

Niko Myllyviita

# Sähkökäyttöisten keskipakotoimisten virtauslaitteiden energiatehokkaan mitoituksen, käytön ja ohjauksen suunnittelu

Opinnäytetyö  
Energiatekniikka

Elokuu 2016



<b>Tekijä/Tekijät</b>	<b>Tutkinto</b>	<b>Aika</b>
Niko Myllyviita	Insinööri AMK	Elokuu 2016
<b>Opinnäytetyön nimi</b>		65 sivua 12 liitesivua
Sähkökäyttöisten keskipakotoimisten virtauslaitteiden energiatehokkaan mitoituksen, käytön ja ohjauksen suunnittelu		
<b>Toimeksiantaja</b>		
Kymenlaakson Ammattikorkeakoulu		
<b>Ohjaaja</b>		
Lehtori Hannu Sarvelainen		
<b>Tiivistelmä</b>		
<p>Tässä opinnäytetyössä tutkittiin tarpeenmukaisen käytön vaikutusta sähkökäyttöisten keskipakotoimisten virtauslaitteiden energiankulutukseen. Samalla tutustuttiin mahdollisiin ongelmiin säädettävien sähkökäyttöjen asentamisessa ja käytössä. Työn tarpeen määritti sopivan kokonaisvaltaisen mallin puuttuminen.</p> <p>Työ on tehty Kymenlaakson Ammattikorkeakoulu Oy:n E-COOL-hankkeeseen. Hankkeessa käsitellään vaativaa tekniikkaa sisältävien kohteiden energiatehokkuutta. Kohteita on yhteensä 15 kappaletta ja niiden käyttötarkoitus vaihtelee teollisuudesta toimitorakennuksiin ja kunnallistekniikkaan. Tarkastelu suoritetaan edellä mainituissa kohteissa Virolahden kunnan omistamaan jäteveden pumppauslinjaan sekä Kymijoen Ravintopalvelut Oy:n kylmäkeittiön tulokoneeseen.</p> <p>Pohja-aineistona työhön on hyödynnetty saatavilla olevia kirjallisuuslähteitä, valmiita malleja sekä esimerkkikohteissa tehtyjä mittauksia. Valmis malli pätee yleistyksenä useimpiin oikosulkumoottori käyttöisiin keskipakopumppuihin sekä puhaltimiin. Malli on myös muunnettavissa kohde kohtaiseksi tarkasteluksi hyödyntämällä laitekohtaisia ominaisuuksia.</p> <p>Toisinaan virtauksen tarpeen arviointi on haastavaa ja malli tarjoaa työkalun määrittystä varten. Mallia varten tulee tietää määrittelyn perusteet. Perusteiden avulla saadaan määritettyä tarvittava virtaus sekä sähkönkulutus tarkasteluvälillä. Malli on helposti laajennettavissa myös koskemaan esimerkiksi ilmanvaihdon jälkilämmitys- tai jäähdytyspatterin energiankulutusta.</p> <p>Opinnäytetyön tuloksena on saatu tarkastelumalli pumppujen ja puhaltimien mitoittamiseen, säätöön ja säädön puuttumisen aiheuttamien lisäkustannusten arviointiin. Mallissa otetaan huomioon muuttuvan toimintapisteen vaikutus virtauslaitteen sekä käyttövoimakoneen toiminta-arvoihin</p>		
<b>Asiasanat</b>		
Sähkökäytöt, pumput, puhaltimet, energia,		

<b>Author (authors)</b>	<b>Degree</b>	<b>Time</b>
Niko Myllyviita	Bachelor of Engineering	August 2014
<b>Thesis Title</b>		
Energy efficient scaling, usage and control of centrifugal fans and pumps.		65 pages 12 pages of appendices
<b>Commissioned by</b>		
Kymenlaakso University of Applied Sciences		
<b>Supervisor</b>		
Hannu Sarvelainen, Senior Lecturer		
<b>Abstract</b>		
<p>This thesis examines the effect of controlled flow in the electric centrifugal pumps and fans through energy consumption. At the same time, possible problems with installing and using the adjustable electric drives were defined. The need for this thesis was determined by the absence of an appropriate holistic model.</p> <p>This thesis was conducted for the Kymenlaakso University of Applied Sciences Ltd's E-COOL project. The project focuses on the energy efficiency of properties with demanding technology. E-COOL has for a total of 15 properties and their intended use varies from industry to office buildings and infrastructure. The review was done for the sewage pumping line in Virolahti and the Kymijoen Ravintopalvelut Ltd's ventilation machine.</p> <p>This thesis was conducted using available literary sources, ready-made models as well as measurements gathered from the example applications. The finished model is a generalization and can be applied to most of the squirrel cage induction motor-driven centrifugal pumps and fans. The model can be converted into an accurate model for different applications using specific features of the application.</p> <p>Sometimes controlling the flow according to need is challenging, and the model provides a tool for the analysis. For the model, the basics of the determination must be known. The criteria can be determined by means of the required flow and consumption of electricity from the review. The model can be easily expanded to concern, for example, heating or cooling in ventilation systems.</p> <p>This thesis can be considered as a model for scaling and control of centrifugal pumps and fans and as an evaluation of the additional costs caused by the lack of control. The model takes into account the effects that changes in the operating point have on the pumps or fans and the squirrel cage induction motor's operating values.</p>		
<b>Keywords</b>		
Electric drives, pumps, fans, energy		

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	12
2	VIRTAUSKONEIDEN TEORIA.....	13
2.1	Keskipakolaitteet yleisesti.....	13
2.2	Ominaiskäyrästöt.....	14
2.3	Putkistokäyrät.....	14
2.4	Affiniteettisäännöt.....	15
2.5	Hyötysuhde.....	17
2.6	Teoreettinen tehontarve.....	18
2.7	Keskipakopumput.....	19
2.7.1	Staattinen paine.....	20
2.7.2	Affiniteettisäännöt ja staattinen nostokorkeus.....	21
2.7.3	Pumppujen säätömenetelmät.....	23
2.7.4	Kavitaatio.....	25
2.8	Puhaltimet ja niiden säätö.....	26
3	PUMPUT.....	27
3.1	Lähtötiedot.....	28
3.2	Pumppaamoiden toiminta.....	28
3.3	Säästöpotentiaalin esitarkastelu.....	29
3.4	Pumppaamiseen kuluva teoreettinen teho ja energia.....	31
3.5	Taajuusmuuttajaohjauksella saavutettava energian säästö.....	33
3.6	Jatkotarkastelu.....	34
3.6.1	Nykyisten pumppujen taajuusmuuttajaohjaus.....	35
3.6.2	Kolmannen pumpun asentaminen peruskuormapumpuksi.....	35
3.6.3	Täydellinen pumppauskalustoremontti.....	37
3.7	Yhteenveto jätevedenpumppaamoiden pumppaamisen energiatehokkuuden parantamisesta.....	38
4	PUHALTIMET.....	39
4.1	Lähtötiedot.....	39
4.2	Ilmanvaihdon tarpeen määrittäminen.....	39

4.2.1	CO <sub>2</sub> pitoisuus aikaohjelma ohjatuissa IV- koneissa .....	44
4.2.2	CO <sub>2</sub> tason käyttäytymisen mallintaminen nykyisellä kuormituksella ja ilmanvaihdon sekä vaihtoehtoisilla ohjauksilla .....	46
4.3	CO <sub>2</sub> ohjauksen vaikutus puhaltimien sähkönkulutukseen.....	48
4.4	Uuden laitteen valinta .....	58
4.5	Nykyisten aikaohjelmien noudattaminen uudella puhaltimella .....	59
4.6	Tarpeenmukaisen ilmanvaihdon mahdollisuudet .....	62
4.7	Yhteenveto puhaltimien energiatehokkaasta käytöstä.....	62
5	YHTEENVETO .....	62
6	LÄHTEET .....	64

LIITTEET

- Liite 1. Pumppaamoiden ja putkistojen ominaisuuksia
- Liite 2. Pumppaamokohtaiset putkistokäyrät
- Liite 3. Pumppaamokohtainen tarkastelu TaMu ohjauksesta
- Liite 4. Pumppaamokohtainen energian säästöpotentiaali

## Symboliluettelo

$C_0$	haitta-ainepitoisuus ennen aikavakiota t	[PPM]
$C_{oleskelu}$	haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]
$C_{poisto}$	haitta-ainepitoisuus poistoilmassa	[PPM]
$C_t$	haitta-ainepitoisuus aikavakion t jälkeen	[PPM]
$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]
$d$	putken sisähalkaisija	[m]
$E_{teor}$	teoreettinen energiantarve	[kWh]
$g$	putoamiskiihtyvyyys	[m/s <sup>2</sup> ]
$G$	haitta-aine kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
$G_{CO_2}$	hiilidioksidi kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
$G_{CO_2'}$	haitta-aine kuormitus henkilöä kohden	[cm <sup>3</sup> /s/hlö]
$H$	nostokorkeus	[m]
$H_h$	nesteen höyrystymispaine	[m]
$H_{kok}$	virtaamaa vastaava nostokorkeus	[m]
$H_r$	imuputken painehäviö	[m]
$H_s$	imupuolen hydrostaattinen paine	[m]
$H_u$	imupuolen absoluuttinen paine	[m]
$H_v$	imupuolen dynaaminen paine	[m]
$I$	virta	[A]
$K$	laipan vakio 381	[-]
$l$	putken pituus	[m]
$N$	ihmisten lukumäärä tilassa	[kpl]
$n$	ilmanvaihtuvuuskerroin	[-]
$n_0$	kierrosluku alkutilanne	[rpm]
$n_1$	kierrosluku lopputilanne	[rpm]
$N_{700 PPM}$	maksimi henkilömäärä	[kpl]
$P$	pätöteho	[W]
$p_0$	paine alkutilanne	[Pa]
$P_0$	teho alkutilanne	[W]
$p_{0'}$	putkiston virtaaman paine	[Pa]
$p_1$	paine lopputilanne	[Pa]
$P_1$	teho lopputilanne	[W]
$p_{400}$	putkiston virtaaman paine	[Pa]
$P_{akseli}$	akselikuorma	[W]
$p_{dyn}$	dynaaminen paine	[Pa]
$P_{kesk}$	keskimääräinen teho	[W]
$P_{kok}$	kokonaisteho	[W]
$P_{kok hitas}$	teho hitaalla käynnillä	[W]
$P_{kok nopea}$	teho nopealla käynnillä	[W]
$P_{pätö}$	moottorin pättöteho	[W]
$p_{sta paine}$	staattinen paine imupuolella	[Pa]

$P_{teor}$	teoreettinen tehontarve	[W]
$Q$	tilavuusvirta	[l/s, m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h]
$Q_0$	tilavuusvirta alkutilanne	[m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h]
$Q_1$	tilavuusvirta lopputilanne	[m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h]
$Q_{1p}$	yhden pumpun tuottama virtaama	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{kesk}$	keskimääräinen virtaama	[m <sup>3</sup> /h]
$q_m$	massavirta	[kg/s]
$Q_{poisto}$	poistoilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{tot}$	virtaama vuodessa	[m <sup>3</sup> /a]
$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
$t$	pumpun käyntiaika	[h/a]
$t'$	aikavakio	[s, min, h]
$t_{hidas}$	hitaan käynnin aika	[h]
$t_{nopea}$	nopean käynnin aika	[h]
$t_{vko}$	viikon tunnit	[h]
$U$	vaihejännite	[V]
$v$	virtausnopeus	[m/s]
$V$	tilan tilavuus	[m <sup>3</sup> /s]
$\Delta p_{dyn}$	dynaaminen painehäviö	[Pa]
$\varepsilon_c$	ilmanvaihdon tehokkuuskerroin	[-]
$\eta_{laitteisto}$	laitteiston hyötysuhde	[%]
$\eta_{moottori}$	moottorin hyötysuhde	[%]
$\eta_{puh}$	puhaltimen hyötysuhde	[%]
$\eta_{tamu}$	taajuusmuuttajan hyötysuhde	[%]
$\eta_{välitys}$	välityksen hyötysuhde	[%]
$\lambda$	vastuskerroin	[-]
$\rho$	aineen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{20}$	mitoitus tiheys 20 °C	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{betr}$	lämpötilan mukainen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Sigma \xi$	kertavastuskertoimien summa	[-]
$\varphi$	vaihekulma	[°]

## 1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä tutustutaan keskipakotoimisten virtauslaitteiden energiatehokkaaseen käyttöön ja mitoitukseen. Työ saatiin Kymenlaakson Ammatikorkeakoululta ja se tehdään haastavaa tekniikkaa sisältävien kohteiden energiatehokkuus hankkeeseen E-COOL.

Työn taustalla on vuoden 2015 alusta voimaan tullut energiatehokkuuslaki, joka velvoittaa suuret yritykset katselmoimaan 10 % energiankulutuksestaan neljän vuoden välein (Energiatehokkuuslaki 30.12.2014/1429). Yleisesti kiinteistötasolla ilmanvaihto ja teollisuuden alasta riippuen pumppaus ovat suurimpia kuluttajia. Virtauslaitteista yleisimmin käytetty toimintaperiaate on nimenomaan keskipakotoimiset virtauslaitteet. Kuitenkaan niiden energiatehokkaaseen mitoituksen ja käytön suunnitteluun ei ole olemassa toimivaa kokonaisvaltaisesti aihealuetta käsittelevää mallia.

Työn tarkoituksena on tarkastella sähkökäyttöisten virtauslaitteiden tehonkulutusta vaihtelevassa tarpeessa. Vaihtelua voi tuoda esimerkiksi epäsäännölliset virtaukset tai muuttuva kuormitus palveltavissa alueissa. Opinnäytetyön tavoitteena on luoda työkalu, joka helpottaa E-COOL-hankkeen kohteiden sähkökäytön tarpeenmukaisen säädön rajoitusten sekä säädön tarkempien vaikutusten arviointia virtauslaitteen energiankulutukseen. Tarkastelu suoritetaan näkökulmasta, jossa nykyinen säätö toteutetaan aikaisemmin määritettyjen normien ja tarpeiden mukaisesti. Mallissa halutaan tuoda esille erilaisia säätömenetelmiä, kuitenkin keskittyen säädettävien sähkökäyttöjen hyödyntämiseen laitteiden tarpeenmukaisessa käytössä. Malliin halutaan sisällyttää syvempää teoriaa liittyen virtauksen säätöön kokonaisuus huomioiden.

Opinnäytetyössä tarkastellaan ensiksi keskipakotoimisten virtauslaitteiden teoriaa yleisellä tasolla, sitten tutustutaan tarkemmin pumppujen ja puhaltimien toimintaan ja viimeisenä tapauskohtaiset kohtaiset toimintamallit energiatehokkaaseen käyttöön ja mitoitukseen. Tapauskohtaiset kohtaiset tarkastelut toteutetaan keskipakopumppujen osalta Virolahden kunnan omistamaan Virolahti-Hamina jätevesilinjan pumppaamoihin ja keskipakopuhaltimien osalta Kymijoen ravintopalvelut Oy:n kylmätilojen tuloilmakoneeseen TK2. Molemmat kohteet ovat osa E-COOL-hanketta.



## 2 VIRTAUSKONEIDEN TEORIA

Tässä luvussa tarkastellaan sähkökäyttöisten virtauslaitteiden teoriaa ensin yleisellä tasolla ja sittemmin opinnäytetyössä käsitelty virtauslaitetyyppien mukaan. Virtauksen ja sen tuottamiseen kuluvan energian määrittämiseen teoreettisella tasolla tulee tarkastella putkiston ominaisuuksia. Putkistokäyrä määrittää vaadittavan paineentuoton halutun virtauksen aikaansaamiseksi. Virtausnopeus määräytyy paine-eron perusteella ja tilavuusvirta taas virtauskanavan poikkipinta-alan mukaan. Useimmille virtauslaitteille on saatavissa ominaiskäyrästöt sekä putkiston ja kanavan ominaisuudet voidaan määrittää laskennallisesti. Koska tässä opinnäytetyössä keskitytään tarkastelemaan keskipakopuhaltimien ja pumppujen toimintaa, myös teoreettinen tarkastelu toteutetaan virtauslaitteiden osalta keskipakotoimisten ratkaisujen näkökulmasta.

### 2.1 Keskipakolaitteet yleisesti

Keskipakotoimiset virtauslaitteet ovat lähes poikkeuksetta radiiaalipumppuja ja -puhaltimia. Tärkein toiminnallinen osa keskipakotoimisissa virtauslaitteissa on juoksupyörä. Juoksupyörä on eräänlainen ontto kiekko, jonka sisällä on muutamia siipiä juoksupyörän toiminta-alueesta ja koosta riippuen. Virtaava aine tulee juoksupyörään keskeltä ja poistuu ulkokehältä pyörivän juoksupyörän liikkeen ansiosta. Tätä ilmiötä kutsutaan keskipakovoimaksi.

Keskipakovoima itsessään ei ole todellinen voima, vaan ilmiö joka syntyy Newtonin I lain mukaisesti liikkeen jatkuvuudesta alkuperäisellä nopeudella ja suunnalla mikäli liikkuvaan kappaleeseen ei tehdä ulkopuolista työtä. Näin ollen keskipakopumppujen ja puhaltimien nimi on itsessään hieman harhaanjohtava. Niiden toiminta perustuu yksinkertaistettuna kehänopeuseroihin juoksupyörän sisä- ja ulkokehien välillä. Bernoullin lausekkeen mukaan, tämä kyseinen nopeusero aiheuttaa paine-eron, joka saa aikaan virtauksen. Liikkeessä oleva partikkeli pyrkii jatkamaan liikkeen rataa Newtonin ensimmäisen lain mukaisesti, mutta juoksupyörän liike muuttaa sen rataa siten, että partikkeli vaikuttaa pyrkivän ulos juoksupyörän keskipisteestä. Näin ollen juoksupyörän kehänopeus kiihdyttää partikkelin nopeutta entisestään, kunnes partikkeli poistuu juoksupyörästä. (Wirzenius 1969, 52 – 53.)

## 2.2 Ominaiskäyrästöt

Ominaiskäyrät kertovat virtauslaitteen paineentuottokyvyn suhteesta virtauslaitteen tuottamaan tilavuusvirtaan. Keskipakopumpulla ja puhaltimella käyrän muoto on lähes poikkeuksetta alaspäin aukeavan paraabelin muotoinen ja sen lakipiste löytyy QH-kuvaajasta kohdasta  $Q=0$ . Paraabelille voidaan stabiilin virtauksen tilanteessa johtaa funktio, joka on muotoa:

$$aQ^2 + bQ + c = H \quad || \quad a < 0 \quad (1)$$

jossa	$Q$	tilavuusvirta	$[m^3/s, m^3/h]$
	$H$	nostokorkeus	$[m]$

(Pulli 2009, 74).

Käyrät ovat laitekohtaisia ja ne perustuvat usein mittauksiin. Laitekohtaiset käyrästöt ovat usein saatavilla laitevalmistajalta tai jälleenmyyjältä.

## 2.3 Putkistokäyrät

Putkistokäyrä kuvaa putkiston ominaisuuksia virtauksesta syntyvien painehäviöiden osalta. Painehäviö  $\Delta p_{dyn}$  [Pa] ilmoitetaan usein nostokorkeutena  $H$  [m]. Virtauksen painehäviö voidaan laskea seuraavasti:

$$\Delta p_{dyn} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2)$$

jossa	$\Delta p_{dyn}$	dynaaminen painehäviö	[Pa]
	$\lambda$	vastuskerroin	[-]
	$l$	putken pituus	[m]
	$d$	putken sisähalkaisija	[m]
	$\sum \xi$	kertavastuskertoimien summa	[-]
	$\rho$	virtaavan aineen tiheys	$[kg/m^3]$
	$v$	virtausnopeus	$[m/s]$

(Bohl 1988, 98).

Josta muunnos nostokorkeudeksi  $H$  saadaan kaavan (3) mukaan:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3)$$

jossa	$H$	nostokorkeus	[m]
	$\Delta p$	paine-ero	[Pa]
	$\rho$	aineen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$g$	putoamiskiihtyvyys	[m/s <sup>2</sup> ]

Kuten kaavasta (2) voidaan huomata, kasvaa virtauksesta johtuva painehäviö virtausnopeuden neliössä. Putkiston ominaisuuksia laskettaessa tulee huomioida myös staattinen nostokorkeus ja sen vaikutus putkistokäyrään (Bohl 1988, 29). Staattinen nostokorkeus koskee lähinnä pumppuja, sillä ilman tiheys on niin matala, että se ei juurikaan vaikuta staattisen nostokorkeuden syntyyn. Kuitenkin myös ilmanvaihtokoneissa on staattiseen nostokorkeuteen verrattava ylläpitoaine, joka kuvaa kanaviston paine-eroa huoneilman ja ulkoilman välillä (Sandberg & Ripatti 2014, 98 & 105). Staattisen nostokorkeuden määrittämisen perusteita on käsitelty tarkemmin kappaleessa 2.7.1.

