



**SAVONIA**

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO  
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

# PUMPPAAMON ENERGIATE- HOKKUUDEN MÄÄRITYS

ETpu-menetelmä

TEKIJÄ:

Anssi Vartiainen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Tutkinto-ohjelma Energiatekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä Anssi Vartiainen	
Työn nimi Pumppaamon energiatehokkuuden määrittäminen	
Päiväys	27.4.2021
Sivumäärä/Liitteet	42/5
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani Joensuun Vesi	
<p>Tiivistelmä</p> <p>Jätevedenpuhdistamoille ohjataan jätevettä koko ajan laajemmilta alueilta ja tästä johtuen pumppaukseen käytettävän energian tarve vesilaitoksilla kasvaa jatkuvasti. Pumppausjärjestelmien osuus maailman sähköenergian kysynnästä ja tuotevalikoimasta on lähes 20 prosenttia, joka vastaa 25–50 % teollisuuden sähkökäytöstä. On arvioitu, että pumppausjärjestelmistä jopa 75 % ovat ylimitoitettuja. Pumppaussovellusten energiatehokkuustarkasteluilla saadut säästöt voivat olla merkittäviä. Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää Joensuun Veden toimialueella sijaitsevan jätevedenpumppaamon energiatehokkuuden tila ETpu-menettelyn avulla.</p> <p>Tässä työssä tarkasteltiin Joensuun Veden jätevedenpumppaamoja, Penttilänranta JVP2:sta. Pumppaamolle tehtiin ETpu-menettelyn mukainen energiatehokkuustarkastelu. ETpu on patentoitu energiatehokkuutta kuvaava universaali tunnusluku. Pumppaamon toimilaitteita ja automaatiota hyödynnettiin tarvittavien suureiden tallentamiseksi, tallennuksesta vastasi automaatiojärjestelmän ylläpitäjä Mipro Oy. Tarkastelujakso ajoittui helmikuuhun 2020. Työhön tarvittava aineisto koottiin pumppaamon suunnittelu ja toteutusvaiheen materiaaleista, joita saatiin Joensuun Veden arkistosta, sekä pumpputoimittajalta.</p> <p>JVP2 -pumppaamon kautta johdetun talousveden määrä on lähes 2 milj. m<sup>3</sup> vuodessa ja ominaisenergiankulutus 0,064 kWh/m<sup>3</sup>. Energiatehokkuustarkastelun tuloksena todettiin pumppaamon nykytilan olevan hyvällä tasolla. Pumppaamon neljästä keskipakopumpusta yhden todettiin toimivan hieman muita paremmalla hyötysuhteella. Pumppujen ajotavat olivat keskenään identtisiä ja tämän eroavaisuuden epäiltiin johtuvan mekaanisen säädön eroista. Pumppujen ohjaustaajuuksiin esitettiin tehtäväksi pieniä muutoksia, jotka voisivat olla energiansäästön kannalta hyödyllisiä. Muutosten seuranta ja tarkkailu jäi edelleen toimeksiantajalle.</p>	
Avainsanat Jätevesipumppaamo, energiatehokkuus, energiatehokkuuden tunnusluku	

Field of Study Technology, Communication and Transport	
Degree Programme Degree Programme in Energy Engineering	
Author Anssi Vartiainen	
Title of Thesis Determination of the Energy Efficiency of a Pumping Station	
Date April 27, 2021	Pages/Appendices 42/5
Client Organisation /Partners Joensuu Vesi	
<p><b>Abstract</b></p> <p>Wastewater is constantly diverted to wastewater treatment plants from larger areas, and as a result, the need for usable energy in water utilities is constantly increasing. Pumping systems account for almost 20 % of the world's electricity demand and product range, which corresponds to 25–50 % of industrial electricity consumption. It is estimated that up to 75 % of pumping systems are oversized. The savings from energy efficiency studies of pumping applications can be significant. The aim of this thesis was to find out the energy efficiency of a wastewater pumping station located in the Joensuu Vesi domain using the ETpu method.</p> <p>In this work, Penttilänranta JVP2 wastewater pumping station in Joensuu was examined. An energy efficiency analysis was performed for the pumping station using the ETpu method. The ETpu method is a patented indicator of energy efficiency. The actuators and automation of the pumping station are utilized for storing quantities. The storing was handled by Mipro Oy, which is responsible for the automation system. The review period was scheduled for February 2020. The material required for the work was compiled from the materials of the design and implementation phase of the pumping station, all information was obtained from the Joensuu Vesi archive and the pump supplier.</p> <p>The amount of domestic water discharged through the JVP2 pumping station is almost 2 million m<sup>3</sup> per year and specific energy consumption 0.064 kWh / m<sup>3</sup>. As a result of the energy efficiency review, the current state of the pumping station is at its own good level. Of the four centrifugal pumps in the pumping station, one works more efficiently than the others. The driving modes of the pumps are identical to each other and it was suspected that this difference is due to mechanical differences. In the study it was suggested that small changes should be made in the control frequencies of the pumps and this might result in energy savings. The commissioner of the thesis is responsible for the possible implementation and monitoring of the suggested changes.</p>	
<p><b>Keywords</b> Sewage pumping station, energy efficiency, ETpu</p>	

## SISÄLTÖ

1	JOHDANTO .....	6
2	JOENSUUN VESI.....	7
2.1	Jätevedenpuhdistamot .....	7
2.1.1	Kuhasalon jätevedenpuhdistamo .....	7
3	JÄTEVESIVERKOSTO.....	9
3.1	Jätevedenpumppaamot .....	9
3.1.1	Pumppaamon mitoitus.....	10
3.1.2	Pumppaamon nostokorkeus .....	12
3.2	Paineviemäri.....	12
3.2.1	Virtaushäviöt.....	13
3.2.2	Virtaustyytit .....	14
3.2.3	Putkiston ominaiskäyrä .....	14
4	JÄTEVESIPUMPUT .....	15
4.1	Keskipakopumput .....	15
4.2	Pumppujen ominaiskäyrät .....	16
4.3	Pumppujen valinta .....	17
4.4	Pumpun teho.....	18
5	PUMPPUJEN SÄÄTÖTAVAT .....	20
5.1	Affiniteettisäännöt.....	20
6	PUMPPAAMOIDEN ENERGIATEHOKKUUS.....	22
6.1	ETpu-energiatehokkuuden tunnusluku pumppaussovelluksissa .....	22
7	PENTTILÄNRANNAN JÄTEVESIPUMPPAAMO.....	24
7.1	Energiatehokkuustarkastelun tulokset .....	28
8	JOHTOPÄÄTÖKSET .....	32
8.1	Pumppujen eroavaisuudet .....	32
8.2	Nostokorkeus.....	33
8.3	Kierroslukusäätö .....	33
8.4	Muutosesitysten tuomat säästöt.....	35
8.5	Loppuanalyysi.....	35
	LÄHTEET .....	36
	LIITE 1: PENTTILÄNRANTA JVP2 -PUMPPAAMON PI-KAAVIO .....	38

LIITE 2: F06G-EMN1 FE030X4 -PUMPUN YKSILÖITY TUOTTOKÄYRÄ .....	39
LIITE 3: PUMPPUJEN TEKNISET TIEDOT .....	40
LIITE 4: MOODYN DIAGRAMMI.....	41
LIITE 5: PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMON PERIAATEKUVA.....	42

## 1 JOHDANTO

Vedenhankintaan ja vedenkäsittelyyn tutustuin ensimmäisen kerran työharjoittelussa Joensuun Vedellä, kesällä 2019. Kesän aikana sain hyvää kokemusta vedenhankinnasta ja vedensiirtoon liittyvästä toiminnasta. Tämän johdosta minulle tarjoutui mahdollisuus tehdä tämä energiatehokkuustarkastelu. Ilmastonmuutoksen aikakaudella energiansäästön tarve korostuu kaikilla toimialoilla, energiatehokkuuden parantaminen pumppaamoilla on yksi keino taistelussa ilmasto- ja energiatehokkuustavoitteiden saavuttamiseksi. Tutkimukset ovat osoittaneet, että pelkästään pumpun valintaan liittyy jopa 21 %:n energiansäästöpotentiaali.

Joensuun Vesi on kunnallinen liikelaitos, jonka toiminta-alueella on 996 km viemäriverkostoa ja 952 km vesijohtoverkostoa. Liikelaitoksen kolme jätevedenpuhdistamaa käsittelee 7,97 milj. m<sup>3</sup> jätevettä vuosittain. Joensuun Vesi haluaa olla mukana ilmastonmuutoksen vastaisessa taistelussa ja pyrkii tutkimaan ja parantamaan omaa kokonaisenergiataloudellisuuttaan, sekä selvittämään käytössä olevien jätevesipumppaamoiden energiatehokkuudet.

Tämän työn kohteena olevan Penttilänranta JVP2 -jätevedenpumppaamon energiatehokkuutta tutkitaan universaalin Etpu-tunnusluvun avulla. Tunnusluvun avulla tarkastellaan pumppaamon kokonaisenergiankulutuksen hyötysuhdetta. Työssä käsitellään yleisesti jätevesiverkoston, -pumppaamoiden, sekä -pumppujen toimintaa ja niiden toimintaedellytyksiä, sekä näiden toiminnan vaikutuksia energiatehokkuuteen. Tarkastelujaksolta saatuja mittaustuloksia tutkitaan Etpu-menetelmän mukaisesti. Perehdytään pumppaamon nykytilaan ja otetaan kantaa myös pumppaamon energiatehokkuuden parantamiseen.

## 2 JOENSUUN VESI

Joensuun Vesi on kunnallinen liikelaitos, jonka tehtäviin kuuluu vedenhankinnan lisäksi huolehtia jäte- ja hulevesien johtamisesta kuin niiden puhdistuksestakin. Vuoden 2020 syyskuussa vedenottoa oli käytössä yhteensä 14. Vedenottamot jakautuvat kahden kunnan alueelle siten, että 9 sijaitsee Joensuun ja 5 Kontiolahden kunnan alueella. Vesisäiliöitä toiminta-alueella on 11 ja alkaloitilaitoksia 10, säiliöiden yhteistilavuus on 12 330 m<sup>3</sup>. Vesilaitoksella työskentelee vakituisesti 47 henkilöä. Joensuun Veden liikevaihto on noin 16 milj.€.

Vesijohtoverkostoa liikelaitoksella on tällä hetkellä 952 km, jossa virtaa vuosittain yli 4 miljoonaa kuutiota puhdasta vettä. Verkostoon pumpataan vettä keskimäärin 13 833 m<sup>3</sup>/d. Vuonna 2020 veden pumppaukseen käytetty energiakulutus oli 0.71 kWh/m<sup>3</sup>. Vuoden lopulla verkoston piirissä asui lähes 70 000 ihmistä. Joensuun Vesi toimittaa vettä myös Liperin ja Kontiolahden kunnille, sekä kuudelle vesiosuuskunnalle.

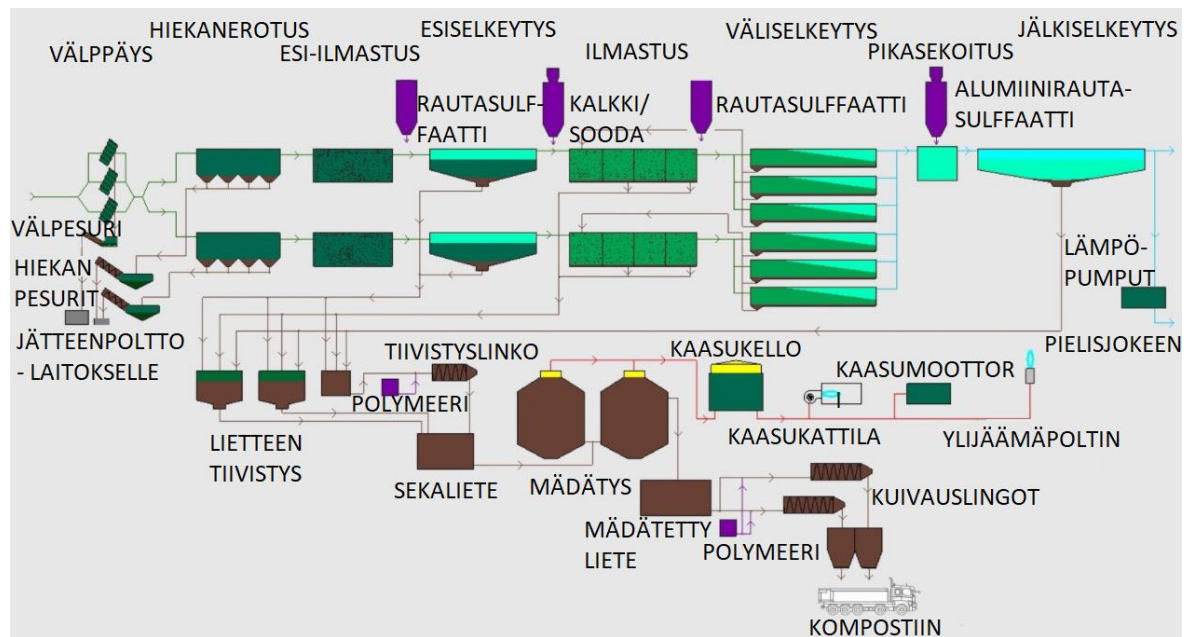
Viemäriverkoston pituus on 996 km. Viemäriverkostosta 660 km on jätevesiviemäreitä ja 336 km hulevesiviemäreitä. Viemäriverkostosta suurin osa, 589 km on muoviputkea, betoniputken osuus on 346 km ja 2 km muuta materiaalia. Viemäriverkostoon kuuluu 233 kaukokäytettävää jätevesipumppaamo. (Joensuun Vesi 2021)

### 2.1 Jätevedenpuhdistamot

Joensuun Veden toiminta-alueella on kolme jätevedenpuhdistamo. Puhdistamot sijaitsevat Enossa, Tuupovaarassa ja Kuhasalossa. Puhdistamoissa käsitellään vuosittain lähes 8 miljoonaa kuutiota jätevettä. Uimaharjussa jätevedet ohjataan puhdistettavaksi Stora Enson tehtaan jätevesipuhdistamolle. Liperin, Polvijärven sekä Kontiolahden kunnan alueen jätevedet ohjataan Joensuuhun Kuhasalon jätevedenpuhdistamolle. Vuonna 2020 käsitelty jätevesi jakautui puhdistamoiden kesken siten, että suurin osa 7,5 milj. m<sup>3</sup> puhdistettiin pääpuhdistamossa Kuhasalossa, 343 460 m<sup>3</sup> Enossa ja 120 031 m<sup>3</sup> Tuupovaarassa. (Joensuun Vesi 2021)

#### 2.1.1 Kuhasalon jätevedenpuhdistamo

Tarkastelun kohteena olevan pumppaamon (kohta 7) jätevedet ohjataan Kuhasalon jäteveden puhdistamolle. Kuhasalossa jäteveden puhdistusprosessi perustuu kolmeen vaiheeseen, mekaaniseen, biologiseen ja kemialliseen puhdistukseen. Jätevedenpuhdistuksen prosessikaavio on esitetty kuvassa 1. Järjestelmää kutsutaan aktiivilietemenetelmäksi. Ensimmäisessä vaiheessa jätevedestä poistetaan mekaanisesti välppäämällä kiinteät jätteet, kuten roskat, sekä jätevetteen hulevesien mukana kulkeutunut hiekka hiekanerottimilla. Biologisessa puhdistuksessa jätevedessä olevat bakteerit kuluttavat eloperäistä ainesta muodostaen lietettä, joka vajoaa altaan pohjalle. Liette johdetaan lietteenkäsittelyyn tiivistettäväksi ja edelleen mädättämön käyttöön. Jäteveden viimeinen puhdistus tapahtuu kaksivaiheisesti rinnakkaissaostuksena. Saostus poistaa jäteveden sisältämän fosforin (P), saostuskemikaaleina käytetään ferrisulffaattia (Fe<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>) sekä alumiinin ja ferrisulffaatin (ALF) seosta.



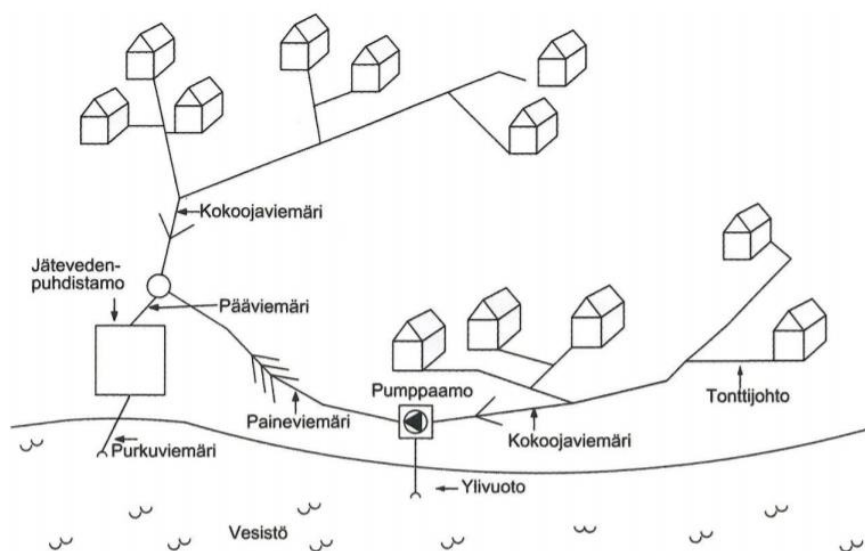
KUVA 1. Kuhasalon jätevedenpuhdistamon prosessikaavio (Joensuun Vesi 2021; muokannut Vartiainen 2021)

Kuhasalon jäteveden käsittelylaitoksella prosessista syntyvä liete käsitellään mädättämällä. Prosessissa syntyvä metaanikaasu muutetaan lämmöksi ja sähköksi CHP-kaasumoottorin (Combined Heat and Power) avulla. Mädättämöltä saadaan vuodessa 1.1 milj. m<sup>3</sup> biokaasua, jonka ansiosta jätevedenpuhdistamo on 90-prosenttisesti omavarainen tarvittavan lämmön osalta ja käytettävän sähkön osalta 60-prosenttisesti. Kaasumoottoriyksikkö koostuu CHP-moottorilaitoksesta lämmöntalteenotolla (n. 400 kWe), aktiivihiilisuodattimesta (raskaat hiilivedyt, rikkivedyt ja siloksaanit) sekä pölysuodattimesta (Joensuun Vesi 2021). Mädätysprosessin jälkeen liete kuivataan ja kompostoidaan mullaksi.



### 3 JÄTEVESIVERKOSTO

Teollisuuden ja kotitalouksien jätevesi kulkeutuu käsittelylaitoksille jätevesiverkostoa pitkin. Jätevesiverkoston johdetaan talousvesien lisäksi hulevesiä, rakennusten kuivatusvesiä, sekä sinne voi joutua vuotovesiä verkoston huokoisuuden tai rikkoutuneen rakenteen takia. Verkosto pyritään rakentamaan sellaiseksi, että jätevesi virtaisi putkistossa painovoimaisesti. Toisinaan tällaisen viettoviemärin toteuttaminen ei ole mahdollista maaston korkeuserojen takia ja verkostoon on liitettävä pumppaamoita. Tällainen paineviemärointi on tyypillinen pitkissä siirtolinjoissa, jolloin linja on paineellinen maaston korkeampaan kohtaa saakka laskien sieltä seuraavaan pumppaamoon viettoviemärinä. Tällaiset siirtolinjat voivat sisältää useita pumppaamoita ja olla kilometrien pituisia kokonaisuuksia, johon on liittynyt satoja kotitalouksia. Jätevesiverkoston rakennetta tarkastellaan kuvassa 2. Puumaisen rakenteen latvaosaan voidaan ajatella kotitaloudet, jotka yhdistyvät kokoojaviemäriin tonttijohtojensa avulla. Kokoojaviemärit taas liittyvät pääviemäriin vietto- ja/tai paineviemärointinä, liittymistapaan vaikuttaa putkien keskinäinen korkeussijainti. Pääviemäri kuljettaa sinne kerääntyneen jäteveden aina jätevedenpuhdistamolle saakka. (RIL 237-1-2010, 121–126.)

