

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

LUT ENERGIA

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

**Keskipakopumpun prosessitekkinen mitoitus, määrittely ja valinta**

**Technological design, definition and selection of centrifugal pump**

Lappeenrannassa 7.10.2009

Tomi Sarkala

0295746

## Symboliluettelo

$D_s$	Juoksupyörän ominaishalkaisija	[-]
$d$	putken sisähalkaisija	[m]
$d_2$	Juoksupyörän ulkohalkaisija	[m]
$g$	Putoamiskiihtyvyys	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Pumpun nostokorkeus	[m]
$H_{\text{dyn}}$	Dynaaminen nostokorkeus = virtausvastukset	[m]
$H_g$	Geodeettinen korkeus	[m]
$H_{\text{pk}}$	Painekorkeus eli säiliöiden välinen paine-ero	[m]
$H_{\text{st}}$	Staattinen nostokorkeus = korkeus- ja paine-erot	[m]
$H_{\text{putkisto}}$	putkiston virtausvastus nostokorkeutena	[m]
$k$	Verrannollisuuskerroin, määräytyy tilavuusvirran mukaan	
$\sum K$	Putkiston kertavastusten summa	[-]
$L$	Putken pituus	[m]
$n$	Pyörimisnopeus	[1/s]
$P$	Teho	[kW]
$p_{\text{suunnittelu}}$	Suunnittelupaine = Sallittu maksimi käyttöpaine	[kPa]
$p_{\text{käyttö}}$	Käyttöpaine	[kPa]
$q_m$	Massavirta	[kg/h]
$q_v$	Tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /h]
$Re$	Reynoldsinluku	[-]
$T_{\text{suunnittelu}}$	Suunnittelulämpötila = Sallittu maksimi käyttölämpötila	[C]
$T_{\text{käyttö}}$	Käyttölämpötila	[C]
$w$	Putkessa virtaavan aineen virtausnopeus	[m/s]
$\#$	putken paineluokan yksikkö	[lbs]
$\Delta h_s$	Isentrooppinen ominaisentalpianmuutos	[J/kg]

**Kreikkalaiset aakkoset**

<i>l</i>	kitkakerroin	[-]
<i>e</i>	Pinnankarheus	[mm]
<i>h</i>	Hyötysuhde	[%]
$\mu$	Dynaaminen viskositeetti	[Ns/m <sup>2</sup> ] = [Pas]
<i>v</i>	Kinemaattinen viskositeetti	[m <sup>2</sup> /s]
<i>r</i>	Tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
<i>w</i>	Kulmanopeus	[1/s]

**Alaindeksit**

st	staattinen
dyn	dynaaminen
p	pumppu
mek	Mekaaninen
k + v	Kitka ja vuoto
putkisto	Koko virtauspiirin putkisto
1	Alkutilanne
2	Lopputilanne

**Lyhenteet**

NJ	Neste Jacobs Oy
----	-----------------

## Sisällysluettelo

Symboli-/käsiteluettelo.....	s. 2-3
1 Johdanto.....	s. 6-7
2 Hankkeen toteutuksen eteneminen.....	s. 8-10
3 Keskipakoispumpun prosessitekkninen mitoitus	
3.1 Yleistä putkiston ja pumpun virtauslaskentaa.....	s. 10-18
3.2 Prosessitekknisen mitoituksen lähtökohdat.....	s. 18-21
3.3 Laskentaprosessi.....	s. 21-23
3.4 Prosessitekknisen mitoituksen tulokset.....	s. 23-25
4 Keskipakoispumpun määrittely mitoituksen perusteella	
4.1 Pumppujen määrittelyn lähtökohdat.....	s. 25-26
4.2 Pumppujen määrittely käytännössä.....	s. 26
4.3 Pumppujen määrittelyn tulokset	
4.3.1 Nestekaasupumppu.....	s.26-28
4.3.2 Suolanpoistovesipumppu.....	s.28-29
5 Vaihtoehtoisten pumppujen vertailu ja pumpun valinta	
5.1 Vertailun lähtökohdat/tavoitteet.....	s. 29-30
5.2 Vertailtavat pumput.....	s. 30-31
5.3 Pumppu vertailun tulokset.....	s. 31-33
6 Yhteenveto ja johtopäätökset.....	s. 33-35
Lähdeluettelo.....	s. 36-37

