



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Kim Kurki

Paineviemärin energia- ja kustannustehokkuuden kehittäminen

Diplomityö

prof. Jukka Rintala
ja kehitt.pääll. Saila Kallioinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Luonnontieteiden tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 3.2.2016

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

KURKI, KIM: Paineviemäriin energia- ja kustannustehokkuuden kehittäminen

Diplomityö, 79 sivua, 4 liitesivua

Helmikuu 2016

Pääaine: Vesi- ja jätehuoltotekniikka

Tarkastaja: prof. Jukka Rintala ja kehitt.pääll. Saila Kallioinen

Avainsanat: Paineviemäri, energiatehokkuus, kustannustehokkuus, pumpput

Kasvava energiankulutus ja ilmastonmuutos ovat johtaneet lainsäädännöllisiin muutoksiin, jotka lisäävät vesihuoltolaitoksiin kohdistuvia paineita energiatehokkuuden kehittämiseksi. Kiristyneen taloudellisen tilanteen vuoksi myös kustannustehokkuudesta on muodostunut yksi laitosten toimintaedellytyksistä.

Tässä työssä tarkasteltiin vaihtoehtoja painevisiäriin energia- ja kustannustehokkuuden kehittämiseksi ja arvioitiin niiden soveltuvuutta ja hyötyvaikutuksia eri tilanteissa. Hyötyvaikutusten ohella arvioitiin ratkaisuiden toteutuskelpoisuutta investointikustannuksien ja investointien takaisinmaksuaikojen perusteella. Tarkastelu tehtiin Hangon vesi- ja viemärlaitoksen 21 kilometriä pitkälle Lappohja-Suursuo siirtolinjalle.

Painevisiäriin energia- ja huoltokustannukset aiheutuvat lähes täysin pumpuista, jonka vuoksi kehittämiskäisut painottuivat pumppujen mitoitukseseen ja ajotavan optimointiin, joiden vaikutuksia tutkittiin sekä teoreettisesti laskemalla että mallinnusohjelman avulla. Energia- ja kustannussäästöjä saavutettiin pumppujen uudelleenmitoituksella, muuttamalla pumppujen pyörimisnopeutta sekä ohittamalla pumppaamoita ja muuttamalla niitä paineenkorotuspumppaamoiksi.

Myös korroosio ja laitteiden kuluminen ovat työn kannalta merkittävässä asemassa, sillä laitteiden hyötysuhteiden laskeminen ja käyttöiän lyheneminen heikentävät suoraan energia- ja kustannustehokkuutta. Koorroosion hallintaratkaisuisa tutkittiin korroosiota kestävien laitteiden hankinnan ja korroosiota vähentävien kemikaalien syötön vaikutusta kustannuksiin.

Tulosten perusteella haponkestävien pumppujen suosiminen on kustannustehokkuuden kannalta järkevää vain jos normaalien pumppujen käyttöikä jää alle viiden vuoden. Kemikaalisyötön kannalta kustannuslaskelmat eivät ole täydellisiä, sillä viemäriin muodostuvan sulfidin määrää ei voitu määrittää tarkasti. Edullisimmiksi kemikaalivaihtoehdoiksi voitiin kuitenkin määrittää rauta- ja nitraattiyhdisteet, joista esimerkkeinä toimivat rauta(III)sulfaatti ja natriumnitraatti.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Environmental and Energy Engineering

KURKI, KIM: Methods for improving force main energy and cost-efficiency

Master of Science Thesis, 79 pages, 4 appendix pages

February 2016

Major: Water and wastewater engineering

Examiner: Prof. Jukka Rintala and Dev Mgr. Saila Kallioinen

Keywords: force main, energy-efficiency, cost-efficiency, pumps

Constantly increasing energy consumption and global climate change have resulted in stricter laws, that have pressured the municipal water supply and sanitation service providers to improve their operational energy-efficiency. In addition to that, the poor economic situation has increased the need for improvements in cost-efficiency as well.

Energy and cost-efficiency of force mains can be increased by a variety of methods, which were further analyzed in this thesis. In addition to studying the beneficial impact of these procedures, their viability was evaluated by analyzing the investment costs and repayment periods in different situations. The subject of the case study was a 21 kilometer long Lappohja-Suursuo force main operated by Hanko municipality.

The energy and maintenance costs of a force main are caused almost exclusively by the pumps. Therefore, the studied energy and cost-efficiency improvement solutions focused mainly on optimization of sizing and operation of the pumps. Their beneficial effects were analyzed with theoretical calculations and modeling software. The most promising procedures were resizing of pumps, motor speed variation with variable-frequency drives and skipping pump stations along with refitting pump stations into booster pump stations.

The energy and cost-efficiency is also affected by corrosion and deterioration, which decrease the mechanical efficiency of the equipment. Use of corrosion resistant equipment and corrosion inhibiting chemicals in order to reduce the effects of corrosion were also analyzed in this thesis accordingly.

According to the results, using corrosion resistant pumps is economically beneficial only if the life expectancy of the normal pumps is less than five years. Cost estimation of corrosion inhibiting chemicals could not be done accurately because of imperfect laboratory analysis results. However, iron and nitrate compounds such as iron(III) sulfate and sodium nitrate could be determined to be the least expensive options for chemical corrosion control.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö vastaa Vesilaitosyhdistyksen toiveeseen tutkimuksesta, joka käsittelee vesihuollon energia-, ympäristö-, resurssi- ja kustannustehokkuuden kehittämistä. Työn tilaajana toimi Hangon vesi- ja viemärlaitos, joka myös tästä syystä toimii työn pääasiallisena case-tutkimuskohteena. Työ on tehty yhteistyössä FCG Suunnittelu ja Tekniikka Oy:n kanssa, jonka asiantuntijoiden verkostomallinnukseen ja kemiaan liittyvä erityisosaaminen oli työn onnistumisen kannalta keskeisessä roolissa.

Esitän kiitokseni Tampereen teknillisen yliopiston Saila Kallioiselle ja Jukka Rintalalle työn ohjauksesta ja rakentavasta palautteesta. Kiitän myös Hangon vesi- ja viemärlaitoksen johtajaa Sanna Varjusta mielenkiintoisesta aiheesta ja saumattomasta yhteistyöstä. FCG:n osalta kiitän Jorma Pääkköstä ja Jukka Sandelinia sekä erityisesti Markus Sunelaa työhön liittyvästä avusta ja asiantutemuksesta.

Kiitokset myös TTY:n Ympäristöteekkarikillalle, joka toimi opintojeni ajan minulle korvaamattomana henkisenä tukena.

SISÄLTÖ

1. Johdanto	1
2. Hydromekaniikka	3
2.1 Hydrodynamiikan teoriaa	3
2.1.1 Virtaushäviöt	6
2.1.2 Paikallishäviöt	7
2.2 Pumppauksen teoriaa	9
2.2.1 Pumput	9
2.2.2 Pumppujen moottorit	16
2.2.3 Taajuusmuuttajat ja vaihteistot	18
2.3 Paineviemäreiden toiminta ja mitoitus	20
2.4 Ilmanpoisto paineviemäreissä	22
2.4.1 Paineiskut	25
3. Energia- ja kustannustehokkuuden optimointi	26
3.1 Energiatehokkuus	26
3.2 Kustannustehokkuus	29
3.3 Energiatehokkuuden kehitysratkaisut	30
3.3.1 Pumppujen vaihto ja pumppaamoiden ohitus	30
3.3.2 Kierroslukusäätö ja vakiopintapumppaus	31
3.3.3 Paineenkorotuspumppaus	33
3.3.4 Vesivirtaturbiinit	33
3.4 Kuluvien osien elinkaaren pidentäminen	35
3.4.1 Korroosio	35
3.4.2 Korroosion hallinta	37
3.4.3 Rikkivety korroosion lähteenä	38
3.4.4 Rikkivedyn hallinta	40
3.5 Paineviemäriin elinkaarikustannukset	43
4. Lähtötiedot ja menetelmät	47
4.1 Hangon vesi- ja viemärilaitos	47
4.1.1 Mallinnusohjelma	48
4.2 Mallinnuksen lähtötiedot	48
4.2.1 Mitoitustiedot	49
4.3 Veden laatu	51
4.4 Siirtoviemäriin toiminta	52
5. Tulokset ja niiden tarkastelu	53
5.1 Energiankulutuksen teoreettinen minimi	54
5.2 Pumppujen uudelleenmitoitus	56
5.3 Pumppujen säätö taajuusmuuttajalla	63
5.4 Paineenkorotuspumppaukset ja pumppaamoiden ohitukset	67
5.5 Veden laatu ja korroosion hallinta	70
5.5.1 Laitteiden suojaaminen korroosiolta	71
5.5.2 Jäteveden aggressiivisuuden vähentäminen	72

6. Yhteenveto ja johtopäätökset	74
Lähdeluettelo	76
Liite 1: Moodyn diagrammi	
Liite 2: ViskoTeepak AB Oy vesianalyysien tulokset	
Liite 3: Suursuon jätevedenpuhdistamon vesianalyysien tulokset	
Liite 4: Pumppaamoiden päivittäiset energiankulutukset kuukausien keskiarvoina 2015-2015	

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A	Poikkileikkauksen pinta-ala, m^2
C	Kassavirta, €
c	Putken ominaisuuksista riippuva kerroin
d	Putken sisähalkaisija, m
D	Juoksupyörän halkaisija, m
E	Energia, kWh
E_0	Ominaisenergia, Kwh/m^3
f_v	Vastusluku
g	Painovoiman kiihtyvyys, m/s^2
H	Pumpun nostokorkeus, m
H_{hi}	Imupuolen kokonaispainehäviö, m
H_{hp}	Painepuolen kokonaispainehäviö, m
H_i	Imukorkeus, m
H_{si}	Staattinen imukorkeus, m
H_p	Painekorkeus, m
H_{sp}	Staattinen painekorkeus, m
h_{dyn}	Virtauksen kokonaispainehäviö = dynaaminen nostokorkeus, m
h_{geod}	Staattinen nostokorkeus, m
h_{kok}	Kokonaispainehäviö, m
h_p	Paikallishäviö, m
h_v	Virtaushäviö, m
I	Virta, A
k	Vastuskerroin
L	Putken pituus, m
n_j	Jättäm kierrosluku, r/s
NNA	Nettonykyarvo
n_{sin}	Siniaaltojen lukumäärä
n_{nim}	Nimelliskierrosluku, s^{-1}
p_m	Magneettisten napaparien lukumäärä
P_s	Sähköteho, W
Q	Virtaama, m^3/s
Re	Reynoldsin luku
r	Diskonttokorko
S	Korroosion syvyys, mm
y	Korkeusasema, m
η	Hyötysuhde
η_{kok}	Kokonaishyötysuhde
η_{real}	Reaalinen hyötysuhde
ε	Putken karkeuskerroin
ν_k	Kinemaattinen viskositeetti, m^2/s
$\cos \varphi$	Vaihe-ero

1. JOHDANTO

Energiatehokkuusnäkökulmat ovat kasvattaneet merkitystään yhä suuremmissa määrin 2010-luvun edetessä. Tähän vaikuttavat sekä globaalit että EU-tasolla säädetyt sopimukset, jotka pyrkivät hillitsemään kasvavaa energiantarvetta ja ilmastomuutosta. Euroopan unionin alueella vaatimuksia on kasvattanut erityisesti energiatehokkuusdirektiivi (2012/27/EU), joka tähtää 20 % parannukseen energiatehokkuudessa EU -alueella vuoteen 2020 mennessä. Suomelle ko. direktiivissä on ehdotettu energian kokonaiskulutuksen vähentämistä 417,5 TWh kulutuksesta 310,5 TWh kulutukseen, joka tarkoittaa lähes 26 % vähennystä. Direktiivi on tullut Suomessa täytäntöön energiatehokkuuslain (1429/2014) myötä.

Arvioiden mukaan sähkömoottorisovellusten osuus Euroopan sähkön kokonaiskulutuksesta on 69 %, josta noin 22 % koostuu erilaisista pumppaussovelluksissa. Pumppaussesteemien kulutusta voidaan potentiaalisesti pienentää jopa 50 % nykyisestä laitteiston toimintaa tehostamalla. Tämä perustuu siihen, että käytössä olevien seysteemien kokonaishyötysuhde on pääsääntöisesti alhainen, keskimäärin 40 % tai vähemmän. (Aranto, 2010)

Suomessa sähköenergian kokonaiskulutus oli vuonna 2014 83,3 TWh, eli noin 22 % energian kokonaiskulutuksesta (Tilastokeskus, 2014). Tämä tarkoittaa 14,1 TWh kulutusta pumppaussovelluksiin sillä oletuksella, ettei pumppauksen osuus Suomen sähköenergian kokonaiskulutuksesta poikkea merkittävästi Euroopan keskiarvosta. Pumppaussovelluksien energiansäästöpotentiaalia voidaan siis pitää ilmeisenä. Säästöpotentiaali on myös kustannusten kannalta merkittävä, sillä 14,1 TWh tarkoittaa noin 1,1 miljardin euron kuluja sähkön kokonaishinnan ollessa 0,08 €/kWh.

Esimerkiksi Yhdysvalloissa kunnallisen vesihuollon osuus voi kattaa jopa 30-40 % yksittäisen kunnan energian kokonaiskulutuksesta. Luvun voidaan olettaa vastaavan myös muiden länsimaiden tilannetta. Talousveden valmistuksessa ja jakelussa lähes 80% energiasta kuluu pumppaussovelluksiin, kun taas jätevedenpuhdistuksessa energian kulutus jakautuu ilmastuksen, pumppauksen ja lietteenkäsittelyn välille. Jätevedenpuhdistuksessa pumppauksen osuus energian kulutuksesta on riippuvainen paineviemärien määrästä ja voi siten vaihdella suuresti kuntien välillä. (Copeland, 2014)

Energiatehokkuusvaatimusten vuoksi energiatehokkuuden merkitys Suomen vesihuollossa kasvaa jatkuvasti ja kehitystoimenpiteet tulevat kohdistumaan Vesilaitosyhdistyksen mukaan erityisesti pumppamoihin, IT-ratkaisuiden ja automaation hyödyntämiseen sekä jäteveden hukkalämmön talteenottoon. Arvioiden mukaan

energiatehokkuusdirektiivin vaatimusten huomioiminen tulee olemaan haastavaa erityisesti pienille vesihuoltolaitoksille. (Ryynänen et al., 2012)

Suomen julkinen talous on ollut vuodesta 2009 lähtien alijäämäinen, joka on vähentänyt kuntien ja siten myös kunnallisen vesihuollon rahoitusta ja kasvattanut tarvetta kustannustehokkaiden vaihtoehtojen kehittämiseksi (Tilastokeskus, 2015). Tässä työssä käsiteltävä kustannustehokkuuden kehittäminen määritellään tarkasteltavan kohteen elinkaarikustannusten optimoinniksi. Elinkaarikustannuksilla tarkoitetaan kaikkia kohteen käytöstä syntyviä kustannuksia, kuten hankinta-, käyttö- ja poistokustannuksia.

Tämän diplomityön tavoitteena oli tutkia paineviemärien energia- ja kustannustehokkuuden mittaamista ja kehittämistä. Tutkimuksen lähtökohdانا on yleisesti vakiintuneen energiatehokkuutta mittaavan tunnuslukujärjestelmän puuttuminen, joka on luonut tarpeen sellaisen kehittämiseksi. Toisen lähtökohdan on muodostaa paineviemärien energia- ja kustannustehokkuutta käsittelevän tutkimustiedon vähäinen määrä, joka muodostaa tarpeen sellaisen tuottamiselle ja jo olemassa olevan aineiston yhteenkokoamiselle julkisesti saatavilla olevaan teokseen.

Työn kirjallisuusosiossa tarkastellaan yleisesti energia- ja kustannustehokkuuden kannalta keskeistä hydromekaniikan ja pumppaustekniikan teoriaa, paineviemärien toimintaperiaatetta, energiankulutusta sekä energia- ja kustannustehokkuuden mittausta- ja edistyskeinoja. Kirjallisuusosion lopussa tarkastellaan kehitysvaihtoehtojen toteutuskelpoisuutta ja niiden taloudellista vaikutusta vesihuoltolaitoksen toimintaan sekä korroosion merkitystä ja hallintaa paineviemäreissä. Case-tutkimuksessa arvioidaan eri kehitysvaihtoehtojen vaikutusta Hangon vesi- ja viemärilaitoksen Lappohja-Suursuo siirtoviemärien toimintaan.

2. HYDROMEKANIikka

2.1 Hydrodynamiikan teoriaa

Tutkittaessa pumppausta ja putkivirtausta, tarkastelu perustuu lähes yksinomaan hydrodynamiikkaan, eli nesteen liikkeeseen ja liikkestä syntyviin voimiin. Hydromekaniikan perusyhtälöiden tunteminen on tärkeää, sillä niiden avulla laskettuja suureita tarvitaan varsinaisessa energia- ja kustannustehokkuuden analysoinnissa.

Eräs hydromekaniikan perussuureista on virtama, eli tilavuusvirta joka tarkoittaa aikayksikössä liikkuneen nestetilavuuden määrää. Virtaama voidaan jakaa kahteen alakategoriaan: avouoma- ja putkivirtaukseen. Avouomavirtauksessa neste virtaa avoinaista uomaa, kuten kourua tai kanavaa pitkin, jolloin nesteen pintaan vaikuttaa ilmakehän paine. Putkivirtauksessa virtaus tapahtuu suljetussa ympäristössä, putkessa, jolloin siihen vaikuttava paine voi olla mikä tahansa. Putkivirtaus edellyttää kuitenkin nesteen kokonaan täyttämää putkea. Esimerkiksi viettoviemäreissä virtaus tapahtuu useimmiten osittain täydessä putkessa, jolloin kyse on avouomavirtauksesta. (Munson et al., 2005)

Vesihuoltotekniikan sovelluksissa vettä siirretään pääsääntöisesti putken avulla johtamalla. Verrattuna avouomaan, suljettu putki eristää nesteen ympäristöstä tai ympäristöltä ja soveltuu siksi paremmin vedensiirtoon. Paineviiemäreissä keskitytään vain putkivirtauksen tarkasteluun.

Virtaama putkessa voidaan putkivirtauksessa määrittää helposti, kun virtausnopeus ja putkikoko tiedetään (Munson et al., 2005):

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (1)$$

missä

$$Q = \text{Virtaama } m^3/s$$

$$A_1 = \text{Putken pinta-ala kohdassa 1}$$

$$v_1 = \text{Nesteen virtausnopeus kohdassa 1}$$

$$A_2 = \text{Putken pinta-ala kohdassa 2}$$

$$v_2 = \text{Nesteen virtausnopeus kohdassa 2}$$

Koska jätevetä voidaan pitää käytännössä kokoonpuristumattomana, on virtaama sama jokaisessa putken kohdassa. Putkikoon muuttuminen johtaa virtausnopeuden muutokseen, virtaaman pysyessä vakiona.

Virtauslajit voidaan jakaa nestepartikkelien käyttäytymisen perusteella laminaariseseen ja turbulenttiseen virtaukseen. Laminaarisessa virtauksessa nestekerrokset liikkuvat yhdensuuntaisesti, eikä sekoittumista tapahdu. Turbulenttisessa virtauksessa nestepartikkelit liikkuvat sattumanvaraisesti eri nopeuksilla, jolloin kerrosten välillä tapahtuu myös sekoittumista. Virtausmuotoon vaikuttavat muun muassa virtausnopeus ja nesteen viskositeetti. Virtauksen käyttäytymistä voidaan arvioida Reynoldsin luvun avulla (Munson et al., 2005):

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu_k} \quad (2)$$

missä

$$R_e = \text{Reynoldsin luku}$$

$$v = \text{virtausnopeus } m/s$$

$$d = \text{Putken halkaisija, } m$$

$$\nu_k = \text{Kinemaattinen viskositeetti, } m^2/s$$

Kun putkivirtauksessa R_e on alle 2300, on virtaus laminaarista. Virtauksen käyttäytymistä on vaikea arvoida liikuttaessa lähellä laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen rajaa. Käytännöstä virtausta voidaan pitää varmasti turbulenttisen kun R_e on yli 10 000. Karttunen et al. (2004a) mukaan vesijohdoissa on käytännön tilanteissa aina kysymyksessä turbulenti virtaustila. Paineviemäreissä virtaustilan voidaan olettaa olevan turbulenttista, joskin virtausnopeuden hidastuessa putkiosion lopussa voidaan siirtyä laminaariseen virtaukseen. (Pao, 1961)

Bernoullin lain mukaan virtauksen kokonaisenergia putkessa on vakio. Nesteen energia voidaan jakaa staattisesta paineesta riippuvaan potentiaali- ja sisäiseen energiaan sekä dynaamisesta paineesta riippuvaan kineettiseen energiaan. Vesi- huoltotekniikan putkisovelluksissa sisäinen energia voidaan olettaa vakioksi, sillä vesi on käytännössä kokoonpuristumatonta ja sen lämpötila putkessa pysyy vakiona. Bernoullin laki voidaan normalisoida korkeuden suhteen ja esittää muodossa (Munson et al., 2005):

$$E = y + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

missä

E = Kokonaisenergia, m

y = Korkeus suhteessa vertailukohtaan, m

p = Paine, N/m^2

ρ = Tiheys, kg/m^3

g = Painovoiman kiihtyvyys, m/m^2

Näin ilmaistussa muodossa kokonaisenergia E vastaa sitä energiamäärää, joka olisi vastaavan korkuisella staattisella nestepilarilla ja se voidaan ilmaista metreinä. Vesi- huoltotekniikan sovelluksissa Bernoullin yhtälöstä voidaan käyttää laajennettua muotoa, jossa huomioidaan myös pumppauksen ja häviöiden vaikutus (Munson et al., 2005):

$$y_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = y_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + H - h_{kok} \quad (4)$$

missä

H = Systeemiin tuotu energia, m

h_{kok} = Systeemin häviöt, m

Putkivirtauksen kokonaispainehäviö h_{kok} , eli dynaaminen nostokorkeus voidaan määrittää yksinkertaisesti laskemalla virtaus- ja paikallishäviöt yhteen:

$$h_{kok} = h_v + h_p \quad (5)$$

Mitotettaessa pumppuja, tulee sopivaa nostokorkeutta määritettäessä ottaa huomioon myös maaston muodot ja määrittää niiden perusteella tarvittava staattinen nostokorkeus h_{stat} . Nostokorkeuksien määrittämisestä on kerrottu tarkemmin luvussa 2.2.1.

2.1.1 Virtaushäviöt

Virtauksen seurauksena putkessa tapahtuu painehäviöitä, jotka riippuvat muun muassa virtausnopeudesta, putken halkaisijasta, putkimateriaalista sekä putken pituudesta. Painehäviöiden laskeminen on tärkeää, sillä häviöiden suuruuden perusteella voidaan arvioida tarvittavaa putkikokoa ja pumppujen nostokorkeutta. Putkessa tapahtuvan virtaushäviön suuruus voidaan laskea Hazen-Williamsin kaavalla (Kaava 6). Hazen-Williamsin kaava on määritetty osittain kokeellisesti ja soveltuu putkille joiden sisähalkaisija on ≤ 50 mm ja virtausnopeus ≥ 3 m/s. (Karttunen, 2010; Karttunen et al., 2004b)

$$h_v = L \cdot \sqrt[0,54]{\frac{Q}{0,278 \cdot c \cdot d^{2,63}}} \quad (6)$$

missä

L = Putken pituus, m

Q = Virtaama, m^3/s

c = Putken kitkaominaisuuksista riippuva kerroin

Kitkaominaisuuksista riippuva kerroin perustuu putkimateriaaliin ja materiaalin ikään. Arvot on määritetty kokeellisesti. Tyypillisesti muoviputkelle tämä arvo on noin 130-150 (Karttunen et al., 2004b).

Hazen-Williamsin kaavan lisäksi virtaushäviön laskemisessa voidaan käyttää Darcy-Weisbachin kaavaa, joka tunnetaan myös nimellä yleinen kitkahäviökaava:

$$h_v = f_v \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

missä

d = Johdon sisähalkaisija, m

v = Veden keskimääräinen virtausnopeus, m/s

f_v = Vastusluku

Darcy-Weisbachin kaavan avulla virtaushäviöt voidaan laskea Heizen-Williamsin kaavaa tarkemmin, mutta laskeminen on suuritöisempää. Kaavan vastusluku f voidaan iteroida esimerkiksi Colebrook-Whiten kaavalla (Colebrook, 1939):

$$\frac{1}{\sqrt{f_v}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{f_v}} + \frac{\varepsilon/d}{3,7} \right) \quad (8)$$

missä

ε = Putken karkeuskerroin

Colebrook-Whiten kaavan iterointi on melko yksinkertaista ja tulokset suhteellisen tarkkoja, mutta se voi aiheuttaa virheitä kiertojärjelmänä toimivissa verkostoissa (Cojbasic ja Brkij, 2013). Ongelmat voidaan välttää käyttämällä eksplisiittistä aproksimaatiota, joita yhtälöstä on johdettu useita. Eräs tarkimmista aproksimaatioista on (Cojbasic ja Brkij, 2013):

$$\frac{1}{\sqrt{f_v}} \approx -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7106 \cdot d} - \frac{5}{Re} \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,8597 \cdot d} + \frac{4,795}{Re} \cdot \left(\left(\frac{\varepsilon}{7,646 \cdot d} \right)^{0,9685} + \left(\frac{4,9755}{206,2795 + Re} \right)^{0,8759} \right) \right) \right) \quad (9)$$

Käytännössä tarpeeksi tarkkoihin tuloksiin päästään myös Swamee-Jain -yhtälöllä (Swamee ja Jain, 1976):

$$f_v = 0,25 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} \cdot \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right)^{-2} \quad (10)$$

Virtaushäviöiden laskeminen on lähtökohtaisesti melko suuritöistä. Laskentaan helpottavat kuitenkin valmiiksi lasketut taulukot ja nomogrammit, kuten liitteessä 1 esitetty Moodyn käyrästä, joista voidaan määrittää kaavoissa tarvittavia vakioita (Pao, 1961).

2.1.2 Paikallishäviöt

Erilaiset paikalliset nesteen virtaukseen vaikuttavat tekijät, kuten putkien sisään-
tulot, -ulostulot, venttiilit, muutokset putkikoossa ja putkiston kulmat aiheuttavat paikallishäviöitä. Suhteessa virtaushäviöihin, paikallishäviöt ovat usein pieniä.

Mikäli häviöiden laskennassa pyritään suureen tarkkuuteen, voidaan myös paikallishäviöt huomioida kokonaispainehäviötä laskettaessa. Paikallishäviöt lasketaan yleensä muodossa (Karttunen et al., 2004a):

$$h_p = k \frac{v^2}{2g} \quad (11)$$

missä

h_l = Paikallishäviö, m

k = Vastuskerroin

Mikäli paikallishäviö aiheuttaa muutoksen virtausnopeudessa, voidaan se esittää muodossa (Karttunen et al., 2004a):

$$h_l = k \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (12)$$

missä

v_1 = Suurempi virtausnopeus, m/s

v_2 = Pienempi virtausnopeus, m/s

Paikallishäviöiden laskennassa käytetty vastuskerroin on määritetty kokeellisesti ja on hyvin riippuvainen häviön aiheuttajasta. Suurimpia häviöitä aiheuttavat takaiskuventtiilit ($k= 2,0-22$), pienimpiä taas putkikoon muutokset ($k < 0,10$), sulkuventtiilit ($K= 0,10$) ja erilaiset putkien sisääntulot ja lähdöt ($k= 0,25-1,0$). (Karttunen et al., 2004a)

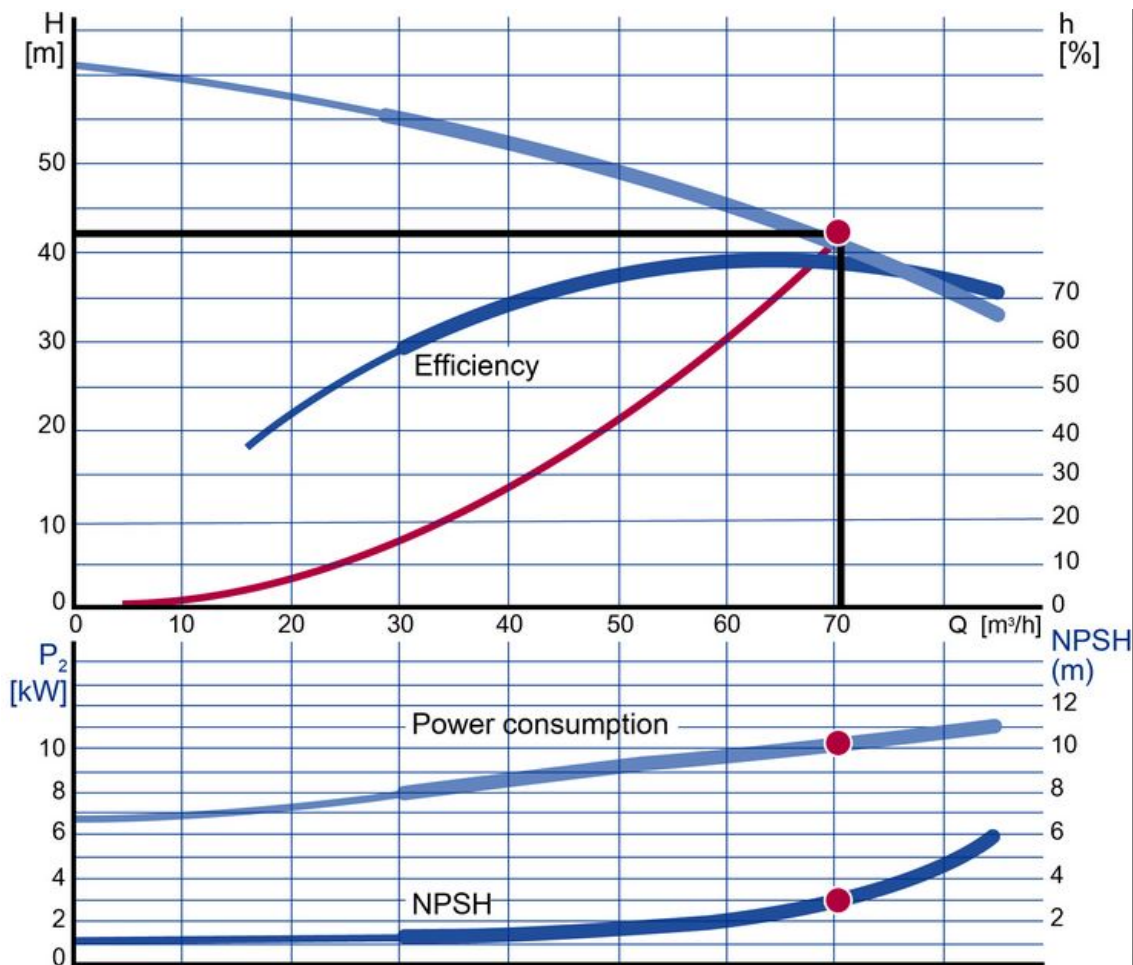
2.2 Pumppauksen teoriaa

Tässä luvussa käsitellään pumppauksen kannalta keskeisiin laitteisiin liittyvää teoriaa, Tarkasteltavia laitteita ovat pumput, pumppujen moottorit ja sähkömoottorien taajuusmuuttajat. Esiteltävät peruskaavat ovat keskeisiä energiankulutuksen mittaamisen kannalta.

