

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU
Energiatekniikan koulutusohjelma Energiatekniikka

Satu Rouvinen

PUMPPUJEN ENERGIATEHOKKUUDEN MITTAUS JA OPTIMOINTI

Opinnäytetyö 2009

TIIVISTELMÄ

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Energiatekniikka

SATU ROUVINEN

Pumppujen energiatehokkuuden
mittaus ja optimointi

Työn ohjaaja

Markku Huhtinen (AMK), Niina
Aranto(LUT)

Toimeksiantaja

LUT, Hamina Terminal Services Oy

Toukokuu 2009

Avainsanat

ruuvipumppu, keskipakopumppu,
metanoli, energiatehokkuus

Työn tarkoituksena oli tutkia toimeksiantona Hamina Terminal Services Oy:n pumppujen energiatehokkuutta sekä optimoida ne mittausten ja laskujen tulosten mukaisesti. Lisäksi tutkittiin, voisiko yrityksen pumppauksista aiheutuvia tehopiikkejä pienentää. Toimeksianto suoritettiin yhteistyössä Lappeenrannan Yliopiston kanssa.

Mittaukset suoritettiin pumppaamon suurimmilla pumpuilla eli junanvaunujen purkaukseen käytetyillä ruuvipumpuilla ja laivauksessa käytettävillä keskipakoispumpuilla.

Pumppaamossa olevien kahden 160 kW:n ruuvipumpun moottorit olivat mitoitettu väärin, ainakin kun pumpattiin metanolia, pumppu toimi vain 25 %:n hyötysuhteella. Uudella moottorilla ja pumpulla saisi paremman hyötysuhteen, mutta johtuen pumpun lyhyestä vuotuisesta käyttöajasta takaisinmaksuaika venyy jopa kymmeneksi vuodeksi. Keskipakoispumppu- mittauksessa huomattiin, että taajuusmuuttajasäätö toisi merkittävän säästön laivauksessa käytettävän keskipakopumpun energiakustannuksiin. Keskipakoispumppuja käytetään pumpatessa kemikaaleja säiliöstä laivaan. Näiden pumppujen mittauksissa huomattiin, että taajuusmuuttajasäätö toisi merkittävän säästön energiakustannuksiin. Taajuusmuuttajan takaisinmaksuaika olisi n. 3,5 vuotta.

ABSTRACT

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

University of Applied Sciences

Energytechnic

SATU ROUVINEN

Optimising and measuring energy
efficiency of pumps

Bachelor's Thesis

Supervisors

Markku Huhtinen, Niina Aranto

Commissioned by

LUT, Hamina Terminal Services Oy

April 2009

Keywords

screw pump, middle pressure pump,
methanol, energy efficiency

The main thing for this thesis was to solve as assignment Hamina Terminal Services Oy's pumps energy efficiency and also to optimise them according to measuring and calculation. The base of this thesis was to figure out, where from this company's energy peaks come from. Assignment was made as an association with Lappeenranta University of Technology and Hamina Terminal Services Oy.

Measurements were executed with current and power measurements at Hamina Terminal Services Oy's pumping room, with two separate times. At the first time measurements were executed by pumping methanol from a railway wagon to a container.

When reading the measurements I noticed that those two existing 160 kW screw pumps motors, which were used in pumping methanol from a railway wagon to a container, were dimensioned too large for this use, at least when pumping methanol. Buying a new right sized motor, would give better save on costs.

When measuring and calculating at the second time, had pumping methanol happened from a container to another container using middle pressure pump.

This time only one of two pumps was on use. In middle pressure pump measurement noticed I that using frequency converters would give more efficiency for pumps.

ALKUSANAT

Haluan sydämellisesti kiittää Lappeenrannan Yliopiston Niina Arantoa suuresta panostuksesta päättötyötäni kohtaan, sekä mahdollisuudesta tehdä ko. työ, joka myös nopeutti valmistumistani vuodella.

Markku Huhtinen on toiminut insinöörityöni ohjaajana Kymenlaakson Ammattikorkeakoulussa, sekä on ollut suurena apuna niin työn kuin koulunikin edetessä.

Samalla kiitän syvästi vanhempiani jotka ovat olleet tukena ja apuna työn sekä opiskeluideni ohessa.

Kouvolassa 3.8.2009

Satu Rouvinen

SISÄLLYS

1. JOHDANTO	7
2. YRITYSESITTELY HAMINA TERMINAL SERVICES OY	8
2.1 Rautatiekuljetusten käsittely	8
2.2 Laivalastien käsittely	9
2.3 Työn tavoitteet ja toteutus	10
3. PUMPPUTYYPIT	10
3.1 Ruuvipumppu	10
3.2 Keskipakoispumppu	11
3.3 Pumppujen tyypilliset käyttöalueet	11
4. PUMPPUJEN ENERGIANKULUTUS	12
4.1 Nostokorkeus	12
4.2 Tilavuusvirta	14
4.3 Teho	14
4.4 Hyötysuhde	15
5. PUMPUN TOIMINTAPISTE	15
5.1 Pumpun ominaiskäyrä	15
5.2 Putkiston vastuskäyrä	17
5.3 Pumpun toimintapiste	18
6. PUMPPUJEN SÄÄTÖTAPOJA	19
6.1 Kuristussäätö	19
6.2 Kierrosnopeussäätö taajuusmuuttajalla	20

7. PUMPPUJEN KÄYNNISTYKSEN VAIKUTUS TEHOPIIKIN MUODOSTUMISEEN	22
8. PUMPUN ENERGIATEHOKKUUDEN OPTIMOINTI	23
8.1 Pumppauksen hyötysuhde	24
8.2 Pumppauksen säätö	24
8.3 Prosessimuutokset	25
8.4 Tehostamistoimenpiteiden määrittäminen (yhteenvedo)	25
9. TOIMEKSIANTAJAN KÄYTTÄMIEN PUMPPUJEN TEKNISET TIEDOT	27
9.1 Ruuvipumppu PU200.10 ja PU200.20	27
9.2 Keskipakoispumppu PU200.30 ja PU200.40	28
10. TEHDYT MITTAUKSET	28
10.1 Mittaussuunnitelma 1	28
10.2 Mittaussuunnitelma 2	30
10.3 Mittauspohjat 1 ja 2	32
10.4 Mittausmenetelmät	32
10.5 Pysyvyyskäyrän määrittäminen	32
10.6 Sähkön hinnanmuodostus	33
11. ENERGIATEHOKKUUS TARKASTELU	35
11.1.1 Vaunujen purku ruuvipumpuilla	35
11.1.2 Ruuvipumppujen kuluttaman energian laskeminen	36

11.1.3 Ruuvipumppujen energian kulutus	40
11.1.4 Energiansäästö potentiaali	42
11.2 Metanolin pumppaus keskipakoispumpuilla säiliöstä toiseen säiliöön.	46
11.3 Energiansäästöinvestointi ja sen kannattavuus	53
12. JOHTOPÄÄTÖKSET	55
LÄHTEET	57
LIITTEET	
Liite 1. Hamina Terminal Services Oy:n tuntisarjat graafisesti ajalta: 1.1.2008- 31.12.2008	
Liite 2.Exel- taulukko ruuvipumppujen mittausten laskeminen	
Liite 3. Auto- cad kuva terminaalin pumppaamosta	
Liite 4. Ruuvipumppujen mittaustulokset exel- taulukossa	
Liite 5. Metanolin turvallisuusohjeet	
Liite 6. Exel - taulukko keskipakoispumppujen laskeminen	
Liite 7. Kuva ruuvipumpusta	
Liite 8. Kuva keskipakoispumpusta	
Liite 9. Pumppujen ominaiskäyrien muoto ja pyörimisluku	
Liite 10. Kaavio Imukorkeuden riippuvaisuus höyrystymispaineesta	
Liite 11. Kaavio Vesimäärän vaikutus imukorkeuteen	
Liite 12. Kaavio Kavitaatio vakion riippuvuus ominaiskierrosluvusta	
Liite 13. Keskipakoispumppujen mittaustulokset exel- tiedostona (7 sivua)	
Liite 14. Sähkötehon mittauslaitteen Microvip3 käyttöohje	
Liite 15. Kaaviokuva esimerkilaivauksen vuotuiset kustannukset	
Liite 16. Kaaviokuva laivauspumpun käyttöesimerkki	
Liite 17. Kaaviokuva laivausesimerkki: energiankulutus kuristus – ja taajuusmuuttajasäädöllä	
Liite 18. Sulzer Oy:n tarjous 15 kW:n pumpusta ja moottorista	
Liite 19. Sulzerin valmistama pumppu A23-100 tekniset piirrookset	
Liite 20. Sulzerin pumpun suoritustiedot	

1. JOHDANTO

Työ tehtiin toimeksiantona yhteistyössä Lappeenrannan Yliopiston ja Hamina Terminal Services Oy:n kanssa. Aihe löytyi Lappeenrannan Yliopiston internetsivuilta, jossa oli hakemus ko. työhön. Vaikka työ on kandidaatin työ, sopi se myös Ammattikorkeakoulun insinööriksi. Työn tavoitteena oli mitata ja optimoida pumppujen energiankulutusta tammikuusta 2009, toukokuuhun 2009 asti. Materiaalit teoriaosuuteen saatiin helposti Hamina Terminal Services Oy:ltä, Kymenlaakson ammattikorkeakoulun kirjastosta sekä alan yrityksiltä. Työn tärkein tavoite oli selvittää kyseessä olevan pumppauskohteen nykyistä energiankulutusta sekä pohtia, onko siinä mahdollisuuksia säästää energiaa. Yrityksen käsityksen mukaan suuret sähkölaskut ja tehopiikit sähkölaskussa aiheutuivat pumppujen käynnistämisestä taikka käytöstä. Työ rajattiin yhteensä neljään pumppuun, joista kaksi oli ruuvipumppua ja kaksi keskipakoispumppua. Kaikki mittaukset suoritettiin Hamina Terminal Services Oy:n omissa pumppaamossa.

Opinnäytetyö oli aloitettava nykyisen energiankulutuksen selvittämisestä. Tarkastelun kohteeksi otettiin tyypilliset pumppaamon käyttöprosessit. Ensimmäisessä pumpataan ruuvipumpulla kemikaali junavaunusta säiliöön, ja toisessa keskipakoispumppuilla säiliöstä toiseen varastosäiliöön. Kummankin osalta selvitettiin, montako tällaista käyttötapautumaa suurin piirtein on yhdessä vuodessa. Oli tärkeää selvittää myös, kuinka paljon pumpattavaa määrää säädetään vai pumpataanko kokoajan täydellä teholla. Tämän jälkeen energia säästöjä voitiin tutkia. Säättömenetelmät ja niiden käytön mahdollisuus ja sopivuus kohteeseen ja sen tarpeisiin oli tutkittava.

Teoria koostuu perustiedoista kummastakin pumpputyypistä, niiden rakenteesta, toimintaperiaatteista, säätötavoista ja taloudellisuudesta. Teoriaosassa esitetään myös selityksiä käytännönosan laskennalle, eli mitkä asiat pumpun energiatehokkuuteen vaikuttavat ja miten energiankulutus lasketaan. Tutkimusongelmana tulivat vastaan junien ja laivojen epäsäännöllinen saapuminen Haminan satamaan.

2. YRITYSESITTELY HAMINA TERMINAL SERVICES OY

Teollisuuden raaka-aineet -toimialaan kuuluva Haminan terminaali on perustettu vuonna 1977. Terminaali sijaitsee Haminan nestesatamassa.

Terminaalin palveluihin kuuluvat nestemäisten öljy- ja kemikaalituotteiden siirtokuormaukset, nestemäisten öljy- ja kemikaalituotteiden välivarastointi sekä muut näihin tuotteisiin liittyvät oheispalvelut (kuten kuljetusten järjestäminen, tullaus, huolinta, purkaus- ja lastaustoiminnot ja muut lisäarvoa tuottavat toiminnot, mm. tuotteiden lämmitykset). Terminaalin keskeiset toiminta-alueet ovat: Kauttakulkuliikenne Suomen kautta Venäjältä/Venäjälle sekä kotimaiset kemian- ja prosessiteollisuuden yritykset. Metanolille on 6 säiliötä. (4 säiliötä 6000 m^3 , 1 säiliö 10000 m^3 ja 1 säiliö 8500 m^3 . (Hamina Terminal Services, 2009.)

2.1 Rautatiekuljetusten käsittely

Terminaalilla puretaan junavaunuja neljällä eri purkuradalla. Purkupaikkojen kokonaismäärä on 36 kappaletta. Purkamisen suoritetaan aina ns. yläpurkuna käyttäen tarkoitukseen erityisesti suunniteltuja purkuvarsia. Tarvittaessa ja tuotteen ominaisuuksista riippuen vaunujen tyhjentämisen yhteydessä syntyvä tyhjä tila voidaan täyttää tyrellä. 1. ja 3. varaston purkupaikoilla vaunuja voidaan siirtää vetolaitetta hyväksikäyttäen. Purkutehot vaihtelevat $60 - 200 \text{ m}^3 / \text{h}$ välillä. Purkamiseen käytetään syrjäyttäviä ruuvipumppuja. Myös kuljetuslavojen päällä olevien tankkikonttien purkamisen on rajoitetusti mahdollista. Purku kestää n.1h 25min. Pumpun teho on maksimillaan koko purun aikana. (Hamina Terminal Services, 2009.)