## Liitteet

I	NJ:n projektitoiminnan päävaihekaavio.....s. 38
II	Pumppausprosessin PI-kaavio.....s. 39
III	Pumppuvalmistajan antamia vertailutietoja nestekaasupumpuista.....s. 40
IV	Pumppuvalmistajien antamia vertailutietoja suolanpoistopumpusta.....s. 41
V	Pumpun prosessitekni­senmitoituksen painehäviölomake (GA-601S).....s. 42
VI	Pumpun prosessitekni­sen mitoituksen pumppulomake (GA-601S) .....s. 43

## 1 Johdanto

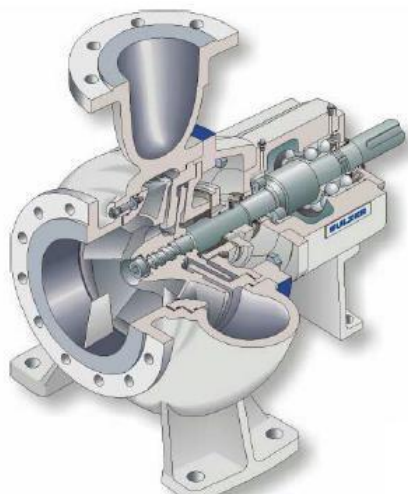
Tämä tekniikan kandidaatintyö tehtiin opinnäytteenä kandidaatin tutkintoon Neste Jacobs Oy:n toimeksiannosta. Kandidaatintyö oli osa vuoden 2009 kesätyötä, jolloin työskentelin Neste Jacobs Oy:ssä Naantalın toimistolla. Naantalissa sijaitsevan toimiston pääasiallisena tehtävänä on toteuttaa Neste Oilin Naantalın jalostamon kehittämis-, investointi- ja muutosprojekteja. Kandidaatintyön tarkastajana toimii Professori Jari Backman Lappeenrannan teknillisen yliopiston virtaustekniikan laboratoriosta.

Neste Jacobs Oy on Neste oil – konserniin kuuluva insinööritoimisto, jonka vähemmistöomistaja on amerikkalainen Jacobs Engineering Group Inc. Neste Jacobs Oy toimi aiemmin Neste Engineering nimellä ja sitä ennen vuodesta 1956 Neste Oil Oy:n öljynjalostamon suunnitteluosastona. Alkuvuodesta 2008 toteutuneen yrityskaupan jälkeen Neste Jacobs omistaa 100 % Rintekno Oy:stä. Neste Jacobs:in ja Rintekno Oy:n muodostama kokonaisuus on pohjoismaiden vahvin kemianteollisuuden ja biotekniikan insinööripalveluja tarjoava yritys. Neste Jacobs Oy:ssä työskentelee noin 800 öljynjalostuksen, kemian- ja biotekniikan alan ammattilaista. Yrityksen toimipisteet sijaitsevat Porvoossa, Naantalissa, Espoossa, Kotkassa, Turussa ja Göteborgissa. Palvelukonseptiin kuuluvat investointitöiden selvitykset, suunnittelu, hankintatoimet, projektinjohto ja työmaavalvonta sekä urakointi aliurakoitsijoiden avulla. Neste Jacobs Oy:n tärkeimpinä asiakkaina ovat mm. Neste Oil, Gasum, ABB, VTT ja Metso.

Keskipakopumppu on laite jonka pääasiallisena tarkoituksena on siirtää nestemäisiä tai kiinteän aineen ja nesteen seoksia paikasta toiseen. Neste virtaa aina suuremmasta paineesta pienempään, mikäli virtaava neste saa kulkea vapaasti. Pumpun tarkoituksena on siirtää pumpattavaa väliainetta pienemmästä paineesta suurempaan tai nopeuttaa pumpattavan aineen siirtoa suuremmasta paineesta pienempään, mikäli prosessi tätä vaatii. Siis pumpun toiminta perustuu pumpun imu- ja painepuolen välille syntyvään paine-eroon. [Wirzenius. 1978. s.47] [Puusta paperiin M-108 s. 57] Keskipakopumpun rakenne on esitetty kuvassa 1 [Peltonen 2007. s.5]. Keskipakopumppu toimii siten, että pumpun akseli välittää sähkömoottorista saatavan tehon kytkimen avulla pumpun juoksupyörään. Pumpun juoksupyörä saa aikaan pumpattavalle nesteelle juoksupyörän kehän tangentin suuntaisen nopeuskomponentin, jolloin paine nousee. Syntyneen paineenlisäyksen ansiosta pumpattava neste siirtyy pumpun painepuolen putkeen eli paineen nousu on niin suuri että se voittaa korkeuseron, virtausvastukset ja vastassa olevan paineen. Nesteen poistuessa juoksupyörän kehältä, virtaa juoksupyörän keskustaan uutta nestettä. Tällä tavalla saadaan aikaan

