



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

EETU LEHTONEN

LUOTETTAVUUDEN JA ENERGIAATEHOKKUUDEN PARANTAMINEN MERI-  
VEDEN PUMPPAUKSESSA

Diplomityö

Tarkastaja: professori Jari Rinkinen

## TIIVISTELMÄ

**EETU LEHTONEN:** Luotettavuuden ja energiatehokkuuden parantaminen meriveden pumppauksessa

Diplomityö, 68 sivua, 11 liitesivua

Maaliskuu 2015

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Hydraulikka ja automatiikka

Tarkastaja: professori Jari Rinkinen

Avainsanat: jäähdytys, energiatehokkuus, luotettavuus, simulointi, keskipakopumppu

Yaran Uudenkaupungin tehtailla merivettä pumpataan erilaisten prosessien jäädytyksiin. Tämän takia pumppaamojen toiminta on tärkeä osa tehtaiden toimintaa. Työn tavoitteena on kehittää näiden pumppaamojen luotettavuutta ja energiatehokkuutta sekä lisätä tietämystä erilaisista säätö- ja käyttötavoista.

Työssä tutkittiin, miten pumppaamojen luotettavuutta ja energiatehokkuutta voitaisiin parantaa ja ylläpitää mahdollisimman yksinkertaisilla keinoilla. Tätä varten yhtenä osana työtä tehtiin Microsoft Excel -ohjelmistolla simulointimalli, jolla pumppujen ja putkistojen käyttäytymistä voidaan mallintaa. Näin pystytään tarkastelemaan pumppujen kapasiteetteja sekä energiankulutusta pumppujen toimiessa yksin tai rinnan kytkettynä. Toinen tärkeä tarkastelun kohde, jota pystytään mallintamaan, on putkistojen aiheuttamat virtaushäviöt. Virtausten noustessa myös häviöt kasvavat ja silloin pumppujen kapasiteettien riittävyys tulee rajoittavaksi tekijäksi.

Mallin paikkaansa pitävyyttä ja nykytilannetta varten tehtiin myös mittauksia ultra-äänitilavuusvirtamittarilla putkien päältä. Tämän avulla pystyttiin tarkistamaan pumppujen kunnot ja alkuperäisten ominaiskäyrien luotettavuus. Tarkkuus ei ollut tässä mittauksessa paras mahdollinen, mutta koska pumput ovat jatkuvasti käytössä, ei parempia mittauksia ollut mahdollisuutta tehdä. Tulosten tarkkuus oli kuitenkin riittävä osoittamaan jatkotoimenpiteiden tärkeyden.

Nykytilanteen määrittämisessä kävi selville, ettei pumppujen käyttö ole energiatehokkuudeltaan optimaalisin tällä hetkellä. Mittauksista selvisi myös, ettei kaikkien pumppujen ominaiskäyrät ole ajan tasalla. Tähän syynä oli mahdollisesti pumppujen kuluminen ja on myös mahdollista, etteivät kaikki alkuperäiset ominaiskäyrät olleet alun perinkään paikkaansa pitäviä. Mallin toimivuus pystyttiin kuitenkin todistamaan uusimman pumpun mittausten perusteella.

Simulointimallin avulla tehtiin erilaisia ehdotuksia energiatehokkuuden sekä luotettavuuden parantamiseksi. Vuotuiset kustannukset pystytään olennaisesti laskemaan oikeilla pumppukombinaatioilla ja luotettavuutta saadaan, kun tiedetään mitkä pumppukombinaatiot toimivat ja mitkä eivät. Huomattiin myös, ettei pumppaamoja pystytä käyttämään yksin kaikkeen jäähdytystarpeeseen suurien virtaushäviöiden takia. Mallin perusteella tehtiin myös ehdotuksia mahdollisen uuden pumpun hankintaan yhteen pumppaamoon.

## ABSTRACT

**EETU LEHTONEN:** Developing of reliability and energy efficiency for seawater pumping

Master of Science Thesis, 68 pages, 11 Appendix pages

March 2015

Master's Degree Machine technology

Major: Hydraulics and automation

Examiner: professor Jari Rininen

Keywords: cooling, energy efficiency, reliability, simulation, centrifugal pump

The reliabilities of seawater pumping stations at Yara Uusikaupunki are important as parts of several processes. That is because seawater is being pumped to different processes as a cooling water. Therefore the goal of this thesis is to enhance the reliability and energy efficiency of pumping stations and to give knowledge of different kinds of ways to operate and adjust the pumps.

Studies were made to find the easiest and simplest way to enhance and maintain the reliability and energy efficiency of pumping stations. Microsoft Excel based simulation model was made as a part of this thesis to simulate pumps and pipelines. Energy consumptions and capacities of the pumps can be simulated with this model when pumps are used as individuals and also concurrently. Model can additionally be used to simulate the effects of water flow. Losses due to flow grow when water flow gets higher. Capacity limits of pumps can occur when the losses get high enough and that is why it is important to simulate and understand the flows also.

One part of the thesis was to measure water flows from pumps with ultrasonic flowmeter to ensure the reliability of the simulation model. The results of these measurements showed also conditions of the pumps and correctness of the original characteristic curves of the pumps. The measurements were not exact because the pumps are in use all the time but the accuracy was high enough to point out the importance of actions in near future.

As measurements showed, energy efficiency is not at the moment as high as it could be. The other thing that was seen from the measurements was that original characteristic curves are incorrect. This can be the result of wearing in the pumps and also that maybe the original curves were incorrect from the beginning. The accuracy of the simulation model was never the less proven with the measurements.

Different kinds of proposals were made to improve the energy efficiency and reliability of pumping stations based on the simulation model. Annual costs can be reduced when the knowledge of which pump combinations work and which do not can be found. Simulation model showed also that the whole cooling capacity can not be pumped from only one pumping station due to huge losses from water flow. Some proposals were also made based on the model to what kind of new pump should be bought to one pumping station.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty yhteistyössä Yaran Uudenkaupungin tehtaiden kanssa. Työn tarkoituksena oli kehittää mahdollisimman helppokäyttöinen ja hyödyllinen simulointimalli pumppaamojen toiminnan simulointiin ja näin löytää energiatehokkaita ja luotettavia ratkaisuja pumppaamojen käyttöön. Tehtaan puolesta tukenani on toiminut ohjainjina Panu Ahrnber ja Hannu Helle. Lisäksi Heikki Lehto sekä veljeni Teemu Lehtonen olivat tukena työn teossa. TTY:n puolesta tarkastajana toimi Jari Rinkinen. Suuri kiitos heille tuesta.

## SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO .....	1
2.	MERIVESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄT .....	2
2.1	Merivesipumppaamot ja -putkistot.....	2
2.1.1	Merivesipumppaamo 1.....	3
2.1.2	Merivesipumppaamo 2.....	6
2.1.3	Merivesipumppaamo 3.....	7
3.	JÄÄHDYTYSVEDEN PUMPPAUKSEN PERIAATTEET.....	8
3.1	Keskipakopumpun toimintaperiaate.....	8
3.2	Keskipakopumpun ominaiskäyrät .....	9
3.2.1	Imukorkeus.....	10
3.2.2	Nostokorkeus .....	11
3.2.3	Hyötysuhde .....	12
3.2.4	Ominaiskäyrien määrittäykset .....	12
3.3	Affiniteettisäännöt.....	13
3.4	Putkistojen käytettävyys.....	16
3.4.1	Putkistojen virtaushäviöt.....	16
4.	SIMULOINTIMALLI KESKIPAKOPUMPPUJEN SIMULOINTIIN.....	20
4.1	Alkuarvojen määrittäminen .....	20
4.2	Kierrosnopeuden vaikutus.....	21
4.3	Polynomifunktion käyttö.....	22
4.4	Malliin asetetut rajoitukset .....	26
4.5	Järjestelmän vastuskäyrä.....	28
4.6	Simulointimallin käyttö.....	30
5.	JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN LUOTETTAVUUS .....	34
5.1	Ongelmat nykyisessä järjestelmässä .....	34
5.2	Vikatilanteiden syyt.....	35
5.3	Ennakkohuolto .....	36
5.4	Vikatilanteisiin varautuminen .....	37
6.	PUMPPAUKSEN ENERGIATEHOKKUUS .....	38
6.1	Merivesipumppaamo 1 .....	38
6.1.1	Nykytilanteen selvitys.....	44
6.1.2	Pumpun VE308 käyttö.....	48
6.1.3	Pumpun VE307 kunnostus.....	50
6.1.4	Uuden pumpun hankinta .....	51
6.1.5	Ratkaisujen vertailu.....	54
6.2	Merivesipumppaamo 2.....	55
6.3	Merivesilinjojen yhteiskäyttö.....	62
7.	YHTEENVETO .....	66
	LÄHTEET.....	68

LIITE 1: PUMPUN VE318 DATALEHTI

LIITE 2: PUMPUN VE305 DATALEHTI

LIITE 3: PUMPPUJEN VE311 JA VE313 DATALEHDET

LIITE 4: PUMPUN VE308 DATALEHTI

LIITE 5: PUMPUN A55-300 DATALEHTI

LIITE 6: PUMPUN VE307 DATALEHTI

LIITE 7: FLUXUS F 7407 DATALEHTI

LIITE 8: PUTKIEN PINNANKARHEUDET

LIITE 9: KORKEUSEROT PUMPPAAMON 2 JA TEHTAAN T4 VÄLILLÄ

LIITE 10: MICROSOFT EXCEL 2010- OHJELMISTOLLA TEHTY TYÖKALU  
PUMPPUJEN SIMULOINTIIN

## KUVALUETTELO

<i>Kuva 1. Pumppaamot tehdasalueella. [3]</i> .....	2
<i>Kuva 2. Pumpun VE318 ja sen imulinjan periaatekuva. [6]</i> .....	4
<i>Kuva 3. Pumppu VE318 toiminnassa.</i> .....	4
<i>Kuva 4. Pumppu VE305 toiminnassa.</i> .....	5
<i>Kuva 5. Pumput VE311 ja VE313 toiminnassa.</i> .....	6
<i>Kuva 6. Pumppu VE308 toiminnassa.</i> .....	7
<i>Kuva 7. Nopeuskomponentit juoksupyörällä.[13 s.11]</i> .....	14
<i>Kuva 8. Malliin syötettävät alkuarvot.</i> .....	20
<i>Kuva 9. Malliin kerättyjä tunnettujen pumppujen arvoja.</i> .....	21
<i>Kuva 10. Kierrosnopeuden muutos keltaisiin soluihin.</i> .....	21
<i>Kuva 11. Pumppujen asennus sekä ominaiskäyrät pumppujen ollessa rinnan. [9]</i> .....	22
<i>Kuva 12. Selitykset rajoitteissa käytetyistä arvoista.</i> .....	26
<i>Kuva 13. Pumpun VE307 syöpynyt pesä.</i> .....	35
<i>Kuva 14. Pumpun VE307 vaurioituneet juoksupyörät.</i> .....	35
<i>Kuva 15. Mittauslaite Fluxus F 7407.[Liite 7]</i> .....	44
<i>Kuva 16. Antureiden sijoittelu.</i> .....	45
<i>Kuva 17. Pumppaamon 1 arvot valvontaohjelmassa. [15]</i> .....	47
<i>Kuva 18. Tilanne valvontaohjelman perusteella. [15]</i> .....	64

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

$A$	putken poikkipinta-ala	[m <sup>2</sup> ]
$c_s$	laskettu keskinopeus imulaipassa	[m/s]
$d$	putken sisähalkaisija	[mm]
$D_H$	hydraulinen halkaisija	[mm]
DN	nimellinen halkaisija	[mm]
$\Delta p$	paine-ero	[Pa]
$g$	putoamiskiihtyvyyys	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	nostokorkeus	[m]
$H_{Sgeo}$	geodeettinen imukorkeus	[m]
$H_{Sv}$	imujohdon hydraulinen häviökorkeus	[m]
$k$	korjauskerroin	
$l$	putken pituus	[m]
$\dot{m}$	massavirta	[kg/s]
$n$	kierrosnopeus	[1/min]
$NPSH_{av}$	käytettävissä oleva nostokorkeus	[m]
$NPSH_{req}$	tarvittava nostokorkeus	[m]
$P$	teho	[W]
$p_b$	vapaan ilmakehän paine	[Pa]
$p_d$	kylläisen höyryn paine pumppauslämpötilassa	[Pa]
$P_{FI}$	nesteeseen siirretty teho	[W]
$p_s$	paine imulaipassa	[Pa]
$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	säde	[mm]
$Re$	Reynoldsin luku	
$u$	kehänopeus	[m/s]
$v$	virtausnopeus	[m/s]
$\eta$	hyötysuhde	
$\eta_h$	hydraulinen hyötysuhde	
$\lambda$	kitkavastuskerroin	
$\nu$	kinemaattinen viskositeetti	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Sigma$	summa	
$\omega$	kulmanopeus	[1/s]
$\zeta$	kertavastuskerroin	



# 1. JOHDANTO

Työn aiheeksi valikoitui merivesipumppaamojen tarkastelu ja mahdollisten parannusehdotusten tekeminen, koska pumppaamojen toiminta vaikuttaa Yaran Uudenkaupungin tehtailla suoraan typpihapon tuotantoon. Lisäksi tehtaalla on pienempiä kohteita, joihin jäähdytysvettä pumpataan, joten merivedenpumppauksen luotettavuus on tärkeä tehtaan toiminnan kannalta. Tämän takia työssä pyritään löytämään ratkaisuja, joilla luotettavuutta ja energiatehokkuutta pumppauksessa pystyttäisiin kasvattamaan.

Työssä pyritään löytämään erilaisia pumppukombinaatioita, joilla tehtaiden jäähdytysvedet pystytään pumppaamaan. Näin pystytään takaamaan jäähdytysveden saanti myös yhden pumpun vikaantuessa ja parannetaan pumppaamojen luotettavuutta. Toinen osa työssä on tarkastella energiatehokkuutta. Energiatehokkuus on merkitsevä, kun pumppujen tehot ovat useita satoja kilowatteja. Huonolla hyötysuhteella käytettynä pumppujen energiankulutus kasvaa olennaisesti ja näin ollen myös kustannukset kasvavat. Energiatehokkuuden tarkastelua varten työn yhtenä osana tullaan tekemään Microsoft Excel -ohjelmistolla simulointimalli, jolla voidaan simuloida pumppujen toimintaa yhdessä ja erikseen. Mallilla pystytään tarkastelemaan energiankulutusten lisäksi myös pumppujen kapasiteetteja sekä putkistojen virtausvastusten suuruuksia.

Työssä tullaan viittaamaan aiemmin tehtyyn kandidaatintyöhön ”Merivesipumppaamon käyttövarmuuden parantaminen”. [17] Siinä on tarkasteltu samaa aihetta kuin tässä työssä, mutta huomattavasti suppeammin ja otettu kantaa vain yhden pumppaamon toimintaan. Tässä työssä tarkastellaan kaikkea meriveden pumppaukseen liittyvää kuten esimerkiksi jokaista meriveden pumppaukseen käytettyä pumppua sekä merivesilinjoja koko tehdasalueella.

Työn laajuus on sovittu niin, että tehtaiden toimintaan ei oteta varsinaisesti kantaa, vaan kaikki tarvittavat jäähdytyskapasiteetit annetaan tehtaan asiantuntijoiden toimesta. Työssä tarkastellaan lähinnä miten nämä kapasiteetit pystytään käytössä olevilla laitteilla saavuttamaan. Myös mahdollisten uusien laitteiden hankintoihin tullaan ottamaan kantaa.

## 2. MERIVESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄT

Yaran Uudenkaupungin tehtailla merivettä käytetään jäähdytykseen, koska tehdasalue sijaitsee saarella ja näin ollen meriveden käyttö on loogista. Kuluttajia järjestelmässä ovat kaksi typpihappotehdasta T1 ja T2, kaksi lannoitetehdasta L1 ja L2, voimalaitos, ammoniakkilaitos sekä sprinklerijärjestelmät ja palopostit. [1] Lähitulevaisuudessa alueelle rakennetaan vielä kolmas linja lannoitteen tuotantoon, mutta tämän ei pitäisi lisätä kulutusta uuden jäähdytystavan vuoksi.[2] Kolmas linja on kuitenkin otettava huomioon, jotta pumppaamoista saadaan tarvittaessa jäähdytysvettä myös tämän linjan tarpeisiin.

### 2.1 Merivesipumppaamot ja -putkistot

Pumppaamorakennuksia saarella on kolme. Pumppaamo 1 on suunniteltu kolmelle pumpulle, pumppaamo 2 kahdelle pumpulle ja pumppaamo 3 on yhdelle pumpulle.



*Kuva 1. Pumppaamot tehdasalueella. [3]*

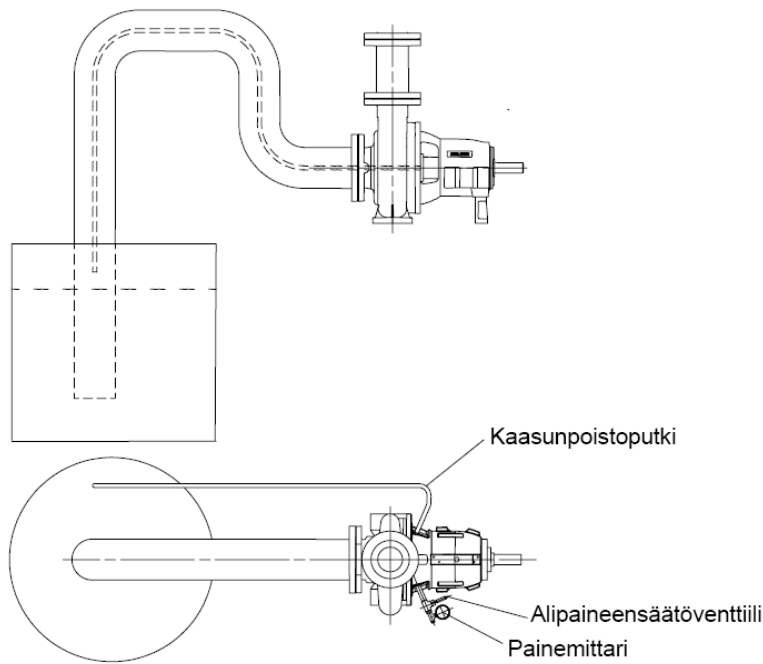
Kuvassa 1 näkyvät pumppaamot 1 ja 2 ovat käytössä pääsääntöisesti ja niistä pumpataan kaikki tarvittava merivesi tehdasalueella. Kolmannessa pumppaamossa oleva pumppu on pois käytöstä, koska sen tarve on niin vähäistä, ettei sen imulinja pysy auki vaan se on kasvanut umpeen. Imulinjan putsamisen jälkeen pumppua voitaisiin käyttää, mutta sille ei ole tarvetta, joten toimenpiteisiin ei ryhdytä. [1]

Tehdasalueella olevat merivesilinjat on uusittu lähivuosina. Nykyään kaikki käytössä olevat linjat ovat muutamia pesulinjoja lukuun ottamatta muovia. Linjat on suunniteltu siten, että jokaisesta pumppaamosta voidaan teoriassa pumpata merivettä kuhunkin tehtaaseen venttiilejä kääntämällä.[4] Koska linjat sijaitsevat tehdasalueella pääosin maan alla, useat venttiilit sijaitsevat erillisissä venttiilikaivoissa. Normaalitylanteessa putkistoa käytetään kuitenkin niin, että pumppaamosta 1 pumpataan lannoitetehtaille, ammoniakkilaitokselle sekä typpihappotehtaalle 2 ja palosammutusjärjestelmiin. Lannoitetehtaille kulkee DN 500 merivesilinja, joka haarautuu DN 900 runkolinjasta. Tämä runkolinja menee typpihappotehtaiden läheisyyteen, josta se jakaantuu voimalaitokselle sekä typpihappotehtaille. Ensisijaisesti putkistoa käytetään typpihappotehtaan 2 jäähdytysvedelle, mutta venttiileillä voidaan ohjata se myös typpihappotehtaalle 4. Toinen runkolinja, joka lähtee pumppaamoista 2 ja 3, on DN 600 ja se tulee samaan pisteeseen kuin aiempikin runkolinja. Tätä linjaa pitkin ensisijaisesti pumpataan jäähdytysvesi typpihappotehtaalle 4. Näiden lisäksi alueella kulkee vanhoja käytöstä poistettuja linjoja sekä varauksia paikkoihin, joissa on joskus ollut tarvetta merivedelle tai voidaan ajatella, että vielä joskus tulisi tarvetta.[4] Näihin ei kuitenkaan tässä työssä keskitytä, koska niille ei ole tällä hetkellä suunniteltua käyttöä.

### 2.1.1 Merivesipumppaamo 1

Pääsääntöisesti pumppaamosta 1 pumpataan merivesi typpihappotehtaalle 2, kummallekin lannoitetehtaalle, ammoniakkilaitokselle ja sprinklerijärjestelmiin sekä paloposteihin. Rakennuksessa on tällä hetkellä kaksi pumppua käytössä, koska yksi pumppu vaurioitui kesällä 2014, eikä uutta pumppua ole vielä hankittu. Varapumpun hankinnassa on tarkoitus hyödyntää tässä työssä yhtenä osana tehtyä simulointimallia, jota käsitellään tarkemmin myöhemmin. Jokaiselle pumpulle on annettu laitetunnus, jotta ne löytyvät nopeasti ja helposti Yaran kunnossapito- sekä ohjausjärjestelmistä. Tässä rakennuksessa käytössä olevat pumput ovat VE318 ja VE305. Vaurioituneen pumpun tunnus on VE307.[5] Laitetunnuksia tullaan käyttämään jatkossa pumpuista puhuttaessa.

VE318 on uusin (vuonna 2011 uusittu) merivesipumppu. Sen valmistaja on Sulzer ja tyyppi on AUP 55-250. Pumppu on itse imevä keskipakopumppu. Tämä tarkoittaa, että pumpun akselilla on vesirengaspumppu, joka imee ilman pois imuputkesta ja näin veden pumppuun. Kun vesi saadaan pumpun juoksupyörälle, pumppu alkaa pumppaamaan. Tässä kyseisessä pumpussa on käytössä hanhenkaulaimuputki, kuten kuvista 2 ja 3 nähdään.



**Kuva 2.** Pumpun VE318 ja sen imulinjan periaatekuva. [6]



**Kuva 3.** Pumppu VE318 toiminnassa.

Hanhenkoulu varmistaa, että pumppuun jää siemenvesi kun se sammutetaan ja käynnistyksessä taas tyhjiöpumppu imee ilman pois putkistosta.[6] Moottorina tällä pumpulla toimii ABB:n valmistama 400kW sähkömoottori. Pumppua käytetään säätöpumppuna, jonka avulla pidetään järjestelmässä vakiopaine. Runkolinjan painemittauksesta otetun arvon mukaan säädetään sähkömoottorin taajuutta taajuusmuuttajalla ja näin pumpun kierroksia.[1] Maksimitilavuusvirta valmistajan mukaan tällä pumpulla on noin 2200 m<sup>3</sup>/h nostokorkeuden ollessa noin 58 m. [Liite 1]

VE305 on vuonna 1988 valmistettu Ahlstrom Pumps:in valmistama uppopesäpumppu. Sen imupää on upotettu pumpun alla olevaan altaaseen ja sen juoksupyörät on sijoitettu veden pinnan alapuolelle. Tällöin ilmasta, joka saattaa tehdä ilmalukon imulinjaan ja näin ollen tekee pumppauksen mahdottomaksi, ei ole koskaan ongelmaa tälle pumpulle

kunhan veden pinta altaassa pysyy vakiona. Pumppu vaatii erillisen vesilinjan laakerien voiteluvedelle ja tämä tulee aina varmistaa pumpun käynnistyksen yhteydessä. Pumpauksen voiteluveden on oltava aina päällä pumpun käydessä.[7] Pumppua käytetään vakiokierroksilla ja aiemmin mainitulla Sulzerin valmistamalla pumpulla pumpataan loput kapasiteetista, mitä tehtailla vaaditaan.



**Kuva 4.** Pumppu VE305 toiminnassa.

Moottori on Strömberg Ab:n valmistama 330 kW sähkömoottori. Pumpun tuotto on valmistajan mukaan noin 1800 m<sup>3</sup>/h nostokorkeuden ollessa noin 60 m. [Liite 2]

Pumput ovat liitetty yhteiseen runkolinjaan rinnan. Näin saatu tilavuusvirran suuruus on kahden pumpun yhteenlaskettu tuotto nostokorkeuden pysyessä yhden pumpun tuottoa vastaavana. Tämän hetkiseen tarpeeseen pumppujen mitoitus on virheellinen, koska kun yhtä pumppua käytetään nimelliskierroksilla ja toisella säädetään, vaikka näiden tuotto on lähes sama, toinen pumpuista käy helposti huonolla hyötysuhteella. Tähän palataan tarkemmin myöhemmin.

## 2.1.2 Merivesipumppaamo 2

Merivesipumppaamo 2 on rakennettu samaan aikaan, kun typpihappotehdas 4 on hankittu Uuteenkaupunkiin (vuonna 2004). Pumppaamo kuuluuikin pääasiassa tälle tehtaalle. Rakennuksessa on kaksi pumpua rinnan kytkettynä. Yhden pumpun tilavuusvirta riittää tehtaan tarpeisiin, joten ainoastaan yksi pumpu käy kerrallaan toisen toimiessa varapumppuna. Rakennuksessa on varaus myös kolmannelle pumpulle, mutta nykyisellä runkolinjalla ja kulutuksella kolmannelle pumpulle ei ole tarvetta.

Pumppujen tunnuksat ovat VE311 ja VE313. Ne ovat samanlaiset SPP Pumps:in valmistamat GL14W uppopesäpumput vuodelta 1999. Niiden moottoreina toimivat Siemensin valmistamat 325 kW sähkömoottorit. Pumppujen tuotot ovat noin 2300 m<sup>3</sup>/hr nostokorkeuden ollessa noin 39 m. [Liite 3]



*Kuva 5. Pumput VE311 ja VE313 toiminnassa.*

Pumppuja käytetään vakiokierrosnopeudella ja niiden tuottoa muutetaan painepuolella olevan luistiventtiilin avulla. Venttiilin toimilaite on sähköinen ja sitä voidaan ohjata pumppaamosta käsin.

Pumppujen käytössä on hieman ongelmia tällä hetkellä käynnistyksen sekä käytön osalta. Suurimmat ongelmat liittyvät käynnistysnopeuteen sekä energiatehokkuuteen sen ajotavassa. Näihin palataan tarkemmin myöhemmissä luvuissa.

### 2.1.3 Merivesipumppaamo 3

Pumppu VE308 on varalla koko järjestelmälle omassa rakennuksessaan. Jos jostain syystä kahden muun pumppaamon kapasiteetissa olisi vajetta, on ajateltu, että tällä pumpulla voitaisiin lisätä tilavuusvirtaa. Käytännössä pumpun tarve on ollut vähäinen, eikä sen altaan imulinjaa ole putsattu. Tästä syystä pumppu on käyttökelvoton sen nykyisessä paikassa, eikä imulinjaa todennäköisesti tulla avaamaan.[1] Pumppu on KSB:n vuonna 1989 valmistama uppopesäpumppu. Sen tuotto on noin 2000 m<sup>3</sup>/hr nostokorkeuden ollessa noin 47 m. [Liite 4]



*Kuva 6. Pumppu VE308 toiminnassa.*

Ainoa käyttö, mitä tälle pumpulle voidaan suunnitella, on luultavasti siirto joko pumppaamoon 1 tai 2. Sekin tosin on epätodennäköistä, jos sen ominaiskäyrät eivät sovi pumppaamojen tarpeisiin. Myöhemmissä luvuissa pumpun mahdollisuuksia tutkitaan tarkemmin.

### **3. JÄÄHDYTYSVEDEN PUMPPAUKSEN PERIAATTEET**

Pumppauksessa on otettava useita asioita huomioon toivotun lopputuloksen aikaan saamiseksi. Pumppaukseen vaikuttavat pumpun suorituskyky sekä tapa, jolla sitä ajetaan. Lisäksi tulee huomioida paineen eli keskipakopumppujen tapauksessa nostokorkeuden suuruus eri tilavuusvirroilla, koska keskipakopumpun tuotto riippuu ominaiskäyrän mukaan tarvittavasta nostokorkeudesta. Mitä suuremmaksi pumpulta tarvittava nostokorkeus kasvaa, sitä vähemmän pumpun tuotto on ja toisin päin. Keskipakopumpun toimintaan vaikuttaa myös pumpun imupuolella oleva paine eli imukorkeus.

#### **3.1 Keskipakopumpun toimintaperiaate**

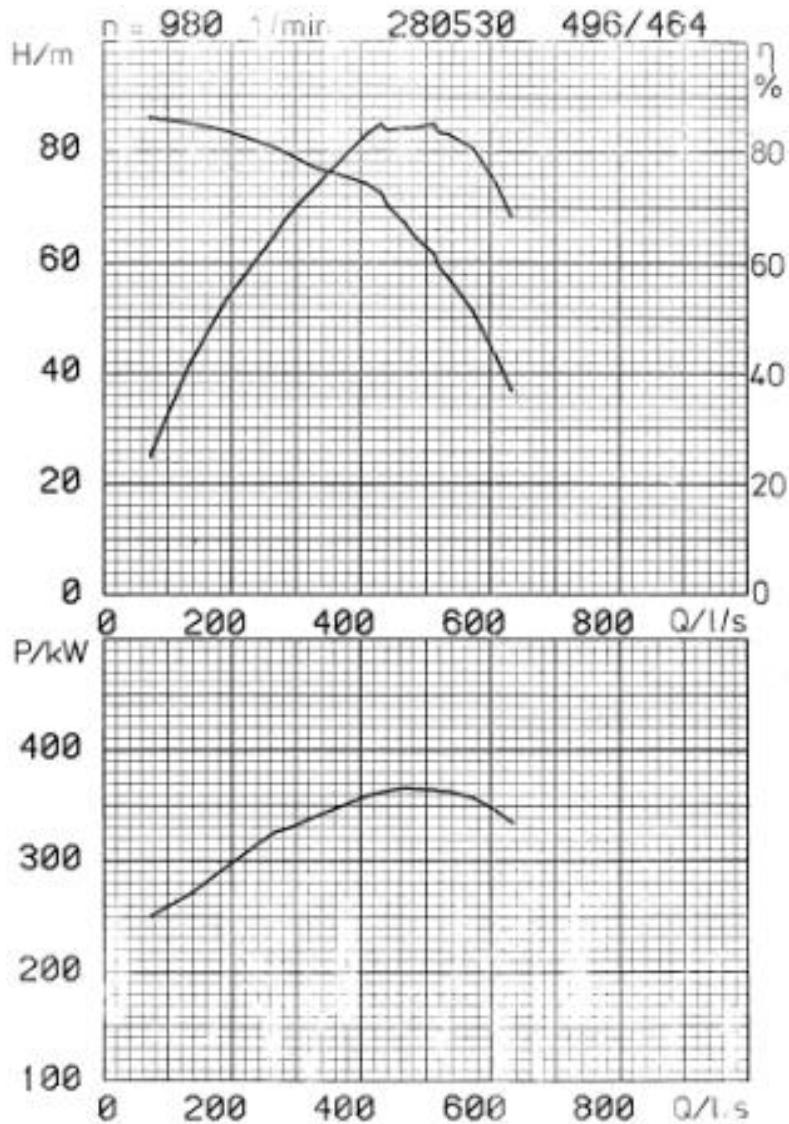
Erilaiset pumput ryhmitellään niiden toimintaperiaatteen mukaan. Keskipakopumput kuuluvat dynaamisiin pumppuihin. Tämä tarkoittaa, että mekaaninen energia tai liike-energia muutetaan nesteen liike-energiaksi ja paineeksi. [8 s.3]

Pumppua pyörittävä sähkömoottori pyörittää juoksupyörää. Juoksupyörä antaa pumpattavalle nesteelle juoksupyörän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin ja keskipakoisvoiman vaikutuksesta neste saa tietyn painelisän. Juoksupyörän aiheuttama keskipakoisvoima on ensimmäinen tekijä, jolla nesteeseen saadaan nostovaikutus. Toinen tekijä on pyörimätön johtolaite eli pumpun pesä. Näiden kahden tekijän ansiosta neste tunkeutuu paineputkeen voittaen korkeuseron, virtausvastukset sekä vastapaineen paineputkessa. Juoksupyörän pumpatessa nestettä eteenpäin, imuputkeen muodostuu alipaine, jolla pumppu imee uutta nestettä muodostaen näin jatkuvan virtauksen pumpun läpi. Pumppu siis imee nesteen juoksupyörälle, antaa sille liike-energian ja painelisän, jonka jälkeen siirtää sen pesästä paineliitännän kautta paineputkeen. [9 s.2]



### 3.2 Keskipakopumpun ominaiskäyrät

Pumpun toiminta ja suorituskyky ilmoitetaan yleensä käyrinä. Näitä käyriä kutsutaan pumpun ominaiskäyriksi. Kuvaajassa 1 on esimerkiksi pumpun VE305 ominaiskäyrät.



**Kuvaaja 1.** Pumpun VE305 ominaiskäyrä.[Liite 2]

Pumppujen ominaiskäyrät poikkeavat toisistaan valmistajasta riippuen, mutta pääperiaate tulkinnalle on aina sama. X-akselille merkitään tilavuusvirta joko  $m^3/h$  tai  $l/s$  yksikössä ja y-akselilla ovat nostokorkeus, hyötysuhde sekä tehon kulutus tilavuusvirran funktiona. Joissain tapauksissa myös imukorkeus on ilmoitettu y-akselilla. Pumpun toimintapisteitä voidaan siis määrittää tilavuusvirran ja halutun muuttujan risteyskohdista. Usein merkitään ominaiskäyrän yhteyteen myös kierrosnopeus ja juoksupyörän halkaisija, joilla mittaukset on tehty, koska arvot muuttuvat suhteessa kierroslukuun. Pumpun toimittaja määrittää tällaiset käyrät tekemällä mittauksia ja toimittaa ne pumpun toimituksen yhteydessä. Näillä voidaan pumpun hankintavaiheessa arvioida, sopiiko pumppu omaan käyttötarkoitukseen. Kuvaajista nähdään myös pumpun ollessa käytös-

sä, miten sen pitäisi toimia muissa toimintapisteissä ilman, että tarvitsee tehdä testejä käytön aikana.

Pumpun käyttöönottotarkastuksessa tulisi aina tehdä mittaukset valmistajan toimittamien käyrien paikkaansa pitävyyden varmistamiseksi. Näin varmistutaan siitä, että toimittettu pumppu pystyy siihen, mitä laitevalmistaja on pumpun tiedoissa ilmoittanut.

### 3.2.1 Imukorkeus

Pumpun imukorkeus on kriittinen tekijä pumpun sijaintia ja imulinjaa suunniteltaessa. Imukorkeudesta puhuttaessa käytetään yleensä lyhennettä NPSH (Net Positive Suction Head). Suunnitteluvaiheessa käytetään yleensä termiä  $NPSH_{av}$ , jossa alaviite  $av$  tarkoittaa englannin kielistä sanaa available eli käytettävissä. Tämä käytettävissä oleva nostokorkeus voidaan määrittää kaavalla (1).

$$\frac{p_s}{g \rho} + \frac{c_s^2}{2g} = NPSH_{av} + \frac{p_d}{g \rho} \quad (1)$$

jossa  $p_s$  on paine imulaipassa [Pa],  $g$  on putoamiskiihtyvyys [ $m/s^2$ ],  $\rho$  on nesteen tiheys [ $kg/m^3$ ],  $c_s$  on laskettu keskinopeus imulaipassa [ $m/s$ ] ja  $p_d$  on kylläisen höyryn paine pumppauslämpötilassa. Bernoullin lauseketta sovellettaessa vapaan ilmakehän paineen  $p_b$  alaisessa säiliössä, jossa nestepinta pysyy vakiona ja nesteen nopeus on 0, saadaan yhtälö

$$\frac{p_b}{g \rho} + 0 + 0 = \frac{p_s}{g \rho} + \frac{c_s^2}{2g} + H_{sgeo} + H_{sv} \quad (2)$$

jossa  $p_b$  on vapaan ilmakehän paine [Pa],  $H_{sgeo}$  on geodeettinen imukorkeus [m] ja  $H_{sv}$  on imujohdon hydraulinen häviökorkeus [m]. Kaavat (1) ja (2) yhdistämällä ja sieventämällä saadaan yhtälö muotoon

$$NPSH_{av} = \frac{p_b - p_d}{g \rho} - H_{sgeo} - H_{sv} \quad (3)$$

$NPSH_{av}$  pienenee tilavuusvirran kasvaessa, joten se on määritettävä pumpun koko toiminta-alueelle imukorkeuskäyränä. Tämä ei kuitenkaan välttämättä takaa pumpun kavitointimatonta käyntiä, vaikka laskennallisesti onkin pätevä. Virheet mittauksissa sekä epätarkkuudet laskelmissa saattavat tehdä tuloksesta epäluotettavan. Tämän takia valmistaja usein ilmoittaa vielä kokeellisesti määritetyn käyrän  $NPSH_{req}$ , jossa alaviite  $req$  tulee englanninkielisestä sanasta required eli tarvittava. Tämä on luonnollisesti aina pienempi tai yhtä suuri kuin  $NPSH_{av}$ . Jotta oltaisiin varmasti turvallisella alueella,  $NPSH_{req}$  on suositeltavaa olla 0,5m pienempi kuin  $NPSH_{av}$  suurimmalla käyttöön tulevalle tilavuusvirralla. [10 s.24]

Jos imukorkeus jostain syystä laskee alle  $NPSH_{av}$  korkeuden, pumppu alkaa kavitoimaan. Kavitoinnissa keskipakopumpun imupuolen paine laskee alle kylläisen höyryn paineen pumppauslämpötilassa muodostaen höyrykuplia. Kun nämä kuplat etenevät juoksupyörän ulkoreunalle, jossa paine on suurempi, höyrykupla lysähtää äkisti kokoon. Jos tämä lysähdys tapahtuu esimerkiksi suoraan juoksupyörän siiven päällä, vaurioittaa se juoksupyörää kohtalokkain seurauksin. [10 s.21]

### 3.2.2 Nostokorkeus

Yleensä pumppuista puhuttaessa kerrotaan, kuinka suuren paineen pumppu pystyy tekemään verkostoon. Keskipakopumppujen kohdalla ei ilmoiteta pumpun tuottamaa painetta, koska paine riippuu niiden kohdalla pumpattavan nesteen tiheydestä.