#### 2.4 Affiniteettisäännöt

Affiniteetti-paraabelit ovat origon kautta pumppukäyrälle osuvia toisen asteen funktion muotoisia kuvaajia. Pumppu- ja puhallinkäyrän sekä hyötysuhdekuvaajan vastinpisteet pysyvät vakioina affiniteetti-paraabeleilla. Kierroslukua muutettaessa voidaan määrittää uusi peruskäyrän tuotto, nostokorkeus ja tehonkulutus affiniteettisääntöjen avulla. (Pulli 2009, 65.) Vastinpisteet noudattavat seuraavia sääntöjä:

Tilavuusvirta:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} \quad (4)$$

jossa	$Q_1$	tilavuusvirta lopputilanne	[m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h]
	$Q_0$	tilavuusvirta alkutilanne	[m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h]
	$n_1$	kierrosluku lopputilanne	[rpm]
	$n_0$	kierrosluku alkutilanne	[rpm]

Paineen tuotto:

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad (5)$$

jossa	$p_1$	paine lopputilanne	[pa]
	$p_0$	paine alkutilanne	[pa]
	$n_1$	kierrosluku lopputilanne	[rpm]
	$n_0$	kierrosluku alkutilanne	[rpm]

Teoreettinen teho:

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 \quad (6)$$

jossa	$P_1$	teho lopputilanne	[W]
	$P_0$	teho alkutilanne	[W]
	$n_1$	kierrosluku lopputilanne	[rpm]
	$n_0$	kierrosluku alkutilanne	[rpm]

(Wirtsenius 1968. 75 – 76.)

## 2.5 Hyötysuhde

Hyötysuhdekuvaaja kertoo millä hyötysuhteella pumppu tai puhallin toimii. Hyötysuhde voidaan ilmoittaa kahdella tapaa, joko juoksupyörän hyötysuhteena tai laitteiston hyötysuhteena. Juoksupyörän hyötysuhteella tarkoitetaan laitteen mekaanisen energian hyötysuhdetta ja laitteiston hyötysuhteella käyttövoimasta pumpattavan aineen liikkeeksi saatavaa suhdetta. Juoksupyörän hyötysuhteen vastinpisteet noudattavat affiniteettisääntöjä, eli se pysyy vakiona affiniteettikäyrillä. Kuvaajalle on ominaista alkaa origosta, eli jos ei ole virtausta, virtaukseen ei siirry tehoa, jolloin hyötysuhde on myös nolla. (Pulli 2009, 83.)

## 2.6 Teoreettinen tehontarve

Virtauksen teoreettinen tehon tarve, eli teho joka tarvitaan virtauksen tuottamiseen vallitsevissa oloissa, määräytyy massavirran ja nostokorkeuden mukaan.

$$P_{teor} = q_m g H \quad (7)$$

jossa	$P_{teor}$	teoreettinen tehon tarve	[W]
	$q_m$	massavirta	[kg/s]
	$g$	putoamiskiihtyvyys	[m/s <sup>2</sup> ]
	$H$	nostokorkeus	[m]

(Pulli 2009, 83.)

Tilavuusvirralla laskettaessa tulee huomata massavirran ja tilavuusvirran yhteys:

$$q_m = Q \rho \quad (8)$$

jossa	$q_m$	massavirta	[kg/s]
	$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$\rho$	aineen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]

Kaava (7) on kuitenkin sinällään epäkäytännöllinen, sillä usein virtauslaitteen mitoituksen perusteena toimii tilavuusvirta. Näin ollen kaavasta (7) voidaan johtaa kaavoja (3) ja (8) hyödyntäen muotoon:

$$P_{teor} = Q\Delta p \quad (9)$$

jossa	$P_{teor}$	teoreettinen teho	[W]
	$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$\Delta p$	paine-ero	[Pa]

Teoreettinen teho voidaan muuttaa käyttövoimatehoksi jakamalla se laitteiston hyötysuhteella:

$$P_{kok} = \frac{P_{teor}}{\eta_{laitteisto}} \quad (10)$$

jossa	$P_{kok}$	kokonaisteho	[W]
	$P_{teor}$	teoreettinen teho	[W]
	$\eta_{laitteisto}$	laitteiston hyötysuhde	[%]

## 2.7 Keskipakopumput

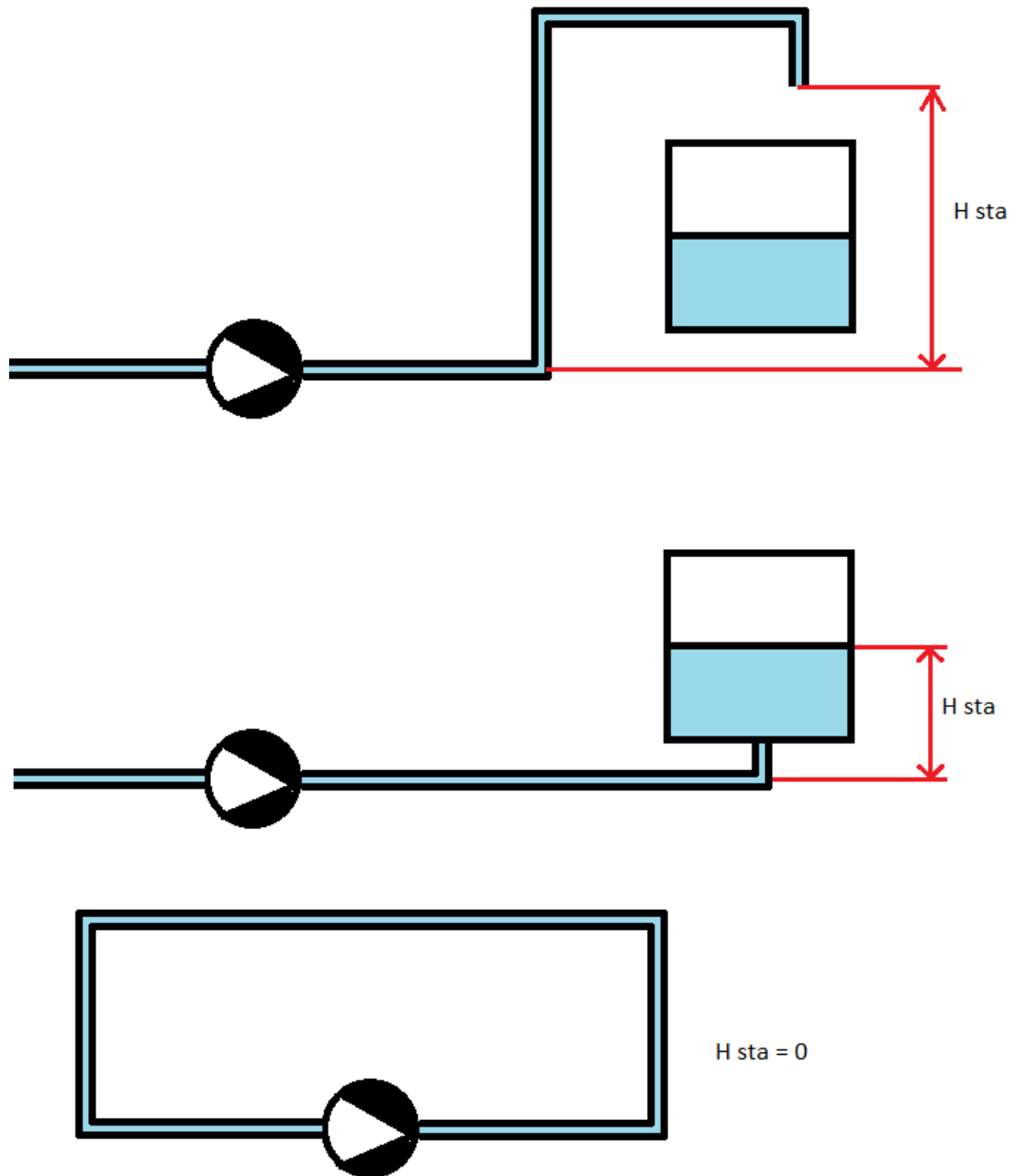
Keskipakopumput ovat radiaalipumppuja. Keskipakopumpun toiminnalliset komponentit ovat käyttövoimakone, juoksupyörä sekä pesä. Edellä mainituista pesän ja juoksupyörän mitoituksella voidaan vaikuttaa pumpun paineentuottoon sekä virtaamaan. Käyttövoimakoneen vaikutus virtaamaan ilmenee oikein mitoitettun nimellispyörimisnopeuden ja vääntömomentin lisäksi lähinnä erilaisten säätömenetelmien vaikutuksesta. Säätömenetelmistä lisää kappalessa 2.7.3.

Nykyisin yleisimmin käyttövoimakoneina käytetään kolmivaiheista epätahti- oikosulkumoottoria helpon säädettävyyden, hyvän hyötysuhteen sekä varmatoimisuutensa vuoksi. Myös muita sähkömoottorityyppejä käytetään ja vaiheiden lukumäärä riippuu lähinnä moottorin tehosta. Kuitenkin puuttuvan infrastruktuurin tai turvallisuuteen liittyvien asioiden vuoksi on joissakin tapauksissa perusteltua käyttää polttomoottoreita. Edellä mainitusta hyvä esimerkki on diesel- käyttöiset palovesipumput, sillä tulipalon sattuessa, kaapeleiden oikosulkuvaara kasvaa. (Pulli 2009, 84.)

### 2.7.1 Staattinen paine

Staattinen paine tarkoittaa putkistossa vaikuttavaa vakiopainetta. Paine ei muutu virtauksesta. Putkiston staattinen paine johtuu useimmin putkiston potentiaalieroista ja se ilmoitetaan usein muodossa  $H_{sta}$  [m]. Kuten muissakin tapauksissa, joissa tarkastellaan potentiaalieroja, tulee tarkastelu suorittaa jotta-kin ennalta sovittua nollakohtaa vasten. Nesteiden pumppauksessa nollatasoksi valitaan usein ulostuloputki. Nesteiden pumppaamisessa suljetussa il-  
mattomassa piirissä ei ole staattista nostokorkeutta, sillä alas virtaava neste luo imun, joka on yhtä suuri kuin toisaalla samassa putkistossa oleva staattinen nostokorkeus. Erilaisia staattisen nostokorkeuden määrittämisen perusteita on esitelty kuvassa 1. Staattinen paine määräytyy Bernoullin energiayhtälön mukaan. (Bohl 1988, 29 & 54–55.)





Kuva 1 Putkiston staattisen paineen määräytyminen

### 2.7.2 Affiniteettisäännöt ja staattinen nostokorkeus

Stabiilissa virtauksessa keskipakopumppujen ominaisuuksia voidaan tarkastella affiniteettisääntöjen avulla. Affiniteettisääntöjen merkitys pumppujen mitoituksessa tulee ilmi, jos virtaamaa halutaan säätää kierroslukusäädöllä. (Pulli 2009, 65.) Kuitenkin avoimessa piirissä putkistoon vaikuttaa usein staattinen paine. Staattisen paineen vaikutuksesta putkistokäyrä ei enää ala origosta QH-kuvaajassa. Näin ollen putkistokäyrä leikkaa useammin affiniteetti-paraabeleja, jolloin myös pumpun vastin pisteet muuttuva toimintapisteessä.

(Pulli 2009, 66.) Kuvassa 2 on esitetty kuvitteellisen putkistokäyrän vaikutus affiniteettisääntöjen mukaisten vastinpisteiden muuttumisesta staattisen paineen vaikutuksesta. Kuvaajassa  $p_0$  ei ole staattista painetta. Kuvaajassa  $p_{400}$  staattinen paine on 400 Pascalia. Muuten kuvaajien yhtälöt ovat yhteneväisiä. Affiniteetikäyrät  $\Delta p$  50%,  $\Delta p$  62%,  $\Delta p$  69%,  $\Delta p$  74% ja  $\Delta p$  75% kertovat kuvitteellisen juoksupyörän hyötysuhteet. Putkistokäyrät ovat muotoa:

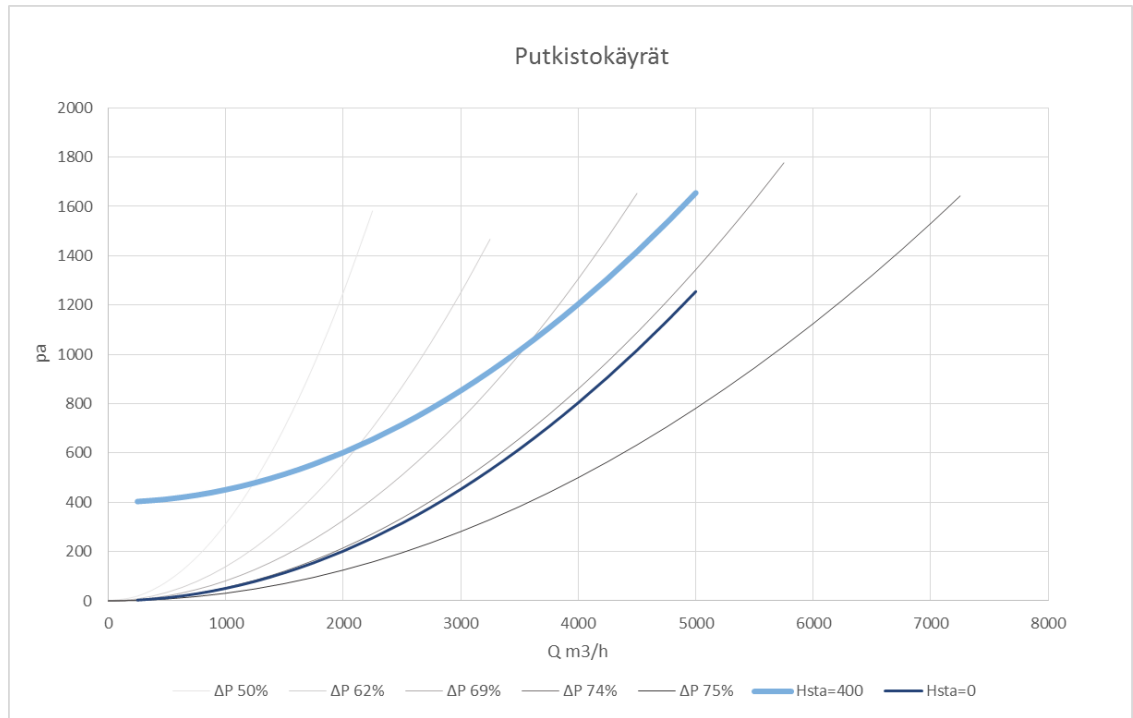
$$p_{0r} = 0,00005Q^2 + 0,001Q \quad (11)$$

jossa	$p_{0r}$	putkiston virtaaman paine	[Pa]
	Q	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]

ja

$$p_{400} = 0,00005Q^2 + 0,001Q + 400 \quad (12)$$

jossa	$p_{400}$	putkiston virtaaman paine	[Pa]
	Q	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]



Kuva 2 Kuvitteelliset putkistokäyrät  $H_{sta}=0$  Pa ja  $H_{sta}=400$  Pa

### 2.7.3 Pumppujen säätömenetelmät

Virtaamien säädöllä pyritään usein prosessin ja pyynnin kohtaamiseen sekä energiatehokkuuteen. Nykyisin virtaaman säätöön käytetään lähinnä kolmea eri tapaa:

1. ON/OFF-käyttö
2. Kuristussäätö
3. Kierroslukusäätö

(Motiva 2011).

Virtaaman säätöön käytetään myös muita menetelmiä, mutta tässä opinnäytetyössä ei käsitellä niitä.

#### **ON/OFF-käyttö**

ON/OFF-käyttö tarkoittaa pumpun jaksoittaista käyttöä tarpeen mukaan, jolloin pumpun toimintapiste pysyy vakiona. Se sopii hyvin kohteisiin, joissa virtaaman tarve on pyyntihetkien välillä tasainen ja pumpun mitoitus on onnistunut (Motiva 2011). Mikäli prosessin pyynti on esimerkiksi 5 l/s 30 sekunnin ajan 120 sekunnin välein, käy pumppu vain neljäsosan ajasta. Kuitenkin ON/OFF-

säätöä käytetään prosesseissa esimerkiksi muuttuvan ulostulon omaavien säiliöiden pinnansäätöön, jolloin teoreettisen tehon tarve kasvaa edellä mainittujen säätöjen mukaisesti ja sitä kautta vaikuttaa kokonaisenergian tarpeeseen prosessin energiatehokkuuden kannalta negatiivisesti. ON/OFF-käyttö ei vaikuta pumpun tai putkiston parametreihin, vaan vastinpisteet pysyvät vakiona pumpun käydessä.

### **Kuristussäätö**

Kuristussäädöllä muutetaan putkistokäyrän muotoa jyrkemmin ylöspäin taipuvaksi, jolloin pumppujen toimintapiste muuttuu. Näin ollen tilavuusvirta pienenee, mutta samalla pumppujen paineentuohto kasvaa. Venttiilinä käytetään usein palloventtiiliä sen ennustettavan käyttäytymisen vuoksi eriasteisella avautumisella. Tällä säätömenetelmällä saadaan aseteltua virtaus helposti tarpeenmukaiseksi. (Huhtinen, Kettunen, Nurminen, & Pakkanen 2000, 141–142.)

### **Kierroslukusäätö**

Kierroslukusäädöllä muokataan pumpun juoksupyörän pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeuden muutoksessa virtaama sekä paineentuohto noudattavat affiniteettisäätöjä. Säätömenetelmä sopii erityisesti putkistoihin, joissa ei ole juuriakaan staattista nostokorkeutta. (Pulli 2009, 65 – 66.) Säätö toteutetaan epätahtikoneessa taajuusmuuttaja säätönä, jolloin pumpun kierrosluku on suoraan verrannollinen taajuusmuuttajalta ulostulevaan taajuuteen. Eurooppalaisessa verkossa nimellistaajuus on 50 Hz. Säätöalue riippuu moottorin ja juoksupyörän ominaisuuksista.

Kierroslukusäätö on altis putkistossa virtaavan nesteen massan hitauden aiheuttamaan pumpun juoksupyörän imupuolella tapahtuvaan kavitointiin. Toisinaan on raportoitu myös pumppujen syttymistä palamaan kun juoksupyörän momentti ylittää sähkökoneen momentin. Tässä tilanteessa sähkökone rupeaa toimimaan generaattorin tavoin. Tästä syystä pumpun kierroslukusäätöä ei saa toteuttaa liian nopeasti, vaan säätösuoran tulee olla riittävän loiva. Massan hitauden vaikutus on riippuvainen paitsi virtaavan nesteen määrästä ja nopeudesta, myös putkiston ominaisuuksista. (Pulli 2009, 69.)

#### 2.7.4 Kavitaatio

Pumppujen kavitoinnilla tarkoitetaan nestettä pumpattaessa höyrykuplien aiheuttamia paineiskuja juoksupyörään. Höyrykuplat romahtavat, jolloin laitteistoon kohdistuu voimakas paineisku, joka saattaa huonoimmassa tilanteessa hajottaa laitteiston. Höyrykuplia pääsee muodostumaan, kun pumpun imupuolen paine on matalampi kuin pumpattavan nesteen höyrynpaine.

Kavitaatioanalyysiä varten tulee määrittää pumpun sekä putkiston NSPH arvo. NSPHr- on pumpun valmistajan määrittämä arvo. NSPHa-arvo taas on putkiston suunnittelusta riippuva arvo.

#### **NSPHa-arvon määrittäminen**

$$NSPHa = H_u \pm H_s - H_r - H_h + H_v \quad (13)$$

jossa	$H_u$	imupuolen absoluuttinen paine	[m]
	$H_s$	imupuolen hydrostaattinen paine	[m]
	$H_r$	imuputken painehäviö	[m]
	$H_h$	nesteen höyrystymispaine	[m]
	$H_v$	imupuolen dynaaminen paine	[m]

Imupuolen hydrostaattista painetta tarkasteltaessa tulee huomata, että etumerkki riippuu pumpun imukohdan sijainnista nesteen pintaan. Mikäli pumpun imuaukko sijaitsee nestepinnan yläpuolella, on imupuolen hydrostaattisen paineen vaikutus negatiivinen ja pinnan ollessa pumpun yläpuolella on vaikutus positiivinen. Kriittisen virtaaman piste löytyy kohdasta, jossa NSPHa- ja NSPHr-arvot ovat yhtä suuret Q NSPH-koordinaatistossa. Tässä pisteessä ja virtaaman siitä kasvaessa kavitaation riski ja voimakkuus kasvavat. (Pulli 2009, 30 – 32.)

