



**TEKNIikka JA LIIKENNE**

**Kone- ja tuotantotekniikka**

**Energia- ja ympäristötekniikka**

**INSINÖÖRITYÖ**

**TUTKIMUS ERÄÄN PUMPPUVALMISTAJAN PUMPPUJEN SOPIVUUDESTA EVAC  
OY:N ALIPAJNEJÄTEVESIJÄRJESTELMÄÄN**

**Työn tekijä: Ville Selkälä  
Työn ohjaaja: Tommi Naski  
Työn valvoja: Markku Laukka**

**Työ hyväksytty: \_\_\_\_ . \_\_\_\_ . 2008**



## **ALKULAUSE**

Tämä insinööri työ tehtiin Oy Grundfos pumput Ab:lle. Haluan kiittää työn ohjaajaa huoltopäällikkö Tommi Naskia. Kiitoksen hyvistä vinkeistä, tiedoista ja avusta ansaitsevat myös logistiikkapäällikkö Gustav Broman, huoltotyön asiantuntija Eero Oinonen, myyntipäällikkö Jorma Räsänen, Kari Saariniemi sekä kaikki muut, jotka ovat olleet osallisena insinööri työni teossa. Lisäksi haluan kiittää työni valvojaa Markku Laukkaa.

Helsingissä 6.11.2008

Ville Selkälä

## TIIVISTELMÄ

<b>Työn tekijä:</b> Ville Selkälä	
<b>Työn nimi:</b> Tutkimus erään pumppuvalmistajan pumppujen sopivuudesta Evac Oy:n alipainejätevesijärjestelmään	
<b>Päivämäärä:</b> 6.11.2008	<b>Sivumäärä:</b> 38
<b>Koulutusohjelma:</b> Kone- ja tuotantotekniikka	<b>Suuntautumisvaihtoehto:</b> Energia- ja ympäristötekniikka
<b>Työn ohjaaja:</b> DI Markku Laukka	
<b>Työn valvoja:</b> Huoltopäällikkö Tommi Naski, Oy Grundfos pumput Ab	
<p>Tämä insinööryö tehtiin Oy Grundfos pumput Ab:lle, joka on kansainvälisesti tunnettu pumppuvalmistaja. Työn tarkoituksena oli selvittää MTB-pumppumalliston soveltuvuutta Evac Oy:n laivoissa käytettävien alipainejätevesijärjestelmien pumpuiksi.</p> <p>Työn alussa esitellään alipainejätevesijärjestelmän toimintaperiaate, järjestelmässä käytössä olevat pumput ja MTB-pumppumallisto tutkittavien mallien osalta.</p> <p>Työssä tutkitaan, mitä muutoksia pumppuihin tulisi tehdä, jotta ne sopisivat käytettäviksi alipainejätevesijärjestelmissä. Työssä koeajettiin kaikki valitut pumppumallit tarvittavilla muutoksilla juoksupyörään ja moottoriin.</p> <p>Koeajoilla selvisi kaksi pumppumallia Q/H-käyrältänsä sopiviksi eräin modifikaatioin alipainejätevesijärjestelmiin. Q/H-käyrän sopivuus ei takaa vielä pumpun soveltuvuutta järjestelmään, vaan myös pumppujen asennettavuuteen kiinnitettiin huomiota. Kävi ilmi että molempien pumppujen pumppupesät täytyy suunnitella uudelleen, jotta ne sopisivat järjestelmiin.</p>	
<b>Avainsanat:</b> Pumppu, korvaavuus, pumpun tuotto ja teho	

**ABSTRACT**

**Name:** Ville Selkälä

**Title:** Usability of Certain Pump Manufacturer's Pumps in an Evac Vacuum Collecting Unit  
**Date:** 6 November 2008 **Number of pages:** 38

**Department:** **Study Programme:**

Mechanical Engineering Energy Engineering and Environmental Technology

**Instructor:** Markku Laukka, M.Sc. (Eng), Senior Lecturer

**Supervisor:** Tommi Naski, Service Manager, Oy Grundfos pumput Ab

This graduate study was carried out for Oy Grundfos pumput Ab, which is an internationally known pump manufacturer. The purpose of this study is to investigate the usability of MTB pumps in Evac Oy's vacuum collecting units for marine industry

This study describes the operation principle of a vacuum collecting unit along with the technical information for the pumps used in the current vacuum collecting system as well as for the selected MTB pumps.

This study discusses what changes need to be made to the selected MTB pumps so that they would fit into the vacuum collecting units. The test runs were carried out for all selected MTB pumps with all of the required changes to the impellers and motors.

The results of the test runs showed that two of the selected MTB pumps, with certain modifications, are suitable in terms of their Q/H curves for the vacuum collecting system. The suitability of the Q/H curve of pump does not, however, guarantee the pump's suitability for the system. Thus, the pumps needed to be examined for installability to the vacuum collecting system. It was found that the pump casings of both MTB pumps needed significant changes in order to fit into the vacuum collecting unit.

**Keywords:** Pump, replacement, pumps output and power

# SISÄLLYS

## ALKULAUSE

## TIIVISTELMÄ

## ABSTRACT

1	JOHDANTO	1
2	EVAC-KERÄYSYKSIKÖN TOIMINTA YLEISESTI	2
2.1	Yleiset ominaisuudet	2
2.2	Tyhjiön luominen ja sen tason säätäminen	2
2.3	Säiliön tyhjennystoiminto	3
3	KORVATTAVAT PUMPUT	5
4	MTB-MALLIT	6
5	PUMPPUTEORIA	7
5.1	Päyhtälö	7
5.2	Q/H-käyrä ja häviöt	9
5.3	Affiniteettisäännöt	10
5.4	Juoksupyörän koon vaikutus	12
5.5	Kavitaatio ja NPSH	12
6	LASKUKAAVAT	14
7	VAIHTOEHTOJEN 1 JA 2 SOVITTAMINEN JÄRJESTELMÄÄN	15
7.1	Putkistomuutokset	15
7.2	Pumpun jalan muutokset	18
7.3	Juoksupyörän muutokset vaihtoehtoon 1	20
7.4	Vaihtoehdon 1 pesän muutokset	20
8	VAIHTOEHDON 3 SOVITTAMINEN JÄRJESTELMÄÄN	22
9	KOEAJOLAITTEISTO	23
9.1	Koeajopenkin sisältämät laitteet	23
9.2	Koeajolaitteistoon tehdyt muutokset	24
10	KOEAJOTULOKSET	25

10.1	Vaihtoehto 1 50 Hz	25
10.2	Vaihtoehto 2 50 Hz	26
10.3	Vaihtoehto 1 juoksupyörän halkaisija 153 mm 50 Hz	26
10.4	Vaihtoehto 1 juoksupyörän halkaisija 135 mm 60 Hz	27
10.5	Vaihtoehto 3 juoksupyörän halkaisija 140 mm 50 Hz	27
10.6	Vaihtoehto 3 juoksupyörän halkaisija 125 mm 60 Hz	28
11	KOEAJOTULOSTEN VERTAILU	29
11.1	Vaihtoehto 1 vastaan korvattava 1 50 Hz	29
11.2	Vaihtoehto 1 vastaan korvattava 1 60 Hz	30
11.3	Vaihtoehto 2 vastaan korvattava 2 50 Hz	31
11.4	Vaihtoehto 3 vastaan korvattava 3 50 Hz	32
11.5	Vaihtoehto 3 vastaan korvattava 3 60 Hz	33
12	ROI-LASKELMA VAIHTOEHDON 1 PUMPPUPESÄN VALUMUOTISTA	34
13	JOHTOPÄÄTÖKSET	35
	VIITELUETTELO	38

## 1 JOHDANTO

Tämä työ on tehty Oy Grundfos pumput Ab:lle. Työn päämääränä on etsiä Oy Grundfos pumput Ab:n valmistamasta MTB-pumppujen sarjasta mahdolliset korvaajat tai kilpailijat Evac Oy:n alipainejätevesijärjestelmässä nykyisin käytettäville pumpuille.

Työssä tutkittiin minkälaisia muutoksia MTB-pumppuihin tai järjestelmään olisi tehtävä, jotta niitä voitaisiin käyttää kyseenomaisten alipainejätevesijärjestelmien pumppuina. Pumpun muutokset koskevat lähinnä pumpun tuoton ja moottorin tehon optimointia halutulle tasolle juoksupyörän kokoa ja moottorin pyörimisnopeutta muuttamalla. Haluttuja pumppujen tuottoja ja moottoritehoja etsittiin iteratiivisesti koeajamalla pumppuja eri juoksupyörien koolla. MTB-mallistosta löydettiin kaksi pumppua, jotka molemmat voisivat toimia kyseisissä alipainejätevesijärjestelmissä.

MTB-pumppumallien soveltuvuutta vanhoihin jo olemassa oleviin järjestelmiin korvaavina tuotteina tutkittiin. Pumppujen soveltuvuus suoraan korvaavana tuotteena vanhoihin järjestelmiin pääteltiin olemassa olevista pumppujen mittapiirroksista ja Evac tuotekatalogin sisältämästä alipainejärjestelmän mittapiirroksista. Näiden mittapiirrosten pohjalta löydettiin muutamia ratkaisumahdollisuuksia pumppujen asennukseen. Parhaaksi ratkaisuksi MTB 65-160/158 mallin sovitus ongelmaan olisi pumppupesän uudelleen suunnittelu vastaamaan EVAC SE 044A:n mittoja. MTB 50-200/215 mallin sovittamiseen tarvittaisiin myös pumppupesän uudelleensuunnittelu vastaamaan liitoksiltaan 4/HK 50-F -pumppua.

## 2 EVAC-KERÄYSYKSIKÖN TOIMINTA YLEISESTI

Evac-keräysyksikköä käytetään laivojen alipainejätevesijärjestelmien jäteveden keräämiseen ja alipaineen tuottamiseen alipaineputkistoon. Keräysyksiköitä on kahta erimallia: DN 100 ja DN 80. Näiden toimintaperiaate on sama. Pumput ja ejektorit ovat järjestelmissä erilaisia.

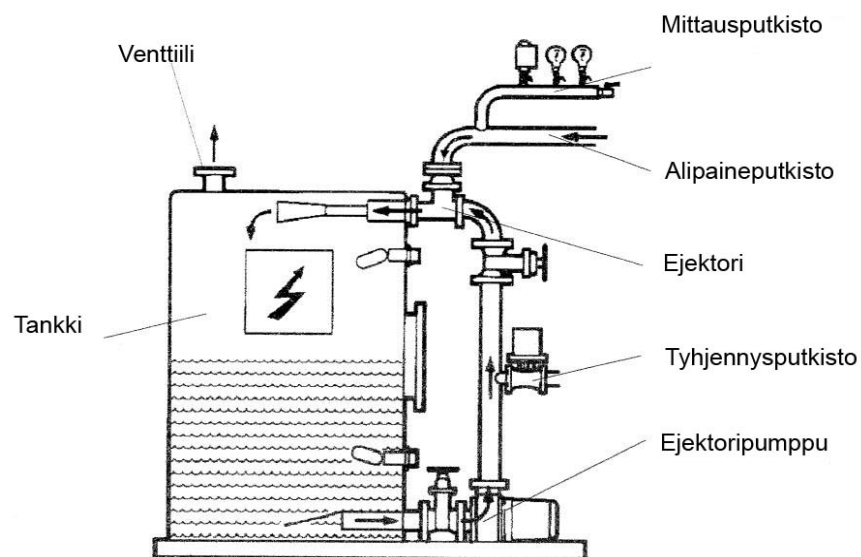
### 2.1 Yleiset ominaisuudet

Evac tuotekatalogissa [1, s. 235] annetaan seuraavanlaisia tietoja: Evac keräysyksikön päätoimintoja ohjaa elektroninen ohjauspaneeli. Evac-keräysyksikön päätehtävät ovat

- alipaineen luominen alipainejätevesijärjestelmään
- alipainejätevesijärjestelmään tulevan aineksen väliaikainen varastointi
- säiliön tyhjennys toiminnon ohjaus
- hälytykset, lukemat ja yhteydet moottorin ohjausjärjestelmään.

### 2.2 Tyhjiön luominen ja sen tason säätäminen

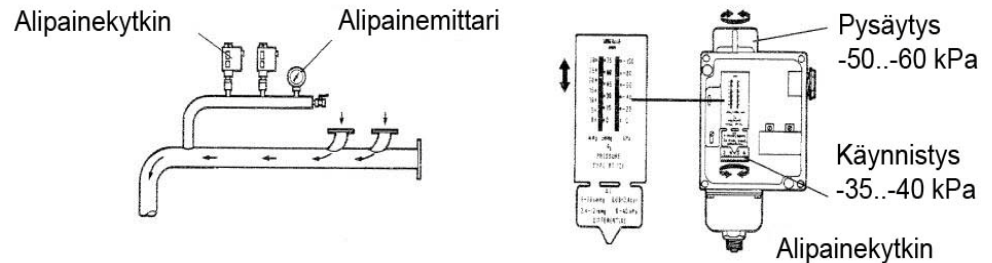
Alipaine luodaan kierrättämällä pumpuilla vettä ejektorin lävitse. Alipaine muodostuu ainoastaan alipaineputkistoon, ja säiliö itse toimii ilmanpaineessa. Kuvassa 1 on merkitty nuolin pumpattavan nesteen kiertokulku. Ejektorin avulla neste ja ilma imetään tyhjiöputkistosta. Kuvassa 1 on nimettyä alipainejätevesijärjestelmän osat.



Kuva 1. Alipainejätevesijärjestelmä toiminnassa [lähde 1, s. 235 mukailen].



Tyhjiötasoa säädellään alipainesäätimellä, joka sijaitsee mittausputkistossa kuvassa 2. Alipainesäädin on säädetty käynnistämään pumppu -35...-40 kPa:n paineessa ja pysäyttämään pumppu -50...-60 kPa:n paineessa.

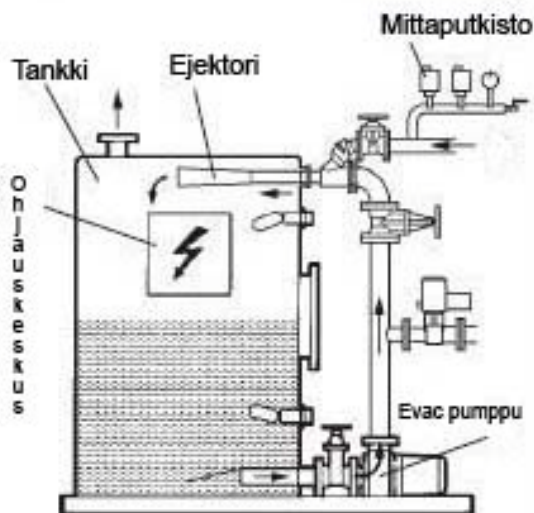


Kuva 2. Alipainejätevesijärjestelmän säätöyksikkö [lähde 1, s. 235 mukailen].