jatkuva virtaus pumpun läpi. Juoksupyörästä neste virtaa pumpun pesän ja paine yhteen kautta paineputkeen. [Puusta Paperiin M-108 s. 61]

Tämän työn tavoitteena on perehtyä keskipakopumpun prosessitekniiseen mitoitukseen, pumpun määrittelyyn sekä eri pumppuvalmistajien tarjoamien pumppujen vertailuun. Näiden asioiden perusteella on tavoitteena valita kahteen öljynjalostusprosessiin sopivin pumppu niin turvallisuuden, toimivuuden sekä hinnan kannalta kannattavin pumppuvaihtoehto eri valmistajilta. Etukäteen on tiedossa, että öljynjalostusteollisuuden käyttämät pumput eivät ole hinnaltaan kovinkaan edullisia, joten vertailuun saatavien pumppujen tärkeimmät valintakriteerit ovat prosessin ja laitteen toimivuus, luotettavuus sekä turvallisuus. Tässä raportissa tullaan käsittelemään kolmea eri keskipakopumppua, joista kahdella pumpataan nestekaasuja ja yksi toimii suolanpoistopumppuna öljynjalostusprosessissa.

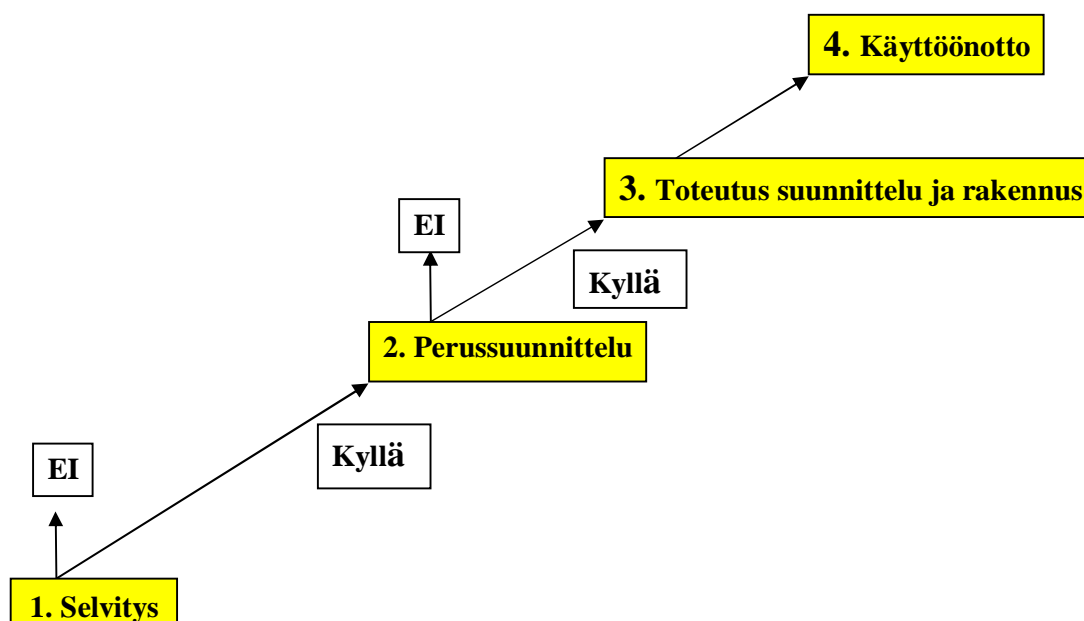


Kuva 1 Keskipakopumpun rakenne. Sulzerin AHLSTAR-sarjan keskipakopumppu.