Keskipakopumppu siirtää nesteeseen tehon  $P_{FI}$ , joka on

$$P_{FI} = \dot{m} g H \quad (4)$$

jossa  $\dot{m}$  on massavirta [kg/s] ja  $H$  korkeus, johon neste nostetaan [m] eli nostokorkeus. Massavirta ilmoitetaan muodossa

$$\dot{m} = \rho Q \quad (5)$$

jossa  $Q$  on tilavuusvirta [m<sup>3</sup>/s].

Pumpun akselilta otettu teho  $P$  on

$$P = \frac{\dot{m} g H}{\eta} \quad (6)$$

jossa  $\eta$  on pumpun hyötysuhde. Kun kaavat (5) ja (6) yhdistetään, saadaan kaava muotoon

$$P = \frac{\rho Q g H}{\eta} \quad (7)$$

Kaavasta (7) huomataan, että paine-ero pumpun yli on

$$\Delta p = \rho g H \quad (8)$$

koska pumpun teho voidaan ilmoittaa myös muodossa

$$P = \frac{Q \Delta p}{\eta} \quad (9)$$

Paine-ero pumpun yli riippuu siis nesteen tiheydestä kaavan (8) mukaisesti. Siksi keskipakopumpun tapauksessa käytetään nostokorkeutta paine-eron sijasta ominaiskäyrissä.[11 s.47] [12 s.98]

### 3.2.3 Hyötysuhde

Pumpun energiatehokkuutta ja toiminnan tehokkuutta kuvataan hyötysuhteella. Hyötysuhde kertoo, paljonko pumpun sähkömoottorin ottamasta tehosta pystytään muuttamaan nestettä liikuttavaksi tehoksi. Osa pumpun ottamasta tehosta kuluu häviöihin, kuten mekaanisiin häviöihin sekä vuoto- ja kitkahäviöihin. Mitä enemmän pumpun ottamasta tehosta kuluu häviöihin, sitä huonommalla hyötysuhteella se käy. Jos hyötysuhde on huono, pumppu ei toimi alueella, jolla valmistaja on tarkoittanut sen toimivan ja tällöin kuluminen ja energian kulutus kasvavat kitkan ja vuotojen takia.

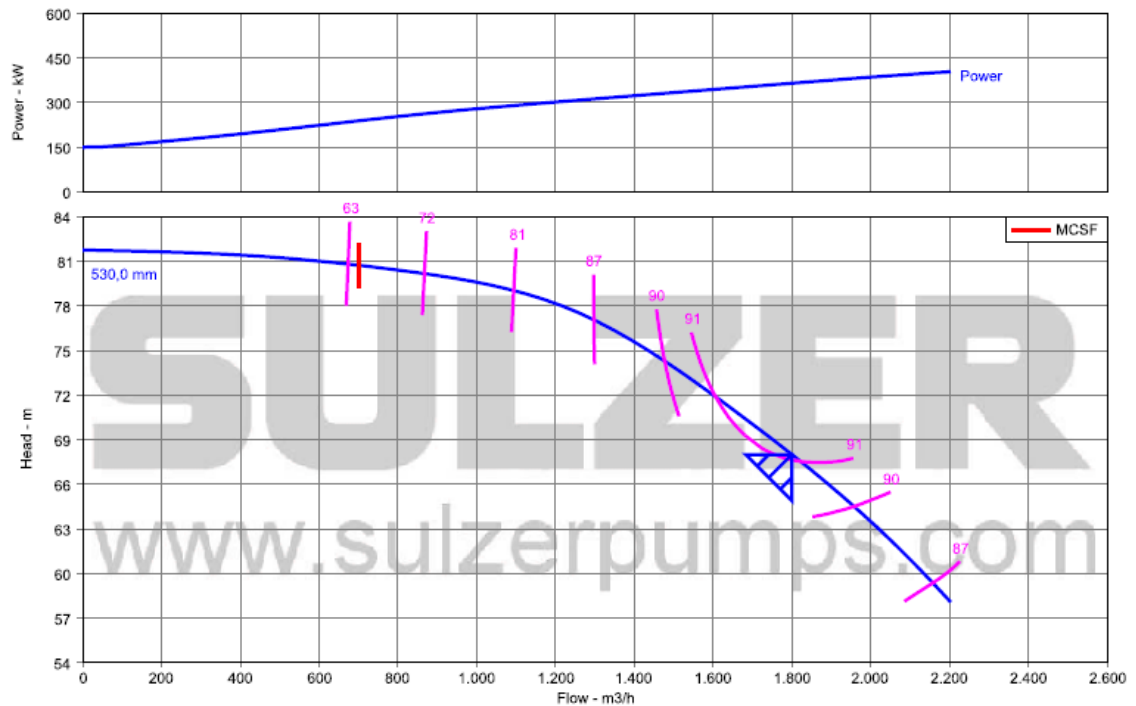
Hyötysuhde voidaan johtaa kaavasta (7), jolloin saadaan se muotoon

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (10)$$

Pumpun nostokorkeus voidaan ottaa joko suoraan ominaiskäyrältä tai mitata painemittarilla pumpun painepuolelta, jolloin on otettava huomioon mittarin korkeus imualtaan pinnasta sekä nesteen tiheys kuten kappaleessa 3.2.2 käsiteltiin. [9 s.5]

### 3.2.4 Ominaiskäyrien määrittäykset

Nostokorkeuskäyrän ja tehokäyrän määrittäykset tilavuusvirran funktiona voidaan tehdä pumpun vastusta muuttamalla ja merkitsemällä toimintapisteitä muistiin. Hyvänä sääntönä voidaan pitää ominaiskäyrää määrittäessä, että mitataan kymmenen toimintapistettä ja näistä pisteistä piirretään käyrä. Ominaiskäyrää varten tarvitsee mitata pumpun tuottama tilavuusvirta, paine painepuolella, painemittauspisteen korkeus imualtaan pinnasta, pumpun kierrosnopeus, pumpattavan nesteen tiheys sekä pumppua käyttävän sähkömoottorin tehonkulutus. Arvojen määrittäminen tapahtuu käytännössä pumpun käydessä vakio kierroksilla esimerkiksi niin, että aluksi pyritään mahdollisimman pieneen vastukseen eli paineeseen pumpun painepuolella. Tästä saadaan ensimmäisen pisteen paine, tilavuusvirta ja tehonkulutus. Sen jälkeen kuristetaan painepuolta hieman sulkuventtiilin avulla ja otetaan uusi arvo. Näin jatketaan kunnes mahdollisimman laajalla alueella ollaan saatu 10 toimintapistettä. Tämän jälkeen avataan kuristusta portaittain ja pyritään hakemaan samoja tilavuusvirtoja kuin kuristusta lisätessä olleissa mittapisteissä ja merkitään pisteet muistiin. Näin saadaan kumpaankin suuntaan määritettyä paineet ja tehonkulutus tilavuusvirran funktiona. Lopuksi näistä kahdesta otannasta lasketaan keskiarvot, muutetaan paineet nostokorkeuksiksi ja saadaan nostokorkeuden ja tehonkulutuksen käyrien pisteet.



**Kuvaaja 2.** Esimerkki ominaiskäyristä. [Liite 1]

Kuvaajassa 2 on yksi esimerkki käyrästä, joka on tullut valmistajalta pumpun mukana. Kuvaajassa ei ole näkyvissä mitatut pisteet, mutta jotkut valmistajat toimittavat myös mittauspöytäkirjan, jossa ne näkyvät.

### 3.3 Affiniteettisäännöt

Keskipakopumpun kierrosnopeutta muuttamalla voidaan pumpun tuottoa muuttaa. Kierrosnopeuden vaikutus pumpun tuottamaan tilavuusvirtaan, nostokorkeuteen sekä pumpun ottamaan tehoon voidaan laskea käyttämällä affiniteettisääntöjä.

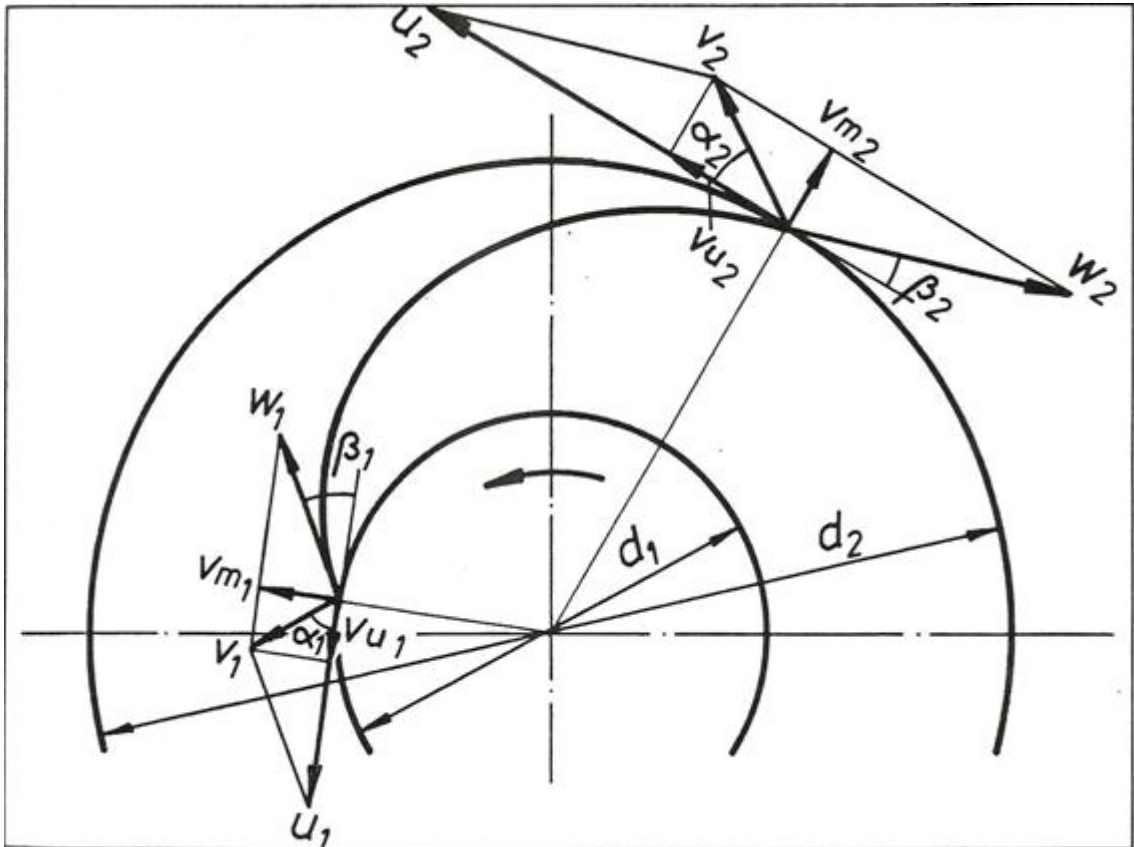
Tilavuusvirralle pätee yhtälö (11)

$$Q = A v \quad (11)$$

jossa  $Q$  on tilavuusvirta,  $A$  on putken poikkipinta-ala ja  $v$  on nesteen virtausnopeus. [12 s.27] Tästä yhteydestä huomataan, että tilavuusvirta on suoraan verrannollinen virtausnopeuteen putken pinta-alan pysyessä vakiona eli

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{v'}{v} \quad (12)$$

Kuvassa 7 on esitetty nopeuskomponentit juoksupyörän siivellä



**Kuva 7.** Nopeuskomponentit juoksupyörällä. [13 s.11]

Kuvassa 7 olevien nopeuskomponenttien selitykset:

$v$  on todellinen nopeus

$w$  on suhteellinen nopeus siipeen nähden

$u$  on kehänopeus

$v_u$  on todellisen nopeuden kehäkomponentti

$v_m$  on todellisen nopeuden meridiaanikomponentti

Virtauksen todellinen nopeus  $v$  muuttuu suoraan kierrosnopeuden suhteen koska kehänopeus  $u_1$  on

$$u_1 = \omega r_1 \quad (13)$$

jossa  $\omega$  on pyörän kulmanopeus ja  $r_1$  pyörän säde. [10 s.18] Koska kulmanopeus  $\omega$  on suoraan verrannollinen kierrosnopeuteen, myös kehänopeus on suoraan verrannollinen kierrosnopeuteen. Kuvasta 7 nähdään, että todellinen nopeus  $v$  on suhteellisen nopeuden ja kehänopeuden vektorien summa ja todellinen nopeus on suoraan verrannollinen siiven pyörimisnopeuteen. Tällöin voidaan kirjoittaa todellisen nopeuden ja pyörimisnopeuden välille kaavan (14) mukainen yhteys

$$\frac{n'}{n} = \frac{v'}{v} \quad (14)$$

Yhtälöt (12) ja (14) yhdistämällä saadaan ensimmäinen affiniteettisääntö (15) tilavuusvirran riippuvuudelle kierrosnopeudesta  $n$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad (15)$$

Pumpun nostokorkeutta  $H$  tarkastellessa käytetään hyväksi pumpun pääyhtälöä, joka voidaan johtaa Eulerin yhtälöstä

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (16)$$

Yhtälössä (16) alaindeksi  $t$  tarkoittaa häviötöntä virtausta ja  $\infty$  ääretöntä määrää siipiä juoksupyörässä. Koska tällaisia oletuksia ei voida tehdä todellisessa tilanteessa, otetaan ne huomioon käyttämällä erilaisia kertoimia. Virtaushäviöt voidaan ottaa huomioon hydraulisella hyötysuhteella  $\eta_h$  ja siipien äärellisestä määrästä johtuen nesteen suhteellinen nopeus ei ole täysin siiven suuntainen, joten käytetään siinä korjauskerrointa  $k$ . Kumpikin kerroin on pienempi kuin 1. Saadaan yhtälö

$$H = \frac{\eta_h}{g}(k u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (17)$$

Näiden korjauskertoimien lisäksi pumput yleensä suunnitellaan niin, että kuvassa 7 näkyvä kulma  $\alpha_1$  on  $90^\circ$  jolloin  $v_{u1} = 0$  ja yhtälö saadaan muotoon

$$H = k \eta_h \frac{u_2 v_{u2}}{g} \quad (18)$$

Pyörimisnopeus on suoraan verrannollinen sekä nopeuteen  $u_2$  että  $v_{u2}$ . Siksi nostokorkeus voidaan ilmoittaa neliössä kierrosnopeuteen muiden kertoimien pysyessä vakiona eli

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (19)$$

Näin saadaan toinen affiniteettisääntö (19), jonka avulla nähdään nostokorkeuden riippuvuus kierrosnopeudesta.

Laskettaessa kierrosnopeuden vaikutusta pumpun ottamaan tehoon tarvitaan tehon yhtälö

$$P = \frac{g \rho Q H}{\eta} \quad (20)$$

jossa  $\rho$  on pumpattavan nesteen tiheys ja  $\eta$  on pumpun kokonaishyötysuhde. Koska tilavuusvirta on suoraan verrannollinen nopeuteen ja nostokorkeus kierrosnopeuden neliöön, saadaan tehon yhtälöstä (20) yhtälö

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (21)$$

Yhtälöt (15), (19) ja (21) ovat kolme affinitettisääntöä, jotka pätevät kaikki samanaikaisesti. Hyötysuhde voidaan olettaa pysyvän samana kierrosnopeuden muutoksesta riippumatta, joten säätötapana kierrosnopeuden muutos on taloudellinen vaihtoehto. Näiden sääntöjen avulla tullaan jatkossa määrittämään pumpuille uusia ominaiskäyriä kierrosnopeuden muuttuessa. [13 s.14]

### 3.4 Putkistojen käytettävyys

Putkistojen suunnittelussa tärkein asia on huomioida sen soveltuvuus tarvittavalle tilavuusvirralle. Mitä pidempi putkisto on, sitä suurempi riski on, että virtausvastushäviöt kasvavat liian suuriksi. Putken halkaisija, pinnan karheus sekä mutkat ja venttiilit vaikuttavat kaikki virtausvastusten suuruuteen. Suunnitteluvaiheessa nämä kaikki tulee ottaa huomioon laskettaessa häviöitä. Jos putkiston suunnittelu on tehty ja sitä käytetään, virtausvastushäviöt pystytään määrittämään kokeellisesti. Näin nähdään, voidaan ko putkistoa käyttää suuremmilla tilavuusvirroilla, kuin mille se on suunniteltu.

#### 3.4.1 Putkistojen virtaushäviöt

Putkiston virtaushäviöihin vaikuttavat kertavastukset sekä virtauksen kitkavastushäviöt. Kertavastuksia ovat esimerkiksi venttiilit, putkiston mutkat sekä muut virtausta vastustavat osat putkistossa. Kitkavastushäviö muodostuu lähinnä putkiston seinämällä muodostuvasta kitkan aiheuttamasta häviöstä.

Jotta häviöitä voidaan laskea, tarvitsee aluksi selvittää onko virtaus laminaarista vai turbulenttista. Kyseiset virtaukset poikkeavat toisistaan kitkavoimien osalta. Laminaarissa virtauksessa nesteen sisäiset kitkavoimat ovat suuria hitausvoimien rinnalla kun taas turbulenttisisessä vaikutus on päinvastoin. [14 s.27] Jotta tiedettäisiin, onko virtaus laminaarista vai turbulenttista, virtaukselle on määritettävä Reynoldsin luku  $Re$  seuraavan kaavan mukaisesti

$$Re = \frac{v D_H}{\nu} \quad (22)$$

Yhtälössä  $\nu$  on nesteen virtausnopeus putkistossa,  $D_H$  on putkiston hydraulinen halkaisija, pyöreän putken tilanteessa putken halkaisija  $d$  ja  $\nu$  on virtaavan nesteen kinemaattinen viskositeetti. Jokainen arvo pitää erikseen määrittää, jotta saataisiin laskettua



Reynoldsin luku. Virtausnopeus saadaan laskettua, kun tiedetään virtausputken ala  $A$  ja tilavuusvirta  $Q$  seuraavan kaavan avulla

$$Q = v A \quad (23)$$

Pinta-ala saadaan putken sisähalkaisijan avulla. Pyöreälle putkelle saadaan pinta-ala laskettua kaavasta

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (24)$$

Nyt virtausnopeudelle saadaan johdettua kaava (25) kaavojen (23) ja (24) avulla:

$$v = \frac{Q 4}{\pi d^2} \quad (25)$$

Hydraulinen halkaisija on tässä tapauksessa putken halkaisija suoraan, kun kyseessä on pyöreä putki. Käytetään laskuissa kinemaattiselle viskositeetille  $\nu$  arvoa  $1,31 * 10^{-6} m^2/s$ , joka on veden viskositeetti. [13 s.26] Tilavuusvirrat vaihtelevat välillä  $1500 m^3/h - 4400 m^3/h$ , joten lasketaan pienimmän ja suurimman tilavuusvirran avulla Reynoldsin luku. Näin tiedetään luvun vaihteluväli.

Reynoldsin luku tilavuusvirralla  $1500 m^3/h$ :

$$Re = \frac{\left(\frac{1500}{3600}\right) m^3/s * 4}{\pi * (0,9 m)^2} * 0,9 m = \frac{1,31 * 10^{-6} m^2/s}{1,31 * 10^{-6} m^2/s} = 449971$$

Reynoldsin luku tilavuusvirralla  $4400 m^3/h$ :

$$Re = \frac{\left(\frac{4400}{3600}\right) m^3/s * 4}{\pi * (0,9 m)^2} * 0,9 m = \frac{1,31 * 10^{-6} m^2/s}{1,31 * 10^{-6} m^2/s} = 1319916$$

Virtaus on siis koko alueella selvästi turbulenttista, koska virtaus muuttuu turbulenttiseksi, kun Reynoldsin luku on yli 2320 pyöreällä putkella. [14 s.28]

Lasketaan vielä varmuuden vuoksi, koska virtaus muuttuu laminaarisesta virtauksesta turbulenttiseksi virtaukseksi. Muutetaan Reynoldsin luvun kaava (22) muotoon

$$v = \frac{Re \nu}{d} \quad (26)$$

Virtaus muuttuu laminaariseksi, kun Reynoldsin luku on 2320 tai pienempi, joten laskeaan raja-arvo virtausnopeudelle

$$\frac{2320 * 1,31 * 10^{-6} m^2/s}{0,9 m} = 0,00338 m/s$$

Virtausnopeus vastaa kaavan (25) mukaisesti tilavuusvirtaa

$$\frac{0,00338 m}{s} * \frac{\pi * (0,9 m)^2}{4} * 3600 = 12,2 m^3/h$$

Virtaus voidaan siis olettaa olevan aina turbulenti, koska alle  $12,2 m^3/h$  suuruista tilavuusvirtaa ei käytetä. Kitkavastushäviö saadaan turbulentielle virtaukselle kaavasta

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (27)$$

Kaavassa (27)  $\lambda$  on kitkavastuskerroin ja  $l$  on putken pituus. Kitkavastuskerroin  $\lambda$  on määritetty kokeellisesti turbulentielle virtaukselle ja sen arvo määräytyy Reynoldsin luvun perusteella. Tässä tapauksessa voidaan käyttää Prandtl-Colebrookin iteratiivista yhtälöä, koska putki luokitellaan ylimenoalueelle eli on voimassa ehto  $65 < Re * (\frac{k}{d}) < 1300$ , jossa  $k$  on absoluuttinen pinnankarheus, tässä tapauksessa 0,2 mm [Liite 8] ja  $d$  on putken sisähalkaisija, tässä tapauksessa 900 mm. [12 s.52] Yhtälö on

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{2,53}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} * 0,269 \right] \quad (28)$$

Eli alkuarvoilla saadaan iteroitua suurimmalla ja pienimmällä virtauksella arvot:

Suurin virtaus (4400 m<sup>3</sup>/h)

$$\lambda = 0,0147$$

Pienin virtaus (1500 m<sup>3</sup>/h)

$$\lambda = 0,0158$$

Kuten arvoista huomataan, vaihteluväli on pieni ja näin ollen kitkavastuskerroin voidaan olettaa vakioksi. Tällöin kitkavastushäviön voidaan olettaa muuttuvan virtausnopeuden neliön suhteen muiden kertoimien pysyessä vakiona.

Kertavastushäviöt putkistossa voidaan laskea kaavalla

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (29)$$

jossa  $\zeta$  on kertavastuskerroin. [12 s.56] Kertavastuskerrointa on kuitenkin lähes mahdoton määrittää muuten kuin kokeellisesti. Se kuitenkin pysyy vakiona, jos mikään putkiston osa ei muutu. Tällöin myös kertavastushäviöt riippuvat virtausnopeuden neliöstä.

Kun edellä käsitellyt häviöt lasketaan yhteen, saadaan putkiston kokonaishäviöiden laskemiseen soveltuva kaava (30) turbulenttiselle virtaukselle:

$$\Delta p = \left[ \Sigma \left( \zeta \frac{\rho}{2} \right) + \Sigma \left( \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} \right) \right] v^2 \quad (30)$$

Kuten aiemmin perusteltiin, ainoa muuttuja, joka ei pysy vakiona, on nopeus. Jos siis tiedämme paine-eron tunnetulla virtausnopeudella, voidaan uusi paine-ero uudella virtausnopeudella laskea, kun kaava johdetaan muotoon

$$\frac{\Delta p_1}{v_1^2} = \frac{\Delta p_2}{v_2^2} \quad (31)$$

Jaetaan vielä yhtälö (31) kummaltakin puolelta putkiston pinta-alan neliöllä  $A^2$ , jotta nimittäjät saataisiin muotoon  $Q^2$ . Nyt yhtälö saadaan muotoon

$$\Delta p_2 = \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \Delta p_1 \quad (32)$$

Yhtälöllä voidaan nyt piirtää yhden tunnetun pisteen avulla useita uusia pisteitä ja näin saadaan virtausvastuskäyrä halutulla tilavuusvirta-alueella. Virtausvastuksista tulee kuitenkin vähentää mittauspisteiden välinen korkeusero, koska siitä tuleva hydrostaattinen painehäviö pysyy vakiona ja on siksi vastuskäyrän lähtöpiste tilavuusvirralla  $0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

## 4. SIMULOINTIMALLI KESKIPAKOPUMPPUJEN SIMULOINTIIN

Työn yhtenä osuutena on tehdä simulointimalli pumppujen toiminnasta Microsoft Excel 2010 ohjelmistoa käyttäen. Simulointimallilla voidaan nähdä, mihin järjestelmän kapasiteetti riittää. Lisäksi voidaan arvioida energian kulutusta, pumppujen ohjausta, montaako pumppua käytetään, jotta saavutetaan halutut arvot sekä putkiston virtausvastus häviöitä tilavuusvirran muuttuessa. On tärkeää voida tarkastella pumppujen yhteiskäyttöä energian kulutuksen kannalta, koska tällöin voidaan esimerkiksi varmistua siitä, että kaikki pumput käyvät parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. Myös virtausvastukset on osattava ottaa huomioon, jotta nähdään riittääkö pumppujen kapasiteetti. Käyttövarmuuteen liittyen simulointimallilla voidaan tarkastella, millä pumppukombinaatioilla saavutetaan haluttu kapasiteetti ja näin voidaan simuloida esimerkiksi tilanne, jossa yksi järjestelmän pumpuista lähtee huoltoon.

### 4.1 Alkuarvojen määrittäminen

Tässä diplomityössä kehitetyn simulointimallin käyttö alkaa aina alkuarvojen syöttämisestä. Tässä mallissa voidaan syöttää kolmen pumpun arvot kerrallaan. Pumppujen määrä on valittu kolmeksi, koska se on suurin määrä, mitä yhdessä pumppaamossa on pumppuja. Tiedot voidaan ottaa suoraan valmistajan toimittamista ominaiskäyristä. Kuitenkin tarkempaan tulokseen päästään, jos pumpun käyrät tehdään mittausten perusteella, jotka tehdään pumpun ollessa asennettuna paikkaan, jossa sitä käytetään. Pumpun luvut arvot eivät välttämättä toteudu todellisuudessa, ja tällöin simuloinnin tulokset eivät ole luotettavia. Lisäksi pitkään käytössä olleella pumpulla käyrät ovat voineet muuttua kulumisen ja kanavien likaantumisen takia.

Valmistaja I mitattuna													
Alkuperäinen VE305													
Q [l/s]	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	630	
Q [m <sup>3</sup> /hr]	360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	1980	2160	2268	
H [m]	86	85	84	82	79	76	74	69	63	55	45	37	
P [kW]	260	275	300	320	330	345	355	365	365	360	350	335	
$\eta$ [%]	33	47	57	65	73	78	84	86	87	85	78	70	
n [1/min]	390												
Alkuperäinen VE307													
Q [l/s]	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500			
Q [m <sup>3</sup> /hr]	180	360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800			
H [m]	128	122	120	118	116	110	106	100	95	85	76	62	
P [kW]	280	290	297	305	310	335	355	370	380	390	390	390	
$\eta$ [%]	23	43	49	51	57	66	75	82	88	88	89	80	
n [1/min]	1487												
Alkuperäinen VE318													
Q [m <sup>3</sup> /hr]	0	350	700	1050	1400	1750	2100	2450	2800	3150	3500	3850	4200
H [m]	62	61	61	60	58	56	52	47	40	32	24	16	8
P [kW]	150	180	230	300	320	340	350	360	370	380	390	400	400
$\eta$ [%]	0	44	69	86	93	95	95	95	95	95	95	95	90
Nimelliz rpm	1919												

Kuva 8. Malliin syötettävät alkuarvot.

Kuvassa 8 on kuvankaappaus mallin kohdasta, johon voidaan määrittää pumpun arvot. Yleensä toimintapisteitä määritetään noin kymmenen kappaletta. Tässä mallissa kuitenkin käytetään 12 pistettä, jotta saadaan tarkempia käyriä, koska mitä pienemmällä väleil-

lä arvot ovat toisistaan, sitä tarkemmin malli pystyy laskemaan yhteisen tilavuusvirran käyrän. Kun pumppu on nimetty ja kaikki kaksitoista toimintapistettä on täytetty sekä kierrosnopeus, jolla nämä arvot on saatu, voidaan aloittaa varsinainen simulointi.

Alkuarvojen määrittämiseksi malliin on kerätty kaikkien Yaralla käytössä olevien pumppujen taulukot sekä pumppua VE318 hankittaessa toisena mahdollisuutena olleen A55-300 pumpun taulukko mallin alareunaan, josta ne voidaan kopioida varsinaisiin mallin käyttämiin soluihin. [Liitteet 1-6]

<b>VE307</b>											
400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
64	62	60	58	56	54	52	50	48	44	40	31
250	255	260	275	280	285	310	325	340	350	360	364
29	41	52	53	67	72	75	78	79	78	77	63
<b>A55-300</b>											
400	700	1000	1300	1600	1900	2200	2500	2700	2800	2900	3000
62	61	61	60	59	58	57	56	55	53	52	53
250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360
37	57	65	77	88	92	91	92	92	90	89	86
<b>VE308</b>											
400	700	1000	1300	1600	1900	2100	2200	2300	2400	2500	2600
64	61	59	55	53	49	46	44	42	40	38	36
250	260	275	290	310	335	345	350	360	350	360	364
29	46	53	63	77	78	79	78	77	77	75	73
<b>VE311</b>											
366	637	1068	1443	1778	1967	2256	2349	2543	2676	2755	2885
62	53	54	49	46	43	38	37	33	29	27	19
213	229	258	279	292	299	304	305	306	303	301	295
30	51	63	71	79	79	79	80	77	72	69	52
<b>VE316</b>											
10	350	700	1200	1400	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200
62	62	79	78	76	72	70	68	66	63	61	58
150	160	230	300	320	340	360	360	370	380	390	400
2	45	67	88	93	95	95	95	95	93	92	90
<b>VE305</b>											
360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	1980	2160	2280
65	65	64	62	59	56	54	53	53	53	53	53
250	260	275	290	310	335	345	350	360	350	360	364
33	47	57	65	73	78	78	78	78	78	78	70

Kuva 9. Malliin kerättyjä tunnettujen pumppujen arvoja.

Nämä arvot on määritelty pumppujen alkuperäisiä ominaiskäyriä käyttäen, joten niiden oikeellisuus tulisi todentaa käytännön mittauksilla.

## 4.2 Kierrosnopeuden vaikutus

Alkuarvoista voidaan laskea, miten pumppu reagoi jos sitä ajetaan jollain muulla kuin nimelliskierrosnopeudella.

<b>Kierrosnopeus laskenta</b>												
<b>VE305</b>												
Q [m <sup>3</sup> /h]	360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	1980	2160	2280
H [m]	66	65	64	62	59	56	54	53	53	53	53	53
P [kW]	260	275	300	320	330	345	355	365	365	360	350	335
η [%]	33	47	57	65	73	78	84	86	87	85	78	70
n [1/min]	300											
<b>VE307</b>												
Q [m <sup>3</sup> /h]	150	300	432	468	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800
H [m]	128	122	120	118	115	111	106	100	95	95	95	92
P [kW]	280	290	297	305	310	335	355	370	380	390	390	390
η [%]	23	43	49	51	57	66	75	82	88	88	89	80
n [1/min]	1487											
<b>VE318</b>												
Q [m <sup>3</sup> /h]	0	239	478	619	855	1092	1360	1238	1236	1365	1433	1501
H [m]	38	38	38	36	35	34	33	32	31	30	28	27
P [kW]	48	57	73	95	102	108	111	114	118	121	124	127
η [%]	0	44	63	88	93	95	95	95	95	95	92	90
n [1/min]	300											
VE318 ohjau:	50											

Kuva 10. Kierrosnopeuden muutos keltaisiin soluihin.

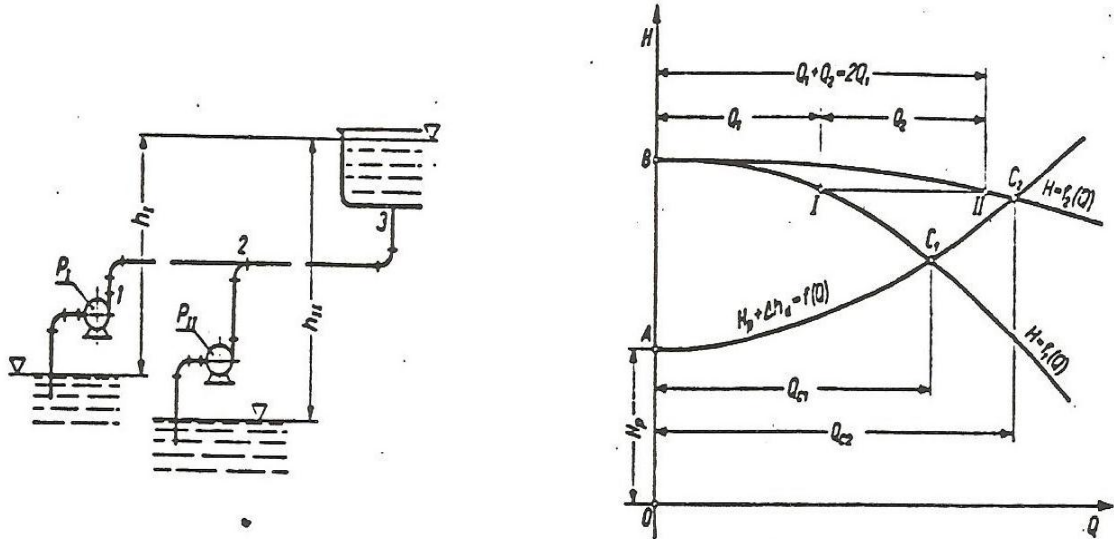
Kuvasta 10 nähdään, että näissä soluissa ovat vain kierrosnopeudet keltaisia, käyttäjän määritettävissä olevia soluja. Pumppu VE318 on käytössä taajuusmuuntajan kanssa, ja tälle annetaan ohjausarvo 0-100%, joka tarkoittaa kierrosnopeudessa nopeutta [15]

$$\text{kierrosnopeus} = 600\text{rpm} + \text{ohjausarvo} * 600\text{rpm} \quad (33)$$

Muissa pumpeissa ei ole taajuusmuunninta tällä hetkellä ja niihin asetetaan vain kierrosnopeuksia muodossa kierrosta/minuutti. Kun arvoa muutetaan nimelliskierrosnopeutta vastaavasta arvosta, malli laskee uudet arvot tilavuusvirralle, nostokorkeudelle sekä teholle affiniteetti-yhtälöitä (luku 3) käyttäen alkuarvoista.

### 4.3 Polynomifunktion käyttö

Kahden pumpun ollessa rinnan, tilavuusvirta lasketaan summaamalla pumppujen tuotot yhteen. Kuvan 11 tapauksessa on oletettu pumppujen olevan saman kokoisia.

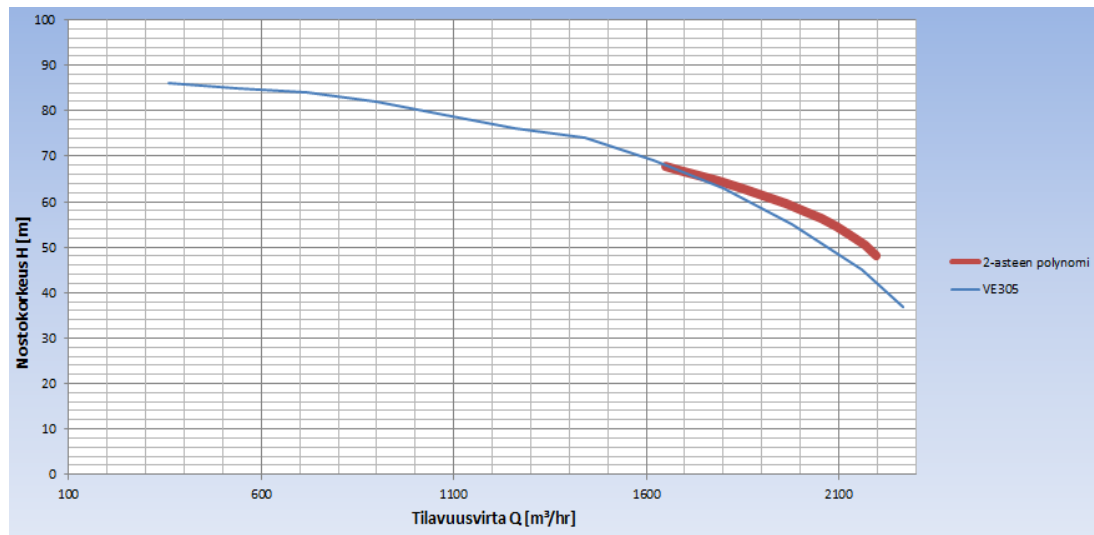


*Kuva 11. Pumppujen asennus sekä ominaiskäyrät pumppujen ollessa rinnan. [9]*

Tarvitaan siis kummankin pumpun nostokorkeuskäyrästä pisteitä, joissa niiden nostokorkeus on sama ja tilavuusvirta luonnollisesti pumpun oma. Kun tunnetaan tilavuusvirrat yhteisillä nostokorkeuden arvoilla, pumppujen yhteinen tilavuusvirta voidaan laskea summaamalla pisteiden tilavuusvirrat yhteen ja saadaan kuvan 11 mukainen käyrä yhteiselle käyrälle. Koska pumpun käyrät eivät ole kuitenkaan suoria, niihin on sovitettava funktio, jolla voidaan laskea mikä tahansa piste käyrällä. Tähän tarkoitukseen voidaan käyttää polynomifunktiota. Mitä enemmän käyrä poikkeaa lineaarisesta viivasta, sitä korkeamman asteen polynomifunktio tarvitaan. Funktio on muotoa

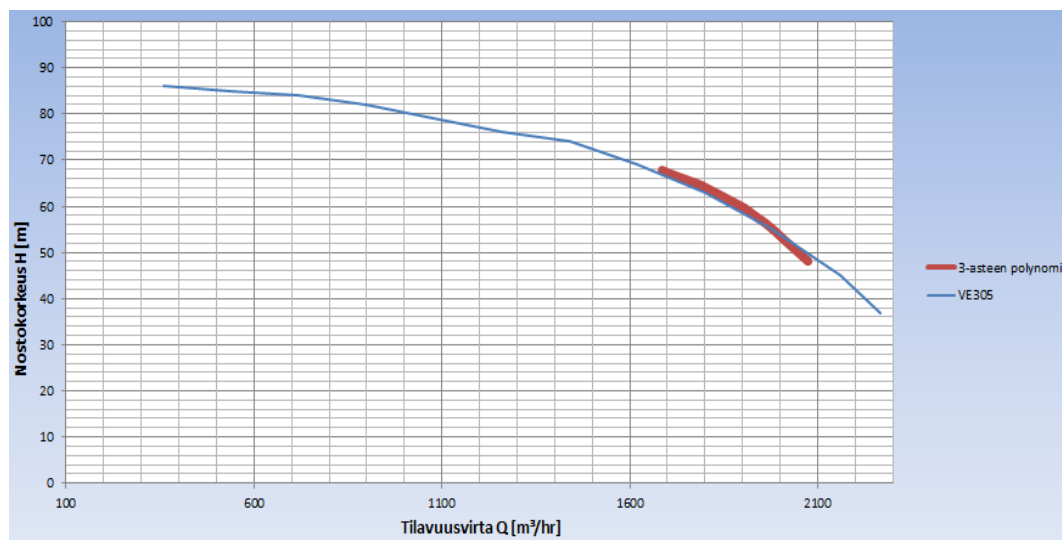
$$y = x^n x_n + \dots + x^2 x_2 + x x_1 + b,$$

jossa  $n$  kertoo monennenko asteen polynomifunktio on. Muuttujat  $x_1 \dots x_n$  sekä  $b$  voidaan määrittää Excel-ohjelmistossa Linest-funktiolla. Funktio pyytää alkuarvoina alkuperäisen käyrän  $x$  ja  $y$  arvot sekä polynomifunktion asteen. Polynomifunktion aste  $n$  syötetään Linest-funktioon käskyllä `LINEST(tunnetut y-arvot; tunnetut x-arvot^{1;2;...;n})`. Päätös siitä, monennenko asteen yhtälö tarvitaan on tapauskohtainen, mutta yleensä kolmannen tai neljännen asteen yhtälö riittää. Kuvissa 3-6 esimerkkejä päätöksen tekoa varten.