## 2.8 Puhaltimet ja niiden säätö

Keskikipakopuhaltimien ja pumppujen toiminnassa on paljon yhteistä. Puhaltimissa voidaan olettaa, että kaasu ei puristu kasaan matalan paineentuoton vuoksi. Näin ollen puhaltimet noudattavat affinteettisääntöjä ja niiden tehon tarve pystytään määrittämään samoin keskikipakopumppujen kanssa. Yleisesti puhaltimissa ei voi tapahtua kavitaatiota, eikä puhallinkanavissa ole staattista painetta. (Sandberg & Ripatti 2014, 105). Kuitenkin kanavan yli- tai alipaineisuudesta johtuva kanavassa ylläpidettävä paine saattaa joissakin tapauksissa käyttäytyä samoin staattisen paineen kanssa (Sandberg & Ripatti 2014, 98 & 105). Näin ollen mitoituksen onnistuessa voidaan puhallinta säätää teoriassa rajattomasti kierroslukusäädöllä minimi ja maksimivirtauksen välillä ilman juoksupyörän hyötysuhteen heikkenemistä.

Tässä opinnäytetyössä keskitytään ilmastointilaitteiden puhaltimien energiatehokkaaseen käyttöön. Ilmastointilaitteella tarkoitetaan puhallinlaitteistoa, jolla pelkän ilmanvaihdon lisäksi säädellään myös lämpötilaa tai haitta-ainepitoisuuksia sisäilmassa. Ilmastointilaitteistoissa käytetään monia eri säätömenetelmiä. Alla esitellään niistä yleisempiä.

### **Säätö- ja sekoituspelti**

Säätö- ja sekoituspellillä säädellään raittiin ilman määrää sisään puhallettavassa ilmassa. Kyseisessä säätötavassa on poisto- ja sisään puhallusilma kanavien väliin asennettu kiertoilmapelti. Kiertoilmapelti on usein kahdessa osassa. Yksi osa säätelee poistokanavan kokoa ja toinen osa poistokanavan ja tulokanavan välissä olevaa aukkoa. Tämä ratkaisu ei juurikaan vaikuta puhaltimien sähkönkulutukseen, mutta säästää energiaa muissa ilmanvaihdon osa-alueissa kuten lämmityksessä ja jäähdytyksessä. Toisinaan järjestelmään lisätään kolmas osa, joka säätelee tuloilmakanavan kokoa. Tässä tapauksessa kolmas pelti toimii kuristussäädön tavoin. (Mäkinen, Tammivaara, Paasio, Sandberg & Lönnström 2014, 166 – 167)

### **Taajuusmuuttajaohjaus**

Taajuusmuuttajaohjauksella pyritään toteuttamaan ilmanvaihto tarpeenmukaisena säätämällä ilmastointikoneiden puhaltimien kierroslukua. Taajuusmuuttajalla muutetaan puhaltimen vaihtovirtamoottorille tulevan virran taajuutta. Ala-

rajasäädön osalta tulee kuitenkin selvittää puhaltimen ja kanaviston ominaisuuksiin perustuva minimivirtaama, sillä tämän virtaaman alittaminen saattaa aiheuttaa puhaltimessa pumppausefektin. Tällöin ilma ei enää liiku kanavassa, vaan pelkästään puhaltimen juoksupyörän läpi edestakaisin. (Sandberg, Paasio, Lönnström, Mäkinen & Tammivaara 2014, 159 & 166)

Taajuusmuuttajaohjaus antaa ilmastoinnin ohjauksen suunnittelulle suhteellisen vapaat toimintamahdollisuudet. Yleisimpiä ovat CO<sub>2</sub> pitoisuuden, sisäilman kosteuden tai lämpötilan mukaan tapahtuva säätö. (Sandberg & Koskela 2014, 98)

Taajuusmuuttajaohjaukseen liitetään toisinaan kanavapainesäätö. Tällöin puhaltimen nopeutta ohjataan kanavan ja huonetilassa vallitsevien olosuhteiden paine-eron perusteella. Puhaltimelle annetaan jokin tietty paine-eron asetusarvo, jossa sen tulee pysyä. Tämä säätötapa mahdollistaa ilmavirran kanava-kohtaisen säätämisen säätöpeltien avulla. Mikäli ilmavirtaa halutaan pienentää, kanavaa kuristetaan päätelaitteen takana olevan säätöpellin avulla. Tässä tapauksessa kanavapaine nousee putkistokäyrän jyrkentyessä, jolloin taajuusmuuttaja laskee kierrosnopeutta. Näin ollen ilmavirta pienenee affiniteettisääntöjen mukaisesti. Vastaavasti suuremman ilmavirrantarpeen aikana peltejä säädetään auki, jolloin putkiston painehäviö pienenee ja ilmavirta kasvaa. Säätöpellille voidaan hakea asetusarvo esimerkiksi haitta-ainepitoisuuden mukaan. Menetelmässä energiatehokkuuden kannalta oleellista on pitää rajoittavan kanavan pelti täysin auki, jolloin kyseisessä tilassa virtaama säätyy pelkästään puhaltimen kierrosluvun mukaan. (Mysen & Schild 2011)

### 3 PUMPUT

Pumppujen tarkastelu toteutetaan Virolahden kunnan omistamaan jäteveden-pumppauslinjan pumppaamoihin. Tarkastelu tehdään Kymenlaakson Ammattikorkeakoulu Oy:n E-COOL-hankkeeseen. Pumppaamolinja kulkee Virojoelta Ristiniemeen. Tarkasteluun kuuluu yhteensä 11 pumppaamo. Pumppaamoista on kuitenkin huomioitavaa, että Harjun ilmastuslaitos ja jv-pumppaamolta sekä Ristiniemen jv-pumppaamo ja mittauskaivolta ei saatu putkiston tietoja opinnäytetyön aikana, joten ne on jätetty tarkastelun ulkopuolelle. Pumppaamot on lueteltu taulukossa 1. Tarkastelun kohteena olevat pumppaamot.

Taulukko 1 Tarkastelun kohteena olevat pumppaamot

NRO	Pumppaamo
1	Virojoen ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo
2	Viinakankaan jv-pumppaamo
3	Vaahterikon jv-pumppaamo
4	Pihlajan jv-pumppaamo
5	Harjun ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo
6	Klamilan jv-pumppaamo
7	Rempakan jv-pumppaamo
8	Mäntlahden jv-pumppaamo
9	Rasvaturkin jv-pumppaamo
10	Vilniemen jv-pumppaamo
11	Ristniemen jv-pumppaamo ja mittauskaivo

### 3.1 Lähtötiedot

Tarkastelu aloitettiin keräämällä pumppaamokohtaisesti tarvittavat tiedot. Tärkeimmät tarkastelussa tarvittavat tiedot olivat kohteiden sähkönkulutus, pumppujen ja putkistojen käyrät sekä jäteveden virtaamat. Pumppaamoista selvitettiin mittaamalla myös niissä olevat toimilaitteet ja niiden sähkönkulutus. Näin päästiin lopputulokseen, jossa jää jäljelle vain pumppaamiseen kuluva sähkö. Lähtötiedot löytyvät liitteestä 1. Pumppaamoiden ja putkistojen ominaisuuksia.

### 3.2 Pumppaamoiden toiminta

Kukin pumppaamoista on varustettu kahdella rinnankytketyllä identtisellä pumpulla. Pumput ovat yksinopeus ON/OFF- pumppuja ja niitä ajetaan normaalilanteessa vuorotellen. Mikäli jäteveden virtaama ylittää yhden pumpun kapasiteetin, ajetaan pumppuja yhtä aikaa rinnan. Näin pumppaamoiden kapasiteettiä saadaan nostettua.

Pumppujen ohjaus tapahtuu suljettuna säätöpiirinä, jossa pumppujen ohjauksen käyntikäsky tulee ohjausyksiköstä jätevesikaivon pinnankorkeuden mukaan. Jätevesikaivon pintaa mitataan kapasitiivisilla pinnankorkeusmittareilla ja sen arvo ilmoitetaan prosentteina välillä 0 – 100 %.



### 3.3 Säästöpotentiaalin esitarkastelu

Tarkastelu aloitettiin analysoimalla putkistokäyriä eri pumppaamoiden välillä ja johtamalla niille jatkolaskennassa käytettävät yhtälöt. Kunkin pumppaamon putkisto määritettiin suunnitteluvaiheessa tehtyjen pumppu- ja putkistokäyrien avulla. Putkistokäyrät määritettiin seuraavien pisteiden avulla:

1. Putkiston staattinen paine, jolloin virtaama on 0 m<sup>3</sup>/s
2. Putkiston painehäviö yhden pumpun käydessä, jolloin putkiston painehäviö koostuu putkiston staattisesta paineesta sekä yhden pumpun toimintapisteen mukaisesta dynaamisesta painehäviöstä. Virtaama on silloin vastaava yhden pumpun toimintapisteen kanssa.
3. Putkiston painehäviö kahden pumpun käydessä, jolloin putkiston painehäviö koostuu putkiston staattisesta paineesta sekä kahden pumpun toimintapisteen mukaisesta dynaamisesta painehäviöstä. Virtaama on silloin vastaava kahden pumpun toimintapisteen kanssa.

Putkistokäyrästä tulee siis muotoa  $\Delta H = aQ^2 + bQ + c$ , jossa H on nostokorkeus ja Q tilavuusvirta. Käyrän funktio pystytään määrittämään yhtälöryhmän avulla. Esimerkilaskennassa lasketaan Virojoen ilmastuslaitoksen ja jätevedenpumppaamon putkistokäyrä taulukossa 2 esitettyjen arvojen perusteella.

Taulukko 2 Virojoen ilmastuslaitoksen ja jätevedenpumppaamon putkisto-ominaisuudet

Tilavuusvirta Q [l/s]	Nostokorkeus [m]
0	25
17.5	32
20	34.5

$$(1) f(0)=a \cdot 0^2+b \cdot 0+c=25$$

$$(2) f(17,5)=a \cdot 17,5^2+b \cdot 17,5+c=32$$

$$(3) f(20)=a \cdot 20^2+b \cdot 20+c=34,5$$

Aloitetaan ratkaisu laskemalla yhtälöstä (1) termi c

$$(1) f(0)=0+0+c=25$$

$$(1) c=25$$

Sijoitetaan termi c yhtälöihin (2) ja (3).

$$(2) f(17,5)=a \cdot 17,5^2+b \cdot 17,5+25=32 \quad || -25$$

$$(3) f(20)=a \cdot 20^2+b \cdot 20+25=34,5 \quad || -25$$

Jolloin

$$(2) f(17,5)=a \cdot 17,5^2+b \cdot 17,5=7 \quad || \cdot 20$$

$$(3) f(20)=a \cdot 20^2+b \cdot 20=9,5 \quad || \cdot 17,5 \quad || \cdot (-1)$$

Jolloin

$$(2) f(17,5)=6\,125a+b \cdot 350=140 \quad ||$$

$$(3) f(20)=-7\,000 \cdot a-b \cdot 350=-166,25 \quad ||$$

Tehdään summalauseke

$$6\,125a+b \cdot 350=140 \quad ||$$

$$\underline{+7\,000 \cdot a-b \cdot 350=-166,25 \quad ||}$$

$$-875 \cdot a=-26,25 \quad || /-875$$

$$a=0,03$$

Sijoitetaan termit a ja c yhtälöön (2) jolloin saadaan:

$$(2) f(17,5)=0,03 \cdot 17,5^2+b \cdot 17,5+25=32 \quad || -0,03 \cdot 17,5^2 \quad || -25 \quad || /17,5$$

$$(2) f(17,5)= b= -21875/17,5$$

$$(2) f(17,5)= b= -0,125$$

Vastaavalla menetelmällä määritetään muidenkin pumppaamoiden putkistojen sekä pumppujen ominaiskäyrien funktioiden termit. Pumppujen toimintapiste sijoittuu kohtaan, jossa putkisto- ja pumppukäyrä leikkaavat toisensa. Pumppaamoiden putkistokäyrät löytyvät liitteestä 2 Pumppaamokohtaiset putkistokäyrät.

### 3.4 Pumppaamiseen kuuluva teoreettinen teho ja energia

Kun pumppujen toimintapiste on tiedossa, voidaan aloittaa tarkastelu jäteveden pumppaamiseen kuluva teoreettisen energian tarkastelun osalta. Kun tiedetään pumppaamon kautta kulkevan veden määrä, voidaan määrittää pumpun käyntiaika. Käyntiaika lasketaan yhden pumpun toimintapisteen ja pumppaamon läpi yhden vuoden aikana kulkevan vesimäärän perusteella. Yhden pumpun toimintapisteen käyttö on perusteltua, sillä kahden pumpun käyttö ajoittuu kevääseen, jolloin sulamisvedet pääsevät valumaan pumppaamon kaivoon. Näin ollen kahden pumpun käyttö on verrattain vähäistä. Esimerkkilaskussa on käytetty Virojoen pumppaamon tietoja. Virtaamat ilmoitetaan yksikössä  $\text{m}^3/\text{h}$  ja  $\text{m}^3/\text{a}$ .

$$t = \frac{Q_{tot}}{Q_{1p}} \quad (14)$$

jossa	$t$	pumpun käyntiaika	[h/a]
	$Q_{tot}$	virtaama vuodessa	[ $\text{m}^3/\text{a}$ ]
	$Q_{1p}$	yhden pumpun tuottama virtaama	[ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$$t = \frac{193083 \frac{\text{m}^3}{\text{a}}}{63 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 2207,7 \frac{\text{h}}{\text{a}}$$

Seuraavaksi määritetään pumpun teoreettinen teho kaavojen (7) ja (8) avulla. Näin ollen teoreettinen teho saadaan määritettyä:

$$P_{\text{teor}} = H_{\text{kok}} \rho g Q_{1p} \quad (15)$$

jossa	$P_{\text{teor}}$	teoreettinen teho	[W]
	$H_{\text{kok}}$	virtaamaa vastaava nostokorkeus	[m]
	$\rho$	aineen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$Q_{1p}$	yhden pumpun tuottama virtaama	[m <sup>3</sup> /s]

$$P_{\text{teor}} = 32 \text{ m} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0175 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 5,5 \text{ kW}$$

jolloin teoreettinen energiantarve saadaan määritettyä kaavan (16) mukaisesti:

$$E_{\text{teor}} = P_{\text{teor}} t \quad (16)$$

jossa	$E_{\text{teor}}$	teoreettinen energiantarve	[kWh]
	$P_{\text{teor}}$	teoreettinen tehontarve	[kW]
	$t$	pumpun käyntiaika	[h/a]

$$E_{\text{teor}} = 5,5 \text{ kW} \cdot 2207,7 \frac{\text{h}}{\text{a}} = 12,13 \text{ MWh}$$

### 3.5 Taajuusmuuttajaohjauksella saavutettava energian säästö

Pumppujen ON/OFF-ohjauksen sekä käyntiajan perusteella voi olettaa, että taajuusmuuttaja ohjauksella saadaan merkittäviä säästöjä. Teoreettisena perusteena voidaan pitää putkiston dynaamisen nostokorkeuden muuttumista tilauusvirran toisessa potenssissa. Esimerkkitarkastelussa käytetään Virojoen jätevedenpumppaamo.

Tarkastelu aloitetaan laskemalla putkistossa vaikuttava keskimääräinen tilauusvirta kaavan (17) mukaisesti:

$$Q_{kesk} = \frac{Q_{tot}}{8760 \frac{h}{a}} \quad (17)$$

jossa	$Q_{kesk}$	keskimääräinen virtaama	$[m^3/h]$
	$Q_{tot}$	virtaama vuodessa	$[m^3/a]$

$$Q_{kesk} = \frac{193083 \frac{m^3}{a}}{8760 \frac{h}{a}} = 22 \frac{m^3}{h} = 0,0044 \frac{m^3}{s}$$

Seuraavaksi tarkastellaan kyseisen pumppaamon putkistokäyrän funktiota uuden toimintapisteen selvittämiseksi. Uusi nostokorkeus ja sitä kautta toimintapiste selviävät sijoittamalla keskimääräinen virtaama putkistokäyrän funktioon. Virtaama tulee sijoittaa muodossa l/s, sillä samaa yksikköä on käytetty funktion määrittämisessä. Pumppaamokohtaiset funktiot löytyvät liitteestä 2 Pumppaamokohtaiset putkistokäyrät. Esimerkkinä käytetään edelleen Virojoen jäteveden pumppaamo. Termit a, b ja c on johdettu kappaleessa 4.3. Näin ollen putkistokäyrä on muotoa:

$$H = 0,03Q^2 - 0,125Q + 25 \quad (18)$$

jossa	$H$	nostokorkeus	[m]
	$Q$	virtaama	[l/s]

$$H = 0,03 \cdot 4,4^2 \frac{l}{s} - 0,125 \cdot 4,4 \frac{l}{s} + 25m = 25,03 m$$

Jolloin teoreettinen teho voidaan määrittää kaavan (7) mukaisesti:

$$P_{teor} = 25,03 m \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,0044 \frac{m^3}{s} = 1,08 kW$$

Teoreettinen energiantarve lasketaan siten, että pumpun käyntiajaksi oletetaan 8760 h/a. Näin ollen teoreettinen energia on kaavan (16) mukaisesti.

$$E_{teor} = 1,08 kW \cdot 8760 \frac{h}{a} = 9,49 MWh$$

Taajuusmuuttajaohjattujen sähkökäyttöjen asentaminen pumppuihin toisi siis huomattavia säästöjä esitarkastelun perusteella. Pumppujen hyötysuhdetta ei ole huomioitu vielä tässä vaiheessa. Näin ollen teoreettisesta energiasta saatu prosentuaalisen osuuden oletetaan siirtyvän suoraan samassa suhteessa sähkönkulutukseen. Kaikkien tarkastelun kohteena olevien pumppaamoiden osalta päädyttiin 41 % säästöihin esiselvityksen osalta. Pumppaamokohtaiset säästöt on esitetty liitteissä 3 ja 4.

### 3.6 Jatkotarkastelu

Jatkotarkastelussa tutkitaan tarkemmin pumppaamoiden säästöpotentiaalia tarkastelemalla jäteveden virtaamia päivätasolla. Tarkastelun tekeminen on välttämätöntä investointitarpeen määrittämisen kannalta.

Tarkastelun yhteydessä nousi esille kolme mahdollista vaihtoehtoa energiatehokkaan pumppaamisen toteuttamiseksi kohteissa.

1. Nykyisten pumppujen muuttaminen taajuusmuuttaja käyttöisiksi.
2. Kolmannen pumpun asentaminen peruskuormapumpuksi
3. Täydellinen pumppauskalusto remontti

### 3.6.1 Nykyisten pumppujen taajuusmuuttajaohjaus

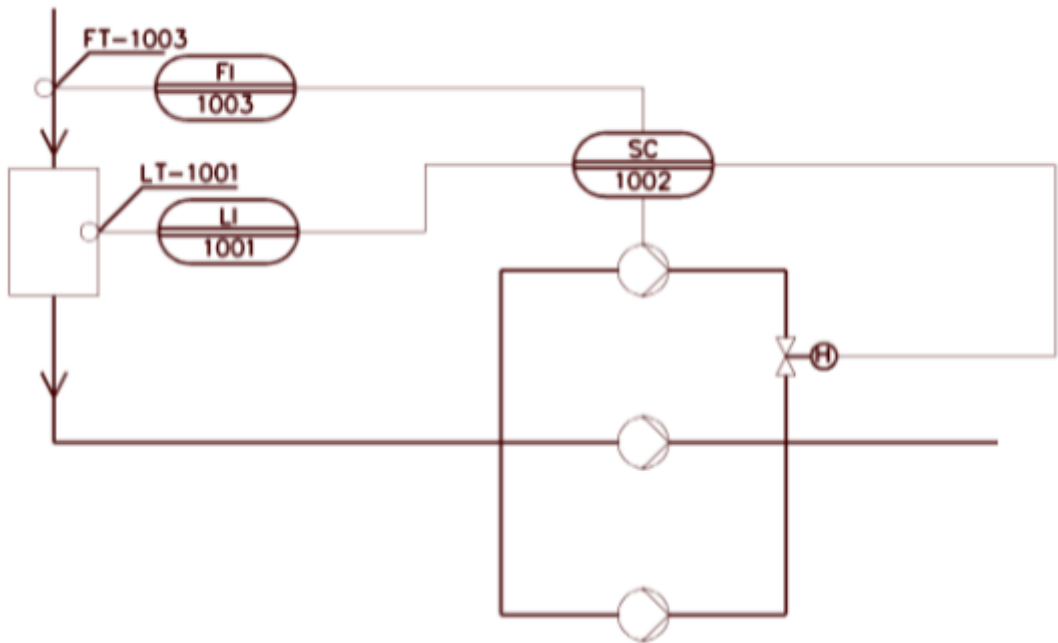
Kaikista edullisin vaihtoehto olisi muuttaa nykyiset pumput taajuusmuuttajakäyttöisiksi. Tällöin investointi koostuisi vain taajuusmuuttajasta ja johdotuksista. Useimmiten modernit taajuusmuuttajat eivät tarvitse ulkopuolista logiikkaa yksinkertaisen säätöpiirin ohjaamiseen, vaan se voidaan toteuttaa suoraan taajuusmuuttajan IO-liitäntöjen kautta taajuusmuuttajaan integroidulla logiikalla. (Vacon Oyj (b). s.a)

Tarkempaa tarkastelua on kuitenkin käytännössä mahdoton tehdä opinnäytetyön kirjoitushetkellä, sillä pumppujen ominaiskäyrästä ei ole saatu. Näin ollen pumpun toimintapisteen hyötysuhdetta on mahdoton arvioida. Edellä mainitusta syystä myös staattisen nostokorkeuden ja osakuormitusten vaikutus pumpun juoksupyörän sekä moottorin hyötysuhteeseen jää tarkastelun ulkopuolelle.

