



SAVONIA

■ OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEEN ALA

KESKIPAKOPUMPPUJEN HYÖTYSUHDE- ALUEIDEN TARKASTE LU

Yara Suomi Oy

TEKI JÄ: Veli-Matti Tiilikainen EKK10SC

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala			
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma			
Työn tekijä(t) Veli-Matti Tiilikainen			
Työn nimi Keskipakopumppujen hyötysuhdealueiden tarkastelu			
Päiväys	02.05.2014	Sivumäärä/Liitteet	27/15
Ohjaaja(t) lehtori Pertti Kupiainen, kunnossapitoasiantuntija Marko Räsänen			
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Yara Suomi Oy			
Tiivistelmä			
<p>Opinnäytetyön aiheena oli keskipakopumppujen hyötysuhdealueiden tarkastelu pumppausprosessissa. Työ tehtiin Yara Suomi Oy kaivoksen rikastamolle. Työssä kartoitettiin vaahdottamon ja sakeuttimen keskipakopumppujen hyötysuhteet.</p> <p>Tietoa työhön saatiin opintoihin kuuluvasta projekti 4:sta, missä laskettiin keskipakopumppujen kiilahihnakäyttöjen valmistajan suosittamat kiilahihnakireydet. Työhön käytettiin alan kirjallisuudesta saatua teoretietoa sekä yrityksen yhteyshenkilöiltä haastatteluna saatua tietoa.</p> <p>Opinnäytetyön tuloksena saatiin vaahdottamon ja sakeuttimen 33 pumppuyksikön taulukoidut hyötysuhteet. Työssä tarkasteltiin laskelmien avulla myös vuotuisia energiankulutuksia ja säästöjä, joita syntyisi, jos pumput olisivat optimihyötysuhdealueella. Opinnäytetyöstä saatavilla tiedoilla ja kartoituksella yritys säästää merkittävästi jatkossa energia- ja kunnossapitokustannuksissa, kun pumput on vaihdettu energiatehokkaampaan malliin.</p>			
Avainsanat pumppu, hyötysuhde			
julkinen			

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Veli-Matti Tiilikainen			
Title of Thesis Inspection of the Efficiency Area of Centrifugal Pumps			
Date	May 2, 2014	Pages/Appendices	27/15
Supervisor(s) Mr Pertti Kupiainen, Senior Lecturer, Mr Marko Räsänen, Maintenance Expert			
Client Organisation /Partners Yara Suomi Oy			
<p>Abstract</p> <p>The topic of this final year project was inspection of the efficiency area of centrifugal pumps during the process. The work was commissioned by Yara Suomi Ltd. mine concentrator.</p> <p>The task was to create efficiency mapping for flotation- and thickenerpumps. Information for the thesis was gained from an earlier school project, which supported considerably the search for information. Literature discussing this topic was studied for the theoretical background and the personnel using the equipment was interviewed as well.</p> <p>As a result of this thesis the efficiencies during the process for 33 flotation- and thickenerpump units were indicated in a table. The study also examined the annual energy consumption as well as savings, which would be made if the pumps worked with good efficiency. The company can benefit the data provided and mapping made in this project and this make significant savings in future maintenance and energy costs provided that the pumps will be changed to an energy efficient model.</p>			
Keywords centrifugal pump, efficiency			
public			

ESIPUHE

Haluan kiittää Yara Suomi Oy:n kunnossapitoasiantuntijoita Marko Räsästä ja Marko Lämsää mielenkiintoisesta ja opettavaisesta opinnäytetyöaiheesta. Työ eteni suunnitelman mukaisesti ja yhteistyö toimi erinomaisesti. Kiitos kuuluu myös työnohjaajalle lehtori Pertti Kupiaiselle. Suurin kiitos kuuluu kuitenkin kihlatulleni Titta Mustoselle, koska ilman sinun tukeasi minusta ei olisi tullut ikinä insinööriä.

Kuopiossa 2.5.2014

Veli-Matti Tiilikainen

SISÄLTÖ

SYMBOLILUETTELO	7
1 JOHDANTO	8
2 YARA SUOMI OY	9
2.1 Yara Siilinjärvi	9
2.2 Kaivoksen prosessi	9
3 KESKIPAKOPUMPUT	11
3.1 Historia	11
3.2 Pumpputyypit	11
3.3 Pumpun tehtävä ja toimintaperiaate	12
3.4 Tilavuusvirta	13
3.5 Nostokorkeus	13
3.6 Hyötysuhde	13
3.7 Affiniteettisäännöt	15
3.8 Ominaiskäyrät	15
3.9 Pumppauksen toimintapiste	16
3.10 Pumpun ottama teho	17
3.11 Energiatehokas säätäminen	18
3.12 Pumppujen valinnan vaikutus prosessiin ja energia kuluihin	18
4 TYÖN VAIHEISTUS	19
4.1 Valmistelut	19
4.2 Hihnankireyksien laskenta	19
4.3 Opinnäytetyön aineiston hankinta	20
5 HYÖTYSUHDEALUEIDEN TARKASTELU	21
5.1 Tarkasteltavat pumput	21
5.2 Hyötysuhteiden tarkastelu	22
5.3 Hyötysuhteiden tarkastelu pumpun ominaiskäyriltä	23
6 ENERGIANSÄÄSTÖT	24
6.1 Vuosittainen kulutus	24
6.2 Uuden pumpun säästöpotentiaalin laskenta	24
7 HAVAINNOT	25
8 JOHTOPÄÄTÖKSET	26
LÄHTEET	27
LIITTEET	28-42

SYMBOLILUETTELO

Nostokorkeus

P_1 = paine pumpun imuaukossa

ρ = väliaineen tiheys

c_1 = virtaavan nesteen nopeus

g = maan putoamiskiihtyvyys

z_1 = imupuolen mittauspisteen korkeus pumpun keskilinjasta

z_2 = painepuolen mittauspisteen korkeus pumpun keskilinjasta

Hyötysuhde

η = pumpun hyötysuhde

V = tilavuusvirta

H = nostokorkeus

ρ = pumpattavan nesteen tiheys

Pumpun ottama teho

P_1 = pumpun ottama sähköteho

P_2 = pumpun akseliteho

η_m = sähkömoottorin hyötysuhde

η_s = säädön hyötysuhde

ρ = pumpattavan nesteen tiheys

g = maan putoamiskiihtyvyys

Q = tilavuusvirta

H = nostokorkeus

η_p = pumpun hyötysuhde

P = paine

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö tehdään Yara Suomi Oy:n Siilinjärven kaivokselle. Työn tarkoituksena on tarkastella keskipakopumppujen hyötysuhdealueita pumppausprosessissa.

Työ saatiin Yara Suomi Oy:ltä, jossa työskentelin kesän 2013 kunnossapidon työtehtävissä. Yrityksellä on käytössä hyvin vanhoja keskipakopumppuja, joiden kunnossapito ja energiakustannukset ovat suuret, joten yritys näkee tarpeelliseksi kartoittaa pumppukäyttöjen hyötysuhteet. Kartoituksen jälkeen voidaan huonolla hyötysuhteella oleville konepaikoille alkaa suunnittelemaan energiatehokkaampia pumppuja. Työhön tarvittavat tärkeimmät tiedot saadaan selville opintoihin kuuluvassa projekti 4:ssä, joka on opinnäytetyön esiselvitys. Projektissa aiotaan laskea keskipakopumppujen kiilahinnakäyttöjen valmistajan suosittelemat kiilahinnakireydet.

Työn tavoitteena on saada oikeanlaiset tulokset keskipakopumppujen hyötysuhteista, koska oikeanlaisilla pumppujen hyötysuhteilla yritys säästää paljon energia- ja kunnossapitokustannuksissa. Työssä tarkastellaan pumppujen hyötysuhteita prosessissa ja selvitetään, onko pumppu optimialueella pumpun ominaiskäyrästöllä. Työssä tarkastellaan myös energiansäästöjä niillä pumpuilla, jotka eivät ole hyvällä hyötysuhdealueella. Työ rajataan koskemaan yhteensä 33:a vaahdottamon ja sakeuttimen keskipakopumppua.