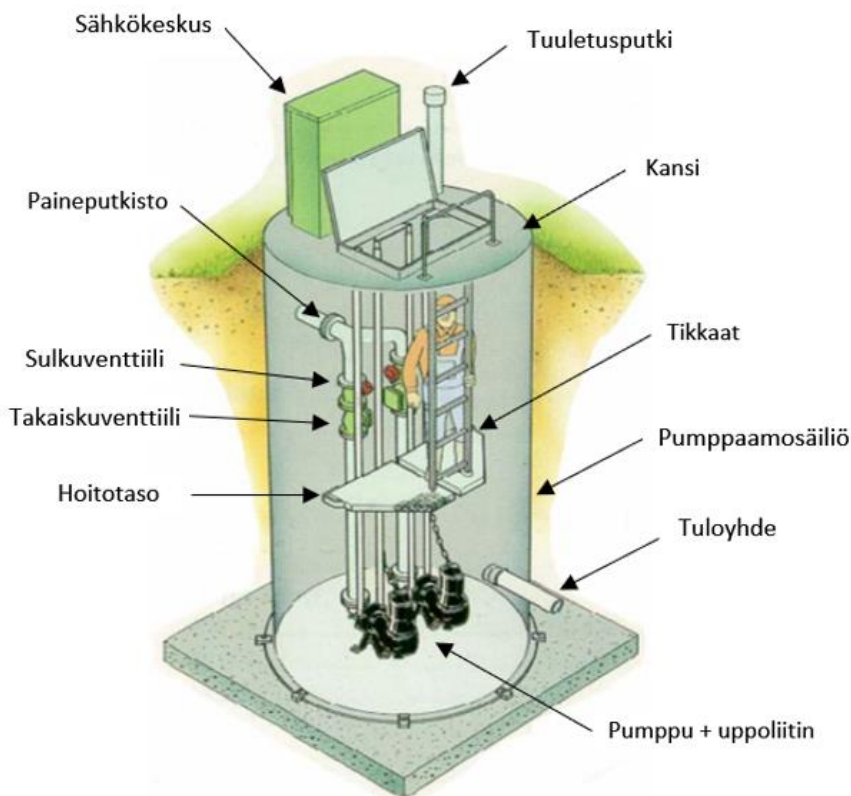


KUVA 2. Jätevesiverkoston rakenne (Karttunen 2003, 49)

#### 3.1 Jätevedenpumppaamot

Jätevedenpumppaamot ovat yleensä betonisia tai muovisia maanalaisia säiliöitä, jonne jätevesi johdetaan viettoviemäreillä. Jätevedenpumppaamot pyritään sijoittamaan riittävän kauas asutuksesta, jotta välttyttäisiin mahdollisilta haju- yms. haitoilta. Pumppaamon pääosat ovat pumppaamorakennus ja/tai säiliö ja pumppaamon koneisto. Kuvassa 3. on esitetty yksityiskohtaisemmin peruspumppaamon periaate. Kuvasta kuitenkin puuttuu oleellisesti pumppaamon ohjaukseen liittyvät pintakytkimet (ala-, ylä- ja hälytysraja), pintakytkimet voivat olla kelluvia malleja tai paineantureita. Pintakytkimillä ohjataan pumpun tai pumppujen käynnistymistä ja pysähtymistä. Näiden toimintojen välistä aikaa kutsutaan pumppaustapahtumaksi, joka määrittelee pumppaamon tehollisen tilavuuden. Pumppaamot jaotellaan pieniin ja suuriin pumppaamoihin. Pumput voivat olla suoraan veteen upotettuina tai kuiva-asennettuina erillisessä tilassa. (Grundfos 2014)

Pienpumppaamot ovat yleensä muovisia säiliöitä ja ne on varustettu yhdellä tai kahdella uppopumpulla, kun suurissa betonisissa pumppaamoissa on yleensä enemmän kuin kaksi pumppea. Pienpumppaamoiden tehtävä on pumpata kokoojaviemäreistä (kuva 2) sinne kerääntyvä jätevesi eteenpäin seuraaville pumppaamoille tai pääviemäreihin. (Karttunen 1999, 169.) Suuret pumppaamot sijaitsevat yleensä pääviemäreiden päässä ja siirtävät huomattavasti suurempia jätevesimääriä suoraan jätevedenpuhdistamoille.



KUVA 3. Peruspumppaamon periaatekuva (Grundfos 2014; muokannut Vartiainen 2020)

Pumppaamon koko määräytyy sieltä pois johdettavan jäteveden määrästä sekä siten sinne asennettavan koneiston perusteella. Koneisto pitää sisällään pumpput, niiden moottorit, ilmanvaihtokoneet, sekä pumppaamon ohjaukseen tarvittavat laitteet. (Karttunen 1999, 168.) Jätevesipumppaamoiden laskennallinen elinikä on noin 20–25 vuotta. Tämän jälkeen ne vaativat perusteellisen saneerauksen toimiakseen taas seuraat 20–25 vuotta (Ulefos 2020).

### 3.1.1 Pumppaamon mitoitus

Jäteveden pumppaamojen elinkaari suunnitellaan 20–30 vuodeksi eteenpäin. Suunnittelun perusteena on perustamisajankohdan vedenkäytön määrä, sekä ennuste sen kehityksestä koko pumppaamon elinkaaren ajalle. Lähtökohtaisesti pumppaamoiden rakenteet on suunniteltava sellaisiksi, että niiden saneeraus ja muutostyöt ovat helposti toteutettavissa laitteiden ikääntymisen tai verkoston laajentumisesta tai virtaamien supistumisesta johtuvien tilavuusvirtojen muutosten vuoksi. Pumppaamoille johtuvat tilavuusvirrat vaihtelevat suuresti viikoppäivien, sekä vuorokauden- että vuodenajan mukaan. Tämä johtuu yleisesti veden käytön keskittymisestä päivä- ja ilta-aikaan, sekä keväisin

lumen sulamisesta, että syksyisin sateiden aiheuttamiin vuotovesien määrän lisääntymisestä. Oleellista pumppaamon suunnittelussa on kuitenkin huomioida, millaiseen viemäröintijärjestelmään pumppaamo liitetään, jäte-, hule- vai sekaviemäröintiin. (Sarvanne & Borg 1985, 55.)

Jätevedenpumppaamoiden tulovirtaaman määräksi huomioidaan kotitalouksien ja teollisuuden jätevedet, sekä mahdolliset hule- ja vuotovedet. Talusvesien määrä saadaan alueen ominaisvedenkulutuksen perusteella, sekä huomioimalla alueen asukasmäärän kehittyminen. Ominaisvedenkulutus on verkostoon pumpatun veden määrä jaettuna veden käyttäjien määrällä. Suomessa ominaisvedenkulutus on keskimäärin 155 l/hlö/vrk (Vesilaitosyhdistys 2020, 11). Asukasluvun kasvun ennuste saadaan kuntien laatimien kaavojen yhteydessä tehdyistä selvityksistä (Karttunen 2004, 238). Vuotovesien määrä voi joissain tapauksissa olla jopa suurempi kuin itse talusvesien määrä, tähän vaikuttaa paljon verkoston kunto. Vuotoveden määrää pyritään pienentämään verkostojen saneerauksilla. Vuotovedet lisäävät pumppaamon energiankulutusta ja siten kasvattavat käyttökustannuksia. Verkostojen saneeraukset ovatkin suuressa roolissa vesihuoltolaitosten tavoitteissa pyrkiä pienentämään energiankulutustaan. Hulevesien määrä tulee huomioida, mikäli kyseessä on ns. sekaviemäröinti, jolloin sadevedet johdetaan viemäriverkostoon. Hulevesien määrän arviointi perustuu sadan määrään tietyllä ajanjaksolla, tätä tietoa on saatavilla kattavasti mm. Suomen Ympäristökeskuksesta, joka on seurannut sadantaa jo vuodesta 1911 saakka. (Syke 2018, 1.)

Pumppaamolta pois johdettava veden määrä, määrittelee pumppaamon säiliön koon sekä tarvittavien pumppujen lukumäärän ja tehon. Pienemmissä pumppaamoissa käytetään usein kahta saman kokoista pumppua, jolloin toinen pumpuista toimii varapumppuna huoltojen ja vikaantumisten aikana. Näin pystytään varmistamaan verkoston häiriötön toiminta ja estetään tulviminen. Suuremmilla pumppaamoilla, joissa on käytössä useampia pumppuja, pumput voivat olla tilavuusvirraltaan erikokoisia ja näitä voidaan ohjata käynnistymään yhdessä tai erikseen.

Pumppaamon säiliö ei myöskään saa olla liian suuri, ettei kiintoaineesta muodostu toiminnalle haitallista pintalauttaa tai pohjalietettä. Säiliön koko määritellään pumppauksen käynnistystiheyden ja pumpun virtaaman perusteella. Säiliön pohja tulee muotoilla siten, että kiintoaineet valuvat kohti pumppua ja johtuvat sitä kautta pois säiliöstä. Pumppaamon tuloputken korkeuteen on myös kiinnitettävä huomiota, ettei liian suuri pudotuskorkeus aiheuta ilman sekoittumista veteen. Liallinen ilman määrä vedessä aiheuttaa turhaa energiakulutusta ja pumppaustehon laskua. Sarvanne & Borg (1985, 63) ovat antaneet kirjassaan seuraavan esimerkin käynnistystiheydelle pumpun tehon perusteella:

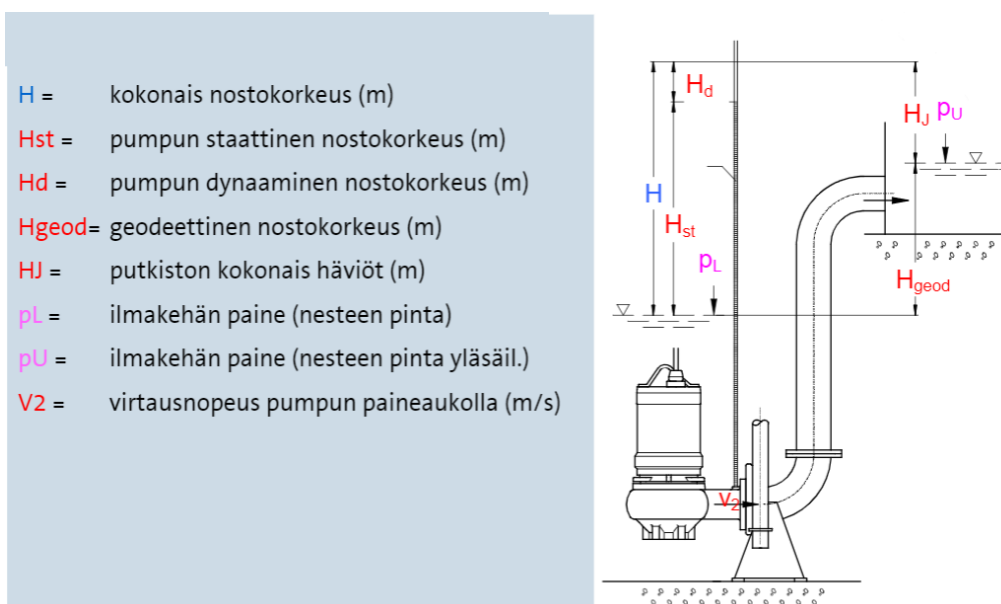
<b>Teho</b>	<b>Käynnistystiheys</b>	
- 5 kW	25	1/h
- 5–20 kW	20	1/h
- 20–100 kW	15	1/h

Useampia pumppuja sisältävien pumppaamojen käynnistystiheydet vaihtelevat suuresti pumppaamoon johtuvan tilavuusvirran ansiosta. Mikäli pumput ovat keskenään samankokoisia voidaan pumppaustiheyttä laskea jakamalla kokonaispumppaustilavuus käynnistysrajoilla. Mikäli pumput eroavat

toisistaan tilavuusvirtojen suhteen, tulisi kokonaispumppaustilavuus jakaa suhteessa pumppujen tilavuusvirtojen mukaan. Käynnistystiheyttä, sekä pumppujen käynnistymis- ja pysäytysrajoja suunniteltaessa olisi hyvä olla yhteydessä myös pumppu- ja ohjautusautomaatiikan toimittajiin, jotta valitut ratkaisut toimisivat parhaalla mahdollisella tavalla. (Sarvanne & Borg 1985, 63.)

### 3.1.2 Pumppaamon nostokorkeus

Pumppaamon kokonaisnostokorkeus  $H$  (m) pitää sisällään nestepintojen välisen korkeuseron, sekä putkistoliitoksista, mutkista, supistuksista/laajennuksista ja ulosvirtauksista aiheutuvat paikallishäviöt. Kuvassa 4 on havainnointu kokonaisnostokorkeuden muodostumista. Pumppaamon nestepinnan ja järjestelmän korkeimman kohdan välistä paine-eroa kutsutaan geodeettiseksi ( $H_{\text{geod}}$ ) nostokorkeudeksi. Dynaaminen ( $H_{\text{dyn}}$ ) nostokorkeus koostuu putkiston ja putkistoon asennettujen laitteiden kuten venttiileiden vastuksista, sekä käytetyistä virtaamista. Kuiva-asenteisilla pumpuilla näitä häviöitä lisäävät myös ennen pumppua sijaitsevat tekijät. Pumppaamon suunnittelussa tulisi lähtökohtaisesti pyrkiä näiden häviöiden minimoimiseen jo rakennusvaiheessa. Paikallishäviöihin voidaan vaikuttaa instrumentti valinnoilla sekä valitsemalla putkistoon sopivat vähän virtausta vastustavat venttiilit ja yhteen. Putkistohäviöiden pienentämiseksi on putkisto mitoitettava todellisten virtaamien mukaisesti ja pyrittävä pitämään geodeettinen nostokorkeus mahdollisimman pienenä. Oikein mitoitettu verkosto luo hyvät edellytykset pumpun valinnalle sekä mahdollistaa energiatehokkaan järjestelmän toteuttamisen. (Sarvanne & Borg 1985, 34)



KUVA 4. Pumppaamon nostokorkeus (Grundfos, 2014)

### 3.2 Paineviemäri

Paineviemärit mitoitetaan pumppaustilanteen virtausnopeuden mukaisesti, investointi- ja energiakustannukset huomioiden. Paineviemäriässä muodostuvien häviöiden minimoimiseen tulee kiinnittää erityistä huomiota jo suunnitteluvaiheessa, koska niiden saneeraus ja korjaustyöt ovat kalliita ja hankalasti toteutettavissa.

Putkistossa virtaavan veden energiahäviöitä kutsutaan virtaushäviöiksi. Paineviemärin virtaushäviöt ( $H_j$ ) ovat riippuvaisia putkiston pituudesta, läpimitasta, virtausnopeudesta, sekä seinämän suhteellisesta karheudesta, että nesteen viskositeetista. Putkisto tulee suunnitella mahdollisimman virtaviivaiseksi käyttäen laajennettuja T-haaroja, virtaussuuntaan ohjaavia liitäntöjä ja muotokappaleita (Pulli 2018, 286). Paineviemärin tulee olla itsestään huuhtoutuva, joten virtausnopeuden tulee pumppaustilanteessa olla aina yli 0,7 m/s. (RIL 237-2-2010, 58.)

### 3.2.1 Virtaushäviöt

Putkistossa tapahtuvan virtaushäviön laskemiseksi on kehitetty useita kaavoja, laskuohjelmia ja tau-lukoita. Yksi yleisesti tunnettu kaava soveltuu virtaushäviöiden laskemiseen putken ollessa täynnä. Tämä yleinen kitkahäviökaava on Darcy-Weisbachin yhtälö

$$H_j = f \times \left(\frac{L}{d}\right) \times \left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad 1$$

missä  $H_j$  on virtaushäviö (m),  $f$  kitkakerroin (dimensioton),  $L$  putken pituus (m),  $d$  putken halkaisija (m),  $v$  veden keskimääräinen nopeus (m/s) ja  $g$  maan vetovoiman kiihtyvyys (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Yhtälössä huomioidaan kitkahäviökerroin ( $f$ ), joka saadaan vertaamalla Reynoldsin lukua ja suhteellista karheutta ( $k$ ) Moodyn käyrästään (liite 4). Karheuskertoimien arvot vaihtelevat erilaisista materiaaleista valmistettujen pintojen (kuva 5) mukaisesti. Putken suhteellinen pinnankarheus (dimensio-ton) voidaan laskea kaavalla 2. (Karttunen 2003, 140–142.)

$$\text{Suhteellinen pinnan karheus} = \frac{k}{d} \quad 2$$

missä  $k$  on putken karheus (mm) ja  $d$  putken sisähalkaisija (mm).

Putken materiaali	Uusi putki $k$ (mm)	Vanha putki $k$ (mm)
Muovi	0,01	0,25
Vedetty teräs	0,05	1,0
Hitsattu teräs	0,10	1,0
Vedetty hapon- kestävä teräs	0,05	0,25
Hitsattu hapon- kestävä teräs	0,1	0,25
Asfaloitu valurauta	0,12	
Sinkitty teräs	0,12	
Asbestisementti	0,025	0,25
Valurauta	0,25	1,0
Asfaloitu valurauta	0,12	
Betoni	0,3–2,0	

KUVA 5. Erilaisten putkimateriaalien  $k$ -kertoimia (Karttunen 2003, 141)

### 3.2.2 Virtaustyytit

Putkessa esiintyviä virtauksia jaotellaan niiden virtausominaisuuksiensa mukaisesti, kuten laminaarinen virtaus, turbulентtinen virtaus ja näiden yhdistelmiä. Laminaarisessa virtauksessa nesteessä olevat partikkelit etenevät yhdensuuntaisesti virtaussuunnassa siten, että putken seinämien tuntumassa virtaus on hitaampaa kuin lähempänä keskikohtaa olevan nesteen nopeus. Kun taas turbulентtisessa virtauksessa partikkelien liike poikkeaa päävirtaussuunnasta ja neste ikään kuin sekoittuu virratessaan ja siten hidastaa putken keskellä virtaavaa nestettä, pienentäen seinämällä ja keskellä liikkuvan nesteen nopeuseroa. Virtausnopeuden saavuttaessa tietyn arvon virtaustyyppi muuttuu laminaarisesta turbulентtiseksi. (Karttunen 2003, 133.) Turbulenttisessa virtauksessa putken painehäviö on verrannollinen virtausnopeuden neliöön ja kääntäen verrannollinen putken sisähalkaisijaan (Pulli 2018, 287). Paineviemärisissä virtaus on käytännössä aina turbulентtista. Putkivirtausta kuvataan dimensiottomalla Reynoldsin luvulla ( $Re$ ), joka määritellään yhtälöllä

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

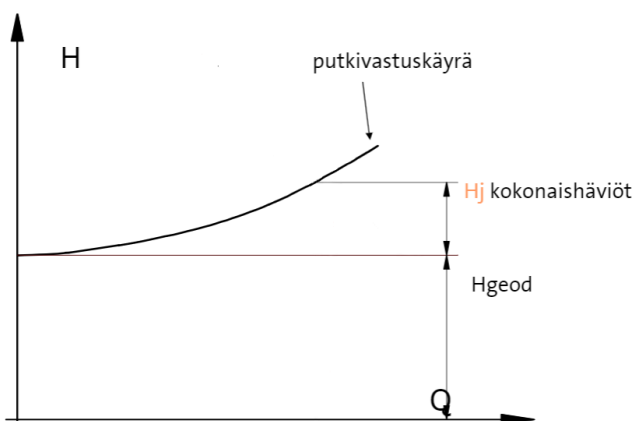
3

missä  $V$  on virtausnopeus (m/s),  $D$  putken sisäläpimitta (m) ja  $\nu$  nesteen kinemaattinen viskositeetti.

Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen raja-arvona pidetään Reynoldsin lukua 2300. Raja ei ole kuitenkaan näin selkeä, vaan sen vaihtelee jonkin verran putken muodon ja nesteen lämpötilan vaihteluiden mukaan. Se, että virtaus pystyy kuljettamaan mukanaan väliainetta tiheämpiä hiukkasia, perustuu turbulenssiin (Metsäalan ammattilehti 2011, 3562).

### 3.2.3 Putkiston ominaiskäyrä

Putkiston kokonaisvastuksista eri tilavuusvirroilla voidaan muodostaa putkelle ominaiskäyrä, tämä esitetään QH-koordinaatistossa (kuva 6), käyrä kuvaa tarvittavaa nostokorkeutta tietyllä tilavuusvirralla. Vertaamalla putkistokäyrää pumpun ominaiskäyrään voidaan tarkastella ja vertailla pumppujen ja paineputkivaihtoehtojen parasta yhteensopivuutta.



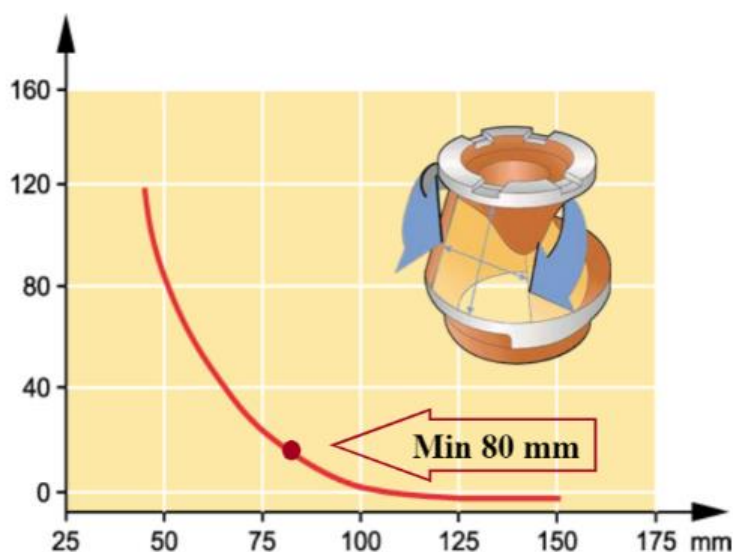
KUVA 6. Putken ominaiskäyrä, jossa  $H$  on korkeus ja  $Q$  tilavuusvirta, vastuskäyrä sisältää putken kokonaisvastukset (Grundfos 2014)

## 4 JÄTEVESIPUMPUT

Pumpuiksi kutsutaan nesteiden ja kaasujen siirtoon tarkoitettuja laitteita, jotka toimivat tilavuuden tai nopeuden muutoksen periaatteella. Pumpun valintaan vaikuttaa teknisten ominaisuuksien lisäksi myös taloudelliset tekijät ja pumpattavan nesteen laatu. Siirrettävät aineet asettavat pumpuille erilaisia materiaalivaatimuksia, kuten esimerkiksi nesteen sisältämien kiintoaineiden koko (tukkeutumisalttius) tai aineen syövyttävyyden (kuluminen). (Karttunen 1999, 29–37.)

Jätevesipumppuina käytetään yleensä kuiva-asenteisia keskipakopumppuja tai uppopumppuja. Jätevedenpumppaamoihin kulkeutuu jäteveden lisäksi paljon erilaista kiintoainetta, kuten vaatteita. Kiintoainepitoisuus riippuu siitä, missä vaiheessa jätevettä pumpataan (raaka jätevesi / puhdistettu jätevesi). Tukkeutumisen riski on suuri, joten pumput ovat yleensä varustettu suurisolaisella ja siipiluvuiltaan pienellä juoksupyörällä.

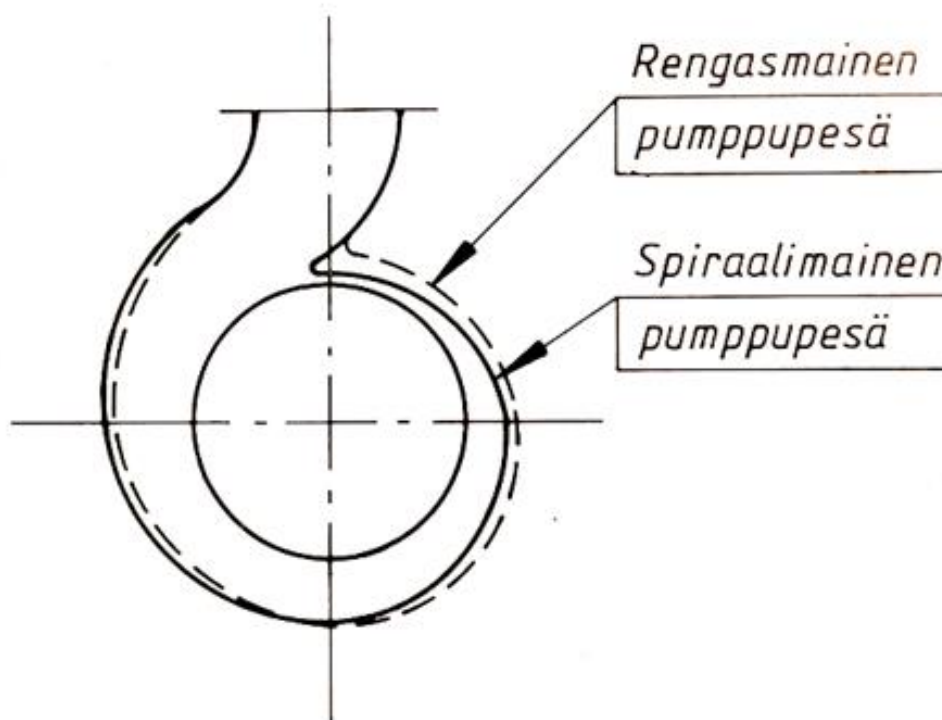
Jätevesipumpuille annetaan yleensä kaksi läpäisykykyä kuvaavaa arvoa, joilla tarkoitetaan pumpun kykyä läpäistä tietyn kokoinen pumpattavan nesteen sisältämä kappale. Käsittelemättömän jäteveden läpäisykyvyn on oltava vähintään  $\varnothing 80$  mm (kuva 7), muille kuten pohjavesien pumppaukseen tarkoitettujen pumppujen läpäisykykyvaatimus on huomattavasti pienempi tai sitä ei ole. (Sarvanne & Borg 1985, 19.)



KUVA 7. Tukkeentumisen ja pumpun välinen suhde, tukkeentumiset/ 1000 h (Grundfos 2014)

### 4.1 Keskipakopumput

Keskipakopumput ovat nopeusperiaatteella toimivia laitteita. Pumpun akselille tuotu mekaaninen energia muutetaan siipipyörän avulla hydrauliseksi energiaksi, jolloin virtauksen nopeusenergia muuttuu paine-energiaksi. Pumpun pyöriessä juoksupyörän ulkokehältä poistuva neste synnyttää alipaineen, jonka ansiosta uutta nestettä virtaa pyörän keskusta synnyttäen jatkuvan virtauksen. Pumpun kammio on muotoiltu lineaarisesti laajenevaksi spiraaliksi (kuva 8). Muotoilun ansiosta virtaushäviöt jäävät pieneksi ja pumppu saavuttaa mahdollisimman korkean hyötysuhteen. (Karttunen 1999, 34.)



KUVA 8. Spiraalimainen pumppupesä keskipakopumpuissa (Sarvanne & Borg 1985, 24.)

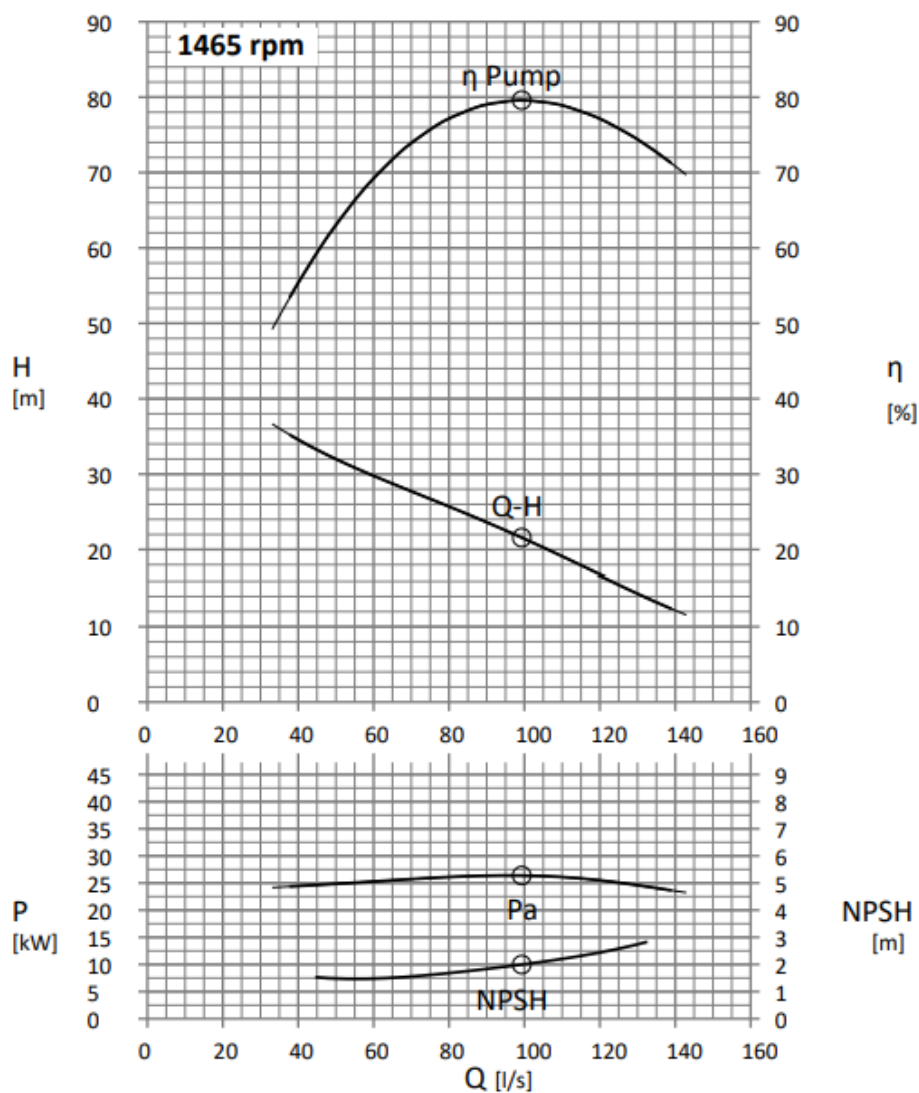
#### 4.2 Pumppujen ominaiskäyrät

Pumppujen vertailua voidaan tehdä valmistajien ilmoittamien ominaisuuksien avulla. Keskipakopumppujen tärkeimmät ominaisuudet ilmoitetaan käyrinä tilavuusvirran  $Q$  funktiona. Näitä ominaisuuksia ovat nostokorkeus ( $H$ ), teho ( $W$ ) ja hyötysuhde ( $\eta$ ). (Karttunen 1999, 36–37.)

QH-käyrä ilmoittaa pumpun kyvyn nostaa neste ylemmälle tasolle metreinä vesipatsasta (mvp). Nostokorkeus on riippuvainen tilavuusvirrasta. Hyötysuhde-käyrä on myös riippuvainen tilavuusvirrasta ja se voidaan ilmoittaa prosentteina tai suhdelukuna. Pumpun hyötysuhde ilmoitetaan  $\eta$ :lla ja kokonaishyötysuhde  $\eta_{gr}$ :llä, jolloin on huomioitu myös pumppua pyörittävän moottorin häviöt. (Sarvanne & Borg 1985, 186)

Seuraavassa kuvassa tarkastellaan työn kohteena olleen Hidrostal F06G-EMN1 FE030X4 -pumpun ominaisuuksia. Kuvassa nähdään pumpun hyötysuhdekäyrä  $\eta$  (%), QH-käyrä, sekä tehokäyrä  $P$  ja NPSH-käyrä. Kuvasta voidaan havaita, että pumpun parhaalla hyötysuhteella n. 80 % pumpun tuotto on n. 100 l/s, nostokorkeuden ollessa 22 m, jolloin pumpun ottama teho on 26 kW pumpun pyöriessä 1465 kierrosta minuutissa.



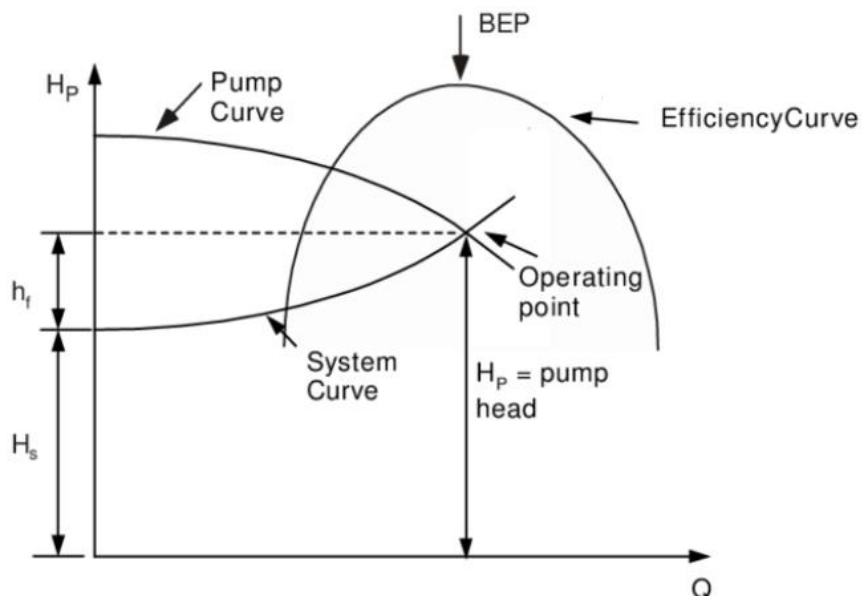


KUVA 9. Hidrostal F06G-EMN1 FE030X4 -pumpun ominaiskäyrät (Tamsi 2020)

Kuvassa 9. nähdään myös NPSH-käyrä. NPSH on valmistajan määrittelemä arvo pumpun riskistä alkaa kavitoimaan. Arvolla ilmoitetaan pumpun imukyky, joka ilmaisee pumpun imuaukossa esiintyvää pumpattavan nesteen höyrystymispainetta suurempaa painetta, jolla pumppu vielä toimii. Kavitointi aiheuttaa kulumaa pumppupesissä ja siipipyörissä, sekä heikentää pumppauksen hyötysuhdetta. (Karttunen 2003, 190–191; Pulli 2018, 31.)

#### 4.3 Pumppujen valinta

Pumput tulee mitoittaa järjestelmään siten, että ne toimivat parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. Oikeanlaisen pumpun valitsemiseksi tulee pumppukäyriä vertailla järjestelmän vastuskäyrään parhaan hyötysuhteen saavuttamiseksi. Pumpun toimintapisteen määrittelee pumpun ominaiskäyrän ja putkiston ominaiskäyrän leikkauspiste. Olosuhteiden muuttuessa myös toimintapiste muuttuu. On siis perusteltua valita pumppu joka omaa dynaamisen hyötysuhteen, jolloin pumppu kykenee mukailemaan todellista pumppaustilannetta. Energiakulutuksen kannalta onkin tärkeää oikeanlainen pumppausjärjestelmän suunnittelu ja pumppaustavan toteutus. (Motiva 2009, 5; Pulli 2018, 260.)



KUVA 10. Pumpun toimintapiste (Operating point) on kohdassa, jossa järjestelmän vastuskäyrä (system curve) kohtaa pumppukäyrän (pump curve) ja hyötysuhde on paras mahdollinen (BEP). (ResearchGate 2020)

Oikeanlaisen pumpun valinnassa tulee huomioida siirrettävän nesteen ominaisuudet ja arvioida erilaiset, koko järjestelmän toimintatilanteet ja virtaamat. Pumppuja mitoittaessa on vältettävä turhan kauan tulevaisuuteen suunnattua suunnittelua, jotta vältytään järjestelmän ylivoimaisuudelta. Pumppujen energiakulutuksen on todettu olevan 75 % koko niiden elinkaarikustannuksista, joten ylivoimaisuuden välttäminen on perusteltua. (Sumper & Baggini 2012, 269)

Pumppausjärjestelmää tuleekin tarkastella aina kokonaisuutena. Vaikka järjestelmän kaikki muut osa-alueet olisi valittu energiatehokkuus periaatetta silmällä pitäen, voi väärä pumpun valinta aiheuttaa koko järjestelmän energiatehokkuuden huonontumisen. Eurooppalaisessa Motor Challenge -hankkeessa todettiin pelkästään pumpun valintaan liittyvän jopa 21 %:n säästöpotentiali. (Motor Challenge Program 2003–2009, 14)

#### 4.4 Pumpun teho

Pumppauksessa siirrettävän nesteen liikuttamiseksi tarvittava teho määräytyy pumpun hydraulisesta hyötysuhteesta, valitusta säätötavasta, sekä pumppua käyttävän sähkömoottorin hyötysuhteesta. Pumpun tarvitsema teho saadaan laskettua seuraavalla kaavalla.

$$P_2 = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_p}$$

4

missä  $P_2$  on Pumpun akseliteho (W),  $\rho$  on pumpattavan nesteen tiheys ( $\text{kg/m}^3$ ),  $g$  on putoamiskiikkyvyys ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ),  $Q$  on tilavuusvirta,  $H$  nostokorkeus ja  $\eta_p$  pumpun hyötysuhde.

Pumpun kuluttamaan tehoon vaikuttaa pumpun hyötysuhteen lisäksi tilavuusvirta, tarvittava nostokorkeus ja nesteen viskositeetti. Pumpun sähköteho saadaan laskettua kaavalla

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_m \cdot \eta_s}$$

5

missä  $P_1$  on Pumpun ottama sähköteho (W),  $P_2$  on pumpun akseliteho (W),  $\eta_m$  on sähkömoottorin hyötysuhde ja  $\eta_s$  on säädön hyötysuhde.