### 3.6.2 Kolmannen pumpun asentaminen peruskuormapumpuksi

Kolmannen pumpun asentamisen peruskuormapumpuksi etuja ovat täydelliseen pumppuremonttiin verrattuna edullinen hinta sekä nykyisten pumppujen säädettävään sähkökäyttöön verrattuna kohdekohtaisen mitoittamisen mahdollisuus. Ratkaisulla pyritään maksimoimaan pumppaamisen energiatehokkuus mahdollisimman pienellä investoinnilla.

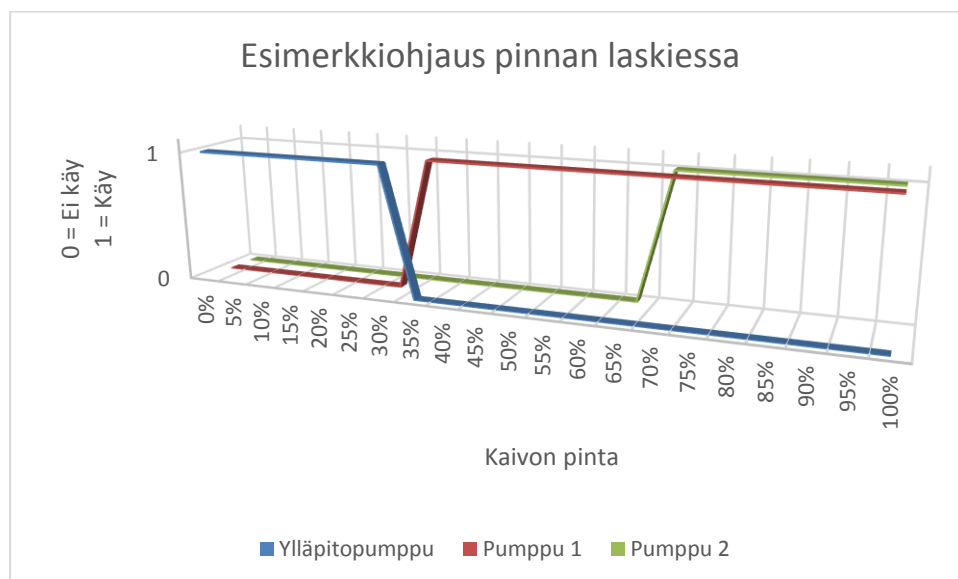
Pumppujen ohjaus tulisi toteuttaa siten, että normaalitilanteessa pienempi ylläpitopumppu toimisi säätösuoran mukaisesti, siten että pumpulle olisi määritetty toimintapisteen ala- ja ylärajat. Säädön voisi toteuttaa lineaarisesti kaivon pinnanmittauksen mukaan. Kun kaivon pinta ylittää säätöalueen ylärajan, tulee ylläpitolinjan venttiilin mennä kiinni ja normaalien pumppujen lähteä käymään. Pumpun asennuksen piirikaavio on esitetty kuvassa 3 ja esimerkki toimintarajoista kuvissa 4,5 ja 6.



Kuva 3 Peruskuormapumpun asentaminen ja ohjaus

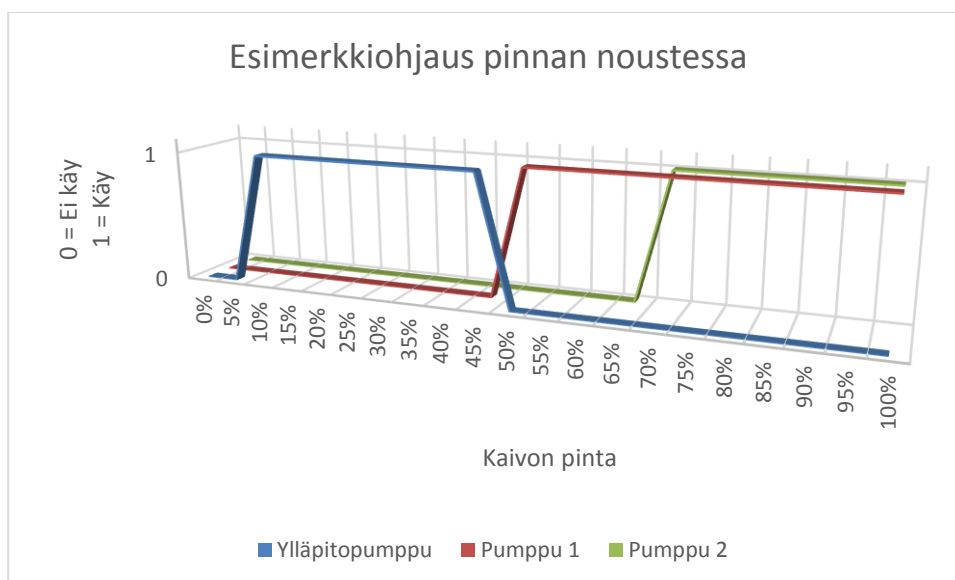
Kolmannen pumpun asennuksessa ongelmaksi voinee muodostua tilantarve. Kuitenkin pumppaamoilla käydessä vaikutti siltä, että asennus olisi mahdollista toteuttaa.

Investointitarpeet koostuvat uudesta pumpusta, sulkuventtiilistä, putkiston muutoksista, taajuusmuuttajasta, logiikasta ja johdotuksista. Logiikka tulee tarpeelliseksi, sillä säätöpiiriä varten tulee olla kehittyneemmät säätimet kuin mitä useimmilla taajuusmuuttajaan integroiduilla logiikoilla on mahdollista toteuttaa.



Kuva 4 Esimerkkiohjaus pinnan laskiessa





Kuva 5 Esimerkkiohjaus pinnan noustessa

Pinta	Ylläpitopumppu		Pumppu 1		Pumppu 2	
	Pinnan noustessa	Pinnan laskiessa	Pinnan noustessa	Pinnan laskiessa	Pinnan noustessa	Pinnan laskiessa
0 %	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
5 %	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
10 %	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
15 %	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
20 %	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
25 %	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
30 %	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF
35 %	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF
40 %	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF
45 %	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF
50 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
55 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
60 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
65 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
70 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
75 %	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
80 %	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF
85 %	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF
90 %	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF
95 %	OFF	ON	ON	OFF	ON	OFF
100 %	OFF	ON	ON	OFF	ON	ON

Kuva 6 Esimerkkiohjaus logiikalla

### 3.6.3 Täydellinen pumppauskalustoremontti

Tarkastelun kohteena olevan pumppaamolinjan jälkikäteen rakennetuissa pumppaamoissa käytetään pumppaamiseen taajuusmuuttajaohjattuja uppo-pumppuja. Pumppujen juoksupyörässä on repijä, joka mahdollistaa hyvin huoltovapaan toiminnan. Hyvin suurella todennäköisyydellä, täydellisessä

pumppaamoremontissa päädyttäisiin vastaavaan ratkaisuun. Ratkaisu on kuitenkin kallis toteuttaa, eikä ehkä vielä ajankohtainen, sillä nykyisillä pumpuilla on vielä noin 10 vuotta teknistä käyttöikää jäljellä. Lisäksi toimialueen optimointi on hyvin haastavaa kahdella keskenään vastaavalla pumpulla, sillä virtaus vaihtelee huomattavasti. Pumput tulee kuitenkin mitoittaa maksimivirtauksen mukaisesti, jolloin pumppauksen energiatehokkuus kärsii.

### 3.7 Yhteenveto jätevedenpumppaamoiden pumppaamisen energiatehokkuuden parantamisesta

Energiatehokkaan pumppaamisen kannalta, vaihtelevilla virtauksilla olisi tärkeää saada toteutettua pumppaus tarpeenmukaisesti, sillä ON/OFF-käyttö aiheuttaa tarpeetonta painehäviötä putkistossa. Näin ollen myös tehontarve ja energiankulutus kasvavat. Pumppauksen optimoinnissa olisi tärkeää tarkastella keskimääräistä sekä mediaanikuormitusta ja niiden kestoja.

## 4 PUHALTIMET

Tässä kappaleessa tarkastellaan CO<sub>2</sub> ohjauksen asentamisen ja puhaltimen mitoittamisen vaikutuksia ilmanvaihtokoneen sähkön kulutukseen puhaltimien osalta. Tarkastelu tehtiin Kymijoen Ravintopalvelut Oy:n jylpyn toimipisteen TK 2 koneeseen. Kone palvelee kylmäkeittiötä. Tässä opinnäytetyössä esiteltävä osuus on osa suurempaa kokonaisuutta, jossa tarkastellaan jäähdytettyjen tilojen energiatehokasta käyttöä edellä mainitussa kohteessa. Tarkastelu tehdään KyAMK:n E-COOL-hankkeeseen.

### 4.1 Lähtötiedot

Tarkastelun perustana on kohteeseen tehdyn energiakatselmuksen yhteydessä huomioitu TK2 koneen matala kuormitus ja tilan hajanainen käyttö. Tarkastelu toteutetaan kahdessa osassa, ensiksi tarkastellaan tilan vaatima ilmanvaihto eri ajanhetkien mukaisen kuormituksen mukaisesti ja tämän jälkeen tarkastellaan nykyisen laitteiston sopivuus tilan ilmavirran tarpeeseen. Virtauslaitteena TK2 koneessa käytetään ZIEHL- ABEGG:n ER63C-4DN.H7.1R puhallinta. Puhaltimen käyttövoimana käytetään 7,5 kW oikosulkumootoria. Koneen palvelema tilavuus on noin 760 m<sup>3</sup>. CO<sub>2</sub> ohjauksen mallinnuksessa kriteerinä käytetään sisäilman luokkaa S1 jolloin hiilidioksiditason tulee pysyä alle 700 PPM (Kukkonen.)

Tarkasteluhetkellä koneen ohjaus perustuu kohteen automaatiojärjestelmässä olevan aikaohjelman mukaan määritettyihin käyntinopeuksiin. Aikaohjelmat ovat seuraavat:

Ma-Pe      05:00-18:00 nopea (asetus 25 % maksimista / mitattu 1,252 m<sup>3</sup>/s)

Muu aika    hidas (asetus 12,5 % maksimista / mitattu 0,88 m<sup>3</sup>/s)

### 4.2 Ilmanvaihdon tarpeen määrittäminen

Menetelmän perustana toimii ilmanvaihdon tarpeen määrittäminen. Ilmanvaihdon tarve määritetään kyseisessä tapauksessa tilassa olevan henkilömäärän ja siitä aiheutuvan haitta-ainekuormituksen mukaan, joka on tässä opinnäytetyössä ilman hiilidioksidipitoisuus.

Yksittäinen henkilön tuottama hiilidioksidin määrä levossa mutta hereillä on noin 20 l/h eli 5,4 cm<sup>3</sup>/s. Tätä perusarvoa kutsutaan metaboliseksi CO<sub>2</sub> tuotannoksi  $G_{CO_2}$  (met. 1) ja se saa kertoimen 1. Kun halutaan määrittää todellinen hiilidioksidintuotanto työssä, voidaan se määrittää muuttamalla kerrointa. Esimerkiksi kevyessä työssä kerroin on 1,2  $G_{CO_2}$  (met. 1,2) jota käytetään myös tässä tarkastelussa. Toinen menetelmässä tarpeellinen vakio on ulkoilman CO<sub>2</sub> pitoisuus joka on suomessa noin 400 ppm. (Sandberg & Koskela 2014, 101.)

Tarkastelu toteutetaan tasapainotilanteen mukaan. Näin ollen tilaan tulevan epäpuhtauskuorman tulee olla yhtä suuri kuin tilasta poistuva, jotta haitta-ainepitoisuus pysyy vakiona. Laskennassa oletetaan myös että tulo ja poistoilmavirrat ovat yhtä suuria.

Näin ollen tuloilmavirta voidaan määrittää hiilidioksidin osalta seuraavasti:

$$Q_{tulo}C_{tulo} + G_{CO_2} = Q_{poisto}C_{oleskelu} \quad (19)$$

jossa	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]
	$G_{CO_2}$	hiilidioksidi kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
	$Q_{poisto}$	poistoilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$C_{oleskelu}$	haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]

(Sandberg & Koskela 2014, 101.)

Koska tulo- ja poistoilmavirta ovat laskennassa yhtä, suuret voidaan yhtälö (19) kirjoittaa muotoon:

$$Q_{tulo} = \frac{G_{co2}}{C_{oleskelu} - C_{tulo}} \quad (20)$$

jossa	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$G_{co2}$	hiilidioksidi kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
	$C_{oleskelu}$	haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]
	$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]

(Sandberg & Koskela 2014, 101.)

Mikäli epäpuhtauksien kuorma ilmoitetaan muodossa cm<sup>3</sup>/s ja  $C_{oleskelu}$  sekä  $C_{tulo}$  muodossa ppm=cm<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>, saadaan ilmavirran yksiköksi m<sup>3</sup>/s (Sandberg & Koskela 2014, 101).

Koska epäpuhtaudet saattavat suurina pitoisuuksina kerrostua huonetilaan voi pitoisuus poisto- sekä oleskeluilmassa erota toisistaan. Luontainen kerrostuminen johtuu eri aineiden tiheyksistä, jolloin luontaisesti kerrostuessaan, tiheämpi aines painuu alas. Ilmanvaihdon ratkaisuilla voidaan vaikuttaa ilman kerrostumiseen ja toisinaan päätelaitteiden sijoittelulla pyritään vahvistamaan kerrostumista. Hyvällä suunnittelulla ilmanvaihdon tehokkuutta voidaan parantaa kasvattamatta ilmavirtaa. (Sandberg & Koskela 2014, 102.)

Kerrostumisilmiön vuoksi tulee määrittää ilmanvaihdon tehokkuuskerroin  $\varepsilon_c$ .

$$\varepsilon_c = \frac{C_{poisto} - C_{tulo}}{C_{oleskelu} - C_{tulo}} \quad (21)$$

jossa	$\varepsilon_c$	Ilmanvaihdon tehokkuuskerroin	[-]
	$C_{poisto}$	Haitta-ainepitoisuus poistoilmassa	[PPM]
	$C_{tulo}$	Haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]
	$C_{oleskelu}$	Haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]

(Sandberg & Koskela 2014, 102.)

Kun ilmanvaihdon tehokkuuskerroin otetaan huomioon tasapainotilaa laskettaessa, saadaan tuloilmantarve muotoon:

$$Q_{tulo} = \frac{G_{co2}}{\varepsilon_c (C_{oleskelu} - C_{tulo})} \quad (22)$$

jossa	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$G_{co2}$	hiilidioksidi kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
	$\varepsilon_c$	Ilmanvaihdon tehokkuuskerroin	[-]
	$C_{oleskelu}$	haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]
	$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]

(Sandberg & Koskela 2014, 102)

Tarkastelussa tulee muistaa huomioida, että  $G_{CO_2}$  on riippuvainen tilassa olevasta ihmismäärästä sekä ihmisten aktiivisuudesta. Seuraava vaihe on tehdä aikariippuvainen matemaattinen malli tilan epäpuhtauspitoisuudesta. Pitoisuuden aikariippuva muutos noudattaa kaavaa:

$$C_t = C_0 e^{-nt'} + \left( C_{tulo} + \frac{G}{Q_{tulo}} \right) * (1 - e^{-nt'}) \quad (23)$$

jossa	$C_t$	haitta-ainepitoisuus aikavakion $t$ jälkeen	
	[PPM]		
	$C_0$	haitta-ainepitoisuus ennen aikavakiota $t$	
	[PPM]		
	$n$	ilmanvaihtuvuuskerroin	[-]
	$t'$	aikavakio	[s, min, h]
	$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]
	$G$	haitta-aine kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]

(Sandberg & Koskela 2014, 103.)

Jossa  $n$  ilmaisee kuinka monta kertaa ilma vaihtuu ajan yksikössä jossa aikavakio  $t$  on ilmoitettu:

$$n = \frac{Q_{tulo}}{V} \quad (24)$$

jossa	$n$	ilmanvaihtuvuuskerroin	[-]
	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$V$	tilan tilavuus	[m <sup>3</sup> /s]

(Sandberg & Koskela 2014, 103.)

Näin ollen ilmavirran ja kuorman pysyessä vakiona hiilidioksidipitoisuus nousee eksponentiaalisesti (Sandberg & Koskela 2014, 102).

#### 4.2.1 CO<sub>2</sub> pitoisuus aikaohjelma ohjatuissa IV- koneissa

Tarkastelua varten tehtiin Excel malli jolla pystyttiin tarkastelemaan CO<sub>2</sub> pitoisuuden muutosta tilassa. Tarkastelu aloitetaan tilan CO<sub>2</sub> tason mallinnuksella nykyisen aikaohjelman ja kuormituksen mukaan. Kaavoja varten tulee määrittää tilan koko, ilmavirrat ja kuorman muutos. Tässä tapauksessa kuorman muutos on ilmoitettu ihmisten lukumääränä tilassa ( $N$ ). Tarkastelu väliksi valittiin  $t=450$  sekuntia, eli 7,5 min. Excelliin tehdyt lausekkeet ovat muodossa:

$$C_t = C_0 * e^{-nt'} + \left( C_{tulo} + \frac{NG_{CO2}}{\varepsilon_c Q_{tulo}} \right) (1 - e^{-nt'}) \quad (25)$$

jossa	$C_t$	haitta-ainepitoisuus aikavakion $t$ jälkeen	
	[PPM]		
	$C_0$	haitta-ainepitoisuus ennen aikavakiota $t$	
	[PPM]		
	$n$	ilmanvaihtuvuuskerroin	[-]



$t'$	aikavakio	[s, min, h]
$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]
$N$	ihmisten lukumäärä tilassa	[kpl]
$G_{CO_2}$	haitta-aine kuormitus henkilöä kohden	[cm <sup>3</sup> /s/hlö]
$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]

Seuraavaksi tarkastellaan minimi- ilmavirran riittävyys 700 PPM CO<sub>2</sub> ilmanlaadulle. Tarkastelu tehdään henkilökuorman perusteella:

$$N_{700\text{ PPM}} = \frac{\frac{Q_{tulo}}{G_{CO_2}}}{\varepsilon_c (C_{oleskelu} - C_{tulo})} \quad (26)$$

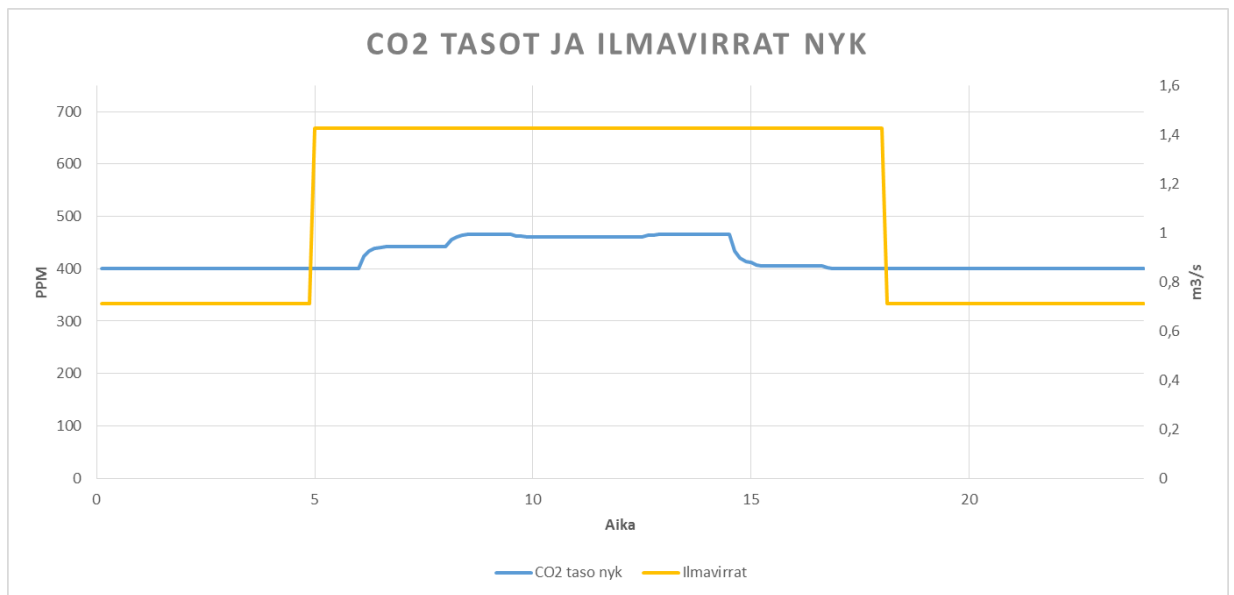
jossa	$N_{700\text{ PPM}}$	maksimi henkilömäärä	[kpl]
	$Q_{tulo}$	tuloilman tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$G_{CO_2}$	hiilidioksidi kuormitus tilassa	[cm <sup>3</sup> /s]
	$\varepsilon_c$	ilmanvaihdon tehokkuuskerroin	[-]
	$C_{oleskelu}$	haitta-ainepitoisuus oleskeluilmassa	[PPM]
	$C_{tulo}$	haitta-ainepitoisuus tuloilmassa	[PPM]

$$N_{700\text{ PPM}} = \frac{\frac{0,7125 \frac{m^3}{s}}{6,7 \frac{cm^3}{s}}}{1 \cdot (700 - 400) PPM} \approx 32 \text{ henkilöä}$$

Kun tiedetään että normaali maksimikuorma tilassa on 14 henkilöä, voidaan tästä päätellä puhaltimen tuottamat ilmavirrat olevan kohtalaisen ylimitoitettu.