Tyhjiön tason laskettua esiasetettuun tasoon käynnistetään ensimmäinen pumppu. Jos alipainetaso ei saavuta esiasetettua yläraja-arvoa määräajassa, käynnistetään tällöin toinen pumppu. Lisäpumppujen käynnistystä jatketaan, kunnes joko kaikki pumput käyvät tai alipainetaso saavuttaa esiasetetun yläraja-arvon. Alipaineen saavuttaessa esiasetetun ylärajan kaikki käyvät pumput pysäytetään samaan aikaan. Useita ejektoreita sisältävässä laitteistossa ensin käynnistyvä pumppu vuorottelee. [1, s. 235 - 236.]

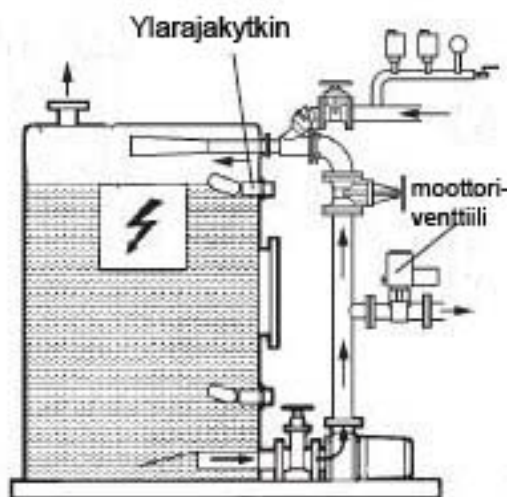
### 2.3 Säiliön tyhjennystoiminto

Säiliön tyhjennys voi tapahtua manuaalisesti käyttökytkimestä tai automaattisesti, joko pintakytkimien ohjaamana tai ajastetusti, esimerkiksi tunnin välein. Ajastetulla tyhjennystoiminnolla ylärajakytkin voi aloittaa tyhjennystoiminnon, mutta se pysähtyy kun ylärajakytkin on palannut normaaliin asentoonsa. Ajastinkäytössä alarajakytkin pysäyttää käynnissä olevan tyhjennystoiminnon.



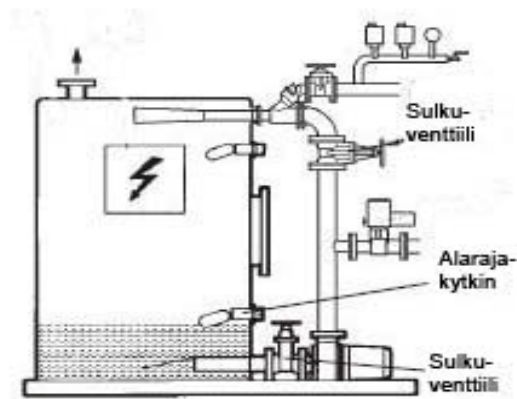
Kuva 3. Alipainejätevesijärjestelmä normaali toiminnassa [lähde 1, s. 239 mukailen].

Kuvassa 3 pumppu kierrättää vettä ejektorin lävitse ja tuottaa alipaineen, jolla jätevesi imetään alipaineputkistosta säiliöön. Järjestelmän toimintaa ohjaavat mittaputkistossa olevat alipaineanturit.



Kuva 4. Säiliössä pinta saavuttaa ylärajakytkimen [lähde 1, s. 239 mukailen].

Kuvassa 4 säiliön pinta on saavuttanut ylärajakytkimen ja tyhjennystoiminto kytkeytyy päälle. Säiliö tyhjenetään pumppujen käydessä avaamalla painelinjassa sijaitsevasta haarasta moottori-venttiili, jolloin osa nestevirtauksesta virtaa tyhjennyslinjaan ja säiliö tyhjenee.



Kuva 5. Säiliön pinta on laskenut alarajakytkimelle [lähde 1, s. 239 mukailen].

Kuvassa 5 säiliön pinta on laskenut alarajakytkimelle. Tyhjennyshaarassa oleva moottoriventtiili sulkeutuu ja keräysyksikkö jatkaa normaalia toimintaa siihen saakka, kunnes se täyttyy uudelleen ylärajalle. [1, s. 235 - 239.]

### 3 KORVATTAVAT PUMPUT

Evac-keräysyksikössä DN 100 käytetään pumppuja EVAC SE 044A ja 7,5/QSH 101-F. Keräysyksikössä DN 80 käytetään pumppua 4/HK 50-F. Taulukossa 1 näkyvät pumppujen tekniset tiedot. Näistä pumpuista käytetään selvyiden vuoksi jatkossa seuraavia nimityksiä:

- korvattava 1 = EVAC SE 044A
- korvattava 2 = 7,5/QSH 101-F
- korvattava 3 = 4/HK 50-F.

Taulukko 1. Keräysyksiköissä käytettävien pumppujen tekniset tiedot [1, s. 226 - 228].

	Korvattava 1 EVAC SE 044A	Korvattava 2 7,5/QSH 101-F	Korvattava 3 4/HK 50-F
Taajuus Hz	50/60 Hz	50/60 Hz	50/60 Hz
Jännitealue V	3x400/460V	3x400/460V	3x400/460V
Teho kW	4,0/4,8 kW	5,5/6,6 kW	3,0/3,6 kW
Virta A	9,15/9,0A	12,0/11,9	6,5/6,2A
Pyörimisnopeus rpm	1430/1730	1450/1750	3000/3600
Juoksupyörän halkaisija mm	235/210	210/200	130
Paine yhteydet:			
Imupuoli	DN 100	DN 100	DN 50
Painepuoli	DN 100	DN 100	DN 50

#### 4 MTB-MALLIT

MTB-pumppusarja koostuu viidestä eri mallista, joista tähän työhön on valittuna kolme alla mainittua pumppua. MTB-sarjan pumput ovat Supervortex juoksupyörällä varustettuja pumppuja. Pumput on suunniteltu silmällä pitäen nesteen mahdollisesti sisältämiä kiintoaineita, joiden maksimihalkaisija MTB-malliston pumpeissa on 20 mm. [2, s.11.]

MTB-mallistosta valittiin kolme pumppua: MTB 65-160/158, MTB 65-160/171 ja MTB 50-200/215. Taulukossa 2 näkyvät pumppujen tekniset tiedot. Näistä pumpeista käytetään seuraavia nimityksiä:

- vaihtoehto 1 = MTB 65-160/158
- vaihtoehto 2 = MTB 65-160/171
- vaihtoehto 3 = MTB 50-200/215

*Taulukko 2. Keräysyksikköihin korvaaviksi pumpeiksi suunnitellut pumput [2].*

	Vaihtoehto 1 MTB 65-160/158	Vaihtoehto 2 MTB 65-160/171	Vaihtoehto 3 MTB 50-200/215
Taajuus Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz
Jännitealue V	3x380-415 V	3x380-415 V	3x380-415 V
Teho kW	5,5 kW	7,5 kW	3 kW
Virta A	11,2 A	15,2 A	7,2 A
Pyörimisnopeus rpm	2920	2920	1450
Juoksupyörän halkaisija mm	158	171	215
Paineyhteydet:			
Imupuoli	DN 80	DN 80	DN 65
Painepuoli	DN 65	DN 65	DN 50

Vaihtoehdot 1 ja 2 ovat rakenteeltaan ja kooltaan samanlaiset, joten niitä voidaan käsitellä yhtenä pumppuna sovituseräilyjen ratkonnassa.

## 5 PUMPPUTEORIA

### 5.1 Pääyhtälö

Pumpputeorian pääyhtälöä käytetään keskipakopumpuissa virtaukseen vaikuttavien muotojen ja mittojen laskemisessa. Sen avulla selitetään myös Q/H-käyrän muodostuminen.

Kun virtausta ajatellaan häviöttömänä ja juoksupyörän siipilukua äärettömänä, pystytään tällöin dynamiikan lakien mukaan johtamaan pumpputeorian pääyhtälö kaavalla 1, jota kutsutaan myös Eulerin yhtälöksi.

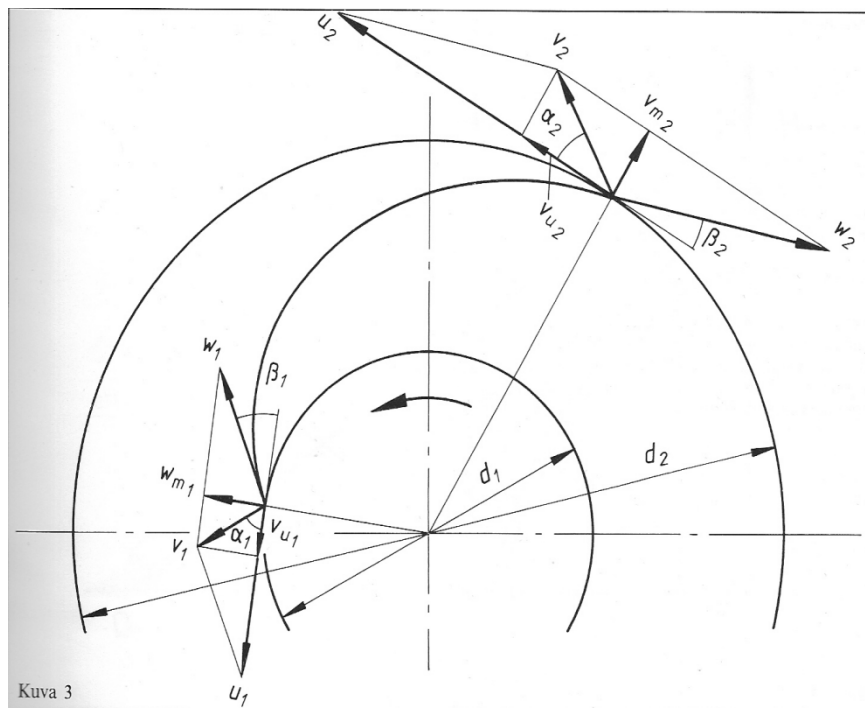
$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}(u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1}) \quad (1)$$

Yhtälössä alaindeksi t tarkoittaa häviötöntä virtausta ja alaindeksi  $\infty$  tarkoittaa ääretöntä siipilukua, jolloin neste saa täydellisen ohjauksen.

Todellisessa pumpussa on kuitenkin häviöllinen virtaus, eikä siipilukukaan ole ääretön. Tällöin nostokorkeuden pienentyminen otetaan huomioon hydraulisella hyötysuhteella  $\eta_h$  ja nesteen puutteellinen ohjaus huomioidaan siipikerroimella k. Tällöin yhtälö on muotoa

$$H_{t\infty} = \frac{\eta_h}{g}(k \cdot u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1}). \quad (2)$$

Hydraulinen hyötysuhde ja siipikerroin ovat molemmat pienempiä kuin yksi.



Kuva 3

Kuva 6. Juoksupyörän siipi ja siinä vallitsevat nopeudet [3, s. 11].

Kuvan 6 nopeudet:

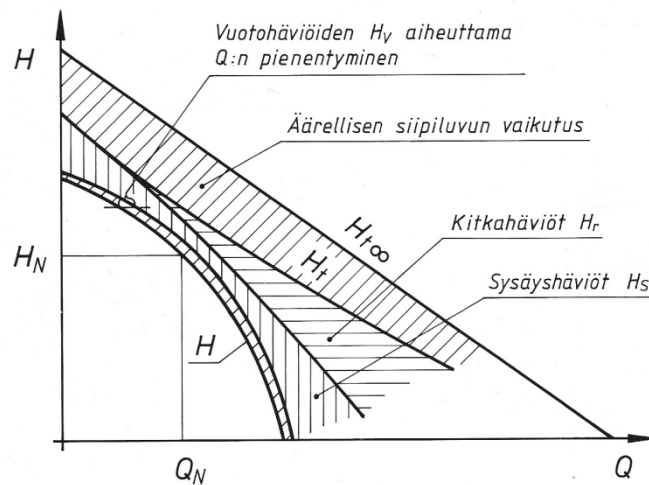
- $v$  todellinen nopeus
- $w$  suhteellinen nopeus siipen nähden, on siiven suuntainen
- $u$  kehänopeus
- $v_u$  todellisen nopeuden kehäkomponentti
- $v_m$  todellisen nopeuden meridiaanikomponentti

Keskipakopumput suunnitellaan yleensä siten, että  $\alpha_1 = 90^\circ$ , jolloin  $v_u = 0$ .

Tällöin pääyhtälö kaava 2 yksinkertaistuu muotoon kaava 3 [3, s.11]:

$$H = k \cdot \eta_h \cdot \frac{u_2 \cdot v_2}{g} \quad (3)$$

## 5.2 Q/H-käyrä ja häviöt



Kuva 7. Q/H-käyrä ja häviöt [3, s. 12].

Kuvassa 7 on tilavuusvirta  $Q$  otettu muuttuvaksi tekijäksi, jolloin Eulerin yhtälö on suoran  $H_{t\infty}$  yhtälö. Tällöin Eulerin yhtälöstä tulee suora.

Äärellinen siipikerroin alentaa nostokorkeutta siipikerroimella  $k$ . Ottamalla tämä huomioon saadaan teoreettinen nostokorkeus  $H_t = k \cdot H_{t\infty}$ . Käyrä  $H_t$  ei ole aivan suora, koska siipikerroin riippuu jonkin verran tilavuusvirrasta  $Q$ .  $H_{t\infty}$  ja  $H_t$ :n välinen alue syntyy äärellisen siipiluvun aiheuttamasta puutteellisesta nesteen ohjauksesta.

Kitkahäviöt  $H_r$  syntyvät nesteen virratessa juoksupyörän ja pumppupesän solissa. Kitkahäviöt lisääntyvät lähes tilavuusvirran neliössä.

Sysäyshäviöt syntyvät siiven tuloreunassa nesteen kohdatessa siiven kärjen. Siiven poistoreunassa häviöt syntyvät poistoreunan aikaansaamien pyörteilyjen muodossa. Pumppupesässä sysäyshäviöitä muodostuu nimellispisteestä poikkeavalla tilavuusvirroilla, jolloin virtausnopeus pesässä on eri suuri kuin juoksupyörän ulkokehällä. Nämä nopeus erot aiheuttavat pyörteilyä, mistä seurauksena on häviöitä, joiden suuruus riippuu siitä, kuinka paljon virtaama poikkeaa nimellistilavuusvirrasta. Kuvasta 5 nähdään hyvin sysäyshäviöiden vaikutus.

