittareiden kohdalla. Jos putkikoko mittauspisteissä on sama, myös virtausnopeus on sama. Tällöin yhtälön 3 oikean puolen toinen termi, nopeuskorkeus, supistuu pois. Nopeuskorkeus voidaan useissa tapauksissa vesihuollossa muutenkin jättää laskuista merkityksettömän pienenä, vaikka virtausnopeudet tarkastelupisteissä olisivat erisuuruiset. Korkeusasemat z_1 ja z_2 ovat yhtä suuret, jos mittauspisteet sijaitsevat samassa tasossa. Tällaisissa tapauksissa myös nämä termit supistuvat pois. Edelleen myös häviötermistä h_l voidaan luopua, sillä virtausvastukset voidaan ajatella sisältyvän pumpun tuomaan energiaan h_w . Pumpun nesteeseen lisäämä energia voidaan tällöin laskea yksinkertaistetusta yhtälöstä 4:

$$h_w = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = H \quad (4)$$

Tästä pumpun nesteeseen lisäämästä energiasta käytetään yleensä termiä nostokorkeus, H . Sen yksikkö on edellä laskettuun tapaan metri (m). Tämä on käytännöllistä, sillä näin on helppo ottaa tarvittaessa laskuihin mukaan vapaiden vedenpintojen korkeustasot ja painemittareiden mahdolliset korkeuserot. Paineen yksiköitä ja niiden muunnoksia sekä mittaamista käsitellään kappaleessa 5.2.2. (RIL, 2003)

Edellä kuvatuissa yhtälöissä energiaa ilmaistiin painoyksikköä kohti. Käytännössä tämän työn puitteissa lasketaan myös paljon kokonaisenergiaa ja tehoa, jolloin veden määrä tulee virtaamaan kautta laskuihin. Virtaukseen lisätty energia aikayksikköä kohti, teho P , voidaan ilmaista kokonaispaineen muutoksen ja virtaaman q avulla yhtälön 5 mukaisesti. (Kay, 1998)

$$P = H * g * \rho * q \quad (5)$$

Vesihuollon käytännön laskennassa usein tehdään joitain oletuksia kaavojen yksinkertaistamiseksi ja helposti hahmotettavien yksiköiden saamiseksi käyttöön. Hydraulisen tehon ja energiankulutuksen kaavat yleisesti vesihuollossa käytetyissä muodoissa ja yksiköissä on esitelty taulussa 1.

Taulu 1. Usein vesihuollossa, varsinkin puhtaalle vedelle, tiheys voidaan hyvällä tarkkuudella olettaa vakioksi arvoon 1000 kg/m^3 . Siirrytään samalla käyttämään virtaamalle vesihuollossa yleistä ja helposti hahmotettavaa yksikköä m^3/h . Tällöin hydraulisen tehon kaava 5 supistuu yksinkertaiseen muotoon:

$$P(W) = 2,725 * H (m) * Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad (6)$$

Tehon avulla voidaan laskea tietyssä ajassa kuluva energia. Kun siirrytään vesimäärän ajallisesta muodosta virtaamasta vesimäärään, päästään aikatermeistä eroon. Tällöin voidaan laskea suoraan tiettyä vesimäärää ja nostokorkeutta kohti kuluva energia, ottamatta kantaa missä ajassa työ tehdään. Näin yhtälö 5 voidaan järjestellä muotoon (Kay, 1998):

$$W (kWh) = \frac{V * H * g * \rho}{3\,600\,000} \approx \frac{V (\text{m}^3) * H (m)}{367} \quad (7)$$

Painetasoista ja –häviöistä

Vedenjakeluun liittyvistä paineista ja niitä laskevista häviöistä käytetään monenlaisia termejä. Seuraavassa määritellään tässä työssä käytetyt termit ja käydään läpi vaihtoehtoisia termejä.

Aluksi erotellaan paine, paine-ero ja painehäviö. Paine on tämän työn puitteissa kokonaispaineen arvo ilmanpaineen toimiessa nollakohtana. Ilmanpaineen alittavat paineet saavat negatiivisia lukuarvoja. Paine-ero on kahden pisteen välisten paineiden erotus, joka voi olla negatiivinen tai positiivinen. Painehäviö on kokonaispaineen lasku häviöiden takia virtauksen suuntaan edetessä. Painehäviö on aina positiivinen luku.

Verkoston painetasolla tarkoitetaan sellaista energiakorkeutta, joka vallitsisi koko verkostossa virtausten ollessa nollia. Tällöin paine-erot verkostossa johtuisivat ainoastaan verkoston korkeuseroista. Yleensä vesijohtoverkostoissa verkoston energiakorkeuden määrää vesitornin pinnankorkeus, joka vaihtelee. Käytännössä vesijohtoverkosto ei koskaan ole täysin ilman kulutusta.

Painehäviöt (käytetään myös termejä virtaushäviöt tai kokonaishäviöt) jaetaan kitkahäviöihin ja paikallishäviöihin. Kitkahäviöt tulevat nesteen ja putken seinämien välisestä kitkasta. Kitkahäviö on suoraan riippuvainen putken pituudesta, ja laskee energiakorkeutta jatkuvasti virtauksen edetessä putkessa. Paikallishäviöt tulevat esimerkiksi putken laajentumien ja käännosten tai putkeen liitettyjen toimilaitteiden kuten venttiilien aiheuttamasta turbulenssista. (Twort et al., 2000)

Yleisiä huomioita painehäviöistä (RIL, 2003):

- Häviöt ovat riippumattomia putkessa vallitsevasta paineesta

- Häviöt ovat suhteessa virtauksen keskinopeuden johonkin (usein toiseen) potenssiin
- Kitkahäviö on suoraan riippuvainen putken pituudesta ja kitkakertoimesta

Pumppausten nostokorkeudelle käsitteet ovat verkoston painetasoa ja painehäviöitä vastaavat, mutta pumpun näkökulmasta. Staattinen nostokorkeus on verkoston painetason ja pumpun imupuolen pinnantason erotus. Kun pumppauksen virtaama lähestyy nollaa, sen nostokorkeus lähestyy staattista nostokorkeutta. Staattisesta nostokorkeudesta käytetään myös termiä geodeettinen nostokorkeus. Virtausvastus vastaa painehäviöitä, mutta paikallaan olevan pumpun näkökulmasta. Virtausvastus on se osuus nostokorkeudesta, joka aiheutuu virtauksesta. Virtausvastus on näin nostokorkeuden ja staattisen nostokorkeuden erotus.

Häviöiden merkitys kasvaa kun käsitellään pitkiä välimatkoja (esimerkiksi laitokselta kuluttajalle) tai halutaan tarkkoja tuloksia. Pitkillä siirtoväleillä paikallishäviöiden osuus kokonaishäviöistä on usein niin pieni, että niitä ei oteta laskuissa huomioon (RIL, 2003). Tällöin lasketaan vain kitkahäviöitä. Tarkkoihin painemittauksiin (esimerkiksi hyötysuhteen tarkkaa määrittämistä varten) paikallishäviöt tulee huomioida tai ainakin arvioida niiden suuruusluokka ennen poisjättämistä.

2.2 Hyötysuhde

Hyötysuhde on dimensioton luku, joka laajalti tulkittuna tarkoittaa saavutetun tuloksen suhdetta sen saavuttamiseksi tehtyyn työhön nähden. Tämän työn puitteissa hyötysuhde tarkoittaa pääosin pumppauksen hyötysuhdetta ja näin virtauksen energiaksi siirretyn energian suhdetta kulutettuun sähköenergiaan.

Hyötysuhteita käsitellessä tulee olla tarkkana, minkä laitteen tai laiteyhdistelmän hyötysuhdetta tarkoitetaan. Pumppauksessa hyötysuhteen voidaan ajatella koostuvan eri komponenttien hyötysuhteista. Ensinnäkin on pumpun hydraulinen hyötysuhde, joka kuvaa kuinka suuri osa pumpun akselille syötetystä tehosta siirtyy virtauksen hydrauliseksi energiaksi. Pumppujen hydraulisen hyötysuhteen mittaamista määrittää standardi ISO 9906 (2012). Seuraavana vaiheena voidaan ajatella sähkömoottorin hyötysuhdetta, joka kuvaa moottorin akselille tuottamaa tehoa suhteessa moottorin ottamaan sähkötehoon. Mahdollisen taajuusmuuttajan hyötysuhde kertoo sen sähkömoottorille syöttämän sähkötehon suhteessa taajuusmuuttajan ottamaan sähkötehoon. Hyötysuhteiden yhteenveto ja tyypillinen vaihteluväli vesilaitostoiminnassa on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Pumppaukseen liittyvien laitteiden ja niiden yhdistelmien hyötysuhteet.

Laite	Hyötysuhde	Tyypillinen vaihteluväli
Pumppu	$\eta_p = \frac{\text{Hydraulinen teho}}{\text{Akseliteho}}$	Laaja, <87%
Sähkömoottori	$\eta_m = \frac{\text{Akseliteho}}{\text{Sähkömoottorin ottoteho}}$	88%...95%
Taajuusmuuttaja	$\eta_t = \frac{\text{Sähkömoottorin ottoteho}}{\text{Taajuusmuuttajan ottoteho}}$	95%...98%
Pumppu + moottori	$\eta_{pm} = \eta_p * \eta_m = \frac{\text{Hydraulinen teho}}{\text{Sähkömoottorin ottoteho}}$	
Pumppu + moottori + taajuusmuuttaja	$\eta_{pmt} = \eta_p * \eta_m * \eta_t = \frac{\text{Hydraulinen teho}}{\text{Taajuusmuuttajan ottoteho}}$	

Käyttäjää kiinnostaa lopulta laiteyhdistelmän kokonaishyötysuhde, kuinka suuri osa sähköverkosta otetusta energiasta (josta maksetaan) saadaan muutettua nesteen hydrauliseksi energiaksi (työksi joka halutaan saada tehdyksi). Tätä kokonaishyötysuhdetta kutsutaan englanniksi usein termillä ”wire-to-water efficiency”. Kokonaisuuden eri osien hyötysuhteiden ja niiden vaihtelun tuntemisella on kuitenkin tärkeä rooli kun etsitään keinoja kokonaishyötysuhteen parantamiseksi.

Taulukon 1 mukaisesti pumpun hyötysuhdelaskennassa hydraulinen teho jaetaan laskettavan yhdistelmän ottamalla sähköteholla. Kun yhtälössä 5 esitetty hydraulisen tehon kaava jaetaan sähköteholla, saadaan hyötysuhteelle η yhtälö 8:

$$\eta = \frac{H * g * \rho * q}{P} \quad (8)$$

Taulussa 2 on esitetty yksinkertaistettu versio yhtälöstä.

Taulu 2. Käyttämällä vesihuollossa yleisiä yksiköitä, olettamalla tiheys arvoon 1000 kg/m³ ja yhdistämällä putoamiskiihtyvyyden arvon yksiköiden m³/s ja m³/h muunnokseen saadaan:

$$\eta = \frac{2,725 * H (m) * Q \left(\frac{m^3}{h} \right)}{P (W)} \quad (9)$$

Korkea hyötysuhde kuvaa vain kulutetun sähköenergian tehokasta siirtymistä nesteen hydrauliseksi energiaksi. Se ei puhtaana suhdelukuna ota huomioon työn kokonaisuutensa tai tehdyn työn mielekkyyttä tavoitteeseen nähden. Näin korkean hyötysuhteen pumppaus ei välttämättä ole energiatehokkaampaa kuin matalamman hyötysuhteen pumppaus. Tätä käsittelee taulu 3 seuraavassa kappaleessa.

2.3 Ominaisenergia

Ominaisenergia voidaan vesilaitostoiminnassa määritellä usealla eri tavalla, mutta sen idea on aina sama: käytetyn energian suhde vesimäärään. Tarkastelun tavoitteista ja saatavilla olevan tiedon tarkkuudesta riippuu mitä energiankulutusta pumpattuun vesimäärään suhteutetaan. Kuten hyötysuhteessa, myös ominaisenergian kanssa tulee olla tarkkana, minkä järjestelmän energiankulutus on kyseessä.

Tässä työssä käytetään ominaisenergialle yksikköä kWh/m³. Sen arvot ovat usein pieniä, mutta koska energiankulutusta yleensä hahmotetaan kilowattitunteina on laskennallisen sekaannuksen välttämiseksi valittu tämä yksikkö. Näin energiankulutus kilowattitunteina saadaan suoraan kertomalla ominaisenergia (kWh/m³) vesimäärällä (m³).

Ominaisenergia E_s voidaan laskea yksinkertaisesti jakamalla käytetty energia W vesimäärällä tai näiden tietojen aikariippuvaiset muodot teho virtaamalla. Ominaisenergian laskenta on esitetty kaavoissa 10 ja 11 (Hydraulic Institute & Europump, 2004):

$$E_s = \frac{W}{V} \quad \text{tai} \quad E_s = \frac{P}{Q \cdot 1000} \quad (10), (11)$$

Ominaisenergiasta on pelkkänä arvona hankala hahmottaa energiatehokkuutta, sillä energiantarve pumppauksissa riippuu nostokorkeudesta. Vertailukohtaan saamiseksi ominaisenergiaa voidaan verrata teoreettiseen minimiarvoon, eli energiamäärään mikä pumppaukseen tarvitaan kuutiota kohti 100 % hyötysuhteella. Yhdistämällä yhtälöt 5 ja 11 vähimmäisominaisenergialle E_{smin} saadaan:

$$E_{smin} = \frac{H \cdot g \cdot \rho}{3\,600\,000} \quad (12)$$

Pumppauksen ominaisenergialla tarkoitetaan tämän työn puitteissa pumppaukseen kokonaisuudessaan kuluva energia vesikuutiota kohti. Tällöin tarkastellaan taajuusmuuttajan tai sähkömoottorin verkosta ottamaa sähköenergiaa jaettuna pumpatulla vesimäärällä. Tässä työssä käsitellään pääosin tätä ominaisenergian määrittelmää, poikkeuksissa asiasta mainitaan erikseen.

Laitoksen ominaisenergialla tarkoitetaan koko laitoksen kuluttamaa sähköenergian määrää jaettuna tuotetulla vesimäärällä. Tällaisella tarkastelulla voidaan esimerkiksi verrata eri laitoksia kokonaisuuksina keskenään ja yrittää paikantaa parhaan energiansäästöpotentiaalinen kohteet tai siirtää tuotantoa matalamman ominaisenergian laitoksia kohti. Saattaa olla hyödyllistä myös tarkastella pidemmän aikavälin muutoksia laitosten ominaisenergiassa.

Päämäärä energiatehokkuuden kehittämisessä on ominaisenergian minimointi, halutun pumppaustehtävän suorittaminen mahdollisimman pienellä energiankulutuksella. Ominaisenergia saattaa olla pienimmillään erilaisella pumppauksella kuin missä

hyötysuhde on korkeimmillaan. Näiden energiatehokkuutta kuvaavien suureiden eron hahmottaminen on energiankulutuksen ymmärtämisen kannalta keskeistä. Tätä eroa käsittelee esimerkki taulussa 3.

Taulu 3. Ajatellaan pumppaamoja, jossa on ylimitoitettu pumppu ja ahtaat putkistot (virtausvastukset kasvavat voimakkaasti virtaaman noustessa). Pumppaamoja siirrytään ajamaan vähemmän tunteja vuorokaudessa, mutta suuremmalla virtaamalla. Tällöin virtausnopeus nousee, nostaen mukanaan myös virtausvastuksia ja näin nostokorkeutta. Virtaaman ja nostokorkeuden kasvaessa ylimitoitettu pumppu ajautuu paremmalle hyötysuhdealueelle. Tällöin pumppu siirtää tehokkaammin sähköenergiaa nesteen paine- ja liike-energiaksi, mutta tämä nesteen energia kuluu suurelta osin korkean virtausnopeuden aiheuttamiin painehäviöihin. Kokonaisuutena saatetaan käyttää enemmän energiaa pumpattua vesikuutiota kohti kuin aiemmalla pumppaustavalla, vaikka nyt hyötysuhde on parempi.

2.4 Pumput

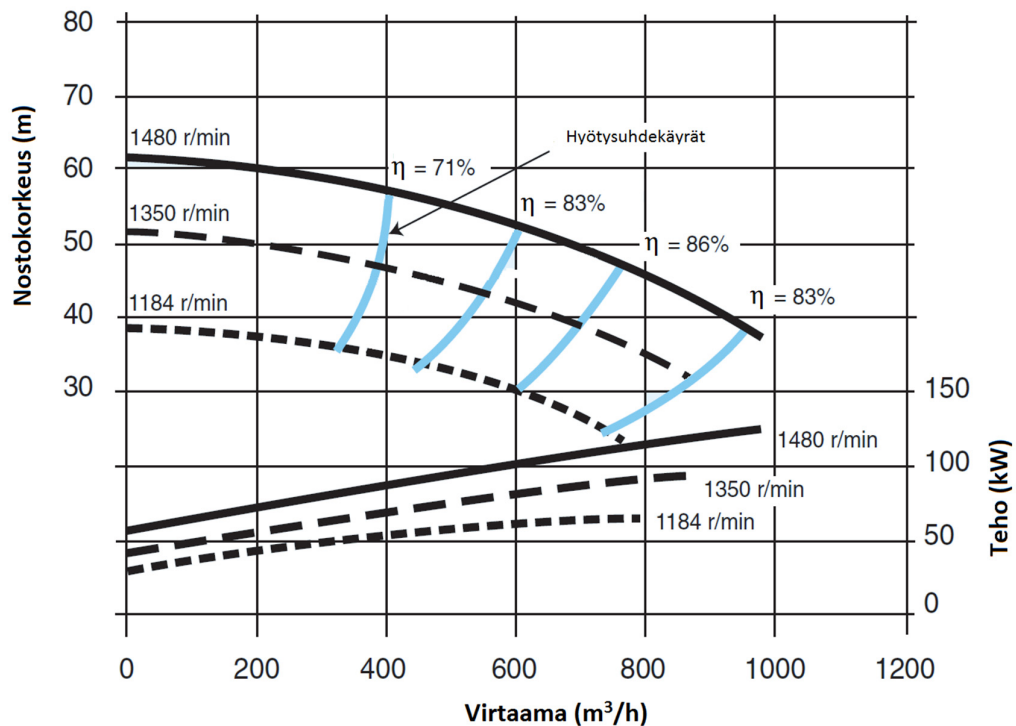
Pumput ja niiden perusominaisuudet

Pumppu on nesteen siirtämiseen käytetty virtauskone, joka muuttaa mekaanista energiaa virtauksen hydrauliseksi energiaksi. Pumput voidaan jakaa nopeus- ja syrjäytysperiaatteella toimiviin pääryhmiin, joissa on edelleen tarkempia alaryhmiä. Vesihuollon kannalta selkeästi tärkeimmän ryhmän muodostavat nopeusperiaatteella toimiviin pumppuihin kuuluvat keskipakopumput. Keskipakopumpun tärkeimmät osat ovat pumppua pyörittävä moottori, juoksupyörä ja pumppukammio. Moottorin akselille tuoma mekaaninen energia muuttuu juoksupyörällä virtauksen hydrauliseksi energiaksi. Virtauksen korkea kineettinen energia muuttuu valtaosin paine-energiaksi pumppukammiossa. Nesteen paine-energia voittaa virtausvastukset ja vastapaineen, virraten putkistoon. Poistuvan nesteen synnyttämä alipaine imee uutta nestettä pumppuun, synnyttäen jatkuvan virtauksen pumpun läpi. Pumppuja pyöritetään yleisimmin sähkömoottoreilla, joita käsitellään luvussa 2.5. (RIL, 2003)

Verkostopumppaukset hoidetaan yleensä kuiva-asenteisilla keskipakopumpuilla (liite 1). Tässä työssä pumpuista puhuttaessa tarkoitetaan tällaisia pumppuja, ellei toisin mainita. Keskipakopumput ovat useimmin vaaka-akselisia radiaalipumppuja. Erityisesti pienissä pumpuissa on myös pystyakselisia. Kaivopumppaukset hoidetaan yleensä kaivon upotettavilla pystyakselisilla diagonaali- tai aksiaalipumpuilla uppomoottorilla eli märkäasenteisilla pumpuilla. Näistä pumpuista käytetään tässä työssä termiä uppopumppu. Uppopumppuihin pätevät pääosin samat periaatteet kuin kuiva-asenteisiin pumppuihin, mutta niiden tuottokäyrä on yleensä selkeästi jyrkempi. (RIL, 2004)

Pumpun ominaisuuksista tärkeimmät ovat tuotto (virtaama), nostokorkeus, tehontarve ja näistä johdettavissa oleva hyötysuhde. Näitä pumpun ominaisuuksia ja niiden vaihtelua kuvataan pumppukäyrillä. Niistä tärkein ja eniten pumpun ominaisuuksista kertova on ns. QH-käyrä, jossa pumpun tuottama nostokorkeus on piirretty virtaaman funktiona. Erilaiset pumput tuottavat erilaisia QH-käyriä ja soveltuvat näin erilaisiin kohteisiin. Radiaalipumppujen tuottokäyrät ovat yleensä loivempia ja tasaisempia kuin diagonaali- ja aksiaalipumppujen. Korkean nostokorkeus-virtaama –suhteen pumput ovat usein monivaiheisia, jolloin virtaus kulkee usean juoksupyörän kautta paineen kasvaessa jokaisessa vaiheessa. Yleensä pumpun tuottokäyrän lisäksi saatavilla on myös pumpun hyötysuhde- ja tehokäyrät virtaaman funktiona (Q η - ja QP-käyrät).

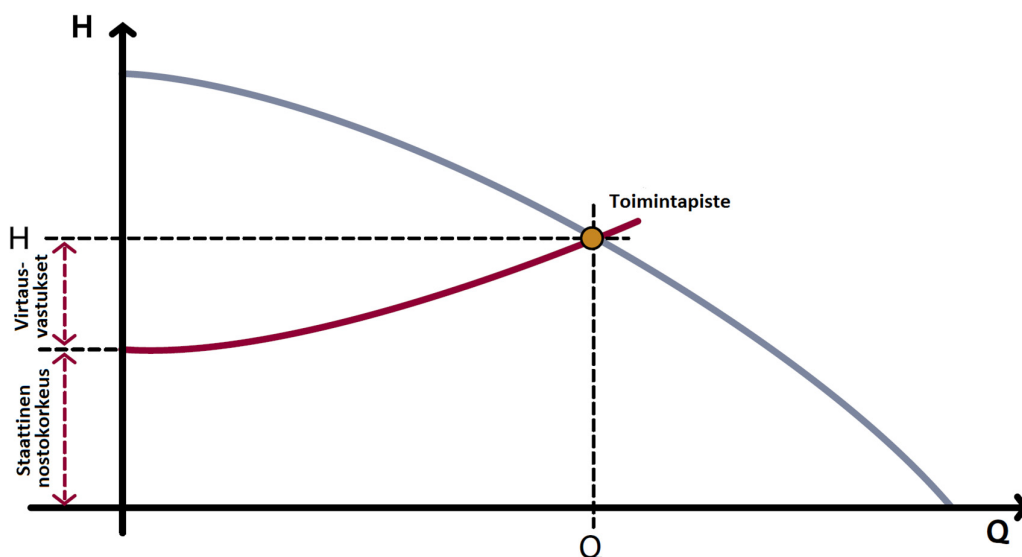
Nykyään on yleistä ohjata pumppuja niiden kierroslukua muuttamalla. Tällöin pumpun ominaiskäyrät siirtyvät niiden muotojen pysyessä samankaltaisina. Yleensä pumppukäyrät piirretään nimelliskierrosluvulle eli kierrosluvulle jolla pumpu on suunniteltu toimimaan. Myös muiden kierroslukujen tai vaihtoehtoisten juoksupyöräkokojen käyriä saatetaan piirtää samaan kuvaajaan. Pumppukäyrät eri kierrosluvuilla ovat tärkeitä arvioitaessa pumpun toimintaa alennetulla kierrosluvulla. Pumppukäyriä suurelle keskipakopumpulle kolmella eri kierrosluvulla on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. Pumpun QH- ja QP-käyrät sekä hyötysuhteita kolmella eri kierrosluvulla suurelle keskipakopumpulle. (muokattu Hydraulic Institute & Europump, 2004)

Toimintapiste

Pumpun toimintapisteellä tarkoitetaan sellaista virtaaman ja nostokorkeuden yhdistelmää, missä pumppu silloisella hetkellä toimii. Toimintapiste riippuu pumpun ominaisuuksista (QH-käyrästä) sekä vastapaineesta ja sen muutoksista virtaaman suhteen (ns. systeemin ominaiskäyrä). Kun nämä käyrät piirretään samaan QH-koordinaatistoon, löytyy toimintapiste käyrien leikkauskohdasta (Kay, 1998). Tätä on havainnollistettu kuvassa 3.



Kuva 3. Toimintapisteiden määrittäminen pumpun QH-käyrän ja putkiston ominaiskäyrän perusteella. (muokattu Grundfos, 2004)

Kuvan 3 putkiston ominaiskäyrä on vesijohtoverkoston tapahtuvan pumppauksen ominaiskäyrän tyyppinen, sillä staattisen nostokorkeuden osuus kokonaisnostokorkeudesta on suhteellisen suuri. Vaikka virtaama laskisi lähelle nollaa, paine putkistossa ei laske tietyn yleisen painetasen alle. Putkiston ominaiskäyrän nousu virtaaman kasvaessa johtuu virtausvastusten kasvusta, johon keskeisimpänä tekijänä vaikuttaa putkiston mitoitus ja kunto.

Pumput suunnitellaan toimimaan tietyissä olosuhteissa. Pumppu on energiatehokkaimmillaan ja luotettavimmillaan parhaan hyötysuhteen pisteessä (BEP, Best Efficiency Point). Mitä kauempana parhaan hyötysuhteen pisteestä toimitaan, sitä huonommaksi pumpun hyötysuhde ja luotettavuus muuttuvat. Näin pumpun energiatehokkuuden kehittäminen yleensä myös parantaa pumpun luotettavuutta. (Gulich, 2010)

Todellisuudessa pumput harvoin toimivat täsmälleen parhaan hyötysuhteen pisteessä, mutta riittävän lähellä olosuhteet eivät poikkea merkittävästi ja pumppu toimii edelleen energiatehokkaasti ja luotettavasti. Tällaisen suositellun toiminta-alueen (preferred operation range) rajoina usein pidetään 70...120 % parhaan hyötysuhteen virtaamasta, mutta tämä saattaa olla liian laaja alue (Ahonen, 2011). Tiukemmaksi rajaksi on ehdotettu esimerkiksi 80...110 % (Ahonen, 2011) tai 90...110 % (Vogelesang, 2008d)

parhaan hyötysuhteen pisteen virtaamasta. Gülich (2010) käsittelee myös hyötysuhderajaa, jolloin sallittu toiminta-alue jatkuvalla käytöllä on esimerkiksi alue, jolla hyötysuhde on vähintään 80...85 % parhaasta hyötysuhteesta. Edellä esitellyillä rajoilla lähtökohtana on kiinteän kierrosluvun pumppu, joten niiden soveltuminen kierroslukusäädettäviin pumppuihin on kyseenalaista (Ahonen, 2011). Ne kuitenkin toimivat linjauksina myös alennetuille kierrosluvuille, jolloin esimerkiksi virtaamaa verrataan ko. kierrosluvun parhaan hyötysuhteen pisteen virtaamaan. Kierroslukuohjattujen pumppujen suositeltavaa toiminta-aluetta ovat tutkineet Ahonen (2011) ja Viholainen (2014), jotka ovat myös ehdottaneet ominaisenergiapohjaista suositellun toiminta-alueen määritelmää.

Suurilla virtaamilla eli pumppukäyrän äärioikealla voi esiintyä kavitaatioksi kutsuttu ilmiö, missä pumpun imupuolen paine laskee nesteeseen höyrystymispaineen alle. Tällöin nesteeseen muodostuu pieniä höyrykuplia. Pumpun juoksupyörällä paine kasvaa ja höyrykuplat romahtavat aiheuttaen paikallisia voimakkaita paineiskuja. Pumpun tuotto laskee ja iskut vahingoittavat juoksupyörää ja aiheuttavat pumpun kulumista. Pyörteiden aiheuttamaa kavitaation tyyppistä pumpun kulumista voi syntyä myös matalilla virtaamilla. Kavitaation välttämiseksi pumpun imupuolella tarvitsee vallita riittävä paine, jota kutsutaan termillä $NPSH_R$ eli Net Positive Suction Head Required. Se on pumpun toimintapisteen mukaan muuttuva vähimmäispaine pumpun imuaukolla kavitaation välttämiseksi. $NPSH_R$ on usein piirretty pumppukäyrille. Usein käytetään esimerkiksi 25 % varmuusmarginaali, jolloin imupuolen paine suunnitellaan pysymään kaikilla virtaamilla 25 % $NPSH_R$:a suurempana. (DOE, 2006)

Ominaisnopeus ja hyötysuhde

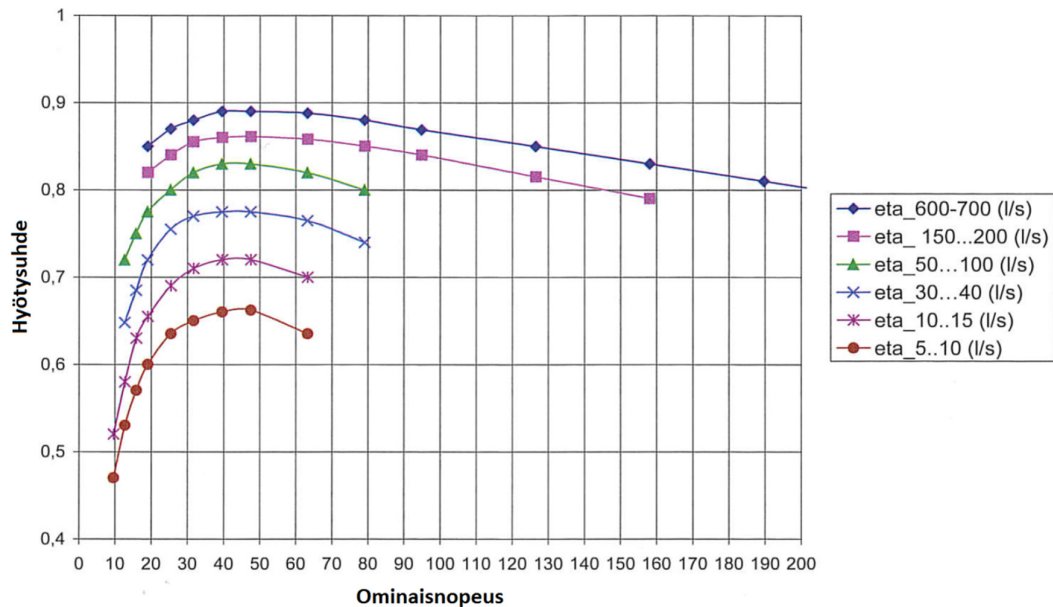
Yksi yleinen tapa pumppujen luokitteluksi ja ominaisuuksien kuvaamiseksi on ominaisnopeus (tunnetaan myös ominaiskierroslukuna). Tätä ei tule sekoittaa aiemmin käsitellyyn nimelliskierroslukuun. Ominaisnopeus on pääasiassa juoksupyörän geometriasta, mutta ei koosta, riippuva tunnusluku. Se voidaan sanallisesti määritellä sellaiseksi kierrosluvuksi, jolla geometrisesti yhdenmuotoinen pumppu nostaa yhden tilavuusyksikön yhdessä aikayksikössä yhteen nostokorkeusyksikköön. Välillä ominaisnopeudesta käytetään yksikköä rpm, vaikka se ei suureiden laatuksen perusteella ole tosi yksikkö. Ominaisnopeus n_s lasketaan yksi-imuaukkoiselle pumpulle nimelliskierrosluvulla n_{nim} ja parhaan hyötysuhteen pisteen arvoilla q_{BEP} ja H_{BEP} yhtälöllä: (Gülich, 2010; Pulli, 2009)

$$n_s = n_{nim} * \frac{q_{BEP}^{0,5}}{H_{BEP}^{0,75}} \quad (13)$$

Monivaiheisille pumpuille yhtälössä 13 termi H kuvaa nostokorkeutta vaihetta kohti. Pumpun tuottokäyrä riippuu voimakkaasti ominaisnopeudesta, joka täten vaihtelee merkittävästi eri pumpputyypeille. Pääsääntöisesti matalan ominaisnopeuden pumput tuottavat korkeita paineita, mutta matalia virtaamia ja toisinpäin. Yleisimpiä verkostopumppauksissa käytettyjä pumpputyyppisiä ovat radiaalipumput, joille

tyypillistä on matala ominaisnopeus, usein välillä 10...35 (yleinen arvo 25). Diagonaali- ja aksiaalipumppujen ominaiskierrosluvut ovat merkittävästi suurempia. (Gulich, 2010; Pulli, 2009)

Pumpulla saavutettava paras hyötysuhde on riippuvainen mm. pumpun ominaisnopeudesta ja tuotosta. Pulli (2009) on koonnut eri lähteistä ja havainnoista pumppujen tilastollisia hyötysuhteita erilaisille ominaisnopeuksille ja tuotoille, kuva 4. Näitä hyötysuhteita tulee tarkastella vain suuntaa antavina arvoina. Huomattavaa on pumpun tuoton merkittävä vaikutus hyötysuhteisiin. Hyötysuhde myös laskee voimakkaasti hyvin pienille ominaisnopeuksille, minkä vuoksi korkean nostokorkeuden pumppuja usein tehdään monivaiheisina.



Kuva 4. Suuntaa antavia tilastollisia pumppujen hydraulisia hyötysuhteita ominaisnopeuden suhteen. (Pulli, 2009)

Pumppujen rinnankäyttö ja elinkaarikustannukset

Rinnakkaiskäytössä kahden tai useamman pumpun tilavuusvirrat yhdistetään pumppujen jälkeen. Tällaisessa järjestelyssä kokonaisvirtaama on pumppujen virtaamien summa. Häviöt kuitenkin kasvattavat nostokorkeutta virtaaman noustessa, joten käytännössä toisen samanlaisen pumpun käynnistäminen rinnalle ei yleensä kaksinkertaista virtaamaa. Vastaava virtausvastusten kasvu kuitenkin tapahtuu samalla systeemikäyrällä ja virtaamalla riippumatta pumppujen lukumäärästä. Pumppuja on mahdollista myös kytkeä sarjaan, jolloin pumppujen nostokorkeudet summautuvat. Käytännössä erillisiä keskipakopumppuja harvoin kytketään sarjaan. (Gulich, 2010)

Pumpun elinkaarikustannusten jakautuminen riippuu sovelluksesta ja pumpputyypistä, mutta tyypillistä on hankintakustannusten pieni osuus, varsinkin jatkuvassa käytössä olevilla pumpuilla. Huoltokustannusten arviot vaihtelevat huomattavasti, mutta

energiakustannukset muodostavat yleensä suurimman kuluerän (Hydraulic Institute & Europump, 2001; Nolte, 2004). Motiva (2011) arvioi 16 kW tehoisen keskipakopumppu ja sähkömoottori –yhdistelmän elinkaarikustannuksista jopa 84 % energiakustannuksiin.

