

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Energiatekniikan koulutusohjelma / Automaatio- ja prosessitekniikka

Jukka Mäkitalo

PUMPPAAMOIDEN ENERGIATEHOKKUUDEN PARANTAMINEN

Opinnäytetyö 2013

TIIVISTELMÄ

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Energiatekniikan koulutusohjelma

MÄKITALO, JUKKA

Opinnäytetyö

Työn ohjaaja

Toimeksiantaja

Marraskuu 2013

Avainsanat

Pumppaamoiden energiatehokkuuden parantaminen

60 sivua + 9 liitesivua

pt. tuntiopettaja Hannu Sarvelainen

Kymen Vesi Oy

energiatehokkuus, pumppaamo, kannattavuus, kartoitus

Pumppujen kuluttama sähköenergia muodostaa suurimman osan pumppaamoiden elinkaarikustannuksista, joten energiatehokkuutta kannattaa parantaa. Pumppausjärjestelmissä voi olla energiansäästöpotentiaalia, jota voidaan hyödyntää ilman suuria investointikustannuksia. Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää Kymen Vesi Oy:n jätevesipumppaamoiden energiatehokkuuteen vaikuttavat seikat ja tutkia vaihtoehtoja, kuinka energiatehokkuutta voisi parantaa automaation avulla tehtävillä muutoksilla.

Työssä kuvattiin teoreettisesti pumppaamoiden energiankulutuksen kokonaisuus. Työssä tutkittiin, kuinka määritetään pumpun toimintapiste, jota varten täytyy mallintaa pumppausjärjestelmä. Toimintapisteen avulla voidaan päätellä pumppausjärjestelmän tämänhetkinen energiatehokkuus. Koska pumppausjärjestelmät ovat erilaisia, jokainen järjestelmä täytyy tutkia erikseen. Pumppausjärjestelmät voivat olla hyvinkin monimutkaisia useine muuttujineen. Tämän työn esimerkit ovat yksinkertaisista järjestelmistä, joten teoriaa tulee soveltaa sopivaksi kuhunkin kohteeseen.

Työssä tutkittiin pumppaamoiden geodeettisen ja dynaamisen nostokorkeuden muuttamisen vaikutuksia energiatehokkuuteen. Tässä työssä tehtyjen laskujen tarkoitus on auttaa ymmärtämään ja konkretisoimaan teoriaa. Työssä lasketut laskut ovat yksinkertaisia malleja, joiden tarkoitus on antaa kuvaa energiansäästövaihtoehtoista. Lähtötietojen hankinta voi olla vaikeaa, joten työssä tutkittiin myös, kuinka tehdään kenttämittauksia kohteiden energiansäästöpotentiaalista.

Työn pohjalta voidaan tehdä kartoitusta olemassa olevien pumppaamoiden energiansäästöpotentiaalista. Koska pumppausjärjestelmistä on vaikea saada tarkkoja lähtötietoja, saadaan laskujen perusteella suuntaa antava tulos, jonka avulla kohdetta voidaan tarkastella tarkemmin.

ABSTRACT

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

University of Applied Sciences

Energy Engineering

MÄKITALO, JUKKA

Improving the Energy Efficiency of Pumping Stations

Bachelor's Thesis

60 pages + 9 pages of appendices

Supervisor

Hannu Sarvelainen, Lecturer

Commissioned by

Kymen Vesi Oy

November 2013

Keywords

pumping station, energy efficiency, profitability, survey

The electrical energy consumed by pumps forms the majority of life-cycle costs of pumping stations. The objective of the thesis was to determine the elements that affect energy efficiency of pumping stations and explore the options how energy could be saved by automation. In more concrete terms, the aim was to define if there is energy saving potential that could be exploited without high investment costs.

The thesis studies the theoretical aspects that make up energy consumption of pumping stations. A pumping system was modeled for the purpose of determining the operation point of a pump. The operation point can be used to deduce the pumping systems energy efficiency at given point of time. Since the pumping systems are dissimilar and may be very complex with multiple variables, each system must be examined separately. Examples in this thesis are from simple systems, so the theory should be applied to suit each subject.

The impact of the change in geodetic and dynamic head of the pumping station to the energy efficiency was studied. The simplified models used in calculations are meant to help to understand and to substantiate the theory and provide alternatives for saving energy. Acquisition of initial data at the field can be difficult, so the methods for measuring them, was studied.

On the basis of this study the energy saving potential of existing pumping stations can be examined. Since it is difficult to obtain accurate baseline data from the pumping systems, the calculations will give a starting point for further action to optimize the energy efficiency of the system.

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1	JOHDANTO	6
2	KYMEN VESI OY	6
	2.1 Jätevesiverkosto	7
	2.2 Pumppaamot	7
	2.3 Puhdistamo	7
3	PUTKISTON MALLINNUS	8
	3.1 Putkistohäviöt	8
	3.2 Paikallisvastukset	9
	3.3 Reynoldsin luku	10
	3.4 Kitkakerroin	11
	3.5 Geodeettinen nostokorkeus	12
	3.6 Putkiston ominaiskäyrä	14
4	KESKIPAKOPUMPUT	16
	4.1 Pumpputeorian pääyhtälö	16
	4.2 Keskipakopumpun ominaiskäyrät	17
	4.2.1 H-käyrä	18
	4.2.2 Tehokäyrät	18
	4.2.3 Hyötysuhdekäyrät	19
	4.3 Toimintapiste	20
	4.4 Pumpun valinta	20
	4.5 Affiniteettisäännöt	21
5	PUMPPAAMOAUTOMAATIO	22
	5.1 Pumppauksen ohjaus	23
	5.2 Taajuusmuuttajakäytöt	23

6	VAIHTOEHTOJA ENERGIAATEHOKKUUDEN PARANTAMISEEN	25
6.1	Geodeettisen nostokorkeuden pienentäminen	25
6.2	Dynaamisen nostokorkeuden pienentäminen	26
6.3	Lähtötietojen hankinta	27
6.3.1	Pysyvyyskäyrä	27
6.3.2	Nostokorkeus, virtaama ja putkitiedot	29
7	KYMEN VEDEN PUMPPAAMOIDEN TARKASTELU	32
7.1	Esimerkkilaskut	32
7.2	Esimerkki 1: Hovinsaaren pumppaamo	32
7.3	Esimerkki 2: Hovinsaaren pumppaamo	40
7.4	Esimerkki 3: Kotkansaaren pumppaamo	46
7.5	Esimerkki 4: Mussalon pumppaamo	50
7.6	Esimerkki 5: Norssaarenkadun pumppaamo	55
8	YHTEENVETO	59
	LÄHTEET	60
	LIITTEET	
	Liite 1. Paikallisvastuksia	
	Liite 2. Paikallisvastuksia, veden ominaisuuksia ja putken karheusarvoja	
	Liite 3. PEH-putkien mittataulukko	
	Liite 4. Hovinsaaren pumpun Q/H-käyrä muuttuvalla pyörimisnopeudella	
	Liite 5. Hovinsaaren kahden pumpun Q/H-käyrä muuttuvalla pyörimisnopeudella	
	Liite 6. Hovinsaaren kolmen pumpun Q/H-käyrä muuttuvalla pyörimisnopeudella	
	Liite 7. Mussalon pumpun Q/H-käyrä muuttuvalla pyörimisnopeudella	
	Liite 8. Kotkansaaren pumpun Q/H-käyrä muuttuvalla pyörimisnopeudella	
	Liite 9. Moodyn käyrästä	

1 JOHDANTO

Opinnäytetyön tekohetkellä työskentelin Kymen Vesi Oy:ssä työnjohtajana. Toimenkuvaani kuului jätevedenpumppaamoiden käytön ja kunnossapidon työnjohto. Pumpaamoita Kymen Veden toimialueella on yli 200 kappaletta. Pumppujen kuluttama sähköenergia muodostaa suurimman osan pumppaamoiden elinkaarikustannuksista, joten energiatehokkuutta kannattaa parantaa. Pumppausjärjestelmissä voi olla energiansäästöpotentiaalia, jota voidaan hyödyntää ilman suuria investointikustannuksia.

Pumppausjärjestelmät koostuvat pumpuista, putkistoista ja venttiileistä. Suunnitteluvaiheessa voidaan vaikuttaa putkistojen rakenteeseen ja pumppauksen toteutukseen, jotta myös pumput voidaan mitoittaa energiatehokkuus huomioiden. Rakennetuissa järjestelmissä täytyy miettiä komponentteja, joita muuttamalla voidaan parantaa energiatehokkuutta.

Kymen Vedellä vanhimmat pumppaamot on rakennettu 30 vuotta sitten, ja niiden mitoitus ja ajotapa on sen aikainen. Pumppaamoita saneerataan vuosittain, ja tässä vaiheessa on mahdollista mitoittaa pumput uudelleen, ja mahdollisesti muuttaa pumppaamoiden ajotapaa. Työn tavoitteena oli selvittää, mistä jätevedenpumppaamoiden energiankulutus muodostuu, ja tutkia tapoja vaikuttaa niihin.

Työ rajoittuu automaation avulla tehtäviin ratkaisuihin, kuten muutoksiin ajotavassa. Vaikka pumppaamoon ei löytyisi automaation avulla tehtävää ratkaisua, kohteen tarkastelu antaa hyvät lähtötiedot tulevia pumppaamosaneerauksia suunniteltaessa. Kymen Vedellä valtaosa pumpuista on keskipakopumppuja, joten työ rajoittuu niiden tutkimiseen.

2 KYMEN VESI OY

Kymen Vesi Oy on Kouvolan, Kotkan ja Pyhtään kuntien omistama vesilaitostoimintoja hoitava yhtiö. Kymen Veden toiminta-ajatus on tuottaa hyvälaatuista talousvettä luotettavasti, turvallisesti ja taloudellisesti sekä käsitellä jätevedet ympäristöarvoja kunnioittaen ja teknistaloudellisesti järkevällä tavalla. (1.)

2.1 Jätevesiverkosto

Jätevedet johdetaan Mussalon puhdistamolle yli 600 kilometriä pitkää jätevesiverkostoa pitkin. Viemäriverkostossa on kaksi viemärintijärjestelmää: erillisviemärinti ja sekaviemärinti. Erillisviemärintinnissä vain jätevedet johdetaan puhdistamolle puhdistettavaksi ja sade- ja kuivatusvedet ohjataan suoraan lähimpään vesistöön. Sekaviemärintinnissä johdetaan jäte-, sade- ja kuivatusvedet samassa viemärintissä jätevedenpuhdistamolle puhdistettavaksi. Sekaviemärintinti on vanhaa tekniikkaa, joten sekaviemärintityjen alueiden määrä vähenee koko ajan, sitä mukaa kuin vanhaa verkostoa saneerataan. Yhtiön toimialueen asukkaista n. 93 % asuu viemäriverkostoon liittyneissä kiinteistöissä. (1.)

2.2 Pumppaamot

Maasto on toiminta-alueella melko tasaista, joten matkalle tarvitaan suuri määrä pumppaamoita. Kaikkiaan pumppaamoita on yli 200 kappaletta. Pumppaamot koostuvat imusäiliöstä, pumpuista, putkistosta, venttiileistä, ohjaus- ja sähkökeskuksesta sekä mahdollisesta huoltorakennuksesta. Pumppaamoissa on yleensä 2 pumppua, mutta joissain pumppaamoissa on 1, 3 tai 4 pumppua. Pumppuja toimialueella on yli 400 kappaletta, ja niitä voidaan valvoa kaukovalvonnan avulla. Käytetyt pumpputyypit ovat keskipakopumput ja itseimevät keskipakopumput. (2.)

2.3 Puhdistamo

Mussalon jätevedenpuhdistamon laajennus ja saneeraus valmistui vuonna 2009. Samaan aikaan Kouvolasta ja Haminasta rakennettiin siirtoviemäri Mussaloon. Nykyään Mussalon jätevedenpuhdistamo palvelee Kotkan lisäksi myös Pyhtään, eteläisen Kouvolan, Haminan, Virolahden ja Miehikkälän alueita. Mussalon puhdistamo on biologis-kemiallinen. Puhdistusprosessissa on kolme vaihetta: mekaaninen, kemiallinen ja biologinen. Mekaanisessa vaiheessa kiintoaineet erotetaan jätevedestä. Kemiallisessa vaiheessa jäteveden sisältämä fosfori saostetaan rautasuolalla. Biologinen puhdistustoiminta tapahtuu ilmastusaltaassa, jossa kasvatetaan aktiivilietettä. Selkeytysaltaassa jätevedestä erotetaan orgaanista ainesta ja ravinteita sisältävä biomassa. Biomassa laskeutetaan altaiden pohjalle. Puhdistettu jätevesi johdetaan vesistöön ja selkeytysaltaiden pohjalle laskeutunut biomassa pumpataan lietteen tiivistimeen ja sieltä edelleen lietteen kuivaukseen. Laskeutettu liete kuivataan linkoamalla. (1.)

3 PUTKISTON MALLINNUS

3.1 Putkistohäviöt

Putkistohäviöt ovat kitkavastusten ja paikallisvastusten summa. Häviöitä laskettaessa täytyy erityisesti huomioida putken halkaisija d , koska se esiintyy kaavoissa kolmessa kohtaa. Putkien koot on yleensä ilmaistu nimellishalkaisijan DN mukaan, joten täytyy selvittää putken todellinen sisähalkaisija. Sisähalkaisija voi vaihdella eri materiaalista valmistetuilla putkilla, vaikka nimellishalkaisija DN olisi sama. (3, 86.) Liitteessä 3 on taulukko PEH-putkien seinämävahvuuksista (14). Putkistohäviöt lasketaan kaavalla 1.

$$H_j = H_{jp} + H_{jt} + H_{jn} \quad (1)$$

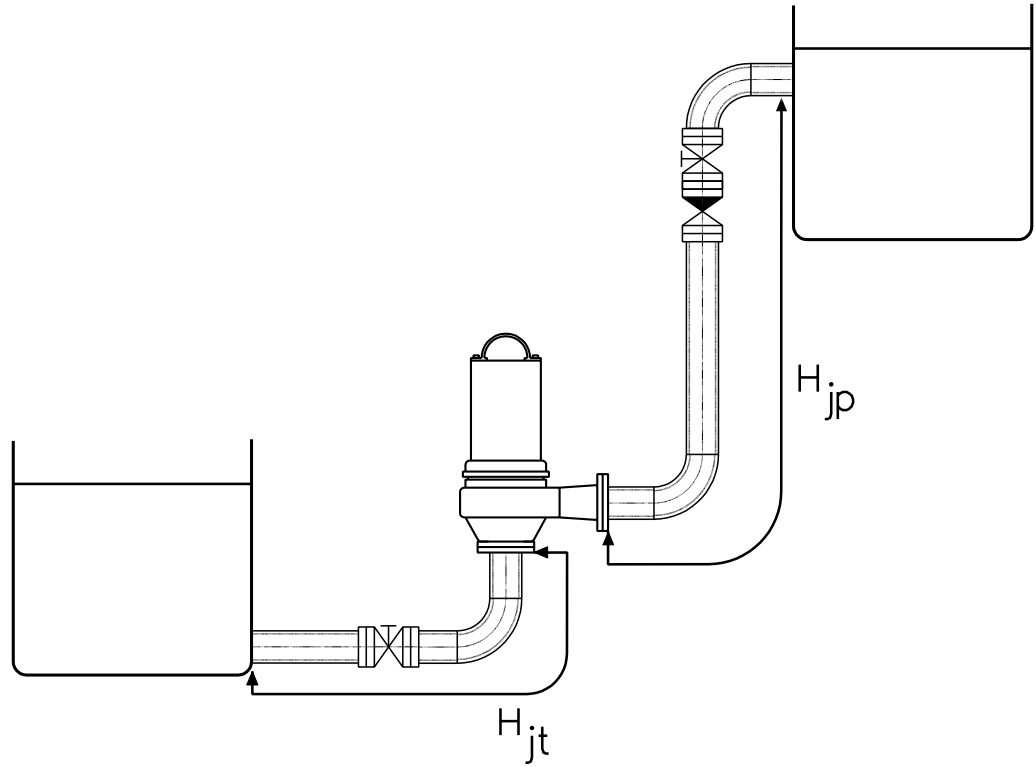
H_j	putkiston häviöt [m]
H_{jp}	paineputkiston kitkahäviöt [m]
H_{jt}	imuputkiston kitkahäviöt [m]
H_{jn}	paikallisvastuksien häviöt [m]

Putkistohäviöihin H_{jt} ja H_{jp} vaikuttavat putken seuraavat tekijät: pituus, läpimitta, seinämän suhteellinen karheus sekä pumpattavan nesteen virtausnopeus ja viskositeetti. Kitkavastukset lasketaan pumpun imuputkistosta sekä paineputkistosta (kuva 1). Jos pumppaamossa on uppopumput, ei imupuolen kitkavastuksia huomioida. Putkiston häviöt voidaan laskea kaavalla 2, esimerkkinä on paineputkiston kitkahäviö. (4, 41.)

$$H_{jp} = \lambda \frac{lw^2}{2dg} \quad (2)$$

H_{jp}	paineputken kitkahäviö [m]
λ	kitkakerroin [-]
l	putken pituus [m]
w	virtausnopeus [m/s]

d	putken läpimitta [m]
g	painovoiman kiihtyvyys [9,81 m/s ²]



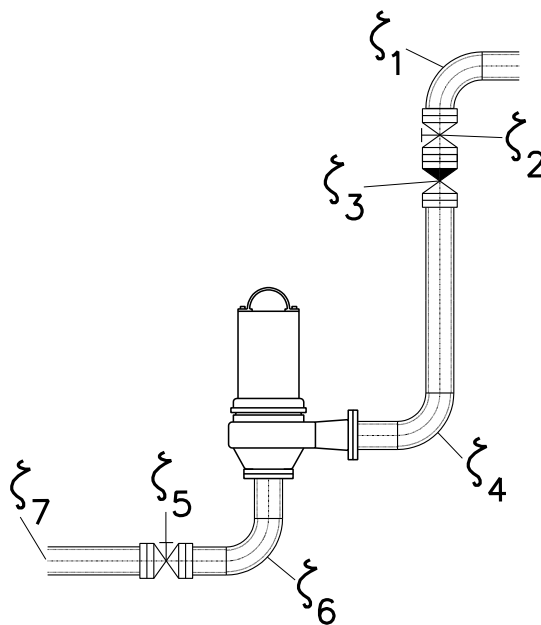
Kuva 1. Putkiston häviöt lasketaan imuputkistosta ja paineputkistosta

3.2 Paikallisvastukset

Paikallisvastukset muodostuvat kitka- ja pyörrehäviöistä. Häviöt syntyvät esimerkiksi venttiilien, haaroitusten sekä putken suuruuden ja muodon muutoksien vaikutuksesta. Häviöt voidaan laskea kaavalla 3. Putkiston imu- ja paineputkessa olevat paikallisvastukset voidaan laskea yhteen, jos virtausnopeus on vakio (kuva 2). (4, 43.)

$$H_{jn} = \sum \xi \frac{w^2}{2g} \quad (3)$$

H_{jn}	paikallisvastuksien häviöt [m]
ξ	paikallisvastuskerroin [-]
g	painovoiman kiihtyvyyys [9,81 m/s ²]
w	virtausnopeus [m/s]



Kuva 2. Putkiston paikallisvastukset summataan, jos virtausnopeus pysyy vakiona

Paikallisvastuskertoimia löytyy alan kirjallisuudesta, ja esimerkiksi venttiilivalmistajat ilmoittavat valmistamilleen venttiileille tarkat vastusarvot. Liitteissä 1 ja 2 on taulukoita paikallisvastuskertoimista (4, 101). Esimerkiksi luistiventtiilin vastuskerroin on 0,2 ja pallotakaiskuventtiilin vastuskerroin on 1,5–2,5. (5, 39; 16, 156.)

3.3 Reynoldsin luku

Reynoldsin luku (Re) on dimensioton suhdeluku, joka kuvaa, onko virtaama laminaarista vai turbulენტtista. Aineen virtauksen nopeuden kasvaessa muuttuu virtaus laminaarisesta turbulენტtiseksi. Turbulენტtisessä virtauksessa painehäviö on suurempi, koska silloin tarvitaan enemmän energiaa kitkan voittamiseen. Virtaus on laminaaris-

ta, kun Re on pienempi kuin 2 000, ja turbulenttista, kun Re on suurempi kuin 3 000. Alueella 2 000–3 000 esiintyy molempia virtauksen lajeja. Reynoldsin luku lasketaan kaavalla 4. (10, 213.)

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{w d}{\nu} \quad (4)$$

Re	Reynoldsin luku [-]
ρ	virtaavan aineen tiheys [kg/m^3]
w	virtaavan aineen virtausnopeus [m/s]
d	putken sisähalkaisija [m]
ν	virtaavan aineen kinemaattinen viskositeetti [m^2/s]
μ	virtaavan aineen dynaaminen viskositeetti [kg/ms]

20-asteisen veden kinemaattinen viskositeetti on $1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Liitteessä 2 on taulukko veden viskositeetista eri lämpötiloissa (15). Jäteveden tiheys on vaikea määrittellä, koska se ei ole tasalaatuista. Tämän työn laskuissa käytetään veden tiheyttä $+20 \text{ }^\circ\text{C}$:n lämpötilassa, joka on $998 \text{ kg}/\text{m}^3$.