Keskipakopumpuissa on myös muita häviöitä, mutta ne eivät vaikuta Q/H-käyrään vaan lisäävät akselitehon tarvetta. Näitä häviöitä ovat juoksupyörän

ulkopuolisten sivuseinien kitkahäviöt, akselitiivisten hankaushäviöt ja laake-reiden kitkahäviöt. [3, s. 12 - 13.]

### 5.3 Affiniteettisäännöt

Pumpun pyörimisnopeuden muutoksiin pätevät affiniteettisäännöt, joiden mukaan Q/H-käyrä ja P-käyrä muuttuvat edellyttäen, että hyötysuhde pysyy muuttumattomana affiniteettiparaabelia pitkin. Hyötysuhteen muutos affiniteettiparaabelia pitkin voidaan käytännössä hyvinkin olettaa muuttumattomaksi. Yleensä pyörimisnopeuden alentaminen muuttaa hyötysuhdetta vain muutamia prosenttiyksiköitä suuntaan tai toiseen. [4, s. 38.]

Kaavassa 4 on tilavuusvirta Q suoraan verrannollinen pyörimisnopeuden muutokseen:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad (4)$$

Tällöin uusi tilavuusvirta saadaan kaavasta 5:

$$Q' = Q \cdot \frac{n'}{n} \quad (5)$$

Kaavassa 6 nostokorkeus muuttuu neliössä pyörimisnopeuteen verrattuna:

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (6)$$

Uusi nostokorkeus saadaan kaavasta 7:

$$H' = H \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (7)$$

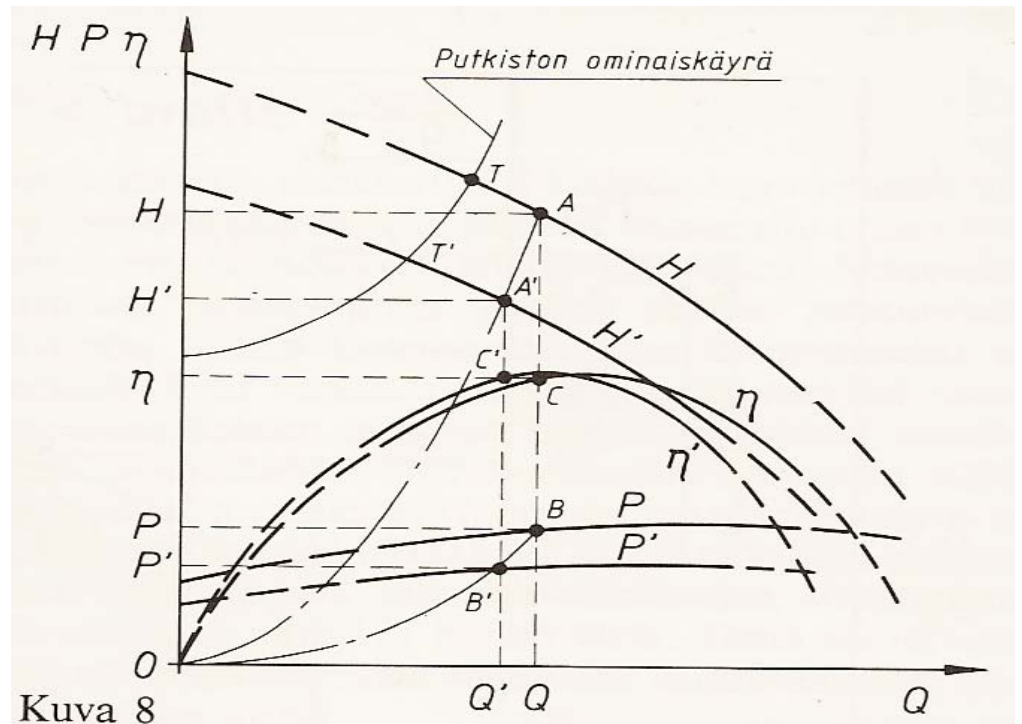
Kaava 8. Teho muuttuu kolmanteen potenssiin verrattuna pyörimisnopeuteen:

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (8)$$

Tehon tarve saadaan kaavasta 9:

$$P' = P \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (9)$$





Kuva 8

Kuva 8. Pyörimisnopeuden muutos pumppukäyrään [3, s. 15].

Kuvan 8 pisteessä A on eräs pumpun toimintapiste pyörimisnopeudella  $n$ . Siinä tilavuusvirta  $Q$ , nostokorkeus  $H$ , pumpun ottama teho  $P$  (piste B) ja hyötysuhde  $\eta$  (piste C).

Pienemmällä pyörimisnopeudella  $n'$  siirtyy piste A:sta pisteeseen  $A'$  ja B:stä pisteeseen  $B'$  affiniteettisääntöjen mukaan. Jos pyörimisnopeutta edelleen vähennettäisiin, lähestyisi piste A origoa 0 affiniteettiparaabelia pitkin ja samoin tehopiste B kolmannen asteen muotoista käyrää pitkin.

Pisteellä A on hyötysuhde pisteen C mukaan hyötysuhden  $\eta$ . Koska hyötysuhteen oletettiin pysyvän vakiona, on tilavuusvirralla  $Q$  hyötysuhdepisteessä  $C'$  oltava sama hyötysuhde  $\eta$ .

Samalla tavalla muuttamalla useampia pisteitä pyörimisnopeuden  $n$  käyriltä saadaan tehtyä käyrät  $H'$ ,  $P'$  ja  $\eta'$  pyörimisnopeudelle  $n'$ . Kuvaan 8 on piirretty putkiston ominaiskäyrä, josta nähdään pumpun toiminta pisteen siirtymisen pisteestä T pyörimisnopeudella  $n$  pisteeseen  $T'$  pyörimisnopeudella  $n'$ . [3, s. 14 - 15.]

## 5.4 Juoksupyörän koon vaikutus

Juoksupyörän koon muutos vaikuttaa tilavuusvirtaan, nostokorkeuteen ja tehoon seuraavasti:

Vaikutus tilavuusvirtaan kaavassa 10:

$$Q_1 = Q_2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad (10)$$

Vaikutus nostokorkeuteen kaavassa 11:

$$H_1 = H_2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (11)$$

Vaikutus tehoon kaavasta 12:

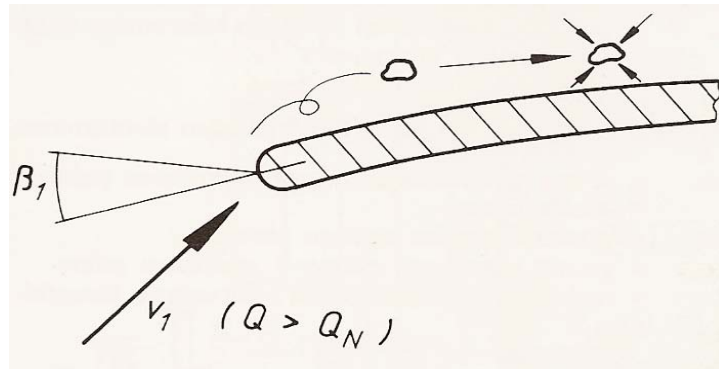
$$P_1 = P_2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^5 \quad (12)$$

Juoksupyörän koolla on hyvin suuri merkitys tilavuusvirtaan, nostokorkeuteen ja tehoon samanlaisilla pumpuilla. [4, s.27.]

## 5.5 Kavitaatio ja NPSH

### *Kavitaatio*

Kavitaatioksi kutsutaan ilmiötä, jossa nesteen virratessa siinä vallitseva paine laskee alemmaksi kuin nesteen höyrystymispaine vastaavassa lämpötilassa. Tällöin syntyy höyrykuplia, jotka liikkuvat virtaavan nesteen mukana sellaiseen paikkaan, jossa vallitsee höyrystymispainetta suurempi paine, näin ollen höyrykupla tavallaan räjähtää sisäänpäin. Näistä höyrykuplien räjähdyksistä syntyy suuria paineiskuja. Näiden paineiskujen tapahtuessa lähellä seinämää pystyvät ne murtamaan seinämästä pieniä paloja pois. Tämän jatkuessa riittävän kauan tuhoutuu seinämä paineiskujen kuluttamalta alueelta.

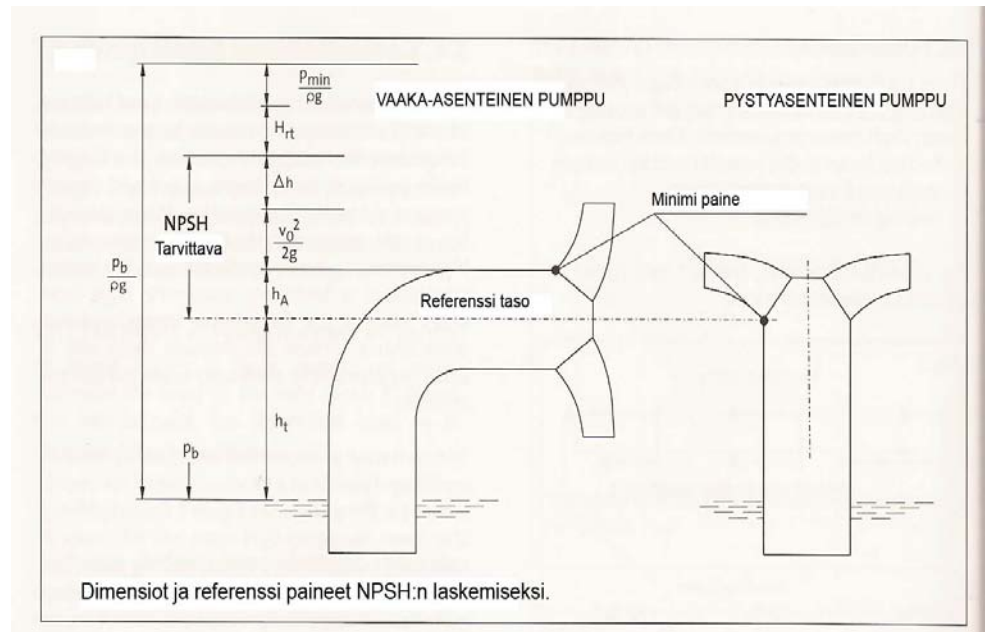


Kuva 9. Kavitaatioilmiö juoksupyörän siiven tuloreunassa [3, s. 15].

Keskipakopumpussa tyypillinen paikka kavitaatioilmiölle on juoksupyörän siiven tuloreuna (katso kuva 9). Tämä johtuu siitä, että neste ei tule aivan samassa kulmassa juoksupyörän siiven tuloreunaan mitä juoksupyörän siipikulma on. Tällöin muodostuu höyrykupla siiventuloreunan toiselle puolelle johtuen pyörteilyn ja paineen alenemisesta höyrystymispaineen alapuolelle. Höyrykupla kulkee nesteen matkassa siipisolaan, missä paine on suurempi, jolloin höyrykupla räjähtää sisäänpäin. Tämän tapahtuessa jatkuvasti juoksupyörä kuluu ja aiheuttaa lopulta juoksupyörän särkymisen. Kavitaatio alentaa myös  $Q/H$ - ja  $\eta$ -käyriä. [3, s.15 - 16.]

### NPSH

NPSH-kirjainyhdistelmällä tarkoitetaan englanninkielisiä sanoja "net positive suction head". Käsitettä käytetään yleensä kuiva-asenteisten pumppujen yhteydessä. Sillä tarkoitetaan imuputkessa vallitsevaa painetta, jonka täytyy olla suurempi kuin pumpun tarvitsema imupuolen paine, jottei pumppu kavitoisi.



Kuva 10. NPSH:n laskemiseen tarvittavat mitat ja referenssipaineet [5, s. 12].

Kuvassa 10 näkyvät kaikki, mitä tarvitaan pumpun NPSH:n laskemiseen. Laskemisessa käytetään seuraavia painetasoja [5, s.12]:

- $h_t$  = sisään tulon geodeettinen nostokorkeus
- $h_A$  = referenssitason ja siiven johtoreunan kärjen korkeusero
- $H_{rt}$  = virtaushäviöt imuputkessa
- $\frac{v_0^2}{2g}$  = sisääntulo nopeuden aiheuttama paineen alenema
- $\Delta h$  = paikallinen painehäviö siiventuloreunassa
- $p_b$  = nesteen pinnalla vallitseva paine
- $p_{min}$  = staattinen minimipaine pumpussa
- $p_v$  = nesteen höyrynpaine vallitsevassa lämpötilassa

## 6 LASKUKAAVAT

Mittauksista saatujen tulosten käsittelyssä on käytetty kaavoja 13 ja 14 [6].

$$\text{Hyötysuhde \%} = \frac{(paine-ero \text{ Bar} * 100000) * \left( \frac{virtaama \frac{L}{s}}{1000} \right)}{(\sqrt{3} * virta \text{ A} * 400V * \cos 0,89)} \quad (13)$$

$$\text{Teho kW} = \frac{(\sqrt{3} * virta \text{ A} * 400V * \cos 0,89)}{1000} \quad (14)$$

## 7 VAIHTOEHTOJEN 1 JA 2 SOVITTAMINEN JÄRJESTELMÄÄN

Vaihtoehdot 1 ja 2 edellyttävät seuraavia muutoksia:

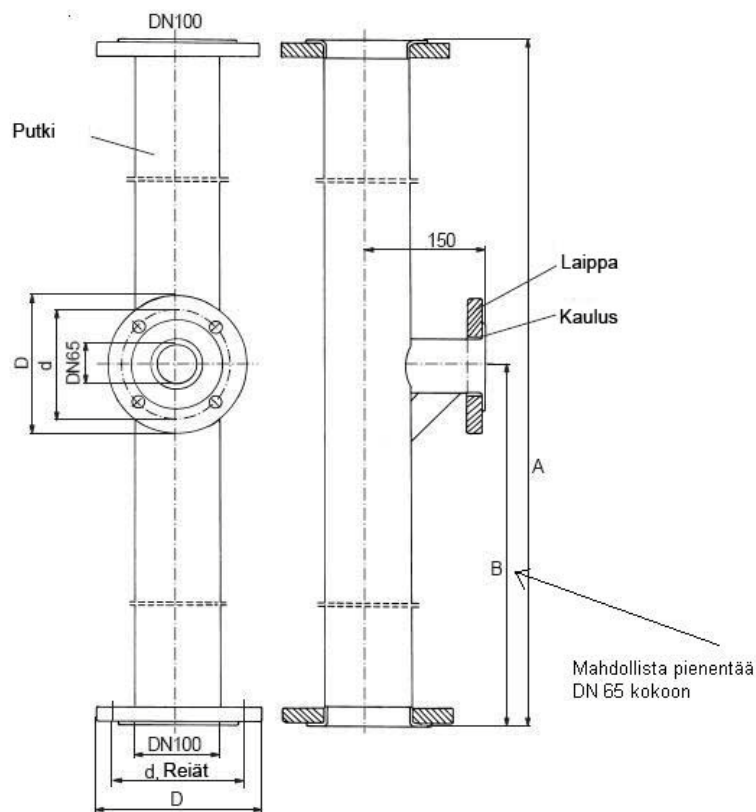
- uudenpesän suunnittelu ja valu

tai

- putkiston ja liitosten muuttaminen sopiviksi
- pumpun kiinnitysten muutokset, jotta pumppu voitaisiin kiinnittää mahdollisesti vanhoihin tukirakenteisiin
- mahdolliset pumpun juoksupyörän koon muutokset, jotta pumppu toimisi tehokkaasti.