2.2.1 Pumput

Pumpuksi voidaan määritellä laite, joka mekaanisen työn avulla nostaa fluidin energiatasoa. Vesihuoltoteknisissä sovelluksissa kyseessä oleva fluidi on lähes poikkeuksetta neste, jonka staattista ja dynaamista energiaa kasvatetaan. Pumppuja voidaan kategorisoida esimerkiksi niiden toimintaperiaatteen mukaan syrjäytys- ja nopeuseriaatteella toimiviin pumppuihin. Yleisesti nesteiden siirtoon käytetään keskipako- ja aksiaalipumppuja. Talousveden pumppaus tapahtuu pääsääntöisesti nopeuseriaatteella toimivilla keskipakopumppuilla, mutta viemäriveriesien pumppauksessa käytetään joskus myös muita pumpputyyppejä. (Karttunen et al., 2004a)

Pumppujen vertailu suoritetaan yleensä tutkimalla pumpulle ominaisia tunnuslukuja, kuten pumpun tuottoa, nostokorkeutta ja hyötysuhdetta. Tässä yhteydessä tuotolla tarkoitetaan pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa. Tunnuslukujen esitykseen käytetään pumppukäyriä, joissa tyypillisesti esitetään nostokorkeus virtaaman funktiona. Kuvassa 1 on esimerkki pumppukäyrästä. (Karvinen ja Syrjälä, 1993)



Kuva 1 Tyypillinen pumppukäyrä, jossa nostokorkeus on esitetty virtaaman funktiona (Grundfos Management A/S, 2004).

Pumppujen hyötysuhteella tarkoitetaan mekaanista hyötysuhdetta. Se voidaan määrittellä koneen tehokkuudeksi muuttamalla energiaa tarkoituksensa mukaiseksi toiminnaksi. Esimerkiksi pumppujen tapauksessa hyötysuhde mittaa pumpun kykyä muuttaa sähköenergiaa hydrauliseksi energiaksi. Hyötysuhde voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{P_2}{P_1} \quad (13)$$

missä

η = Hyötysuhde

W_1 = Koneeseen syötetty työ, J

W_2 = Koneen tekemä työ, J

P_1 = Koneen ottama teho, W

$P_2 =$ Koneen antama teho, W

Pumppujen tuottama hydraulinen teho voidaan laskea siirretyn vesimäärän energiasta kaavalla (Karttunen et al., 2004a):

$$P = \rho g Q H \quad (14)$$

missä

$Q =$ Pumpun tuotto, l/s

$H =$ Nostokorkeus, m

$P =$ Pumpun tehontarve, kW

Pumpun ja vedenottotason välistä osaa kutsutaan imupuoleksi ja vastaavasti pumpun ja nostotason välistä osaa painepuoleksi. Pumpun ja vedenottotason välistä korkeuseroa kutsutaan staattiseksi imukorkeudeksi H_{si} . Painepuolella staattinen korkeusero H_{sp} mitataan pumppaamon ja nostotason väliltä. Kun otetaan huomioon sekä imu- että painepuolten putkistojen painehäviöt H_{hi} ja H_{hp} , voidaan imu- ja nostokorkeudet määrittää kaavoilla:

$$H_i = H_{si} + H_{hi} \quad (15)$$

$$H_p = H_{sp} + H_{hp} \quad (16)$$

missä

$H_i =$ Imukorkeus, m

$H_{si} =$ Staattinen imukorkeus, m

$H_{hi} =$ Imupuolen kokonaispainehäviö, m

$H_p =$ Paine korkeus, m

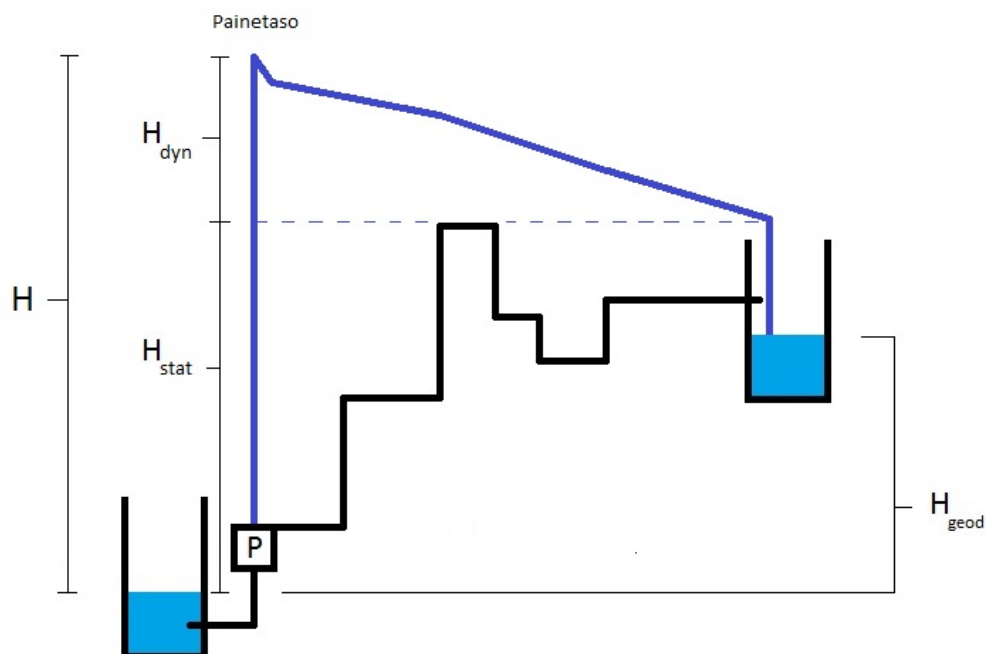
$H_{sp} =$ Staattinen painekorkeus, m

$H_{hp} =$ Painepuolen kokonaispainehäviö, m

Nostokorkeus voidaan määrittää imu- ja painekorkeuden summaksi:

$$H = H_i + H_p = H_{si} + H_{hi} + H_{sp} + H_{hp} \quad (17)$$

Nostokorkeus voidaan jaotella staattiseen ja dynaamiseen nostokorkeuteen. Staattinen nostokorkeus tarkoittaa vedenotto- ja nostotason välistä korkeuseroa ja on siten täysin riippuvainen maaston topografiasta. Dynaaminen nostokorkeus tarkoittaa häviöiden voittamiseksi tarvittavaa nostokorkeutta. Kuvassa 2 on havainnollistettu eri nostokorkeuksien sijoittumista pumppaamoiden välille:



Kuva 2 Nostokorkeuksien sijoittuminen pumppaamoiden välille.

Pumppujen keskimääräistä tuottoa voidaan säätää kuristus- tai ohivirtaussäädöllä sekä toiminta-aikaa tai pyörimisnopeutta muuttamalla. Toiminta-ajan säätämistä, eli on-off-säätöä voidaan pitää yksinkertaisimpana tapana säädellä pumpun keskimääräistä tuottoa. On-off-säädössä haluttu keskimääräinen tuotto saadaan aikaan pumpun jaksoittaisella käytöllä, eli pumppu käynnistetään ja sammutetaan tarpeen mukaan pumpun varsinaisen tuoton pysyessä vakiona. (Tolvanen, 2007)

Kuristussäädössä tuottoa pienennetään kasvattamalla systeemin häviöitä esimerkiksi venttiilin tai kiinteän kuristuksen avulla. Kuristussäätö on sängen yleinen, joskin paljon energiaa kuluttava tapa säätää pumpun tuottoa. Esimerkiksi 70 % tuotto voi kuluttaa jopa 90 % pumpun täyden tehon energiasta kuristussäätöä käytettäessä. Ohivirtaussäädössä osa painepuolen virtauksesta johdetaan takaisin imupuolelle, jolloin pumpun tuotto pysyy samana, mutta paineputkistosta lähtevän veden määrä vähenee. Häviöiden ansiosta myöskään ohivirtaussäädön energiankulutus ei laske lineaarisesti suhteessa tuottoon. (Tolvanen, 2007)

Energiatehokkain tapa säätää pumpun tuottoa on pyörimisnopeuden muuttaminen. Vesihuoltotekniikan sovelluksissa pumppujen pyörimisnopeuden muuttamiseen käytetään lähes poikkeuksetta taajuusmuuttajia, joskin myös nestekytkimillä

voidaan vaikuttaa pyörimisnopeuteen. Kierroslukua säätämällä voidaan pysytellä mitoituspisteen läheisyydessä, jolloin pumppu toimii hyvällä hyötysuhdealueella. Kierrosluvun siirtyessä kauemmas mitoituspisteestä, hyötysuhde heikkenee. (Grundfos, 2004)

Keskikipakopumppujen tunnuslukejen riippuvuutta pyörimisnopeudesta tai juoksupyörän koon muutoksesta voidaan arvioida affiniteettisääntöjen avulla siinä tapauksessa, että systeemin nostokorkeus muodostuu vain tai lähes täydellisesti dynaamisista häviöistä (Wilson, 2012):

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}, \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (18)$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}, \quad \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (19)$$

missä

n = Pyörimisnopeus, s^{-1}

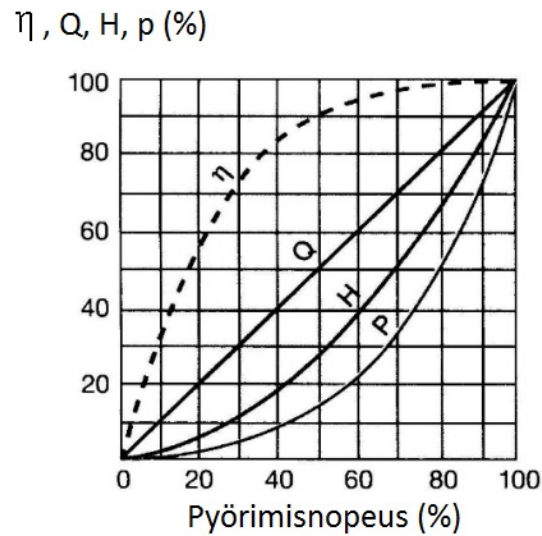
D = Juoksupyörän halkaisija, m

Affiniteettisääntöjen avulla voidaan määrittää tuoton ja nostokorkeuden välinen yhteys muutettaessa pyörimisnopeutta (Kaava 20). Tätä origon kautta kulkevaa paraabelia kutsutaan affiniteettiparaabeliksi. Kaikki affiniteettiparaabelin pisteet (Q , H) vastaavat samaa hyötysuhdetta.

$$H_2 = \frac{H_1}{Q_1^2} \cdot Q_2^2 \quad (20)$$

Todellisuudessa hyötysuhde alenee hieman pyörimisnopeuden laskiessa affiniteettisäännöistä poiketen (Ford, 2011; Sârbu ja Borza, 1998). Hyötysuhteen aleneman yhteys pyörimisnopeuden laskuun voidaan määrittää kaavalla 21 (Sârbu ja Borza, 1998). Tunnuksien muutosta pyörimisnopeuden funktiona on havainnollistettu kuvassa 3.

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1)\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0,1} \quad (21)$$



Kuva 3 Keskipakopumpun tunnuslukujen muutos pyörimisnopeuden funktiona (Sârbu ja Borza, 1998).

Pullin (2009) mukaan pumpun tuoton arviointi on mahdollista myös suuren staattisen nostokorkeuden tilanteissa, mikäli oletetaan, että pumpun H/Q käyrä on stabiili ja normaalin muotoinen, eli jatkuvasti laskeva ja alaspäin kaareutuvan parabelin muotoinen. Tällöin virtaama voidaan esittää pyörimisnopeuden funktiona kaavalla (Pulli, 2009).

$$Q = \sqrt{\left(\left(\frac{n}{n_{nim}}\right)^2 - \frac{H_{sta}}{H_0}\right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{H_{stat}}{H_0}}} \cdot Q_0 \quad (22)$$

missä

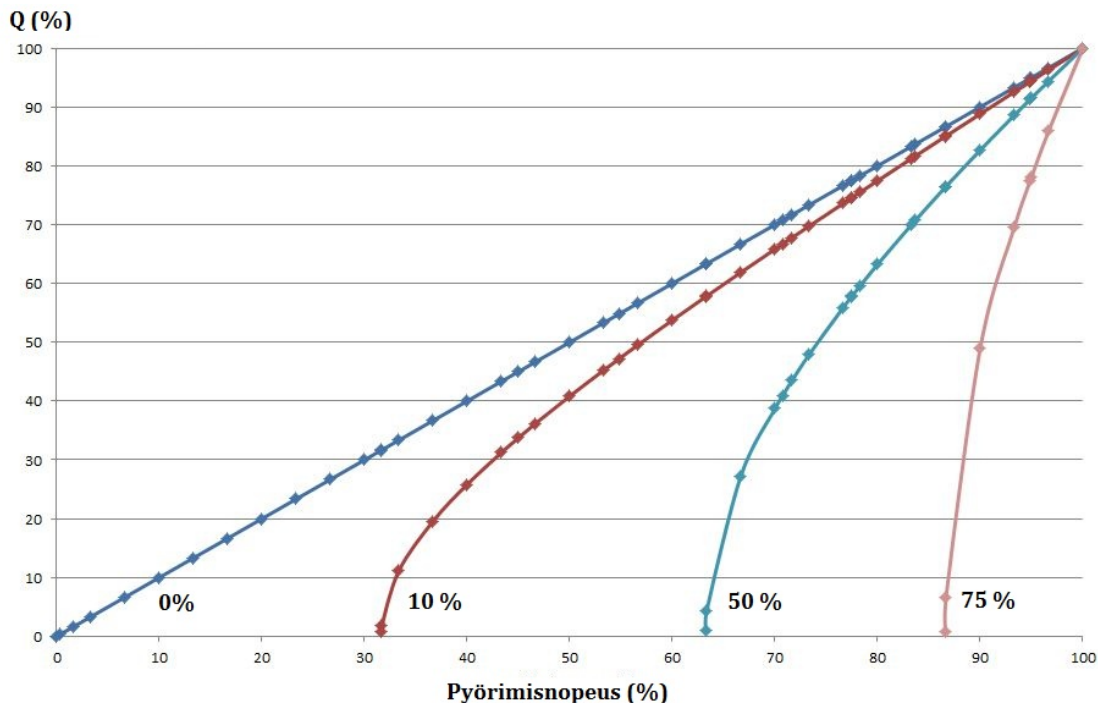
$$n_0 = \text{Muutettu kierrosluku, } s^{-1}$$

$$n_{nim} = \text{Nimelliskierrosluku, } s^{-1}$$

$$H_0 = \text{Pumpun nostokorkeus nollavirtaamalla ja nimelliskierrosluvulla, } m$$

$$Q_0 = \text{Pumpun tuotto nimelliskierrosluvulla, } l/s$$

Kaavan 22 avulla voidaan esittää tuoton riippuvuus pyörimisnopeudesta eri suuruisilla staattisilla häviöillä (Kuva 4). Pyörimisnopeuden ohella myös juoksupyörän koon suhteellinen muutos vaikuttaisi tuottoon yhtä paljon, joskaan sitä ei voida aktiivisesti säätää (Wilson, 2012).



Kuva 4 Tuotto pyörimisnopeuden funktiona nostokorkeuden koostuessa osittain staattisesta nostokorkeudesta. Staattisen nostokorkeuden osuus kokonaisnostokorkeudesta merkitty käyrän viereen.

Pumpun ottamaa energiaa voidaan arvioida esimerkiksi käyttökustannuksia laskettaessa riittävällä tarkkuudella kaavalla (Karttunen et al., 2004a):

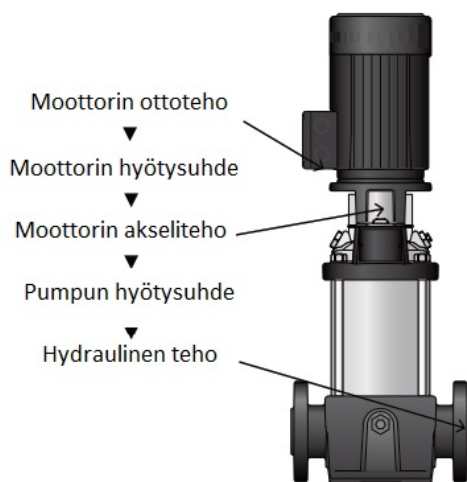
$$E(kWh) = \frac{VH}{367\eta} \quad (23)$$

missä

V = Pumpattavan vesimäärän tilavuus, m^3

2.2.2 Pumppujen moottorit

Vesihuoltotekniikassa käytettyjen pumppujen käyttömoottoreina toimivat lähes poikkeuksetta sähkömoottorit. Sähkömoottorin etuja muihin moottoreihin nähden ovat hyvä hyötysuhde, matalat hankintakustannukset sekä pitkä käyttöikä. Yleisin sähkömoottori on kolmivaihemoottori, joka on yksinkertaisen rakenteensa vuoksi hyvin varmatoiminen ja vaatii vain vähäistä huoltoa. Moottorin tehon välittymistä hydrauliseksi tehoksi on havainnollistettu seuraavassa kuvassa:



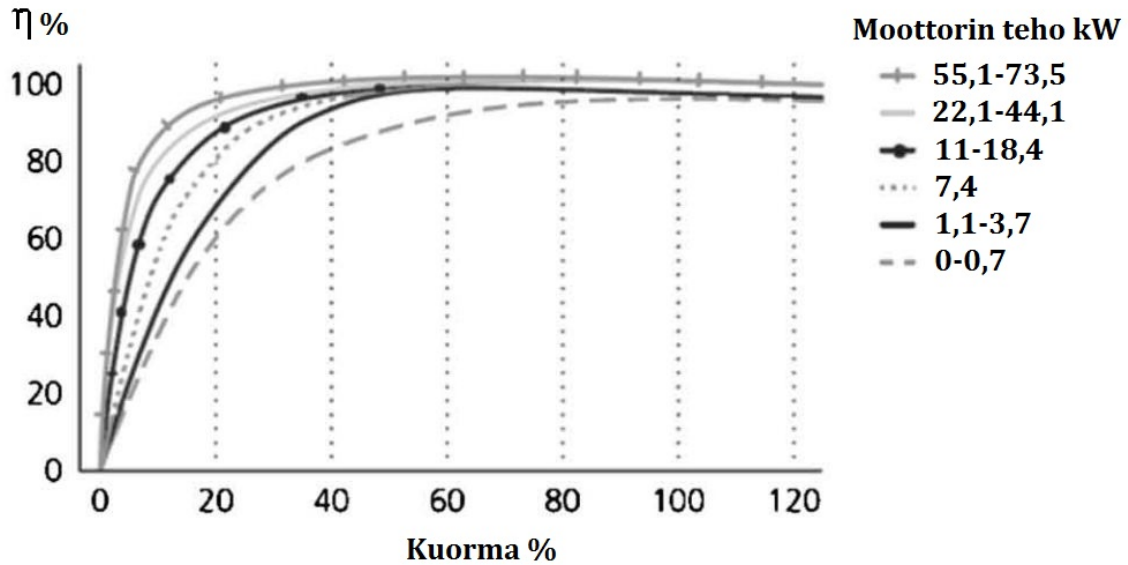
Kuva 5 Moottoritehon välitys hydrauliseksi tehoksi. Muokattu (Grundfos, 2004).

Kuten kuvasta 5 havaitaan, moottoriteho muuttuu moottorin akselitehoksi moottorin hyötysuhteen perusteella. Moottorin akseliteho sen sijaan muuttuu hydrauliseksi tehoksi pumpun hyötysuhteen perusteella. Energiatehokkuuden maksimoimiseksi tulisi sekä moottori että pumpu valita siten, että ne toimivat optimaalisella hyötysuhdealueella.

Eri kokoisten induktiomoottorien hyötysuhteita on esitetty kuorman funktiona kuvassa 6. Hyötysuhteet ovat tyypillisesti yli 90 % yli 70% kuormilla (Kuva 6).

Induktio-, eli oikosulkumoottori tuottaa roottorille tarvittavan väännön sähkömagneettisen induktion avulla. Staattorin käämeille syötetty kolmivaihevirta saa aikaan pyörivän magneettikentän, joka indusoi virran rottorin käämiin. Roottorin käämi magnetoituu ja alkaa seuraamaan staattorin pyörivää magneettikenttää, jolloin roottori alkaa pyörimään. (Grundfos, 2004)

Pyörivän magneettikentän kierrosluvusta käytetään nimitystä synkronikierrosluku. Roottori ei voi pyöriä synkronikierrosluvulla, sillä tällöin roottoria pyörittävää voimavaikutusta ei induktiolakien mukaan syntyisi. (Grundfos, 2004)



Kuva 6 Hyötysuhteen muutos kuorman funktiona eri kokoisille induktiomottoreille.
Muokattu (Burt et al., 2008).

Roottorin pyöriessä sen kierrosluku poikkeaa aina hieman synkorinikierrosluvusta. Tätä poikeamaa kutsutaan jättämäksi. Moottorin kierrosluku voidaan laskea kaavalla 24. (Grundfos, 2004)

$$n = \frac{2f_t}{p} - n_j \quad (24)$$

missä

n = Kierrosluku, r/s

f = Sähköverkon taajuus, Hz

p_m = Magneettisten napaparien lukumäärä

n_j = Jättämäkierrosluku, r/s

Moottorin kierroslukuun voidaan vaikuttaa muuttamalla taajuutta, magneettisten napaparien määrää tai jättämäkierroslukua (Kaava 24). Näistä tavoista käytetään eniten taajuuden muuttamista, sillä se on helppo toteuttaa erillisten taajuusmuuttajien avulla.

Kolmivaihemoottorin teho voidaan laskea kaavalla 25, kun sille syötetty jännite, virta ja näiden välinen vaihe-ero tunnetaan (Grundfos, 2004).

$$P = UI \cos \varphi \sqrt{3} \quad (25)$$

missä

P = Moottorin ottoteho, W

U = Jännite, V

I = Virta, A

$\cos \varphi$ = Vaihe-ero

2.2.3 Taajuusmuuttajat ja vaihteistot

Vaihtovirrassa sähkövirran suunta muuttuu jaksoittain sinifunktion muotoisena aaltona. Vaihtovirran taajuudella tarkoitetaan aaltojen lukumäärää aikayksikköä kohden ja se voidaan ilmaista kaavalla:

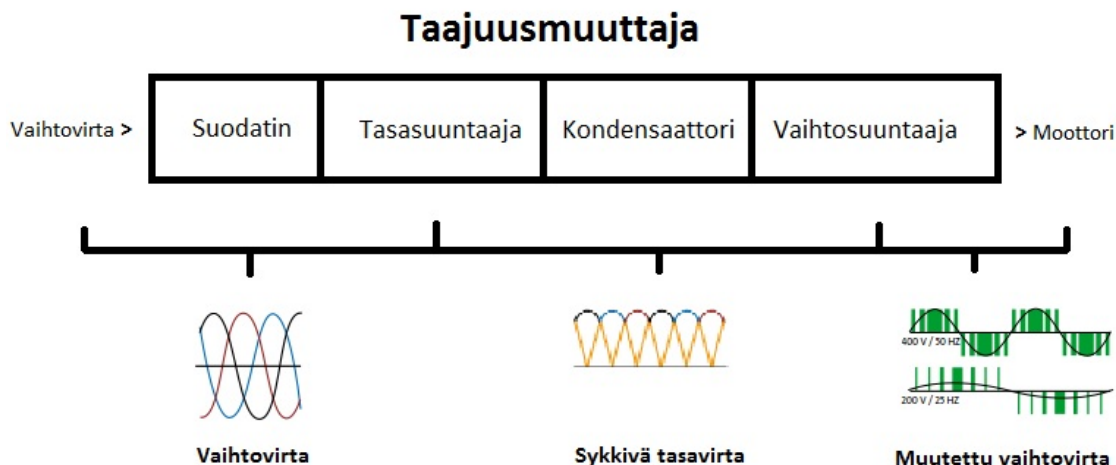
$$f = \frac{N_{sin}}{t} \quad (26)$$

missä

f = Vaihtovirran taajuus, Hz

n_{sin} = Siniaaltojen lukumäärä

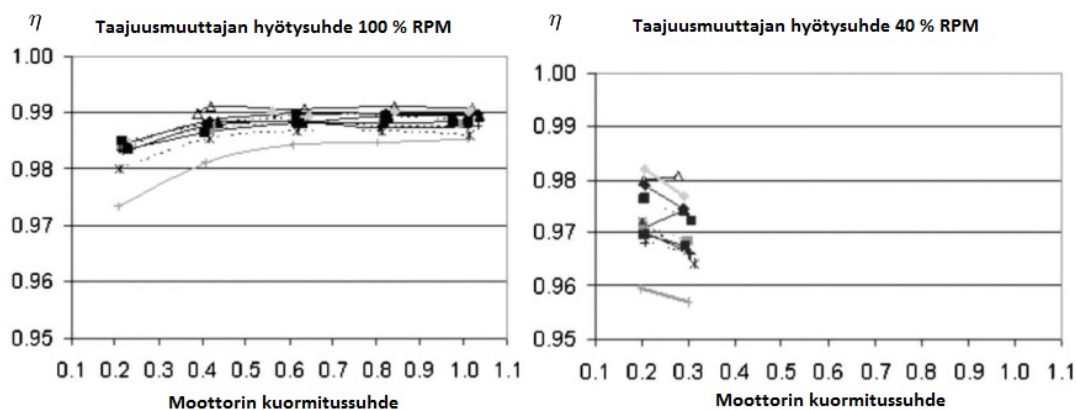
Kuten kaavan 24 perusteella havaittiin, moottorin kierroslukuun voidaan vaikuttaa muuttamalla moottorille tulevan sähkövirran taajuutta. Taajuuden muuttamiseen käytetään taajuusmuuttajaa, jonka tavanomainen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7 Taajuusmuuttajan tavanomainen rakenne.

Taajuusmuuttajassa verkosta tuleva vaihtovirta kulkee suodattimen läpi, joka poistaa mahdollisen kohinan ennen muita taajuusmuuttajan osia. Suodatettu virta kulee tasasuuntaajan läpi, joka muuttaa virran sykkiväksi tasavirraksi. Kondensaattori voimistaa tasavirran sykettä vaihtosuuntaajalle tulevan kuorman perusteella. Sen jälkeen tasavirta kulkee vaihtosuuntaajan läpi, jossa se muuttuu halutun taajuuden ja amplitudin omaavaksi vaihtovirraksi. (Grundfos, 2004)

Taajuusmuuttajien hyötysuhde on pääsääntöisesti noin 99 % moottorin käydessä täydellä pyörimisnopeudella. Hyötysuhde laskee moottorin kierrosluvun poikettaessa 100 % arvosta riippuen taajuusmuuttajan ja moottorin yhteensopivuudesta. Yleisesti taajuusmuuttajan voidaan olettaa moottorin kierrosluvusta riippumatta toimivan vähintään 95 % hyötysuhteella. Taajuusmuuttajan hyötysuhteiden muu-
tosta erilaisten moottorien kuormitussuhteiden funktiona on havainnollistettu kuvassa 8. (Burt et al., 2008)



Kuva 8 Taajuusmuuttajan hyötysuhde 12 moottorille 100 % ja 40 % kierrosluvuilla ja erilaisilla kuormitussuhteilla. Muokattu (Burt et al., 2008) 17.10.2015.