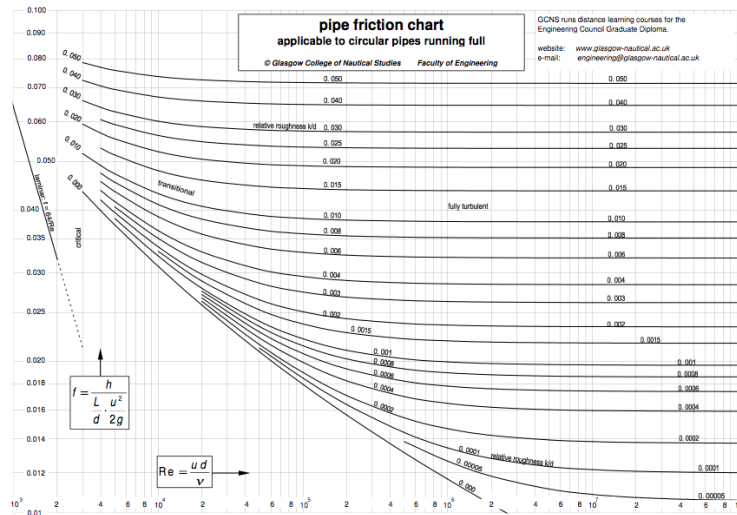
3.4 Kitkakerroin

Kitkakerroin saadaan Moodyn käyrästä (kuva 3, liite 9), Reynoldsin luvun ja putken seinämän suhteellisen karheuden perusteella. Suhteellinen karheus lasketaan kaavalla 5. (4, 42.)

$$h = \frac{k}{d} \quad (5)$$

h	putken suhteellinen karheus [-]
k	ekvivalenttinen karheus [mm]
d	putken sisämitta [mm]

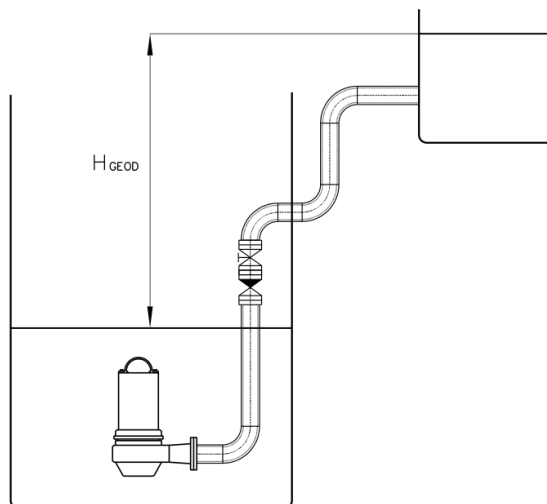
Ekvivalenttisen karheuden ohjearvoja esitetään liitteessä 2. Koska putken pinta karheutuu esimerkiksi syöpymisestä ja ruostumisesta, uudelle ja vanhalle putkelle on eri ohjearvot. Esimerkiksi uusi muoviputki on 0,01 mm, kun taas vanha muoviputki on 0,25 mm. Muodostunut ruoste saattaa aiheuttaa merkittävän muutoksen putken sisämittaan, mikä täytyy ottaa huomioon laskelmia tehtäessä. (4, 41.)



Kuva 3. Moodyn käyrästä on avulla määritellään kitkakerroin λ (11.)

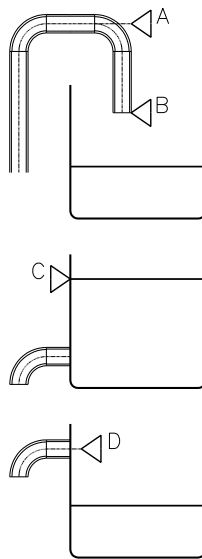
3.5 Geodeettinen nostokorkeus

Geodeettinen nostokorkeus muodostuu pumppaamon pinnan pysäytystason ja pumpausjärjestelmän purkutason erotuksesta (kuva 4).



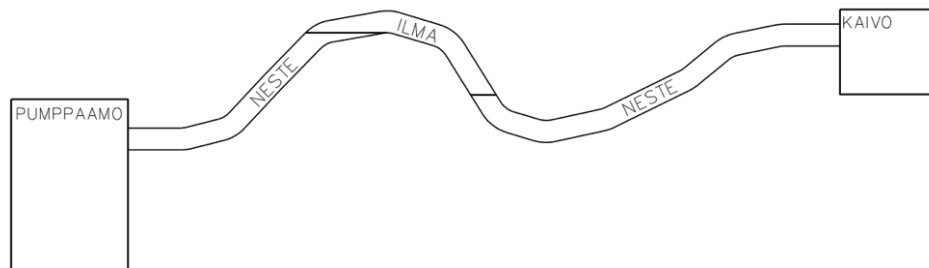
Kuva 4. Geodeettisen nostokorkeuden määrittäminen

Kuvassa 5 on eri vaihtoehtoja purkutason määrittyskohdista. Ensimmäisessä esimerkissä on kuvattu purkuputki, jossa on niin sanottu hanhenkaula. Tällaisissa putkistoissa nostokorkeus täytyy määrittää kohtaan A, kun putkisto on tyhjä. Kun putkisto täyttyy nesteestä, voidaan nostokorkeus määrittää kohtaan B. Toisessa esimerkissä purkuputki tulee vesipinnan alapuolelta, ja nostokorkeus määrytyy altaan pinnan C mukaan. Kolmannessa esimerkissä purkuputki on nestepinnan yläpuolella, joten nostokorkeus määrytyy kohtaan D. (5, 32–34.)



Kuva 5. Purkuputken sijoitusvaihtoehtoja ja geodeettisen nostokorkeuden määrittyskohdat A, B, C ja D

Pitkissä viemäriinjoissa voi olla ongelmallista määrittää nostokorkeutta, koska pitkissä linjoissa voi olla suuriakin korkeuseroja. Linjoissa voi olla korkeita ja matalia notkoja. Ilma ja kaasu jäävät putkiston korkeisiin kohtiin, muuttaen putkiston geodeettisiä ominaisuuksia (kuva 6). (4, 51.)

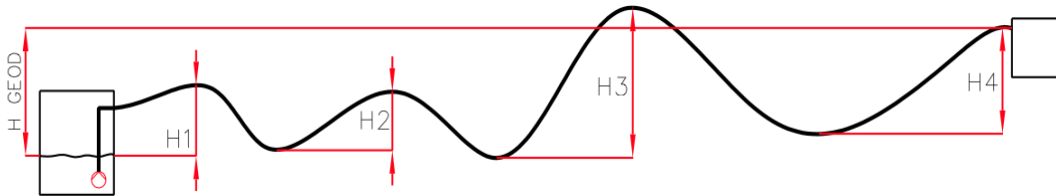


Kuva 6. Ilman kertyminen painelinjaan

Ilman määrä vaihtelee putkessa, joten tarkkaa määrittystä ei voida tehdä. Koska tarkka määrittys on vaikea tehdä, voidaan nostokorkeus arvioida laskemalla linjan minimi- ja maksiminostokorkeus (kuva 7; kaavat 6 ja 7). Todellinen nostokorkeus on arvioitava tältä väliltä. Koska tällaisten linjojen nostokorkeus on vaikea määrittää tarkasti, pumppu täytyy valita tarkoin, jotta se soveltuu vaihtelevalle nostokorkeudelle. Pumpun, jonka toimintapiste sijoittuu lähelle joko oikeaa tai vasenta reunaa Q/H-käyrällä, käyttöä tulee välttää. (4, 50–51.)

$$H_{max} = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_j \quad (6)$$

$$H_{min} = H_{geod} + H_j \quad (7)$$



Kuva 7. Geodeettisen nostokorkeuden määrittys pitkissä painelinjoissa

3.6 Putkiston ominaiskäyrä

Putkiston ominaiskäyrä muodostuu geodeettisesta korkeuserosta H_{geod} ja putkistohäviöistä H_j . Ominaiskäyrää varten lasketaan putken painehäviö Δp kaavalla 8.

$$\Delta p = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (8)$$

Δp	painehäviö [Pa]
λ	kitkakerroin [-]
l	putken pituus [m]
d	putken halkaisija [m]
ζ	paikallisvastukset [-]
ρ	tiheys [kg/m^3]
w	virtausnopeus [m/s]

Seuraavaksi lasketaan putkiston dynaaminen nostokorkeus H_{dyn} kaavalla 9.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (9)$$

H_{dyn}	dynaaminen nostokorkeus [m]
Δp	painehäviö [Pa]
ρ	tiheys [kg/m^3]
g	painovoiman kiihtyvyys [$9,81 \text{ m}/\text{s}^2$]

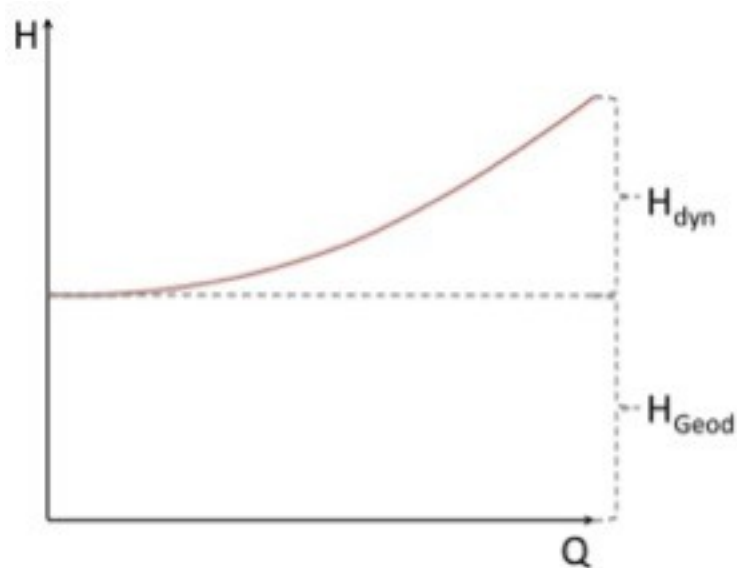
Jotta voidaan piirtää kuvaaja putkiston nostokorkeudesta, täytyy määritellä vakiokerroin k . Vakiokerroin k voidaan laskea kaavan 10 avulla.

$$H_{dyn} = kQ^2 \rightarrow k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} \quad (10)$$

k	vakiokerroin [-]
Q	tilavuusvirtaus [l/s]
H_{dyn}	dynaaminen nostokorkeus [m]

Kun geodeettinen nostokorkeus ja vakiokerroin k on selvillä, lasketaan eri virtaamia vastaavat pisteet nostokorkeutena kaavalla 11. Näin saadaan kuvan 8 kaltainen putkiston ominaiskäyrä.

$$H = H_{geod} + k \cdot Q^2 \quad (11)$$



Kuva 8. Putkiston ominaiskäyrä muodostuu dynaamisesta ja geodeettisesta nostokorkeudesta

4 KESKIPAKOPUMPUT

Keskipakopumput sopivat useisiin käyttökohteisiin, joten valtaosa nesteistä siirretään niiden avulla. Keskipakopumput soveltuvat nesteille, joilla on alhainen viskositeetti. Nimensä mukaisesti keskipakopumpun toiminta perustuu keskipakovoiman vaikutukseen. Pumpussa on juoksupyörä, joka saa tehon akselin välityksellä esimerkiksi moottorilta. Juoksupyörä antaa nesteelle kehän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin, ja keskipakovoima antaa nesteelle painelisäyksen. Painelisän avulla vesi tunkeutuu paineputkeen, ja pyörän keskusta virtaa uutta nestettä. Paineputkessa vaikuttaa nostokorkeudesta johtuva paine, jota suurempi paine täytyy pumpussa synnyttää. (7, 135–136.)

4.1 Pumpputeorian pääyhtälö

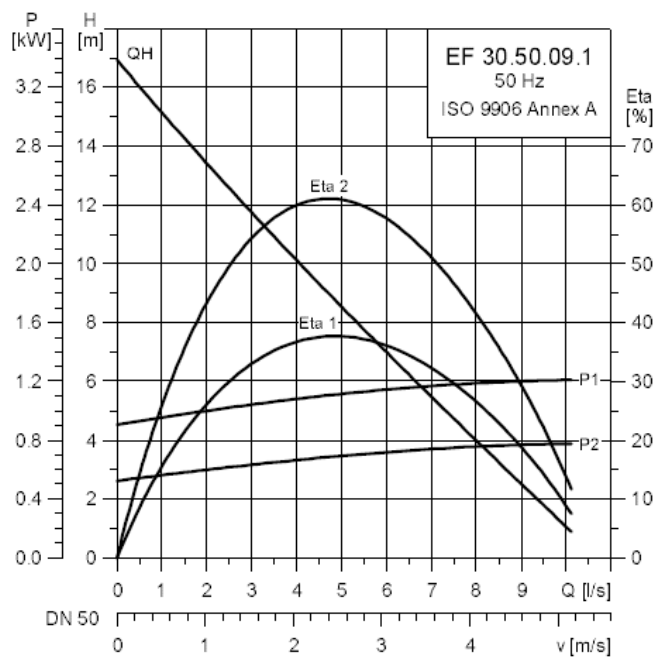
Keskipakopumpun aikaansaama nostokorkeus H voidaan laskea kaavalla 12. Nostokorkeutta saadaan suurennettua joko suurentamalla juoksupyörän halkaisijaa tai lisäämällä kierrosnopeutta. Nostokorkeutta pienentävät hydraulinen hyötysuhde η_h ja siipilukukerroin k . Hydraulinen hyötysuhde muodostuu virtauksen aiheuttamista kitkahäviöistä, ja sen suuruus on hyvällä pumpulla 80–90 %. Siipilukukerroin tulee juoksupyörän siipien lukumäärän, kulmien sekä juoksupyörän sisä- ja ulkohalkaisijan mukaan. Keskipakopumpuilla siipilukukerroin on noin 0,7–0,8. (7, 148–149.)

$$H = k\eta_h \left(\frac{u_2 c_{u2}}{g} \right) \quad (12)$$

H	nostokorkeus [m]
k	siipilukukerroin [-]
η_h	hydraulinen hyötysuhde [%]
u_2	juoksupyörän kehänopeus ulkoreunalla [m/s]
c_{u2}	nesteen ulostulonopeuden komponentti kehänopeuden suuntaan [m/s]
g	painovoiman kiihtyvyyys [9,81 m/s ²]

4.2 Keskipakopumpun ominaiskäyrät

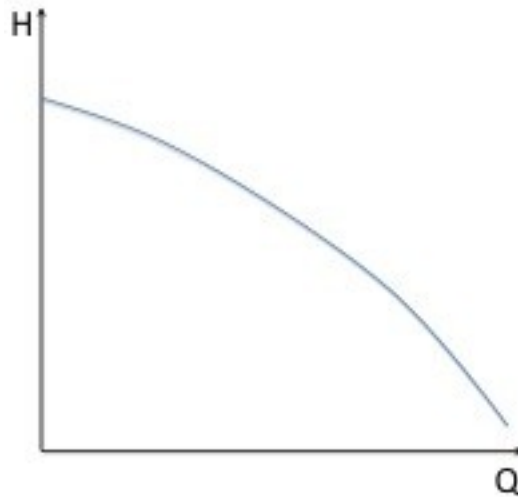
Pumppuvalmistajat suorittavat pumpuilla koeajoja, joiden perusteella voidaan muodostaa pumpun ominaiskäyrät. Koeajossa pumpun nestevirtaa muutetaan nolasta suurimpaan arvoon, pyörimisnopeutta muuttamatta. Syntyneistä suoritusarvoista voidaan muodostaa H, η ja P-käyrät (kuva 9). (7, 139.)



Kuva 9. Q/H-, hyötysuhde- ja tehokäyrät samassa käyrästössä (13.)

4.2.1 H-käyrä

H-käyrästä nähdään nostokorkeuden H riippuvuus tilavuusvirrasta Q (kuva 10). (5, 34.)



Kuva 10. Pumpun H-käyrä

4.2.2 Tehokäyrät

Tehokäyrästä nähdään pumpun ottaman tehon riippuvuus tilavuusvirrasta Q . Tehokäyrät jaetaan pumpun ottamaan tehoon P (P_1) ja moottorin ottamaan tehoon P_{gr} (P_2). Tehot voidaan laskea myös kaavan 13 avulla. Kuvassa 9 on esitetty pumpun tehokäyrät P_1 ja P_2 . (5, 35.)

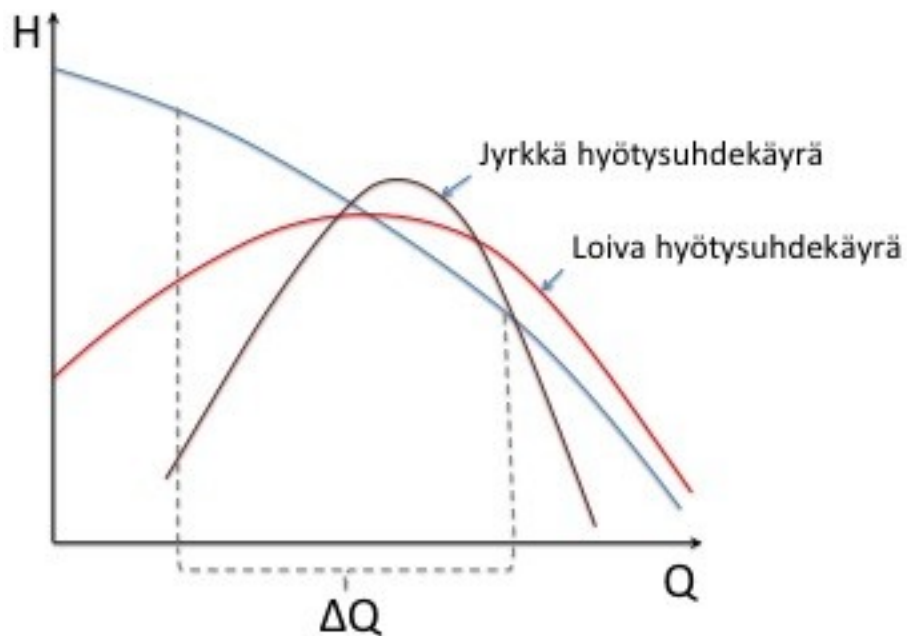
$$P = \frac{\rho Q g H}{\eta} \quad (13)$$

P	teho [W]
ρ	nesteen tiheys [kg/m^3]
Q	tilavuusvirtaus [m^3/s]
g	painovoiman kiihtyvyys [$9,81 \text{ m}/\text{s}^2$]
H	nostokorkeus [m]
η	hyötysuhde [%]

4.2.3 Hyötysuhdekäyrät

Hyötysuhdekäyrästä nähdään hyötysuhteen riippuvuus tilavuusvirrasta Q . Hyötysuhde ilmoitetaan joko suhdelukuna tai prosenttilukuna. Hyötysuhteet jaetaan kokonaishyötysuhteeseen η_{gr} (ETA 1) ja pumpun hyötysuhteeseen η (ETA 2). Kokonaishyötysuhteeseen lasketaan moottorin häviöt mukaan. Kuvassa 9 on esitetty pumpun hyötysuhdekäyrät ETA 1 ja ETA 2. (5, 34.)

Hyötysuhdekäyrän muoto voi vaihdella eri pumppuilla. Käyrät voivat olla joko loivia tai jyrkkiä (kuva 11). Jyrkkäkäyräinen pumppu voi olla vaikeaa saada toimimaan lähellä parasta hyötysuhdetta, koska virheellinen mitoitus muuttaa hyötysuhdetta enemmän kuin loivan hyötysuhdekäyrän pumppulla. Näin on esimerkiksi pumppausjärjestelmässä, jossa hyötysuhde vaeltaa muuttuvan pumppaus tilanteen mukaan, kuten kuvassa 11 on esitetty ΔQ :lla. Pumppaus tilanne voi esimerkiksi muuttua, jos samaan painelinjaan on kytketty useampi pumppaamo, eli toisten pumppaamoiden toiminta vaikuttaa toistensa nostokorkeuksiin. Näissä tapauksissa voi pumppaus aika hyvällä hyötysuhteella jäädä lyhyemmäksi kuin loivalla hyötysuhdekäyrällä. (3, 205–208.)

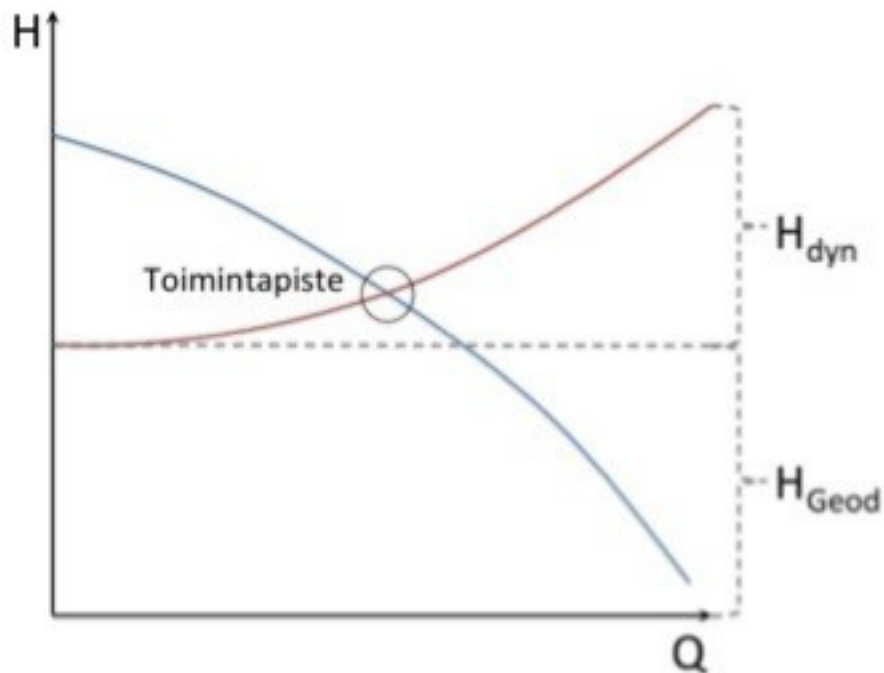


Kuva 11. Erimuotoiset hyötysuhdekäyrät

4.3 Toimintapiste

Kun yhdistetään pumpun Q/H-käyrä ja putkiston ominaiskäyrä, saadaan selville pumpun toimintapiste. Toimintapiste voidaan lukea käyrien leikkauspisteestä (kuva 12). Tässä pisteessä pumpun nostokorkeus on sama kuin putkiston vaatima nostokorkeus. (5, 47.)