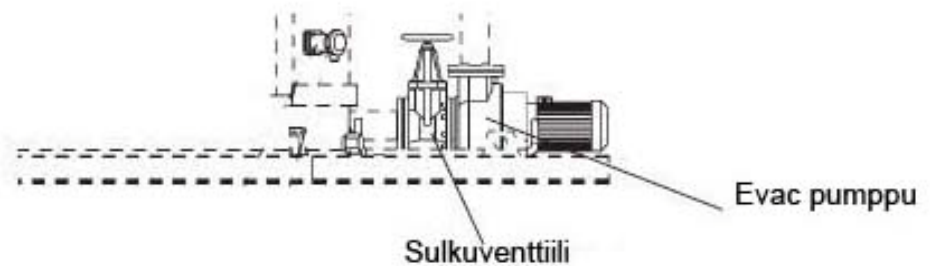
### 7.1 Putkistomuutokset

Laippaliitosten yhdentäminen vastaamaan korvattavien 1 ja 2 liitoksia voidaan toteuttaa eri tavoin, esimerkiksi nousuputkea muuttamalla. Kuvasta 11 väli B, pituus 485 – 500 millimetriä, voidaan päätellä nousuputkessa olevan tarpeeksi tilaa, jotta paineputkea voidaan supistaa koosta DN 100 kokoon DN 65.



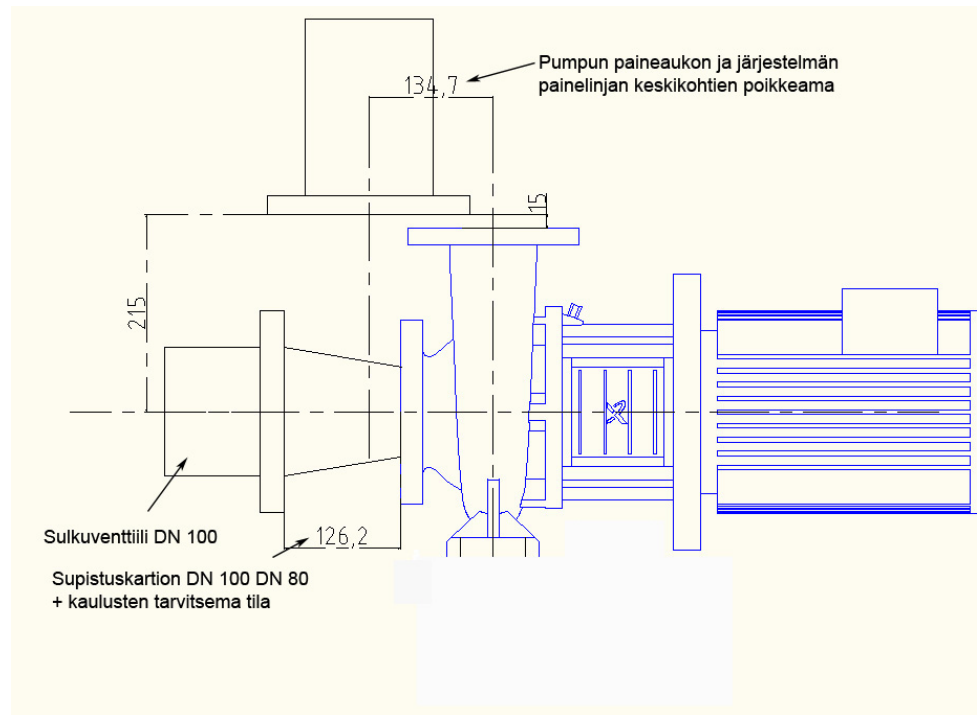
Kuva 11. Evac-keräyksikkö DN 100:n nousuputki [lähde 1, s. 222 mukailen].

Ongelmaksi muodostuu ennemminkin imupuolen liitosten erilaisuus. Korvattavissa malleissa on DN 100:n laippaan sopivat liitokset ja MTB-malliston valituissa pumpuissa on vain DN 80 -liitokset. Ongelmaa pahentaa vielä se, että pumput ovat kiinni imuputkistossa viimeisimpänä olevassa sulkuventtiilissä, joka on kokoa DN 100.



*Kuva 12. Kuvasta näkyy kuinka pumppu on liitettynä imupuoleltaan suoraan sulkuventtiiliin [lähdettä 1, s. 218 mukailten].*

Imupuolen liitoksen ongelma ei teoriassa ole vaikea ratkaista. Ongelma ratkeaa asentamalla supistuskartio putkikoosta DN 100 putkikokoon DN 80. Kuvasta 12 näkyy erinomainen paikka supistuskartiolle ennen sulkuventtiiliä. Tällöin sulkuventtiili vaihdettaisiin kokoon DN 80. Käytännössä muutoksen toteuttaminen on erittäin vaikeaa jo toiminnassa olevissa pumppaamoissa. Muutoksen tekeminen vaatisi säiliön tyhjentämisen ja pumppaamon käytöstä pois ottamisen vaihdon ajaksi.



Kuva 13. Supistuskartion käyttö pumpun ja sulkuventtiin välissä.

Helpon putkikoon supistaminen onnistuisi asentamalla sulkuventtiin ja pumpun väliin supistuskartio putkikoosta DN 100 putkikokoon DN 80, kuten kuvassa 13 on tehty. Pumppu liitettäisiin tällöin supistuskartion jälkeen DN 80 -laippaan. Tällä asennustavalla ei tarvitsisi tyhjentää säiliötä, eikä puuttua järjestelmän toimintaan edellyttäen, että säiliöön on liitettynä enemmän pumppuja kuin yksi. Ongelmaksi tässä ratkaisussa muodostuu vapaan tilan puute pumpun jälkeen ja painelinjojen keskikohtien suuri erotus. Kiinteästi asennetut putkistot laivoissa voivat mennä hyvinkin läheltä pumppuja, kuten esimerkiksi kuvasta 14 käy ilmi. Tällöin supistuskartion ja kaulusten tuoma lisäpituus estää pumpun sopimisen sille varattuun tilaan ja painelinjaa ei välttämättä myöskään pystytä siirtämään tarvittavaa mitta 126,2 millimetriä säiliöstä pois päin.



*Kuva 14. Evac-keräysyksikkö DN100 Silja Serenadella.*

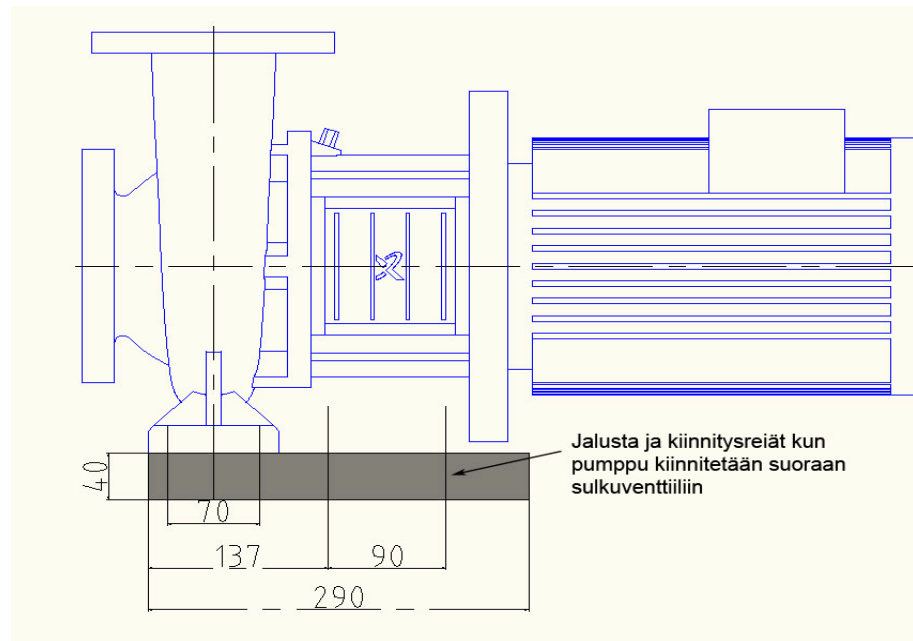
Vaihtoehdon 1 pumppu on lähes samankokoinen kuin kuvan 14 oikeassa reunassa olevat siniset EVAC SE 044A -pumput 5,5 kW (korvatta pumppu 1), joten esitelty ratkaisu supistuskartion käyttämisestä ei tule onnistumaan ainakaan näin rakennetussa järjestelmässä.

## **7.2 Pumpun jalan muutokset**

### *Pumpun jalustaratkaisu 1*

Olettaen, että vaihtoehdon 1 saataisiin liitettyä järjestelmään ilman, että imu-puolella tarvitsisi tehdä erikoisia kiinnitysratkaisuja, tulisi se tarvitsemaan erityisen jalustan, jolla se kiinnitetään vanhojen pumppujen kiinnitysreikiin. Tämän alustan koko olisi 290 mm x 310 mm x 40 mm. Jalustassa olisi vaihtoehdon 1 vaatimat kiinnikkeet ja kiinnikkeet, joilla itse jalusta kiinnitetään korvattavien 1 ja 2 vanhoihin kiinnityskohtiin. Kuvaan 15 on piirretty malli kyseisestä jalustasta kiinnitettynä vaihtoehdon 1 pumppuun.

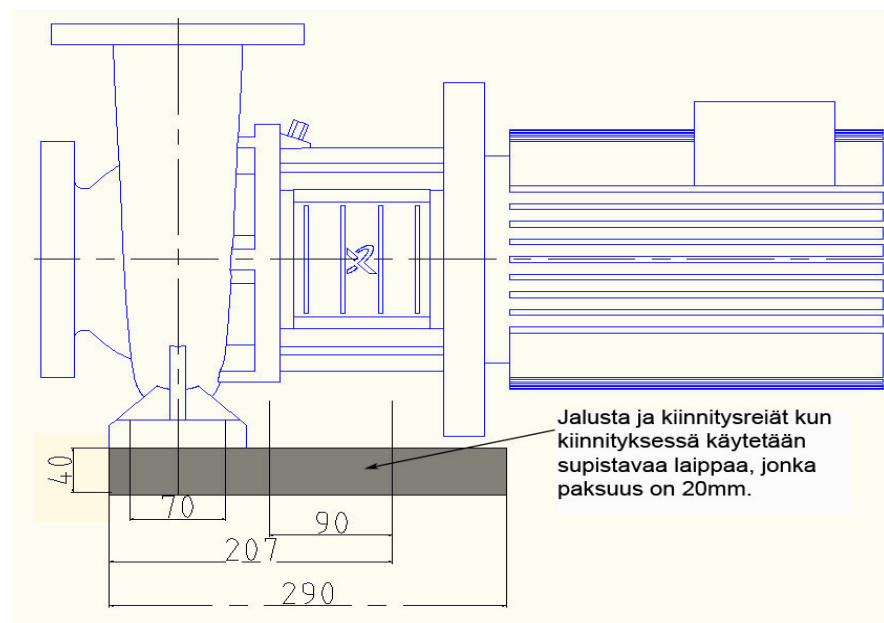




Kuva 15. Vaihtoehtojen 1 ja 2 jalustaratkaisu 1.

#### Pumpun jalustaratkaisu 2

Oletetaan että vaihtoehto 1 kiinnitettäisiin sulkuventtiiliin supistuslaipalla koosta DN 100 kokoon DN 80. Tällöin voitaisiin käyttää edellä mainitun kokoista jalustaa. Kiinnikkeet pumpulle tulisivat jalustaan, supistuslaipan paksuuden verran eri kohtaan. Muita muutoksia jalusta ei tarvitsisi. Kuva 16 havainnollistaa ratkaisua.



Kuva 16. Vaihtoehtojen 1 ja 2 jalustaratkaisu 2.

### 7.3 Juoksupyörän muutokset vaihtoehtoon 1

#### *50 Hz:n käytössä*

Vaihtoehdon 1 juoksupyörää ei tarvinnut pienentää vaan sen vakiohalkaisijaltaan 158 millimetrinen juoksupyörä tuottaa 2920 kierroksella per minuutti riittävän hyvän pumppukäyrän verrattuna korvattavaa 1 vastaan.