2.2 Laivalastien käsittely

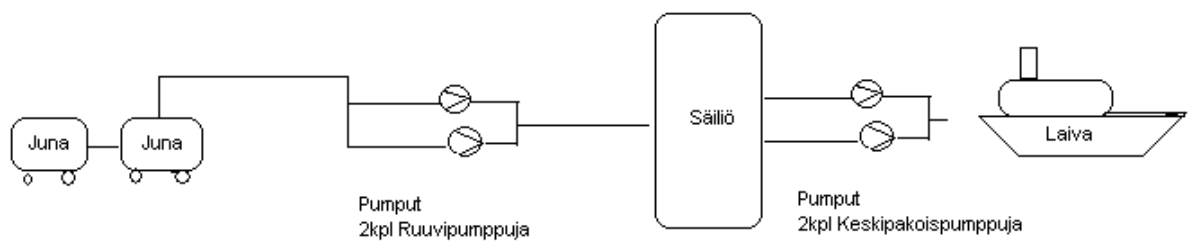
Terminaalille saapuvia tai sieltä lähteviä laivakuljetuksia käsitellään kolmella Haminan Satama Oy:n omistamalla, tätä tarkoitusta varten suunnitellulla ja varustetulla laiturilla. Lastausnopeudet vaihtelevat $150 - 1600 \text{ m}^3 / \text{h}$ välillä, tuotteesta ja käytettävästä laiturista riippuen. Lastattavia kertamääriä rajoittaa ainoastaan laituri- ja/tai väläysväys, joka on 9 metriä laiturilla 1 ja 10 metriä

laitureilla 2 ja 3. 10 metrin laiturisyväys mahdollistaa enimmillään noin 35 000 tonnin lastin lastaamisen ja purkamisen. Kolme erillistä laituria mahdollistavat kolmen laivan yhdenaikaisen käsittelyn. Kaikki laiturit on varustettu palonsammutusjärjestelmillä, hätä seis -järjestelmällä ja valvontarakennuksella. Jatkuva kommunikaatio laivojen ja terminaalien välillä varmistetaan terminaalien taajuudella toimivalla radiopuhelinyhteydellä.

Terminaalit on erikoistunut nestemäisten kemikaalien käsittelyyn ja tarjoaa välivarastointi- ja siirtokuormauspalveluita. Terminaalilla on 27 erikokoista ja erilaisille tuotteille soveltuvaa säiliötä, joiden kapasiteetti on lähes 100000 m³. Vuosittain terminaalien läpi kulkee erilaisia nestemäisiä kemikaaleja n. 600 000 tonnia.

Asiakaskeskeiset ja kustannustehokkaat työtavat sekä räätälöidyt palvelut takaavat asiakkaiden tyytyväisyyden. Palvelukokonaisuus mahdollistaa öljy-, prosessi- ja kemianteollisuuden tuotteiden ja raaka-aineiden ympärivuotisen, taloudellisen ja turvallisen käsittelyn. Yritys huolehtii toimintansa turvallisuudesta tehokkaalla valvonnalla ja harjoittelemalla säännöllisesti poikkeamatapausten varalta. Ympäristöstä huolehtimisen pohjana on tarkka ympäristöpolitiikka.

Säiliöstä laivaan pumpataan kahdella keskipakoispumpulla. Sopivan virtauksen määrittää yleensä laiva. Säiliötä. Kuvassa 1. on selvennetty metanolin siirtoprosessia. Insinööriyön mittaukset suoritettiin kuvan 1. esitetyille pumpuille. (Hamina Terminal Services, 2009.)



Kuva 1. Metanolin siirtoprosessi.

2.3 Työn tavoitteet

Työn tarkoituksena on suorittaa auditoitavan kohteen toivomusten mukainen energiankulutustarkastelu kandidaatin/insinööriyön laajuuden puitteissa. Auditoinneissa selvitettiin kohteen nykyinen energiakulutus sekä erilaisia toimenpiteitä, joilla energiaa voisi säästää.

Työn sisältö koostui seuraavista osista:

- kartoituskohteet, joissa suurin säästöpotentiaali
- kohteiden energiakulutus nykytilassa ja siihen vaikuttavat tekijät
- energiansäästöpotentiaali
- säästötoimenpide-ehdotus
- kannattavuuslaskelma ja mahdollinen takaisinmaksuaika

Tarkastelun kohde on tilaajan esittämä pumppaamo, jossa pumpataan ruuvipumpuilla kemikaali- junavaunusta metanolia varaston säiliöön. Samalla tarkastellaan keskipakopumppuja joilla pumpataan puolestaan, säiliöstä toiseen varastosäiliöön tai laivaan. Aluksi oli tärkeää selvittää, kuinka paljon pumpattavaa määrää säädetään vai pumpataanko täydellä teholla.

Lisäksi tarkasteltiin energiankulutustietojen avulla virtapiikkejä kulutetussa tehossa, joiden mukaan sähkölasku määräytyy. Työssä selvitettiin mistä suuret kulutuspiikit johtuvat ja kuinka niihin voisi vaikuttaa. Teoriaosuuden tiedot löytyivät oppikirjoista, kirjastosta, artikkeleista sekä muutamilta yrityksiltä.

3. PUMPPUTYYPIT

3.1 Ruuvipumppu

Syrjäytyspumppujen eli ruuvipumppujen toiminta perustuu siihen, että syrjäytyselin syrjäyttää pesässä olevan nesteen poistoputkeen, joka on paineenalaisena. Syrjäytyspumput soveltuvat tapauksiin, joissa nestevirran määrä pidetään vakiona vastapaineesta riippumatta, sillä näissä pumpuissa

tilavuusvirta pysyy vakiona, nostokorkeudesta riippumatta. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008,134 - 135.)

Syrjäytyspumppuja on Hamina Terminal Services Oy:llä pumppaamossa käytössä kaksi kappaletta.

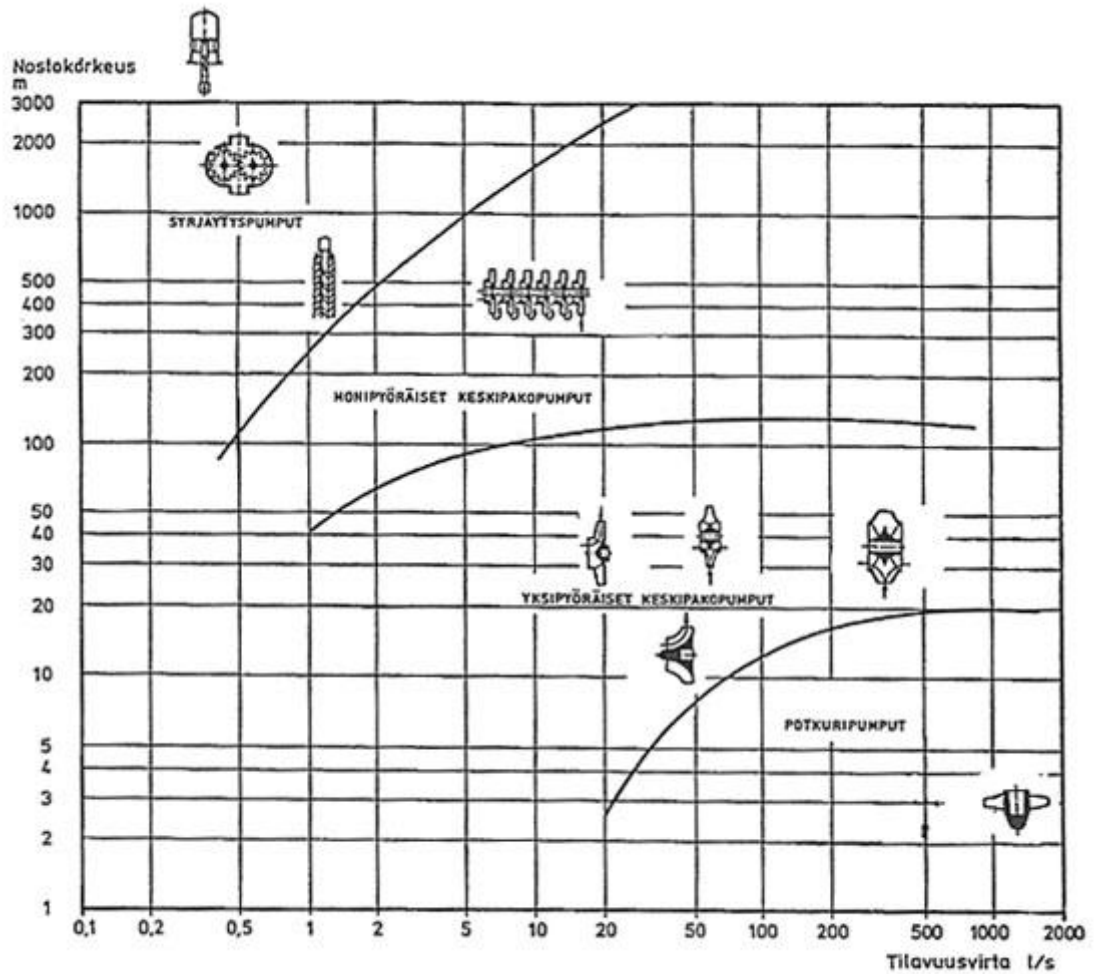
3.2 Keskipakoispumppu

Dynaamisten eli keskipakoispumppujen toiminta perustuu siihen, että mekaaninen energia tai liike- energia muutetaan paine- tai liike-energiaksi. Keskipakopumput ovat yleisimmin käytettyjä pumppuja nesteiden siirrossa. Pumpun rakenteessa akseli välittää tehon kytkimen kautta juoksupyörään, joka tunnetaan myös siipipyöränä. Juoksupyöriä on rakenteeltaan useita. Ne valitaan käyttötarkoituksen mukaan. Pumpun ollessa toiminnassa antaa siipipyörä nesteelle kehän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin. Näin neste saa keskipakoisvoiman ansiosta tietyn painelisän. Kun neste poistuu siipipyörän kehältä, virtaa kehän keskustaan uutta nestettä esim. vaikuttavan ilmanpaineen vaikutuksesta. Näin syntyy jatkuva virtaus pumpun läpi. Keskipakopumpun pesä muodostuu kierukkapesästä, sen takaseinästä sekä imukannesta. Kierukkapesä vastaanottaa nestevirtaa juoksupyörästä ja ohjaa sen paineyhteen kautta painejohtoon. Itse kierukkapesä on kiinnitetty ruuveilla laakeripukin tai laakeripesän laippaan. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 134 - 135.)

Dynaamisia pumppuja on mm. keskipakoispumppu, joita on kaksi kappaletta Hamina Terminal Services Oy: n pumppaamossa käytössä.

3.3 Pumppujen tyypilliset käyttöalueet

Kuvassa 2. on esitetty eri pumppujen käyttöalueita. Pumpputyypin valitaan nostokorkeuden H ja tilavuusvirta Q suhteen mukaisesti.



Kuva 2. Pumppujen tyypit, Edupoli 2009

4. PUMPPUJEN ENERGIANKULUTUS

4.1 Nostokorkeus H

Nostokorkeudella tarkoitetaan painetta, jota täytyy tuottaa, jotta nestevirta siirtyy paikasta toiseen. Pumpun tuottaman paineen ja nostokorkeuden välillä on seuraava riippuvuus.

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H \quad (1)$$

Δp = pumpun tuottama paine- ero

ρ = tiheys $\left[\frac{\text{g}}{\text{m}^3} \right]$

g = putoamiskiihtyvyyden/maanvetovoiman kiihtyvyyden (9,81 m/s²) $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$

H = nostokorkeus (vesipatsaan)

Pumppauksen nostokorkeus voidaan myös määrittää laskemalla, kunhan seuraavat suureet ovat tiedossa.

$$H = H_{\text{geod}} + \frac{P_p - P_i}{\rho g} 10^5 + \frac{w_p^2 - w_i^2}{2g} + H_p + H_i \quad (2)$$

H_{geod} = tulo ja painepuolen nestepintojen välinen korkeusero (m)

P_p = painepuolen paine (bar)

P_i = tulo paine (bar)

ρ = nesteen tiheys (kg/m³)

g = putoamisliikkeen kiihtyvyyden (m/s²)

w_p = virtausnopeus painepuolen putkessa (m/s)

w_i = virtausnopeus tulopuolen putkessa (m/s)

H_p = paineputken virtausvastus (m)

H_i = tuloputken virtausvastus (m)

Paineen lisäys on suoraan verrannollinen nesteen tiheyteen. Tämä tulee ottaa huomioon pumpattaessa erilaisia nesteitä. Myös nesteen lämpötila vaikuttaa sen ominaispainoon, joten sekin tulee ottaa huomioon laskettaessa nostokorkeutta (Kakko, 1991, 54).

4.2 Tilavuusvirta Q

Tilavuusviralla tarkoitetaan nestetilavuutta, jonka pumppu siirtää tietyssä ajassa.

Tilavuusvirta saadaan laskettua putken poikkipinta-alan ja nopeuden avulla seuraavalla kaavalla.

$$Q = A \cdot w \quad (3)$$

w= nopeus (m²)

A= pinta-ala (m/s)

4.3 Teho P

Fysiikassa teho (tunnus P) on tehdyn työn tai käytetyn energian määrä aikayksikössä. Tehon SI-yksikkö on watti (W), joka vastaa joulen energiamäärää sekunnissa. Pumppauksen teoreettinen teho saadaan nostokorkeuden ja tilavuusvirran avulla kaavasta.

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (4)$$

$$P_{teor} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

ρ = pumpattavan nesteen tiheys (kg/m³)

g= putoamisliikkeen kiihtyvyys (m/s²)

Q= tilavuusvirta (m³/s)

H= nostokorkeus (m)

Todellinen pumpun tehontarve on teho, jonka pumppu ottaa moottorilta. Osalla tästä energiavirrasta korvataan pumpussa syntyvät häviöt ja loppuosa käytetään nesteen siirtämiseen

4.4 Hyötysuhde

Hyötysuhde ilmoittaa, kuinka suuren osan vastaanotetusta tehosta pumppu käyttää jatkuvan nesteen siirtämisen ylläpitämiseksi.

Pumppauksen hyötysuhde saadaan selville vertaamalla todellista mitattua tehoa laskettuun teoreettiseen tehoon.

$$\eta = \frac{P_{teor}}{P_{tod}} \quad (5)$$

P_{teor} = laskettu teoreettinen teho

P_{tod} = mitattu todellinen teho

5. PUMPUN TOIMINTAPISTE

5.1 Pumppujen ominaiskäyrät

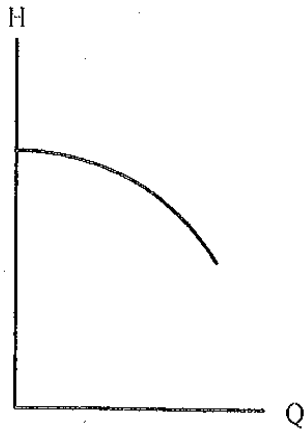
Jotta saadaan selville pumpun ominaiskäyrä, tulee selvittää, nostokorkeuden, tehon tarpeen ja hyötysuhteen riippuvuus tilavuusvirrasta.