Toimintapisteiden määrittämisessä täytyy huomioida, että saatu toimintapiste saattaa poiketa todellisesta, mikä voi johtua epätarkkuuksista lähtötiedoissa ja muutoksista pumppausjärjestelmässä. Vanhoissa putkistoissa virtaushäviöt kasvavat, koska syntyvä ruostekerros lisää putken karheutta ja putken sisähalkaisija pienenee. Myös pumpujen kuluminen muuttaa pumppukäyrän paikkaa. (5, 48.) Myös pumppaamon pinnanohjauksesta johtuva muutos geodeettisessa nostokorkeudessa täytyy mahdollisesti ottaa huomioon.



Kuva 12. Pumpun toimintapiste. Pisteessä pumpun nostokorkeus on yhtä suuri kuin putkiston vaatima nostokorkeus.

4.4 Pumpun valinta

Pumppuvalmistajien laatimien ominaiskäyrästäojen avulla voidaan valita parhaiten soveltuva pumppu kohteeseen. Haluttu virtaama putkistossa ja tarvittava nostokorkeus

on lähtökohtana pumpun mitoitukselle. Pumpun valinta aloitetaan esivalintakäyrästä avulla, josta valitaan soveltuva tuoteryhmä. Valitusta tuoteryhmästä on oma käyrästönsä, josta valitaan parhaiten sopiva pumppu kohteeseen. (7, 140.)

Nykyään pumppuvalmistajilla on sovelluksia, joiden avulla pumpun valinta helpottuu. Esimerkiksi Grundfosilla on sovellus, jonka avulla pystytään määrittämään sopiva pumppu, syöttämällä ohjelmaan tarvittavat tiedot.

Pumput yleensä ylimitoitetaan, koska halutaan varmistaa järjestelmän toimivuus. Ylimitoitettu järjestelmä toimii, mutta se ei ole energiatehokas. Kun pumppausteho on riittävä, tulee harvoin kiinnitettyä huomiota energiankulutukseen. Alimitoitettu järjestelmä kiinnittää yleensä käyttäjän huomion toimimattomuudellaan, ja pumput mahdollisesti vaihdetaan. (12, 17.)

4.5 Affiniteettisäännöt

Pumppujen toiminta-arvojen muuttuminen suhteessa kierroslukuun saadaan selville affiniteettisääntöjen perusteella. Affiniteettisääntöjen mukaan pumpun tilavuusvirta muuttuu suoraan verrannollisena pumpun kierroslukuun (kaava 14).

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (14)$$

Nostokorkeus muuttuu suoraan verrannollisena kierrosluvun toiseen potenssiin (kaava 15).

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (15)$$

Tehon tarve muuttuu suoraan verrannollisena kierrosluvun kolmanteen potenssiin (kaava 16).

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (16)$$

Hyötysuhde pysyy lähes samana pyörimisnopeutta muutettaessa (7, 141–143).

Affiniteettisääntöjen avulla voidaan määrittää affiniteettiparaabeli. Affiniteettiparaabelista nähdään keskipakopumpun ominaiskäyrän tuottoa, nostokorkeutta ja tehonkulutusta vastaava toimintapiste muutetulla kierrosluvulla. Affiniteettiparaabeli saadaan muodostettua kaavan 17 avulla. (3, 65–66.)

$$H_u = \frac{H}{Q^2} Q_u^2 \quad (17)$$

H_u	uusi nostokorkeus [m]
H	vanha nostokorkeus [m]
Q_u	uusi tilavuusvirtaus [l/s]
Q	vanha tilavuusvirtaus [l/s]

Pumppujen nopeuksia muutettaessa täytyy ottaa huomioon pumppujen mahdolliset käyttörajoitukset. Pienillä nopeuksilla saattaa ilmetä värinää ja suurilla nopeuksilla kavitaatio. Kavitaatio on ilmiö, jossa virtaavan nesteen paine alenee pumpun imupuolella höyrystymispisteeseen. Muodostuu pieniä höyrykuplia, jotka etenevät juoksupyörään. Siellä vallitsee suurempi paine keskipakovoiman vaikutuksesta, ja höyrykuplat tiivistyvät. Tiivistyvät höyrykuplat aiheuttavat paineiskuja, jotka rikkovat juoksupyörän. (5, 14–15.)

5 PUMPPAAMOAUTOMAATIO

Kymen Vedellä pumppaamoiden ohjaus on toteutettu ohjelmoitavilla logiikoilla. Logiikka ohjaa pumppuja käyttäjän määrittämien rajojen mukaan. Pinnanmittaus on toteutettu painelähettimellä. Logiikassa on näppäimistö ja pieni näyttö, joiden avulla voidaan syöttää asetusarvot. Logiikat ovat yhteydessä Mussalon jätevedenpuhdistamolla sijaitsevaan valvomoon. Yhteys on toteutettu GSM-, radio- tai valinnaisen linjan modeemeilla tai valokuituyhteydellä. Yhteys käyttää Modbus-protokollaa. Valvomossa on valvomo-ohjelmisto, joka kerää historia- ja hälytystiedot. Valvomosta voi-

daan ottaa yhteys haluttuun pumppaamoon ja säätää esimerkiksi pumppaamon käyntirajoja. Pumppaamoiden virtaaman mittaus perustuu astiamittaukseen tai paineputkeen asennetun magneettivirtausmittarin vesimääräpulssiin.

5.1 Pumppauksen ohjaus

Yleensä pumppaamossa on kaksi pumppua, joista toinen on varapumppu. Pumpulle on asetettu käynnistys- ja pysäytysrajat. Pumppu käynnistyy pinnan saavutettua käynnistysrajan ja pysähtyy, kun pinta saavuttaa pysäytysrajan. Pumput vuorottelevat, eli kummallekin pumpulle tulee yhtä paljon käynnistyiä. Jos yksi pumppu ei pysty pumppaamaan pintaa alas, käynnistetään varapumppu pinnan saavutettua lisärajan.

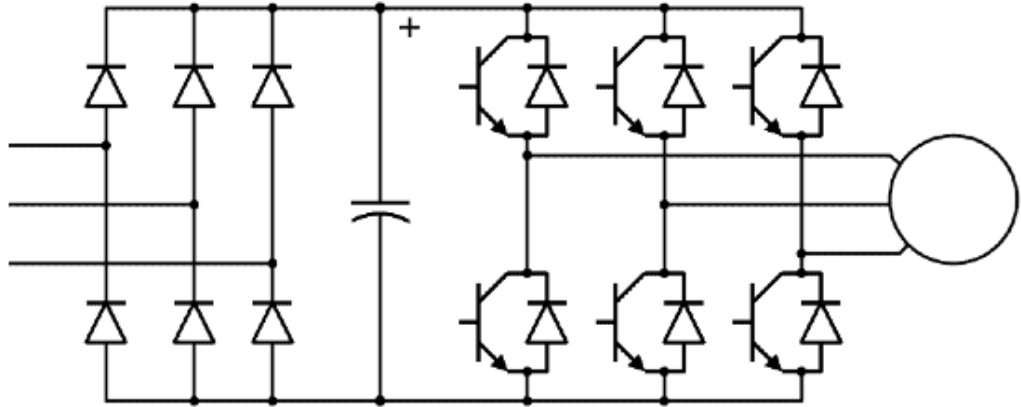
Joidenkin pumppaamoiden pumppuja pystytään ohjaamaan kierroslukusäädöllä. Pumppaamoissa on taajuusmuuttajat, jotka saavat ohjearvon logiikalta. Logiikalle määritellään haluttu pinnankorkeus. Logiikka antaa taajuusmuuttajalle ohjearvon, sen mukaan mihin suuntaan pinnankorkeus on muuttumassa.

5.2 Taajuusmuuttajakäytöt

Taajuusmuuttajalla säädetään vaihtovirtamoottorin pyörimisnopeutta ja –suuntaa. Taajuusmuuttajat voidaan liittää automaatiojärjestelmiin tai niitä voidaan ohjata paikallisesti. Taajuusmuuttajaan syötetään 50 Hz:n verkkovirtaa, joka tasasuunnataan ja syötetään edelleen vaihtosuuntaajan kautta moottorille. Vaihtosuuntaaja kytkee moottorin käämien syötöille joko positiivisen tai negatiivisen tasajännitteen. Käämien polariteetin muutos aiheuttaa magneettivuon muutoksen, joka saa moottorin pyörimään. Pyörimisnopeutta voidaan säätää esimerkiksi jännitteen tai virran kuristussäädöllä, mutta taajuusmuuttajalla päästään parempaan hyötysuhteeseen ja tarkkuuteen. Taajuusmuuttajan hyötysuhde on yleensä yli 95 %. (7, 309.)

Taajuusmuuttajissa ei ole kuluvia mekaanisia osia. Taajuusmuuttaja koostuu tasasuuntaajasta, välipiiristä, vaihtosuuntaajasta, ohjauselektronikasta ja suotimista. Tasasuuntaajassa muunnetaan vaihtovirta diodisillan avulla tasavirraksi. Välipiiri toimii energiavarastona. Välipiiri voi olla jännite- tai virtavälipiiri, mutta yleisin ratkaisu on kondensaattoripatterilla toteutettu jännitevälipiiri. Myös välipiirittömiä taajuusmuuttajia on olemassa. Vaihtosuuntaajassa tasasähkö muunnetaan halutun taajuiseksi vaihtovirraksi. Vaihtosuuntaajan ohjaustapoja voivat olla esimerkiksi skalaari-, vektori- tai

DTC-säätö. Skalaarisäätö on yksinkertainen säätötapa, eikä siinä oteta huomioon moottorin ominaisuuksia. Skalaarisäädössä pyörimisnopeutta muutetaan vaihtosuuntaajan lähtötaajuutta muuttamalla. Kuvassa 13 on esitetty taajuusmuuttajan rakenne. (6, 3–9.)



Kuva 13. Taajuusmuuttajan rakenne. (6, 3.)

Pumppukäytössä teho riippuu tuotetusta nestemäärästä, pumpun hyötysuhteesta ja painehäviöstä. Jos pumpu on mitoitettu oikein ja toimintapiste on hyvän hyötysuhteen alueella, voidaan taajuusmuuttajalla saada aikaan energiansäästöä muuttamalla pumpun kierrosnopeutta. (8, 11.) Energiansäästön syntyminen selittyy affiniteettisääntöjen perusteella, kuten kaavoista 14, 15 ja 16 voidaan havaita.

Otetaan esimerkki: 141 kW:n keskipakopumpulla pumpataan 5 000 h/a. Pumpun hyötysuhde 50 Hz:n taajuudella 56 % ja 32 Hz:n taajuudella 58 %. Virtaama 50 Hz:n taajuudella on 500 l/s ja 32 Hz:n taajuudella 270 l/s. Painehäviö 50 Hz:n taajuudella on 15 metriä ja 32 Hz:n taajuudella 9 metriä. Lasketaan molemmille vaihtoehdoille tehonkulutus.

$$P_{50\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,5\text{m}^3/\text{s} \cdot 998\text{kg}/\text{m}^3 \cdot 9,81\text{m}/\text{s}^2 \cdot 15\text{m}}{0,56} = 131\,121\text{ W}$$

$$= 131,12\text{ kW}$$

$$P_{32\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,270\text{m}^3/\text{s} \cdot 998\text{kg}/\text{m}^3 \cdot 9,81\text{m}/\text{s}^2 \cdot 9\text{m}}{0,58} = 41\,018,3\text{ W}$$

$$= 41,02\text{ kW}$$

Lasketaan molemmille vaihtoehdoille energiankulutus vuositasolla.

$$E_{50\text{Hz}} = P_{50\text{Hz}} \cdot t = 131,12 \text{ kW} \cdot 5\,000 \text{ h} = 655\,600 \text{ kWh} = 655,6 \text{ MWh}$$

$$E_{32\text{Hz}} = P_{32\text{Hz}} \cdot t = 41,02 \text{ kW} \cdot 5\,000 \text{ h} = 205\,100 \text{ kWh} = 205,1 \text{ MWh}$$

Edellä esitetyn esimerkin mukaan energiaa säästyisi 450,5 MWh vuodessa. Tällaista laskentatapaa voidaan soveltaa kohteisiin, joissa taajuusmuuttajasäädöllä korvataan esimerkiksi kuristussäätö. Jätevesipumppaamokäytössä täytyy ottaa huomioon, että kun taajuutta lasketaan, myös tilavuusvirtaus pienenee. Pidentynyt pumppausaika täytyy ottaa huomioon laskettaessa energiansäästöä.

6 VAIHTOEHTOJA ENERGIATEHOKKUUDEN PARANTAMISEEN

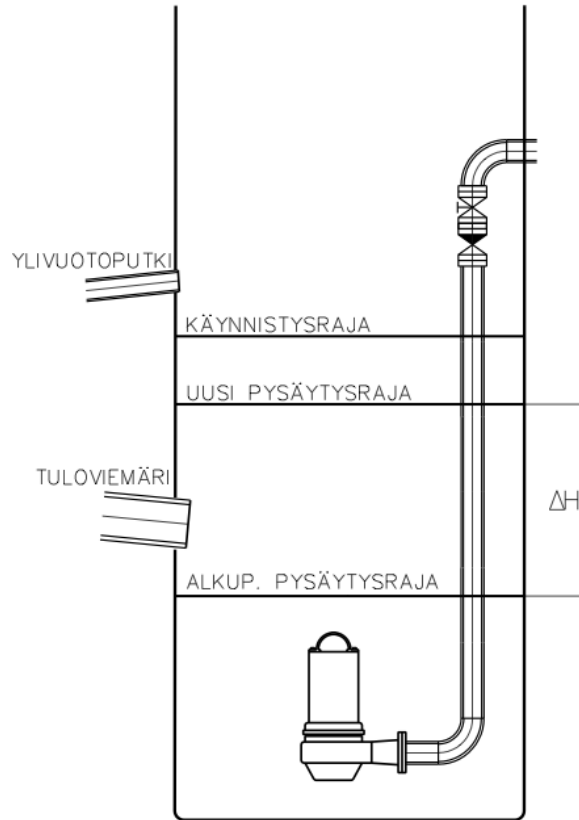
Automaation avulla tehtävillä muutoksilla on mahdollista vaikuttaa pumppaamon dynaamisen ja geodeettisen nostokorkeuden suuruuteen. Pumpun toimintapisteen määrittäminen on energiansäästön kannalta olennaista, koska tällöin pystymme määrittelemään pumpulle parhaan mahdollisen toimintapisteen ja tiedämme, kuinka siihen mahdollisesti pääsemme. Lähtötietojen hankinnalla on suuri merkitys onnistuneeseen lopputulokseen. Joka kohteesta täytyy tehdä analyysi, jonka perusteella voimme päätellä kohteen energiansäästöpotentiaalin. Tässä työssä tutkimme kaksi vaihtoehtoa energiansäästön saavuttamiseksi.

6.1 Geodeettisen nostokorkeuden pienentäminen

Pumppaamoiden käynnistys- ja pysäytysrajat on yleensä asetettu niin, että pumppaamon tuloviemäriin ei padoteta vettä. Jos pumppaamon tuloviemäri ei pääse purkamaan vapaasti pumppaamosäiliöön, voi sinne kertyä kiintoainetta, kuten rasvaa. On myös mahdollista, että tuloviemäriin padotus tulee kyseeseen. Tällöin voimme käyttää tuloviemäriin tilavuutta hyödyksi pumppaamon ajotavan valinnassa, ja ennen kaikkea voimme näin pienentää geodeettisen nostokorkeuden suuruutta.

Käynnistysraja voidaan valita mahdollisimman ylös pumppaamoon, kuitenkin huomioiden pumppaamon ylivuotoputken korko. Käynnistysrajan ja ylivuotoputken välille on syytä jättää turvamarginaali, jotta häiriötilanteissa ei tapahdu turhaa ylivuotoa. Pysäytysraja nostetaan ylempään, jotta saavutamme ΔH :n verran pienennystä nostokor-

keuteen (kuva 14). Nykyaikaisissa pumppaamon ohjauslogiikoissa on toiminto, jonka avulla voidaan pumppaamon pinta pumpata alemmas määritellyn ajan välein. Tällöin voidaan vähentää ongelmia, joita voi syntyä, kun tuloviemäriä padotetaan.



Kuva 14. Pumpun pysäytysrajan muuttaminen, jotta geodeettinen nostokorkeus saadaan pienemmäksi

6.2 Dynaamisen nostokorkeuden pienentäminen

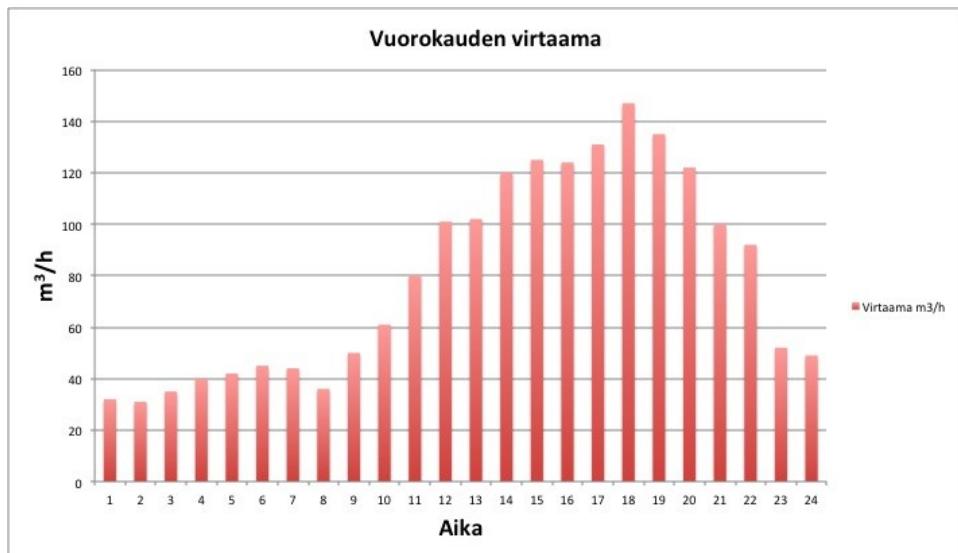
Pumppaamon dynaamista nostokorkeutta voidaan pienentää vähentämällä pumpun kierrosnopeutta. Tämä toimenpide vaatii taajuusmuuttajalla ohjatut pumput. Pumppaamon pinta asetetaan mahdollisimman ylös, jotta saadaan geodeettinen nostokorkeus minimiin. Automatiikalla pyritään pitämään pumppaamon pinta halutussa rajassa. Pumpun toimintapiste täytyy tutkia, jotta nähdään, käykö se hyvällä hyötysuhteella. Ajetavan valinnassa apuna voidaan käyttää pysyvyyskäyriä.

6.3 Lähtötietojen hankinta

6.3.1 Pysyvyyskäyrä

Säätötapaa valittaessa on hyvä tuntea pumppauksen pysyvyyskäyrä. Pysyvyyskäyrä voi esimerkiksi osoittaa prosentteina, kuinka suuren aikaa vuodesta virtaama on määrätyn suuruinen. Pysyvyyskäyrä voidaan muodostaa tutkimalla, kuinka paljon erisuuruisia virtausmääriä esiintyy tietyn ajan sisällä. Ajanjakso kannattaa valita tarpeeksi laajaksi, jotta saadaan kattava kuvaus aikaiseksi. Esimerkkinä voidaan tehdä pysyvyyskäyrä vuorokauden virtaamalle.

Ensin kerätään virtaama vuorokauden eri tunneilta. Virtaama on esitetty kuvassa 15.



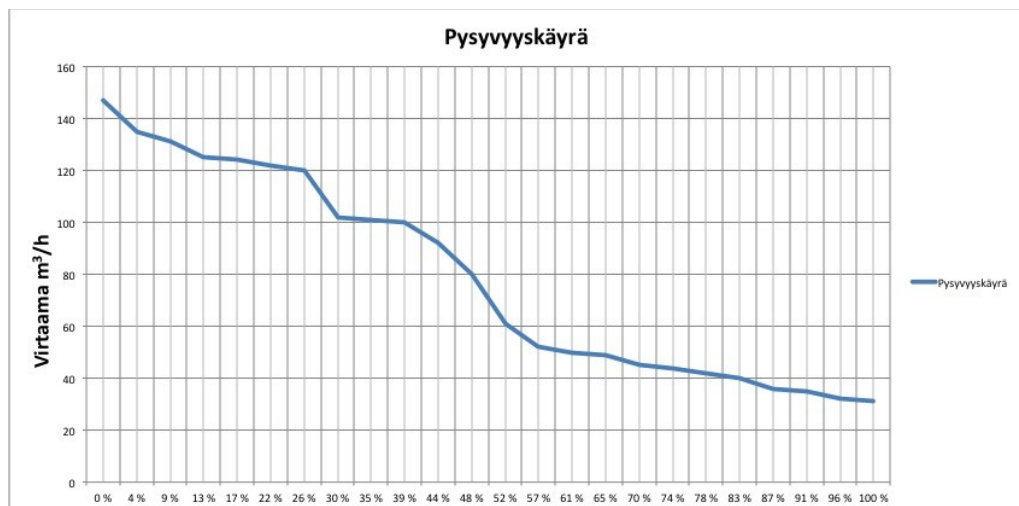
Kuva 15. Vuorokauden virtaama esitettyinä pylväsdiagrammina

Seuraavaksi voimme lajitella virtaama-arvot suurimmasta pienimpään ja jakaa virtaama-arvot 0 %:sta 100 %:iin asteikolle, kuten taulukossa 1 on tehty. (9.)