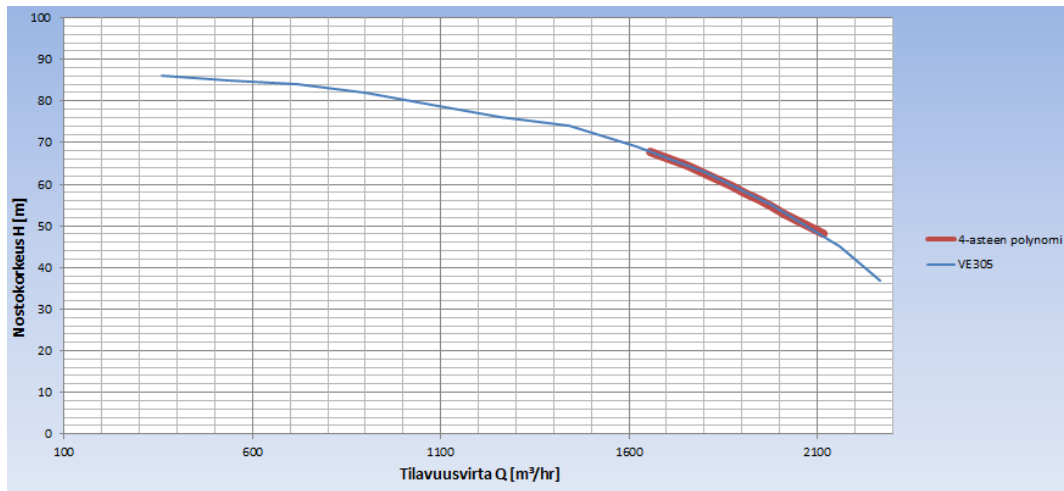
*Kuvaaja 3. Toisen asteen polynomifunktion sovitus.*

Kuvaajasta 3 nähdään, että sovituskäyrällä on suunta oikea, mutta se ei seuraa alkuperäistä käyrää kovinkaan tarkasti.



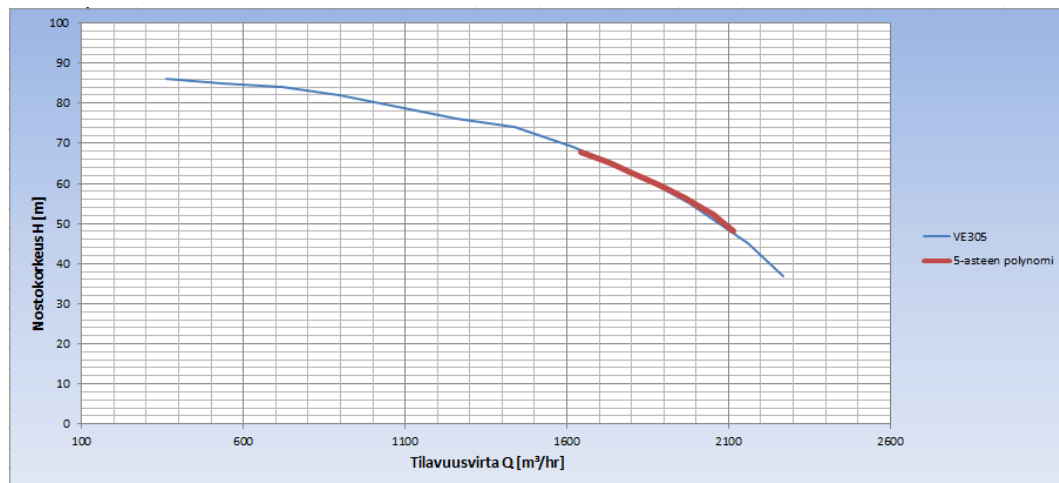
*Kuvaaja 4. Kolmannen asteen polynomifunktion sovitus.*

Kuvaajassa 4 on kolmannen asteen polynomifunktiolla sovitettu käyrä alkuperäiseen käyrään. Sovitekäyrä on tarkempi kuin toisen asteen yhtälöllä, mutta tarkkuutta voidaan parantaa kasvattamalla funktion astetta.



**Kuvaaja 5.** Neljännen asteen polynomifunktion sovitus.

Kuvaajassa 5 on neljännen asteen polynomifunktion sovitus. Kuten kuvaajasta nähdään, sovitekäyrä seuraa alkuperäistä käyrää jo erittäin tarkasti. Tarkastellaan vielä kuvaajassa 6, paraneeko tulos viidennen asteen polynomifunktiolla.

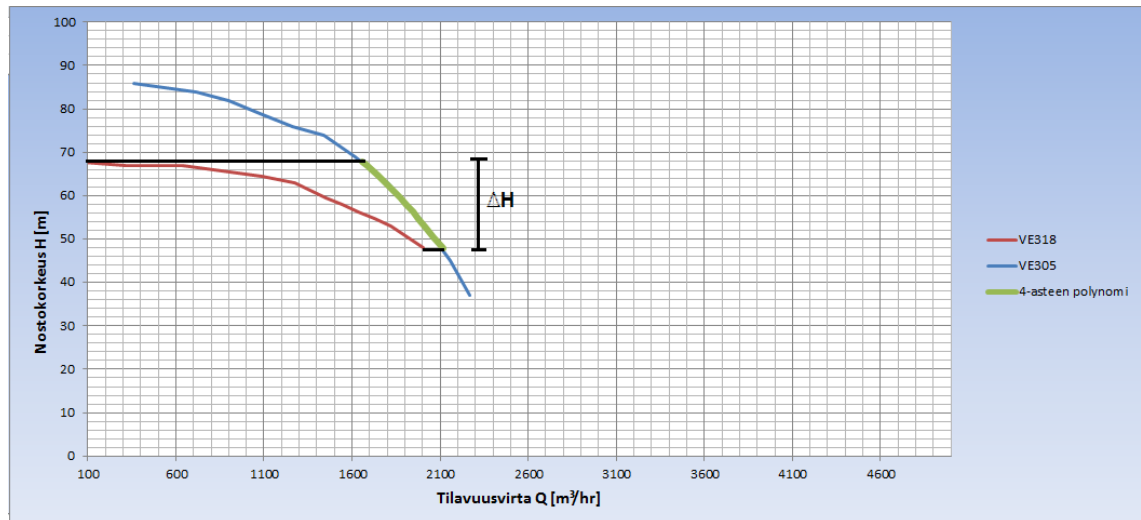


**Kuvaaja 6.** Viidennen asteen polynomifunktion sovitus.

Kuvaajan 5 ja 6 sovitekäyrissä ei ole havaittavissa eroa, joten neljännen asteen polynomifunktion tarkkuus on riittävä simulointimallissa käytetyn sovitekäyrän määritykseen. Sovitus on tehty yhden pumpun tilavuusvirran ja nostokorkeuden kanssa ja tämän jälkeen tämän asteista polynomifunktiota käytetään kaikkien käyrien sovituksen teho- ja nostokorkeuskäyrillä.

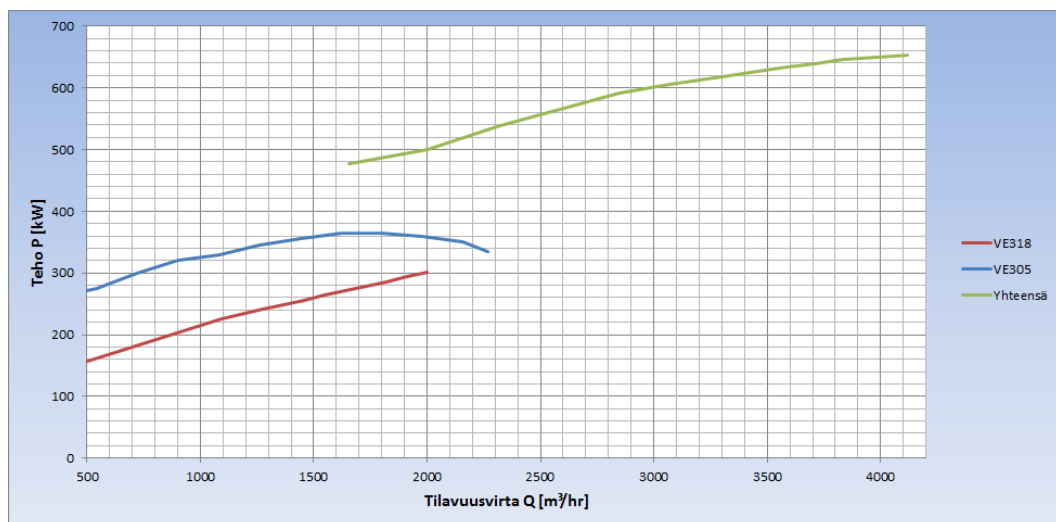
Kuvaajissa 3 - 6 olevien sovitekäyrien pituudet tulevat pumpun 2 nostokorkeuden mukaan, kuten kuvaajasta 7 nähdään.



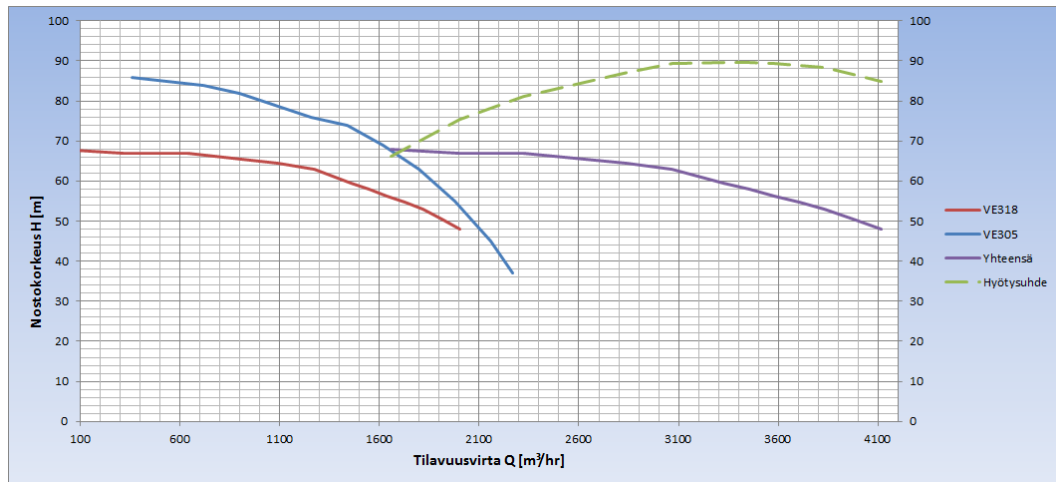


**Kuvaaja 7.** Nostokorkeusarvojen määrittäminen.

Näin saadaan pumpun 1 riippuvaiseksi valitusta pumpusta 2. Tästä saadaan tilavuusvirta ja sen avulla pystytään laskemaan myös yhteinen tehonkulutus. Pumpujen yhteisen tuoton tehonkulutus riippuu kummankin pumpun omasta tehonkulutuksesta. Kun sovitaan pumpun 1 tehokäyrälle sovituskäyrä kuten aiemmin nostokorkeudelle tehtiin, voidaan laskea siitä tehonkulutukselle arvot tilavuusvirroilla, jotka ovat riippuvaisia pumpun 2 nostokorkeuksista. Tämän jälkeen lasketaan yhteen tilavuusvirrat yhteisellä nostokorkeudella ja tehonkulutukset tilavuusvirroilla, jotka riippuvat yhteisistä nostokorkeuksista ja saadaan kuvaajat 8 ja 9:



**Kuvaaja 8.** Tehokäyrien laskenta.



**Kuvaaja 9.** Yhteisen nostokorkeus- ja hyötysuhdekäyrän laskenta.

Kuvaajassa 9 nähdään vielä hyötysuhde yhteiselle käyrälle, joka on laskettu suoraan tilavuusvirroista, nostokorkeuksista ja tehonkulutuksesta piste pisteeltä. Hyötysuhteen määrittäminen on selitetty luvussa 3.

#### 4.4 Malliin asetetut rajoitukset

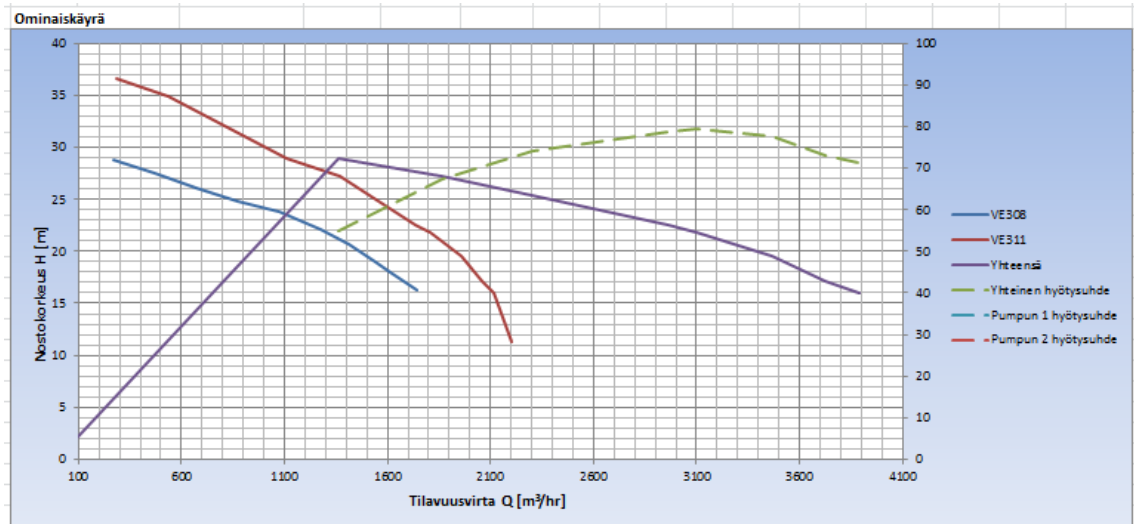
Polynomifunktiota käytettäessä ohjelma laskee sovitekäyrän suuremmalta alueelta kuin mihin alkuperäinen käyrä ylittää. Käyrä voidaan määrittää ainoastaan alkuperäisen ominaiskäyrän nostokorkeusarvojen alueelta. Kaikki pisteet, joita lasketaan tämän alueen ulkopuolelta, ovat vääriä, koska funktiolle ei ole oikeita referenssipisteitä. Tästä syystä on tarpeellista rajoittaa käyrän pisteet vain alkuperäisen käyrän alueelle, ja se voidaan yksinkertaisesti tehdä Excelissä käyttämällä IF funktiota. Kun lasketaan tilavuusvirtoja pumpulle, jolle on tehty sovitekäyrä käyttämällä toisen pumpun nostokorkeuksia, merkitään kaikki arvot, joissa nostokorkeus on pienempi kuin alkuperäisen pumpun pienin arvo tai suurempi kuin alkuperäisen pumpun suurin arvo, arvoksi 0 kuvan 12 arvoja käyttämällä. Näin pystytään poistamaan virheelliset osat yhteisestä käyrästä.

Alkuperäisen pumpun suurin arvo												Alkuperäisen pumpun pienin arvo						Funktio muuttuja																		
Q (m³/hr)	360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	1980	2160	2340	2520	2700	2880	3060	3240	3420	3600	3780	3960	4140	Q (m³/hr)	7	235	470	705	955	1092	1260	1228	1296	1365	1433	1501	
H (m)	86	85	84	82	79	76	74	69	63	55	37	37	37	37	35	34	33	32	31	29	28	27	H (m)	38	37	35	35	34	33	32	31	29	28	27		
P (kW)	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	342	P (kW)	48	57	65	95	102	108	111	114	118	121	124	127	
η (%)	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	η (%)	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	
Q P1(H P2)	2259	2259	11558+958	2266	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	Vastuskäyrä	Q(m³/hr)	0	218	436	655	873	1091	1309	1527	1745	1964	2182	2400
P P1(Q P2)	337	337	336	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	209	H(m)	42	42	42	43	44	44	45	47	48	50	51	53	
VE305																																				
Tilavuusvirta	Teho	Nostokorkeus	x3	x2	x1	b																														
x	y		-0,00078839	0,17008777	-13,83110043	-481,40911021	-3750,649734																													
x	y		1,91269E-08	-5,56341E-05	0,152520636	209,481111																														
<b>Polynomifunktion arvot</b>																																				

**Kuva 12.** Selitykset rajoitteissa käytetyistä arvoista.

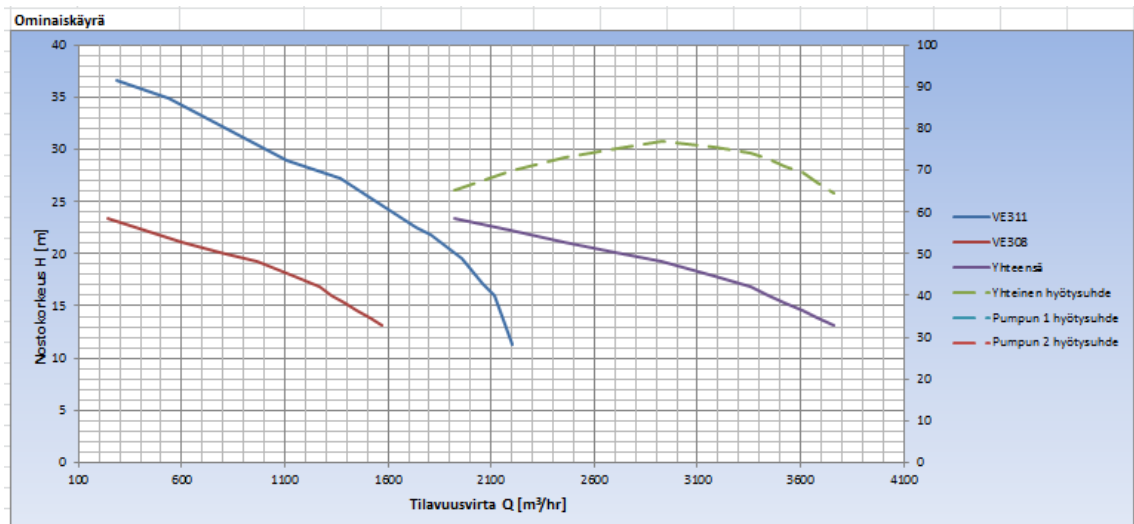
Näin saadaan myös laskettua yhteiselle tehokäyrälle oikeat pisteet, koska sen laskenta tehdään suoraan aiemmin laskettujen tilavuusvirtojen pohjalta ja jos tilavuusvirroissa on arvoja 0, saadaan tulokseksi siinä pisteessä nolla.

Käyriä piirrettäessä arvo 0 tekee ikäviä hyppäyksiä käyrässä kuten kuvaajasta 10 nähdään.



**Kuvaaja 10.** Arvon 0 tekemä virhe mallissa.

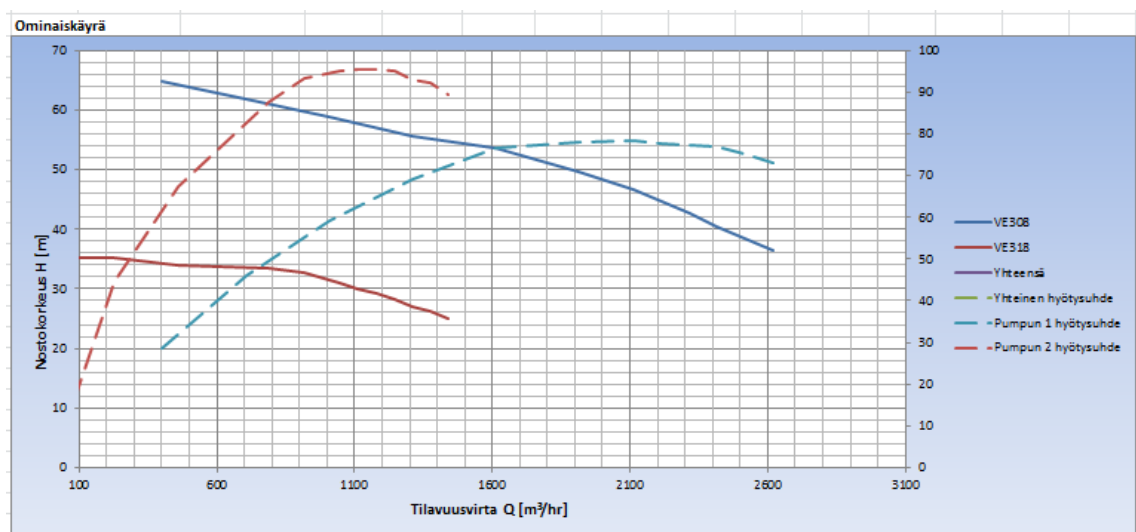
Käyrä ei lähde arvosta 0 ja tämän takia jokainen piste, jonka arvo on 0, pitää jättää esittämättä. Se voidaan tehdä merkitsemällä niissä soluissa olevat arvot nolla, joista kuvaajat piirretään, arvoiksi NA(). Ohjelma ymmärtää tällaiset pisteet tyhjiksi pisteiksi, eikä arvoja piirretä. Näin pystytään piirtämään siisti ja oikeanlainen käyrä



**Kuvaaja 11.** Pisteiden, joissa arvo on 0, poistaminen.

Ylimääräiset pisteet ovat poissa kuvaajassa 11 ja käyrä on määritetty oikein.

On olemassa tapauksia, joissa kahden pumpun käyristä ei voida piirtää yhteistä ominaiskäyrää. Tämä on mahdollista, jos yhteisiä nostokorkeuden arvoja ei löydy, eli jos pumppujen suoritusarvot ovat liian kaukana toisistaan. Silloin yhteistä käyrää ei ole määritettävissä lainkaan. Kyseissä tilanteissa voi olla hyödyllistä nähdä vain kahden pumpun täydelliset ominaiskäyrät hyötysuhteineen. Kuvaajasta tulee sekava, jos piirretään yhteinen käyrä ja kaikkiin tapauksiin omat hyötysuhteet, mutta jos yhteistä käyrää ei tehdä, piirretään molempien pumppujen omat hyötysuhteet. Tällainenkin tilanne voidaan toteuttaa IF lauseella. Jos yhteinen käyrä piirretään, lasketaan siihen automaattisesti yhteinen hyötysuhdekäyräkin. Muuten yhteisen hyötysuhteen arvot ovat määritelty arvoiksi NA(). Pumppujen yksittäiset hyötysuhteet taas piirretään, jos nuo yhteiset arvot ovat merkitty arvoiksi NA(). Tilanteesta esimerkki kuvaajassa 12.



**Kuvaaja 12.** Esimerkki hyötysuhteiden piirtämisestä kummallekin pumpulle erikseen.

Värit on valittu lukemisen helpottamisen takia pumpun nostokorkeuskäyrän mukaisesti.

## 4.5 Järjestelmän vastuskäyrä

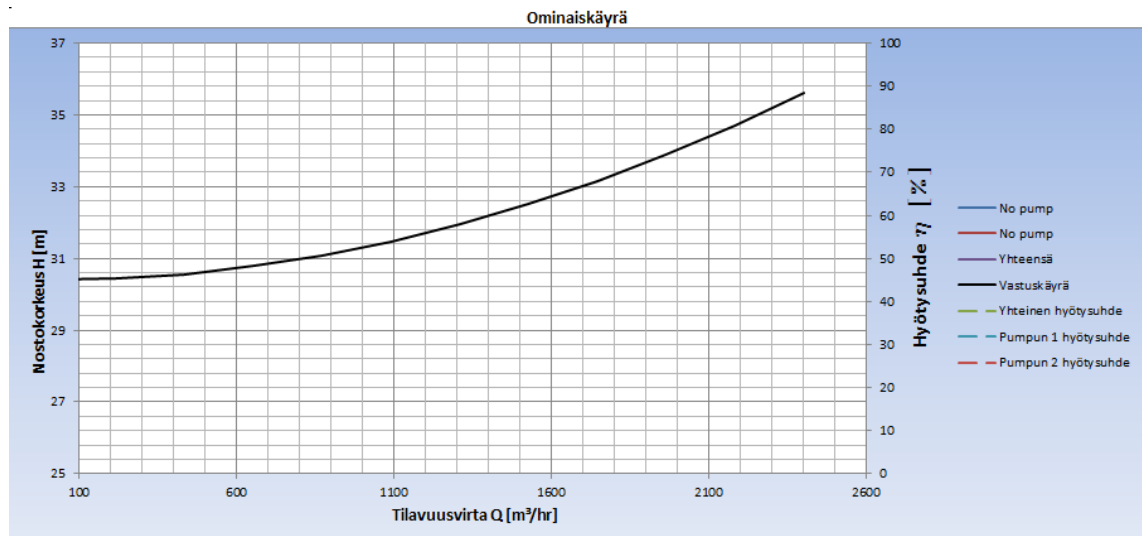
Virtausvastuksien määrittäystä varten malliin on syötettävä painelukemat putkiston molemmissa päissä. Lisäksi tarvitaan tilavuusvirta, jolla nämä arvot on saatu sekä mittauspisteiden välinen korkeusero ja korkeusero meren pinnan ja ensimmäisen mittauspisteiden välillä. Virtausvastukset määritetään yhden tunnetun painehäviön perusteella tunnetulla tilavuusvirralla ja kaavalla (32) lasketaan lisää arvoja, joten alkuarvot on syötettävä suoraan mittausten perusteella. Paine tehtaalla määritetään tässä toimintapisteessä ja se pysyy vakiona pumppaamossa olevan paineen vaihdellessa virtausvastusten mukaan. Voidaan siis nähdä, paljonko pumpun tuottama paine tarvitsee olla tilavuusvirran muuttuessa, jotta tehtaalla olisi haluttu paine. Malli tarvitsee vähintään painemittausten arvot sekä tilavuusvirran, jolla mittaukset on tehty toimiakseen. Lisäksi korkeuserot vaikuttavat siihen, mikä painehäviö tulee virtausvastuksista ja mikä korkeuseroista. Korkeuseroista riippuvat painehäviöt pysyvät vakioina kuten myös paine tehtaalla. Kun halutaan

tietää pumpulta tarvittava nostokorkeus, tarvitaan mittausten lisäksi korkeusero ensimmäisen mittauspisteen ja merenpinnan välillä, koska pumpun on nostettava vesi myös ensimmäisen mittauspisteen korkeudelle. Ilman näitä ei voida laskea vastuskäyrää. Taulukko 1 on arvojen syöttöön tarkoitettu taulukko.

**Taulukko 1.** Lähtöarvojen määrittäminen.

Tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /hr]	2093
Ensimmäisen mittauspisteen korkeus merenpinnasta [m]	1,7
Mittauspisteiden korkeusero [m]	3,95
Paine pumppaamossa [bar]	3,3
Paine tehtaalla [bar]	2,5
Skaala 0 -> [m <sup>3</sup> /hr]	2400

Skaalausarvo määritetään, jotta virtausvastuskäyrää ei piirrettäisi liian pitkälle ja näin tehtäisi kuvaajista epäselviä. Arvo määrittää, kuinka pitkälle käyrä piirretään.



**Kuvaaja 13.** Skaalattu vastuskäyrä.

Kuvaajasta 13 nähdään, että käyrä lähtee arvosta 30,6 m. Tämä johtuu siitä, että paine halutaan olevan 2,5 baria tehtaalla ja mittauspisteiden välinen korkeusero staattinen korkeusero, tässä esimerkitapauksessa 3,95 metriä, pysyy vakiona. Kaikki arvot tämän nostokorkeuden yläpuolella johtuu virtausvastushäviöistä putkistossa.

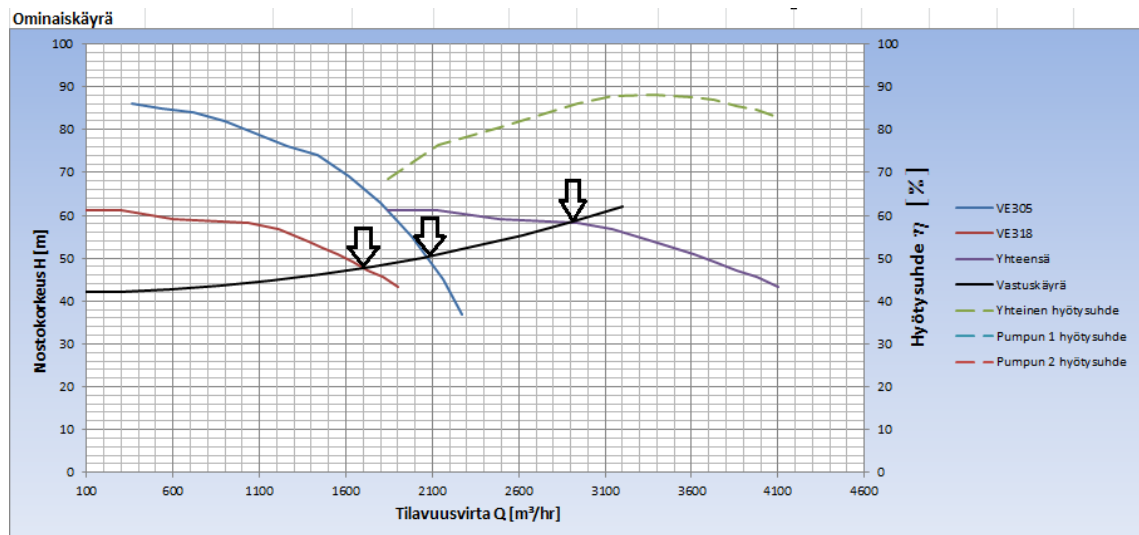
## 4.6 Simulointimallin käyttö

Pumppauksen kokonaiskapasiteetin arviointi alkaa valitsemalla 1 tai 2 pumppua, joiden arvot on malliin syötetty. Valinta tapahtuu syöttämällä valintaruutuihin x haluttujen pumppujen kohdalle kuten taulukossa 2.

*Taulukko 2. Malliin kerättyjä pumppujen arvoja.*

	Pumppu 1	Pumppu 2
<b>VE305</b>	x	
<b>VE318</b>		x
<b>VE308</b>		

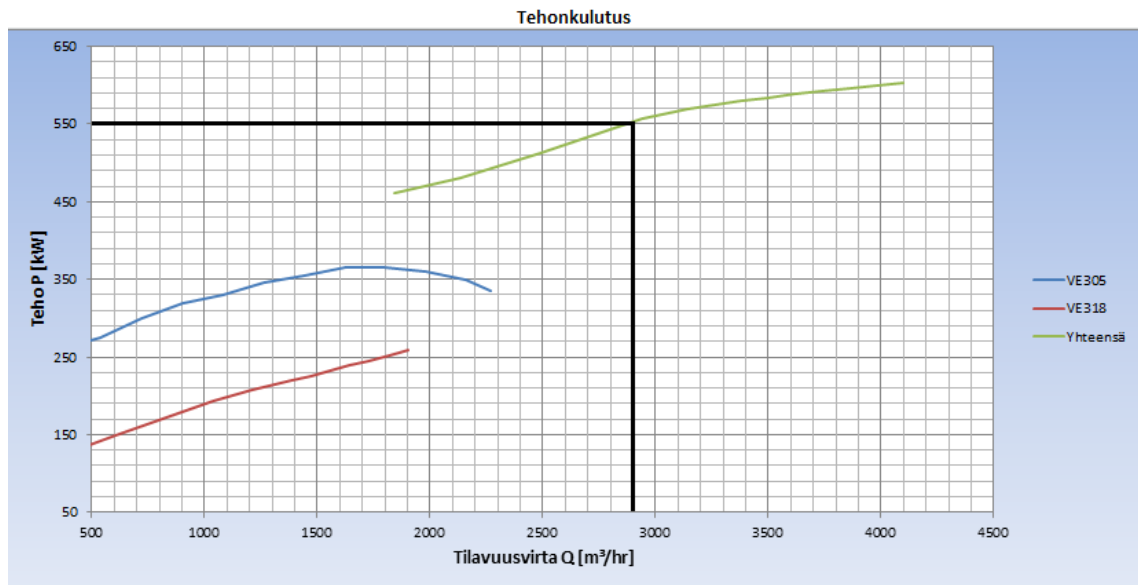
Taulukossa 2 näkyvässä tilanteessa ovat pumput VE305 ja VE318 valittu simuloitaviksi pumppuiksi. Syötetyt arvot ovat esimerkkilukuja ja niiden oikeellisuus tulee varmistaa mallia käytettäessä. Kyseisillä pumpuilla tilanne näyttäisi kuvaajan 14 kaltaiselta.



*Kuvaaja 14. Simulointi pumpuille VE305 ja VE318.*

Nostokorkeus, hyötysuhde sekä putkiston virtausvastushäviöt näkyvät tässä kuvaajassa tilavuusvirran funktiona. Kuvaan merkatut toimintapisteet ovat pisteitä, joihin pumppujen tuotto asettuu putkistojen sekä muiden tekijöiden aiheuttamien painehäviöiden takia. Kuvassa violetti viiva kertoo pumppujen rinnan ollessa pumppaaman tilavuusvirran kyseisellä nostokorkeudella. Sininen ja punainen viiva ovat pumppujen omia käyriä. Nuolilla on merkattu myös näiden toimintapisteet tapauksissa, jos niitä käytettäisiin yksin. Ylempänä näkyvä katkoviiva on pumppujen rinnankytkennän hyötysuhde kyseisellä tilavuusvirralla 2900 m³/h, tässä tapauksessa noin 86%.

Kuvaaja 15 osoittaa pumppujen kuluttaman tehon suuruuden. Alemmat viivat osoittavat kummankin pumpun kuluttamat tehot ja ylin kertoo niiden kuluttaman tehon yhteensä.



**Kuvaaja 15.** Pumppujen tehonkulutukset.

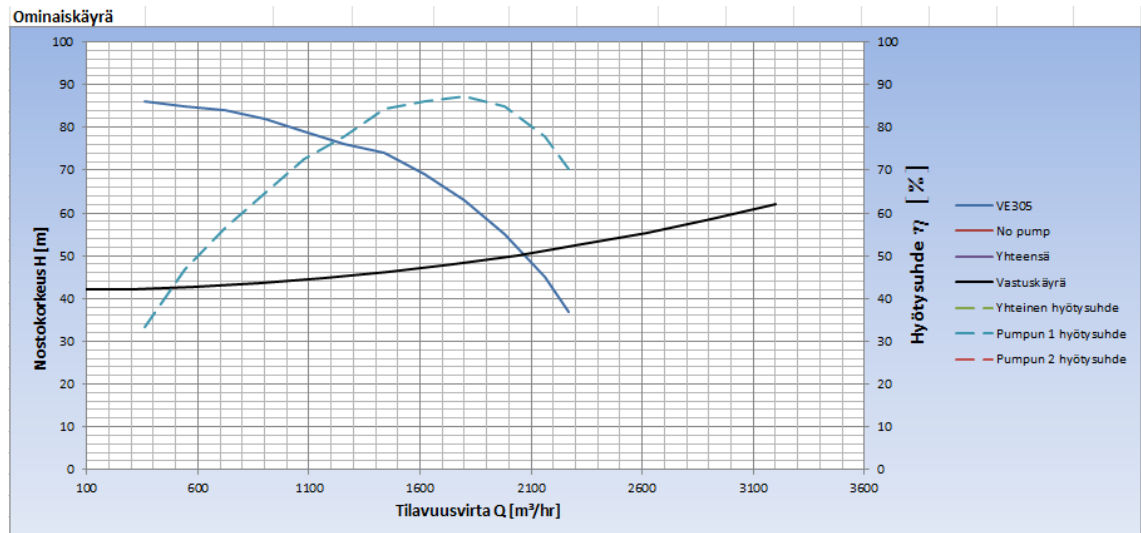
Kuvaajasta 15 voidaan lukea tehonkulutus aiemmin määritellyllä tilavuusvirralla, eli tässä tapauksessa pumppujen yhteen laskettu kulutus olisi noin 550 kW 2900 m³/h tilavuusvirralla.