Affiniteettisäännöt

Affiniteettisäännöt ovat pumpuille ja tuulettimille käytettyjä yhtälöitä, joiden avulla voidaan laskea saman hyötysuhteen vastinpisteitä muutetulla kierrosluvulla. Säännöt ovat virtausnopeuskolmioista johdettuja yhteyksiä, joiden johtamiseksi on tehty todellisuutta yksinkertaistavia oletuksia. Affiniteettisäännöt toimivat tarkasti, kun kierrosluvun muutos on kohtuullinen, alle 20 % nimelliskierrosluvusta (Muszyński, 2010). Affiniteettisäännöt käsittelevät pumpun hydraulista hyötysuhdetta, eivätkä näin ota huomioon moottoria tai taajuusmuuttajaa. Affiniteettisääntöjen mukaan seuraavat yhteydet 14, 15 ja 16 pätevät kierrosluvun muutoksen ja pumpun tuottaman virtaaman, nostokorkeuden ja tehontarpeen välillä (Mott, 2000):

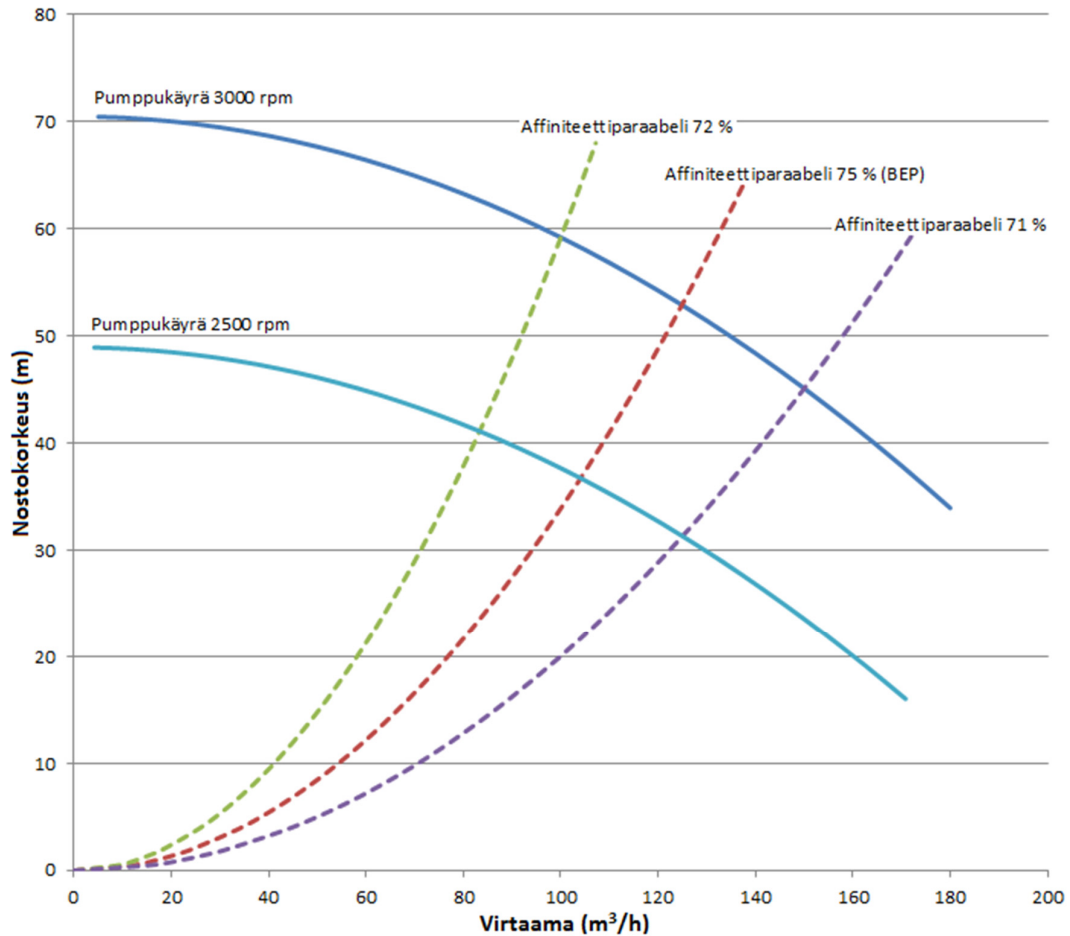
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (14), (15), (16)$$

Keskeistä affiniteettisääntöjen ymmärtämisen kannalta on hahmottaa sääntöjen olevan vastinpisteiden, saman hyötysuhteen pisteiden, välisiä yhteyksiä eri kierrosluvuilla. Näin affiniteettisääntöjen avulla voidaan myös skaalata pumppukäyriä eri kierrosluvuille – periaatteessa laskea jokaiselle pumppukäyrän pisteelle sen vastinpiste muutetulla kierrosluvulla.

Affiniteettiparaabeliksi kutsutaan affiniteettisäännöistä ratkaistua nostokorkeuden ja virtaaman välistä yhteyttä:

$$H_1 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 * H_2 \quad \text{tai vastaavasti} \quad Q_1 = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} * Q_2 \quad (17)$$

Affiniteettiparaabeleja on teoriassa äärettömän monta. Kaikki kulkevat origon kautta, nollavirtaamaa vastaa nollanostokorkeus. Affiniteettiparaabeli leikkaa täyden kierrosluvun pumppukäyrän jossain kohdassa. Kaikki paraabelin pisteet ovat tämän pisteen vastinpisteitä, eli saman hyötysuhteen pisteitä. Affiniteettiparaabeleja voidaan piirtää pumpun ominaiskäyrän kanssa samaan QH-kuvaajaan. Jos piirretään sellainen affiniteettikäyrä joka kulkee pumpun parhaan hyötysuhteen pisteen kautta, saadaan käyrä joka kulkee kaikkien pumpun parhaan hyötysuhteen virtaama-nostokorkeusparien kautta eri kierrosluvuilla.



Kuva 5. Pumppukäyriä ja affiniteettiparaabeleja.

Kuvassa 5 on esitetty pumppukäyrä kahdella eri kierrosluvulla sekä kolme affiniteettiparaabelia. Keskimäinen paraabeli kulkee pumpun parhaan hyötysuhteen pisteen (BEP) kautta. Kaikki tälle käyrälle osuvat toimintapisteet ovat muutetun kierrosluvun parhaan hyötysuhteen pisteitä, vastaten hyötysuhdetta 75 %. Hyötysuhde laskee tästä sekä oikealle että vasemmalle. Esimerkiksi vasemmalla puolella oleva affiniteettiparaabeli leikkaa pumppukäyrän kohdassa jonka hyötysuhde on 72 % ja kaikki paraabelin pisteet vastaavat tätä hyötysuhdetta.

Affiniteettisäännöt olettavat hyötysuhteen pysyvän vakiona kierrosluvun muuttuessa, vaikka todellisuudessa hyötysuhde hieman alenee kun kierrosluku laskee. Hyötysuhteen alenemiselle kierrosluvun laskiessa on esitetty yhteys (Sârbu & Borza, 1998):

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0,1} \quad (18)$$

Yhtälöä 18 havainnollistetaan taulussa 3. Kokeellisesti hyötysuhteen alenemista kierrosluvun laskiessa on tutkinut esimerkiksi Muszyński (2010).

Taulu 3. Yhtälöllä 18 arvioiden esimerkiksi kuvan 5 mukainen kierrosluvun laskeminen samalla 75 % affiniteettikäyrällä arvosta 3000 rpm arvoon 2500 rpm laskisi pumpun hydraulisen hyötysuhteen todellisuudessa arvoon 74,54 %. Hyötysuhteen alenema on siis suhteellisen pieni ja se voidaan yleensä jättää huomioimatta, kun kierrosluvun muutos on alle 1/3 nimelliskierrosluvusta, erityisesti isoilla pumpuilla (Sârbu & Borza, 1998).

Pumppukäyrän arviointi

Pumppujen QH-käyrä perustuu lopulta virtausmekaniikan yhtälöihin ja tiettyihin kaikkia pumppuja koskeviin lainalaisuuksiin. Täten esimerkiksi verkostopumppauksissa yleisimmin käytettyjen radiaalisten keskipakopumppujen pumppukäyrät ovat muodoltaan samantyyppisiä. Tämä tekee mahdolliseksi karkeasti approksimoida pumppukäyrää pelkän parhaan hyötysuhteen pisteen avulla, tuntematta itse pumppua. Tällaiselle voi tulla tarve esimerkiksi pumpun mitoituksessa, kun halutaan arvioida millaisiin toimintapisteisiin tietyn parhaan hyötysuhteen pisteen pumppu kykenee muualla käyrällä.

Esimerkiksi EPANET, yleinen verkostomallinnusohjelma, laskee pumppukäyriä analyttisesti seuraavaksi kuvatulla tavalla. Ohjelma sovittaa kolmeen pumppukäyrän pisteeseen yhtälön (Rossman, 2000):

$$H = a - bQ^c \quad (19)$$

jossa a, b, c = sovitettavia vakioita.

Tämä kolmeen pisteeseen perustuva sovitus on mahdollista tehdä pelkän parhaan hyötysuhteen pisteen avulla. Tällöin EPANET laskee kaksi muuta pistettä olettamalla pumppukäyrän leikkaavan H-akselin kohdassa 133 % parhaan hyötysuhteen pisteen nostokorkeudesta ja Q-akselin kohdassa 200 % parhaan hyötysuhteen pisteen virtaamasta (Rossman, 2000). Toisin sanoen yhtälö 19 sovitetaan kulkemaan kolmen pisteen $(0, 1,33*H_{BEP})$, (Q_{BEP}, H_{BEP}) ja $(2*Q_{BEP}, 0)$ kautta. Tällaisessa tapauksessa vakio a vastaa nostokorkeutta H_{MAX} ($= 1,33*H_{BEP}$), eksponenttivakio c voidaan ratkaista (saa arvon 2) ja vakio b riippuu vain parhaan hyötysuhteen pisteen arvojen suhteesta. Tällöin pumppukäyrän yhtälöksi tulee:

$$H = H_{MAX} - b * Q^2 \quad \text{tai vastaavasti} \quad Q = \sqrt{\frac{H_{MAX}-H}{b}} \quad (20)$$

Kerroin b voidaan ratkaista parhaan hyötysuhteen pisteen arvojen avulla:

$$b = \frac{H_{BEP}}{3*Q_{BEP}^2} \quad (21)$$

Nämä voidaan edelleen yhdistää ja tällöin parhaan hyötysuhteen pisteen (Q_{BEP} , H_{BEP}) avulla voidaan suoraan laskea pumppukäyrälle approksimaatio:

$$H = H_{MAX} - \frac{H_{BEP}}{3 * Q_{BEP}^2} * Q^2 \quad (22)$$

Todellisuudessa pumppukäyrillä on erilaisia muotoja ja selvästi eroavia jyrkkyyksiä. Edellä esitetyillä yhtälöillä saadaan vain karkea arvio tyypillisestä pumppukäyrästä kyseisen parhaan hyötysuhteen pisteen keskipakopumpulle. Pumppukäyrät eivät todellisuudessa myöskään jatku Q-akseliin asti.

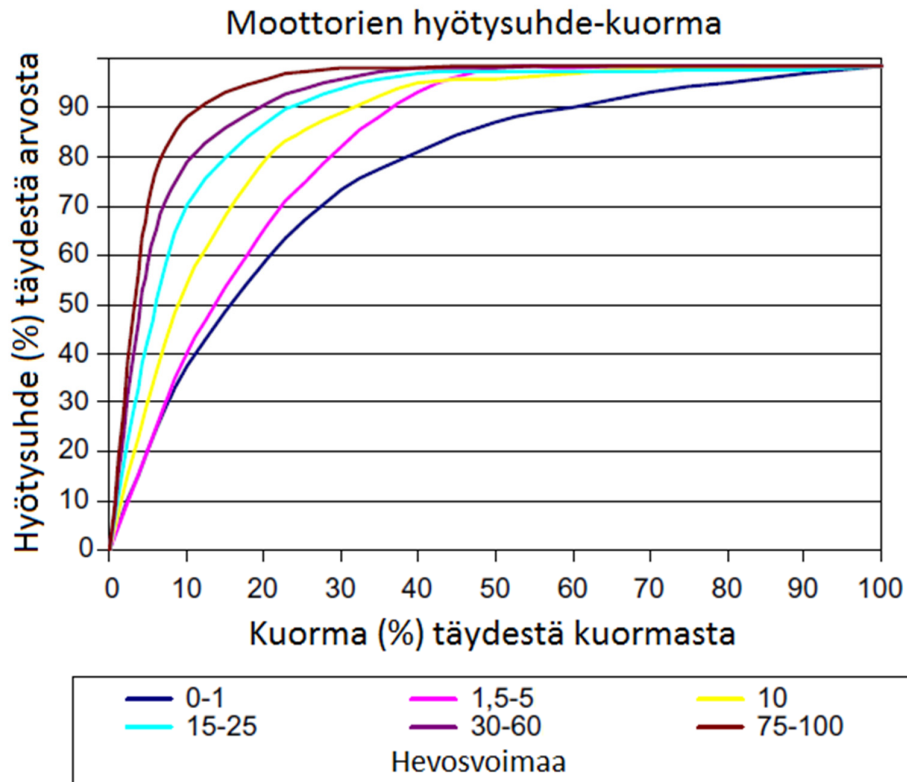
2.5 Sähkömoottorit

Yleistä

Pumppua pyöritetään yleisimmin sähkömoottorilla, joka muuttaa sähköenergiaa akselin pyörimisen mekaaniseksi energiaksi. Sähkömoottoreita on useita eri tyyppisiä. Yksinkertaisen rakenteen, käyttövarmuuden ja edullisuutensa vuoksi oikosulkumoottorit ovat yleisin pumppumoottorityyppi. Oikosulkumoottorin kierroslukua on myös mahdollista säätää syötetyn sähkön taajuutta muuttamalla. (RIL, 2004).

Oikosulkumoottorien toiminta perustuu sähkömagneettiseen induktioon. Kolmivaiheinen sähkö saa moottorin staattorikämmityksen kanssa aikaan pyörivän magneettikentän, joka tuottaa moottorin vääntömomentin. Synkronikierrosluvulla magneettikentän ja moottorin kierrosluvut yhtyvät, eikä vääntömomenttia ole. Yleisiä sähkömoottorien synkronikierroslukuja ovat 1500 rpm (50 Hz sähkö ja 4-napainen moottori) tai 3000 rpm (50 Hz sähkö ja 2-napainen moottori). Todellinen kierrosluku on jättämän verran alempi. Oikosulkumoottoreilla jättämä on pieni (1...10 %, riippuen moottorin koosta). (Pulli, 2009; Marchi et al., 2012).

Lähtökohtaisesti suuret sähkömoottorit ovat pieniä energiatehokkaampia ja kaikki moottorit toimivat huonosti pienillä kuormilla. Suositeltu sähkömoottorien toiminta-alue on yli 60 % kuormalla. Alle 50 % kuormalla hyötysuhde saattaa laskea huomattavasti, erityisesti pienillä sähkömoottoreilla. Suuremmat sähkömoottorit saattavat toimia hyvällä hyötysuhteella vielä 20...30 % kuormalla. Kuvassa 6 on esitetty eri kokoluokkien sähkömoottoreiden hyötysuhteita kuorman suhteen. Kuvan pysty akseli esittää hyötysuhdetta prosentteina parhaasta hyötysuhteesta. Jotkut moottorit voivat olla täyden kuorman hyötysuhteelta toisia parempia, mutta toisaalta laskea nopeammin matalilla kuormilla. Tarkempaa tietoa sähkömoottorien häviöistä löytyy esimerkiksi Fuchloch et al. (2008) tai sähkömoottorien valmistajilta. (Kaya et al., 2008)



Kuva 6. Eri kokoluokkien sähkömoottorien hyötysuhde täydestä arvosta kuorman suhteen. (Kaya et al., 2008)

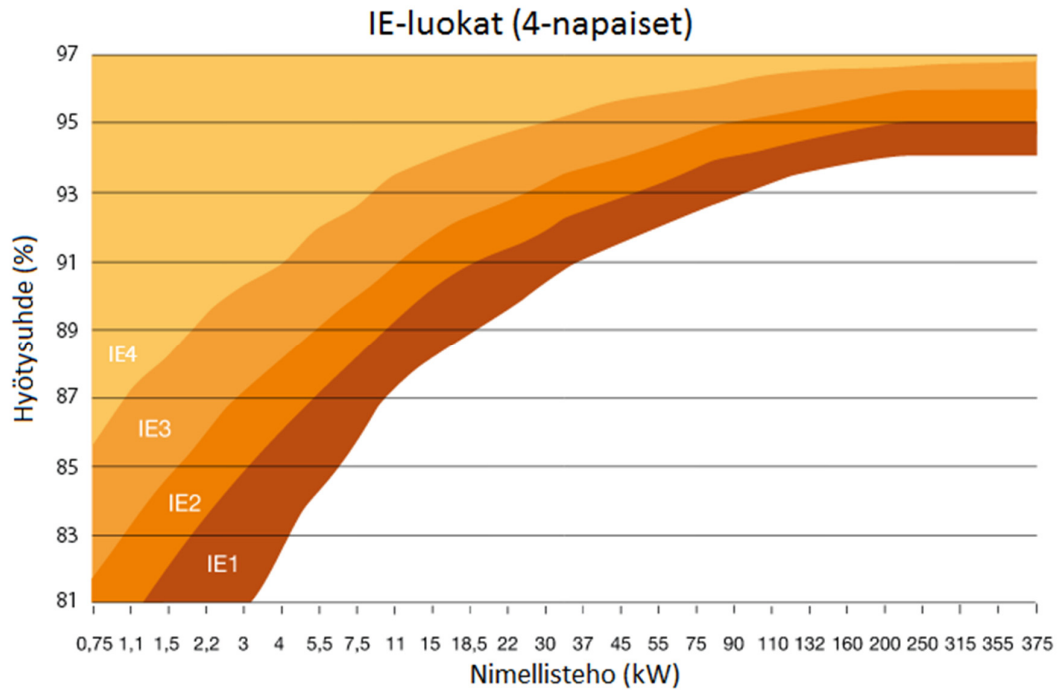
Käytännössä pumput yleensä myydään valmiiksi asennettuna pakettina sähkömoottorin kanssa. Sähkömoottorin valintaan voidaan kuitenkin vaikuttaa esimerkiksi edellyttämällä tietyn hyötysuhdeluokan moottoria. Sähkömoottoreiden elinkaarikustannuksista jopa yli 95 % tulee sähkönkulutuksesta (Fuchloch et al., 2008), joten korkean hyötysuhteen sähkömoottori on usein kannattava investointi. Pumppujen kokonaishyötysuhteita vertaillessa moottorin hyötysuhde tulee otetuksi huomioon. Hyötysuhdevertailuun ja moottorivalintaan liittyy esimerkkitapaus Korkeamäen vesilaitoksen pumppuvalinnasta, kappale 7.1.

Sähkömoottorien energiatehokkuusluokat ja -määräykset

Sähkömoottorien energiatehokkuuden vertailun helpottamiseksi sähkömoottoreille on luotu standardeilla erilaisia energiatehokkuusluokkia. Korkean hyötysuhteen sähkömoottoreihin siirtymistä edistetään myös lainsäädännöllisin keinoin.

Kansainväliset IE-hyötysuhdeluokat (International Efficiency) korvaavat vanhat Euroopassa käytössä olleet EFF-luokat. IE-luokituksia määrää vuonna 2008 hyväksytty standardi IEC 60034-30, joka kattaa 2-, 4- ja 6-napaiset, tehoalueen 0,75...375 kW ja jännitteen < 1000 V oikosulkumoottorit. Hyötysuhdeluokitukset ovat Standard (IE1, noin aiempi EFF2), High (IE2, noin aiempi EFF1) ja Premium (IE3). Varsinaisten määritettyjen luokkien lisäksi standardissa on annettu tiedoksi luokka Super Premium

(IE4). Edelleen suunnitteilla on myös luokka Ultra Premium (IE5). Nelinapaisten 50 hertsin moottorien hyötysuhdeluokat on esitetty graafisesti kuvassa 7. (ABB, 2011)



Kuva 7. IE-hyötysuhdeluokituksen mukaiset moottorien hyötysuhdealueet. (ABB, 2011)

Euroopan Unionissa hyväksyttiin vuonna 2009 EU MEPS-asetus (Minimum Energy Performance Standard), joka asettaa uusille asennettaville oikosulkumoottoreille energiatehokkuuden vähimmäisvaatimuksen. Asetukseen sisältyy joitain poikkeuksia, joista vesihuollolle keskeisin on nesteeseen upotettavien moottorien jääminen kokonaan asetuksen ulkopuolelle. Asetuksella on vaiheittainen käyttöönotto vuosien 2011 ja 2017 välillä. Käyttöönoton vaiheet on esitelty kuvassa 8. (Kinnunen, 2014)

Vaihe 1: 16.6.2011 alkaen	Moottoreiden täytyy täyttää hyötysuhdeluokka IE2
Vaihe 2: 1.1.2015 alkaen	Tehoalue 7.5 – 375 kW, moottoreiden täytyy täyttää hyötysuhdeluokka IE3 TAI hyötysuhdeluokan IE2 moottori täytyy asentaa taajuusmuuttajakäyttöisenä
Vaihe 3: 1.1.2017 alkaen	Tehoalue 0.75 – 375 kW, moottoreiden täytyy täyttää hyötysuhdeluokka IE3 TAI hyötysuhdeluokan IE2 moottori täytyy asentaa taajuusmuuttajakäyttöisenä

Kuva 8. EU MEPS-asetuksen keskeinen sisältö ja käyttöönottoaikataulu. (Kinnunen, 2014)

Kestomagneettimoottorit

Sähkömoottoreita toteutetaan useilla tekniikoilla ja uusia kehitetään koko ajan. Vesihuollolle potentiaalisista voidaan mainita ainakin kestopommoottorit. Näillä voidaan saavuttaa perinteisiä oikosulkumoottoreita parempia hyötysuhteita, erityisesti pienillä kuormilla. Vaikka kestopommoottorien hinta on ainakin toistaiseksi perinteisiä moottoreita suurempi, tulee huomioida hankintakustannusten muodostavan vain noin 3...5 % sähkömoottorin elinkaarikustannuksista. Kestomagneettimoottorit vaativat aina taajuusmuuttajan. (Marchi et al., 2012)

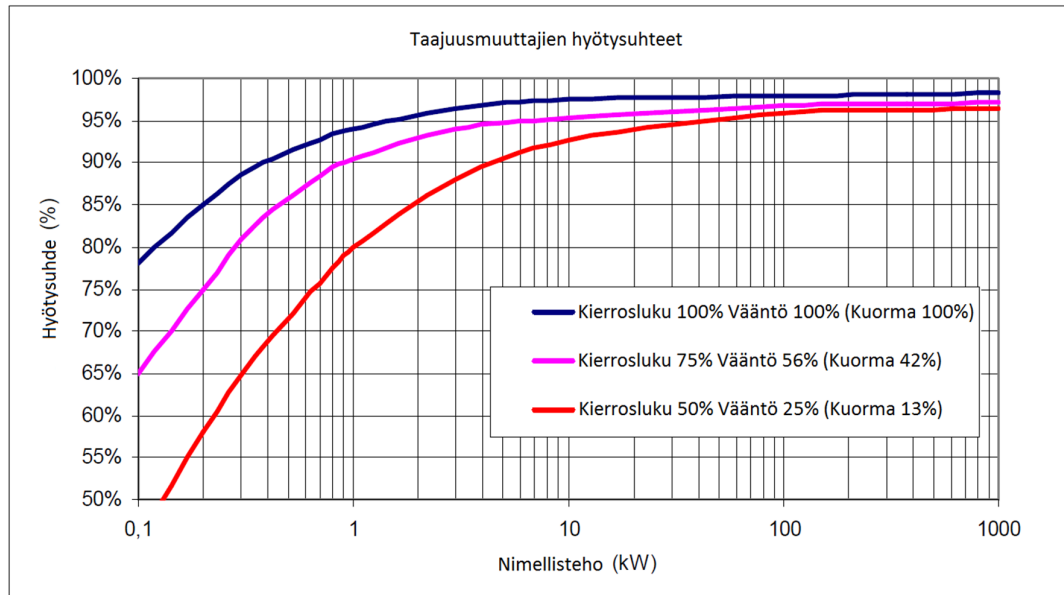
Markkinoille on viime aikoina tullut uppommoottoreita kestopommoottorit tekniikalla. Nämä uppommoottorit pääsevät tavallisten kuiva-asenteisten moottorien suuruusluokkaan hyötysuhteessa. Tämä tarkoittaa suurta, jopa 5...10 % -yksikön parannusta hyötysuhteessa. Näiden moottorien hinta on toistaiseksi huomattavasti korkeampi perinteisiin uppommoottoreihin verrattuna, mutta ne voivat silti olla kannattava investointi.

2.6 Taajuusmuuttajat

Taajuusmuuttaja on laite, jolla sähköverkosta otetun vakiojännitteisen ja -taajuuksisen (Suomessa 50 Hz) sähkövirran taajuutta ja jännitettä voidaan muuttaa. Pumppujen yhteydessä taajuusmuuttaja kytketään pumppua pyörittävään sähkömoottoriin, jolloin sähkömoottorin (ja edelleen pumppun) pyörimisnopeutta ja vääntömomenttia voidaan säätää portaattomasti. Tämä tuo käyttöä helpottavan säätömahdollisuuden lisäksi potentiaalia huomattaviin energiansäästöihin, kun sähkömoottoria ei tarvitse ajaa aina täysillä kierroksilla. Taajuusmuuttajakäytöllä on myös muita etuja, kuten pehmeä pumppun käynnistyminen ja sammuttaminen. Kuten kaikki sähkölaitteet, myös taajuusmuuttajat aiheuttavat häviöitä. (Pemberton, 2003)

Energiansäästöpotentiaali taajuusmuuttajien avulla vaihtelee merkittävästi pumppaussovelluksen olosuhteista ja tarpeista riippuen. Säästöpotentiaali on suurta erityisesti sovelluksissa, joissa virtaamaa tarvitsee säätää laajalla alueella (Coelho & Andrade-Campos, 2014). Toisessa ääripäässä on täysin vakiovirtaaman ja vakionostokorkeuden sovellus, jolloin taajuusmuuttaja tuo käytännössä vain yhden häviöitä aiheuttavan välivaiheen lisää verrattuna vakionopeuspumppuun (DeBenedictis et al., 2013). Toisaalta tällaisessakin sovelluksessa taajuusmuuttaja voi tuoda selviä säästöjä, jos pumppu ei ole optimaalisesti mitoitettu.

Taajuusmuuttajien hyötysuhteet ovat korkeita, vesilaitostoiminnalle tyypillisillä tehoilla ja kuormilla välillä 95 %...98 %. Kuvassa 9 on Almeida et al. (2009) ehdottamat arvot taajuusmuuttajien MEPS-standardin pohjaksi. Ehdotus perustuu useisiin taajuusmuuttajien hyötysuhdetutkimuksiin ja sitä voidaan pitää suuntaa-antavana tyypillisille teollisuuskäyttöön tarkoitettujen taajuusmuuttajien hyötysuhteille.



Kuva 9. Eri tehoisten taajuusmuuttajien hyötysuhteita erilaisilla kuormilla. (Almeida et al., 2009)

Eri valmistajien taajuusmuuttajien väliset erot hyötysuhteissa ovat pääosin pieniä, erityisesti sellaisella alueella missä pumppuja yleensä käytetään (Aranto, 2008). Taajuusmuuttajien korkea hyötysuhde ja laskeneet hinnat ovat johtaneet tilanteeseen, jossa taajuusmuuttajakäyttö on laajalti kannattavaa säätää tarvitsevilla vesilaitospumppauksissa.

Taajuusmuuttajien tuottama sähkövirta ei ole täysin sinimuotoista, mikä aiheuttaa häviöiden kasvua sähkömoottorissa. Tämä voi myös aiheuttaa vahinkoa moottoreille, joita ei ole suunniteltu tällaista kestämään. Erityisesti asennettaessa taajuusmuuttajia vanhoihin sähkömoottoreihin, tulee olla tarkkana moottorin soveltuvuudesta taajuusmuuttajakäyttöön. (Marchi et al., 2012)

Taajuusmuuttajien avulla sähkövirran taajuus on mahdollista muuttaa myös yli verkkovirran 50 hertsin, jolloin moottorin ja pumpun pyörimisnopeus ylittää sen suoran verkkovirran täyden pyörimisnopeuden (yleensä hieman vajaa 3000 tai hieman vajaa 1500 rpm). Pumppujen ja moottorien soveltuvuus ylikierroksille on laite- ja tapauskohtaista. Pumpun ajoa ylikierroksilla voisi potentiaalisesti käyttää tyydyttämään lyhytaikaisia poikkeavan suurina pumppaustarpeita, mutta aihe vaatii lisätutkimusta, eikä mahdollisuutta käsitellä tämän työn puitteissa enempää.

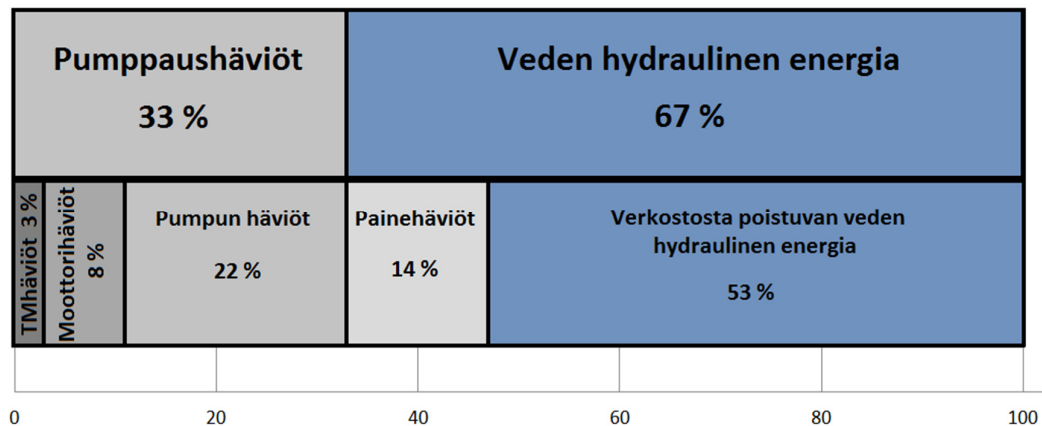
3 Vedenjakelun energiatehokkuus

Vedenjakelun energiankäyttö

Energiaa vedenjakelussa kuluttavat pumput ja näin kaikki energiatehokkuuteen vaikuttavat tekijät vaikuttavat lopulta pumppuihin ja niiden mitoitukseen, suorasti tai epäsuorasti. Pumppauksen energiankulutus riippuu kolmesta tekijästä: pumpatusta vesimäärästä, nostokorkeudesta ja pumppukokonaisuuden hyötysuhteesta. Nämä tekijät vaikuttavat energiankulutukseen lineaarisesti; vesimäärä sekä nostokorkeus suoraan verrannollisesti ja hyötysuhde kääntäen verrannollisesti. (Vogelesang, H. 2008a)

Sähköverkosta pumppaukseen otettu energia jakautuu lopulta lukuisiin komponentteihin, mitä on esimerkkiarvoilla laskettuna havainnollistettu kuvassa 10. Ensin energiaa kuluu taajuusmuuttajan ($\eta = 97\%$), sähkömoottorin ($\eta = 92\%$) ja pumpun ($\eta = 75\%$) häviöihin. Nämä arviot hyötysuhteista ovat edellä käsiteltyjen kappaleiden puitteissa realistisia, mutta hyviä, edustaen järkevästi suunniteltuja pumppauksia. Erityisesti pumppujen hyötysuhteet voivat todellisuudessa olla myös huomattavasti alhaisempia.

Näiden häviöiden jälkeinen osuus energiasta siirtyy veden hydrauliseksi energiaksi. Veden kulkiessa verkostossa kuluttajalle painehäviöt vievät vielä osan hydraulisesta energiasta (arvio 21 %, kappale 3.2.3 Painehäviöt). Jäljelle jäävä osuus poistuu verkostosta veden mukana, osa vuotoihin ja osa kuluttajalle. Usein kuluttajan hanassa on edelleen painetta tarpeellista enemmän.



Kuva 10. Esimerkki energian jakautumisesta häviöihin ja hydrauliseen energiaan.

Suurin tapa vähentää pumppauksen energiankulutusta on pumpata vähemmän vettä. Vesilaitokselta tarvittava vesimäärä riippuu käyttäjien vedentarpeesta sekä vuotovesistä. Näihin vaikuttaminen ei kuulu tämän työn painopisteisiin. Vuotovesien määrä riippuu keskeisesti verkoston kunnosta ja paineesta. Verkostosaneeraukset ovat kalliita, eikä niitä voidakaan ajatella itseään takaisinmaksavina energiatehokkuusinvestointeina.

Kuitenkin vuotovesien ja putkistohäviöiden väheneminen putkistosaneerauksen myötä tuo energiansäästöjä, jotka voivat pieneltä osalta olla maksamassa takaisin saneerausta.

Nostokorkeus määräytyy pääasiassa vedenjakelualueen korkeuserojen, talotyyppien ja virtausvastusten mukaan. Nostokorkeuden suuruusluokkaan on valmiissa järjestelmässä yleensä suhteellisen vähän keinoja vaikuttaa ja näin keskeisessä asemassa ovat suunnitteluvaiheen päätökset. Keinoja pienempien muutosten aikaansaamiseksi kuitenkin löytyy.

Helpointa pumppauksen energiatehokkuuteen on yleensä vaikuttaa pumppausten hyötysuhdetta parantamalla. Säästöpotentiaali riippuu voimakkaasti lähtötilanteesta. Pumppauksen järjestämiseen, ohjaukseen ja mitoitukseen on monia vaihtoehtoja. Käytännön syistä sekä tarkastelussa että suunnittelussa joudutaan usein tekemään joitain kompromisseja.