Taulukko 1. Virtaama jaettuna prosenttiasteikolle

147 m ³ /h	0 %	61 m ³ /h	52 %
135 m ³ /h	4 %	52 m ³ /h	57 %
131 m ³ /h	9 %	50 m ³ /h	61 %
125 m ³ /h	13 %	49 m ³ /h	65 %
124 m ³ /h	17 %	45 m ³ /h	70 %
122 m ³ /h	22 %	44 m ³ /h	74 %
120 m ³ /h	26 %	42 m ³ /h	78 %
102 m ³ /h	30 %	40 m ³ /h	83 %
101 m ³ /h	35 %	36 m ³ /h	87 %
100 m ³ /h	39 %	35 m ³ /h	91 %
92 m ³ /h	44 %	32 m ³ /h	96 %
80 m ³ /h	48 %	31 m ³ /h	100 %

Taulukon 1 arvoista muodostetaan kaavio (kuva 16), josta saamme havainnollisemman kuvan virtaaman jakautumisesta. Kaavion perusteella voimme tarkastella pumpun mitoitusta kyseiseen kohteeseen ja suunnitella sopivaa ajotapaa.



Kuva 16. Pysyvyyskäyrä

Pysyvyyskäyrän avulla voidaan tutkia esimerkiksi taajuusohjatun pumpun käyntiaikojaksi eri virtaamilla ja tarkastella niiden suhdetta pumpun hyötysuhteisiin. Kuvaajasta

kuvassa 16 voimme esimerkiksi päätellä, että noin 50 % ajasta virtaama on yli 80 m³/h, ja että virtaama ylittää joka hetki 31 m³/h.

6.3.2 Nostokorkeus, virtaama ja putkitiedot

Pumppaamoiden geodeettinen nostokorkeus voidaan määrittää karttatietojen pohjalta. Käynti- ja pysäytysrajojen korkotiedot saadaan pumppaamolta mittaamalla ja vertaamalla korkoja karttatietokannasta saataviin korkoihin. Joskus määrittäminen voi olla mahdollista pelkkien karttatietojen pohjalta, jolloin korot täytyy käydä mittaamassa paikan päällä.

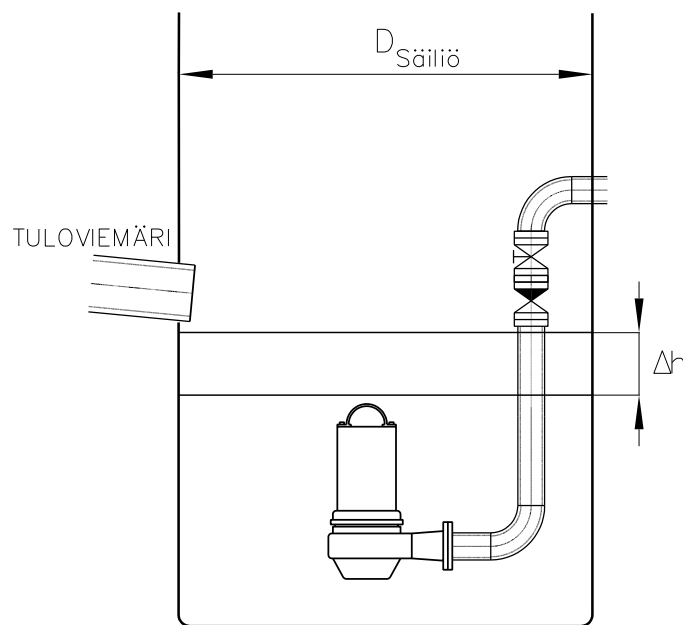
Kymen Vedellä pumppaamon ulkopuolisten putkien ja paikallisvastusten määrittämistiedot ovat karttatietokannassa, mutta pumppaamon sisäinen putkisto ja kalusteet täytyy käydä kartoittamassa pumppaamolla. Karttaohjelman perusteella saadaan putken halkaisija, ikä ja pituus. Putken iän perusteella voidaan arvioida pinnankarheuden arvoja.

Pumppaamoiden virtaaman mittaus voi perustua astiamittaukseen tai magneettiseen tilavuusvirtausmittaukseen. Jos kyseessä on magneettinen tilavuusvirtausmittari, virtausarvot ovat yleensä luotettavia. Jos pumppaamon virtaaman mittaus perustuu astiamittaukseen, kannattaa pumppaamolla tehdä pumpuille tuottomittaus. Mittausta tehtäessä kannattaa tarkistaa, että pumppaamon käynnistysraja on tuloviemäriin alapuolella, jotta padotuksesta ei aiheudu mittausvirhettä. Jos pumppaamolle tulee vettä jaksoittain, tuottomittauksen tekeminen on tarkempaa, koska silloin ei tarvitse ottaa huomioon mittauksen aikana pumppaamoon tulevaa vettä. Jos pumppaamoon tulee lisää vettä mittauksen aikana, voidaan veden virtaama ensin todeta mittaamalla ja laskemalla, minkä jälkeen vähennetään saatu virtaama lopputuloksesta.

Tuottomittauksessa mitataan pumppaamon pinnankorkeus. Seuraavaksi käynnistetään pumppu ja annetaan pinnan tippua Δh :n verran (kuva 17), esimerkiksi metrin verran. Samalla mitataan pinnankorkeuden muutokseen kulunut aika. Pumppaamosta täytyy mitata säiliön halkaisija. Seuraavaksi tehdään laskutoimitukset kaavan 18 avulla. Pumppaamoiden säiliöt voivat olla erimuotoisia, joten kaavaa täytyy soveltaa kohteen mukaan. Kaava 18 on sylinterin muotoiselle säiliölle.

$$Q = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot \Delta h}{t} \quad (18)$$

Q	tilavuusvirta [m ³ /s]
D	pumppaamon halkaisija [m]
Δh	pinnankorkeuden muutos [m]
t	pumppaamisen kulunut aika [s]

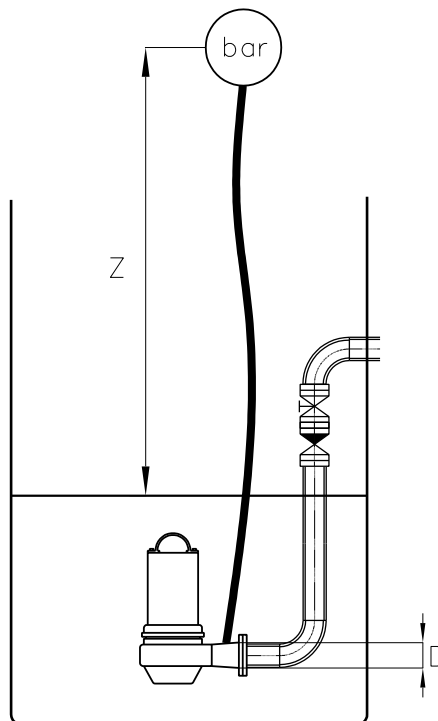


Kuva 17. Pumpun tuoton määrittämiseen tarvittavia mittoja

Pumppaamon nostokorkeus voidaan määrittää myös painemittauksen avulla (kuva 18). Pumpun pesään kiinnitetään letku, jonka toisessa päässä on painemittari. Letkussa on tyhjennysventtiili ennen painemittaria. Pumppu käynnistetään, ja venttiilistä laskeetaan ilma pois letkusta. Mittarista luetaan painelukema. Pumppaamosäiliön pinnan korkeuden ja mittarin välinen korkeusero Z mitataan. Nostokorkeus saadaan kaavalla 19. (4, 55.)

$$H = \frac{p}{\rho g} + Z + \frac{(\frac{4Q}{\pi D^2})^2}{2g} \quad (19)$$

H	nostokorkeus [m]
Z	painemittarin korkeus vedenpinnasta [m]
p	painemittarin lukema [Pa]
ρ	nesteen tiheys [kg/m ³]
g	painovoiman kiihtyvyys [9,81 m/s ²]
D	painelähdön halkaisija [m]
Q	tilavuusvirtaus [m ³ /s]



Kuva 18. Pumpuille suoritettavat tuottomittaukset käyttöpaikalla

7 KYMEN VEDEN PUMPPAAMOIDEN TARKASTELU

7.1 Esimerkkilaskut

Tässä työssä tehtyjen laskujen tarkoitus on auttaa ymmärtämään ja konkretisoimaan teoriaa ja antaa kuva pumppaamoiden energiansäästöpotentiaalista, joka voidaan saavuttaa muuttamalla pumppaamoiden ohjaustapaa. Koska ohjaustapa täytyy miettiä kohteittain, tulee esimerkkilaskuja soveltaa niihin.

Laskennassa käytetyt korkotiedot on hankittu Kymen Veden karttajärjestelmästä ja rakennuspiirustuksista. Paikallisvastukset ovat arvioituja taulukkoarvoja. Nesteen tiheytenä on käytetty arvoa 998 kg/m³. Nesteen viskositeettina on käytetty arvoa 0,001 kg/(ms). Sähkön hintana on käytetty lukemaa 44,50 €/MWh.

Pumppaamoiden putkistovastusten laskentaa on yksinkertaistettu, koska niiden on tarkoitus toimia vain suuntaa antavana esimerkkinä. Esimerkiksi paineputken mahdollisista mutkista ei ole tarkkaa tietoa, joten ne jäävät pois laskennasta. Jos pumppausjärjestelmässä on energiansäästöpotentiaalia, kannattaa kohteessa tehdä tarkempia mittauksia ja kokeita, joilla saadaan realistisempi kuva järjestelmästä.

Laskuissa käytetyt hyötysuhde-, nostokorkeus- ja virtaamatiedot on luettu käyrästöiltä, joten arvot ovat pyöristettyjä. Hyötysuhteissa ei ole otettu huomioon taajuusmuuttajan hyötysuhdetta, joka on yleensä yli 95 %.

7.2 Esimerkki 1: Hovinsaaren pumppaamo

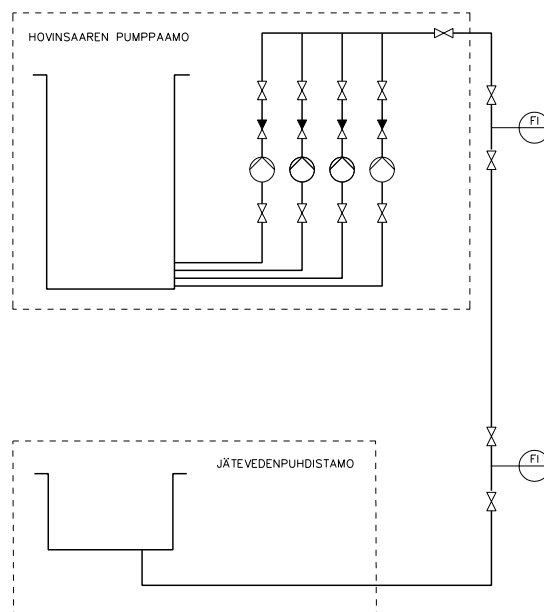
Hovinsaaren pumppaamo on suurin Kymen Veden pumppaamoista. Hovinsaaren pumppaamo pumppaa Mussalon jätevedenpuhdistamolle (kuva 19). Paineputki kulkee meren pohjassa ja on noin 3 421 metriä pitkä. Putkimateriaali on PEH, ja sen nimellishalkaisija on DN 800. Putken seinämä on 47,4 mm, eli putken sisähalkaisija on 705,2 mm.

Normaali virtaama pumppaamolla on keskimäärin 1 100 m³ tunnissa. Pumppaamolla on neljä 141 kW:n pumppua, joista kolmea voidaan käyttää yhtä aikaa.

Puhdistamolla on esikäsitteily, joka koostuu hienovälppistä ja hiekan erotuksesta. Paineputki purkaa välppien edessä olevaan altaaseen, altaan pohjasta. Pinnankorkeus vaihtelee välppien edessä 0,8 metristä 1,2 metriin. Välppäaltaaseen pumppaavat myös Mussalon ja Kotkansaaren pumppaamot, joten välppäämön pinta vaihtelee myös niiden pumatessa.

Pumppaamon pumput pystyvät tuottamaan jokainen 500 l/s, ja niiden maksiminostokorkeus on 45 metriä. Pumppujen nimellisyörimisnopeus on 984 kierrosta minuutissa. Pumppuja ohjataan taajuusmuuttajilla.

Jokaiselle pumpulle on asetettu omat rajat, joissa ne käynnistyvät. Pumppu käynnistyy 32 Hz:n taajuudella, ja sitä nostetaan aina 50 Hz:iin asti, jos pumppaamon pinta ei laske. Kun seuraavan pumpun käynnistysraja saavutetaan, se toimii vastaavasti kuin edellinen. Tämä on todettu toimivaksi, mutta laskennan avulla voimme todeta onko se energiatehokkaampaa, verrattuna ohjaustapaan, jossa kaikki pumput käyvät 50 Hz:n taajuudella.



Kuva 19. Hovinsaaren pumppaamon PI-kaavio

Pumppaamolla pumpun pysäytysraja on korossa -2,3, ja 3:n pumpun käynnistysraja on korossa -1,4, eli keskimäärin pinta on korossa -1,7. Puhdistamolla välppäaltaan pohja on korossa +4.8. Tuloaltaan pinta vaihtelee välillä 0,8–1,2 metriä, eli pinta on keskimäärin 1 metriä. Koska pumppaamon pinta on korossa -1,7 ja välppäämön pinta

on korossa +5,8, tulee pumppaamon geodeettiseksi nostokorkeudeksi 7,5 metriä. Putkiston arvioidut paikallisvastukset on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Hovinsaaren pumppaamon arvioidut paikallisvastukset

imauukko	0,5
kumiluistiventtiili	0,2
läppätakaisku	1,5
levyluistiventtiili	0,2
90 asteen mutka	0,36
kumiluistiventtiili	0,2
virtausmittari	0,08
kumiluistiventtiili	0,2
virtausmittari	0,08
kumiluistiventtiili	0,2
90 asteen mutka	0,36
YHTEENSÄ	3,88

Lasketaan putkilinjan painehäviö, kun yksi pumppu käy 50 Hz:n taajuudella ja pumppun tuotto on 500 l/s. Ensin lasketaan virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,500 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,3526 \text{ m})^2} = 1,280 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään, onko virtaama laminaarista vai turbulენტtista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,280 \text{ m/s} \cdot 0,7052 \text{ m}}{0,001 \text{ kg/(ms)}} = 900\,851$$

Virtaama on turbulenttista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnankarheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,01 \text{ mm}}{705,2 \text{ mm}} = 0,000014$$

Reynoldsin luvun ja putken pinnankarheuden avulla määritetään vastuskerroin λ , Moodyn käyrästä.

$$\lambda = 0,0193$$

Seuraavaksi lasketaan putkilinjan painehäviö Δp .

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,019 \cdot \frac{3\,421 \text{ m}}{0,7052 \text{ m}} + 3,88 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(1,280 \frac{m}{s} \right)^2 \\ &= 78\,527,6 \text{ Pa} = 0,79 \text{ bar} \end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} .

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{0,79 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ Pa/bar}}{998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 8,07 \text{ m}$$

Jotta voidaan piirtää kuvaaja putkiston nostokorkeudesta, täytyy määritellä vakiokerroin k .

$$H_{dyn} = kQ^2$$

$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{8,07 \text{ m}}{\left(500 \frac{l}{s} \right)^2} = 0,000032 \text{ ms}^2/l^2$$

Kun vakiokerroin k on selvillä, laskemme eri virtaamia vastaavat pisteet nostokorkeutena.

$$H = H_{geod} + k \cdot Q^2$$

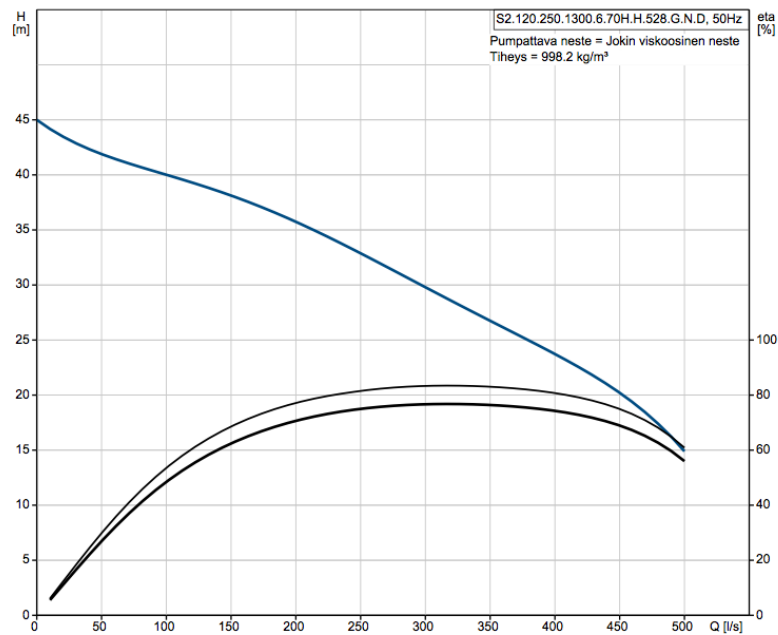
Taulukkoon 3 on laskettu nostokorkeudet eri virtaamilla.

Taulukko 3. Nostokorkeudet eri virtaamilla

0 l/s	100 l/s	200 l/s	300 l/s	400 l/s	500 l/s
7,5 m	7,8 m	8,8 m	10,4m	12,7 m	15,6 m

Seuraavaksi voimme määrittellä kuvasta 20 saatavien tietojen perusteella pumpun nostokorkeudet eri virtaamilla. Arvot on taulukoituna taulukossa 4.

96810581 S2.120.250.1300.6.70H.H.528.G.N.D 50 Hz

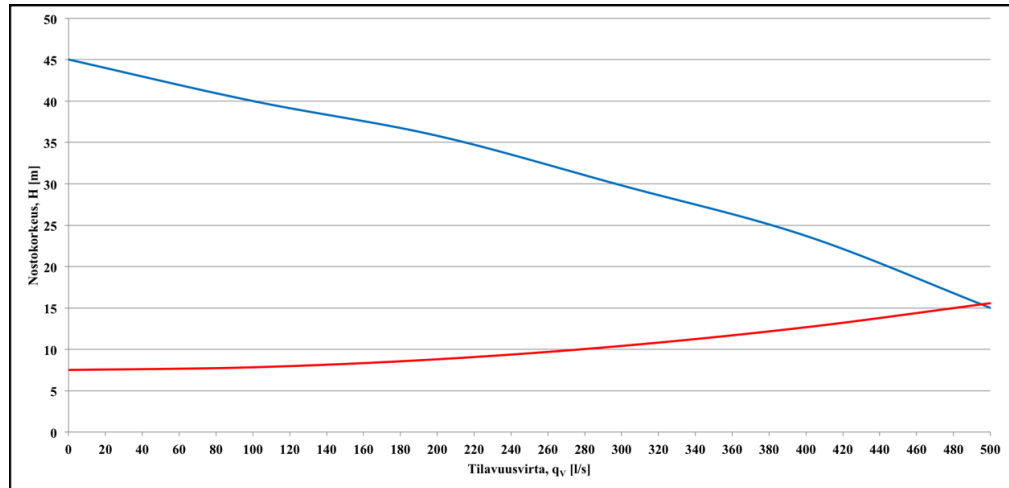


Kuva 20. Hovinsaaren pumppaamon pumpun Q/H-käyrä ja hyötysuhdekäyrät

Taulukko 4. Pumpukäyrän muodostamista varten taulukoidut tuotot ja nostokorkeudet

0 l/s	100 l/s	200 l/s	300 l/s	400 l/s	500 l/s
45 m	40 m	35,8 m	29,8 m	23,7 m	15 m

Seuraavaksi yhdistetään pumppukäyrä ja putkistokäyrä, joiden perusteella voimme määrittellä pumpun toimintapisteen (kuva 21).