Jos halutaan tarkastella vain yhden pumpun suorituskykyä, valitaan pumppujen valintataulukosta ainoastaan yksi pumpu

**Taulukko 3.** Yhden pumpun valinta.

	Pumppu 1	Pumppu 2
<b>VE305</b>	x	
<b>VE318</b>		
<b>VE308</b>		

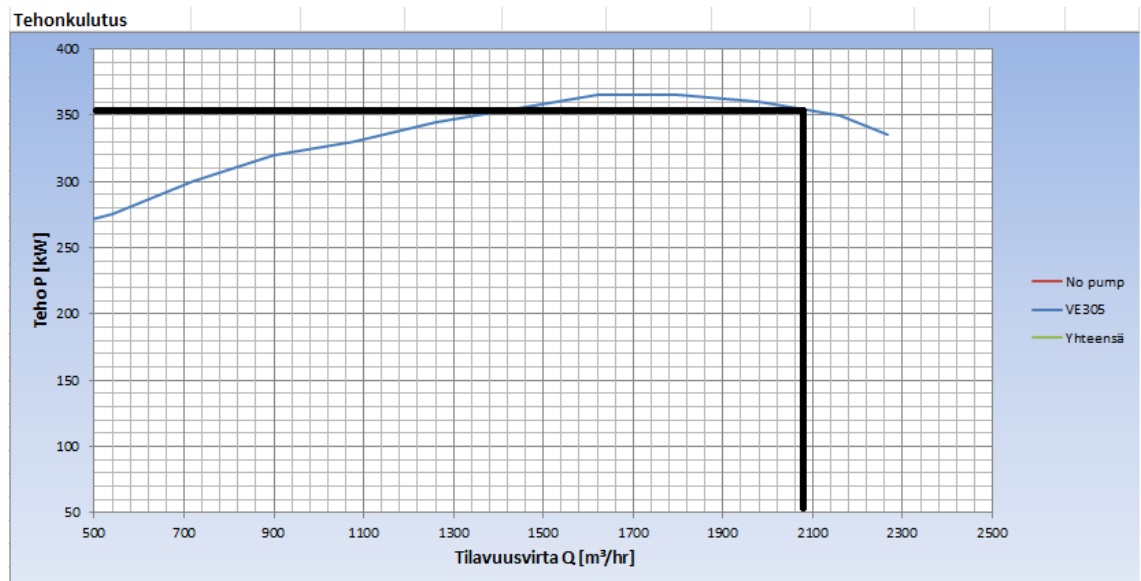
Nyt malli piirtää vain yhden pumpun käyrät nostokorkeudelle, hyötysuhteelle sekä teholle.



**Kuvaaja 16.** Kuvaaja nostokorkeudelle ja hyötysuhteelle yhdelle pumpulle.

Kuvaajasta 16 käyrien leikkauskohdasta nähdään, paljonko yhdellä pumpulla pystyttäisiin pumppaamaan. Tässä tapauksessa esimerkiksi pumpulla VE305 voidaan pumppata 2050 m<sup>3</sup>/h tilavuusvirtaa hyötysuhteen ollessa noin 82%.

Kun tunnetaan tilavuusvirta, nähdään myös tehonkulutus pumpulle kuvaajasta 17.



**Kuvaaja 17.** Esimerkki tehon lukemisesta kuvaajalta.

Tässä tapauksessa (kuvaaja 17) tehonkulutus tilavuusvirralla 2050 m<sup>3</sup>/h on 355 kW. Uuden toimintapisteen haku tapahtuu muuttamalla käytettävän pumpun kierrosnopeutta. Näin voidaan löytää haluttu tilavuusvirta sekä siihen sopivin pumpu tarkastelemalla pumpun hyötysuhdetta kyseisessä pisteessä.

Parhaan hyötysuhteen etsinnässä kannattaa aluksi etsiä vakiokierroksilla pyörivälle pumpulle kahden pumpun tapauksessa mahdollisimman hyvä hyötysuhde halutulla tila-



vuusvirralla, jonka jälkeen säätöpumpun kierrosnopeus säädetään. Jos säätöpumpun hyötysuhde on heikko kun pumppujen yhteinen kapasiteetti on haluttu, voidaan vakio-  
kierroksilla pyörivän pumpun kierrosnopeutta muuttaa tarvittavaan suuntaan, jotta saadaan myös säätöpumppu paremmalle hyötysuhteelle. Kun lähdetään vakio-  
kierroksilla pyörivän pumpun hyvän hyötysuhteen hakemisella liikkeelle, päästään helpoiten kummankin pumpun parhaalle mahdolliselle hyötysuhdealueelle. Toisin sanoen tehdään näin alkuarvaus pumppujen kierrosnopeuksista ja iteroimalla haetaan paras asetus. Yhden pumpun tapauksessa vaihtoehtoja ei ole, koska pumpulta ei löydy haluttu toimintapiste kuin yhdessä kohdassa.

## 5. JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN LUOTETTAVUUS

Järjestelmän luotettavuus on ensisijaisen tärkeää, koska merivedellä jäähdytetään erilaisia prosesseja tehtailla ja jos tähän jäähdytykseen tulee liian suuria katkoksia, jotkut tehtaot voivat mennä pikasulkuun, jottei laitteet vaurioituisi. Tehtaan pikasulku tarkoittaa aina suuria kustannuksia, koska tehdasta ei voida käynnistää vain napista painamalla, vaan hitaasti ja hallitusti joka taas tarkoittaa tuotannon menetyksiä. Merivesi ei ole suoraan yhteyksissä valmistettavaan tuotteeseen, mutta on siis edellä mainitusta syystä hyvin kriittinen osa tuotantoa.

### 5.1 Ongelmat nykyisessä järjestelmässä

Nykyisessä tilanteessa yksi suurimmista ongelmista on liian pitkä katkos meriveden pumppauksessa pumpun rikkoontuessa. Varapumpun käynnistys vie liikaa aikaa ja hälytysrajat tehtailla ylittyvät, josta seuraa pikasulku. Typpihappotehtaot ovat herkimpiä meriveden pumppauskatkoksille. Esimerkiksi pumppaamossa 2 olevat pumput pitää käynnistää tällä hetkellä pumppaamosta käsin, joka on aikaa vievää, koska pumppaamossa ei ole jatkuvasti henkilöitä paikalla. Nykyisen käynnistuksen automatisointi olisi ensisijaisen tärkeää, jotta käynnistys pystyttäisiin suorittamaan riittävän nopeasti.

Toinen ongelma on pumppujen käytöstavasta johtuva heikko energiatehokkuus. Pumppaamon 2 kaikki tilavuusvirran rajoitukset suoritetaan tällä hetkellä sulkuventtiileillä. Jokainen pumppu on ylimitoitettu järjestelmään kuten pitääkin, jotta niissä olisi säätövara. Ongelmaksi muodostuu kuitenkin virtauksen kuristuksessa hukattu energia. Lisäksi monesti pienempikin nostokorkeus ja tilavuusvirta riittäisi, mutta ei ole kannattavaa kuristaa virtausta niin pieneksi huononevan hyötysuhteen takia. Pumppaamossa 1 pumput ovat niin paljon ylimitoitettuja nykyiseen ajotapaan nähden, että pumput käyvät todella huonolla hyötysuhteella suuren osan vuodesta.

Kolmas ongelma on pumppujen normaalia suurempi kuluminen. Tämä on seurausta siitä, että pumppuja ajetaan täydellä teholla osittain kiinni olevaa venttiiliä vasten sekä siitä, kun niitä käytetään huonolla hyötysuhde-alueella. Laitteita ja energiaa voisi säästää muuttamalla pumpun tuottoa esimerkiksi kierrosnopeussäädöllä tai pumppujen oikein mitoituksella.

## 5.2 Vikatilanteiden syyt

Usein pumpun rikkoontumiseen syynä on osien ruostuminen ja kuluminen. Pumput kuluvat ja osa pumpuista on vanhoja, joten ne ovat olleet käytössä jo kauan. Jos pumppu on liian kulunut, se usein vaihdetaan, mutta jos pumppu on mahdollista korjata järkevillä kustannuksilla, se korjataan. Kesällä 2014 hajonnut pumppu VE307 oli niin kulunut, ettei sitä kannata enää korjata. Pumpun akseli oli vaurioitunut ja pumpun pesä oli syöpynyt pahasti, kuten kuvasta 13 nähdään.



*Kuva 13. Pumpun VE307 syöpynyt pesä.*

Lisäksi juoksupyörästä oli haljennut paloja, kuten kuvasta 14 nähdään, joten pumppu olisi korjattava uusimalla lähes kaikki osat.



*Kuva 14. Pumpun VE307 vaurioituneet juoksupyörät.*

Tällöin on järkevämpää ostaa kokonaan uusi pumppu. Lisäksi pitää miettiä, onko pumppu oikein mitoitettu, vai ovatko sen suoritusarvot niin kaukana nykyisestä tarpeesta, että uudella pumpulla pystyttäisiin käyttökustannuksissa säästämään hankkimiskustannukset takaisin.

Toinen pumppu on rikkonut petinsä kavitoinnin takia. Tässä oli syynä imupuolen venttiili, joka oli osittain suljettu ja siksi pumpun imupaine laski alle kylläisen höyryn paineen pumppauslämpötilassa aiheuttaen kavitointia ja näin rauhatonta pumpun käyntiä. Virhe oli inhimillinen, mutta syyn selvitys on usein tärkeää, jos käynnissä on selvästi jotakin pielessä.

Toki vikaantumisen syyt ovat välillä pienempiäkin, kuten esimerkiksi kytkimen hajoaminen. Tällöin korjaus on yleensä helppo ja nopea, kun pumppua ei tarvitse purkaa kokonaan, mutta siitäkin seuraa katkos pumppaukseen. Toisin sanoen, yleensä suurin kustannus tulee pumpun pysähtymisestä aiheutuvasta pumppauskatkoksesta ja tätä kautta tuotannon menetyksistä.

### 5.3 Ennakkohuolto

Pumpun käyntiä on tarkkailtava, koska usein esimerkiksi laakerivaurio näkyy jo käynnissä ennen rikkoontumista tärinänä, lämpönä tai kuuluu äänenä. Tätä varten tärinämittaukset ja lämpökamerakuvat ovat hyviä tapoja tarkkailla pumpun kuntoa. Tämän lisäksi on tärkeää muistaa rasvata pumppuja ja niiden sähkömoottoreita valmistajan ohjeiden mukaisesti. Voitelun keskeytyminen vaurioittaa pumppua nopeasti, koska laakereita ei ole suunniteltu toimimaan ilman voitelua. Joissain pumpuissa on myös voiteluvesi käytössä, joten tähän tarkoitukseen olevat pumput on tärkeää pitää toiminnassa.

Pumpun kulumista voidaan seurata esimerkiksi pumpun tuottoa seuraamalla. Tähän ei kuitenkaan ole järkevää tuhata liikaa rahaa ja aikaa, koska jos pumppu on liian kulunut ja lakkaa toimimasta, on varapumppu olemassa sitä varten, että rikkiäinen pumppu voidaan sillä korvata. Toki pumpun tehonkulutusta kannattaa siinä määrin tarkkailla, ettei tehon kulutus kasva liian korkeaksi ja näin ollen kuluta turhaan energiaa. Muuten pumppujen kunnontarkkailu kannattaa pitää vain pumpun käynnin, lämmön ja tärinän tarkkailuna sekä pitää huolta voitelusta. Ylimääräiset suoritusarvojen mittaukset vaativat aikaa ja joudutaan mahdollisesti tekemään tehtaiden seisokeissa, jolloin jäähdytystarvetta ei ole, joten se on liian työlästä. Seisokeissa on yleensä kiire ja tämän vuoksi tällaisiin tarkastuksiin tuskin varataan aikaa.

## 5.4 Vikatilanteisiin varautuminen

Pumppuja käytetään yleensä vikaantumiseen asti. Kun pumppu syystä tai toisesta rikoontuu, käynnistetään varapumppu. Sen takia on tärkeää valmistautua vikatilanteeseen. Pumppauksen olisi suotavaa jatkua mahdollisimman pienellä tauolla, jotta se ei vaikuttaisi tehtaiden toimintaan. Tämän takia käynnistystä on jo automatisoitu jonkin verran.

Kaikissa käytössä olevissa pumpuissa on painepuolella venttiili, jota ohjataan toimilaitteen kanssa. Pumput käynnistetään aina suljettua venttiiliä vasten ja kun pumpun moottori on saavuttanut halutut kierrokset, venttiiliä avataan hiljalleen. Näin pystytään hallitusti nostamaan paine järjestelmässä halutulle tasolle. Venttiileitä ohjaavista toimilaitteista osaa pystytään ohjaamaan ohjaamosta käsin, jossa on aina henkilöitä paikalla. Ongelmaksi muodostuvat ne pumput, joiden painepuolen sulkuventtiiliä ei pystytä ohjaamaan kuin pumppaamosta käsin. Tällöin venttiilin avausta varten tuotannon henkilön pitää olla paikalla pumpun käynnistyksessä ja välimatkojen takia pumppaamojen ja ohjaamon välillä tämä kestää liian kauan aiheuttaen typpihappotehtaiden pikasulun. Tämän takia olisi tärkeää muuttaa kaikkien venttiilien toimilaitteet ohjaamosta ohjattavaksi. Järjestelmän luotettavuus kasvaa, kun varapumppu saadaan pikaisesti käyntiin.

Automatisoinnin lisäksi on tärkeää tietää etukäteen, miten pumput toimivat yhdessä tai joissain tapauksissa riittäisikö yksi pumppu koko tarvittun kapasiteetin tuottoon. Tämän takia tässä työssä tehty simulointimalli on tärkeässä osassa järjestelmän luotettavuutta parannettaessa.

## 6. PUMPPAUKSEN ENERGIATEHOKKUUS

Yksi ajankohtaisista kysymyksistä useita pumppuja käytettäessä on energiatehokkuus. Pumppujen oikeanlaisella ohjauksella ja mitoituksella voidaan saada suuria säästöjä energian kulutukseen vuositasolla, kun kyse on useiden satojen kilowattien tehoisista pumppuista. Jotta optimaalisin ratkaisu löytyisi, pyritään tässä luvussa löytämään useita erilaisia käyttötapoja eri kokoisten pumppujen käyttöön. Lisäksi yhden pumpun uusinta tulee ajankohtaiseksi lähitulevaisuudessa, joten senkin mitoitus otetaan huomioon.

### 6.1 Merivesipumppaamo 1

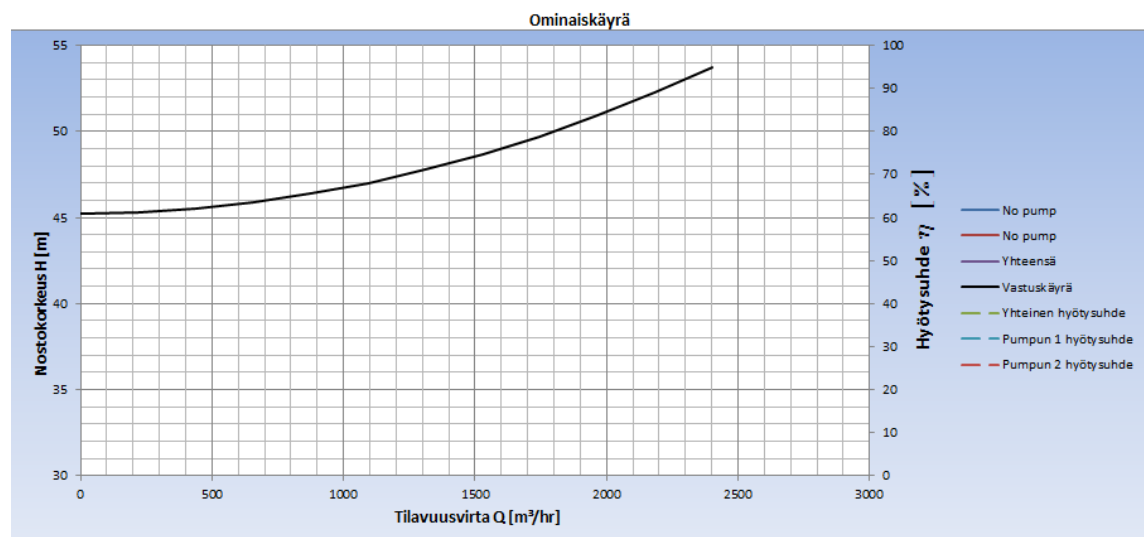
Pumppaamosta 1 halutaan tällä hetkellä  $2200\text{m}^3/\text{hr}$  5,2 barin paineella. [1] Tähän päästään käyttämällä pumppua VE305 vakiokierroksilla ja pumppua VE318 säätöpumppuna taajuusmuuttajan avulla. Pumpun VE318 taajuusmuuttajan säätöarvo otetaan pumppaamossa olevasta runkolinjan painemittauksesta. Näin saadaan pidettyä vakiopaine järjestelmässä ja tilavuusvirta asettuu tuolla arvolla riittävän lähellä haluttua arvoa. Ongelmaksi tässä muodostuu kuitenkin pumpun VE318 energiankulutus. Pumppu VE318 on alun perin mitoitettu niin, että sen kapasiteetin pitäisi riittää jopa koko pumppaustarpeeseen. Kuitenkin ominaiskäyrää tutkimalla huomataan, ettei tämä ajatus toimi eikä myöskään säätöpumppuna mitoitus ole kovinkaan hyvä.

Vastuskäyrän määrittämiseen tarvitaan sekä pumppaamossa oleva paine, että tehtaalla oleva paine tuolla  $2200\text{ m}^3/\text{h}$  tilavuusvirralla sekä painemittauspisteiden välinen korkeus. Mittarien lukemat tuolla tilavuusvirralla ovat pumppaamossa 5,2 bar ja tehtaalla 4 bar. Mittauspisteiden korkeusero on 4,75 metriä, kun oletetaan typpihappotehdas 4 lattian korkeus merenpinnasta samaksi kuin typpihappotehtaalla 2 olevan painemittauksen korkeus merenpinnasta. Painemittauksen korkeudeksi merenpinnasta on asetettu 0,9 m, kun oletetaan sen sijaitsevan yhteisessä runkolinjassa. [4] [16] Alkuarvot syötetään malliin taulukon 4 mukaisesti.

**Taulukko 4.** Vastuskäyrän piirtoon käytetyt alkuarvot.

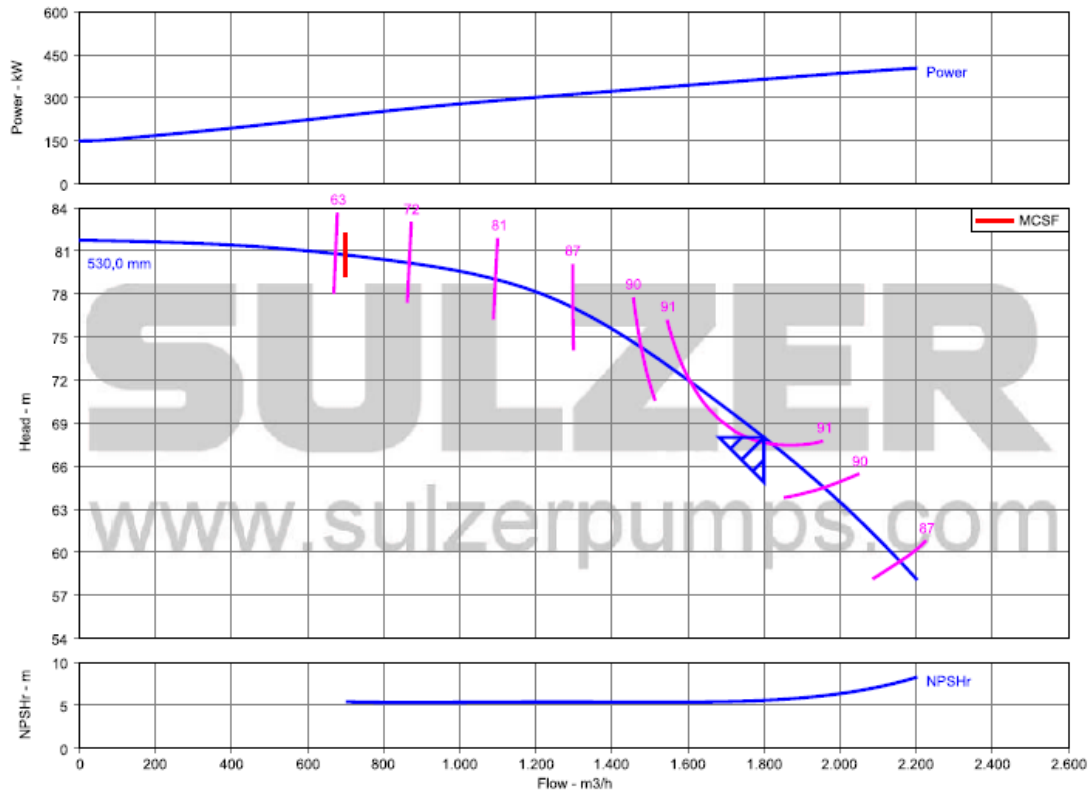
Tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /hr]	2200
Ensimmäisen mittauspisteen korkeus merenpinnasta [m]	0,9
Mittauspisteiden korkeusero [m]	4,75
Paine pumppaamossa [bar]	5,2
Paine tehtaalla [bar]	4
Skaala 0 -> [m <sup>3</sup> /hr]	2400

Vastuskäyräksi saadaan kuvaajan 17 mukainen käyrä.



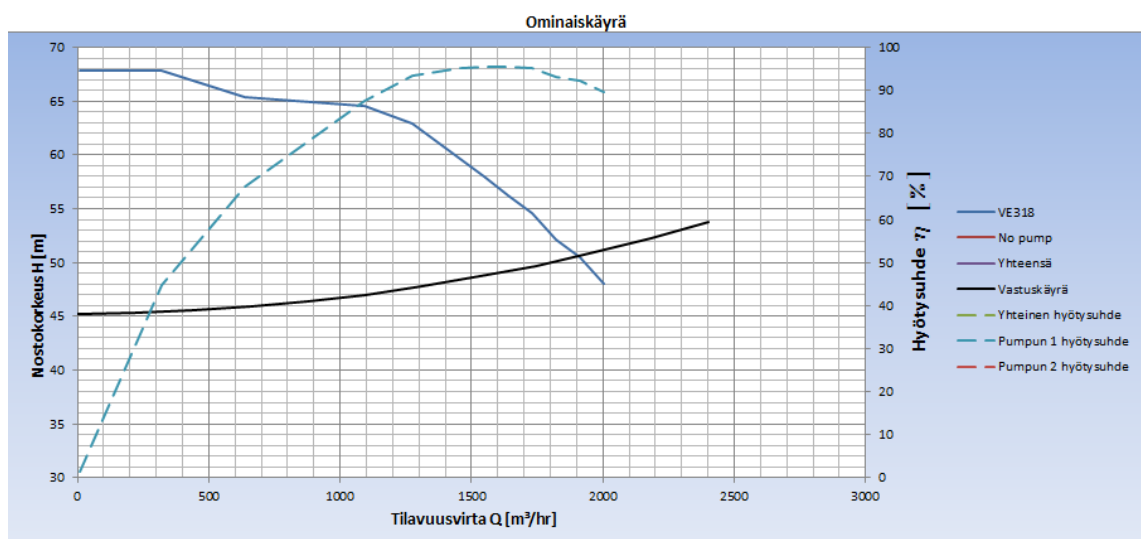
**Kuvaaja 18.** Järjestelmän vastuskäyrä.

Kuvaajasta 18 nähdään, että tilavuusvirtaa 2200 m<sup>3</sup>/h vastaava nostokorkeus on noin 52m. Katsotaan pumpun VE318 alkuperäisestä ominaiskäyrästä (kuvaaja 19), sopiiko toimintapiste siihen.



**Kuvaaja 19.** Pumpun VE318 alkuperäinen ominaiskäyrä. [Liite1]

Ominaiskäyrästä huomataan, ettei pumpua ole tarkoitettu toimimaan halutulla nostokorkeudella mitoitukseen käytetyllä kierrosnopeudella, koska käyrä loppuu nostokorkeuden arvoon 58 m. Kuitenkaan käytännössä pumpua ei voida sähkömoottorin ylikuumentamisen takia käyttää yli 100 % ohjauksella [1] eli yli 1200 r/min nopeudella ja alkuperäinen käyrä on määritetty kierrosnopeudella 1319 r/min. Tehdään uusi ominaiskäyrä tuolla maksimiohjauksella, jotta nähdään mihin pumpu käytännössä riittää

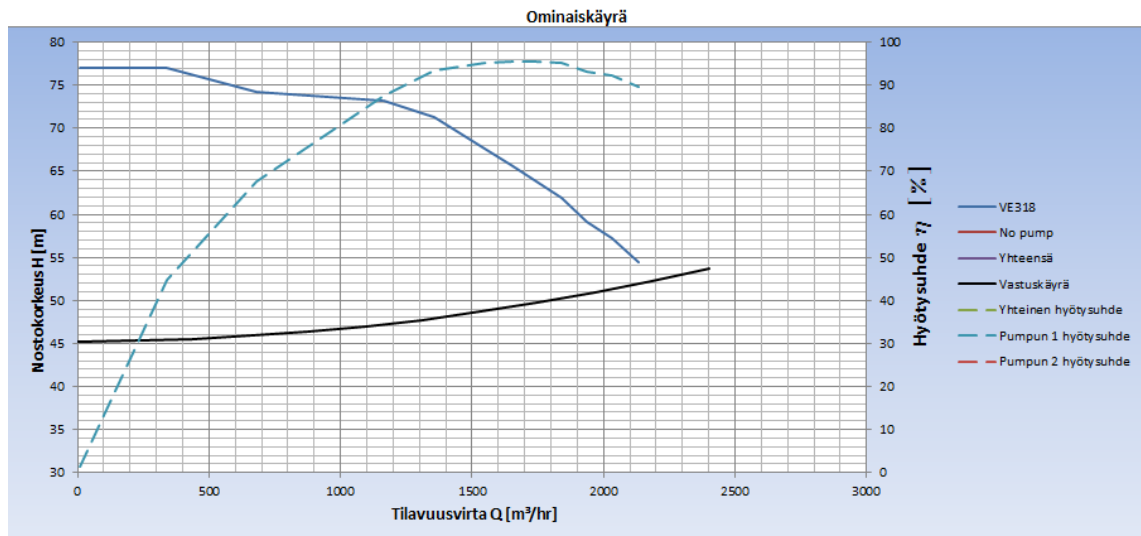


**Kuvaaja 20.** Pumpun VE318 testattu maksimikapasiteetti kierrosnopeudella 1200 r/min.

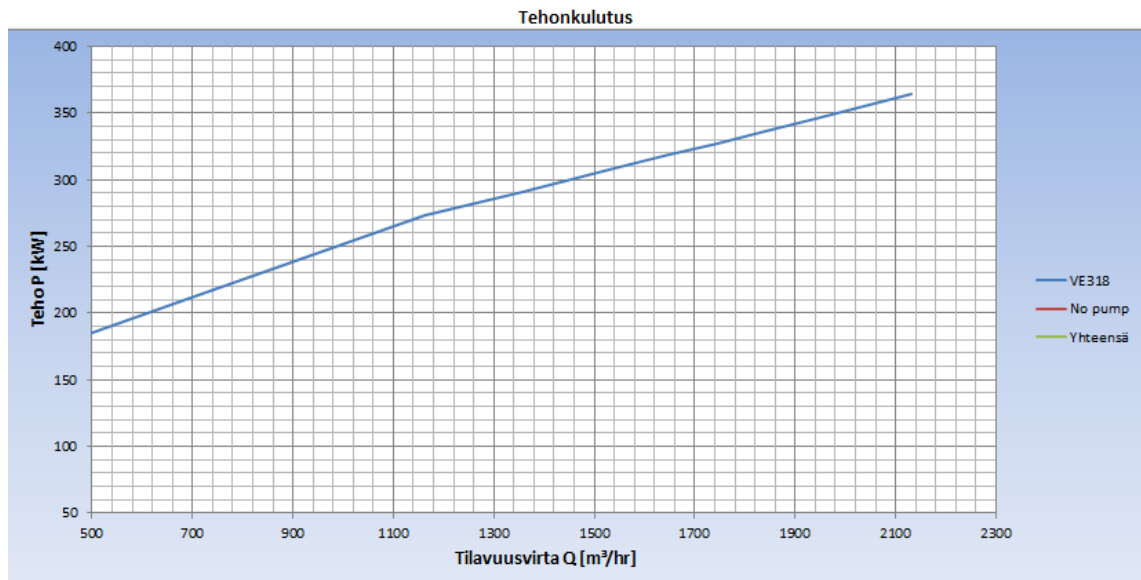


Kuvaajasta 20 huomataan, ettei pumpun nostokorkeus riitä tilavuusvirran ollessa 2200 m<sup>3</sup>/hr, vaan haluttua 52 m nostokorkeutta vastaava arvo on 1830 m<sup>3</sup>/hr. Vastuskäyrältä huomataan, että pumpun maksimituotto järjestelmästä aiheutuvalla virtausvastuksella on noin 1900 m<sup>3</sup>/h. Toisin sanoen valmistaja on tehnyt käyränsä niin, että pumpun suorituskyky näyttää paremmalta, kuin mitä se todellisuudessa on.

Tarkistetaan vielä, millä nopeudella pumpu pystyisi tuottamaan halutun toimintapisteen arvot. Simulointimallilla nähdään, miten kyseinen pumpu käyttäytyy, jos kierrosnopeutta muuttamalla haetaan haluttu toimintapiste.



**Kuvaaja 21.** Pumpun nostokorkeus ja hyötysuhde ohjaus-arvolla 113 %.

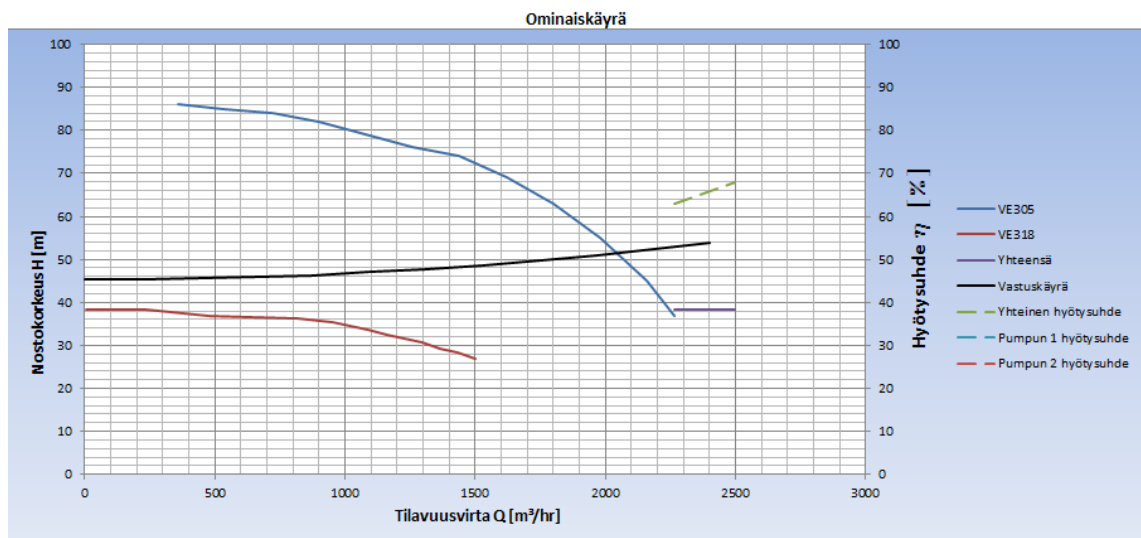


**Kuvaaja 22.** Ominaiskäyrä teholle pumpun ohjauksella 113 %.

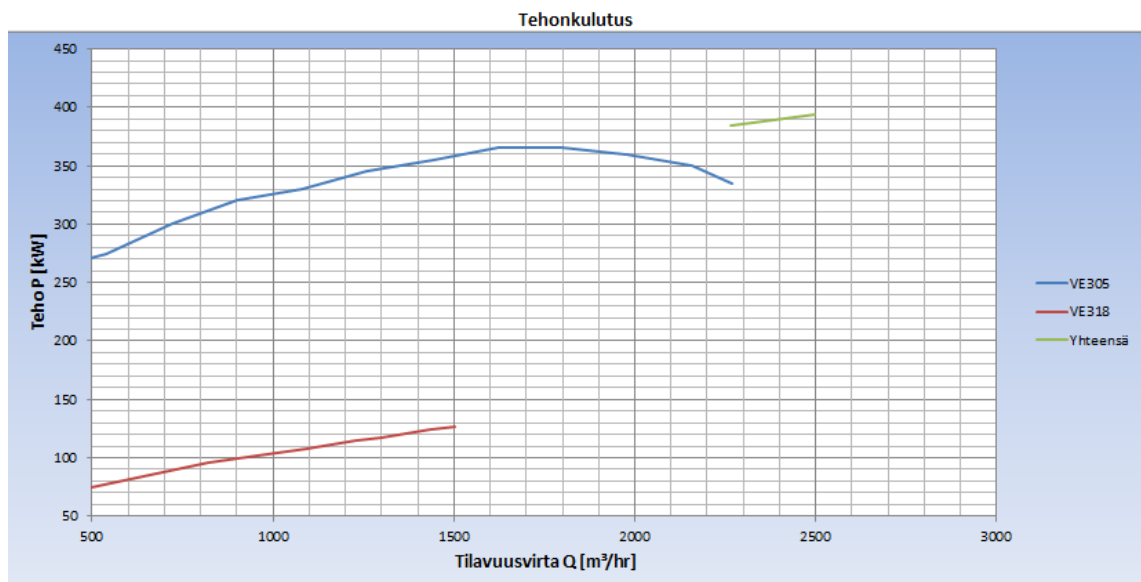
Kierrosnopeus saadaan hyväksi, kun ohjaus on 113 %, joka vastaa kierrosnopeutta 1278 r/min. Tuolla nopeudella saadaan pumpulle toimipiste, jonka tilavuusvirta voidaan olet-

taa olevan noin 2200 m<sup>3</sup>/hr nostokorkeudella 52 m ja tehonkulutus noin 365 kW. Varmuutta asiasta ei ole, koska alkuperäisen ominaiskäyrän avulla ei voida piirtää riittävän pitkää suoraa. Tällöin pumppua käytettäisiin kuitenkin yli maksimiteholla, jolloin pumppun ylikuumentuminen ja rikkoontuminen olisi hyvin todennäköistä.

Pumppua käytetäänkin tällä hetkellä säätöpumppuna. Toisin sanoen se pumppaa vakio- kierrospumpun VE305 rinnalla runkolinjaan vettä pitäen paineen ja näin ollen myös tilavuusvirran vakiona. Tehonkulutuksen kannalta tämä ei ole järkevää, kuten nähdään tilannetta tarkasteltaessa simuloinnilla. Pumpun VE318 ohjausarvo on tarkasteluhetkellä noin 50%. Tällainen tilanne saa aikaan kuvaajien 23 ja 24 kaltaiset ominaiskäyrät.

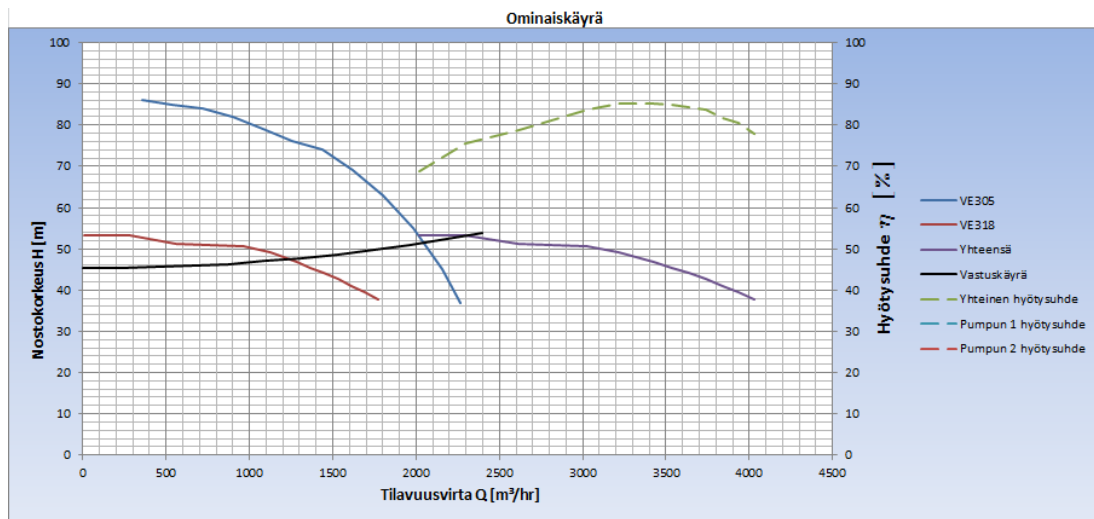


*Kuvaaja 23. Nykyisellä ajotavalla pumppujen suoritusarvot.*

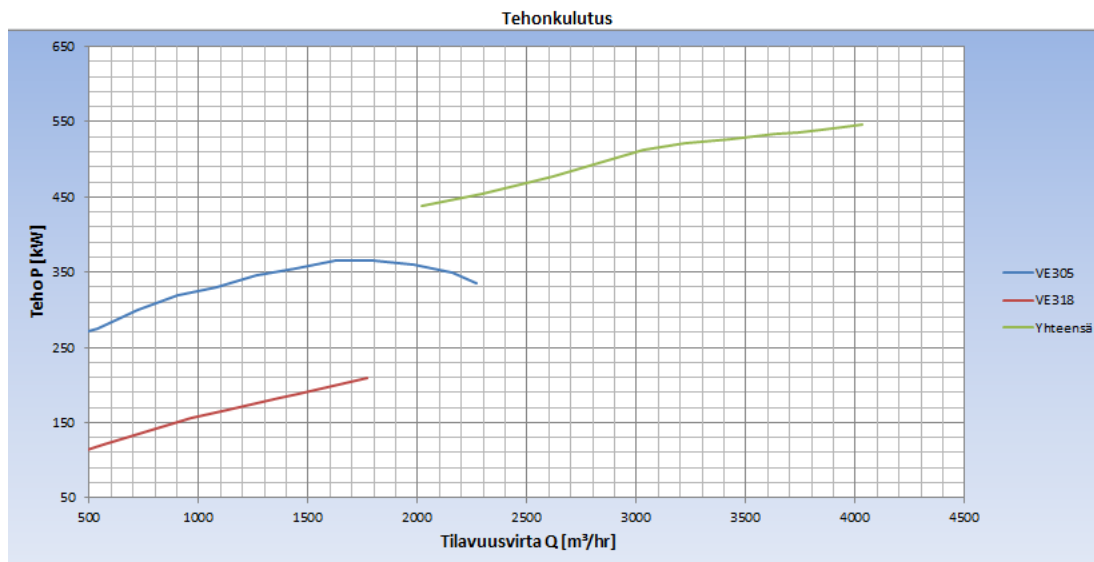


*Kuvaaja 24. Nykyisellä ajotavalla pumppujen tehonkulutukset.*

Kuten kuvaajista 23 ja 24 huomataan, VE318 ei ole alueella, jossa sen pitäisi toimia koska se on järjestelmän vastuskäyrän alapuolella. Tämän takia sen ei mallin mukaan pitäisi pumpata lainkaan. Pumppujen yhteinen hyötysuhde sekä tehokäyrä eivät myöskään edes tunne kohtaa, jossa tilavuusvirta on  $2200\text{m}^3/\text{hr}$  koska yhteinen käyrä alkaa vasta  $2260\text{m}^3/\text{hr}$  kohdalta. Jos säätöpumpun arvoa muutetaan arvoon 77%, saadaan tilanne, jossa pumput teoriassa toimivat yhdessä kuten seuraavista kuvaajista 25 ja 26 nähdään.