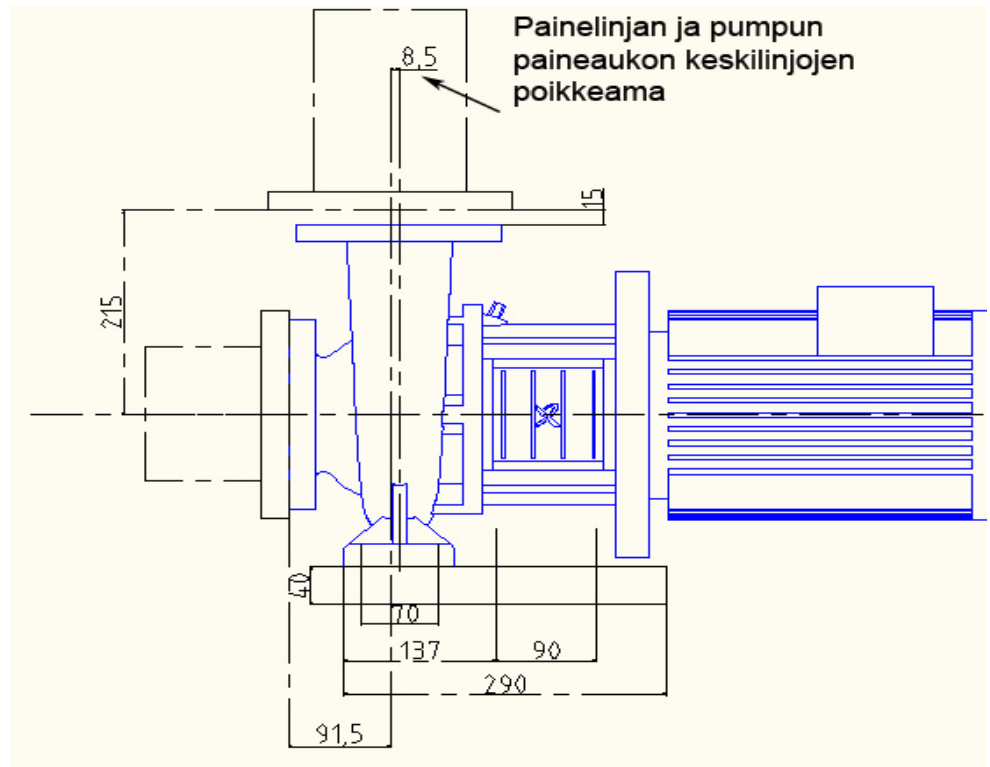
#### *60 Hz:n käytössä*

Vaihtoehdon 1 juoksupyörä pitäisi pienentää halkaisijasta 158 millimetriä halkaisijaan 135 millimetriä, jotta pumpun tuotto, virtaama ja teho olisivat halutunlaisia. Tällä juoksupyörän koolla vaihtoehto 1 pystyy vielä tuottamaan lähes samanlaisen pumppukäyrän kuin 158 millimetrisellä juoksupyörällä 50 Hz:llä.

### 7.4 Vaihtoehdon 1 pesän muutokset

Vaihtoehdon 1 sovittaminen vanhaan järjestelmään tulisi huomattavasti helpommaksi, jos pumppu saataisiin suoraan liitettyä vanhaan jo järjestelmässä olevaan DN 100 -sulkuventtiin. Painelinjan ja pumpun paineaukon ero vanhaan nähden tulisi olemaan vain 8,5 millimetriä pumpun pituussuunnassa. Kuva 17 havainnollistaa tilannetta. Tällöin painelinja voitaisiin liittää epäkeskeisellä supistavalla laipalla painelinjaan.

Toinen vaihtoehto on tehdä painelinjaan tarvittava putkikoon muutos DN 100:sta DN 65:een ja painelinjan paineaukon keskikohdan siirtäminen 8,5 millimetriä järjestelmästä poispäin eli pumpun pituussuunnassa. Tällaisia epäkeskeisiä supistuskartioita pystytään valmistamaan.



Kuva 17. Vaihtoehdon 1 pumpun poikkeamat.

Vaihtoehdon 1 liittämällä edellä mainitun kaltaisesti järjestelmään on yksi ongelma: imupuolen liitoksien erikokoisuus (DN 100 ja DN 80). Vaihtoehto 1 olisi periaatteessa mahdollista liittää sulkuventtiiliin DN 100, mutta tällöin ongelmaksi muodostuu liitoksen tiiveys, koska vaihtoehdon 1 imupuolenliitos on kokoa DN 80. Näiden liitosten halkaisijoiden erotus on noin 13 millimetriä ja tiivistepinnat liitoksissa eivät kohtaa täydellisesti vaan vain muutamien millimetrin osalta. Tällöin liitos on hyvin epävarma ja käytännössä tällaista ratkaisua ei ole kannattava lähteä toteuttamaan.

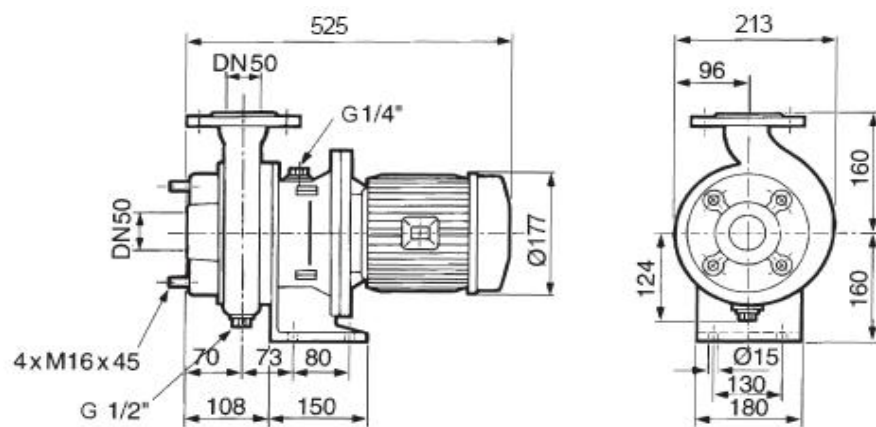
Järkevintä olisi tehdä uusi pumppupesä vaihtoehtoon 1. Uusi valumalli kannattaisi tehdä siten, että vaihtoehdon 1 pumppupesän imupuolen liitos ja paineaukko olisivat kokoa DN 100. Tällöin se kiinnittyisi imupuolella olevaan sulkuventtiiliin kuvan 17 mukaisesti. Paineaukkoa tulisi tuoda keskilinjasta ylöspäin 15 millimetriä ja siirtää kohti imupuolen liitosta 8,5 millimetriä. Tällöin paineaukko kohtaisi painelinjan ja vaihtoehto 1 olisi täydellisesti liitettävissä vanhoihin alipainejätevesijärjestelmien keräysyksiköiden DN 100 järjestelmiin.

Jalusta vaihtoehdolle 1 voitaisiin sisällyttää uuteen valumalliin tai tehdä erillisenä osana liitettäväksi vaihtoehdon 1 toimitukseen mukaan. Tällöin vaihto-

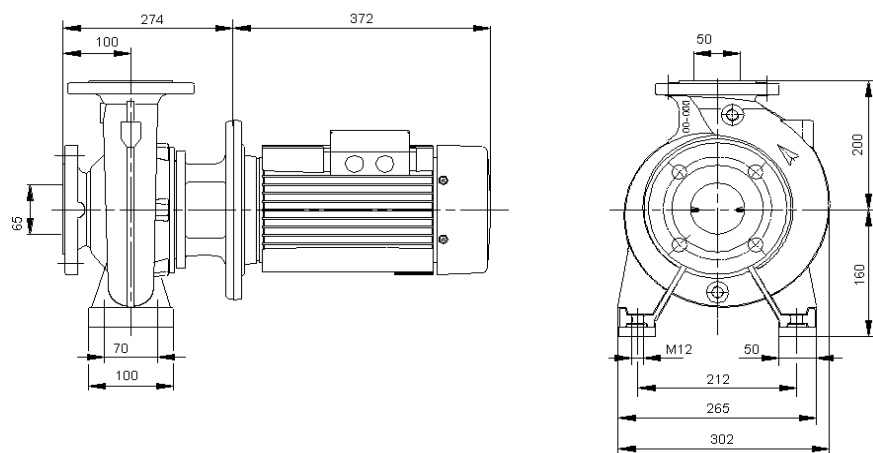
ehto 1 saataisiin kiinnitettyä korvattavien 1 ja 2 vanhoihin kiinnitysreikiin. Näin ollen saataisiin myös vaihtoehdon 1 kiinnitysongelma korvattavien 1 ja 2 kiinnitysreikiin ratkaistua.

## 8 VAIHTOEHDON 3 SOVITTAMINEN JÄRJESTELMÄÄN

Vaihtoehdon 3 pumppumalli on niin erilainen ulkoisilta mitoiltaan, ettei siitä saada suoraan korvaavaa pumpputta korvattavan 3 tilalle. Seuraavista mittapiirroksista asia käy hyvin ilmi.



Kuva 18. Korvattavan 3 mittapiirros [1, s. 261].



Kuva 19. Vaihtoehdon 3 mittapiirros [7].

Kuvista 18 ja 19 nähdään, että vaihtoehto 3 on paljon isompi tärkeiltä mitoiltaan kuin korvattava 3. Tällöin vaihtoehdon 3 sovittaminen järjestelmään edellyttäisi pumppupesän uudelleen suunnittelua tai järjestelmän putkiston muutoksia.

### *Juoksupyörän muutokset vaihtoehtoon 3*

#### *50 Hz:n käytössä*

Vaihtoehtoon 3 juoksupyörää täytyi pienentää halkaisijasta 215 millimetriä halkaisijaan 140 millimetriä, koska pumpussa oli alun perin neljänapainen moottori (1450rpm) ja siihen vaihdettiin kaksinapainen (2920rpm) moottori. Tämä aiheuttaa tehon kolmanteen potenssiin kasvun affiniteettisääntöjen mukaan.

#### *60 Hz:n käytössä*

Vaihtoehtoon 3 juoksupyörä pitäisi pienentää halkaisijasta 215 millimetriä halkaisijaan 125 millimetriä, jotta pumpun teho olisi halutunlainen. Tällä juoksupyörän koolla vaihtoehto 3 ei kuitenkaan pysty kilpailemaan korvattavaa 3 vastaan. Suuremmalla koneella ja juoksupyörällä voitaisiin parantaa tätä asetelmaa.

## **9 KOEAJOLAITTEISTO**

Koeajolaitteistona käytettiin Oy Grundfos pumput Ab:n Vantaan puhdasvesihuollon koeajopenkkiä. Mittalaitteistona toimivat koeajopenkin oma virtausmittari, erikseen asennetut imu- ja painepuolen paineanturit ja virranmittauslaite. Pumppua ajettiin Vaconin taajuusmuuttajan kautta.

### **9.1 Koeajopenkin sisältämät laitteet**

Elsa-i on pumppaamoihin kehitelty pinnansäätöjärjestelmä, jolla pystytään haluttaessa keräämään tietoa järjestelmässä kytkettyinä olevista antureista.

Virtausmittari EH-flowtech pulsmag V DMI 6532 [8, s.12]:

- mittausalue 0 - 200  $m^3/h$
- mittaustarkkuus 1 %

Imupuolen paineanturi Danfoss MBS 3000 0 - 4 bar [9]:

- mittausväli 0..4 Bar
- tarkkuus 2 %

Painepuolen paineanturi Danfoss MBS 3000 0 - 6 Bar [9]:

- mittausväli 0..6 Bar
- tarkkuus 2 %

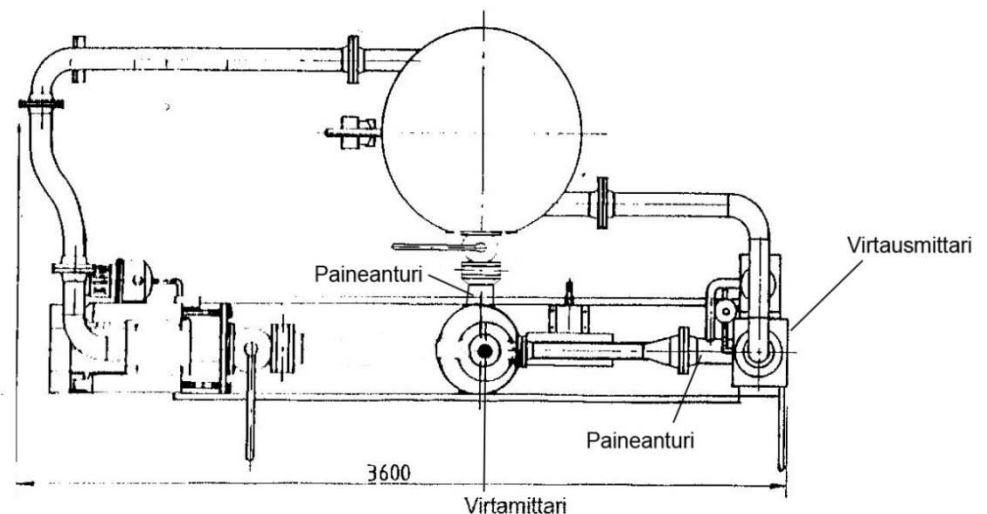
Virtamittari Carlo Gavazzi E83-2050 [10]:

- mittausalue 0 - 50 A. Säädettävissä 0 - 50 A:n välille aseteikolla 0 - 20, 0 - 30 ja 0 - 50 A. Käytössä väli 0 - 20 A.
- Tarkkuus 2 %

Koeajon jälkeen mittausdata purettiin ELSA-i:stä erillisen Unitronics-ohjelman kautta Excel-muotoiseen taulukkoon. Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmalla laskettiin tarvittavia arvoja saaduista tuloksista ja piirrettiin kuvaajat.

## 9.2 Koeajolaitteistoon tehdyt muutokset

Koeajopenkkiin asennettiin omat paine- ja imupuolen paineanturit, jotta painetiedot saataisiin kerättyä mahdollisimman helposti Elsa-i:llä. Koeajopenkin omalta virtausmittarilta otettiin virtaustieto virtaviestinä Elsa-i:hin ja sen yksiköksi muunnettiin l/s. Virtamittari kytkettiin Elsa-i:hin, jotta pumpun ottama sähköteho saataisiin mitattua ja laskettua.



Kuva 20. Periaatepiirros koeajopenkistä.

Kuvassa 20 kuvataan koeajopenkkiä.

## 10 KOEAJOTULOKSET

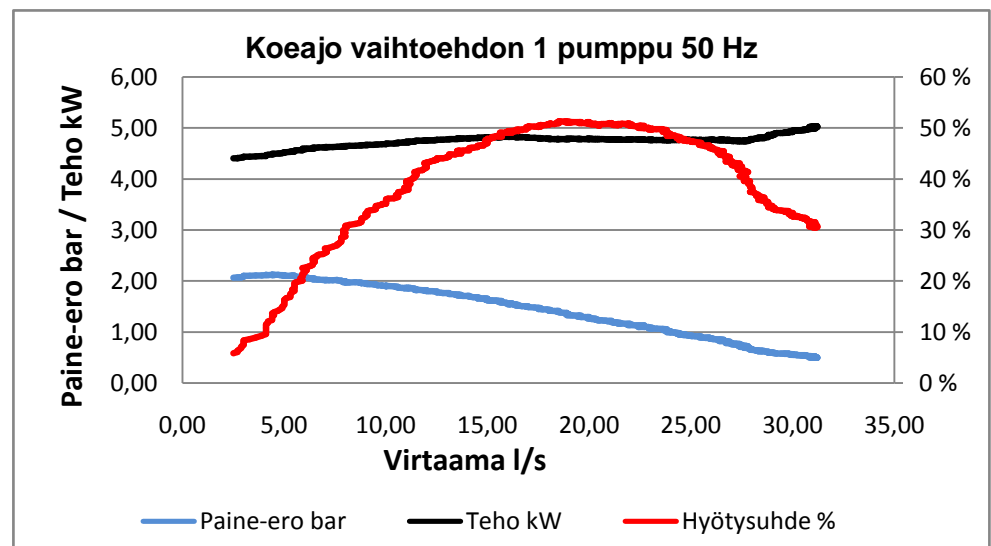
Koeajot suoritettiin edellä mainitussa laitteistossa kokeillen eri moottorijuoksupyöräyhdistelmiä. Ensimmäisinä kuvaajina ovat vaihtoehdon 1 ja vaihtoehdon 2 vakiokäyrät. Seuraavissa käyrissä on lähdetty hakemaan haluttua nostokorkeutta, virtaamaa ja tehoa pienentämällä juoksupyörän halkaisijaa.