Pumppauksen energiatehokkuutta voidaan pyrkiä parantamaan pienentämällä järjestelmän staattista nostokorkeutta. Tämä voi joissain järjestelmissä onnistua pinnan korkeuden muutoksilla siten, että imusäiliön pinnankorkeutta nostetaan aiempaa korkeammalle tasolle, jolla vaadittavaa nostokorkeutta saadaan pienennettyä.

Useampia pumppuja sisältävät pumppaamot voidaan varustaa pumpuilla, jotka eroavat toisistaan tilavuusvirtojen suhteen. Pienempi tuottoisella pumpulla voidaan hoitaa pienimmät virtaamat ja vastaavasti suuremmat virtaamat isommilla pumpuilla. Näin saadaan energiatehokkuutta parannettua ja virtaama pysymään tasaisempuna, sekä pumppujen käynnistystiheyttä pienennettyä. (Pulli 2018, 250–254.)

## 5 PUMPPUJEN SÄÄTÖTAVAT

Pumppujen toimintaa voidaan säädellä kuristussäädöllä, on-off-säädöllä, sekä ohivirtaus- ja kierroslukusäädöllä. Kuristussäätö on ollut perinteinen tapa säätää tilavuusvirtaa. Kuristussäädössä ajetaan pumppua vakiokierrosluvulla supistettua venttiiliä vasten, joka kasvattaa painehäviöitä ja energiatehokkuus kärsii. Myöskään ohivirtaussäätö ei ole energiatehokas tapa säätää pumppausta. Ohivirtauksessa pumpattu neste ohjataan pumpun paine puolelta osittain takaisin imusäiliöön, joka taas aiheuttaa suoraan häviöitä. Tästä syystä kuristus- ja ohivirtaussäädön käyttö on loppunut varsinkin talousvesien pumppaussovelluksissa. On-off-säätö taas on useasti osa muiden säätötapojen toimintaa. On-off-säädössä pumppu käynnistyy ja sammuu asetettujen pinnakorkeus- tai painerajojen niin salliessa.

Kierroslukusäädössä muutetaan pumpun pyörimisnopeutta, jolloin pumppu voi toimia hyvällä hyötysuhteella vaikkakin muutetulla kierrosluvulla. Yleisin tapa toteuttaa pyörimisnopeussäätö on ohjata pumpulle johdettua taajuutta taajuusmuuttajalla. Taajuusmuuttajaohjaus onkin nykyään ensisijainen pumppauksen ohjaustapa. Kierroslukusäätö on parhaimmillaan järjestelmissä, joiden nostokorkeus koostuu enimmäkseen dynaamisista vastuksista. (Pulli 2018, 79)

### 5.1 Affiniteettisäännöt

Kierroslukua muutettaessa pumpun ominaiskäyrä Q-H muuttuu, tätä muutosta voidaan tarkastella affiniteettisääntöjen mukaisesti. Säännön mukaan muutetulla kierrosluvulla hyötysuhde kuitenkin pysyy lähes muuttumattomana. Kuvassa 11 on esitetty pumpun affiniteettisäännön mukaisesti muutetut kierrosluvut. 50 Hz:n taajuudella ajettaessa pumpun kierrosluvun on ilmoitettu olevan 1478 rpm, jolloin hyötysuhde olisi 79.6 %. Säännön mukaisesti vastinpiste löytyy kierrosluvusta 1291 rpm, hyötysuhteen säilyessä muuttumattomana. Näin saadaan pumpulle määritettyä uusi toimintapiste halutulla hyötysuhteella. Affiniteettisäännön mukaan voidaan tarkastella kierrosluvun lisäksi myös pumpun tehonkulutusta, nostokorkeutta ja tuottopistettä seuraavasti:

$$\frac{n}{n_u} = \frac{Q}{Q_u} \quad 6$$

missä n on alkuperäinen kierrosluku (rpm),  $n_u$  on muutettu kierrosluku (rpm), Q on alkuperäinen tuottopiste ja  $Q_u$  on muutetulla kierrosluvulla laskettu tuottopiste.

$$\frac{n}{n_u} = H/H_u \quad 7$$

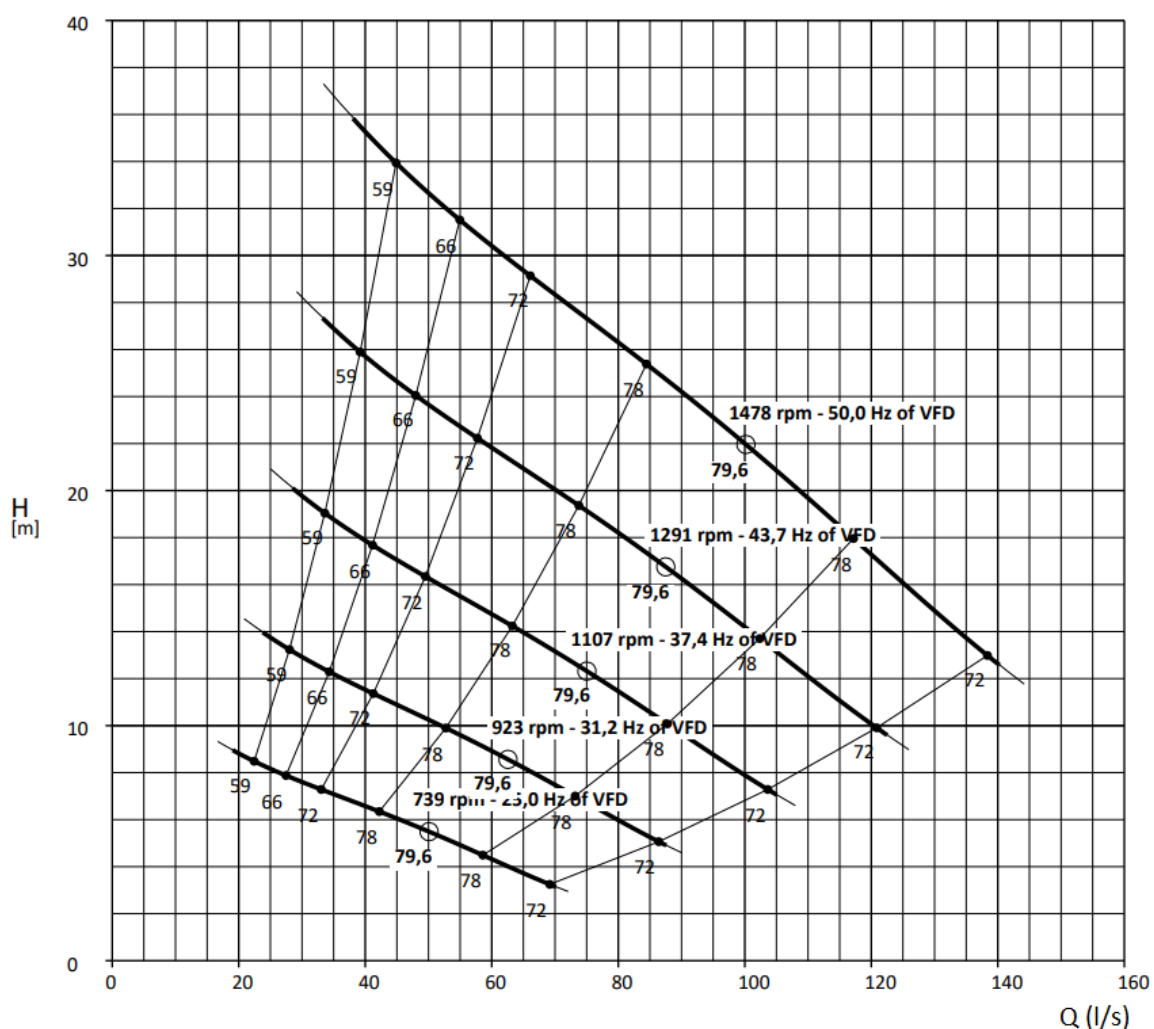
missä H on alkuperäistä tuottopistettä vastaava nostokorkeus (m) ja  $H_u$  on muutetulla kierrosluvulla lasketun tuottopisteen nostokorkeus (m).

$$n/n_u = P/P_u$$

missä P on pumpun ottama teho (kW) ja  $P_u$  on pumpun ottaman tehon vastin piste (kW).

Yhtälöistä voidaan muodostaa kaava (kaava 9), joka kuvaa affiniteettiparaabelia. Paraabeli kuvaa keskipakopumpun ominaiskäyrän vastin pisteiden sijainnin muutettaessa kierroslukua (Pulli 2018, 78).

$$H_u = H / Q^2 \cdot Q_u^2$$



KUVA 11. Affiniteettisääntöjen mukaisesti muutetut kierrosluvun vastin pisteet, sekä taajuudet, muodostaen affiniteettiparaabelin (Tamsi 2020)

## 6 PUMPPAAMOIDEN ENERGIATEHOKKUUS

Pumppausjärjestelmien osuus maailman sähköenergian kysynnästä ja tuotevalikoimasta on lähes 20 prosenttia, joka vastaa 25–50 % teollisuuden sähkökäytöstä. On arvioitu, että pumppausjärjestelmistä jopa 75 % ovat ylimitoitettuja ja monet tutkimukset osoittavat, että potentiaalinen energiansäästö on huomattava. Siirtyminen energiatehokkaisiin järjestelmiin voitaisiin säästää Euroopan sähkökulutuksessa jopa 200 miljardia kWh vuodessa, mikä vastaa 10 miljardin euron vuotuista käyttökustannusten alenemista. Energiatehokkuuden parantaminen pumppaamoilla on yksi keino taistella ilmasto- ja energiatehokkuustavoitteiden saavuttamiseksi. (EU Energy Efficiency 2009, 228–231)

### 6.1 ETpu-energiatehokkuuden tunnusluku pumppaussovelluksissa

Pumppauksen energiatehokkuudella on kaksi päätekijää; pumppaamon energiatehokkuus ja järjestelmän energiatehokkuus. ETpu-tunnusluvun avulla voidaan tarkastella pumppaamon kokonaisenergiakulutuksen hyötysuhdetta, vertaamalla todellista hyötysuhdetta nimellishyötysuhteeseen. Pumpujen toimiessa korkeimman hyötysuhteen alueella ja samanaikaisesti pumppaamon häviöiden lähestyessä nollaa, lähestyy myös pumppaamon energiatehokkuus suurinta arvoaan 1. (Vesitalous 2018, 47)

Energiatehokkuuden määrittämiseksi tulee mittausajankohta valita siten, että kaikki pumppaamon toiminnalliset yhdistelmät tulevat aktivoituneeksi useampia kertoja mittausjaksolla. Mittausjako voi olla kestoltaan esimerkiksi 24...48 h tai sellainen, että erilaiset tilamuutokset verkostossa ja pumppaamossa tulevat rekisteröidyksi.

ETpu-analyysiin tarvittavia suureita ovat:

- mittausjakso  $\Delta t$
- sähköteho mittaushetkellä  $P_e$  (kW)
- pumppaamolta lähtevä virtaama mittaushetkellä  $Q$  (l/s)
- pumppaamon painepuolen painekorkeus mittaushetkellä  $H_p$  (m)
- pumppaamon imupuolen painekorkeus mittaushetkellä  $H_i$  (m)
- kunkin pumpun hyötysuhde ja tehontarve nimellisarvolla. (Pat. FI 124877)

Tunnusluvun määrittämiseksi on laskettava mittaushetken vesiteho, joka saadaan kaavalla;

$$P_v = Q \cdot (H_p - H_i) \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 / 1000(\text{kW}) \quad 10$$

jossa  $P_v$  on vesiteho,  $Q$  virtaama,  $H_p$  on painepuolen painekorkeus ja  $H_i$  on imupuolen painekorkeus mittaushetkellä,

sekä selvittää pumppaamon hyötysuhde mittaushetkellä.

$$\eta_{pas} = P_v / P_e$$

11

jossa  $\eta_{pas}$  on pumppaamon hyötysuhde,  $P_v$  on vesiteho ja  $P_e$  on sähköteho mittaushetkellä.

Painekorkeus mittaushetkelle saadaan laskettua kaavalla:

$$H_p = \frac{p}{(\rho - g)} + Z + v^2 / (2g)$$

12

missä  $H_p$  on painekorkeus,  $p$  on paine (Pa),  $\rho$  on nesteen tiheys ( $\text{kg/m}^3$ ) ja  $g$  vetovoiman kiihtyvyys (m/s).

Arvoa  $\eta_{pas}$  verrataan pumppujen nimellishyötysuhteeseen tai niiden painotettuun keskiarvoon  $\eta_{pka}$  (mikäli pumput ovat keskenään erilaisia) ja saadaan pumppaamon energiatehokkuutta kuvaava tunnusluku  $ET_{pu}$ .

$$ET_{pu} = \eta_{pas} / \eta_{pka}$$

13

Taulukossa 1. on esitetty  $ET_{pu}$ -arvoja, joita voidaan hyödyntää tulosten tarkastelussa. Kuten taulukosta huomataan, mitä lähempänä  $ET_{pu}$  on arvoa 1, sitä parempi on energiatehokkuus. Pumppaamoiden virtaamien ja erilaisten pumppaustilanteiden vaihdellessa on luonnollista, että tunnusluku vaihtelee mittaussyksyllä. Mittaustuloksen sijoittuessa tyydyttävän (0,7) ja sen alapuolelle, on lähdeettävä selvittämään syitä huonolle energiatehokkuudelle, mikäli mittaustulokset ovat 0,8 ja parempia, ei pumppaamossa ole paljon parannettavaa ja toiminta on jo valmiiksi hyvällä tasolla.

TAULUKKO 1.  $ET_{pu}$  arvotaulukko (Pulli 2018, 284)

TUNNUSLUKU $ET_{pu}$	ARVOTUS	HUOM.
> 0,9	erinomainen	Tunnusluku ei voi saavuttaa arvoa 1, jos näin käy, on mittauksissa jotain vikaa!
0,8...0,9	hyvä	
0,7...0,8	tyydyttävä	korjaustoimenpiteitä harkittava
0,6...0,7	välttävä	korjaustoimenpiteet suositeltavia
0,5...0,6	heikko	korjaustoimenpiteet erittäin suositeltavia
< 0,5	erittäin heikko	korjaustoimenpiteet välttämättömiä

## 7 PENTTILÄNRANNAN JÄTEVESIPUMPPAAMO

Työn alkuvaiheessa, keväällä 2020, kun toteuttamista lähdettiin suunnittelemaan yhdessä Joensuun Veden toimitusjohtaja Juha Lemmetyisen, sekä tuotantopäällikkö Sami Nygrenin kanssa, oli tarkastelun kohteeksi esitetty 3–5 jätevesipumppaamo. Työn tarkoituksena oli tarkastella jätevesipumppaamon toimintaa Martti Pullin patentoimalla ETpu-menetelmällä. ETpu-menetelmään perehtymisen jälkeen, todettiin muut pumppaamot jätettäväksi tarkastelun ulkopuolelle, koska niistä ei löytynyt tarvittavia mittalaitteita, kuten virtausmittausta. Tarkastelu on mahdollista tehdä myös tällaisille pumppaamoille, mutta virtaamia olisi jouduttu arvioimaan säiliön pinnankorkeuden vaihtelun perusteella ja tämän nähtiin lisäävän epätarkkuutta mittauksessa, sekä kohtalaista työmäärän lisääntymistä. Näin ollen työn rajaaminen yhteen pumppaamoon sekä käytettävään menetelmään tuli helposti valituksi.

Tämän opinnäytetyön tarkastelun kohteeksi valikoitui Joensuun Veden jätevesipumppaamo, Penttilänranta JVP2. Pumppaamorakennus on lähestulkoon kokonaan maan alla näkymättömissä, näkyvillä olevassa osassa sijaitsee sisäänkäynnin lisäksi ilmanvaihtokoneet, sekä ohjauslaitteet (kuva 12). Pumppaamo on vesilaitoksen tuorein ja nykyaikaisin ja se otettiin käyttöön vuonna 2012.

Pumppaamon tietoja selvitettiin yhdessä Samin kanssa. Joensuun Veden arkistoista löytyi pumppaamon rakennusaikaiset suunnitelmat sekä yksityiskohtaiset piirustukset. Suunnitteluvaiheen tiedoista ilmeni, että pumppaamon maksimivirtaamaksi oli suunniteltu 900 m<sup>3</sup>/h ja keskimääräiseksi vuorokausivirtaamaksi 208 m<sup>3</sup>/h. Pumppaamon suunnitteluasiakirjoista selvisi myös geodeettinen nostokorkeus, joka on 13,3 m ja kokonaisvastapaine (yhden pumpun käytöllä) n. 16 mvp, kun kolmen pumpun yhteiskäytöllä kokonaisvastapaine on n. 28 mvp.

Vuoden alussa alkaneista koronarajoituksista johtuen tuon kesän työharjoittelu osaltani peruuntui, tästä syystä olin nähnyt mahdollisuuden suorittaa opinnäytetyön kesän aikana. Aloitin tilaamalla Pullin Virtaustekniikka -kirjan, jota aloin innolla selailemaan. Pumppaamolle oli odotettavissa ohjausjärjestelmän muutos, jonka tuli valmistua kesän 2020 aikana. Jäin odottamaan ohjelman vaihtumista, koska muussa tapauksessa tietojen kirjaaminen pumppaamolta olisi ollut manuaalista mittarin lukua ja istuskelua tuntikausia pumppaamossa. Tuolloin pumppaamo ohjattiin Aquarex-ohjelmalla. Ohjausjärjestelmän muutostyöt venyivät ja elettiin jo marraskuuta, kunnes ensimmäiset mittaustulokset saatiin tallennettua uudella järjestelmällä. Ohjausjärjestelmä oli vaihtunut Misonet-ohjelmaan. Uuden ohjelman avulla pumppaamoilta saataisiin ajantasaisempaa tietoa ja pystyttäisiin tallentamaan, sekä seuraamaan pumppaamon toimintaa monipuolisemmin. Tietoja pääsin tarkastelemaan kuitenkin vasta vuoden 2021 alkupuolella, koska loppuvuosi oli ollut kiireinen muiden koulutehtävien ja toisella paikkakunnalla alkaneen työharjoittelun takia. Aikataulu oli venynyt kaikkiaan yli 6kk. Muutostyön valmistumisen viivästyminen sotki opinnäytetyön valmistumisen aikataulua. Ensimmäinen tavoite työn valmistumiselle oli syyskuu 2020.