**Kuvaaja 25.** Pumppujen suoritusarvot säätöpumpun asetuksella 77%.



**Kuvaaja 26.** Pumppujen tehonkulutus säätöpumpun asetuksella 77%.

Yllä olevassa tilanteessa pumppaus voisi onnistua, mutta hyötysuhde on vain 74%. Arvo tarkoittaa, että häviöihin menee käytetystä 450kW tehosta 26% eli noin 117kW. Todellisuudessa kuitenkin pumpun VE318 ohjaus on 50%. Tämän takia olisi tärkeää määrittää oikeat ominaiskäyrät käytössä oleville pumpuille, jotta simulointimallia voitaisiin käyttää luotettavasti.

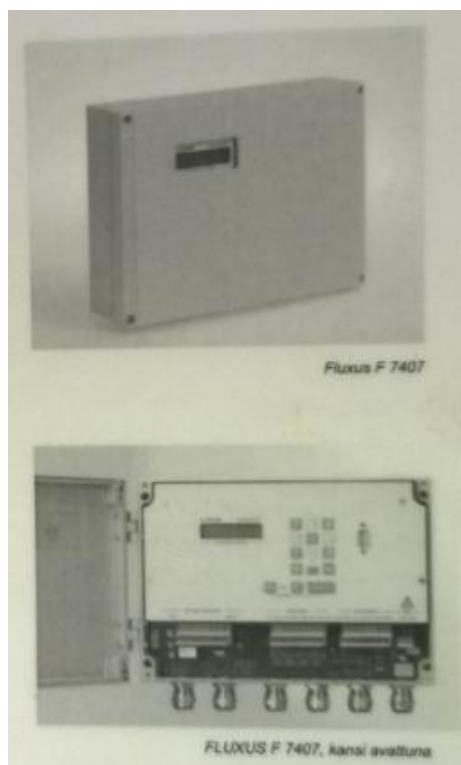
### 6.1.1 Nykytilanteen selvitys

Tehtaiden käydessä ei pystytä määrittämään kokonaisia ominaiskäyriä pumpuille, koska prosesseissa tarvittavan jäähdytysveden määrä ei saisi juurikaan muuttua. Pumpun toiminnan selvittämiseksi voidaan kuitenkin määrittää yksi toimintapiste eli piste, jossa pumpu tällä hetkellä toimii. Tähän tarkoitukseen tarvitaan mittari, jolla voidaan mitata putkessa virtaava tilavuusvirta ilman, että virtaukseen vaikutetaan mitenkään. Lisäksi tarvitaan paine kyseisellä tilavuusvirralla, joka saadaan suoraan pumpun jälkeen olemassa olevasta painemittauspisteestä.

Tilavuusvirran mittaukseen käytetään Fluxus F 7407 ultraäänivirtausmittaria. Kyseinen mittari soveltuu mittaukseen hyvin, koska sen anturit sijoitetaan ohjeiden mukaisesti putken päälle, josta anturit mittaava putkessa virtaavan tilavuusvirran. Mittaus perustuu ultraääni-antureihin. Toinen anturi lähettää ultraääntä ja putken toisella puolella oleva anturi vastaanottaa tätä ääntä. Virtausnopeuden muuttuessa ultraäänien kulkunopeus muuttuu eli mittari toimii kulkuajakorrelaatiolla. [Liite 7]

Mittarin tarkkuus ei ole suuri, mutta noin  $100\text{m}^3/\text{hr}$  tarkkuudella saadaan tilavuusvirta määritettyä, joka riittää hyvin tässä tapauksessa, kun halutaan tarkistaa ominaiskäyrien oikeellisuus. Virhelähteitä mittauksessa on useita. Suurin virhelähde on antureiden asetteluun liittyvä virhe. Jos anturit eivät ole tarkasti paikallaan, mittaustulos vääristyy hieman, koska laite olettaa antureiden sijainnin väärin ja näin ollen laskee ultraäänien kulkunopeuden väärin. Antureiden tarkka sijoitus on hankalaa suuren putken halkaisijan takia. Muita virheitä muodostuu putken pinnankarheudesta, jota on vaikea tarkasti arvioida sekä putken suoruudesta mittauskohdassa. Lähellä olevat mutkat putkessa saattavat häiritä virtausta ja näin ollen myös mittausta.

Mittauslaitteessa on kaksi anturia (kuva 15). Tässä tapauksessa ne sijoitettiin putken vastakkaisille puolille alla olevan kuvan 17 mukaisesti. Toinen vaihtoehto olisi sijoittaa anturit samalle puolelle putkea, jolloin ultraääni kimpoaisi vastakkaisella puolella olevasta seinämästä takaisin, mutta tässä tapauksessa laite ehdotti kuvassa 16 näkyvää tapaa, jolloin signaali kulkee anturista toiseen putken läpi.



**Kuva 15.** Mittauslaite Fluxus F 7407.[Liite 7]



**Kuva 16.** Antureiden sijoittelu.

Antureiden välisen etäisyyden putken pituussuunnassa laite ilmoitti, kun siihen oli syötetty ensin tarvittavat lähtöarvot. Pumpun VE318 mittauksissa lähtöarvot olivat taulukon 5 mukaiset.

**Taulukko 5.** Pumpun VE318 toimintapisteen määrittämisen alkuarvot.

Materiaali	Haponkestävä teräs
Pinnankarheus	0,2 mm
Seinämävahvuus	4 mm
Halkaisija	508 mm
Lämpötila	5 °C

Pinnan karheus on määritetty mittauslaitteen manuaalista löytyvän taulukon mukaisesti, tässä tapauksessa lähes uuden hitsatun haponkestävän teräksen mukaan. Arvot ovat uudelle putkelle 0,1 mm ja vanhalle putkelle 0,25 mm [Liite 8], joten arvo on näiden väliltä valittu. Näillä arvoilla mittari näytti tilavuusvirran suuruudeksi 750 m<sup>3</sup>/hr. Painemittaus näytti arvoa 5,2 bar, eli noin 51 m. Arvo saadaan kaavaa (8) käyttämällä kun nesteen tiheydeksi oletetaan 1030 kg/m<sup>3</sup>. [Liite 3] Pumppu toimii tässä pisteessä kyseenalaisesti. Tällaista toimintapistettä ei löydy sen ominaiskäyrältä. Se voi tarkoittaa, ettei pumpun ominaiskäyrä ole tarkka pienemmillä virtauksilla. Ominaiskäyrä tulisi tarkastaa ensimmäisenä, mutta oletetaan, että pumppu toimii mittaushetkellä kyseisessä pisteessä.

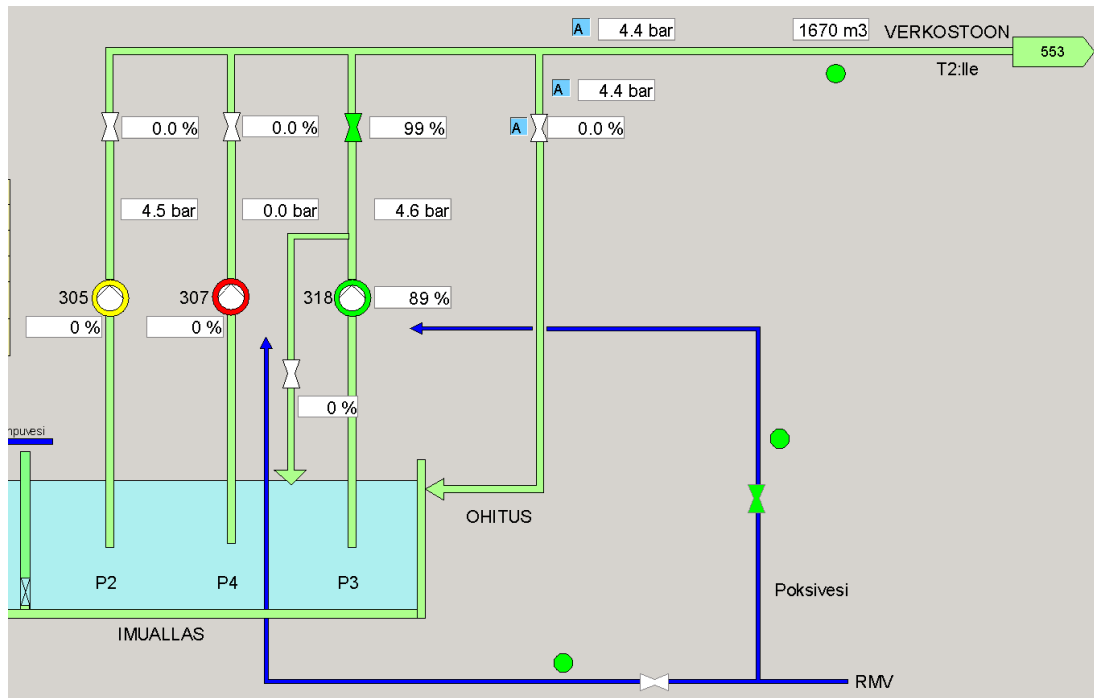
Sama mittaus tehtiin pumpun VE305 paineputkelle, jolloin lähtöarvoiksi asetettiin taulukon 6 mukaiset arvot.

**Taulukko 6.** Pumpun VE305 toimintapisteen määrittämisen alkuarvot.

Materiaali	PE
Pinnankarheus	0,2 mm
Seinämävahvuus	29,7 mm
Halkaisija	500 mm
Lämpötila	5 °C

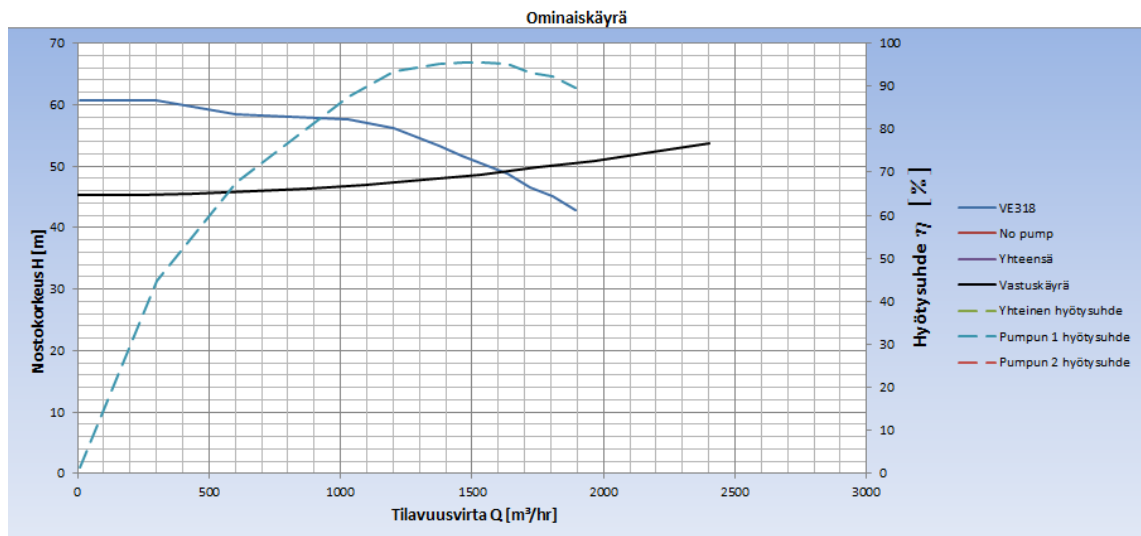
Pinnan karheus määritettiin jälleen manuaalista löytyvän taulukon avulla hieman käytetyn muovin mukaan. Arvot ovat uudelle muoviputkelle 0,01mm ja vanhalle muoviputkelle 0,25mm. [Liite 8] Tässä tapauksessa tilavuusvirraksi saatiin 1250m<sup>3</sup>/hr. Kokonaistilavuusvirta mitataan samalla periaatteella toimivan mittarin kanssa, tosin mittarin valmistaja on eri. Kokonaistilavuusvirta näytti mittausten ajan arvoa 2220m<sup>3</sup>/hr, joten mitaukset ovat 110m<sup>3</sup>/hr tarkkuuden rajoissa. Tarkkuus on riittävä osoittamaan, ettei pumppu VE305 tuota tilavuusvirtaa, jonka sen pitäisi ominaiskäyränsä mukaan tuottaa. Mittausten aikana pumpun paine oli 5,2bar eli nostokorkeutena noin 51m. Arvo määritetty samoin kuin pumpulle VE318. Tuolla nostokorkeudella pumpun pitäisi tuottaa noin 1900m<sup>3</sup>/hr. Tilavuusvirta 1250m<sup>3</sup>/hr vastaa 76m nostokorkeutta eli noin 7,5 bar painetta alkuperäisellä käyrällä. Simulointimallin tuloksiin ei siis voi pumpun alkuperäisillä ominaiskäyrillä luottaa. Ominaiskäyrien määrittämisen jälkeen malli on luotettava ja tämän takia on perusteltua pumppujen suoritusarvot tarkastaa mahdollisuuksien mukaan mahdollisimman pian.

Talvella, kun pumppua VE318 käytetään yksin, voidaan tarkistaa sen ominaiskäyrältä ainakin yksi piste ja näin varmistaa kyseisen pumpun ominaiskäyrien paikkaansa pitävyys simuloinnissa. Aiemmassa tilanteessa pumppua käytettiin huomattavasti pienemmällä tilavuusvirralla kuin mihin se on mitoitettu, joten se ei ollut vertailukelpoinen tulos. Tilanne Yaran valvontaohjelmassa näyttää kuvan 17 mukaiselta.



**Kuva 17.** Pumppaamon 1 arvot valvontaohjelmassa. [15]

Pumppu VE318 tuottaa siis  $1670\text{m}^3/\text{hr}$  paineella 4,6bar ohjauksen ollessa 89%. Syötetään ohjausarvo simulointimalliin ja tarkistetaan piste käyrältä.



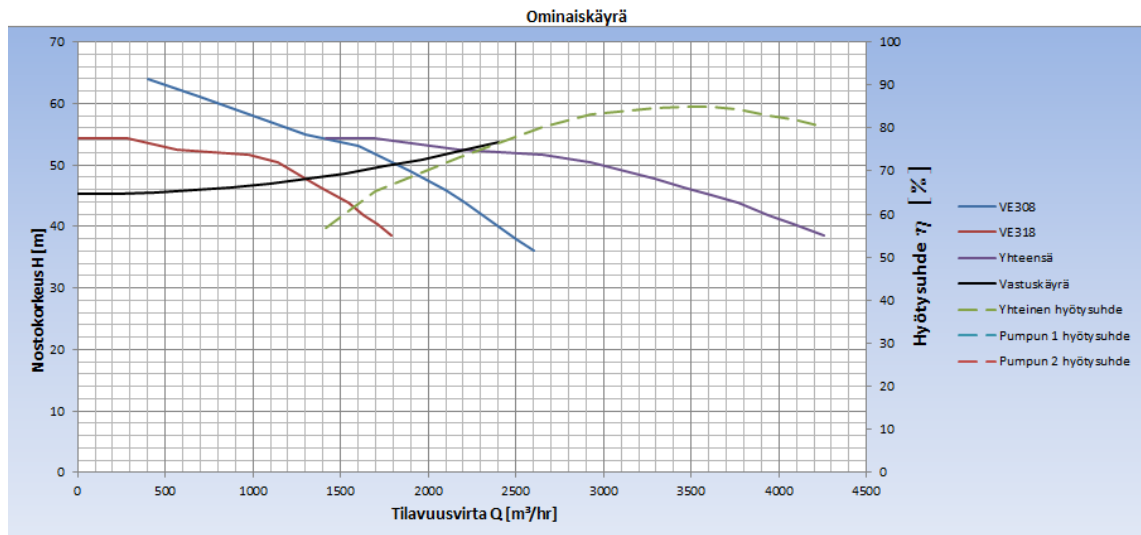
**Kuvaaja 27.** Pumpun VE318 toimintapisteen tarkistus.

Kun katsotaan kuvaajasta 27 vastuskäyrän ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspiste, huomataan, että se vastaa tilavuusvirtaa  $1610\text{m}^3/\text{hr}$ . Simulointimalli antaa  $60\text{m}^3/\text{hr}$  pienemmän lukeman kuin mittaus. Mallin voidaan siis todeta antavan oikeaa informaatiota ainakin tässä pisteessä. Kuvaajasta nähdään myös, että pumppua voidaan käyttää yksinkin talviolosuhteissa, jolloin riittää pienempi tilavuusvirta kylmemmän veden takia. Kyseisellä ohjauksella ja tilavuusvirralla pumppu myös toimii parhaan hyötysuhteen alueella, joten tällaiseen tilanteeseen pumppu on paras vaihtoehto.

## 6.1.2 Pumpun VE308 käyttö

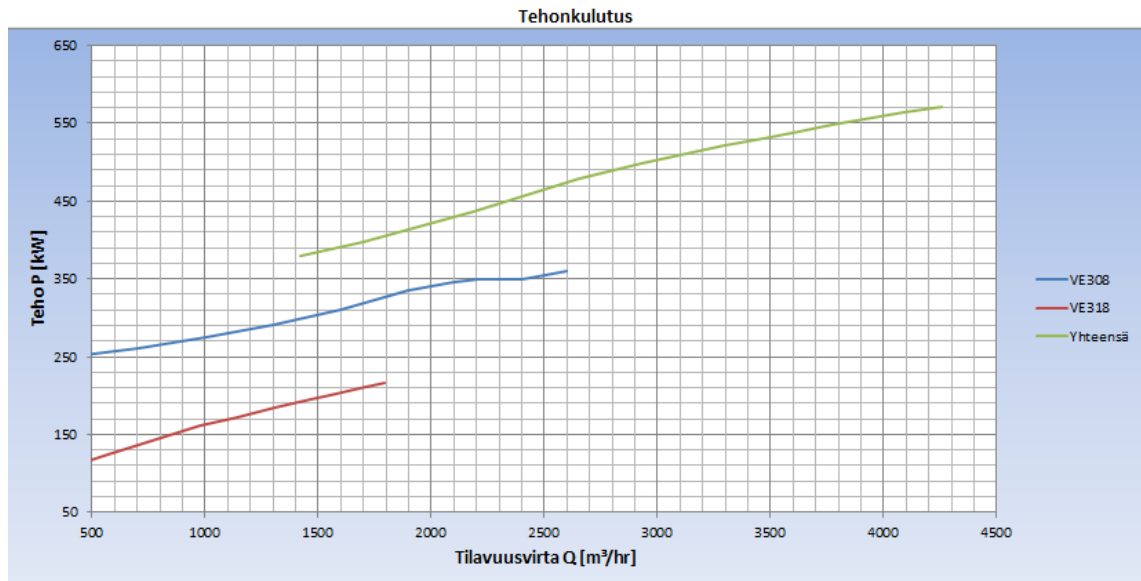
Jäähdytysvedenpumppausjärjestelmästä kerrottaessa luvussa 2.1.3 mainittiin pumppaamon 3 ainoa pumppu, VE308, joka on ollut pitkään pois käytöstä. Pumppu on kuitenkin toimiva, joten tarkastellaan seuraavaksi sen käyttömahdollisuuksia. Kun simulointimalliin on syötetty pumpun VE308 olemassa olevalta ominaiskäyrältä [Liite 4] pisteet, voidaan simuloida tapausta, jolloin tätä pumppua käytettäisiin pumpun VE318 rinnalla. Tarkasteluja ei tehdä pumpun VE305 kanssa, koska pumpulla on virheellinen ominaiskäyrä, kuten luvussa 6.1.1 todistettiin. VE318 voidaan olettaa toimivan lähellä ominaiskäyrän arvoja, koska se on lähes uusi ja näin ollen kulumista on tapahtunut toivottavasti melko vähän.

Pumppujen käydessä rinnan saadaan haluttua toimintapistettä  $52\text{m} / 2200\text{m}^3/\text{hr}$  vastaava arvo, kun pumpun VE318 asetusarvoksi asetetaan 79% ja pumpun VE308 kierrosnopeus on 1490r/min. Näillä ohjauksilla saadaan kuvaajien 28 ja 29 ominaiskäyrät



*Kuvaaja 28. Pumppujen VE318 ja VE308 nostokorkeudet ja hyötysuhde.*



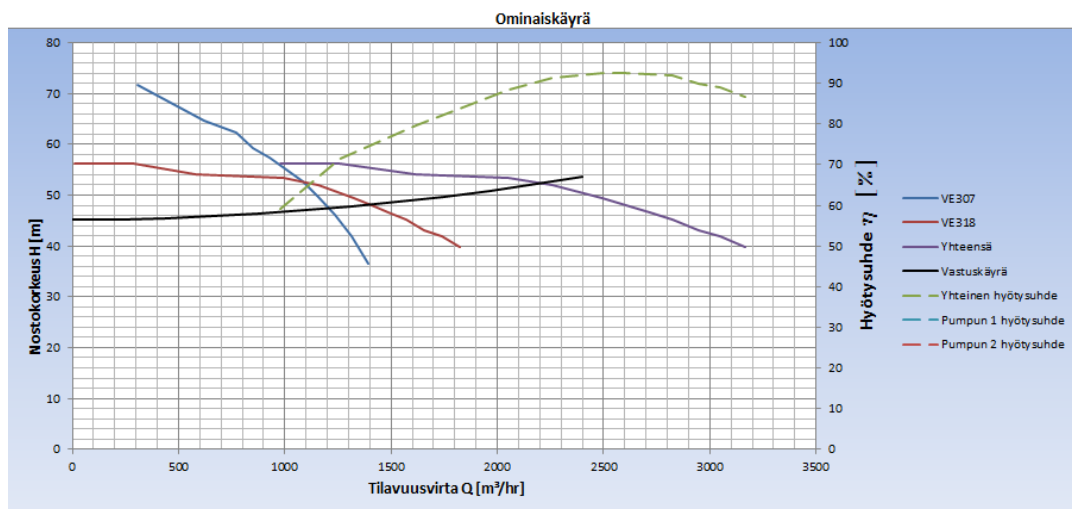


**Kuvaaja 29.** Pumppujen VE318 ja VE308 tehonkulutukset.

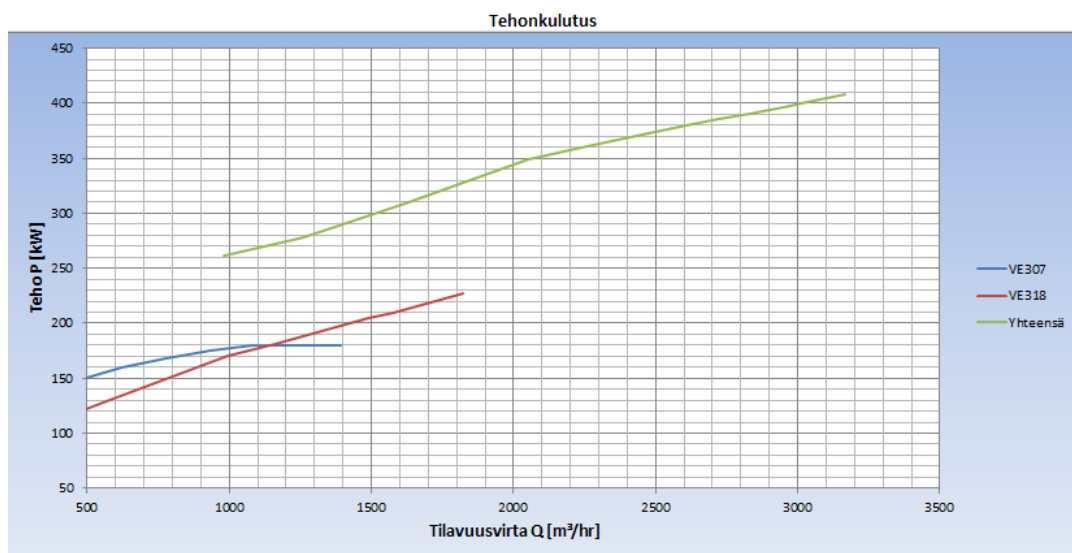
Kuvaajista 28 ja 29 nähdään, että haluttua toimintapistettä vastaavassa kohdassa hyötysuhde on vain noin 73%, joten pumppujen energiatehokkuus ei ole paras mahdollinen. Tehonkulutus on näillä pumpuilla 2200m<sup>3</sup>/hr tilavuusvirralla noin 440kW.

### 6.1.3 Pumpun VE307 kunnostus

Yksi vaihtoehto olisi kunnostaa pumpun VE307 uudelleen käyttöön. Jotta tiedettäisiin, onko se kannattavaa energiatehokkuuden suhteen, eikä huomioon oteta korjauskustannuksia, tarkastellaan simulointimallilla pumpun 1 toimintaa tämän pumpun kanssa. Kun oletetaan, että molemmissa pumpuissa on taajuusmuuttajat ja asetetaan pumpun VE307 kierrosnopeudeksi arvo 1150 r/min ja pumpulle VE318 asetetaan ohjausarvoksi 82 % eli 1092 r/min, löydetään haluttu toimintapiste 52 m / 2200 m<sup>3</sup>/hr. Tilanne on kuvaajien 30 ja 31 kaltainen.



*Kuvaaja 30. Pumppujen VE318 ja VE307 nostokorkeudet ja hyötysuhde.*



*Kuvaaja 31. Pumppujen VE318 ja VE307 tehonkulutukset.*

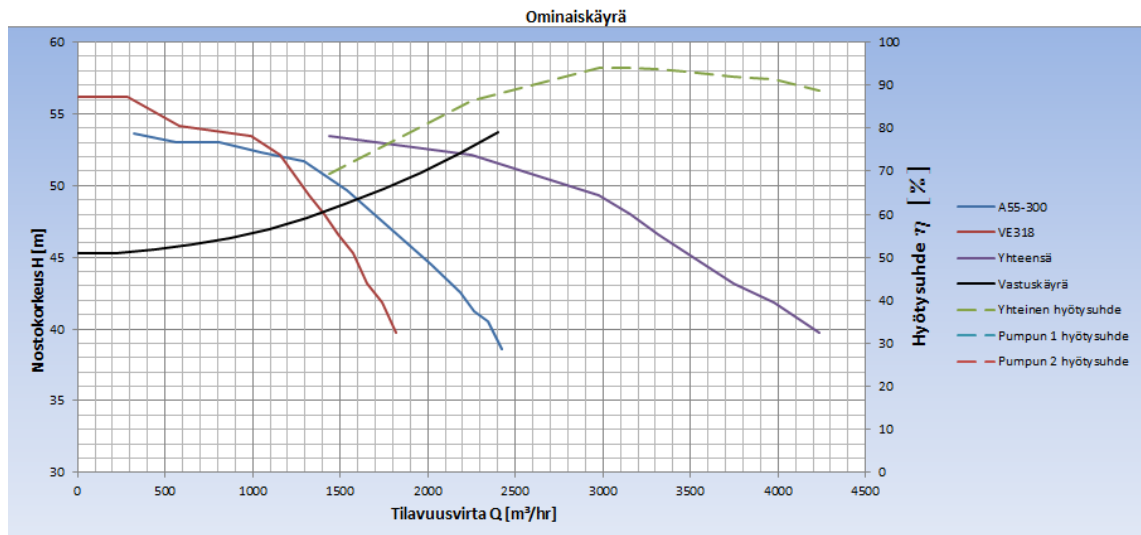
Kuvaajista 30 ja 31 havaitaan, että hyötysuhde on noin 90% tehonkulutuksen ollessa noin 359kW. Toisin sanoen, jos pumpun korjattaisiin ja sen suoritusarvot olisivat korjauksen jälkeen alkuperäistä ominaiskäyriä vastaavat, kokonaisuus olisi erittäin hyvä energiatehokkuuden kannalta.

### 6.1.4 Uuden pumpun hankinta

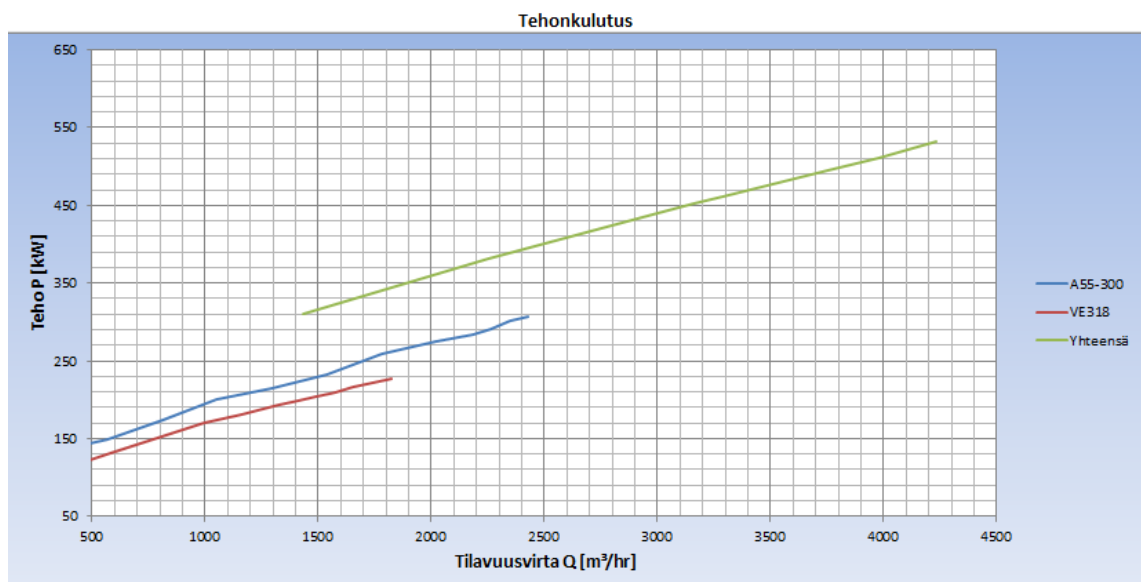
Uuden pumpun hankkiminen on yksi vaihtoehto. Silloin pystyttäisiin pumppu mitoittamaan niin, että hyötysuhde olisi optimaalinen ja uuden pumppausjärjestelmän kapasiteetti voitaisiin mitoittaa juuri niin kuin halutaan ilman, että hyötysuhde kärsisi. Uusi pumppu tulisi mitoittaa niin, että se riittäisi tarpeen tullen myös yksin pumppaamaan koko tarpeen. Lisäksi pumppua tulisi pystyä käyttämään taajuusmuuttajalla, jotta päästäisiin energiatehokkaimpaan ajotapaan. Vaikka uusi pumppu kannattaakin mitoittaa niin, että se riittäisi yksinkin, ei sitä välttämättä kannata käyttää yksin. Jos käytetään kahta pumppua rinnan ilman, että kumpaakaan käytetään täydellä teholla, saadaan luotettavuutta kasvatettua ja pumppujen kulumista vähennettyä. Pumppu kuuluu vähemmän, jos sitä käytetään pienemmällä teholla kuin mihin valmistaja on sen maksimissaan mitoittanut.

Mitoituksen lisäksi tulee harkita, otetaanko oppopesäpumppu vai pumppua VE318 vastaava itse imevä vaakatasoon asennettava pumppu. Kummallakin on hyvät ja huonot puolet. Pumppua VE318 vastaava pumppu voidaan vapaasti sijoittaa mihin halutaan, mutta pumpun käynnistys saattaa epäonnistua, jos imuputkessa on liikaa ilmaa, eikä pumpussa oleva tyhjiöpumppu jaksaa imeä putkesta kaikkea ilmaa pois. Pystyyn asennettava oppopesäpumppu on taas varmempi käynnistyksen puolesta, mutta pumppua ei voida sijoittaa yhtä vapaasti kuin edellinen pumpputyyppi. Toisaalta oppopesäpumppulle on pumppaamossa jo valmiiksi paikka, joten tässä tapauksessa luotettavampi ratkaisu olisi oppopesäpumppu. Luotettavuuden lisäksi pumppaamorakennuksessa olevien putkien määrä vähentyisi vaakatasoon asennettavaan pumppuun verrattuna, kun ei pumpulle tarvitse vetää omaa imulinjaa erikseen, vaan riittää painelinja runkolinjaan. Ja tämä linja pumppaamosta löytyy jo valmiiksi.

Mitoituksessa apuna voidaan jälleen käyttää pumppaamolle tehtyä simulointimallia. Kuten edellä mainittiin, simuloinnin lähtökohdaksi otetaan pumppu, joka riittää yksin tehtaiden vaatimien jäähdytysvesien pumppaukseen. Toisin sanoen pumpun ominaiskäyrältä tulisi löytyä piste, jossa nostokorkeudella 52 metriä tilavuusvirta olisi noin 2200 m<sup>3</sup>/hr, eikä se saisi olla pumpun maksimikapasiteetti, vaan mielellään korkean hyötysuhteen (noin 90%) alueella keskivaiheilla. Silloin pumpulla voitaisiin tarvittaessa pumpata enemmän tai vähemmän hyötysuhteen kärsimättä. Otetaan esimerkiksi VE318 pumpun hankinnan yhteydessä ollut toinen vaihtoehto, pumppu jonka tyyppi on Sulzer A55-300. Tämä sen takia, että sen kapasiteetti valmistajan mukaan pitäisi riittää hyvin yksinkin tarpeeseen. Jos kahta pumppua käytettäisiin rinnan, tässä tapauksessa esimerkiksi pumppua VE318 ja edellä mainittua pumppua, saataisiin kuvaajien 32 ja 33 ominaiskäyrien kaltaisia tuloksia



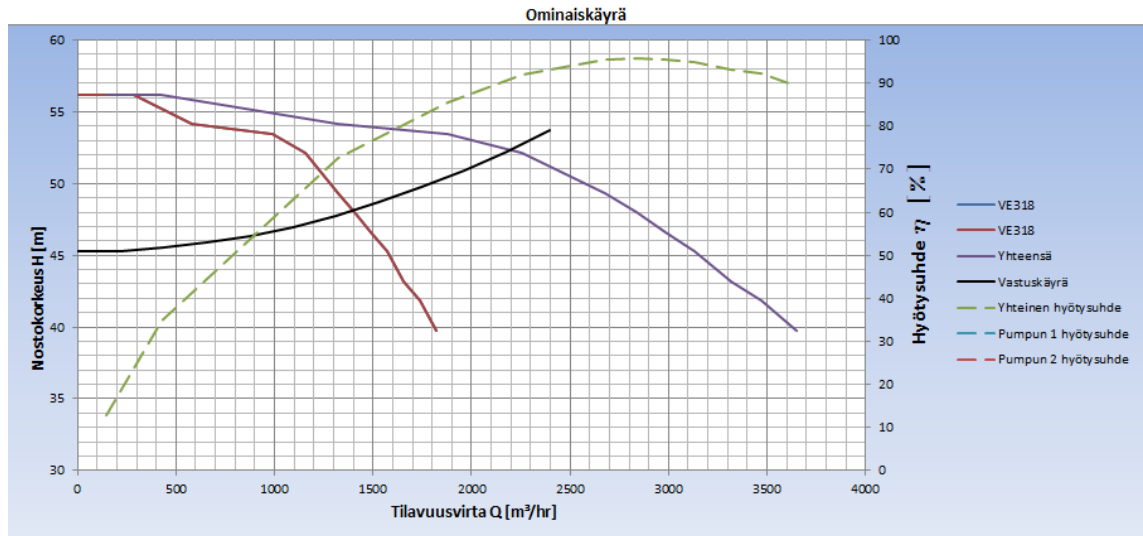
**Kuvaaja 32.** Pumppujen A55-300 ja VE318 nostokorkeudet ja hyötysuhde.