Kuva 21. Hovinsaaren pumppaamon pumpun toimintapiste

Kuvan 21 käyrästä huomaaamme, että pumppu toimii 50 Hz:n taajuudella käyrän oikeassa laidassa. Pumpun hyötysuhdekäyrästä kuvassa 20 näemme, että pumppu käy hyötysuhteella 59 %. Hyötysuhdekäyrästä näemme myös, että pumpulla on mahdollista päästä yli 70 %:n hyötysuhteeseen. Seuraavaksi tutkitaan, mikä muodostuu pumpun toimintapisteeksi, kun se käy pyörimisnopeudella 641 r/min. Uudet pisteet nostokorkeudelle kierrosluvulla 641 r/min saadaan kaavalla 20.

$$H_1 = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \cdot H_0 \quad (20)$$

H_1 uusi nostokorkeus [m]

H_0 vanha nostokorkeus [m]

n_1 uusi kierrosnopeus [r/min]

n_2 vanha kierrosnopeus [r/min]

Uudet pisteet virtaamalle saadaan kaavalla 21.

$$Q_1 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) \cdot Q_0 \quad (21)$$

Q_1 uusi virtaama [l/s]

Q_0 vanha virtaama [l/s]

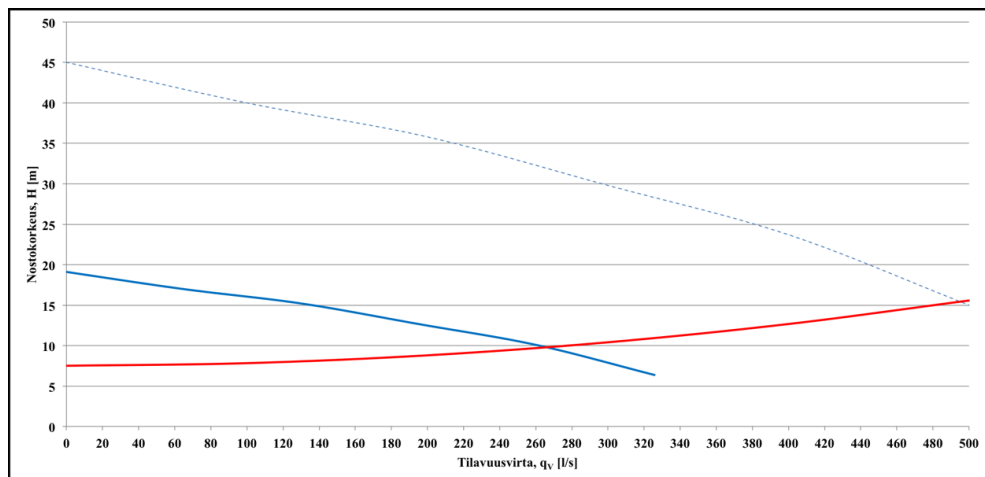
n_1 uusi kierrosnopeus [r/min]

n_2 vanha kierrosnopeus [r/min]

Taulukon 5 arvojen perusteella voimme muodostaa uuden käyrän, jonka perusteella voimme määrittää uuden toimintapisteen. Kuvassa 22 on taulukon 5 arvojen perusteella muodostettu pumpun uusi toimintapiste.

Taulukko 5, Uudet pisteet 32 Hz:n taajuudella

0 l/s	65 l/s	130 l/s	195 l/s	261 l/s	326 l/s
19,1 m	17,0 m	15,2 m	12,6 m	10,1 m	6,4 m



Kuva 22. Hovinsaaren pumppaamon pumpun toimintapiste, kun kierrosnopeutta on pienennetty

Kuvan 22 käyrästä huomaaamme, että tilavuusvirta on 270 l/s ja nostokorkeus on 9,5 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan liitteessä 4 olevasta hyötysuhdekäyrästä.

Pumppu käy hyötysuhteella 65 %. Saatujen arvojen perusteella voimme laskea eron kahden ajotavan välillä.

$$P_{50\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 15,57 \text{ m}}{0,56} = 136\,104 \text{ W} = 136,10 \text{ kW}$$

$$P_{32\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,270 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 9,5 \text{ m}}{0,65} = 38\,634,3 \text{ W} = 38,63 \text{ kW}$$

Lasketaan pumppausajat 20 000 m³/d määrälle, kummallakin ajotavalla.

$$\text{Pumppausaika}_{50\text{Hz}} = \frac{20\,000 \text{ m}^3}{0,5 \text{ m}^3/\text{s}} = 40\,000 \text{ s} = 11,11 \text{ h}$$

$$\text{Pumppausaika}_{32\text{Hz}} = \frac{20\,000 \text{ m}^3}{0,270 \text{ m}^3/\text{s}} = 74\,074 \text{ s} = 20,58 \text{ h}$$

Seuraavaksi lasketaan kuinka paljon kuluu energiaa 20 000 m³:n pumppaamiseen.

$$\text{Energia}_{50\text{Hz}} = 11,11 \text{ h} \cdot 136,10 \text{ kW} = 1512,07 \text{ kWh}$$

$$\text{Energia}_{32\text{Hz}} = 20,58 \text{ h} \cdot 38,63 \text{ kW} = 795,01 \text{ kWh}$$

Energiansäästöä syntyy ajamalla pumppua pienemmillä kierroksilla.

$$1\,512,07 \text{ kWh} - 795,01 \text{ kWh} = 717,06 \text{ kWh}$$

Rahallista säästöä syntyy pumpattaessa 20 000 m³/d.

$$0,717 \frac{\text{MWh}}{\text{d}} \cdot 44,50 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 31,91 \text{ €/d}$$

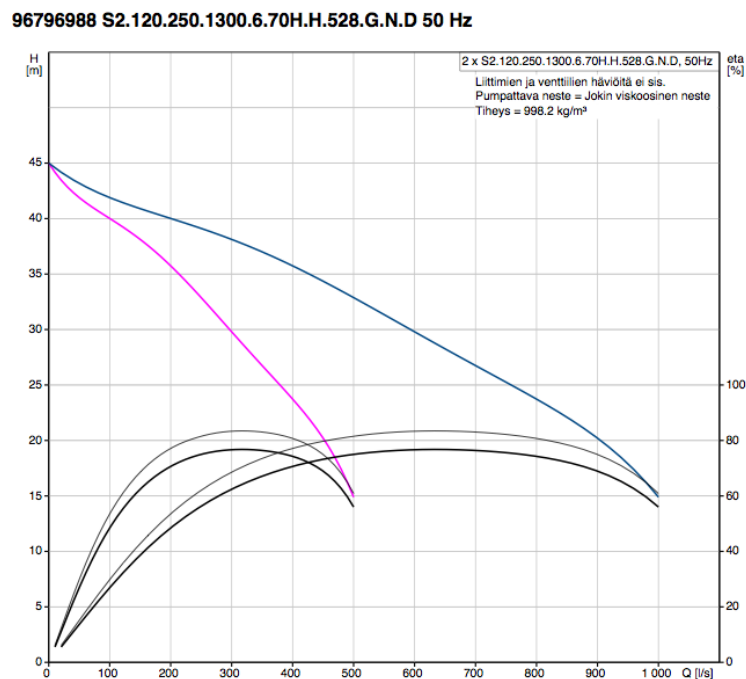
Kuukaudessa syntyy säästöä.

$$31 \text{ d} \cdot 31,91 \frac{\text{€}}{\text{d}} = 989,21 \text{ €}$$

Esimerkin 1 perusteella voimme päätellä, että pumppu käy 50 Hz:n taajuudella toiminta-alueensa oikeassa reunassa, mikä voi lisätä pumpun käyntihäiriöitä. Koska pumppua pyritään ajamaan pienennetyllä taajuudella, saadaan toimintapistettä siirretty lähemmäs käyrän keskipistettä. Pumppaamalla saadaan huomattavaa säästöä ajamalla pienennetyllä taajuudella.

7.3 Esimerkki 2: Hovinsaaren pumppaamo

Lasketaan putkilinjan painehäviö, kun kaksi pumppua käy 50 Hz:n taajuudella, eli pumppujen yhteenlaskettu nimellistuotto on 1 000 l/s (kuva 23).



Kuva 23. Kahden rinnakkain kytketyn pumput H/Q- ja hyötysuhdekäyrät

Ensin lasketaan virtausnopeus putkessa.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,3526)^2} = 2,5602 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään, onko virtaama laminaarista vai turbulenttista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,5602 \text{ m/s} \cdot 0,7052 \text{ m}}{0,001 \text{ kg/(ms)}} = 1\,801\,840$$

Virtaama on turbulanttista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnankarheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,01 \text{ mm}}{705,2 \text{ mm}} = 0,000014$$

Reynoldsin luvun ja putken pinnankarheuden avulla määritetään vastuskerroin λ , Moodyn käyrästä.

$$\lambda = 0,016$$

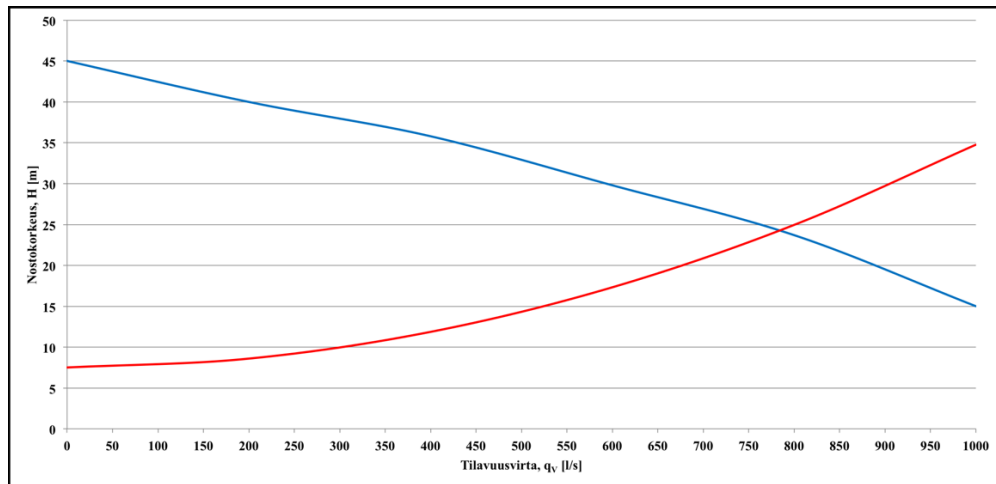
Seuraavaksi lasketaan putkilinjan painehäviö Δp .

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,016 \cdot \frac{3421 \text{ m}}{0,7052 \text{ m}} + 3,88 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(2,5602 \frac{m}{s} \right)^2 \\ &= 266\,559 \text{ Pa} = 2,67 \text{ bar} \end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} kahdelle pumpulle.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{2,67 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ Pa/bar}}{998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 27,27 \text{ m}$$

Seuraavaksi määritetään pumpun toimintapiste. Toimintapiste määritetään esimerkiksi 1 esitetyllä tavalla. Kuvassa 24 on pumpun uusi toimintapiste.

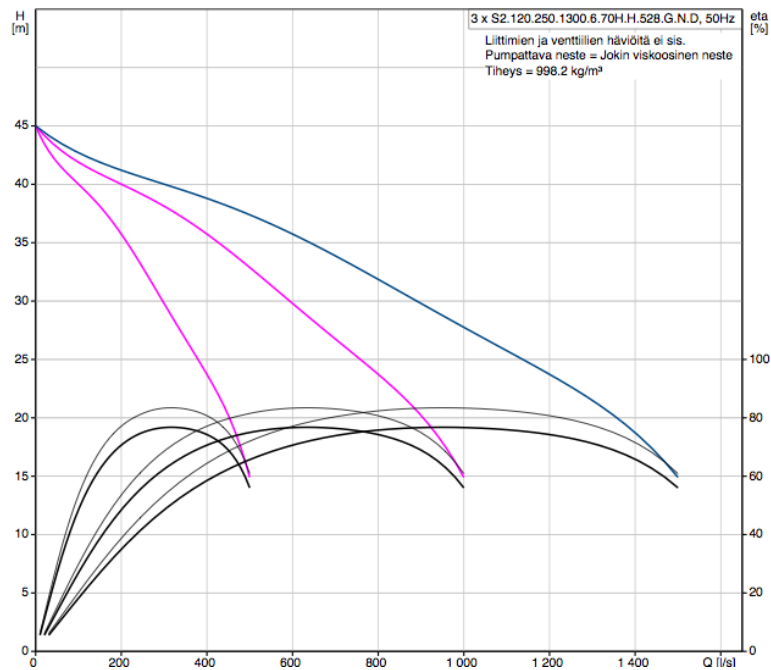


Kuva 24. Hovinsaaren pumppaamon kahden rinnakkain käyvän pumpun toimintapiste

Kuvan 24 käyrästä huomaamme, että tilavuusvirta on 790 l/s ja nostokorkeus on 24 metriä. Pumpujen hyötysuhde saadaan kuvassa 23 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Pumput käyvät hyötysuhteella 72 %.

Seuraavaksi lasketaan putkiston painehäviö, kun kolme pumpua käy 50 Hz:n taajuudella ja nimellistuotto on 1 500 l/s (kuva 25).

16796988 S2.120.250.1300.6.70H.H.528.G.N.D 50 Hz



Kuva 25. Hovinsaaren pumppaamon kolmen rinnakkain käyvän pumpun Q/H-käyrä ja hyötysuhdekäyrät

Ensin lasketaan virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{1,5 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,3526 \text{ m})^2} = 3,8404 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään, onko virtaama laminaarista vai turbulენტtista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,8404 \text{ m/s} \cdot 0,7052 \text{ m}}{0,001 \text{ kg/(ms)}} = 2\,702\,830$$

Virtaama on turbulენტtista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnankarheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,01 \text{ mm}}{705,2 \text{ mm}} = 0,000014$$

Reynoldsin luvun ja putken pinnankarheuden avulla määritetään vastuskerroin λ , Moodyn käyrästä.

$$\lambda = 0,015$$

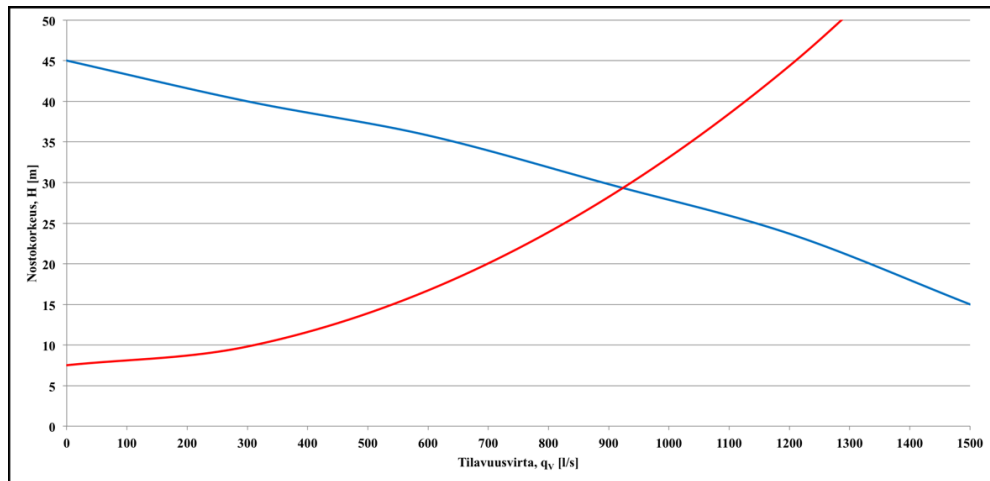
Seuraavaksi lasketaan putkilyn painehäviö Δp .

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,015 \cdot \frac{3\,421 \text{ m}}{0,7052 \text{ m}} + 3,88 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(3,8404 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \\ &= 564\,087 \text{ Pa} = 5,64 \text{ bar} \end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} kolmelle pumpulle.

$$H_{\text{dyn}} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{5,64 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ Pa/bar}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 57,61 \text{ m}$$

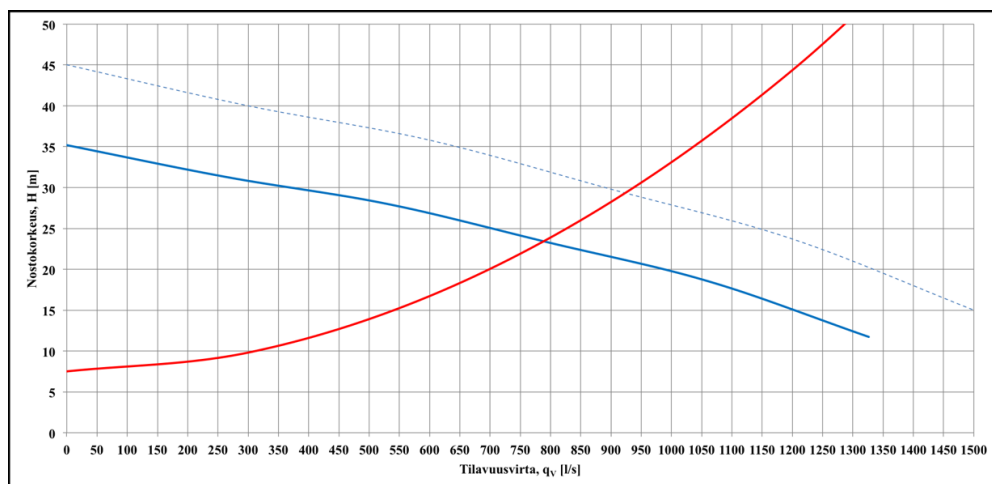
Seuraavaksi määritetään pumppujen toimintapiste. Toimintapiste määritetään esimerkiksi 1 esitetyllä tavalla. Kuvassa 26 on pumppujen uusi toimintapiste.



Kuva 26. Hovinsaaren pumppaamon toimintapiste, kun kolme pumppua käy rinnakkain

Kuvan 26 käyrästä huomaa, että tilavuusvirta on 930 l/s ja nostokorkeus on 29 metriä. Pumppujen hyötysuhde saadaan kuvassa 25 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Pumput käyvät hyötysuhteella 74 %.

Seuraavaksi lasketaan putkiston painehäviö, kun kolmella pumpulla ajetaan 870 r/min. Pumppujen uusi toimintapiste määritellään esimerkissä 1 esitetyllä tavalla. Pumppujen uusi toimintapiste nähdään kuvasta 27.



Kuva 27. Hovinsaaren pumppaamon toimintapiste, kun kolme pumppua käy rinnakkain alennetulla kierrosnopeudella

Kuvan 27 käyrästä huomaamme, että tilavuusvirta on 790 l/s ja nostokorkeus on 23 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan liitteessä 6 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Pumppu käy hyötysuhteella 73 %.

Voimme laskea kahden erilaisen ajotavan energiankulutukset.

$$P_{2 \text{ pumppua täydet kierrokset}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,790 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 24 \text{ m}}{0,74}$$

$$= 250\,845 \text{ W} = 250,85 \text{ kW}$$

$$P_{3 \text{ pumppua vajaat kierrokset}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,790 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 23 \text{ m}}{0,73}$$

$$= 243\,687 \text{ W} = 243,69 \text{ kW}$$

Lasketaan pumppausajat määrälle 20 000 m³/d, kummallakin ajotavalla.

$$Pumppausaika_{2 \text{ pumppua täydet kierrokset}} = \frac{20\,000 \text{ m}^3}{0,790 \text{ m}^3/\text{s}} = 25\,317 \text{ s} = 7,0 \text{ h}$$

$$Pumppausaika_{3 \text{ pumppua vajaat kierrokset}} = \frac{20\,000 \text{ m}^3}{0,790 \text{ m}^3/\text{s}} = 25\,317 \text{ s} = 7,0 \text{ h}$$

Seuraavaksi laskemme, kuinka paljon kuluu energiaa 20 000 m³:n pumppaamiseen.

$$Energia_{2 \text{ pumppua täydet kierrokset}} = 7,0 \text{ h} \cdot 250,85 \text{ kW} = 1\,755,95 \text{ kWh}$$

$$Energia_{3 \text{ pumppua vajaat kierrokset}} = 7,0 \text{ h} \cdot 243,69 \text{ kW} = 1\,705,83 \text{ kWh}$$

Energiansäästöä syntyy ajamalla kolmea pumppua vajailla kierroksilla.

$$1\,755,95 \text{ kWh} - 1\,705,83 \text{ kWh} = 50,12 \text{ kWh}$$

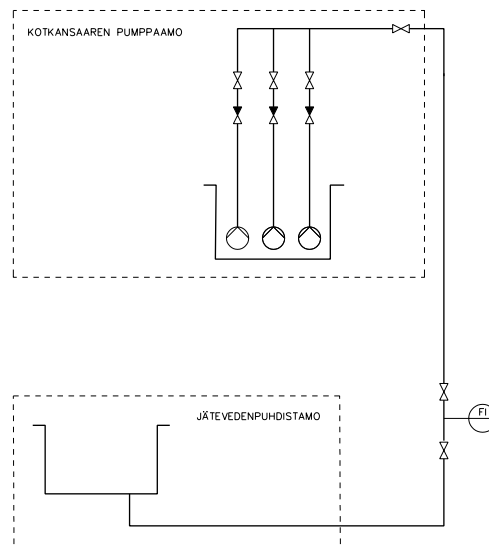
Rahallista säästöä syntyy pumpattaessa 20 000 m³/d.

$$0,050 \frac{\text{MWh}}{\text{d}} \cdot 44,50 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 2,23 \text{ €/d}$$

Esimerkin 2 perusteella ei saatu suurta energiansäästöä kyseisessä kohteessa, mutta ajotapaa voidaan soveltaa mahdollisesti toiseen kohteeseen.