Mallinnus

Vesijohtoverkosto ja sen komponentit ovat kokonaisuudessaan monimutkainen järjestelmä, jonka tarkka analyysi vaatii tietokonemallinnusta. Sekä verkoston että pumppausten mallintaminen on yleistynyt voimakkaasti. Yhä useammin malleja käytetään pelkän hydraulisen mallintamisen lisäksi myös järjestelmän energiatehokkuuden optimointiin. Monimutkaisten järjestelmien ja ohjaustapojen rakentamisen käytännön rajoitteena ovat kuitenkin usein automaatio ja sen kustannukset.

Yleisin vesijohtoverkostojen hydraulisten mallien pohja on EPANET, joka on Yhdysvaltojen ympäristösuojeluviraston kehittämä avoimen lähdekoodin ohjelmisto. EPANET:iin on kehitetty lukuisia laajennuksia, lisäosia ja käyttöliittymiä.

Coelho & Andrade-Campos (2014) ovat keränneet tutkimukseensa laajalti vedenjakelujärjestelmien mallinnusohjelmia sekä niiden periaatteita suunnittelun ja käytön optimointiin. Bolognesi et al. (2014) käy läpi erilaisia esitettyjä mittareita vedenjakeluverkostojen energiatehokkuudelle ja ehdottaa omaansa. Suomessa verkostomallinnuksia energiatehokkuus huomioiden on tutkinut esimerkiksi Sunela (2010).

Kokonaisuuden monimutkaisuudesta huolimatta keskeiset keinot energiatehokkuuteen vaikuttamiseen on helppo hahmottaa. Nämä samat periaatteet ovat lopulta myös monimutkaisten mallien energiasäästöjen taustalla. Erillisten energiatehokkuustoimien lisäksi näiden tekijöiden yleinen tiedostaminen ja huomiointi kehittävät energiatehokkuutta pitkällä tähtäimellä.

3.1 Pumppaamo

Tässä kappaleessa käsitellään vedenjakelujärjestelmän pumppaamoiden perusteita energiatehokkuuden näkökulmasta. Ensin käydään läpi vaihtoehtoja pumppausten järjestämiseen ja ohjaukseen. Tämän jälkeen esitellään tekijöitä jotka vaikuttavat näiden järjestelyjen kokonaishyötysuhteeseen.

3.1.1 Pumppausjärjestelyt ja pumppujen ohjaus

Yleistä

Pumppausjärjestelyillä tarkoitetaan tässä yhteydessä pumppujen tyyppiä, lukumäärää ja ohjaustapaa, joiden yhdistelmällä haluttu virtaama tuotetaan. Vaihtoehtoja on useita ja haaste onkin löytää kustannus- ja energiatehokkain järjestely, joka kykenee pumppaamolta vaadittavaan toimintaan (Leiby & Burke, 2011). Pumppausjärjestelyn ja pumppujen valinta vaikeutuu ja monimutkaistuu huomattavasti vaihtelevan virtaaman sovelluksissa, kun keskeisenä ongelmana on huippuvirtaamien saavuttamisen ja tavallisten käyttöolosuhteiden hyvän hyötysuhteen yhteensovittaminen (DOE, 2006). Pumppu on vedenjakelujärjestelmän keskeisin komponentti ja näin sen oikea valinta järjestelmän energiatehokkuudelle elintärkeää (Leiby & Burke, 2011).

Yleensä vesilaitoksilla on pumppu tai pumppuja ylimääräisenä toimintavarmuuden takaamiseksi (RIL, 2004). Tarkemmasta pumppausjärjestelystä riippumatta pumppujen toimintakunnon ylläpitämiseksi tulisi kaikkia pumppuja ajaa esimerkiksi muutaman viikon välein tai vähintään muutaman kuukauden välein. Lyhytkin ajo riittää ylläpitämään toimintakuntoa.

Vesihuollossa käytetään yleisesti sekä kuiva- että märkäasenteisia pumppuja. Lähtökohtaisesti kuiva-asenteisia pumppuja tulisi parempien hyötysuhteiden vuoksi suosia mahdollisuuksien mukaan. Kaivopumppauksissa ei käytännön syistä yleensä ole vaihtoehtoja oppopumpuille. Uppopumppuja käytetään myös puhdasvesisäiliöstä tapahtuviin verkostopumppauksiin (liite 1). Näissäkin oppopumppujen käyttö voi olla perusteltua rakenneteknisistä syistä. Tulee kuitenkin tiedostaa tämän ratkaisun lisäävän pumppauksen energiakustannuksia jopa 5...10 %, joten pitkällä tähtäimellä ratkaisu saattaa tulla kalliimmaksi edullisemmista rakentamiskustannuksista huolimatta. Nykypäivään saakka melko selvää hyötysuhde-eroa kuiva- ja märkämoottorien välillä hämärtävät kehittyvät moottoritekniikat, joiden avulla hyötysuhde-ero saattaa käytännössä poistua. Kuitenkin kuiva-asenteiset moottorit ovat ainakin toistaiseksi helpompia ja edullisempia rakentaa hyvällä hyötysuhteella.

Pumppujen ohjaus

Pumpattua vesimäärää voidaan säädellä joko käynnistämällä ja sammuttamalla pumppuja sopivin aikaväleihin (ns. on/off –säätö) tai muuttamalla pumppujen virtaamia niiden käydessä. Yleisimmät keinot muuttaa pumpun virtaamaa ovat kasvattaa nostokorkeutta tahallisesti lisättyjen häviöiden avulla (kuristussäätö) tai muuttaa pumpun pyörimisnopeutta (kierroslukusäätö). Näistä käyttökelpoisin ja selvästi yleisin on kierroslukusäätö, joka yleisimmin hoidetaan taajuusmuuttajalla. Tämän työn lähtökohtana on pumppujen taajuusmuuttajaohjaus. (Kaya et al., 2008)

Kuristussäädöllä tarkoitetaan virtaaman säätämistä kasvattamalla virtausvastusta, yleensä sulkemalla venttiiliä. Systemin ominaiskäyrä nousee ja pumpun toimintapiste siirtyy kohti pienempää virtaamaa. Kuristussäätö on perinteinen ja yksinkertainen, mutta energiaa tuhlaava tapa ohjata pumppujen tuottoa. Hyötysuhde voi kuristussäädössä nousta tai laskea, riippuen pumppukäyrästä ja toimintapisteestä. Vaikka kuristussäätö johtaisi pumpun hyötysuhteen kasvuun, se on energiantuhlausta kasvaneiden häviöiden vuoksi (Marchi et al, 2012). Kuristussäätöä usein verrataan auton ajamiseen kaasupohjassa, käyttäen jarrua säätämään nopeutta (esimerkiksi Nolte, 2004). Siirtymällä kuristussäädöstä kierroslukusäätöön saavutetaan merkittäviä energiasäästöjä, erilaisten arvioiden mukaan esimerkiksi 10...60 % (Pemberton, 2003) tai jopa 30...80 % (Vilanova & Balestieri, 2014).

Yhden ajettavan pumpun järjestelyt

Perustilanteena voidaan pitää kahta identtistä pumppua, joista toista ajetaan kerrallaan. Tämä onkin hyvä lähtökohta; kahden pumpun toimintavarmuus, yksinkertainen järjestelmä ja kohtuulliset investointikustannukset. Ongelmia syntyy kun tavallinen toimintapiste vaihtelee suuresti tai on selkeästi mitoitusvirtaamaa pienempi. Tällöin ajaututaan helposti huonolle toiminta-alueelle, jolloin pumpun hyötysuhde ja luotettavuus laskee. Tällaisessa järjestelyssä korostuu mitoitusvirtaaman arviointi – varoiksi yläkanttiin mitoitettut pumput johtavat helposti jatkuvasti huonoon hyötysuhteeseen.

Kahden erikokoisen pumpun järjestelmä on yksi ratkaisu tilanteeseen jossa tavallinen toimintapiste on selkeästi huippuvirtaamaa pienempi. Tällaisessa järjestelyssä isompi pumppu hoitaa tarvittaessa huippuvirtaaman ja pienempi pumppu tavalliset ja matalat virtaamat (Leiby & Burke, 2011). Järjestelmä on edelleen yksinkertainen yhden pumpun käydessä kerrallaan ja myös toimintavarmuus on varsin hyvä, sillä yhden pumpun hajotessa saavutetaan edelleen vähintään pienemmän pumpun virtaama. Erityisen kustannustehokasta tällaiseen järjestelyyn siirtyminen on tilanteessa, jossa käytössä olevalla laitoksella todetaan olevan tavalliseen käyttöön ylimitoitettut pumput. Tällöin isommaksi pumpuksi voidaan jättää valmiiksi asennettu pumppu ja hyvällä hyötysuhteella toimiva pumppausjärjestely saadaan aikaiseksi lisäämällä tai uusimalla vain yksi pienempi pumppu (DOE, 2006).

Rinnanajettavien pumppujen järjestelyt

Pumppujen rinnanajon peruste käsiteltiin lyhyesti kappaleessa 2.4. Lähtökohtaisesti rinnanajettavien pumppujen järjestelmät ovat energiatehokas ratkaisu kohteisiin, joissa virtaamavaihtelut ovat suuria ja nostokorkeuden vaihtelut pieniä. Rinnanajojärjestelmissä pumput mitoitetaan niin, että niiden yhteenlaskettu tuotto vastaa vaadittua huippuvirtaamaa. Lisäksi voi olla varapumppuja toimintavarmuussyistä. Kaikkien pumppujen nostokorkeuden täytyy vastata huippuvirtaaman nostokorkeutta, muuten huippuvirtaamaa ei saavuteta. Pienillä virtaamilla ajetaan yhtä pumppua. Tarpeen kasvaessa käynnistetään toinen pumppu rinnalle ja niin edelleen. Tarkempia ohjausjärjestelyjä on monenlaisia. Näillä määritetään esimerkiksi milloin seuraava pumppu käynnistyy ja ajetaanko yhtä, kaikkia vai ei yhtään pumppua kierroslukusäädöllä. Rinnan ajettavien pumppujen ohjausjärjestelyjä on tutkittu myös Suomessa, esimerkiksi Viholainen (2014) ja Sunela & Puust (2014). Yleensä rinnanajossa pumput ovat samanlaisia, erikokoisilla pumpuilla syntyy helposti pienemmälle pumpulle epäsuotuisat olosuhteet (DOE, 2006). Yksinkertaisin rinnanajojärjestelmä koostuu kahdesta samanlaisesta pumpusta, joista yhtä ajetaan matalamman virtaaman tilanteissa ja molempia rinnan korkeamman virtaaman tilanteissa.

Rinnanajojärjestelmällä paljolti vältetään tilanne, jossa suurella pumpulla joudutaan ajamaan pieniä virtaamia. Pumput toimivat lähempänä parasta hyötysuhdealueuttaan. Haittapuolena tällaisessa järjestelmässä on pumppujen suuremman lukumäärän mukanaan tuoma monimutkaisuus ja kustannukset. Kun pumppujen lukumäärä on suurempi, myös putkistotöiden, ohjauslogiikan, hankintakustannusten ja mahdollisesti hajoavien osien lukumäärä on suurempi. Pienet pumput ja moottorit ovat myös hyötysuhteeltaan suuria huonompia, joten suurella virtaamalla on energiatehokkaampaa ajaa yhtä suurta pumppua kuin monta pientä.

3.1.2 Pumppaamon hyötysuhde ja energiatehokkuus

Energiatehokkuuden tekijät

Pumppukokonaisuuden hyötysuhde on sen osien hyötysuhteiden tulo. Yleensä nämä osat ovat taajuusmuuttaja, sähkömoottori ja pumppu.

Taajuusmuuttajien hyötysuhteet ovat korkeita, valmistajien väliset erot kohtuullisen pieniä ja käytössä taajuusmuuttajan hyötysuhde pysyy yleensä kohtuullisen korkealla pumppaussovelluksille tavallisilla kuormilla ja taajuuksilla (Aranto, 2008). Täten taajuusmuuttajan hyötysuhteeseen vaikuttaminen ei ole tämän työn puitteissa merkittävä tekijä etsiessä keinoja parantaa pumppauksen hyötysuhdetta.

Sähkömoottorien hyötysuhteissa erot ovat taajuusmuuttajia suurempia. Eri valmistajien, moottoritekniikoiden ja energiatehokkuusluokkien sähkömoottoreilla voi olla

energiankäytön kannalta huomattavia eroja. Asennetun sähkömoottorin hyötysuhde ei kuitenkaan yleensä vaihtele voimakkaasti, jos kuorma ei laske merkittävästi, esimerkiksi alle 50 % (Kaya et al., 2008). Näin sähkömoottorin osuuteen energiatehokkuudessa vaikutetaan lähinnä hankintavaiheessa tai uusimalla moottori.

Täten pumppauksen hyötysuhteen vaihtelu toimintapisteen muuttuessa on pääosin seurausta pumpun hydraulisen hyötysuhteen vaihtelusta. Kuten kappaleessa 2.4. esitettiin, toimiakseen energiatehokkaasti pumpun tulee pysyä tietyllä kyseiselle pumpulle sopivalla toiminta-alueella. Pumpun parhaan hyötysuhteen alue eri kierrosluvuilla seuraa affiniteetikäyrän muotoa.

Perinteisesti pumpun mitoitus tapahtuu yhden äärimmäisen toimintapisteen mukaan. Tähän toimintapisteeseen usein huomioidaan tulevaisuuden kasvuennusteet, mahdollinen putkien tukkeutuminen ja suunnittelun epävarmuuksia varten varmuuskerroin (DOE, 2006). Mukaan saatetaan ottaa vielä jokin poikkeustilanneskenaario. Usein pumppu valitaan suoraan parhaan hyötysuhteen pisteeltään vastaamaan tätä mitoituspistettä.

Tällainen mitoitus on usealla tavalla ongelmallista energiatehokkuuden kannalta. Ensinnäkin se johtaa helposti ylisuuriin pumppuihin. Toiseksi tällöin pumpun paras hyötysuhde osuu huippupisteeseen. Jos pumpun tavallinen käyttö harvoin saavuttaa huipputarpeen, saattaa pumppu harvoin toimia parhaalla hyötysuhdealueella (Vogel, 2008c).

Ajautuminen pois hyvältä hyötysuhdealueelta

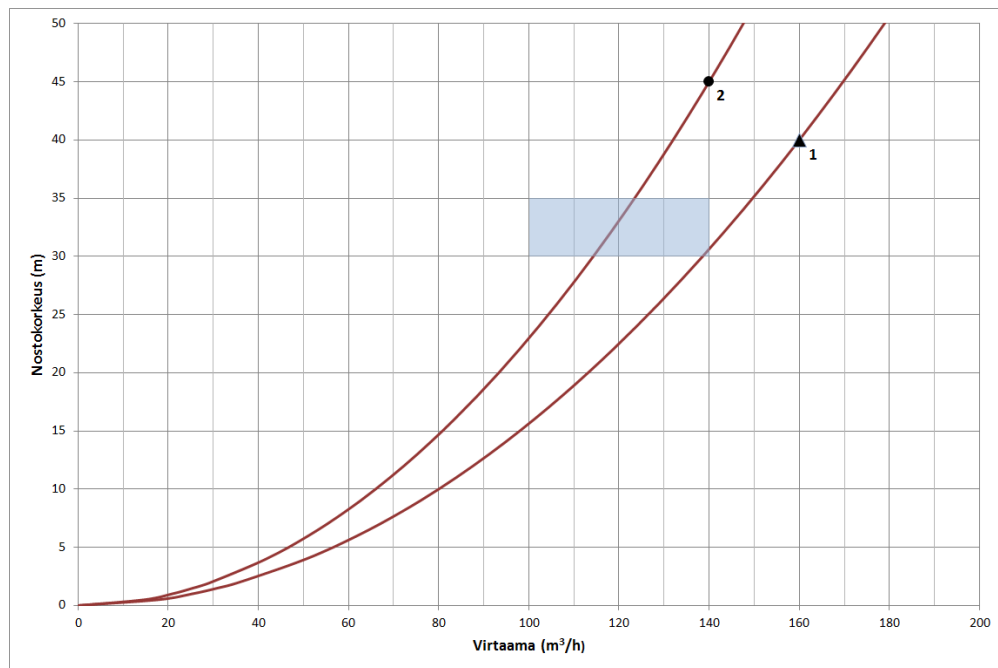
Kierroslukusäätö mahdollistaa pumpun hyvän hydraulisen hyötysuhteen laajalla alueella, mutta taajuusmuuttajaohjaus ei automaattisesti tarkoita että pumppu pääsee hyvälle toiminta-alueelle. Pumppukäyrän muoto säilyy vaikka käyrää voidaankin kierroslukusäädöllä laskea, joten toimintapisteisiin nähden selkeästi väärällä alueella sijaitseva pumppukäyrä ei pääse hyvälle hyötysuhdealueelle pumppukäyrän alentamisesta huolimatta.

Verkostopumppauksille tyypillistä on korkea staattisen nostokorkeuden osuus, sillä pumppaukset tehdään verkostopainetta vasten. Käytännössä se tarkoittaa, että siirryttäessä mitoitetusta huippupisteestä alempaan toimintapisteeseen nostokorkeus laskee suhteessa vain vähän, vaikka virtaama alenisi huomattavasti. Tällöin toimintapiste siirtyy QH –koordinaatistossa enemmän vasemmalle (pienempiin virtaamiin) kuin alas (pienempiin nostokorkeuksiin).

Parhaan hyötysuhteen affiniteettiparaabeli laskee tavallisten verkostopumppausten alueella yleensä enemmän alas ja vähemmän vasemmalle suhteessa toimintapisteen siirtymään. Näin toimintapiste ajautuu helposti parhaan hyötysuhteen alueen vasemmalle puolelle korkean staattisen nostokorkeuden järjestelmissä. Tämä alentaa pumpun hyötysuhdetta ja voi aiheuttaa esimerkiksi värinäongelmia (DOE, 2006).

Yleensä pumppu kannattaa valita merkittävästi staattista nostokorkeutta sisältäviin järjestelmiin niin, että parhaan hyötysuhteen piste on tarvittavan huippuvirtaaman vasemmalla puolella (Hydraulic Institute & Europump, 2004). Tällöin parhaan hyötysuhteen pisteen nostokorkeuden tulee olla huippuvirtaamaa vastaavaa nostokorkeutta korkeammalla, jotta huippuvirtaama on edelleen mahdollista saavuttaa. Tällaisella pumppuvalinnalla laskeutuessa huippupisteestä tavalliselle toiminta-alueelle siirrytään kohti parhaan hyötysuhteen affiniteetikäyrää. Tätä on havainnollistettu taulussa 5.

Taulu 5. Ajatellaan esimerkkinä kuvan tilannetta, jossa pumpulta vaadittava huippupiste on $160 \text{ m}^3/\text{h}$ ja 40 m (piste 1) ja pumpun tavallinen toiminta on alueella $100 \dots 140 \text{ m}^3/\text{h}$ ja $30 \dots 35 \text{ m}$ (tummennettu alue). Vertaillaan kahta mitoitusvaihtoehtoa. Vaihtoehdossa 1 on valittu pumppu, jonka parhaan hyötysuhteen piste on suoraan huippupisteessä (piste 1). Vaihtoehdossa 2 on valittu pumppu, jonka parhaan hyötysuhteen piste on huippupisteestä vasemmalla puolella (piste 2). Pumput ovat suunnilleen saman tehoiset, vaihtoehdossa 2 parhaan hyötysuhteen piste on huippupisteestä suuremmalla nostokorkeudella, mutta pienemmällä virtaamalla.



Vaihtoehdossa 1 huippupiste sijaitsee siis parhaan hyötysuhteen pisteessä eli myös parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrällä. Kun siirrytään huippupisteestä kohti tavallista toiminta-alueetta, siirrytään koordinaatistossa enemmän vasemmalle kuin alas. Tällöin ajaututaan parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrän vasemmalle puolelle. Vaihtoehdossa 2 huippupiste on parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrän oikealla puolella. Nyt huippupisteestä tavalliselle toiminta-alueelle siirtyminen on kohti parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrää. Eli tilanteessa 1 huippupiste on parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrällä, mutta tavallinen toiminta-alue vasemmalla puolella. Tilanteessa 2 huippupiste on parhaan hyötysuhteen affiniteettikäyrän oikealla puolella, mutta tavallinen toiminta-alue lähellä käyrää.

Ylimitoitus

On arvioitu, että 75 % pumpuista on ylimitoitettuja (Nolte, 2004). Alimitoitus on selkeä, nopeasti havaittava ja näin voimakkaasti vältetty virhe, joten käytännössä pumpput ylimitoitetaan reilusti (VTT, 2008). Ylimitoitettut pumpput johtavat korkeampiin investointi- ja käyttökustannuksiin.

Taajuusmuuttajakäytöllä ylimitoitettujen pumppujen kierroslukua voidaan laskea, eikä energiahäviö ole yhtä suurta kuin esimerkiksi kuristamalla säädettäessä. Kierroslukusäädettynäkin ylimitoitus on kuitenkin ongelmallista. Moottorin ja taajuusmuuttajan hyötysuhde laskee, jos kuorma on huomattavan vajaa (kappaleet 2.5 ja 2.6). Kuten edellä todettiin, korkean staattisen nostokorkeuden sovelluksissa suuri kierroslukusäätö johtaa helposti toimintapisteen pumpun kannalta mataliin virtaamiin suhteessa nostokorkeuteen.

Ylimitoituksen välttämiseksi pumpulta vaaditun huippupisteen mitoituksessa tulee käyttää kohtuullisuutta. Ensinnäkin tulevaisuuden kasvuvaraa ei tule liioitella ja ylipäättään saatetaan sivuuttaa se, että kyseiset tarpeet ovat vasta tulevaisuudessa. Toiseksi varmuuskertoimet tulee pitää kohtuullisina. Kolmanneksi harvoin toistuvia poikkeustilanteita ei tule painottaa liikaa tavallisen käytön kustannuksella.

Pumpun mitoitus saatetaan automaattisesti ajatella samaksi kuin itse vesilaitoksen mitoitusvirtaama. Tätä oletusta tulee kuitenkin tarkastella kriittisesti. Vesilaitokset ja verkostot täytyy suunnitella pitkän tähtäimen ennusteiden mukaisesti ja riittävällä varmuuskertoimella, sillä mitoituksen muuttaminen jälkeinpäin on hankalaa ja kallista. Pumppujen uusiminen on kuitenkin suhteellisen helppoa ja edullista. Tulee muistaa pumppujen kustannuksista suurimman osan tulevan sen käyttämästä energiasta. Saattaa tulla edullisemmaksi mitoittaa pumppu paremmin nykytarpeeseen ja uusia pumppu esimerkiksi 10 vuoden välein vastaamaan paremmin todellista sen hetkistä tarvetta.

Poikkeustilanteiden arvioinnissa täytyy käyttää kohtuullisuutta ja muistaa, että niihin varautumisella ylimitoituksen kautta on kustannuksensa. Helposti yliarvioidaan harvoin tapahtuvia suuria riskejä ja aliarvioidaan usein tai jatkuvasti tapahtuvia pieniä riskejä ja haittoja.

Ylimitoituksella voi olla suuriakin kustannuksia. Suuruusluokan hahmottamista käsittelee esimerkkilaskelma taulussa 6.

Taulu 6. Esimerkkinä ajatellaan tilanne, jossa laitos pumpkaa jatkuvasti 200 m³/h (4800 m³/vrk) nostokorkeuteen 40 metriä. Ylimoitettun pumpun kokonaishyötysuhde on 50 %, kun paremmin mitoitettun pumpun kokonaishyötysuhde olisi 65 %. Energiankulutukset voidaan laskea esimerkiksi kaavalla 7 ja jakamalla hyötysuhteella.

Näillä arvoilla sähkönkulutuksen eroksi muodostuu lähes 90 000 kWh vuodessa eli sähköhinnalla 8 snt/kWh ylimääräistä kustannusta tulee vuodessa yli 7000 €. Tällöin 10 vuoden aikavälillä ylimoitituksen hinnaksi tulee yli 70 000 €.

3.2 Vedenjakelujärjestelmä

Toinen vedenjakelun energiatehokkuuden päätekijöistä on pumppaamoja ympäröivän vedenjakelujärjestelmän energiatehokkuus sekä sen asettamat vaatimukset ja rajoitteet pumpujen toiminnalle. Tässä kappaleessa käydään läpi keskeisimpiä periaatteita vedenjakelujärjestelmän energiatehokkuuden parantamiseksi.

Ympäröivä järjestelmä määrää pumppaamolta tarvittavan virtaaman ja nostokorkeuden. Vedenjakelujärjestelmän fyysiset muutokset ovat yleensä hankalampia ja kalliimpia kuin pumppaamoon tehtävät muutokset. Vedenjakelujärjestelmään voidaan kuitenkin vaikuttaa myös ohjaustapoja muuttamalla. Näiden toimenpiteiden kustannukset ja toteuttamisen vaikeustaso vaihtelevat voimakkaasti riippuen tavoitteista ja järjestelmän automaation tasosta.

3.2.1 Nostokorkeus ja sen minimointi

Verkoston painetaso on keskeisimpiä vedenjakelujärjestelmän energiankulutukseen vaikuttavia tekijöitä. Kaikki vesi pumpataan verkoston painetta vasten, joten turhan korkea verkostopaine tarkoittaa turhaa tehtävää työtä jokaiselle vesikuutiolle. Myös vuotovedet lisääntyvät paineen noustessa, mikä entisestään lisää kustannuksia.

Virtausvastuksista johtuvaan nostokorkeuteen voidaan valmiissa järjestelmässä kokonaisuutena vaikuttaa lähinnä virtauksia tasaamalla. Virtaushäviöt kasvavat virtausnopeuden potenssiin (kappale 2.1), joten tasaisella virtaamalla päästään keskimäärin alemmalle häviötasolle kuin ajamalla välillä hitaammin ja välillä nopeammin. Virtaamien tasaamista käsitellään kappaleessa 3.2.2 ja painehäviöitä yleisesti kappaleessa 3.2.3.

Ensimmäisenä ja hyvin yksinkertaisena toimenpiteenä turhien virtausvastusten välttämiseksi voidaan varmistaa kaikkien venttiilien olevan täysin auki, niin laitoksella

kuin verkostossa. Näin itsestään selvältä kuulostava toimenpide on tärkeä juuri sen vuoksi, että näitä tarkastetaan harvoin. Jostain syystä osittain kiinni jäänyt venttiili voi pysyä asennossaan vuosia, kasvattaen nostokorkeutta ja tuhlaten energiaa.

Verkostopaineen yleiseen tasoon vaikutetaan pääasiassa suunnitteluvaiheessa, vesitorneja ja painepiirijakoa suunniteltaessa. Jos vedenjakelujärjestelmään kuuluu vesitorni, on sen vedenpinnan korkotaso verkostopaineen määräävä tekijä. Näin verkostopaineeseen on huomattavasti vaikeampaa vaikuttaa jälkikäteen ja suunnitteluvaiheen rooli on erittäin suuri. Vesitornin rakentaminen tiettyyn korkotasoon saattaa lukita verkostopaineen ja näin merkittävän osan energiankäytöstä esimerkiksi 50 vuodeksi eteenpäin.

Periaatteessa energiatehokkuuden kannalta verkostot tulisi jakaa useisiin painepiireihin maltillistenkin korkeuserojen mukaan, mutta käytännössä paineenkorotusasemien rakentaminen ja monimutkaistuva järjestelmä rajoittaa mahdollisuuksia. Hukatun energian määrää voidaan arvioida ja verrata paineenkorotusaseman kustannuksiin, taulun 7 esimerkin mukaisesti.

Taulu 7. Ajatellaan verkostoa, jossa yksi alue on selkeästi muita korkeammalla ja vaatii 20 mvp muuta aluetta korkeamman paineen riittävään vedenjakeluun. Koko verkostossa kuluu 10 000 m³/vrk, josta 2000 m³/vrk korkeamman paineen vaativalla alueella. Oletetaan hyvä kokonaishyötysuhde, $\eta = 0,7$.

Yhden painepiirin järjestelmässä kaikki 10 000 m³/vrk pumpataan korkeampaan paineeseen. Kahden painepiirin järjestelmässä 8000 m³/vrk pumpataan matalampaan paineeseen ja 2000 m³/vrk korkeampaan. Turhaa työtä tehdään 8000 kuutiolle vuorokaudessa 20 m nostokorkeuden verran. Tähän kuluva energia voidaan laskea kaavalla 7 ja hyötysuhde ottaa huomioon jakamalla tämä energiamäärä hyötysuhteella.

Tällä tapauksessa energiaa ylimääräiseen paine-energiaan kuluisi yli 225 000 kWh vuodessa. Pelkät pumppausenergiakustannukset olisivat suuruusluokassa 20 000 euroa vuodessa. Paineenkorotuspumppaamon rakentamiskustannuksia voidaan verrata tällä tavoin arvioituihin energiansäästöihin.

Useiden painepiirien järjestelmissä on huolehdittava, ettei vettä tarpeettomasti johdeta korkeamman paineen painepiirin kautta matalamman paineen alueelle. Tällaista ns. hullunkiertoa voi tapahtua esimerkiksi jos laitokselta on pumppaus kahteen eri painepiiriin ja näiden painepiirien välillä yhteys paineenalenuksella. Jos vettä pumpataan yli kulutuksen korkeamman paineen painepiiriin ja se kiertää paineenalenuksen kautta alemman paineen painepiiriin, tehdään pumppauksessa turhaa työtä. (Pulli, 2012)

Valmiissa järjestelmässä vaikutuskeinoja verkoston painetasoon on huomattavasti suunnitteluvaihetta rajallisemmin. Vesitornin vedenpinnan alentaminen laskee

verkostopainetta ja näin pumppauksen nostokorkeutta. Käytännössä tämä säätövara on yleensä varsin rajattu, sillä paineiden tulee olla kuluttajille riittävät ja vesitornissa halutaan pitää riittävä määrä vettä poikkeustilanteiden varalle. Usein vesitornit ovat muodoltaan ylöspäin kasvavia kartioita, jolloin veden tilavuus tornissa laskee jyrkästi matalilla pinnankorkeuksilla.

Yleensä laitoksilla verkostopumppaus tapahtuu erillisestä puhdasvesisäiliöstä (liite 1), jolloin käytännössä säiliön vedenpinta toimii pumpun imupuolen paineena. Tällöin verkostopumppauksen nostokorkeus vähenee kun imupuolella on enemmän painetta eli säiliön vedenpinta on korkealla. Vastaavasti prosessipumppausten nostokorkeus saattaa kasvaa, jos pumpataan puhdasvesisäiliön painetta vasten. Usein kuitenkin vesi tulee puhdasvesisäiliöön vapaapudotuksella ja vedenpinta vaikuttaa ainoastaan verkostopumppaukseen. Tällöin energiatehokkuuden näkökulmasta puhdasvesisäiliö kannattaisi pitää mahdollisimman täynnä. Haittapuolina voidaan nähdä veden kasvanut viipymä säiliössä ja mahdollinen prosessin hallinnan hankaloituminen. Näitä täytyy käytännössä arvioida laitoskohtaisesti. Toimien mittakaava on varsin rajattu, esimerkiksi metrin keskimääräinen ero pinnankorkeudessa on useimmissa säiliöissä paljon. Kuitenkin jo yhden metrin ero nostokorkeudessa tarkoittaa noin 2...5 % kokonaisnostokorkeudesta tavallisilla verkostopaineilla, vastaten periaatteessa suoraan samankokoista energiansäästöä pumppauksessa.

3.2.2 Tasaiset virtaamat

Tasaiset virtaamat laitoksilta verkostoon ovat sekä energiatehokkuuden että verkoston hallinnan kannalta hyväksi. Keskeisin keino virtaamien tasaamiseksi on vesitornien tilavuuksien tehokas hyödyntäminen. Useiden tuotantolaitosten verkostossa mahdollisuuksia ohjaustapojen muutoksiin on enemmän, mutta samalla kokonaisuuden hallinta monimutkaisempaa.

Vilanova & Balestieri (2014) arvioi yleisellä tasolla vesivarastotilavuuksien käytön optimoinnin mahdolliset energiasäästöt suuruusluokkaan 10...20 %. Pulli (2012a) nostaa esille seuraavat tasaisen virtaaman hyödyt energiatehokkuudelle:

- Painehäviöt vähenevät virtaamien ollessa lähempänä keskimääräistä arvoa.
- Vesimassan kiihdyttämisestä johtuvat energiamäärät vähenevät käynnistysten vähentyessä.
- Pumput voidaan mitoittaa hallitummin toimimaan optimaalalueella.

Kun vesitornin pinnan annetaan vaihdella reilusti kulutuksen mukaan, voidaan laitoksilta pumpata vettä tasaisemmin. Tällainen käyttö myös vaihtaa tehokkaasti vettä säiliöstä.

Verkoston painetason vaihtelu säiliön pinnan mukana on yleensä varsin maltillista (yleensä < 5 m, lähes aina < 10 m), eikä näin ole kovin keskeinen vältettävä muuttuja käyttäjien kannalta. Jos painetta yritetään pitää tasaisena pitämällä tornin vedenpintaa mahdollisimman vakiona, voi vahingossa tapahtua jopa päinvastainen ilmiö. Kun tornilla ei tasata kulutushuippuja laitosten virtaamat vaihtelevat enemmän ja näin aiheuttavat paineenvaihteluita laitosten lähellä.

Käytännössä laitokset, verkoston säiliötilavuudet ja kulutus muodostavat yksilöllisen kokonaisuuden, joita täytyy tarkastella tapauskohtaisesti. Vesitornien kannalta huomioitavat tekijät ovat ainakin pinnankorkeuden vaikutus paineen riittävyteen verkostossa, pumppausten nostokorkeuteen, veden vaihtuvuuteen, varmuusvesimäärän riittävyteen ja virtaamien tasaamiseen.

Laitosten verkostopumppausten ohjausperiaatteita on käytössä monenlaisia (liite 1) ja käytännöt koko verkoston kokonaiskuvan kannalta vaihtelevia. Kokonaisuuden järkevän ja energiatehokkaan ohjaustavan selvittäminen on hyvin potentiaalinen kehityskohde, jota käytännössä tehdään monimutkaisissa verkostoissa mallinnuksella.

3.2.3 Painehäviöt

Verkostoon pumpatun veden hydraulinen energia jakautuu lopulta painehäviöihin ja verkostosta poistuvan veden energiaan. Painehäviöiden suuruuteen vaikuttaa eniten putkiston mitoitus ja kitkakerroin sekä paikallishäviöt. Paikallishäviöistä voidaan edelleen tunnistaa kaksi periaatteen tasolla erilaista luokkaa, tahattomat häviöt (venttiilit, mutkat, jne.) ja tahalliset häviöt (paineenalennusventtiilit).