Kuvassa 8 käytettyjen moottorien nimellistehot vaihtelivat 20 - 100 hevosvoiman (14,9 - 74,6 kW) välillä. Taajuusmuuttajan hyötysuhde on hyvä moottorista ja kuormitussuhteesta riippumatta, kuitenkin laskien hieman alhaisemmilla kierrosluvuilla ja kuormitussuhteilla. (Burt et al., 2008)

2.3 Paineviemäreiden toiminta ja mitoitus

Paineviemäreiksi luetaan kaikki viemäristön paineen alaiset johto-osat. Niitä käytetään tavallisesti johdettaessa jätevettä maaston korkeussuhteita vastaan tai kierrettäessä maastoesteitä, kuten kallioita ja vesistöjä. Lähes kaikista pääosiltaan gravitaatiomenetelmään perustuvissa viemärijärjestelmissä on myös paineistettuja osuuksia. (Karttunen et al., 2004b)

Pitkillä matkoilla paineviemäriä käytetään myös tasaisessa maastossa, sillä gravitaatiolla toimivaan viettoviemäriin ei saada riittävää kaltevuutta. Loivalla kaltevuudella viettoviemäriin virtausnopeus jää liian pieneksi, jolloin putken pohjalle jäävän kiintoaineksen huuhtoutuminen ei ole riittävää. Puutteellinen huuhtoutuminen aiheuttaa tukkeutumisvaaran ja laskee viemäriin luotettavuutta epäkäytännölliselle tasolle. Paineviemäriissä virtausnopeus saadaan oikean putkikoon ja pumpausvälin avulla riittäväksi, kunhan päivittäinen virtaama on riittävän suuri tai putki huuhdellaan säännöllisillä huuhtelupumppauksilla. (Prescott, 1908)

Paineviemäri koostuu siirtojärjestelmästä ja jätevedenpumppaamoista. Siirtojärjestelmällä tarkoitetaan varsinaista jäteveden johtamiseen käytettävää putkistoa ja putkiston venttiileitä. Jätevedenpumppaamoiden tehtävä on luoda jäteveden johtamiseen riittävä paine. Pumppaamo koostuu imualtaasta, pumppaamorakennuksesta, imuputkistosta, pumpusta, pumpun vaihteistosta, moottorista ja taajuusmuuntajasta sekä paineputkistosta ja venttiileistä. Joissain tapauksissa pumppaamoissa on myös lämmitys, joka tulee huomioida arvioitaessa pumppaamon energiankulutusta. (Pileggi et al., 2008)

Siirtoviemäreiksi kutsutaan runkoviemäriinjoja, joiden tarkoitus on siirtää verkostosta tai verkko-osasta viemäriä kauempana sijaitsevalle jätevedenpuhdis-

tamolle. Tyypillisesti runkolinja käsittää pitkiä, jopa 2-6 km mittaisia paineviemäriosoituksia, jotka yhdistyvät toisiinsa linjapumppaamoiden kautta. (Karttunen, 2010)

Vaikka paineviemärit muistuttavatkin toimintaperiaatteeltaan suuresti talousveden jakeluun käytettäviä päävesijohtoja, on näiden kahden välillä havaittavissa selviä eroja, jotka vaikuttavat merkittävästi energia- ja kustannustehokkuuteen. Fysikaalisesti paineenkorotus tapahtuu samalla tavoin sekä viemäreissä että vesijohdoissa, joskin jäteveden laatu asettaa rajoituksia esimerkiksi minimiputkikoolle ja pumpuille (Karttunen et al., 2004b). Paineviemäriessä painetaso on myös pääsääntöisesti alhaisempi kuin vesijohdossa. Tämä johtuu siitä, että vesi siirretään ilman haarautumista seuraavalle pumppaamolle tai jätevedenpuhdistamolle ja tarvittava käyttöpaine on nolla. (Gumm, 2008)

Jäteveden mikrobitoiminta on huomattavasti vilkkaampaa kuin talousvedellä, joka vaikuttaa esimerkiksi haisevien tai haitallisten yhdisteiden muodostumiseen. Tästä johtuen paineviemäreiden pumppaamoilla joudutaan usein huomioimaan myös hajunhallintaa koskevat järjestelyt, erityisesti silloin kun pumppaamo sijaitsee lähellä asutusta. Hajunhallinta tarkoittaa esimerkiksi puhaltimen ja aktiivihiilisuodattimen lisäämistä pumppaamolle tai hajua poistavien kemikaalien lisäämistä jäteveeteen. Tällaiset ratkaisut luonnollisesti lisäävät paineviemäriin energiankulutusta ja käyttökustannuksia. (Pileggi et al., 2008)

Korroosion vaikutus jätevettä johdettaessa on merkittävästi suurempi verrattuna talousveeteen. Jätevedellä laatuvaihtelut ovat huomattavasti talousvettä voimakkaampia, sillä verkostoon liittyvä toiminta on usein hyvin monimuotoista. Esimerkiksi teollisuuden jätevedet saattavat teollisuusalaista ja prosesseista riippuen sisältää voimakkaasti korroosiota edistäviä yhdisteitä, jotka voivat lisätä laitteiden kulumista merkittävässä määrin. (U.S. EPA, 1985)

Mitoitusvesimäärän arviointi on tärkeää esimerkiksi paineviemäriin putkikokoja ja pumppuja valittaessa. Jätevesi voidaan arviointia varten jakaa kahteen alakategoriaan: asumis- ja teollisuusjäteveeteen, joiden suhteelliset osuudet vaihtelevat tapauskohtaisesti. Asumisjätevesien määrän arviointi on melko suoraviivaista, sillä vesien muodostuminen noudattaa ennustettavissa olevaa vuorokausivaihtelua, jossa virtaamapiikit ajoittuvat aamuille ja illoille, yön ja keskipäivän virtaamien ollessa maltillisempia. Asumisjäteveden määrää voidaan arvioida esimerkiksi talousveden kulutuksen perusteella, sillä talousvedestä noin 80-90 % ajautuu viemäreihin. Suunnitteluvaiheessa asumisjäteveden määrä voidaan kuitenkin yksinkertaistaa yhtä suureksi kuin veden ominaiskulutus. Suomessa käytetään viemäreiden mitoittamiseen yleensä veden ominaiskulutuksen määränä 200-400 litraa päivässä asukasta kohden. (Karttunen et al., 2004b)

Teollisuusjäteveden määrän arviointi on hankalaa, sillä vedenkulutus vaihtelee suuresti jopa teollisuusalojen sisällä, johtuen esimerkiksi erilaisista laitteista, prosesseista ja käyttötottumuksista. Arvioitaessa teollisuuslaitoksen jäteveden määrää, voidaan hyödyntää esimerkiksi suoria mittauksia veden kulutuksesta, tuote- ja raaka-ainemääriä tai kokemusperäisesti havaittuja kulutusarvoja. Runsaasti vet-

tä kuluttaville laitoksille rakennetaan tyypillisesti omat jäteveden- ja vedenpuhdistamonsa, joiden vaatimukset määritellään tarkemmin ympäristöluvassa. (Pileggi et al., 2008)

Hulevesiä vuotaa tahattomasti gravitaatioperiaateella toimiviin sekaviemäreihin aina jonkin verran. Sen lisäksi sekaviemäröidyillä alueilla viemäriin ajautuu myös tarkoituksellisesti johdettuna sulamis- ja kuivatusvesiä. Vuotovesien määrää vaihtelee suuresti alueittain esimerkiksi verkoston kunnan, koon ja maaston topografian ja tyyppin mukaan. Myös alueen käyttötarkoitus vaikuttaa asiaan, sillä esimerkiksi pinnoitetuilta alueilta kerääntyy huomattavasti enemmän hulevettä paikallisesti kuin rakentamattomilta alueilta. (Karttunen et al., 2004b)

Vuotovesien arviointiin voidaan käyttää esimerkiksi putken pituuteen tai pituuteen ja halkaisijaan perustuvaa lukua, esimerkiksi $0,3 - 1,1 \text{ l/s} \cdot \text{johto-km}$ tai $0,03 \text{ l/s johto-km} \cdot \text{cm}$. Arviointiin voidaan käyttää myös alueen pinta-alaa, jolloin mitoituservot vaihtelevat tyypillisesti välillä $0,23 - 0,058 \text{ l/s} \cdot \text{ha}$. Joissain tapauksissa vuotoveden määrä voidaan arvioida myös prosenttiosuutena varsinaisen jäteveden määrään nähden, jolloin tyypillisesti käytetään arvoja välillä $50 - 200 \%$. (Karttunen et al., 2004b)

2.4 Ilmanpoisto paineviemäreissä

Ilman, höyryn tai kaasun esiintymistä paineviemärissä pyritään välttämään, sillä se heikentää pumppauskapasiteettia ja saattaa voimistaa korroosiota, hajuhaittoja sekä paineiskuja. Pahimmillaan puutteellinen ilmanpoisto voi johtaa jopa laite- tai putkivaurioihin. Tarvittaessa ilma voidaan poistaa putkistosta esimerkiksi ilmanpoistiventtilien määrää lisäämällä. (Karttunen, 2010)

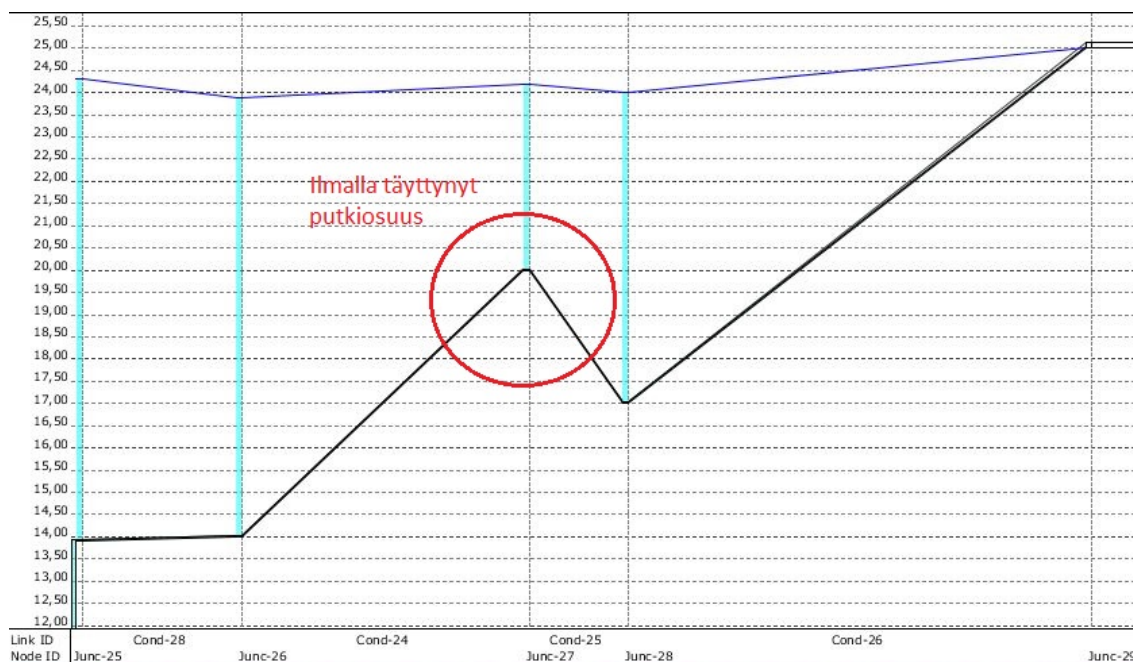
Tyypillisesti jäteveteen on liennut noin $5-10 \text{ mg/l}$ ilmaa (Pääkkönen, 2016), joka voi erkaantua nestefaasista alipaineen tai lämmön seurauksena. Alipaine muodostuu putkeen esimerkiksi veden kiihdytyksen vaikutuksesta kavitaation seurauksena. Kavitaatiolla tarkoitetaan nesteen höyrystymistä alipaineen seurauksena. Nesteen kiihdytyksestä johtuvaa kavitaatiota tapahtuu yleensä pumppauksen yhteydessä tai venttiilien kohdalla ja se voidaan välttää helposti oikeaoppisen suunnittelun avulla. (Karttunen, 2010)

Pumppauksen pysäytystilanteissa voi muodostua alipainetta, jos pysäytys tapahtuu liian nopeasti. Tämä perustuu siihen, että vesimassa jatkaa liikettään pysäytyksen jälkeen, jolloin sen taakse muodostuu tyhjiö. Tällaisen tyhjiön muodostuminen voidaan välttää hidastamalla pumppujen pysäytystä esimerkiksi pehmoikäynnistimellä tai taaajuusmuuttajalla (Karttunen, 2010).

Ilmaa voi joutua putkistoon myös imukaivon tulevan veden mukana, mikäli tuloputken ja kaivon vesipinnan korkeuden välinen erotus on suuri. Tällaisessa tilanteessa veden putoaminen altaaseen aiheuttaa turbulenssia ja sekoittaa ilmaa veteen, jolloin myös pumppauksen mukana saattaa päätyä poikkeuksellisen suuria määriä ilmaa putkistoon. Erityisen alttiita tällaiselle ilmiölle ovat kuiva-asenteiset

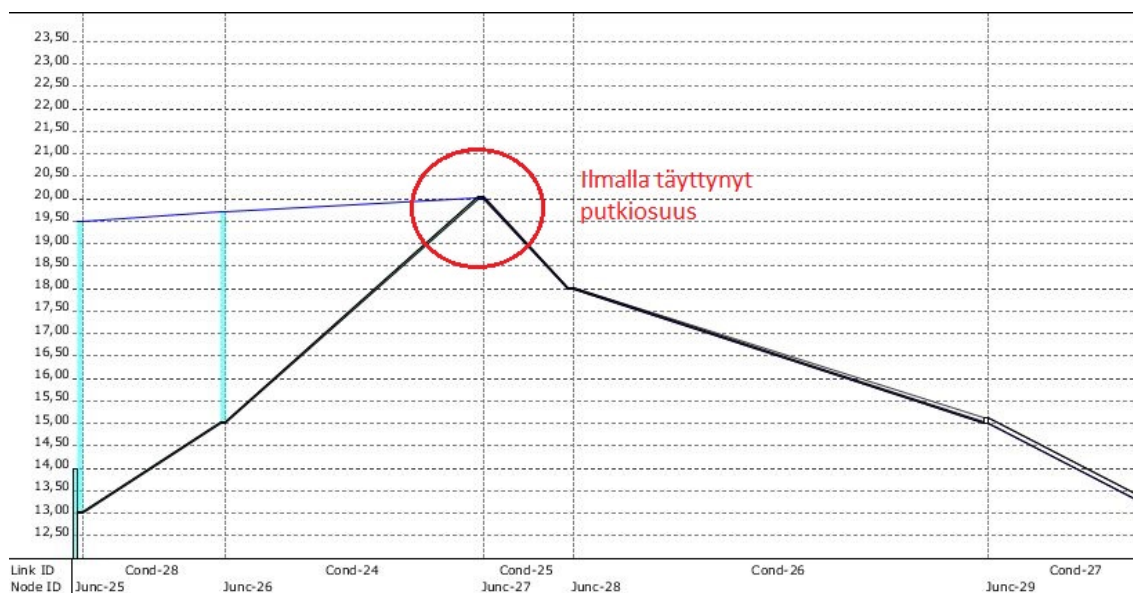
pumput, joiden imuputkien päät käyristyvät alaspäin mahdollistaen ilman kerääntymisen vähitellen imuputkeen. Pahimmillaan edellä kuvattu tilanne voi johtaa pumpun pesän täydelliseen täyttymiseen ilmasta käynnistyksen yhteydessä, jolloin pumppu ei lähde pumppaamaan ollenkaan. Osittain ilmalla täyttynyt pumpun pesä voi sen sijaan aiheuttaa voimakasta tärinää. (Pulli, 2009; Sarvanne, 2007)

Ilmaa voi päätyä putkeen myös esimerkiksi vuotojen seurauksena. Merkittäviä vuotoja voivat aiheuttaa esimerkiksi väärin toimivat ilmanpoistoventtiilit tai vuotavat liitoskohdat. Ilman putkistossa aiheuttamia häviöitä on havainnollistettu kuvissa 9, 10 ja 11. (Pulli, 2009)



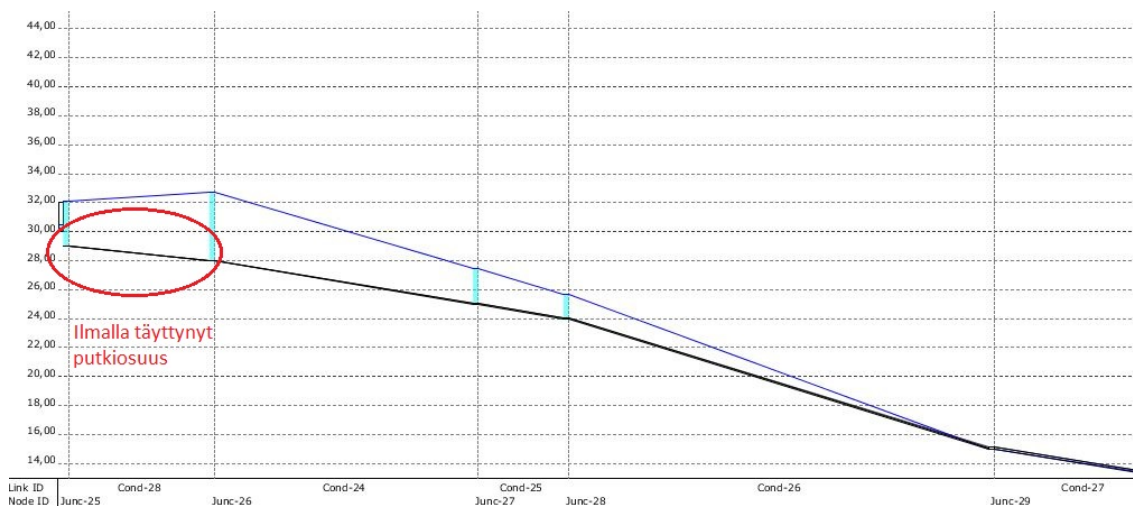
Kuva 9 Ilmalla täyttyvä poimukohta putken profiilissa.

Profilin poimukohtiin jää helposti ilmaa (Kuva 9), joka lisää staattista nostokorkeutta ilmalla täyttyneen putkiosuuden korkeuden verran (Pulli, 2009). Tilanteessa esitetty ilmatasku heikentää pumppauskapasitettia ja kasvattaa nostokorkeutta, siten heikentäen pumppauksen energiatehokkuutta. Tilanne voidaan välttää oikein sijoitetulla ilmanpoistoventtiilillä.



Kuva 10 Ilmalla täyttyvä taitekohta putken profilissa

Putken huippukohdan sijaitessa teoreettisen nostokorkeuden yläpuolella, putken ylätaitekohtaan muodostuu hyvin suurella todennäköisyydellä ilmaa tai kaasua sisältävä paineviivan porrastuma (Kuva 10). Tällaisessa tilanteessa ilma alentaa kapasiteettia ja lisää nostokorkeutta. Myös lappo syntymisen putken taitekohtaan on mahdollista. Lappo voi pahimmillaan johtaa imualtaan tyhjentymiseen ja siten pumppujen toimintahäiriöön. (Sarvanne, 2007)



Kuva 11 Negatiivisen geodeettisen nostokorkeuden pumppaamon putkiprofiili.

Pumpun pysäyttäminen aiheuttaa yleensä merkittävän alipaineen putken alkusaan pumppaamoilla, joiden jälkeinen putkiosuus on jatkuvasti laskeva (Kuva 11). Tällaisesta alipaineesta seuraa voimakas paineisku. Alipaineen tasaannuttua putkeen voi jäädä imualtaasta pumpun läpi vettä imevä lappovirtaus, jonka seurauksena putkeen voi päätyä myös ilmaa tai kaasuja. Tällaiset tilanteet voidaan välttää esimerkiksi purkupään paineenpitoventtiileillä. (Sarvanne, 2007)

2.4.1 Paineiskut

Putkivirtauksessa voi syntyä paineiskuja, mikäli paine- tai virtaamatilanteet muuttuvat nopeasti. Paineisku tarkoittaa suurta paineen muutosta, joka syntyessään voi vaurioittaa laitteita yli- tai alipaineen suuruden ylittäessä niiden painekestoisuuden. Paineiskulta suojautuminen on tärkeä toimenpide paineviemärin kustannustehokkuutta ajatellen, sillä se vähentää vaurioriskiä ja siten pidentää laitteiden käyttöikä. (Pulli, 2009)

Tyypillisiä paineiskujen aiheuttajia ovat virtauksen nopeat pysäytystilanteet, jolloin virtaava neste jatkaa matkaansa muodostaen taakseen tyhjiön. Tyhjiön alipaine imee nesteen takaisin paluusuuntaansa suurella nopeudella, aiheuttaen paineiskun. Tällaisia tilanteita syntyy esimerkiksi silloin, kun venttiili suljetaan tai pumppu pysäytetään liian nopeasti. Paineiskuja voivat aiheuttaa myös esimerkiksi takaiskuventtiilit, linjan liian nopea täyttäminen tai linjassa jo olevat vauriot. (Pulli, 2009)

Paineiskuja voidaan hallita parhaiten oikeaoppisella suunnittelulla. Monilla nykyaikaisilla mallinnusohjelmilla voidaan tarkastella linjassa mahdollisesti esiintyviä paineiskuja ja siten myös ehkäistä rakenteellisia virheitä, jotka johtavat paineiskujen syntyyn. Jo rakennetussa paineviemärissä esiintyviä paineiskuja voidaan hallita kustannustehokkaasti esimerkiksi painesäiliöiden, takaiskuventtiilien ja ilmanpoistoventtiilien avulla tai pumppujen ja venttiilien ohjaustapoja muuttamalla. (Pulli, 2009)

3. ENERGIA- JA KUSTANNUSTEHOKKUUDEN OPTIMOINTI

3.1 Energiatehokkuus

Energiatehokkuus tarkoittaa jonkin tehtävän suorittamiseksi kulutetun energian määrä. Käsitteenä energiatehokkuus muistuttaa siis suuresti hyötysuhdetta, joskin tässä tapauksessa käsitellään yksittäisen koneen sijasta kokonaista prosessia, kuten esimerkiksi lukuisista putkista ja pumppaamoista koostuvaa siirtoviemäriinjaa tai talousveden jakeluverkostoa.

Energiatehokkuuden kehittämällä pyritään optimoimaan järjestelmän toimintaa ja siten vähentämään kokonaisenergiankulutusta. Suuri energiankulutus näkyy suoraan kustannuksissa ja heikentää siten vesihuoltolaitoksen taloudellisia toimintaedellytyksiä.

Kuten jo aiemmin todettiin, hyötysuhde kuvaa koneen kykyä muuttaa energiaa tarkoituksensa mukaiseksi toiminnaksi. Mikäli prosessi koostuu useista eri hyötysuhteilla toimivista laitteista, voidaan kokonaishyötysuhde määritellä hyötysuhteiden tuloksi:

$$\eta_{tot} = \prod_{i=1}^x \eta_i \quad (27)$$

missä

η_{tot} = Kokonaishyötysuhde

η_i = Laitteen i hyötysuhde

x = Laitteiden lukumäärä

Näin laskettu kokonaishyötysuhde on kuitenkin käyttökelpoinen vain siinä tapauksessa, että kaikkien laitteiden ottama energia on sama. Mikäli prosessi koostuu useammasta eri nimellistehontarpeen omaavasta laitteesta, voidaan kokonaishyötysuhteen laskemiseen käyttää laitekohtaisia painotuksia. Laitteiden painotukset voidaan tehdä esimerkiksi nimellistehontarpeen suhteen, jolloin kokonaishyötysuhde lasketaan kaavalla:

$$\eta_{kok} = \frac{1}{\sum_{i=1}^x P_i} \sum_{i=1}^x P_i \eta_i \quad (28)$$

missä

η_{kok} = Kokonaishyötysuhde

P_i = Laitteen i nimellistehontarve, W

x = Laitteiden lukumäärä

Todellisuudessa laitteiston kuluminen, osien ja laitteiden huono yhteensopivuus tai rakenteelliset ongelmat voivat heikentää laitteiston hyötysuhdetta merkittävästi. Mikäli laskuissa käytetään laitevalmistajien ilmoittamia nimellishyötysuhteita, voi kokonaishyötysuhteelle määritetty arvo poiketa huomattavasti todellisuudesta. (Pulli, 2015b)

Laitteiston yhteensopivuutta ja toimintaa voidaan tarkastella reaalisen hyötysuhteen avulla, joka voidaan määrittää kaavojen 13 ja 14 mukaisesti pumppaamon hydraulisen tehon ja sähkötehon osamäärästä:

$$\eta_{real} = \frac{\rho g Q H}{P_s} \quad (29)$$

missä

η_{real} = Reaalinen hyötysuhde

P_s = Sähköteho, W

Mikäli tarkastelu suoritetaan pidemmälle pumppausjaksolle tai pumppausjaksojen sarjalle, voidaan kaavaa 23 muokata ja laskea hyötysuhde pumpatun veden tilavuudesta ja energiankulutuksesta:

$$\eta_{real} = \frac{V H}{367 \cdot E} \quad (30)$$

Energiatehokkuutta voidaan tarkastella vertaamalla pumppaamon reaalista hyötysuhdetta nimellistehojen suhteen painotettuun kokonaishyötysuhteeseen. Näin laskettu tunnusluku kuvaa pumppaamon toimintaa verrattuna parhaaseen mahdolliseen tilanteeseen, joka käytössä olevalla laitteistolla voidaan saavuttaa. Tällaista laskutapaa on sovellettu esimerkiksi Pullin vuonna 2015 patentoimassa energiatehokkuuden määrittämismenetelmästä, jossa ko. energiatehokkuuden tunnusluvusta käytetään nimitystä ET_{pu} (Pulli, 2015a):

$$ET_{pu} = \frac{\eta_{tod}}{\eta_{kok}} \quad (31)$$

Pulli määrittelee tunnusluvun raja-arvoperiaatteella: "*Kun pumppaamon laitteiden ja sisäisten putkistojen valinta ja suunnittelu on tehty siten, että niiden energiahäviöt lähestyvät nollaa ja samanaikaisesti pumppaamon pumppuja käytetään ja ohjataan siten, että pumppujen hyötysuhde lähestyy parhaan hyötysuhteen (nimellishyötysuhde) arvoa, niin tällöin energiatehokkuuden tunnusluku ET_{pu} lähestyy arvoa yksi.*" (Pulli, 2015b)

Pumppaamon energiatehokkuutta voidaan arvioida myös sen ominaisenergian avulla. Ominaisenergia kuvaa yhden vesikuution pumppaamiseen tarvittavaa energiaa ja se voidaan laskea kaavalla:

$$E_o = \frac{E_{\Delta t}}{V_{\Delta t}} \quad (32)$$

missä

E_o = Ominaisenergia, KWh/ m^3

$E_{\Delta t}$ = Energian kulutus aikavälillä Δt , KWh

$V_{\Delta t}$ = Pumpatun veden tilavuus aikavälillä Δt , m^3

Energiatehokkuuden mittaus voidaan tehdä esimerkiksi tarkastelemalla kokonaishyötysuhdetta, energiatehokkuutta ja ominaisenergiaa, ajan, virtaaman tai nostokorkeuden funktiona. Vielä toistaiseksi energiatehokkuuden mittaamiseen vesihuoltotekniikan sovelluksissa ei ole vakiintunut standardisoitua järjestelmää.

3.2 Kustannustehokkuus

Vesihuoltotekniikka käsittää suuren määrän erilaisia prosesseja ja yksikköoperaatioita, joiden toteuttaminen kuluttaa vesihuoltolaitoksen resursseja. Järkevää resurssien käyttöä voidaan pitää yhtenä vesihuoltolaitoksen liiketoiminnan edellytyksistä jo pelkästään lainsäädännöllisestä näkökulmasta katsottuna. Vesihuoltolaitoksen toiminta noudattaa vesihuoltolakia (119/2001), jonka mukaan vesihuoltolaitoksen tulee toiminta-alueellaan huolehtia vastuullaan olevasta vesihuollosta taloudellisesti ja asianmukaisesti. Lain mukaan vesihuolto tulee järjestää myös siten, että siitä perittävät maksut muodostuvat kohtuullisiksi.

Kustannustehokkuuden kehittämällä pyritään tilanteeseen, jossa tehtävä tai prosessi toteutuu mahdollisimman vähäisillä kustannuksilla. Kustannustehokkuus kasvaa kustannusten pienentyessä, mikäli suoritettava tehtävä ei muutu. Paineilmamärin toiminnasta aiheutuvat kustannukset voidaan jakaa karkeasti hankinta-, ylläpito- ja käytöstäpoistokustannuksiin. Hankintakustannukset käsittävät suunnittelusta, rakennuttamisesta, laitehankinnoista ja laitteiden asentamisesta syntyvät kustannukset. Ylläpitokustannukset kattavat laitteiden energia- ja huoltokulut, käsittäen myös työntekijöiden palkkakulut. Käytöstäpoistokustannuksilla tarkoitetaan laitteiden hävittämisestä aiheutuvia kuluja.

Parhaaseen kustannustehokkuuteen päästään hyvillä suunnitteluratkaisuilla, jotka perustuvat varhaisessa vaiheessa tehtyyn elinkaarikustannusten tarkasteluun. Laitteiden elinkaarikustannusten arvioiminen on tärkeää myös jo rakennetun järjestelmän kustannustehokkuutta kehitettäessä, sillä siten saadaan arvokasta tietoa kulujen aiheuttajista ja mahdollisista säästökohteista.

Eräs keino arvioida sijoituksen kannattavuutta on laskea sille nettonykyarvo, joka ilmaisee tulevaisuuden kassavirtojen nykyarvon (Brealy et al., 2014). Kannattavuutta on hyvä tarkastella esimerkiksi uusien laitehankintojen yhteydessä. Nettonykyarvo voidaan laskea ajanjaksolle t , jossa jakson i lopussa saadaan kassavirta C_i kaavalla:

$$NNA = \sum_{i=1}^t \frac{C_i}{(1+r)^i} - C_0 \quad (33)$$

missä

NNA = Nettonykyarvo, €

t = Tarkasteltava ajanjakso

C_i = Aikavälin i tuotto, €

r = Diskonttokorko

C_0 = Investoinnin kustannukset, €

Kaavassa 33 oletetaan investoinnin kassavirrat ja diskonttokorko reaalisiksi, eli niistä on poistettu inflaation vaikutus. Mitä suurempi on sijoitukseen nettonykyarvo, sitä parempi investointi on. Tarkasteltaessa paineviemärin osia, voidaan vaihtoehtoja verrata keskenään laskemalla elinkaarikustannusten nettonykyarvot ja siten valita kustannustehokkain ratkaisu. Nettonykyarvomenetelmää on demonstroitu investointeihin liittyvässä esimerkissä:

Esimerkki 1: Pumpun 1 hankintahinta on 10 000 € ja käyttökulut 3500 € vuodessa. Pumpun 2 hankintahinta on 14 000 € ja käyttökulut 3200 € vuodessa. Diskonttokorko on 4 %. Kumpi pumpuista on järkevämpi investointi, jos kummankin pumpun käyttöikä on 20 vuotta?

Pumpun 1 elinkaarikustannusten nettonykyarvo:

$$NNA = \sum_{t=1}^{20} \frac{3500\text{€}}{(1 + 0,04)^t} - 10000\text{€} = -61066\text{€}$$

Pumpun 2 elinkaarikustannusten nettonykyarvo:

$$NNA = \sum_{t=1}^{20} \frac{3200\text{€}}{(1 + 0,04)^t} - 14000\text{€} = -60689\text{€}$$

Pumppu 2 on järkevämpi investointi.