Opinnäytetyön teoriaosuudessa käsitellään keskipakopumppujen toimintaa, työn vaiheistusta, hyötysuhdealueen laskentaa, energiansäästöjä ja kustannuksia.

2 YARA SUOMI OY

Yara International ASA:n tytäryhtiö Yara Suomi Oy tarjoaa metsänomistajille ja viljelijöille laajan lannoitevalikoiman. Tuotteisiin kuuluu myös teknisiä nitraatteja ja typpikemikaaleja eri teollisuuden aloille sekä ympäristönsuojeluun käytettäviä tuotteita. (Yara A.)

Suomessa Yaralla on neljä tuotantolaitosta: Siilinjärvellä, Kokkolassa, Harjavallassa sekä Uudessa-kaupungissa. Siilinjärven tuotantolaitoksella on myös Länsi-Euroopan ainut fosfaattikaivos. Yara Suomen Kotkaniemen tutkimusasema sijaitsee Vihdissä, jossa on tehty tutkimus- ja kehitystyötä vuodesta 1961. (Yara A.)

Yara työllistää Suomessa lähes 900 henkilöä valmistuksen, tuotekehityksen, myynnin ja markkinoinnin parissa sekä 300 urakoitsijaa kuudessa toimipisteessä (Yara A.).

2.1 Yara Siilinjärvi

Yara Suomi Oy:n Siilinjärven- tehtaiden päätuotteet ovat fosforihappo ja lannoitteet. Fosforihappoa tuotetaan 300 000 tonnia vuodessa lannoite-, elänrehu- ja elintarviketeollisuuteen sekä lannoitteita 500 000 tonnia vuodessa pääasiassa kotimaiseen viljelytuotantoon. Siilinjärven tehtaalla työskentelee urakoitsijat mukaan lukien noin 600 henkilöä. Tehtaan toiminta käynnistyi vuonna 1969. (Yara B.)

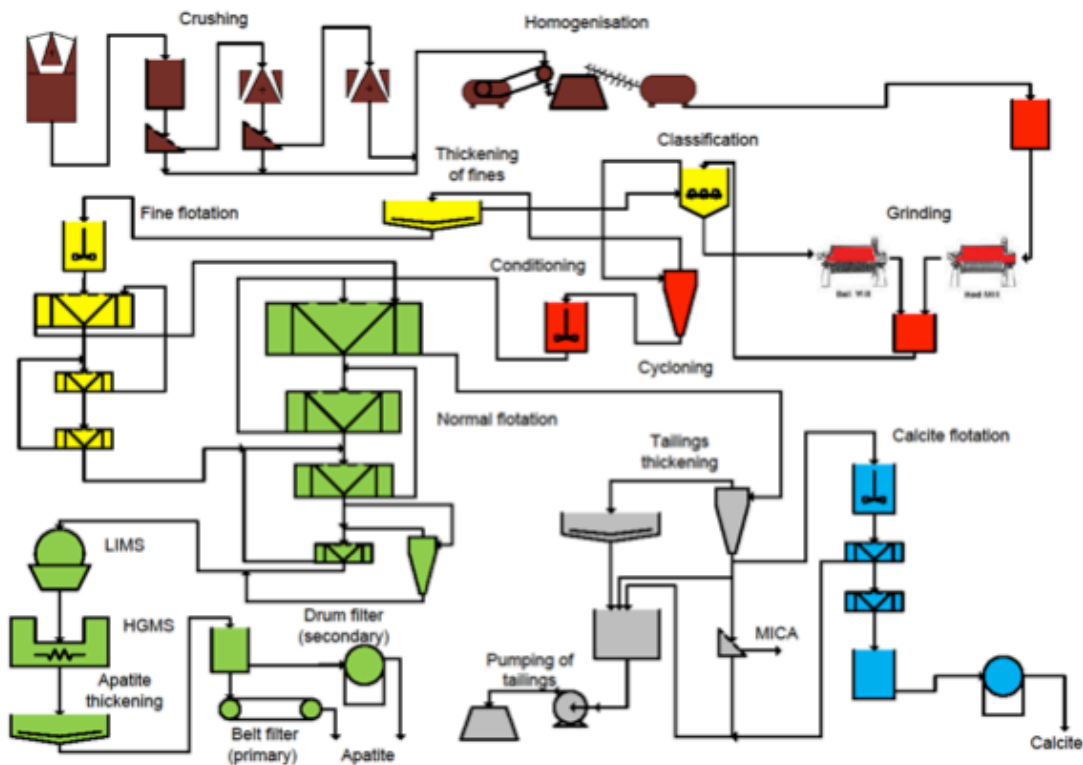
Siilinjärven tuotantolaitoksella sijaitsee Länsi-Euroopan ainoa fosfaattikaivos sekä Suomen suurin avolouhos. Kaivoksen apatiittimalmista eroteltava fosfori jatkojalostetaan lannoitteeksi. Kaivoksen apatiitti on yksi maailman puhtaimmista apatiiteista. (Yara B.)

2.2 Kaivoksen prosessi

Louhitun malmin rikastusprosessi alkaa siitä, kun kivi murskataan karamurskassa. Karkeamurskauksen jälkeen kivi kulkeutuu kuljetinta pitkin väli- ja hienomurskille, jossa se pienennetään sopivaan kokoon. Tämän jälkeen murske kuljetetaan väliivarastoon, jossa murske on tarkoitus homogenoida ja sen jälkeen murske siirtyy kuljettimia pitkin jauhatusmyllyille. Myllyjä on kahta tyyppiä, tanko- ja kuulamylyjä. Ensimmäinen jauhatus tapahtuu tankomyllyissä, joista tavara siirtyy kuulamylyyn, jossa murske jauhaantuu edelleen entistä pienemmäksi. Jauhatuksen jälkeen murskeesta syntyvä mineraali siirtyy rikastamon puolelle, jossa se vaahdotetaan. Hienojakoisten malmien tärkeimpiä rikastusmuotoja on vaahdotus (kuvio 1). Vaahdotus tapahtuu vaahdotuskennoissa, jotka ovat täynnä malmilietettä. Vaahdotuskennon keskelle johdetaan ilmaa ja kennossa pyörivät sekoittimet saavat aikaan nesteeseen kuplia. Lisättäessä vaahdotusprosessiin sopiva lisäaine saadaan halutut malmirakeet kiinnittymään kupliin ja kohoamaan kennon pinnalle, josta ne voidaan kuoria talteen. Rakeet, jotka eivät kiinnity kupliin, poistetaan kennon pohjalta lietteenä läjitysalueelle. (Malmien louhinta ja

rikastus, 6.)

Vaahdotuksen jälkeen talteenotettu rikaste kuivataan nauha- tai rumpusuotimilla, joilta se siirtyy varastointiin ja sieltä edelleen toimitukseen (Yara mine presentation 2013, 12).



KUVIO 1. Kaivoksen prosessikuva (Yara mine presentation 2013, 12.)