## 2 Hankkeen toteutuksen eteneminen

Tämän kappaleen tarkoituksena on selvittää mitä eri vaiheita jonkin laitteiston hankintaan liittyy. Lisäksi selvennetään mihin vaiheeseen tämän tekniikankandidaatintyönä tehty pumpun suunnittelu kuuluu.

Suunniteltavan pumpun hankintaprosessi etenee kuvassa 2 esitetyllä tavalla, joka on yksinkertaistus liitteessä I olevasta NJ:n projektitoiminnan päävaihekaaviosta.



Kuva 2 Pumpun / tuotantolaitoksen hankintaprosessi.

Laitteen tai laitoksen hankintaprosessi kulkee kuvassa 2 osoitettua reittiä, josta havaitaan neljä päävaihetta.

Selvitysvaiheen tarkoituksena on saada aikaan alustava määrittely siitä, mitä asioita projektiin kuuluu sekä tehdä karkea kustannusarvio. Selvitysvaiheessa tehdään alustavat prosessi- ja laitemitoitukset, sijoitus selvitykset sekä kustannusarvio. Laitemitoitusten osalta pyritään sopivan tarkkaan laskentaan, noudattaen standardeja ja ohjeita, jotta projektin sisältö ja kustannusarvio saadaan riittävän tarkaksi. Kustannusarvio tehdään kokemukseen perustuvan arvion tai laite valmistajilta saatujen tietojen mukaan. Koska kyseessä on alustava projektimäärittely kustannusarviolle annetaan yleensä marginaalit  $\pm 20\%$  -  $\pm 40\%$ . Lisäksi tehdään alustava riskianalyysi työkohteesta. Mikäli kyseessä on jokin teollisuuslaitoksen hankinta, tehdään



selvitysvaiheessa myös virtauskaaviot prosesseista. Hanke voi pysähtyä tähän vaiheeseen jos hankkeelle ei ole riittävää kannattavuutta.

Perussuunnittelun aikana tarkennetaan selvitysvaiheen prosessi- ja laitemitoituksia, riskianalyysijä ja kustannusarvioita. Tämän vaiheen aikana suunniteltava kohde saa tarkemman sisällön ja kustannusarvion, joten tämän vaiheen suunnitelmien pohjalta kyetään päättämään toteutetaanko investointi käytännössä, koska tarkkojen laitteisto mitoitus perusteella saadaan selville tarkka kustannusarvio, jonka tarkkuus on yleensä noin  $\pm 5 - \pm 10$  %.

Myönteisen rakentamispäätöksen seurauksena siirrytään toteutusvaiheeseen. Toteutusvaihe sisältää toteutuksen- ja yksityiskohtaisensuunnittelun, laitteiden tilaukset ja toimitukset, putkistojen ja teräsrakenteiden esivalmistelut sekä asennukset. Toteutussuunnittelu on laitoksen/laitteiston toiminnan kannalta tärkein vaihe, sillä oikeanlaisella toteutussuunnittelulla varmistetaan se, että kaikki laitteistot ovat lainsäädännön, standardien ja ohjeiden mukaiset sekä sitä kautta turvalliset käyttää. Tällä kaikella pyritään siihen että laitteisto tai laitos voitaisiin käynnistää turvallisesti ja onnistuneesti suunnitellulla aikataululla. Onnistunut aikataulutus vaatii tarkkaa toimintojen koordinoitua.

Käyttööntovaiheessa varmistetaan laitteiston toimivuus ja turvallisuus sekä oikeanlaiset toimintatavat, jotta vältytään ylimääräisiltä käyttöhäiriöiltä ja havaitaan mahdolliset suunnittelu- tai asennusvirheet. Käyttööntovaiheessa tulee varmistaa että tuleva laitteiston käyttöhenkilökunta hallitsee laitteiston käytön kaikissa tilanteissa eli normaalikäytön lisäksi on hallittava toimenpiteet häiriötilanteista takaisin normaalitilaan. Lisäksi käyttööntovaiheessa NJ:n tärkeänä tehtävänä on teknisen tuen tarjoaminen laitteen käyttööntajille.

Laitteiston ja erityisesti tuotantolaitoksen rakentamista varten vaaditaan erityisiä rakentamis- ja ympäristölupia, jotka hankitaan mahdollisimman varhaisessa vaiheessa. Lupa-asioiden selvitykset aloitetaan yleensä selvitysvaiheessa ja perussuunnitteluvaiheessa saadaan lopulliset luvat, jotta voidaan aloittaa rakentaminen.