3.3 Energiatehokkuuden kehitysratkaisut

Paineviemäreissä energiaa kuluttavia laitteita ovat pumput, puhaltimet ja lämmityslaitteet. Kokonaisenergiankulutuksen kannalta merkittävimpänä yksittäisenä tekijänä voidaan pitää jätevedenpumppaamojen pumppuja. Pumppujen käyttöikä on tyypillisesti noin 15-20 vuotta (Hydraulic Institute, 2001).

Yksinkertaisin keino paineviemärin energiatehokkuuden kehittämiseksi on energiatehokkaiden vaihtoehtojen suosiminen suunnitteluvaiheessa. Energiatehokkuutta voidaan kuitenkin kehittää myös suunnitteluvaiheen jälkeen muun muassa vaihtamalla pumppuja, ohittamalla pumppaamoja tai säätämällä pumppujen ajotapaa.

3.3.1 Pumppujen vaihto ja pumppaamoiden ohitus

Arvioiden mukaan 75 % käytössä olevista pumpuista on ylimitoitettu tuoton ja nostokorkeuden suhteen (Nolte, 2004). Ylimitoitettu pumppu tyhjentää imualtaan nopeasti, jolloin ylös- ja alasajoon kuluu yhä suurempi osa käyntiajasta. Ylös- ja

alajasjon aikana pumppu toimii mitoitusarvoa huonommalla hyötysuhteella, joka heikentää pumpun energiatehokkuutta. Varsinaisen pumppauksen tapahtuessa suurella tuotolla, myös virtaus- ja paikallishäviöt kasvavat kaavojen 6, 7 ja 12 mukaisesti virtausnopeuden funktiona, jonka seurauksena energiatehokkuus heikkenee (Sarvanne, 2007).

Paineviemärin virtaaman arvoja tulisi tilastoida ja tarkastella pumppaamokohtaisesti todellisten virtaamien selvittämiseksi, jolloin mahdolliset virheet mitoitusvirtaamisissa tulevat ilmi. Tarvittaessa voidaan ryhtyä toimenpiteisiin pumppujen vaihtamiseksi.

Joissain tapauksissa pumppaamoja saatetaan käyttää, vaikka putkiosuus itsessään ei tarvitsisikaan paineenkorotusta. Syynä tähän voi olla esimerkiksi pumppaamon käyttö alueen kokoomakaivona. Mikäli alueen käyttötarkoitus suunnitteluhetken tilanteesta muuttuu, voivat pumppaamolle tulevat virtaamat jäädä mitättömän pieniksi, jolloin pumppaamon merkitys paineviemärin toiminnan kannalta on merkityksetön.

3.3.2 Kierroslukusäätö ja vakiopintapumppaus

Pumpun tehontarpeeseen voidaan vaikuttaa helposti pyörimisnopeutta muuttamalla. 20 % pienempi pyörimisnopeus laskee pumpun tehontarvetta noin 50 % hyötysuhteen pysyessä käytännössä samana (Sârbu ja Borza, 1998).

Vakiopintapumppauksessa pumppujen pyörimisnopeutta muutetaan siten, että pumpun tuotto vastaa imukaivon tulevaa virtaamaa. Tällöin kaivosta lähtevän ja kaivon tulevan virtauksen erotus lähestyy nollaa ja vedenpinta imukaivossa pysyy vakiona. Vakiovirtaussäätö toimii parhaiten silloin, kun systeemin nostokorkeus koostuu pelkästään dynaamisista häviöistä. Lukuarvona esimerkiksi Pullin (2009) mukaan pumppujen ohjaus kierroslukua säätämällä on taloudellisesti kannattavaa silloin, kun dynaamisten häviöiden osuus on yli 50 % kokonaishäviöistä. (Pulli, 2009)

Jatkuvatoimisen pumppauksen seurauksena keskimääräinen virtaama on pienempi, sillä sama nestemäärä pumpataan pidemmällä aikavälillä. Tämä johtaa energiasäästöihin, sillä tarvittava nostokorkeus on pienempi, samoin kuin virtaamasta riippuvat virtaushäviöt. (Pulli, 2009)

Esimerkki 2: On-off tyyppisellä pumppauksella pumppujen käyntiaika on 14 tuntia vuorokaudesta, jolloin pumpun tuotto on Q . Vastaavasti vakio-pumppauksella se on 24 tuntia vuorokaudesta, jolloin pumpun tuotto on $\frac{14}{24} \cdot Q$, eli noin $0,6Q$.

Virtaushäviöiden eroja voidaan verrata esimerkiksi kaavalla 6:

$$\begin{aligned} \frac{h_{v1}}{h_{v2}} &= \frac{\Sigma \cdot \sqrt[0,54]{\frac{Q}{0,278 \cdot c \cdot d^{2,63}}}}{\Sigma \cdot \sqrt[0,54]{\frac{0,6 \cdot Q}{0,278 \cdot c \cdot d^{2,63}}}} = \frac{\sqrt[0,54]{\frac{Q}{0,278 \cdot c \cdot d^{2,63}}}}{0,54 \sqrt[0,54]{0,6} \cdot \sqrt[0,54]{\frac{Q}{0,278 \cdot c \cdot d^{2,63}}}} \\ &\Rightarrow \frac{1}{0,54 \sqrt[0,54]{0,6}} = 2,575 \\ &\Rightarrow h_{v1} = 2,575 \cdot h_{v2} \end{aligned}$$

Tällaisilla virtaamien suhteilla on-off tyyppisen pumppauksen virtaushäviö on noin 2,6 kertaa suurempi kuin vakio-pumppauksella. Mikäli virtaushäviöt vakio-pumppauksella olisivat 10 m ja on-off -säädetyllä pumppauksella 26 m, olisi säästö nostokorkeudessa 16 m, joka kaavalla 23 laskettuna vastaa 70 % hyötysuhteella energiankulutuksessa $0,062 \text{ kWh/m}^3$. Todellisuudessa säästö olisi suurempi, sillä on-off -säädöllä pumppu toimii osan käyntiajastaan huomommalla hyötysuhteella.

Vesimäärällä $20\,000 \text{ m}^3/d$ ja sähkön hinnalla $0,08 \text{ €/kWh}$ vuotuinen kustannussäästö olisi noin $36\,000 \text{ €}$.

Kaavan 6 pohjalta voidaan johtaa yleinen kaava virtaushäviöiden suhteelle tilanteissa, joissa pumppujen käyntiaikaa pidennetään muiden parametrien säilyessä samoina:

$$h_{v2} = h_{v1} \cdot \sqrt[0,54]{\frac{t_1}{t_2}} \quad (34)$$

missä

h_{v2} = Virtaushäviöt alkuperäisellä käyntiajalla, m

h_{v1} = Virtaushäviöt uudella käyntiajalla, m

t_1 = Alkuperäinen käyntiaika, h

t_2 = Uusi käyntiaika, h

Dynaamisten häviöiden ollessa suuria, vakiopintapumppauksella voidaan saavuttaa merkittäviä säästöjä (Kaava 34). Vakiopintapumppaus ei kuitenkaan vaikuta staattisten häviöiden suuruuteen. Tapauksissa, joissa putkihäviöt koostuvat merkittävässä määrin staattisista häviöistä, kannattaa vakiopintapumppauksen sijaan harkita muita energiansäästökeinoja.

3.3.3 Paineenkorotuspumppaus

Paineenkorotuspumppauksessa jätevettä ei pureta pumppaamalla imukaivoon, sillä pumppu on sijoitettu suoraan tulevan ja lähtevän johto-osan väliin. Paineenkorotuksen etuna on se, ettei putkessa olevaa painetta menetetä pumppaamalla, kuten purettaessa tapahtuisi.

Paineenkorotuspumppausta käytetään yleisesti talousveden jakelujärjestelmissä, mutta se ei ole vielä yleistynyt paineviemäreissä (Karttunen et al., 2004b). Paineenkorotuspumppaamo vaatii toimiakseen ainakin pienen paineen (noin 1-2 m) (Sunela, 2016).

Paineenkorotuspumppauksen energiansäästöpotentiaali on suuri, sillä veden hydraulinen energia säilyy pumppaamoilla. Energian säilymisen vuoksi nostokorkeutta ei tarvitse lisätä yhtä paljon pumppaamoilla, kuin imualtaaseen purettaessa. Myös esimerkiksi rikkivedyn aiheuttamalta korroosiolta pumppaamotilassa vältytään, kun sulfidipitoinen vesi kulkee koko linjan läpi suljetussa putkessa.

Esimerkki 3: Pumppaamolle tulevan veden kokonaisenergia on keskimäärin +9 m, joka paineenkorotuspumppaukseen siirryttäessä säästetään nostokorkeudessa. Tämä vastaa kaavan 23 mukaan laskettuna hyötysuhteella 70 % noin $0,027 \text{ kWh}/\text{m}^3$, jos paineenkorotuspumppauksen vaatima painetaso on +2 m.

Vesimäärällä $20\,000 \text{ m}^3/\text{d}$ ja sähkön hinnalla $0,08 \text{ €/kWh}$ vuotuinen kustannussäästö olisi noin $16\,000 \text{ €}$.

3.3.4 Vesivirtaturbiinit

Kuten kappaleessa 2.2.1 todettiin, energiatason laskeminen kuristussäädön avulla perustuu häviöiden suurentamiseen ja on siten kannattamatonta. Eräs keino energiatehokkuuden kasvattamiseksi on kuristussäädön korvaaminen vesivirtaturbiinilla, jolloin energiaa kuluu häviöiden sijasta sähköenergian tuottoon. Turbiinin teho voidaan laskea kaavalla 35. (Pulli, 2009).

$$P(Q) = (y_1 - y_2 - (k_1 + k_2) \cdot Q^2) \cdot \rho \cdot Q \cdot \eta \cdot 9,81 \quad (35)$$

missä

P = Turbiinin teho, W

y_1 = Lähtösäiliön pinta, +m

y_2 = Purkusäiliön pinta, +m

k_1 = Tulolinjan painehäviökerroin, s^2/m^5

k_2 = Lähtölinjan painehäviökerroin, s^2/m^5

Q = Virtaama, m^3

ρ = Veden tiheys, kg/m^3

η = Turbiinin hyötysuhde

Vesivirtaturbiinin tuottoa pienelle jätevesivirtaamalle on havainnollistettu seuraavassa esimerkissä:

Esimerkki 4: Kuvitellussa tilanteessa jätevettä pumpataan jätevedenpuhdistamolle jatkuvalla $0,05 \text{ m}^3/s$ virtaamalla. Jätevedellä on painetta purkupisteessä +20 m ja tulolinjan painehäviökerroin on $15 \text{ s}^2/m^5$. Jos purkupisteeseen sijoitettaisiin 80 % hyötysuhteella toimiva vesivirtaturbiini, olisi sen tuottama teho:

$$P(0,05m^3/s) = (20m - 15s^2/m^5) \cdot 1000kg/m^3 \cdot 0,05m^3/s \cdot 0,8 \cdot 9,81$$

$$= 1962 \text{ W}$$

Sähkön hinnalla $0,08 \text{ €/kWh}$, arvo vuodessa tuotetulle energialle olisi noin 1400 € .

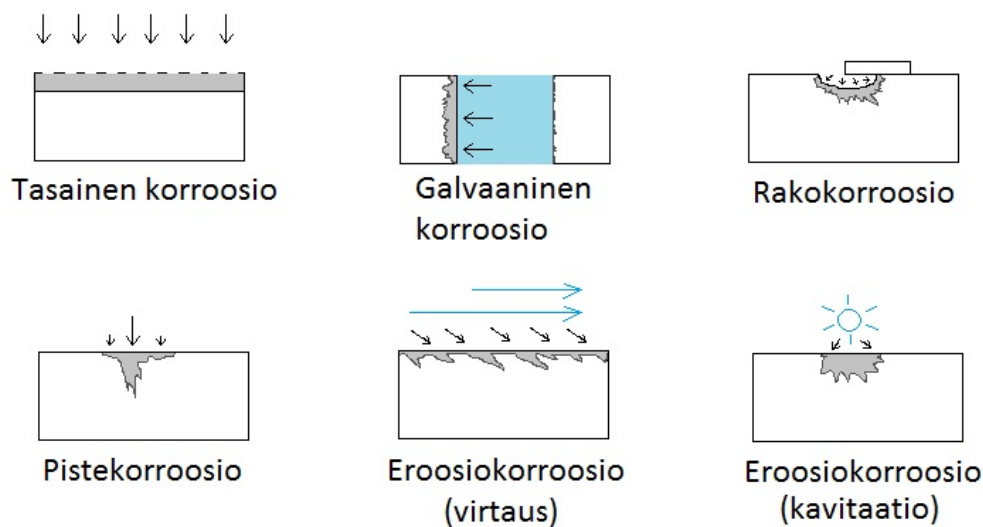
Vesivirtaturbiinin käyttö pienillä virtaamilla ja paineilla ei johda merkittävään energiantuottoon. Vesivirtaturbiinin energiantuottoa heikentää myös se, että jäteveden virtaama ei ole jatkuvaa, vaan tulee yleensä piikkeinä pumpun käydessä. Todellisuudessa vesivirtaturbiinista aiheutuisi myös huoltokustannuksia. Käytännössä parempaan energiatehokkuuteen päästään optimoimalla pumpun nostokorkeus, jolloin paine purkupisteessä lähestyy nollassa ja säästö syntyy pumpun alhaisesta energiankulutuksesta.

3.4 Kuluvien osien elinkaaren pidentäminen

3.4.1 Korroosio

Korroosioksi kutsutaan materiaalin kulumista sen reagoiessa kemiallisesti tai sähkökemiallisesti ympäristönsä kanssa. Korroosio on vesihuoltoteknisissä sovelluksissa aina haitallista, sillä se vaikuttaa negatiivisesti materiaalin hyödyllisiin ominaisuuksiin, kuten lujuuteen, muotoon ja läpäisevyyteen. Usein korroosiosta puhuttaessa tarkoitetaan metallien elektrokemiallista hapettumista, jossa metalli hapetuu sen oksidiksi. Eräs tunnettu esimerkki tällaisesta reaktiosta on raudan hapettuminen rautaoksidioksi, eli ruostuminen. Korroosio voi vaikuttaa metallien ohella kuitenkin myös muihin materiaaleihin, kuten keraameihin ja polymeereihin, jolloin korroosiosta käytetään yleensä nimeä degradaatio. (American Water Works Association, 2004)

Korroosiotyypit voidaan jaotella yleiseen, kokonaisvaltaisesti materiaalin pinnalla tapahtuvaan korroosioon sekä paikalliseen korroosioon. Paikallinen korroosio on yleistä korroosiota haitallisempaa, sillä reaktiot ovat voimakkaampia ja niiden aiheuttamien vaurioiden sijaintia vaikeampi ennustaa. Vesihuoltotekniikan kannalta oleellimmat paikallisen korroosion tyypit ovat galvaaninen, rako-, piste- ja eroosio- korroosio. Korroosiotyyppien vaikutuksia on havainnollistettu kuvassa 12.



Kuva 12 Korroosiotyyppien vauriomekanismit.

Yleinen tasainen korroosio kohdistuu materiaalissa koko korrodoivalle aineelle altistuneelle pinta-alalle ja syövyttää materiaalia tasaisesti. Korroosion tasaisuudesta johtuen yleisen korroosion vaikutusta on jokseenkin helppo arvioida. (American Water Works Association, 2004)

Galvaanista korroosiota tapahtuu, kun kaksi metallia on kosketuksissa toisiinsa suorasti tai elektrolyytin välityksellä. Elektrolyytinä voi toimia mikä tahansa elektroneja hyvin siirtävä aine, kuten suola, happo tai emäs. Yhteyden muodostuessa syntyy galvaaninen sarja, jossa toinen metalleista lähtee kiihtyneellä vauhdilla korrodoitumaan. Korroosio on hitaampaa jalommassa metallissa, joka toimii reaktiossa katodina. Galvaanista korroosiota voi tapahtua myös kahden saman metallin välillä, mikäli elektrolyyttikonsentraatioissa on gradientteja. (American Water Works Association, 2004)

Rakokorroosiolla viitataan materiaalissa rajatuilla alueilla, kuten raoissa, halkeamissa tai pinnoitteen alla tapahtuvaan korroosioon. Suljetussa tilassa elektrolyyttiliuos ei vaihdu ympäristössä tapahtuvasta virtauksesta huolimatta, jolloin muuta ympäristöä haitallisempien yhdisteiden tai konsentraatioiden muodostuminen on mahdollista. Tämä voi johtaa esimerkiksi huomattavasti muuta ympäristöä matalamman pH:n tai hapettomien olosuhteiden muodostumiseen halkeamassa. (American Water Works Association, 2004)

Pistekorroosiota esiintyy materiaalin pintaan syntyvissä syvennyksissä ja se muistuttaa luonteeltaan hyvin paljon rakokorroosiota. Pistekorroosio on erittäin paikallista, keskittyen jo syntyneen syvennyksen alueelle. Tämän seurauksena syvennyksalue syöpyy yhä enemmän, jolloin merkittäviä vaurioita voi syntyä hyvin nopeasti. (American Water Works Association, 2004)

Eroosikorroosiolla tarkoitetaan mekaanisen toiminnan seurauksena syntyvää kulumista. Putkistoissa eroosikorroosiota aiheuttavat varsinaisen virtauksen lisäksi virtauksen mukana kulkevat kiintoainepartikkelit, jotka hankautuvat putken seinämiä vasten. Tämän tyyppinen eroosikorroosio on havaittavissa erityisesti ohuissa putkissa ja putkien käännekohtissa. (Craemer ja Covino, 2005)

Toinen eroosikorroosion aiheuttaja on kavitaatio. Kavitaatiossa putken paikallinen alipaine laskee siinä kulkevan nesteen höyrönpaineen alapuolelle, jolloin neste alkaa höyrystyä. Höyrystymisen seurauksena syntyvät kaasukuplat luhistuvat aiheuttaen materiaaleja vaurioittavia paineaaltoja. (Craemer ja Covino, 2005)

Korroosion takia juoksupyörän ja pumppupesän väliin syntyy välystä, joka heikentää pumpun hyötysuhdetta. Hyötysuhteen heikentymä voidaan laskea keskipa-kopumpulle kaavalla 37. (Grundfos Water Journal, 2015)

$$\delta\eta \approx \delta H \approx \sqrt{K^2 + K} - K \quad (37)$$

$$K = 0,008 \cdot S^2 \cdot \frac{H}{Q}$$

missä

S = Juoksupyörän ja pumppupesän vällys, mm

Vällyksen vaikutusta hyötysuhteeseen on havainnollistettu seuraavassa esimerkissä:

Esimerkki 5: Juoksupyörän ja pumppupesän välinen vällys on 4 millimetriä, pumpun tuotto on 25 l/s ja nostokorkeus 20 metriä.

$$K = 0,008 \cdot 4^2 \cdot \frac{20}{25} = 0,1024$$

$$\Delta\eta \approx \Delta H \approx \sqrt{0,1024^2 + 0,1024} - 0,1024 = 0,234$$

Havaitaan, että 4 millimetrin vällys heikentää pumpun hyötysuhdetta noin 23 %.

Kirjallisuuden mukaan tyypillinen hyötysuhteen alenema jätevettä pumpaaval-le pumpulle on noin 1,5 - 5 % vuodessa riippuen pumpun rakenteesta (Grundfos Wastewater, 2004).

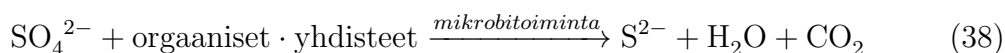
3.4.2 Korroosion hallinta

Korroosio kuluttaa jatkuvasti materiaaleja, lyhentäen niiden käyttöikä. Erityisesti paineviemärien tapauksessa korroosio saattaa olla hyvin voimakasta, jonka seurauksena voi syntyä merkittäviä laitevaurioita. Laitteiden hyötysuhde heikkenee materiaalien kuluessa, johtaen pahimmillaan täyteen toimintakyvyttömyyteen ja ylimääräisiin kuluihin laitehankintojen muodossa. Korroosion hallintaa voidaankin pitää yhtenä tärkeimmistä tekijöistä paineviemärien energia- ja kustannustehokkuuden kehittämisen kannalta. (Kayaa et al., 2008)

Kustannustehokkuuden kannalta edullisimpaan vaihtoehtoon päästään yleensä joko minimoimalla laitteiden hankintakustannukset tai rajoittamalla korroosion vaikutusta. Hankintakustannusten minimointi lisää huoltokustannuksia ja lyhentää käyttöikää. Korroosion vaikutuksen rajoittaminen sen sijaan lisää hankinta- ja/tai käyttökustannuksia, mutta vähentää huoltokustannuksia ja pidentää käyttöikää. (American Water Works Association, 2004)

3.4.3 Rikkivety korroosion lähteenä

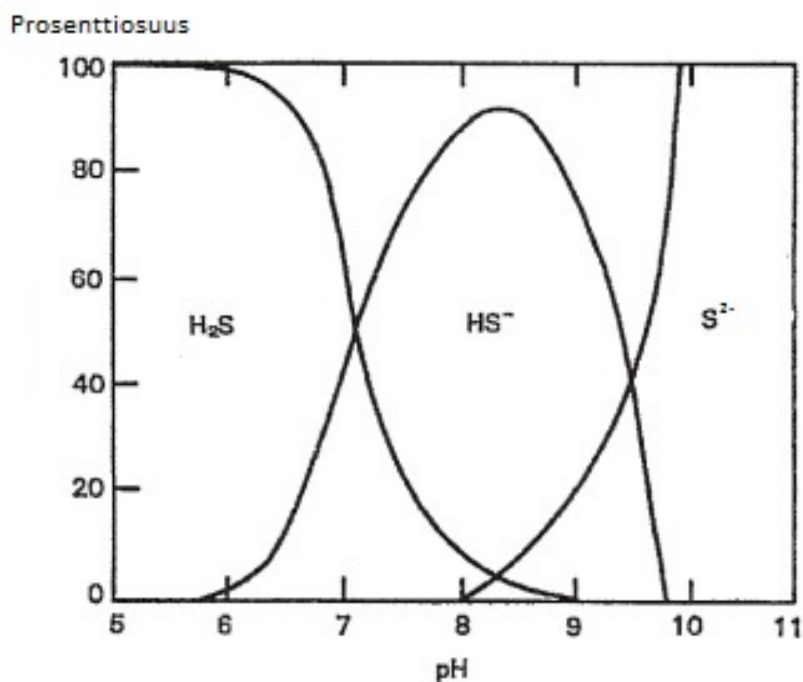
Eräs merkittävimmistä korroosion lähteistä paineistetussa viemärissä muodostaa divetyysulfidi H_2S , eli rikkivety. Sulfideja muodostuu anaerobisten mikrobin, kuten *Desulfovibrio* ja *Desulfobacterales* lahkon sulfaatinpelkistäjäbakteerien aineenvaihdunnan toimesta. Nämä bakteerit käyttävät hapenlähteenään sulfaattia ja ravintonaan jäteveden orgaanista ainetta. Anaerobinen sulfaatin pelkistyminen tapahtuu mikrobin aineenvaihdunnassa kaavan 38 mukaan. (U.S. EPA, 1985) (Boon et al., 1998)



Sulfaattia pelkistävien bakteerien kasvunopeus kasvaa lineaarisesti sulfaattikonsentraation kasvaessa noin 1500-2500 mg/l saakka, jonka jälkeen sulfaatti alkaa inhiboimaan kasvua. Sulfaattikonsentraatiolla 4000 mg/l kasvunopeus on jo selvästi hitaampi kuin 500 mg/l konsentraatiolla. (Al-Zuhair et al., 2008)

Mikrobitoiminta viemärissä tapahtuu pääosin putken sisäpinnoilla biofilmissä ja pohjan sedimentissä. Seinämän biofilmi koostuu useista mikrobikerroksista, jotka voidaan jaotella pinnan aerobisen toiminnan kerrokseen, keskimmäiseen anaerobisen toiminnan kerrokseen ja pohjan reagoimattomaan anaerobiseen kerrokseen. Pohjimmainen kerros pysyy aina reagoimattomana, sillä ravinteet eivät kulkeudu tarpeeksi tehokkaasti muiden kerroksien lävitse. Aerobisen ja anaerobisen kerroksien paksuuden suhde riippuu veteen liuenneen hapen konsentraatiosta sekä muista ympäristötekijöistä, kuten veden pH:sta, lämpötilasta ja saatavilla olevien ravinteiden määrästä. (U.S. EPA, 1985)

Sulfidit esiintyvät vedessä pH -arvosta riippuen muodossa H_2S , HS^- ja S^{2-} . Sulfidien esiintymismuodon ja pH -arvon suhdetta on havainnollistettu kuvassa 13. (U.S. EPA, 1985)



Kuva 13 Sulfidien esiintymismuoto pH:n funktiona. Muokattu (U.S. EPA, 1985).

Ilmaan vapautuessaan rikkivety kulkeutuu pumppaamotilaan ja tiivistyy pumppaamon seinille ja pinnoille. Aerobisissa oloissa rikkivetyä voivat hyödyntää sulfatinhapettajabakteerit, joiden aineenvaihduntatuotteena muodostuu rikkihappoa. Rikkihappo syövyttää voimakkaasti metalleja sekä betonia ja voi vaurioittaa esimerkiksi pumppaamon automatiikkaa tai betonisia imualtaita. Kuva 14 havainnollistaa rikkivedyn aiheuttamia vaurioita pumppaamotilassa.



Kuva 14 Rikkivedyn aiheuttamia vaurioita putkiston pinnalla pumppamotilassa.

Pumppamotilaan joutuessaan rikkivety muodostaa myös työturvallisuusriskin, sillä se on hyvin myrkyllistä. Jo 350 mg/m^3 konsentraatio aiheuttaa hengitettäessä välittömän hengenvaaran. Rikkivety on ensisijaisesti hermomyrky, mutta vaikuttaa haitallisesti myös muihin elimiin, kuten keuhkoihin ja silmiin. (Reiffenstein et al., 1992) (Hvitved-Jacobsen et al., 2002)

3.4.4 Rikkivedyn hallinta

Rikkivedyn hallinnassa pyritään estämään sulfaattia pelkistävien mikrobin toiminta viemärissä tai rajoittamaan sulfidien vapautuminen vedestä. Hallintaan käytetään erilaisia fysikaalisia ja kemiallisia menetelmiä. (Boon, 1995)

Eräs fysikaalinen menetelmä on estää anoksisten olosuhteiden muodostuminen ilmaston avulla. Tähän tarkoitukseen voidaan käyttää joko ilmaa tai puhdasta happea. Happi on paineviemärissä näistä vaihtoehdoista suotavampi, sillä silloin viemäriin ei ajaudu muita kaasuja, jotka mahdollisesti haittaisivat sen toimintaa. (U.S. EPA, 1985)

Teoriassa sulfaattia pelkistävien mikrobin toimintaa voitaisiin rajoittaa myös mekaanisella biofilmin ja sedimentin irroituksella esimerkiksi putkipossujen avulla.

Tätä menetelmää ei voida kuitenkaan taloudellisista syistä pitää järkevänä, sillä se edellyttäisi lähes jatkuvaa työtä.

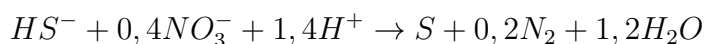
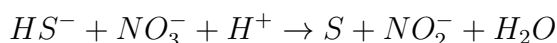
Käyttöön vakiintuneet kemialliset menetelmät perustuvat pääsääntöisesti mikrobitoiminnan inhiboimiseen, anoksisten olosuhteiden synnyn estämiseen tai sulfidien hapettamiseen tai saostamiseen. Mikrobitoiminta voidaan eliminoida nostamalla veden pH korkeaksi esimerkiksi natriumhydroksidilla. Käytännössä on haivaittu sulfaattia pelkistävien bakteerien toiminnan lakkaavan jopa kahdeksi viikoksi nostettaessa veden pH yli 12,5 noin 30 minuutin ajaksi. (U.S. EPA, 1985)

Toinen vaihtoehto on jäteveden pH:n pitäminen yli yhdeksässä, jolloin sulfidit esiintyvät vain HS^- ja S^{2-} muodossa (Kuva 13). Korkean pH -arvon ylläpitoa ei voida kuitenkaan pitää kannattavana taloudellisesti, sillä kemikaalin lisäyksen tarve olisi epäkäytännöllisen suuri. Korkea pH voi myös häiritä jätevedenpuhdistamon toimintaa. (U.S. EPA, 1985)

Anoksisten olosuhteiden muodostuminen voidaan estää kemiallisesti esimerkiksi vetyperoksidin (H_2O_2) avulla. Vetyperoksidi muodostaa hajotessaan vettä ja happea, jolloin viemärin happipitoisuus pysyy kemikaalia syötettäessä riittävänä. Vetyperoksidin vaikutus on kuitenkin jokseenkin paikallinen ja siksi kemikaalin lisäys voi olla tarpeellista useammilla pumppaamoilla. Vetyperoksidi on myös voimakkaasti syövyttävää, joka asettaa vaatimuksia materiaaleille ja suojavälineille.