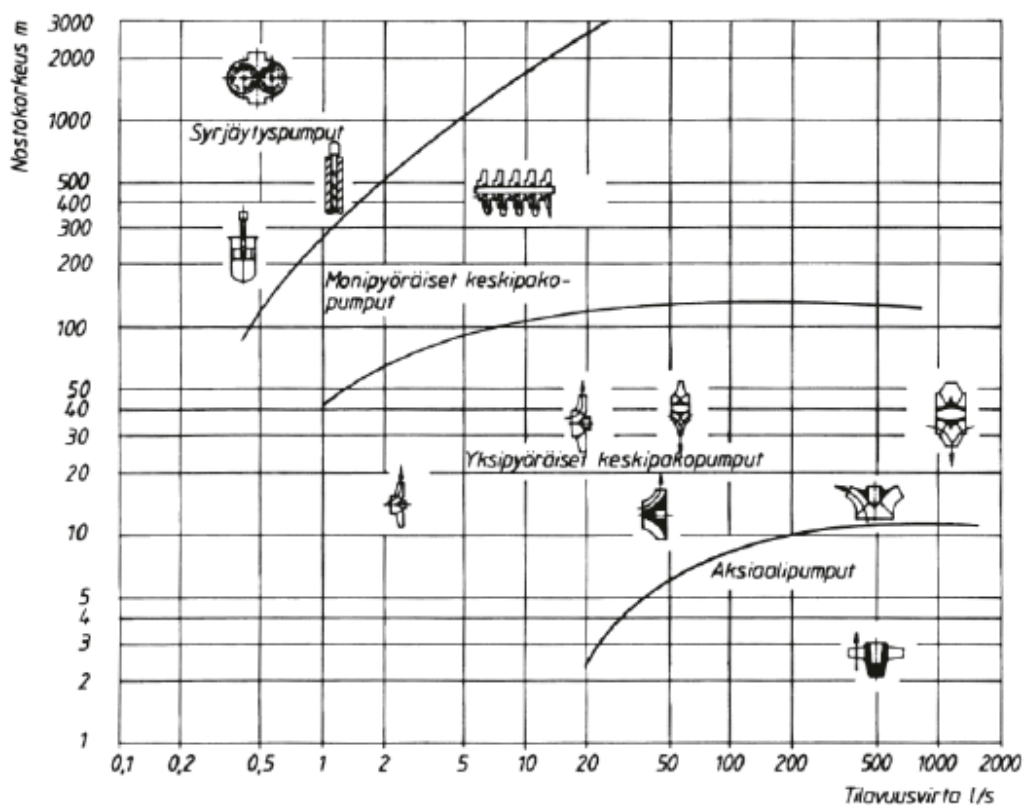
3 KESKIPAKOPUMPUT

3.1 Historia

Keskipakopumpun luojana pidetään rankalaista fyysikkoa Denis Papinia (1647– 1710). Papinin konstruktio jäi kuitenkin toteuttamatta, koska sen ajan konepajat eivät pystyneet valmistamaan kyseistä konetta, eikä koneen pyörittämiseen olisi löytynyt tarpeeksi nopeaa käyttökoneita. 1700-luvulla keksityn höyrykoneen myötä keskipakopumput saivat tarvittavan käyttökoneen ja valmistustekniikkakin oli kehittynyt sille mallille, että pumppuja pystyttiin valmistamaan konepajoissa. Ensimmäinen käytökelpoinen keskipakopumppu "the massachusettpump" rakennettiin Amerikassa 1818. (Wirzenius 1973, 1 – 2.)

3.2 Pumpputyypit

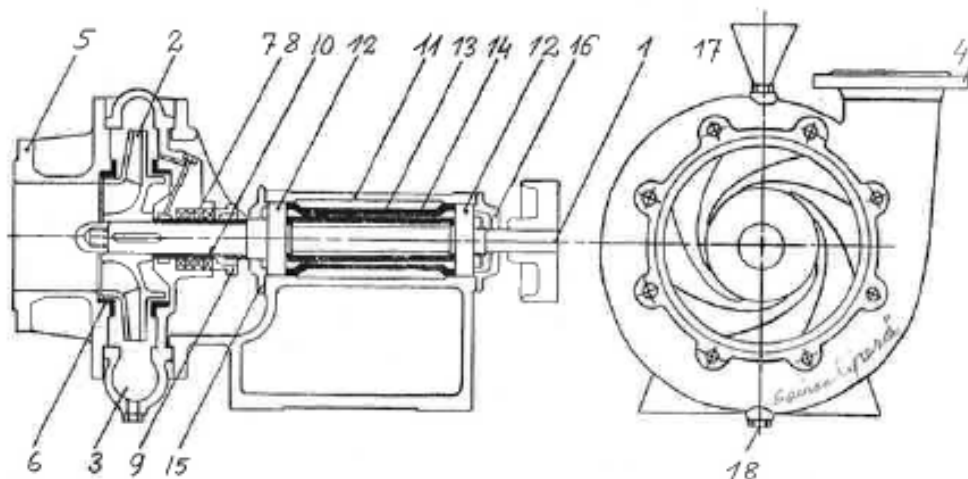
Nesteiden siirtämiseen käytetään erilaisia pumppuja eri nostokorkeuksilla sekä tilavuusvirroilla (kuvio 2). Eri kohteisiin on olemassa erilaisia pumpputyyppejä. Pumppujen perustyyppit ovat syrjäytyspumput sekä keskipakoisvoimaiset pumput. Syrjäytyspumppujen tyypit ovat edestakaisin liikkuvat, avoimet ja kierrätyspumput. Keskipakoistyypisten pumppujen tyyppejä ovat sekoitusvirtaus- ja aksiaali-tyyppiset pumput. Keskipakoisvoimaisten pumppujen käyttö kattaa noin 80 % prosessiteollisuuden pumppaustarpeesta. (Motiva, 6 – 7.)



KUVIO 2. Eri pumpputyypien toiminta-alueet tilavuusvirran sekä nostokorkeuden suhteen (Motiva, 7.)

3.3 Pumpun tehtävä ja toimintaperiaate

Pumpun tehtävä on siirtää nestettä paikasta toiseen. Neste virtaa tavallisesti putkistoja pitkin ja yleensä alhaalta ylöspäin sekä pienemmästä paineesta isompaan paineeseen. (Wirzenius 1973, 47.)



KUVA 1. Keskipakopumpun tärkeimmät osat (Wirzenius 1973, 52.)

Pumpun akseli (1) välittää tehon joko kiilahihnalta tai kytkimeltä juoksupyörään (2). Pumpun pyöriessä juoksupyörä antaa pumpattavalle nesteelle kehän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin ja keskipakovoiman vuoksi neste saa juoksupyörässä paineen lisän. Tästä syystä neste tunkeutuu paineputkeen ja voittaa korkeuseron, vastassa olevan paineen ja virtausvastuksen. Kun neste poistuu juoksupyörän kehältä, virtaa uutta nestettä pumpun keskusta imujohdon alapäässä vaikuttavan paineen johdosta, joka voi syntyä esim. ilmanpaineesta. Näin syntyy jatkuva virtaus pumpun sisällä. Juoksupyörästä (2) virtaa neste ympäröivään kierukkapesään (3), jonka päätehtävä on siirtää virtaava neste paineyhdykkeen (4) kautta paineputkeen. Koneen pesä muodostuu kierukasta takaseiniineen ja imukannesta imuyhdykkeineen (5). Pesän ja juoksupyörän välillä pitää olla rako, jotta pyörä pystyy pyörimään vapaasti pesässä. Välyksen kautta nestettä vuotaa painepuolelta takaisin imupuolelle, mikä aiheuttaa pumpun sisäistä häviötä, tämä taas heikentää pumpun toimintaa merkittävästi. Juoksupyörän ja pumpun välinen välyys on säädettävä mahdollisimman pieneksi, jotta välttäisiin isommilta sisäisiltä häviöiltä. Välyksen kohtaan pumpun pesässä laitetaan välyksirengas, jonka avulla voidaan välyys säätää sopivan suuruiseksi.

Pumpun kiinteän pesän ja pyörivän akselin välillä pitää olla myös välyys, jotta pumpattava neste ei pääsisi sen kautta vuotamaan ulos pumpusta eikä ilmaa vuotaisi pumpun sisään. Akselin läpimenoreikä tiivistetään tiivisteillä (7). Tiivisteet sijoitetaan tiivistepesään (8). Akseli on koko ajan kontaktissa tiivistenaruihin, joita tiivisteholkki (9) painaa kevyesti, jolloin tiivistenarut leviävät ja luovat tiivistävän paineen akselin ulkopinnan ja tiivistepesän sisäpinnan välille. Tiivisteet kuluvat käytön myötä, joten niitä joudutaan vaihtamaan tarvittaessa. Tiivisteet kuluttavat pumpun akselin pintaa, joten akseli suojataan suojusholkilla (10). Yleensä juoksupyörän kiila ylettyy suojusholkille asti, jon-

ka tehtävä on varmistaa pyörimistä vastaan. Kiintopisteakselissa on olake tai kaulusrenkas, jota vastaan suojusholkki ja pyörä lukitaan umpimutterilla pyörän etupuolelta. Kuvassa olevassa mutterissa on oikeankätinen kierre, koska pyörän pyöriessä sen on kiristettävä mutteria tiukempaan. Kuvan pyörä on vasenkätinen, koska se pyörii vastapäivään, kun sitä katsotaan pyörän etupuolelta eli tulovirtauksen puolelta.