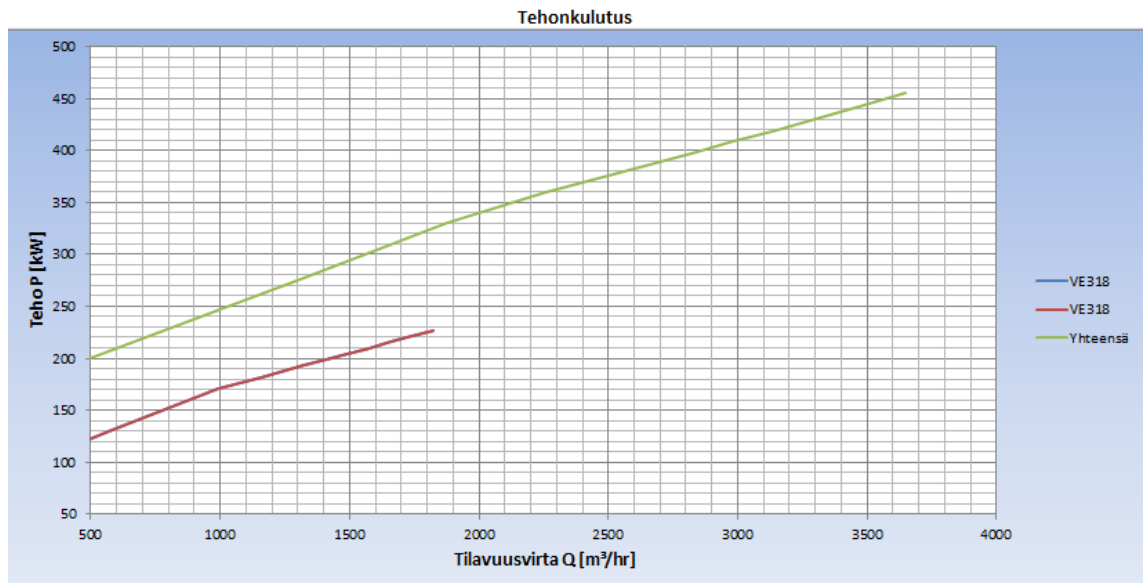
**Kuvaaja 33.** Pumppujen A55-300 ja VE318 tehonkulutukset.

Kuvaajissa uuden pumpun A55-300 kierrosnopeus on asetettu taajuusmuuttajalla arvoon 905 r/min ja pumpun VE318 ohjaus on 82 % eli 1092 r/min. Kuten kuvaajista huomataan, hyötysuhde pumpuilla on yhteensä noin 86 % ja tehonkulutus noin 378 kW. Kumpikaan pumppu ei käy tässä pisteessä täydellä teholla ja tarvittaessa pumppu A55-300 pystyisi pumppaamaan tarpeen kokonaan yksin. Se ei ole uppopesäpumppu, mutta samankaltaiset ominaiskäyrät voisivat olla hyvät uudelle pumpulle.

Toinen vaihtoehto olisi hankkia pumpppua VE318 vastaava toinen pumppu. Niillä saataisiin mahdollisesti energiatehokkain ratkaisu. Kuvaajat 34 ja 35 on piirretty kummankin pumpun ohjausarvolla 82 % eli 1092 r/min.



**Kuvaaja 34.** Kahden pumppua VE318 vastaavan pumpun nostokorkeudet ja hyötysuhde.



**Kuvaaja 35.** Kahden pumppua VE318 vastaavan pumpun tehonkulutukset.

Kuten nähdään, pumppujen yhteinen käyrä kulkee halutun toimintapisteen kautta (52 m / 2200 m<sup>3</sup>/hr) ja hyötysuhde on 91 %. Näin saadaan tehonkulutukseksi vain noin 355 kW. Pumppujen yhteiskapasiteetti riittäisi huomattavasti suurempaan tilavuusvirtaan korkeammilla nostokorkeuksilla kierrosnopeutta kasvattamalla, joten kapasiteetti ei loppuisi näillä yhdessä. Pumpun yksin pumppaaman kapasiteetin suuruus ei tosin riittäisi, kuten luvussa 6.1 käsiteltiin, joten tämä pumppu tarvitsee aina toisen pumpun rinnalleen.

### 6.1.5 Ratkaisujen vertailu

Parhaimman ratkaisun löytämiseksi tulee ottaa huomioon muutamia asioita. Ensinnäkin ratkaisun toimivuus, eli pystyvätkö pumput toimimaan niiltä vaaditulla alueella. Toinen kysymys on energiakustannukset, eli ollaanko hyvällä vai huonolla hyötysuhdealueella. Kolmas asia on uuden pumpun riittävyys yksin. Riittääkö pumpun kapasiteetti ilman, että toisen pumpun on käytävä rinnalla.

Pumpun toimivuus halutulla alueella tarkoittaa sitä, onko pumppu mitoitettu toimimaan tietyissä toimintapisteissä. Aiemmin huomattiin esimerkiksi, ettei VE318 riitä yksin tehtaiden tarpeisiin, vaan se ylikuumentuu jos sitä käytetään tarvittavalla teholla. Muissa pumppukombinaatioissa ei tätä ongelmaa tullut, mutta ainoa pumppu nykyisistä, joka pystyisi toimimaan yksin on VE305. Sekään ei siihen tosin pysty, koska alkuperäinen ominaiskäyrä ei pidä sen kohdalla paikkaansa vaan sen suoritusarvot ovat laskeneet. Toisin sanoen tämän asian kohdalla ainoa vaihtoehto olisi hankkia kokonaan uusi pumppu, joka mitoitettaisiin riittävän suureksi, jotta sillä pystyttäisiin pumppaamaan tarvittava määrä yksinkin.

Energiakustannuksia varten tarvitsee laskea, paljonko pumput kuluttaisivat, jos ne kävisivät ympäri vuoden samassa toimintapisteessä. Käytännössä toimintapiste vaihtelee vuodenajasta riippuen ja tarpeiden mukaan, mutta käytetään laskennassa tunnettua toimintapistettä, jossa edellisten lukujen määritykset on tehty eli pisteessä 2200m<sup>3</sup>/hr 52m nostokorkeudella. Käytetyn energian kustannukset voidaan määrittää, kun tiedetään montako tuntia pumput käyvät vuodessa, paljonko energia (sähkö) maksaa ja tunnetaan pumppujen tehonkulutukset. Käytetään laskennoissa esimerkiksi sähkön hintana 4sent/kWh. Kaavalla (34)

$$\text{energian hinta vuodessa} = P * (365d * 24h/d) * 0,04\text{€/kW} \quad (34)$$

saadaan hinta selville. Kaavassa P on pumppujen tehonkulutus. Syötetään nämä laskut Excel taulukkolaskentaohjelmaan, jotta saadaan selkeä kuva hinnoista.

**Taulukko 7. Vaihtoehtojen vertailu.**

Pumppu/pumput	Teho [kW]	Aika [h]	Hinta[€/kW]	Kokonaishinta [€]
2kpl VE318	355	8760	0,04	124392
VE307 ja VE318	359			125794
VE318	365			127896
A55-300 ja VE318	378			132451
VE308 ja VE318	440			154176
VE305 ja VE318	450			157680

Taulukon 7 kustannuksista nähdään, että ratkaisujen välillä on jopa yli 30 000€ hintaero vuositasolla esimerkkinä käytetyllä sähkön hinnalla. Tämän takia ratkaisua kannattaa mieltiä tarkkaan, koska uudenkin pumpun hankintakustannukset säästetään energiakustannuksissa nopeallakin aikataululla. Tosin kuten aiemmin mainittiin, pumppu VE318 ei riittäisi yksin tarpeisiin, joten sitä ei voida ottaa huomioon tässä tapauksessa. 2 kpl VE318 pumppujakin olisi hyvä ratkaisu energiankulutuksen kannalta, mutta ne eivät riitä yksin pumppaamaan haluttua määrää, joten tarvittaisiin varalle pumppu, joka vikaatilanteessa tulisi täydentämään yhden pumpun kapasiteettia.

Kaikista vaihtoehtoista paras ratkaisu voisi olla hankkia uusi pumppu yksin ja yhdessä toisen pumpun kanssa pumppaamiseen sopivalla ominaiskäyrällä. Se pystyisi pumppaamaan hyvällä hyötysuhteella pumppaamon uusimman pumpun rinnalla, mutta toimisi myös yksin hyvällä hyötysuhteella. Toki jos tämä uusi pumppu vikaantuisi, tarvittaisiin pumpun VE318 rinnalle pumppu kunnes uusi pumppu olisi korjattu, mutta tätä varten pumppaamoon jätettäisiin pumppu VE305 varalle. Tämä pumppu kannattaisi tosin kunnostaa, jotta sitä voisi pitää luotettavana varapumppuna.

## 6.2 Merivesipumppaamo 2

Pumppaamon toimintaa ja kehitystä on käsitelty Yaralle aiemmin tehdyssä kandidaatin työssä ”Merivesipumppaamon käyttövarmuuden parantaminen”. [17] Siinä on käsitelty lähinnä taajuusmuuttajan käytön etuja energiakustannuksiin ja käynnistystilanteisiin. Tarkastellaan tässä työssä vielä mahdollisia kahden pumpun rinnankäyttömahdollisuuksia ja niiden etuja ja haittoja. Aiemmassa työssä keskityttiin järjestelmän vastuskäyriin ja yhden pumpun energiankulutukseen, eikä siinä ollut vielä käytössä kahdelle pumpulle soveltuvaa simulointimallia, joten nyt tarkastelu voidaan tehdä eri näkökulmasta, koska simulointimalli on tehty kahden pumpun yhteiskäytölle. Syy, miksi kannattaa tarkastella kahden pumpun rinnan käyttöä on yksinkertainen. Jos pumppuja käytetään rinnan, kummankaan ei tarvitse käydä täydellä teholla ja kuluminen on pienempää. Toinen syy on pumppujen jumiutumisen esto. Jos pumppu on pitkään käyttämättömänä, ei ole lainkaan itsestään selvä, että pumppu käynnistyisi tarvittaessa. Juoksupyörä ja osa pumpusta on jatkuvasti meriveden pinnan alapuolella, joten käynnistyshäiriöt voivat johtua korroosiosta, epäpuhtauksista tai esimerkiksi tiivisteiden vioittumisesta. Tarkastellaan seuraavaksi, voisiko pumppuja mahdollisesti käyttää jollain muulla tavalla, kuin miten niitä tähän mennessä ollaan käytetty.

Aloitetaan tarkastelu sijoittamalla pumppaamon 2 pumppujen VE311 ja VE313 ominaiskäyrät simulointimalliin. Arvot saadaan pumppujen mukana tulleesta SPP Pumps:in mittauspöytäkirjasta Pumppuja käytetään kesällä ja talvella eri asetuksilla joten tarkastellaan molempia pisteitä. Kesällä pumpuilta vaadittu tilavuusvirta on 2147 m<sup>3</sup>/hr ja talvella piste on 1547 m<sup>3</sup>/hr. [17] Näiden lähtötietojen lisäksi tarvitaan vastuskäyrän määrittämistä varten jollekin tilavuusvirralle painemittausten arvot sekä tehtaalla, että

pumppaamossa ja näiden pisteiden välinen korkeusero ja ensimmäisen mittauspisteen korkeus merenpinnasta. Yaran prosessin valvontaohjelmasta saadaan tilavuusvirralla 2093 m<sup>3</sup>/h paineeksi pumppaamossa 3,9 bar ja paineeksi tehtaalla 3,1 bar. Näiden mittauspisteiden välinen korkeusero on 3,95 m ja ensimmäisen mittauspisteen korkeus merenpinnasta on 1,7 m. [Liite 10] Tehtaalla halutaan kuitenkin pitää vähintään 2,5 barin paine [1] ja tätä painetta käytetään mitoituksessa mahdollisimman energiatehokkaan ratkaisun hakemiseksi, joten arvoja pitää muokata oikean vastuskäyrän piirtämiseksi. Painehäviö pysyy samana, koska se riippuu tilavuusvirrasta ja korkeuseroista, mutta käyrän lähtöarvo riippuu halutusta vakiopaineesta tehtaan päässä, joten tunnetuista arvoista on laskettava painehäviön osuus ja lisättävä se haluttuun vakiopaineen arvoon, jotta saadaan lähtöarvon ”Paine pumppaamossa” arvo. Toisin sanoen lasketaan paineeron arvo tunnetuista lähtötiedoista.

$$3,9 \text{ bar} - 3,1 \text{ bar} = 0,8 \text{ bar}$$

Kun tämä lisätään haluttuun vakiopaineeseen 2,5 bar, saadaan laskettua lähtöarvo pumppaamon paineelle.

$$0,8 \text{ bar} + 2,5 \text{ bar} = 3,3 \text{ bar}$$

Lähtöarvoiksi siis saadaan taulukon 8 mukaiset arvot.

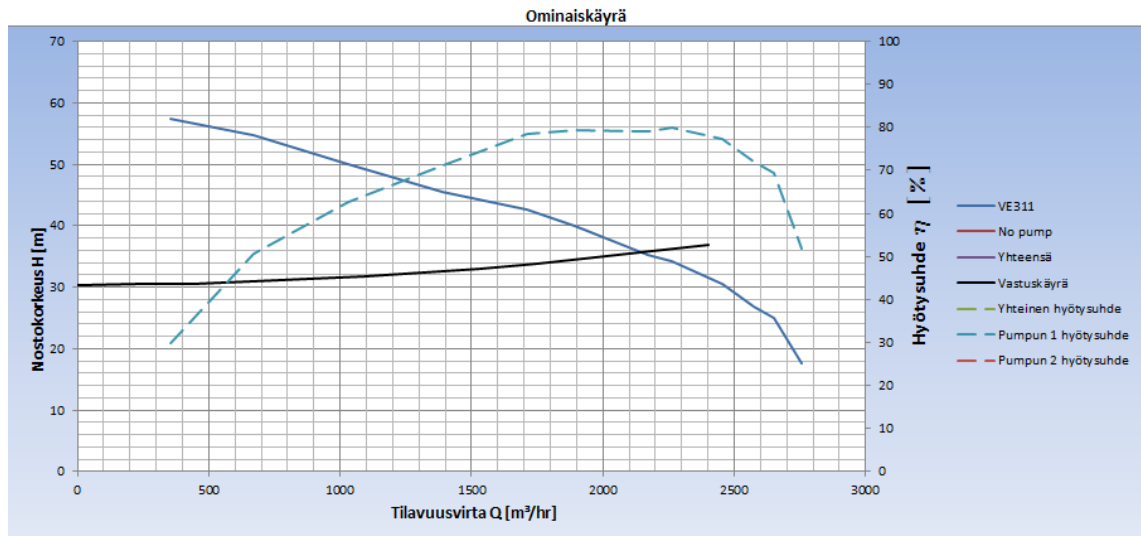
**Taulukko 8.** Lähtöarvot pumppaamon 2 vastuskäyrälle.

Tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /hr]	2093
Ensimmäisen mittauspisteen korkeus merenpinnasta [m]	1,7
Mittauspisteiden korkeusero [m]	3,95
Paine pumppaamossa [bar]	3,3
Paine tehtaalla [bar]	2,5
Skaala 0 -> [m <sup>3</sup> /hr]	2400

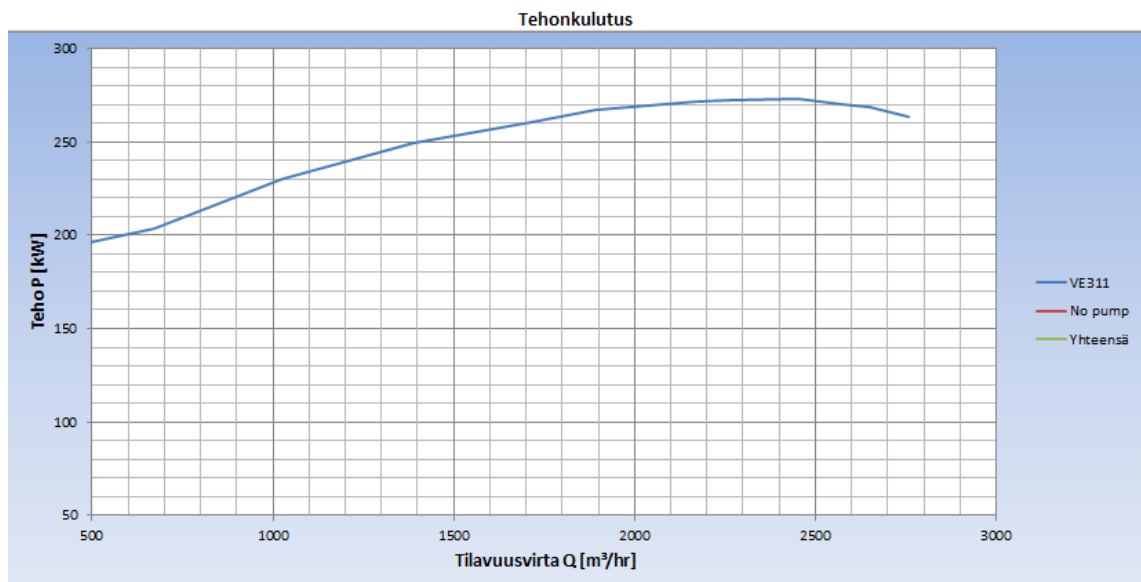
Arvot syötetään malliin, jotta voidaan aloittaa simulointi.

Kesä-asetuksella yhden pumpun ominaiskäyrät ovat kuvaajien 36 ja 37 kaltaiset.



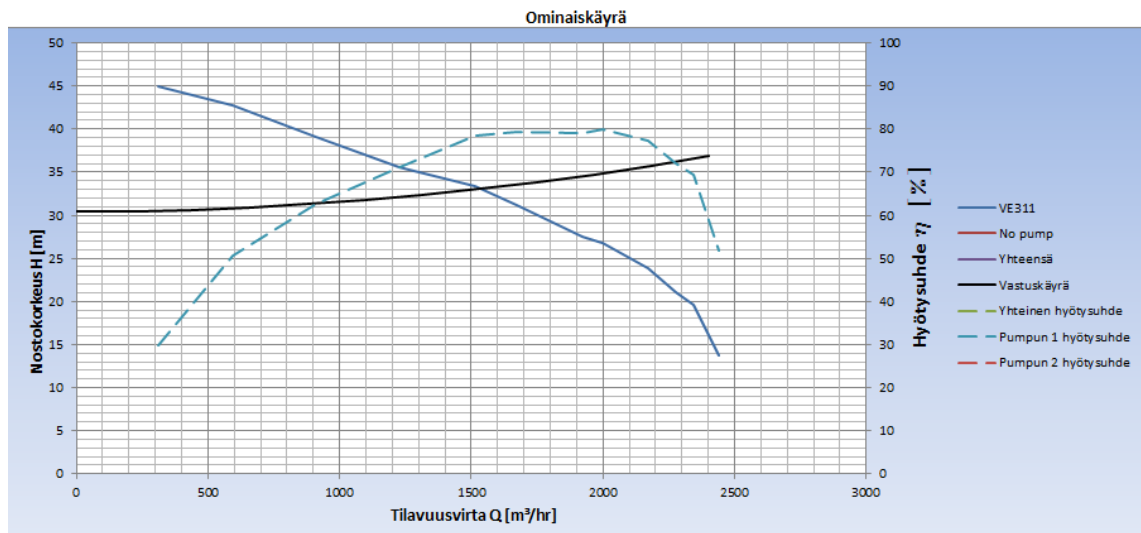


**Kuvaaja 36.** Pumpun VE311 tai VE313 nostokorkeus ja hyötysuhde kesä-asetuksella.

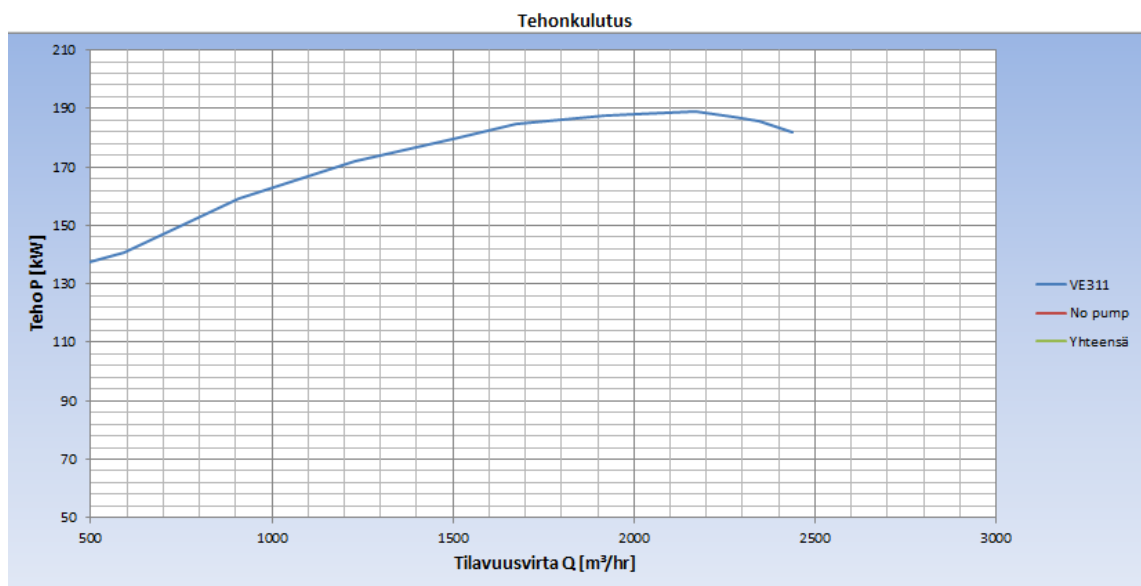


**Kuvaaja 37.** Pumpun VE311 tai VE313 tehonkulutus kesä-asetuksella.

Käyrät on piirretty pumpun kierrosnopeudella 1425 r/min. Pumpun kulutus on siis noin 270 kW halutussa toimintapisteessä hyötysuhteen ollessa noin 80%. Talvi-asetuksella samalle pumpulle saadaan kuvaajat 38 ja 39.



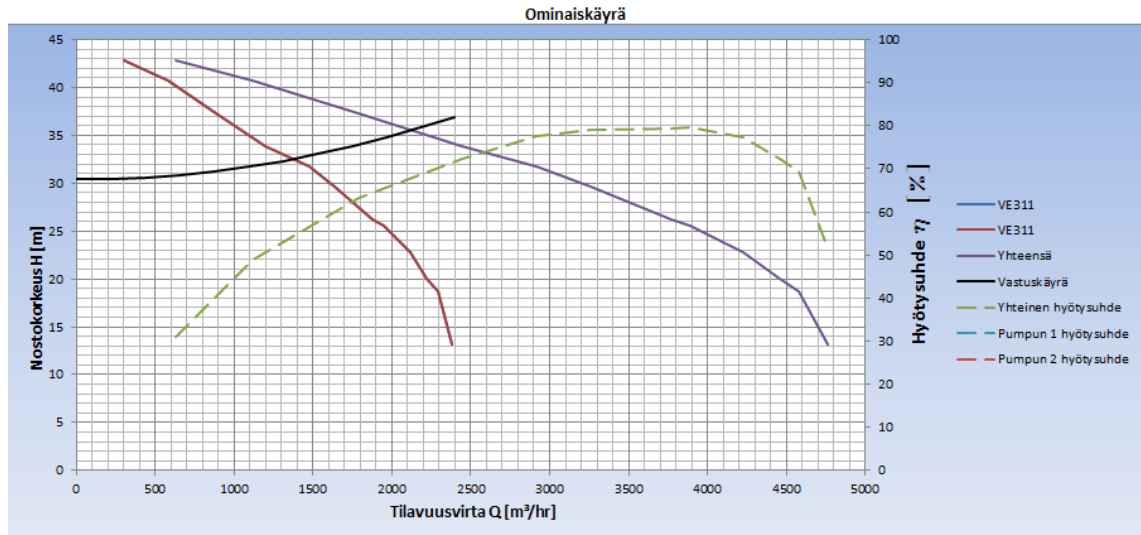
**Kuvaaja 38.** Pumpun VE311 tai VE313 nostokorkeus ja hyötysuhde talvi-asetuksella.



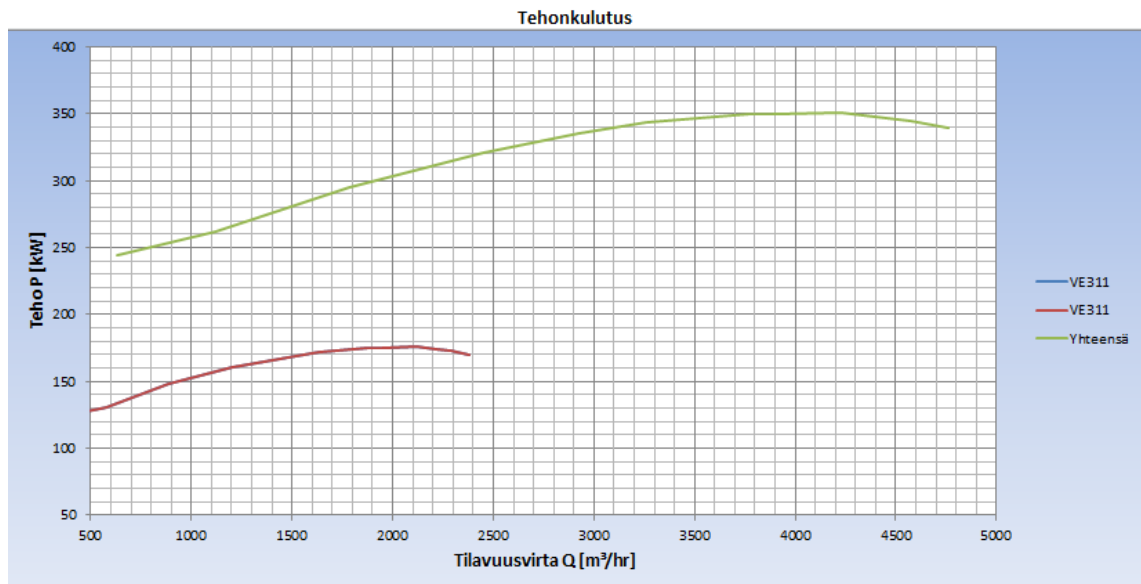
**Kuvaaja 39.** Pumpun VE311 tai VE313 tehonkulutus talvi-asetuksella.

Tällöin pumpun kierrosnopeus on 1260 r/min. Kuvaajia 36-39 hyödynnetään työssä, jotta voidaan vertailla alkuperäiseen tilanteeseen helpommin uusia vaihtoehtoja. Tosin pumppaamossa ei ole tällä hetkellä taajuusmuuttajia, mutta tässä työssä oletetaan, että kaikissa pumpeissa olisi jatkossa taajuusmuuttajat. Tehonkulutus on siis talviasetuksella noin 180 kW hyötysuhteella 79 %.

Asetetaan nyt simulointimalliin pumppaamon molemmat pumput VE311 ja VE313 käyttöön ja haetaan alkuperäiset pisteet. Kesä-asetuksella saadaan kuvaajat 40 ja 41.



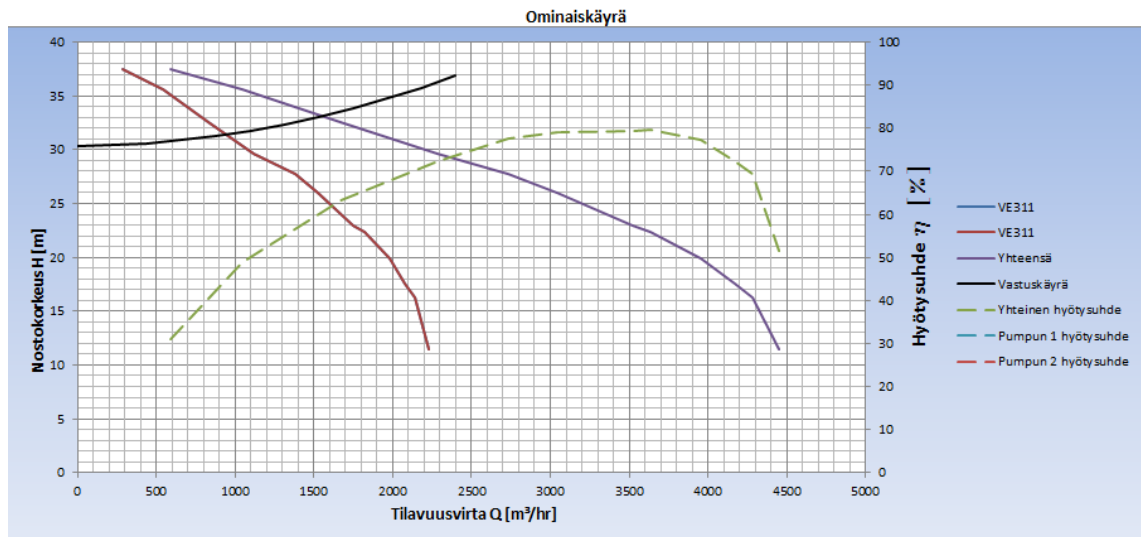
**Kuvaaja 40.** Pumppujen VE311 ja VE313 nostokorkeus ja hyötysuhde niiden ollessa rinnan kesä-asetuksella.



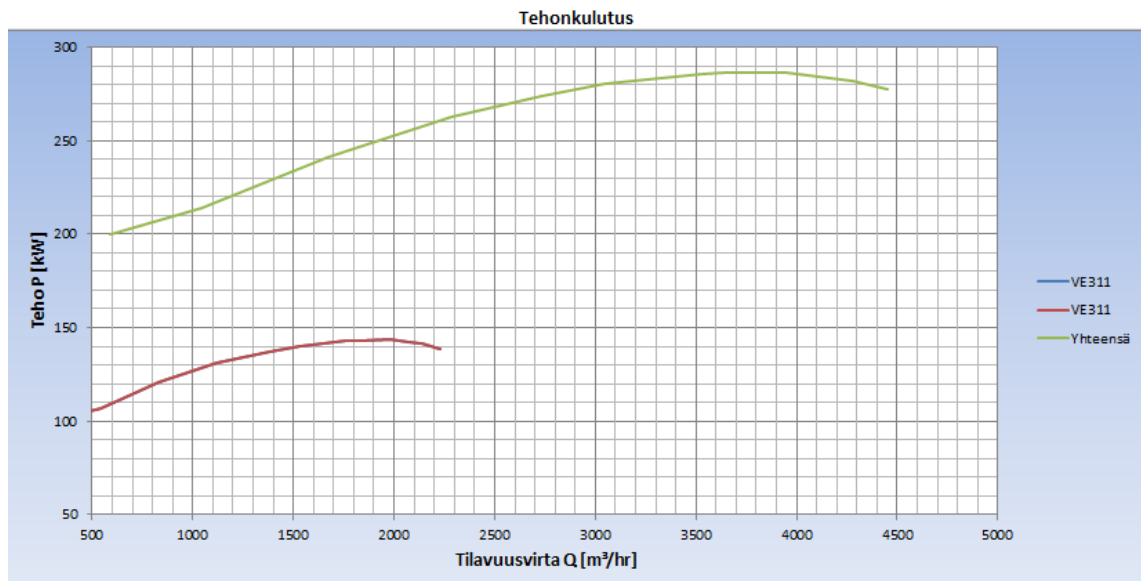
**Kuvaaja 41.** Pumppujen VE311 ja VE313 tehonkulutus niiden ollessa rinnan kesä-asetuksella.

Tehonkulutus on halutussa pisteessä 310 kW hyötysuhteen ollessa noin 69 %. Energiankulutus olisi siis kesä-asetuksella kahden pumpun kanssa 40 kW enemmän kuin yhden pumpun tilanteessa. Kierrosnopeus laskisi tässä tapauksessa arvosta 1410 r/min arvoon 1230 r/min. Kulumista saataisiin hieman pienemmäksi, mutta huonomman hyötysuhteen takia tätä ei voida varmaksi sanoa. Lisäksi energiankulutus on niin paljon suurempi, ettei tämä ole rahallisesti kannattava ratkaisu. Kesä-asetuksella ei ole edes mahdollista näillä pumpuilla saada parempaa hyötysuhdetta kuin yhden pumpun tapauksessa, koska pumppujen paras hyötysuhde on valmistajan mukaan noin 80 % [Liite 3], joka saavutetaan yhdellä pumpulla.

Tarkastellaan seuraavaksi talviasetuksella tilannetta. Tilavuusvirralla 1547 m<sup>3</sup>/hr kuvaajista seuraavanlaisia



**Kuvaaja 42.** Pumppujen VE311 ja VE313 nostokorkeus ja hyötysuhde niiden ollessa rinnan talvi-asetuksella.



**Kuvaaja 43.** Pumppujen VE311 ja VE313 tehonkulutus niiden ollessa rinnan talvi-asetuksella.

Energiankulutus olisi tässä tapauksessa halutussa pisteessä noin 235 kW hyötysuhteella 60 %. Energiaa kuluisi siis 55 kW enemmän kuin yhdellä pumpulla pumpattaessa. Kierrosnopeus kahden pumpun tapauksessa olisi 1150 r/min eli 110 r/min pienempi kuin yhden pumpun tapauksessa. Huonomman hyötysuhteen takia kuitenkin tämäkin vaihtoehto olisi energiankulutuksen kannalta huono.

Pumppuja ei kannata käyttää heikkojen hyötysuhteiden takia rinnan. Pumppujen parasikin hyötysuhde on tosin melko heikko (80 %), joten pumppujen uusiminen paremmalla

hyötysuhteella oleviin pumppuihinkaan ei välttämättä ole pois suljettu mahdollisuus energiatehokkuuden parantamiseksi. Jos oletetaan, että oikein mitoitettulla pumpulla saataisiin hyötysuhteeksi esimerkiksi 90 %, joka onnistuu nykyaikaisilla pumpuilla, voidaan laskea kaava (7) käyttäen tehonkulutus talvi- ja kesä-asetukselle. Alkuarvot kesä-asetukselle saadaan esimerkiksi kuvaajasta 36. Tilavuusvirralla 2147 m<sup>3</sup>/h ja nostokorkeus on 36 m.

$$P_{kesä} = \frac{1030 \text{ kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 36 \text{ m} * \left(\frac{2147}{3600}\right) \text{ m}^3/\text{s}}{0,9} = 241 \text{ kW}$$

Kun lasketaan sama lasku talvi-asetuksella, alkuarvoiksi saadaan kuvaajasta 38 tilavuusvirralle 1547 m<sup>3</sup>/h ja nostokorkeudeksi 33 m.

$$P_{talvi} = \frac{1030 \text{ kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 33 \text{ m} * \left(\frac{1547}{3600}\right) \text{ m}^3/\text{s}}{0,9} = 159 \text{ kW}$$

Nyt voidaan laskea vuositasolla energian (sähkön) kulutus ja sen kustannus. Pumppua pidetään kesä-asetuksella 4kk ja talvi-asetuksella 8kk. Tällöin energiakustannus voidaan laskea käyttäen kaavaa (35).

$$\text{energian kustannus} = (P_{talvi} * 8kk + P_{kesä} * 4kk) \left(\frac{24h}{d} * \frac{30d}{kk}\right) * x \text{ €/kWh} \quad (35)$$

Syötetään alkuarvot ja jälleen esimerkkihintana 4sent/kWh sähkön hinta Excel taulukkolaskentaohjelmaan ja lasketaan hinnat 80 % hyötysuhteen pumpulle sekä 90 % hyötysuhteen pumpulle.

**Taulukko 9.** Energian kustannus vuositasolla 80% ja 90% hyötysuhteen pumpuilla.

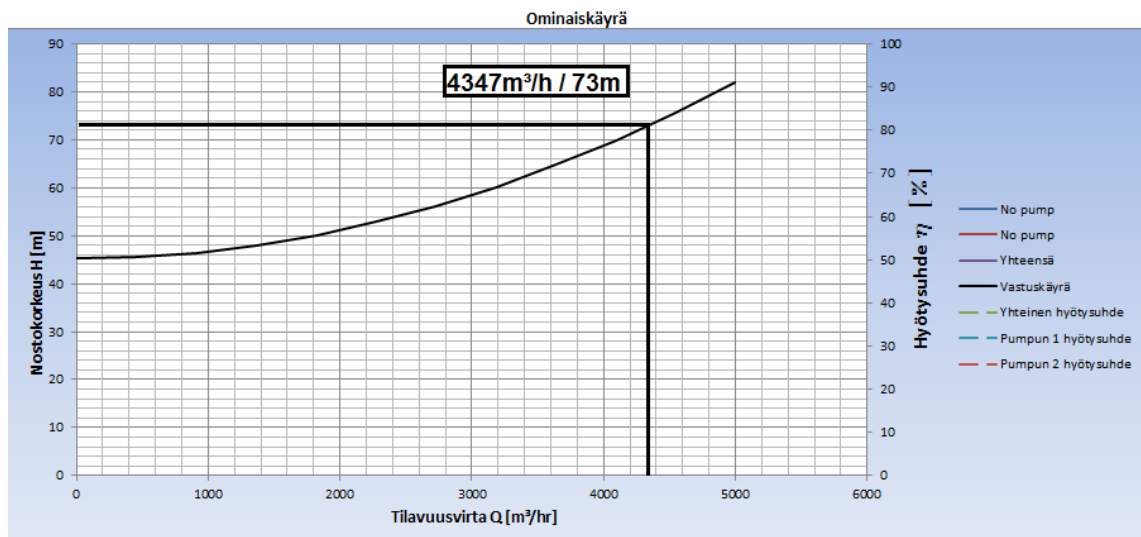
Pumppu	Teho talvi [kW]	Teho kesä [kW]	Aika talvi [kk]	Aika kesä [kk]	Tunteja kuukaudessa	Hinta / kWh [€]	Energian kustannus vuodessa
90 %	159	241	8	4	720	0,04	64397
80 %	180	270					72576

Kustannuksista vuositasolla (taulukko 9) huomataan, että paremmalla hyötysuhteella (90%) toimivan pumpun hankinta säästäisi teoriassa energiakustannuksissa noin 8000€, joten pelkästään energiakustannusten takia uutta pumppua ei kannata hankkia. Tämä laskelma kannattaa kuitenkin muistaa, jos joskus uuden pumpun hankinta tulee kyseeseen syystä tai toisesta.

### 6.3 Merivesilinjojen yhteiskäyttö

Merivesilinjat on rakennettu siten, että niitä pitkin voidaan tarvittaessa pumpata pumpaamosta 1 tai 2 kaikkiin kohteisiin venttiilejä kääntämällä. Pumpaamojen käytössä vaihtoehtoisin kohteisiin tulee kuitenkin ottaa muitakin tekijöitä huomioon kuin pelkästään putkistojen yhdistelymahdollisuudet. Ratkaisevia tekijöitä ovat pumppujen sopivuus tarvittaviin kapasiteetteihin sekä putkistojen virtaushäviöiden suuruudet. Jos tilavuusvirta putkistossa kasvaa runsaasti, myös virtausvastukset kasvavat. Virtausvastusten kasvaessa pumpuilta tarvittava nostokorkeus kasvaa ja tällöin pumppujen kapasiteetit saattavat tulla rajoittaviksi tekijöiksi. Myös energiatehokkuus huononee, jos virtausvastukset kasvavat suuriksi.