Kun jäteveteen lisätään nitraattia, alkavat mikrobit kuluttamaan hapen loputtua nitraattia sulfaatin sijasta. Nitraattien käyttö lisää kuitenkin typpikuormaa ja siten puhdistuskustannuksia jätevedenpuhdistamolla. Nitraateista rikkivedyn hallinnassa käytetään esimerkiksi natriumnitraattia ($NaNO_3$). (U.S. EPA, 1985)

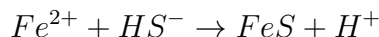
Sulfideja voidaan myös hapettaa biologisesti mikrobien ja nitraattien avulla elementaariseksi rikiksi. Gadekar et al. (2006) arvioivat hapettumisen tapahtuvan seuraavilla reaktioilla:



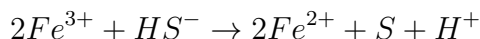
Sulfidit voidaan myös hapettaa kemiallisesti jätevedestä esimerkiksi kloorin tai kaliumpermanganaatin ($KMnO_4$) avulla sulfaateiksi ja rikiksi. Kloori on kuitenkin melko tehotonta, sillä se reagoi jätevedessä myös muiden yhdisteiden kanssa. Kaliumpermanganaatin ongelmaksi muodostuu korkea hinta (sulfidinpoiston hinta kaliumpermanganaatilla 18,9-22,0 €/kgS) (U.S EPA, 1991). (Zhang et al., 2008)

Eräs keino rikkivedyn hallintaan on sulfidien saostaminen jätevedestä. Saostuksessa käytetään useimmiten rautayhdisteitä, kuten ferrosulfaattia tai -kloridia. Rautayhdisteet saostavat jätevedestä myös fosforia (U.S. EPA, 1985). Rauta(II) reagoi

sulfidien kanssa seuraavan reaktioyhtälön mukaisesti:



Rautayhdisteistä rauta(III) on tehokkaampaa kuin rauta(II), sillä rauta(III) hapettaa ensin sulfidin elementaariseksi rikiksi pelkistyen rauta(II):ksi seuraavan reaktioyhtälön mukaisesti:



Useat kemikaalivalmistajat ovat tuoneet markkinoille myös omia hajun- ja korroosion hallintaan tarkoitettuja tuotteitaan, kuten *Nutriox*[®] (Yara International) ja *FIN – 12* (Kemira). Tuotteiden pohjana toimivat pääsääntöisesti tässä kappaleessa esitetyt kemikaalit: *Nutriox*[®] perustuu nitraatteihin ja *FIN – 12* rauta(III)nitraattisulfaattiin. (Yara International ASA, 2016) (Kemira Oyj, 2016)

Taulukkoon 1 on koottu yhteenveto sulfidien hallintaan käytettyjen kemikaalien määrästä, tehosta ja hinnasta. Hinnat perustuvat seuraavien yritysten toimittamiin tietoihin: Brenntag NV Co. Ltd. (Belgia), VWR Inc. (Belgia), Wuhan Industrial Co. Ltd. (Kiina) ja Yara Industrial Limited (Irlanti). (Zhang et al., 2008)

Taulukko 1 Sulfidien hallintaan käytettyjen kemikaalien vertailua.

Kemikaali	Määrä suhteessa sulfidiin	Sulfidinpoiston tehokkuus (%)	Hinta (€/kgS)
<i>Fe(II) – (FeCl₂ · 4H₂O)</i>	6-7:1	90	22,4-26,1
<i>Fe(II) – (FeSO₄) · 7H₂O</i>	1,7:1	95-97	4,8
<i>Fe(II) ja Fe(III) – (FeCl₂ ja FeCl₃)</i>	2,5:1	97	7,2
<i>Fe(III) – (FeCl₃)</i>	1,5:1	100	3,7
<i>Fe(III) – (FeClSO₄)</i>	1,2:1	88-98	4,5
<i>H₂O₂</i>	4:1	85-90	10,6
<i>H₂O₂</i>	1,3:1	87-100	3,5
<i>NO₃ – (NaNO₃)</i>	6,7:1	100	12,2
<i>NO₃ – (NaNO₃)</i>	1,37:1	100	2,5
<i>NO₃ – (NaNO₃)</i>	0,18:1	65	0,4
<i>NO₃ – (Ca(NO₃)₂)</i>	1,91:1	100	4,4
<i>Nutriox</i> [®]	2,5:1	95-100	6
<i>Nutriox</i> [®]	0,36:1	68-95	0,9

Kustannustehokkaimpia vaihtoehtoja rikkivedyn hallintaan ovat rauta- ja nitraattiyhdisteet. Taulukon 1 perusteella nitraatit ovat kustannuksiltaan hieman halvempia, mutta kokonaiskustannusten kannalta ero on kapeampi, sillä nitraatit lisäävät jätevedenpuhdistuksen kustannuksia, kun taas rautayhdisteet laskevat niitä saostaessaan fosforia (Metcalf ja Eddy, 2014).

3.5 Paineviemärin elinkaarikustannukset

Paineviemärin elinkaarikustannuksia voidaan eritellä hankinta-, ylläpito- ja poistokustannuksiin (Luku 3.2). Ylläpitokustannuksia voidaan jaotella edelleen energia-, käyttö- ja huoltokustannuksiin. Energiakulut muodostuvat käytetystä energiasta, käyttökustannukset sisältävät esimerkiksi työntekijöiden palkoista ja kemikaalien lisäämisestä aiheutuvat kulut ja huoltokustannukset käsittävät huollosta aiheutuvat kulut, kuten varaosat ja työkalut. Laskennassa voidaan huomioida myös seisokki- ja ympäristökustannukset.

Elinkaarikustannukset lasketaan lisäämällä kaikki laitteen elinkaaren aikana syntyvät kustannukset yhteen (Hydraulic Institute, 2001). Laskennassa käytetyissä arvoissa on syytä ottaa huomioon ajan kulumisen, jonka vuoksi tulevaisuudessa aiheutuvat kustannukset pitää diskontata nykyhetkeen:

$$LCC = C_h + \sum_{i=1}^t \frac{C_e}{(1+r)^i} + \sum_{i=1}^t \frac{C_k}{(1+r)^i} + \sum_{i=1}^i \frac{C_h}{(1+r)^t} + \frac{C_p}{(1+r)^t} \quad (39)$$

missä

LCC = Elinkaarikustannukset, €

t = Tarkasteluaika, a

r = Diskonttokorko

C_h = Hankintakustannukset, €

C_e = Vuotuiset energiakustannukset, €

C_k = Vuotuiset käyttökustannukset, €

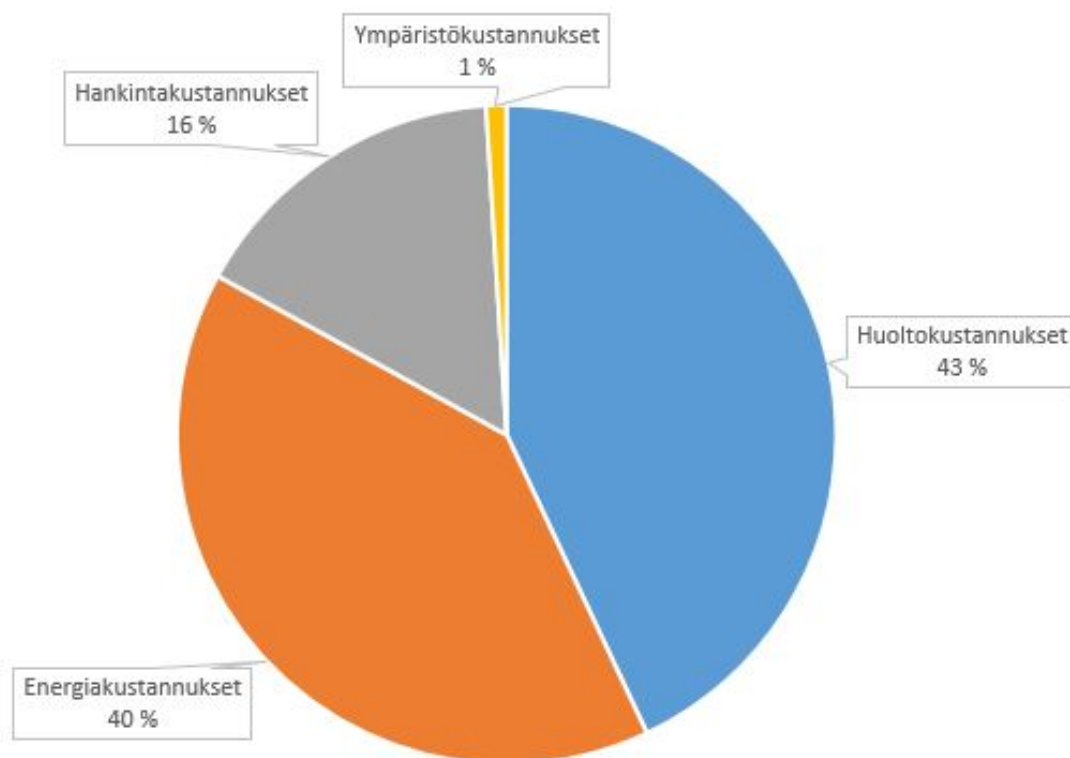
C_h = Vuotuiset huoltokustannukset, €

C_p = Poistokustannukset, €

Kaavaa 39 on yksinkertaistettu siten, että hankintakustannukset sisältävät laitehankinnasta syntyvien kulujen lisäksi myös suunnittelu-, kuljetus- ja asennuskulut. Poistokustannuksiin sisältyy laitteiden hävityksestä syntyvien kulujen lisäksi myös pilantuneen ympäristön kunnostuksesta aiheutuvat kulut.

Paineviemärin elinkaarikustannuksia tarkasteltaessa, voidaan laitekokonaisuudet jakaa kahteen komponenttiin: pumppaamoihin ja pumppaamoita yhdistäviin putkiosuuksiin. Putkistojen käyttöikä on pääsääntöisesti melko pitkä. Esimerkiksi talousveden jakelussa käytettävien PEX ja PE-RT putkien käyttöikäksi on arvioitu noin 50 vuotta (Kekki et al., 2008). Putkistojen hankintakustannuksissa voi olla hyvin suuria eroja, riippuen asentamiseen liittyvistä geologisista tekijöistä. Esimerkiksi hyvin kallioisella alueella putkien asentaminen saattaa vaatia mittavaa louhintaa, jolloin kustannukset nousevat suuriksi.

Pumppaamoiden elinkaarikustannuksien arviointi on helpompaa, sillä kustannukset eivät riipu putkistojen tavoin merkittävässä määrin muuttuvista tekijöistä. Pumppaamoiden elinkaarikustannuksista voidaan havaita kolme elementtiä: hankinta-, energia- ja huoltokustannukset. Pienikokoisen pumppaamon elinkaarikustannusten keskimääräinen jakautuminen on esitetty kuvassa 15. (Grundfos Water Journal, 2015)



Kuva 15 Pienikokoisen pumppaamon keskimääräiset elinkaarikustannukset.

Pienikokoisen pumppaamon elinkaarikustannukset koostuvat suurimmalta osin huoltokustannuksista (Kuva 15). Energiakustannukset ovat lähes yhtä suuret, hankintamenojen kattaessa noin 16 % kokonaiskustannuksista. Suurikokoisen pumppun elinkaarikustannusten jakaantuminen on esitetty kuvassa 16. (Grundfos Water Journal, 2015)



Kuva 16 Suurikokoisen pumppaamon keskimääräiset elinkaarikustannukset.

Elinkaarikustannukset muodostuvat pääosin energiakustannuksista, muiden kustannusten kattaessa yhteensä vain 16 % kokonaiskustannuksista (Kuva 16). Tässä tapauksessa hankintakustannukset jäävät lähes merkityksettömän pieniksi, sillä energia- ja huoltokustannukset kattavat 94 % kokonaiskustannuksista.

Jätevedenpumppaamoilla kustannustehokkuuden optimoinnin kannalta tärkein tekijä on varmatoimisten, helposti huollettavien laitteiden valinta ja tehokas korroosion hallinta. Myös energiatehokkuutta kehittämällä voidaan parantaa kustannustehokkuutta, mikäli huoltokustannukset eivät investointien seurauksena merkittävässä määrin nouse.

Suurilla pumppaamoilla pumppujen energiatehokkuuden kehittäminen on merkittävin yksittäinen tekijä kustannustehokkuuden kannalta. Hankinnan minimointi energiatehokkuuden kustannuksella johtaa pidemmällä aikavälillä merkittävästi suurempiin kuluihin.

4. LÄHTÖTIEDOT JA MENETELMÄT

Tässä luvussa on tarkasteltu lähtötietoja ja menetelmiä, joita käytettiin Hangon vesi ja viemärlaitoksen energia- ja kustannustehokkuuden arviointiin. Luvun alussa kerrotaan lyhyesti Hangon vesi ja viemärlaitoksen historiasta, jonka jälkeen käsitellään laitoksen nykytilannetta Lappohja-Suursuo siirtoviemäriin osalta.

4.1 Hangon vesi- ja viemärlaitos

Hangon kaupungin ensimmäinen viemäri on rakennettu vuonna 1906 ja vesijohdot vain hieman myöhemmin vuonna 1910. Vesilaitos toimi omana yksikkönään ja viemärlaitos kaupungin rakennuskonttorin alaisuudessa vuoteen 1975 asti, jolloin laitokset yhdistettiin. Hangon jätevedet on käsitelty vuodesta 1978 saakka Hangon Suursuolle rakennetulla jätevedenpuhdistamolla, joka on toiminnassa edelleen. Vuonna 2002 Hangossa asui 10 000 ihmistä, joista noin 97 % kuului vesilaitoksen ja noin 95 % viemärlaitoksen piiriin. Vesi- ja viemäri liittymiä oli vuonna 2004 yhteensä 2459 kappaletta, joista 330 kuului yrityksille. (Wall, 2005)

Lappohjan kaupunginosa sijaitsee 15 kilometrin päässä Hangon taajama-alueesta. Lappohja liitettiin Hankoon vuonna 1977, jolloin alueelle asennettiin myös ensimmäiset muoviset viemäriputken betonisten rinnalle. 1980 -luvulle saakka Lappohjan jätevedet laskettiin mereen, kunnes sinne vuonna 1983 rakennettiin jätevedenpuhdistamo, joka oli toiminnassa vuoteen 2012 saakka. Sen jälkeen jätevesienkäsittely on keskitetty Hangon Suursuon puhdistamolle, jonne Lappohjan noin 700 asukkaan jätevedet johdetaan vuonna 2012 valmistunutta siirtoviemäriä pitkin. (Wall, 2005)

Siirtoviemäri koostuu 23 kilometriä pitkästä päälinjasta ja ViskoTeepak Ab Oy:n tehtaalle johtavasta 3,5 kilometriä pitkästä sivulinjasta (yhtymiskohta noin 15 km päässä Suursuon puhdistamosta Koverharin pumppaamolla). Jätevedenpumppaamoita on päälinjassa kuusi ja sivulinjassa yksi. Siirtoviemäri pumppaamoineen on esitetty kuvassa 17.



Kuva 17 Lappohja-Hanko siirtoviemäri kartalla.

Tällä hetkellä virtaama Suursuon jätevedenpuhdistamolle on noin 900 - 1000 m^3 päivässä, josta Lappohjan osuus on noin 300 m^3 ja ViskoTeepakin osuus noin 600 m^3 . Pumppaamoiden yhteenlaskettu sähkönkulutus on keskimäärin noin 1000 kWh vuorokaudessa.

4.1.1 Mallinnusohjelma

Mallinnusohjelmaksi käytettiin FCG:n oman FCGswmm -ohjelmiston versiota 2.3-615 ja FCGnet -ohjelmiston versiota 2.3-976. Kyseiset ohjelmistot on rakennettu hyödyntämällä useita avoimen lähdekoodin ohjelmia. Simuloinnissa ohjelmistoina toimivat EpaSWMM 5.0.021 (FCGswmm) ja Epanet 2.00.12 (FCGnet), jotka on alunperin kehittänyt Yhdysvaltojen ympäristöhallinto (US Environmental Protection Agency).

Simulointiaikana käytettiin kolmea vuorokautta, joista ensimmäinen jätettiin huomioimatta. Ensimmäinen vuorokausi kului osin putkien täyttymiseen, eikä siksi simuloitu hyvin jatkuvan käytön tilannetta. Virtauslaskujen aika-asteleena käytettiin yhtä sekuntia ja painehäviölaskuissa Darcy-Weissbach yhtälöön perustuvaa algoritmia.

4.2 Mallinnuksen lähtötiedot

Mallinnuksen lähtötietoina on käytetty insinööritoimisto FCG:n vuonna 2009 Hangon vesi- ja viemärlaitokselle toimittamia suunnitelmia, jotka on esitetty tarkemmin luvussa 4.2.1. Siirtoviemärin rakennuttamisessa on käytetty ko. suunnitelmasa esitettyjä putkikokoja ja pumppujen tunnuslukuja.

4.2.1 Mitoitustiedot

Suunnitelmien mukaiset pumppaamokohtaiset mitoitusvirtaamat on esitetty taulukossa 2. Putket on valittu mitoitusvirtaamien perusteella. Putkiosoiden pituudet ja halkaisijat on esitetty seuraavassa taulukossa 3 (FCG Finnish Consulting Group, 2009a).

Taulukko 2 Finnish Consulting Groupin mitoitustarkastelun mukaiset virtaamat Lappohjan siirtolinjan pumppaamoille.

Mitoitusvesimäärät		
Pumppaamo	$Q_d(m^3/d)$	$Q_{hmax.}(l/s)$
Lappohja	810	20,1
Rautatie	810	20,1
Krogars	1205	15,6
Koverhar	2107	36,8
Tvärminne	2154	39,6
Henriksberg	2157	39,9
Täktom	2272	48,6

Taulukko 3 Siirtoviemärin putkiosoiden pituudet ja halkaisijat.

Putkiosio	L (m)	d (mm)
Lappohja-Rautatie	2790	225
Rautatie-Koverhar	4700	225
Koverhar-Tvärminne	3599	250
Tvärminne-Henriksberg	4233	250
Henriksberg-Täktom	4047	280
Täktom-Suursuo	4507	280
Krogars-risteyskohta	3555	160

Pumppaamoilla käytössä olevat pumput on valittu taulukossa 2 esitettyjen mitoitusvirtaamien perusteella. Käytössä olevien pumppujen tunnusluvut on esitetty taulukossa 4. (FCG Finnish Consulting Group, 2009b)

Taulukko 4 FCG:n pumppaamojen hankintaohjelman mukaisten pumppujen tiedot.

Pumppujen mitoitus tiedot		
Pumppaamo	Pumpun tuotto (l/s)	Pumpun nostokorkeus (m)
Lappohja	20,642	29,85
Rautatie	20,100	20,75
Krogars	15,647	48,19
Koverhar	37,131	44,60
Tvärminne	40,491	21,85
Henriksberg	39,168	29,49
Täktom	48,526	36,39

Virtaama on jäänyt alkuperäistä mitoitusvirtaamaa pienemmäksi, sillä Lappohjassa hyvin työllistännyt terästehdas (FNsteel Ab Oy) hakeutui vuonna 2012 konkursiin, joka on vaikuttanut alueen väkilukuun laskevasti. Tästä syystä linjan putkikoko ja pumppujen tuotto ovat virtaamaan nähden liian suuria. Virtaamat päätettiin laskea uudelleen asukasmäärän ja kappaleessa 2.3 esitetyn teorian perusteella.

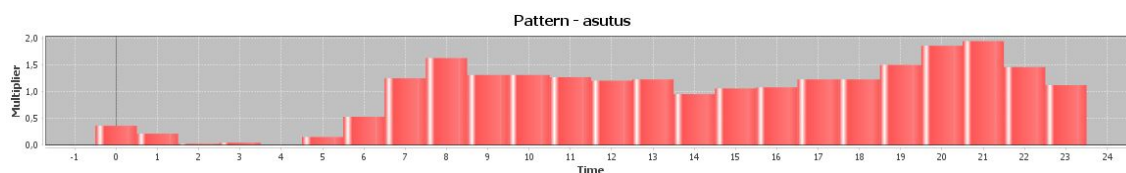
Lähtökohtaisesti kaiken talousveden oletettiin päätyvän viemäriin, jolloin viemäriin tuleva virtaama laskettiin asukasluvun ja ominaiskulutuksen tulona. Viettoviemärien vuotovesien määräksi arvioitiin $0,5 \text{ l/s} \cdot \text{johto-km}$. Asutusalueiden viettoviemärien pituudesta ei ollut tarkkaa tietoa, minkä vuoksi pituuden arvioitiin olevan 10 m/asukas . Lisäksi Krogarsin virtaamaan on lisätty $7,135 \text{ l/s}$, joka muodostuu teollisuusjätevesistä, joita tilastojen mukaan johdetaan pumppaamolle noin $600 \text{ m}^3/d$.

Mallinnuksessa käytettiin uudelleenmitoitettuja virtaamia. Pumppujen osalta mallinnuksessa käytettiin taulukossa 4 esitetyjä tunnuslukuja. Pumppaamokohtaiset virtaamat on kerätty taulukkoon 5:

Taulukko 5 Mallinnuksessa käytetyt mitoitusvirtaamat

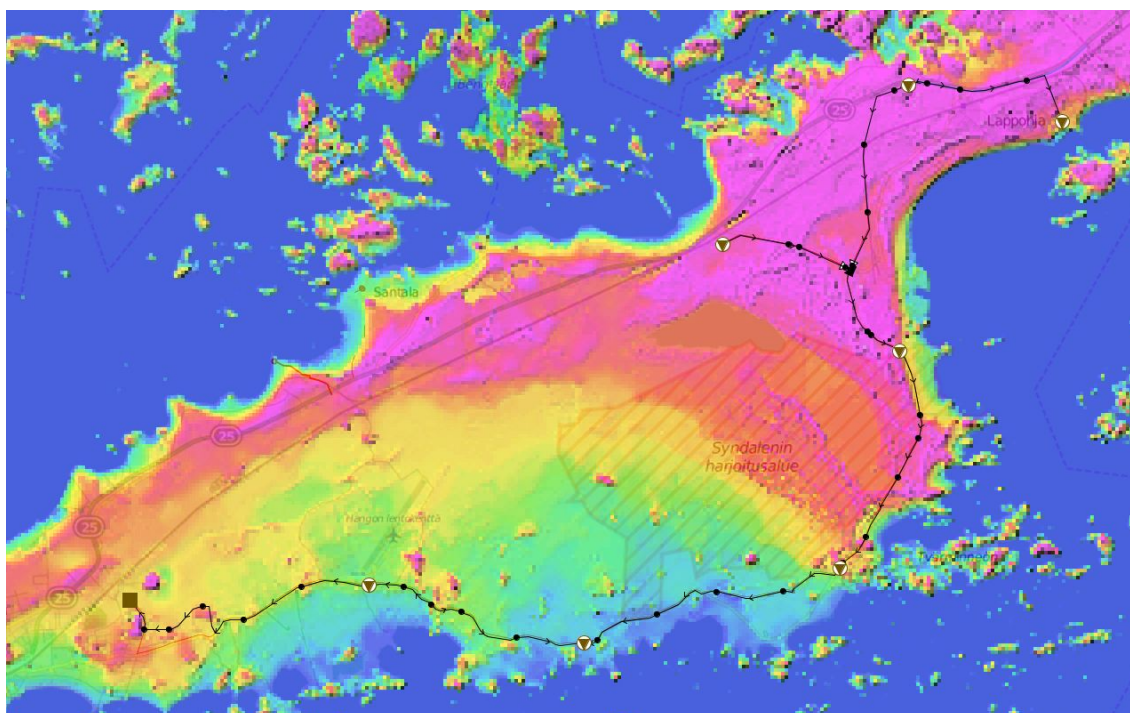
Pumppaamo	Asukasluvu	Ominaiskulutus (l/d)	Virtaama (l/s)	Vuotovedet (l/s)
Lappohja	900	300	3,125	4,5
Rautatie	0	150	0,000	0
Krogars	29	150	7,185	0,145
Koverhar	50	150	0,087	0,25
Tvärminne	273	150	0,474	1,365
Henriksberg	20	150	0,035	0,1
Täktom	639	150	1,109	3,195

Vuorokausivaihtelun simuloimiseen käytettiin kuvassa 18 esitettyä kaavaa. Kaavas-
sa esitetyt vuorokausivaihtelun kertoimet havainnollistavat suurten ja pienten vir-
taamien vaikutusta systeemiin. Kertoimet perustuvat realistiseen arvioon (Sunela,
2016). Pumppujen uudelleenmitoituksen, pumppaamoiden ohitusten, paineenkoro-
tuspumppauksen ja pumppujen säädön vaikutusta energia- ja kustannustehokkuu-
teen tarkasteltiin mallintamalla niitä alkuperäisen mallin aliskenaarioina.



Kuva 18 Virtaaman vuorokausivaihteluiden kertoimet

Korkeustasot määritettiin FCGswmm -ohjelman avulla. Hankoniemen korkeusta-
sot on esitetty korkeusväritetyllä kartalla kuvassa 19.



Kuva 19 Siirtolinja korkeusväritetyllä kartalla

4.3 Veden laatu

Rautatien pumppamoja lukuunottamatta kaikille pumppaamoille virtaa asumisjä-
tevetä ja vuotovesiä. Krogarsin pumppaamolle johdetaan lähes ainoastaan Visko-
Teepak AB Oy:n tuottamia teollisuusjätevesiä sekä vähäinen määrä asumisjätevet-
tä ja vuotovesiä (alle 1 % kokonaismäärästä).

Vesianalyysit on tilattiin Länsi-Uudenmaan Vedeltä ja Ympäristöltä sekä Visko-Teepakilta lähtevälle että siirtoviemäristä Suursuon jätevedenpuhdistamolle tulevalle jätevedelle. Suursuon osalta näytteistä oli mitattu sulfaattipitoisuus 2-4 kertaa kuukaudessa kerätyistä näytteistä aikavälillä 12.6.2013 - 23.6.2014. ViskoTeepakin osalta sulfaattipitoisuus oli mitattu kerran kuukaudessa kerätyistä näytteestä 16.9.2014 - 22.10.2015 ajalta.

4.4 Siirtoviemärin toiminta

Siirtoviemärin toiminnassa on havaittu erinäisiä ongelmia, kuten hajun muodostusta ja voimakasta korroosiota. Hajuongelmien ehkäisemiseksi pumppaamoille on asennettu puhaltimet ja aktiivihiilisuodattimet poistoilmalle. Korroosiota on esiintynyt myös pumppaamotilojen pinnoilla, joille on ilmaantunut tummia värjäymiä. Voimakkaimmin korrosio on vaikuttanut Krogarsissa, jossa pumppuille on aiheutunut jo huomattavaa vahinkoa. Kuvassa 20 havaitaan Krogarsissa käytetyn pumpun kärsineen merkittäviä vaurioita korroosion seurauksena.

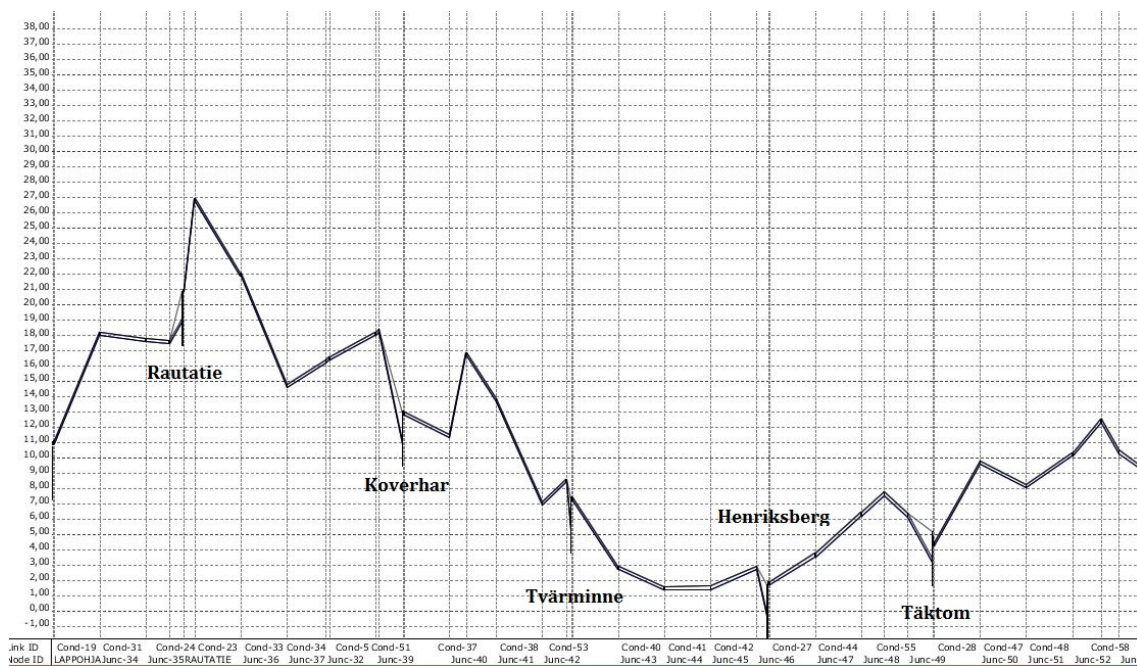


Kuva 20 Korroosiovaurioita Krogarsin jätevedenpumppaamolla käytetyssä pumpussa.

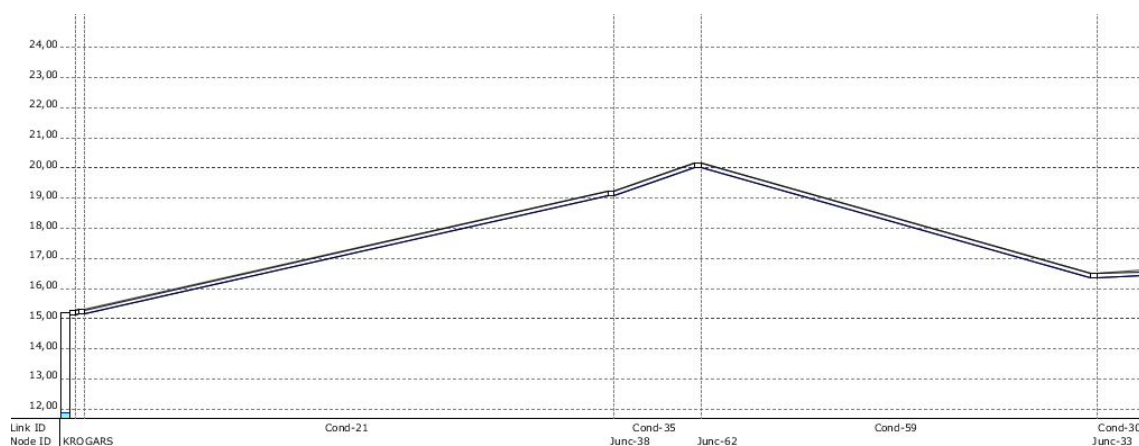
5. TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELO

Tässä luvussa esitetään sekä analysoidaan mittausten, mallinnuksen ja laskelmien tuloksia. Tulosten perusteella on tutkittu erilaisten vaihtoehtojen käytettävyyttä energia- ja kustannustehokkuuden parantamiseksi. Varsinaisten investointien kannattavuutta on arvioitu elinkaarikustannuslaskelmien avulla.