Kierukkapesä (3) on kiinnitetty ruuveilla laakeripukin (11) laippaan. Akseli (1) pyörii vierintälaakereiden (12) varassa. Takimmainen kuulalaakeri on väliholkkien (13 ja 14) ja laakerikansien (15 ja 16) avulla lukittu tiettyyn päittäisasentoon laakeripesässä. Lämpöpiteneemisestä johtuvat siirtymät voivat tapahtua esteettä etummaisena sylinterirullalaakerin takia. Vasenkätinen mutteri lukitsee laakerien sisärenkaat ja väliholkin (14) akselin kaulusta vastaan. (Wirzenius 1973, 52 – 53.)

3.4 Tilavuusvirta

Nestetilavuutta, jonka pumppu siirtää tietyssä ajassa, kutsutaan tilavuusvirraksi. Tilavuusvirran yksiköitä ovat $\frac{m^3}{s}$, $\frac{l}{s}$, $\frac{m^3}{h}$, $\frac{l}{min}$. Pumpulla siirretään nestemäinen tilavuusvirta paikasta toiseen. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 137.)

3.5 Nostokorkeus

Nesteen siirtämiseksi paikasta toiseen on pumpulla nostettava painetta. Nostokorkeus on pumpun nesteelle aiheuttamaa korkeusaseman lisäystä, mihin kuuluu imu- ja painekorkeus. Nostokorkeuden yksikkö on metri, m. Nostokorkeudella tarkoitetaan siis pumpun nesteelle tuottamaa paineen lisäystä. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 137.)

3.6 Hyötysuhde

Pumppu ottaa vastaan sitä käyttävältä koneelta tehon P . Tästä energiavirrasta osalla korvataan pumpussa syntyvät häviöt, loppuosa käytetään nesteen siirtämiseen ja paineen lisäämiseen. Jos häviöitä ei oteta huomioon niin nesteen siirtämiseen tarvitaan teho γVH , tämä jaettuna pumpun vastaanottamalla teholla P antaa osamääräksi pumpun hyötysuhteen (Kaava 1). Hyötysuhde ilmoittaa miten ison osan vastaanotetusta tehosta pumppu käyttää jatkuvan nesteen siirtämisen ylläpitämiseksi. (Wirzenius 1973, 47.)

$$\eta = \frac{\gamma VH}{P} \quad (1)$$

Pumpussa syntyvät häviöt jaetaan sysäyshäviöihin, sekoitushäviöihin, kitkahäviöihin, mekaanisiin häviöihin ja ohivirtauksiin. Esimerkiksi, jos pumpun hyötysuhde on 80 %, niin pumpun akselille tuoduista tehoista 20 % kuluu häviöihin. (Sulzer, pumppausperusteet, 5.)

Pumpun akselin tehontarve lasketaan kaavalla 2 (Wirzenius 1973, 49).

$$P = \frac{q_v \rho g H}{\eta_p} \quad (2)$$

jossa

- P = teho (W)
- q_v = tilavuusvirta (m^3/s)
- ρ = tiheys (kg/m^3)
- H = nostokorkeus (m)
- η_p = pumpun hyötysuhde (%).

Pumpun nostokorkeus voidaan laskea kaavalla 3, jos tiedetään imu- ja painepuolen paine.

$$H = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} \quad (3)$$

jossa

- p_1 = painepuolen paine (Pa)
- p_2 = imupuolen paine (Pa).

Ideaalisella pumppausteholla tarkoitetaan tehoa, joka kuluu moottorissa ja pumpussa ilman häviöitä tilavuusvirran ja nostokorkeuden tuottamiseen. Laskentakaava on muuten sama kuin kaava 2, paitsi hyötysuhdetta ei oteta laskennassa huomioon (kaava 4).

$$p_{id} = q_v \rho g H \quad (4)$$

Kuluva teho pumppauksessa voidaan määrittellä virran ja jännitteen mukaan, jonka moottori ottaa. Moottorissa ja pumpussa tapahtuvat häviöt sisältyvät todelliseen tehoon (kaava 5).

$$p_{tod} = \sqrt{3} * UI \cos \varphi \quad (5)$$

jossa

- U = jännite (V)
- I = virta (A)
- $\cos \varphi$ = moottorin tehokerroin.

Kokonaishyötysuhteella tarkoitetaan moottorin ja pumpun yhteistä hyötysuhdetta. Ideaalisen ja todellisen pumppaustehon osamäärä on kokonaishyötysuhde (kaava 6). (Taskinen 2010, 8 – 9.)

$$\eta_{kok} = \eta_p \eta_m = \frac{p_{id}}{p_{tod}} \quad (6)$$

3.7 Affiniteettisäännöt

Pumpun kierrosluvun vaikutus suoristusarvoihin voidaan arvioida affiniteettisääntöjen avulla.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

Q = tilavuusvirta (m^3/h)

H = nostokorkeus (m)

N = pyörimisnopeus (rpm)

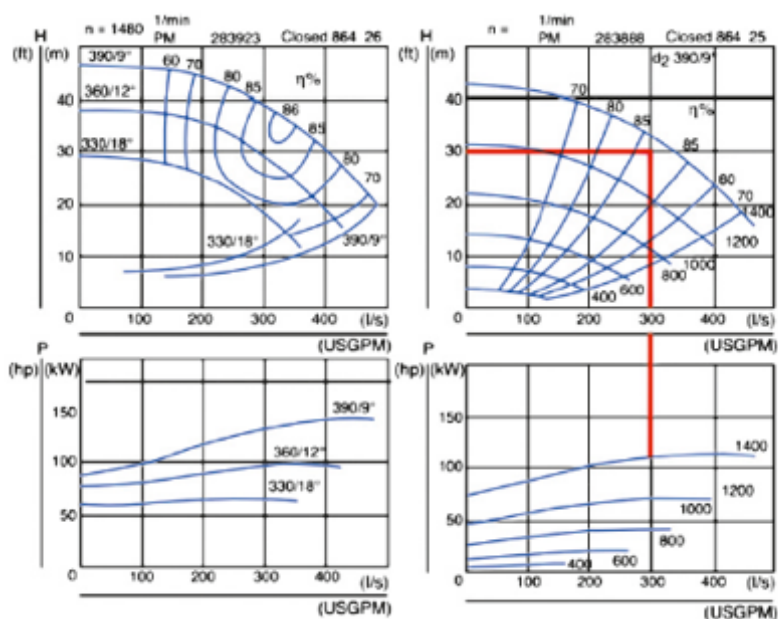
P = pumpun ottama teho (kW).

Affiniteettisäännön mukaan pumpun tilavuusvirta muuttuu verrannollisesti pumpun kierroslukuun. Vastaavasti pumpun nostokorkeus muuttuu verrannollisena kierrosluvun toiseen potenssiin ja tarvittava teho verrannollisena kierrosluvun kolmanteen potenssiin. (Huhtinen, Korhonen, Pimiä, Urpalainen 2008, 142.)

3.8 Ominaiskäyrät

Pumput pitää mitoittaa siten, että ne toimisivat prosessia ajatellen parhaalla mahdollisella hyötysuhdealueella. Pyörittäessä pumppua vakionopeudella riippuvat tehontarve, hyötysuhde, nostokorkeus ja tarvittava imukorkeus tilavuusvirrasta. Vakionopeudella pumpattaessa keskipakopumpun nostokorkeus pienenee tilavuusvirran kasvaessa. Näiden suhde ja muuttujat pumpun toimintaprosessissa esitetään pumpun ominaiskäyrällä. Pumpun toimintapiste määrittää sen omat ideaaliset toimintarvot, joilla pumpun tehokkuus on maksimissaan. Kuviossa 3 on tyypillisiä pumppujen ominaiskäyriä. Oikeanpuoleinen kuva esittää pumpun ominaiskäyrää eri pyörimisnopeuksilla ja vasemmanpuoleinen kuva kolmella erikokoisella juoksupyörällä. (Motiva, 9.)