7.4 Esimerkki 3: Kotkansaaren pumppaamo

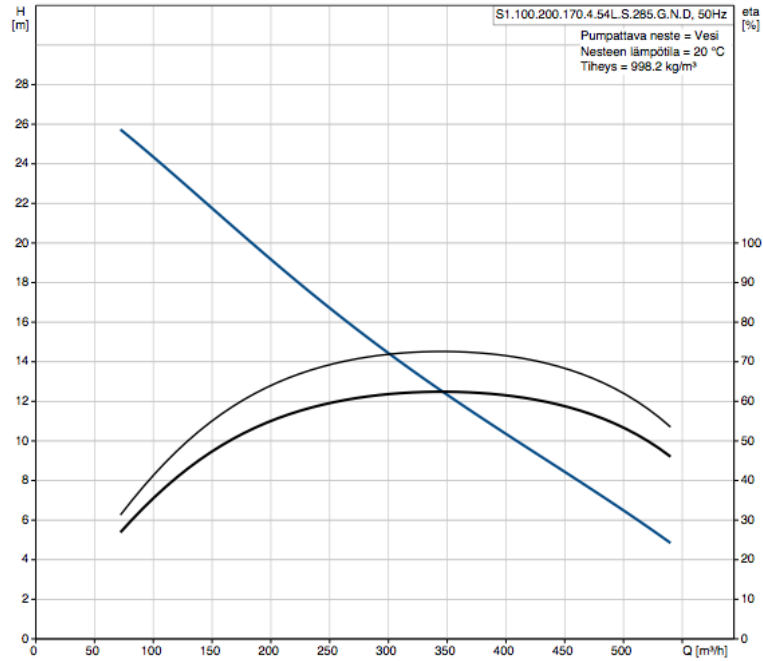
Kotkansaaren pumppaamo on yksi pääpumppaamoista. Kotkansaaren pumppaamo pumppaa Mussalon jätevedenpuhdistamolle (kuva 28). Paineputki kulkee meren pohjassa ja on noin 2 600 metriä pitkä. Putkimateriaali on PEH, ja sen nimellishalkaisija on DN 500. Putken seinämä 29,7 mm, eli putken sisähalkaisija on 440,6 mm. Geo-deettinen nostokorkeus on 7,06 metriä. Putkilinjan arvioitu paikallisvastuskerroin on 2,85.



Kuva 28. Kotkansaaren pumppaamon PI-kaavio

Normaali virtaama pumppaamolla on keskimäärin 120 m^3 tunnissa. Pumppaamolla on kolme 20 kW:n pumppua (kuva 29).

95113515 S1.100.200.170.4.54L.S.285.G.N.D 50 Hz



Kuva 29. Kotkansaaren pumppaamon pumpun Q/H- ja hyötysuhdekäyrät

Pumppaamon pumput pystyvät tuottamaan jokainen 148 l/s, ja niiden maksiminostokorkeus on 25,6 metriä. Pumppujen nimellisyörimisnopeus on 1 455 kierrosta minuutissa. Pumppuja ohjataan taajuusmuuttajilla. Ohjauslogiikalle on määritelty raja, jossa pumppaamon pintaa pyritään pitämään.

Määritetään pumpun toimintapiste, kun pumppu käy 50 Hz:llä. Lasketaan ensin virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,148 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,2203 \text{ m})^2} = 0,971 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään onko virtaama laminaarista vai turbulenttista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,971 \text{ m/s} \cdot 0,4406 \text{ m}}{0,001 \text{ kg/(ms)}} = 426\,967$$

Virtaama on turbulenttista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnankarheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,25\text{mm}}{440,6\text{mm}} = 0,000567$$

Reynoldsin luvun ja putken pinnankarheuden avulla määritellään vastuskerroin λ , Moodyn käyrästä.

$$\lambda = 0,044$$

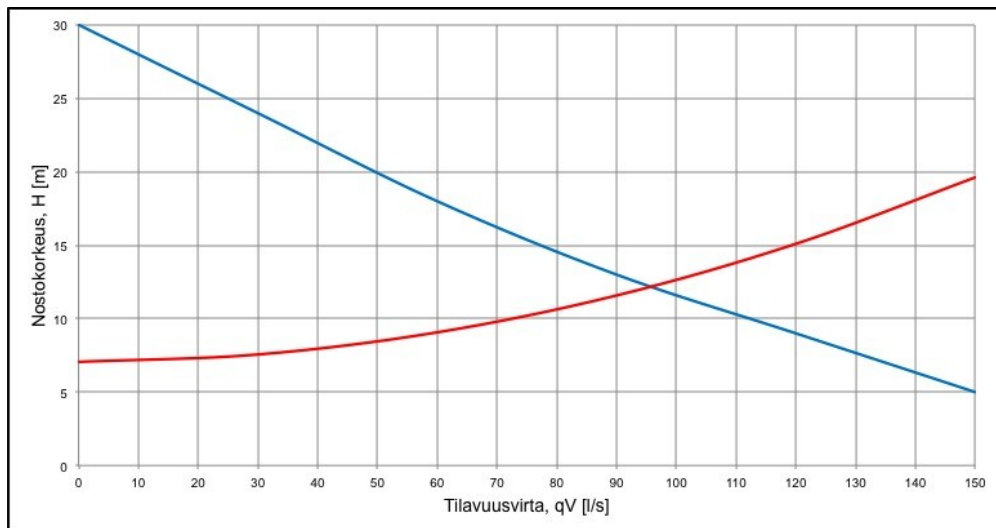
Seuraavaksi lasketaan putkilyn painehäviö Δp .

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,044 \cdot \frac{2\,600\text{ m}}{0,4406\text{ m}} + 2,85 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(0,971 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \\ &= 123\,498\text{ Pa} = 1,23\text{ bar} \end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} .

$$H_{\text{dyn}} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{1,23\text{ bar} \cdot 100\,000\text{ Pa/bar}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81\text{ m/s}^2} = 12,56\text{ m}$$

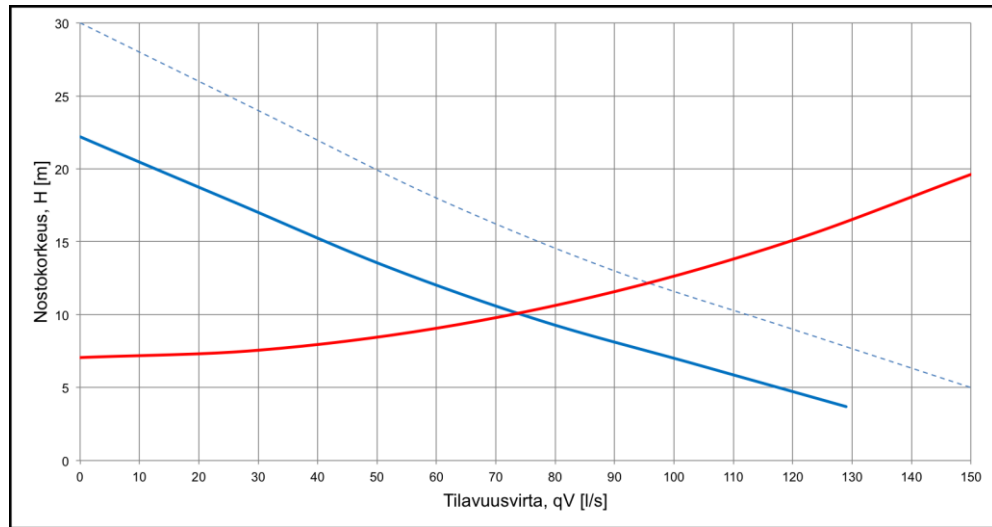
Muodostetaan kuvaaja putkiston nostokorkeudesta, esimerkissä 1 esitetyllä tavalla (kuva 30).



Kuva 30. Kotkansaaren pumppaamon toimintapiste, kun pumppu käy 50 Hz:llä

Kuvan 30 käyrästä huomaamme, että tilavuusvirtaus on 95 l/s ja nostokorkeus on 13 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan kuvassa 29 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Hyötysuhde on 62 %.

Normaalilla virtaamalla pumppuja voidaan ajaa pienennetyllä kierrosnopeudella. Seuraavaksi määritetään pumpun toimintapiste, kun kierrosnopeus on 1 251 r/min. Toimintapiste määritetään esimerkissä 1 esitetyllä tavalla. Kuvassa 31 on pumpun uusi toimintapiste.



Kuva 31. Kotkansaaren pumppaamon toimintapiste, kun kierrosnopeus on 1 251 r/min

Kuvan 31 käyrästä huomaamme, että tilavuusvirtaus on 74 l/s ja nostokorkeus on 10 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan liitteessä 8 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Pumppu käy hyötysuhteella 61 %.

Pumppaamon keskimääräinen virtaama on 100 m³/h, eli 2 400 m³/d. Lasketaan energiankulutus vuorokausitasolla kahdella eri ajotavalla.

$$P_{50\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,095 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 13 \text{ m}}{0,62} = 19\,501,8 \text{ W} = 19,5 \text{ kW}$$

$$P_{43\text{Hz}} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,074 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 10 \text{ m}}{0,61} = 11\,876,9 \text{ W} = 11,9 \text{ kW}$$

Lasketaan pumppausajat määrälle 2 400 m³/d, kummallakin ajotavalla.

$$Pumppausaika_{täydet\ kierrokset} = \frac{2\,400\ m^3}{0,095\ m^3/s} = 25\,263\ s = 7,0\ h$$

$$Pumppausaika_{vajaat\ kierrokset} = \frac{2\,400\ m^3}{0,074\ m^3/s} = 32\,432\ s = 9,0\ h$$

Seuraavaksi laskemme, kuinka paljon kuluu energiaa 2 400 m³:n pumppaamiseen.

$$Energia_{täydet\ kierrokset} = 7,0\ h \cdot 19,5\ kW = 136,5\ kWh$$

$$Energia_{vajaat\ kierrokset} = 9,0\ h \cdot 11,9\ kW = 107,1\ kWh$$

Energiansäästöä syntyy vajailla kierroksilla.

$$136,5\ kWh - 107,1\ kWh = 29,4\ kWh$$

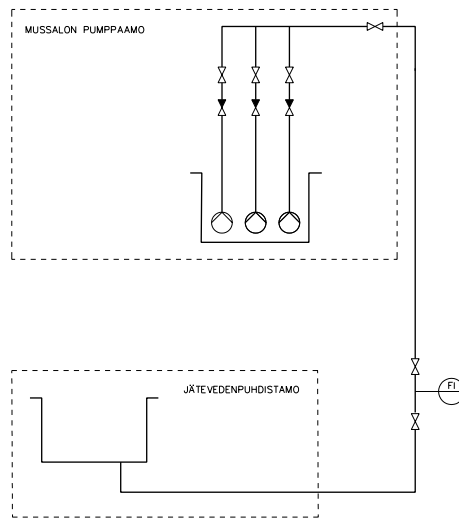
Rahallista säästöä syntyy pumpattaessa 2 400 m³/d.

$$0,029\ \frac{MWh}{d} \cdot 44,50\ \frac{\text{€}}{MWh} = 1,29\ \text{€/d}$$

Esimerkin 3 perusteella voimme päätellä, että Kotkansaaren pumppaamon ajotapa on taloudellinen kyseisellä pumpulla, koska pumppu toimii hyvän hyötysuhteen alueella.

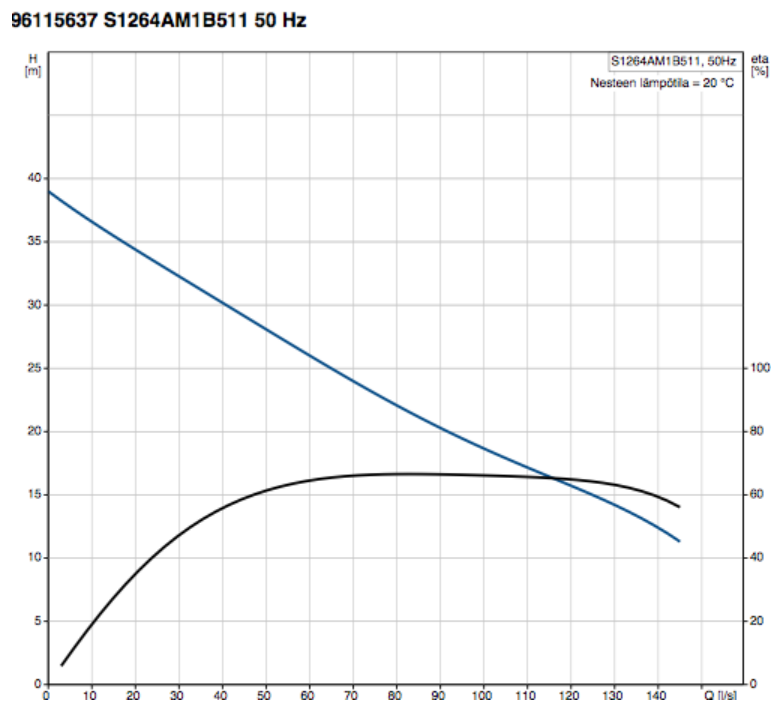
7.5 Esimerkki 4: Mussalon pumppaamo

Mussalon pumppaamo on yksi pääpumppaamoista, jotka pumppaavat Mussalon jätevedenpuhdistamolle (kuva 32). Paineputki on noin 1 520 metriä pitkä. Putkimateriaali on PEH, ja sen nimellishalkaisija on DN 560. Putken seinämä 33,2 mm, ja putken sisähalkaisija on 493,6 mm. Geodeettinen nostokorkeus on 6,3 metriä. Putkilinjan arvioitu paikallisvastuskerroin on 4,14.



Kuva 32. Mussalon pumppaamon PI-kaavio

Pumppaamolla on kolme 26 kW:n pumppua (kuva 33). Pumppaamo pumppaa Mussalon puhdistamon välppäaltaaseen, kuten Hovinsaaren pumppaamo esimerkissä 1.



Kuva 33. Mussalon pumppaamon pumpun Q/H- ja hyötysuhdekäyrät

Pumppaamon pumput pystyvät tuottamaan jokainen 135 l/s ja niiden maksiminostokorkeus on 36 metriä. Pumppujen nimellisyörimisnopeus on 1 446 kierrosta minuutissa. Yhtä pumpua ohjataan taajuusmuuttajalla ja kaksi muuta pumpua käynniste-

tään pehmokäynnistimillä. Ohjauslogiikalle on määritelty raja, jossa pumput pyrkivät pintaa pitämään. Normaali virtaama pumppaamolla on keskimäärin 190 m^3 tunnissa.

Määritetään pumpun toimintapiste. Lasketaan ensin virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,135 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,2468 \text{ m})^2} = 0,705 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään, onko virtaama laminaarista vai turbulenttista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,705 \text{ m/s} \cdot 0,4936 \text{ m}}{0,001 \text{ kg}/(\text{ms})} = 347\,292$$

Virtaama on turbulenttista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnankarheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,15 \text{ mm}}{493,6 \text{ mm}} = 0,000304$$

Seuraavaksi määritetään vastuskerroin λ Moodyn käyrästä avulla.

$$\lambda = 0,042$$

Seuraavaksi lasketaan putkilinjan painehäviö Δp .

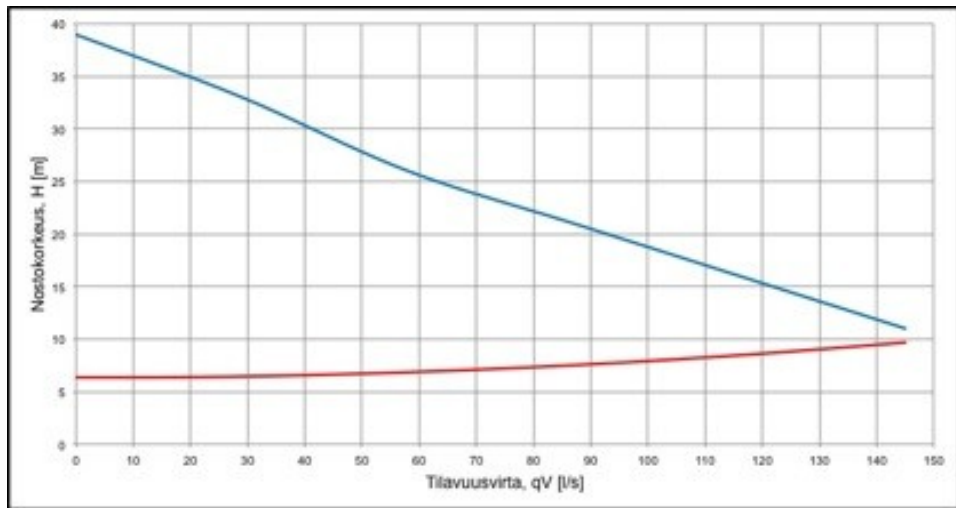
$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,042 \cdot \frac{1\,520 \text{ m}}{0,4936 \text{ m}} + 4,14 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(0,705 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \\ &= 33\,104 \text{ Pa} = 0,33 \text{ bar} \end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} .

$$H_{\text{dyn}} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{0,33 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ Pa}/\text{bar}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 3,37 \text{ m}$$

Muodostetaan kuvaaja putkiston nostokorkeudesta esimerkissä 1 esitetyllä tavalla.

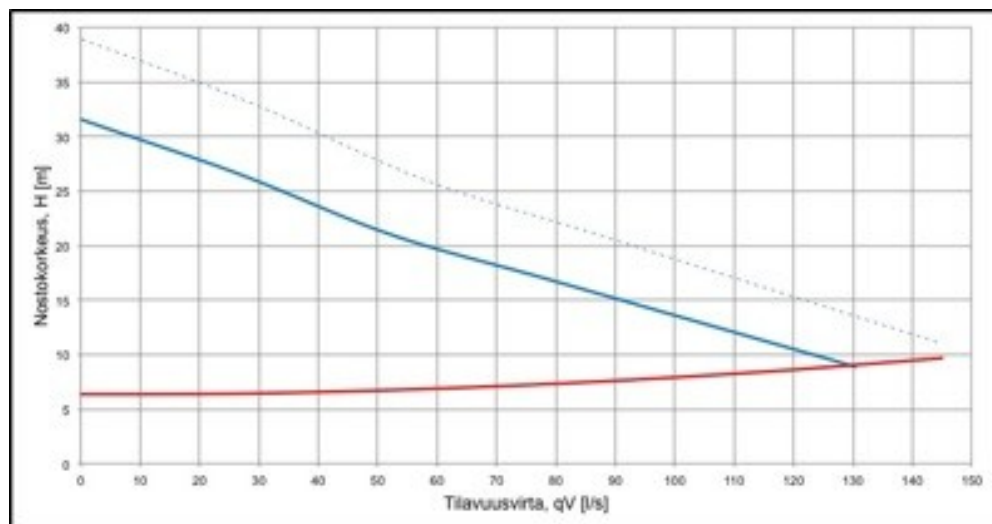
Kuvassa 34 on pumpun toimintapiste.



Kuva 34. Mussalon pumppaamon pumpun toimintapiste, kun pumppu käy 50 Hz:llä

Kuvan 34 käyrästä huomaaamme, että tilavuusvirtaus on 145 l/s ja nostokorkeus on 11 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan kuvassa 33 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Hyötysuhde on 56 %.

Normaalilla virtaamalla pumppuja voidaan ajaa pienennetyllä kierrosnopeudella. Seuraavaksi määritetään pumpun toimintapiste, kun kierrosnopeus on 1 300 r/min. Toimintapiste määritetään esimerkissä 1 esitetyllä tavalla. Kuvassa 35 on pumpun uusi toimintapiste.



Kuva 35. Mussalon pumppaamon pumpun toimintapiste, kun kierrosnopeus on alennettuna arvoon 1 300 r/min

Kuvan 35 käyrästä huomaa, että tilavuusvirtaus on 130 l/s ja nostokorkeus on 9 metriä. Pumpun hyötysuhde saadaan liitteessä 7 olevasta hyötysuhdekäyrästä. Hyötysuhde on 63 %.

Pumppaamon keskimääräinen virtaama on 190 m³/h eli 4 560 m³/d. Lasketaan energi-ankulutus vuorokausitasolla kahdella eri ajotavalla.

$$P_{50Hz} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,145 \frac{m^3}{s} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 11 m}{0,56} = 27\,885,1 W = 27,9 kW$$

$$P_{43Hz} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,130 \frac{m^3}{s} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 9 m}{0,63} = 18\,182,1 W = 18,2 kW$$

Lasketaan pumppausajat 4 560 m³/d virtaamalle, kummallakin ajotavalla.

$$Pumppausaika_{täydet\ kierrokset} = \frac{4\,560\ m^3}{0,145\ m^3/s} = 31\,448\ s = 8,7\ h$$

$$Pumppausaika_{vajaat\ kierrokset} = \frac{4\,560\ m^3}{0,130\ m^3/s} = 35\,077\ s = 9,7\ h$$

Seuraavaksi laskemme, kuinka paljon kuluu energiaa 2 400 m³:n pumppaamiseen.

$$Energia_{täydet\ kierrokset} = 8,7\ h \cdot 27,9\ kW = 242,73\ kWh$$

$$Energia_{vajaat\ kierrokset} = 9,7\ h \cdot 18,2\ kW = 176,54\ kWh$$

Energiansäästöä syntyy vajailla kierroksilla vuorokaudessa.

$$242,73\ kWh - 176,54\ kWh = 66,19\ kWh$$

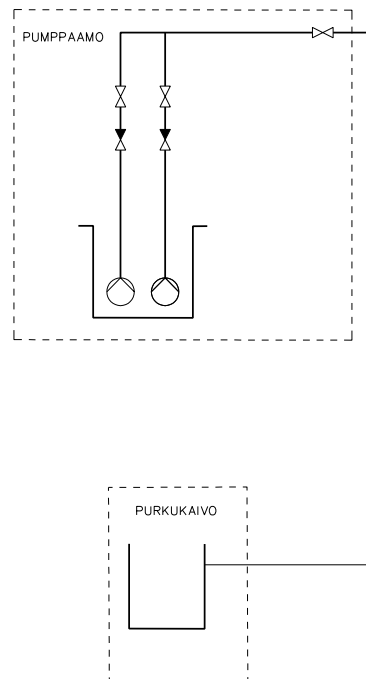
Rahallista säästöä syntyy pumpattaessa 4 560 m³/d.

$$0,066 \frac{MWh}{d} \cdot 44,50 \frac{\text{€}}{MWh} = 2,937\ \text{€/d}$$

Esimerkin 4 perusteella voimme päätellä, että pumpun toimintapiste sijoittuu käyrän oikeaan reunaan, jossa voi esiintyä käyntihäiriöitä. Pumppaamalla kannattaa tarkastella tarkemmin pumppujen mitoitus ja ajotapaa.