Pumppujen ominaiskäyrät määritetään eri pyörimisnopeuksilla sekä säätämällä pumpun painepuolen venttiilillä pumpun nestevirtaa alimmasta arvosta suurimpaan arvoonsa. Tilavuusvirtaa voidaan mitata magneettisella määrämittarilla, kuristuslaipalla, säiliömittauksilla, ultraäänimittauksilla tai venturilla.

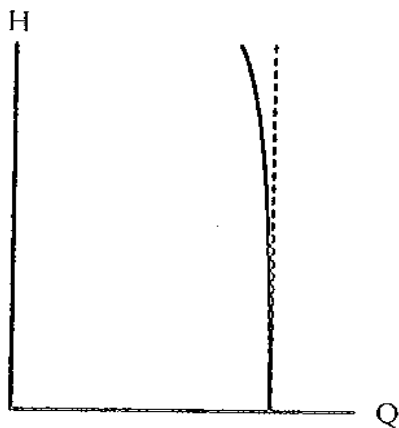
Arvot voidaan sijoittaa koordinaatistoon, jossa tilavuusvirta esitetään vaakakselille ja teho, nostokorkeus ja hyötysuhde esitetään pystyakselille.

Piirroksessa tulee ilmoittaa käytön pyörimisnopeus. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 137.)

Kuvassa 3 ja 4 on esitetty syrjäytyspumpun ja dynaamisen pumpun ominaiskäyrät QH-koordinaatistoissa.



Kuva 3. Dynaamisen pumpun ominaiskäyrä (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008)



Kuva 4. Syrjäytyspumpun ominaiskäyrä. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008)

On tärkeää, ettei imupuolen paine alita höyrynpainetta. Pumpuille ilmoitetaan NPSH-arvo (net positive suction head). Tämä arvo kertoo, paljonko imupuolella tulee olla painetta yli höyrynpaineen, jotta Q ja H olisivat normaalit. Se kertoo samalla, kuinka suuri paine tulee pumpun imuaukossa olla, jottei pumppu kavitoisi. Pumpun kavitoinnilla tarkoitetaan pienten höyrystymien

muodostumista ja romahtamista juoksupyörän siivillä. Kavitointi aiheuttaa voimakkaita nesteiskuja siipeen ja pidempiaikainen kavitointi kuluttaa sen piloille. Kavitoiva pumppu ei myöskään anna samaa painetta kuin normaalisti toimiva vastaava pumppu (Varttinen, 2004, 11).

Jos syntyy paineiskuja, syövät ne materiaalia. Tätä tapahtumaa kutsutaan eroosioksi. Samalla pumpun paine ja tuotto romahtavat. Nostokorkeus säätyy nesteen aiheuttaman korkeusaseman lisäystä, johon kuuluu imu- sekä painekorkeus. Ilman häviötä nesteen siirtämiseen tarvitaan tehoa. Hyötysuhdetta voidaan parantaa monella eri tavalla. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 139.)

Useamman pumpun yhteiskäyttö

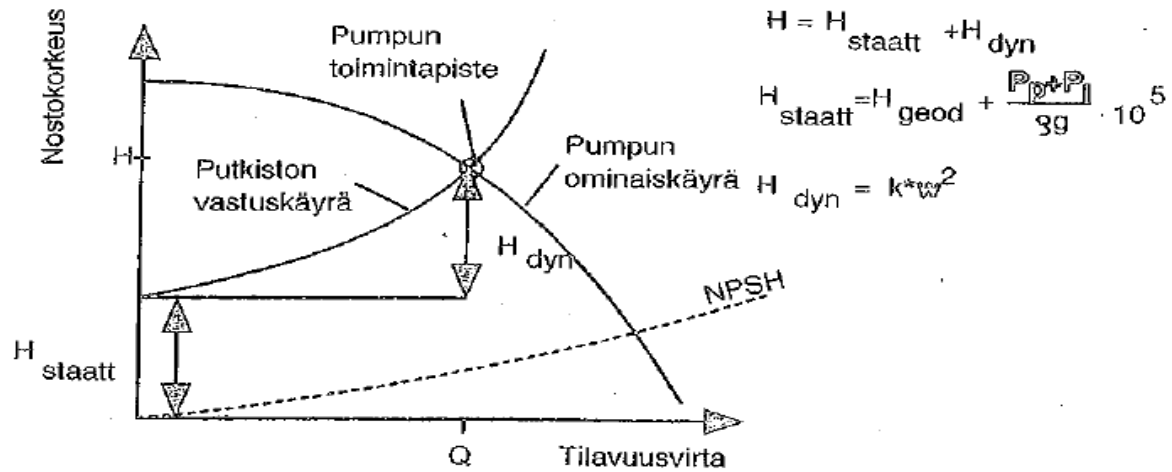
Jos kahden tai useamman pumpun tilavuusvirrat yhtyvät ja jatkavat yhteisessä putkessa, on kyseessä rinnakkaiskäyttö. Putkiston ominaiskäyrästä on riippuvainen käynnissä olevien pumppujen lukumäärästä. Pumppujen yhteinen ominaiskäyrä saadaan summaamalla pumppujen tilavuusvirrat tietyllä nostokorkeudella.

Sarjakäytöllä tarkoitetaan kahden taikka useamman pumpun kytkentää putkistossa peräkkäin. Sarjaan kytkettäessä pumppujen yhteinen ominaiskäyrä saadaan summaamalla nostokorkeudet tietylle tilavuusvirralle. Teknisesti parempi vaihtoehto yleensä on käyttää yhtä suurempaa pumppua kuin kahta pienempää pumppua sarjassa. Pumppausten häiriö todennäköisyys kasvaa sarjakäytössä, sillä osienkin lukumäärä kaksinkertaistuu. (Borg, Sarvanne, 1985, 47- 48.)

5.2 Putkiston vastuskäyrä

Putkiston vastuskäyrässä on tuotosta riippumaton staattinen osa ja tuotosta riippuva dynaaminen osa. Kuvassa 5 on esitetty kuinka putkiston vastuskäyrä muuttuu nestevirran muuttuessa. Staattinen osuus vastuskäyrässä muodostaa geodeettiset nostokorkeudesta (H_{geod}) ja pumpun imu ja painepuolen paine-

erosta. Dynaaminen osa kasvaa tilavuusvirran kasvaessa verrannollisena nopeuden toisen potenssiin.



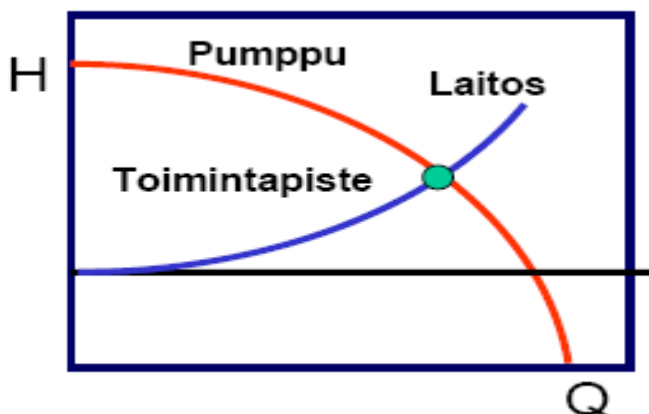
Kuva 5. Paineen muuttuminen nestevirran muuttuessa (Huhtinen, Korhonen, Pimiä Urpalainen, 2008,141.)

Kuvassa 5 on esitetty pumpun tarvitsema positiivinen imukorkeus (NPSH- luku) Q,H- diagrammissa.

5.3 Pumpun toimintapiste

Toimintapiste on vastuskäyrän ja pumpun QH-käyrän leikkauspiste.

Vastuskäyrässä on tuotosta riippumaton staattinen osa ja tuotosta riippuva dynaaminen osa. (Borg, Sarvanne, 1985, 47- 48.)



Kuva 6. Pumpun toimintapisteen määrittäminen (TKK, 2009)

6. PUMPPUJEN SÄÄTÖTAPOJA

Toisinaan käyttöolosuhteet muuttuvat, esimerkiksi jos tuottoa halutaan muuttaa. Pumppuja voidaan säätää kuristussäädöllä joka tehdään pumpun jälkeisellä venttiilillä ja kierrosnopeussäädöllä joka tehdään taajuusmuuttajalla. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008,140.)

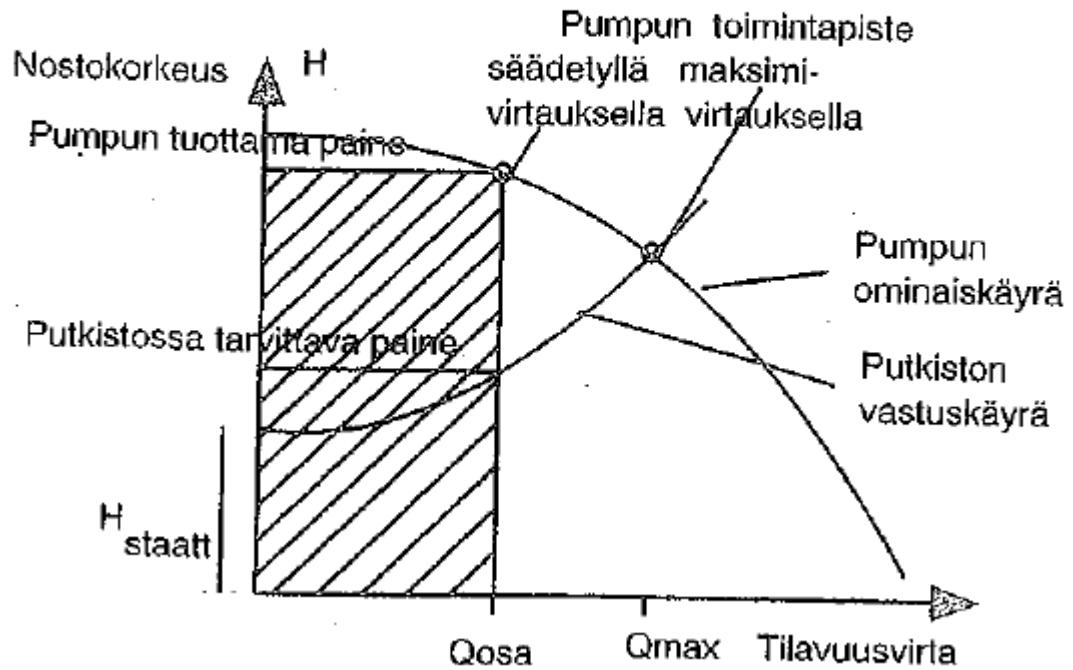
6.1 Kuristussäätö

Kuristussäätö on yksinkertainen säätö, joka suoritetaan sulkemalla osittain paineputkessa oleva säätöventtiili. Tällöin puristus ja nostokorkeus kasvaa ja tilavuusvirta pienenee. Keskipakopumpuilla kuristamista ei saa ikinä suorittaa imupuolen venttiilillä kavitaatio vaaran vuoksi. Pumppua ei saa käyttää liian kauaa suljetulla venttiilillä, koska neste ja pumppu lämpenevät sisäisestä hankauksesta. Kuvassa 7 on kuvattu kuristussäätö vaikutusta QH-diagrammissa. Kuvassa 7 pumppausteho on verrannollinen viivoitettuun pinta-alaan.

Pumpun tehotarve kuristussäädössä

Pumpun tehontarve kuristussäädössä määrittyy tilavuusvirran, tehon ja hyötysuhteen kautta.

$$P = \frac{Q_2 \cdot P_{2B}}{\eta} \quad (6)$$



Kuva 7. Kuristussäätö QH- diagrammissa. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008,141)

6.2 Kierrosnopeussäätö taajuusmuuttajalla

Pumpun kierroslukusäädössä pätevät seuraavat affiniteetti säännöt

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7)$$

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

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

Q= tilavuusvirta

H= nostokorkeus

n= pyörimisnopeus

P= pumpun ottama teho

Kierrosnopeussäädössä yllä esitetyn affiniteettisäännön mukaan pumpun tilavuusvirta muuttuu suoraan verrannollisesti pumpun kierroslukuun. Samalla nostokorkeus nousee verrannollisena pumpun kierroslukuun kolmanteen potenssiin ja tehon tarve vastaavasti verrannollisena kierroslukuun. Pyörimisnopeutta muutettaessa hyötysuhde pysyy samana lasketuissa vastepisteissä. Pyörimisnopeuden säätö saadaan aikaan joko niin, että pyörimisnopeutta säädelään, tai itse pumpun ja käyttökoneen väliin asennetaan vaihdin käyttökoneen pyöriessä vakionopeudella.

Pumpun tehontarve kierroslukusäädössä

Pumpun tehontarve kierroslukusäädössä on syytä määrittää ennen kuin kierroslukuja nostetaan pumppauksen yhteydessä.