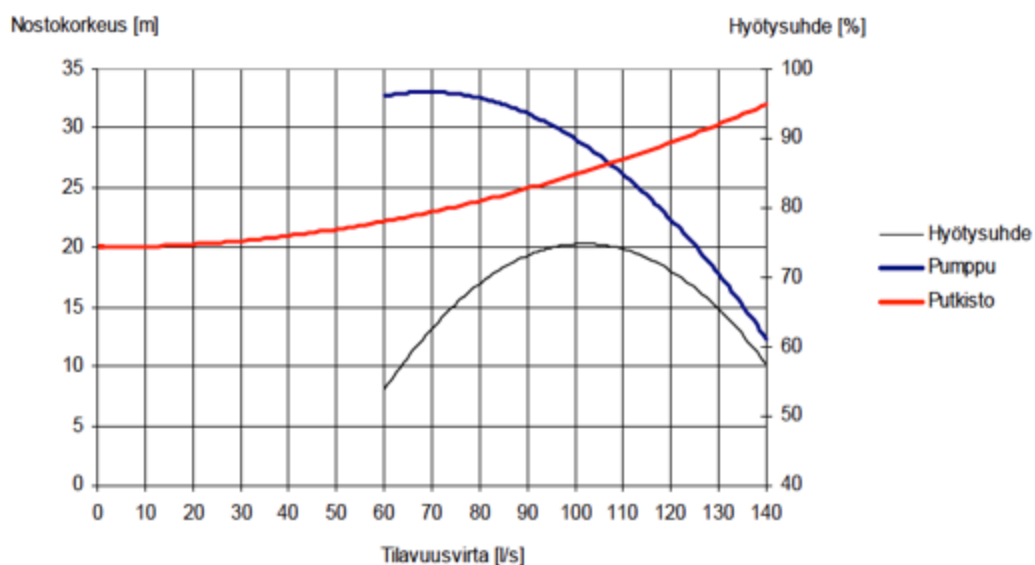
Pumpun hyötysuhde voidaan todeta, kun tiedetään nostokorkeus ja tilavuusvirta, jolla pumppua tullaan käyttämään. Oikeanpuoleisessa kuvassa on havainnoitu pumpun hyötysuhdetta punaisella viivalla. Nostokorkeuden ja tilavuusvirran kulmakohdasta voidaan katsoa pumpulle hyötysuhteeksi tässä tapauksessa noin 85 %. (Motiva, 10.)



KUVIO 3. Pumppujen ominaiskäyriä (Motiva, 10.)

3.9 Pumpkauksen toimintapiste

Pumppauksen toimintapiste on siinä missä pumpun ominaiskäyrä leikkaa putkiston ominaiskäyrän. Pumpun hyötysuhteen käyrä piirretään yleensä samaan koordinaatistoon pumpun ja putkiston ominaiskäyrän kanssa. Kuvaan voidaan joissakin tapauksissa piirtää myös pumpun tehon käyrä. Pumpun hyötysuhteita ja tehonkulutuksia tarkastellessa eri toimintapisteissä voidaan apuna käyttää ominaiskäyrästäjä. Kuviossa 4 on erään putkiston ja pumpun ominaiskäyrät sekä hyötysuhdekäyrä. (Taskinen 2010, 7.)



KUVIO 4. Erään putkiston ja pumpun ominaiskäyrät ja hyötysuhdekäyrä (Taskinen 2010, 7.)

3.10 Pumpun ottama teho

Pumpun tarvitsema teho voidaan laskea kaavalla 7, josta voidaan todeta, mitkä tekijät siihen vaikuttavat (Motiva, 14).

$$P_2 = \frac{\rho g Q H}{\eta_p} \text{ tai } P_2 = \frac{Q p}{\eta_p} \quad (7)$$

jossa

- P_2 = pumpun akseliteho (W)
- ρ = nesteen tiheys (kg/m^3)
- g = putoamiskiihtyvyyden vakio (m/s^2)
- Q = tilavuusvirta (m^3/s)
- H = nostokorkeus (m)
- η_p = pumpun hyötysuhde (%)
- P = paine (Pa).

Sähköteho, jonka pumpu ottaa, määräytyy kaavasta 8 (Motiva, 15).

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_m \eta_s} \quad (8)$$

jossa

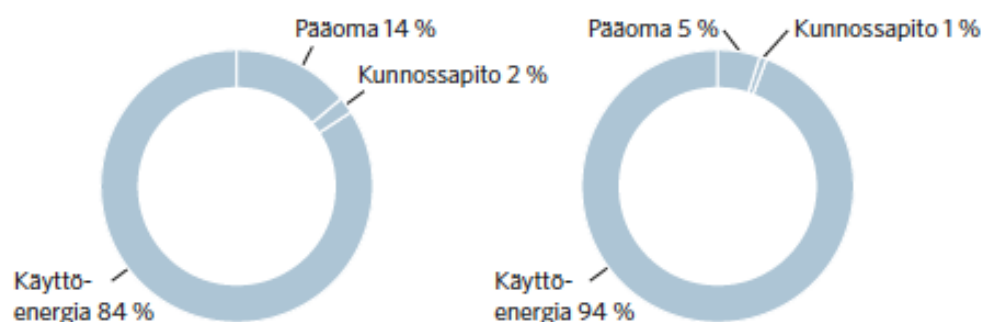
- P_1 = pumpun ottama sähköteho (W)
- P_2 = pumpun akseliteho (W)
- η_m = sähkömoottorin hyötysuhde (%)
- η_s = säädön hyötysuhde (%).

Pumpun hyötysuhde, nostokorkeus, tilavuusvirta sekä pumpattavan aineen tiheys vaikuttavat pumpun kuluttamaan tehoon. Pumppausjärjestelmän tehostamisella voidaan vaikuttaa tilavuusvirtaan ja nostokorkeuteen. Hyötysuhteeseen pystytään vaikuttamaan valitsemalla käyttökohteelle sopivin pumpputyyppejä. Pumpattavaan aineeseen ja sen ominaisuuksiin ei pystytä vaikuttamaan, koska ne määräytyvät käytettävän prosessin mukaan. (Motiva, 14.)

3.11 Energiätehokas säätäminen

Keskipakopumppujen hyötysuhde vaihtelee 20 ja 90 %:n välillä. Kun tuotto on pieni, on hyötysuhde myös alhainen. Pumpun tehontarve suurenee, kun pumpattavan nesteen viskositeetti ja tiheys on suurempi kuin veden. Toimittaja valitsee pumpun siten, että ne toimisivat mahdollisimman hyvällä hyötysuhdealueella valitussa mitoituspisteessä sekä toiminta-alueella. Pumpun hankittaessa voidaan vaikuttaa sen hyötysuhteeseen valitsemalla oikeanlainen käyttöpiste mitoituspisteeksi sekä huomioimalla pumpun toiminta-alue.

Kuviossa 5 on esimerkkinä kahden erikokoisen keskipakopumpun elinikäiset kustannukset.



KUVIO 5. 16 kW:n (vas.) ja 238 kW (oik.) elinikäiset kustannukset (Motiva, 17.)

Kuviosta 3 voidaan nähdä, että hyötysuhteen osuus pumppujen kokonaiskustannuksissa on suurin, koska käyttökustannukset ovat yleensä 85 – 95 % elinkaarikustannuksista. Pumppujen valintoja tehtäessä olisi syytä kiinnittää huomiota hyötysuhteeseen, koska huonon hyötysuhteen omaava pumpu syö investointikuluissa säästyvän hinnan moninkertaisesti pumpun elinkaaren aikana. (Motiva, 16 – 17.)