Boulos & Bros (2010) tutkivat erään eurooppalaisen suurkaupungin kahdeksan erillisen verkoston painehäviöitä ja saivat niiden osuudeksi 3,9...42,6 % verkostoon pumpatun veden hydraulisesta energiasta. Keskiarvo painehäviöiden osuudelle oli 21 %, joten keskimääräisessä tutkitussa verkostossa 79 % veden hydraulisesta energiasta poistui verkostosta veden mukana. Vuotovesiä ei arvioitu erikseen, joten ne kuuluivat vedenkulutuksen mukana verkostosta poistuvaan energiaan. Häviöistä tahallisen paineenalennuksen osuus vaihteli välillä 0...15,7 % ja tahattomien häviöiden välillä 2,4...27 %. Arvoissa on huomattavaa vaihtelua verkostojen välillä jo samassa kaupungissa, joten tulosten yleistettävyydessä tulee olla varovainen.

Putkiston suunnittelu ja mitoitus on usean muuttujan optimointiongelma, jota ei ole mahdollista käsitellä syvällisesti tämän työn puitteissa. Kuitenkin energiatehokkuus tulisi pitää mukana yhtenä tekijänä sekä verkosto- että laitossuunnittelussa. Verkostosuunnitteluun on erilaisia työkaluja ja myös niiden optimoitava tavoite vaihtelee. Katsauksen nykypäivän verkostosuunnittelun optimoinnin tutkimukseen on tehnyt Vilanova & Balestieri (2014), joiden mukaan suurin osa verkoston mitoituksen tutkimuksesta on keskittynyt minimoimaan verkoston investointikustannukset eikä kokonaiskustannuksia.

Laitostasolla putkistopituudet ovat pieniä ja suurin osa häviöistä tulee paikallishäviöistä. Yleisimmät paikallishäviöiden lähteet ovat venttiilit sekä putken käännökset, liitännät, supistumat ja laajentumat. Paikallishäviöt yleensä ilmoitetaan vastuskertoimen K muodossa (Mott, 2000):

$$h_l = K \frac{v^2}{2g} \quad (23)$$

Häviön suuruus on siis suhteessa virtausnopeuden toiseen potenssiin, mikä korostaa riittävän putkikoon merkitystä. Ylimääräisiä käännöksiä putkistossa tulee välttää ja mutkat rakentaa riittävän loivalla kääntösäteellä. Vastuskertoimet 90° mutkalle ovat noin 0,1...0,3 (RIL, 2003). Laajentumat aiheuttavat suurempia häviöitä kuin supistumat. Sekä laajentumien että supistumien häviöt pienenevät selkeästi mitä loivempi siirtymä eri putkikokojen välillä on. Vastuskertoimet vaihtelevat paljon, mutta vähitellen tapahtuvalle laajennukselle ovat suuruusluokassa 0,1...0,6 ja vähitellen tapahtuvalle supistumalle suuruusluokassa 0,04...0,3 (Mott, 2000).

Venttiileissä tulee energiatehokkuuden näkökulmasta suosia vapaan virtauksen malleja, joissa mikään osa venttiiliä ei jää virtaukseen venttiilin ollessa täysin auki (Vogelesang, 2008b). Tällaisia venttiilityyppejä ovat esimerkiksi luisti- ja palloventtiilit. Yleisistä venttiilityypeistä esimerkiksi läppä- ja istukkaventtiileissä virtaukseen aina jää venttiilin osia häiritsemään virtausta, aiheuttaen suuremmat vastuskertoimet. Erot ovat yleensä kuitenkin kohtuullisen pieniä, useimpien venttiilityyppien vastuskertoimien ollessa noin 0,1...0,2 (Nesbitt, 2007). Takaiskuventtiileillä voi olla selkeästi korkeampia vastuskertoimia. Läppämalliselle takaiskuventtiileille vastuskerroin voi olla esimerkiksi 0,4...1 (Nesbitt, 2007). Tällaisen aiheuttaman häviön suuruusluokkaa on hahmotettu taulussa 8.

Taulu 8. Virtausnopeus pumppaamoiden sisäisissä putkistoissa voi olla esimerkiksi 1,5...2,5 m/s (RIL, 2004). Sijoittamalla yhtälöön 23 virtausnopeuden 2 m/s ja häviökertoimen 0,8 tulee painehäviöksi 0,16 m.

Vuositasolla 0,16 m nostokorkeus, 5000 m³/vrk pumppaus ja hyötysuhde 0,7 tarkoittaisivat hukatuksi energiamääräksi noin 1100 kWh vuodessa. Yksittäisen häviölähteen kohdalla merkitys on pieni.

Laitoksella voi kuitenkin olla alavesisäiliön ja verkoston välillä yhteensä jopa kymmeniä paikallishäviöitä, esimerkiksi useita sulkuventtiileitä, takaiskuventtiili, virtausmittari, UV-laite sekä runsaasti käännöksiä, laajentumia ja supistumia.

3.2.4 Laitosten tuotantomäärien optimointi

Samassa verkostossa olevilla vesilaitoksilla voi olla toisistaan selvästi poikkeavia ominaisenergioita johtuen niiden erilaisesta sijainnista, prosessista, laitteistosta ja energiankäytön tehokkuudesta. Laitosten tuottoja voidaan muuttaa painottamaan vähemmän energiaa kuluttavia laitoksia.

Lähtökohtana on kunkin laitoksen ominaisenergia. Tarkasteluun kannattaa ottaa mukaan koko laitoksen energiankulutus (myös kaivopumppaukset, jotka saattavat olla erillisellä sähköliittymällä). Koska laitoksia tarkastellaan kokonaisuutena, riittää ajallisesti karkea tieto. Tarkastelujakso voi olla esimerkiksi vuosi kuukausitasolla, jolloin mahdolliset talvi- ja kesäkauden vaihtelut tulevat myös näkyviin. Virtaamat ja sähkönkulutukset kuukausitasolla ovat lähes aina valmiiksi saatavilla. Ominaisenergiasta voidaan halutessa edelleen laskea energiaan käytetty rahamäärä kuutiota kohti. Näin tarkasteluun voidaan sisällyttää myös muita rahamääräisiä kuluja, esimerkiksi kemikaalikustannuksia.

Laitosten ominaisenergioita tai -kustannuksia verrataan keskenään ja muiden rajoitteiden salliessa vedentuotannossa tulisi painottaa matalan ominaisarvon laitoksia. Arvioita tuotannonsiirrolla saavutettavista säästöistä voidaan laskea suoraan laitosten ominaisarvoista. Käytännössä tuotannon siirtämistä rajoittaa esimerkiksi raakaveden riittävyys ja verkoston kapasiteetti. Näitä täytyy arvioida tapauskohtaisesti, tarvittaessa aloittaa pienin muutoksin ja seurata tilannetta.

Säästöjen arvioinnissa ongelmana on, että muutettaessa laitosten tuottoja vaikutetaan myös niiden ominaisenergiaan. Kasvatettaessa tuottoa kiinteiden sähkönkuluttajien osuus kuutiota kohti pienenee laskien ominaisenergiaa. Pumppauksen sähkönkulutuksen vaikutus voi olla kumpaan suuntaan tahansa riippuen siitä, millainen toiminta-alue pumpuille on vanhalla ja uudella tuotolla. Tällöin matalan ominaisenergian laitoksen ominaisenergia voi nousta, eikä ennakoituja säästöjä saavutetakaan. Pääsääntöisesti kasvava tuotto madaltaa ominaisenergiaa ja päinvastoin. Kiinteän sähkönkulutuksen ja kuutiokohtaisten sähkönkulutusten osuuksia voi tutkia myös regressioanalyysin avulla.

Kokonaiskulutuksia tai -kustannuksia arvioitaessa tulee muistaa laskettujen arvojen olevan kuutiota kohti: paljon tuottavien laitosten ominaisenergialla tai -kustannuksilla on suurempi painoarvo suoraan tuotettujen vesimäärien suhteessa. Kun siirretään tuotantoa matalamman ominaisenergian laitokselle, helposti korkeamman ominaisenergian laitoksen ominaisenergia kasvaa entisestään. Tällä ei kuitenkaan välttämättä ole merkittävää vaikutusta, kun laitoksen tuotto laskee.

Erityisesti ominaisenergian muutosten vuoksi jälkitarkastelu on tärkeää. Jos vuodenaikavaihtelut laitoksen ominaisenergiassa ovat selviä, kannattaa arvioida kuukausia keskenään, esimerkiksi uuden painotuksen tammikuuta verrata edellisen tai aiempien tammikuiden arvoon. Kokonaisuudessaan tarkka vertailu on hankalaa: olosuhteet esimerkiksi ulkolämpötilojen ja vedentarpeen suhteen vaihtelevat. Lisäksi

laitoksen energiankulutustilanne voi olla muuten muuttunut vaikkapa uusien laitehankintojen myötä.

Heikkouksistaan huolimatta laitostarkastelu ominaisenergioiden muodossa on hyödyllinen: se on hyvin helppo toteuttaa, antaa kokonaiskuvan laitosten energiankäytöstä ja mahdollistaa laitosten vertailun keskenään. Selkeät erot laitosten välillä yleensä säilyvät tuotantomuutoksista huolimatta ja näin energiategokkuutta voidaan parantaa painottamalla tehokkaampia laitoksia.

3.2.5 Paineenalennusenergian talteenotto

Kaikissa paineenalennuksissa venttiileillä hukataan energiaa, sillä käytännössä paine ja virtaama alennetaan aiheuttamalla virtaushäviöitä. Teoriassa tämä energia kannattaisi ottaa talteen järjestämällä paineenalennus turbiinilla, mutta käytännössä tämä on harvinaista siihen liittyvien teknisten haasteiden vuoksi. Vaadittava laitteisto ja sen asennus maksavat. Tarvitaan myös pelkkää paineenalennusventtiiliä monimutkaisempaa automaatiota sekä ratkaisut energian syöttämiseksi sähköverkkoon. Täten pienten paineenalennusten kohdalla tekniikka ei ole kannattavaa, mutta paineenalennuksen ja vesimäärän kasvaessa potentiaali energiatuotannolle kasvaa.

Vaikka kyseessä on teoriassa tunnettu käytäntö ja pienvesivoimatekniikka on yleisesti kehittyntä, silti sen käyttöä vesijohtoverkoston yhteydessä ovat selvittäneet suhteellisen harvat tutkijat (Vilanova & Balestieri, 2014). Suuri osa aiheen tutkimuksesta liittyy pumppujen käyttöön turbiineina (ns. PAT, pump as turbine). Tätä ovat selvittäneet esimerkiksi Ramos et al. (2010) ja Carravetta et al. (2013), joiden artikkeleista löytyy myös hyvin viitteitä eteenpäin aiheesta kiinnostuneille.

Tämän työn puitteissa ei ole mahdollista käydä läpi tarkemmin pienvesivoimaan liittyvää tekniikkaa tai laskentaa. Hukatun energian teoreettinen määrä on kuitenkin helppo laskea, jolloin saa käsityksen potentiaalisen kokoluokasta ja näin mahdollisesta jatkoselvitystarpeesta. Tässä työssä pääosin virtauksen energian lisäämisen laskentaan käytetyt yhtälöt toimivat myös toiseen suuntaan (yhtälöt 6 ja 7). Esimerkkilaskelma paineenalennuksella hukatusta energiasta on esitetty taulussa 9.

Taulu 9. Esimerkkinä suuruusluokan arvioinnista otetaan TSV:n Martinkylän säätöventtiiliasema, jossa Keravan suunnalta tulevan veden paine lasketaan Nikkilän verkostoon sopivaksi. Venttiiliaseman läpi kulki vettä vuonna 2013 keskimäärin 104 m³/h. Paineenalennus oli keskimäärin 2,3 bar eli 23,4 m. Nämä arvot tuottavat keskimääräisen paineenalennuksen 6,6 kW tehon edestä. Vuodessa tämä tekee lähes 60 000 kWh. Tämän suuruusluokan paineenalennusenergian talteenotto voi olla taloudellisesti kannattavaa, kuten Ramos et al. (2010) esimerkissään osoittaa.

4 Pumppausjärjestelyjen ja energiatehokkuuden nykytilanne

4.1 Kysely vesilaitoksille

Tämän työn yhteydessä järjestettiin vesilaitoksille kysely pumppausjärjestelyistä ja energiatehokkuustoimista. Tavoitteena oli kerätä taustatietoa nykyisistä käytännöistä, jotta potentiaalisimpia energiatehokkuustoimia olisi mahdollista arvioida. Asian pitäminen esillä myös muistuttaa vesilaitoksia huomioimaan energiatehokkuus toiminnassaan. Tässä kappaleessa käydään läpi kyselyn keskeisimpiä tuloksia ja niistä vedettäviä johtopäätöksiä. Kyselyn tulokset löytyvät kokonaisuudessaan liitteestä 1.

Kysely järjestettiin 13.8.2014 – 31.8.2014 Vesilaitosyhdistyksen kautta, joka tarjosi yhteystiedot laitoksille sekä kyselyalustan. Vesilaitoksia lähestyttiin sähköpostilla, jossa oli lyhyt selitys aiheesta ja linkki kyselyyn. Kysely lähetettiin 287 vesilaitokselle ja vastaukset kerättiin anonyymisti.

Kysely koostui 11 monivalintakysymyksestä sekä vapaamuotoisesta palautekentästä. Ensin kysyttiin laituskoko. Varsinaista kysymyksistä viisi käsitteli pumppausjärjestelyjä ja järjestelmän ohjausta, yksi yleisesti energiatehokkuuden huomioimista ja neljä pumppujen valintaa, elinkaarta ja hyötysuhteiden huomioimista. Kaikissa monivalintakysymyksissä oli mahdollista valita vain yksi vaihtoehto ja kyselyn alussa pyydettiin vastaamaan yleisimmän käytännön mukaisesti. Useissa vapaamuotoisissa palautteissa tarkennettiin eri toimintatapoja. Myös mahdollisuutta usean vaihtoehdon valintaan toivottiin. Yhden valinnan mahdollisuus kuitenkin nähtiin parhaana keinona tuottaa kokonaiskuva. Usean vaihtoehdon mahdollisuus olisi osittain hämärtänyt yleisimpien käytäntöjen hahmottamista, sillä hyvin vähäiselläkin käytöllä olevat toimenpiteet olisi oletettavasti tällöin valittu. Vastaajia ei pakotettu vastaamaan kaikkiin kysymyksiin, mutta lähes kaikki vastaajat näin tekivät.

Vastaajia kertyi 92, mitä voidaan pitää kohtuullisen hyvänä määränä. Vastaukset edustavat monia laituskokoja, joukossa oli 30 pientä vesilaitosta (kokonaistuotto < 1000 m³/vrk) ja 15 suurta vesilaitosta (kokonaistuotto > 10 000 m³/vrk). Kysely ei tavoittanut VVY:n ulkopuolisia laitoksia, joista suurin osa on hyvin pieniä vesiosuuskuntia. Vuonna 2012 yli 10 000 m³/vrk tuottavien vesilaitosten piirissä on noin 2,4 miljoonaa ihmistä ja 1 000...10 000 m³/vrk tuottavien laitosten piirissä noin 1,85 miljoonaa ihmistä (THL, 2014).

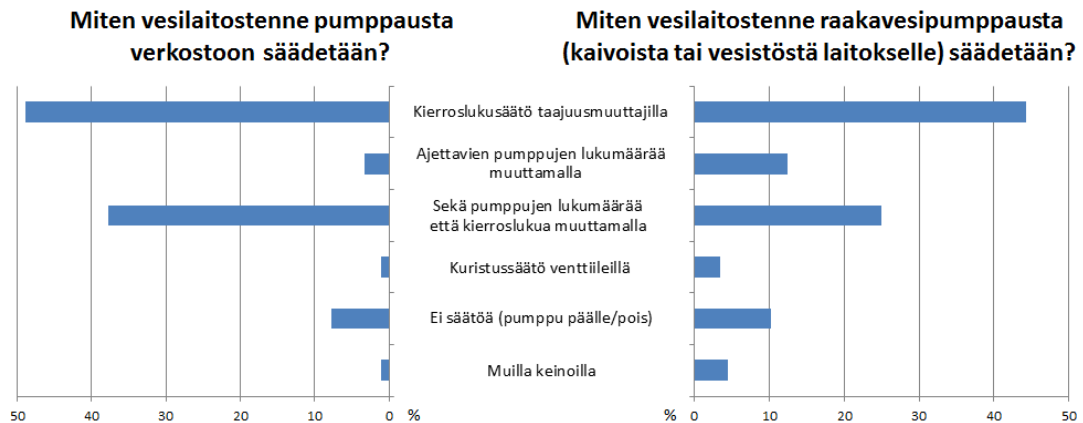
Kokonaisuudessaan tuloksia ja niistä tehtäviä johtopäätöksiä voidaan pitää kohtuullisen edustavina ja suuruusluokan osalta todellisina. Voidaan kuitenkin olettaa energiatehokkuuskyselyn keränneen enemmän vastauksia asiasta keskimääräistä kiinnostuneemmilta ja näin antavan todellisuutta positiivisemmat tulokset.

4.2 Pumppausjärjestelyjen tuloksista

Yleisimmät tavat järjestää verkostopumppaus olivat puhdasvesisäiliöstä kuiva-asenteisilla pumpuilla (51 %) tai suoraan kaivoista uppopumpuilla (23 %). Energiatohokkuuden kehittämisen kannalta potentiaalinen ryhmä ovat puhdasvesisäiliöstä uppopumpuilla pumppaavat (18 %). Jos näissä kohteissa olisi mahdollista siirtyä kuiva-asenteisiin moottoreihin, voisi pumppauksen hyötysuhde parantua pelkästään tällä toimenpiteellä selkeästi.

Verkostopumppauksen lisäksi paljon raakavesipumppauksia hoidetaan uppopumpuilla, joten kokonaisuudessaan uppopumput muodostavat merkittävän osan vesilaitosten pumppauksista. Täten uppomoottorien kehittyvillä hyvien hyötysuhteiden moottoritekniikoilla on vesilaitostoiminnassa merkittävä energiansäästöpotentiaali.

Kierroslukusäätö taajuusmuuttajilla on yleisin tapa säätää pumppauksia, niin laitoksilta verkostoon kuin raakavesilähteistä laitokselle, kuva 11. Taajuusmuuttajakäyttö on niin yleistä, että on perusteltua ottaa se tässä työssä lähtökohdaksi pumppauksille. Monet laitokset myös vaihtelevat pumppujen lukumäärää, mutta yleisintä on yhden kerrallaan käyvän pumpun järjestely. Tämä työ keskittyy tällaisiin järjestelyihin.



Kuva 11. Verkostopumppauksen ja raakavesipumppauksen säätötavat.

Kuristussäätöä esiintyi vastauksissa hyvin vähän, mikä on myönteinen ilmiö. Tätä tulosta todennäköisesti vääristää vastausten pakottaminen vain yhteen vaihtoehtoon. Oletettavasti on laitoksia, joilla kuristussäätöä esiintyy, mutta se ei ole vallitseva ohjauskeino. Lisäksi kuristussäätöä esiintyyneen helppoutensa vuoksi hyvin pienillä laitoksilla, joita kysely ei tavoittanut.

Verkostopumppauksia ohjataan yleisimmin pinnankorkeuksien (45 %) tai paineen (42 %) perusteella ja vesitornit ovat yleisin (65 %) keino ylläpitää verkostopainetta. Erityisesti pienemmillä laitoksilla esiintyi myös paineen ylläpitoa jatkuvalla pumppauksella. Energiatohokkuusnäkökulmasta vesitornit tuovat mahdollisuuden tasaisempaan pumppaukseen ja hillitympään pumppujen mitoittamiseen, kun säiliötilavuudella voidaan tasata kulutusvaihteluita.

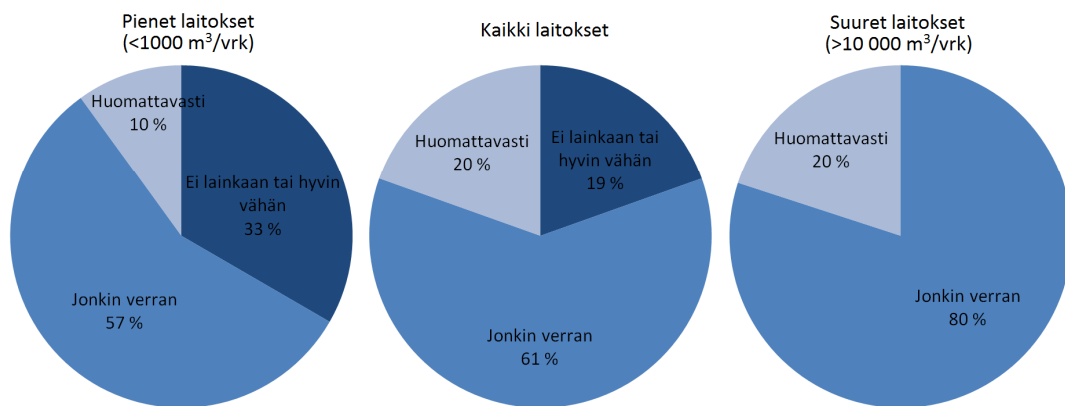
Vajaa neljäsnes vesitornilla painetta ylläpitävistä laitoksista ilmoitti ohjaavansa pumppuja paineen perusteella. Jos tämä ohjauspaine on vakio ympäri vuorokauden, pyrkii järjestelmä käytännössä suhteellisen tasaiseen vesitornin pinnankorkeuteen. Sama tilanne voi olla pinnankorkeuden mukaan ohjatuissa pumppauksissa, jos vesitorninpinnan tavoite on kapealla alueella. Tällaisissa tilanteissa vesitornin keskeistä hyötyä kulutushuippujen tasaajana ei täysimittaisesti hyödynnetä.

Ylivoimainen enemmistö vastaajista (91,1 %) arvioi pumppujensa keskimääräiseksi elinkaareksi yli 10 vuotta ja merkittävä osa (40 %) yli 15 vuotta. Näiden tukemana on perusteltua käyttää vähintään 10 vuoden aikaväliä pumppujen elinkaarikustannusten laskennassa. Näin pitkillä elinkaarilla hankintakustannusten osuus jää hyvin pieneksi korostaen käyttökustannuksia.

4.3 Energiatehokkuuden tuloksista

Kokonaisuudessaan kyselyn perusteella energiatehokkuus kiinnostaa laajalti. Pumppausten energiatehokkuuteen ilmoitti kiinnittävänsä huomiota ”huomattavasti” noin viidennes ja ”jonkin verran” yli puolet vastanneista. Alle viidennes kiinnitti huomiota ”Ei lainkaan tai hyvin vähän”, näiden vastaajien painottuessa pienille laitoksille. Suurten laitosten joukossa ei ollut yhtään tämän vaihtoehdon valinnutta. Näitä tuloksia on esitetty kuvassa 12.

Onko pumppausten energiatehokkuuteen kiinnitetty huomiota?

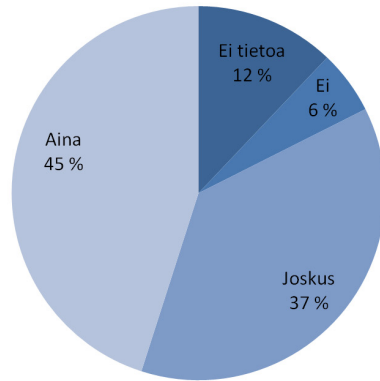


Kuva 12. Pumppausten energiatehokkuuden huomiointi laitokseen mukaan.

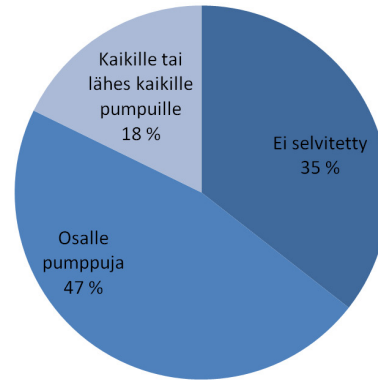
Pumppuvalinta on energiatehokkuuden keskeisimpiä tekijöitä. Noin kaksi kolmesta vastaajasta ilmoitti laitoksen edustajan tekevän pumppuvalinnan, suunnittelijan ollessa seuraavaksi yleisin vaihtoehto noin neljänneksen osuudella. Molemmista näistä vaihtoehdoista voidaan nähdä myös potentiaalisia ongelmia. Laitoksen henkilökunnalla ei välttämättä ole aikaa ja osaamista perehtyä pumppuvalintaan. Ulkopuolinen suunnittelija saattaa painottaa liikaa käyttöönottovaihetta ja toimintavarmuutta pitkän

ajan käyttökustannusten sijaan. Lopulta sillä ei ole merkitystä kuka pumppuvalinnan tekee, vaan valinnan sopivuudella kohteeseen.

Huomioidaanko hyötysuhde pumppuvalinnassa?



Oletteko selvittäneet asennettujen pumppujen hyötysuhteita?



Kuva 13. Hyötysuhteen huomiointi pumppuvalinnassa ja asennettujen pumppujen hyötysuhteiden selvittäminen.

Hyötysuhteen huomioimisessa pumppuvalinnassa on edelleen kehitettävää, sillä alle puolet vastaajista ilmoitti aina näin toimittavan, kuva 13. Energiakustannukset muodostavat hankintahintaa huomattavasti suuremman kuluerän pumpun elinkaareissa, joten niiden huomioiminen on keskeistä hyvään pumppuvalintaan. Tässä työssä annetaan yksinkertaiset ohjeet hyötysuhteen huomioimiseen sekä erityisesti kannustetaan huomioimaan tavallisen käyttöalueen hyötysuhde.

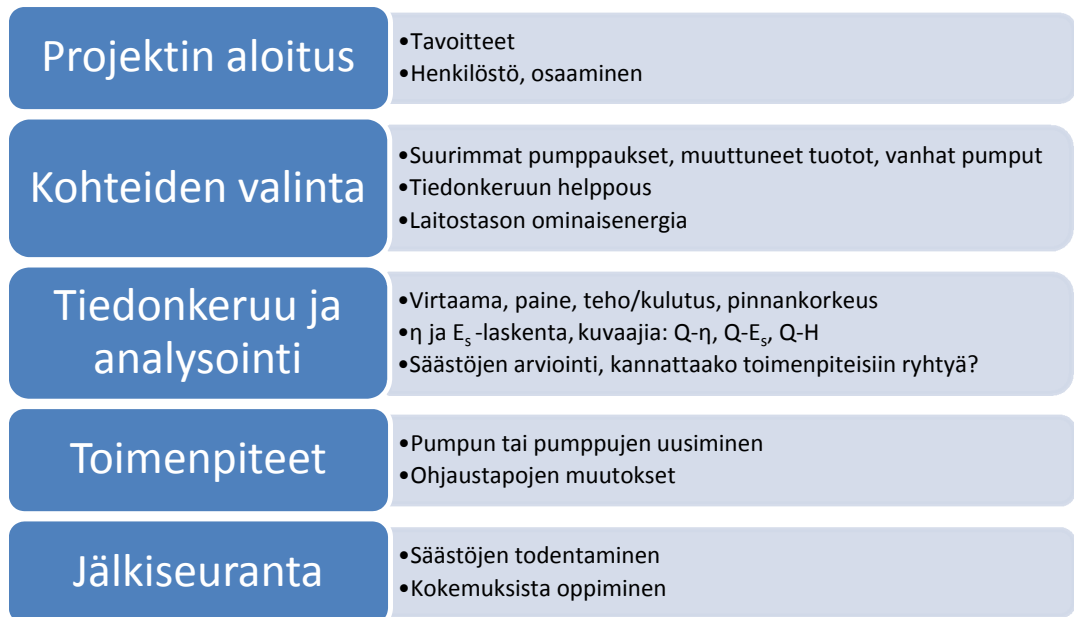
Lähes kaksi kolmannesta vastaajista ilmoitti selvittäneensä hyötysuhteita ainakin osalle asennetuista pumpuistaan, mikä on positiivinen tulos. Jälleen suuret laitokset olivat pieniä valveutuneempia. Edelleen vesilaitoksilla on kuitenkin hyvin paljon pumppauksia joiden hyötysuhteita ei tiedetä ja voidaankin olettaa joukosta löytyvän myös huomattavan energiansäästöpotentiaalinalin kohteita.

Kyselyn perusteella laitostekoko vaikuttaa selkeästi energiatehokkuuden huomioimiseen ja toimenpiteisiin sen edistämiseksi. Suurilla laitoksilla energiatehokkuus on paremmin huomioitu, mikä on odotettu tulos. Suurilla laitoksilla potentiaaliset energiasäästöt ovat rahamääräisesti suuremmat mahdollistaen esimerkiksi ulkopuolisten energiaselvitysten kannattavuuden. Myös omaa henkilöstöä on enemmän ja näin mahdollisuudet jonkun paneutua energiatehokkuusasioihin paremmat. Kyselyn tulosten valossa tämän työn tavoitteena oleva helposti lähestyttävä selvitys energiatehokkuuden perusteista ja parantamisesta vaikuttaa oikein kohdistetulta.

5 Energiatehokkuuden kehittämisen prosessi

5.1 Prosessin yleiskuvaus ja kohteiden valinta

Tässä luvussa käsitellään pumppauksen energiatehokkuuden parantamisen käytännön prosessia, miten vesilaitokset voivat lähestyä asiaa. Todellisuudessa lähestymis- ja toimintatapoja on erilaisia, eikä prosessi välttämättä ole kuvatulla tavalla suoraviivainen. Seuraavassa esitelty lähestyminen ei yritäkään olla kaikenkattava, vaan tarjota helposti lähestyttävät puitteet joita kukin laitos voi soveltaa tapauskohtaisesti. Prosessin vaiheet ja keskeisimpiä tekijöitä on kerätty kuvaan 14.



Kuva 14. Pumppauksen energiatehokkuuden parantamisen prosessin keskeisimmät vaiheet ja tekijät.

Ensimmäinen askel on ylipäätään huomion kiinnittäminen energiatehokkuuteen eli projektin käynnistäminen tai muuten asian ottaminen huomioon toiminnassa. Tätä edistää energiatehokkuuden jatkuvasti saama huomio mediassa, koulutuspäivillä ja lainsäädännössä. Projektia käynnistäessä tulee pohtia sen tavoitteita, vaikka potentiaalisten säästöjen määrä käytännössä onkin hyvin tapauskohtaista. Onko esimerkiksi kaikkien toimenpiteiden oltava taloudellisesti kannattavia, vai annetaanko painoarvoa myös hiilidioksidipäästöjen vähentämiselle? Myös ympäristöystävällisellä julkisuuskuvalla voi olla arvoa itsessään. Projektiin ryhtyvä henkilö tai henkilöt voivat olla hyvin erilaisista lähtökohdista ja pumppausten energiatehokkuuteen voikin perehtyä monella eri tasolla. Työhön ryhtyvä voi olla laitoksen omaa henkilökuntaa, ulkopuolinen asiantuntija tai esimerkiksi määräaikainen harjoittelija.

Yleensä seuraavaksi päätetään mitä pumppauksia otetaan tarkasteluun. Käytännössä pienillä laitoksilla vaihtoehtoja ei välttämättä ole montaa ja kaikki voidaan ottaa käsittelyyn. Usein kuitenkin on ainakin aloitettava jostain rajatusta ryhmästä, vaikka tarkoitus olisi käydä kaikki pumppaukset läpi. Suurin säästöpotentiaali on todennäköisesti suurissa pumppauksissa, kohteissa jossa on vanhat pumput ja laitoksissa joiden tuotto on muuttunut pumppujen mitoituksen jälkeen. Käytännönläheisenä huomioitavana tekijänä on mittaustietojen saatavuus ja keräämisen helppous. Kokonaiskuvaa energiankäytöstä saa laskemalla laitostason ominaisenergian, mihin tarvittavat tiedot (vesimäärä ja sähkönkulutus) ovat käytännössä aina valmiiksi saatavilla jollain tarkkuudella. Pullin (2012b; 2013) ehdottamia tunnuslukuja energiatehokkuudelle ja saneerauskohteiden arviointiin on käsitelty taulussa 10.

Taolu 10. Pulli on esittänyt erilaisia keinoja pumppausten energiatehokkuuden arviointiin ja kehityskohteiden löytämiseen, pumppaamoiden yhteismitallisen energia-arvon laskennalla (2012b) ja pumppaamon energiatehokkuuden tunnusluvun määrittelyllä (2013). Yhteismitallinen energia-arvo skaalaa kaikki pumppaamot vastaamaan tietyllä nostokorkeudella ja vesimäärällä operoivaa pumppaamo. Menetelmässä todellinen mitattu sähkönkulutus kerrotaan mitattujen nostokorkeuden ja virtaaman avulla lasketulla kertoimella. Käytännössä menetelmä tuottaa pumppaamoille samanlaisen keskinäisvertailun kuin vertailemalla keskimääräistä hyötysuhdetta. Näin menetelmä vastaa paljolti myös hyödyiltään ja ongelmiltaan keskimääräisen hyötysuhteen laskentaa. Pumppaamon energiatehokkuuden tunnusluku on suhdeluku pumppaamon todellisen hyötysuhteen ja pumppaamon pumppujen parhaan hyötysuhteen kesken. Tällainen tarkastelu siis kuvaa millaisella hyötysuhdealueella pumppaamo toimii asennettujen pumppujen parhaaseen hyötysuhteeseen nähden. Itse tunnusluku ei ota kantaa pumppaamon absoluuttiseen energiatehokkuuteen, huonon hyötysuhteen pumppaamo voi saada korkean tunnusluvun, jos myös pumppujen paras hyötysuhde on huono. Tunnusluku tuo hieman eri näkökulman pumppaamon energiatehokkuuden seurantaan ja saattaa näin olla hyödyllinen.

Kun kohteet ovat tiedossa, kerätään tarvittavia mittaustietoja ja analysoidaan niitä. Tulosten perusteella arvioidaan säästöpotentiaalın suuruusluokkaa ja näin tarvetta ryhtyä toimenpiteisiin. Mahdolliset toimenpiteet suoritetaan ja vaikutuksia seurataan jälkeinpäin. Näitä vaiheita tiedonkeruusta jälkiseurantaan käsitellään seuraavissa kappaleissa ja keskeisintä toimenpidettä, pumppujen mitoitusta, seuraavassa luvussa.