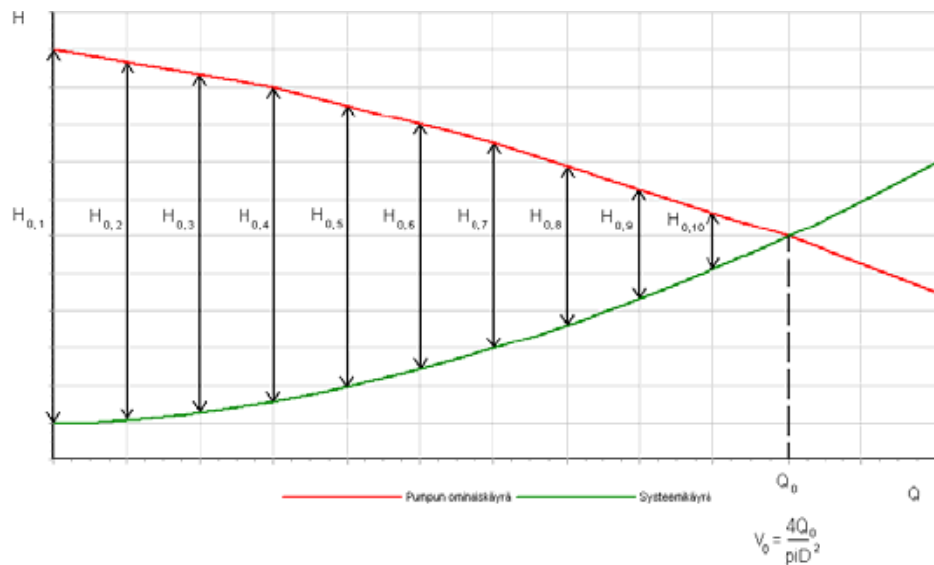
$$P = \frac{Q_2 \cdot P_{2A}}{\eta} \quad (8)$$

(Huhtinen, Korhonen, Pimiä Urpalainen, 2008,134- 151; Kakko 1991, 8-50; Danfoss A/S 1992, 7-10)

Kierroslukusäädön investointiin menevät rahat voidaan saada hyvinkin nopeasti takaisin kun uusi säätö kuluttaa vähemmän energiaa ja säästää kustannuksissa

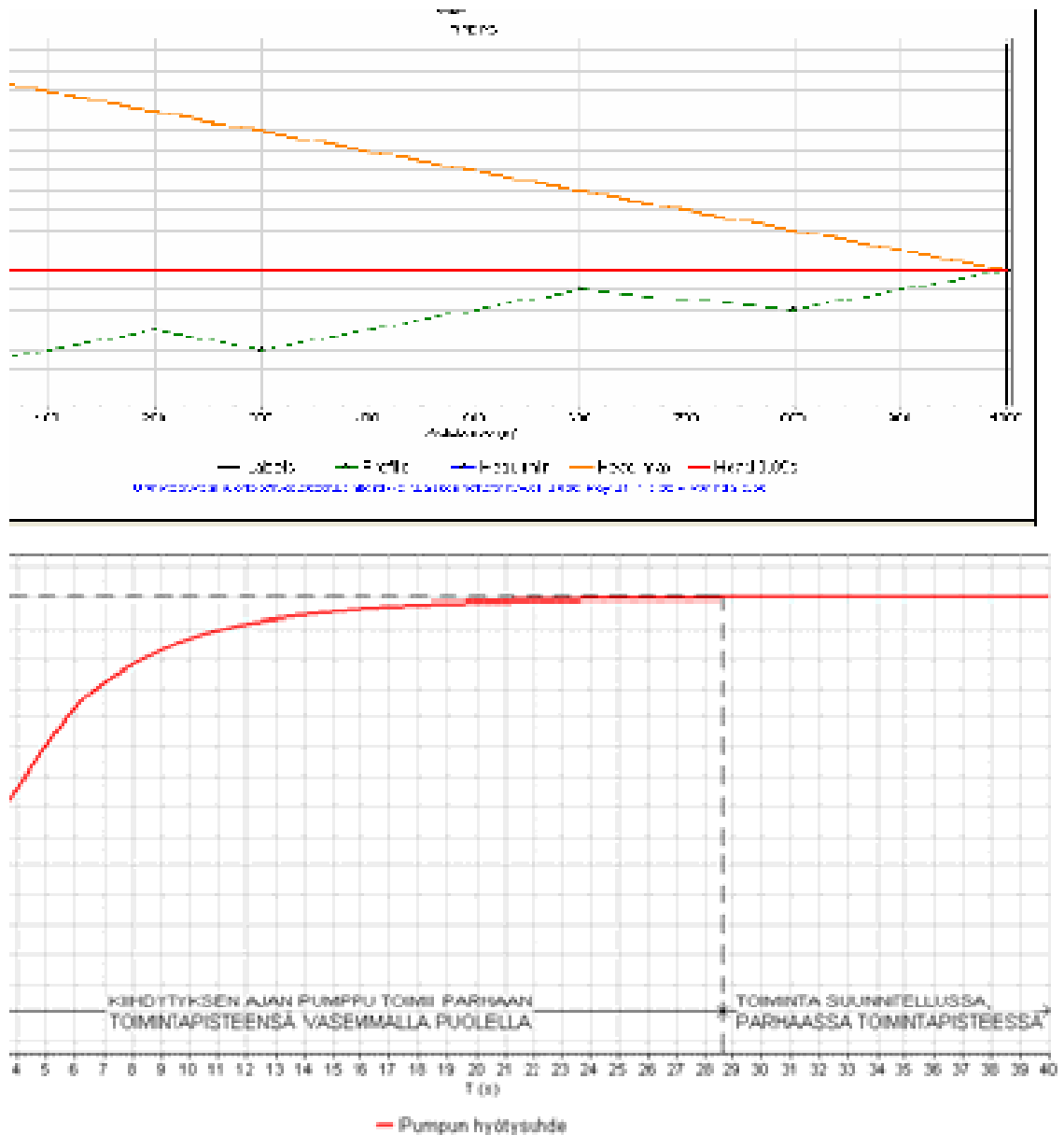
7. PUMPPUJEN KÄYNNISTYKSEN VAIKUTUS TEHOPIIKIN MUODOSTUMISEEN

Kuvassa 8 on havainnollistettu pumpun kiihdytyksessä kuluvaa energiaa graafisesti. Systeemi- ja tuottokäyrän välinen paine-ero on käytettävissä kiihdytykseen. Tällöin toiminta on huonolla hyötysuhdealueella. Kuvasta voi päätellä, että käynnistystaajuuden pienentämiseen vaikuttavat tehollinen tilavuus ja taajuusmuuttajille.



Kuva 8. Pumpun kiihdytyksessä kuluvan energian havainnollistaminen (Pöyry, 2008)

Kuvassa 9 on havainnollistettu graafisesti pumpun käynnistämisen kuluvaa energiaa. Itse käynnistyksessä kuluu suuri määrä energiaa, jos pumpun käynnistetään paikoiltaan täyteen kierroslukuun. Tällöin syntyy tehopiikkejä, joista yritykset saattavat joutua maksamaan ylimääräisiä tehomaksuja. Suosituksena onkin, että pumpun käynnistettäisiin aina niin, että sen annettaisiin ensin pyöriä pienellä kierrosnopeudella, jonka jälkeen kierrosnopeutta lisättäisiin hitaasti tarpeen mukaan.



Kuva 9. Pumpun käynnistämässä kuluvan energian havainnollistaminen (Pöyry, 2008)

8. PUMPUN ENERGIATEHOKKUUDEN OPTIMOINTI

Pumput ovat sähköenergiaa eniten kuluttava prosessilaiteryhmä. Sähkönsäästön kannalta nämä isot pumput muodostavat täten tärkeimmän kohderyhmän.

Sähkönsäästön kannalta keskeinen kohderyhmä on isot pumput, jotka kuluttavat pääosan sähköstä, mutta joita on lukumääräisesti vähän.

Pumppuja on totuttu pitämään lyhytikäisinä investointeina, joita hankittaessa minimoidaan lähinnä vain hankintakustannuksia. Pumpputehtaan tilastojen

mukaan kuitenkin pumpun keskimääräinen käyttöaika asennuspaikassaan on yli 12 vuotta. Näkökulma pumppauksen taloudellisuuteen muuttuu ratkaisevasti, kun hankintahinnan asemesta tarkastellaan pumpun elinikäkustannuksia, toisin sanoen hintaa niistä hankinta-, käyttö- ja kunnossapitokustannuksista, mitkä pumpun elinaikana syntyvät. Tässä summassa pumppaukseen käytetyn sähköenergian osuus kasvaa pumpun eliniän, pumpun koon ja sähkön hinnan kasvaessa. Kun sähkön hinta on 25e/ MWh ja pumpun elinikä 15 vuotta, 50 kW:n pumpun elinikäkustannuksista jo yli 95 % koostuu sähköenergian kustannuksista. (Pirilä, 2003.)

8.1 Pumppauksen hyötysuhde

Pumpun mitoitus määrää, millä hyötysuhdealueella pumpu positiossaan toimii. Mitoitus perustuu jokseenkin säännönmukaisesti puutteellisiin ja epätarkkoihin tietoihin. Koska pumpun alimitoitusta pidetään pumppusuunnittelijan pahana virheenä ja reilua ylimitoitusta taas normaalina ja käytön kannalta jopa toivottavana, on odotettavaa, että prosessiteollisuuden pumput ovat keskimäärin runsaasti ylimitoitettuja. Tämän osoittavatkin jo havainnot säätöventtiilien asennoista prosesseissa. (Indmeans, 2008.)

Pumpun kulumisen heikentää ajan myötä pumppauksen hyötysuhdetta positiossa, joissa pumpattava neste sisältää kuluttavia partikkeleita. Kulumista esiintyy useimmissa positioissa. Pumppujen epätarkka mitoitus ja kulumisen heikentävät pumppauksen taloudellisuutta. Asiaa voidaan usein osittain korjata muuttamalla juoksupyörää ja uusimalla tiivistysrenkas. Pumpun vaihdolla voidaan yleensä päästä tuntuvasti parempaan hyötysuhteeseen. Ongelmana on selvittää, mikä on kussakin pumppauspositiossa taloudellisin korjaustoimenpide ja mikä on sen kannattavuus. (Kuoppamäki 1990.)

8.2 Pumppauksen säätö

Yleensä on tarpeen säätää pumppausta prosessin tarpeiden mukaisesti. Tavallisimmin säätö suoritetaan säätöventtiilillä, mikä on yksinkertainen ja halpa tapa, mutta aiheuttaa energiahävikkiä sitä enemmän, mitä enemmän

venttiiliä kuristetaan. Sääto takaisinkiertoventtiilillä ja ylijuoksutuksella ovat harvinaisempia tapoja, mutta aiheuttavat yleensä vielä isompia säätötappioita. Pumpun kierrosluvun säätö aiheuttaa pienimmät säätötappiot. Erikoisesti silloin kun staattinen nostokorkeus on pieni, kierroslukusäädöllä voidaan päästä hyvään hyötysuhteeseen pumppauksessa laajalla virtausmääräalueella.

Kierroslukusäädön haittana on sen kalleus. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008, 140; Kuoppamäki 1990)

Ennen kuin voidaan valita taloudellisin säätötapa, on tunnettava pumppauksen pysyvyyskäyrä ts. kuinka paljon ajallisesti erisuuruisia virtausmääriä on pumpattava. Pysyvyyskäyrä ilmaisee pumppaustarpeen ajallisen jakautuman. Vain jos jakautuma on suhteellisen leveä, saattaa kierroslukusäätö olla edullisin pumppauksen säätötapa. Tavallisin keino pienentää säätöhävikkejä on ollut säätöventtiilien korvaaminen kierroslukusäädöillä. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen, 2008, 140; Kuoppamäki 1990)

8.3 Prosessimuutokset

Myös prosessiteknisillä muutoksilla voidaan virtausmääriin puuttumatta vähentää pumppausenergian tarvetta. Esimerkkejä ovat matala- ja korkeapainevirtausten erottaminen omiksi pumppauspiireikseen ja monimutkaisiksi kasvaneitten pumppausjärjestelmien yksinkertaistaminen.

8.4 Tehostamistoimenpiteiden määrittäminen

Jotta optimaaliset tehostamistoimenpiteet voitaisiin määrittää, on pumppaukselle tehtävä ns. pumppuanalyysi. Tämä merkitsee virtauksen, paine-erojen (pumpun ja mahdollisen säätöventtiilin yli) sekä moottorin sähkötehon samanaikaista paikalla tapahtuvaa mittausta. Tarkkuusvaatimus edellä mainittuihin paikalla suoritettaville mittauksille on 2 - 3 %.

Pumppauksen tehostamistoimenpiteet voidaan määrittää luotettavasti vain paikalla suoritettuun tarkkaan pumppukäyrämittaukseen perustuen.

Erilaisten säätötapojen taloudellisuusvertailu edellyttää riittävien tietojen hankkimista pumppauksen pysyvyyssäätöistä. (Kuoppamäki 1990.)

Mittaustietojen perusteella voidaan määrittää erilaisilla tehostamistoimenpiteillä aikaansaavat sähkön säästöt. Vertaamalla säästöjä ao. toimenpiteen aiheuttamiin kustannuksiin, saadaan toimenpidevaihtoehdoille edullisuusjärjestys. Pumppuanalyysin jälkeen tunnetaan pumppaukselle sekä systeemiä että pumppauskäyrä, mikä tekee pumppaustehokkuuden jälkiseurannan mahdolliseksi. Prosessia muutettaessa vaikutukset virtaukseen yleensä tiedetään, jolloin pumppauksen toimintapistettä tunnetuilla käyrillä voidaan seurata ja pumpun riittävyys ja hyötysuhde etukäteen kontrolloida. Pumppuanalyysissä saadaan myös hyvä arvio pumpun kulumisnopeudesta ao. positiossa, joten järkevä aikaväli kulumisen korjaamiselle voidaan määrittää. (Kuoppamäki 1990)

Pumppujen ylityö on varsin yleistä. Huomattavan karkeasti ylityötehtäviä pumppuja on keskimäärin 1/3. Muutama pumppu toimii kavitaatio- alueella tai sen välittömässä läheisyydessä.

Kuluminen on yleisien tutkimusten perusteella huonontanut pumppausten hyötysuhdetta keskimäärin noin 15 %. Yli 30 %:n huonontuminen on tapahtunut noin joka kuudennessa pumpussa. 15 % pumpuista oli kulumattomia. Näitä arvoja ei kuitenkaan havaittu Hamina Terminal Services Oy:n pumppaamossa. (Kakko, 1991, 56.)

Yleisimmiksi edullisimmiksi tehostamistoimenpiteiksi on osoittautunut mitoituksen korjaus joko pumppua vaihtamalla tai juoksupyörää muuttamalla. Usein olisi voitu saada lisää säästöä muuttamalla kuristussäätö kierroslukusäädöksi. Kierroslukusäädön takaisinmaksuaika on useimmissa tapauksissa aivan liian pitkä, jotta sen hankkiminen olisi ollut taloudellisesti perusteltua. 15 % yleisesti analysoiduista pumppauksista on ollut sellaisia, joille mikään sähkönsäästötoimenpide ei olisi ollut kannattava. Valtaosalle viimeksi mainittuun ryhmään kuuluneista pumppauksista oli analyysin motiivina tosin ollut prosessitekniset syyt eikä sähkönsäästö.