Juoksupyörän oikeaa kokoa ei voitu laskea tarkalleen etukäteen, koska Supervortex-pyörän laskukaavoja ei ole saatavilla. Tällöin haluttu nostokorkeus, virtaama ja teho on etsitty iteratiivisesti pienentämällä juoksupyörää tilanteesta riippuen joko 3 - 5 millimetrin tai 1 - 2 millimetrin askelin, siihen asti että halutut ominaisuudet täyttyvät koeajossa.

Koeajossa käytetyt jännitteet ja taajuudet olivat 400 V ja 50 Hz sekä 400 V ja 60 Hz.

### 10.1 Vaihtoehto 1 50 Hz

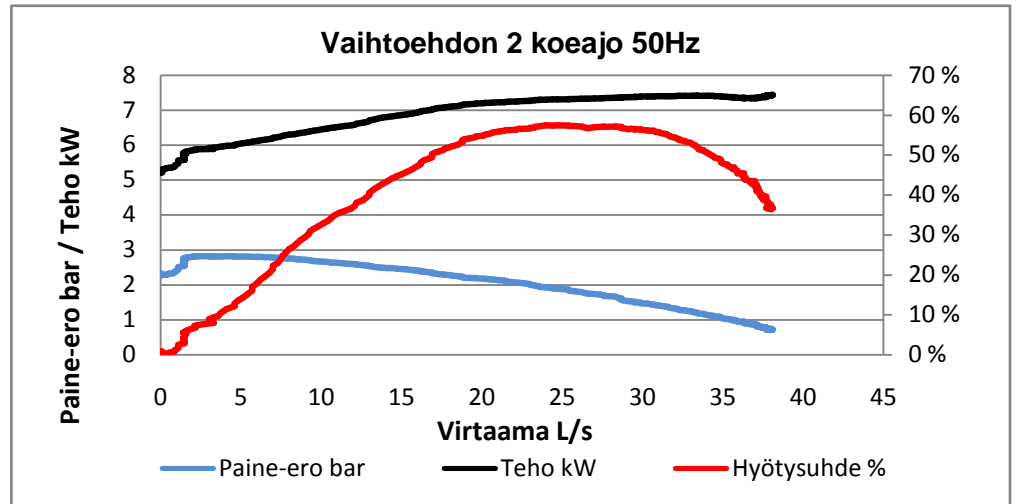
Vaihtoehto 1 tuottaa kuvan 21 mukaisen Q/H-käyrän. Q/H-käyrä on hieman parempi ejektorin toiminta-alueella, kuin korvattavan 1. Käyrästä alkupäässä nostokorkeudeltaan vaihtoehto 1 on huomattavasti parempi kuin korvattavat 1 ja 2.



Kuva 21. Vaihtoehdon 1 koeajosta saadut pumppukäyrät.

## 10.2 Vaihtoehdot 2 50 Hz

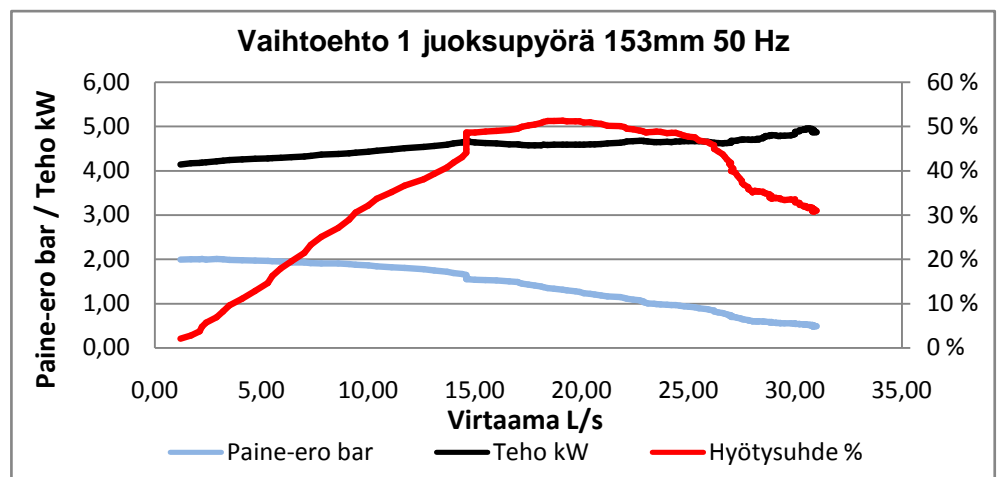
Vaihtoehdot 2 50 Hz:n käytössä on tuotoiltaan tarpeettoman suuri käytettäväksi alipainejätevesijärjestelmän keräisyksikkö DN 100:ssa korvattavan pumpun 1 ejektorilla.



Kuva 22. Vaihtoehdon 2 50 Hz:n pumpukäyrä.

## 10.3 Vaihtoehdot 1 juoksupyörän halkaisija 153 mm 50 Hz

Kuvasta 23 nähdään, ettei 5 millimetrin juoksupyörän halkaisijan pienennyksellä ole suurta vaikutusta alkuperäisen vaihtoehdon 1 Q/H-käyrään ja tehoon, joten se ei ole kannattava toteuttaa.

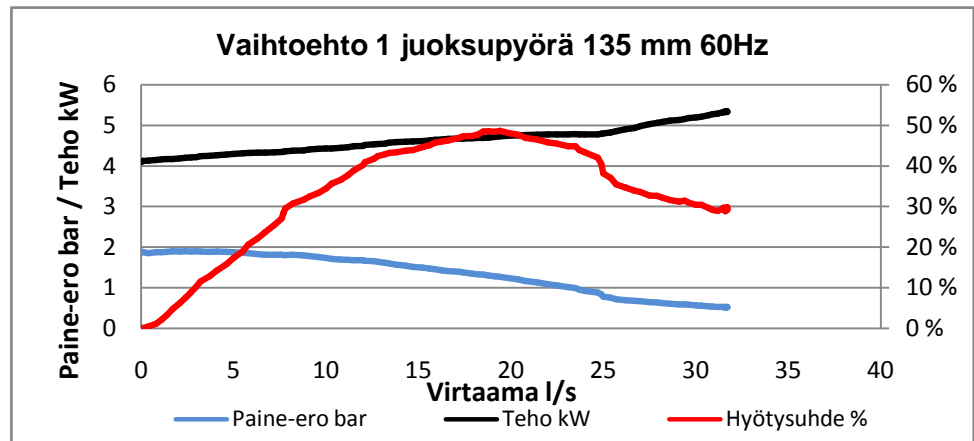


Kuva 23. Vaihtoehdon 1 (153 mm juoksupyörä) 50 Hz:n pumpukäyrä.



#### 10.4 Vaihtoehto 1 juoksupyörän halkaisija 135 mm 60 Hz

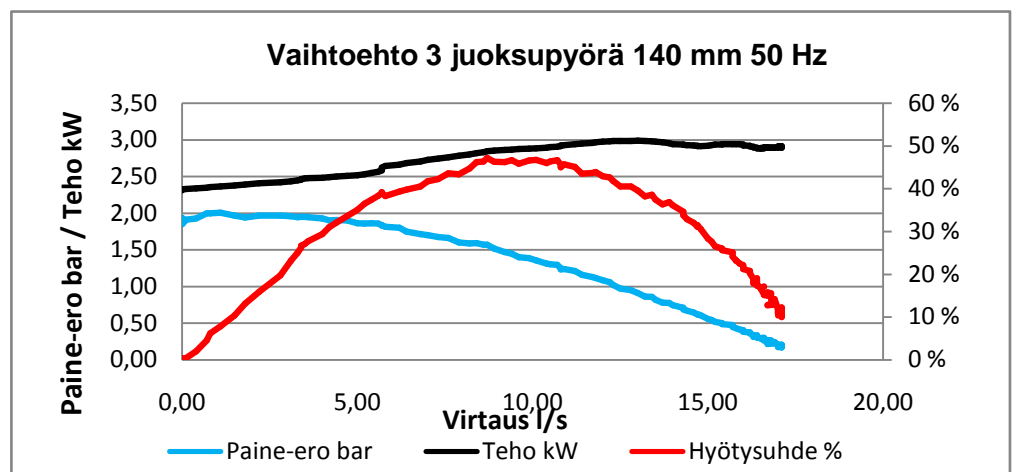
Kuvan 24 käyrästä vaihtoehto 1 juoksupyörän halkaisijan kokoa on pienennetty koosta 158 millimetriä kokoon 135 millimetriä, jotta haluttu moottorin teho voitaisiin saavuttaa eikä moottoria tarvitsisi vaihtaa suuremmaksi teholtaan. Tällöin myös pumpun Q/H-käyrä pysyy miltei muuttumattomana ja vaihtoehto 1 135 millimetrin juoksupyörällä on vielä kilpailukykyinen korvattavia 1 ja 2 vastaan.



Kuva 24. Vaihtoehto 1 (juoksupyörä 135 mm) 60 Hz:n pumppukäyrä.

#### 10.5 Vaihtoehto 3 juoksupyörän halkaisija 140 mm 50 Hz

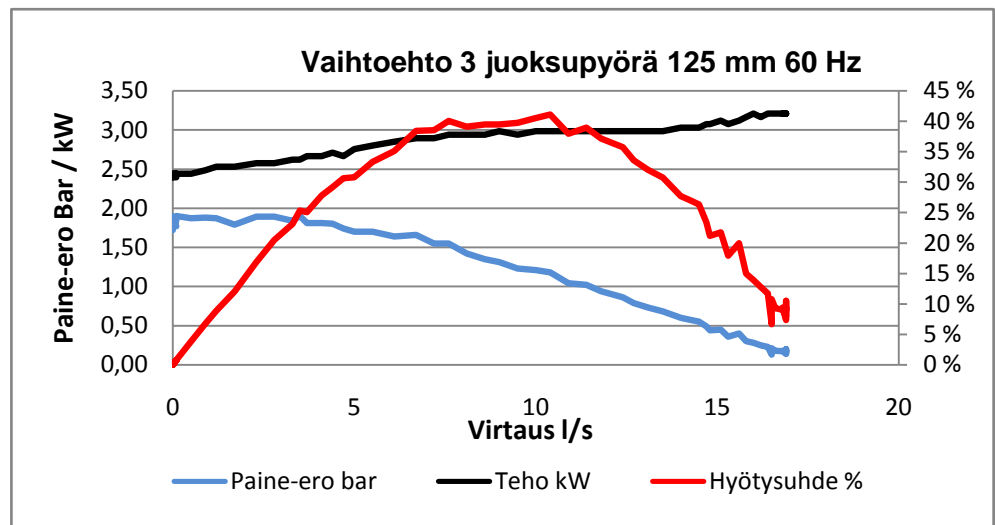
Kuvassa 25 on vaihtoehto 3 käyrästä, juoksupyörän halkaisijalla 140 mm. Teho on haluttu rajoittaa kolmeen kilowattiin 50 Hz:n käytössä. Tämän seurauksena juoksupyörää on jouduttu pienentämään halkaisijaan 140 mm.



Kuva 25. Vaihtoehto 3 (juoksupyörä 140mm) 50 Hz pumppukäyrä.

### 10.6 Vaihtoehto 3 juoksupyörän halkaisija 125 mm 60 Hz

Kuvan 26 käyrästä vaihtoehto 3 teho on edelleen haluttu pitää kolmessa kilowattissa kun taajuus on 60 Hz ja jännite 400 V. Tämän seurauksena juoksupyörä on pitänyt pienentää kokoon 125 mm, jottei pumpun tarvitsema teho ylittäisi kolmea kilowattia. Tällaisella käyrällä ei pystytä kilpailemaan korvattavan 3 kanssa 60 Hz:n käytössä. Suurempitehoisella koneella ja isommalla juoksupyörällä saisi aikaan paremman käyrän ja sillä voisi kilpailla paremmuudesta korvattavaa 3 vastaan 60 Hz:n käytössä.

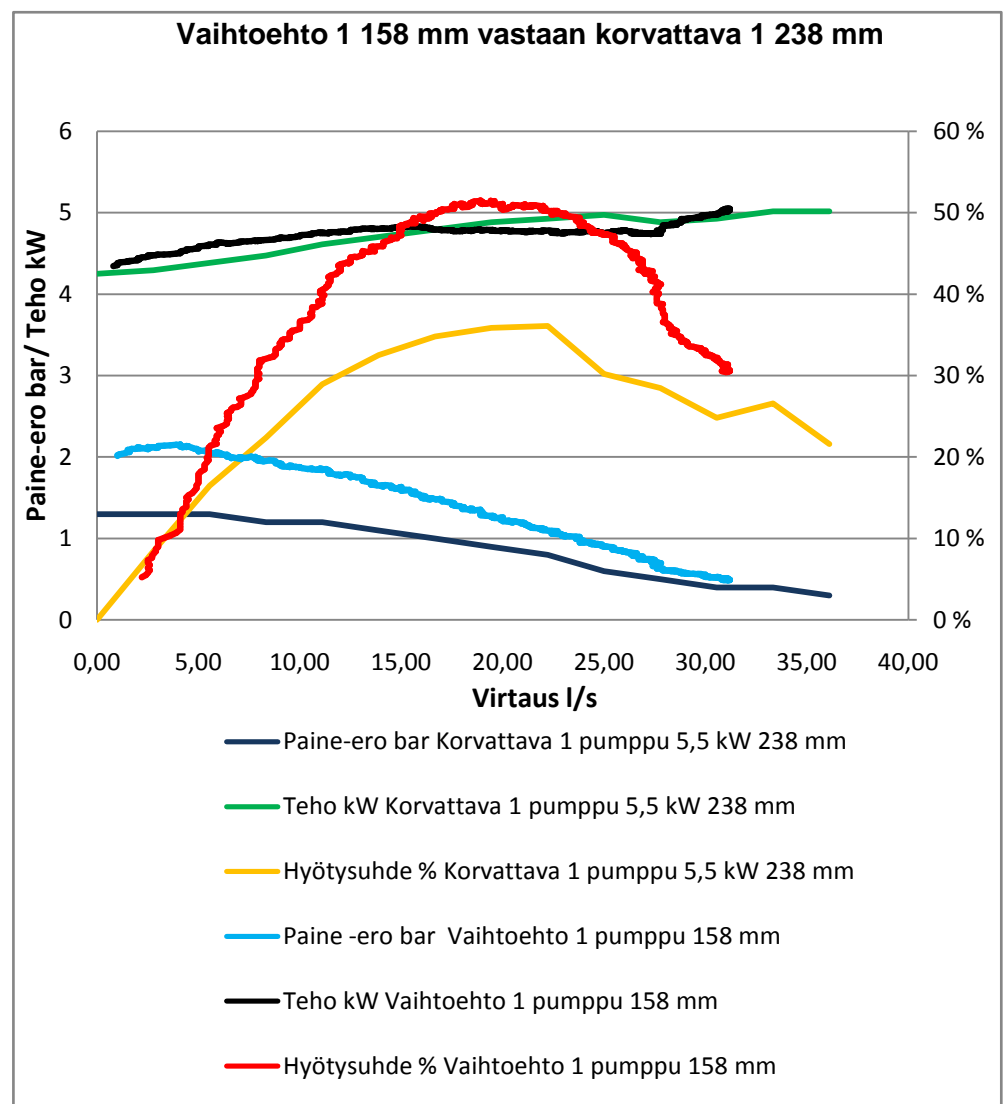


Kuva 26. Vaihtoehto 3 (juoksupyörä 125 mm) 60 Hz pumppukäyrä.