#### 4.2.2 CO<sub>2</sub> tason käyttäytymisen mallintaminen nykyisellä kuormituksella ja ilmanvaihdolla sekä vaihtoehtoisilla ohjauksilla

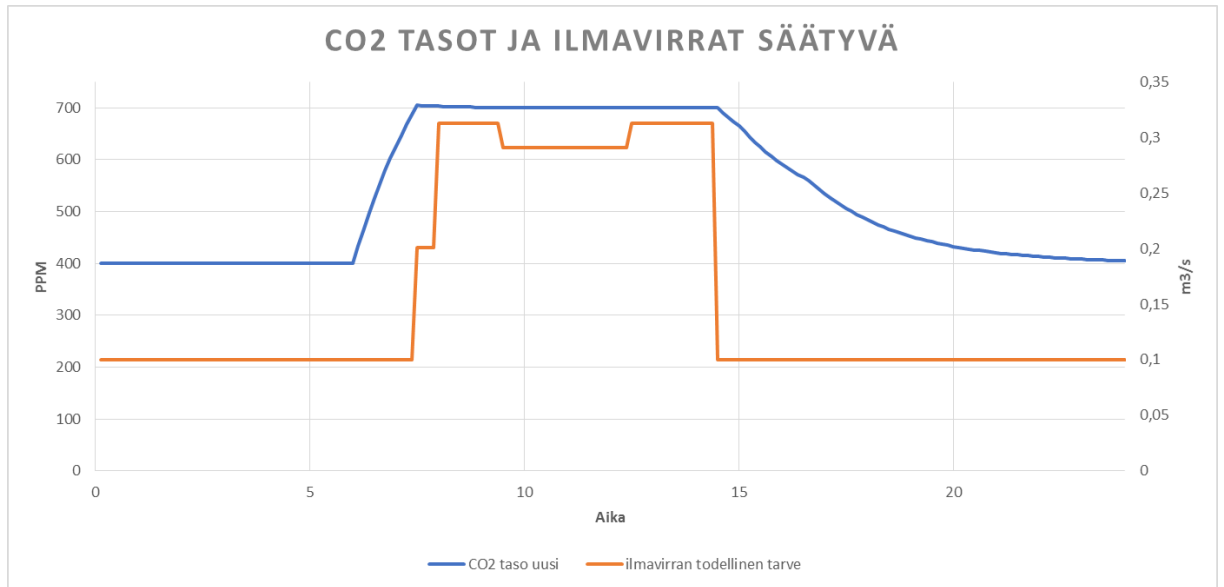
Tarpeenmukaista ilmanvaihtoa tarkasteltaessa on tärkeää tietää tilan CO<sub>2</sub> tason käyttäytyminen nykyisellä kuormituksella ja ilmanvaihdon aikaohjelmalla. Tulokset on saatu aikaisemmin esiteltyjä sääntöjä noudattaen. Ilmanvaihdon tehokkuuskertoimeksi on laskennassa annettu arvo 1, sillä tarkkaa tietoa ei ole saatavilla. Nykyiset CO<sub>2</sub> tasot on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7 CO<sub>2</sub> tason käyttäytyminen nykyisellä ohjauksella

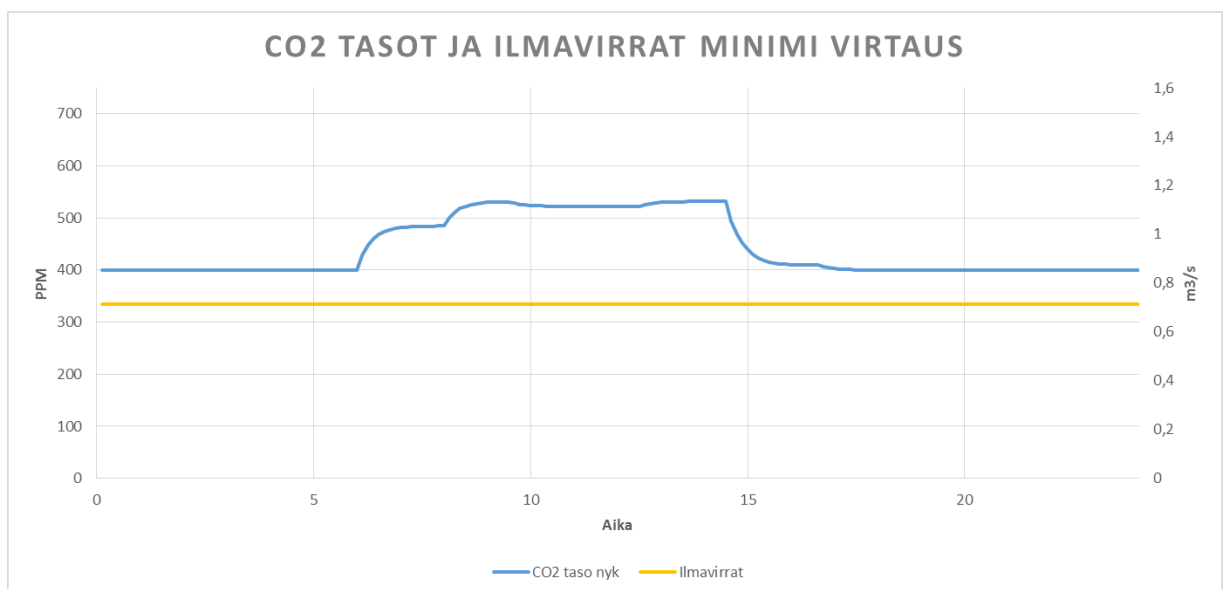
Seuraavaksi tarkastellaan tarpeenmukaista ilmanvaihtoa ja sen vaikutusta CO<sub>2</sub> tasojen käyttäytymiseen. Uudessa tarkastelussa minimi- ilmanvaihdon tarpeeksi on valittu 0.1 m<sup>3</sup>/s, sillä se riittää hyvin palauttamaan sisäilman laadun takaisin ulkoilman tasolle yön aikana. Tarkastelussa Excelliin tehtiin lauseke kahdella sisäkkäisellä IF- lausekkeella. Näin saatiin otettua huomioon

ajanhetket jolloin kuormituksen kasvamisesta huolimatta CO<sub>2</sub> tasot ovat alle asetusravon. Tarpeelliset ilmavirrat on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8 CO<sub>2</sub> tason käyttäytyminen tarpeenmukaisella ohjauksella

Kyseisessä laskentatavassa ilmavirran säätö käyttäytyy kuten optimaalisessa säätimessä. Todellisuudessa säätimessä on aina viivettä ja epätarkkuutta. Säädettävissä sähkökäyttöissä käytetään usein PI- tai PID- säädintä. Hyvin viiritetyllä säätimellä on mahdollista päästä hyvin lähelle laskennallisessa mallinnuksessa saatuja arvoja. Koska nykyisellä laitteistolla ei ole saatavissa tarpeeksi pieniä ilmavirtoja ilman pumppausefektiiä, tulee tarkastella myös nykyisen laitteiston minimi- ilman riittävyys. CO<sub>2</sub> tason käyttäytyminen minimivirralla on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9 CO<sub>2</sub> taso minimivirralla ja nykyisellä kuormituksella

4.3 CO<sub>2</sub> ohjauksen vaikutus puhaltimien sähkönkulutukseen

Muutosten arviointi sähkönkulutuksen osalta tehdään käyttämällä Motivan ylläpitämän Motiwatti-laskentatyökalun laskentamalleja. Tarkastelun yhteydessä selvitettiin taajuusmuuttajalta lähtevän jännitteen sekä virran arvot. Kuitenkaan vaihekulmaa ei ollut saatavilla. Puhaltimista tai puhaltimien sähkömoottoreista ei ole myöskään saatavilla hyötysuhde tai sähkönkulutus kuvaajia, joten niitäkään ei voida hyödyntää laskennassa. Kohteessa on loistehon kompensointi, joten loistehoa ei tarvitse määrittää, sillä johdot on suunniteltu jo loistehon kasvattaman virran huomioon ottaen. Laskennallisesti pätöteho määritetään kolmivaiheisessa järjestelmässä seuraavasti:

$$P = \sqrt{3}UI \cos \varphi \quad (27)$$

jossa	$P$	pätöteho	[W]
	$U$	vaihejännite	[V]
	$I$	virta	[A]
	$\varphi$	vaihekulma	[°]

Edellä mainittujen haasteiden vuoksi pätötehoa ei pystytä suoraan määrittämään, joten pätötehon määrittäminen tehdään seuraavan yhtälön mukaisesti:

$$P = \frac{Q\Delta p}{\eta_{puh}\eta_{välitys}\eta_{moottori}\eta_{tamu}} \quad (28)$$

jossa	$P$	pätöteho	[W]
	$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$\Delta p$	paine-ero	[Pa]
	$\eta_{puh}$	puhaltimen hyötysuhde	[%]
	$\eta_{välitys}$	välityksen hyötysuhde	[%]

$\eta_{moottori}$	moottorin hyötysuhde	[%]
$\eta_{tamu}$	taajuusmuuttajan hyötysuhde	[%]

(Shemeikka & Hietaniemi 2003)

Koska koneet ovat suoravetoisia koneita välityksen hyötysuhde on 1. Taajuusmuuttajan hyötysuhteeksi on arvioitu 95% valmistajan tietoihin vedoten (Vaccon Oyj (a), s.a). Ilmastoinnin urakkakirjoissa kerrottiin puhaltimen hyötysuhteen olevan 78,3%. Kuitenkin puhaltimen valmistajan mukaan puhaltimen hyötysuhde toimintapisteessä olisi noin 68 % nopealla käynnillä ja hitaalla noin 72 %. (Swegon, s.a.) Laskennassa käytetään valmistajan ilmoittamaa hyötysuhdetta. Sähkömoottorin hyötysuhde nimelliskuormalla on ilmoitettu olevan 87%. Todellisen sähkönkulutuksen selvittämiseksi tulee huomioida kuitenkin, että moottorin hyötysuhde heikkenee merkittävästi kun säätöalue menee alle 50 % moottorin nimellistehosta. (Shemeikka & Hietaniemi. 2003) Tätä muutosta käsitellään myöhemmin. Muita määritettäviä suureita ovat tilavuusvirta sekä puhaltimen paineentuotto.

Tarkka tilavuusvirta määritettiin mittauslaipan yli olevan paine-eron perusteella. Määrittystä varten tulee mitata paine- ero mittauslaipan yli, sekä ilman lämpötila. Puhaltimille käytetään yleensä referenssilämpötilana +20 °C lämpötilaa ja sitä vastaavaa tiheyttä. Tämä pätee myös tarkastelun alaisessa puhaltimessa. Tilavuusvirta määritetään kaavan (29) mukaisesti.

$$Q = \sqrt{\frac{\rho_{20}}{\rho_{betr}}} K \sqrt{\Delta p} \quad (29)$$

jossa	$Q$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$\rho_{20}$	mitoitus tiheys 20 °C	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$\rho_{betr}$	lämpötilan mukainen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$K$	laipan vakio 381	[-]
	$\Delta p$	paine-ero	[Pa]

(Swegon. s.a.)

Multimanometrillä mitattuna saatiin paine-eroksi laipan yli nopealla käynnillä mitattuna 140 Pa ja lämpötilaksi 19 °C. Koska lämpötila-ero ja siten tiheys-ero ovat hyvin pieniä, voidaan lämpötilakompensointi jättää pois. Mitattu paine-ero sijoitetaan kaavaan (29).

$$Q = 381 \cdot \sqrt{140 \text{ pa}} = 4508 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1,252 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Laskennassa saadut tulokset poikkeavat jonkin verran käyttöönoton yhteydessä tehdyn säädön tuloksista. CO<sub>2</sub> tason laskennassa on käytetty käyttöönoton yhteydessä mitattua ilmavirtaa. Ero tuloksien välillä ei kuitenkaan ole merkittävä.

Puhaltimen paineentuottoa varten tuli kanavaan asentaa kaksi mittausnippaa lisää. Mittausnipat asennettiin 90 ° kulmassa virtaukseen nähden, jolloin siihen vaikuttaa pelkästään staattinen paine. Näin ollen puhaltimen kokonaispaineenkorotus saadaan määritettyä mittaamalla staattisen paineen erotus puhaltimen yli. Koska puhaltimen tuottamat paineet ovat hyvin matalia, virtaus on käytännössä kokoon puristumaton. Tällä perusteella dynaaminen paine pysyy puhaltimen molemmilla puolilla vakiona, sillä kanavan koko ei muutu, jolloin myös virtausnopeus pysyy vakiona. Näin siksi että dynaaminen paine on tiheyden pysyessä vakio, verrannollinen nopeuden toiseen potenssiin.

Bernoullin lain mukaan voidaan johtaa kaavat (30) ja (31).

$$p_{dyn} = \frac{\rho v^2}{2} \quad (30)$$

jossa	$p_{dyn}$	dynaaminen paine	[Pa]
	$\rho$	aineen tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$v$	nopeus	[m/s]

Kun imu ja painepuolen dynaamiset paineet ovat yhtä suuret ja vakiot, puhaltimen paineenkorotus voidaan määrittää seuraavasti:

$$\Delta p = p_{dyn} (p_{sta\ paine} - p_{sta\ imu}) \quad (31)$$

jossa	$\Delta p$	paine-ero	[Pa]
	$p_{dyn}$	dynaaminen paine	[Pa]
	$p_{sta\ paine}$	staattinen paine painepuolella	[Pa]
	$p_{sta\ paine}$	staattinen paine imupuolella	[Pa]

(Bohl 1988, 55.)

Koska dynaaminen paine on vakio, merkitään se laskennassa arvolla 1. Puhaltimen paineentuotto mitattiin staattisen paineen muutoksella kaavaan (31) vedoten. Mittausmenetelmän etu on helppous. Mittausyhteenä käytettiin 6,4 mm. halkaisijaltaan olevaa nippaa. Koneessa joka mitattiin, on noin 60 mm. paksu eristekerros, joka häiritsee merkittävästi L muotoisen pitot-putken käyttöä mittauksessa ja näin ollen mittaus reiän tulisi olla suurempi. Suoralla yhteellä mittaamista varten kanavaan porattiin kaksi suoraa 8 mm. reikää, kun taas pitot-putkella reiän halkaisija olisi ollut noin 20 mm. Yhteet tiivistettiin sili-

konilla ohivuodon välttämiseksi. Mittauksista saatiin puhaltimen paineenkorotukseksi nopealla käynnillä 244 Pa. Näin ollen puhaltimen teoreettinen teho nopealla käynnillä saadaan kaavan (9) mukaisesti.

$$P_{teor} = 1,252 \frac{m^3}{s} \cdot 244 \text{ pa} = 305,5 \text{ W}$$

Seuraavaksi lasketaan edelleen puhaltimen akseliteho:

$$P_{akseli} = \frac{P_{teor}}{\eta_{puh}} \quad (32)$$

jossa	$P_{akseli}$	akselikuorma	[W]
	$P_{teor}$	teoreettinen teho	[W]
	$\eta_{puh}$	puhaltimen hyötysuhde	[%]

$$P_{akseli} = \frac{305,5 \text{ W}}{68 \%} = 449,3 \text{ W}$$

Samalla tavalla määritetään teoreettinen teho myös hitaalle käynnille. Puhaltimen paineentuoton mitattiin olevan 134 Pa ja paine-eron mittauslaipan yli 69 Pa. Käyrästä toimintapisteen hyötysuhteeksi arvioitiin 72 %. Kaavojen (29), (9) ja (32) mukaisesti:

$$Q = 381 \cdot \sqrt{69 \text{ pa}} = 3165 \frac{m^3}{h} = 0,88 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{teor} = 0,88 \frac{m^3}{s} \cdot 134 \text{ pa} = 117,8 \text{ W}$$

$$P_{akseli} = \frac{117,8 \text{ W}}{72 \%} = 163,6 \text{ W}$$

Puhaltimen akselitehoa määritettäessä tulee muistaa, että hyötysuhde ei pysy aivan vakiona putkistokäyrällä, sillä putkistokäyrään vaikuttaa myös painehäviö. Hitaalla käynnillä toiminta-alue menee kuitenkin puhaltimen käyrästä säätöalueen ulkopuolelle, joten puhaltimen hyötysuhde on todennäköisesti matalampi kuin käyrästä arvioitu.