Kaikkien toimenpiteiden keskimääräinen suora takaisinmaksuaika on vajaa kaksi vuotta. Valtaosassa analysoiduista pumppauksista mitoituksen korjaus pumppu- ja juoksupyörämuutoksella on osoittautunut kannattavimmaksi tehostamistoimenpiteeksi

Pumppujen epätarkka mitoitus ja kuluminen heikentävät eniten pumppausten taloudellisuutta. Näiden eliminointi muodostaa myös sähkönsäästötoimenpiteiden kannattavimman osan. Kannattavuuden ehtona on, että ao. toimenpiteet ovat riittävän tarkkoja, toisin sanoen, että niillä saadaan talteen valtaosa taloudellisesti säästettävissä olevasta säästöpotentiaalista. Tämä puolestaan on mahdollista vain siten, että toimenpiteet pohjautuvat tarkkoihin paikalla suoritettuihin mittauksiin.

Tuotantoprosessista riippuen pumppujen osuus on 20 - 40 % kaikesta tehtaan kuluttamasta sähköstä. Korjaustoimenpiteistä aiheutuu lisäksi muita merkittäviä vaikkakin vaikeammin laskettavissa olevia hyötyjä. Kun pumppausten hyötysuhteita nostetaan, myös toimintavarmuus paranee, putkistot ja venttiilit kestävät paremmin ja melutaso pienenee. (Kuoppamäki 1990.)

9. TOIMEKSIANTAJAN KÄYTTÄMIEN PUMPPUJEN TEKNISET TIEDOT

9.1 Ruuvipumppu PU200.10 ja PU200.20

Maahantuoja Scanpump Helsinki ja valmistaja Bornemann. Pumpun mallinnumero on W3.1K ja valmistusnumero on 1231.1782 sekä tyyppi onw8.4ZK.67. Pumpun pumppausteho on 400- 415 m³/h ja paine on 2.12 bar. Kierrosluku on 1485/ min⁻¹ ja viskositeetti on 390-1800CST sekä konenumero 33413 ja 33412.

vasemman puoleisen ruuvipumpun konenumero on (pumppaushuoneessa) 33464 ja oikean puoleisen ruuvipumpun konenumero (pumppaushuoneessa) 33463.

Moottorin kilpitietojen mukaan valmistaja on Felten&Guillaume. Sen tyyppinumero on 315L-4.1. Pyörimisnopeus 1485 kierrosta minuutissa, amp 295 sekä jännite 380V. Teho on 160 kW ja $\cos\phi$ 0,87.

9.2 Keskipakoispumppu PU200.30 ja PU200.40

Maahantuoja Scanpump Helsinki (API) ja valmistaja Bornemann.

Tyyppi RA 300- 40 1402 ja konenumerot ovat Nro 0411. 6007- 11 (vasemman puoleinen pumppu) ja 0411.6007.10(oikean puoleinen pumppu)

Pumppausteho $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, nostokorkeus 24m ja kierrosluku $1485/\text{min}^{-1}$

Moottorin kilpitiedoista saatiin selville seuraavia tietoja. Tyyppi on 250M-4.

Teho 75 kW ja $\cos\phi$ 0,8. Moottorinumero on Nro. 144 4,3. Kierrosluku $1470 \text{ r}/\text{min}^{-1}$ ja taajuus 50 HZ.

10. TEHDYT MITTAUKSET

10.1 Mittaussuunnitelma 1

Pumppauksen energiataarkastelu Hamina Terminal Services Oy:n terminaalin kemikaalin siirrossa 15.4.2009

Mitattava tapahtuma oli junanvaunun tyhjennys – käytettävät pumput olivat ruuvipumput.

Metanoli saapuu terminaalille junankonteissa, joista se siirretään kahdella ruuvipumpulla terminaalin varastosäiliöön. Junanvaunuja tyhjennetään 11 kpl. kerrallaan. Tarkastellaan tätä pumppaustapahtumaa niin, että seurataan varastosäiliön täyttymistä siihen asetetusta pinnantasomittarista, jonka avulla saadaan tietää ruuvipumppujen pumppaama tilavuusvirta tietyssä aikayksikössä. Tämän lisäksi mitataan tehomittarilla samanaikaisesti pumpun ottamaa tehoa. Kahden ruuvipumpun oletetaan olevan samanlaiset, jolloin riittää, kun mitataan

vain toista pumppua. Lisäksi mitataan painetta pumpun painepuolella pumpun yhteydessä olevasta painemittarista.

Junanvaunut tyhjennettiin terminaalilla keskiviikkona 15.4. aamupäivällä. Tällöin purettiin yhteensä 22 vaunua 11 vaunun erissä. Näin ollen voitiin suorittaa kaksi erillistä mittausta, kummallekin erälle oma mittauksensa. Purku purettiin säiliöön 207 (tilavuus 10 000 m³), joka oli sillä hetkellä lähes tyhjiä. Säiliö ei täyttynyt purun aikana. Purku kesti arviolta noin kolme tuntia. Analyysiä varten kirjattiin seuraavat tiedot pumppausprosessista: virtaus, paine-ero, moottorin ottama sähköteho sekä pinnankorkeus ja sen muutokset.

Mittalaitteiston asennus

Tehomittarin asennuksessa tarvitaan asiantunteva asentaja. Tässä tapauksessa mittauksen suoritti Risto Hokkanen, hän myös suoritti mittauksen asennuksen yhdessä Hamina Terminal Services Oy:n Sähkömiehen kanssa. Mittalaitteiston pois ottamisessa käytettiin Hamina Terminal Services Oy:n sähkömiehen apua.

Mittausten kulku

Mittauksissa oli kolme mitattavaa suuretta: paine pumpun painepuolella, ruuvipumpun ottama teho sekä säiliön pinnankorkeus.

Tehomittaus suoritettiin KyAMK:n tehomittarilla, josta saadaan virta ja jännite ja tehokerroin. Mittarista saadaan tulostettua mittaustiedot reaaliajassa, mutta tulokset kirjattiin myös käsin koko mittaustapahtuman aikana.

Säiliön pinnankorkeutta sekä virtausta seurataan tietokoneelta, jolla voidaan myös tallentaa mitatut pinnankorkeudet ja virtausnopeudet. Painetta seurataan mittarista, josta se käydään määrääjain lukemassa ja kirjaamassa käsin ylös. Suoritetaan mittareiden luku 10 min välein ja merkitään mittaustulokset ja kellonaika ylös.

Mittaajan toiminta

Mittaajalla oli mukana kannettava tietokone, jolla hän tallentaa Excel-tiedostoon seurattavat suureet 10 minuutin välein. Suureet oli hyvä ottaa ylös samassa järjestyksessä koko mittausten ajan, esimerkiksi ensin paineen arvo, sitten tehomittauksen suureet aina samassa järjestyksessä

Muuta

Pumppaamosta säiliölle oli matkaa n. 60 metriä ja putken halkaisija oli 400mm.

10.2 Mittaussuunnitelma 2

Mittaukset suoritetaan Hamina Terminal Services Oy:n terminaalilla 15.5.2009. Seurattava pumppaus eli kemikaalin siirto alkoi kello 7.30, jota ennen mittauskalusto asennettiin.

Mitattava tapahtuma

Kemikaalin siirto varastosäiliöstä toiseen säiliöön keskipakopumpulla

Kahden keskipakopumpun toimintaa ei voitu aikataulullisista syistä tutkia alkuperäisen suunnitelman mukaisesti laivauksen yhteydessä.

Alkusuunnitelmasta poiketen mitataan yhden keskipakopumpun toimintaa linjasiirron yhteydessä, kun kemikaalia pumpataan omasta säiliöstä naapuriyhtiön säiliöön keskipakopumpulla. Siirto kesti kokonaisuudessaan 4- 5 tuntia. Siirtotapahtuma poikkesi laivauksesta niin, että kahden pumpun sijasta käytettiin yhtä pumppua. Vastoin laivausta, ei virtausta myöskään kuristettu. Pumppausta seurattiin kaksi tuntia, jona aikana kerättiin 10 min. välein mitattavat suureet ylös. Pumppausta tarkasteltiin mittaamalla pumpun ottamaa tehoa KyAMK: n tehomittarilla. Samaan aikaan seurattiin, tapahtuuko pumpun

paineessa muutoksia pumpun painepuolella olevasta mittarista. Virtauksen tilavuusvirtaa seurattiin säiliön pinnantasomittarin avulla.

Mittalaitteiston asennus

Mittauslaitteena käytettiin virtamittaria Microvip3, jonka tekniset tiedot on selvennetty liitteessä 14. Mittalaitteiston asennuksesta vastasi KYAMK: in Risto Hokkanen. Avuksi tarvittiin myös sähkömiestä, jonka paikalle kutsumisesta huolehti Hamina Terminal Services Oy.

Mittausten kulku

Mittauksissa oli kolme mitattavaa suuretta: paine pumpun painepuolella, keskipakoispumpun ottama teho sekä säiliön pinnankorkeus. Tehomittaus suoritettiin KyAMK: n tehomittarilla, josta saadaan virta ja jännite ja tehokerroin. Tiedot kirjattiin käsin ylös mittausten ajan.

Säiliön pinnankorkeutta seurattiin tietokoneelta, jolla voidaan myös tallentaa mitatut pinnankorkeudet. Pinnankorkeuden muutoksen perusteella ohjelma ilmoitti pumpattavan tilavuusvirran, joka otettiin talteen mittauksen ajan.

Painetta seurattiin mittarista, josta se käytiin määräajoin lukemassa ja kirjaamassa käsin ylös. Mittareita seurattiin 10 min välein ja merkitään mittaustulokset ja kellonaika ylös.

Mittaajan toiminta

Seurattavat suureet otettiin ylös mahdollisimman samanaikaisesti 10 min. välein. Tehomittarista saatiin tuloste hetkellisistä toiminta-arvoista nappia painamalla. Painemittari täytyi käydä lukemassa pumpun kyljestä.

Tilavuusvirrat tallentuivat automaattisesti.

10.3 Mittaustaulukko 1 ja 2

Mittaus 1 on metanolin pumppaus junanvaunusta säiliöön ruuvipumpuilla ja mittaus 2 on metanolin pumppaus säiliöstä 207 toiseen säiliöön keskipakoispumpuilla.

Mittaustulokset liitteinä 4 ja 6.

10.4 Mittausmenetelmät

Painetta seurataan pumpun painepuolella sijaitsevasta painemittarista.

Sähkötehomittaus tehdään 3-vaihe-mittari-periaatteella, ja mittalaitteesta saatiin pumpun ottama sähköteho, jännite, virta ja tehokerroin valituissa mittapisteissä.

Virtausmittaus on tarkkuustasolla 2 - 3 % paljon vaikeampi kuin paine- ja tehomittaukset. Esimerkiksi Doppler - ultraäänimittaus johtaa vain 20 prosentin tarkkuustasoon, sikäli kun se ylipäättensä antaa oikeansuuntaisen tuloksen.

Prosessin oma virtausmittari, jos sellainen sattuu olemaan analysoitavan pumpun kanssa sarjassa, ei anna juurikaan parempaa tarkkuutta virtauksen absoluuttiarvolle.

Tässä tapauksessa virtaus määritettiin säiliön pinnankorkeus mittaukseen perustuen. (Hamina Terminal Services Oy, 2008.)

10.5 Pysyvyyskäyrän määrittäminen

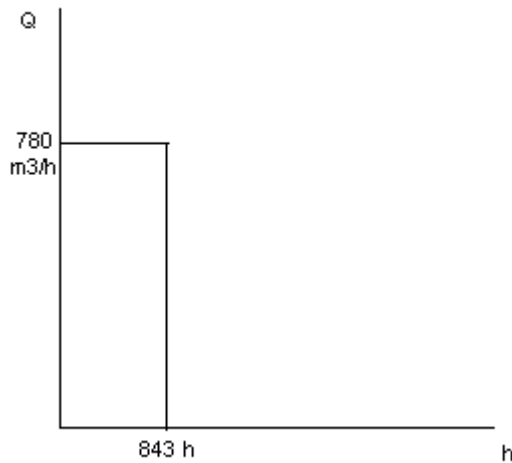
Kun pumpattava virtausmäärä on suoraan tuotannosta riippuvainen, saadaan pysyvyyskäyrä tuotantotiedoista. Mittauksia tarvitaan tavallisesti silloin, kun pumpattu virtaus jakaantuu moneen erilaiseen käyttökohteeseen. Pysyvyyskäyrä määritetään rekisteröimällä sopivaa suuretta (paine, säätöventtiilin asento, moottorin virta tai virtaus) edustavan ajanjakson ajan. Suhteellinen mittaus on riittävä. (Kakko, 1991, 18.)

Laivauksen ja purkutilanteen pysyvyyskäyrät on hahmoteltu kuvassa 10. Kuva A kuvaa purkutilannetta, sekä kuva B selventää laivaustilanteen pysyvyyskäyrän muutosta. Kuvassa A on havainnollistettu, että tilavuusvirta purkutilanteessa on vakio. Yhteensä pumppuja käytetään 780h vuodessa. Kohdassa B on

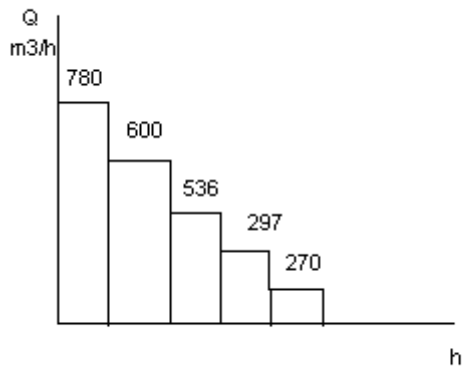
havainnollistettu laivaustilannetta. 1 laivaustilanne kestää 15h, 1 laivaus/ viikko, eli pumppuja käytetään yhteensä 780h vuodessa. Pumppausta säädetään tyypillisesti kuvan mukaisesti. Arvot löytyvät liitteistä 2 ja 3.

Liitteessä 1 ilmenee tarkemmin Hamina Terminal Services Oy:n tuntisarjat jotka ovat esitetty graafisesti ajalta: 1.1.2008- 31.12.2008.

Kuva A



Kuva B



Kuva 11. Purku- ja laivaustilanteiden pysyvyyskäyrät

10.6 Sähkön hinnanmuodostus

Sähköllä on joka hetki monta hintaa riippuen siitä, kenen kannalta asiaa tarkastelee. Sähkön käyttäjän maksama kokonaishinta sisältää sähköenergian hinnan, joka maksetaan sähkön myyjälle, sähkön perille toimittamisesta sähkön jakelijalle maksetun korvauksen ja veroja.