Perustuen mallinnusohjelman paikkatietojärjestelmän korkeustasoihin, siirtoviemärin putkiosuuksille Lappohja-Suursuo ja Krogars-risteyskohta luotiin poikkileikkaukset, jotka on esitetty kuvissa 21 ja 22.



Kuva 21 Lappohja-Suursuo putkiosuuden poikkileikkaus.

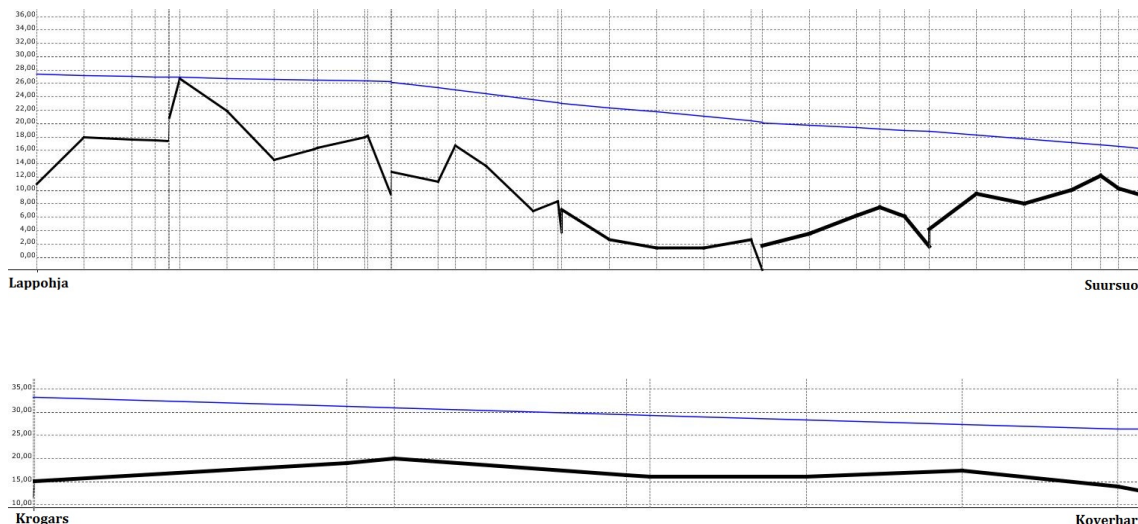


Kuva 22 Krogars-Koverhar putkiosuuden poikkileikkaus.

Poikkileikkauksissa havaittava putkiston särmikkyys johtuu siitä, että mallinnusohjelma piirtää putken korkeustason solmujen kohdilta. Täydellistä tarkkuutta lähestytään solmujen välisen matkan pienentyessä infinitesimaaliseksi. Välien liiallinen lyhentäminen ei kuitenkaan ole käytännöllistä, sillä mallin simulointi-ajat pidentyvät merkittävästi solmujen lisääntyessä. Tästä syystä mallinnuksessa on sijoitettu solmuja putkiosuukien minimi- ja maksimikorkeustasoille sekä käännoiskohtiin. Näin saadaan korkeustasoista riippuva nostokorkeudentarve määritettyä tarkasti jokseenkin lyhyillä simulointi-ajoilla.

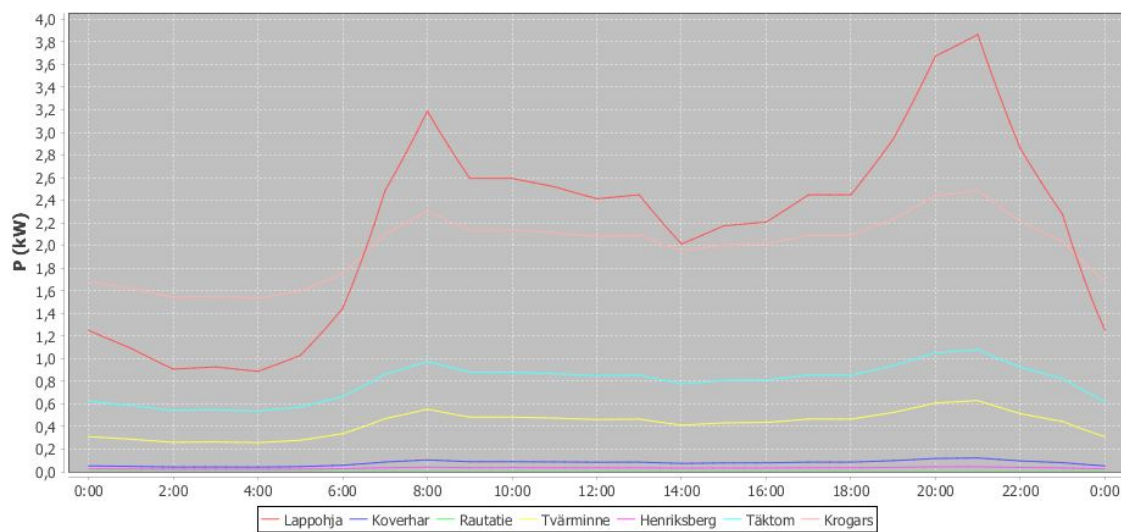
5.1 Energiankulutuksen teorettinen minimi

Vertailun vuoksi määritetään teorettinen minimi energialle, joka vaaditaan jäteveden johtamiseksi Suursuon jätevedenpuhdistamolle. FCGnet -ohjelmalla mallinnettiin tilannetta, jossa vesi pumpataan vakiopintasäädöllä Lappohjasta ja Krogarsista, muiden pumppaamoiden toimiessa vakiopintasäädettyinä kylkipumppaamoina. Riittävä painetaso on luotu linjan loppuun lisätyllä paineenpitoventtiilillä. Linjan painetaso on esitetty kuvassa 23.



Kuva 23 FCGnet -ohjelmalla mallinnettu paineviemärin minimipaineviiva.

Kylkipumppaamoilta vesi pumpataan paineviivan tasolle. Tarvittava hydraulinen teho voidaan laskea kaavalla 14. Hydraulinen teho on esitetty ajan funktiona pumppaamoille kuvassa 24.



Kuva 24 FCGnet -ohjelmalla mallinnettu hydraulinen tehontarve kylkipumppaamoilla.

Määrittämällä hydraulisen tehon keskiarvot, voidaan laskea vuorokaudessa kuluttettu energia. Pumppaamokohtaiset energiankulutukset on esitetty taulukossa 6. Siirtoviemärin vesien johtamiseksi tarvittavan energian teoreettinen minimiarvo on noin 129,8 kWh.

Taulukko 6 Pumppamoiden energiankulutuksen teoreettiset minimiarvot.

Pumppaamo	Energiankulutus (kWh)
Lappohja	50,4
Rautatie	0
Koverhar	1,8
Tvärminne	10,1
Henriksberg	0,8
Täktom	19
Krogars	47,7
Yhteensä	129,8

5.2 Pumppujen uudelleenmitoitus

Ylimitoitus heikentää pumpun energiatehokkuutta ja lisää siten käyttökustannuksia (Luku 3.3.1). Eräs keino Lappohja-Suursuo siirtolinjan energia- ja kustannustehokkuuden parantamiseksi on pumppujen uudelleenmitoittaminen. Uudelleenmitoitus tehdään tuoton osalta luvussa 4.2.1 esitettyjen sisään tulevien virtaamien perusteella siten, että huippuvirtaaman oletetaan olevan asutusjäteveden osalta 1,95ertainen normaaliin virtaamaan nähden. Virtaaman oletetaan kumuloituvan linjassa alempana sijaitseville pumppaamoille. Mitoitusvirtaamat on esitetty taulukossa 7.

Taulukko 7 Pumppujen uudelleenmitoituksessa käytetyt mitoitusvirtaamat.

Pumppaamo	Mitoitusvirtaamat			
	Asutusjätevesi, (l/s)	Vuotovesi, (l/s)	Teollisuusjätevesi, (l/s)	Yhteensä
Lappohja	6,031	4,50	0	10,531
Rautatie	0	0	0	10,531
Krogars	0,097	0,145	7,135	7,377
Koverhar	0,168	0,250	0	18,391
Tvärminne	0,915	1,365	0	20,680
Henriksberg	0,068	0,100	0	20,848
Täktom	2,14	3,195	0	26,206

Pumppaamoilta ei ole kerätty tarkkaa tietoa virtaamista, mutta siirtolinjan virtaamaa Suursuon jätevedenpuhdistamolle seurataan jatkuvasti. Siirtoviemäristä tulevan virtaaman määrä vastaa suuruudeltaan Täktomin jätevedenpumppaamolle tulevaa virtaama ja sen suurin tilastoitu huippu vuonna 2015 oli 2.1. mitattu

noin 22,5 l/s. Täktomin uusi mitoitusvirtaama on noin 16 % tätä arvoa suurempi (Kuva 7).

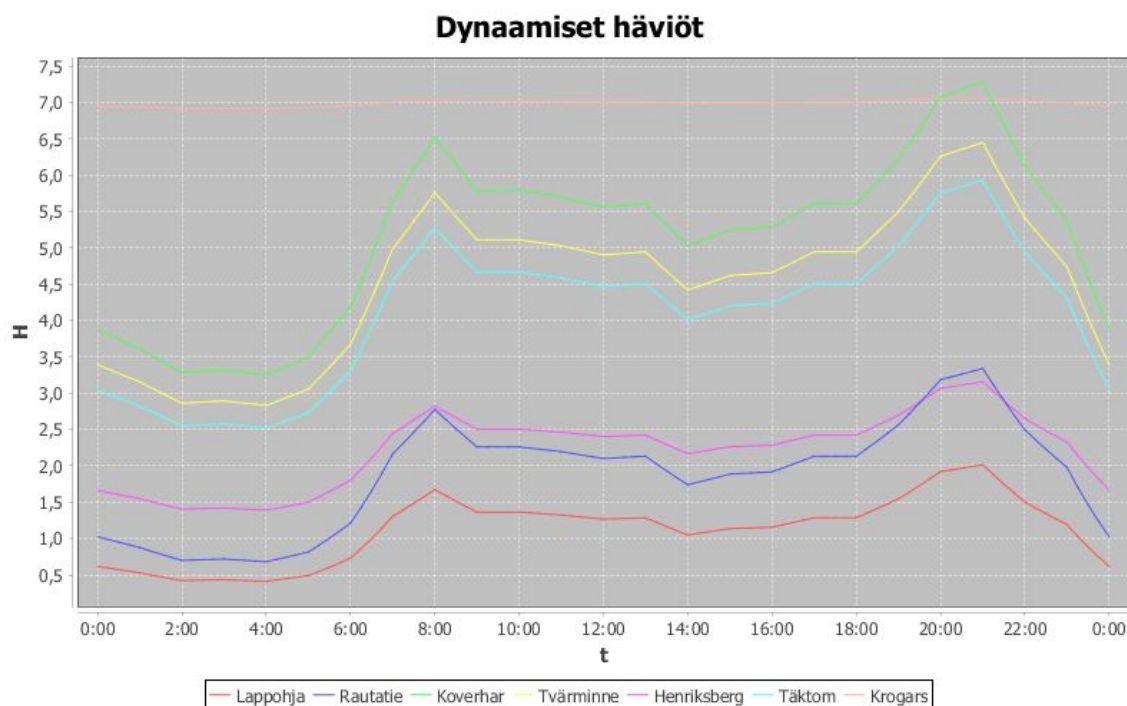
Käytännössä pumppujen tuottoja voidaan pyöristää hieman ylöspäin taulukon 7 mitoitusvirtaamista varmuuden lisäämiseksi. Sopivat tuotot pumppuille on esitetty taulukossa 8. Samassa taulukossa esitetty myös staattiset nostokorkeudet pumppaamoja seuraavalle putkiosuudelle poikkileikkauskuvien 21 ja 22 perusteella. Varmuuden lisäämiseksi staattiseen nostokorkeuteen on lisätty noin 1-3 m.

Taulukko 8 *Uudelleenmitoitettujen pumppujen tuotot ja nostokorkeudet.*

Mitoitusvirtaamat				
Pumppaamo	Tuotto, (l/s)	Staattinen nostokorkeus, (m)	Dynaaminen nostokorkeus, (m)	Nostokorkeus yhteensä, (m)
Lappohja	11	12	2,7	14,7
Rautatie	11	11	3,8	14,8
Koverhar	19	10	4,7	14,7
Tvärminne	22	6	6,8	12,8
Henriksberg	22	10	4,0	14,0
Täktom	27	14	6,1	20,1
Krogars	8	11	7,8	18,8

Taulukon 8 dynaaminen nostokorkeus on laskettu yleisen kitkahäviön kaavalla. Vastusluku f on laskettu Swamee-Jain -kaavalla (Kaava 10), jossa Reynoldsin luvulle on käytetty arvoa 10^5 . Putkiosuiden vastusluvut olivat välillä 0,032 - 0,038. Paikallishäviöiden suuruudeksi on arvioitu 1 m jokaista putkiosuutta kohden.

Kuvassa 25 on esitetty FCGnet -ohjelmalla lasketut dynaamiset häviöt, joiden voidaan havaita vastaavan melko hyvin manuaalisesti laskettuja. Eroavaisuudet voidaan selittää sillä, että mallinnusohjelma huomioi myös putkiprofilin korkeuserot, jotka vaikuttavat virtausnopeuteen ja siten myös virtaushäviöihin. Nykyisten ja uudelleenmitoitettujen pumppujen tunnusluvut on koottu seuraavaan taulukkoon 9.



Kuva 25 FCGnet -ohjelmalla mallinnetut dynaamiset häviöt.

Taulukko 9 Nykyisten pumppujen tiedot verrattuna uudelleenmitoitettuihin arvoihin.

Pumppaamo	Nyk. tuotto (l/s)	Uusi tuotto (l/s)	Nyk. nostokor- keus (m)	Uusi nos- tokorkeus (m)
Lappohja	20,642	11	29,85	14,7
Rautatie	20,100	11	20,75	14,8
Koverhar	37,131	19	33,60	14,7
Tvärminne	40,491	22	21,85	12,8
Henriksberg	39,168	22	29,49	14,0
Täktom	48,526	27	36,39	20,1
Krogars	15,647	8	48,19	18,8

Nykyiset pumput ovat tuotoltaan ja nostokorkeudeltaan noin kaksinkertaiset verrattuna uudelleenmitoitettuihin pumppuihin (Kuva 9). Mitoitustietojen perusteella pumppaamoille haettiin vertailua varten todelliset pumput Grundfosin Product Centeristä (Grundfos Product Center, 2015). Uusien pumppujen tekniset tiedot on kerätty taulukkoon 10. Hyötysuhteella tarkoitetaan mitoituspissä toimivan pumppun ja moottorin kokonaishyötysuhdetta.

Taulukko 10 Uusien pumppujen tekniset tiedot. (Grundfos Product Center, 2015)

Pumppaamo	Pumpun tuotenumero	Tuotto (l/s)	Nostokorkeus (m)	Nimellisteho (kW)	Hyötysuhde (%)
Lappohja	98632435	12,3	15,67	3,059	61,7
Rautatie	98632435	12,3	15,67	3,059	61,7
Koverhar	98632521	20,8	16,83	8,036	42,6
Tvärminne	98634629	23,5	15,39	8,199	43,3
Henriksberg	98634629	23,5	15,39	8,199	43,3
Täktom	98486163	29	21,33	10,06	60,3
Krogars	98632435	8,5	22,2	3,854	48,4

Nykyisten pumppujen nimellishyötysuhteet ovat seuraavat: Lappohja 45,8 %, Rautatie 54,8 %, Koverhar 47,9 %, Tvärminne 70,8 %, Henriksberg 48,4 %, Täktom 53,8 % ja Krogars 40,5 %. Pumppujen vaikutusta energiatehokkuuteen voidaan arvioida teoreettisesti (Kaava 23). Teoreettiset energiankulutukset on esitetty taulukossa 11. Laskuissa käytetyt vesimäärät perustuvat taulukon 7 tietoihin. Arvioidut vesimäärät pyrkivät vastaamaan päivittäistä keskiarvoa.

Taulukko 11 Nykyisten ja uusien pumppujen teoreettisen energiankulutuksen vertailua karkeasti arvioituilla vesimäärillä.

Pumppaamo	Vesimäärä (m^3)	Uusi energiankulutus (kWh)	Nyk. energiankulutus (kWh)	Erotus (kWh)
Lappohja	659	46	117	-71
Rautatie	659	46	68	-22
Koverhar	1321	142	253	-111
Tvärminne	1480	143	124	19
Henriksberg	1492	144	248	-104
Täktom	1864	180	343	-163
Krogars	633	79	205	-126
Yhteensä				-578

Todellisuudessa teoreettinen energiansäästö olisi taulukon 11 vesimäärille suurempi, sillä nykyisten pumppujen hyötysuhde on todellisuudessa matalampi kuin laskuissa käytetty nimellishyötysuhde. Tämä perustuu muun muassa korroosion vaikutukseen ja suuremman tuoton pumppujen pidempään toimintaan heikolla hyötysuhdealueella ylös- ja alasajon yhteydessä (Luku 3.3.1).

Taulukossa 12 on esitetty teoreettisesti lasketut sekä oikeat, laskutetut energiankulutukset. Laskutetuissa energiankulutuksissa on käytetty marraskuun 2015 tietoja, sillä tuoreimpana tilastotietona niiden voidaan katsoa vastaavan parhaiten pumppujen tämän hetkistä tilaa. Tilastojen mukaan marraskuussa 2015 energiankulutus oli noin 1006 kWh/d.

Pumppaamoiden todellinen energiankulutus on Krogarsin pumppaamoja lukuun ottamatta selvästi teoreettisesti laskettua matalampi (Taulukko 12), sillä laskuissa käytetyt vesimäärät ovat suurempia kuin todellisuudessa. Pumppaamoista ainoastaan Krogarsin vesimäärä tiedetään tarkasti, sillä jätevesi koostuu lähes täysin

Taulukko 12 Teoreettisesti lasketun ja todellisen energiankulutuksen vertailua.

Pumppaamo	Teoreettinen energiankulutus (kWh)	Todellinen energiankulutus (kWh)
Lappohja	117	41
Rautatie	68	18
Koverhar	253	195
Tvärminne	124	95
Henriksberg	248	165
Täktom	343	194
Krogars	205	298

tehtaan teollisuusjätevesistä.

Krogarsin pumppaamon suuri todellinen energiankulutus puolestaan voidaan selittää pumppujen voimakkaalla korroosiolla, joka on heikentänyt pumppujen hyötysuhdetta ja siten lisännyt energiankulutusta. Esimerkiksi vuoden 2014 lokakuussa, jolloin pumpput eivät olleet yhtä kuluneita kuin nyt, todellinen energiankulutus on ollut lähellä teoreettisesti laskettua arvoa.

Laskuissa käytettävien vesimäärien totuudenmukaisuutta on syytä parantaa, jotta kustannusarvioista saadaan luotettavampia. Käytetyissä laskuissa vesimäärä oli liian suuri, joka johtuu mitä ilmeisimmin vuotovesien liian suureksi arvioidusta määrästä. Vuotovesien määräksi arvioitiin 0,5 l/s/johto-km. Maltillisempaa olisi käyttää vuotovesikertoimena esimerkiksi arvoa 1,08. Käytännössä arvolla 1,08 päästään vesimääriin, joiden siirron teoreettinen energiankulutus vastaa melko tarkasti todellisuudessa kulunutta energiaa. Uudelleen lasketut vesimäärät ja pumppujen teoreettiset sekä mitatut energiankulutukset on esitetty taulukossa 13.

Taulukko 13 Pumppujen energiankulutus totuudenmukaisilla vesimäärillä.

Pumppaamo	Vesimäärä (m^3)	Teoreettinen energiankulutus (kWh)	Todellinen energiankulutus (kWh)
Lappohja	292	52	41
Rautatie	292	30	18
Koverhar	921	176	195
Tvärminne	965	81	95
Henriksberg	968	161	165
Täktom	1072	198	194
Krogars	621	201	298

Uusien, tarkempien vesimäärien avulla lasketut teoreettiset energiankulutukset nykyisille ja uusille pumpuille on esitetty taulukossa 14

Uusien pumppujen teoreettinen energiankulutus on noin 508 kWh/d, joka on 44 % pienempi kuin nykyisillä pumpuilla (899 kWh/d) (Taulukko 14).

FCGswmm -ohjelmistolla mallinnettiin pumppujen energiankulutusta seuraamal-

Taulukko 14 Nykyisten ja uusien pumppujen energiankulutuksen vertailua totuudenmukaisilla vesimäärillä.

Pumppaamo	Vesimäärä (m ³)	Uusi energiankulutus (kWh)	Nyk. energiankulutus (kWh)	Erotus (kWh)
Lappohja	292	20	52	-32
Rautatie	292	20	30	-10
Koverhar	921	99	176	-77
Tvärminne	965	93	81	12
Henriksberg	968	94	161	-67
Täktom	1072	103	198	-94
Krogars	621	78	201	-124
Yhteensä				-392

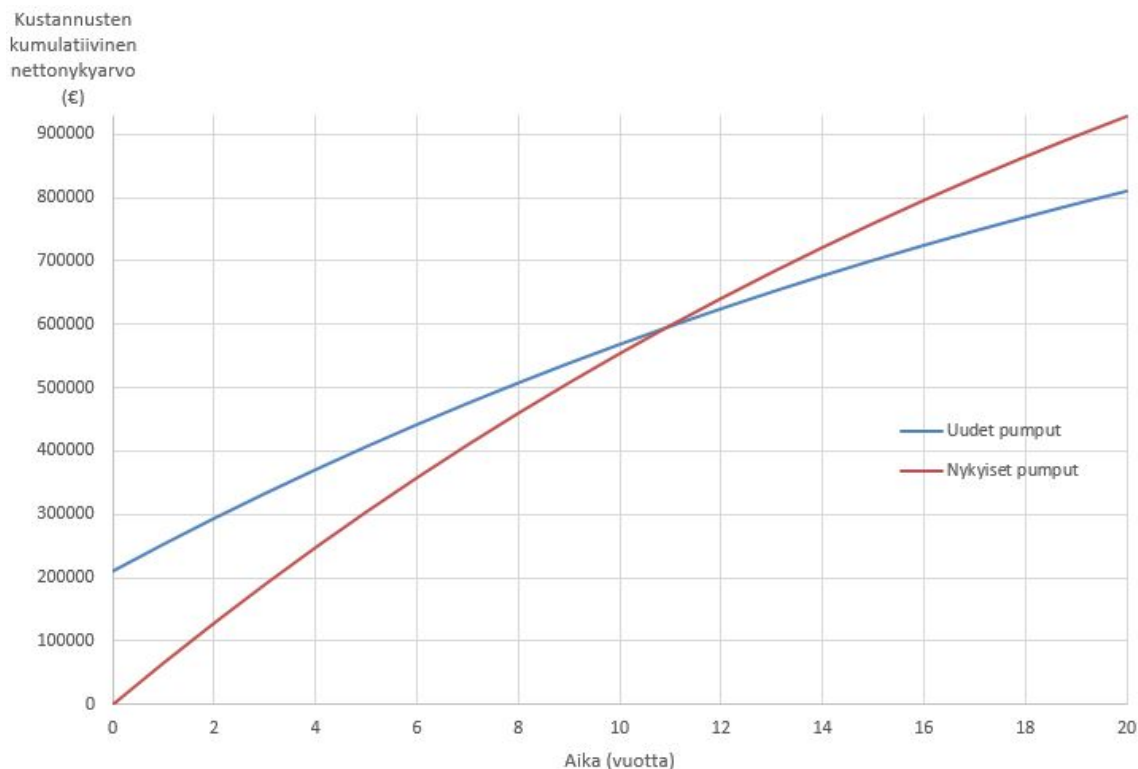
la pumppujen tehontarvetta. Malli antaa energiankulutukselle nykytilanteessa hieman teoreettisesti laskettua suuremman arvon 947 kWh/d, vastaavasti myös uusien pumppujen mallinnettu energiankulutus on teoreettisesti laskettua suurempi: 597 kWh/d. Mallinnustulosten perusteella uusien pumppujen energiankulutus olisi 37 % pienempi kuin nykyisillä.

Tarkasteltaessa pumppujen elinkaarikustannuksia, voidaan kuvan 15 perusteella olettaa yksittäisen pumpun huoltokustannusten vastaavan suuruudeltaan energiakustannuksia uusien pumppujen asennuksen jälkeen. Nykyiset pumput ovat nimellisteholtaan selvästi uusia pumppuja suuremmat, joten niiden huoltokustannusten voidaan arvioida kuvien ja 15 ja 16 perusteella olevan hieman pienemmät suhteessa energiakustannuksiin.

Arvioidaan nykyisten pumppujen huoltokustannusten olevan noin 80 % energiakustannuksista. Energiakustannuksia syntyy seitsemästä pumpusta, sillä jokaisella pumppaamolla on yksi aktiivinen pumppu ja yksi varapumppu. Huoltokustannuksia oletetaan syntyvän kaikista pumpuista aktiivisuudesta riippumatta.

Siirtolinjan keskimääräinen energiankulutus on noin 1000 kWh/d. Tässä tapauksessa arvioidut energiakustannukset nykyisillä pumpuilla ovat sähkön hinnalla 0,08 €/kWh noin 4200 € ja huoltokustannukset noin 3 300 € (yhteensä noin 76 000 €) vuodessa. Uusien pumppujen energiakustannusten voidaan laskelmien ja mallinnustulosten perusteella arvioida olevan 40 % nykyisiä pienemmät, eli 2500 €. Huoltokustannukset vastaavat pienillä pumpuilla energiakustannuksia (Grundfos Water Journal, 2015). Uusien pumppujen kustannukset ovat yhteensä noin 52 600 €.

Uusien pumppujen hankintahinnaksi voidaan melko luotettavasti arvioida noin 15 000 € kappaleelta (Sandelin, 2016), jolloin investoinnin hinta neljältätoista pumpulta yhteensä 210 000 €. Kuvassa 26 on tarkasteltu investoinnin takaisinmaksuaikaa 4 % diskonttorolla sillä oletuksella, että energia- ja huoltokustannukset jakaantuvat tasaisesti pumppujen käyttöänsä ajalle.



Kuva 26 Uudelleenmitoitettujen pumppujen kustannusten kumulatiivinen nettonykyarvo verrattuna nykyisiin pumppuihin diskonttokoron ollessa 4 %.

Investoinnin arvioitu takaisinmaksuaika on noin 11,5 vuotta (Kuvasta 26). Pumppujen vaihto on järkevää, mikäli niiden jäljellä oleva käyttöikä on takaisinmaksuaikaa pidempi. Lappohjan ja Rautatien pumppaamoita lukuunottamatta pumppujen käyttöikä voidaan olettaa olevan takaisinmaksuaikaa lyhyempi voimakkaan korroosion vuoksi, eli uusien pumppujen välitön hankinta näille pumppaamoille ei ole järkevää. Lappohjan ja Rautatien pumput sen sijaan kannattaa vaihtaa heti.

Tulosten perusteella pumppujen vaihto on taloudellisinta tehdä Lappohjan ja Rautatien pumppaamoita lukuunottamatta vanhojen pumppujen elinkaaren päässä, jolloin ne tulisi muutenkin korvata. Investointi voi tulla kannattavaksi kuitenkin jo aiemmin siinä tapauksessa, että uusien pumppujen hankintahinta laskee arvioidusta tai nykyisten pumppujen käyttökustannukset kasvavat.

Investointikustannuksia voidaan pienentää vaihtamalla uudet pumput vain aktiivisten pumppujen tilalle, jolloin vanhoja ylimitoitettuja pumppuja voidaan käyttää varapumppuina. Näin toimimalla investointikustannukset puolittuvat ja energin kulutus pienenee uusien pumppujen tasolle. Myös huoltokustannukset pienenevät hieman uusien pumppujen vuoksi.

Jos verrataan vain energia- ja huoltokustannuksia, on uusilla pumpuilla saavutettava potentiaalinen kustannussäästö laskennassa käytetyillä oletuksilla noin 200 000 € kymmenen vuoden aikana. Kustannussäästöä voidaan käytännössä vielä parantaa tästä, sillä uudet pumput on mahdollista valita esimerkiksi hyötysuhteiden puolesta paremmin.

5.3 Pumppujen säätö taajuusmuuttajalla

Uusien pumppujen hankinnan ohella toinen vaihtoehto energian säästämiseksi on pumppujen kierroslukusäätö taajuusmuuttajien avulla. Kierroslukusäädön kannattavuus edellyttää kuitenkin suuria dynaamisia häviöitä. Dynaamisten häviöiden osuuden tulisi olla yli 50 % nostokorkeudesta, jotta säätö olisi energiataloudellisesti kannattavaa (Pulli, 2009). Seuraavassa taulukossa on laskettu dynaamiset häviöt nykyisille pumpuille kaavalla 7 ja verrattu niitä kokonaisnostokorkeuteen:

Taulukko 15 Dynaamiset häviöt ja niiden osuus nostokorkeudesta nykyisillä pumpuilla.

Pumppaamo	Dynaamiset häviöt, (m)	Osuus nostokorkeudesta, (%)
Lappohja	6,8	36,3
Rautatie	10,3	48,4
Koverhar	15,0	59,9
Tvärminne	20,5	77,4
Henriksberg	10,6	51,4
Täktom	17,4	55,4
Krogars	27,1	71,1

Taulukon 15 perusteella kierroslukusäätö olisi kannattavaa kaikilla paitsi Lappohjan ja Rautatien pumppaamoilla.

Taulukossa 16 on esitetty valmistajan pumppukäyriltä luetut tuoton ja nostokorkeuden arvot alennetuille pyörimisnopeuksille. Käyrästä oli ilmoitettu tunnuslukujen muutos eri juoksupyörien halkaisijoilla. Juoksupyörän koon suhteellisen muutoksen on oletettu affiniteettisääntöjen mukaisesti vastaavan lineaarisesti pyörimisnopeuden suhteellista muutosta. Pumppujen pyörimisnopeutta on pyritty alentamaan mahdollisimman paljon, mutta kuitenkin siten, että hyötysuhde säilyy järkevällä tasolla.