5.2 Tiedonkeruu

Tiedonkeruuta suoritetaan vesilaitoksilla vaihtelevin käytännöin, lähes olemattomasta laajaan mittaustietojen automaattiseen tallentamiseen. Energiatarkasteluissa

keskeisimpiä rajoituksia onkin usein tietojen puute. Jos ei tiedetä keskeisiä pumppauksen suureita, on vaikea arvioida energiatehokkuutta tai keinoja sen parantamiseksi.

Pumppauksen energiatehokkuuden näkökulmasta kolme mittaustietoa ovat keskeisiä: virtaama, paine ja teho tai sähkönkulutus. Tässä kappaleessa käsitellään lyhyesti näiden suureiden yksiköitä sekä keinoja niiden mittaamiseen. Yleisesti haastavin ja vähiten mitattu näistä on teho tai sähkönkulutus. Matalamman tason analyysiä on mahdollista tehdä myös ilman tehotietoa, pumppukäyriltä arvioiden.

Tietotekniikan kehittymisen myötä tallennuskapasiteetti on nykyään edullista. Erilaisten mittaustietojen jatkuva ja laajamittainen tallentaminen ei tuo tallennuskapasiteetin puolesta kuin vähäisiä kustannuksia. Kustannukset koostuvat lähinnä aloitusvaiheesta, miten mittaustiedot saadaan tallentumaan automaattisesti. Tämä puolestaan riippuu paljolti automaatiojärjestelyistä. Mittaustietojen laajamittainen tallentaminen tuo paljon mahdollisuuksia myös energiatehokkuustarkastelujen ulkopuolella.

Yksittäisiä mittauksia tehtäessä mittausajankohta kannattaa valita vastaamaan mahdollisimman hyvin tavanomaisia pumppausolosuhteita, esimerkiksi vesitornin pinnantason ja muiden läheisten pumppausten kannalta. Yleensä pumppauksen virtaama vaihtelee, joten myös hyötysuhde halutaan selvittää usealla virtaamalla. Tällöin muutetaan pumpun virtaamaa, annetaan virtaustilanteen tasaantua ja kirjataan ylös mittaustiedot (teho, virtaama, paine). Mittauspisteitä kannattaa kerätä useita.

5.2.1 Virtaama

Virtaama eli tilavuusvirta on vesilaitosten perustieto ja yleensä valmiiksi saatavilla. Usein virtaama-arvoja myös tallennetaan, paperille tai digitaalisesti. Yksikkönä käytetään vesihuollossa yleisesti m^3/h tai l/s . Virtausmekaniikan laskennassa käytetään SI-yksikköä m^3/s .

Tämän työn puitteissa on johdonmukaisuuden vuoksi, alun virtausmekaniikan yhtälöitä lukuun ottamatta, käytetty virtaamalle yksikköä m^3/h . Tähän viitataan kirjaimella Q . Kaavoissa jossa on käytetty yksikköä m^3/s , siihen on viitattu pienellä kirjaimella q .

Vesihuollossa yleisin tapa mitata virtaamaa ovat sähkömagneettiset virtausmittarit. Näille tyyppinen virhe on luokkaa $\pm 0,5 \%$ (RIL, 2004). Myös muunlaisia virtausmittareita käytetään. Mittaustarkkuus löytyy mittalaitteen käyttöohjeista. Yleensä virhe kasvaa mittarin ikääntyessä.

5.2.2 Paine

Paine on virtaaman ohella toinen vesihuollon perussuure. Vesihuollossa mitattavia paineita verrataan paine-erona ilmanpaineeseen, esimerkiksi yhden baarin tarkoittaessa yhtä baaria ilmanpaineen lisäksi. Nykyään useimmat painemittarit perustuvat metalliputken muodonmuutokseen, jossa paineen voiman metalliputkeen välittää teräskalvo. Mittausarvo joko luetaan suoraan mittarin asteikolta tai muutetaan sähköiseen muotoon. Tyypillinen tarkkuus tällaisille mittareille on 0,5...1 %. Tarkkuus voi kuitenkin heikentyä huomattavasti mittarin ikääntymisen myötä. (RIL, 2004)

Usein verkostopumppauksissa imupuolen paine tulee vesisäiliöstä ja sen pinnankorkeudesta suhteessa pumppuun. Yleinen menetelmä pinnankorkeuksien mittaamiseen on säiliössä roikkuva hydrostaattista painetta mittaava paineanturi. Virhe vaihtelee, mutta on usein pieni verrattuna painepuolen mittausten tarkkuuteen, koska mittausväli on huomattavasti pienempi.

Paineen ilmaisemiseen on useita yksiköitä laajassa käytössä. Paineen SI-yksikkö on pascal (Pa). Monet painemittarit mittaavat yksikössä baari (bar). Vesihuollossa usein hahmottamisen kannalta kätevin paineen yksikkö on metriä vesipatsasta (mvp). Taulukkoon 3 on kerätty yleisimmät paineyksiköt ja niiden muunnokset metreiksi vesipatsasta.

Taulukko 2. Paineen yleisimmät yksiköt ja niiden muunnokset.

$1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa}$
$1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = 100\,000 \text{ Pa}$
$1 \text{ mvp} = 9,81 \text{ kN/m}^2 \text{ (} g = 9,81 \text{ m/s}^2, \rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \text{)}$
$\rightarrow 100\,000 \text{ Pa} = 10,19 \text{ mvp}$
$\rightarrow 1 \text{ bar} = 10,19 \text{ mvp}$

Yleisimmät vesihuollon painemittarit mittaavat vain virtauksen staattista painetta. Tavallisesti dynaamisen paineen osuus onkin niin pieni, että sen puuttumisesta aiheutuvalla virheellä ei ole käytännön merkitystä. Tarkkoja mittauksia tehtäessä, esimerkiksi hyötysuhteen tarkkoja mittauksia varten, tulee kuitenkin myös dynaamisen paineen osuus ainakin arvioida ja mahdollisesti ottaa mukaan laskentaan. Dynaaminen paine voidaan laskea suoraan virtausnopeudesta, joka saadaan virtaamasta putken halkaisijan perusteella. Se on siis tarvittaessa mahdollista ottaa huomioon ilman erillistä mittausta, kun virtaama ja putken halkaisija tunnetaan. Taulussa 11 on hahmotettu dynaamisen paineen suuruusluokkaa vesihuollolle tavallisilla virtausnopeuksilla.

Taulu 11. Kaavasta 2 voidaan poimia nopeuskorkeuden termi:

$$\text{Nopeuskorkeus (m)} = \frac{v^2}{2 * g}$$

Esimerkiksi virtausnopeudella 1 m/s tulee dynaamiseksi paineeksi noin 0,05 mvp ja virtausnopeudella 2,5 m/s tulee dynaamiseksi paineeksi noin 0,32 mvp. Tämän kokoluokan paineiden osuus kokonaispaineesta on pieni, sillä staattinen paine verkostossa on yleensä > 30 mvp.

5.2.3 Teho ja sähkönkulutus

Suorat tehomittaukset

Tehotietoja voidaan kerätä suoraan mittaamalla eri vaiheista pumppujärjestelmää. Sähkömittaukset erilaisine virhelähteineen ovat laaja kokonaisuus, joiden tarkempi käsittely ei ole tässä yhteydessä mahdollista.

Pumpun akselin tehoa voidaan mitata esimerkiksi mittaamalla akselin vääntömomenttia ja pyörimisnopeutta. Sähkömoottorin ottamaa tehoa voidaan mitata yleismittarilla. Taajuusmuuttajan mukanaolo järjestelmässä aiheuttaa muutoksia sähkön muotoon. Taajuusmuuttajan tuottama sähkövirta ei ole täysin sinimuotoista, vaan approksimoi sitä. Tämä saattaa aiheuttaa huomattavaakin virhettä taajuusmuuttajan jälkeisiin mittauksiin, jos mittalaite ei kykene tätä huomioimaan. Taajuusmuuttaja vaikuttaa myös tulopuolensa sähkövirtaan, mutta vaikutus on huomattavasti pienempi. (Almeida et al., 2009; ISO 9906, 2012)

Tehotiedot taajuusmuuttajalta

Useimmista nykyaikaisista taajuusmuuttajista sähkömoottorille syötetty teho on mahdollista saada näytölle tai ulostulona. Taajuusmuuttajat ovatkin käytännössä usein helpoin keino selvittää pumppujen teho. Erillisiä mittalaitteita ei tarvita, jos pumppu on valmiiksi taajuusmuuttajaohjattu.

Taajuusmuuttajan tuottaman tehotiedon tarkkuus vaihtelee huomattavasti riippuen mm. laitteen ohjaustavasta, valmistajasta, mallista ja asetuksista. Erilaisille yhdistelmille näitä on tehotietojen virheeksi arvioitu ja mitattu esimerkiksi välillä 0...7 % (Ahonen, 2011; Ahonen et al., 2011; Mar, 2013), suurimmassa osassa olosuhteita virheen ollessa selvästi ylempää ääripäätä pienempi. Taajuusmuuttajan tehotietoja käytettäessä niitä voidaan kuitenkin yleensä pitää suurimpana virhelähteenä pumppujen energiakäytön laskennassa.

Tehotietoja voidaan kerätä yksinkertaisesti lukemalla niitä taajuusmuuttajan näytöltä. Tämä on yleensä selkeästi helpoin ja halvin keino selvittää tehotietoja. Energiatehokkuuden jatkuvaa seuranta ja kehittämistä varten tehotietojen automaattinen kerääminen on erittäin hyödyllistä. Kun tietoa kertyy paljon, saadaan tilanteesta tarkempi analyysi ja voidaan seurata pidemmän aikavälin muutoksia. Tiedonkäsittely on myös huomattavasti helpompaa, kun tieto on valmiiksi sähköisessä muodossa.

Yleensä taajuusmuuttajat kertovat tehotietona taajuusmuuttajan moottorille syöttämän tehon. Tällöin taajuusmuuttaja todellisuudessa ottaa omien häviöidensä verran enemmän sähköä verkosta. Näin pumppauksen todellinen sähkönkulutus on hieman taajuusmuuttajan mittaustietoa suurempi.

Kulutustietojen keruu sähköyhtiön kautta

Nykyään suurin osa sähköliittymistä on varustettu etäluettavilla sähkömittareilla, ns. älymittareilla. Näiden avulla sähkönkulutusta mitataan tuntitason tietona ja tämä tieto on myös asiakkaan saatavilla sähköyhtiön verkkosivujen kautta. Tämä on hyvin helppo tapa hankkia tietoa energiankäytöstä, kun uusia mittalaitteita ei tarvita. Toinen selkeä etu tässä tiedonkeruutavassa on tiedon määrä – sitä on yleensä saatavilla jatkuvana ja pitkältä aikaväliltä. Tämä on tiedonkeruutapana melko uusi, joten monin paikoin ei välttämättä ole vielä herätty sen tarjoamiin mahdollisuuksiin.

Etäluettaviin tuntipohjaisiin mittareihin siirtymisestä ja tiedon välittämisestä asiakkaille määrätään Valtioneuvoston asetuksessa 66/2009. Keskeisin asetuksen siirtymäajoista päättyi vuoden 2013 lopussa, johon mennessä vähintään 80 % verkonhaltijan käyttöpaikoista tuli olla etäluennan piirissä. Tarkempia tietoja etäluennasta löytyy Valtioneuvoston asetuksen lisäksi esimerkiksi Energiateollisuuden raportista ”Tuntimittauksen periaatteita” (Energiateollisuus, 2010).

Käytännössä asiakkaat yleensä hakevat kulutustiedot sähkömyyjän verkkosivujen kautta. Sivuille kirjaudutaan omiin liittymiin sidotuilla tunnuksilla. Kulutustietojen esittämisen ja hakemisen käyttöliittymä on yhtiökohtaista. Ainakin osa mahdollistaa tietojen lataamisen esimerkiksi suoraan Excelissä käyttökelpoisessa .csv –muodossa, jolloin tietojen jatkokäsittely on helppoa.

Sähköyhtiöltä hankittu kulutustieto on sähköliittymän tarkkuudella, jolloin pumppauksen osuus kulutuksesta vaihtelee suuresti kohteesta riippuen. Vähiten muuta kulutusta pumppauksen lisäksi on yleensä paineenkorotusasemilla. Vesilaitoksilla tilanne vaihtelee huomattavasti. Kaivoille ja näin kaivopumppauksille saattaa olla oma sähköliittymä, jonka kulutus on lähes kokonaan pumppujen kulutusta.

Liittymätason sähkönkulutustietoa on myös mahdollista käsitellä edelleen pumppauksen kulutuksen tarkentamiseksi. Tällöin etsitään kulutustiedoista sellaisia tunti-arvoja, jolloin pumppaus on ollut pysäytettynä laitoksen muun toiminnan ollessa normaalilla tasolla.

Tällaisia kulutustietoja voidaan tarvittaessa erikseen tuottaa. Nämä arvot kuvaavat laitoksen muun kulutuksen perustasoa, joka tällöin voidaan vähentää kaikista kulutusarvoista. Periaatetasolla jäljelle jää pumppauksen energiankulutus. Menetelmä on karkea, sillä usein laitoksilla on pumppauksen lisäksi muutakin vaihtelevaa sähkönkulutusta. Myöskään verkostopumppauksen pysäyttäminen tunniksi muun toiminnan jatkuessa ei kaikilla laitoksilla ole mahdollista.

Liittymätason tiedoista voidaan helposti laskea laitostason ominaisenergioita ja näin esimerkiksi vertailla eri laitoksia keskenään tai etsiä potentiaalisimpia kohteita tarkemmalle energiatarkestellulle. Ominaisenergian vaihtelua pumpatun määrän suhteen tai pitkällä aikavälillä voidaan myös seurata. Pumppausten hyötysuhteitakin on mahdollista laskea, tietojen tarkkuudesta riippuen. Energiatarkkuustoimien tuloksien seuraamiseen sähköyhtiön tiedot ovat keskeinen keino, sillä lopulta niiden perusteella sähköstä maksetaan.

5.3 Tiedonkäsittely ja analysointi

5.3.1 Yleisesti tietojenkäsittelystä ja laskennasta

Tämän työn puitteissa suoritettava laskenta on kokonaisuutena tarkastellen kevyttä. Tiedonkeruutavasta riippuen käsiteltävää tietoa voi kuitenkin olla paljon. Kaikki tämän työn peruslaskenta on mahdollista suorittaa tavallisilla taulukkolaskentaohjelmilla ilman erityisosaamista.

Aikaleimoista

Kun tietoa haetaan eri järjestelmistä, aikaleimoilla voi olla eri merkityksiä. Esimerkiksi kerätessä virtaamatietoja automaatiojärjestelmästä ja sähkönkulutustietoja sähköyhtiöiden kautta toisessa järjestelmässä aikaleima 10:00 saattaa viitata aikavälin 9:00-10:00 tietoihin ja toisessa järjestelmässä aikavälin 10:00-11:00 tietoihin.

Ensinnä kannattaa tutkia ilmoitetaanko jossain, mihin aikaväliin milläkin aikaleimalla viitataan. Jos tietoa ei ole saatavilla, yleensä tämän pystyy päättämään tietojen keskinäisestä yhteydestä (esimerkiksi jonkun tunnin alussa pumppaus sammutettu – myös sähkönkulutus putoaa). Tarkkana tulee olla myös kesä- ja talviaikaan siirtymisen vaikutuksesta.

Keskiarvojen laskennasta

Laskettaessa keskiarvoja hyötysuhteista ja ominaisenergioista tulee olla tarkkana ajallisen keskiarvon ja vesimäärää kohti olevan keskiarvon välillä. Jos aikapohjaisesta

tiedosta (esimerkiksi hyötysuhde tai ominaisenergia minuutin välein) laskee suoraan keskiarvon, saa ajallisen keskiarvon. Hyötysuhde ja ominaisenergia kuitenkin ”käyttävät energiaa” vesimäärää kohti, ei aikayksikköä kohti. Pääsääntöisesti täytyy käyttää virtaamapainotettua keskiarvoa. Pisteiden hyötysuhdetta tai ominaisenergiaa painotetaan kyseisen pisteen virtaamalla (eli millaiselle vesimäärälle työtä tehdään ko. hyötysuhteella tai ominaisenergialla). Tällöin vesimäärän avulla laskettu energiankulutus tuottaa oikean tuloksen. Ajallinen keskiarvo on helpompi laskea ja voi olla joissain tapauksissa hyödyllinen asioiden hahmottamisessa, mutta sen kanssa laskennassa tulee olla varovainen. Laskentaa on käsitelty taulussa 12.

Taulu 12. Ajatellaan esimerkkinä tilannetta, jossa pumpataan ensin tunti virtaamalla $Q_1 = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ ja sitten tunti virtaamalla $Q_2 = 100 \text{ m}^3/\text{h}$. Nostokorkeus on $H_1 = H_2 = 30 \text{ m}$ ja pisteiden hyötysuhteet $\eta_1 = 0,6$ ja $\eta_2 = 0,7$. Tällöin $P_1 = 6,81 \text{ kW}$ ja $E_1 = 0,13625 \text{ kWh/m}^3$ sekä $P_2 = 11,68 \text{ kW}$ ja $E_2 = 0,11679 \text{ kWh/m}^3$.

Nopeasti ajatellen olisi houkuttelevaa laskea suoraan aritmeettinen keskiarvo esimerkiksi ominaisenergioista, yksinkertaisesti: $(E_1 + E_2) / 2 = 0,12652 \text{ kWh/m}^3$. Ajallisesti pumpattiin keskimäärin tällä ominaisenergialla. Pumpatun kokonaisvesimäärän kanssa tästä saataisiin energiankulutukseksi $0,12652 \text{ kWh/m}^3 * 150 \text{ m}^3 = 18,98 \text{ kWh}$. Tämä on kuitenkin virheellinen arvo, sillä vaikka molemmilla ominaisenergioilla pumpattiin sama aika, ominaisenergialla E_2 pumpattiin todellisuudessa kaksinkertainen vesimäärä. Jos ominaisenergiasta halutaan keskiarvo, tulee laskea virtaamapainotettu keskiarvo

$$\frac{E_1 * Q_1 + E_2 * Q_2}{Q_1 + Q_2} = 0,12328 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \right)$$

Vesimäärää kohti pumpattiin keskimäärin tällä arvolla. Tällä laskettuna energiankulutukseksi saadaan oikea lukema $0,12328 \text{ kWh/m}^3 * 150 \text{ m}^3 = 18,49 \text{ kWh}$. Vastaava laskenta pätee hyötysuhteen kohdalla.

Tulee huomioida, että hyötysuhteesta ja ominaisenergiasta poiketen teho on määritelmänsä mukaan tehty työ aikayksikköä kohti. Keskimääräinen teho $(P_1 + P_2) / 2 = 9,245 \text{ kW}$ tuottaa ajalla kerrottuna oikean kulutuksen $9,245 \text{ kW} * 2 \text{ h} = 18,49 \text{ kWh}$. Tässä tapauksessa oikea arvo olisi saatu myös suoraan laskemalla tehoarvot yhteen. Usein tieto ei kuitenkaan ole tunnin arvoina, joten suoraan tehojen summaamista ei tule ottaa tavaksi (tai sitten täytyy lopuksi huomioida tietojen aikaväli).

5.3.2 Hyötysuhteen ja ominaisenergian laskenta

Hyötysuhteen ja ominaisenergian laskenta mittaustiedoista

Hyötysuhteen ja ominaisenergian laskenta on pumppauksen energiatehokkuusarvioinnin perustyökalu. Näitä tunnuslukuja voidaan piirtää kuvaajiin esimerkiksi virtaaman, nostokorkeuden tai ajan suhteen.

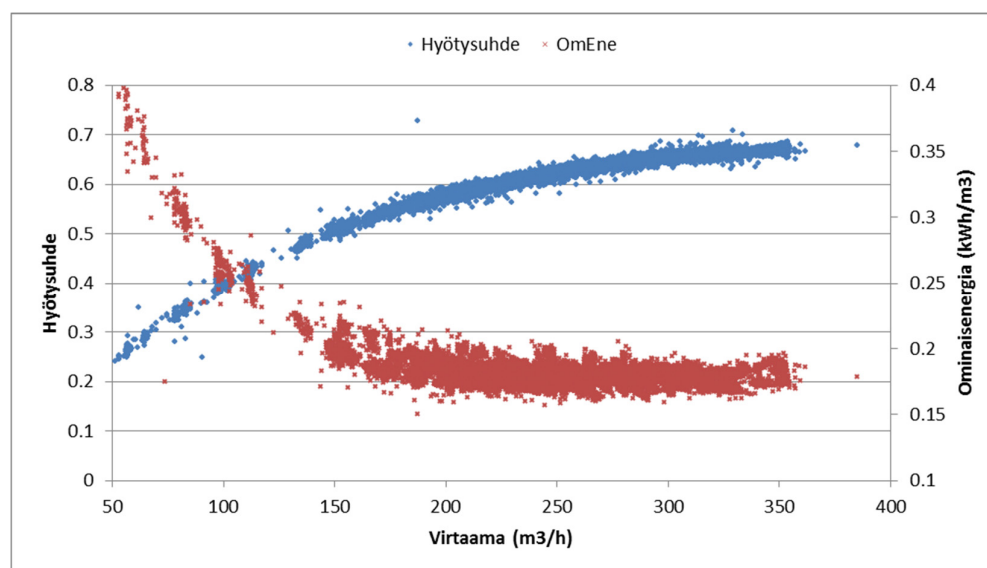
Yleensä taulukkolaskentaohjelmissa tiedot ovat mittauspisteittäin riveillä, jolloin eri sarakkeissa ovat tässä tapauksessa nostokorkeus, virtaama ja teho. Näistä voidaan laskea hyötysuhde ja ominaisenergia luvussa 2 esitettyjen yhtälöiden 9 ja 11 avulla:

$$\eta = \frac{2,725 * H (m) * Q \left(\frac{m^3}{h} \right)}{P (W)} \quad ja \quad E_s \left(\frac{kWh}{m^3} \right) = \frac{P (W)}{Q \left(\frac{m^3}{h} \right) * 1000}$$

Virtaamapainotettu keskiarvo voidaan selvittää laskemalla ensin yhdelle lisäsarakeelle jokaisen rivin virtaaman ja hyötysuhteen (tai ominaisenergian) tulo. Seuraavaksi lasketaan tämän sarakkeen summa, eli näiden tulojen summa. Erikseen lasketaan pelkän virtaamasarakkeen summa. Lopuksi virtaama-hyötysuhde –tulojen summa jaetaan virtaamasarakkeen summalla.

Graafinen tarkastelu auttaa hahmottamaan tuloksia. Usein on havainnollista tarkastella hyötysuhteen ja ominaisenergian tuloksia virtaaman funktiona, jolloin piirretään X-akselille virtaama ja Y-akseleille hyötysuhde ja ominaisenergia, kuten taulun 13 esimerkissä.

Taulu 13. Kuvassa on esimerkkinä esitetty Rusutjärven vesilaitoksen Laakson puolen pumppauksen hyötysuhde ja ominaisenergia virtaaman suhteen. Tiedot on kerätty automaatiojärjestelmästä ja tehotiedot ovat taajuusmuuttajan tuottamia moottorin ottotehoja. Alle 150 m³/h virtaamia ei tavallisesti ajeta, niitä tuotettiin tahallisesti kokonaiskuvan saamiseksi.



Kuvaajasta voidaan lukea hyötysuhteen olevan kohtuullisella tasolla, tavallisesti välillä 55...69 %. Hyötysuhde kasvaa virtaaman kasvaessa, sillä pumput ovat suurehkot ja ajautuvat tällöin lähemmäs parasta toiminta-aluetta.

Kuvaaja myös havainnollistaa hyötysuhteen ja ominaisenergian keskeistä eroa. Hyötysuhde nousee koko kuvaajan matkalla, mutta ominaisenergia tasaantuu välillä 200...250 m³/h, eikä enää laske yli 250 m³/h virtaamilla vaikka hyötysuhde kasvaa. Tämä johtuu virtausvastusten kasvusta suurilla virtaamilla. Tämä lisää tehtävän työn tarvetta, vaikka työtä tehdäänkin paremmalla hyötysuhteella. Tässä tapauksessa saman vesimäärän pumppaamiseen kuluu yhtä paljon energiaa pumppaamalla 250 m³/h noin hyötysuhteella 62 % tai 350 m³/h noin hyötysuhteella 68 %.

Hyötysuhteen arviointi pumppukäyrän ja affiniteettisääntöjen avulla

Alennetun kierrosluvun toimintapisteen hyötysuhteesta voidaan tehdä arvioita täyden kierrosluvun pumppukäyrän avulla, ilman mitattuja teho- tai sähkönkulutustietoja. Tällaisella menetelmällä voidaan esimerkiksi vertailuvaiheessa ennen pumppujen hankintaa tehdä arvio todellisten toimintapisteen hyötysuhteista ja käyttää niitä vertailun energialaskennassa. Myös jo asennettujen pumppujen kohdalla tällainen menetelmä voi olla hyödyllinen, jos tehotietoa ei ole saatavilla pumpun todellisen hyötysuhteen laskemiseksi.

Hyötysuhteen arviointi on suoraviivaista pumppukäyrien lukemista, jos käyrät löytyvät käytössä oleville kierrosluvuille tai riittävän lähelle niitä. Usein kuitenkin pumpun tai pumpputarjouksen mukana toimitetaan pumppukäyrä vain nimelliskierrosluvulle piirrettynä, mutta pumppua ajetaan alemmalla kierrosluvulla. Pumpun todellinen, alennetun kierrosluvun pumppukäyrä, jää tuntemattomaksi.

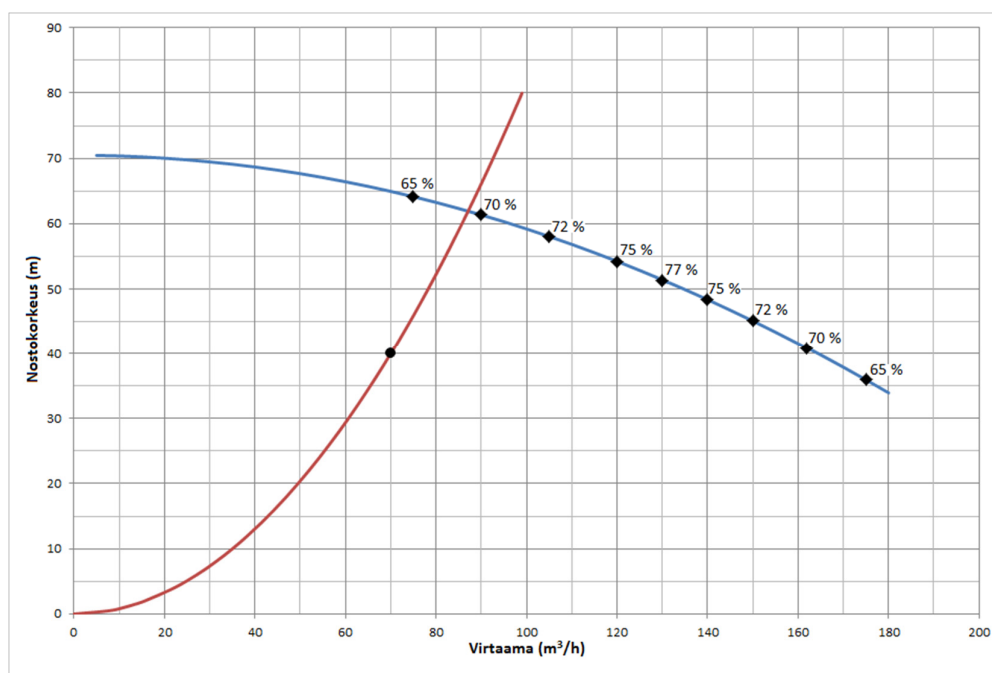
Pumpun alennetun kierrosluvun toimintapisteen hyötysuhde on kuitenkin mahdollista arvioida kohtuullisella tarkkuudella affiniteettisääntöjen ja nimelliskierrosluvun pumppukäyrän avulla. Koko alennetun kierrosluvun pumppukäyrä on mahdollista piirtää, mutta tässä keskitytään antamaan yksinkertaiset ohjeet halutun pisteen hyötysuhteen arviointiin. Affiniteetikäyrä kulkee saman hyötysuhteen pisteiden kautta (kappale 2.4). Tätä käyrää voidaan liikkua molempiin suuntiin: laskea alemman tai korkeamman kierrosluvun vastin pisteitä.

Lähtökohtana on se toimintapiste jonka hyötysuhde halutaan selvittää. Kun piirretään tämän pisteen kautta kulkeva affiniteettiparaabeli, jossain kohdassa tämä affiniteettiparaabeli ja täyden kierrosluvun pumppukäyrä leikkaavat. Tämän leikkauspisteen hyötysuhde on mahdollista lukea täyden kierrosluvun pumppukäyrälle merkityistä hyötysuhteista tai täyttä kierroslukua vastaavalta erilliseltä hyötysuhdekäyrältä. Tällöin tämä sama hyötysuhde on voimassa kaikissa käyrän pisteissä, myös tarkastelupisteessä.

Tällaisella menetelmällä saa yksinkertaisesti tehtyä kohtuullisia arvioita alemmien toimintapisteen hyötysuhteista. Arvio on sitä tarkempi, mitä lähempänä arvioitava piste on täyden kierrosluvun pumppukäyrää. Tällaista arviointimenetelmää on havainnollistettu taulussa 14.

Taulu 14. Kuvassa on havainnollistettu hyötysuhteen arviointia affiniteettiparaabelin avulla. Ylhäällä kuvassa kulkee täyden kierrosluvun pumppukäyrä, johon on merkitty käyrää vastaavia hyötysuhteita. Todellinen käyttöpiste, jonka hyötysuhde halutaan selvittää, on selvästi alempana kohdassa 70 m³/h ja 40 m. Kuvaajaan on myös piirretty tämän pisteen kautta kulkeva affiniteettiparaabeli, ratkaistuna toimintapisteen ja yhtälön 17 avulla:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_1}{40}} * 70$$



Affiniteettikäyrä leikkaa nimelliskierrosluvun pumppukäyrän noin pisteessä 87 m³/h ja 62 m. Tämä on hieman 70 % hyötysuhdepisteen huonommalla puolella. Tämän pisteen hyötysuhteeksi voidaan arvioida noin 69 %. Affiniteettiparaabelin pisteet vastaavan tämän hyötysuhteen pisteitä, joten myös pisteessä 70 m³/h ja 40 m pumpun hydraulinen hyötysuhde olisi noin 69 %.

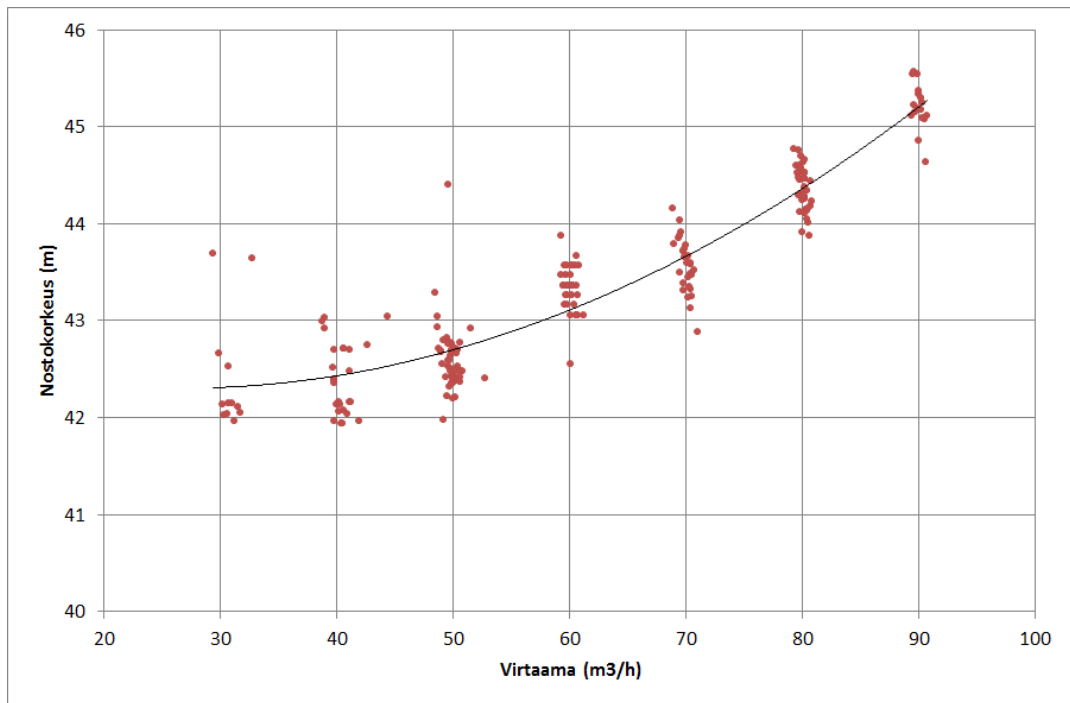
Esimerkin tapauksessa ollaan selkeästi parhaan hyötysuhdealueen vasemmalla puolella, eli nostokorkeus on suuri suhteessa virtaamaan. Tällainen tilanne on vesilaitostoiminnalle melko tyypillistä johtuen staattisen nostokorkeuden suhteessa suuresta osuudesta kokonaisnostokorkeudesta. Kuvaajan pumpun parhaan hyötysuhteen piste on 130 m³/h ja 52 m, joka olisi esimerkkilaitoksen mitoitusvirtaama ja sitä vastaava nostokorkeus. Kuitenkin kun virtaama pudotetaan arvoon 70 m³/h (noin 54 % mitoitusvirtaamasta), putoaa nostokorkeus vain arvoon 40 m (noin 77 % nimellisnostokorkeudesta).

5.3.3 Virtausvastusten arviointi

Pumppaamokokonaisuuden toiminnan ymmärtämiseksi on hyödyllistä selvittää myös systeemikäyrä, eli virtaama-nostokorkeus –kuvaaja. Tältä käyrältä löytyvät pumppaamon toimintapisteet ja se auttaa havainnoimaan kuinka suuri osa nostokorkeudesta on staattista ja kuinka suuri osa virtausvastuksia. Systeemikäyrä voidaan piirtää joko koko käytettävissä olevasta tietomäärästä tai tuottaa tiedot erikseen tätä tarkoitusta varten ajamalla pumppua erilaisilla kierrosluvuilla.