Sähköenergian myyntihinta on kilpailun alaista ja määräytyy siten kilpailuilla markkinoilla. Määrittäessään tariffimyynnin tariffeja tai myyntitarjousten hintoja joutuu sähkönmyyjä ottamaan huomioon ainakin seuraavat seikat:

- oman sähkönhankinnan kustannukset (sekä odotettavissa olevat kustannukset että kustannusten epävarmuudet)
 - oman toiminnan kustannukset
 - minimikatteen, joka on hyväksyttävissä epävarmuudet huomioon ottaen.
- (Pirilä, 2003.)

Hamina Terminal Services ilmoitti seuraavat sähkön siirtohinnat. Sähkön tuottajana toimii Haminan Energia.

Siirto:

Perusmaksu: 112,9 €/kk

Talviarkipäivä: 1,720 snt/kWh

Muu aika: 0,820 snt/kWh

Sähköverot:0,883 snt/kWh

Tehomaksu:1,4 snt/kW/kk

Sähkön hinta muodostuu sähköenergian hinnasta ja sähkönsiirron hinnasta. Kummassakin osassa on kiinteä maksu eli perusmaksu (esimerkiksi euroa/kk) ja kulutuksen suuruudesta riippuva maksu (esimerkiksi senttiä/kWh). Riippuen siitä, millainen sähkötariffi on, maksut saattavat olla erilaiset päiväaikaan ja yöaikaan (tai talviaikaan ja kesäaikaan). (Sähköturvallisuuden edistämiskeskus ry STEK, 2009.) Sähkön hinnassa on myös erilaisia veroja. Lisäksi hinnat ovat saattaneet muuttua kesken laskutuskauden. Tästä syystä sähkölasku voi olla melko vaikeaselkoinen. Sähköyhtiöltä saa tilattua omaan käyttöön sähkönseuranta kaavion, josta näkee selkeästi esimerkiksi suuret kulutuspiikit. Näin ollen voidaan aloittaa toiminnot piikkien poistamiseksi taikka sähkön kulutuksen vähentämiseksi. Sekä sähköenergian hintaan että sähkönsiirron hintaan voi vaikuttaa valitsemalla sen tariffin, joka omalla sähkönkäytöllä tulee

edullisimmaksi. Sähkösiirron hoitaa aina paikallinen verkkoyhtiö (tässä tapauksessa Haminan Energia). Siirron hinnan perusteena ovat sen tariffiluettelon hinnat. Yksinkertaisinta on hankkia sähköenergiakin paikalliselta sähkömyyjältä eli tässä tapauksessa Haminan Energialta, sen myyntitariffien mukaisella hinnalla. Sähköenergian voi kuitenkin hankkia miltä tahansa sähkömyyjältä. Sähkömyyjältä voi pyytää tarjouksen eikä sähkömyyjän vaihto maksa mitään. (Sähköturvallisuuden edistämiskeskus ry STEK, 2009.)

11. KOHTEEN PUMPPUJEN ENERGIATEHOKKUUSTARKASTELU

11.1.1 Vaunujen purku ruuvipumpuilla

Liitteenä 2 on mittaustulosten laskemista.

Ruuvipumppujen energiankulutus pumppaamalla metanolia junanvaunusta säiliöön 207.

Peruspurkutapahtuman energiankulutus (=22 junan vaunun purkua, kesto n. 2,5h)

- Mittausten perusteella n. 68 kWh
- Keskimääräinen moottorin ottama teho purun aikana 31,5 kW
- Teho vaihteli välillä (29,7- 34,6)kW.

Koska mittaus ei alusta onnistunut, jäi alun kulutustiedot saamatta. Mittausten perusteella saatu kulutus on noin 80 % * normaalista 22 vaunun purkuun kuluvasta energiasta. Näin ollen kulutus koko purulle oli noin 85 kWh.

Mittaustuloksia on kahden tunnin ajalta, jolloin sen osuus täydestä ajasta on $120\text{min}/150\text{min}=0,8$. Tällöin arvioitu koko purun kulutus on $69\text{ kWh}/0,8 = 85\text{ kWh}$.

Vuosittainen energiankulutus

Vuonna 2008 metanolivaunuja on purettu 7416 kpl. Koska kerrallaan puretaan 22 kpl, purkutapahtumia on ollut 337. Yksi purkutapahtuma kestää noin 2,5 h, jolloin vuotuiset käyttötunnit pumpulle on 843 h/a.

Laskemalla vuosittaisten käyttötuntien ja keskimääräisen tehon perusteella vuosittainen kulutus on 26,59 MWh/ a.

Sähkön hinnan ollessa 7c/kWh vuotuiset kustannukset ovat: 1861€/a.

Purkutapahtumien lukumäärän ja yhden tapahtuman energiankulutuksen mukaan laskettuna kulutus on 28,79 MWh/ a.

Sähkön hinnan ollessa 7c/kWh vuotuiset kustannukset ovat: 2015 €/a

11.1.2 Ruuvipumppujen kuluttaman energian laskeminen

Tehtävänä oli laskea ruuvipumppujen kuluttaman energian hinta. Olin laskenut, että yksi ruuvipumppu kuluttaa n. 27 - 29 MWh energiaa vuodessa. Laskuja tuli jatkaa niin, että selvitettiin, paljonko maksaa tuo määrä energiaa energia- ja siirtomaksujen perusteella. Laskiessa täytyi tehdä oletuksia pumppausten ajankohdasta. Ruuvipumppuja oli kaksi, joten määrät kerrottiin kahdella.

Siirto:

Perusmaksu: 112,9 €/kk

Talviarkipäivä: 1,720 snt/kWh

Muu aika: 0,820 snt/kWh

Sähköverot:0,883 snt/kWh

Tehomaksu:1,4 snt/kW/kk

Oletukset:

Vuodessa on 12 kk, josta 5 kk on talvea, joka on 30 % vuodesta.

5 arkipäivää viikossa

Talviarkipäivänä tehtyjen pumppausten osuus kaikista pumppauksista:

$$\frac{5kk}{12kk} \cdot \frac{5vrk}{7vrk} = 0,297619 \rightarrow 30\%$$

Perusmaksut:

$$12kk \cdot 112,9e / kk = 1354,80e \rightarrow 1355e$$

Sähköverot:

$$0,833snt / kwh \cdot 27000kWh \cdot 2 = 476,82e \text{ (minimi)}$$

$$0,883snt / kwh \cdot 2900kWh \cdot 2 = 512,14e \text{ (maksimi)}$$

Sähköveron keskiarvo näille arvoille:

$$\frac{476,82e + 512,14e}{2} = 494,48e$$

Tehomaksu:

Koko vuosi

$$27000kwh \cdot 1,4snt / kWh \cdot 2 = 759e \text{ (minimi)}$$

$$2900kwh \cdot 1,4snt / kWh \cdot 2 = 812e \text{ (maksimi)}$$

Kokovuoden tehomaksujen keskiarvo

$$\frac{759e + 812e}{2} = 785,5e$$

Energia

Talviarkipäivät:

$$0,3 \cdot 27000 \text{ kwh} \cdot 2 \cdot 1,720 \text{ snt} / \text{ kwh} = 278,64e (\text{min imi})$$

$$0,3 \cdot 29000 \text{ kwh} \cdot 2 \cdot 1,720 \text{ snt} / \text{ kwh} = 299,28e (\text{maksimi})$$

Talviarkipäivien keskiarvo:

$$\frac{278,64e + 299,28e}{2} = 288,96e$$

Muu aika:

$$0,7 \cdot 27000 \text{ kwh} \cdot 2 \cdot 0,82 \text{ snt} / \text{ kwh} = 309,96 (\text{min imi})$$

$$0,7 \cdot 29000 \text{ kwh} \cdot 2 \cdot 0,82 \text{ snt} / \text{ kwh} = 332,92e (\text{maksimi})$$

Muun ajan keskiarvo:

$$\frac{309,96 + 332,92}{2} = 321,44e$$

Energiamaksu:

27MWh-29MWh

Talvikauden arkipäivän pumppaukset oletus 30 % kaikista pumppauksista

$$\begin{aligned}
& 27 \text{ MWh} \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 53,3e / \text{MWh} + 27 \text{ MWh} \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 42,0e / \text{MWh} \\
& = 863,46e + 1587,6e \\
& = 2451,06e(\text{min imi})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 29 \text{ MWh} \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 53,3e / \text{MWh} + 29 \text{ MWh} \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 42,0e / \text{MWh} \\
& = 2632,62e(\text{maksimi})
\end{aligned}$$

keskiarvo

$$\frac{2451,06e + 2632,62e}{2} = 2541,84e$$

Energian kokonaishinta Kauko Telko Oy:n sähkösopimuksen mukaan:

Kokonaishinta = perusmaksu + sähkövero + tehomaksu + talviarkipäivä + muu aika + energiamaksu

$$\text{mi min } i = 1350e + 476,82e + 739,80e + 278,64e + 309,96e + 2451,06e = 5606,28e$$

$$\text{maksimi} = 1350e + 512,14e + 794,60e + 299,96e + 332,92e + 2632,62e = 5921,52e$$

$$\text{keskiarvo} = \frac{5606,28e + 5921,52e}{2} = 5763,64e$$

Kokonaiskustannuksista voidaan vähentää perusmaksu, jolloin summaksi jää:

$$5763,64e - 1354,80e = 4408,84e$$

11.1.3 Ruuvipumppujen energiankulutus

Mittaustulokset on esitetty liitteessä (1 ja 2).

Yhden purkutapahtuman energiankulutus

Tehonkulutuksen perusteella laskettu 22 vaunun purkutapahtuman energiankulutus on esitetty taulukossa (1). Laskenta on tehty koskemaan vain yhtä pumppua, joten kertomalla energiankulutukset kahdella, saadaan kemikaalin purun kokonaisenergia. Laskennan perusteet on esitetty liitteessä (1).

Taulukko 1. Yhden purkutapahtuman kuluttama energia.

22 vaunun purun aikana kulunut energia [kWh]	n. 85 kWh
Keskimääräinen moottorin ottama teho purun aikana [kW]	31,5 kW
Tehon vaihtelu mittausten aikana [kW]	29,7-34,6 kW
Kokonaiskulutus [kWh] (kummatkin pumput huomioitu)	<u>n. 170 kWh</u>

Vuosittainen purkujen energiankulutus

Vuosittainen energiankulutus voidaan laskea joko a) keskimääräisten vuosittaisten pumpun käyttötuntien ja keskimääräisen tehon perusteella, tai b) purkutapahtumien lukumäärän ja yhden tapahtuman energiankulutuksen perusteella. Laskennan yksityiskohtia on esitelty liitteessä 1.

Vaihtoehtoisilla tavoilla lasketut energiankulutukset on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Yhden pumpun kuluttama vuotuinen energia.

Vuosittaisten pumpun käyttötuntien ja keskimääräisen tehon perusteella	Pumpun käyttötunnit	Keskim. teho
	843 h (vuonna 2008)	31,5 kW
Purkutapahtumien lukumäärän ja yhden tapahtuman energiankulutuksen perusteella	Purkutapahtumien lkm.	Yhden tapahtuman en.kul.
	337 kpl.	85 kWh

Purkupumppujen vuosittaiset energiakulutukset ja -kustannukset (sisältäen siirto- ja energiamaksut) on esitetty taulukossa (2). Kustannukset on laskettu Hamina Terminal Services Oy:n ilmoittamien energian hintojen mukaan. Taulukossa on myös esitetty kohteen hiilidioksidipäästöt, jotka on laskettu Suomen keskimääräisellä sähkönhankinnan CO₂-päästökertoimella K₂ (vuonna 2004 K₂=200 kgCO₂/ MWh).

Taulukko 3. Kohteen vuotuinen energiankulutus ja – kustannus ja CO₂-päästöt

	Energiankulutus [kWh/a]	Energiakustannukset [€/a]	CO ₂ - päästöt [tCO ₂ /a]
Yksi pumppu	28000	1600	5,6
Kokonais määrä (2 pumppua)	<u>56000</u>	<u>3200</u>	<u>11,2</u>

1.1.4 Energiansäästöpotentiaali

Mittauksien perusteella voi todeta, että pumppua pyörittävä moottori ottaa tehoa melko vähän (n. 31,5 kW) moottorin kokoon nähden (160 kW). Pieni tehontarve johtunee pumpattavan kemikaalin eli metanolin ominaisuuksista. Moottorilta mitattu virta oli lähes tyhjäkäyntivirran suuruinen, joka viittaa siihen, että moottorin kuormitus on erittäin pieni. Metanolin pumppaamiseen tarvittavaa tehoa määritettäessä laskennallisesti huomattiin tehontarpeen olevan samaa luokkaa kuin mitatuissakin tuloksissa, mikä puhuu mittaustulosten oikeellisuuden puolesta.

Siinä valossa, että pumppua pyörittää nimellisarvoiltaan huomattavasti mitattua tehontarvetta suurempi moottori, ei yhdistelmä ole todennäköisesti energiatehokkuutta ajatellen paras mahdollinen. Mittaustulosten perusteella pumpun aiheuttama kuorma moottorille on todennäköisesti korkeintaan 15 % täydestä kuormasta (100 %). Moottorien kuormitusalueen optimi hyötysuhdetta ajatellen on (60 - 80) % täydestä kuormasta, hyväksyttävä toiminta-alue on (50 - 100) % ja lyhytaikaisesti käytettynä hyväksyttävä toiminta-alue on (20 - 120) % täydestä kuormasta. (Motor Challenge, 2009.)

Vaihtoehto 1: uusi moottori

Pumppuihin voisi vaihtaa sopivamman kokoisen moottorin, jolloin moottori toimisi paremmalla hyötysuhteella. Kuvassa 10 on esitetty moottoritoimittajan mitoitus sopivan kokoisesta moottorista. Moottorin ollessa pumpun tuottamalle kuormalle sopiva, moottorin hyötysuhde säilyisi jatkuvasti hyvänä. Moottorin mitoitus tulisi vielä tarkistaa pumpun valmistajalta, sillä kyseessä on vanha pumppu. (Aranto, 2009.)