7.6 Esimerkki 5: Norssaarenkadun pumppaamo

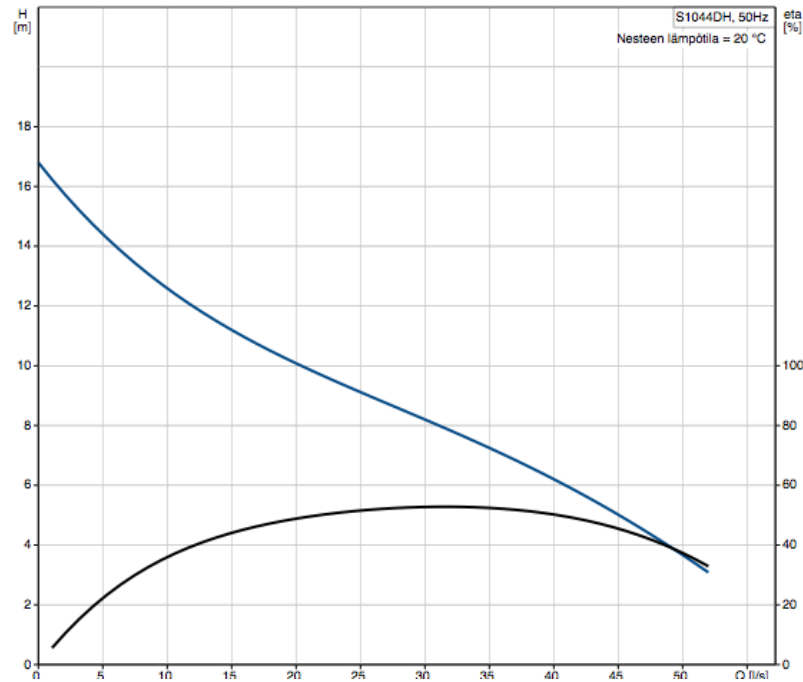
Seuraavassa esimerkissä tutkitaan geodeettisen nostokorkeuden muutoksen vaikutusta pumppaamon energiankulutukseen. Laskelmassa käytetään Norssaarenkadun pumppaamon lähtötietoja (kuva 36). Pumppaamon geodeettinen nostokorkeus on 8,59 metriä ja pumpun nimellistuotto on 50 l/s. Paineviemärin pituus on 168 metriä. Putkimateriaali on PEH, ja sen nimellishalkaisija on DN 160. Putkilinjan arvioitu paikallisvastuskerroin on 3,5.



Kuva 36. Norssaarenkadun pumppaamon PI-kaavio

Pumppaamossa on kaksi kappaletta 5,3 kW:n pumppua. Kuvassa 37 on pumpun Q/H- ja hyötysuhdekäyrät.

96249117 S1044DH 50 Hz



Kuva 37. Norssaarenkadun pumppaamon pumpun Q/H-käyrä ja hyötysuhdekäyrä

Määritetään pumpun toimintapiste. Lasketaan ensin virtausnopeus.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,050 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,0682 \text{ m})^2} = 3,4218 \text{ m/s}$$

Seuraavaksi lasketaan Reynoldsin luku, jolla määritellään, onko virtaama laminaarista vai turbulenttista.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,4218 \text{ m/s} \cdot 0,1364 \text{ m}}{0,001 \text{ kg}/(\text{ms})} = 465\,800$$

Virtaama on turbulenttista. Seuraavaksi lasketaan putken pinnan karheus.

$$\frac{k}{d} = \frac{0,25 \text{ mm}}{136,4 \text{ mm}} = 0,001833$$

Reynoldsin luvun ja putken pinnankarheuden avulla määritellään vastuskerroin λ , Moodyn käyrästä.

$$\lambda = 0,026$$

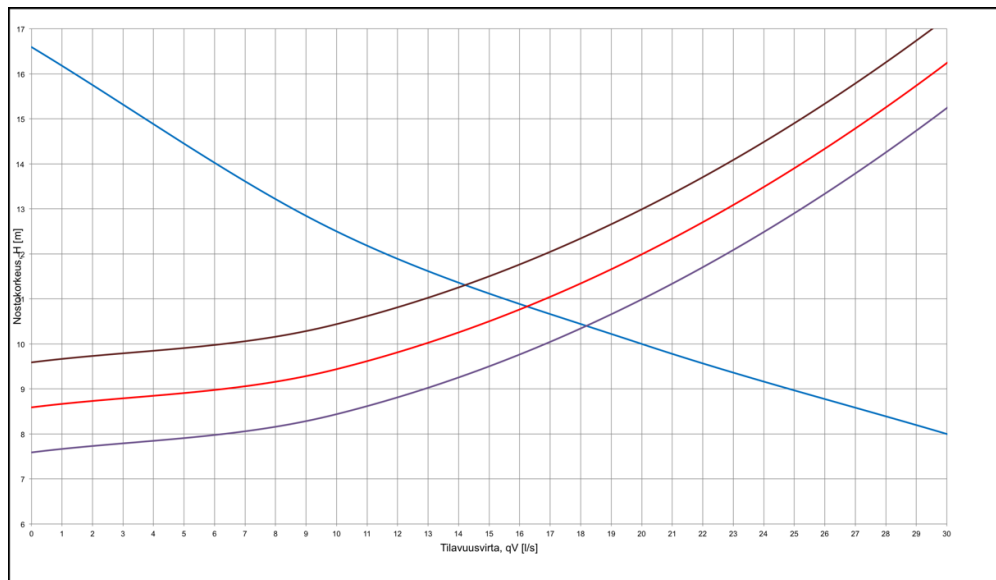
Seuraavaksi lasketaan putkilyn painehäviö Δp .

$$\begin{aligned}\Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 = \left(0,026 \cdot \frac{168 \text{ m}}{0,1364 \text{ m}} + 3,5 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(3,4218 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \\ &= 207\,551 \text{ Pa} = 2,08 \text{ bar}\end{aligned}$$

Painehäviön Δp avulla voimme laskea putkiston dynaamisen nostokorkeuden H_{dyn} .

$$H_{\text{dyn}} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{2,08 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ Pa/bar}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 21,25 \text{ m}$$

Pumpun Q/H-käyrän ja putkiston dynaamisen nostokorkeuden avulla selvitetään pumpun toimintapiste. Toimintapiste määritetään esimerkissä 1 esitetyllä tavalla. Kuvassa 38 on esitetty putkistokäyrät kolmella eri geodeettisella nostokorkeudella.



Kuva 38. Norssaarenkadun pumppaamon toimintapisteet eri geodeettisilla nostokorkeuksilla

Kuvasta 38 nähdään toimintapisteet kolmella eri geodeettisella nostokorkeudella. Toimintapisteiden avulla lasketaan energiankulutukset eri nostokorkeuksilla. Energiankulutus lasketaan keskimääräiselle vuorokausivirtaamalle 320 m^3 .

$$P_{H=9,59m} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,0143 \frac{m^3}{s} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 11,3 m}{0,42} = 3\,766,73 W$$

$$= 3,77 kW$$

$$Pumppausaika_{H=9,59m} = \frac{320 m^3}{0,0143 \frac{m^3}{s}} = 22\,378 s = 6,2 h$$

$$E_{H=9,59m} = 6,2 h \cdot 3,77 kW = 23,37 kWh$$

$$P_{H=8,59m} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,0163 \frac{m^3}{s} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 10,8 m}{0,46} = 3\,746,74 W$$

$$= 3,75 kW$$

$$Pumppausaika_{H=8,59m} = \frac{320 m^3}{0,0163 \frac{m^3}{s}} = 19\,632 s = 5,5 h$$

$$E_{H=8,59m} = 5,5 h \cdot 3,75 kW = 20,63 kWh$$

$$P_{H=7,59m} = \frac{Q\rho gH}{\eta} = \frac{0,0182 \frac{m^3}{s} \cdot 998 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 10,4 m}{0,47} = 3\,942,82 W$$

$$= 3,9 kW$$

$$Pumppausaika_{H=7,59m} = \frac{320 m^3}{0,0182 \frac{m^3}{s}} = 17\,582 s = 4,9 h$$

$$E_{H=7,59} = 4,9 h \cdot 3,9 kW = 19,11 kWh$$

Esimerkin 4 perusteella voimme päätellä, että geodeettisen nostokorkeuden muutoksella saadaan aikaan energiansäästöä, mutta kyseisen kohteen lähtöarvoilla säästö oli melko pientä. Tuloksista näemme, että ero energiankulutuksissa on 4,26 kWh päivässä, kun nostokorkeus on 2 metriä pienempi. Pumppaamon pinnan nostosta voi seurata kunnossapitokustannuksia, joten kannattaa miettiä, onko energiansäästö tarpeeksi suurta kattamaan mahdollisesti lisääntyvät kunnossapitokustannukset. Kyseinen toi-

menpide on helppo toteuttaa pienissä pumppaamoissa, missä ei ole mahdollisuutta muihin energiansäästövaihtoehtoihin, kuten taajuusohjattuihin pumppuihin.

8 YHTEENVETO

Työn tarkoituksena oli tutkia keinoja, joilla voidaan parantaa pumppaamoiden energiatehokkuutta. Työ rajattiin automaation avulla tehtäviin muutoksiin. Työn alkuvaiheessa kävi ilmi, että tärkein asia energiatehokkuutta tutkittaessa on pumppujen toimintapisteiden määrittäminen. Vaikka pumppaamot olisivat aikoinaan mitoitettu käymään optimaalisesti, niihin on vuosien varrella voinut tulla muutoksia. Pumppuja on voitu vaihtaa uudempiin, hieman erilaisiin, tai verkosto on voinut muuttua saneerausten yhteydessä.

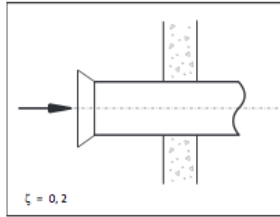
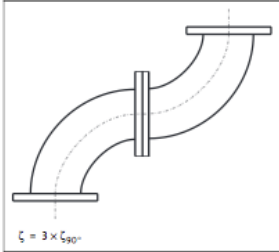
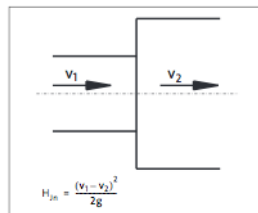
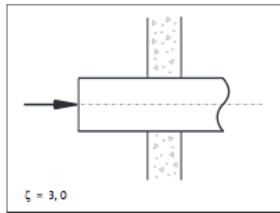
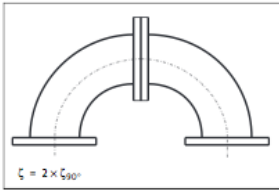
Käyttöhenkilöiden on vaikeampi havaita pumppaamoiden ylimitoitusta kuin alimitoitusta, koska pumppaamo toimii riittävän hyvin, mutta ei energiatehokkaasti. Automaation avulla tehtävillä muutoksilla voidaan saada kustannustehokkaasti muutettua järjestelmiä energiatehokkaammiksi, koska uusia investointeja ei välttämättä tarvita. Laskelmien tekeminen ilman kenttämittauksia on epäluotettavaa, mutta tulos on mahdollisesti tarpeeksi tarkka, jotta voidaan päätellä tarkemman tutkimuksen tarve.

Työn pohjalta käyttöhenkilöstö voi kerätä tarvittavat lähtötiedot putkiston mallinnukseen. Lähtötietojen perusteella voidaan laskea kohteen tämänhetkinen energiatehokkuus. Jos pumppaamo ei toimi energiatehokkaasti, siihen voidaan suunnitella työn pohjalta muutoksia. Vaikka kohteeseen ei löytyisi automaation avulla tehtävää parannusta, saatuja lähtötietoja voidaan käyttää myöhemmin hyödyksi saneerauksia suunniteltaessa.

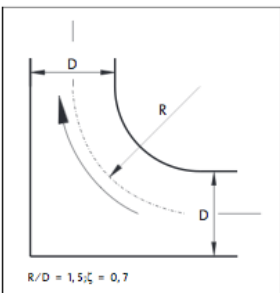
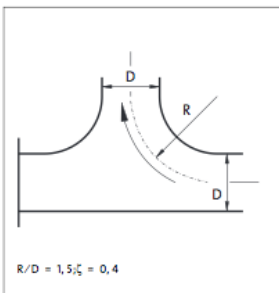
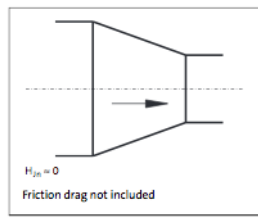
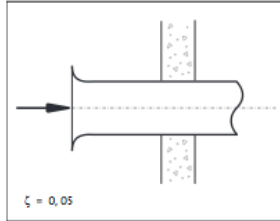
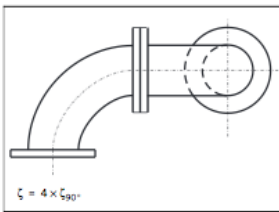
LÄHTEET

1. Vesitietoa, Kymen Vesi Oy. Saatavissa: www.kymenvesi.fi. [viitattu 9.11.2013].
2. Vaarallinen jäte. Kymen Vesi Oy:n asiakaslehti 01/2012.
3. Pulli, M. 2009. Virtaustekniikka, Vedensiirtojärjestelmien toiminnallinen suunnittelu nyky-aikaisin menetelmin. Tammertekniikka.
4. Grundfos. 2004. Wastewater, The sewage pumping handbook.
5. Sarvanne, H. & Borg, H. 1985. Sarlin uppopumppukirja, 2.painos. Kauppakirjapaino Oy.
6. Antti Hedman ABB Group 2009. Taajuusmuuttajat. Saatavissa:
<http://www.pkky.fi/Resource.phx/pkky/projektit/taitaja-osaaminen/sahko.htx.i2025.pdf>
[viitattu 9.11.2013].
7. Huhtinen, M., Korhonen, R., Pimiä, T. & Urpalainen, S. 2008. Voimalaitostekniikka. Opetushallitus.
8. Hietalahti, L. 2012. Säädetyt sähkömoottorikäytöt. Tammertekniikka.
9. Renewables first. What is a flow duration curve. Saatavissa:
<http://www.renewablesfirst.co.uk/hydro-learning-centre/what-is-a-flow-duration-curve/>
[viitattu 10.11.2013].
10. Valtanen, E. 2007. Matematiikan ja fysiikankäsikirja, 2.painos. Genesis-Kirjat Oy.
11. Glasgow Collage of Nautical Studies. Moody diagram. Saatavissa:
http://www.engineeringtoolbox.com/moody-diagram-d_618.html [viitattu 9.11.2013].
12. Motiva, energiatehokkaat pumput. Saatavissa:
http://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat_pumput.pdf [viitattu 9.11.2013].
13. Grundfos WebCAPS. Saatavissa:
<http://net.grundfos.com/App1/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN> [viitattu 9.11.2013].
14. Oy KWH Pipe Ab, PE-paineputket.
15. Grundfos research and technology: The centrifugal pump. Physical properties for water. Saatavissa:
http://dk.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The_Centrifugal_Pump.pdf [viitattu 11.10.2013].
16. Karttunen, E. & Tuhkanen, T. 2003. RIL 124-1 Vesihuolto 1. Suomen Rakennusinsinöörien liitto RIL r.y.

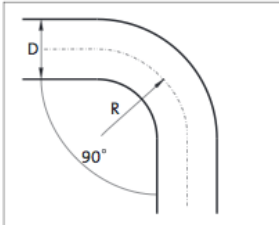
PAIKALLISVASTUKSIA



β°	k	β°	k	β°	k
5	0,13	45	0,93	100	1,06
10	0,17	50	1,05	120	1,05
15	0,26	60	1,12	140	1,04
20	0,41	70	1,13	160	1,02
30	0,71	80	1,10		
40	0,90	90	1,07		



α	ζ		
	R/D		
	1	2	4
20°	0,07	0,03	0,03
40°	0,13	0,06	0,06
60°	0,20	0,10	0,09
80°	0,27	0,13	0,12
90°	0,32	0,15	0,13
120°	0,39	0,19	0,17
140°	0,46	0,23	0,20
160°	0,52	0,26	0,23
180°	0,60	0,30	0,26



R/D	1	2	3	4	6
ζ	0,36	0,19	0,16	0,15	0,21
R/D	8	10	12	16	20
ζ	0,27	0,32	0,35	0,39	0,41

α	20°	40°	50°	70°	80°
ζ	0,03	0,12	0,24	0,54	0,74
α	90°	120°	140°	180°	
ζ	1,00	1,86	2,43	3,00	

Qh/Q	Merging flows	
	ζh	ζs
0,0	-0,82	0,06
0,2	-0,30	0,24
0,4	0,17	0,41
0,6	0,60	0,56
0,8	1,04	0,80
1,0	1,38	1,13

Qh/Q	Diverging flows			
	α = 90°		α = 45°	
	ζh	ζs	ζh	ζs
0,0	0,95	0,04	0,90	0,04
0,2	0,88	-0,08	0,68	-0,06
0,4	0,89	-0,05	0,50	-0,04
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07
0,8	1,10	0,21	0,35	0,20
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33

Qh/Q	Diverging flows	
	ζh	ζs
0,0	0,92	0,06
0,2	0,97	-0,06
0,4	1,12	0,00
0,6	1,31	0,09
0,8	1,50	0,20
1,0		0,30

Qh/Q	Merging flows			
	α = 90°		α = 45°	
	ζh	ζs	ζh	ζs
0,0	-1,00	0,04	-0,90	0,04
0,2	-0,40	0,17	-0,38	0,17
0,4	0,08	0,30	0,00	0,19
0,6	0,47	0,41	0,22	0,09
0,8	0,72	0,51	0,37	-0,17
1,0	0,91	0,60	0,37	-0,54

VENTTIILIEN PAIKALLISVASTUKSIA

Luistiventtiilin ζ -arvoja									
DN	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1			
50	140	20	6,5	3	0,68	0,16			
100	91	16	5,6	2,6	0,55	0,16			
150	74	14	5,3	2,4	0,49	0,12			
200	66	13	5,2	2,3	0,47	0,1			
>300	56	12	5,1	2,2	0,47	0,07			
Palloventtiilin ζ -arvoja									
	10°	20°	30°	40°	45°	50°	55°		
	0,31	1,84	6,15	20,7	41	95,3	275		
Läppäventtiilin ζ -arvoja									
	5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°
	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751

PUTKIEN KARHEUDEN OHJEARVOJA

Materiaali	Uusi putki	Vanha putki
Muovi	0,01	0,25
Teräs	0,1	1,0
Haponkestävä teräs	0,1	0,25
Valurauta	0,25	1,0
Betoni	0,3-2,0	

VEDEN OMINAISUUKSIA

Lämpö °C	Tiheys kg/m ³	Viskositeetti 10 ⁻⁶ m ² /s
0	1000,0	1,792
4	1000,0	1,568
10	999,7	1,307
20	998,2	1,004
25	997,1	0,893
30	995,7	0,801
40	992,3	0,658
50	988,1	0,554
60	983,2	0,475
70	977,8	0,413
80	971,7	0,365
90	965,2	0,326
100	958,2	0,294