## Sähkönkulutus

Puhaltimen käyttövoiman lähteenä toimii siemensin 1LE1 sarjan oikosulkumoottori. Motiwatti laskentatyökalun mukaan säätöalueella jossa kuormituksen ja nimellistehon suhde eli osakuorma on yli 50 % nimellistehosta, oikosulkumoottorin hyötysuhde pysyy vakiona. Tämän jälkeen hyötysuhde alkaa laskea. Mikäli tarkkaa muutosta ei ole tiedossa, voidaan käyttää seuraavia sääntöjä:

Tehon alenema nimellistehosta 50 %:sta 40 %:iin hyötysuhde laskee 2 % yksikköä

Tehon alenema nimellistehosta 40 %:sta 20 %:iin hyötysuhde laskee 10 % yksikköä

Tehon alenema nimellistehosta 20 %:sta 10 %:iin hyötysuhde laskee 20 % yksikköä

(Shemeikka & Hietaniemi 2003)

Sähkösäädin moottorin nimellisteho on 7,50 kW 50 Hz verkossa 100 % kuormalla ja nimellinen hyötysuhde 87 %. Näin ollen moottorin nimellinen akseliteho saadaan laskettua kaavan (33) mukaisesti.

$$P_{akseli\ n} = P_n \eta_n \quad (33)$$

jossa	$P_{akseli\ n}$	akseliteho nimelliskuormalla	[kW]
	$P_n$	nimellisteho	[kW]
	$\eta_n$	nimellishyötysuhde	[%]

$$P_{akseli\ n} = 7,5\ kW \cdot 87\ \% = 6,5\ kW$$

6,5 kW:n kuorma vastaa siis 100 % kuormitusta moottorin akselille. Motiwattista saatujen sääntöjen perusteella oikosulkumoottorin hyötysuhteen alenemasta tehtiin taulukko, jota voidaan hyödyntää osakuormien vaikutuksen las-

kemisessa sähkönkulutukseen. Koska Motiwatin säännöt loppuvat 10 % osakuormaan, on alenemasta johdettu funktio alle 50 % kuormille. Funktion muoto on seuraava:

$$y = -14,43 \cdot \ln(x) + 55,216 \quad (34)$$

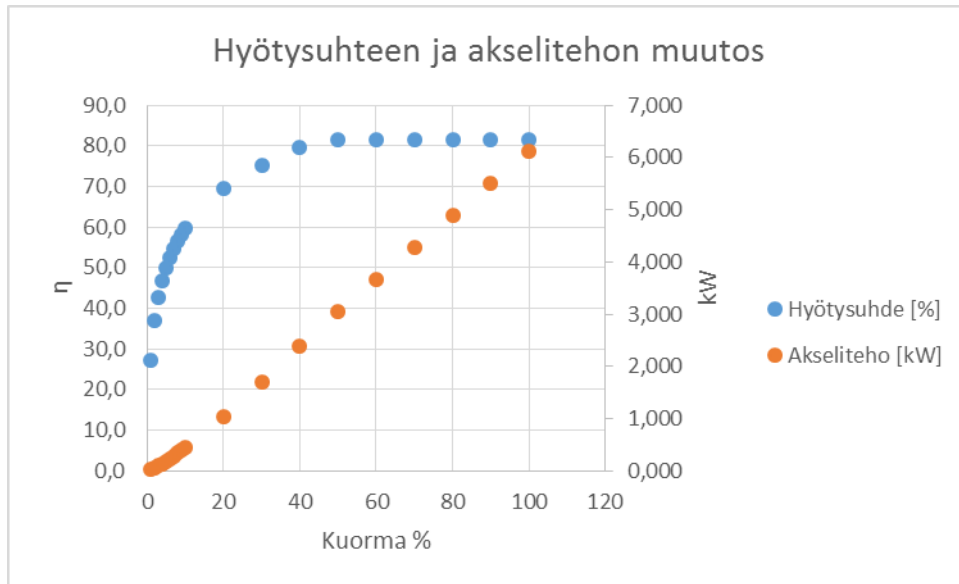
jossa  $y$ =alenema

$x$ =osakuorma

Osakuormat on esitelty taulukossa 3 ja kuvassa 10

Taulukko 3 Osakuormat ja hyötysuhteet säädettävässä sähkökäytössä nykyisellä laitteella

Kuorma %	Hyötysuhteen alenema [%]	Hyötysuhde [%]	Akseliteho [kW]
100	0,0	87	6,525
90	0,0	87	5,873
80	0,0	87	5,220
70	0,0	87	4,568
60	0,0	87	3,915
50	0,0	87	3,263
40	2,0	85	2,550
30	6,1	81	1,819
20	12,0	75	1,125
10	22,0	65	0,488
9	23,5	63	0,429
8	25,2	62	0,371
7	27,1	60	0,314
6	29,4	58	0,259
5	32,0	55	0,206
4	35,2	52	0,155
3	39,4	48	0,107
2	45,2	42	0,063
1	55,2	32	0,024



Kuva 10 Hyötysuhteen ja akselitehon muutos

Seuraavaksi arvioidaan puhaltimen todellinen pätötehon kulutus. Arviointi toteutetaan edellä määritettyjen moottorin hyötysuhteiden perusteella osakuormien mukaisten akselitehojen perusteella. Tarkastelussa käytetään apuna taulukkoa 3. Näin ollen moottorin pätötehon tarve osakuormalla saadaan kaavan (35) mukaisesti.

$$P_{\text{pätö}} = \frac{P_{\text{akseli}}}{\eta_{\text{moottori}}} \quad (35)$$

jossa	$P_{\text{pätö}}$	moottorin pätöteho	[W]
	$P_{\text{akseli}}$	akselikuorma	[W]
	$\eta_{\text{moottori}}$	moottorin hyötysuhde	[%]

$$P_{\text{pätö moottori nopea}} = \frac{449,3 \text{ W}}{65 \%} = 691,3 \text{ W}$$

$$P_{\text{pätö moottori hidas}} = \frac{163,6 \text{ W}}{52 \%} = 314,6 \text{ W}$$

Laitteiston kokonaistehon kulutus saadaan jakamalla pätöteho vielä taajuusmuuttajan hyötysuhteella 95 %. (Vacon Oyj (a), s.a.)

$$P_{kok} = \frac{P_{pätöi}}{\eta_{tamu}} \quad (36)$$

jossa	$P_{kok}$	kokonaisteho	[W]
	$P_{pätö}$	moottorin pätöteho	[W]
	$\eta_{tamu}$	taajuusmuuttajan hyötysuhde	[%]

$$P_{kok\ nopea} = \frac{691,3\ W}{95\ \%} = 727,6\ W$$

$$P_{kok\ hidas} = \frac{314,6\ W}{95\ \%} = 331,2\ W$$

Kun tarkastelua jatketaan edelleen, voidaan määrittää moottoripiirin tehokerroin  $\cos \phi$ . Tarkastelua varten tarvitaan taajuusmuuttajalta tai mittaamalla saadut jännite ja virta tiedot:

$$\cos \varphi = \frac{P_{kok}}{\sqrt{3}UI} \quad (37)$$

jossa	$\varphi$	vaihekulma	[°]
	$P_{kok}$	kokonaisteho	[W]
	$U$	vaihejännite	[V]
	$I$	virta	[A]
	$\varphi$	vaihekulma	[°]

Vaihekulmantarkastelulla ei ole kuitenkaan kyseisessä kohteessa merkitystä, sillä kohteessa on loistehon kompensointiparisto. Mikäli kompensointiparistoa ei ole ja induktiivista loistehoa tulee yli 20 % pätötehosta, verkkoyhtiöt alkavat usein perimään loistehosta maksua (Tampereen sähkölaitos sähköverkko Oy). Kohteissa joissa ei ole loistehon kompensointia tämä tulee ottaa huomioon, sillä moottoriin loistehon osuus usein kasvaa kun moottorin vääntömomentti laskee nimellisvääntömomenttiin nähden. Ilmiö johtuu moottorin magnetoinnista ja magnetointitehon suhteen muutoksesta moottorin pätötehoon. (ABB Ab, s.a. 14)

Kuten kappaleessa 4.2.2 todettiin, nykyinen minimi-ilmavirta riittäisi palvelemaan koko kylmäkeittiötä myös tilan ollessa kuormituksen alaisena. Mikäli aikaohjelmaa muutettaisiin siten, että kone kävisi kokoajan hitaalla käynnillä, olisi mahdollista säästää energiankulutuksessa. Säästön laskeminen toteutetaan laskemalla keskimääräiset päiväkulutukset viikkotasolta nykyisellä sekä uudella kulutuksella ja kertomalla se vuoden vuorokausilla:

$$P_{kesk} = \frac{t_{nopea} P_{kok\ nopea} + t_{hidas} P_{kok\ hidas}}{t_{vko}} \quad (38)$$

jossa	$P_{kesk}$	keskimääräinen teho	[W]
	$t_{nopea}$	nopean käynnin aika	[h]
	$P_{kok\ nopea}$	teho nopealla käynnillä	[W]
	$t_{hidas}$	nopean käynnin aika	[h]
	$P_{kok\ hidas}$	teho hitaalla käynnillä	[W]
	$t_{vko}$	viikon tunnit	[h]

$$P_{kesk} = \frac{5 * (18 - 5) h \cdot 727,6 W + (7 \cdot 24h - 5 \cdot (18 - 5)h) \cdot 331,2 W}{7 \cdot 24 h} = 484,6 W$$

Seuraavaksi verrataan keskimääräistä tehonkulutusta nykyisellä aikaohjelmalla hitaan käynnin tehoon. Potentiaalinen säästö saadaan keskimääräisen tehon sekä hitaan käynnin tehon erotuksesta.

$$P_{\text{säästö}} = 484,6 \text{ W} - 331,2 \text{ W} = 153,4 \text{ W}$$

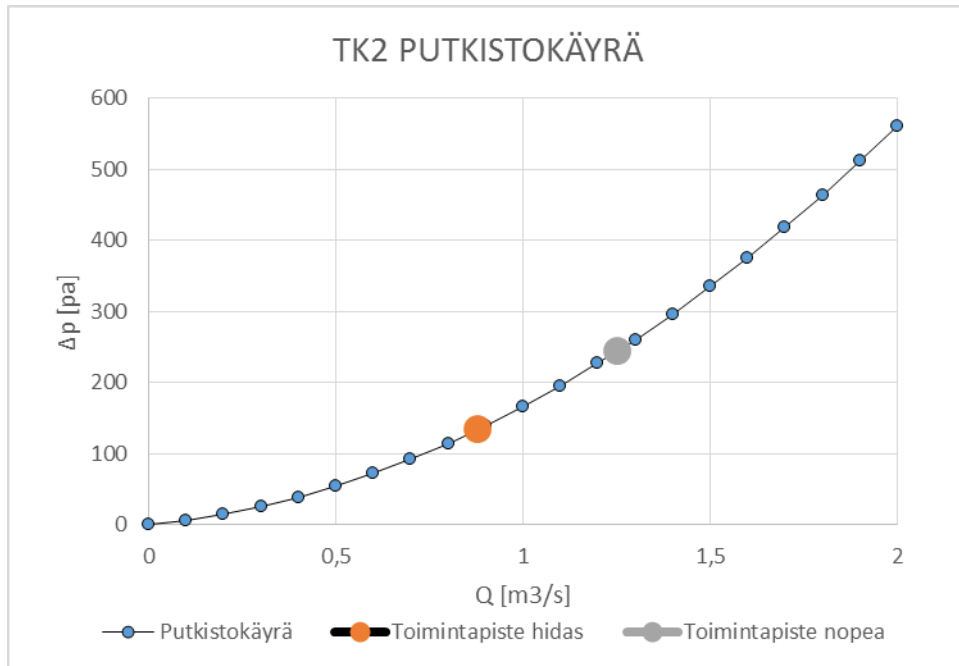
Näin ollen tehoa kuluisi keskimäärin 153,4 Wattia vähemmän. Vuodessa tämä tarkoittaa 1,34 MWh säästöä puhaltimen käyttöön kulutetusta sähköstä. Laite ei kuitenkaan toimi tällä hetkellä optimaalisella alueella, joten tarkastelun kohteeksi otetaan vielä vaihtoehtoinen puhallin.

#### 4.4 Uuden laitteen valinta

Puhaltimen sähkönkulutuksen ja hukkatehon minimoimisen kannalta olisi järkevää valita pienempi puhallin palvelemaan kylmäkeittiötä. Energiatehokkuuden kannalta vaihdos kannattaa vaikka ilmavirrat pidettäisiin vakiona, sillä tehdyn tarkastelun mukaan pienempi puhallin kykenee tuottamaan saman ilmavirran paremmalla hyötysuhteella. Uudeksi puhaltimeksi valitaan Ziehl-Abegg:n ER40C-4DN.C7.CR puhallin. Valinnan perusteena on parempi sopivuus nykyiseen käyttöön mitoituksen puolesta. Säästöalueen puolesta sopivaa puhallinta ei kuitenkaan löytynyt CO<sub>2</sub> ohjausta ajatellen. Valmistajan ilmoittaman alimman kierrosnopeuden alittamiseen ei oteta tässä opinnäytetyössä kantaa.

#### **Putkistokäyrän määrittäminen**

Putkistokäyrä tulee määrittää että pystytään mitoittamaan puhaltimen paineentuotto ja tilavuusvirta oikeaksi tapauksissa, joissa ei ole saatavilla mitattua tietoa. Koska putkistossa ei ole staattista nostokorkeutta, on putkisto käyrä muotoa  $ax^2 \pm bx$ . Putkistokäyrä määritetään hitaan ja nopean käynnin tilavuusvirran ja paineentuoton mukaan. Putkistokäyrän funktioksi saatiin  $114,56 \cdot Q^2 + 51,462 \cdot Q$ .



Kuva 11 TK2 putkistokäyrä ja toimintapisteet nykyisellä ohjauksella

### Sähkömoottorin ominaisuudet

Puhallinpaketin sähkömoottorin nimellishyötysuhdetta ei ole ilmoitettu katalogissa. Hyötysuhde saatiin kuitenkin selvitettyä soittamalla laitevalmistajalle, jolta saatiin tarvittavat dokumentit. Dokumenttien mukaan puhaltimen moottorina käytetään EC tekniikalla toimivaa 1,1 kW oikosulkumoottoria, jonka nimellishyötysuhde 50 hertsin verkossa on 81,6 %.

#### 4.5 Nykyisten aikaohjelmien noudattaminen uudella puhaltimella

Uuden päätötehon kulutuksen laskemiseen käytetään jo aikaisemmin laskettuja arvoja teoreettisen tehon osalta. Muuten laskenta suoritetaan samoin kuin kappaleessa 4.3, mutta puhaltimen ja moottorin hyötysuhde tulee selvittää toimintapisteissä. Koska puhaltimen tiedot on annettu m<sup>3</sup>/h muodossa, tulee nykyiset ilmavirrat muuttaa samaan muotoon. Muutos tehdään kertomalla m<sup>3</sup>/s muodossa oleva ilmavirta tunnin sekunneilla. Näin ollen virtaamat ovat tuntitasolla:

Taulukko 4 Mitoitusilmavirrat uudella puhaltimella

$Q_{\text{nopea}}$	4507 m <sup>3</sup> /h
$Q_{\text{hidas}}$	3168 m <sup>3</sup> /h

Paineentuohto pysyy samana vaikka virtaus skaalataan uusiksi. Hyötysuhde saadaan puhaltimen ominaiskäyrästä:

Taulukko 5 Uuden puhaltimen juoksupyörän hyötysuhteet

$\eta_{\text{nopea}}$	69 %
$\eta_{\text{hidas}}$	72 %

Näin ollen uudeksi akselitehoksi saadaan kaavan (32) mukaisesti:

$$P_{\text{akseli nopea}} = \frac{305,5 \text{ W}}{69 \%} = 442,8 \text{ W}$$

$$P_{\text{akseli hidas}} = \frac{117,8 \text{ W}}{72 \%} = 163,6 \text{ W}$$

Kuten laskennasta huomataan, puhaltimen akseliteho pienenee hieman paremman juoksupyörän hyötysuhteen vuoksi. Seuraavaksi määritetään moottorin pätöteho. Nimellishyötysuhteen tiedetään olevan 81,6 % ja nimellistehon 1,1 kW. Toimintapisteen mukainen hyötysuhde määritetään samojen periaatteiden mukaan kuin nykyisen moottorin kohdalla:

Taulukko 6 Osakuormat ja hyötysuhteet säädettävässä sähkökäytössä korvaavalla laitteella

Kuorma %	Hyötysuhteen alenema [%]	Hyötysuhde [%]	Akseliteho [kW]
100	0,0	81,6	0,898
90	0,0	81,6	0,808
80	0,0	81,6	0,718
70	0,0	81,6	0,628
60	0,0	81,6	0,539
50	0,0	81,6	0,449
40	2,0	79,6	0,350
30	6,1	75,5	0,249
20	12,0	69,6	0,153
10	22,0	59,6	0,066
9	23,5	58,1	0,058
8	25,2	56,4	0,050
7	27,1	54,5	0,042
6	29,4	52,2	0,034
5	32,0	49,6	0,027
4	35,2	46,4	0,020
3	39,4	42,2	0,014
2	45,2	36,4	0,008
1	55,2	26,4	0,003



Kun tarkastellaan akselitehoa, voidaan moottorin hyötysuhteiden olevan:

Taulukko 7 Moottorin hyötysuhteet

$\eta_{\text{moottori nopea}}$	81,6 %
$\eta_{\text{moottori hidas}}$	70 %

Näin ollen sähköteho:

$$P_{\text{pätö moottori nopea}} = \frac{442,8 \text{ W}}{81,6 \%} = 542,6 \text{ W}$$

$$P_{\text{pätö moottori hidas}} = \frac{163,6 \text{ W}}{70 \%} = 233,7 \text{ W}$$

Seuraavaksi lasketaan kokonaispätötehotarve. Taajuusmuuttajan hyötysuhde oletetaan olevan sama kuin nykyisessä tilanteessa:

$$P_{\text{kok nopea}} = \frac{542,6 \text{ W}}{95 \%} = 571,2 \text{ W}$$

$$P_{\text{kok hidas}} = \frac{233,7 \text{ W}}{95 \%} = 246,0 \text{ W}$$

Seuraavaksi lasketaan keskimääräinen tehontarve:

$$P_{\text{kesk}} = \frac{5 \cdot (18 - 5) \text{ h} \cdot 571,2 \text{ W} + (7 \cdot 24 - 5 \cdot (18 - 5) \text{ h}) \cdot 246,0 \text{ W}}{7 \cdot 24 \text{ h}} = 371,8 \text{ W}$$

Kun verrataan keskenään nykyisen puhaltimen ja uuden puhaltimen tarvitsemaa keskimääräistä sähkötehoa, voidaan huomata että paremmin mitoitettu puhallin laskee keskimääräistä tehoa 112,8 wattia. Näin ollen pienempi puhallin säästäisi energiaa 0,988 MWh vuodessa nykyisellä aikaohjelmalla. Minimililmavirralla säästöä tulisi nykyiseen aikaohjelmaan verrattuna pienemmällä puhaltimella 2,090 MWh/a.

Koska putkistokäyrä on niin loiva ja ilman tarve matala, ei kohteeseen löytynyt sopivaa puhallinta, jonka toiminta-alue olisi jatkunut tarpeeksi alas sekä painentuoton, että tilavuusvirran osalta. Uudella puhaltimella minimi-ilmavirta joka pystytään tuottamaan, on 930 rpm pyörimisnopeudella noin 2600 m<sup>3</sup>/h eli 0,725 m<sup>3</sup>/s. Minimipyörimisnopeus on valmistajan ilmoittama, eikä sitä voida

alittaa, sillä muuten riskinä on pumppaus-efekti, jolloin ilma vain virtaa puhaltimen juoksupyörän läpi edestakaisin. Jotta CO<sub>2</sub> tarkastelussa määritettyyn maksimi-ilmantarpeeseen päästäisiin tulisi puhaltimen toimia hyvin vielä 450 rpm pyörimisnopeudella.

#### 4.6 Tarpeenmukaisen ilmanvaihdon mahdollisuudet

Kiinteistöjen ilmanvaihdon ilmavirrat ja ilman suurimmat sallitut haitta-ainepitoisuudet on määritelty rakennusmääräyskokoelmassa D2. Valmistuskeittiön tuloilman tarpeeksi on määritelty 15 dm<sup>3</sup>/s/m<sup>2</sup> (Ympäristöministeriö, 34). Kyseisessä tilassa tämä tarkoittaisi noin 4 m<sup>3</sup>/s tuloilman virtaamaa. Kuitenkin kyseisessä kokoelmassa sanotaan sivulla 27 näin:

”Jos henkilökuormituksen mukaiselle ilmavirtojen mitoitukselle ei ole riittäviä perusteita käytetään pinta-alaan perustuvaa mitoitusta” (Ympäristöministeriö, 27).

Tämän perusteella voidaan tulkita tarpeenmukaisen ilmanvaihdon olevan mahdollinen kyseisessä tilassa. Tilassa on suhteessa vähän ihmisiä kerralla töissä tilan kokoon nähden. Lisäksi matalampi ilmavirta vähentää vedon tuntoa sekä kosteutta, joka johtaa kesäaikaan päätelaitteille sekä muille pinnoille kondensoituvaa veteen. Edellä mainituista asioista on kuultu palautetta työntekijöiltä. Muita säästöjä saataisiin muun muassa sisään puhallettavan ilman jäähdytyksestä sekä lämmityksestä.

#### 4.7 Yhteenveto puhaltimien energiatehokkaasta käytöstä

Tulosten perusteella voidaan todeta, että ilmanvaihdon tarpeenmukaisuuden määrittämisellä voidaan saada säästöjä myös puhaltimen sähkönkulutuksesta. Myös puhaltimen oikea mitoitus jo ilmanvaihdon suunnitteluvaiheessa on järkevää, sillä ylimitoitettuna puhallinpaketin investointi- ja käyttökustannukset kasvavat.

### 5 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tavoitteiden voidaan todeta onnistuneen hyvin. Opinnäytetyön kirjoittamisen aikana malli on valmistunut opinnäytetyössä käsitellyllä tasolla. Mallin ongelmiksi voidaan lukea kuitenkin teorian yleistyksset, sillä malli on käytännössä koottu jo olemassa olevista keskiarvotetuista kokonaisuuksista. Näin

ollen se ei ota huomioon esimerkiksi tekniikan kehittymistä varsinkaan sähkökäyttöjen osalta. Kuitenkin mallin voidaan olettaa toimivan riittävän tarkalla tasolla investointitarpeen, investoinneista saatavan hyödyn sekä investointien takaisinmaksuaikojen selvittämiseksi.

Puutteistaan huolimatta mallia voidaan soveltaa tietoja päivittämällä myös uudempaan tekniikkaan. Useilla sähkömoottorin valmistajalla on saatavilla moottorikohtaiset tiedot säädön vaikutuksesta kokonaistehon tarpeeseen. Näitä tietoja hyödyntämällä voidaan mallista luoda tapauskohtaisesti tarkempi.

Mallia ei ole vielä testattu käytännössä. Seuraava luonnollinen askel mallin osalta on tehdä mittauksia mallin tarkkuuden arviointia varten. Mittausjärjestelyjä varten olisi hyvä saada erityyppisiä ja kokoisia oikosulkumoottorikäyttöisiä keskipakotoimisia virtauslaitteita. Teoreettisen tehontarpeen määrittämistä varten putkistoon tulisi asentaa pumpun tai puhaltimen imu- ja painepuolen kokonaispaine-eroa mittaavaa paine-ero mittari sekä virtauksen dynaamista painetta mittaava mittari. Lisäksi tarpeellisia suureita on putkiston staattinen paine sekä lämpötila tiheyden määrittämistä varten.