Motor 1	
M3BP250 SMA:	Temp. rise: B
400 V	(winding: D or S)
37,0 kW	
358,70 Nm	
68,95 A	
985 rpm	
50 Hz	
0,83 Cos fi	
93,7 Efficiency (%)	
2,8 Tmax/Tn	

Kuva 10. Moottoritoimittajan suosittelu moottorin mitoitus kohteen ruuvipumpuille

Vaihtoehto 2: uusi pumppu, moottori ja taajuusmuuttaja

Uusilla pumpuilla päästän nykyään jopa yli 80 % hyötysuhteisiin, mikä eroaa merkittävästi vanhojen pumppujen hyötysuhteista. Oikein mitoitettu pumppu-, moottori- ja taajuusmuuttajayhdistelmä toisi prosentuaalisesti suuren säästön kohteeseen.

Alla on moottori- ja pumpputoimittajan suositukset 28 kW:n pumpulle ja moottorille:

- pumppu (A42-150) Sulzer: $q=111$ l/s, $H=28$ m, $P(\text{methanol})=28$ kW, $n=1280$ rpm,
- moottori 37 kW, 1000 rpm
- taajuusmuuttaja 37 kW, $I=69$ A

Uuden pumpun säästöpotentiaalin laskenta

$$1\text{bar} = 10\text{m}(\text{nostokorkeus})$$

$$0,8\text{bar} = 8\text{m}$$

$$\text{imupaine} = 0,2\text{bar}$$

$$\begin{aligned}
 P_{teor} &= \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \\
 &= 800 \text{kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{m} / \text{s} \cdot 0,11 \text{m}^3 \cdot 10 \text{m} \\
 &= 7,8 \text{kW}
 \end{aligned}$$

Hyötysuhde

$$\eta = \frac{P_{teor}}{P_{tod}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{7,8 \text{kW}}{31,5 \text{kW}} \\
 &= 0,25
 \end{aligned}$$

$$= 25\%$$

Hyötysuhde on vain 0,25kW. Jos uusi pumppu toimisi 80 %:n hyötysuhteella, tehontarve olisi seuraava:

$$P = \frac{7,8 \text{kW}}{0,80}$$

$$= 9,75 \text{kW}$$

Energiankulutus uudessa pumpussa olisi vain kolmasosa nykyisestä

$$843 \text{h} \cdot 9,75 \text{kW} = 8219,25 \text{kWh} / a (\text{yksipumppi})$$

$$843 \text{h} \cdot 9,75 \text{kW} \cdot 2 \text{kpl} = 16438,50 \text{kWh} / a (\text{kaksipumppu})$$

Sähkön hinta 5,7 snt/kWh

Uuden pumpun energiankustannukset

$$\begin{aligned}
& 0,057e / kWh \cdot 18124,50kWh / a \\
& = 1035,70e \\
& 3200e - 1035,70e \\
& = 2164,30e(\text{säästö})
\end{aligned}$$

Pumpun moottorina tulisi riittämään 15kW:n moottori.

Sulzer A23-100 Atex zone 2T1-T4

Q=55l/s, H=25m, 1470r/min, pumpun teho=14,1kw, moottorin teho 18,5kw

Uuden pumpun takaisinmaksuaika (TMA)

$$\begin{aligned}
\text{TMA} &= \frac{\text{hint } a}{\text{säästö}} \\
&= \frac{18300e}{2164,30e} \\
&= 8,45
\end{aligned}$$

Eli uuden pumpun kustannukset tulisivat takaisin maksettua n. 8: ssa vuodessa. Liitteistä 19- 21 löytyvät Sulzer oy:n tarjous sekä tekniset tiedot pumpulle ja moottorille.

Takaisinmaksuaika on niin suuri, ettei investointia kannata tehdä. (Aranto, 2009.)

Vaihtoehto 3: Uusi taajuusmuuttaja

ABB:n ACS800-sarjan taajuusmuuttajista 75 kW:lle mitoitettu taajuusmuuttaja kykenisi ohjaamaan näin paljon suurempaa moottoria, kuin mitä tarve on. Taajuusmuuttajan hinnaksi tulisi noin 4400€, joten yhden pumpun kohdalla takaisinmaksuaika tässäkin vaihtoehdossa tulisi olemaan melko pitkä, vaikka energiaa säästyisi vuositasolla. (Aranto, 2009.)

11.2 Metanolin pumppaus keskipakoispumppuilla säiliöstä toiseen säiliöön.

Laivauspumppujen energiankulutus

Metanolin siirtämiseen säiliöstä laivaan käytetään kahta keskipakopumppua (pumput PU200.30 ja PU200.40, kuva 9.). Pumppujen tuottamaa virtaamaa säädetään kuristamalla virtausta. Virtausta säädetään laivan toiveen mukaisesti.

Laivauksen lisäksi kyseisiä keskipakopumppuja käytetään metanolin linjasiirrossa omasta säiliöstä naapuriyrityksen säiliöön. Tällöin käytetään vain yhtä pumppua eikä virtausta säädetä mitenkään.



Kuva 9. Laivauksessa käytetty keskipakopumppu.

Pumpuista tarkasteltiin toista, jonka tekniset tiedot on esitetty taulukossa 7. Taulukossa on myös pumppua pyörittävän moottorin tiedot.

Taulukko 7. Tarkastellun pumpun tiedot

Pumppaamo 2 – Laivauspumput	
Pumppu 1 kpl Keskipakopumppu PU200.40	Scanpump Helsinki (API) Bornemann Tyyppi RA 300-40 1402 Pumppausteho 1000 m ³ /h Nostokorkeus 24m Kierrosluku 1485/ min ⁻¹
Moottori 1 kpl	250M-4 Teho 75 KW Cosφ 0,8 Nro. 144 4,3 kierrosluku 1470 / min ⁻¹ Taajuus 50 HZ

Laivauksen energiatarkastelun lähtökohdat

Aikataulullisista syistä ei voitu suorittaa mittauksia laivauksen yhteydessä, vaan mittaukset suoritettiin linjasiirron yhteydessä, kun metanolia siirrettiin omasta täydestä säiliöstä naapuriyhtiön säiliöön. Linjasiirron yhteydessä suoritetuista mittauksista saatiin kuitenkin tietää pumppauksen toimintapiste, eli siis piste, jossa se toimii ilman säätöä. Pumpun ominaiskäyrien avulla pystytään selvittämään energiankulutusta myös silloin, kun virtausta kuristetaan, kuten normaalisti laivauksessa tehdään. Tällöin voidaan laskea energiankulutus kuvitteelliselle laivaustapahtumalle. Tälle tapahtumalle lasketaan energiankulutus sekä nykysäädöllä eli kuristamalla, sekä taajuusmuuttajasäädöllä.

Laivauksessa käytetään kahta pumppua (PU200.40 ja PU200.30), mutta tässä esitetty laskenta on tehty vain pumpulle PU200.40.

Laskennassa tehtiin erinäisiä oletuksia pumpusta ja pumppaustapahtumasta. Epävarmuutta laskentaan aiheuttavat muun muassa seuraavat seikat:

- Pumpun siipipyörän koosta ei ollut varmaa tietoa, tai siitä, oliko sitä sorvattu
- Jokainen laivaus on erilainen, jolloin laskennan pohjana oleva laivaustapahtuma on vain oletus
- Vuosittaisen energiankulutuksen laskennassa käytetty laivausten vuosittainen lukumäärä on arvio
- Laskennassa käytetyt hyötysuhteet moottorille ja moottori+ taajuusmuuttaja-yhdistelmälle eivät ole kohteessa mitattua tietoa, vaan kirjallisuuteen tai aiemmin yliopistolla suoritettuihin koemittauksiin perustuvia

Tulokset ovat kuitenkin suuntaa antavia.

Mittaukset

Mittaukset suoritettiin samalla tavalla, kuin ruuvipumpun (PU200.10) mittaukset aiemmin

Mittauksissa on kolme mitattavaa suuretta: paine pumpun painepuolella, ruuvipumpun ottama teho sekä säiliön pinnankorkeus. Mittarit luettiin 10 minuutin välein noin 1,5 tunnin ajan.

Laivauspumpun (PU200.10) energiatehokkuus

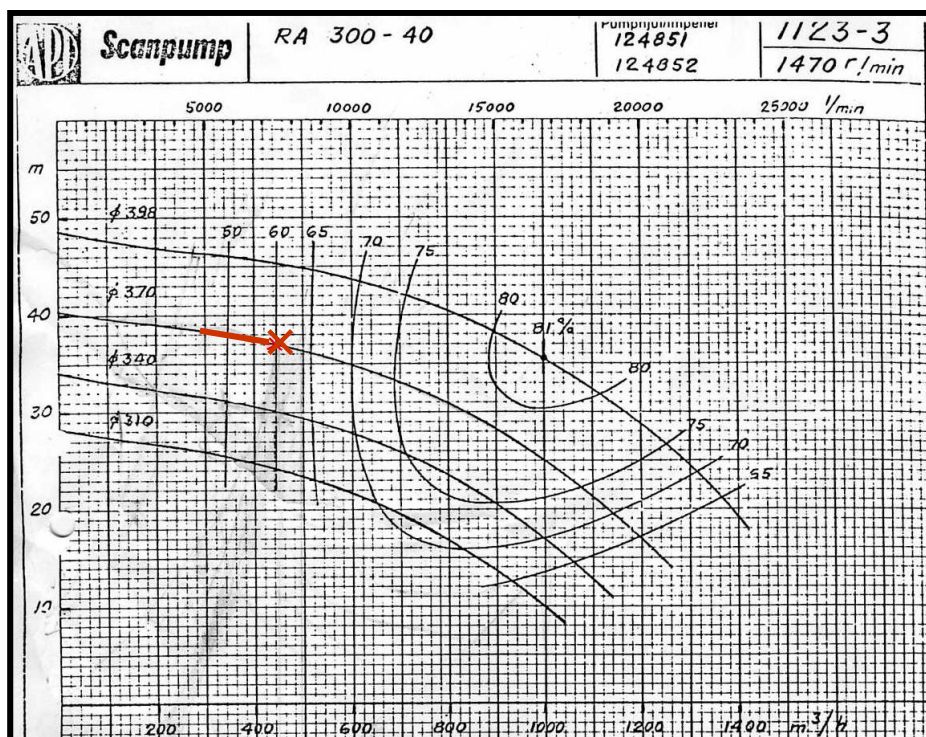
Mittaustulokset on esitetty liitteessä 4.

Mittausten perusteella saatiin tietää, mihin kohtaan pumpun säätämätön toimintapiste sijoittuu pumpun ominaiskäyrästä. Kun suoritetaan linjasiirto, ei pumppua säädetä, vaan se toimii samassa pisteessä. Toisaalta kuitenkin

linjasiirron aikana pumppuun vaikuttavat ympäristötekijät, kuten esimerkiksi muutokset kahden säiliön pinnantasojen välillä. Tyhjennyksen loppupuolella putkiston vastus kasvaa, ja tällöin virtausmäärä pienenee, jolloin toimintapiste muuttuu.

Kuvassa 10. on esitetty tarkasteltavan pumpun ominaiskäyrästä, jossa esitetään muun muassa pumpun hyötysuhteet eri toimintapisteissä (puoliovaalin muotoiset käyrät). Kuvaan on merkitty rastilla toimintapiste, jossa pumppu toimii linjasiirron aikana suoritettujen mittausten perusteella. Tämä on siis piste, jossa pumppu toimii ilman säätöä, mikäli olosuhteet ovat lähellä mittausten olosuhteita (esim. putkiston pituus sekä säiliöiden koko ja pinnantaso). Kuvasta voidaan huomata, että pumppu ei toimi tässä pisteessä parhaalla mahdollisella hyötysuhteella, vaan se toimii alueella, jossa hyötysuhde on 20 % - yksikköä pienempi kuin se parhaimmillaan voisi olla. Tämä kertoo siitä, että pumppu on alun perin mitoitettu liian isoksi.

Kuvasta näkyy myös toimintapisteen siirtyminen kuristettaessa: sen siirtyy käyrällä vasemmalle päin punaisten katkoviivojen suuntaan. Tällöin hyötysuhde huononee entisestään.

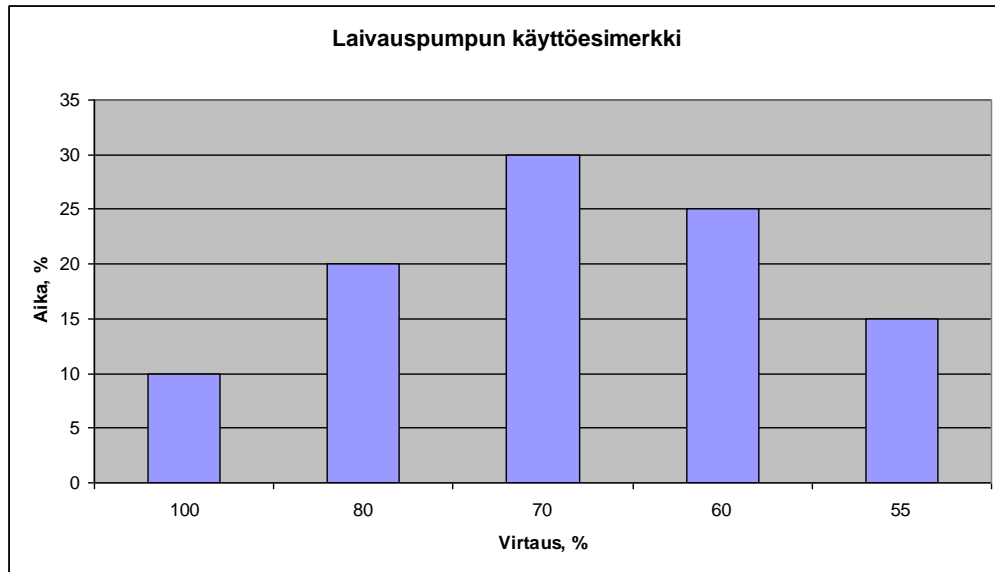


Kuva 10. Pumpun toimintapiste (merkattu rastilla) sijoittui mittauksissa alueelle, jossa hyötysuhde on 60%. Kun virtausta pienennetään kuristamalla, se siirtyy punaisella piirrettyä viivaa pitkin vasemmalle entistä huonommalle hyötysuhdealueelle.