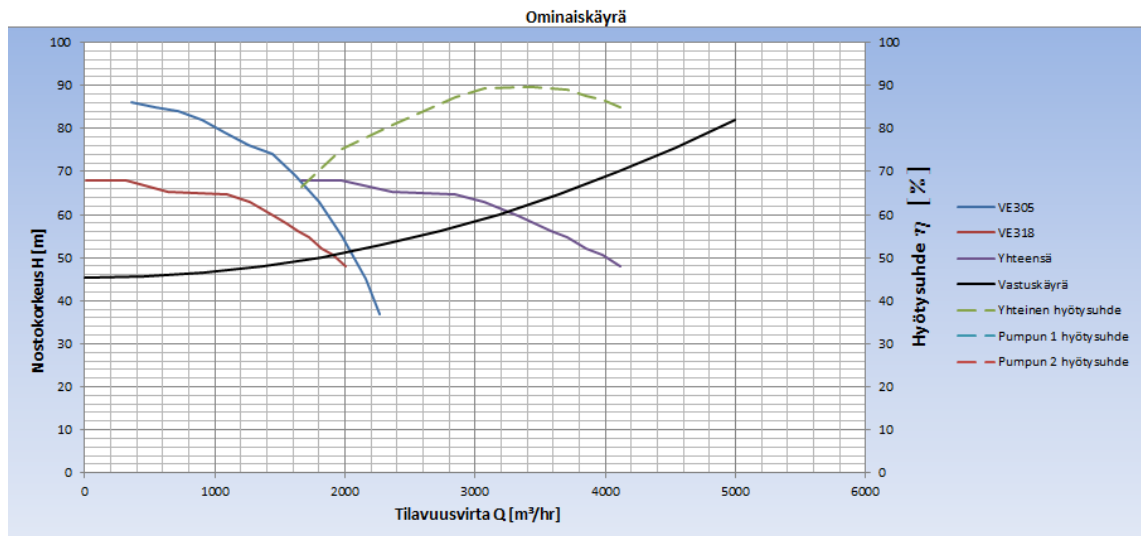
Tutkitaan mallin avulla aluksi tilannetta, jossa pumpaamosta 1 pumpataan kaikki tehdasalueella tarvittava merivesi. Kuten aiemmin määriteltiin laskenta-arvoiksi, alkupeäinen pumpaamolta 1 tarvittava tilavuusvirta on  $2200 \text{ m}^3/\text{h}$  ja tehtaalla tarvittava paine on 4 bar. Pumpaamon 2 tilavuusvirta kesällä on  $2147 \text{ m}^3/\text{h}$  noin 2,8 bar paineella. Tämä tarkoittaa, että haluttu paine tehtaiden päässä putkistoa on 4 bar suuremman kuluttajan (T2) mukaisesti ja yhteenlaskettu tilavuusvirta on  $4347 \text{ m}^3/\text{h}$ . Järjestelmän vastuskäyrällä voidaan määrittää virtausvastus putkistossa näillä arvoilla ja olettamalla, että mittauspiste tehtaalla T2 on lähellä venttiilejä ja näin sitä voidaan käyttää vastuskäyrän määrittämiseen. Arvot ovat samat kuin aiemmin vastuskäyrää määritettäessä, eli tilavuusvirralla  $2200 \text{ m}^3/\text{h}$  paine on tehtaalla 4 bar, mittauspisteiden välinen korkeusero on  $4,75 \text{ m}$  ja pumpaamon painemittarin näyttämä on 5,2 bar. Ensimmäisen mittauspisteen ja merenpinnan välinen korkeus on  $0,9 \text{ m}$ .



**Kuvaaja 44.** Vastuskäyrän piste tilavuusvirralla  $4347 \text{ m}^3/\text{h}$  pumpaamossa 1.

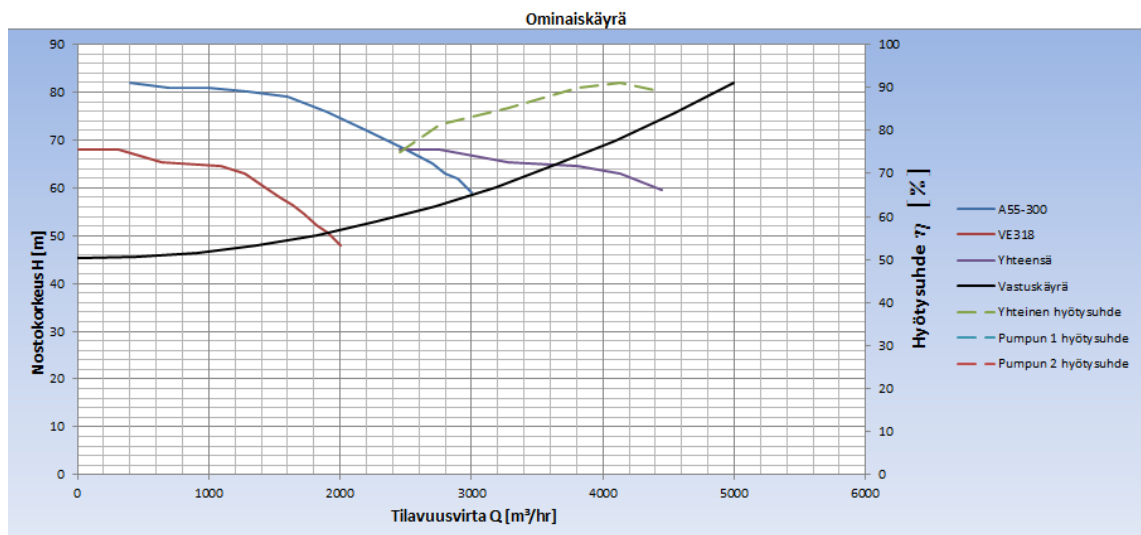
Kuvaajasta 44 huomataan, että pumppujen yhteenlaskettu tuotto pitäisi siis olla tuo  $4347 \text{ m}^3/\text{h}$  nostokorkeudella  $73 \text{ m}$ , jotta pystyttäisiin haluttu määrä pumpaamaan put-

kistoa pitkin tehtaille. Tarkastellaan, mitä nykyisillä pumpuilla VE305 ja VE318 pystytään pumpaamaan enimmillään, eli kun pumpun VE318 asetus on 100 % (1200 rpm).



**Kuvaaja 45.** Pumppaamon 1 maksimituotto pumpuilla VE305 ja VE318.

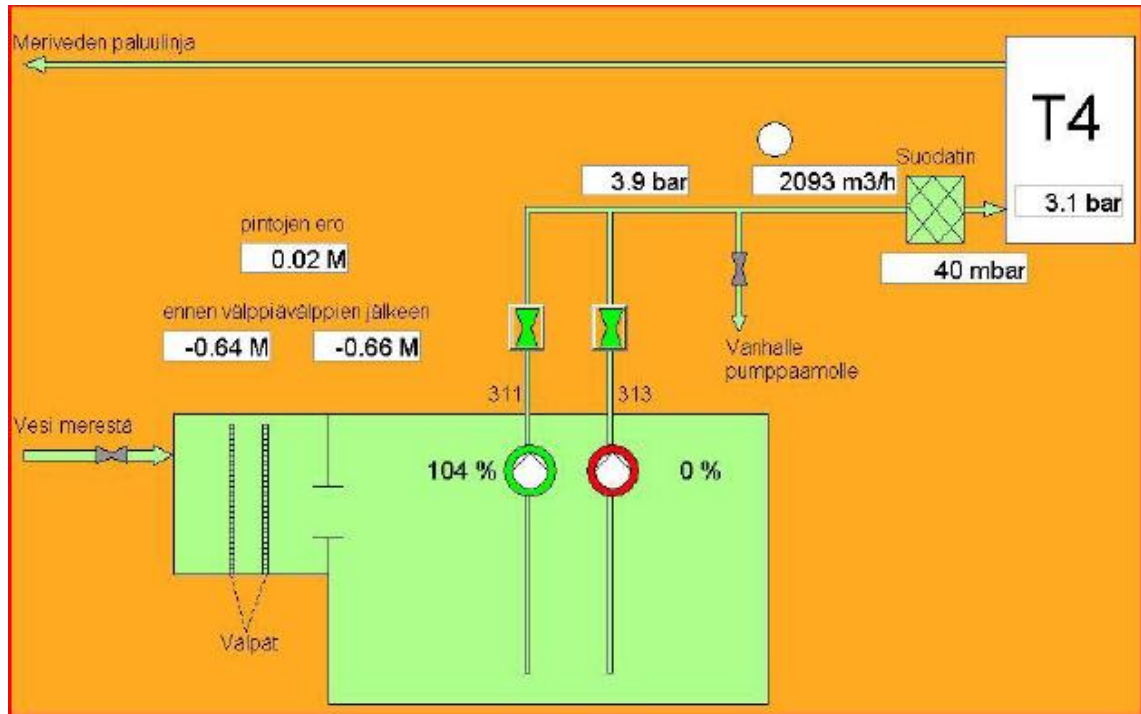
Kuvaajasta 45 huomataan, ettei nykyisillä pumpuilla pystytä pumpaamaan kuin noin 3200 m³/h tilavuusvirta pumppujen ollessa täydellä teholla. Lisäksi pitää muistaa, ettei pumpun VE305 kapasiteetti ole todellisuudessa simulointimallin antama, vaan sen kapasiteetti on heikentynyt. Jos uudeksi pumpuksi hankittaisiin esimerkiksi Sulzerin pumppu A55-300, saataisiin tilavuusvirtaa kasvatettua jonkin verran.



**Kuvaaja 46.** Pumppaamon 1 maksimituotto pumpuilla VE318 ja A55-300.

Saatu tilavuusvirta olisi siis noin 3600 m³/h. Sekään ei silti ole tarvittava määrä ja tätä suuremmat pumput ovat mahdollisesti jo energiatehokkuudeltaan heikompia normaaliin tarpeeseen suuren kapasiteettinsa takia.

Tarkastellaan vielä tilannetta, jossa pumppaamon 2 pumpuilla pumpattaisiin molempien typpihappotehtaiden tarvitsema jäähdytysvesi. Kulutus olisi sama kuin aiemmassa tilanteessa eli 4347 m<sup>3</sup>/h 4 barin paineella. Tässä oletus täytyy tehdä, että T4 tehtaan painemittari on lähellä venttiilejä, koska se on lähin mittauspiste tällä järjestelmällä venttiili-kaivoja. Koska nyt paineen tehtaanpäässä on oltava 4 bar tehtaan T2 mukaan, pitää se ottaa huomioon määrittäessä vastuskäyrää. Alkuarvot saadaan valvontaohjelman näytöstä (kuva 18), joka on kaapattu näytöltä aiemmin.



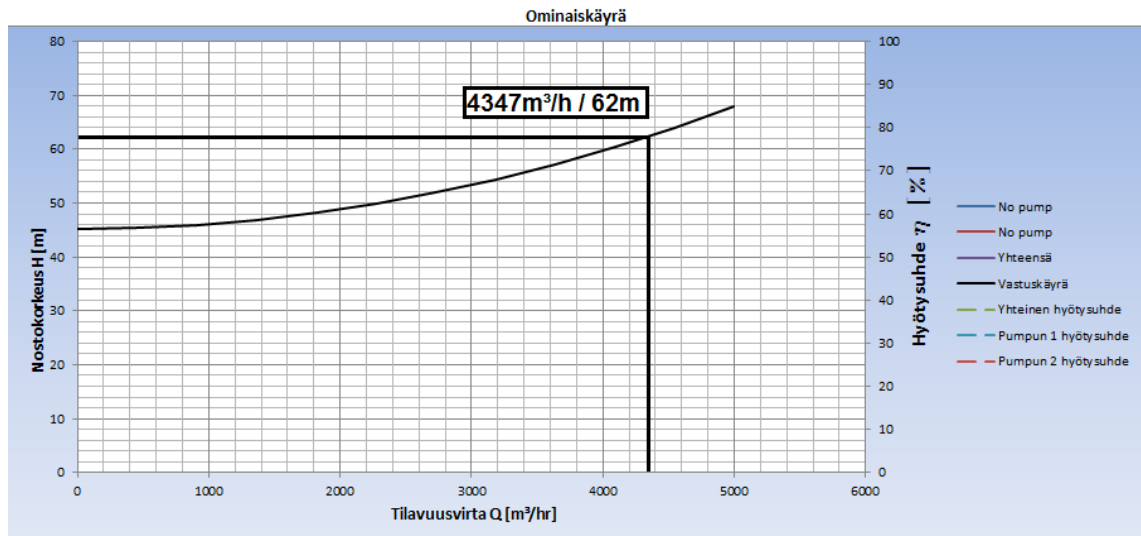
**Kuva 18.** Tilanne valvontaohjelman perusteella. [15]

Tästä nähdään, että paine ero tilavuusvirralla 2093 m<sup>3</sup>/h on

$$\Delta p = 3,9 \text{ bar} - 3,1 \text{ bar} = 0,8 \text{ bar}$$

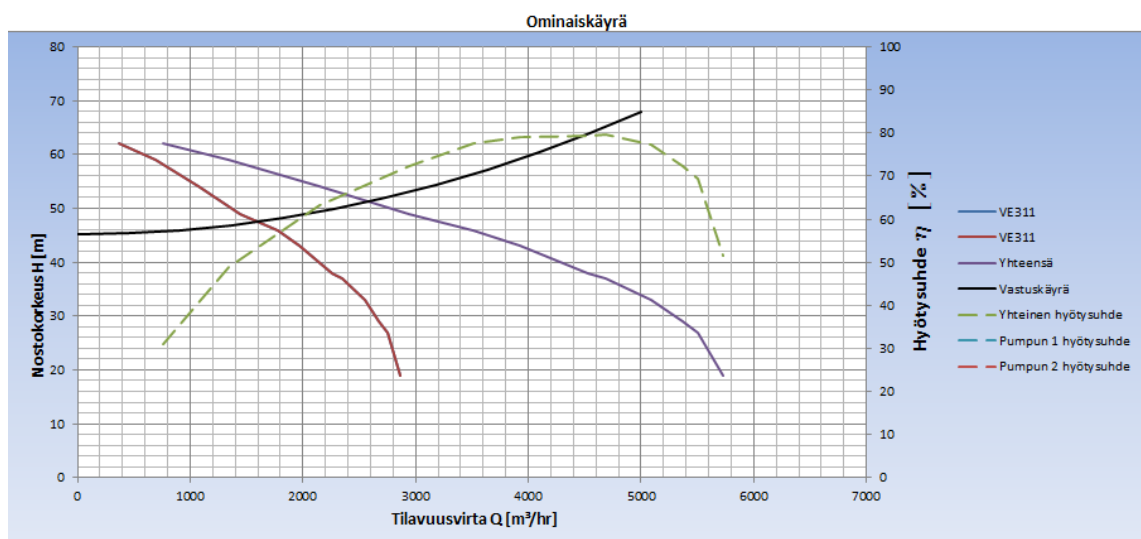
Paine-eron lisäksi tarvitaan mittauspisteiden korkeusero. Näiden mittauspisteiden välinen korkeusero on 3,95 m [Liite 9] ja pumppaamon mittauspisteiden korkeus meren pinnasta on 1,7 m. Nyt voidaan alkuarvoiksi määrittää paineeksi tehtaalla 4 bar ja paineeksi pumppaamolla tulee tuo aiemmin laskettu paine-ero, joka muodostuu mittauspisteiden korkeuserosta sekä putkiston virtaushäiriöistä. Pumppaamon paineeksi asetetaan näin ollen 4,8 bar. Nyt voidaan laskea vastuskäyrä simulointimallin avulla järjestelmälle ja saadaan kuvaajan 47 mukainen tulos.





**Kuvaaja 47.** Vastuskäyrän piste tilavuusvirralla 4347 m<sup>3</sup>/h pumppaamossa 2.

Pumppaamon 2 pumppujen tuoton pitäisi siis olla 4347 m<sup>3</sup>/h 62 m nostokorkeudella. Kun molempia pumppuja käytetään täydellä kapasiteetilla, nähdään mikä on pumppaamon maksimikapasiteetti.



**Kuvaaja 48.** Pumppaamon 2 maksimituotto pumpuilla VE311 ja VE313.

Kuvaajasta 48 nähdään, että pumppujen VE311 ja VE313 yhteinen maksimikapasiteetti on noin 2600 m<sup>3</sup>/h, joten pumpuilla ei pystytä pumppaamaan läheskään tarvittavaa tilavuusvirtaa.

Tarkasteluista huomataan, ettei kumpaakaan pumppaamoa pystytä käyttämään yksin koko tehdasalueen tarpeisiin näillä alkuarvoilla. Jos joitain arvoja pystytään muokkaamaan tehtaan henkilökunnan puolesta, voi pumput riittää tarvittavan kapasiteetin tuottoon, mutta näillä alkuarvoilla pumput eivät riitä. Tässä on kuitenkin esitelty yksi tapa tutkia kapasiteetin riittävyyttä.

## 7. YHTEENVETO

Työssä tehdyn simulointimallin avulla pystytään simuloimaan pumppaamojen toimintaa vaikuttamatta tuotannon aikana itse pumppuihin. Näin saadaan hyvä kuva pumppaamon toiminnasta ja pystytään suunnittelemaan esimerkiksi uuden pumpun hankintaa. Kuitenkin simulointimallin luotettavuuden parantamiseksi tulisi kaikkien pumppujen ominaiskäyrät määrittää kokeellisesti, kun ne nyt ovat suoraan pumppujen mukana tulleilta datalehdiltä. Mallin tekovaiheessa toimivuutta ei voitu myöskään todentaa käytännössä jatkuvan tasaisen pumppaustarpeen vuoksi. Tämän takia, jos mallissa on virheitä, niitä ei voitu tarkastella tarkemmin. Kaikki laskut on kuitenkin tehty affiniteettiäytälöitä käyttäen, joten virheiden mahdollisuus mallissa on vähäistä.

Luotettavuus pumppaamoissa saadaan nousemaan automatisoimalla jokaisen pumpun ohjaus niin, että pumppuja pystytään operoimaan valvomosta. Näin saadaan käynnistysaikoja lyhyemmiksi ja esimerkiksi pumpun vikaantuessa tehtaiden meno pikasulkuun saadaan estettyä. Lisäksi pumppujen käyntiä tulee tarkkailla sähkömoottorien lämpöä sekä pumpun yleistä käyntiä seuraamalla ja pumppujen voitelusta on pidettävä huolta.

Energiatehokkuuteen pumppaamossa 1 voidaan vaikuttaa pumppujen mitoituksella sekä taajuusmuuttajia käyttämällä. Helpoin ja energiatehokkain tapa muuttaa pumpun tuottoa on tässä tapauksessa kierrosnopeuden muutosmahdollisuus sen jälkeen, kun pumpun mitoitus on tehty kunnolla. Uuden pumpun hankinnassa on otettava huomioon pumpun tyyppi (uppesäpumppu / itseimevä vaakatasoon asennettava pumppu) sekä se, että pumpulla pystyttäisiin pumppaamaan tarvittaessa koko pumppaamolta 1 vaadittu kapasiteetti yksin. Työssä laskettiin erilaisia vaihtoehtoja pumppauskapasiteetin saavuttamiseksi ja niistä on kerätty tiedot taulukkoon 10.

**Taulukko 10.** Yhteenveto mahdollisista pumppukombinaatioista.

Pumppu/pumput	Teho [kW]	Aika [h]	Hinta[€/kW]	Kokonaishinta [€]
2kpl VE318	355	8760	0,04	124392
VE307 ja VE318	359			125794
VE318	365			127896
A55-300 ja VE318	378			132451
VE308 ja VE318	440			154176
VE305 ja VE318	450			157680

Kuten taulukosta 10 nähdään, pumpun mitoituksella voidaan saada jopa yli 30 000€ säästöt vuositasolla. Tämä laskettu esimerkissä käytetyn sähkön hinnan 4sent / kWh sekä oletuskulutuksen kanssa.

Pumppaamossa 2 energiatehokkain tapa olisi lisätä taajuusmuuttajat pumppuille VE311 ja VE313. Näin pystyttäisiin saavuttamaan pumppujen maksimihyötysuhde (80%) kummallakin, kesä- ja talviasetuksella. Pumppujen hyötysuhde ei ole yhtä hyvä kuin nykyaikaisilla pumppuilla kuten taulukosta 11 nähdään.

*Taulukko 11. Pumppujen energiankulutus 80% ja 90% hyötysuhteella vuodessa.*

Pumppu	Teho talvi [kW]	Teho kesä [kW]	Aika talvi [kk]	Aika kesä [kk]	Tunteja kuukaudessa	Hinta / kWh [€]	Energian hinta vuodessa
90 %	159	241	8	4	720	0,04	64367
80 %	180	270					72576

Taulukosta 11 kuitenkin huomataan, ettei säästö vuositasolla välttämättä ole niin paljon, että kannattaisi pelkästään energiankulutuksen takia ostaa uutta pumppua. Laskelma kannattaa tosin pitää mielessä jos uuden pumpun hankinta tulee joskus kyseeseen. Pumppaamon pumppuja tarkasteltiin työssä myös ajatuksella, että niitä käytettäisiin rinnan, mutta tämä ratkaisu heikentää hyötysuhdetta ja näin energiatehokkuutta. Tästä syystä tällaista vaihtoehtoa ei suositella.

Pumppaamon 3 pumppua ei ole aikoihin käytetty, eikä tarkasteluiden jälkeen ole tarvetta käyttää jatkossakaan. Sen ominaiskäyrät ovat sellaisia, ettei sitä voida tehokkaasti käyttää muissa pumppaamoissa eikä sille ole tällä hetkellä tarvetta sen nykyisessä paikassa, joten sen käyttö on jatkossakin olematonta.

Merivesilinjojen suunnittelu on tehty siten, että kummastakin pumppaamosta voitaisiin pumpata kaikkien tehtaiden vaatima jäähdytysvesitarve. Kuitenkin tarkasteluista selvisi, ettei kummassakaan pumppaamossa ole niin suuria pumppuja, että niillä pystyttäisiin koko kapasiteetti pumppaamaan yksin. Koko jäähdytystarpeen pumppaus nostaa tilavuusvirtaa niin korkeaksi, että virtausvastushäviöt putkistoissa kasvavat liian suuriksi.

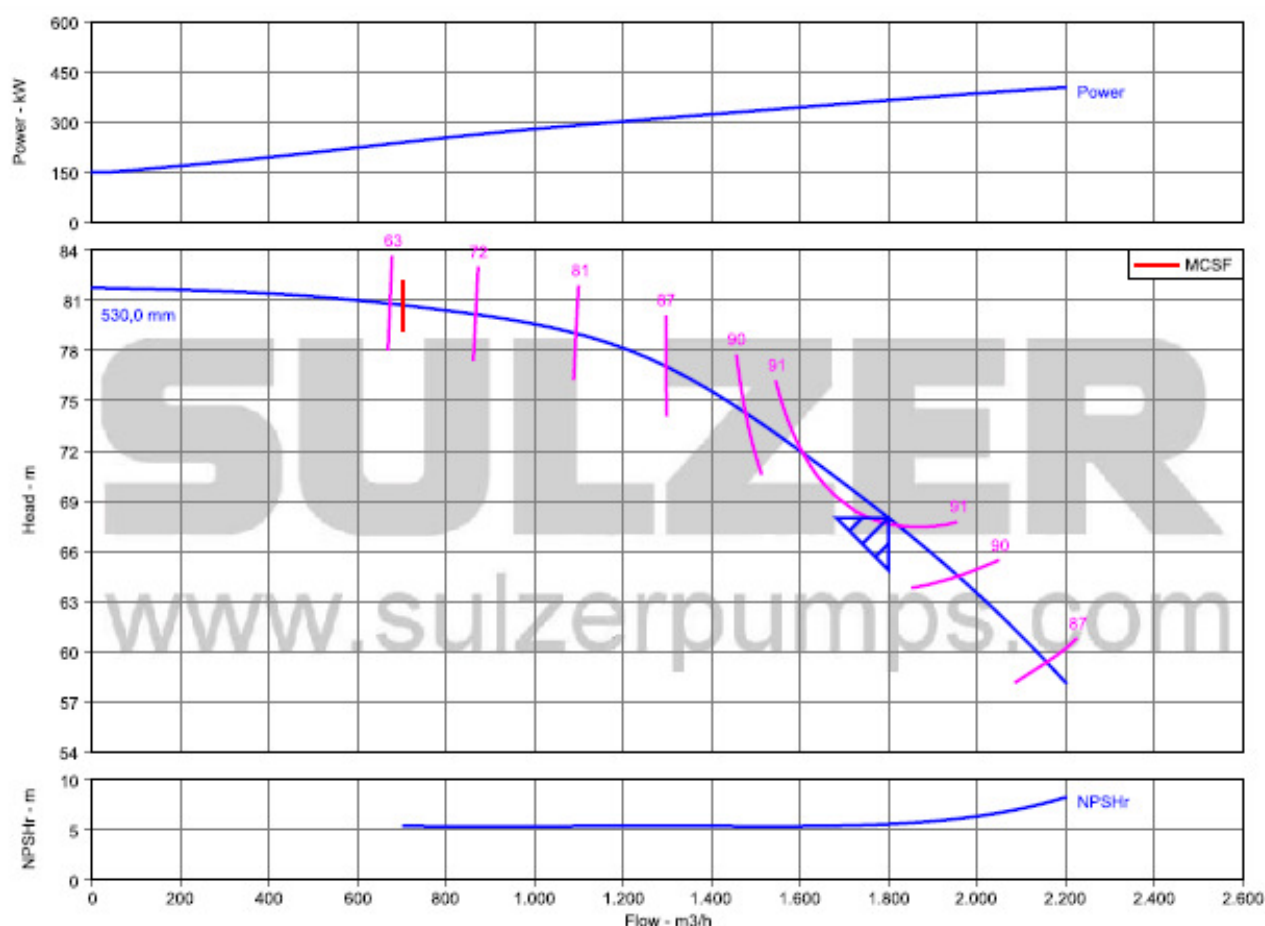
Työssä tehdyt tarkastelut on tehty tiettyjä oletuksia käyttäen, mutta pääasiassa tässä on näytetty mihin tehtyä simulointimallia voidaan käyttää.

## LÄHTEET

- [1] Keskustelut Yaran tuotantoinsinööri Heikki Lehdon kanssa vuonna 2014.
- [2] Keskustelut Yaran työsuunnittelija Jyrki Metsä-Tokilan kanssa vuonna 2014.
- [3] Googlemaps. [WWW] [Viitattu 10.12.2014]  
<https://maps.google.fi/maps?output=classic&dg=brw>
- [4] PI-kaavio merivesiputkisto. Piirros nro. 446564E1. Yara.
- [5] Yaran Uudenkaupungin tehtailla käytössä oleva SAP-järjestelmä.
- [6] Powerpoint esitys. Pumppauskohteiden ratkaisuja itseimevillä AUP pumpuilla. Sulzer pumps. 8 s.
- [7] Merivesipumpun käyttöohje. Rikkihappo Oy Uudenkaupungin tehtaat. Yara. 1s.
- [8] Pitkänen, R. Prosessiteollisuuden keskipakopumput. Insko, Julkaisu 48-88.
- [9] Horo, K., P. 1992. Keskipakopumppuihin liittyviä peruskäsitteitä sekä erilaiset sää-  
tötavat. Tampereen Teknillinen Yliopisto, Pumppaustekniikka. 22 s.
- [10] Nilsson, E., P.1978. Keskipako- ja potkuripumppujen teoriaa. Tampereen Tek-  
nillinen Yliopisto, Pumppaustekniikka. 10 s.
- [11] Pegert, G., P.1978. Viskositeetin vaikutus pumpun ominaiskäyriin. Tampereen Tek-  
nillinen Yliopisto, Pumppaustekniikka. 4s.
- [12] Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M., P. 2002. Hydrauliiikan perusteet. 3.-4. pai-  
nos. Vantaa, WSOY. 354 s.
- [13] Sarvanne, H., Borg, H., P. 1979. Sarlin uppopumppukirja. Tampereen Teknillinen  
Yliopisto, Pumppaustekniikka. 9s.
- [14] Wirtzenius, A., P. 1969. Keskipakopumput. Tampere, Kustannusyhtymä. 323 s.
- [15] Yaran Uudenkaupungin tehtailla käytössä oleva valvontaohjelma
- [16] Pumppaamon 1 mittapiirustus. Piirros nro. 446298E1. Yara.
- [17] Lehtonen, E., Kandidaatin työ 2014. Merivesipumppaamon käyttövarmuuden  
parantaminen. Tampereen Teknillinen Yliopisto. 27s.

### Pump Performance Datasheet

Customer	:		Sulzer Reference ID	:	
Inquiry Number/ID	:		Type / Size	:	A53-250-LM O
Item number	:		Stages	:	1
Service	:		Based on curve number	:	K51020 Rev 1
Quantity	:	1	Date of Last Update	:	10 Feb 2011 19:07
<b>Operating Conditions</b>			<b>Liquid</b>		
Flow, rated	:	1.800,0 m <sup>3</sup> /h	Liquid type	:	Water
Differential head / pressure, rated (requested)	:	68,00 m	Additional liquid description	:	
Differential head / pressure, rated (actual)	:	68,00 m	Solids diameter, max	:	0,00 mm
Suction pressure, rated / max	:	0,00 / 0,00 bar.g	Temperature, max	:	20,00 deg C
NPSH available, rated	:	Ample	Fluid density, rated / max	:	0,998 / 0,998 kg/dm <sup>3</sup>
Frequency	:	50 Hz	Viscosity, rated	:	1,00 cSt
<b>Performance</b>			<b>Vapor pressure, rated</b>		
Speed, rated	:	1.319 rpm	: 0,02 bar.a		
Impeller diameter, rated	:	530,0 mm	<b>Material</b>		
Impeller diameter, maximum	:	530,0 mm	Material requested	:	Auto
Impeller diameter, minimum	:	420,0 mm	Material selected	:	41 / J0265 ASTM A890 3A - Duplex SS
Efficiency	:	91,09 %	<b>Pressure Data</b>		
NPSH required / margin required	:	5,58 / 0,00 m	Maximum casing/bowl working pressure	:	8,00 bar.g
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	:	1.945 / 13.180 US Units	Maximum allowable working pressure	:	16,00 bar.g
MCSF	:	700,7 m <sup>3</sup> /h	Maximum allowable suction pressure	:	16,00 bar.g
Head, maximum, rated diameter	:	81,75 m	Hydrostatic test pressure	:	24,00 bar.g
Head rise to shutoff	:	20,22 %	<b>Driver &amp; Power Data</b>		
Flow, best eff. point (BEP)	:	1.712,0 m <sup>3</sup> /h	Driver sizing specification	:	Rated power
Flow ratio (rated / BEP)	:	105,14 %	Margin over specification	:	0,00 %
Diameter ratio (rated / max)	:	100,00 %	Service factor	:	1,00
Head ratio (rated dia / max dia)	:	100,00 %	Power, hydraulic	:	332 kW
Cq/Ch/Ce [ANSI/HI 9.6.7-2004]	:	1,00 / 1,00 / 1,00	Power, rated	:	365 kW
Selection status	:	Acceptable	Power, maximum, rated diameter	:	404 kW
			Minimum recommended motor rating	:	375 kW / 503 hp



Uusitalan 2 Merivesipumpun k ogret



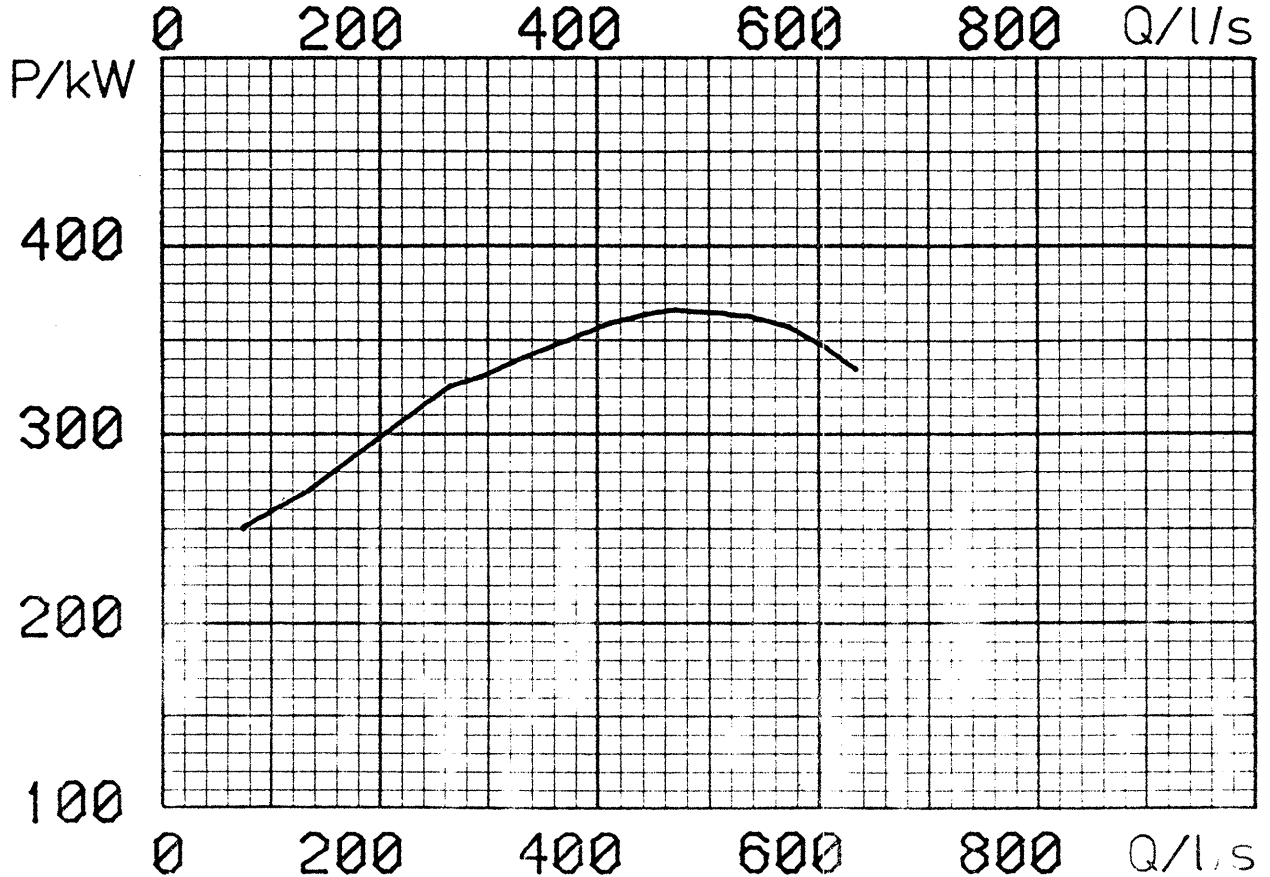
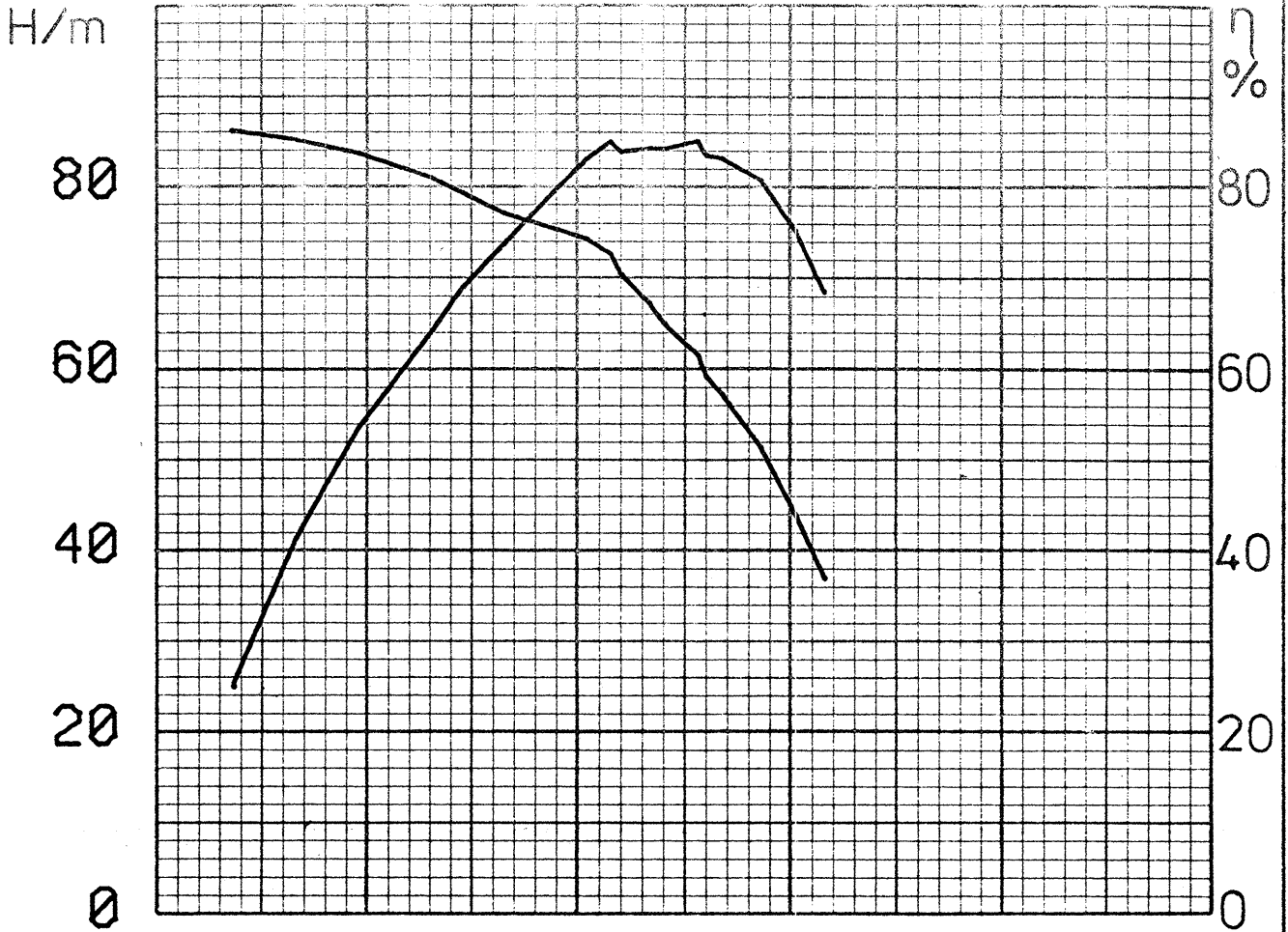
3PRS-50