Tiedoista piirretään nostokorkeus y-akselille ja virtaama x-akselille. Oletetaan käsittelyn tapahtuvan Excelissä. Hahmottamista helpottaa trendiviivan piirtäminen. Usein virtaushäviöiden oletetaan olevan verrannollisia virtausnopeuden toiseen potenssiin, joten 2. asteen polynomi –trendiviivaa käyttämällä yleensä saadaan havaintoihin sopiva käyrä. Tarkempaa arviointia varten kannattaa myös trendiviivan yhtälö laittaa näkyville. Excelissä kannattaa huolehtia, että kertoimien edessä näytetään tarpeeksi desimaaleja. Muuten pyöristykset voivat tuottaa yhtälön käyttäjälle selkeän virheellisiä tuloksia.

Kuvassa 15 on esimerkkinä esitetty Vähänummen vesilaitoksen nostokorkeus-virtaama –kuvaaja. Tässä kohteessa nostokorkeuden kasvu on varsin maltillista, alle 10 % nostokorkeudesta suurimmalla virtaamalla.



Kuva 15. Vähänummen vesilaitoksen virtaushäviöiden kasvu virtaaman suhteen.

Nostokorkeuden kasvulle virtauksen mukana voidaan laskea energiakustannuksia laskemalla vesimäärän ja ”ylimääräisen” nostokorkeuden tuoma energiankulutus yhtälöllä 7, mielellään vielä huomioiden hyötysuhde. Näin voidaan arvioida virtaamaa tasaamalla saavutettavia säästöjä.

5.3.4 Analyysi ja toimenpiteet

Pumppauksen analyysistä saadaan yleensä tietoa pumppauksen virtaamasta, nostokorkeudesta, hyötysuhteesta ja ominaisenergiasta. Nostokorkeuden kasvu virtausvastusten myötä voi olla merkittävä energiankuluttaja, mutta toimenpiteet ovat käytännössä yleensä rajoittuneet virtaamien tasaamiseen.

Hyötysuhteen ja ominaisenergian arvoja voidaan pääpiirteissään tulkita seuraavasti:

- Alhainen keskimääräinen hyötysuhde tarkoittaa lähes aina energiansäästöpotentiaalia ja täten erityisesti näihin pumppauksiin kannattaa keskittyä.
- Korkea keskimääräinen hyötysuhde ei poissulje energiansäästöpotentiaalia, sillä kohteessa silti saatetaan tehdä turhaa työtä korkeiden virtausvastusten takia.
- Matala ominaisenergia tarkoittaa matalaa energiansäästöpotentiaalia, kokonaisuuden on oltava tehokas tähän päästäkseen.
- Korkea ominaisenergia vihjaa korkeaa energiansäästöpotentiaalia, mutta ei sitä suoraan tarkoita. Esimerkiksi korkea verkostopaine vaatii välttämättä paljon energiaa, vaikka sitä ei tuhlatkaisi.

Hyötysuhteelle voidaan laskea karkeita nyrkkisääntöjä, vaikka se tarkemmin riippuikin monista tekijöistä. Tasaisen virtaaman kohteissa päästään huomattavasti helpommin hyvään keskimääräiseen hyötysuhteeseen kuin suuresti vaihtelevissa sovelluksissa. Pienet pumput ja moottorit saavuttavat huonompia hyötysuhteita.

Yli 70 % keskimääräistä hyötysuhdetta pumppu-moottori –yhdistelmälle voidaan suuria kohteita lukuun ottamatta pitää kiitettävänä (tämä vaatisi esimerkiksi noin pumppu 76 % ja moottori 92 % hyötysuhteet). Alle 60 % keskimääräisellä hyötysuhteella toimivissa pumppauksissa on yleensä säästöpotentiaalia, jos kohde ei ole hyvin pieni tai virtaama hyvin suuresti vaihteleva.

Oikeiden toimenpiteiden valinta riippuu monesta muuttujasta, eikä yleispäteviä ohjeita ole mahdollista antaa. Keskeisimmät keinot parantaa pumppauksen energiatehokkuutta ovat muuttamalla pumppauksen ohjaustapoja tai uusimalla pumppu tai pumppuja. Ohjaustapojen muutosmahdollisuudet vaihtelevat voimakkaasti pumppausjärjestelyjen ja verkoston kokonaisuuden mukaan. Usein ainoaksi käytännölliseksi keinoksi jää pumpun tai pumppujen uusiminen. Tätä ei tule vältellä, tulee muistaa pumpun hankintahinnan muodostavan vain pienen osan kokonaiskustannuksista.

Mahdollisia säästöjä on kyettävä arvioimaan jollain tarkkuudella. Haaste on arvioida uudella pumpulla saavutettavia hyötysuhteita realistisesti. Epävarmuuksien vuoksi on hyödyllistä laskea säästöjä erilaisilla skenaarioilla ja arvioida niiden saavutettavuutta.

5.3.5 Jälkiseuranta

Energiatehokkuustoimien jälkiseurannalla selvitetään ovatko odotetut säästöt toteutuneet. Jälkiseurannan avulla kokemuksista opitaan ja usein arvioidaan hyötyjä jatkaa seuraaviin kohteisiin. Olisi tärkeää uskaltaa jakaa myös epäonnistuneita ja huonoja kokemuksia energiatehokkuuden kehittämistä, sillä niiden avulla muut voivat välttyä samoilta virheiltiltä.

Jälkiseurantaan sähköyhtiöltä saatavat kulutustiedot ovat tärkeitä. Sähköyhtiön tuntitietojen perusteella sähköstä laskutetaan, joten näiden arvojen lasku on varmasti rahallista säästöä. Ongelman voi muodostaa sähkönkulutuksen vaihtelu energiatehokkuustoimista riippumattomista syistä, jolloin toimenpiteiden vaikutus voi olla hankala erottaa muista muutoksista.

Hyvä esimerkki on lämmityskulujen vaikutus sähkönkulutukseen: vaikka laitoksen toiminta olisi muuten vakaata, muuttuu sähkölämmitteisen laitoksen sähkönkulutus merkittävästi ulkolämpötilan mukaan. Syksyllä tehtyjen energiatehokkuustoimien jälkeen sähkönkulutus saattaa seuraavina kuukausina nousta, kun ulkolämpötilat laskevat.

Jälkiseurannalla osoitettavissa olevat todelliset säästöt kannustavat kehittämään energiatehokkuutta entisestään ja toimivat taustamateriaalina esimerkiksi perusteltaessa uusia investointeja energiatehokkuuteen.

6 Energiatehokkaiden pumppujen mitoitus ja hankinta

Pumpun tai pumppujen uusinta on keskeisimpiä energiategokkuustoimia. Selkeästi väärin mitoitettut tai kuluneet pumput kannattaa uusia jo taloudellisista syistä. Pumppausjärjestelmän uusimisen keskimääräinen takaisinmaksuaika on vain 1...5 vuotta (Motiva, 2011). Pumppujen huono sopivuus nykytilanteeseen voi johtua siitä, että ajan myötä on tullut muutoksia vedentarpeeseen tai jakeluverkkoon (Leiby & Burke, 2011). Tässä käsitellään yhden kerrallaan käyvän taajuusmuuttajaohjatun pumpun mitoitusta. Taustalla oleva periaate on kuitenkin yleispätevä muihinkin järjestelyihin, vaikka mitoitusta ei suoraan näillä ohjeilla voi tehdä.

Kun pumpulta vaadittavat ominaisuudet tiedetään, järjestetään tarjouskilpailu ja vertaillaan pumppuvaihtoehtoja. Pumppuvertailussa hyötysuhteelle voidaan laskea suoria rahallisia vastineita. Laskenta on periaatteessa yksinkertaista, mutta olosuhteiden ollessa vaihtelevia voi hyötysuhteen ja sen muutosten arviointi osoittautua hankalaksi. Yksinkertaistuksilla kuitenkin monimutkaisiakin tilanteita voidaan käsitellä kohtuullisella vaivalla ja tarkkuudella.

6.1 Mitoitusperiaatteista

Yleistä

Tämän työn mitoitusperiaatteiden keskeisenä ajatuksena on huomioida pumpun tavallisen käyttöalueen hyötysuhde pumppuhankinnassa. Tämän saavuttamiseksi esitetään kahta lähestymistapaa, jotka kuitenkin voidaan osin nähdä toisiaan täydentävinä. Ensimmäinen vaihtoehto on itse määrittää käyttöolosuhteiden perusteella reunaehto ja vertailukriteerit pumppuvalinnalle, mutta antaa valinnassa vapaat kädet pumppumyyjille ilmoitettujen ehtojen ja kriteerien puitteissa. Toinen vaihtoehto on itse arvioida myös millainen parhaan hyötysuhteen piste pumpulla tulisi olla, jotta parhaan hyötysuhteen alue osuu myös tavalliselle käyttöalueelle alennetulla kierrosluvulla. Arviointi perustuu affiniteettisääntöihin, joiden periaatteen ymmärtäminen auttaa yleisesti ymmärtämään pumpun toimintaa. Tästä on hyötyä muuttuvan toimintapisteen kierroslukusäädettyjen pumppujen kanssa työskenteleville, vaikka pumppuja ei itse näin mitoitaisikaan.

Pumppaustarpeiden selvittämisen vaikeus ja arvion luotettavuus vaihtelevat voimakkaasti. Vaikuttavia tekijöitä ovat esimerkiksi se, onko kyseessä uudiskohde vai saneeraus, kuinka voimakkaasti alueen vedenkäyttö muuttuu ja millaisia muutoksia verkkoon tai muihin laitoksiin on tiedossa. Tämän työn puitteissa ei ole mahdollista käydä läpi tarkempia ohjeita pumppaustarpeiden arviointiin esimerkiksi kasvuennusteiden muodossa. Keskeistä on selvittää kaksi tekijää: mikä on suurin pumpulta vaadittava toimintapiste ja millaista on pumpun tavallinen käyttö.

Pumpun energiankulutuksen kannalta eri toimintapisteiden hyötysuhteilla on merkitystä sillä painoarvolla, kuinka paljon vettä kyseisessä pisteessä pumpataan. Näin pumpulta vaaditun huippupisteen hyötysuhteella ei ole käytännössä juurikaan merkitystä, jos kyseisessä pisteessä pumpataan harvoin. Suurin painoarvo on yleisimmillä toimintapisteillä, jotka tulisi saada parhaan hyötysuhteen alueelle. Tämä alue löytyy parhaan hyötysuhteen pisteiden kautta kulkevan affiniteettikäyrän läheltä ja vähintään kohtuullisella kuormalla. Käytännössä tässä työssä pumpun tavallinen toiminta-alue yksinkertaistetaan pisteeseen tai muutamaiin pisteisiin, joiden energiankulutus pyritään minimoimaan.

Energiatehokkuuden kannalta optimoitavan pisteen tai pisteiden laskenta

Energiatehokkuuden kannalta optimoitavan pisteen tulisi olla mahdollisimman edustava pumpulla tehtävän työn kannalta, eli periaatteessa toimintapisteillä on painoarvo niissä toimitun ajan, virtaaman ja nostokorkeuden mukaan. Käytännössä näistä merkittävin tekijä on aika. Jos mitoituksen pohjana oleva data on aikapisteitä (jokainen Q-H –piste vastaa samaa aikaväliä), on jokaisen pisteen painoarvo ajan suhteen sama ja aika tulee itsestään huomioitua laskiessa keskiarvoa pisteistä. Jos pisteet eivät edusta samaa aikaväliä, tulee pisteille antaa painoarvo pisteessä toimitun ajan mukaisesti (laskea ajalla painotettu keskiarvo). Yleensä virtaama ja nostokorkeus vaihtelevat kohtuullisen rajatulla välillä. Tällöin keskiarvon laskeminen suoraan näistä arvoista tuottaa riittävän tarkkuuden optimoitavan pisteen laskennalle. Kuitenkin myös virtaaman ja nostokorkeuden vaikutukselle pisteen energiankulutukseen voidaan antaa painoarvo laskemalla niistä painotettu keskiarvo. Tällöin esimerkiksi optimoitavan pisteen virtaamaa laskettaessa lasketaan tiedoista virtaamalla itsellään painotettu keskiarvo. Mitä suurempi vaihteluväli näillä arvoilla on, sitä enemmän tällä on merkitystä, koska sitä suuremmat erot on pisteiden vaikutuksella energiankulutukseen.

Yhden energialaskentapisteen sijaan on mahdollista käyttää useampia laskentapisteitä. Tällä päästään tarkempaan arvioon energiankulutuksesta kohteissa, joissa toimintapiste vaihtelee selkeästi. Vastaavasti selvitetäviä lähtötietoja on enemmän. Toiminta-alue jaetaan laskenta-alueisiin ja kullakin alueella pumpattava vesimäärä arvioidaan kertomalla alueella toimittava aika alueen keskimääräisellä virtaamalla. Kussakin laskentapisteessä pumpattavan vesimäärän ja hyötysuhteen avulla lasketaan kunkin laskentapisteen energiankulutus. Nämä energiankulutukset summataan ja näitä summia vertaillaan eri pumpuille.

Pumpun mitoitus huippupisteen ja energiakulutustavallun avulla

Pumppua hankkivalle osapuolelle yksinkertainen tapa mitoittaa pumppu on käyttää pumppumyyjien osaamista. Tällöin ilmoitetaan ehdot minkä puitteissa pumppu hankitaan, mutta varsinainen mitoitus jää myyjille.

Jos pumpun tavallinen käyttö on tasaista ja lähellä tarvittavaa huippupistettä, on mitoitus ja pumppuvertailu yksinkertaista. Lähtökohdaksi voidaan ottaa vain yksi mitoituspiste, vaadittava huippupiste. Tarjouspyynnössä pyydetään tähän pisteeseen optimoitua pumppua. Tämän pisteen hyötysuhde on luettavissa pumppukäyriltä tai erikseen lukuna pyydetty ja energiakustannukset pumppuvertailussa lasketaan tässä pisteessä.

Pumpun mitoitus ja pumppuvertailu monimutkaistuu, kun tavallinen käyttöalue poikkeaa selvästi pumpulta vaadittavasta huippupisteestä. Tällöin voidaan tehdä pumpun tarjouspyyntö ja pumppuvertailu usean pisteen avulla:

- Huippupiste on reunaehto, vaatimus tuotosta mihin pumpun on kyettävä. Huippupisteen hyötysuhteella ei ole painoarvoa eikä sen näin tarvitse olla pumpun parhaalla toiminta-alueella.
- Energiatehokkuuden kannalta optimoitava piste (tai pisteet) lasketaan edellä kuvatulla tavalla ja tässä pisteessä pyydetään ilmoittamaan pumppu-moottori –yhdistelmän kokonaishyötysuhde. Tämän hyötysuhteen avulla laskettu ko. pisteen energiakulutus toimii pumppujen vertailuparametrina hankintahinnan ohella.

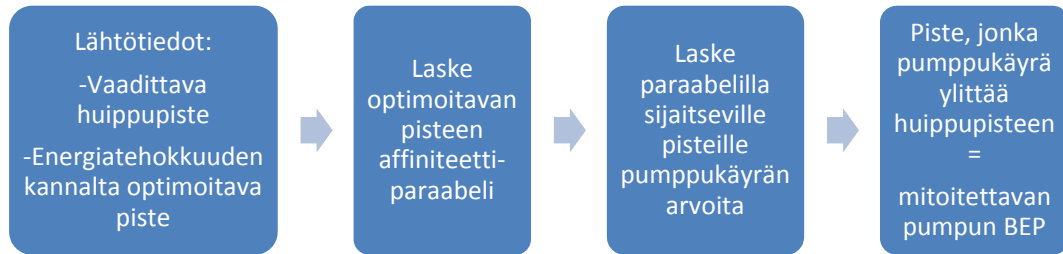
Pumppumyyjät saavat osaamisensa ja valikoimansa mukaisesti tarjota pumppua, joka kykenee huippupisteeseen, mutta samalla optimoi energialaskentapisteen hyötysuhteen.

Pumpun mitoitus arvioimalla parhaan hyötysuhteen piste affiniteettikäyrän avulla

Tässä mitoituksessa lähtökohtana on kaksi pistettä. Ensimmäinen piste on vaadittu huippupiste ja toinen piste energiaterhokkuuden kannalta optimoitava piste.

Optimoitava piste osuu pumpun parhaan hyötysuhteen alueelle kun se sijaitsee samalla affiniteettikäyrällä kuin pumpun parhaan hyötysuhteen piste. Täten lasketaan ensin optimoitavan pisteen kautta kulkeva affiniteettiparaabeli ja piirretään siitä kuvaaja. Lähtökohtaisesti valitaan pumppu, jonka parhaan hyötysuhteen piste sijaitsee tällä käyrällä.

Haasteena on selvittää, kuinka korkealla käyrällä oleva piste täytyy valita, jotta pumppu kykenee myös vaadittuun huippupisteeseen. Tähän voidaan käyttää hyväksi kappaleessa 2.4 esiteltyä tapaa karkeasti arvioida pumppukäyrä pelkän parhaan hyötysuhteen pisteen avulla. Tällöin voidaan piirtää arvioita pumppukäyristä erilaisilla (edellä lasketulla affiniteettiparaabelilla sijaitsevilla) parhaan hyötysuhteen pisteillä ja näin selvittää milloin pumppukäyrä saavuttaa vaaditun huippupisteen. Tämä prosessi on esitetty kuvassa 16.



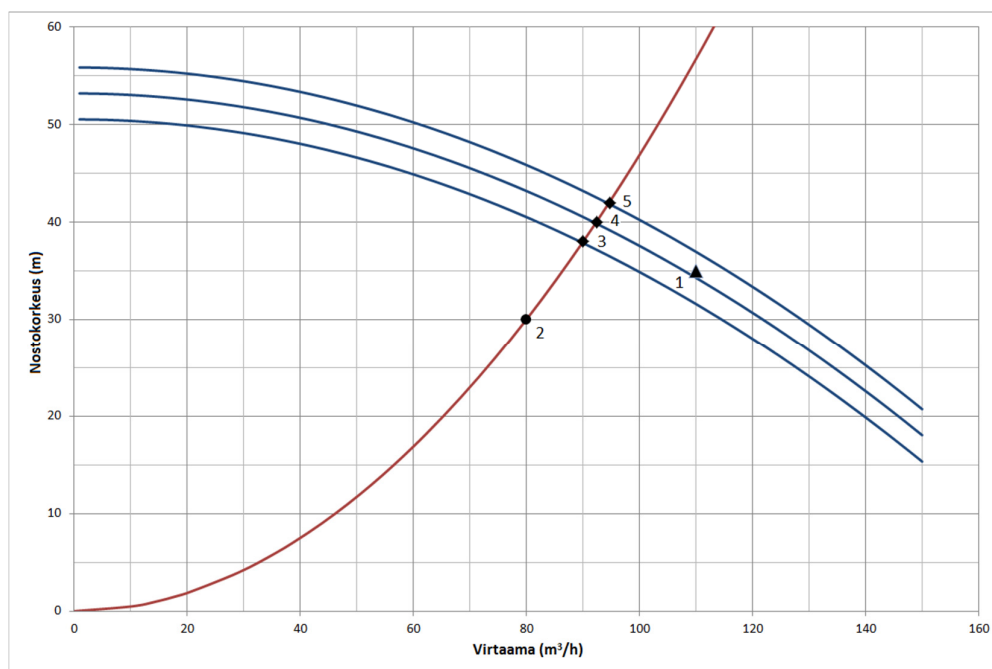
Kuva 16. Pumpun parhaan hyötysuhteen pisteen arviointi affiniteetikäyrän avulla.

Keskeisin rajoitus tällaisen mitoituksen käyttämiseen tulee mahdollisesti liian suuresta eroista edellä kuvatulla tavalla valitun parhaan hyötysuhteen pisteen ja huippupisteen virtaaman välillä. Parhaan hyötysuhteen pisteeseen nähden huomattavan suurilla virtaamilla pumppu ajautuu huonolle toiminta-alueelle, missä voi syntyä ongelmia esimerkiksi värähtelyn ja kavitaation muodossa. Keskeinen tekijä on tämän huippupisteen yleisyys. Harvoin käytettynä huippupisteellä ei ole energiankäytön eikä pumpun kulumisen kannalta juuri merkitystä, jolloin riittää että huippupiste pysyy huomattavien värähtelyongelmien ja kavitaation ulkopuolella. Mitä yleisempää on ajaa pumppua huippupisteessä, sitä tärkeämmäksi pisteen vaikutus erityisesti pumpun kulumiseen ja luotettavuuteen kasvaa.

Epätarkkuuksia menetelmässä on useita. Pumppukäyrien arviointi on karkeaa, todellisuudessa pumppukäyrien muoto on pumppukohtaista. Näin tällä menetelmällä arvioidun parhaan hyötysuhteen pisteen pumppu ei välttämättä saavuta vaadittua huippupistettä, jos tätä ei erikseen varmisteta. Vastaavasti menetelmä voi aiheuttaa ylimitoitusta. Todellisuudessa pumppuja ei myöskään ole tarjolla kaikille mahdollisille mitoitusasteille, vaan valitaan rajatusta valikoimasta sopivin.

Pumpun mitoitusta affiniteetikäyrän ja pumpun tuottokäyrän arvion avulla on havainnollistettu taulussa 15.

Taulu 15. Kuvassa on esitetty graafisesti edellä kuvattu toiminta. Ensin on selvitetty vaadittava huippupiste, tässä esimerkissä 110 m³/h ja 35 m (piste 1). Seuraavaksi on selvitetty energiankulutuksen kannalta optimoitu tavallinen käyttöpiste, tässä 80 m³/h ja 30 m (piste 2). Tämän pisteen 2 kautta on piirretty affiniteettiparaabeli. Tältä paraabelilta on otettu pisteitä; 90 m³/h ja 38 m (piste 3), 92,4 m³/h ja 40 m (piste 4) sekä 94,7 m³/h ja 42 m (piste 5). Lopuksi on piirretty arviot pumppukäyrille tällaisten parhaan hyötysuhteen pisteen pumppuille.



Kuvasta nähdään, että pisteen 4 parhaan hyötysuhteen pumppu ei vielä aivan yltäisi vaadittuun huippupisteeseen. Pisteen 5 parhaan hyötysuhteen pumpun käyrä ylittää tämän pisteen eli kykenisi ko. tuottoon. Näin valittavan pumpun parhaan hyötysuhteen piste voisi olla 95 m³/h ja 42 m. Tällöin huippupisteen virtaama olisi 115,8 % nimellispisteen virtaamasta, mikä ei tuota ongelmia.

6.2 Tarjouspyyntö ja pumppuvertailu

Tarjouspyyntö

Tässä työssä tarjouspyyntöjä käsitellään vain energiatehokkuuden osalta eikä mennä tarkemmin pumpputarjouspyyntöjen tekniseen sisältöön. Tarjouspyynnössä tulee ilmoittaa selkeästi; mitä pumpulta vaaditaan, millä perusteilla pumppuvalinta tehdään ja mitä tietoa energiatehokkuuden osalta vaaditaan. Tämä voisi esimerkiksi käsittää:

”Pumpun on kyettävä toimintapisteeseen $X \text{ m}^3/\text{h}$ ja $X \text{ m}$. Lisäksi pyydämme ilmoittamaan pumpun ja moottorin kokonaishyötysuhteen toimintapisteessä $X \text{ m}^3/\text{h}$ ja $X \text{ m}$. Pumppuverailu suoritetaan hankintahinnan ja tämän hyötysuhteen perusteella.”

Sähkömoottoreille voidaan asettaa energiatehokkuusvaatimuksia, esimerkiksi täyttää jokin hyötysuhdeluokka (kappale 2.5). Jos tarjouspyynnössä on ilmoitettu pumppuverailu suoritettavan pyydetyllä kokonaishyötysuhteella, tietävät myyjät moottorin hyötysuhteen vaikuttavan valintaan. Periaatteessa tällöin voisi olettaa pumppumyymäjien itsestään tarjoavan myös kalliimpia paremman hyötysuhteen moottoreita. Käytännössä näin ei aina kuitenkaan ole.

Pumpun hyötysuhde voidaan myös pyytää velvoittavana eli niin sanottuna takuuhyötysuhteena. Tällöin tilaajan vaatiessa pumpulle suoritetaan hyötysuhdemittaus, jossa pumpun on päästävä luvattuihin arvoihin virherajoissa. Pumpun hyötysuhdemittauksia määrittää standardi ISO 9906 (2012). Enemmän kuin virherajat alittavasta pumpun hyötysuhteesta voidaan sopia hukattuun energiaan perustuvat sanktiot.

Pumppuverailusta

Pumppuverailussa voidaan huomioida sekä hinta- että laatutekijät. Tässä työssä keskitytään kustannuksiin. Pumpun energiakustannukset valitulta aikaväliltä lasketaan yhteen pumpun hankintakustannusten kanssa ja näin muodostetaan kokonaiskustannus. Myös pumppujen huoltokustannukset on mahdollista sisällyttää laskentaan, mutta yleensä ne jätetään pois niiden hankalan arvioimisen vuoksi (Motiva, 2011).

Tässä työssä kulutettu energia lasketaan tehtävän työn ja pumpun hyötysuhteen avulla. Vaihtoehtoisesti tämä on mahdollista tehdä pumpun ottaman tehon ja kyseisellä teholla toimitun ajan perusteella. Laskentapisteitä voi olla yksi tai useampia. Työ riippuu vesimäärästä ja nostokorkeudesta, joista tarvitaan arviot. Hyötysuhde voidaan lukea pumpputarjouksen mukana toimitettavista pumppukäyristä jos sitä ei erikseen ole tarjouspyynnössä pyydetty ilmoittamaan. Yleensä kannattaa käsitellä pumppu-sähkömoottoriyhdistelmän kokonaishyötysuhdetta. Pumppukäyrät kuvaavat yleensä pumpun hydraulista hyötysuhdetta, joten sähkömoottorin hyötysuhde on huomioitava erikseen.

Pumppuverailun pitämiseksi yksinkertaisena tulevaisuuden kustannuksia ei ole nykyarvoistettu eli tulevia kustannuksia ei ole diskontattu. Tästä aiheutuva virhe on pieni, sillä kaikilla vertailtavilla pumpuilla tulee kuitenkin samassa suuruusluokassa olevia kustannuksia koko laskenta-ajan. Tarvittaessa kaavat tulevien kustannusten nykyarvon laskemiseen löytyvät taloustieteen perusteoksista.

Laskenta

Vesimäärästä ja nostokorkeudesta saadaan laskettua teoreettinen energiantarve kokopaleessa 2.1 esitetyn yhtälön 7 avulla.

$$W_{teoreettinen} (kWh) = \frac{V * H * g * \rho}{3\,600\,000} \approx \frac{V * H}{367}$$

Energiantarve voidaan laskea halutun aikajakson vesimäärälle, jolloin energiankulutus vastaa samaa ajanjaksoa. Yksinkertaisinta on laskea koko tarkastelujakson (esimerkiksi 10 vuotta) teoreettinen energiantarve kerralla. Teoreettisesta energiatarpeesta lasketaan todellinen energiantarve kyseessä olevan pumpun ja toimintapisteen hyötysuhteella yhtälöllä 24.

$$W_{todellinen}(kWh) = \frac{W_{teoreettinen}(kWh)}{\eta} \quad (24)$$

Tarkin tulos saadaan käyttämällä kokonaishyötysuhdetta, mutta tärkeintä on käyttää kaikille vertailtaville pumpuille samaa hyötysuhdekategoriaa.

Jos käytetään useaa laskentapistettä, pisteiden energiankulutukset lasketaan yllä kuvatulla tavalla ja lopuksi summataan. Todellisesta energiankulutuksesta saadaan edelleen energian hinnan ja pumpun hankintakustannusten avulla laskettua kokonaiskustannukset:

$$Kustannukset (\text{€}) = W_{todellinen}(kWh) * \text{Energian hinta} \left(\frac{\text{€}}{kWh} \right) + \text{Hankintahinta} (\text{€}) \quad (25)$$

Näin muodostettuja pumppujen kokonaiskustannuksia vertaillaan keskenään.

7 Esimerkkitapaukset

Seuraavien esimerkkitapausten avulla hahmotetaan työn tulosten soveltamista käytäntöön. Korkeamäen pumppuvalinnassa esitetään pumppuvertailun järjestämistä huippupisteen ja energiatehokkuuden kannalta optimoitavan pisteen avulla. Kohteen säästöjä arvioidaan hyötysuhdelaskennalla sekä sähköyhtiön kulutustietojen avulla. Hikiän vesilaitoksen tapauksessa esitetään pumpun mitoittamista affiniteettisääntöjen avulla ja havainnollistetaan tilannetta graafisesti. Koskenmäen tapaus toimii esimerkkinä laskeneen tuoton laitoksesta, jossa oli tämän vuoksi selkeän ylimitoitettut pumput.

7.1 Korkeamäen vesilaitoksen pumppuvalinta

Korkeamäen pohjavesilaitos sijaitsee Kellokoskella Tuusulassa. Laitoksen vedenottolupa on 2400 m³/vrk ja laitos on mitoitettu virtaamaan 120 m³/h. Laitoksen tavallinen käyttö on kuitenkin huomattavasti pienempää, vuoden 2013 keskiarvo oli 1198 m³/vrk ja tavalliset virtaamat melko tasaisia kokoluokassa 50...55 m³/h.

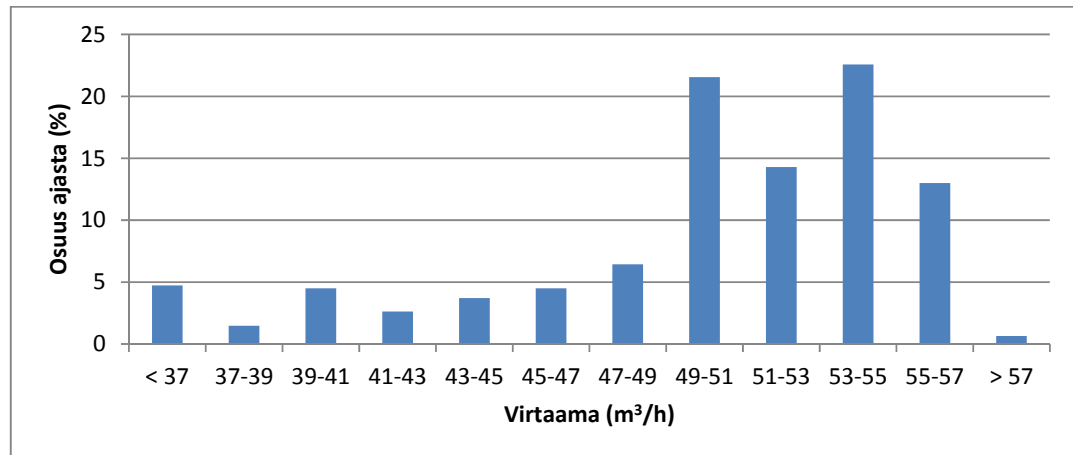
Laitoksen vanhat pumput ovat vuodelta 2001 (BEP 130 m³/h ja 52 m). Pumppuja on kaksi, joista kerrallaan toinen ajossa ja toinen varalla. Ohjaus on järjestetty taajuusmuuttajalla, joka pyrkii automaatiojärjestelmästä tulevaan pyyntivirtaamaan kierroslukua säätämällä.

Keväällä 2014 toinen pumpuista hajosi ja näin Korkeämäki valikoitui seuraavaksi kohteeksi meneillään olevassa energiatarkastelussa. Selvää oli, että vanhat pumput olivat tavallisiin virtaamiin liian suuret. Toisaalta laitoksella haluttiin säilyttää mahdollisuus pumpata virtaama 120 m³/h poikkeustilanteiden aikana. Päädyttiin kahden erikokoisen pumpun järjestelyyn; ehjä pumppu jäisi paikoilleen huippuvirtaamien varalle ja hajonnut pumppu uusittaisiin vastaamaan tavallista käyttöaluetta.

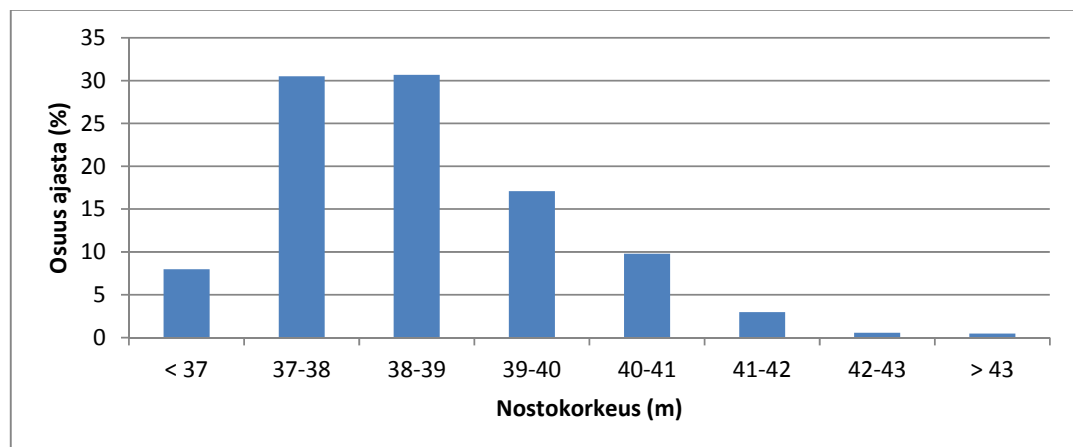
Mitoitus

Mitoitusta varten lähtötiedoiksi kerättiin Korkeamäen laitoksen virtaama, lähtöpaine ja alavesisäiliön pinnankorkeus vuoden aikajaksolta, 5/2013 – 4/2014. Alavesisäiliön pinnankorkeus vastaa käytännössä pumpun imupuolen painetta. Pumpun nostokorkeus laskettiin näin lähtöpaineen ja alavesisäiliön pinnankorkeuden erotuksena. Tiedot on tallennettu TSV:n palvelimelle minuuttitasolla, mutta analyysiä varten tiedoista otettiin viiden minuutin keskiarvot tietomäärän pienentämiseksi. Virtaamamuutoksia on poikkeustilanteita lukuun ottamatta korkeintaan 30 minuutin välein, yleensä paljon harvemmin. Nostokorkeus vaihtelee hitaasti vuorokaudenajan mukaan. Näin viiden

minuutin keskiarvoistus ei oleellisesti vääristä tietoja. Histogrammi virtaamatiedoista on esitetty kuvassa 17 ja nostokorkeuksista kuvassa 18.



Kuva 17. Korkeamäen vesilaitoksen virtaamat aikavälillä 1.5.2013 - 30.4.2014.



Kuva 18. Korkeamäen vesilaitoksen nostokorkeudet aikavälillä 1.5.2013 - 30.4.2014.