3.12 Pumppujen valinnan vaikutus prosessiin ja energiankuluihin

Pumppujen ollessa mitoitetuna oikein pystytään järjestelmää käyttämään suunnitellusti. Yleensä pumpun mitoittaminen ylikokoiseksi varmistamaan järjestelmän toimivuus. Ylimitoitetun pumpun haittana on niistä syntyvät häviöt. Ylimitoitetussa järjestelmässä prosessi toimii hyvin ja siihen ei monesti kiinnitetä edes huomiota. Tarkastellessa asiaa tarkemmin huomataan selvä säästömahdollisuus mitoittamalla järjestelmä oikein. (Motiva, 18.)

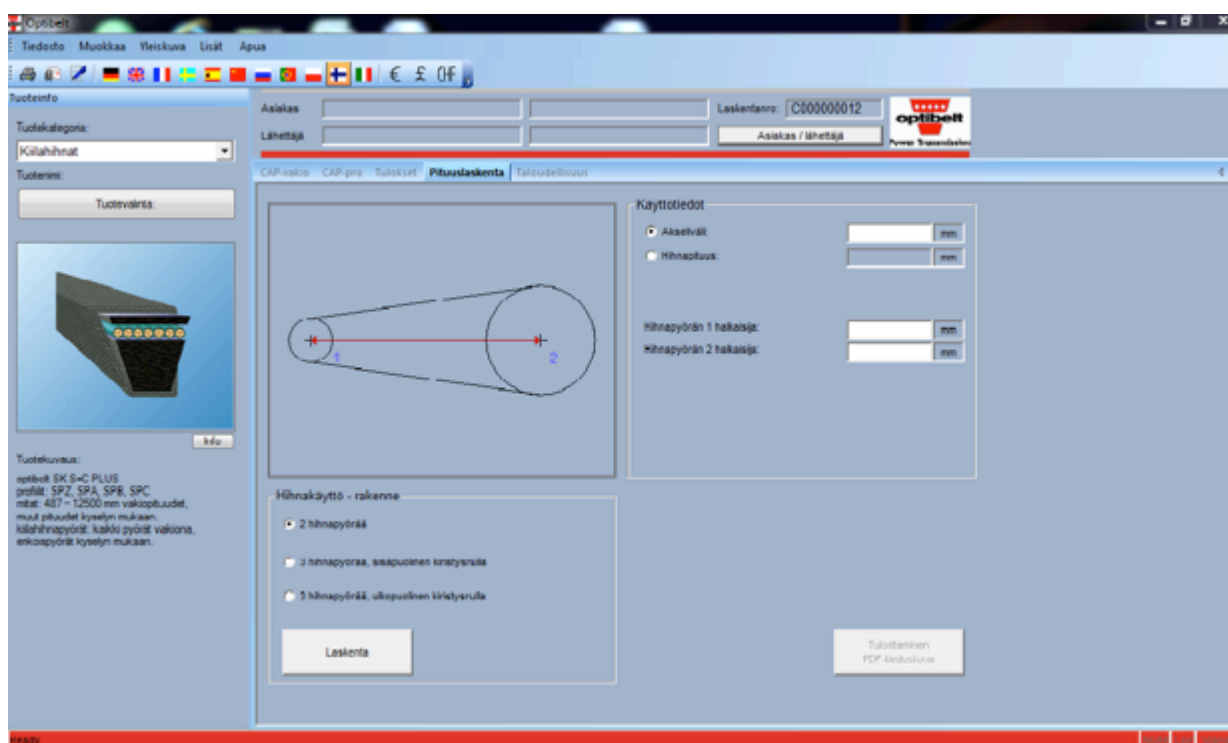
4 TYÖN VAIHEISTUS

4.1 Valmistelut

Työn valmistelu aloitettiin jo opintoihin kuuluvan projekti 4:n aikana, jolloin laskettiin vaahdottomon ja sakeuttimen rajatuille 33 pumpulle kiilahihnojen oikeanlaiset asennuskireydet Optibeltin CAP Pro 6 -ohjelmalla. Ohjelma saatiin Etra Oy:ltä helpottamaan laskentataakkaa. Projektissa saadut tiedot tukevat itse opinnäytetyötä merkittävästi, koska projektissa kerättyjä sähkömoottoritietoja ja hihnapyörien kokotietoja tarvitaan hyötysuhteita selvittäessä. Sähkömoottori- ja hihnapyörätiedot kerättiin SAP-toiminnanohjausjärjestelmästä.

4.2 Hihnankireyksiens laskenta

Ennen varsinaisia kireyslaskuja laskettiin pumppujen kiilahihnapyörien akselivälit Optibeltin akselivälilaskuritoiminnolla (kuva 2). Akselivälin laskentaa varten tarvittiin hihnanpituudet sekä sähkömoottoreiden, kiilahihnapyörien ja pumppujen kiilahihnapyörien halkaisijat.



KUVA 2. Optibelt CAP Pro 6 -ohjelman akselivälin laskentatoiminto (Optibelt Cap Pro 6.)

Akselivälilaskujen jälkeen kerättiin pumppukohtaiset tiedot hihnapyörästä, hihnoista, sähkömoottoreiden kierrosalueista ja tehoista. Kun tiedot oli koottu, laskettiin pumppujen hihnankireydet.

Kuva 3 esittää Optibeltin laskentaohjelmaa, jossa hihnankireydet laskettiin Cap-pro toiminnolla. Tarvittavia tietoja olivat moottorin teho, käytettävä kone, moottorin kierrokset, hihnapyörien halkaisijat, akselien halkaisijat, hihnanpituudet, akselivälit, hihnamäärät ja hihnamallit. Ohjelma antoi suoraan

hahnoille suositellut hihnakireydet, testausvoimat sekä hihnan venymät asennuksen jälkeen ja jälkiki-
ristettäessä. Liitteessä 1 on esitetty kiilahihnojen asennuskireydet.

Hihnojen oikeanlaiset kireydet vaikuttavat myös hyötysuhteeseen, koska liian löysälle kiristetyt hih-
nat lähtevät luistamaan ja täten vaikuttavat hyötysuhteeseen ja aiheuttavat paloturvallisuusriskin.
Liian kireälle asennetut hihnat kuormittavat laakerointia merkittävästi, mikä lyhentää laakereiden
käyttöikää.

The screenshot shows the Optibelt CAP Pro 6 software interface. The window title is "Optibelt". The interface is in Finnish. At the top, there are menu options: "Tiedote", "Muokkaa", "Tarkenna", "Lisät", "Apua". Below the menu, there are fields for "Asiakas" (Customer), "Lähetäjä" (Sender), "Laskentanro:" (Invoice number: C000000011), and "Asiakas / lähettäjä" (Customer / sender). The main area is titled "CAP-pro" and contains two columns of input fields for "Käytävä kone" (Drive pulley) and "Käytetty kone" (Driven pulley). Each column has fields for "Käytävä kone" (Drive pulley), "Käytetty kone" (Driven pulley), "Kierrosku n1:" (Number of grooves n1), "Kierrosku n2:" (Number of grooves n2), "Hihnapöyrän halkaisija d1:" (Pulley diameter d1), "Hihnapöyrän halkaisija d2:" (Pulley diameter d2), and "Akselihalkaisija 1:" (Shaft diameter 1) and "Akselihalkaisija 2:" (Shaft diameter 2). There are also radio buttons for "Kartohokki" (Potato) and "Erikoishihnapöytä" (Special pulley). Below these fields, there is a section "Lisätietoja käytöstä" (Additional usage information) with fields for "Tyyppi:" (Type: SK SPZ, SK SPA, SK SPB, SK SPC), "Hihnapöytä:" (Pulley), "Akselihalk:" (Shaft diameter), "Hihnojen kovuus / harjojen km:" (Pulley hardness / grooves km), "Rakennellevyys:" (Construction), "Akselikuorma:" (Shaft load), "Varmuskerrin:" (Safety factor: 1,4), "Varmuskerrin MA / MB:" (Safety factor MA / MB), "Väliopetus:" (Intermediate), and "Kiilahihna-latausikäyttö:" (Timing belt loading). At the bottom, there are buttons "Tietojen palauttaminen alkuun" (Reset) and "Käyttölaskennan aloitus" (Start calculation).