VE305/PUM052

Z-60051

88-10-5

n = 980 1/min 280530 496/464

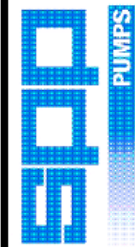


Varapainevirustus 431605-4  
Mittopainevirustus 431604-4

# PUMP TEST CERTIFICATE

## SPP Pumps Limited

Theale Cross, Pincents Lane, Calcot, Reading, RG31 7SP. UK



Sales Order No 9640009 Line No A 1 Type of test: Production Test	Pump Type GL14W Serial No 9640009/A 1/A Test No 1	Nominal Inlet Dia.: 100 Nominal Outlet Dia.: 400 No. of Stages: 1	Page 1 of 4
Customer: IRISH FERTILIZER INDUSTRIES			
Application			
Other Job Data:			
Job Liquid: SEA WATER Density S.G. 1.03 Viscosity cSt Liq. Temp degC	Site Duty Additional Duties Test Duty		
Speed rpm: 1480.00 Flow m3/hr 2250.00 Head m 37.25 Efficiency %: 79.00 Power kW 295.00 NPSH m	1 2		
<b>Driver:</b> Type Electric Motor Contract Motor Manufacturer Test Motor Type M8 Serial No Rated Output Volts F.L. Amps Phase/Freq. 3/50 F.L. Speed			
Test Standard: BS 5316 Part 2:1977 Class B Additional Specifications: None Additional Requirements:			
Tested by: J.JONES		Witnessed by:	
		for:	
		Certified:	
		Test Date: 26/01/1999	

**Impeller Details:**

Figure No.	2
D1	450
D3	
D4	
D5	
E	7.5
T	
T1	
R	
R1	
L	

**Test Conditions:**

Test Location:	Open
Rig Type:	WATER
Test Liquid:	18
Liq Temp degC	1
SG	0
Amb Temp	990
Bar. Pressure mbar	
Inlet Pipe dia r	400
Outlet pipe dia mm	
Outlet gauge datum mm	1150
Inlet sub	Yes

**Instruments:**

Flow Meter	F37 °o	Units	l/s
Inlet Head	°o		m
Outlet Head	MW12 °o		m
Wattmeter	W6 °o		kW
Voltmeter	V6 °o		V
Ammeter	A6 °o		A
PF Meter	None		
Freq Meter	None		
Tachometer	78 °o		rpm

Hydrostatic Test Press: 13 bar

TAD Code: NNSXN

# PUMP TEST CERTIFICATE



SPP Pumps Limited

Theale Cross, Pirncents Lane, Calcot, Reading, RG31 7SP. UK

Sales Order No 9640009  
 Line No A 1  
 Pump Type GL14W  
 Serial No 9640009/A 1/A  
 Test No 1

Type of test: Production Test  
 Page 2 of 4

Nominal Inlet Dia.:		Nominal Outlet Dia.:		No. of Stages:	
100		400		400	
Customer: IRISH FERTILIZER INDUSTRIES		Cust. Order No:			
Application		Cust. Item No:			

	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Flow</b>	804.00	770.00	752.00	715.00	658.00	632.00	551.00	498.00
Outlet Head	13.20	22.40	24.20	28.60	33.30	34.90	41.00	44.20
Velocity Head Corr.	2.09	1.91	1.83	1.65	1.40	1.29	0.98	0.80
Gauge Position Corr.	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
Head Loss	2.98	2.73	2.61	2.36	2.00	1.84	1.40	1.14
<b>Total Head</b>	<b>19.42</b>	<b>28.20</b>	<b>29.78</b>	<b>33.76</b>	<b>37.84</b>	<b>39.18</b>	<b>44.53</b>	<b>47.29</b>
Volts	3235.00	3202.00	3241.00	3242.00	3208.00	3208.00	3211.00	3217.00
Amps	63.50	64.50	65.50	65.40	65.00	65.50	64.80	63.50
Power factor								
Frequency								
Motor Input	311.00	313.00	320.00	322.00	320.00	317.80	313.00	305.20
Motor Output	296.03	297.90	304.46	306.34	304.46	302.40	297.90	290.59
Drive Loss								
<b>Pump Power Input</b>	<b>296.03</b>	<b>297.90</b>	<b>304.46</b>	<b>306.34</b>	<b>304.46</b>	<b>302.40</b>	<b>297.90</b>	<b>290.59</b>
Shaft Speed	1495	1489	1497	1494	1493	1492	1492	1492
Data translated to 1480.00 rpm and duty S.G.								
Flow	2865.36	2755.25	2676.46	2549.88	2348.17	2256.90	1967.65	1778.38
Total Head	19.03	27.86	29.11	33.13	37.19	38.55	43.82	46.54
Power Abs. S.G. 1.0	287.20	292.53	294.21	297.80	296.58	295.16	290.77	283.63
Power Abs SG 1.03	295.82	301.31	303.03	306.74	305.48	304.02	299.49	292.14
<b>Pump Efficiency</b>	<b>51.71</b>	<b>71.47</b>	<b>72.14</b>	<b>77.27</b>	<b>80.20</b>	<b>80.30</b>	<b>80.77</b>	<b>79.48</b>





# PUMP TEST CERTIFICATE

SPP Pumps Limited

Theale Cross, Pincents Lane, Calcot, Reading, RG31 7SP. UK

Pump Type GL14W

Serial No 9640009/A 1/A

Test No 1

Sales Order No 9640009

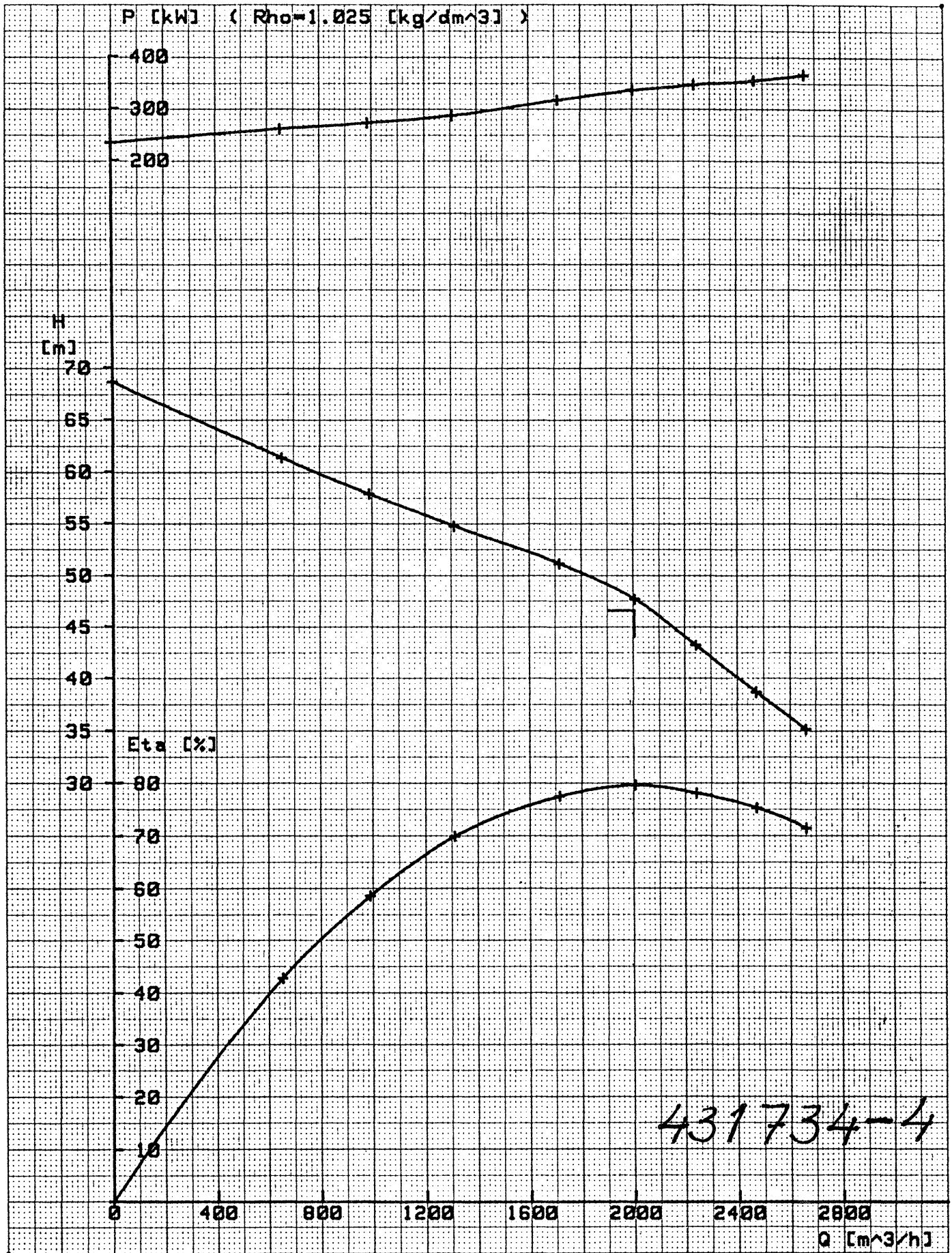
Line No A 1

Type of test: Production Test

Page 3 of 4

Customer:	IRISH FERTILIZER INDUSTRIES		Nominal Inlet Dia.:	100	Nominal Outlet Dia.:	400	No. of Stages:	1
Application			Cust. Order No:		Cust. Item No:			

Test Point Number.	9	10	11	12	13	14	15	16
<b>Flow</b>	405.00	300.00	196.00	103.00	0.00			
Outlet Head	47.90	54.30	59.00	62.80	66.50			
Velocity Head Corr.	0.53	0.29	0.12	0.03	0.00			
Gauge Position Corr.	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15			
Head Loss	0.76	0.41	0.18	0.05	0.00			
<b>Total Head</b>	<b>50.34</b>	56.16	<b>60.45</b>	64.03	<b>67.65</b>			
Volts	3212.00	3226.00	3222.00	3225.00	3218.00			
Amps	61.50	56.50	51.70	48.50	47.80			
Power factor								
Frequency								
Motor Input	293.50	271.50	240.30	224.00	218.00			
Motor Output	279.60	258.92	229.52	214.13	208.45			
Drive Loss								
<b>Pump Power Input</b>	<b>279.60</b>	258.92	<b>229.52</b>	214.13	<b>208.45</b>			
<b>Shaft Speed</b>	<b>1495</b>	1496	<b>1497</b>	1497	<b>1497</b>			
Data translated to 1480.00 rpm and duty S.G.								
Flow	1443.37	1068.45	697.59	366.59	0.00			
Total Head	49.33	54.96	59.09	62.59	66.12			
Power Abs. S.G. 1.0	271.27	250.70	221.79	206.91	201.43			
Power Abs SG 1.03	279.41	258.22	228.44	213.12	207.48			
<b>Pump Efficiency</b>	<b>71.50</b>	63.81	<b>50.63</b>	30.21	<b>0.00</b>			



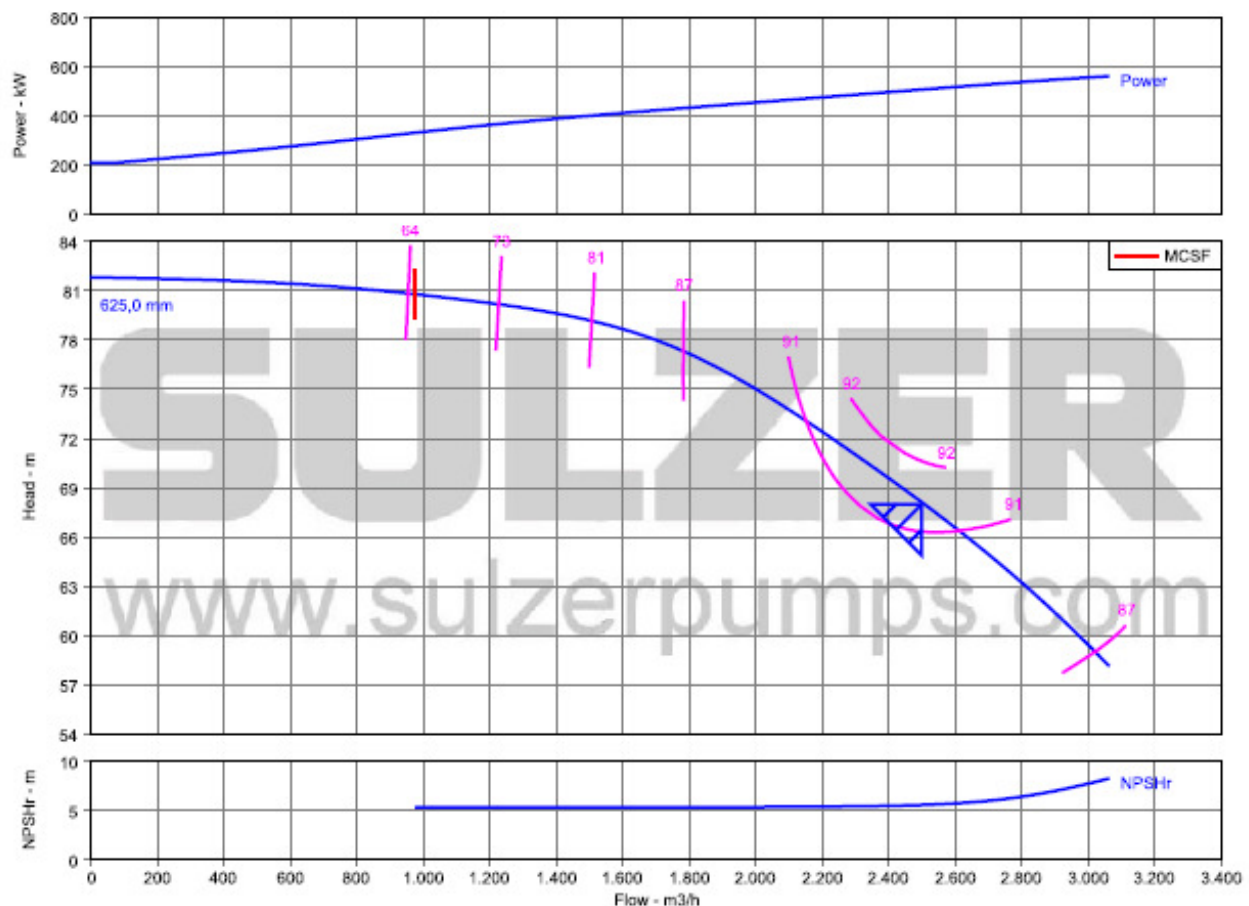
431734-4

Mittapiir. 433224-3

IMP, MACHIN.	511 013417	DIFF./CASING:	VE 308	WORKS NO.	826-715390
IMP, MODEL	610 37129A	MACHIN.	510 005319	CODE	Kemira
IMP, INDEX		MODEL	610 37122	TYPE	B24 B/1
IMP, MAX. DIA.	488/470	Alel.0/100p	A-CURVE	n =	1490 1/min
TRIMMED	450/430	<b>KSB</b>	BREMEN 20.04.1989	NO.	826-715390
IN/OUTLET			NAME	Vondraček	

### Pump Performance Datasheet

Customer :	Sulzer Reference ID :		
Inquiry Number/ID :	Type / Size : A55-300-LM O		
Item number :	Stages : 1		
Service :	Based on curve number : K52037 Rev 1		
Quantity : 1	Date of Last Update : 10 Feb 2011 18:14		
Operating Conditions		Liquid	
Flow, rated : 2.500,0 m <sup>3</sup> /h	Liquid type : Water	Additional liquid description :	
Differential head / pressure, rated (requested) : 68,00 m	Solids diameter, max : 0,00 mm	Temperature, max : 20,00 deg C	
Differential head / pressure, rated (actual) : 68,13 m	Fluid density, rated / max : 0,998 / 0,998 kg/dm <sup>3</sup>	Viscosity, rated : 1,00 cSt	
Suction pressure, rated / max : 0,00 / 0,00 bar.g	Vapor pressure, rated : 0,02 bar.a		
NPSH available, rated : Ample			
Frequency : 50 Hz			
Performance		Material	
Speed, rated : 1.119 rpm	Material requested : Auto	Material selected : 41 / J0265 ASTM A890 3A - Duplex SS	
Impeller diameter, rated : 625,0 mm			
Impeller diameter, maximum : 625,0 mm			
Impeller diameter, minimum : 495,0 mm			
Efficiency : 91,43 %			
NPSH required / margin required : 5,58 / 0,00 m			
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow) : 1,941 / 13.100 US Units			
MCSF : 974,9 m <sup>3</sup> /h			
Head, maximum, rated diameter : 81,82 m			
Head rise to shutoff : 20,32 %			
Flow, best eff. point (BEP) : 2.375,9 m <sup>3</sup> /h			
Flow ratio (rated / BEP) : 105,22 %			
Diameter ratio (rated / max) : 100,00 %			
Head ratio (rated dia / max dia) : 100,00 %			
Cq/Ch/Ce [ANSI/HI 9.8.7-2004] : 1,00 / 1,00 / 1,00			
Selection status : Acceptable			
	Pressure Data		
	Maximum casing/bowl working pressure : 8,01 bar.g	Maximum allowable working pressure : 16,00 bar.g	
	Maximum allowable suction pressure : 16,00 bar.g	Hydrostatic test pressure : 24,00 bar.g	
	Driver & Power Data		
	Driver sizing specification : Rated power	Margin over specification : 0,00 %	
	Service factor : 1,00	Power, hydraulic : 462 kW	
	Power, rated : 506 kW	Power, maximum, rated diameter : 560 kW	
	Minimum recommended motor rating : 550 kW / 738 hp		



**AHLSTRÖM**

2PRS-40

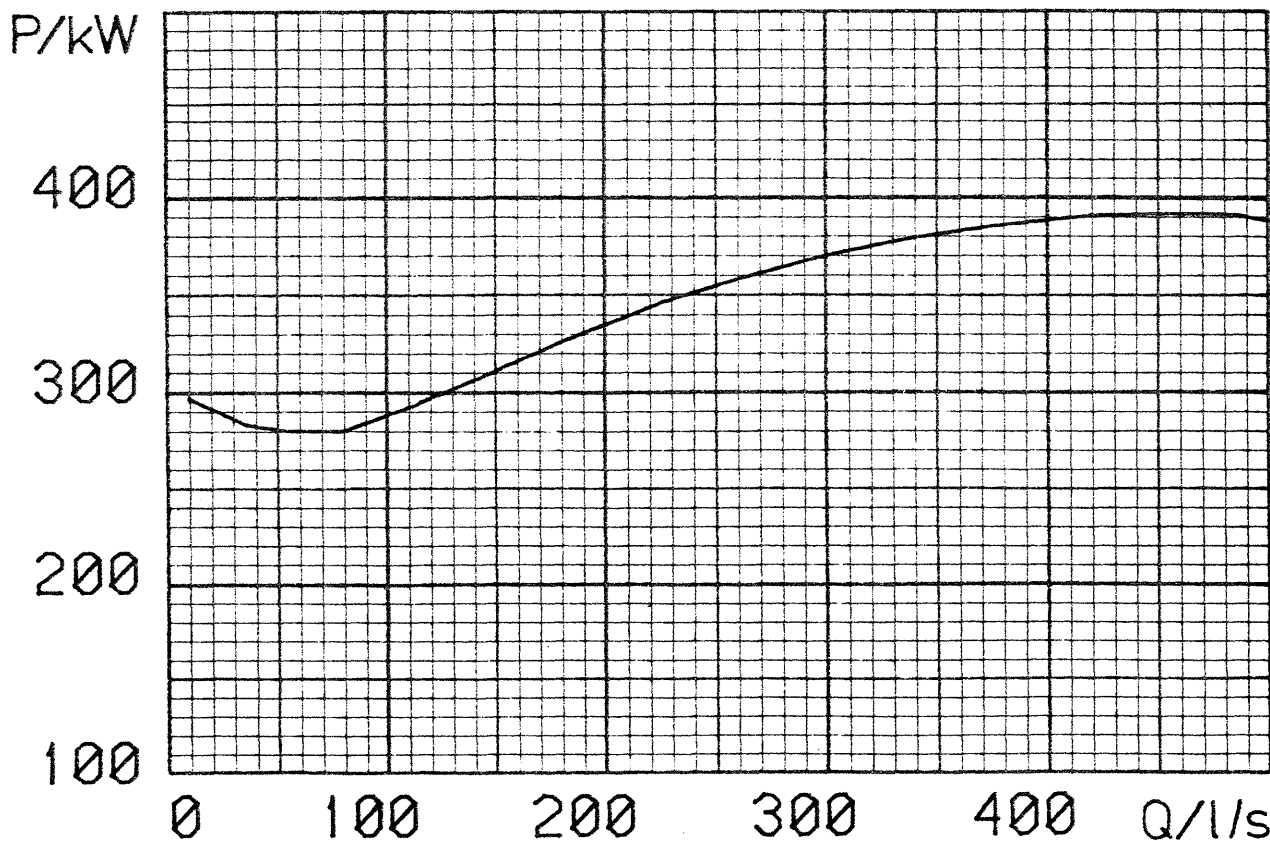
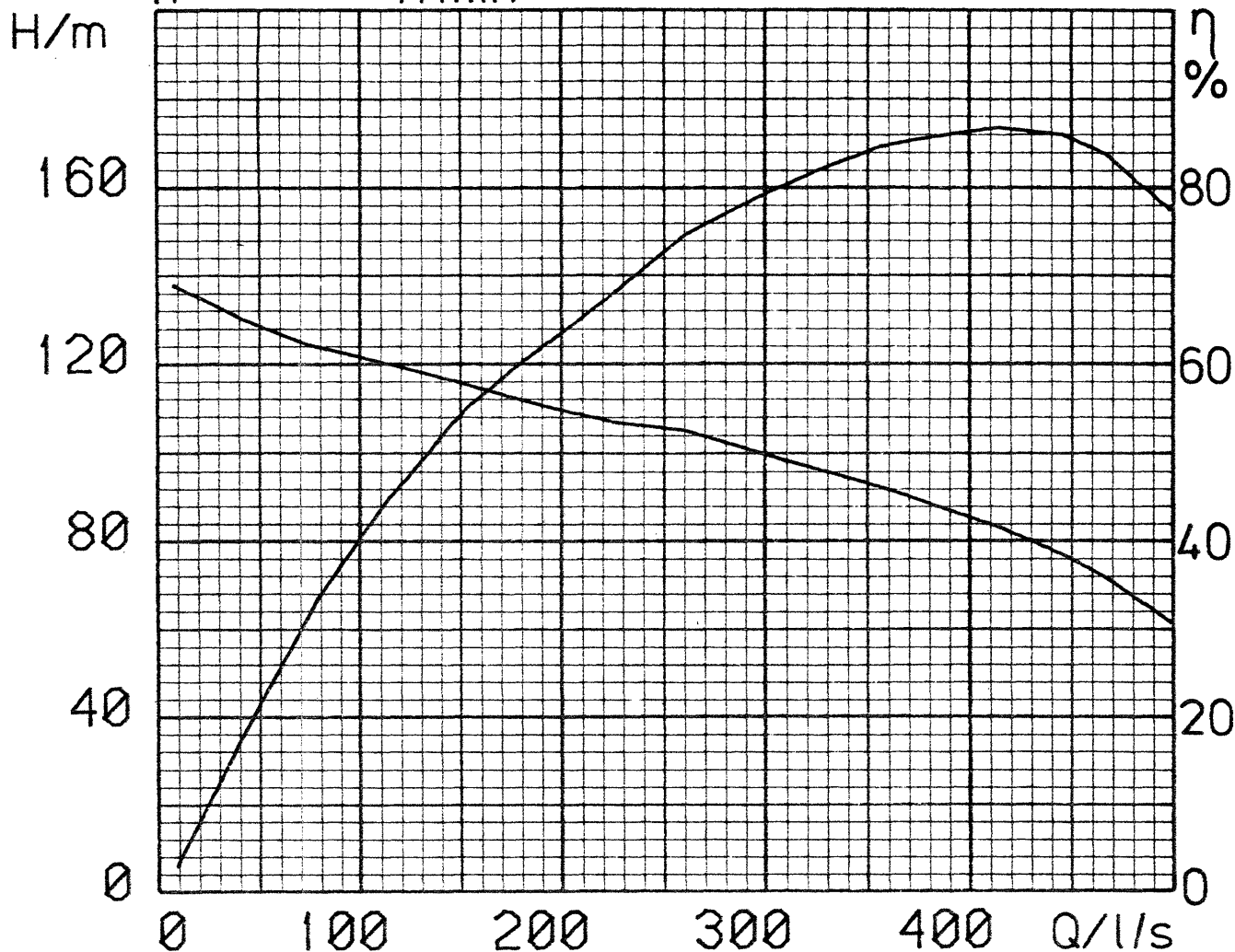
Z-46898

KARHULAN PUMPPUTEHDAS  
KARHULA PUMP FACTORY

*Ve, pos. 307*

83-7-19

$n = 1487$  1/min    250053    450/430



MITTAPIIRIUSTUS PIKO 425 396-4

PIKO 425 426-4



HANNO  
SMAALWOOD  
FLUXUS F 7407  
HANNO  
TOROI

21/8 2009



## FLUXUS F 7407 ULTRAÄÄNIVIRTAUSMITTARI

### MONISUORITTAJA - virtaus - energia - massavirtaus - nopeus

FLUXUS F 7407 on kiinteisiin asennuksiin tarkoitettu ultraäänivirtausmittari (lähetin). Laite toimii kulkuajakorrelaatioperiaatteella. Ultraääninen etenemisnopeus virtaavassa nesteessä muuttuu virtausnopeuden mukaan.

Anturit asennetaan putken päälle. Näin ne eivät kulu eivätkä vuoda. Ne voidaan asentaa nopeasti katkaisematta putkea tai aiheuttamatta keskeytyksiä prosessiin. Mittaus ei aiheuta painehäviöitä. Kemiallisesti aggressiiviset aineet eivät ole ongelma. Erikoismateriaaleja ei tarvita.

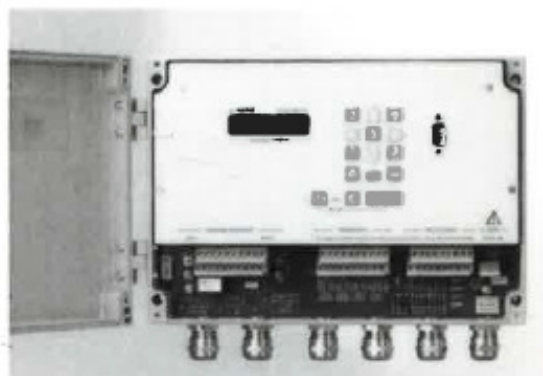
Edistyneen "dual- $\mu$ P"-tekniikan ja adaptiivisen signaalin käsittelyn ansiosta saadaan suuri määrä mittaustietoja. Näiden avulla FLUXUS F 7407 tuottaa vakaan ja luotettavan mittaustiedon myös hankalissa mittaolosuhteissa.

Operointi virtausmittarilla on tehty helpoksi selkeärakenteisen käyttäjäliittymän avulla. Tilinäytöstä käyttäjä pystyy näkemään mittaolosuhteet mittaushetkellä. Laite voidaan varustaa Flux-Data-tiedonkeräysohjelmistolla. Sen avulla mittaustiedot voidaan siirtää virtausmittarista PC:en, analysoida ja visualisoida mittaustietoja ja käsitellä tallennettuja tietoja.

FLUXUS F 7407 -lähettimien voidaan liittää neljä prosessituloa. Tulosuureita (esim. lämpötila tai paine) voidaan käyttää yhdessä Fluxuksen virtausmittauksen kanssa toisten parametrien laskentaan, esim. lämpömäärä tai massavirtaus.



Fluxus F 7407



FLUXUS F 7407, kansi avattuna

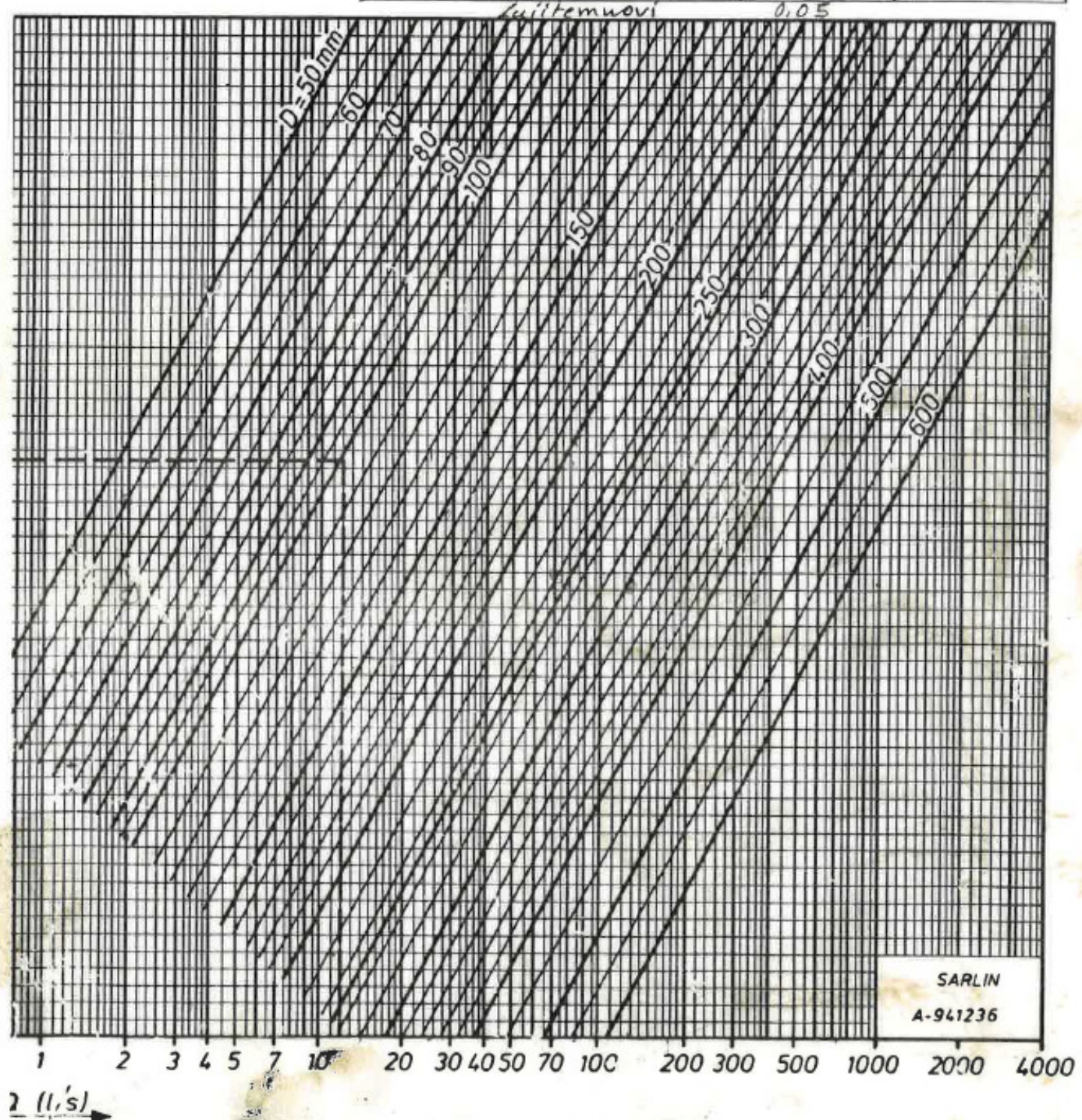
### OMINAISUUDET

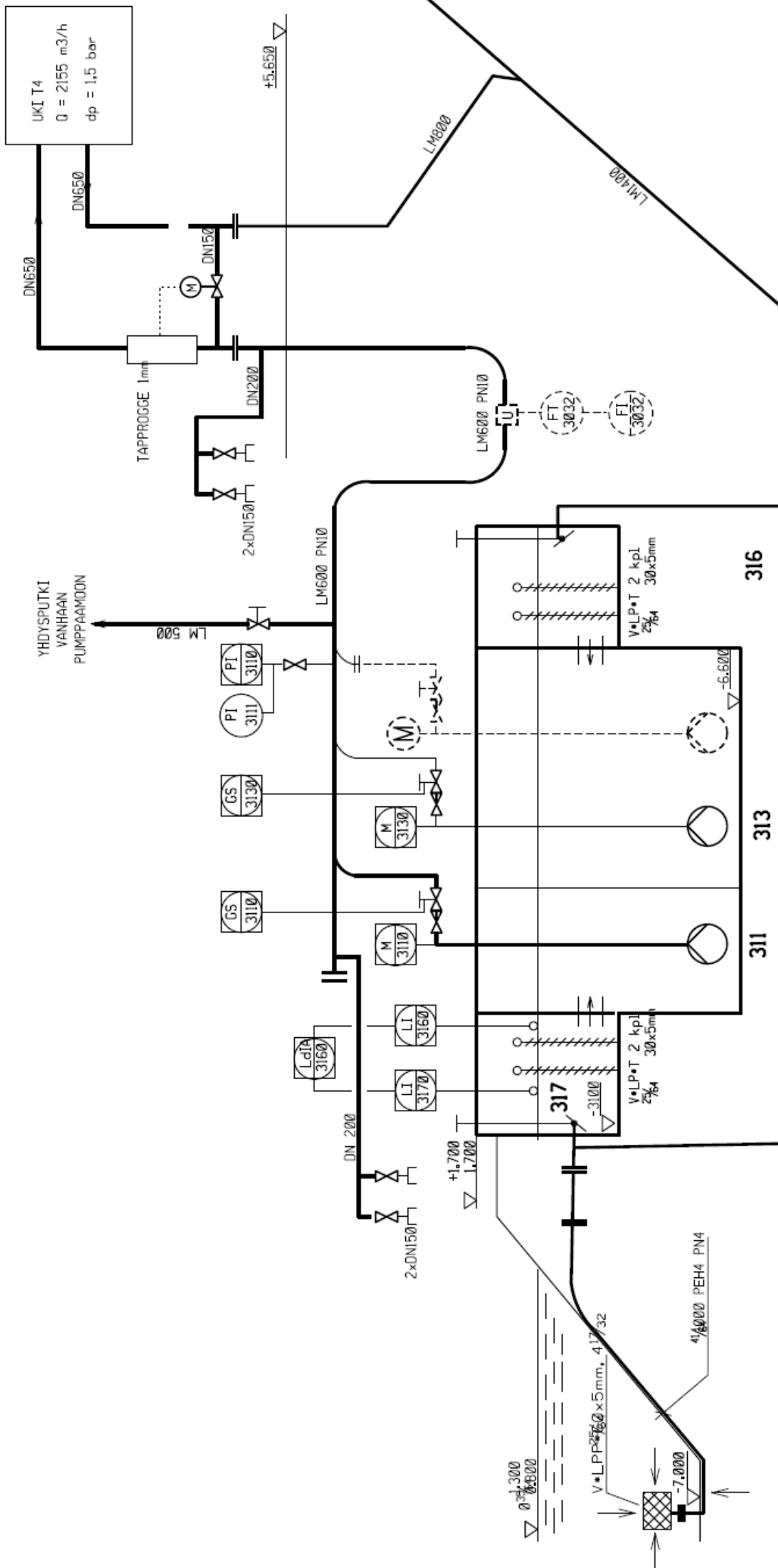
- Putken ulkopuolelta mittaava virtausmittari kiinteisiin asennuksiin
- 1 tai 2 kanavaa
- Uniikki dual- $\mu$ P / DPS -signaalinkäsittely
- Monipuolinen itsediagnostiikka
- Sisäänrakennettu energialaskenta ja määrälaskenta
- Tilavuus- ja massavirtaus, virtausnopeus, etenemisnopeus
- Energiamittaus, vesi, kylläinen höyry

MALLI AUTUO  
 2 Q 15-400 mm H<sub>2</sub>O  
 2 M 60-2500 mm H<sub>2</sub>O

## Pinnankarheuden(k) ohjearvoja

putkiaine	uusi putki k(mm)	vanha putki k(mm)
muovi	0,01	0,25
vedetty teräs	0,05	1,0
hitsattu teräs	0,1	1,0
vedetty haponkestävä teräs	0,05	0,25
hitsattu haponkestävä teräs	0,1	0,25
valurauta	0,25	1,0
sinkitty teräs	0,15	
asfaltoitu valurauta	0,12	
betoni	0,3...2,0	
asbestisementti	0,025	





PUMPUT: Q = 2250 l<sup>1</sup>/<sub>32</sub>/h  
 $\frac{1}{2}$ H = 37,25 mvp  
 P = 400 kW

**317** KARKESUODIN MERIVESIPUMPPU (V•LPP•)  
**311, 313**  
**316** MERIVEDEN IMUALLAS  
**317** MERIVESIPUTKI

P•JIVITETTY 11.03.04

 KEMIRA ENGINEERING OY	ENG. 1.12.2003 Kko DRAWN sko APPR.	CLIENT UKI /TYYPPIAPPOTEHDAS 4 PROJECT MERIVESIKAAVITO	DRAWING TITLE MERIVESIKAAVITO	REVIFILE DWG <b>443712E3</b>
	A3.DGN			