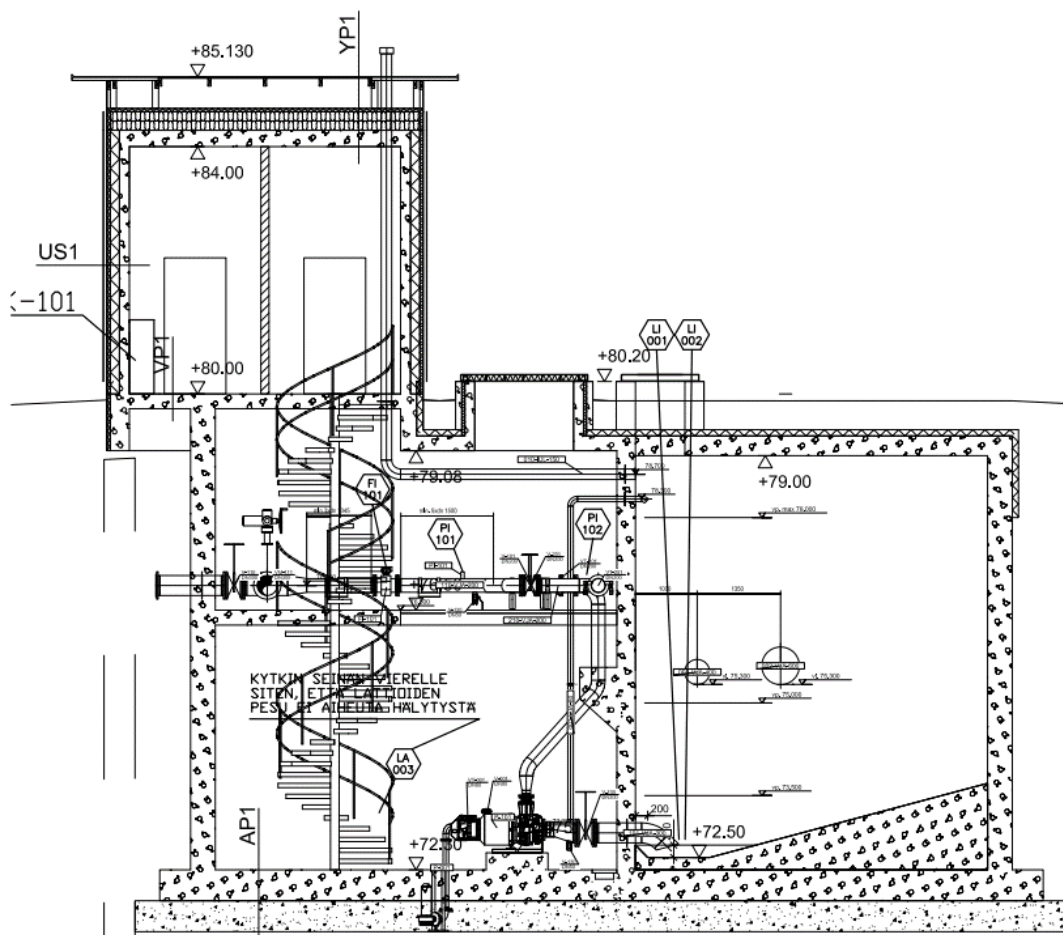
Pumppaamoon sijoitettujen pumppujen yksityiskohtia tiedustelin sähköpostilla pumpputoimittaja Lining Oy:n Kari Tamsilta. Kari oli avulias ja vastasi nopeasti tiedusteluihini. Karin kautta selvisi, että pumpput ovat Hidrostaal F06G-EMN3R + FE030X4 -pumppuja, joissa on 90 mm läpäisykyvyn omaavat juoksupyörät. Yksittäisen pumpun maksimi teho on 30 kW, virtaaman säätöalue 40–83 l/s (32–48



Hz), keskimääräinen tuottopiste 58 l/s ja hydraulinen hyötysuhde 77 %. Karin kautta löytyi mm. yksilöity pumppukäyrä, sekä pumpun tekniset tiedot (liite 2 ja 3). Edellä mainituilla tiedoilla, sekä affiniteettisääntöjen (kohta 5.1) mukaisesti pystyttiin tarkastelemaan pumpun kierroslukuja, tuottoa ja nostokorkeutta, sekä tehonkulutusta muutetuilla taajuuksilla.

Pumppuja ohjataan taajuusmuuttajalla ja taajuutta säädetään pinnankorkeustiedon perusteella, asetetuilla vakiotaajuuksilla. Mittausjaksolta saamieni tulosten perusteella, pumppaus on käynnistynyt pinnan korkeuden ollessa 233 cm ja seisahtunut kun pinta saavuttaa 179 cm. Pumput ovat kuiva-asenteisia keskipakopumppuja ja ovat kytketty rinnan kahdeksi pumppupariksi, joissa kummallakin on oma painelinjansa (liite 1). Pumppuja on mahdollista käyttää yksin, pareittain tai kolme pumppua yhtä aikaa. Mittausjaksolla pumput olivat ohjelmoitu käynnistymään vuorotellen (P1, P2, P3, P4, P1...). Käynnistystaajuudeksi oli asetettu 47 Hz, taajuutta pudotettiin säiliönpinnan laskiessa 44 Hz saakka.

Mittaustiedot järjestyivät hienosti Mipro oy:n automaatio suunnittelijoiden Jere Kurvisen, sekä Tommi Auvisen toimesta. Mipro oy hallinnoi Misonet-ohjelman toimintoja ja heidän kauttaan sain halutut mittaustiedot tallennukseen, tiedot he lähettivät minulle sähköpostilla. Tunnusluvun tarkasteluun pyytämiäni tietoja olivat: pumppujen painemittaukset (bar), virtausnopeudet (l/s), pinnakorkeusanturin tiedot (cm), sekä moottoreilta taajuudet (Hz), pyörimisnopeudet (rpm) ja lähtötehot (%kW). Mittausajankohdaksi valikoitui 2.-9.2.2021. Mittausjakso oli 7 vrk:n mittainen, josta tallentui hetkelliset tiedot 10 sekunnin välein. Mittaustapahtumia tuli selattavaksi n. 65 000 kappaletta. Koska mittausjakso ajoittui talvelle, voitiin pumppaamon olettaa toimivan normaalin tilanteen mukaisesti. Mikäli mittausajankohta olisi ollut myöhemmin keväällä, olisi verkostossa todennäköisesti virrannut myös paljon lumien sulamisesta johtuvia hulevesiä, joita voidaan pitää poikkeustilanteina, joskin enustettavina sellaisina.



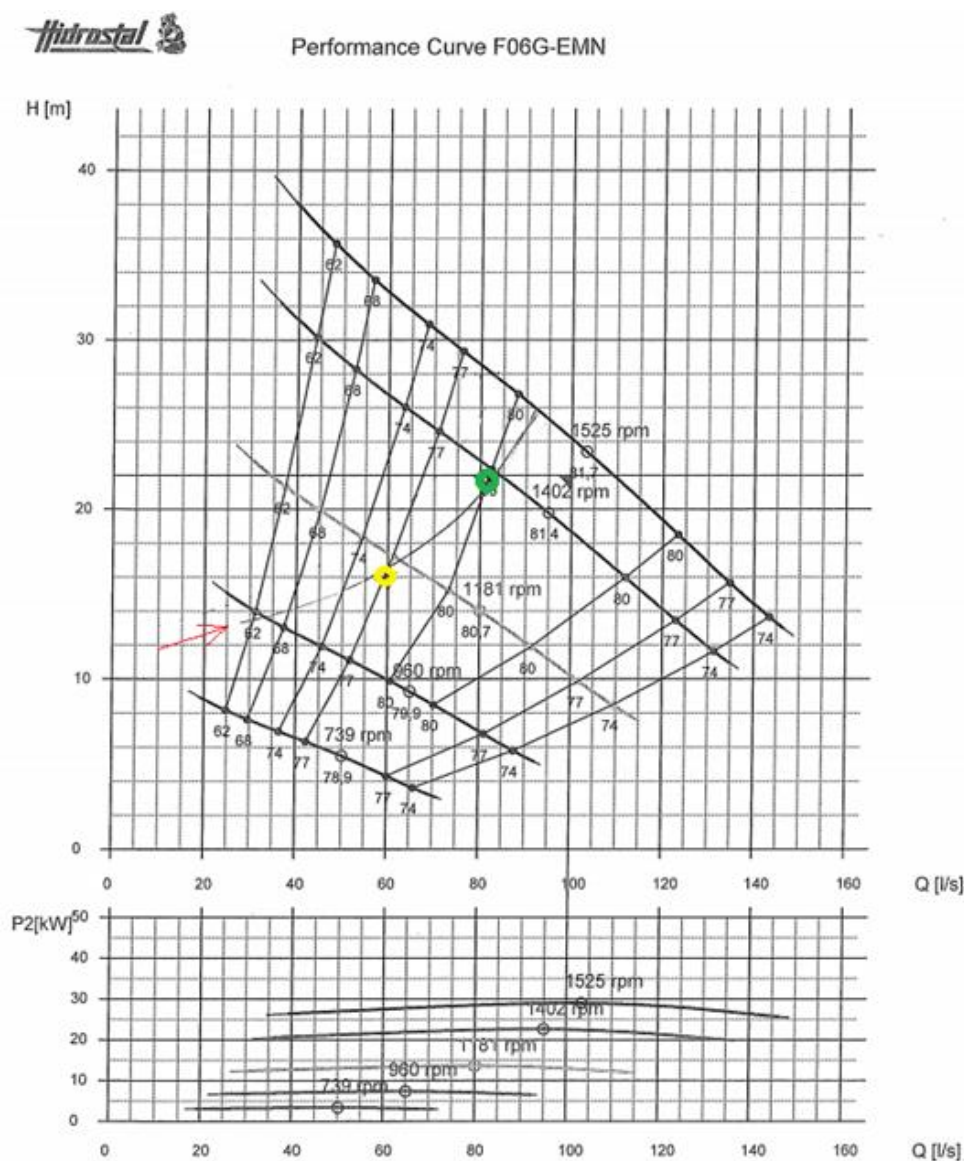
Kuva 12. Penttilänranta JVP2-jätevesipumppaamon periaatekuva. (Nygren 2021)

Kuvasta 12. voidaan havaita pumppaamorakennuksen sijaitsevan lähestulkoon kokonaisuudessaan maanpinnan (+80.00) alapuolella. Pumput sijaitsevat vierekkäin rivissä lattiatason tuntumassa aivan jätevesisäiliön seinän vieressä (liite 5). Jätevesisäiliön kalteva pohja viettää pumppujen suuntaan, jotta saka saadaan ohjattua paremmin pumppuille, eikä se pääse kerääntymään kerrokseksi säiliön pohjalle. Säiliön seinässä näkyvät tuloputket korossa +75.300. Hieman näiden putkien alapuolella sijaitsee pumppauksen käynnistysraja. Mikäli vedenpinnan annettaisiin kohota tuloputkien tasolle, se aiheuttaisi tulvimista etukaivoissa, sekä mahdollisia ylivuodon riskejä. Leikkauskuvassa nähdään painemittaukset PI 101 ja P1 102, sekä näiden välissä sijaitseva takaiskuventtiili. Virtausmittaus FI 101 sijaitsee kuvassa painemittauksen PI 101 vasemmalla puolella.

Penttilänrannan energiankulutuksen pystyin tarkistamaan suoraan Pohjois-Karjalan Sähkön internet-sivuilta, sieltä sain katsottua myös energian hinnan, keskihinnaksi vuoden 2021 laskujen perusteella muodostui 3,9775 c/kWh (OmaPKS 2021). Carunan siirtohinnot sain sähköpostin välityksellä Samilta, joista laskin vuoden 2020 laskujen perusteella keskihinnaksi 6,00 c/kWh (Nygren 2021). Hinnoissa on mukana 24 % ALV, sekä kuukausimaksut. PKS:n tietojen perusteella pumppaamon energiankulutus oli ollut 130 613 kWh vuonna 2020 ja 124 007 kWh vuonna 2019. Vuoden 2019 aikana pumpattun vesimäärän mukaan pumppauksen ominaisenergiankulutus on 0,064 kWh/m<sup>3</sup>. Ominaiskulutus on laskettu vuoden 2019 energiankulutuksen, sekä kyseisen vuoden virtaama tiedolla, joka saatiin vanhemman Aquarex-ohjelman tiedoista vuoden 2020 keväällä. Vuoden 2020 virtaama tiedot ovat osittain kadoksissa ohjelmamuutoksesta johtuen, joten vuosien ominaiskulutuksia ei päästä suoraan vertailemaan. Aquarexin mittauksen mukaan virtaama pumppaamolla oli ollut vuoden 2019 aikana

1 943 866 m<sup>3</sup>, joka vastaa keskimäärin 5460 m<sup>3</sup>/vrk. Tämä on lähellä pumppaamolle suunnitellun keskimääräisen virtaaman (208 m<sup>3</sup>/h) arvoa. Pumppaamon valmistumisen jälkeen alueelle on rakennettu useita kerrostalokokonaisuuksia, sekä muuta asutusta. Suunnittelussa oli huomioitu kasvavan alueen kasvavat jätevesivirtaamat, ja edellisten lukemien perusteella virtaamien arvioinnit näyttävät osuneen oikeaksi.

Aikaisemmin mainitsemani geodeettinen nostokorkeus ja tiedot putkiston vastuksista antoivat mahdollisuuden vertailla putken kokonaisvastusta H (kohta 3.2.3.) pumpun ominaiskäyrään. Pumppaamon suunnittelussa käytetty vastuskäyrä löytyi eräältä Joensuun kaupungin verkkolevyiltä. Putkiston vastuskäyrä oli piirretty pumpun Q-H taulukkoon eräässä pumppujen tarjousesityksessä, jota käytin myös omien tulosten tarkastelussa. Pumpputarjouksesta löytynyt vastuskäyrä on esitetty kuvassa 13.

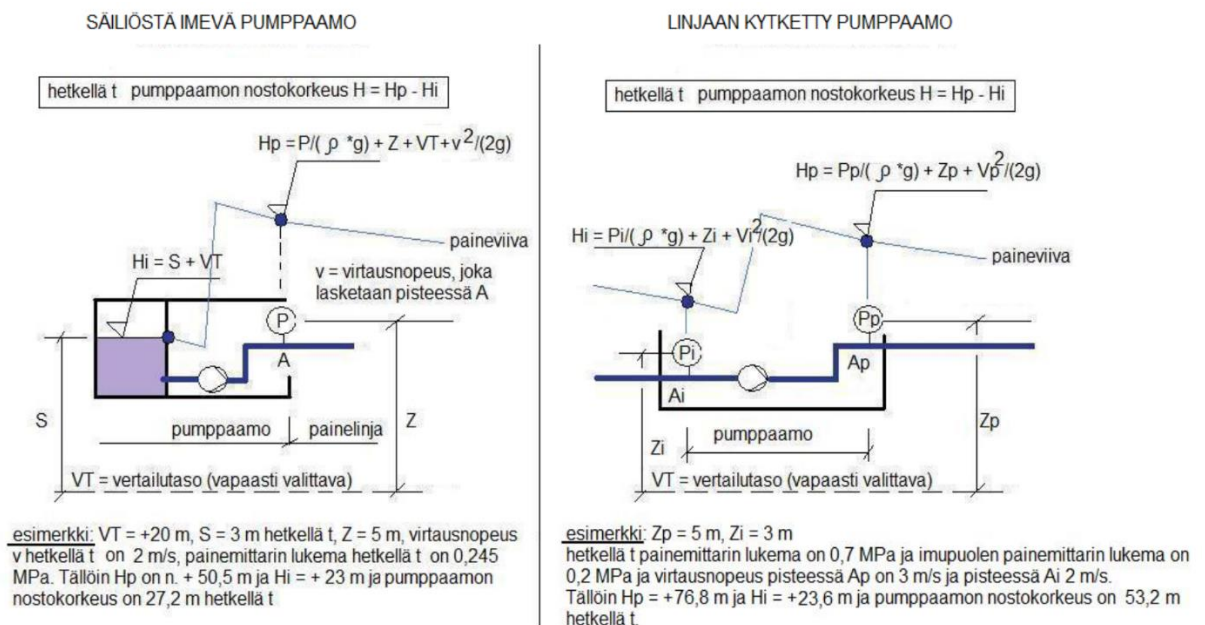


Kuva 13. Putkiston vastuskäyrä merkattu kuvaan punaisella nuolella, käyrällä nähdään yhden pumpun virtaamien mukaiset vastinpisteet, ensimmäinen H 16 (mvp) kohdalla (keltainen piste), joka kuvaa keskimääräisen tuoton kokonaisvastapainetta ( $\eta$  77 %) ja toinen (vihreä merkki) yksinään käyvän pumpun maksimi kokonaisvastapainetta piste H 22 (m) ( $\eta$  80 %).

## 7.1 Energiätehokkuustarkastelun tulokset

Mittausjakson tietojen saavuttua aloitin ensimmäiseksi tarkastelemaan pumppujen käynnistystiheyksiä. Huomasin että pumput käynnistyivät mittausjaksolla keskimäärin 84 kertaa vuorokaudessa, joka tarkoittaa käynnistystiheyden olevan noin 4 kertaa tunnissa, joka on huomattavasti kohdassa 3.1.1 mainitsemani suosituksen alapuolella. Toisaalta suositus on vuoden 1985 oppaasta, jolloin taajuusmuuttajaohjaus ei vielä ollut kovin yleistä, joskin pumppujen ylimitoitus oli myös tavanomaista. Tarkastelujakson pumppaukset olivat kestoltaan noin kymmenestä minuutista jopa yli tunnin mittaisia. Pumppujen käynnistyminen vuorotteli ohjelmoitua järjestystä, alkaen P1, P2, P3, P4 ja jatkaen edelleen P1, P2 ... Pitkäkestoiset pumppaukset ajoittuivat selkeästi ilta-aikaan, jolloin kotitaloudet käyttävät enemmän vettä, aamuyön tunneilla oli selkeästi pidempiä jaksoja pumppausten välissä. Tarkastelujaksolla ei ollut yhtään tilannetta, jossa pumput olisivat käyneet yhtäaikaaisesti, joten tarkasteluakin on suoritettu yhden pumpun tuottojen perusteella. Yhdenaikaista käyntiä olisi voinut ilmetä, jos yhden pumpun tuotto ei olisi riittänyt laskemaan pinnankorkeutta, tällöin avuksi olisi käynnistynyt toinen pumppu tai jopa kolmas, ellei pinta edelleenkään laskisi. Näitä tilanteita on varmasti tälläkin pumppaamalla keväisin lumien sulaessa ja mahdollisesti syksyisin rankkasateiden ansiosta.

Kokosin mittauksiedot yhteen Excel-tilukkuun ja aloin laskemaan kohdassa 6.1 esiteltyjä ETpun edellyttämiä suureita. Kuvassa 14 on hyvä esimerkki laskennassa käytettävän nostokorkeuden määrittämiseksi, sekä havainnoitu esimerkein erilaisten pumppaamotyyppien nostokorkeuksien määrittämisestä. Työssäni käytetään vasemmanpuoleista toimintatapaa, koska kyseessä on säiliöstä imevä pumppaamo.