Taulukko 16 Pumppujen tuotto, nostokorkeus ja hyötysuhde alennetuilla pyörimisnopeuksilla.

Pumppaamo	Pyörimisnopeuden muutos (%)	Tuotto (l/s)	Nostokorkeus (m)	Hyötysuhde (%)
Koverhar	-7,6	28	28	41
Tvärminne	-6,2	24	15	60
Henriksberg	-15,9	22	21,5	38
Täktom	-13,1	41	26	47
Krogars	-24,8	14	22	41

Uusien tunnuslukujen avulla voidaan laskea energiankulutus kierroslukusäädetyille pumpuille. Todellisuudessa hyötysuhteet ovat teoreettisissa laskuissa käytettyjä matalammat, sillä laskuissa ei ole huomioitu korroosion vaikutusta. Suhteellisen energiansäästön voidaan kuitenkin olettaa vastaavan melko tarkasti totuutta.

Taulukko 17 Pumppujen päivittäinen energiankulutus kierrosluku- ja on-off-säädöllä.

Pumppaamo	Kierroslukusäätö (kWh)	Nyk. On-off-säätö (kWh)	Erotus (kWh)
Koverhar	171	176	-5
Tvärminne	66	81	-15
Henriksberg	149	161	-11
Täktom	162	198	-36
Krogars	91	201	-111
Yhteensä			-178

Seuraavassa taulukossa on verrattu kierroslukusäädön energiankulutusta on-off-säädöllä ajettuihin pumppuihin:

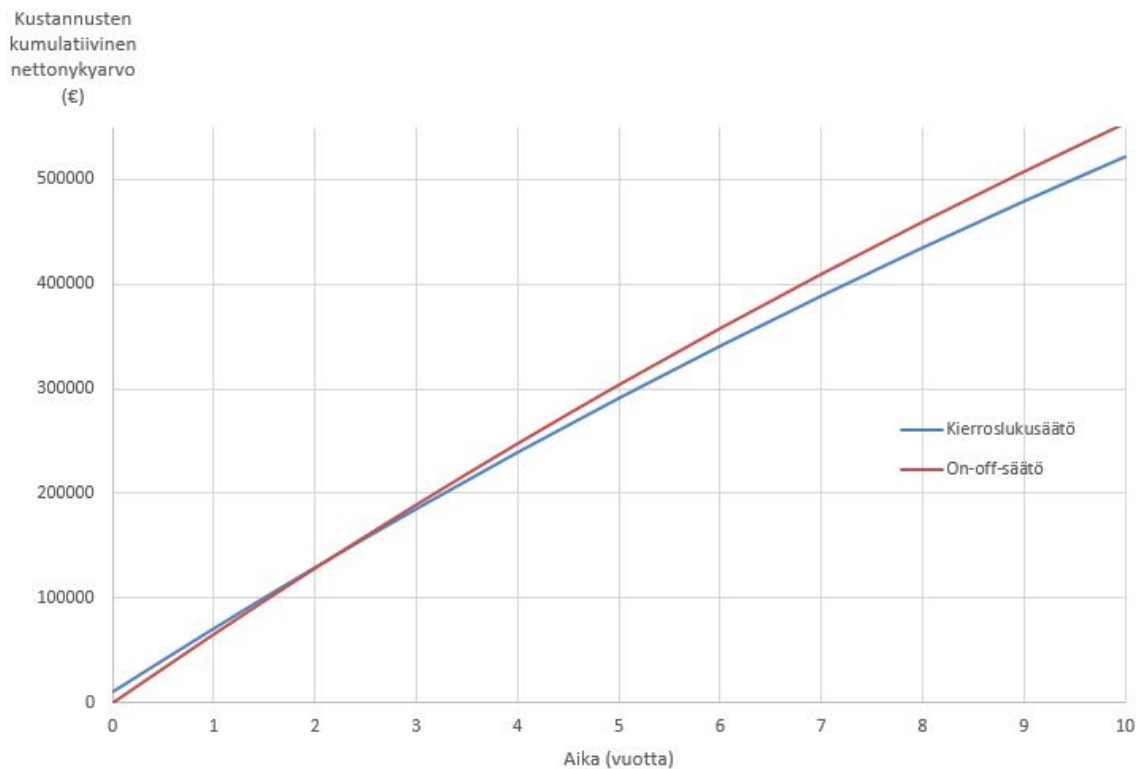
Laskujen perusteella kierroslukusäädöllä säästetään noin 178 kWh päivässä, eli energiankulutus pienenee 21,8 %. Kierroslukusäädön voidaan olettaa vaikuttavan vain energiakustannuksiin, eli huoltokustannusten osuus pysyy samana, jolloin säästö on sähkön hinnalla 0,08 €/kWh noin 5200 € vuodessa. Kokonaiskäyttökustannuksissa tämä vastaa 7,6 % säästöä.

Seuraavassa kuvassa on tutkittu investoinnin kannattavuutta sillä oletuksella, että taajuusmuuttajia tarvitaan yksi jokaiselle pumppaamolle, niiden kappalehinta on keskimäärin 2000 € (Energy Management Corporation, 2015), diskonttokorko on 4 % ja kierroslukusäätö vaikuttaa ainoastaan energiankulutukseen:

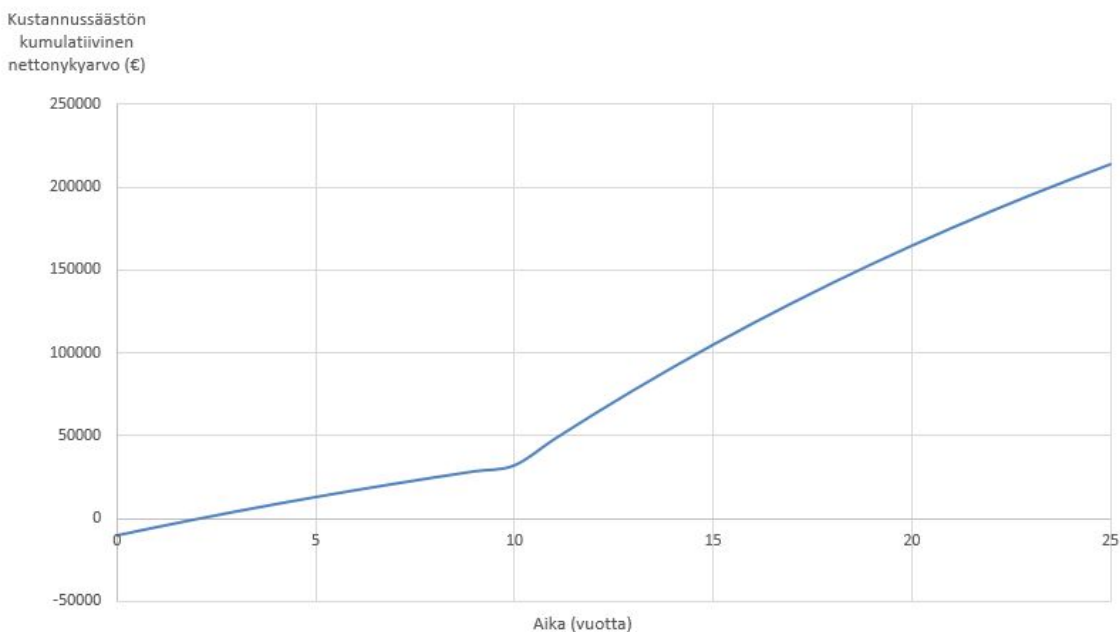
Kustannusten muodostuessa lähes yksinomaan energia- ja huoltokustannuksista, on taajuusmuuttajien hankintahinnan osuus kokonaiskustannuksista marginaalinen. Kuvasta 27 havaitaan, että taajuusmuuttajiin investoinnin takaisinmaksuaika on noin kaksi vuotta, joten investointia voidaan pitää kannattavana.

Pitkällä aikavälillä nykyisten pumppujen ohjaaminen taajuusmuuttajilla on energia- ja kustannustehokkuudeltaan huonompi ratkaisu verrattuna kappaleessa 5.2 esitettyihin uusiin pumppuihin. Uusiin pumppuihin verrattuna taajuusmuuttajien investointikustannukset ovat kuitenkin yli 95 % pienemmät. Käytännössä ratkaisut voidaan yhdistää: Taajuusmuuttajat hankitaan välittömästi ja pumppuja ajetaan alennetulla pyörimisnopeudella niiden elinkaaren loppuun asti, jolloin hankitaan uudet paremmin mitoitetut pumput.

Kuvassa 28 on esitetty kustannussäästö ratkaisulla, jossa yhdistetään taajuusmuuttajat ja uudet pumput. Vertailukohtana toimii nykyisten pumppujen käyttö ja uusien vastaavanlaisten hankinta niiden tilalle käyttöään päättyessä. Laskennassa on tehty seuraavia oletuksia: Pumppujen käyttöikä on jäljellä 10 vuotta, kaikkien pumppujen hankintahinta on sama, uuden pumpun käyttöikä on 20 vuotta ja diskonttokorko on 4 %.



Kuva 27 Kierrosluku- ja on-off-säädettyjen pumppujen kustannusten kumulatiivinen nettonykyarvo diskonttokoron ollessa 4 %.



Kuva 28 Kustannussäästön kumulatiivinen nettonykyarvo ostettaessa taajuusmuuttajat heti ja uudelleenmitoitettut pumpput 10 vuoden kuluttua. Vertailukohtana nykyisten ja nykyisiä vastaavien pumppujen käyttö.

Taajuusmuuttajien hyödyntäminen uusien pumppujen ajossa olisi myös mahdollista, mutta energiataloudellisesti säästöt jäisivät mitä todennäköisimmin pieniksi.

Tämä ennuste perustuu siihen, että suurten putkikokojen vuoksi dynaamiset häviöt ovat uusien pumppujen pienillä tuotoilla jo lähtökohtaisesti vähäisiä.

5.4 Paineenkorotuspumppaukset ja pumppaamoiden ohitukset

Energiatohokkuutta voidaan parantaa myös muuttamalla pumppaamoita paineenkorotuspumppaamoiksi (Luku 3.3.3). Profilin paineviiva mahdollistaa pumppaamoiden ohituksen (Luku 5.1; Kuva 23). Jos Lappohjasta ja Krogarsista pumpataan vettä normaalisti, on painetta tarpeen lisätä vain linjan lopussa olevan huipukohdan ylittämiseksi.

FCGswmm -ohjelmalla mallinnettiin kaksi tilannetta, joista ensimmäisessä ohitettiin Rautatien, Tvärminnen ja Täktomin pumppaamot sekä muutettiin Koverharin ja Henriksbergin pumppaamot paineenkorotuspumppaamoiksi. Toisessa tilanteessa ohitettiin linjan päätypumppaamoita lukuun ottamatta kaikki pumppaamot.

Kummassakin vaihtoehdossa ohitetuilta pumppaamoilta tulevat jätevedet pumpataan linjaan kylkipumppaamoilta, joilla käytetään energiankulutuksen minimimiseksi hyvin pieniä pumppuja. Kylkipumppaamoilla on normaalin pumppaamon tapaan yksi aktiivinen- ja yksi varapumppu. Pumppujen tuotto on 5 l/s ja nostokorkeus tarvittavan staattisen nostokorkeuden verran. Staattinen nostokorkeus on riittävä, sillä pumppuja voidaan ajaa päälinjan virtaaman ollessa nolla, jolloin pienen tuoton ansiosta dynaamiset häviöt jäävät merkityksettömän pieniksi. Rautatien pumppaamolle tulee jätevesiä vain siirtolinjasta, joten kylkipumppaamo ei tarvita.

Paineenkorotuspumppuiksi valittujen pumppujen tunnusluvut ovat Koverharissa: $Q = 20$ l/s, $H = m$ ja $\eta = 70$ % sekä Henriksbergissä: $Q = 20$, $H = m$ ja $\eta = 70$ % Seuraavissa taulukoissa on esitetty pumppaamokohtaiset energiankulutukset kahdessa mallinnetussa tilanteessa:

Taulukko 18 Arvio energiankulutuksesta ohitettaessa Rautatien, Tvärminnen ja Täktomin pumppaamot sekä muutettaessa Koverharin ja Henriksbergin pumppaamot paineenkorotuspumppaamoiksi.

Pumppaamo	Energiankulutus (kWh)	Kylkipumppauksen osuus (kWh)
Lappohja	120,1	0
Rautatie	0	0
Koverhar	50,6	1,4
Tvärminne	5	5
Henriksberg	96,5	7,6
Täktom	30	30
Krogars	157,1	0
Yhteensä	459,3	44

Taulukko 19 Arvio energiankulutuksesta ohitettaessa kaikki linjapumppaamot.

Pumppaamo	Energiankulutus (kWh)	Kylkipumppauksen osuus (kWh)
Lappohja	136,8	0
Rautatie	0	0
Koverhar	11,6	11,6
Tvärminne	31,3	31,3
Henriksberg	8,4	8,4
Täktom	30	30
Krogars	210,4	0
Yhteensä	428,5	81,3

Mallinnustulosten perusteella paineenkorotuspumppauksen ja pumppaamoiden ohituksen yhdistelmällä saavutetaan huomattavia säästöjä energiankulutuksessa (Taulukko 18; Taulukko 20): ensimmäisessä tilanteessa, jossa ohitettiin kolme pumppaamoja ja muutettiin kaksi paineenkorotuspumppaamoiksi energiankulutus pieneni noin 55 % alkuperäisestä (alkuperäisessä energiankulutus 947 kWh/d). Vielä suurempaan säästöön päästiin kaikki pumppaamot ohittamalla, jolloin energiankulutus pieneni noin 61 %. Ohituksen seurauksena linjan päätypumppaamoiden (Lappohjan ja Krogars) energiankulutus kasvaa hieman, joka on kasvaneen nostokorkeuden vuoksi johdonmukaista.

Kustannussäästöä syntyy myös huoltokustannuksissa, jotka pienenevät kun suurten pumppujen lukumäärää vähennetään. Jokaista ohitettua pumppaamoja kohden säästetään kahden suuren pumpun huoltokustannukset. Kylkipumppaamoiden pumppujen käyttökustannukset ovat vähäiset, sillä energiankulutus on pientä ja huoltokustannukset voidaan olettaa energiankustannusten kanssa samansuuruisiksi (Grundfos Water Journal, 2015).

Arvioidaan seuraavaksi paineenkorotuspumppauksen ja/tai pumppaamoiden ohituksen kustannuksia. Ensimmäisessä tilanteessa energiakustannukset ovat noin 12 450 € ja huoltokustannukset 24 900 € vuodessa (yhteensä 37 350 €/a), joka on noin 48 % alkuperäistä tilannetta (alkuperäisessä pumppukohtaiset huoltokustannukset 80 % energiakustannuksista) vähemmän. Vastaavasti kaikki pumppaamot ohittamalla energiakustannukset ovat noin 10 700 € ja huoltokustannukset 21 500 € vuodessa (yhteensä 32 200 €/a), joka on 55 % alkuperäisistä tilannetta vähemmän.

5.5 Veden laatu ja korroosion hallinta

Vedenlaatua koskevien analyysien tulokset on esitetty ViskoTeepak AB Oy:ltä lähtevälle jätevedelle liitteessä 2 ja siirtoviemäristä Suursuon jätevedenpuhdistamolle tulevalle jätevedelle liitteessä 3. ViskoTeepakin jäteveden keskimääräinen sulfaattipitoisuus on noin 4100 mg/l. Tyypillisesti asutusjäteveden sulfaattipitoisuus on noin 40-200 mg/l. (Zhang et al., 2008)

Paineviemärin suuri sulfidipitoisuus voidaan selittää jäteveden korkean sulfaattipitoisuuden ja hitaan virtausnopeuden avulla. Hidas virtausnopeus mahdollistaa anoksisten olosuhteiden synnyn putkessa pumppaamoiden välillä, jolloin sulfaatti pelkistyy sulfideiksi.

ViskoTeepakilta lähtevän jäteveden pH on keskimäärin 8,5, jolloin sulfidit esiintyvät lähes ainoastaan HS^- ja S^{2-} muodossa (Kuva 13). Krogarsin pumppaamolta tuleva teollisuusjätevesi sekoittuu muuhun asutusjäteveteen Koverharin pumppaamolla, jolloin pH -arvo laskee ja rikkivedyn osuus kasvaa. Suursuon jätevedenpuhdistamolla pH on laskenut keskimäärin noin seitsemään, jolloin sulfidit esiintyvät 1:1 suhteessa muodoissa H_2S ja HS^- . pH -arvon laskeminen yhdellä johtaa rikkivetytuloisuuden kaksinkertaistumiseen.

Liitteessä 4 on esitetty pumppaamokohtaiset päivittäiset energiankulutukset kuukausien keskiarvoina vuosille 2013-2015. Virtaamaa on kasvatettu vuoden 2013 elo- joulukuussa ja vuoden 2014 lokakuussa, joka näkyy myös pysyvästi kasvaneena energiankulutuksena.

Myös korroosion vaikutus pumpun energiankulutukseen voidaan havaita Krogarsin kuvaajasta aikavälillä lokakuu 2014 - lokakuu 2015, jolloin virtaama on pysynyt vakiona, mutta energiankulutus on kasvanut keskimäärin noin 16 %. Tämä vastaa kaavan 23 mukaan noin 14 % alenemaa hyötysuhteessa, joka on lähes viisinkertainen normaaliin 3 % vuotuisen alenemaan verrattuna. Näin nopea kuluminen lyhentää merkittävästi pumpun elinkaarta, joka johtaa suuriin kustannuksiin pidemmällä aikavälillä..

Energia- ja kustannustehokkuuden kehittämisen kannalta korroosion hallinta on keskeisessä asemassa, sillä pumppaamoiden laitevauriot aiheuttavat nykytilanteessa merkittävää taloudellista rasitetta laitokselle. Esimerkiksi paineviemärin pumppujen käyttöikä on tyypillisesti noin 20 vuotta, kun taas Krogarsin pumppaamolla pumppujen käyttöikä on tällä hetkellä arvion mukaan noin 3-5 vuotta voimakkaan korroosion vuoksi (ensimmäinen pumppu vaurioitunut käyttökelvottomaksi kolmen vuoden aikana).

Korroosion hallinnassa vaihtoehtoja on kaksi: laitteiden suojaaminen korroosiolta tai jäteveden aggressiivisuuden vähentäminen. Tässä työssä on keskitytty pääosin laitteiden suojaamiseen korroosiolta, sillä vesianalyysien perusteella ei voitu määrittää muodostuvan sulfidin määrää, joka tulisi tuntea korroosion hallintaan käytettävien kemikaalien kulutuksen laskemiseksi.

5.5.1 Laitteiden suojaaminen korroosiolta

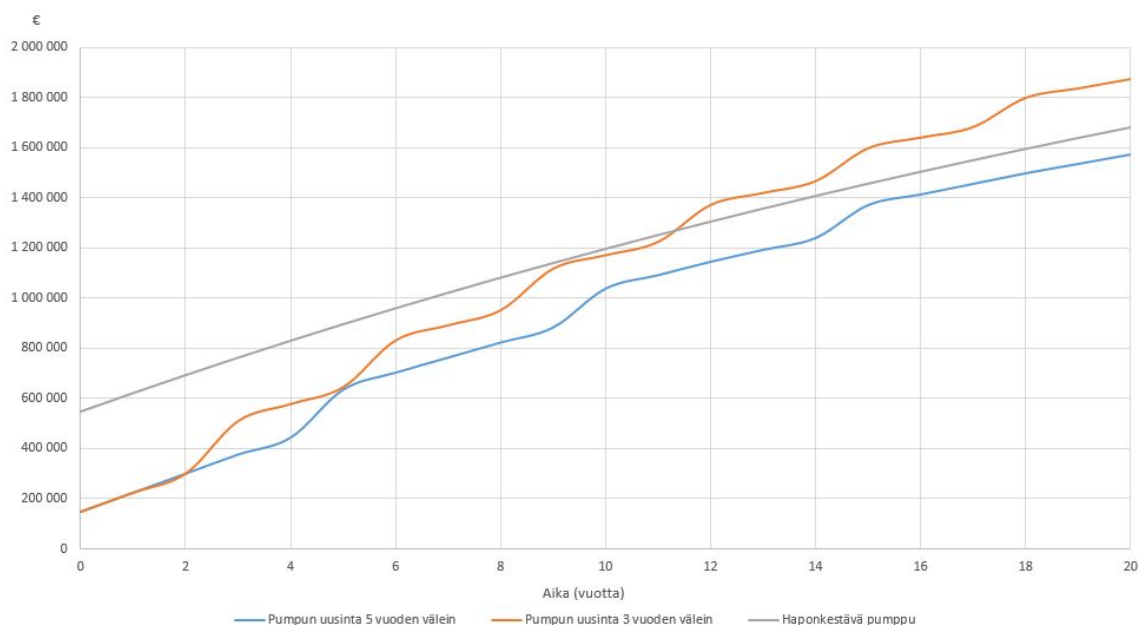
Lappohja-Suursuo siirtoviemärin laitteista pumppuja ja venttiileitä ei voida eristää korroosiolta, joten ne tulisi korvata korroosionkestävillä malleilla. Pumppujen tapauksessa tämä tarkoittaisi nykyisten pumppujen korvaamista haponkestävästä teräksestä valmistetuilla pumpuilla.

Kumiluistiventtiilien valmistusmateriaali on EPDM- tai nitrilikumi. Vaikka luisti kestäisikin korroosiota, voi korrosio vaikuttaa esimerkiksi venttiilin sisäisiin teräsosiin. Käytännössä venttiilien kestävyys selvinnee vain empiirisen tutkimuksen kautta.

Lasikuidusta valmistettujen imualtaiden ja polyeteeniputkien korroosionkestävyyden pitäisi olla riittävää, myös pidemmällä aikavälillä. Pumppaamotilan eristys on riittävällä tasolla, sillä kaasut johdetaan tällä hetkellä aktiivihiihluodattimen läpi ulkoilmaan alipaineistetusta imualtaasta.

Varsinaisia kustannuksia ensimmäisessä vaihtoehdossa muodostuu haponkestävien pumppujen hankinnasta. Karkeasti arvioituna haponkestävien pumppujen voidaan olettaa maksavan noin 3-4 kertaa tavanomaisia pumppuja enemmän. Kuvassa 29 on vertailtu haponkestävän ja tavallisen pumpun käytön kustannusten nykyarvoa 20 vuoden ajalta sillä oletuksella, että tavallinen pumppu pitää uusia 3 tai 5 vuoden välein, haponkestävä pumppu kestää 20 vuotta, tavallisen pumpun hinta on 15 000 €, haponkestävän hinta on 55 000 €, aktiivisten pumppujen käyttökustannukset ovat 7500 €, varalla olevien pumppujen käyttökustannukset ovat 3300 € ja diskonttokorko on 4 %. Normaalien pumppujen käyttökustannusten on arvioitu kasvavan 4 % ja haponkestävien 1 % vuodessa korroosion vaikutuksesta.

Laskuissa on tehty useita oletuksia, jotka vaikuttavat myös tulosten luotettavuuteen. Oletuksia voidaan kuitenkin pitää niin tarkkoina, että tuloksiin perustuvat johtopäätökset ja toimintaehdotukset ovat valideja (Sandelin, 2016).



Kuva 29 Tavallisen ja haponkestävän pumpun kustannusten kumulatiivinen nykyarvo 4 % diskonttokorolla tavallisen pumpun käyttöikäällä 3 ja 5 vuotta.

Kuvan 29 perusteella olisi taloudellisesti kannattavaa käyttää normaalia pumpua, mikäli pumpun käyttöikä on lähellä viittä vuotta, mutta kannattamatonta jos pumppu kestää vain kolme vuotta. Laskuissa ei kuitenkaan ole huomioitu mahdollista hyötysuhteen laskemista korroosion seurauksena, joka mitä ilmeisimmin heikentäisi energiatehokkuutta tavallisia pumppuja käytettäessä erityisesti silloin, kun pumput uusitaan viiden vuoden välein.

Tavallisten pumppujen käyttöikää on vaikea ennustaa voimakkaan korroosion vuoksi, joka laskee käyttövarmuutta. Tästä syystä voi olla käytännöllisempää käyttää haponkestävää pumppua, joka kestää varmasti 20 vuotta, kuin tavallista pumppua jonka käyttöikä on 90 % todennäköisyydellä 4 ± 3 vuotta.

5.5.2 Jäteveden aggressiivisuuden vähentäminen

Käytännössä jäteveden aggressiivisuuden vähentäminen tarkoittaa sulfidien sitomista tai sulfaattia pelkistävien mikrobin toiminnan estämistä. Tarkastelu on kohdistettu kemiallisiin menetelmiin, sillä fysikaalisten menetelmien on katsottu lisäävän energiankulutusta liikaa tai olevan muuten epäkäytännöllisiä.

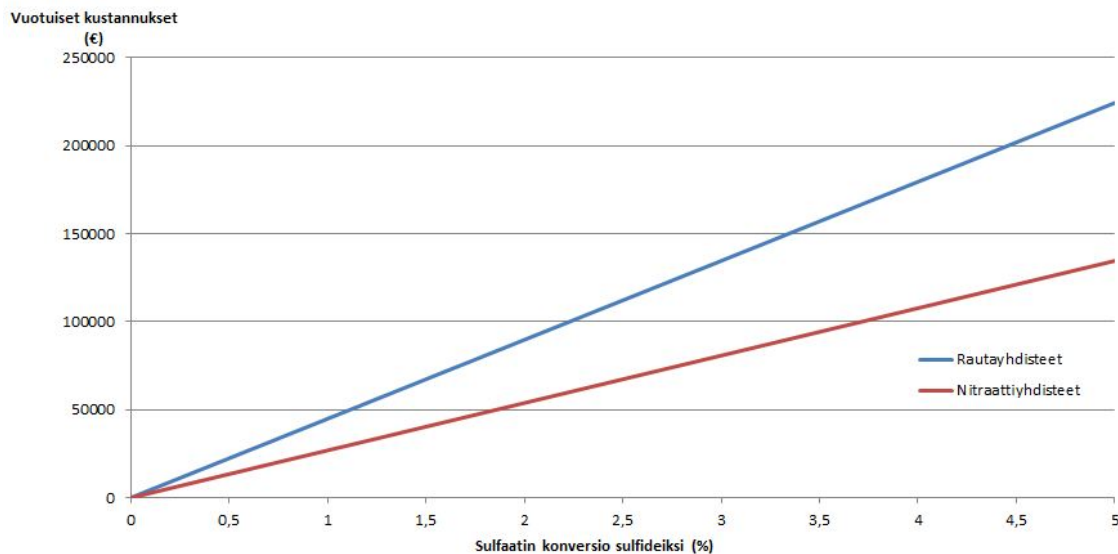
ViskoTeepakilta ja Suursuolta kerätyistä näytteistä on määritetty sulfaattipitoisuus toisistaan poikkeavina ajanjaksoina (ViskoTeepak 16.9.2014-22.10.2015 ja Suursuo 12.6.2013-23.6.2014), jonka vuoksi linjassa tapahtuvaa sulfaattipitoisuuden muutosta ei voida selvittää. Sulfaattipitoisuuden muutoksen avulla voidaan määrittää viemäriessä syntyvien sulfidien määrä, jonka perusteella rikkivedyn hallintaan käytettävien kemikaalien kulutuksen arviointi on mahdollista.

Kustannustehokkain ratkaisu saavutetaan todennäköisesti rauta- tai nitraattiyhdisteillä. Optimaalisten tulosten kannalta tulisi testata useita eri yhdisteitä ja pitoisuuksia. Rauta- ja nitraattiyhdisteet joita tulisi harkita on kerätty seuraavaan taulukkoon:

Taulukko 20 Rikkivedyn hallintaan sopivia rauta- ja nitraattiyhdisteitä.

Rautayhdisteet	Nitraattiyhdisteet	Sekoitukset
$FeSO_4$	$NaNO_3$	$FeNO_3SO_4$
$Fe_2(SO_4)_3$	$Ca(NO_3)_2$	$Fe(NO_3)_3$
$FeCl_2$		$Fe(NO_3)_2$
$FeCl_3$		
$FeClSO_4$		

Teoriaosuudessa esitetyn tiedon perusteella voidaan arvioida rautayhdisteillä poistetun sulfidin hinnaksi noin 5 € ja nitraattiyhdisteillä noin 3 € kilogrammaa kohden. Vaikka siirtolinjan tarkkaa sulfidipitoisuutta ei tunneta, voidaan kustannuksia kuitenkin arvioida, sillä sulfaatin määrä tunnetaan. Jätevettä, jonka sulfaattipitoisuus on keskimäärin 4100 mg/l tulee Krogarsin pumppaamolle noin 600 m³ päivässä, joka tarkoittaa noin 2460 kg sulfaattia päivässä. Tuntematon osuus sulfaattista muuttuu sulfideiksi. Kuvassa 30 on esitetty kemikaalien kustannuksia sulfaatin eri konversioasteilla.



Kuva 30 Sulfidienpoiston vuotuiset kustannukset eri kemikaaleilla ja sulfaatin konversioasteilla.

Kemiallisen sulfidinpoiston kustannukset nousevat yli 5 % konversioasteilla niin suuriksi, että kustannusten kannalta on järkevämpää minimoida laitteiden hankintahinta käyttöiän kustannuksella. Kustannuksia voidaan arvioida tarkemmin selvittämällä jäteveden sulfidipitoisuus.

6. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Diplomityön tavoitteena oli tarkastella erilaisia painviemärien energia- ja kustannustehokkuuden edistämiskeinoja sekä analysoida niiden soveltuvuutta eri tilanteissa. Tutkimustietoa sovellettiin Hangon vesi- ja viemärlaitoksen 21 kilometriä pitkän Lappohja-Suursuo siirtolinjan energia- ja kustannustehokkuden kehittämiseksi. Tarkastelu painottui erityisesti toimenpiteiden taloudellisten vaikutusten vertailuun ja kustannusten minimointiin vesihuoltolaitoksen liiketoiminnan edistämiseksi.