Laivauspumpun kuluttama energia ja säästöpotentiaali

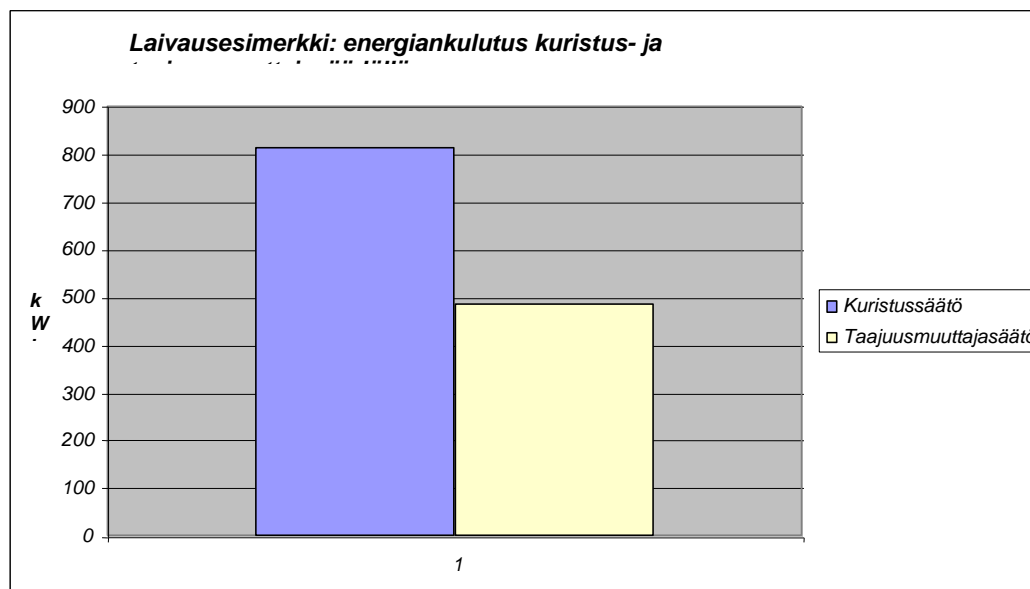
Alla on esitetty laivaustapahtuma, jolle on laskettu energiankulutus sekä nykysäädöllä että taajuusmuuttajasäädöllä.

Lähtötietoina laivaustapahtumasta oli, että yksi laivaus kestää noin 15 tuntia, ja niitä on noin yksi viikossa. Laskennassa on oletettu, että virtausta säädetään (55-100) % täydestä (=säättämättömästä) virrasta. Laivauksen pysyvyyskäyrä, eli virtausmäärien ajallinen hajautuminen, on esitetty kuvassa 11.



Kuva 11. Laskennan pohjaksi luotu esimerkki laivauksen aikana yhdellä pumpulla tuotetuista tilavuusvirroista

Tälle kuvitteelliselle laivaustapahtumalle laskettiin energiankulutus sekä nykysäädöllä että taajuusmuuttajasäädöllä. Laskenta osoitti, että mikäli virtausta kuristetaan esimerkin mukaisella tavalla, taajuusmuuttajasäätö säästäisi energiaa noin 40 % yhtä pumppaustapahtumaa kohti. Esimerkin mukaisen laivauksen kuluttama energia vaihtoehtoisilla säätötavoilla on esitetty kuvassa 12. Taajuusmuuttaja soveltuu kohteeseen sitä paremmin, mitä pidempi aika virtausta säädetään ja mitä suuremmalla prosentilla.

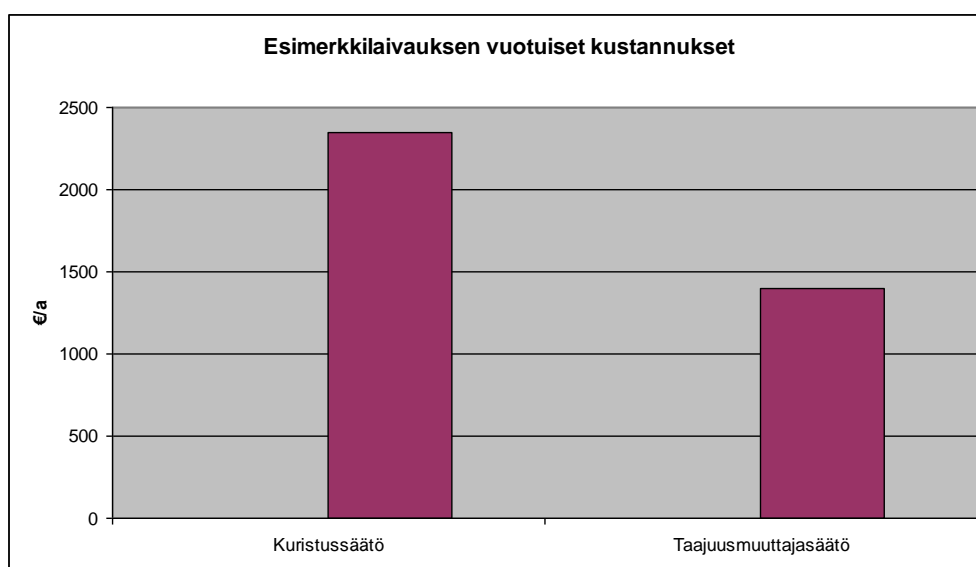


Kuva 12. Yhden pumpun kuluttama energia laivauksessa vaihtoehtoisilla säätötavoilla.

Jos oletetaan edellä kuvattuja laivaustapahtumia olevan viikoittain, voidaan laskea yhden laivauspumpun kuluttama energia vuotta kohti. Tulokset vuodessa kulutetusta energiasta eri säätötavoilla on esitetty taulukossa 8. Kustannusten laskennassa on käytetty kohteen ilmoittamia energianhintoja. Vuotuiset energiakustannukset on esitetty kuvassa 13.

Taulukko 8. Laivauspumpun (1 kpl) vuotuinen energiankulutus ja –kustannus laivauksessa nyky- ja taajuusmuuttajasäädöllä.

Säätötapa	Energiankulutus [MWh/a]	Energiakustannukset [€/a]
Nykyinen säätö	42,4	2350
Taajuusmuuttajasäätö	25,2	1400
Säästöpotentiaali	n. 40 %	n. 40 %



Kuva 13. Esimerkkilaivauksissa kulutettu vuotuinen energia eri säätötavoilla.

11.3 Energiansäästöinvestointi ja sen kannattavuus

Taajuusmuuttajasäätö

Edellä kuvatulla laskentatavalla taajuusmuuttajasäätö näyttäisi tuovan prosentuaalisesti merkittävän säästön laivauksessa käytettävän keskipakopumpun energiakustannuksiin. Laskelma perustuu monin paikoin oletuksiin, mutta tulokset ovat kuitenkin suuntaa antavia. Tulokset voivat heittää kumpaan tahansa suuntaan, mutta niiden paikkansa pitävyyttä voi arvioida sen perusteella, miten totuuden mukainen laskennassa käytetty virtauksen säätö on. Yleisesti ottaen taajuusmuuttajasäätö on usein kannattava kohteissa, joissa virtausta joudutaan säätämään paljon ja joissa ei ole suuresti staattista nostokorkeutta (= pumpattavaa nestettä ei tarvitse ”nostaa” korkealle). Lisäksi taajuusmuuttaja säästää pumppua ja putkistoa kulumiselta.

Mikäli kannattavuus lasketaan perustuen esimerkkinä käytetyn laivauksen vuotuisen energiankulutukseen, säästöpotentiaali taajuusmuuttajaohjauksella on n. 40 %, eli n. 950 €/a. Taajuusmuuttajasäädön kannattavuus on esitetty taulukossa 9. Laskelmissa on käytetty arvonlisäverottomia hintoja niin energiakustannuksissa kuin taajuusmuuttajan investointikustannuksissakin. Taajuusmuuttajan investointikustannus sisältää myös asennuskustannukset.

Taulukko 9. Taajuusmuuttajan kannattavuus laivauksessa käytettävään keskipakopumppuun.

Investointikustannus [€]	Säästö [€/a]	Säästö [%]	Takaisinmaksuaika [a]
3500	950	40	3,7

Uusi pumppu ja taajuusmuuttaja

Toisaalta myös koko pumpun voisi vaihtaa uuteen, oikeankokoiseen ja hyvällä hyötysuhteella toimivaan pumppuun. Pumpun investointikustannus voi kuitenkin nousta melko korkeaksi. Pumppuvalmistajalta voi kysellä kohteeseen pumppua, joka olisi käyttötarkoitukseen sopiva.

12. JOHTOPÄÄTÖKSET

Ruuvipumppuja mitattiin tapahtumassa, jossa metanolia pumpattiin junanvaunusta varastosäiliöön. Mittaustuloksista saatiin seuraavia päätelmiä. Pumppua pyörittävä moottori ottaa tehoa melko vähän (n. 31,5 kW) moottorin kokoon nähden (160 kW). Pieni tehontarve johtunee pumpattavan kemikaalin eli metanolin ominaisuuksista. Moottorilta mitattu virta oli lähes tyhjäkäyntivirran suuruinen, mikä viittaa siihen, että moottorin kuormitus on erittäin pieni. Siinä valossa, että pumppuja pyörittää nimellisarvoiltaan huomattavasti mitattua tehontarvetta suuremmat moottorit, ei yhdistelmä ole todennäköisesti energiatehokkuutta ajatellen paras mahdollinen. Mittaustulosten perusteella pumppujen aiheuttama kuorma moottoreille on todennäköisesti korkeintaan 15 % täydestä kuormasta (100 %). Moottorien kuormitusalueen optimi hyötysuhdetta ajatellen on (60 - 80) % täydestä kuormasta, hyväksyttävä toiminta-alue on (50 - 100) % ja lyhytaikaisesti käytettynä hyväksyttävä toiminta-alue on (20 - 120) % täydestä kuormasta.

Energiansäästö ehdotuksina ruuvipumpuille esitettiin kolmea eri vaihtoehtoa (uusi moottori, uusi pumppu, moottori ja taajuusmuuttaja sekä uusi taajuusmuuttaja). Ehdotuksiin päädyttiin investointi- ja käyttötarkoitussyistä. Pumpun laskettu hyötysuhde oli vain 25 % ja uuden pumpun laskettu energiansäästö olisi n.2000 e/a. Kuitenkin takaisinmaksuaika olisi lähes 10 vuotta.

Keskipakoispumppuja mitattiin pumppaamalla säiliöstä toiseen varastosäiliöön. Mittauksilla ja analysoinnilla saatiin seuraavia energiansäästöinvestointi- ja kannattavuusehdotuksia. Taajuusmuuttajasäätö näyttäisi tuovan merkittävän säästön laivauksessa käytettävän keskipakopumpun energiakustannuksiin. Laskelma perustuu monin paikoin oletuksiin, mutta tulokset ovat kuitenkin suuntaa antavia. Tulokset voivat heittää kumpan tahansa suuntaan, mutta niiden paikkansa pitävyyttä voi arvioida sen perusteella, miten totuuden mukainen laskennassa käytetty virtauksen säätö on. Yleisesti ottaen taajuusmuuttajasäätö on usein kannattava kohteissa, joissa virtausta joudutaan säätämään paljon ja joissa ei ole suuresti staattista nostokorkeutta. Staattisella nostokorkeudella tarkoitetaan, että pumpattavaa nestettä ei tarvitse ”nostaa” korkealle. Lisäksi taajuusmuuttaja säästää pumppua ja putkistoa kulumiselta.

Mikäli kannattavuus lasketaan perustuen esimerkkinä käytetyn laivauksen vuotuisen energiankulutukseen, säästöpotentiaali taajuusmuuttajaohjauksella on n. 40 %, eli n. 950 €/a. Laskelmissa on käytetty arvonlisäverottomia hintoja niin energiakustannuksissa kuin taajuusmuuttajan investointikustannuksissakin. Taajuusmuuttajan investointikustannus sisältää myös asennuskustannukset.

LÄHDETIEDOT

Aranto, N. 2008 harjoitustyöohje: pumppuanalyysi. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, s. 1-7

Aura, L&Tonteri A- J.1993, Sähkölaitostekniikka, WSOY.s.144- 145

Borg H, Sarvanne H, Sarlin. 1985.uppopumppukirja, s.47- 48

Bornemann pumpen, Kansio. Hamina Terminal Services Oy

Pumppujen tyypit. kemiantekniikka, 2009, Edupoli

Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications, Exeutive Summary [verkkodokumentti]. 2004. Hydraulic Institute. Europump.[Viitattu: 21.04.2009]. Saatavissa:
http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/variable_speed_pumping.pdf

Pumppukansio.2009. Hamina Terminal Services Oy, seuranta tiedot, mittaustiedot.

Huhtinen, Kettunen, Nurminen, Pakkanen. 2000. Höyrykattilatekniikka, opetushallitus, s.221- 233

Huhtinen, Korhonen, Pimiä Urpalainen, 2008. Voimalaitostekniikka, opetushallitus, s.134- 151

Motor Challenge. 2009. Determining electric motor load and efficiency

Kakko O, 1991. Kotkan merenkulkuoppilaitoksen merikapteenin jatkolinja. seminaarityö. s.8-50

Sarkomaa P, 1997. Pumppujen taloudellinen käyttö, PaperHitech-97 seminaarisarja, Sem.2. Ympäristö ja energia, Otaniemi. s.6-8

Kuoppamäki R. 1990. Tekn.lis., Oy Indmeas Ab, lehti artikkeli, paperi ja puu – paper & timber, 72

Tietämisen arvoista asiaa taajuusmuuttajista, 1992,Danfoss A/S, Als Offset s.7-10

Pirilä P. 2003. Teknillinen korkeakoulu, tutkimus sähkönhinnan muodostumisesta, s.5-8

Hahtokari.2008. Pöyry Environment oy. 2008. Vesihuoltopäivät 2008. Pumppausjärjestelmien energiatehokkuuden parantaminen, Power point- esitys

Sähköturvallisuuden edistämiskeskus ry STEK, esite, 2000

Häkkinen, P.2009. Kurssi, Laiva, POJ luku 8, TKK, Power point- esitys

Varttinen, S.2004, Taajuusmuuttajat voimalaitosten pumppauksissa, erityisesti syöttöveden pyörimisnopeussäädön vaikutus ruiskutusvesijärjestelmiin, Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, energiatekniikan osastoss.11-12