KUVA 14. Nostokorkeuden määrittäminen pumppaamalla ETpu-menetelmällä arvioitaessa (Pulli 2018, 282)

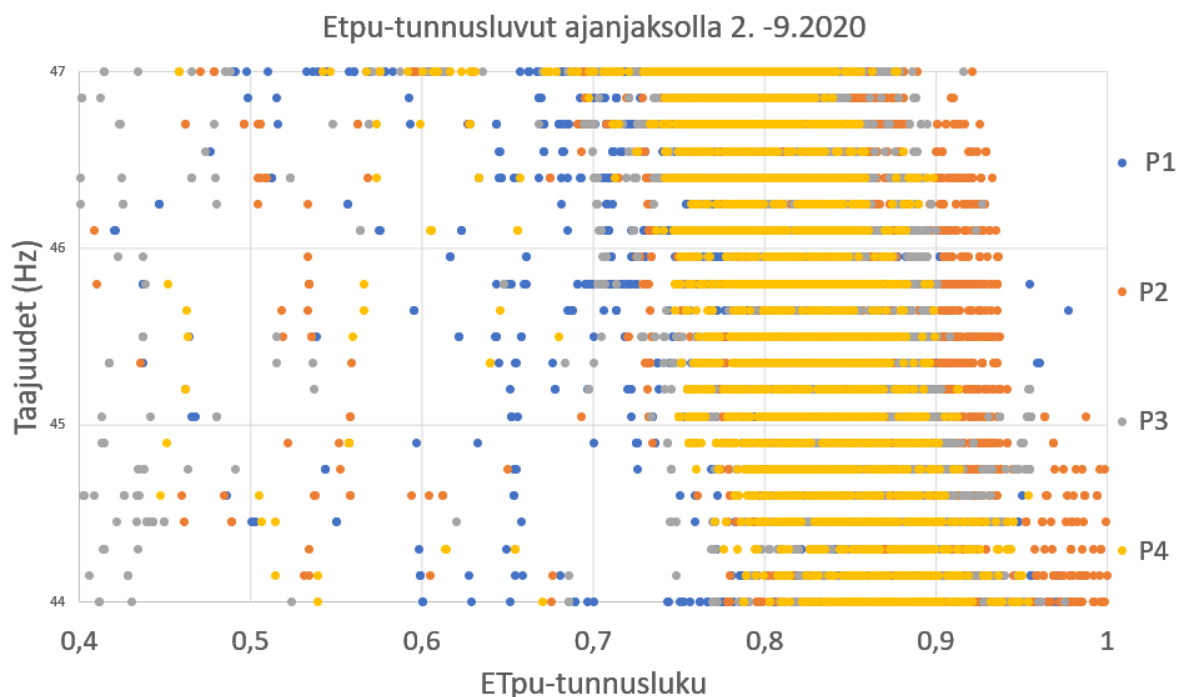
Vertailukoroksi VT valitsin pumppaamon lattian korkeusaseman (+72,300) ja painemittarin koron Z sain leikkauspiirrokselta (+76,500). Pumppaamon imupuolen painekorkeuden ( $H_i$ ) sain lisäämällä säiliön pinnankorkeustiedon (mittatieto) vertailutasoon (lattianpinta) kullakin ajanhetkellä t. Painekorkeuden  $H_p$  sain laskettua kaavan 12 avulla, johon virtaustiedon (l/s) ja paineen (MPa) sain mitaustiedoista. Mitattu paine oli baareina (bar), joten se tuli muuttaa laskua varten megapaskaleiksi

(MPa). Nämä tiedot selvitettyäni pystyin laskemaan mittaushetkelle vesitehon kaavalla 10. Tästä saatua tulosta vertasin pumppaamon käyttämään sähkötehoon mittaushetkellä. Sähköteho oli mitattu tieto, joka saatiin taajuusmuuttajalta prosentteina maksimi tehosta (%kW). Pumpun maksimi teho oli 30 kW. Kaavalla 11 sain selvitettyä pumppaamon hyötysuhteen ( $\eta_{pas}$ ) jokaiselle 65 000 mittaushetkelle. Pumppujen paras hydraulinen hyötysuhde ( $\eta_{pka}$ ) oli 79,6 % ja vertaamalla sitä laskettuun pumppaamon hyötysuhteeseen ( $\eta_{pas}$ ) kaavan 13 mukaisesti, sain määritettyä kullekin mittaushetkelle energiatehokkuuden tunnusluvun ETpu.

Tunnusluvun on oltava välillä 0–1 tai muuten laskennassa on virhettä. Huomasin tuloksista huomattavasti suurempiakin arvoja kuin 1 ja tätä virhettä selvittäessäni totesin niiden muodostuvan pumppausten aloitus- ja lopetustilanteissa. Molemmissa tilanteissa nämä virheelliseksi luokittelemani tulokset johtuivat taajuusmuuttajalta tulleisiin poikkeaviin taajuusarvoihin. Käynnistystaajuus oli asetusten mukaisesti 47 Hz ja pysäytystaajuus 44 Hz, mutta pumpun käynnistyessä ja pysähtyessä mitaustiedoksi saattoi kirjautua myös tätä huomattavasti pienempiä lukuja, kuten välillä 1–20 Hz tai pelkästään tasaista 50 Hz: ä. Tarkastelua varten olen jättänyt kyseiset taajuudet huomioimatta.

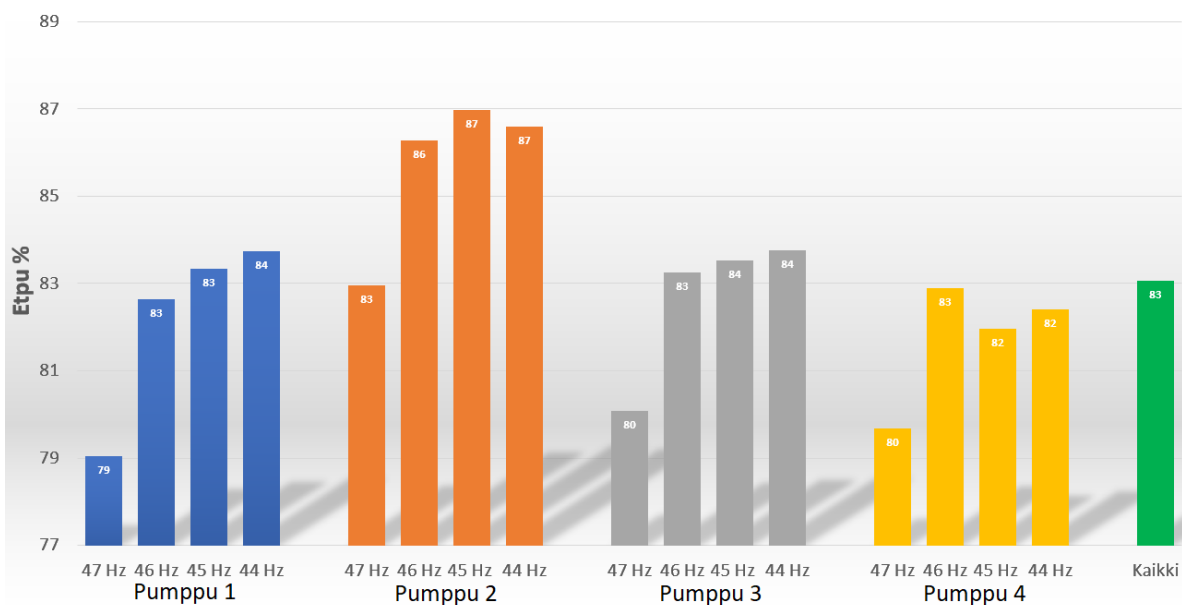
ETpu-luvut olivat selkeästi heikompia pumppauksen käynnistystilanteissa. Vaikka pumpun kierrokset olivat jo sille asetetun taajuuden mukaiset, saattoi virtauksen alkamisesta havaita viivettä, tämä johtui massan hitaudesta, jota voidaan perustella mekaniikan peruslain II mukaan: kiihdyttämiseen tarvittava voima on suoraan verrannollinen aineen massa. Tällaisia viiveitä oli useammassa mittaustilanteissa ensimmäisten 0–20 sekunnin aikana. Näistä tilanteista siis rekisteröityi käytetty teho huomattavasti suuremmaksi suhteessa mitattuun virtausnopeuteen. Ilmiö on havaittavissa selkeästi kuvassa 15, josta nähdään satunnaisia heikkojakin ETpu-lukuja. Tämä tapahtuma on kuitenkin normaali pumppauksessa tapahtuvaa ilmiötä, joten näiden tilanteiden oli hyväksyttävä olla mukana tarkastelussa. Myös pysäytystilanteissa ilmeni saman kaltaisia tilanteita, vastaavasti virtausnopeuksia rekisteröityi, mutta pumppu ei enää pyörinyt. Näistä johtuvia arvoja pyrin vähentämään poistamalla 0 Hz taajuudet analyysistä, koska näissä tilanteissa energiatehokkuus oli ”liian hyvä” massan virrassa ilman rekisteröityä tehoa.

Kuvassa 15 on esitetty tarkastelujakson ETpu-tunnuslukuja, kaaviosta on poistettu aikaisemmin mainitsemani virheelliset taajuudet. Kuvasta nähdään, kuinka pumppaamon kokonaistehokkuus on asetunut pääsääntöisesti tyydyttävän (0,7) ja erinomaisen (0,9) välille, ollen keskimääräisesti tasolla hyvä (0,8). Voidaan myös huomata, kuinka energiatehokkuus paranee matalammille taajuuksille mentäessä.



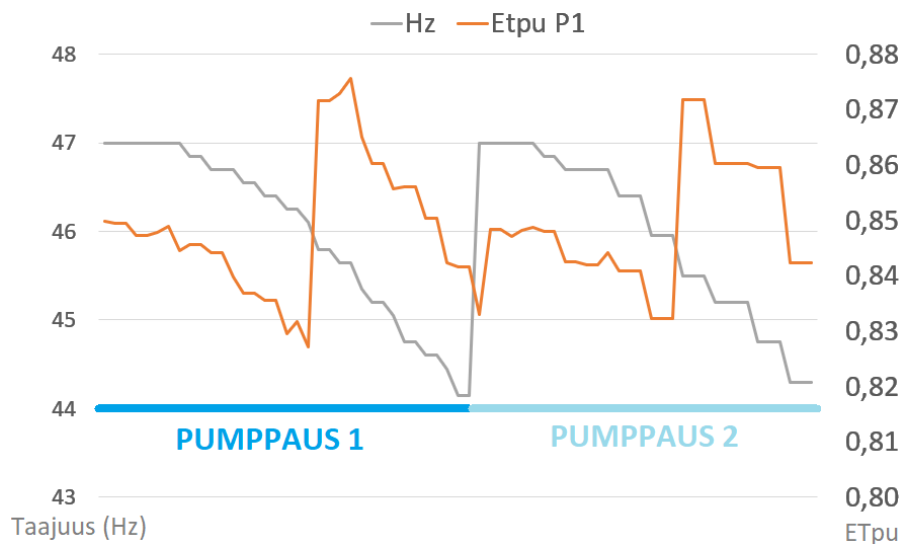
KUVA 15. Tarkastelujakson energiatehokkuustunnuslukuja

Seuraavassa kuvassa (kuva 16) on nähtävissä ETpu-luvut pumppukohtaisesti. Pumppujen tiedot ovat esitetty taajuuksittain, jotta taajuuskohtaiset energiatehokkuudet voitaisiin havaita paremmin. Kuvasta huomataan kuinka pumpun 2 energiatehokkuus on muita pumppuja parempi. Muiden pumppujen tulokset mukailevat kaikkien pumppujen keskiarvoa (kuvassa oikealla). Muiden kuin pumpun 2 tehokkuus on ollut paras, matalimmalla taajuudella ja pumpun 2 energiatehokkuus on ollut huipussaan 45 Hz:n taajuudella. Kaikkien pumppujen tehokkuus on ollut heikoimmillaan käynnistystaajuudella 47 Hz, jota voidaan osittain selittää käynnistymistilanteissa massan liikkeelle saamiseen tarvittavalla suuremmalla energian määrällä.



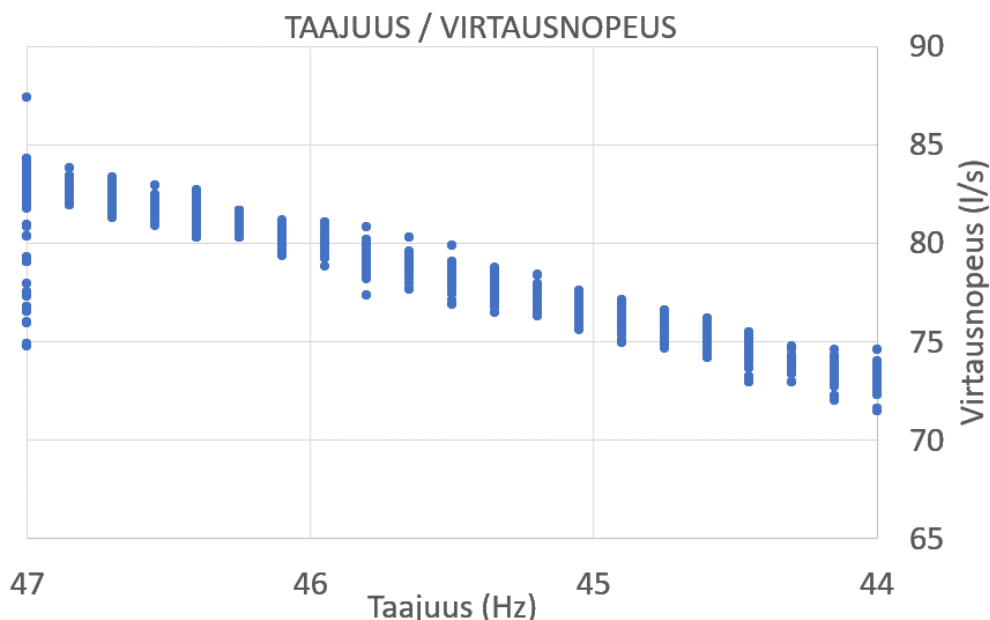
KUVA 16. Pumppukohtaiset energiatehokkuusluvut taajuuskohtaisesti, Kaikki = pumppaamon kokonaisenergiatehokkuuden keskiarvo.

Pumppaustapahtumien lähempi tarkastelu osoitti, että energiatehokkuusluku parani taajuuden vaihtuessa 47 Hz:stä 46 Hz:iin. Tämä oli nähtävissä selkeästi kaikilla pumpuilla ja kaikissa pumppaustilanteissa. Seuraavassa kuvassa nähdään esimerkki (kuva 17), jossa on esitetty otos kahdesta pumpun 1 satunnaisesta pumppaustapahtumasta. Kuvasta nähdään, kuinka taajuus laskee pinnankorkeustiedon mukaisesti ja taajuuden saavuttaessa 46 Hz, energiatehokkuudentunnusluku paranee esimerkiksi noin 0,5 prosenttiyksikköä.



KUVA 17. Kahden satunnaisen pumppauksen tarkastelu: Etpu-luvun selkeä parantuminen taajuuden laskiessa 46 Hz:iin

Edellisestä kuvasta voidaan todeta myös se, että energiatehokkuuden nousu tapahtuu vasta noin pumppaustapahtuman puolivälissä, joten pumppu toimii heikommalla tehokkuudella puolet pumppausjaksostaan. Tehokkuus ei esimerkiksi laske kuitenkaan tyydyttävään tasolle, vaan pysyttelee koko pumppauksen ajan hyvällä alueella (>0,8). Kuvassa 18 on tarkasteltu virtausnopeuden muutosta taajuuden vaihtuessa. 46 Hz:n taajuudella, missä tehokkuusluvun huomattiin edellisen esimerkin mukaisesti paranevan, oli mitattua virtausta n. 80 l/s. Tämä vastaa kuvassa 13 esitettyä yhden pumpun maksimi kokonaisvastapainetta (22 mvp), joka asettuu myös pumpun parhaan hyötysuhteen alueelle.



KUVA 18. Virtausnopeuden muutos taajuuden laskiessa

## 8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tarkastelun kohteena oli Joensuussa sijaitseva Penttilänranta JVP2 -jätevesipumppaamon energiakulutusta on pidetty suurena ja tästä syystä sille haluttiin tehdä energiatehokkuuden tarkastelu. Vastavia tarkasteluja olisi pumppaussovelluksissa syytä tehdä laajemminkin, että pystyttäisiin vastaamaan niin paikallisiin, kuin kansallisiin energiansäästötavoitteisiin. Saatujen mittaustulosten perusteella voidaan todeta JVP2 -jätevedenpumppaamon toimineen mittausjaksolla ETpu-energiatehokkuusarvioinnin mukaan hyvällä tasolla. Mittaustulokset kertovat, että tunnusluku oli mittausjaksolla keskimäärin suurempi kuin 0,8, joten akuuttia korjaustarvetta ei pumppaamon toiminnalle ole. Mittauksista saatiin myös tyydyttäviä arvoja, joiden takia onkin syytä kiinnittää huomiota myös poikkeamiin, parhaimman pumpun toiminnassa ei paljon parantamisen varaa enää olisikaan. On kuitenkin syytä jatkaa pumppaamon toiminnan tarkkailua ja varsinkin virtaamien kasvaessa tasolle, jolla useamman pumpun yhteiskäyttö lisääntyy. Tällöin voi uudelle energiatehokkuustarkastelulle olla taas aihetta. Näitä tilanteita tällä pumppaamolla voidaan olettaa tapahtuvaksi, koska tarkastelujakson keskimääräinen vuorokautinen virtaama on ollut 3984,7 m<sup>3</sup>, tämä tarkoittaisi n. 1 460 000m<sup>3</sup> vuotuista virtaamaa, joka jää lähes 500 000 m<sup>3</sup> vuoden 2019 kokonaisvirtaaman tasosta. Eli mikäli tarkastelujakson virtaamia voidaan pitää ns. normaalina (ns. kuivan ajan) vuorokautisena virtaamana, voidaan keväisten sulamisvesien ja sateiden aiheuttamien hulevesien määrän todeta olevan merkittävä osa pumppaamon kokonaisvirtaamasta. Energiatehokkuuden tarkastelun tulisikin olla jatkuvaa toimintaa ja pyrkiä sisällyttämään ohjauksjärjestelmiin toimintoja, joilla pystyttäisiin seuraamaan kohteen toiminnan tehokkuutta. Tällainen voi olla esimerkiksi tässäkin työssä käytetty ETpu-tarkastelu tai vähintään ominaisenergiankulutuksen seuranta. Silloin pystyttäisiin paremmin tietoisina pumppaamon energiastasosta, sekä pystyttäisiin reagoimaan huoltoa vaativiin tilanteisiin nopeammin.

### 8.1 Pumppujen eroavaisuudet

Ensimmäisenä selkeästi erottuvana poikkeamana voidaan pitää pumpun 2 muita pumppuja parempaa tehokkuuslukua. Tätä varten selvittelin pumppujen huoltohistoriaa. Huoltohistoriasta ei kuitenkaan löytynyt tähän selvää vastausta, eikä liitoksissa, venttiileissä tai putkistossa ole pumpun kohdalla mitään toisista poikkeavaa. Mahdollinen selitys voi löytyä pumpun sisältä, pesän ja juoksupyörän välisestä säädöstä. Tämä kannattaakin ottaa selvityksen alle seuraavan huollon yhteydessä, kuten muutenkin verrata pumppujen rakennetta toisiinsa, jos sieltä löytyisi selitys tehokkaammalle toiminnalle. Pumput ovat rakenteeltaan identtisiä, ainakin teoriassa. Joten pumppujen mekaanisten säätöjen saaminen toisiaan vastaavalle tasolle parantaisi myös pumppaamon kokonaisenergiatehokkuutta. Jos kaikki pumput saataisiin toimimaan samalla tehokkuudella, tulisi pumppuja pyrkiä ajamaan mahdollisimman paljon 45 Hz taajuudella. Kuten kuvasta 16 havaittiin pumpun 2 tehokkuuden olevan tuolloin parhaalla tasolla ja muiden taajuuksien heikentävän tulosta. Mikäli kaikki pumput toimisivat kuten pumppu 2 on toiminut, nostaisi se pumppaamon kokonaistehokkuuden 83 %:sta 86 %:iin.