Paineviemäriissä energia kuluu pumppaukseen, mikäli mahdollisten pumppaamokennusten ilmanvaihtoa ja lämmitystä ei oteta huomioon. Pumppaukseen kuluva energia voidaan vähentää pienentämällä pumpattavan veden määrää, vähentämällä pumppauksen painetta tai parantamalla pumppusysteemin hyötysuhdetta. Pumpattavan veden määrään voidaan vaikuttaa putkiprofilista riippuen ohittamalla pumppamoita. Mikäli ohitukset eivät ole mahdollisia, pienimpään energiankulutukseen päästään minimoimalla nostokorkeuden ja hyötysuhteen osamäärä H/η .

Nostokorkeus voidaan jakaa staattiseen ja dynaamiseen nostokorkeuteen. Staattinen nostokorkeus syntyy maaston topografiasta, eikä siihen voida enää rakennuttamisen jälkeen vaikuttaa. Dynaaminen nostokorkeus koostuu virtaus- ja paikallishäviöistä, jotka ovat riippuvaisia virtausnopeudesta. Virtausnopeus voidaan minimoida käyttämällä mahdollisimman alhaista virtaamaa, joka voidaan saavuttaa esimerkiksi säätämällä pumppujen pyörimisnopeutta imukaivoon tulevan virtaaman perusteella. Tällainen vakiopintapumppaus edellyttää oikein mitoitettuja pumppuja ja taajuusmuuttajien käyttöä. Energiataloudellisesti vakiopintapumppaus on kannattavaa, jos pumppujen nostokorkeudesta alle puolet muodostuu staattisesta nostokorkeudesta.

Eräs lupaava vaihtoehto vedensiirtoon tarvittavan paineen vähentämiseksi on paineenkorotuspumppauksen suosiminen perinteisen imualtaaseen purkamisen sijaan. Tällöin linjassa pumppamon kohdalla olevaa painetaso säilyy, jolloin tarvittava nostokorkeus pienenee.

Paineviemärien pumput ylimitoitetaan suunnitteluvaiheessa usein, kuten oli myös Lappohja-Suursuo siirtolinjan pumppujen tapauksessa tehty. Osaltaan tähän on vaikuttanut ajattelutapa, jonka mukaan yhden pumpun tuoton on riitettävä huippuvirtaaman pumppaamiseen. Käytännössä huippuvirtaamien lähelle päästään vain harvoin ja näin sattuesssa pumppauksessa voitaisiin hyödyntää pumppujen rinnanaajoa. Tällöin pumput soveltuisivat paremmin normaaleille virtaamille ja

energiankulutus pienenesi merkittävästi.

Ylimoitettujen pumppujen uudelleenmitoitus ja uusien pumppujen hankinta pienentää paineviemärien energia- ja huoltokustannuksia riippuen ylimitoituksen suuruudesta. Uusien pumppujen investointikustannukset ovat kuitenkin suuret. Investointikustannuksia voidaan pienentää esimerkiksi hankkimalla uudet pumpput vain aktiivisten pumppujen tilalle, jolloin ylimitoitettuja pumppuja voidaan käyttää varapumppuina.

Pumppujen uudelleenmitoituksen, kierroslukusäädön, paineenkorotuspumppauksen ja pumppaamoiden ohituksen energia- ja kustannussäästöjä tarkasteltiin teoreettisesti laskemalla ja mallinnuksen avulla. Taulukkoon 21 on koottu arviot eri toimenpiteillä saavutettavista säästöistä:

Taulukko 21 Arvio energia- ja kustannussäästöistä eri toimenpiteillä.

Toimenpide	Investointi(€)	Energiankulutus	Käyttökustannukset
Pumppujen uudelleenmitoitus	210 000	-40 %	-37 %
Kierroslukusäätö	10 000	-21,8 %	-7,6 %
Paineenkorotuspumppausten ja ohitusten yhdistelmä	Ei arvioitu	-55 %	-48 %
Linjapumppaamoiden ohitus	Ei arvioitu	-61 %	-55 %

Korroosion hallinnan osalta haponkestävien pumppujen käyttö ei ole taloudellisesti kannattavaa, mikäli pumpput joudutaan uusimaan viiden vuoden välein tai harvemmin. Toimintavarmuuden lisäämiseksi haponkestävien pumppujen käyttäminen voi kuitenkin olla aiheellista.

Kemiallisen korroosion hallinnan osalta tarkka kustannusarvio voidaan tehdä vasta sitten, kun jäteveden tarkka sulfidipitoisuus tunnetaan. Kemiallinen sulfidienpoisto on kustannustehokkainta rauta- tai nitraattiyhdisteillä, kuten rauta(III)sulfaattilla tai natriumnitraattilla. Paras tulos saavutetaan kokeilemalla eri kemikaaleja ja pitoisuuksia.

KIRJALLISUUTTA

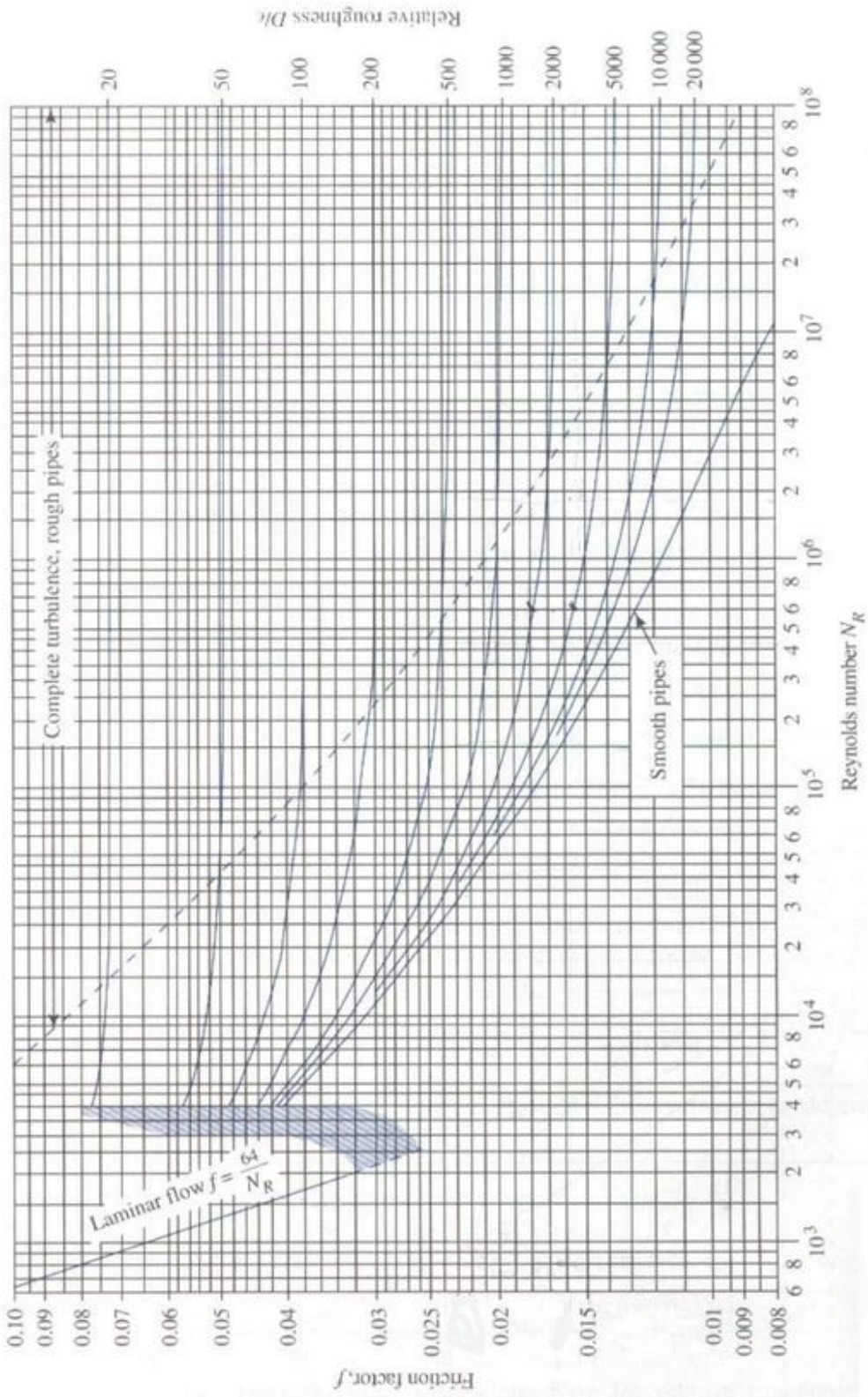
- Al-Zuhair, S., El-Naas, M., ja Al-Hassani, H. 2008. Sulfate inhibition effect on sulfate reducing bacteria. *Journal of Biochemical Technology*, 1:39–44.
- American Water Works Association. 2004. *External corrosion - Introduction to Chemistry and Control; Manual of Water supply practices - M27*. American Water Works Association.
- Aranto, N. 2010. Teollisuuden ja yhdyskuntien energiatehokkuusselvitykset, tutkimusraportti 6.
- Boon, A.G. 1995. Septicity in sewers: Causes, consequences and containment. *Water Science and Technology*, 31:237–253.
- Boon, A.G., Vincent, A.J., ja Boon, K.G. 1998. Avoiding the problems of septic sewage. *Water Science and Technology*, 37:223–231.
- Brealy, R.A., Myers, S.C., ja Allen, F. 2014. *Principles of Corporate Finance*. McGraw-Hill, 11 painos.
- Burt, C.M., Piao, X., Gaudi, F., Busch, B., ja Taufik, N. 2008. Electric motor efficiency under variable frequencies and loads. *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, 130:129–136.
- Cojbasic, Z. ja Brkij, D. 2013. Very accurate explicit approximations for calculation of the colebrook friction factor. *International Journal of Mechanical Sciences*, 67:10–13.
- Colebrook, C. 1939. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers*, 11:133–156.
- Copeland, C. 2014. *Energy-Water Nexus: The Water Sector's Energy Use*. Congressional Research Service.
- Craemer, S. ja Covino, B. 2005. *ASM Handbook Volume 13B - Corrosion: Materials*. ASM International.
- Energy Management Corporation. 2015. Variable frequency drives. <http://www.vfds.com/variable-frequency-drives>. [Online, accessed 2.1.2016].
- FCG Finnish Consulting Group. 2009a. Hangon kaupunki: Siirtojohtolinjan muutostyöt - mitoitustarkastelu.
- FCG Finnish Consulting Group. 2009b. Hangon kaupunki: Siirtojohtolinjan suunnittelu - pumppaamojen hankintaohjelma.
- Ford, R.W. 2011. Why they work and when they don't: Affinity laws. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Journal*, 53:42–43.

- Gadekar, S., Nemati, M., ja Hill, G. 2006. Batch and continuous biooxidation of sulphide by thiomicrospira sp. cvo: Reaction kinetics and stoichiometry. *Water Research*, 40:2436–2446.
- Grundfos. 2004. *Motor book*. Grundfos Management A/S.
- Grundfos Management A/S. 2004. *Grundfos Pump Handbook*. Grundfos.
- Grundfos Product Center. 2015. Sizing by application software.
- Grundfos Wastewater. 2004. *The sewage pumping handbook*. Water Environment Foundation.
- Grundfos Water Journal. 2015. *Life cycle costs in wastewater systems*. Grundfos.
- Gumm, G.J. 2008. *Pipe Design Manual*. Washington Suburban Sanitary Commission.
- Hvitved-Jacobsen, T., Vollertsen, J., Yongsiri, C., Nielsen, A., ja Abdul-Talib, S. 2002. Sewer microbiological processes, emissions and impacts. Teoksessa *Proceedings from the 3rd International Conference on Sewer Processes and Networks*, sivut 1–13.
- Hydraulic Institute. 2001. *Pump life cycle costs: A guide to LCC -analysis for pumping systems*. Hydraulic Institute.
- Karttunen, E. 2010. *RIL 237-2-2010 Vesihuoltoverkkojen suunnittelu*. Suomen rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
- Karttunen, E., Laukkanen, R., Heinonen, T., Kajosaari, E., Laakso, E., Tuhkanen, T., ja Viitasaari, M. 2004a. *Vesihuolto I*. Suomen rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
- Karttunen, E., Laukkanen, R., Heinonen, T., Kajosaari, E., Laakso, E., Tuhkanen, T., ja Viitasaari, M. 2004b. *Vesihuolto II*. Suomen rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
- Karvinen, R. ja Syrjälä, S. 1993. Pumppaustekniikan perusteet. Teoksessa *Pumppujen ja putkiston virtaustekniikka*, sivut 1–26.
- Kayaa, D., Yagmura, E., Yigitb, K., Kilicc, F., Erenb, A., ja Celikb, C. 2008. Energy efficiency in pumps. *Energy conversion and management*, 49:1662–1673.
- Kekki, T.K., Kaunisto, T., Keinänen-Toivola, M.M., ja Luontamo, M. 2008. *Vesijohtomateriaalien vauriot ja käyttöikä Suomessa*. Vesi-instituutti/prizztech Oy, 3 painos.
- Kemira Oyj. 2016. Kemira - avain puhtaaseen veteen. <http://www.kemira.com/fi/Materials/kemira-esite-avain-puhtaaseen-veteen.pdf>. [Online, accessed 19.1.2016].
- Metcalf ja Eddy. 2014. *Wastewater Engineering, Treatment and Resource Recovery*. McGraw-Hill, fifth painos.

- Munson, B., Young, D., ja Okiishi, T. 2005. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. Hydraulic Institute, 5 painos.
- Nolte, D. 2004. Why efficiency matters. *World pumps*, 2004:27–29.
- Pao, R. 1961. *Fluid mechanics*. Wiley Sons.
- Pileggi, V., Budziakowski, J., ja Manoharan, M. 2008. *Design Guidelines for Sewage Works*. Ontario Ministry of the Environment.
- Prescott, F.A. 1908. *Sewerage: the designing, construction, and maintenance of sewerage systems*. John Wiley sons.
- Pulli, M. 2009. *Virtaustekniikka*. Tammertekniikka, 1 painos.
- Pulli, M. 2015a. *FI 124877*. Patentti- ja rekisterihallitus, Suomi.
- Pulli, M. 2015b. *Pumppaamoiden energiatehokkuuden määrittäminen*. Patenttijulkaisu.
- Pääkkönen, J. 2016. FCG Suunnittelu ja tekniikka Oy. Henkilökohtainen tiedonanto 2015-12-23.
- Reiffenstein, R.J., Hulbert, W.C., ja Roth, S.H. 1992. Toxicity of hydrogen sulfide. *Annual review of pharmacology and toxicology*, 32:109–134.
- Ryynänen, E., Lehti, R., Raivio, T., ja Vahala, R. 2012. Vesihuoltoalan kehitystarpeet Suomessa.
- Sandelin, J. 2016. Asiantuntija, Vanhempi erikoissuunnittelija. FCG Finnish Consulting Group Oy. Henkilökohtainen tiedonanto 2016-01-20.
- Sarvanne, H. 2007. Viemärivereden pumppaukseen kuluu liikaa energiaa - kulutusta voi pienentää suunnitteluvaiheessa ja käytössä. *Kuntatekniikka*, 7:25–27.
- Sunela, M. 2016. Erikoissuunnittelija. FCG Finnish Consulting Group Oy. Henkilökohtainen tiedonanto 2016-01-04.
- Swamee, P. ja Jain, A. 1976. Explicit equations for pipe-flow problems. *Journal of the Hydraulics Division*, 42:141–152.
- Sârbu, I. ja Borza, I. 1998. Energetic optimization of water pumping in distribution systems. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 32:109–134.
- Tilastokeskus. 2014. Energian kokonaiskulutus energialähteittäin.
- Tilastokeskus. 2015. Julkisyhteisöiden alijäämä ja velka 1975-2014.
- Tolvanen, J. 2007. Life cycle energy cost savings through careful system design and pump selection. *World pumps*, 2007:36–37.
- U.S. EPA. 1985. *Design Manual: Odor and corrosion control in sanitary sewage systems and treatment plants*. Office of research and development.

- U.S EPA. 1991. Hydrogen sulphide corrosion in wastewater collection and treatment system - technical report, 430/09-91-010.
- Wall, M. 2005. *Vettä Hankolaisille: Hankoniemen vesihuolto 100 vuotta 2006*. Hangon kaupunki.
- Wilson, S. 2012. *Pump affinity laws for centrifugal pumps*. Grundfos White Paper.
- Yara International ASA. 2016. Nutriox brochure municipalities. http://yara.com/doc/3872_Nutriox_brochure_municipalities_1.pdf. [Online, accessed 19.1.2016].
- Zhang, L., Schryver, P., ja Gusseme, B. 2008. Chemical and biological technologies for hydrogen sulfide emission control in sewer systems: A review. *Water Research*, 42:1–12.

LIITE 1: MOODYN DIAGRAMMI



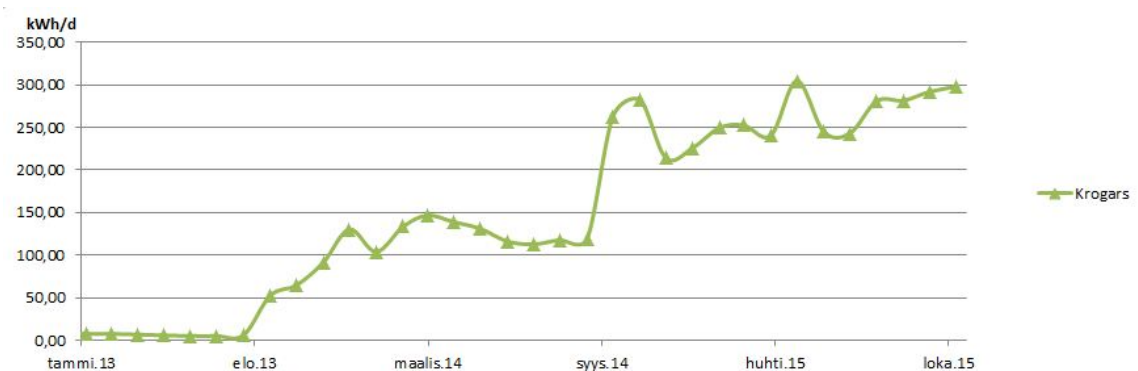
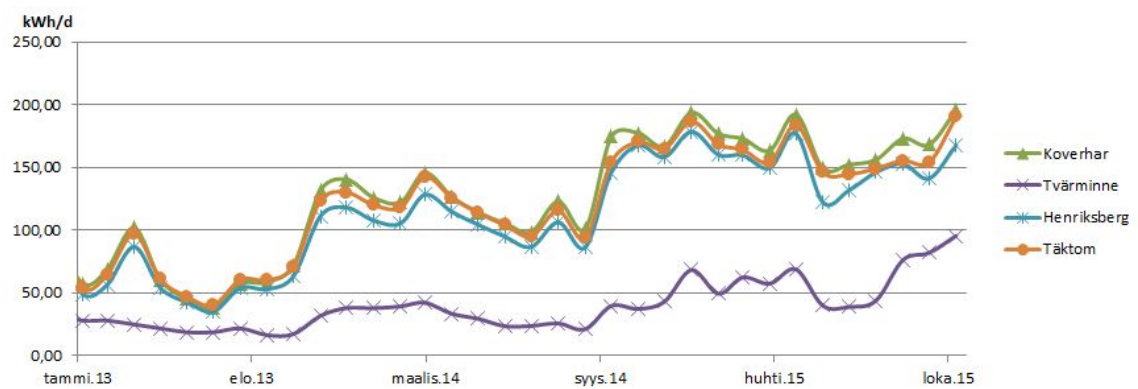
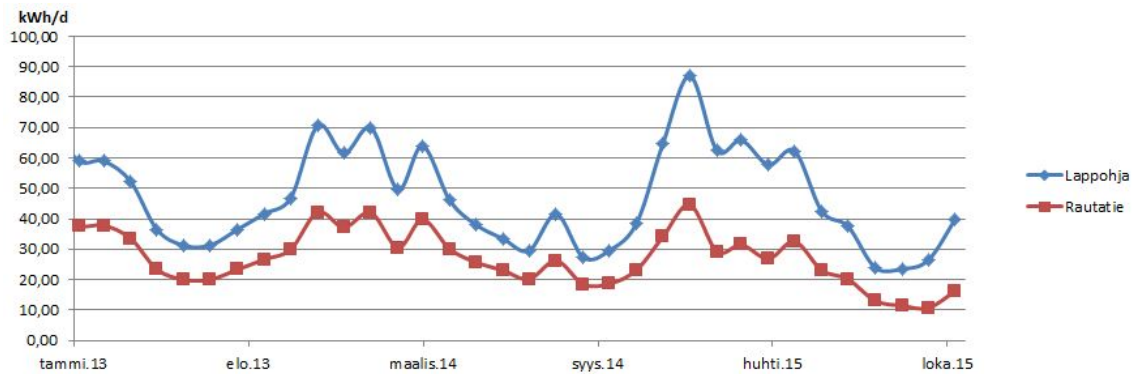
LIITE 2: VISKOTEPAK AB OY VESIANALYYSIEN TULOKSET

VISKOTEPAK OY:LTÄ VIEMÄRIIN JOHDETTAVAN JÄTEVEDEN LAATU (kokoomanäytteistä tehtävät analyysit)															
NäytePvm	TutkOhj	HavPaik	Näytteen nimi	*pH	Kiint.aine mg/l	*BOD7ATI mgO2/l	*KOK.P mgP/l	*Kok.N mgN/l	*NH4-N mgN/l	*NO3N mgN/l	*NO2-N mgN/l	*NO2+NO mgN/l	*CODCr mg O2/l	*SO4 mg/l	*SO4-S mg/l
30.7.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	7	980	260	0,69	19	3,6	0,021	0,005	0,026	730	12000	
27.8.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	6,9	410	360	0,73	35	1,2	16	0,002	16	1000	9700	
16.9.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	7,5	730	730	0,2	56	15	35	0,88	36	1500		4600
14.10.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	8,6	310	570	0,41	19	6,9	0,37	0,19	0,55	1100		3900
11.11.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	7,1	230	400	0,57	15	4,4	0,052	<0,002	0,052	800		3700
10.12.2014	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	2,8	540	290	1	460	11	470	0,27	470	980		4800
20.1.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	10,1	250	600	1,2	24	11	0,061	<0,002	<0,10	1200		4800
11.2.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	10,2	110	460	1	16	7,3	<0,01	0,002	<0,01	970		4000
4.3.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,2	250	410	0,75	40	34	<0,10	<0,002	<0,10	1000		4100
14.4.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,6	210	250	0,89	15	4,9	<0,01	<0,002	<0,10	730		3900
5.5.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,2	83	250	0,78	16	6	0,017	<0,002	0,017	650		3300
9.6.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,2	260	360	0,86	26	17	<0,10	<0,002	<0,10	910		3500
1.7.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,4	180	330	0,71	15	6,4	0,056	<0,002	0,057	750		3900
11.8.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,4	210	410	0,81	16	4,9	<0,10	<0,002	<0,10	840		3600
9.9.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,5	450	650	0,9	24	13	0,11	0,003	0,12	1300		4600
21.10.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,1	220	580	0,54	16	9,9	0,04	<0,002	<0,10	1200		4300
18.11.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,4	190	640	0,6	19	21	0,071	0,003	<0,10	1100		4800
16.12.2015	4050	Visko	Yleiseen viemäriin johd.vesi	9,3	220	650	0,83	27	18	0,049	<0,002	<0,10	1100		4900

LIITE 3: SUURSUON JÄTEVEDENPUHDISTAMON VESIANALYYSIEN TULOKSET

NäytePvm	TutkOhj	HavPaik	Näytteen	*Snhkñj,*	*Alkaiit.	Kiimtaine	Lietsept.	*BOD7AT*	*BOD7AT*	*KOKP	*PO4-P	*KokPliuk*	*NH4-N	*NO3-N	*NO2-N	*NO2-NO	*Fe(GFA)	*CODCr	*CODCr(s)*S04	*S04-S
				ms/m	mmol/l	mg/l	mg/l	mgO2/l	mgP/l	mgP/l	mgP/l	mgN/l	mgN/l	mgN/l	mgN/l	mgN/l	mg/l	mgO2/l	mg/l	mg/l
12.6.2013	8081	Suur uus	/tu3/	930	7	310	420	6,2	3,9	47	36	<0,01	<0,02	<0,01	<0,01	730	4800	1600		
17.6.2013	8081	Suur uus	/tu3/	632	7,1	240	240	6,3	4	42	32	0,072	<0,02	0,073	560	3000	1000			
24.6.2013	8081	Suur uus	/tu3/	74,8	7,3	270	170	9	6,6	60	47	<0,01	<0,02	<0,01	540	560	36	12		
15.7.2013	8081	Suur uus	/tu3/	78,8	7,2	240	230	11	8,3	68	57	<0,01	<0,02	<0,01	600	600	4,5	4,5		
24.7.2013	8081	Suur uus	/tu3/	488	7,2	340	330	10	7,8	74	61	0,049	<0,02	0,05	740	740	700	1400		
29.7.2013	8081	Suur uus	/tu3/	830	7,2	240	320	7,4	5,2	53	40	0,054	<0,02	0,055	760	1000	1300	1300		
5.8.2013	8081	Suur uus	/tu3/	774	7,1	270	360	10	7,2	69	48	<0,01	<0,02	<0,01	900	900	1600	1600		
12.8.2013	8081	Suur uus	/tu3/	887	7,1	170	190	8,1	5,1	59	39	<0,01	<0,02	<0,01	340	340	890	890		
19.8.2013	8081	Suur uus	/tu3/	541	7,2	240	99	3,5	1,9	27	21	<0,01	<0,02	<0,01	450	450	1500	1500		
26.8.2013	8081	Suur uus	/tu3/	858	7,2	240	120	4	2,2	37	26	<0,01	<0,02	<0,01	500	500	1600	1600		
2.9.2013	8081	Suur uus	/tu3/	949	7,3	270	240	5	3,3	39	28	<0,01	<0,02	<0,01	490	490	1500	1500		
9.9.2013	8081	Suur uus	/tu3/	880	7,3	210	170	5,1	3	44	32	<0,01	<0,02	<0,01	810	810	2500	2500		
17.9.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1329	7,2	400	330	4,4	1,7	41	26	<0,01	<0,02	<0,01	530	530	2600	2600		
23.9.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1330	7	240	210	3,6	1,7	35	23	<0,01	<0,02	<0,01	620	620	2500	2500		
30.9.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1292	7,2	350	200	4,5	1,9	38	26	<0,01	<0,02	<0,01	690	690	2500	2500		
7.10.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1335	7,2	330	400	4,8	1,7	40	27	<0,01	<0,02	<0,01	590	590	2800	2800		
15.10.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1387	6,9	260	270	4,4	1,5	37	24	<0,01	<0,02	<0,01	460	460	1600	1600		
21.10.2013	8081	Suur uus	/tu3/	913	6,8	410	170	5,9	3,3	45	35	<0,01	<0,02	<0,01	420	420	1800	1800		
28.10.2013	8081	Suur uus	/tu3/	986	7	240	150	4,4	2,2	33	23	<0,01	<0,02	<0,01	1700	1700	2300	2300		
4.11.2013	8081	Suur uus	/tu3/	950	7	250	190	3,2	1,2	25	13	<0,01	<0,02	<0,01	430	430	710	710		
13.11.2013	8081	Suur uus	/tu3/	820	7	190	140	2,4	0,31	23	14	0,036	0,013	0,049	380	380	1900	1900		
18.11.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1061	7	150	170	2,3	0,38	25	16	0,011	<0,02	0,013	440	440	1900	1900		
25.11.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1086	7,1	150	140	1,9	0,2	21	10	<0,01	<0,02	<0,01	770	770	2600	2600		
3.12.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1417	6,9	290	400	2,5	0,18	28	17	0,022	0,004	0,026	560	560	2500	2500		
9.12.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1376	6,9	180	250	2	0,084	22	11	<0,01	<0,02	<0,01	510	510	2100	2100		
16.12.2013	8081	Suur uus	/tu3/	1311	7	160	220	2,2	0,25	25	15	0,016	0,009	0,025	680	680	2500	2500		
6.1.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1106	7	110	93	2,1	0,27	20	11	<0,01	0,003	<0,01	310	310	1900	1900		
14.1.2014	8081	Suur uus	/tu3/	950	7,1	140	110	2,1	0,17	19	10	<0,01	0,002	<0,01	410	410	1600	1600		
20.1.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1219	7	110	140	2,2	0,27	23	14	0,024	0,004	0,029	460	460	2300	2300		
27.1.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1324	7	220	140	2,6	0,44	30	17	<0,01	<0,02	<0,01	510	510	2100	2100		
4.2.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1178	7	250	210	2,4	0,12	32	20	<0,01	<0,02	<0,01	550	550	2400	2400		
17.2.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1335	6,9	110	220	1,6	<0,01	20	11	0,03	<2	0,032	680	680	2500	2500		
4.3.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1335	7	260	290	2,2	0,12	21	11	0,024	0,002	0,026	540	540	2400	2400		
17.3.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1270	7	150	220	1,5	0,075	20	12	0,015	0,003	0,017	840	840	2900	2900		
1.4.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1543	7,1	240	310	2,2	0,19	26	14	0,064	<0,02	0,066	620	620	2500	2500		
14.4.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1343	7	170	210	2,1	<0,03	23	13	0,018	0,002	0,021	660	660	2500	2500		
28.4.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1359	7,1	230	330	3	0,14	33	22	0,024	0,007	0,031	730	730	2700	2700		
14.5.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1434	7	290	320	2,7	1,3	31	23	<0,10	<0,02	<0,10	780	780	3000	3000		
26.5.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1567	7,4	110	390	3,1	2	35	28	0,064	0,002	0,066	820	820	3000	3000		
10.6.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1519	7,2	280	370	4,1	2,4	44	31	<0,01	<0,02	<0,10	680	680	2800	2800		
23.6.2014	8081	Suur uus	/tu3/	1412	7,1	190	290	3,7	2,7	45	34	0,045	0,006	<0,10						

LIITE 4: PUMPPAAMOIDEN PÄIVITTÄISET ENERGIANKULUTUKSET KUUKAUSIEN KESKIMÄÄRÄINÄ 2013-2015*



*Vuoden 2015 tiedot ovat puuttelliset joulukuun osalta.