Virtauslaitteiden ohjausta varten tarvitaan käyttötarkoitukseen sopiva taajuusmuuttaja. Taajuusmuuttaja tulisi asentaa kytkentäkaappiin siten, että näennäistehon, pätötehon sekä ohjaustaajuuden mittaaminen onnistuu helposti ilman vaaraa sähköiskusta. Sähköisten ominaisuuksien mittaamiseen voidaan käyttää esimerkiksi Fluke 435 series II Power quality and Energy analyzer sähkönlaadun analysaattoria tai Siemens ET200SP sarjan hajautusasemaa johon on saatavilla energianmittausmoduuleja. Hajautusaseman etuihin voidaan lukea yhtenäisesti kerättävissä oleva data, jolloin sen analysointi helpottuu huomattavasti. Mikäli mittaukset haluttaisiin suorittaa sähkönlaadun analysaattorilla, turvallista mittaamista varten tulisi kytkentäkaapissa olla tarvittavat liittimet jännitteen mittaamista ennen ja jälkeen taajuusmuuttajan sekä suojatut riittävän löysät johdot virranmittaus silmukoita varten.

## 6 LÄHTEET

ABB Ab. Julkaisuvuotta ei ole ilmoitettu. Tekninen opas nro 4 - Nopeussäädetyjen käyttöjen opas. Saatavissa: [https://library.e.abb.com/public/32f0404329db7689c1256d2800411f0a/Tekninen\\_opas\\_nro4.pdf](https://library.e.abb.com/public/32f0404329db7689c1256d2800411f0a/Tekninen_opas_nro4.pdf) [viitattu 13.8.2016].

Bohl, W. 1988. Teknillinen virtausoppi. Tampere. Oy Sonator Ab.

Energiatehokkuuslaki 30.12.2014/1429 [viitattu 27.7.2016].

Huhtinen, M., Kettunen, A., Nurminen, P. & Pakkanen, H. 2000. Höyrykattilatekniikka. 5., Uusittupainos. Helsinki: Oy Edita Ab.

Kukkonen, E. Julkaisuvuotta ei ole ilmoitettu. Sisäilmaluokitusta uudistettiin. Sisäilmayhdistys ry. Saatavissa: <https://www.rakennustieto.fi/Downloads/RK/RK020303.pdf> [viitattu 22.6.2016].

Mysen M., Berntsen, S., Nafstad P. & Schild P. 2005. Occupancy density and benefits of demand-controlled ventilation in Norwegian primary schools. *Energy and Buildings* 37, 1234–1240. Saatavissa: [https://www.researchgate.net/publication/245196705\\_Occupancy\\_density\\_and\\_benefits\\_of\\_demand-controlled\\_ventilation\\_in\\_Norwegian\\_primary\\_schools](https://www.researchgate.net/publication/245196705_Occupancy_density_and_benefits_of_demand-controlled_ventilation_in_Norwegian_primary_schools) [viitattu 14.8.2016].

Mäkinen, P. Tammivaara, H. Paasio, I. Sandberg, E & Lönnström, J. 2014. Ilmastointikoneet ja -konehuoneet. Teoksessa Ilmastointitekniikka osa1 Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät, toim. Sandberg, E. 155 – 205. Helsinki. Talotekniikka-Julkaisut Oy

Pulli, M. 2009. Virtaustekniikka. Tampere. Tammertekniikka.

Sandberg, E. & Koskela H. 2014. Ilmavirran mitoitusperiaatteet. Teoksessa Ilmastointitekniikka osa1 Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät, toim. Sandberg, E. 97 – 106. Helsinki. Talotekniikka-Julkaisut Oy

Sandberg, E. & Ripatti, H. 2014. Kanaviston mitoitus, säätö ja mittaus. Teoksessa Ilmastointitekniikka osa 2 Ilmastointilaitoksen mitoitus, toim. Sandberg, E. 87 – 114. Helsinki. Talotekniikka-Julkaisut Oy

Sandberg, E. Paasio, I. Lönnström, J. Mäkinen, P. & Tammivaara, H. 2014. ilmankäsittelyprosessit ja koneiden mitoitus. Teoksessa Ilmastointitekniikka osa 2 Ilmastointilaitoksen mitoitus, toim. Sandberg, E. 123 – 178. Helsinki. Talotekniikka-Julkaisut Oy

Shemeikka, J. Hietaniemi, J. 2003. Motiwatti 2.0 energiakatselmoijan työkalun laskentaperiaatteet. Motiva Oy. Saatavissa: [http://www.motiva.fi/files/1417/Motiwatti\\_2.0\\_energiakatselmoijan\\_tyokalun\\_laskentaperiaatteet.pdf](http://www.motiva.fi/files/1417/Motiwatti_2.0_energiakatselmoijan_tyokalun_laskentaperiaatteet.pdf) [viitattu 4.7.2016].

Swegon. Julkaisuvuotta ei ole ilmoitettu. Tuote katalogi. Saatavissa: [https://swegon.com/Global/PDFs/Air%20handling%20units/Swegon%20SILVER%20M/\\_multi/Ziehl-Abegg\\_ERC-IE.pdf](https://swegon.com/Global/PDFs/Air%20handling%20units/Swegon%20SILVER%20M/_multi/Ziehl-Abegg_ERC-IE.pdf) [viitattu 5.7.2016].

Tampereen sähkölaitos sähköverkko Oy. 2012. Loistehon hinnoittelu ja kompensointi. Saatavissa: [https://www.tampereensahkolaitos.fi/sahkoverkkopalvelut/sahkoverkkoonliittyminen/TSV-urakoitsijalle/Documents/Loistehon%20hinnoittelu-%20ja%20kompensointiohje%20TSV\\_01-12-2012\\_internet.pdf](https://www.tampereensahkolaitos.fi/sahkoverkkopalvelut/sahkoverkkoonliittyminen/TSV-urakoitsijalle/Documents/Loistehon%20hinnoittelu-%20ja%20kompensointiohje%20TSV_01-12-2012_internet.pdf) [viitattu 12.7.2016].

Vacon Oyj (a). Julkaisuvuotta ei ole ilmoitettu. Verkkosivu. Saatavissa: <http://www.vacon.com/fi-FI/tuotteet/Taajuusmuuttajat/vacon-100/?source=products> [viitattu 5.7.2016],

Vacon Oyj (b). Julkaisuvuotta ei ole ilmoitettu. Verkkosivu. Saatavissa: <http://www.vacon.com/fi-FI/palvelu/Software-tools/Customise-behaviour-of-drives/VACON-Programming/> [viitattu 5.7.2016].

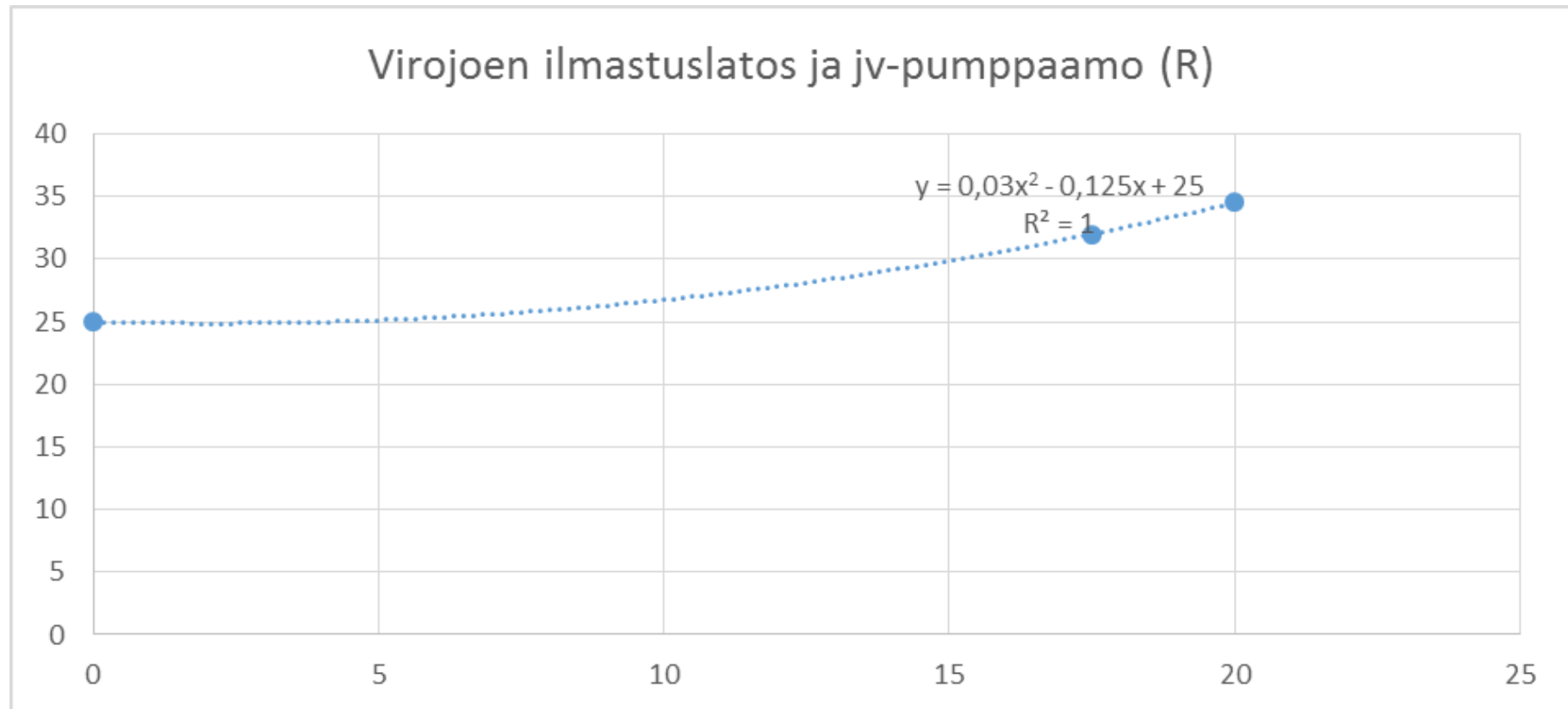
Wirzenius, Allan. 1978. Keskipakopumput. 3.painos. Tampere: Tampereen kirjapaino Oy.

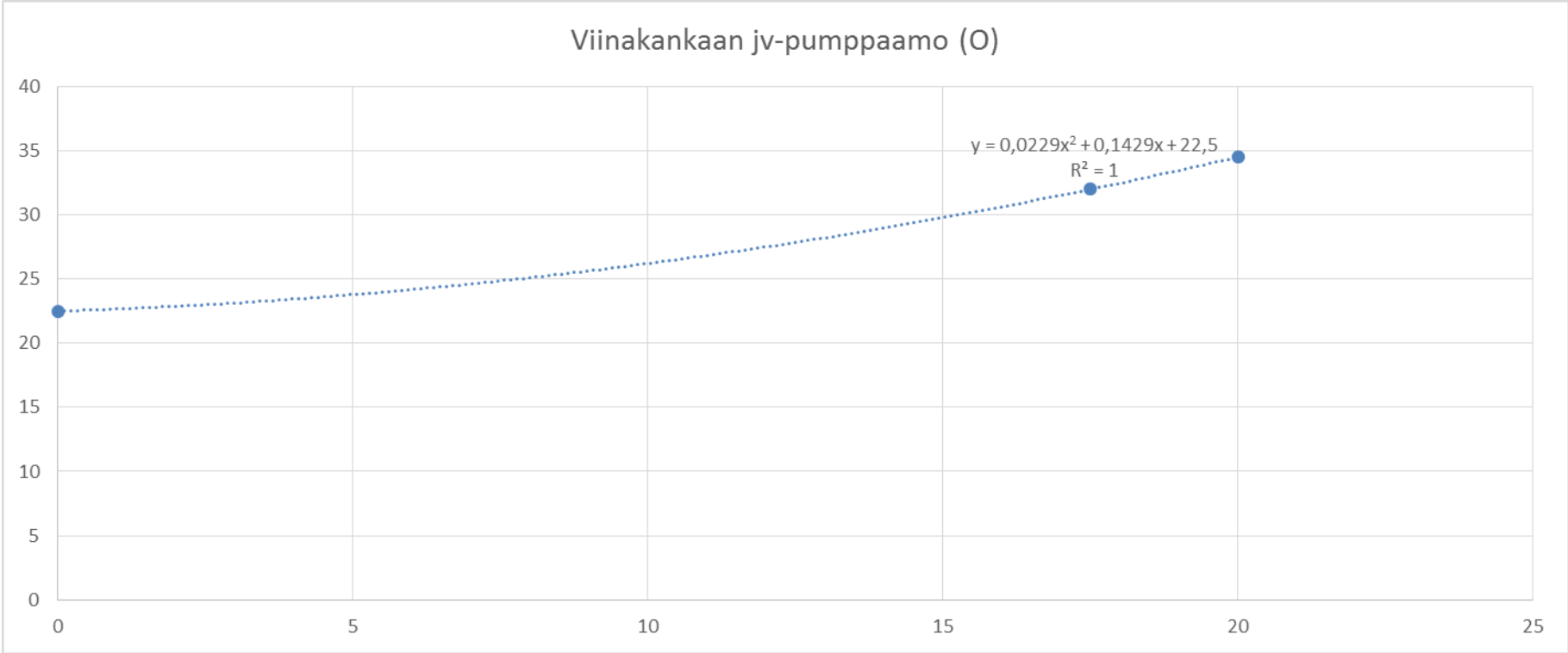
Ympäristöministeriö, Rakennetun ympäristön osasto. 2008. D2 Suomen rakentamismääräyskokoelma Rakennusten sisäilmasto ja ilmanvaihto. Saatavissa: [https://www.edilex.fi/data/rakentamismaaraykset/d2\\_2010.pdf](https://www.edilex.fi/data/rakentamismaaraykset/d2_2010.pdf) [viitattu 15.7.2016].

## PUMPPAAMOIDEN JA PUTKISTOJEN OMINAISUUKSIA

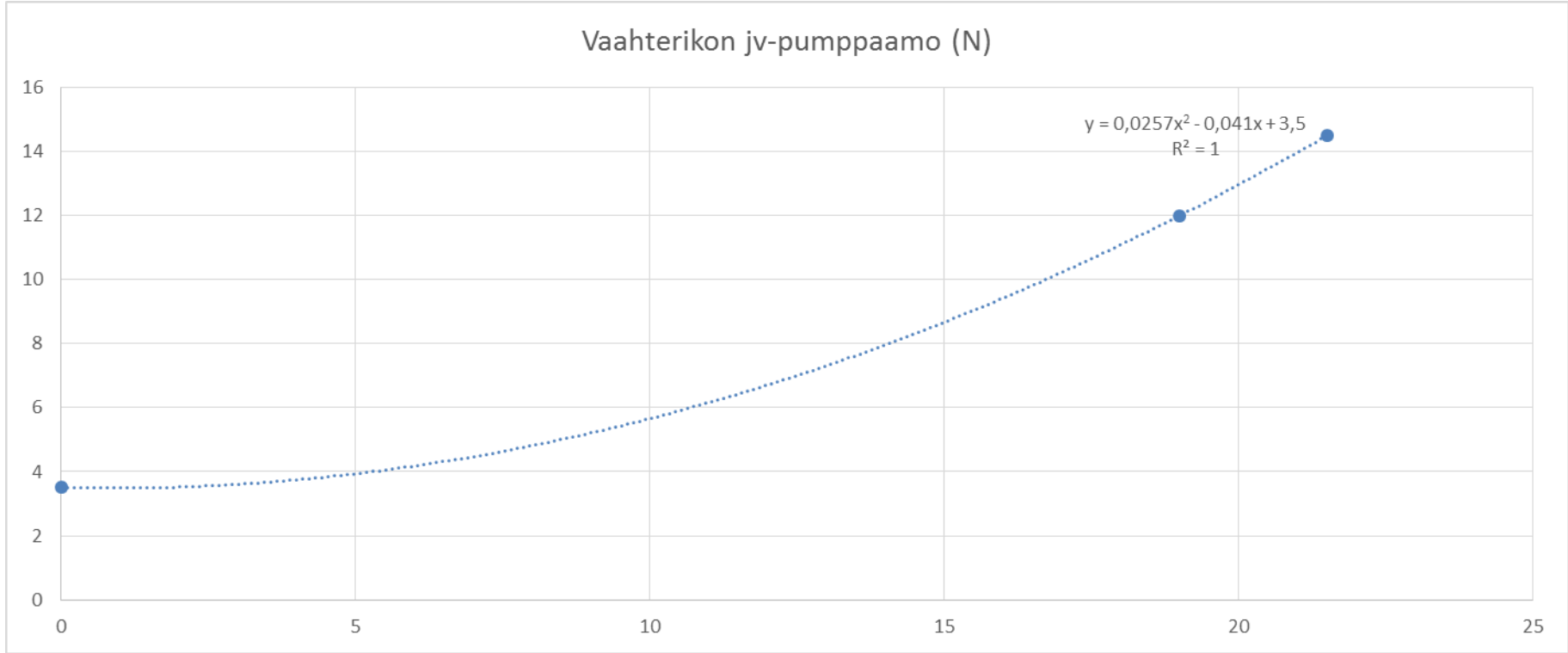
	Putkiston staattinen paine	Tilavuusvirta 1 pumppu	nostokorkeus 1	Tilavuusvirta 2 pumppu	Nostokorkeus 2	Tilavuusvirta m3/a	Pumpun mekaaninen teho1 p [kW]	Pumpun keskimääräinen käynti- frkvenssi	Pumppaukseen kulunut mekaaninen energia 1p
Virojoen ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo (R)	20	18	32	20	35	139083	5,49	25 %	12128,04
Viinakankaan jv-pumppaamo (O)	23	18	32	20	35	202837	5,49	37 %	17687,39
Vaahterikon jv-pumppaamo (N)	4	19	12	22	15	206765	2,24	35 %	6761,22
Pihlajan jv-pumppaamo (M)	15	21	36	23	40	210849	7,42	32 %	20684,29
Harjun ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo (L)						237137	0,00	#DIV/0!	#DIV/0!
Klamilan jv-pumppaamo (J)	9	27	21	30	24	258850	5,46	31 %	14812,69
Rempakan jv-pumppaamo (H)	17	22	30	25	34	261977	6,47	38 %	21416,62
Mäntlahden jv-pumppaamo (F)	11	27	24	31	28	265854	6,22	31 %	17024,63
Rasvaturkin jv-pumppaamo (E) ja	7	29	14	34	17	266201	3,98	29 %	10155,57
Vilniemen jv-pumppaamo (D)	20	28	29	33	32	293649	7,69	34 %	22805,52
Ristniemen jv-pumppaamo ja mittauskaivo (C)						307432		#DIV/0!	#DIV/0!