## 11 KOEAJOTULOSTEN VERTAILU

### 11.1 Vaihtoehto 1 vastaan korvattava 1 50 Hz

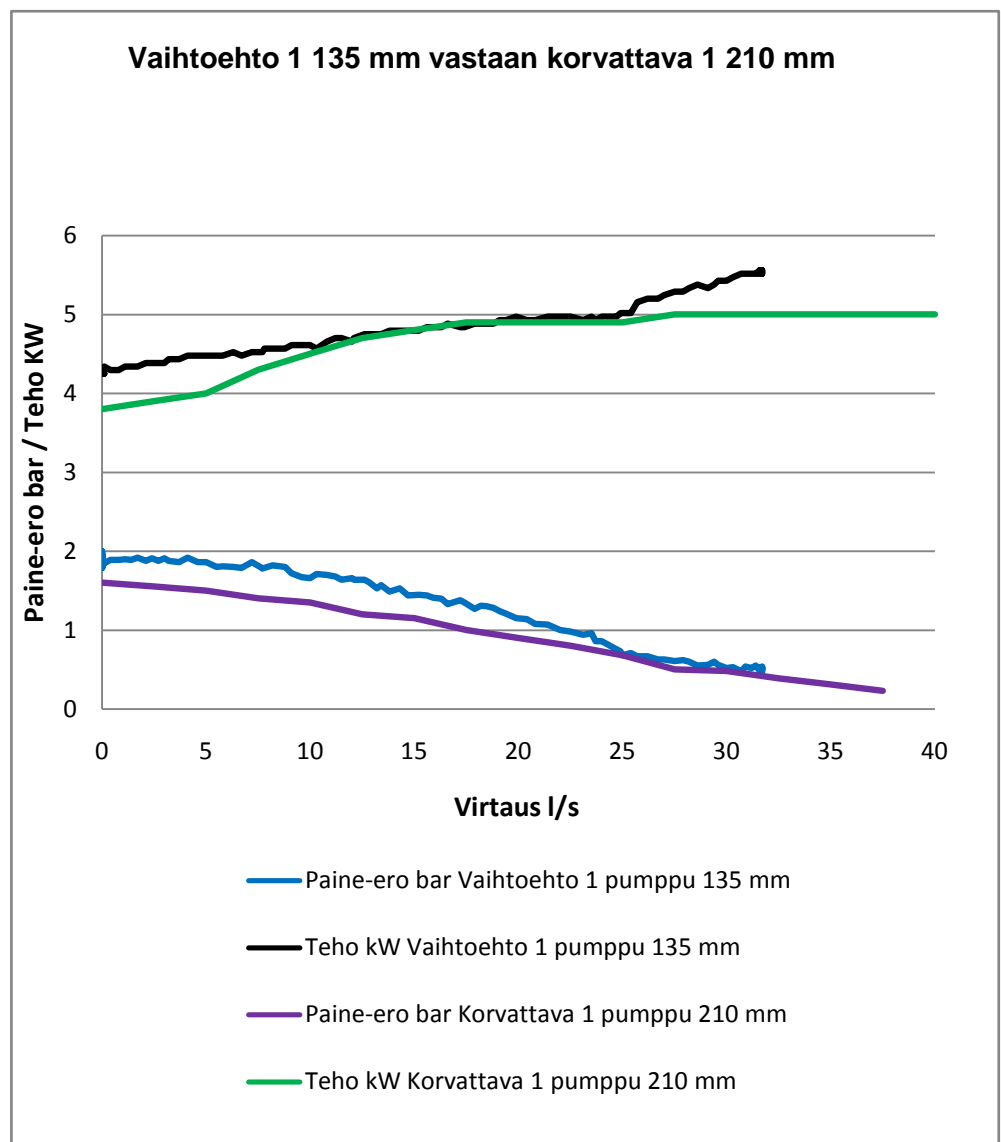
Kuvan 27 käyrästä perusteella tehdyssä vertailussa vaihtoehto 1 on kilpailukykyinen korvattavaa 1 vastaan. Koneteho on samoilla lukemilla kuin korvattavassa 1, mutta nostokorkeus ja virtaama ovat paremmat. Tämä saavutettu etu johtuu vaihtoehdon 1 paremmasta hyötysuhteesta kuin korvattavalla 1 on. Vaihtoehto 1 sopii näillä perusteilla korvaamaan korvattavan 1 50 Hz:n käytössä.



Kuva 27. Excel-taulukosta laadittu kuvaaja, missä on vaihtoehdon 1 ja korvattavan 1 tuotto-, teho- ja hyötysuhde käyrät 50 Hz käytössä.

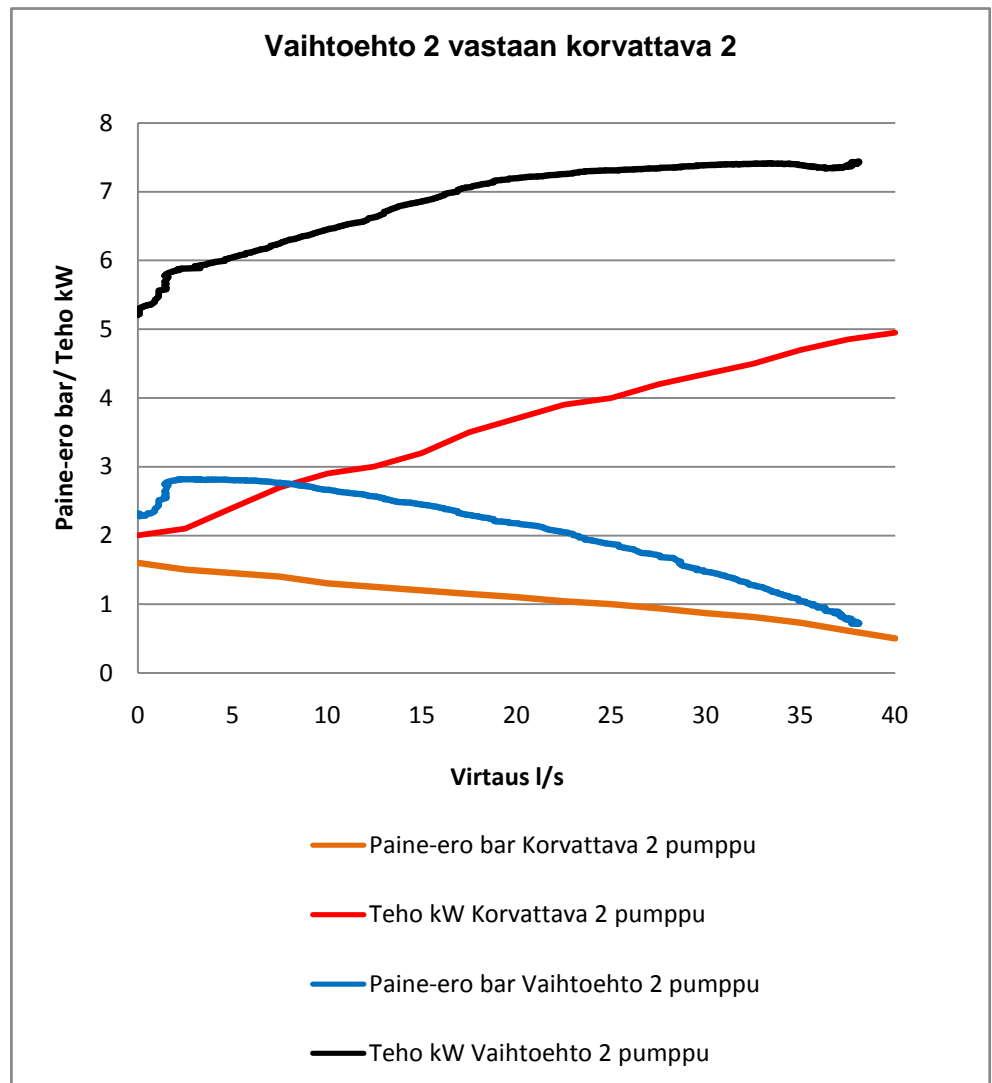
## 11.2 Vaihtoehto 1 vastaan korvattava 1 60 Hz

Kuvan 28 käyrästöjen perusteella vaihtoehto 1 (juoksupyörän halkaisijalla 135 millimetriä) on kilpailukykyinen korvattavan 1 60 Hz:n versiota vastaan. 135 millimetrin juoksupyörällä vaihtoehdon 1 koneteho nousee hiukan suuremmaksi suurilla virtauksilla, mutta virtausmäärät ovat jo yli ejektorin tarvitseman virtauksen. Nostokorkeus on koko virtausalueella hieman suurempi kuin korvattavassa 1. Vaihtoehto 1 sopii siis korvaajaksi korvattavan 1 tilalle 60 Hz:n käytössä.



Kuva 28. Excel-taulukosta laadittu kuvaaja, jossa on vaihtoehdon 1(135 mm juoksupyörällä) ja korvattavan 1( 210 mm juoksupyörällä) tuotto- ja tehokäyrät 60 Hz:n käytössä.

### 11.3 Vaihtoehto 2 vastaan korvattava 2 50 Hz

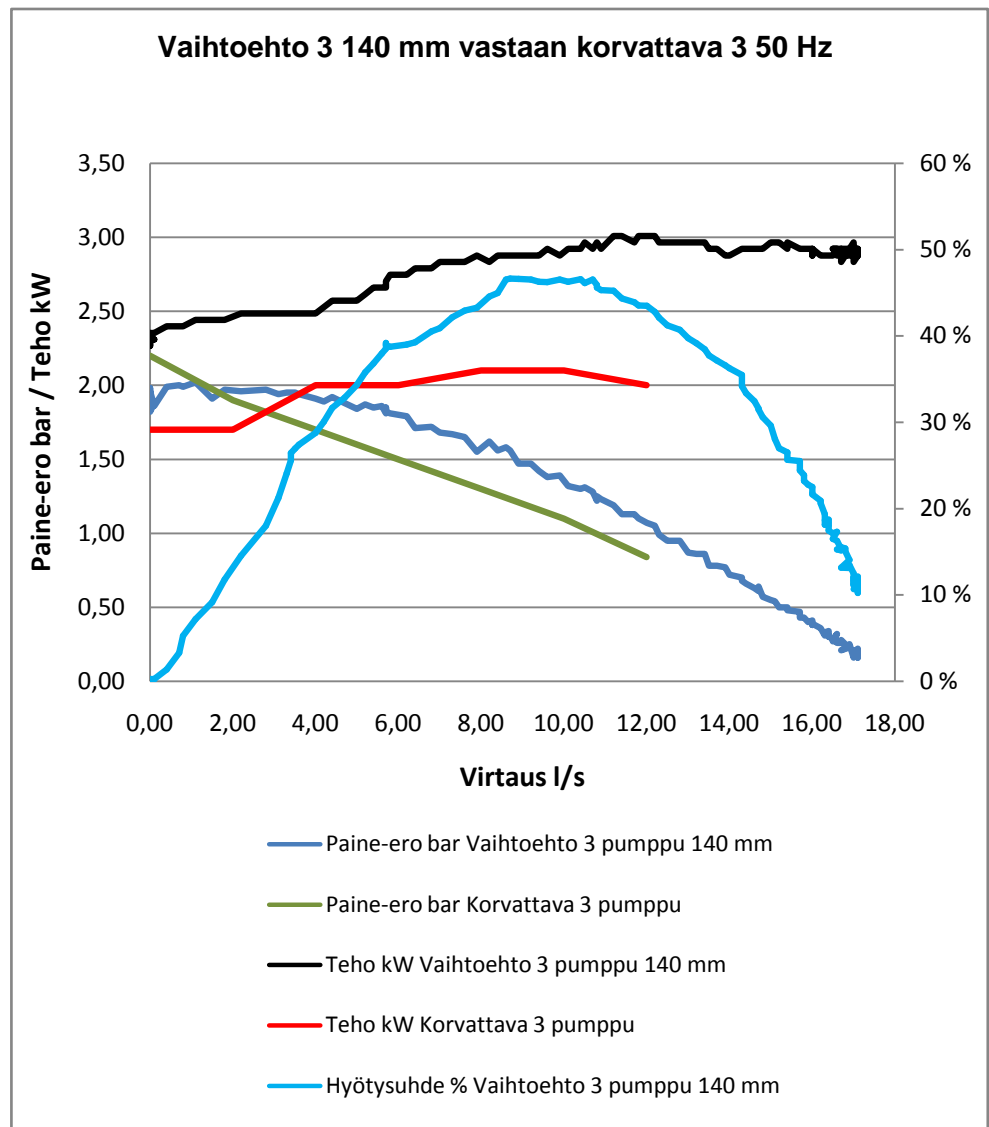


Kuva 29. Excel-taulukosta laadittu kuvaaja, missä on vaihtoehdon 2 ja korvattavan 2 tuotto- ja tehokäyrät 50 Hz käytössä.