PEH-PUTKIEN MITTATALUKKO

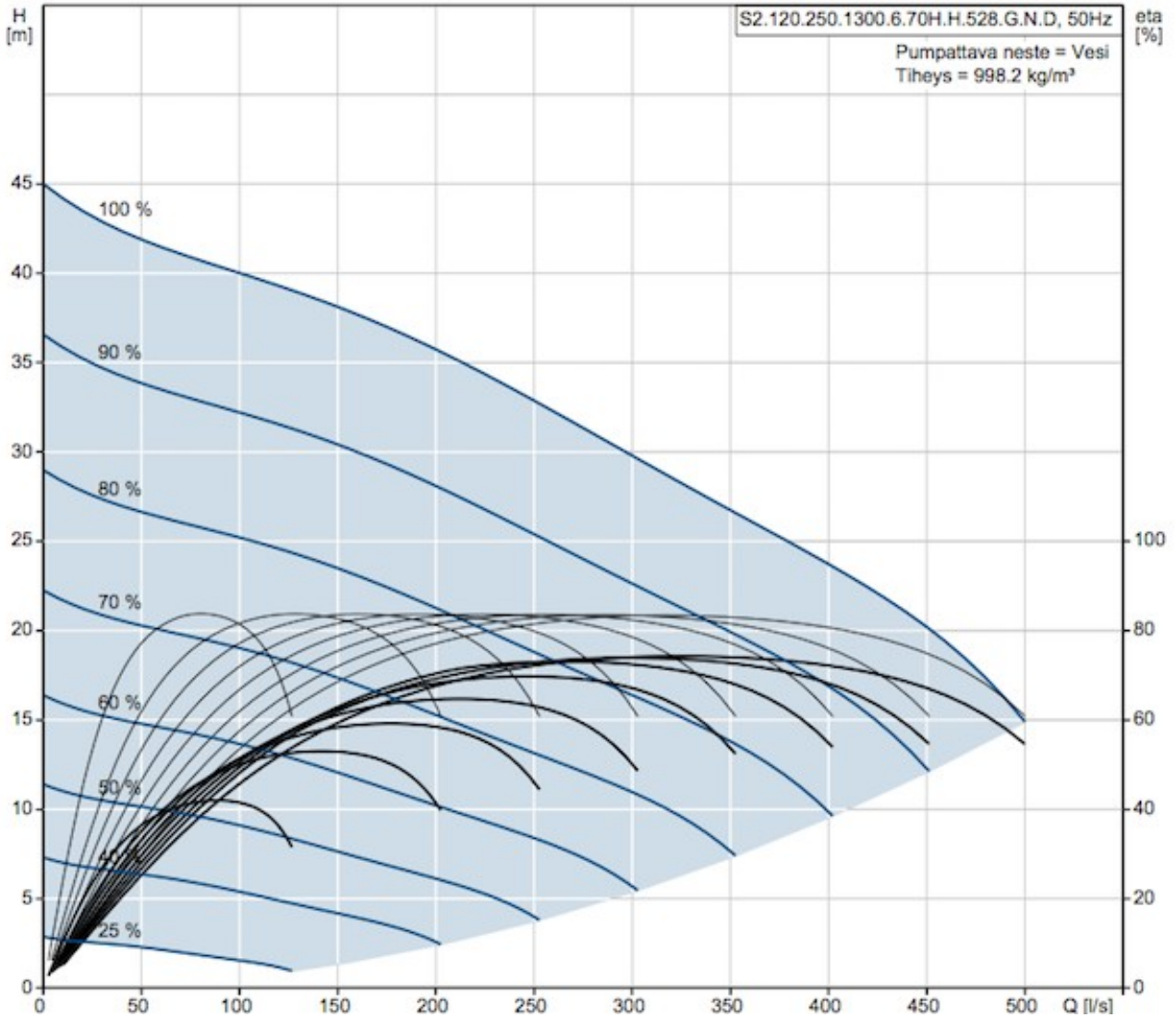
	SDR 33	SDR 26	SDR 21	SDR 17	SDR 13.6	SDR 11	SDR 9	SDR 7,4
	S 16	S 12,5	S 10	S 8	S 6,3	S 5	S 4	S 3,2
SN (kN/m ²)	SN 2	SN 4	SN 6	SN 16	SN 32	SN 64	SN 80	SN 128
PE 80 (c=1,6) MOP (bar)	PN 3.2	PN 4	PN 5	PN 6*	PN 8	PN 10	PN 12.5	PN 16
PE 80 (c=1,25) MOP (bar)	PN 4	PN 5	PN 6*	PN 8	PN 10	PN 12.5	PN 16	PN 20
PE 100 (c=1,25) MOP (bar)	PN 5	PN 6*	PN 8	PN 10	PN 12.5	PN 16	PN 20	PN 25
Nimellisulkohalkaisija								
d _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm	e _n mm
16							2.0	2.3
20						2.0	2.3	3.0
25					2.0	2.3	3.0	3.5
32				2.0	2.4	3.0	3.6	4.4
40			2.0	2.4	3.0	3.7	4.5	5.5
50		2.0	2.4	3.0	3.7	4.6	5.6	6.9
63		2.5	3.0	3.8	4.7	5.8	7.1	8.6
75		2.9	3.6	4.5	5.6	6.8	8.4	10.3
90		3.5	4.3	5.4	6.7	8.2	10.1	12.3
110		4.2	5.3	6.6	8.1	10.0	12.3	15.1
125		4.8	6.0	7.4	9.2	11.4	14.0	17.1
140		5.4	6.7	8.3	10.3	12.7	15.7	19.2
160		6.2	7.7	9.5	11.8	14.6	17.9	21.9
180		6.9	8.6	10.7	13.3	16.4	20.1	24.6
200		7.7	9.6	11.9	14.7	18.2	22.4	27.4
225		8.6	10.8	13.4	16.6	20.5	25.2	30.8
250		9.6	11.9	14.8	18.4	22.7	27.9	34.2
280		10.7	13.4	16.6	20.6	25.4	31.3	38.3
315	9.7	12.1	15.0	18.7	23.2	28.6	35.2	43.1
355	10.9	13.6	16.9	21.1	26.1	32.2	39.7	48.5
400	12.3	15.3	19.1	23.7	29.4	36.3	44.7	54.7
450	13.8	17.2	21.5	26.7	33.1	40.9	50.3	61.5
500	15.3	19.1	23.9	29.7	36.8	45.4	55.8	
560	17.2	21.4	26.7	33.2	41.2	50.8		
630	19.3	24.1	30.0	37.4	46.3	57.2		
710	21.8	27.2	33.9	42.1	52.2			
800	24.5	30.6	38.1	47.4	58.8			
900	27.6	34.4	42.9	53.3				
1000	30.6	38.2	47.7	59.3				
1200	36.7	45.9	57.2	70.6				
1400	42.9	53.5						
1600	49.0	61.2						

* Laskennallinen arvo. PE 80 putkille on 6,3 bar ja PE 100 putkille 6,4 bar.

d _n	nimellisulkohalkaisija [mm]
e _n	nimellinen seinämän paksuus [mm]
SN	rengasjäykkyys [kN/m ²]
MOP	suurin sallittu käyttöpaine [bar]
PN	nimellispaine [bar]
c	mitoituserroin [-]
SDR	vakiomittasuhte [d _n /e _n]
S	putkisarja

HOVINSAAREN PUMPPAAMON PUMPUN Q/H- JA HYÖTYSUHDEKÄYRÄT
MUUTTUVALLA KIERROSNNOPEUDELLA

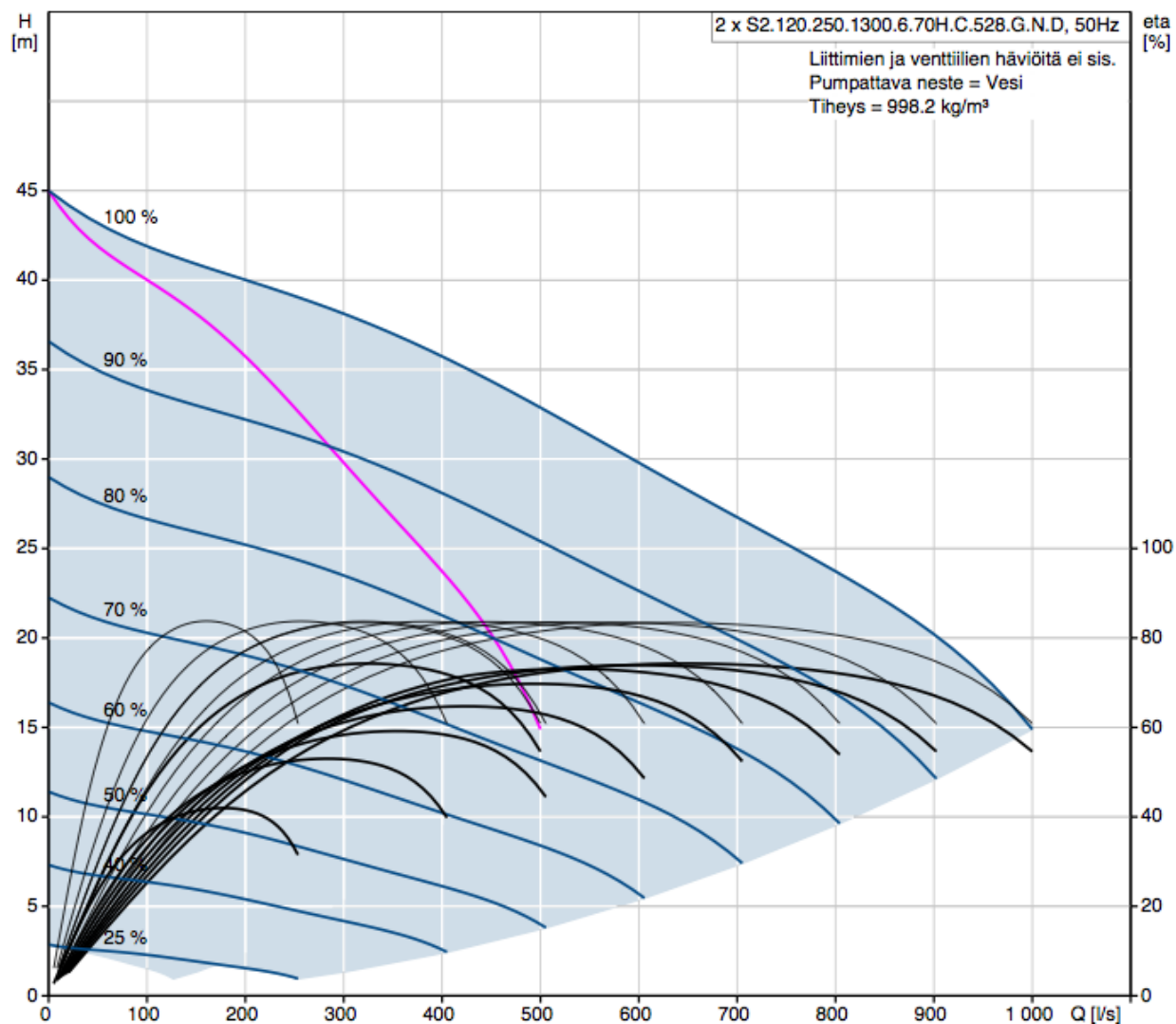
Ø6796988 S2.120.250.1300.6.70H.H.528.G.N.D 50 Hz



(<http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN>)

HOVINSAAREN PUMPPAAMON KAHDEN PUMPUN Q/H- JA HYÖTYSUHDEKÄYRÄT
MUUTTUVALLA KIERROSNOPEUDELLA

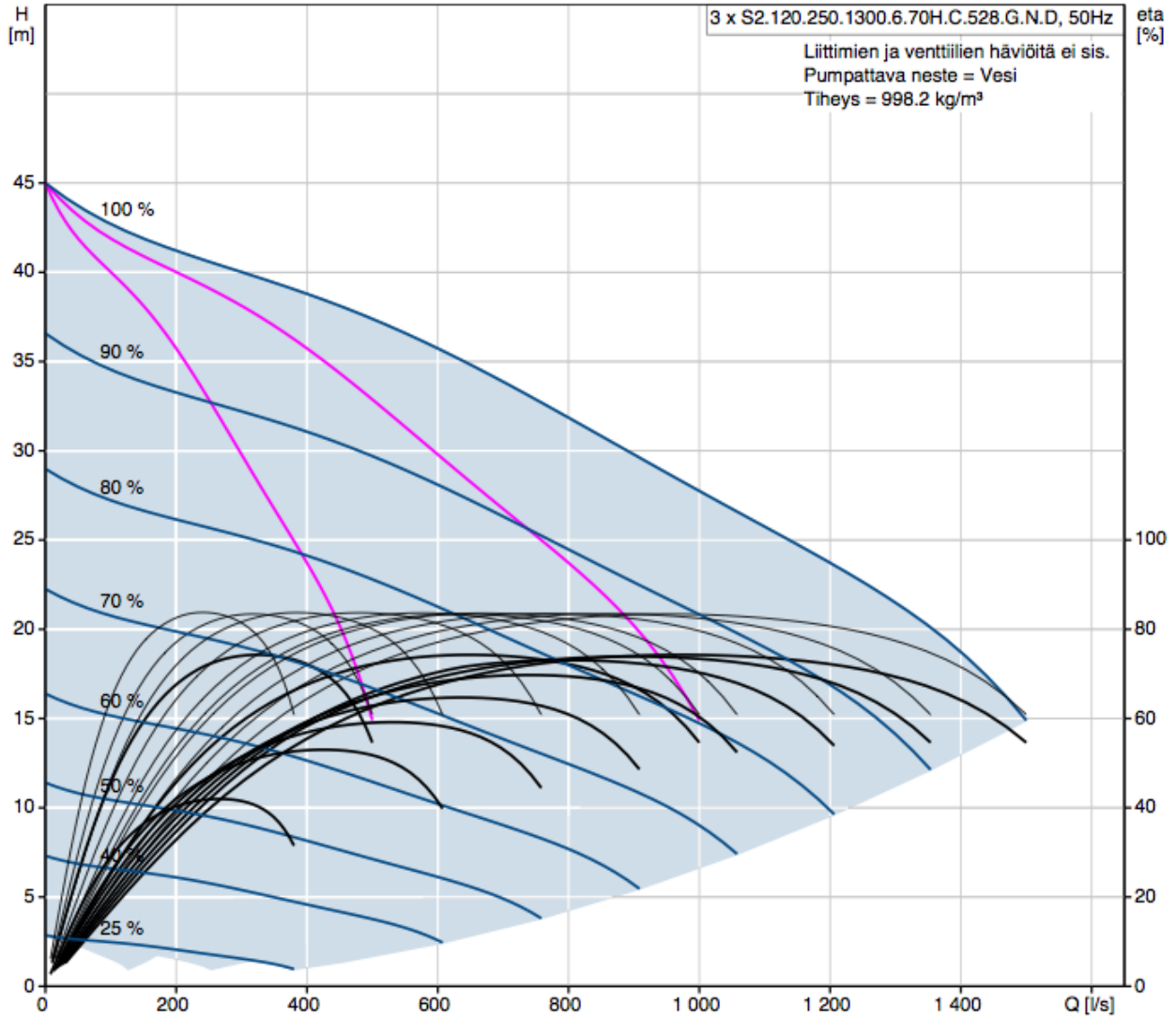
95112913 S2.120.250.1300.6.70H.C.528.G.N.D 50 Hz



(<http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN>)

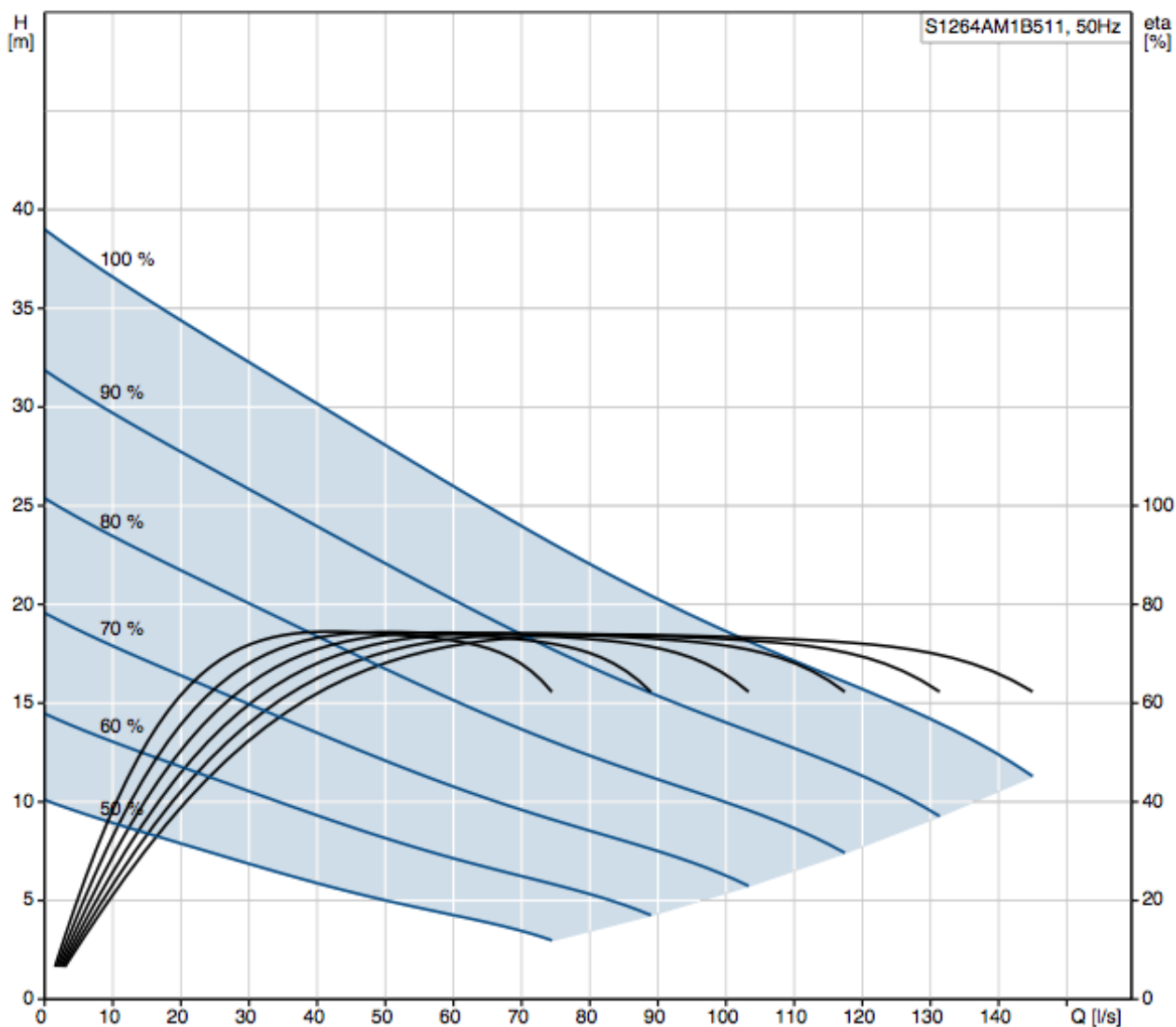
HOVINSAAREN PUMPPAAMON KOLMEN PUMPUN Q/H- JA HYÖTYSUHDEKÄYRÄT
MUUTTUVALLA KIERROSNNOPEUDELLA

95112913 S2.120.250.1300.6.70H.C.528.G.N.D 50 Hz



(<http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN>)

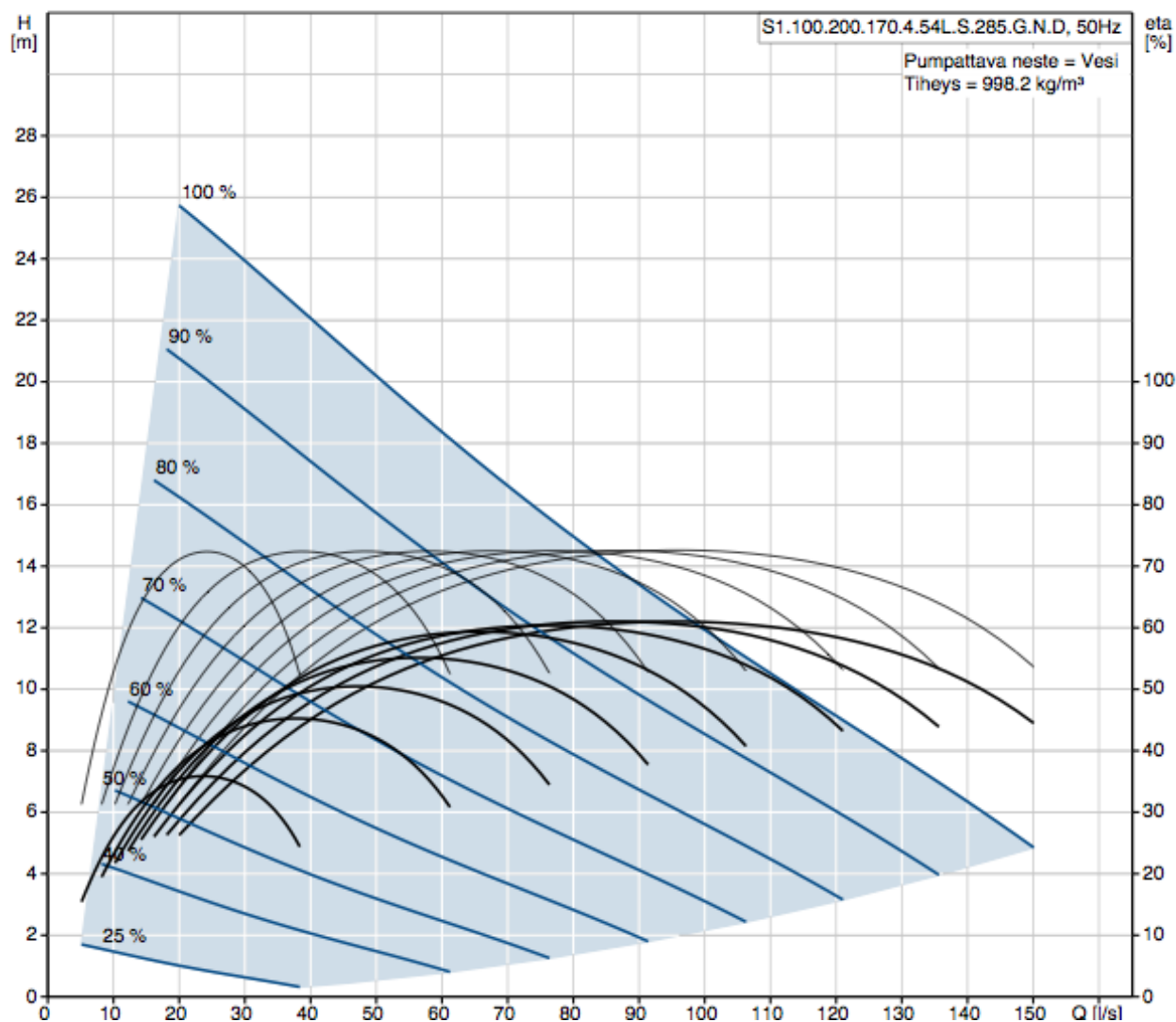
MUSSALON PUMPPAAMON PUMPUN Q/H- JA HYÖTYSUHDEKÄYRÄT MUUTTUVALLA KIERROSNOPEUDELLA

36115637 S1264AM1B511 50 Hz

(<http://net.grundfos.com/Apl/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN>)

KOTKANSAAAREN PUMPPAAMON PUMPUN Q/H- JA HYÖTYSUHDEKÄYRÄT
MUUTTUVALLA KIERROSNOPEUDELLA

95113515 S1.100.200.170.4.54L.S.285.G.N.D 50 Hz



(<http://net.grundfos.com/Apl/WebCAPS/custom?userid=GMAtotal&lang=FIN>)

MOODYN KÄYRÄSTÖ