KUVA 3. Optibelt CAP Pro 6 -ohjelma hihnakireyksien laskentaan (Optibelt Cap Pro 6.)

4.3 Opinnäytetyön aineiston hankinta

Kireyslaskelmien jälkeen pidettiin aloituspalaveri, jossa käytiin läpi tärkeimmät tavoitteet, tulokset,
aikataulu ja työnkulku. Palaverin jälkeen hankittiin aineistoa kirjalliseen osuuteen. Aineistoon tutus-
tuminen oli hyvin tärkeää, koska pumppujen toimintaperiaatteiden ja tarvittavien lähtötietojen selvit-
täminen oli olennaista, ennen kuin alettiin tarkastelemaan hyötysuhteita. Valmisteleavasta projektista
saatiin paljon lähtötietoja, joita pystytään käyttämään opinnäytetyössä apuna.

5 HYÖTYSUHDEALUEIDEN TARKASTELU

5.1 Tarkasteltavat pumput

Työssä tarkasteltavat pumput ovat Yaran kaivoksella suurimmaksi osaksi vanhoja Mäntän konepajan 70-luvulla valmistamia Serlachiuksen keskipakopumppuja. Serlachiuksen valmistaja toimii nykyisin Sulzer Oy:nä. Vuosien mittaan rikastamolle on tarpeiden mukaan vaihdettu pumppuja, ja joukosta löytyy myös Weir Minerals Oy:n valmistamia Warman pumppuja.



KUVA 4. Yaran kaivoksen käyttämä Serlachius -keskipakopumppu (Tiilikainen 2014.)



KUVA 5. Yaran kaivoksen käyttämä Warman- keskipakopumppu (Tiilikainen 2014.)

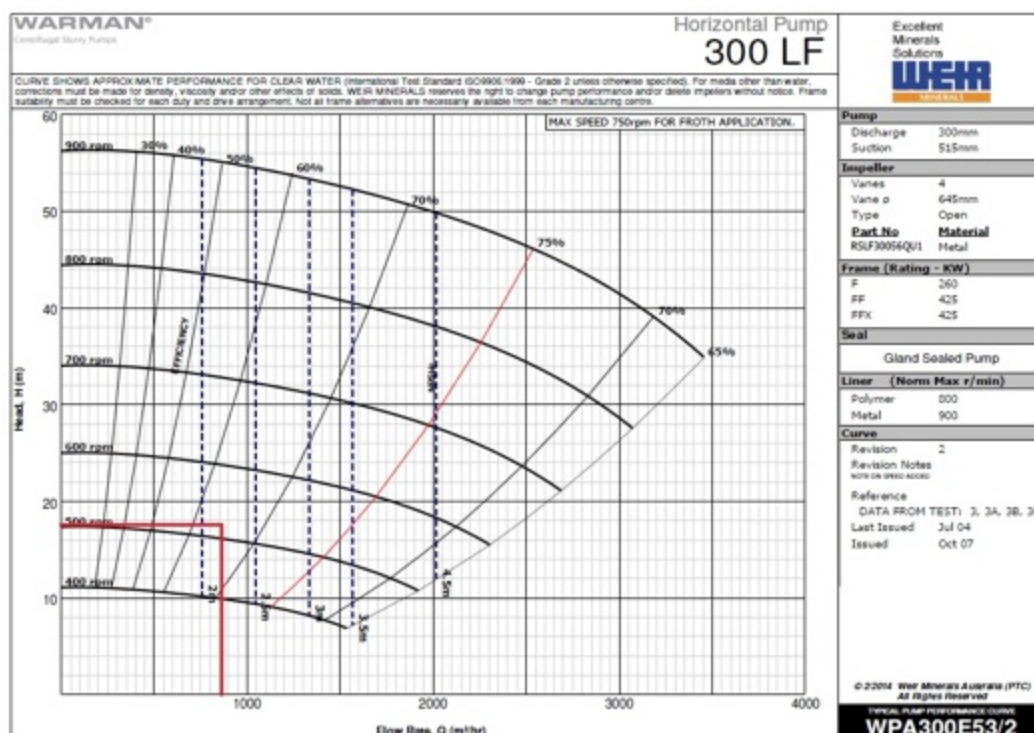
5.2 Hyötysuhteiden tarkastelu

Pumppukohtaisten hyötysuhteiden laskemiseen tarvitaan pumppujen sähkömoottoreiden tehoker-
toimet (*cos ϕ*), pumpun imu- ja painepuolen paineet, sähkömoottorin virrat ja jännitteet, massavirrat
sekä nostokorkeudet. Kun arvot ovat selvillä lasketaan pumpuille ensin nostokorkeudet kaavalla 3.
Nostokorkeuksien selvittämisen jälkeen lasketaan pumpun ideaalinen teho kaavalla 4. Ideaalisten
tehojen laskennan jälkeen lasketaan pumpun todellinen teho kaavalla 5. Pumpun hyötysuhteet saa-
daan selville ideaalisen ja todellisen tehon osamääränä, joka lasketaan kaavalla 6.

Työn edetessä huomattiin, että lähtötietoja ei ollut tarpeeksi hyötysuhteiden laskemista varten.
Puuttuvat tiedot olivat pumppujen imu- ja painepuolen paineet, koska käytettävissä pumpuissa ei ol-
lut painemittareita. Painetietojen avulla pystytään laskemaan pumpuille nostokorkeudet ja nostokor-
keustietoja tarvitaan laskettaessa hyötysuhteita. Tulimme siihen tulokseen, että tarkastelemme
pumppujen hyötysuhteita pumppujen omilta ominaiskäyriä, koska sitä voidaan pitää luotettavana
tietona.

5.3 Hyötysuhteiden tarkastelu pumpun ominaiskäyriltä

Hyötysuhdealue tarkastetaan pumpunkohtaisilta ominaiskäyriltä. Pumpun ominaiskäyrä on tarkoitettu kuvaamaan pumpun virtaamaa eri nostokorkeuksilla. Pumpujen mitoituksessa on tärkeää saavuttaa hyvä hyötysuhde. Pumpun toimintapiste asettuu pumpun ominaiskäyrän ja verkoston ominaiskäyränleikkauspisteeseen ja pumpu pyritään valitsemaan siten, että toimintapisteessä pumpun hyötysuhde olisi korkeimmillaan. Tilavuusvirrat selvitettiin Metso DNA Metaframe-ohjelmalla, josta pystyi ottamaan pumpunkohtaisen trendin kierrosnopeuksista ja tilavuusvirroista. Trendejä tarkasteltiin pitemmältä ajanjaksolta ja tiedot kopioitiin Excel-taulukkolaskentaohjelmaan. Taulukkolaskentaohjelmassa tarkasteltiin virtauksien ja pumpujen kierroksien arvoja ja arvoista laskettiin keskiarvo. Tilavuusvirrat ja kierrosnopeudet otettiin pumpujen trendeiltä samalta ajanjaksolta, jotta saadut arvot olisivat yhdenmukaiset sijoittaessa ne pumpun ominaiskäyrälle. DNA-järjestelmästä saadut kierrostiedot olivat suoraan sähkömoottorin kierroksia, joten jokaiselle pumpulle laskettiin kiihlahinnakäyttöjen välityssuhteet. Tällä tavoin saatiin selville pumpujen todelliset kierrokset. Liitteessä 1 on selvitettyä pumpun välityssuhteet sekä kierrokset prosessin aikana ja liitteessä 2 on selvitetty prosessin aikana pumpuissa oleva tilavuusvirta. Prosessin aikana olevasta tilavuusvirrasta ja kierroksista pystytään selvittämään pumpun hyötysuhde. Kuvassa 6 on havainnoitu pumpun hyötysuhde kierroksilla 518 rpm ja tilavuusvirralla $853 \text{ m}^3/\text{h}$. Punaisella merkatussa viivasta voidaan havainnoida, että kulman kohdalta katsottuna pumpun hyötysuhteeksi käyrästä antaa 65 % ja nostokorueksi 18 m, eli pumpu toimii kohtalaisella hyötysuhteella.