Kuvan 29 käyrästä perusteella vaihtoehto 2 on liian tehokas järjestelmään. Vaihtoehto 2 on nostokorkeudeltaan parempi koko virtausalueella kuin korvattava 2. Tästä paremmuudesta johtuen vaihtoehdon 2 konetehto on huomattavasti suurempi kuin korvattavalla 2. Vaihtoehdon 2 tehosta voitaisiin saada pois kilowatti pienentämällä juoksu pyörää noin 10 millimetriä, mutta tällöin ei ole varmuutta siitä riittäisikö virtaama ja nostokorkeus korvattavalle 2 suunnitellulle ejektorille.

#### 11.4 Vaihtoehto 3 vastaan korvattava 3 50 Hz

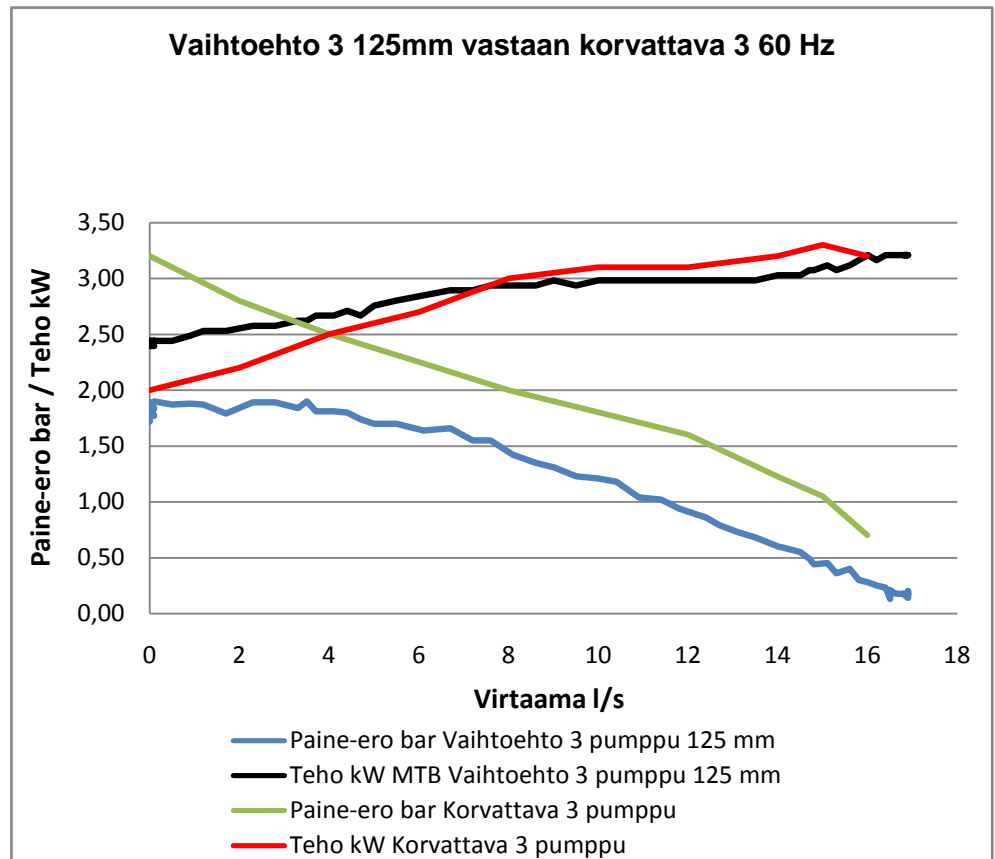
Kuvan 30 käyrästä perusteella vaihtoehto 3 on kilpailukykyinen korvattavaa 3 vastaan 50 Hz:n käytössä. Vaihtoehdon 3 suurimmat vaikeudet ovat seuraavat: Sillä on vaikea saavuttaa suljettua venttiiliä vasten suurempi nostokorkeus kuin korvattava 3 ja tehon kulutus on suurempi kuin korvattavalla 3.



Kuva 30. Excel-taulukosta laadittu kuvaaja, jossa on vaihtoehdon 3 (juoksupyörä 140 mm) ja korvattavan 3 tuotto- ja tehokäyrät 50 Hz:n käytössä.

### 11.5 Vaihtoehto 3 vastaan korvattava 3 60 Hz

Kuvan 31 käyrästä perusteella vaihtoehto 3 ei pärjää korvattavalle 3 60 Hz:n käytössä. Vaihtoehdon 3 mallisen pumpun pitäisi saada nostokorkeutta lisää noin 10 metriä, paine-erona 1 bar, jotta se olisi kilpailukykyinen korvattavaa 3 vastaan. Tähän ratkaisuksi kävisi suurempitehoinen moottori ja suurempi juoksupyörä. Tällöin vaihtoehto 3 voisi korvata korvattavan 3 60 Hz:n käytössä.



Kuva 31. Excel-taulukosta laadittu kuvaaja, missä on vaihtoehdon 3 (juoksupyörä 125mm) ja korvattavan 3 tuotto- ja tehokäyrät 60 Hz:n käytössä.

## 12 ROI-LASKELMA VAIHTOEHDON 1 PUMPPUPESÄN VALUMUOTISTA

Laskelmiin arvioitiin vain karkeat hinnat siitä, mitä uuden pumppupesän teettämisen tulisi maksamaan ja sen luomasta rahallisesta hyödystä valmiissa tuotteessa.

ROI (Return Of Investment) -laskelma kertoo sijoitetun pääoman tuotto prosentista, eli siitä kuinka nopeasti investointi maksaa itsensä takaisin.

ROI -laskelman perustana ajateltiin lähtökohtaisesti sitä kuinka paljon kuluja säästyisi, jos vaihtoehto 1 ei tarvitsisi niin sanottua adapterisarjaa asennukseen, esimerkiksi laippoja tai muita osia. Tällainen adapterisarja kun täytyisi sisällyttää pumpun toimitukseen mukaan.

ROI laskelmassa käytettiin oletuksena, että vaihtoehtoa 1 myytäisiin vuosittain kaksisataa kappaletta ja säästöä per pumppu saataisiin 50 €. Uuden pesänvalumallin hinnaksi arvioitiin noin 20 000 € kaikkine kuluineen.

$$ROI = \frac{\text{saatu säästö}}{\text{sijoitettu pääoma}}$$

$$ROI = \frac{50 \text{ €} * 200 \text{ kpl}}{20\,000 \text{ €}} = 50\%$$

Tämä laskelma osoittaa että yhden valumallin tulisi kestää vähintään neljäsataa valukertaa, jotta sen kustannukset tulisivat katettua. Kahdensadan kappaleen vuosimyynnillä yksi valumalli maksaisi itsensä takaisin kahdessa vuodessa. Tarvittaessa valmistukseen useampia valumalleja pitkittyisi takaisinmaksuaika, ellei myyntimäärä tai säästö per vaihtoehdon 1 pumppu muutu alkuperäisistä oletuksista.



## 13 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tarkoituksena oli tutkia, olisiko MTB-pumppusarjan malleissa sopivia pumppuja korvaaviksi tai kilpaileviksi pumpuiksi nykyisin Evac Oy:n alipainejätevesijärjestelmissä käytettäville pumpuille.

Mikään seuraavista ratkaisuista ei ole kannattava ennen kuin työssä käsitelty vaihtoehtopumput on saatu testattua laivojen alipainejätevesijärjestelmän mukaisissa olosuhteissa. Edellä mainittujen olosuhteiden mukaista koeajomahdollisuutta ei saatu järjestettyä tämän työn puitteissa, mutta se olisi hyvin tärkeä suorittaa työssä käsitellyille pumpuille soveltuvuuden varmistamiseksi kyseenomaiseen tehtävään. Tällä selvitetäisiin nimenomaan pumpun tukkeentumisominaisuuksia. Alipainejätevesijärjestelmän pumpun yksi pääominaisuuksista on pumpun tukkeentumattomuus.

### *Vaihtoehdon 1 soveltuvuus korvaavaksi pumpuksi Evac alipainejätevesijärjestelmiin*

Vaihtoehto 1 soveltuisi Q/H-käyriensä puolesta sellaisenaan 50 Hz:n käytössä ja 135 millimetrin juoksupyörän halkaisijalla 60 Hz:n käytössä korvaamaan korvattavan 1 vanhoissa Evac alipainejätevesijärjestelmissä. Ainoaksi ongelmaksi muodostuu sen kiinnittäminen järjestelmään ilman muutostöitä.

Paras ratkaisu vaihtoehdon 1 kiinnittämiseen järjestelmään olisi tehdä uusi pumppupesän valumalli, jonka imu- ja paineyhteydet olisivat korvattavan 1 mitoissa. Tällöin pumppu sopisi suoraan vanhaan järjestelmään ilman ylimääräisiä sovituskappaleita ja putkistomuutoksia.

### *Vaihtoehdon 2 käyttäminen Evac alipainejätevesijärjestelmässä*

Vaihtoehto 2 on koneteholtaan ja tuotoltaan liian suuri kyseiseen käyttöön. Jos uusi pumppupesä tehdään vaihtoehdolle 1, sopisi se käytettäväksi vaihtoehdon 2 kanssa. Tällöin vaihtoehdosta 2 voisi modifioida kilpailijan korvattavalle 2.

### *Vaihtoehdon 3 soveltuvuus Evac alipainejätevesijärjestelmiin korvattavan 3 kilpailijaksi*

Vaihtoehtoon 3 tulisi vaihtaa kaksi napainen 3 000 kierrosta per minuutti pyörivä moottori, jonka tehon on vähintään oltava kolme kilowattia. Neljän kilowatin moottoria käyttämällä voitaisiin käyttää hieman suurempi halkaisijoisia juoksupyörää 3 - 5 millimetriä. Tällöin pumpun tuotto ja virtaama saataisiin hieman suuremmaksi ja myös moottori ei joutuisi toimimaan ääritehoillaan koko ajan. Kolmen kilowatin konetta käytettäessä juoksupyörää tulisi pienentää halkaisijaltaan kokoon 140 mm 50 Hz:n käytössä. 60 Hz:n käytössä kolmen kilowatin konetehto ei riitä sellaiselle juoksupyörälle, jolla voitaisiin saavuttaa korvattavan 3 60 Hz:n pumppukäyrä. Suuremmalla koneella teho noin 4 - 5 kilowattia korvattavan 3 pumppukäyrä olisi saavutettavissa.

Vaihtoehto 3 ei sovellu fyysisen kokonsa puolesta suoraan korvattavan 3 tilalle vanhoihin järjestelmiin. Jotta pumppu sopisi fyysisesti järjestelmään, tulisi järjestelmään tehdä putkistomuutoksia. Muutokset kohdistuisivat sulkuventtiiliin ja pumpun liittämiseen. Myös painelinjaa tulisi muuttaa johtuen pumppujen mittojen erilaisuudesta ja mahdollisesta sulkuventtiiliin ja pumpun imupuolen liitoksen välisestä sovituskappaleesta.

Vaihtoehto 3 tarvitsee lisäselvityksen voisiko senkin pumppupesästä tehdä uuden valumallin, jolla siitä saataisiin helposti asennettavissa oleva kilpailija korvattavalle 3.

### *Tutkimusmenetelmien heikkoudet*

Suurin heikkous työssä on jo aiemmin mainittu koekäytön suorittamisen puuttuminen oikealla ejektorilla, ja pumpattavana nesteenä täytyisi olla samantyyppistä jätevettä, kuin laivoissa muodostuu. Tämän koekäytön tuloksista saataisiin lopullinen varmuus pumppujen soveltuvuudesta Evac alipainejätevesijärjestelmien pumpuiksi.

### *Kustannukset*

Vaihtoehdon 1 pumppupesän valumallista tehtiin ROI-laskelma ja se näyttäisi, siltä että uuden valumallin teettäminen pumppupesästä olisi kannattavaa arvioidulla myynti volyymillä.

ROI-laskelmassa näyttäisi uuden pumppupesän teettämisen hyvin kannattavaksi vaihtoehdon 1 osalta. Tällä investoinnilla on suurempikin arvo kuin kannattavuus rahallisesti, sillä se toisi valmiin tuotteen markkinoille ja voisi syventää asiakassuhdetta.

Vaihtoehdon 3 kustannuksia ei laskettu, koska sen järjestelmään sovittamisessa on vielä lisätutkimuksen aihetta.

## VIITELUETTELO

- [1] Zodiak marine & pool, *EVAC product catalogue*. [verkkodokumentti], [viitattu 5.6.2008]. Saatavissa: [http://www.evac.com/evac%5C/web.nsf/images/Evac\\_Product\\_Catalogue\\_2008\\_2009.pdf/\\$FILE/Evac\\_Product\\_Catalogue\\_2008\\_2009.pdf](http://www.evac.com/evac%5C/web.nsf/images/Evac_Product_Catalogue_2008_2009.pdf/$FILE/Evac_Product_Catalogue_2008_2009.pdf).
- [2] Oy Grundfos pumput Ab, *Grundfos instructions MTB installation and operating instructions*. [verkkodokumentti] [viitattu 7.6.2008]. Saatavissa: <http://net.grundfos.com/ Appl/WebCAPS/WebCAPSFrontCtrl?forwardto=literature/litdetailframe.jsp&cmd=com.grundfos.webcaps.literature.commands.LiteratureDetail&documentid=20759&litlanguage=FIN&typecode=MTBFAM&appcode=GENERAL&pdfid=146206>.
- [3] Sarvannu, Hannu – Borg, Hugo, *Sarlin uppopumppukirja*.
- [4] *Pump theory*. Oy Grundfos pumput Ab sisäinen koulutusmoniste vuodelta 1991. Vantaa: Oy Grundfos pumput Ab huolto. 2008.
- [5] *The sewage pumping handbook*. Grundfos wastewater.
- [6] Asiantuntija Jaakko Levälammen haastattelu. Oy Grundfos pumput Ab huolto Vantaa. 7.7.2008.
- [7] Oy Grundfos pumput Ab, *WinCAPS 7.90.16 INT* [pumpun mitoitusohjelma ja katalogi]. Catalogue → All products → MTB → MTB 50-200/215 → Dimensional drawing. Vantaa: Oy Grundfos pumput Ab huolto.
- [8] *Flow Measurement Operating and installation manual*, EH-flowtech
- [9] Danfoss Suomi *Pressure And Temperature Controls Data sheet*. [verkkodokumentti], [viitattu 15.10.2008]. Saatavissa: <http://fi.ic.danfoss.com/TechnicalInfo/literature/manuals/04/PDP20KU122.pdf>
- [10] Garlo Gavazzi Inc, *Monitoring relays AC Current Transformer Type E 83-20-50*. [Verkkodokumentti], [viitattu 15.10.2008]. Saatavissa: <http://www.gavazzionline.com/pdf/E832050eng.pdf>.