Laitteiston tai laitoksen käyttöönoton jälkeen projekti suljetaan vaadittujen toimenpiteiden kautta, joihin kuuluvat muun muassa lopullisten kustannuslaskelmien tekeminen, dokumentointi ja mahdollisten ongelmien ratkaiseminen. Lisäksi kaikista projekteista tehdään loppuraportti, jonka sisältö kattaa tärkeimmät projektiin liittyvät asiat.

Tässä työssä tehtävä pumpunsuunnittelu kuuluu kokonaisuudessaan selvitysvaiheeseen ja seuraavissa kappaleissa tullaan käsittelemään edellä mainitut selvitysvaiheeseen kuuluvat asiat

yksityiskohtaisemmin. Tarkempaa tietoa on esitetty liitteessä I. Edellä sekä liitteessä I esitettyjen hankeprosessin päävaiheet ovat yleispäteviä kaikille hankeprojekteille, olipa kyse mistä tahansa laiteesta, laitteistosta tai jostakin uudesta tuotantolaitoksesta. Eroja on vain yksityiskohtaisissa toimintatavoissa hankintaprojektin etenemisen suhteen. [LIITE I: NJ:n projektitoiminnan päävaihekaavio][QB-ohjeet]

### 3 Keskipakoispumpun prosessitekkinen mitoitus

Pumpun prosessitekkinen mitoitus perustuu pumpattavan aineen aineominaisuuksiin, putkiston geometriaan ja putkiston muihin ominaisuuksiin, kuten putken pinnankarheuteen ja putkistossa oleviin kertavastuksiin. Näiden tietojen perusteella on tavoitteena määrittää tarvittava paine-ero pumpun yli tietyllä tilavuusvirralla, jotta saadaan selville pumpun toimintapiste. Virtauslaskelmista saatujen tulosten ja pumpattavan nesteen ominaisuuksien perusteella määritellään pumpun rakenteelliset ominaisuudet sekä valitaan eri pumppuvalmistajilta sopivin pumppulaitteisto ko. tapaukseen.

#### 3.1 Yleistä putkiston ja pumpun virtauslaskentaa

Tarvittava tilavuusvirta  $q_v$  määräytyy tunnetun putkessa kulkevan massavirran  $q_m$  ja virtaavan aineen tiheyden  $\rho$  perusteella yhtälön (3.1.1) mukaan

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} \quad (3.1.1)$$

Kaikkien prosessin putkilinjojen sisähalkaisijoiden  $d$  ollessa tiedossa saadaan selville jokaisella putkiosuudella virtaavan aineen virtausnopeus yhtälöstä (3.1.2). Tämä tarkoittaa sitä, että aina kun putken halkaisija muuttuu, niin muuttuu myös virtaavan aineen virtausnopeus. Putkissa virtaaville aineille on olemassa suositus virtausnopeuksia riippuen siitä, mitä ainetta ja missä lämpötilassa aine putkessa virtaa. Esimerkkejä virtausnopeuksista on esitetty lähdeteoksen liitteessä 3. Virtausnopeuden valinnalla on merkitystä valittavan putkikoon kautta investointikustannuksiin ja putkiston aiheuttaman virtausvastuksen kautta hankinta ja käyttökustannuksiin. Lisäksi väärän virtausnopeuden valinnan seurauksena voi syntyä virtausmelua ja putkistorakenteiden odotettua nopeampaa kulumista. [AEL Insko-seminaari Putkiston virtaustekkinen mitoitus s. 6 ja 9 sekä liite 3 Vuorikari. 1998.]

$$w = \frac{q_v}{A} = \frac{4q_v}{\pi d^2} \quad (3.1.2)$$

Selvitetään putkivirtauksen tyyppi määrittämällä Reynoldsinluku yhtälössä (3.1.3) esitetyllä tavalla

$$Re = \frac{dw}{\nu} = \frac{rdw}{\mu} \quad (3.1.3)$$

Putkivirtauksen tyyppi määräytyy taulukossa 1 esitetyllä tavalla

Taulukko 1 Virtaustyyppi ja Reynoldsinluku

Laminaarinen virtaus	Re < 2000
Turbulenttinen virtaus	Re > 3000
Teoreettinen raja-arvo	Re = 2320
Virtaustyyppien vaihtumisalue	2000 < Re < 3000