Pumppujen käynnistystiheydet olivat suhteellisen matalat, suurin vuorokautinen käynnistymisten määrä oli 100 kertaa, joka tarkoittaa noin 1/h/pumppu. Tämä ei ole paljoa, mutta kuitenkin käynnistystilanteet ovat niitä, joissa energiatehokkuus kärsii. Pysähdyksissä olevan vesimassan liikkeelle saamiseksi tarvittava energiamäärä on merkittävästi suurempi kuin mitä tarvitaan sen pitämiseen



jatkuvassa liikkeessä. Tämän tarkastelujakson virtaamilla jatkuvaan pumppaukseen tarvittaisiin pumppu, jonka paras hyötysuhde saavutettaisiin 46 l/s tuotolla. Nykyisillä pumpuilla ei näin matalia virtaamia pystyttäisi toteuttamaan. Pienempi tuottoisella pumpulla saataisiin aikaiseksi jatkuva virtaus ja suuremmat pumput voisivat toimia tukena virtaamien kasvaessa. Sulamisvesien aiheuttamia virtausmääriä olisikin hyvä tarkastella, jotta voitaisiin varmistua suurimman pumppaustarpeen tilanteista. Pumppaamon maksimi kapasiteetti kolmella pumpulla on 250 l/s, joka voi teoriassa riittää sulamis- ja sadevesien aiheuttamiin virtaamiin, mikäli ne jäävät alle 900 m<sup>3</sup> vuorokaudessa. Ajankohtaan nähden näitä virtaamia olisi ollut mahdollista tarkastella tässäkin työssä, mutta se ei aikataulun puitteissa kuitenkaan ollut enää mahdollista. Mikäli virtaamat pumppaamolle olisivat tasaiset ja vastaisivat edellisten vuosien kokonaisvirtaamia (n. 2 milj. m<sup>3</sup>/a), saattaisi tasaisen pumppauksen mahdollisuus nykyisillä pumppuvalinnoilla myös olla mahdollinen, keskimääräisen pumppaustarpeen ollessa tällöin n. 62 l/s, joka vastaa yhden nykyisen pumpun keskimääräistä tuottoa. Kuitenkin tiedetään, että virtaamat vaihtelevat kausittain, joten tasaisen pumppauksen järjestäminen ei käytännössä ole tämänhetkisinä pumppuvaihtoehdoilla mahdollista.

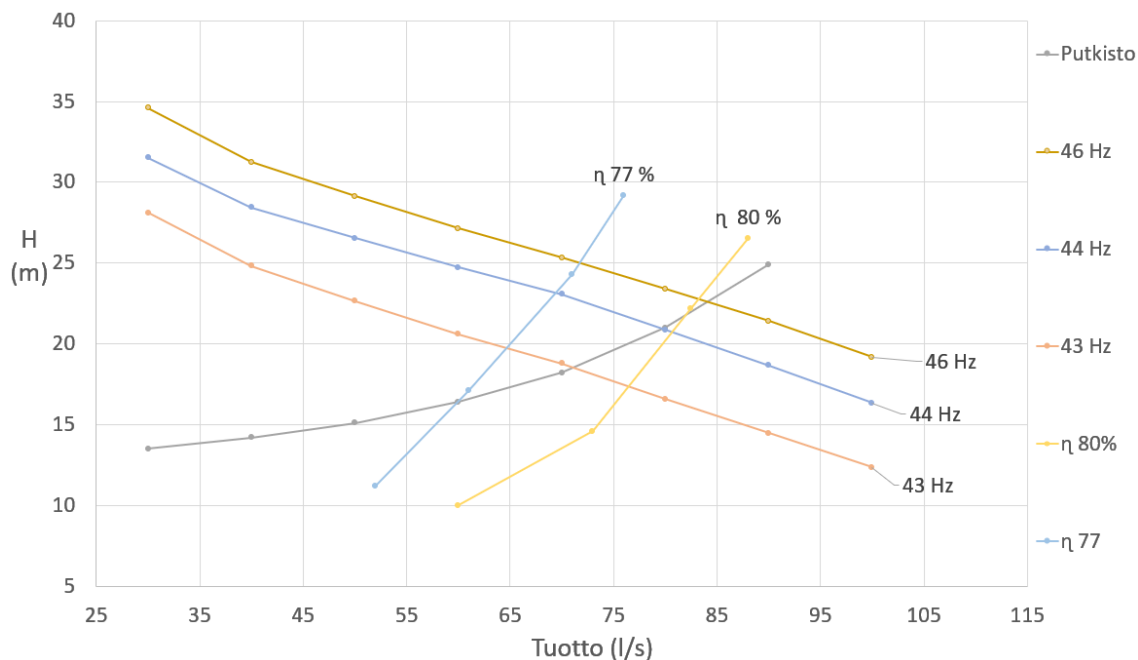
## 8.2 Nostokorkeus

Yksi pumppaamoiden energiatehokkuuteen vaikuttava tekijä on nostokorkeus. Pelkästään nostokorkeutta pienentämällä on mahdollista saavuttaa huomattaviakin energiansäästöjä. Geodeettiseen nostokorkeuteen voidaan vaikuttaa säiliöllisissä pumppaamoissa helposti pinnankorkeutta säätämällä tai purkuputken pään korkeusasemaa muuttamalla, tällöin korkeusero pintojen välillä kapenee ja pumppaukseen tarvittavan energian määrä pienenee. Penttilänrannan pumppaamon nostokorkeuden muuttaminen ei ole mahdollista, ainakaan pumppaamon päässä. Pinnankorkeus on korkeammillaan lähellä pumppaamon tuloputkien korkotasoa, pintaa nostamalla vain aiheutettaisiin tulokaivoissa tulvimista ja riski jäteveden huuhtoutumisesta ylivuotoputkea pitkin Pielisjokeen.

## 8.3 Kierroslukusäätö

Kierroslukusäädöllä on mahdollista muuttaa pumpun toimintapistettä hyötysuhteen kuitenkin kärsimättä. Tässä tarkastelussa on kiinnitetty huomiota pumpulle ohjattaviin taajuuksiin ja mitä tuloksissa jo todettiin, että taajuudella 47 Hz energiatehokkuus oli heikoimmillaan, jota perustelinkin jo aikaisemmin myös massan hitaudella. Kuitenkin pumppausjaksoissa toistui sama ominaisuus joka kuvassa 17 esiteltiin, eli tehokkuuden parantuminen pumppauksen aikana, kun taajuus putosi 46 Hz:iin. Tämä ominaisuus nähdään myös kuvassa 19. Toimintapiste löytyy (kuvassa vihreä rengas) verkoston vastuskäyrän ja pumppukäyrän leikkauspisteestä. Tähän pisteeseen osuu myös pumpun tuottokäyrä 46 Hz taajuudella. Tuossa pisteessä pumpun tuotto on n. 83 l/s, nostokorkeuden ollessa n. 22 mvp. Nämä luvut vastaavat pumppaamon mitoitusmateriaaleista löytynyttä (kuva 13) yhden pumpun maksimivastapainetta. Joka selittää sen, että suuremmalla pyörimisnopeudella / taajuudella ei päästä enää hyvälle hyötysuhde alueelle. Tällä perusteella olisi aiheutta mieltä käynnistystaajuuden muuttamista 46 Hz:iin. Edelleen käynnistystaajuus voi näyttäytyä tehokkuusmittauksissa heikompana tehokkuuslukuna, mutta pumppauksen on mahdollista päästä kokonaisuudessaan nopeammin hyvälle hyötysuhdealueelle. Tarkastelujakson matalin taajuus oli 44 Hz. Tarkastelin taajuuksia affiniteettiperiaatteen mukaisesti ja taajuuden ei kannattaisi antaa laskea alle 43 Hz. Laskelmieni mukaan tätä matalammilla taajuuksilla nostokorkeus ei hyvällä hyötysuhteella riitä, kun verkoston

vaatima nostokorkeus yhden pumpun käytöllä on 16 metriä. Tämäkin on nähtävissä kohdassa, jossa vastuskäyrä ja toimintakäyrä kohtaavat 43 Hz:n taajuudella (kuva 19). Muutetut taajuudet on esitetty kuvassa 20, ominaisuudet on laskettu 79,6 % hyötysuhteella.



KUVA 19. Pumpun toimintapiste

Tuotto l/s	Hu	Kierrosliku (r / min)	Hz	Hyöty %
94	19,5	1389	47	79,6
92	18,7	1359	46	79,6
90	17,9	1330	45	79,6
88	17,1	1300	44	79,6
86	16,3	1271	43	79,6
84	15,6	1241	42	79,6
82	14,8	1212	41	79,6

KUVA 20. Affiniteettiperiaatteen mukaisesti tarkasteltuja nostokorkeuksia eri taajuuksille

Pumput kyllä toimivat pienemmilläkin taajuuksilla, mutta mitä kauemmaksi hyvältä hyötysuhdealueelta mennään, sen kuluttavammaksi pumppaus muodostuu. Huonolla hyötysuhteella toimiva pumppu joutuu mekaanisesti kovemmalle rasitukselle ja täten myös kuluttaa enemmän energiaa. Kuvasta 19 voidaan havainnoida myös kuinka paras hyötysuhde (n. 80 %) asettuu taajuuksien 46 ja 44 Hz:n välimaastoon. Kuten pumpun 2 tehokkuuslukuja tutkiessa jo huomattiin, oli paras ETpu-arvo juuri tuossa välimaastossa, eli taajuuden 45 Hz kohdalla. Palaan edelleen aikaisempaan huomiointiin pumpun 2 energiatehokkuuteen, sekä kolmen muun pumpun saattamiseksi vastaavalle tehokkuustasolle. Tällä voitaisiin saavuttaa jo tälläkin hetkellä hyvällä tehokkuusalueella toimivalle pumppaamolle entistä parempi energiatehokkuus. Edellä mainituilla muutosesityksillä pumppujen käynnistystaajuus tulisi todennäköisesti hieman harvenemaan. Tästä johtuen pumppauksien pituus hieman jatkuisi pienentyneen virtaaman johdosta, joka taas vähentää käynnistyksissä tapahtuvaa energianmenetystä ja parantaa näin kokonaistehokkuutta.

#### 8.4 Muutosesitysten tuomat säästöt

Tämän kaltaisessa tarkastelussa on syytä keskittyä tutkimaan myös mahdollisten muutosten tuomia rahallisia säästöjä. Kohdassa 7 esittelin Joensuun Veden energianhintoja kyseiselle pumppaamolle, näiden lukujen perusteella energian kokonaishinta siirtomaksuineen on 9,97 c/kWh. Pumppaamon kuluttama energia oli 130 613 kWh vuonna 2020, joten vuoden kokonaiskuluksi saadaan n. 13 032 €. Mikäli kaikkien pumppujen P1, P3 ja P4 tehokkuus saataisiin vastaamaan P2 -pumppua (86 %) toisi tuo säästöä noin 400 €, huomioimatta pidentyneiden pumppausjaksojen mahdollisesti tuomaa säästöä. Ohjaustaajuuksien muuttaminen 47–46 Hz:iin ja 44–43 Hz:iin tuomaa säästöä ei suoraan saada laskettua, koska ei tarkkaan selvitetty kyseisten taajuuksien osuutta käyntiajoista. Käytetään kuitenkin esimerkkinä 2021 helmikuun kulutuslukemia, sähkönkulutus oli tuolloin 8547 kWh, eli keskimäärin 305 kWh/vrk. Käynnistymisiä pumppaamolla oli keskimäärin 83 kertaa / vrk ja pumppaus-ten kesto n. 10 minuuttia. Tästä saadaan käyntiajaksi n. 13,5 h. Eli tässä tapauksessa pumppu käy noin 55 % vuorokaudesta. Tuosta saadaan yhden pumpun keskimäärin ottamaksi sähkötehoksi 22,1 kW. Mikäli taajuutta pudotetaan 1 Hz, on sen vaikutus (em. taajuuksilla) kulutukseen noin 0,5 kW. Jos oletetaan kaikkien taajuuksien käyntiajat yhtä pitkiksi, voidaan sähkötehosta vähentää molemmat taajuuden pudotukset, joten pumpun ottamaksi tehoksi tulisi 21,1 kWh. Näillä kulutuslukemilla arvioiden, vuotuinen energiansäästö olisi n. 4921 kWh, joka vastaa noin 500 €:n suuruista säästöä vuodessa. Mahdollisten muutosten tuomat säästöt ei pumppaamon kokonaiskulutukseen verrattuna ole kovinkaan merkittäviä, mutta hyvä alku. Pumpun toiminnan jatkuvalla tarkkailulla ja suurempien virtausten aikaisilla tutkimuksilla on mahdollista saavuttaa vieläkin parempia tuloksia. Kyseisen pumppaamon toimiessa keskimäärin hyvällä hyötysuhteella saattaisi olla hyvä keskittyä tarkastelemaan tätä vanhempien pumppaamoiden toimintaa. Alueella sijaitsee useita pumppaamoja, joiden toimintaa arvioimalla voitaisiin saavuttaa kokonaisuuden kannalta suurempia säästöjä.

#### 8.5 Loppuanalyysi

Tämän työn tekemiseen on kulunut aloituksesta nyt lähes vuosi. Aika on ollut haastava, on eletty koronarajoitusten tuomassa muutoksessa ja tänä aikana varmasti ihmiskuntanakin opittu jotain meidän hauraudestamme. Kaikesta huolimatta tämän työn tekeminen on ollut todella palkitsevaa ja opettavaista. Tahtoa ja paloa perehtyä pumppaukseen liittyviin toimintoihin jäi vielä tulevaisuuteenkin. Kuten monesti, aika loppuu kesken ja tulee kiire, kuten tämänkin työn kanssa. Hetkittäin huomasi löytäväni uusia näkökulmia ja tapoja tarkastella pumppujen ja pumppaamon toimintaa. Kaikkia tapoja ja menetelmiä ei tähän työhön saanut, eikä ehtinyt sisällyttää. Vastaavan kaltaiset tarkastelut tulevat lisääntymään lähitulevaisuudessa kiristyvien energiansäästötavoitteiden johdosta. Tulevaisuuden haasteet ympäristön suojelemiseksi ja energiansäästön optimoimiseksi pitävät tulevaisuudenkin insinöörit kiireisinä.

## LÄHTEET

- Auvinen, Tommi ja Kurvinen, Jere. Mipro Oy. Sähköpostikeskustelu 9.-12.2.2021.
- Eu Energy Efficiency 2009. [https://eippcb.jrc.ec.europa.eu/sites/default/files/2019-11/ENE\\_Adopted\\_02-2009.pdf](https://eippcb.jrc.ec.europa.eu/sites/default/files/2019-11/ENE_Adopted_02-2009.pdf). Viitattu 21.4.2021
- Grundfos pumppuakatemia 2014. Pumppaamosuunnittelun perusteet. Verkkojulkaisu. <https://docplayer.fi/25276398-Grundfos-pumppuakatemia-pumppaamosuunnittelun-perusteet.html> Viitattu 2.10.2020.
- Joensuun Vesi. 2021. [www.joensuunvesi.fi](http://www.joensuunvesi.fi). Viitattu 20.4.2021
- Karttunen, Erkki 2003. RIL 124-1 Vesihuolto 1.
- Karttunen, Erkki 2004. RIL 124-2 Vesihuolto 2.
- Karttunen, Erkki 1999. Vesihuoltotekniikan perusteet.
- Metsäalan ammattilehti. 2011. Verkkopalvelu. <https://www.ammattilehti.fi/uutiset.html?3562>. Viitattu 12.10.2020.
- Motiva 2009. Energiatehokas pumppaus. Verkkojulkaisu. [https://www.motiva.fi/files/2419/Energiatehokas\\_pumppausj\\_rjestelm\\_.pdf](https://www.motiva.fi/files/2419/Energiatehokas_pumppausj_rjestelm_.pdf). Viitattu 14.10.2020
- Motiva 2020. Energiatehokkaat pumput. verkkojulkaisu. [https://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat\\_pumput.pdf](https://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat_pumput.pdf). Viitattu 20.4.2021
- Motor Challenge Program 2003–2009. [https://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC58136/reqno\\_jrc58136\\_reqno\\_jrc58136\\_mcp\\_2010\\_report\\_100316\\_03082010.pdf.pdf.pdf](https://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC58136/reqno_jrc58136_reqno_jrc58136_mcp_2010_report_100316_03082010.pdf.pdf.pdf). Viitattu 20.4.2021
- Nygren, Sami 2021. Joensuun Vesi. Tuotantopäällikkö. Yksityinen sähköpostikeskustelu 8.2.2021.
- OmaPKS 2021. <https://oma.pks.fi/eServices/Online/IndexNoAuth>. Viitattu 20.4.2021
- Pat. FI 124877. 2015. Pumppaamon energiatehokkuuden määrittäminen. Pulli, Martti.
- Pulli, Martti 2018. Virtaustekniikka. 3. painos.
- ResearchGate verkkopalvelu 2020. [https://www.researchgate.net/figure/H-Q-pump-curve-system-curve-and-efficiency-curve-for-a-constant-speed\\_fig3\\_270703583](https://www.researchgate.net/figure/H-Q-pump-curve-system-curve-and-efficiency-curve-for-a-constant-speed_fig3_270703583). Viitattu 14.10.2020
- RIL 237-1-2010. Vesihuoltoverkkojen mitoitus ja suunnittelu 2010. Helsinki. Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
- Sarvanne, Hannu ja Borg, Hugo 1985. Sarlin oppopumppukirja.
- Sumper, Andreas ja Baggini, Angelo 2012. Electrical Energy Efficiency: Technologies and Applications.
- Syke 2018. Sjöblom, Heidi. Sadannan mittaaminen. <https://www.ymparisto.fi/download/no-name/%7B12B88D71-4917-4392-9595-BF07C1A92387%7D/76326>. Viitattu 1.10.2020

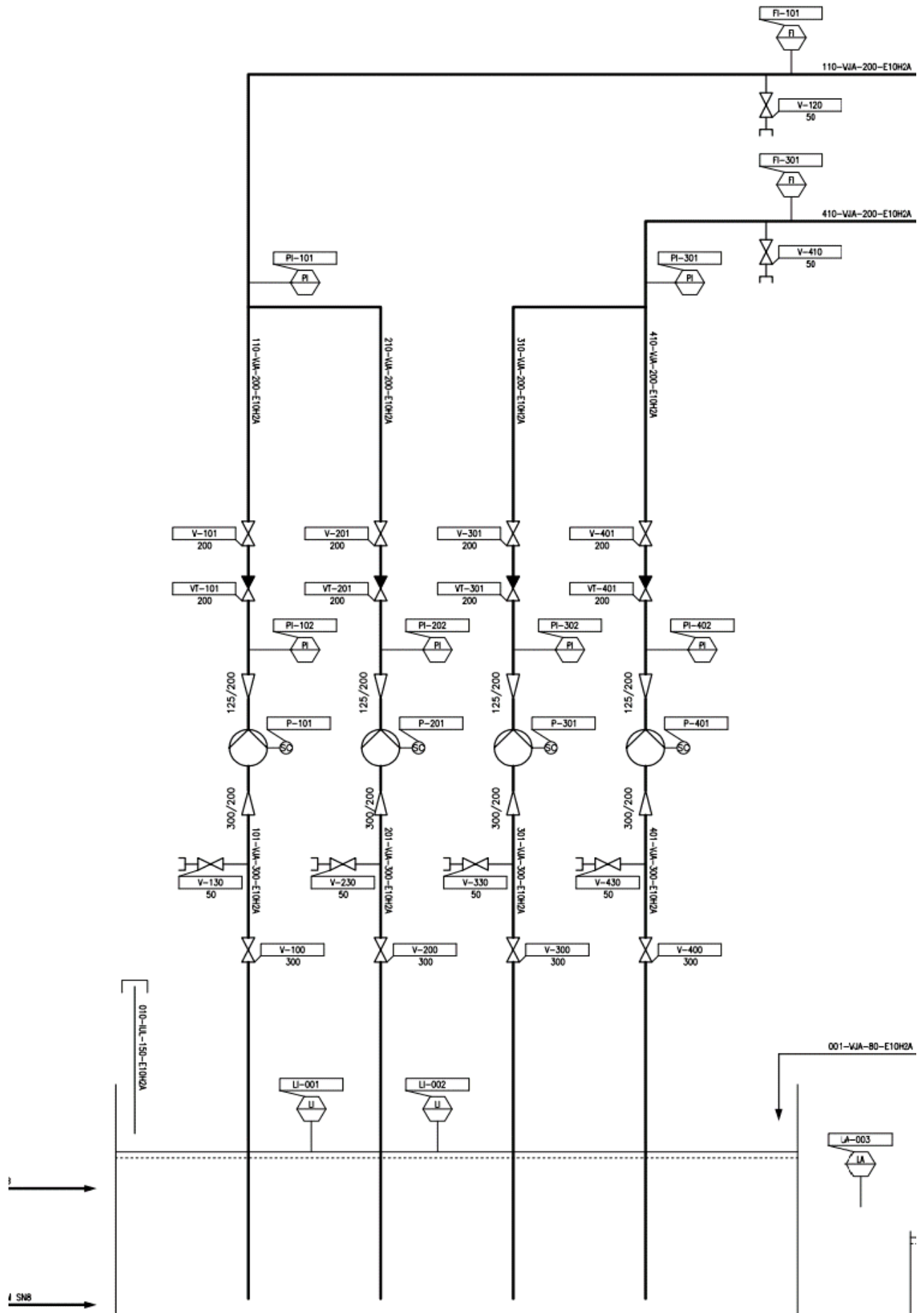
Tamsi, Kari 2020. Oy Lining Ab. Tuoteryhmäpäällikkö. Yksityinen sähköposti sähköpostikeskustelu 22.7.2020.