Pumppujen mitoitusta koskevaa laskentaa varten tiedoista poistettiin alle 10 m³/h virtaamat. Nämä vastaavat selkeästi pisteitä joissa pumput ovat kokonaan pois päältä tai juuri käynnistetty tai sammutettu. Tällaisia virtaamia ei koskaan aktiivisesti pumpata, joten nämä tulee jättää huomiotta mitoitettaessa pumppua. Tämän käsittelyn jälkeen virtaaman keskiarvoksi tuli 50,22 m³/h. Nostokorkeuden keskiarvo oli 38,50 m. Tällaisissa olosuhteissa pumpataan eniten, joten näiden pisteiden hyötysuhde on tärkeimmässä roolissa tämän pumppauksen energiatehokkuudessa. Pumppuvalinnassa päätettiin energiatehokkuuden kannalta optimoitavaksi pisteeksi valita 50 m³/h ja 39 m.

Lisäksi pumpun haluttiin suoriutuvan kaikista muistakin tavallisen toiminta-alueen pisteistä. Virtaaman osalta 55 m³/h lähettyvillä olevat arvot ovat vielä yleisiä, joten virtaaman osalta päätettiin pienellä (<10 %) varmuusmarginaalilla vaatia 60 m³/h.

Nostokorkeus käy yleensä päivittäin aamuyöllä yli 41 metrin, vaikka ajallisesti tällä alueella ei olla pitkiä aikoja. Lisäksi pumpun ja laitoksen lähtöpainetta mittaavan paineanturin välissä on putkistossa paljon paikallishäviöitä (mm. UV-laite), joten todellinen pumpun lähtöpaine on hieman mitta-arvoja korkeampi. Nostokorkeudelta päätettiin vaatia 45 metriä, kun virtaama on edellä valittu 60 m³/h.

Tarjouspyynnössä pumpun mitoitusarvot ilmoitettiin seuraavasti:

”Pumpun kyettävä tuottamaan 60 m³/h x 45 m. Taajuusmuuttajaohjauksella keskimääräinen toimintapiste on 50 m³/h x 39 m. Tässä toimintapisteessä pyydetään ilmoittamaan hyötysuhdearvo pumpun ja moottorin kokonaisyötysuhteelle.”

Pumppuverailu

Laskennan vesimääräksi otettiin edellisen kokonaisen vuoden keskiarvo (1198 m³/vrk). Nostokorkeudeksi valittiin takuuhyötysuhteen pisteessäkin käytetty nostokorkeuden pyörästetty keskiarvo 39 m. Sähkön hinnaksi arvioitiin 8 snt/kWh ja laskenta-ajaksi valittiin 10 vuotta.

Tarjouksia saatiin kuudelta pumpputoimittajalta. Toimittaja 5 tarjosi vaihtoehtoina energiatehokkuusluokkien IE2 (5a) tai IE3 (5b) sähkömoottoria ja toimittaja 6 tarjosi kahta eri pumppumallia. Pumpputarjoukset ja niistä lasketut kustannukset on esitetty taulukossa 4.

Taulukko 3. Korkeamäen pumppuverailu.

Myyjä	1	2	3	4	5a	5b	6a	6b
Hyötysuhde (%)	63,2	61,66	65,9	65,97	67,05	68,4	63,49	65,76
Hinta (€)	4675	2890	3400	2295	3214	3781	2150	2100
Sähkötukutus (MWh/a)	73.5	75.4	70.5	70.4	69.3	67.9	73.2	70.7
Energiakustannus (€/10a)	58 824	60 293	56 414	56 354	55 446	54 352	58 555	56 534
Kokonaiskustannus (€)	63 499	63 183	59 814	58 649	58 660	58 133	60 705	58 634
Ero halvimpaan (€)	5366	5050	1681	516	527	0	2572	501

Kahden ensimmäisen toimittajan tarjous on selkeästi muita korkeampi kokonaiskustannuksiltaan. Pumppuverailun voitti toimittajan 5 tarjoama pumppu energiatehokkaammalla moottorilla (IE3). Tämän pumpun hyötysuhde oli vertailun paras, hankintahinta toiseksi korkein. Tästä pumppuverailusta voidaankin hyvin havaita hyötysuhteen suuri painoarvo suhteessa hankintahintaan. Pumpun hankintahinnat muodostavat tässä vertailussa keskimäärin vain 5,6 % kokonaiskustannuksista. Tämä osuus edelleen laskisi pidemmällä laskenta-ajalla. Hankintahinnan pienen osuuden vuoksi vertailun järjestys ei ollut herkkä energian hinnan muutoksille. Voittava pumppu

olisi pysynyt samana kaikilla korkeammilla hinnoilla ja hinnan laskiessa vielä noin hintaan 6,2 snt/kWh saakka.

Huomionarvoista on myös toimittajan 5 tarjoamien moottorivaihtoehtojen ero. Sama pumpu paremman hyötysuhteen IE3-moottorilla oli 567 € kalliimpi hankintahinnaltaan, mutta tuli 10 vuoden vertailussa 527 € halvemmaksi.

Yksi pumpputoimittaja tarjosi ensin huomattavasti muita korkeampaa hyötysuhdetta, joka herätti epäilyksen. Asiasta kyseltiin tarkemmin, jolloin paljastui myyjän ilmoittaneen pumpun hydraulisen hyötysuhteen, pyydetyn pumppu-moottorihdistelmän kokonaishyötysuhteen sijaan.

Jälkitarkastelu

Jälkiseuranta suoritettiin kahdella tavalla. Ensinnäkin tehtiin hyötysuhdemittauksia sekä uudelle pumpulle että rinnalle jääneelle vanhalle pumpulle. Toiseksi vertailtiin sähköyhtiön laskutustiedoista laitoksen tuntitason sähkönkulutuksia eri pumppujen käytössä.

Hyötysuhdemittauksissa kerättiin virtaama, lähtöpuolen paine, pumpun teho ja alavesisäiliön pinnankorkeus. Vanhan pumpun hyötysuhteeksi saatiin 55 %. Uuden pumpun hyötysuhteeksi saatiin noin 74 %. Tämä on erittäin hyvä, parempi kuin pumppumyyjän tarjouksessa lupaama hyötysuhde. Tähän on ainakin kaksi mahdollista selitystä. Ensinnäkin mittauksissa on epätarkkuutta, erityisesti taajuusmuuttajasta saatavassa tehotiedossa. Kokonaisuudessaan mittausten epätarkkuudet todennäköisesti vääristävät molempien pumppujen tuloksia samaan suuntaan, vaikka taajuusmuuttajat ovatkin eri. Toiseksi pumppumyyjä on saattanut ottaa hieman varmuusvaraa ilmoittamaansa hyötysuhteeseen. Pumppumyyjän ilmoittama kokonaishyötysuhde oli laskettu hydraulisen hyötysuhteen arvolla 75 %, mikä näyttäisi pumppukäyrästä luettuna olevan muutaman prosenttiyksikön alakanttiin. Näiden hyötysuhteiden perusteella arvioitiin säästöjä, taulukko 4. Laskelma pohjautuu oletukseen, että kaikki pumppaus suoritettaisiin edellä arvioidulla hyötysuhteella. Tämä on kohtuullinen oletus, sillä pumppaus on varsin tasaista ja muutokset hyötysuhteessa tällä toiminta-alueella pieniä.

Taulukko 4. Arvio Korkeamäen pumpun uusinnan energiansäästöstä.

Suure	Arvo	Yksikkö (peruste)
Teoreettinen energiantarve vuodessa	46 500	kWh (kaava 7)
Hyötysuhteella 55 %	84 500	kWh (vanhan pumpun η :lla)
Hyötysuhteella 74 %	62 800	kWh (uuden pumpun η :lla)
Energiansäästö vuodessa	21 700	kWh (erotus)
Energiansäästö rahana vuodessa	1740 €	0,08 €/kWh

Erityisesti mittausepävarmuuksien vuoksi säästöjä arvioitiin myös sähköyhtiön tuntitason kulutustietojen avulla. Näissä taulukon 5 luvuissa on mukana koko laitoksen sähkönkulutus, mistä verkostopumppaus muodostaa noin kolmasosan. Tämä vaikeuttaa pumpun vaihdon tuomien säästöjen arviointia. Näiden sähkömittausten perusteella sähköstä laskutetaan, joten niissä näkyviä muutoksia kuitenkin voidaan suurella varmuudella pitää todellisina rahansäästöinä.

Automaatiojärjestelmä on ohjattu ajamaan välillä vanhaa pumpppua toimintakunnon ylläpitämiseksi. Näistä ajankohdista etsittiin sellaisia kertoja, joissa virtaama on ollut sama ensin tunnin uudella pumpulla ja heti perään tunnin vanhalla pumpulla. Lisäksi tarkastettiin laitoksen toiminnan muuten olleen suhteellisen tasaista. Näissä tilanteissa vanha pumpppu on käynnistynyt vasta hieman toisen tunnin aikana. Näin todellisuudessa suuremmalla pumpulla ajo kuluttaa hieman näitä arvoja enemmän kokonaisuutena tuntina, mikä hieman vääristää tuloksia säästöjä pienentävään suuntaan.

Taulukko 5. Korkeamäen energiansäästöjen arviointi sähköyhtiön kulutustietojen avulla.

Tunti 1 (uusi pumpppu) kWh	Tunti 2 (vanha pumpppu) kWh	Erotus kWh
23,48	25,36	-1,88
23,34	25,79	-2,45
23,29	25,37	-2,08
22,58	25,56	-2,98
25,09	27,33	-2,24
Keskiarvo kulutusten erotuksista		-2,37

Olettaen jatkuvan ja tasaisen pumppauksen edeltävän taulukon keskiarvolla, seuraisi vuositasolla energiansäästöä noin 20 400 kWh. Rahana tämä vastaisi yli 1600 euroa.

Molemmassa tavoissa arvioida säästöjä on epävarmuuksia, mutta tulokset tukevat toisiaan ja säästöjä suuruusluokan osalta voidaan pitää todellisina. Korkeamäen vesilaitoksen sähkönkulutus vuonna 2013 oli 248 343 kWh, josta edellä arvioidut säästöt ovat noin 8...9 %.

Tässä nimenomaisessa tapauksessa pumpun takaisinmaksuaika ei ole keskeinen suure, sillä edellinen pumpppu hajosi ja uusi olisi joka tapauksessa hankittu. Jos samat toimenpiteet olisi tehty uusimalla toimiva pumpppu, energiasäästöt maksaisivat pumpun hankintahinnan takaisin aikavälillä 2...3 vuotta. Lisäksi käyttöön tulee uudempi ja paremmalla toiminta-alueella käyvä pumpppu, jonka toimintavarmuus voidaan näin olettaa paremmaksi.

Nykyisellään verkostopumppauksessa ei ole juuri enää lisää energiansäästöpotentiaalia, sillä hyötysuhde on korkea ja tasaisen virtaaman ansiosta häviöt maltillisia. Laitoksen energiatehokkuutta olisi mahdollista kehittää edelleen esimerkiksi tarkastelemalla kaivopumppauksia sekä tekemällä kartoitus ilmanvaihdon ja lämmityksen mahdollisista säästöistä.

7.2 Hikiän vesilaitoksen pumppausten selvitys

Hyvinkään vedeltä pumppauksen energiatarkestuun päätettiin ottaa Hikiän vesilaitos, sillä sen tuottoon tuli muutoksia uuden Sveitsin vesilaitoksen valmistuttua ja laitoksen pumpit ovat vanhoja. Hikiän vesilaitos on tekopohjavesilaitos, joka tuottaa vettä Hyvinkäälle, Mäntsälään ja Riihimäelle. Nykyisellä alennetulla käytöllä laitos tuottaa noin 3000 m³/vrk. Imeytettävä raakavesi tulee Päijänne-tunnelista, Kalliomäen pumppaamosta.

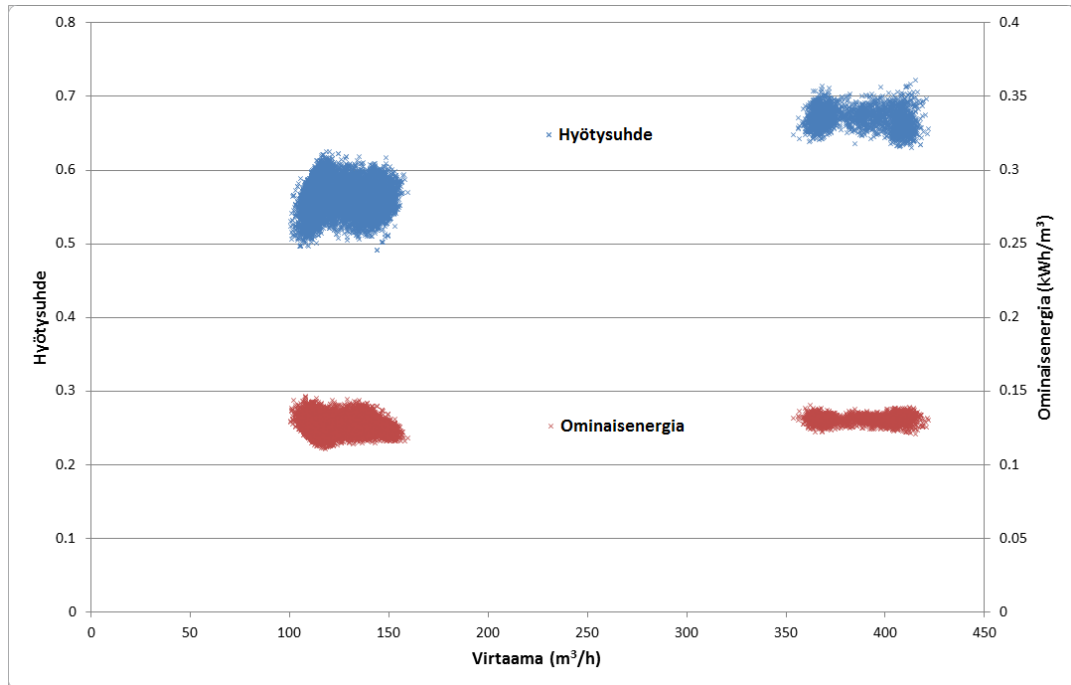
Pumppausten nykytilanne ja tiedonkeruu

Ennen tuotantomuutosta pumppaus tapahtui pääosin kahdella selkeästi toisistaan poikkeavalla alueella. Suurin osa ajasta pumpattiin pienempää virtaamaa, välillä 100...155 m³/h. Suurempaa virtaamaa välillä 350...420 m³/h ajettiin yleensä pari kertaa päivässä korkeiden kulutuksien tai vesitornin täyttämisen aikaan. Sveitsin uuden laitoksen tultua täyteen käyttöön on nykyään edellä mainittujen suurten virtaamien ajaminen Hikiältä käytännössä lopetettu ja käyttö on jatkuvaa matalamman virtaama-alueen ajoa. Mahdollisuus tarvittaessa ajaa suuria virtaamia halutaan kuitenkin säilyttää.

Verkostopumppausta varten laitoksella on kolme pumppua rinnan; yksi pienempi (BEP 118,8 m³/h ja 40 m) ja kaksi isompaa (BEP 360 m³/h ja 41 m). Pumppuista käy joko pienempi tai toinen isommista. Pumppausjärjestely on pumppujen toiminta-alueen kannalta hyvä, pienempi pumppu hoitaa matalat virtaamat ja isompi pumppu suuremmat. Pumpit myös vaikuttavat kohtuullisen hyvin mitoitetuilta.

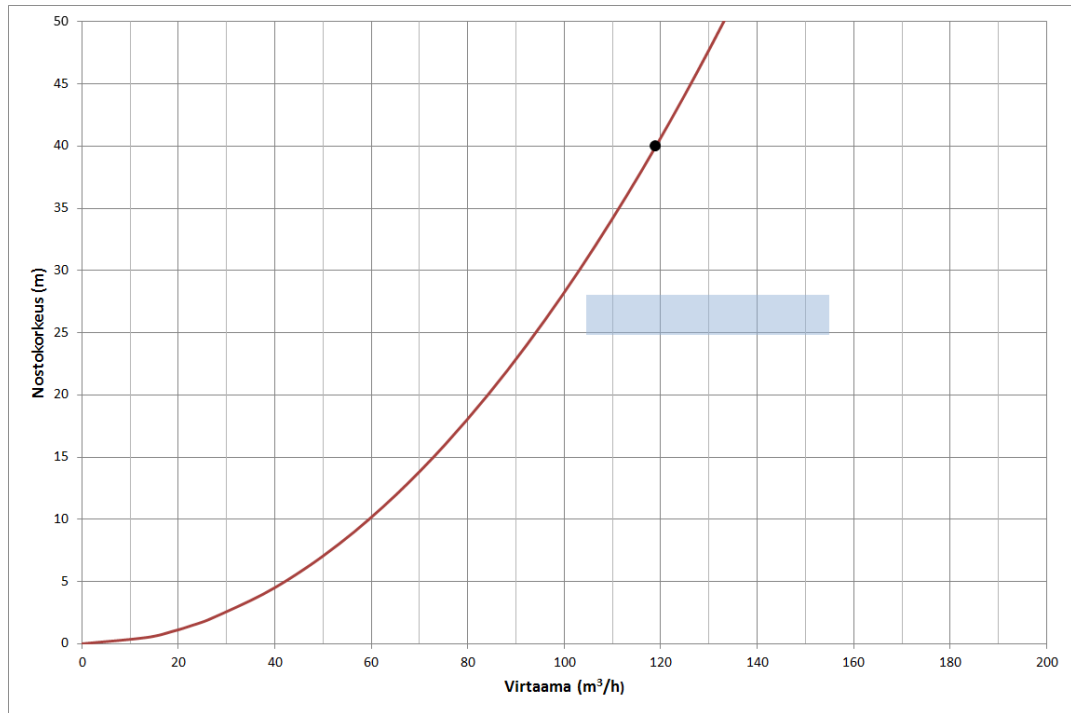
Automaatiojärjestelmän kautta kerättiin virtaama-, paine- ja tehotietoja, joista laskentaan otettiin kuukauden ajanjakso (heinäkuu 2014). Alavesisäiliön pinnankorkeus otettiin huomioon keskimääräisen korkeuden mukaisesti. Järjestelmä tallensi tietoja (automaatiojärjestelmän kuvaajia varten) muutos pohjaisesti eli vasta kun arvo on muuttunut riittävästi edellisestä arvosta. Täten saadut pisteet eivät edusta vakiota ajanjaksoa. Aikaleimojen avulla kunkin pisteen ajanjakso oli kuitenkin mahdollista laskea. Datasta poistettiin alle 30 sekunnin ajanjaksoa edustavat arvot ja laskennassa pisteitä painotettiin niiden ajallisella pituudella. Datan muutos pohjaisuus tekee myös arvoista epätarkempia.

Kerätyistä tiedoista laskettu hyötysuhde ja ominaisenergia virtaaman suhteen on esitetty kuvassa 19. Hyötysuhteet paljastuivat kohtuullisiksi, matalalla virtaamalla keskimäärin 56,22 % ja korkealla virtaamalla keskimäärin 67 %.



Kuva 19. Hikiän pumppausten hyötysuhde ja ominaisenergia virtaaman suhteen.

Vaikka hyötysuhde on suurilla virtaamilla selkeästi parempi kuin pienillä virtaamilla, ominaisenergia on hieman huonompi (keskiarvo pienillä virtaamilla $0,1275 \text{ kWh/m}^3$ ja suurilla virtaamilla $0,1312 \text{ kWh/m}^3$). Tämä johtuu virtausvastusten kasvusta, joka on suurilla virtaamilla merkittävää. Virtaamavälillä $100 \dots 155 \text{ m}^3/\text{h}$ keskimääräinen nostokorkeus oli $26,3$ metriä ja virtaamavälillä $350 \dots 420 \text{ m}^3/\text{h}$ $32,2$ metriä. Yli 20% kasvanut nostokorkeus kasvattaa energiankulutusta kuutiota kohti enemmän kuin parantunut hyötysuhde laskee.



Kuva 20. Hikiän pienen pumpun parhaan hyötysuhteen affiniteettiparaabeli ja tavallinen käyttöalue.

Kuvassa 20 on esitetty nykyisen pienen pumpun parhaan hyötysuhteen piste, sen kautta kulkeva affiniteettiparaabeli sekä tummennettuna alueena tavallinen toiminta-alue (105...150 m³/h ja 25...28 m). Kuvaajasta voidaan nähdä tavallisen toiminnan olevan nykyisen pumpun parhaan hyötysuhteen oikealla puolella.

Ehdotetut toimenpiteet

Pieni pumppu on nykytilanteeseen hieman väärin mitoitettu ja yli 20 vuotta vanha. Oletettavasti pumppu on kulunut, lisäksi varsinkin moottoritekniikat ovat kehittyneet. Uusi tavallisille virtaamille mitoitettu pumppu olisi kannattava investointi. Tavallinen käyttö tulisi hoitaa tällä pumpulla, ajaen muita pumppuja välillä lyhyitä aikoja toimintakunnon ylläpitämiseksi.

Tällöin energiatehokkuuden kannalta ei ole merkitystä asennetaanko uusi pumppu nykyisen pienen pumpun tilalle vai toisen suuren pumpun tilalle. Kummassakin tapauksessa myös säilyy mahdollisuus pumpata korkeampia virtaamia. Valinta riippuu siitä, halutaanko kahden pumpun toimintavarmuus pienille virtaamille (uusi pumppu toisen ison pumpun tilalle) vai suurille virtaamille (uusi pumppu pienen pumpun tilalle).

Uuden pumpun mitoitus

Uuden pumpun mitoitusta varten arvioitiin ensin pumpulta vaadittava huippupiste. Käsitellyssä datassa suurimmat nostokorkeuden arvot (virtaamalla 100...155 m³/h) olivat 28,25 m. Nämä oli laskettu kiinteällä alavesisäiliöpinnalla, mutta todellisuudessa alavesisäiliön pinta käy vakituisesti 0,35 m keskiarvon alapuolella. Näin suurimmaksi nostokorkeudeksi tulee 28,6 m. Pienellä 5 % varmuusmarginaalilla otetaan arvo 30 m. Tarvittava huippuvirtaama on 155 m³/h.

Seuraavaksi arvioitiin energiatehokkuuden kannalta optimoitava piste. Virtaamavälillä 100...155 m³/h virtausvastusten osuus on pieni, nostokorkeus ei ole merkittävästi virtaamasta riippuvainen. Kokonaisuudessaan tällä välillä nostokorkeuden vaihtelu on maltillista. Optimoitavan pisteen nostokorkeudeksi otettiin nostokorkeuden keskiarvo 26,3 m. Optimoitavan pisteen virtaaman arvioinnissa otettiin virtaama-arvoista itsellään painotettu keskiarvo, jolloin suuret virtaamat saavat pieniä suuremman painoarvon. Tällä laskutavalla virtaamalle saatiin arvo 129,2 m³/h, joka pyöristetään arvoon 129 m³/h.

Pumpun mitoituksen lähtökohdat:

- Energiatehokkuuden kannalta optimoitava piste: 129 m³/h ja 26,3 m
- Vaadittava huippupiste: 155 m³/h ja 30 m.

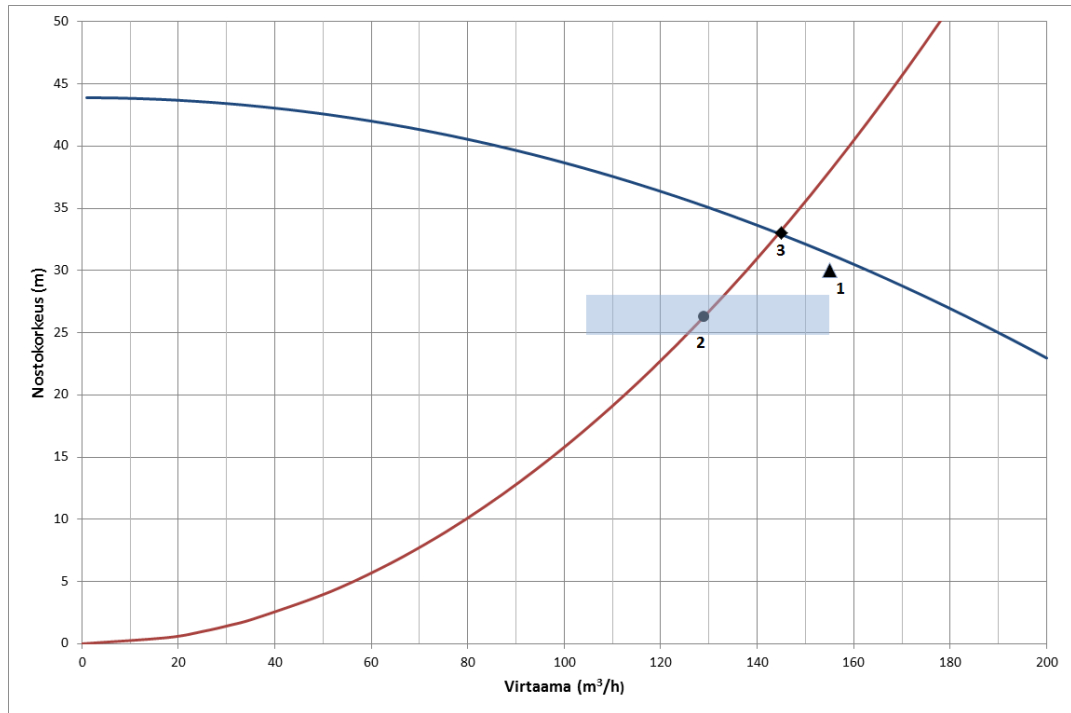
Pumppuhankinta voidaan suorittaa näillä tiedoilla. Tällöin tarjouspyyntö voidaan muotoilla esimerkiksi seuraavasti:

”Pumpun on kyettävä toimintapisteeseen 155 m³/h ja 30 m. Lisäksi pyydämme ilmoittamaan pumpun ja moottorin kokonaishyötysuhteen toimintapisteessä 129 m³/h ja 26,3 m. Pumppuvertailu suoritetaan hankintahinnan ja tämän pisteen hyötysuhteen perusteella.”

Saaduille pumpputarjouksille lasketaan energiankulutus ilmoitetulla hyötysuhteella nostokorkeuteen 26,3 metriä ja 3000 m³/vrk. Laskenta-aika voi olla esimerkiksi 10 tai 15 vuotta. Pumppuja vertaillaan hankintahinnan ja energiakustannusten summan perusteella ja valitaan kokonaiskustannuksiltaan edullisin pumppu.

Parhaan hyötysuhteen pisteen arviointi affiniteetikäyrän avulla

Toinen vaihtoehto on luvussa 6 esitetyllä tavalla arvioida pumpulta tarvittava parhaan hyötysuhteen piste. Mitoitusta havainnollistetaan kuvassa 21. Kuvaajaan on merkattu vaadittu huippupiste (piste 1). Optimoitavan pisteen (piste 2) kautta on piirretty affiniteettiparaabeli. Tällä paraabelilla sijaitseville pisteille laskettiin arvioita pumppukäyrästä, etsien käyrää joka kulkee huippupisteen yläpuolelta pienellä varmuusmarginaalilla. Tässä tapauksessa käyrä löytyi noin pisteen 145 m³/h ja 33 m kohdalta (piste 3). Kuvaajassa on lisäksi tummennettuna pumppauksen yleisin toiminta-alue.



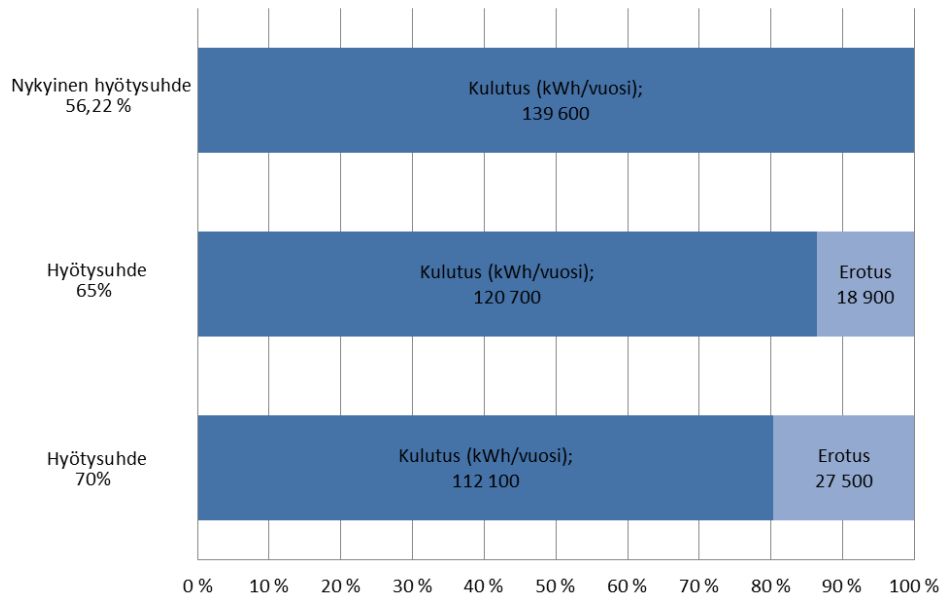
Kuva 21. Hikiän pumpun mitoitus affiniteettiparaabelin ja pumpun tuottokäyrän arvion perusteella.

Energiansäästöpotentiaalin arviointi

Uudella pumpulla saavutettavaa keskimääräistä hyötysuhdetta on vaikea arvioida tarkasti, sillä se riippuu mm. toiminta-alueen laajuudesta, pumpputarjonnasta sekä pumpun ja moottorin suuruusluokasta.

Tässä tapauksessa virtaama on pääosin välillä 105...150 m³/h, mikä on optimoitavan pisteen virtaamasta noin 81...116 %. Todellisuudessa ero virtaaman ja kyseisen kierrosluvun parhaan hyötysuhteen pisteen virtaaman välillä on pienempi. Esimerkiksi virtaamalla 150 m³/h kierrosluku on enemmän kuin optimoitavassa pisteessä, joten myös kyseisen kierrosluvun parhaan hyötysuhteen piste on suuremmalla virtaamalla. Virtaamavaihtelu on kohtuullista ja hyötysuhteen ei pitäisi laskea monta prosenttiyksikköä toiminta-alueella.

Keskimääräinen hyötysuhde 70 % voisi olla saavutettavissa, esimerkiksi pumpun keskimääräisellä hyötysuhteella 75 % ja moottorin hyötysuhteella 93,3 %. Tämän arvion lisäksi lasketaan varovaisempi arvio, jossa oletetaan saavutettavaksi keskimääräiseksi hyötysuhteeksi 65 %. Tämä saavutettaisiin esimerkiksi arvoilla pumpun keskimääräinen hyötysuhde 70,7 % ja moottorin hyötysuhde 92 %.



Kuva 22. Hikiän pumppauksen energiankulutus erilaisilla hyötysuhteilla.

Arviot Hikiän verkostopumppauksen sähkönkulutuksesta nykyisen pumpun hyötysuhteella ja uuden pumpun hyötysuhteella on esitetty kuvassa 22. Uusimalla pumppu energiasäästöt ovat 13,5...19,7 % korkeapainepumppauksen energiankulutuksesta. Rahallisesti säästöt vastaavat noin 1500...2200 € vuodessa. Molemmilla arvoilla uutta pumppua voidaan pitää kannattavana investointina, joka maksaa itsensä takaisin muutamassa vuodessa.

7.3 Koskenmäen vesilaitos

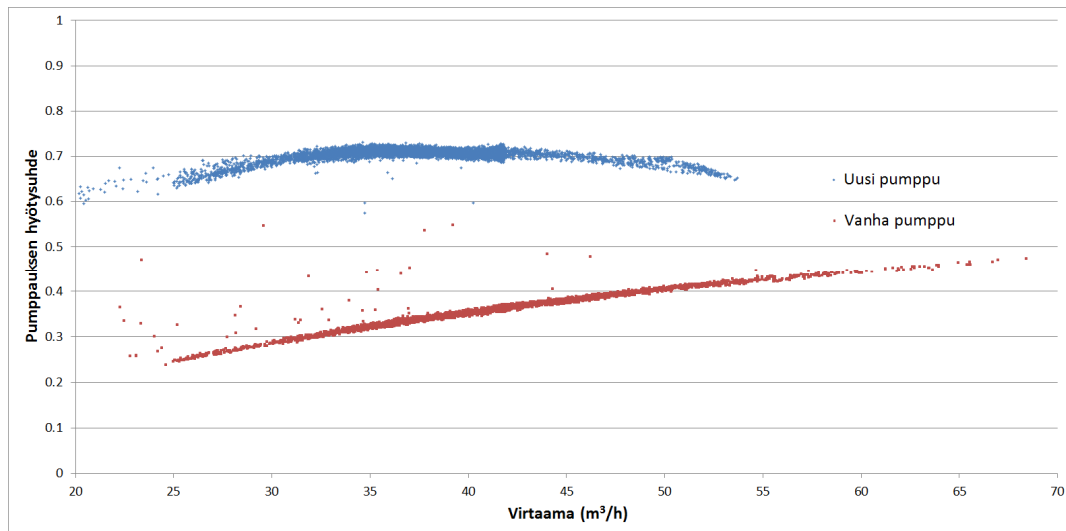
Koskenmäen vesilaitos on Hyrylässä sijaitseva pohjavesilaitos, joka tuottaa nykyisellään reilut 300 000 m³ vuodessa. Laitoksen tuotto on laskenut mitoitusvirtaamasta merkittävästi. Vuonna 2012 kesällä laitosta ohjaavassa automaatiojärjestelmässä siirryttiin uusiin ohjausalgoritmeihin. Laitosta siirryttiin ajamaan tasaisemmin ja jatkuvammin, mikä laski entisestään verkostopumppauksen virtaamaa.

Laitoksella on kaksi pumppua rinnan, joita ajetaan yksi kerrallaan. Pumput olivat parhaan hyötysuhteen pisteeltään 150 m³/h ja 72 m. Uudessa tilanteessa virtaama oli vain luokkaa 35...50 m³/h. Tilanne olisi helposti saattanut jäädä huomaamatta, sillä vanhat pumput kuitenkin kykenivät näitä pieniä virtaamia taajuusmuuttajasäädettynä pumppaamaan. Toiminta-alue oli kuitenkin huono, hyötysuhde alhainen ja oletettavasti myös luotettavuus. Laitosten pumppauksia kartoitettiin ja tähän havahduttiin melko nopeasti.

Laitokselle uusittiin toisen suuren pumpun tilalle näille alhaisille virtaamille mitoitettu selkeästi pienempi pumppu, parhaan hyötysuhteen pisteeltään 40 m³/h ja 85 m. Pumpun

hankinta ja pumppuvertailu oli periaatteeltaan Korkeamäen tapausta vastaava eikä sitä käydä tässä tarkemmin läpi. Hankintahinta oli 2300 €.