Virtaustyyppi vaihtuu laminaarista turbulentiksi hyvin vaihtelevasti ja laajalla alueella, joten taulukon 1 luku arvoja ei voida pitää ehdottoman tarkkoina vaan lähinnä suuntaa antavina. Yleisimmin virtaus on turbulenttista mutta laminaarista virtausta esiintyy pienillä virtausnopeuksilla ja jähmeillä aineilla. [AEL Insko-seminaari Putkiston virtaustekninen mitoitus s.6 ja 8 Vuorikari. 1998.]

Kokonaispainehäviö putkessa lasketaan yhtälöstä (3.1.4). Yhtälö (3.1.4) huomioi putkessa olevista kertavastuksista sekä kitkasta aiheutuvat painehäviöt. Yhtälöllä (3.1.4) voidaan laskea vain yhdessä samankokoisessa putkessa syntyvä painehäviö ja koko putkiston painehäviö on kunkin erikseen lasketun putken painehäviöiden summa, kuten yhtälössä (3.1.5) on esitetty.

$$\Delta p_{putki} = \left( \sum K + \frac{1L}{d} \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (3.1.4)$$

$$\Delta p_{putkisto} = \sum \Delta p_{putki} \quad (3.1.5)$$

$\sum K$  = Putkiston kertavastusten summa

$L$  = Putken pituus [m]

$d$  = Putken halkaisija [m]

$w$  = Putkessa virtaavan aineen virtausnopeus [m/s]

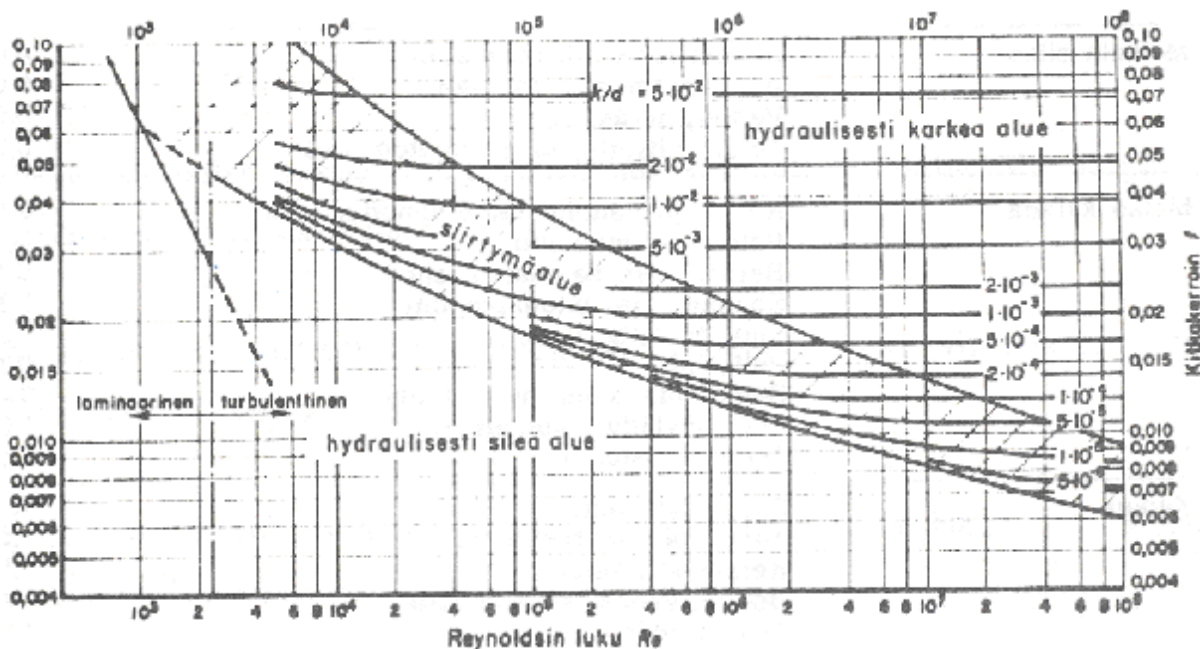
$I$  = kitkakerroin

[Virtaustekniikka luento 8 Putkivirtauksen laskenta LTY. Larjola. Kevät 2008.]