Ulefos 2020. <https://ulefos.fi/pumput-ja-pumppaamot/>. Viitattu 14.10.2020.

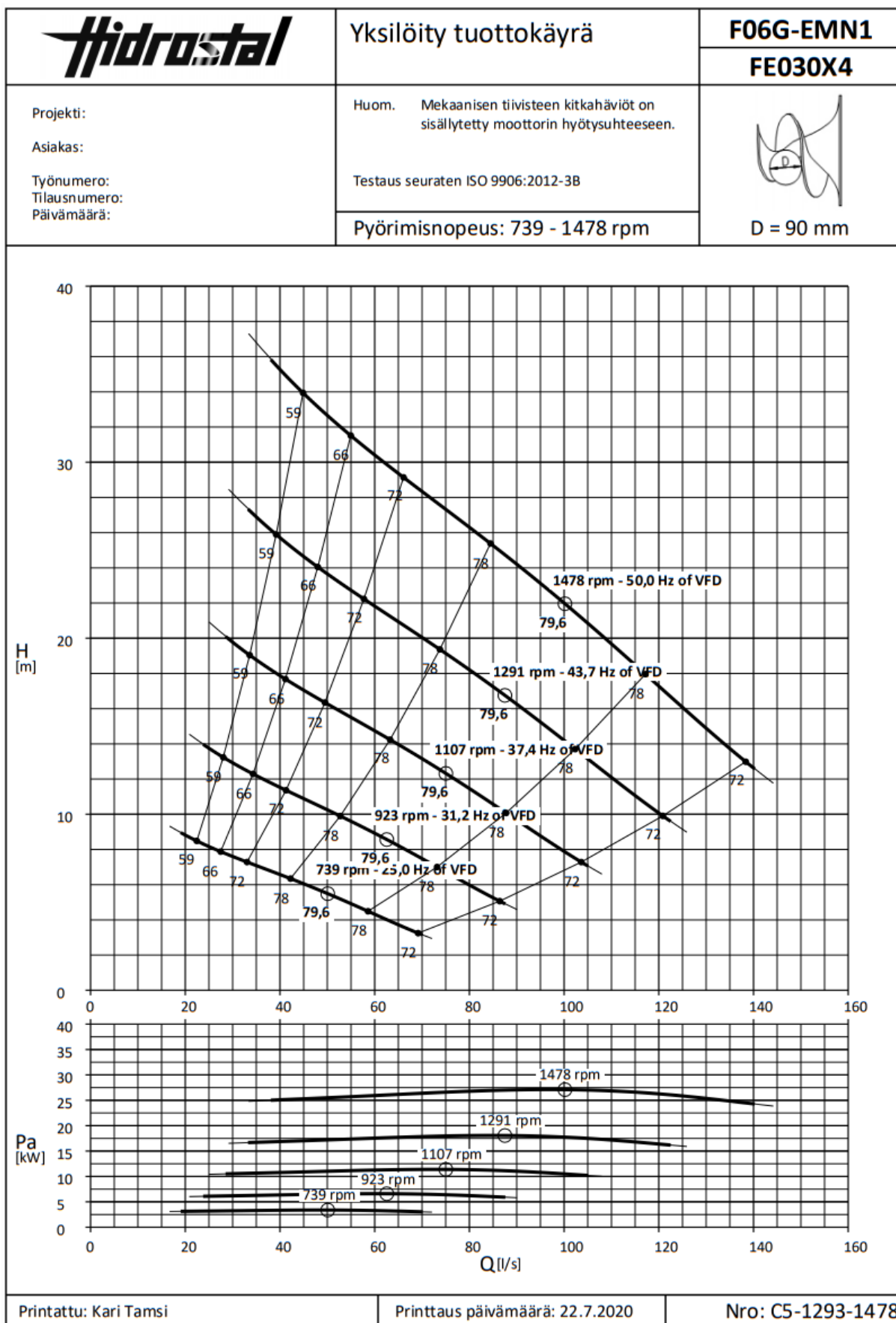
Vesilaitosyhdistys 2020. Monistesarja nro 60 2020. [https://www.vvy.fi/site/assets/files/3479/taloudellisesti\\_ja\\_ympariston\\_kannalta\\_kestava\\_vedenkaytto.pdf](https://www.vvy.fi/site/assets/files/3479/taloudellisesti_ja_ympariston_kannalta_kestava_vedenkaytto.pdf). Viitattu 1.10.2020.

Vesitalous 2018. Lehti 5/2018. [https://www.vesitalous.fi/wp-content/uploads/2018/10/Vesitalous-05-2018\\_nettti.pdf](https://www.vesitalous.fi/wp-content/uploads/2018/10/Vesitalous-05-2018_nettti.pdf). Viitattu 21.4.2021.

## LIITE 1: PENTTILÄNRANTA JVP2 -PUMPPAAMON PI-KAAVIO



## LIITE 2: F06G-EMN1 FE030X4 -PUMPUN YKSILÖITY TUOTTOKÄYRÄ



Printattu: Kari Tamsi

Printtaus päivämäärä: 22.7.2020

Nro: C5-1293-1478

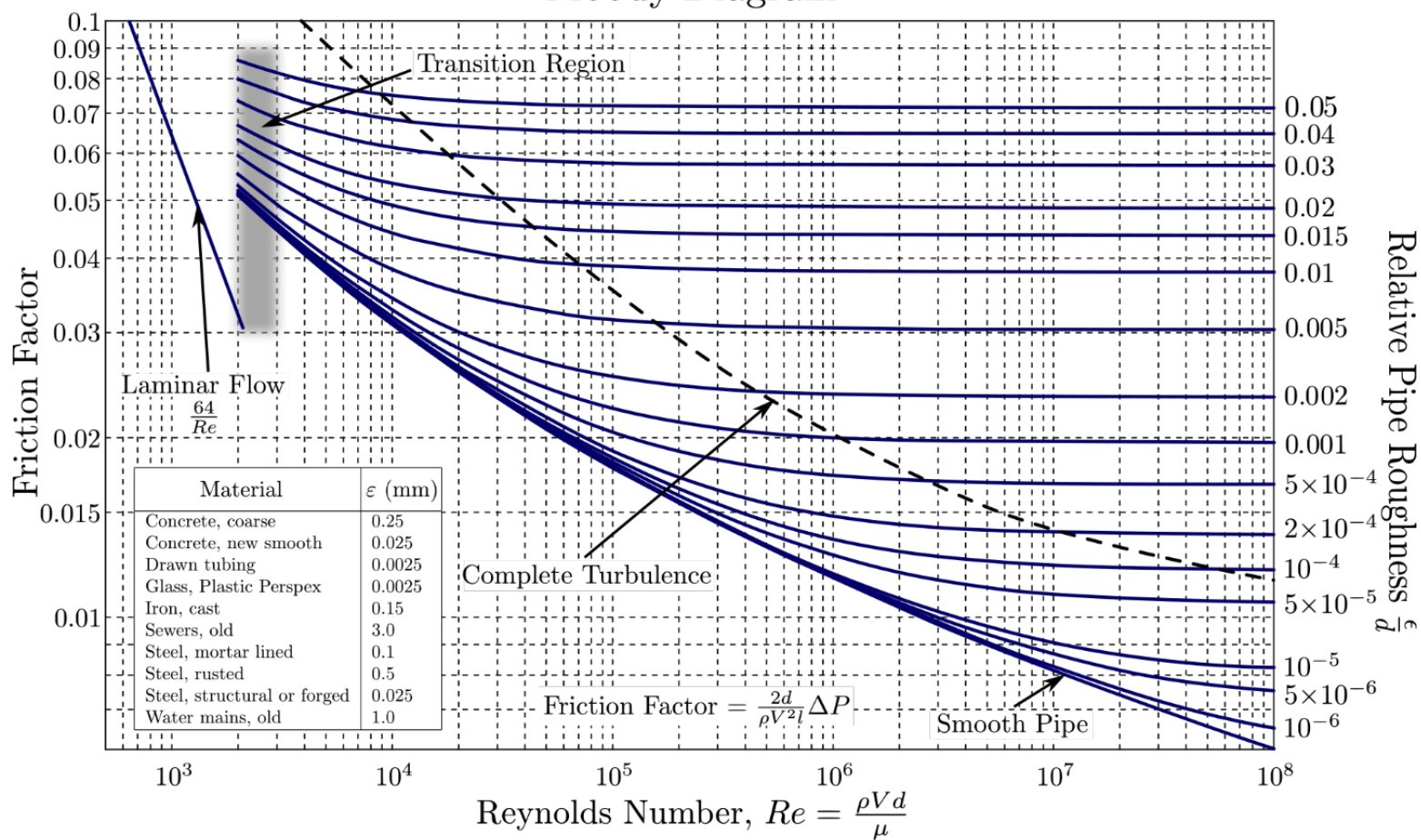
## LIITE 3: PUMPPUJEN TEKNISET TIEDOT

<b>hidrostat</b>		<b>Tekninen erittely Vaipallinen uppopumppu F06G-EMN3R + FEWS4-MSEK1HC + ND1A6VM-10</b>																													
Projekti / Päivämäärä: Asiakas: Työnumero / Tilausnumero: Pumpun nimike:																															
<b>Hydrauliikka</b> Imulaippa: 200 mm Poraus PN 10 Painelaippa: 150 mm Poraus PN 16 Tyyppi: F06G Säädettävä: Kyllä Juoksupyörä: EMN Vapaa läpäisykyky: 90 mm Tarkastusluukku: Kyllä																															
<b>Moottori</b> Tyyppi Hidrostat: FEWS4 - vaipallinen Nimellisteho Pn: 30,0 kW Jännite / Taajuus: 400 V / 50 Hz Pyörimisnopeus: 1465 rpm Nimellisvirta / cos φ: 63,0 A / 0,77 Käynnistysvirta I <sub>A</sub> /I <sub>N</sub> : 7,7 Käämin suojaus: Bimetallikytkin Käynnistystapa: Suora Kaapelin pituus: 10 m Kaapelin tiedot: 4x16mm <sup>2</sup> , Ø26,0mm, 16x1,5mm <sup>2</sup> , Ø19,6mm, 7x1,5mm <sup>2</sup> , Ø13,2mm Kaapelimateriaali / EMC: EPR/PUR / Kyllä Ex-suojattu: Ei Suojattu: IP 68 Eristys: F Vauhtipyörä: Ei Eristetty Rullalaakerit: Ei Öljymäärä: 23,0 l																															
<b>Hydrauliikan materiaali</b> Pumpun pesä: 0.6025 (GG25) Juoksupyörä: 1.4517 (Duplex) Pesän pohja: ~0.9650 (Hidrohård) Seal parts: 0.6020 (GG20) Akseli: 1.4021 (X20Cr13) Ylätiivist: 64 mm / F-Tyyppi - C/SiC Alatiivist: 50 mm / M-Tyyppi - SiC/WC O-renkaat: Nitriliili		Huom. Mekaanisen tiivsteen kitkahäviöt on sisällytetty moottorin hyötysuhteeseen. Testaus seuraten ISO 9906:2012-3B																													
<b>Instrumentointi</b> Öljyanturi: Kyllä Kosteusanturi: Ei Laakerin lämpötila-anturi: Ei Käämin lämpötila-anturi: 3x PT 100 - 3-KytKentä																															
<b>Muut tiedot</b> Pumpun paino: ~ 513 kg Maalaus: Standardi maali Maalin paksuus: 150µm, standardi RAL 5010																															
<b>Varusteet</b> Imujalusta: B0-200X250F6QM Varusteiden paino: 200 kg																															
<b>Mittakuvan mitat</b> <table border="1"> <tr><td>A</td><td>200 mm</td></tr> <tr><td>B</td><td>150 mm</td></tr> <tr><td>C</td><td>235 mm</td></tr> <tr><td>D</td><td>410 mm</td></tr> <tr><td>E</td><td>108 mm</td></tr> <tr><td>X</td><td>315 mm</td></tr> <tr><td>Y</td><td>340 mm</td></tr> <tr><td>Y1</td><td>275 mm</td></tr> <tr><td>H</td><td>1191 mm</td></tr> <tr><td>H1</td><td>729 mm</td></tr> <tr><td>U</td><td>354 mm</td></tr> <tr><td>A1</td><td>250 mm</td></tr> <tr><td>F</td><td>230 mm</td></tr> <tr><td>Fg</td><td>420 mm</td></tr> <tr><td>L1</td><td>850 mm</td></tr> </table>				A	200 mm	B	150 mm	C	235 mm	D	410 mm	E	108 mm	X	315 mm	Y	340 mm	Y1	275 mm	H	1191 mm	H1	729 mm	U	354 mm	A1	250 mm	F	230 mm	Fg	420 mm
A	200 mm																														
B	150 mm																														
C	235 mm																														
D	410 mm																														
E	108 mm																														
X	315 mm																														
Y	340 mm																														
Y1	275 mm																														
H	1191 mm																														
H1	729 mm																														
U	354 mm																														
A1	250 mm																														
F	230 mm																														
Fg	420 mm																														
L1	850 mm																														
Valmistajalla oikeus muutoksiin ilman erillistä ilmoitusta		Piirustus ei aina vastaa oikeaa rakennetta.																													
Printattu: Kari Tamsi		Printtaus päivämäärä: 22.7.2020																													
		Nro: CDS-1293-1465																													

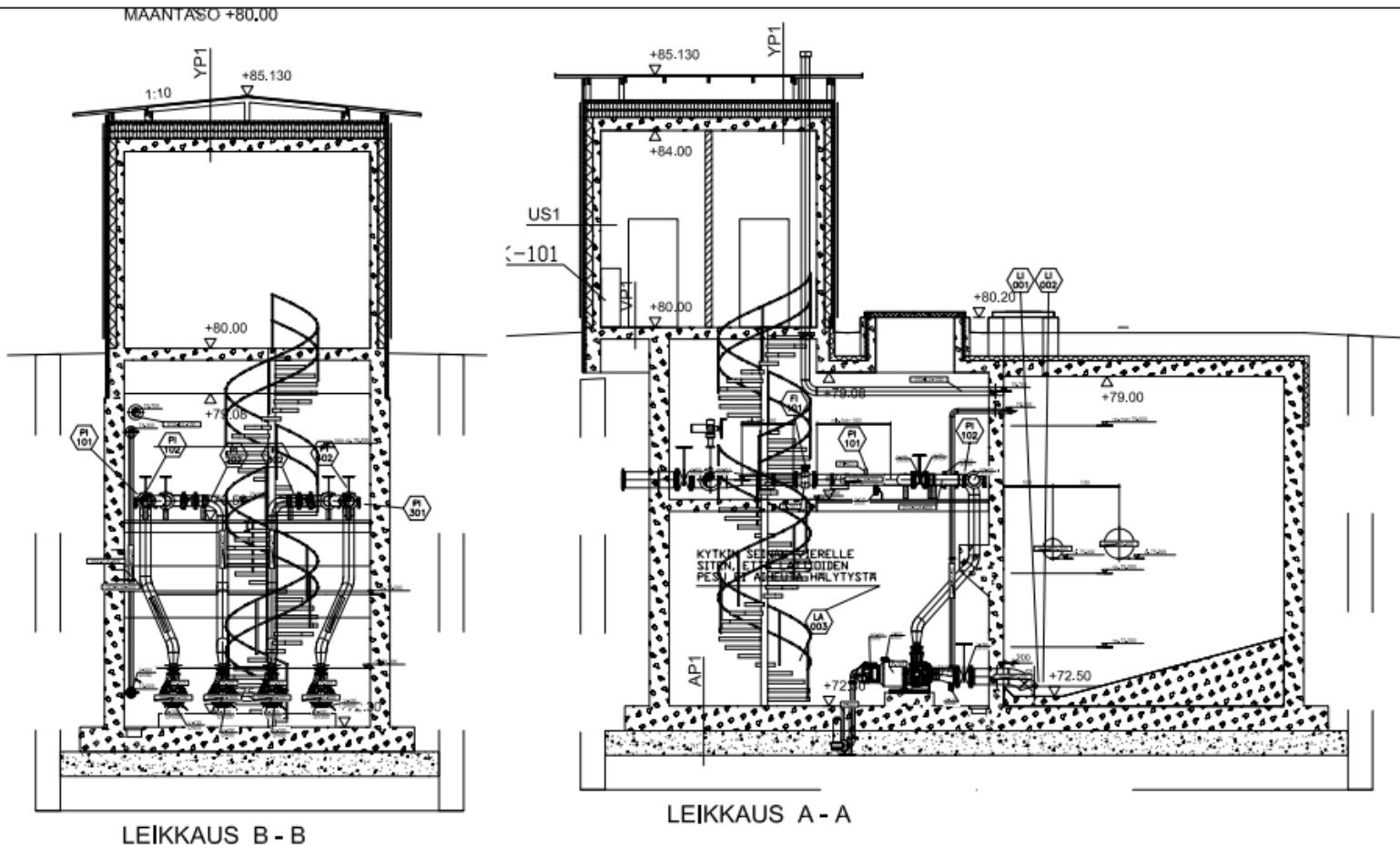


## LIITE 4: MOODYN DIAGRAMMI

Moody Diagram



## LIITE 5: PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMON PERIAATEKUVA



PROJEKTI PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMO	PIIRIT PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMO
YHTEYSHENKILÖ PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMO	YHTEYSHENKILÖ PENTTILÄNRANTA JVP2-JÄTEVESIPUMPPAAMO
TAU 821	