Kuvassa 23 on esitetty pumppu-moottori –yhdistelmän hyötysuhteet virtaaman suhteen uudella ja vanhalla pumpulla, automaatiojärjestelmästä kerätyillä mittaustiedoilla laskettuna. Vanhalla pumpulla näin alhaisten virtaamien hyötysuhteet olivat noin 30...40 %. Uusi pumppu vaikuttaisi saavuttavan noin 70 % hyötysuhteen, joka vastaa myyjän tarjouksessa ilmoittamaa.



Kuva 23. Koskenmäen vanhan ja uuden pumpun hyötysuhteet.

Energiasäästöjä voidaan arvioida yllä kuvattujen hyötysuhteiden tai koko laitoksen sähkönkulutuksen avulla. Koskenmäellä on myös henkilökunnan tiloja samassa sähköliittymässä, mikä nostaa kulutusta ja vaikeuttaa pumppauksen osuuden erottamista.

Hyötysuhteen virtaamapainotettu keskiarvo tavallisella toiminta-alueella 35...50 m³/h oli vanhalle pumpulle 36,5 % ja uudelle 70,8 %. Pumppauksen energiankulutus on lähes puolittunut. Laitoksen arvot ovat noin 300 000 m³ vuodessa keskimäärin 65 metriin. Tällöin energiansäästö uudella pumpulla olisi vuodessa noin 70 000 kWh verrattuna vanhaan pumppuun. Rahana tämä olisi noin 5600 € vuodessa. Pumppu uusinnan takaisinmaksuaika oli alle puoli vuotta.

Koskenmäen tapaus havainnollistaa taajuusmuuttajakäytön keskeistä riskiä selkeästi ylimitoitettujen pumppujen käytöstä hyvin pienillä kuormilla. Laitoksen tuottojen muuttuessa alaspäin on myös pumppujen mitoitus aina syytä tarkastaa.

8 Työn soveltaminen talusveden verkostopumppauksen ulkopuolelle

Tämä työ keskittyy talusveden verkostopumppaukseen, mutta samat periaatteet pätevät pääosin muihinkin pumppauksiin. Hyötysuhde- ja ominaisenergiälaskenta sekä tarvittavat lähtötiedot ovat vastaavat myös muille pumppauksille. Keskeisimmät erot ovat toimintapisteessä ja sen vaihteluissa sekä erilaisissa pumpputyypeissä.

Kaivopumppaukset

Kaivopumppaukset ovat yleensä pienemmällä virtaamalla ja nostokorkeudella kuin verkostopumppaukset. Vastaavasti kaivopumppuja on yleensä useita yhtä vedenkäsittelylaitosta kohti. Kaivopumppausten energiankulutus kokonaisuutena voi olla jopa samaa kokoluokkaa kuin verkostopumppauksen. Kaivopumppaukset hoidetaan lähes aina uppopumpuilla, joiden moottoreiden hyötysuhde on oleellisesti (jopa 10 % -yksikköä) kuiva-asenteisia moottoreita huonompi. Lisäksi pumppujen keskimäärin pienempi koko alentaa hyötysuhdetta. Huonojen hyötysuhteiden vuoksi kaivopumppauksissa on huomattavasti energiansäästöpotentiaalia.

Mahdollisia energiansäästökeinoja ovat ainakin taajuusmuuttajakäyttö, tarkka mitoitus, kulumisen seuranta ja uusien moottoritekniikoiden käyttöönotto. Taajuusmuuttajien laskeneet hinnat mahdollistavat niiden kustannustehokkaan asentamisen yhä useampiin kohteisiin, myös kaivopumppuihin. Kaivopumppuihin on hankala päästä käsiksi, mikä saattaa johtaa niiden ”unohtamiseen” kunnes pumppu hajoaa. Pumpun hyötysuhdetta tai ominaisenergiaa seuraamalla on mahdollista havaita pumpun selkeä kulumisen tai tukkeutumisen ja vaihtaa pumppu ennen hajoamista, parantaen sekä energiankäyttöä että luotettavuutta. Huomattava säästöpotentiaali on uusissa moottoritekniikoissa, jotka voivat parantaa hyötysuhdetta jopa 10 % -yksikköä. Kestomagneettimoottorien kehitystä kannattaa seurata ja jo nykyisellään kartoittaa vaihtoehtona.

Tekopohjaveden imeytyspumppaukset

Tekopohjaveden muodostamisessa raakavettä pumpataan pintavesilähteestä imeytettäväksi pohjavesiesiintymään, mahdollisesti esikäsittelyn kautta. Yleensä veden viipymä esiintymässä on pitkä ja esiintymä tilavuudeltaan suuri, jolloin pohjaveden muutokset eivät tapahdu nopeasti ja seuraavat lähinnä imeytyksen ja kaivopumppauksen kokonaismääriä pitkällä aikavälillä. Tällöin imeytyspumppaus on mahdollista hoitaa melko tasaisesti päivästä toiseen, vaikka päivien välillä olisikin suurempia eroja kaivoista ylös nostetun veden määrissä. Riittää kun kokonaismäärät imeytyksessä ja vedenotossa pysyvät sopivina. Pidemmän aikavälin muutokset täytyy luonnollisesti huomioida, esimerkiksi jos eri viikkoina tai kuukausina vettä kuluu selkeästi eri määriä. Tasainen pumppaus mahdollistaa hyvän energiatehokkuuden, mutta ei takaa sitä

automaattisesti. Imeytyspumppaukset ovat yleensä isoja ja vaativat ainakin jonkin verran säätömahdollisuutta, joten taajuusmuuttajakäyttö on yleensä lähtökohta. Lisäksi jos tavallisen virtaaman ja huippuvirtaaman ero on suuri, kannattaa harkita pumppujen rinnanajoon perustuvaa tai kahden erikokoisen pumpun järjestelmää.

Muut raakavesipumppaukset

Pumppauksissa vesistöistä laitoksille ja laitoksen sisäisissä prosessipumppauksissa ohjaustavat ja pumpputyypit vaihtelevat laitoksesta riippuen. Tämän työn puitteissa esitetyt keinot vähentää pumppauksen energiankulutusta pätevät myös näihin pumppauksiin. Tiedonkeruu ja laskenta sekä pumppujen hankinta ja mitoitus ovat tässä työssä esitellyn kaltaisia. Toimintapiste ja sen vaihtelut poikkeavat usein selkeästi verkostopumppauksista. Ajotapojen muutosten suhteen tarkastellaan verkoston sijaan prosessia ja laitoksen säiliökapasiteettia.

Jätevesipumppaukset

Tässä työssä on jätetty kokonaan tarkastelematta vedenjakelun toinen puoli eli jätevedet. Jätevesille laskennan ja pumppauksen periaatteet ovat pääpiirteissään samat, mutta ohjaustarpeet ja pumpputyypit ovat erilaisia. Jätevesipumppauksissa ohjaustapoihin on usein mahdollista vaikuttaa enemmän. Jätevesipumppaamoiden tarkasteluun sähköyhtiöltä saatavilla oleva tuntitason kulutustieto voi olla hyvä lähestymistapa. Tämä tieto on valmiiksi saatavilla ja voi olla pumppauksen energiatarvinnan tarkkaa, sillä pumppaamoilla ei usein ole merkittävästi muuta sähkönkulutusta pumppujen lisäksi.

9 Johtopäätökset ja suositukset

Tämän työn keskeisenä tavoitteena oli kerätä yhteen talousveden jakelun energiatehokkuuteen vaikuttavia tekijöitä sekä selvittää niiden nykytilannetta Suomen vesilaitoksilla. Näiden tietojen avulla pyrittiin tunnistamaan keskeisimpiä energiansäästökeinoja ja esittämään käytännönläheiset ohjeet lähestyä niitä.

Energiaa vedenjakelussa kuluttavat pumppaukset. Sähköverkosta otettu energia jakautuu lopulta veden mukana poistuvaan hydrauliseen energiaan ja erilaisiin häviöihin. Hydraulisesta energiasta voidaan säästää, jos käyttäjillä on painetta tarpeellista enemmän. Tämän työn energiansäästökeinot käsittelivät pääosin häviöiden vähentämistä. Yleensä helpointa on vaikuttaa pumppukokonaisuuden häviöihin. Eniten pumppauksen kokonaishyötysuhteessa vaihtelee pumpun hydraulinen hyötysuhde, jonka parantamiseen avainasemassa ovat oikean pumppausjärjestelyn valitseminen ja pumpun mitoitus. Taajuusmuuttajien ja sähkömoottorien hyötysuhteelle käytössä tärkeintä on välttää huomattavan alhaisia kuormia. Sähkömoottoreiden hyötysuhteissa on merkittäviä eroja, joihin tulee hankintavaiheessa kiinnittää huomiota.

Verkostopumppaukset ovat yleensä korkean staattisen nostokorkeuden pumppauksia, joissa usein tavallinen virtaama on selkeästi suurinta virtaamaa pienempi, mutta tavallinen nostokorkeus vain hieman suurinta nostokorkeutta pienempi. Tällaisissa sovelluksissa pumppu tulisi valita niin, että sen parhaan hyötysuhteen piste sijaitsee vaadittavan huippuvirtaaman vasemmalla puolella. Tällöin affiniteettiparaabelin muotoa seuraava parhaan hyötysuhteen alue sijaitsee lähempänä tavallista käyttöä kuin mitoittamalla parhaan hyötysuhteen piste suoraan huippupisteeseen. Pumppuvalinnassa yleisin virhe on ylimitoitus, jonka aiheuttamaa käyttökustannuksien kasvua ei välttämättä ajatella mitoitusvaiheessa. Ylimitoituksen välttämiseksi varmuuskertoimet on pidettävä maltillisina ja kasvuennusteet kohtuullisella aikavälillä.

Vesilaitoksille järjestettyyn kyselyyn ”Talousveden pumppaus ja energiatehokkuus” saatiin lähes sata vastausta, mikä kertoo kiinnostuksesta aiheita kohtaan. Myös vastaukset tukivat tätä päätelmää, vaikka tulosten voidaankin olettaa antavan liian positiivisen kuvan energiatehokkuusasioista kaikkia maamme vesilaitoksia ajatellen. Odotetusti suuret laitokset (>10 000 m³/vrk) kiinnittivät eniten ja pienet laitokset (<1000 m³/vrk) vähiten huomiota energiatehokkuuteen. Erityisen potentiaalinen ryhmä on näiden välille jäävä laituskoko. Tällaiset laitokset tuottavat Suomessa vesihuoltopalvelut lähes kahdelle miljoonalle ihmiselle, mutta kiinnittävät energiatehokkuusasioihin suuria laitoksia vähemmän huomiota.

Taajuusmuuttajat on otettu hyvin laajalti käyttöön vesilaitoksilla, ylivoimainen enemmistö ohjaa sekä verkosto- että raakavesipumppauksia kierroslukusäädöllä. Yleensä taajuusmuuttajaohjaus onkin energiatehokkain tapa säätötapa, mutta se ei suoraan tarkoita energiatehokasta pumppausta. Hyötysuhteen huomioimista pumppuvalinnassa sekä asennettujen pumppujen hyötysuhteiden selvittämistä tehdään suurimmalla osalla laitoksia, mutta kehittämisen varaa on edelleen reilusti.

Eräs korkean energiansäästöpotentiaalinen kohde ovat uoppopumput, joita käytetään raakavesipumppausten lisäksi kohtuullisen laajalti myös verkostopumppauksissa. Uoppopumppuja pyörittävillä märkäasenteisilla sähkömoottoreilla on perinteisesti huomattavasti kuiva-asenteisia huonompi hyötysuhde. Tältä voidaan välttyä suunnittelemalla laitokset ilman uoppopumppauksia ja ottamalla käyttöön uutta sähkömoottoritekniikkaa.

Energiätehokkuusprosessin keskeiset vaiheet ovat tiedon kerääminen ja analysointi, toimenpiteet ja jälkiseuranta. Pumppujen hyötysuhteiden selvittämiseen tarvittavista tiedoista virtaamaa ja painetta yleensä mitataan valmiiksi. Sähköteho tai -kulutus voidaan erillisten mittausten lisäksi nykyään usein saada taajuusmuuttajasta tai sähköliittymän tarkkuudella sähköyhtiöiltä. Täten pumppauksien hyötysuhteen ja ominaisenergian selvittäminen kohtuullisella tarkkuudella on helppoa, mutta mahdollistaa selkeästi energiaa tuhlaavien pumppausten löytämisen. Monissa kohteissa voidaan saavuttaa selkeitä säästöjä uusimalla pumppu tai pumppuja sopimaan paremmin nykyiseen tavalliseen käyttöön.

Usein vesilaitosten pumppaustarpeet koostuvat harvemmin käytetystä huippupisteestä ja tavallisista matalammista toimintapisteistä. Tällöin pumppuvalinnan keskeiseksi kysymykseksi nousee löytää huippupisteeseen kykenevä pumppu, joka minimoi energiankäytön tavallisella toiminta-alueella. Pumpun tarjouspyyntöön voidaan määrittellä huippupisteestä reunaehto ja tavallisen toimintapisteen energiankulutuksesta optimoitava parametri. Myyjät tarjoavat valikoimansa ja osaamisensa rajoissa reunaehdon täyttävää parametrin minimoivaa pumppua. Tarjouksia vertaillaan hankintahinnan ja energiakustannusten avulla. Teoreettisempi lähestyminen perustuu affiniteettisääntöihin ja pumppukäyrän arvioimiseen. Tavallisen käyttöpisteen energiankäytön optimoimiseksi valitaan pumppu, jonka parhaan hyötysuhteen piste sijaitsee samalla affiniteettiparaabelilla kuin optimoitava piste. Mahdollisille parhaan hyötysuhteen pisteille lasketaan arvioita pumppukäyrästä ja arvioidaan millainen pumppu kykenee vaadittuun huippuvirtaamaan.

Tässä työssä keskityttiin yksi kerrallaan käyvien pumppujen järjestelmiin, mutta moniin toiminnaltaan huomattavasti vaihteleviin vesilaitoskohteisiin energiatehokkain pumppausjärjestely on rinnanajettavat pumput. Periaatteet pumppukokonaisuuden toiminnasta ja energiatehokkuudesta ovat pohjimmiltaan samoja myös näissä järjestelyissä. Näin tätä työtä voi käyttää myös rinnanajettavien pumppujen energiatehokkuuden ymmärtämiseen, vaikka mitoitushojeita ei voi suoraan soveltaa.

Pumppausten ohjaus ja näin myös mitoituksen tarpeet liittyvät koko vedenjakeluverkoston toimintaan ja erityisesti vesitornien tilavuuden hyödyntämiseen. Ohjaukseen vesilaitoksilla on vaihtelevia käytäntöjä. Laitokset, säiliötilavuudet ja kulutuksen huomioon ottavassa ohjauksen optimoinnissa on paljon energiansäästöpotentiaalia.

Lähdeluettelo

- ABB. 2011. Technical note: IEC 60034-30 standard on efficiency classes for low voltage AC motors. [Viitattu 20.8.2014]. Saatavilla: [http://www05.abb.com/global/scot/scot234.nsf/veritydisplay/1b6d379e38780455c125797900294173/\\$file/tm025%20en%20revc%2001-2012_iec60034-30.lowres.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot234.nsf/veritydisplay/1b6d379e38780455c125797900294173/$file/tm025%20en%20revc%2001-2012_iec60034-30.lowres.pdf)
- Ahonen, T. 2011. Monitoring of centrifugal pump operation by a frequency converter. Väitöskirja, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 134 s.
- Ahonen, T. & Ahola, J. & Kestilä, J. & Tiainen, R. & Lindh, T. 2007. Life Cycle Cost Analysis of Inverter-Driven Pumps. Proceedings of the 20th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM 2007). s. 397-405.
- Ahonen, T. & Tamminen, J. & Ahola, J. & Niemelä, M. 2011. Accuracy study of frequency converter estimates used in the sensorless diagnostics of induction-motor-driven systems. Power Electronics and Applications (EPE 2011), Proceedings of the 2011-14th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE). 10 s.
- Almeida, A.T. & Angers, P. & Brunner, C.U. & Doppelbauer, M. 2009. Motors with Adjustable Speed Drives: Testing Protocol and Efficiency Standard. International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS). Nantes.
- Aranto, N. 2008. Competitor comparison: variable speed drives in pumping applications. Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 100s.
- Bolognesi, A. & Bragelli, C. & Lenzi, C. & Artina, S. 2014. Energy efficiency optimization in water distribution systems. Procedia Engineering, 70. s. 181-190.
- Boulos, P. F. & Bros, C. 2010. Assessing the carbon footprint of water supply and distribution systems. Journal AWWA, 102:11. s. 47-54.
- Carravetta, A. & Giudice, G. & Fecarotta, O. & Ramos, H. 2013. PAT Design strategy for energy recovery in water distribution networks by electrical regulation. Energies, 6. s. 411-424.
- Coelho, B. & Andrade-Campos, A. 2014. Efficiency achievement in water supply systems – A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 30. s.59-84.
- DeBenedictis, A. & Haley, B. & Woo, C.K. & Cutter, E. 2013. Operational energy-efficiency improvement of municipal water pumping in California. Energy, Vol. 53:1. s. 237-243.
- DOE, U.S. Department of Energy. 2006. Improving pumping system performance: A sourcebook for industry. 2nd ed. Colorado: National Renewable Energy Laboratory. 117 s.

Energiäteollisuus ry. 2010. Tuntimittauksen perusteita. [Viitattu 18.8.2014]. Saatavilla: http://energia.fi/sites/default/files/tuntimittausuusitus_2010_0.pdf

EPRI Electric power research institute. 2002. Water and Sustainability (Volume 4): U.S. Electricity Consumption for Water Supply and Treatment—The Next Half Century. Saatavilla: <http://www.epri.com/abstracts/Pages/ProductAbstract.aspx?ProductId=00000000001006787&Mode=download>

Fuchloch, J.F. & Finley, W.R. & Walter, R.W. 2008. The Next Generation Motor. IEEE Industrial Applications Magazine, 14. s 37-43.

Gülich, J.F. 2010. Centrifugal pumps. 2nd ed. Berliini: Springer. 964 s.

Grundfos, 2004. Pump Handbook. 160 s. [Viitattu 15.8.2014]. Saatavilla: <http://net.grundfos.com/doc/webnet/mining/downloads/pump-handbook.pdf>

Hydraulic Institute & Europump. 2001. Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems Executive summary. Oxford: Elsevier Advanced Technology. 17 s.

Hydraulic Institute & Europump. 2004. Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications. Oxford: Elsevier Advanced Technology. 172 s.

International Energy Agency. 2009. World Energy Outlook 2009. [Viitattu 10.9.2014]. Saatavilla: <http://www.worldenergyoutlook.org/media/weowebiste/2009/WEO2009.pdf>. ISBN: 978-92-64-06130-9. 696 s.

ISO 9906. 2012. Rotodynamic pumps – hydraulic performance acceptance tests. Grades 1, 2 and 3. European Committee for Standardization. 58 s.

Kay, M. 1998. Practical Hydraulics. E & FN Spon. 253 s.

Kaya, D. & Yagmur, E.A. & Yigit, K.S. & Kilic, F.C. & Eren, A.S. & Celik, C. 2008. Energy efficiency in pumps. Energy Conversion and Management, Vol. 49:6. s. 1662-1673.

Kinnunen, J. 2014. Moottoreiden hyötysuhteet. ABB. 26 s. [Viitattu 5.10.2014]. Saatavilla: http://www.lut.fi/documents/10633/333534/Moottoreiden+Hy%C3%B6tysuhteet_yleinen_Jarno_Kinnunen.pdf/1f7fb3af-2475-4b2d-98bf-af4d1580d4dc

Leiby, V. & Burke, M. 2011. Energy efficiency best practices for North American drinking water utilities. Denver: Water Research Foundation. 213 s.

Lingsten, A. 2014. VA-verkens bidrag till Sveriges energieffektivisering. Svenskt Vatten AB. 42 s.[Viitattu 28.8.2014]. Saatavilla: http://vav.griffel.net/filer/SVU-rapport_2014-05.pdf

- Mar, C.A.A. 2013. Accuracy analysis of frequency converter estimates in diagnostic applications. Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 85 s.
- Marchi, A. & Simpson, A.R. & Ertugrul, N. 2012. Assessing variable speed pump efficiency in water distribution systems. *Drinking Water Engineering and Science*, 5, s.15-21.
- Motiva. 2011. Energiatohokkaat pumput. 32 s. [Viitattu 20.8.2014]. Saatavilla: http://www.motiva.fi/files/5343/Energiatohokkaat_pumput.pdf
- Mott, R.L. 2000. *Applied fluid mechanics*. 5th edition. Prentice Hall. 597 s.
- Muszynski, P. 2010. Impeller pumps: relating η and n . *World Pumps*, Vol. 2010:7. s. 25-29.
- Nesbitt, B. 2007. *Handbook of Valves and Actuators – Valves Manual International*. Elsevier. 486 s. ISBN 978-1-85617-494-7.
- Nolte, D. 2004. Why efficiency matters. *World Pumps*, 448. s. 27-29.
- Pemberton, M. 2003. Intelligent variable speed pumping. *Plant Engineering*, 57:12. s. 28-30.
- Pulli, M. 2009. *Virtaustekniikka*. Tampere: Tammertekniikka. s. 248. ISBN 978-952-5491-58-6.
- Pulli, M. 2012a. Energiatohokkuus vesien siirrossa. *Vesitalous 1*, s. 32-37.
- Pulli, M. 2012b. Energiatohokkuus vesien siirrossa – toinen osa. *Vesitalous 2*, s. 26-31.
- Pulli, M. 2013. Energiatohokkuuden tunnusluvut pumppausjärjestelmissä. *Vesitalous 6*, s. 35-38.
- Ramos, H.M. & Mello, M. & De, P.K. 2010. Clean power in water supply systems as a sustainable solution from planning to practical implementation. *Water Science & Technology: Water Supply*, 10.1. s. 39-49.
- RIL. 2003. 124-1 Vesihuolto I. Helsinki: Suomen rakennusinsinöörien liitto RIL r.y. 314 s. ISBN 951-758-431-8.
- RIL. 2004. 124-2 Vesihuolto II. Helsinki: Suomen rakennusinsinöörien liitto RIL r.y. 684 s. ISBN 951-758-438-5.
- Rossman, L.A. 2000. *EPANET users manual*. United States Environmental Protection Agency. 200 s.
- Sârbu, I. & Borza, I. 1998. Energetic optimization of water pumping in distribution systems. *Periodica Polytechnical Mechanical Engineering*, 42. s. 141-152.
- Sunela, M. 2010. *Vedenjakeluverkoston automaation mallintaminen*. Diplomityö, Tampereen Teknillinen Yliopisto. 115 s.

Sunela, M. & Puust, R. 2014. Simple visual tool to analyse pump battery efficiencies for various pump combinations. *Procedia Engineering*, odottaa julkaisua.

THL Terveyden ja hyvinvoinnin laitos. 2014. Yhteenveto suurten, EU:lle raportoivien laitosten talousveden valvonnasta ja laadusta vuonna 2012 Liite 1. [Viitattu 1.11.2014] Saatavilla:

http://www.valvira.fi/files/ohjeet/Talousvesiraportit/Talousvesiyhteenveto_Liitteet_2012_27012014.pdf

Twort, A. & Ratnayaka, D. & Brandt, M. 2000. *Water Supply*. 5th edition. Lontoo: Arnold. 676 s.

Viholainen, J. 2014. Energy-efficient control strategies for variable speed driven parallel pumping systems based on pump operation point monitoring with frequency converters. Väitöskirja. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 120 s.

Vilanova, M. & Balestieri, J. 2014. Energy and hydraulic efficiency in conventional water supply systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30. s. 701-714.

Vogelesang, H. 2008a. An introduction to energy consumption in pumps. *World Pumps*, 496. s. 28-31.

Vogelesang, H. 2008b. Energy consumption in pumps – friction losses. *World Pumps*, 499. s. 20-24.

Vogelesang, H. 2008c. Energy savings in pump systems. *World Pumps*, 503. s. 26-30.

Vogelesang, H. 2008d. Pump choice to optimize energy consumption. *World Pumps*, 507. s. 20-24.

VTT. 2008. Sähkönsäästöpotentialiaali energiatehokkailta sähkömoottorikäyttöillä Suomen energiavaltaisessa teollisuudessa. VTT tutkimusraportti.

Young, D. & Munson, B. & Okiishi, T. & Huebsch, W. 2007. *A brief introduction to fluid mechanics*. 4th edition. John Wiley & Sons, Inc. 502 s.

Liite 1. Vesilaitoskyselyn tulokset.

Talousveden pumppaus ja energiatehokkuus

1. Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?

Vastaajien määrä: 89

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m3/vrk (N=13)	500 - 1000 m3/vrk (N=17)	1000 - 10 000 m3/vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m3/vrk (N=10)	> 20 000 m3/vrk (N=5)
< 500 m3/vrk	13	0	0	0	0
500 - 1000 m3/vrk	0	17	0	0	0
1000 - 10 000 m3/vrk	0	0	44	0	0
10 000 - 20 000 m3/vrk	0	0	0	10	0
> 20 000 m3/vrk	0	0	0	0	5

2. Miten pumppaus verkostoon on laitoksillanne järjestetty?

Vastaajien määrä: 88

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m3/vrk (N=13)	500 - 1000 m3/vrk (N=17)	1000 - 10 000 m3/vrk (N=43)	10 000 - 20 000 m3/vrk (N=9)	> 20 000 m3/vrk (N=5)
Laitoksen puhdasvesisäiliöstä kuiva-asenteisilla pumpuilla	2	6	25	7	5
Laitoksen puhdasvesisäiliöstä uppopumpuilla	4	3	7	1	0
Suoraan kaivoista uppopumpuilla	4	7	8	1	0
Muu järjestely	3	1	3	0	0

3. Miten vesilaitostenne pumppausta verkostoon säädetään?

Vastaajien määrä: 90

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m3/vrk (N=13)	500 - 1000 m3/vrk (N=17)	1000 - 10 000 m3/vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m3/vrk (N=10)	> 20 000 m3/vrk (N=5)
Kierroslukusäätö taajuusmuuttajilla	6	11	21	2	4
Ajettavien pumppujen lukumäärää muuttamalla	1	0	2	0	0
Sekä pumppujen lukumäärää että kierroslukua muuttamalla	1	5	18	8	1
Kuristussäätö venttiileillä	1	0	0	0	0
Ei säätöä (pumppu päälle/pois)	3	1	3	0	0
Muilla keinoilla	1	0	0	0	0

4. Millä perusteella verkostopumppausta laitokselta ohjataan?

Vastaajien määrä: 92

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m3/vrk (N=13)	500 - 1000 m3/vrk (N=17)	1000 - 10 000 m3/vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m3/vrk (N=10)	> 20 000 m3/vrk (N=5)
Virtaaman perusteella (ohjaus pyrkii asetusvirtaamaan)	2	2	1	1	2
Paineen perusteella (ohjaus pyrkii asetuspaineeseen)	6	9	17	3	2
Pinnankorkeuden perusteella (ohjaus esim. vesitorninpinnan mukaan)	3	5	25	6	1
Muu ohjaus	2	1	1	0	0

5. Miten vesilaitostenne raakavesipumppausta (kaivoista tai vesistöistä laitokselle) säädetään?

Vastaajien määrä: 88

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=11)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Kierroslukusäätö taajuusmuuttajilla	5	8	19	4	2
Ajettavien pumppujen lukumäärää muuttamalla	1	1	6	2	1
Sekä pumppujen lukumäärää että kierroslukua muuttamalla	0	3	15	3	1
Kuristussäätö venttiileillä	1	0	1	1	0
Ei säätöä (pumppu päälle/pois)	2	4	3	0	0
Muilla keinoilla	2	1	0	0	1

6. Onko pumppausten energiatehokkuuteen kiinnitetty huomiota?

Vastaajien määrä: 92

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Ei lainkaan tai hyvin vähän	4	6	8	0	0
Jonkin verran	7	10	24	9	3
Huomattavasti	2	1	12	1	2

7. Kuka tekee pumppuvalinnan laitos- tai pumppaamoinvestoinnin yhteydessä?

Vastaajien määrä: 91

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitokseenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=43)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Suunnittelija	4	5	10	2	2
Urakoitsija	0	1	2	0	0
Pumpputoimittaja	0	1	1	1	0
Laitoksen edustaja	9	9	30	7	3
Joku muu	0	1	0	0	0

8. Huomioidaanko hyötysuhde pumppuvalinnassa?

Vastaajien määrä: 91

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitokseenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Aina	4	7	19	6	4
Joskus	3	5	20	4	1
Ei	1	3	1	0	0
Ei tietoa	5	2	4	0	0

9. Oletteko selvittäneet asennettujen pumppujen hyötysuhteita?

Vastaajien määrä: 90

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=16)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Ei selvitetty	7	8	16	1	0
Osalle pumppuja	4	7	22	6	2
Kaikille tai lähes kaikille pumppuille	2	1	6	3	3

10. Millaiseksi arvioisitte pumppujenne keskimääräisen elinkaaren?

Vastaajien määrä: 90

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=43)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
< 10 vuotta	2	2	4	0	0
10 - 15 vuotta	8	12	18	5	3
15 - 20 vuotta	1	3	15	4	2
> 20 vuotta	2	0	6	1	0

11. Miten verkostossanne ylläpidetään painetta?

Vastaajien määrä: 92

	Kuinka paljon vettä vedenkäsittelylaitoksenne yhteensä tuottavat?				
	< 500 m ³ /vrk (N=13)	500 - 1000 m ³ /vrk (N=17)	1000 - 10 000 m ³ /vrk (N=44)	10 000 - 20 000 m ³ /vrk (N=10)	> 20 000 m ³ /vrk (N=5)
Ylävesisäiliöllä (vesitorni)	6	8	33	8	3
Jatkuvalla pumppauksella laitokselta	5	8	9	1	2
Painesäiliöllä	1	0	1	0	0
Muilla keinoilla	1	1	1	1	0

Liite 2. Sähkön hinta kuluttajatyypeittäin 1/2009 - 6/2014

Tilastokeskuksen PX-Web-tietokannat

Vuoden 2013 keskiarvot:

Yritys- ja yhteisöasiakkaat 500 – 1 999 MWh/vuosi: 9,28 snt/kWh

Yritys- ja yhteisöasiakkaat 2000 – 19 999 MWh/vuosi: 8,87 snt/kWh

Yritys- ja yhteisöasiakkaat 20 000 – 69 999 MWh/vuosi: 7,38 snt/kWh

Sähkön hinta kuluttajatyypeittäin, snt/kWh (Hinnat sisältävät sähköenergian, siirtomaksun ja verot.)												
	Hinta snt/kWh											
	Tammikuu	Helmikuu	Maaliskuu	Huhtikuu	Toukokuu	Kesäkuu	Heinäkuu	Elokuu	Syyskuu	Lokakuu	Marraskuu	Joulukuu
T7 (Yritys- ja yhteisöasiakkaat 500 - 1 999 MWh/vuosi)												
2009	8,42	8,47	8,47	8,38	8,32	8,25	8,29	8,22	8,31	8,39	8,29	8,37
2010	8,43	8,69	8,54	8,41	8,27	8,29	8,40	8,38	8,38	8,46	8,50	8,57
2011	9,31	9,42	9,37	9,43	9,27	9,26	9,29	9,23	9,08	9,25	9,30	9,20
2012	9,30	9,39	9,34	9,37	9,17	9,12	8,98	8,82	9,30	9,28	9,28	9,24
2013	9,45	9,34	9,26	9,28	9,21	9,15	9,26	9,19	9,25	9,37	9,35	9,27
2014	9,29	9,22	9,09	8,98	8,96	9,02
T8 (Yritys- ja yhteisöasiakkaat 2 000 - 19 999 MWh/vuosi)												
2009	7,94	8,07	8,04	8,02	8,08	8,00	8,09	8,01	8,13	8,12	8,08	8,12
2010	8,26	8,57	8,37	8,22	8,05	8,09	8,18	8,22	8,19	8,22	8,31	8,38
2011	9,10	9,16	8,94	9,16	9,01	8,99	8,93	8,90	8,73	9,01	8,97	8,85
2012	8,91	8,95	8,92	8,89	8,85	8,73	8,61	8,82	8,82	9,04	8,90	8,90
2013	9,04	8,81	8,81	8,84	8,73	8,74	8,91	8,81	8,93	9,05	8,97	8,75
2014	8,73	8,70	8,60	8,45	8,62	8,78
T9 (Yritys- ja yhteisöasiakkaat 20 000 - 69 999 MWh/vuosi)												
2009	6,91	6,30	6,47	6,66	6,81	6,72	6,81	6,65	6,78	6,70	6,71	6,76
2010	7,63	8,20	7,75	7,56	7,05	7,12	7,24	7,11	7,18	7,22	7,36	7,60
2011	8,52	8,23	7,96	8,12	7,85	7,78	7,56	7,46	7,47	7,37	7,44	7,21
2012	7,34	7,48	7,19	7,28	7,14	6,92	6,95	6,97	7,59	7,72	7,43	7,62
2013	7,22	7,05	7,06	7,45	7,37	7,28	7,46	7,40	7,60	7,74	7,71	7,24
2014	7,20	7,28	6,86	6,70	6,81	7,00

Tilaston kuvaus

Käsitteet ja määritelmät

Laatuselosteet

Keskihinnat (snt/kWh) sisältävät sähkön siirron ja myynnin osuudet sekä kaikki ajankohtana voimassa olleet verot

T5-T10 Sähköenergian hinnat - yritys- ja yhteisöasiakkaat. Hinnat ovat myyntimäärillä painotettuja keskihintoja.

T5-T10 hinnat perustuvat Tuottajahintaindeksien sähköenergian hintakyselyyn ja siirtohinnat Energiaviraston tietoihin

T5-T10 tiedonantajina on sähköä loppukuluttajille myyviä yrityksiä.

Hinnoissa ei ole huomioitu tehontarvetta.

Käyttäjryhmäjaotteluna käytetään Euroopan Unionin sähkön hintakeruumetodologian mukaisia käyttäjäryhmiä. Tariffiluokkien K1, K2, L1, L2, M1 ja M2 hintatiedot muuttuneet

takautuvasti 1.6.2013 lähtien

Viimeksi päivitetty:

2014-09-18 09:00

Lähde:

Energiavirasto, Tilastokeskus

Tekijänoikeus:

Suojattu

Yhteystiedot:

Tilastokeskus

Lisätietoja

Tilaston kotisivu

Mittayksikkö:

snt/kWh %