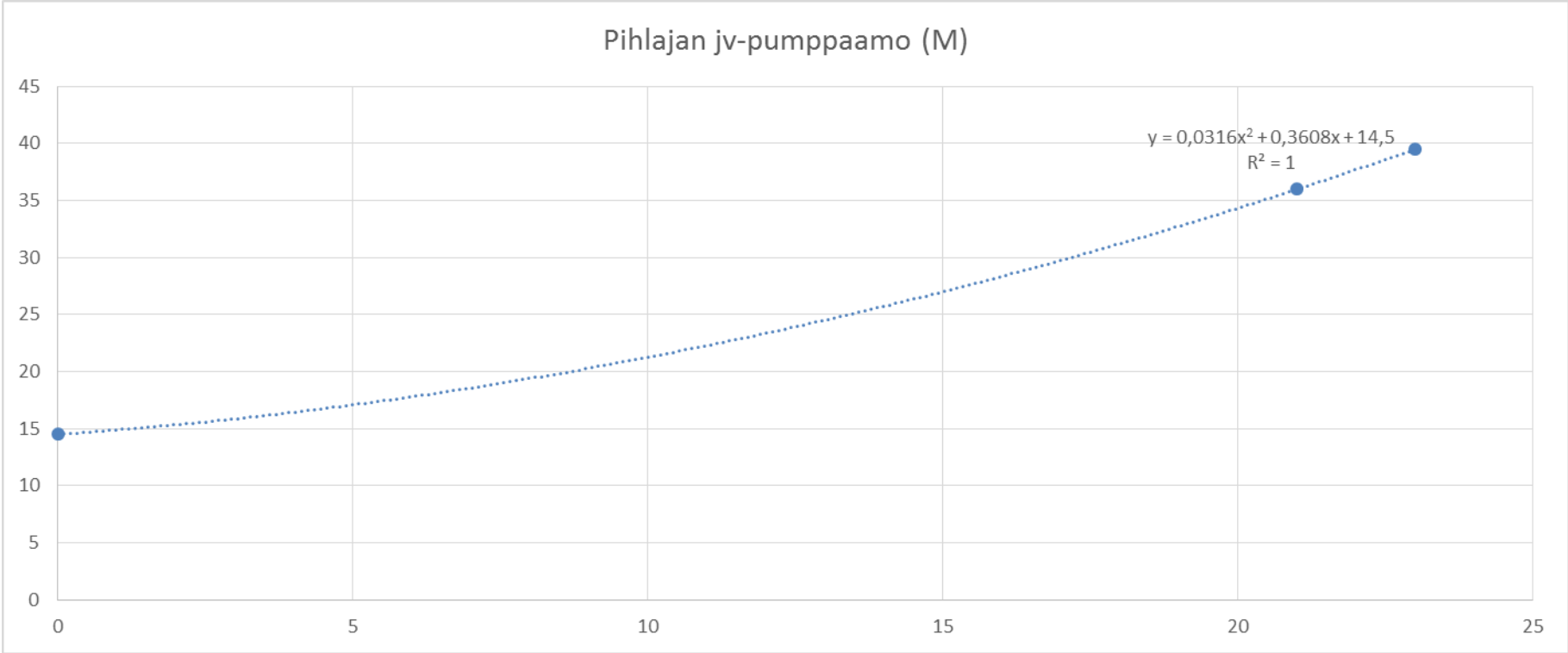
## PUMPPAAMOKOHTAISET PUTKISTOKÄYRÄT

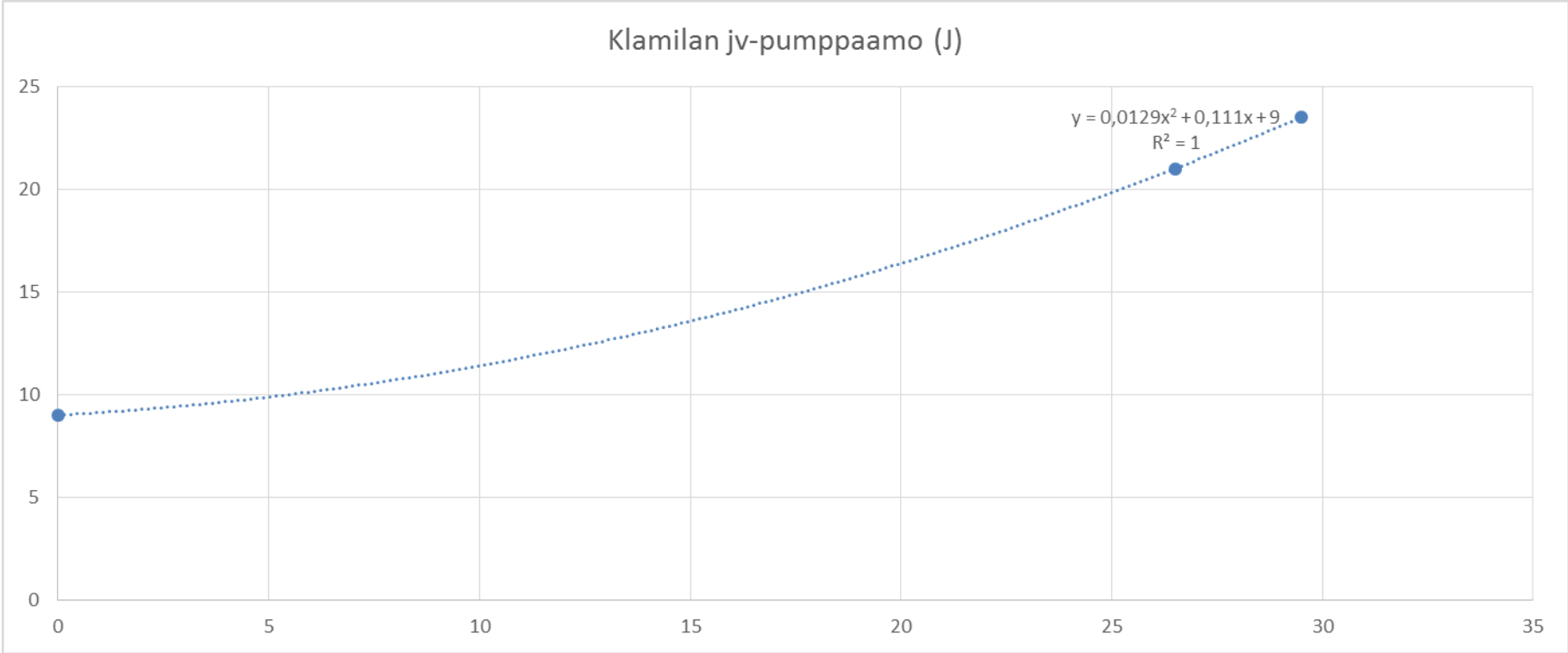


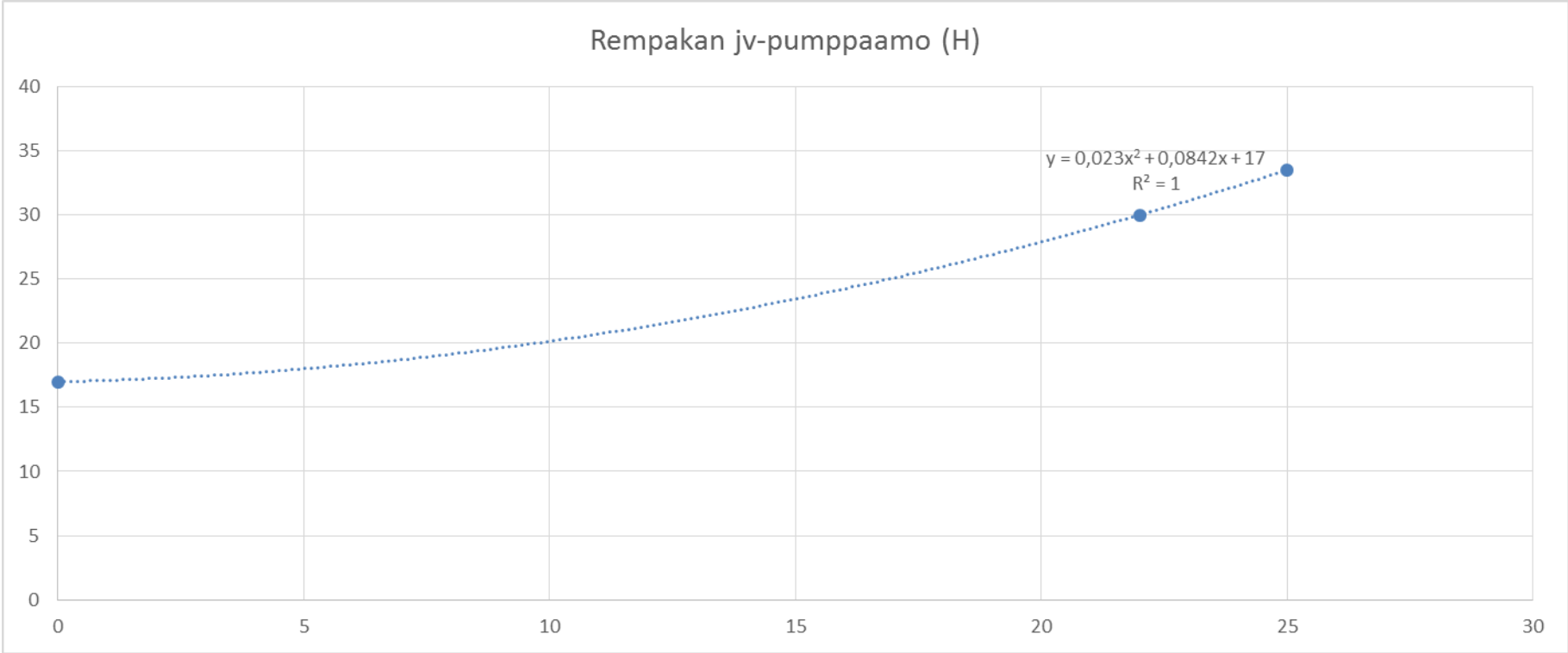


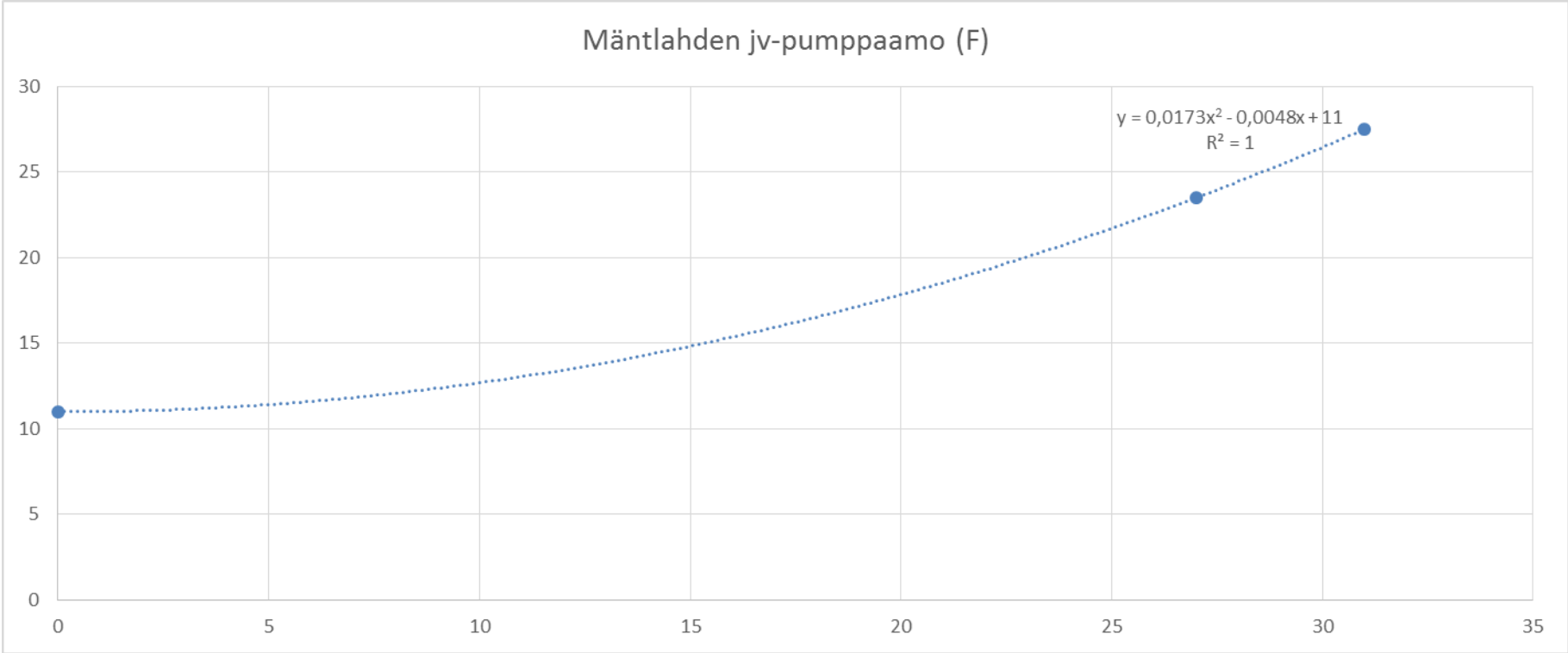


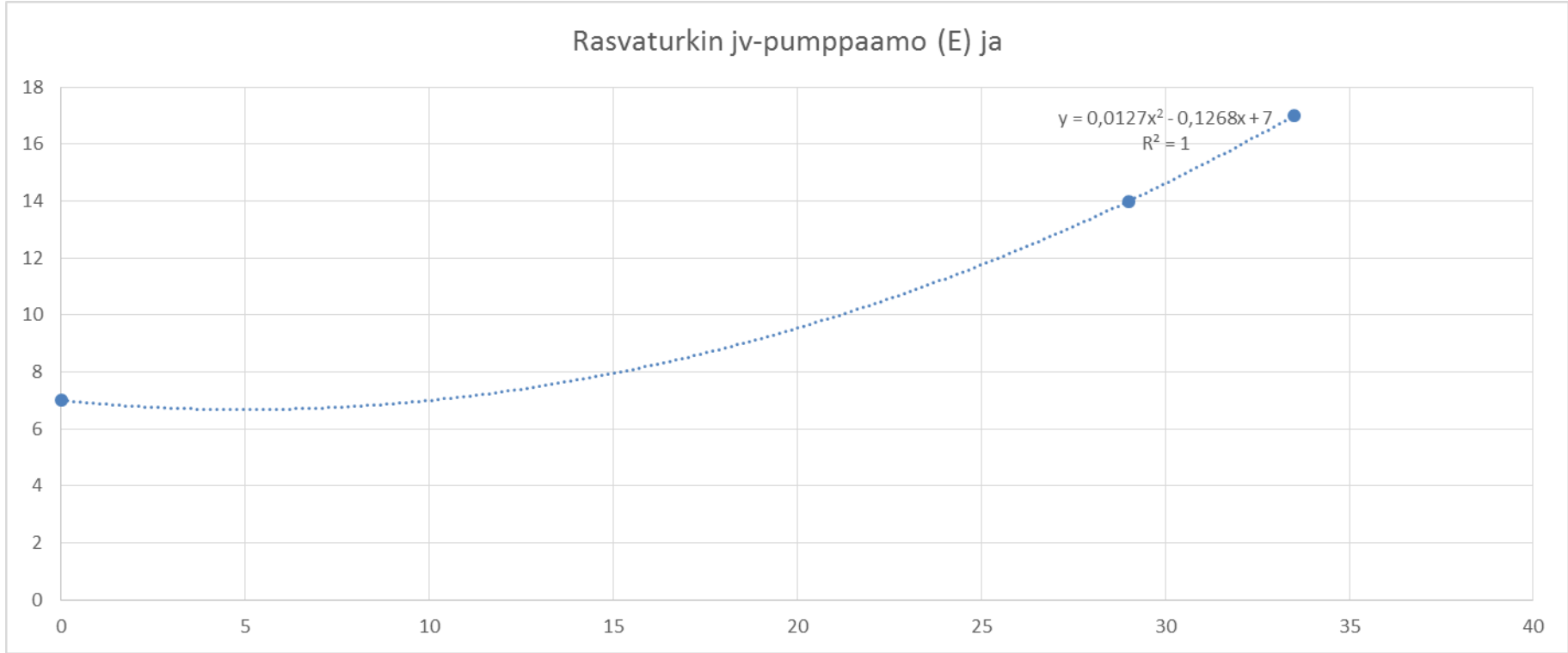


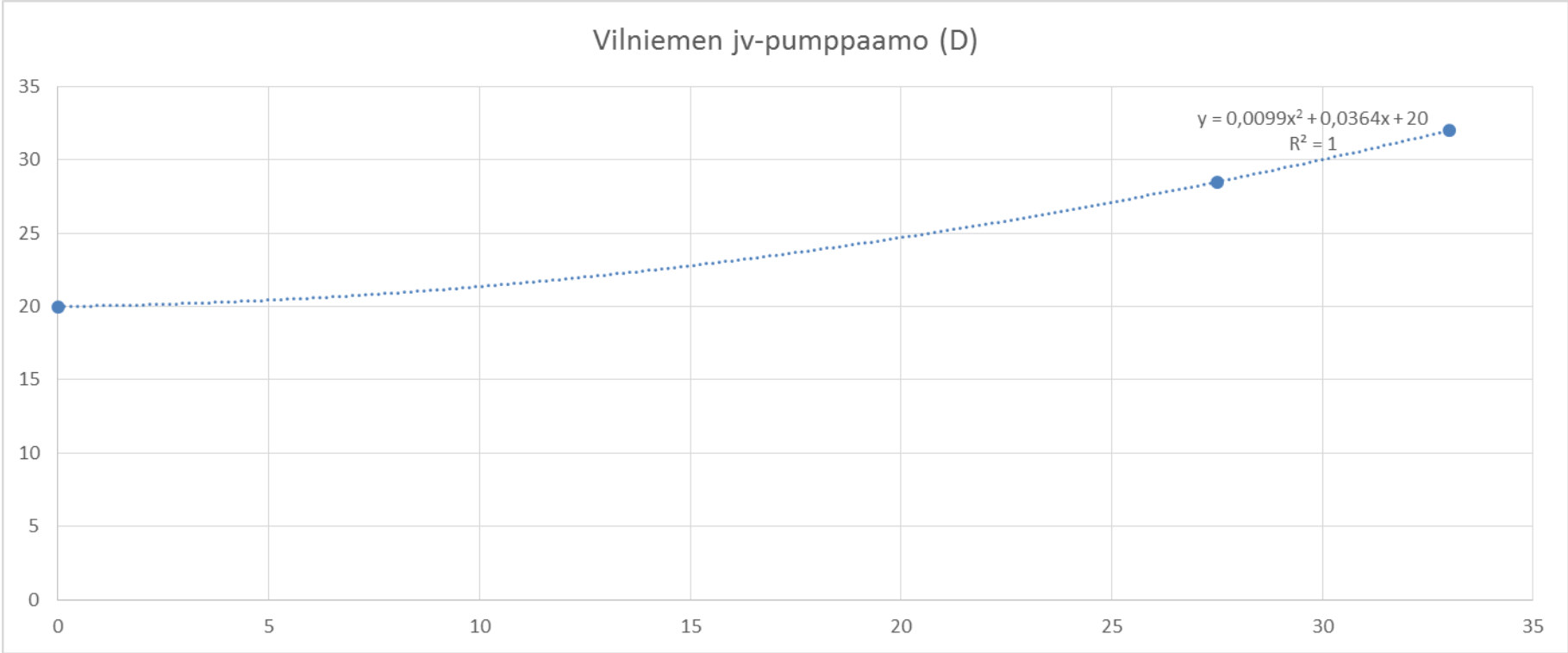












## PUMPPAAMOKOHTAINEN TARKASTELU TAMU OHJAUksesta

	Keskimääräinen virtaus	Keskimääräinen nostokorkeus	Keskimääräinen mekaaninen teho	Osuus nykyisestä mekaanisesta tehosta %	Pumppaukseen kuluva mekaaninen energia ilman häviöitä [kWh]	Säästö MAX
Virojoen ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo (R)	4,41	22,11	0,96	17 %	8381,08	31 %
Viinakankaan jv-pumppaamo (O)	6,43	24,37	1,54	28 %	13468,11	24 %
Vaahterikon jv-pumppaamo (N)	6,56	4,34	0,28	12 %	2443,03	64 %
Pihlajan jv-pumppaamo (M)	6,69	18,32	1,20	16 %	10528,82	49 %
Harjun ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo (L)	7,52		0,00	#DIV/0!	0,00	#DIV/0!
Klamilan jv-pumppaamo (J)	8,21	10,78	0,87	16 %	7603,99	49 %
Rempakan jv-pumppaamo (H)	8,31	19,29	1,57	24 %	13768,53	36 %
Mäntlahden jv-pumppaamo (F)	8,43	12,27	1,01	16 %	8888,98	48 %
Rasvaturkin jv-pumppaamo (E) ja	8,44	6,83	0,57	14 %	4957,79	51 %
Vilniemen jv-pumppaamo (D)	9,31	21,20	1,94	25 %	16961,96	26 %
Ristniemen jv-pumppaamo ja mittauskaivo (C)	9,748604769					#DIV/0!



## PUMPPAAMOKOHTAINEN ENERGIAN SÄÄSTÖPOTENTIAALI

Virolahden JV-pumppaus linja				
NRO	Kohde	Säästöpotentiaali		CO2 vähenemä [t/a]
1	Virojoen ilmastuslatos ja jv-pumppaamo (R)	31 %	23,2 MWh	4,9
2	Viinakankaan jv-pumppaamo (O)	24 %	9,4 MWh	2,0
3	Vaahterikon jv-pumppaamo (N)	64 %	9,0 MWh	1,9
4	Pihlajan jv-pumppaamo (M)	49 %	18,8 MWh	3,9
5	Harjun ilmastuslaitos ja jv-pumppaamo (L)	#DIV/0!	#DIV/0! MWh	#DIV/0!
6	Klamilan jv-pumppaamo (J)	49 %	11,5 MWh	2,4
7	Rempakan jv-pumppaamo (H)	36 %	11,9 MWh	2,5
8	Mäntlahden jv-pumppaamo (F)	48 %	16,9 MWh	3,5
9	Rasvaturkin jv-pumppaamo (E) ja	51 %	9,1 MWh	1,9
10	Vilniemen jv-pumppaamo (D)	26 %	10,4 MWh	2,2
11	Ristniemen jv-pumppaamo ja mittauskaivo (C)	#DIV/0!	#DIV/0! MWh	#DIV/0!