KUVA 6. Warman 300LF keskipakopumpun ominaiskäyrä (Weir Minerals.)

6 ENERGIANSÄÄSTÖT

6.1 Vuosittainen kulutus

Hyötysuhteiden selvittämisen jälkeen alettiin tarkastelemaan niitä pumppuja, jotka olivat ominaiskäyrästöllä huonolla hyötysuhdealueella.

Energiakulutuksen tarkastelua varten tarvitaan pumpun akseliteho ja käyttöaika. Akselitehot selvitetiin Metso DNA Metaframe- järjestelmästä, josta otettiin pumppukohtaisen toteutuneen tehon trendi pitemmältä ajanjaksolta, josta laskettiin trendin tietojen mukaan Excel- taulukkolaskentaohjelmalla tehon keskiarvo. Pumpun käyttöaika selvitettiin myös DNA-järjestelmästä, josta otettiin vuoden ajalta trendi ja katsottiin kuinka pitkän ajan pumppu oli pyörinyt vuodenaikana.

Laskenta esimerkkinä käytetään Serlachiuksen 200/480 keskipakopumppua, joka ei ollut hyötysuhteita tarkastellessa ominaiskäyrän optimialueella. Pumpun akseliteho trendiltä katsottuna on 25kW ja pumppu on käytössä ympärivuoden, poislukien huoltoseisokit. Pyörimisajasta lyhennettiin kaksi viikkoa huoltoseisokkien takia, joten laskettava aika on 350 päivältä.

$$\text{Vuosittainen energiankulutus} = 25\text{kw} \cdot 24\text{h} \cdot 350\text{d} = 210\,000\text{kWh/a}$$

6.2 Uuden pumpun säästöpotentiaalın laskenta

Pumpun ideaalinen teho saadaan laskettua kaavasta 4, ja ideaaliset tehot ovat selvitettyinä liitteessä 4. Nykyisillä keskipakopumppuilla päästään jopa 80% hyötysuhteeseen, joten tarkastelin pumpun tehoa 80 % hyötysuhteella. Pumpun tarvitsema ideaalinen teho hyötysuhteella 0,8 on 8,12kW.

$$8400\text{ h/a} \cdot 8,12\text{ kW} = 68\,208\text{ kWh/a}$$

Uuden pumpun energiankulutus

$$210\,000\text{kWh/a} - 68\,208\text{kWh/a} = 141\,792\text{ kWh/a säästöä.}$$

7 HAVAINNOT

Prosessi- ja kierrostietoja tarkastellessa huomattiin, että monet pumput olivat olleet käyttämättöminä pitkiäkin aikoja, koska Yaralla prosessin katkeamattomuuden turvana on pumppuyksiköille aina varapumput. Varapumppujen prosessitietojen tutkiminen oli haasteellista, koska virtaus- ja kierrostiedoissa oli paljon heittoa, joten varapumppujen osalta jäi tietojen oikeellisuus kyseenalaiseksi.

Pumppujen hyötysuhteita tarkastellessa ominaiskäyriltä selvisi, mitkä pumput olivat huonolla hyötysuhdealueella. Liitteessä 3 on listattu pumppujen hyötysuhteet. Usean pumpun hyötysuhteet olivat käyrästä ulkopuolella, joten tästä voidaan olettaa, että kyseisille konepaikoille olisi suositeltavaa kartoittaa paremmalla hyötysuhteella olevat pumput.

Säästöpotentiaalilaskennassa havaittiin, että pumpun ollessa hyvällä hyötysuhteella säästetään vuodessa suuria summia. Liitteessä 4 on laskettu huonoilla hyötysuhteilla oleville pumpuille vuotuiset säästöt, jos pumppu olisi hyötysuhteella 0,8.

8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn päätaivitteena oli tutkia pumppujen hyötysuhteita ja selvittää, mitkä pumput vaativat prosessin kannalta päivitystä energiatehokkaammiksi. Tarkastelluista 33 pumpusta 11 pumppua ei ollut optimihyötysuhdealueella. Liitteissä 5 – 15 on havainnoitu huonolla hyötysuhteilla olevien pumppujen hyötysuhteet pumppukohtaisilta ominaiskäyriä. Työtä vaikeutti puutteelliset lähtötiedot, minkä takia laskemalla ei pystytty todentamaan pumppujen tarkkoja hyötysuhteita. Tästä syystä jouduttiin tyytymään siihen, että hyötysuhteet tarkasteltiin pumppujen ominaiskäyriä, koska kaikissa pumppuissa ei ollut virtausmittareita, niiden hyötysuhdetarkastelut jäivät tekemättä. Hyötysuhdetarkasteluiden jälkeen laskettiin huonolla hyötysuhteella oleville pumppuille vuotuiset energiankulutukset ja -kustannukset. Niistä nähdään, kuinka suurta säästöä pumpun päivittäminen toisi yritykselle. Pumppujen uudelleen kartoitusta ei tässä työssä ehditty tekemään, joten jatkotutkimusaiheena on pumppukäyttöjen uudelleenkartoitus. Tässä työssä hankittuja tietoja käyttäen pumppujen kartoitus helppottuu merkittävästi.

Opinnäytetyön tekeminen oli mielenkiintoista, haasteellista ja hyvin opettavaista. Aihealue oli uutta itselle, koska aikaisempaa kokemusta ei virtaustekniikasta ollut. Tiedonhakuaitot kehittyivät, sillä tietoa jouduttiin etsimään kirjallisuudesta sekä tutkimustietoa Internetistä. Opinnäytetyö harjaannutti suunnittelemaan ja organisoimaan omaa toimintaa sekä antoi uusia valmiuksia teollisuuden kunnossapidon työtehtävissä.

LÄHTEET

- HUHTINEN, Markku, KORHONEN, Risto, PIMIÄ, Tuomo, URPALAINEN, Samu 2008. Voimalaitostekniikka. Opetushallitus. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.
- MOTIVA 2011. Energiatehokkaat pumput. Opas [verkkójulkaisu]. [Viitattu 2014-02-12.] Saatavissa: http://www.motivanhankintapalvelu.fi/files/379/Energiatehokkaat_pumput.pdf
- SULZER PUMPS OY 2002. Pumppausperusteet [opas työntekijöille]. Sijainti: Kotka: SulzerPumps Finland Oy.
- TASKINEN, Eero 2010. Energiakulutuksen vähentäminen jäähdytyspiirin pumppausprosessissa. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Teknillinen tiedekunta Lappeenranta, ympäristötekniikan koulutusohjelma. Diplomityö. [Viitattu 2014-04-05] Saatavissa: <http://www.doria.fi/bitstream/handle/10024/63817/nbnfi-fe201009222495.pdf?sequence=3>
- TEKNOLOGIATEOLLISUUS. Malmien louhinta ja rikastus. [Viitattu 2014-04-06.] Saatavissa: http://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.teknologiateollisuus.fi%2Ffile%2F7424%2FE_RAUTAMALMINRIKASTUS.pdf.html&ei=G5BOU-3zCOXjywPHg4Ag&usq=AFQjCNG9emxhWzTFOnpScLqwzpWkZ8v_A&sig2=BU1JicNtz7OqCoXtfQSSsA&bvm=bv.64764171,d.bGQ
- TIILIKAINEN, Veli Matti 2014-04-03. Keskipakopumppu [digikuva]. Kotialbumit. Sijainti: Kuopio: Tiilikaisen valokuva-albumi.
- WIRZENIUS, Allan 1973. Keskipakopumput. Kustannusyhtymä Tampere: Tampere.
- YARA SUOMI OY 2013. Yara mine presentation 2013 [yritysesittely]. Sijainti: Siilinjärvi: Yara Suomi Oy [intranet].
- YARA SUOMI OY. Tietoa Yarasta. [Viitattu 2014-04-05.] Yara A. Saatavissa: <http://www.yara.fi/tietoa-yarasta/about-yara-local/>
- YARA SUOMI OY. Tietoa Yarasta. [Viitattu 2014-04-05.] Yara B. Saatavissa: <http://www.yara.fi/tietoa-yarasta/yara-global/production-sites/silinjarvi/>