Taulukon 1 perusteella määritetyn virtaustyyppin perusteella lasketaan yhtälössä (3.1.4) esiintyvä kitkakerroin  $I$  virtaustyyppistä riippuen yhtälöllä (3.1.6a) tai (3.1.6b). Turbulenttisen virtauksen kitkakerroin määritetään kuvassa 3 olevasta Moodinkäyrästä yhtälön (3.1.6b) mukaisesti. Turbulenttisen virtauksen yhteydessä on olemassa useita erilaisia pitkiä korrelaatioyhtälöitä, joilla virtauksen kitkakerroin voidaan määrittää. Usein näiden korrelaatioiden tarkkuus on samaa luokkaa kuin esimerkiksi Moodinkäyrästä saatava lukuarvo, joten korrelaatioista ei ole merkittävää hyötyä tuloksen tarkkuuteen. [AEL Insko-seminaari Putkiston virtaustekninen mitoitus s.10 Vuorikari. 1998.]

$$I = \frac{64}{Re} \quad (3.1.6a) \quad \text{Laminaarinen virtaus}$$

$$I = f\left(Re; \frac{e}{d}\right) \quad (3.1.6b) \quad \text{Turbulenttinen virtaus}$$



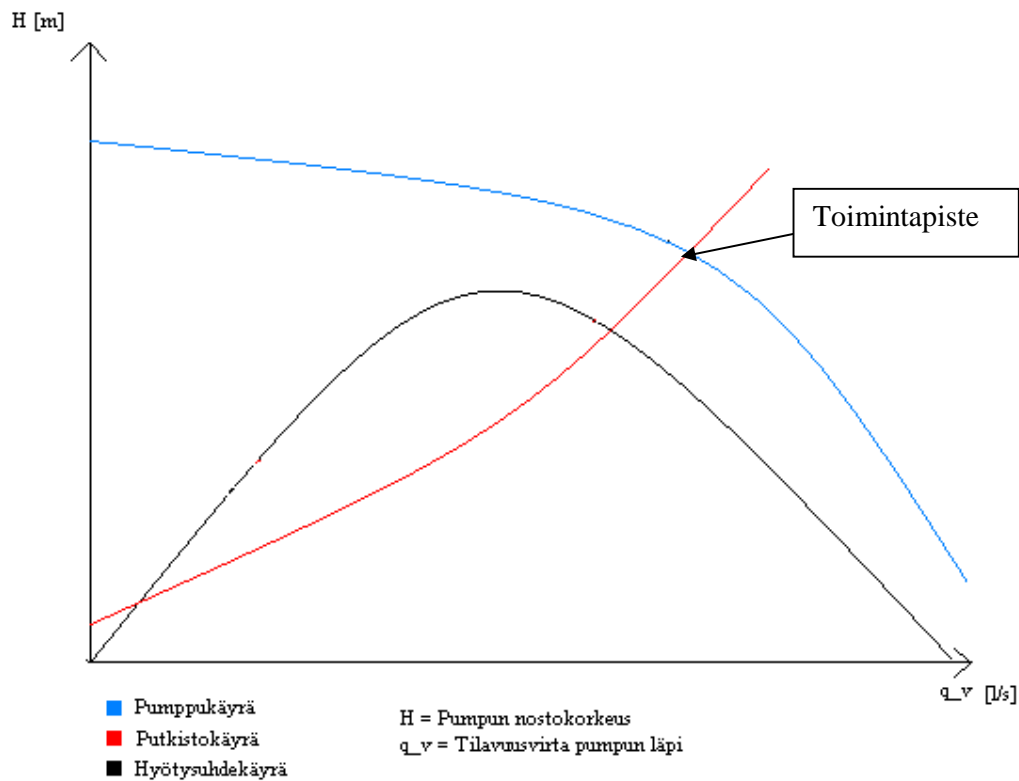
Kuva 3 Moodin käyrästä kitkakertoimelle. [Lähde: Hydromekaniikka. Pertti Vakkilainen s.8 kuva 9.5

<http://www.water.tkk.fi/wr/kurssit/Yhd-12.1020/Luento5ja6.pdf>

Edellä esitettyjen yhtälöiden ja taulukoiden perusteella on määritetty paine-ero pumpun yli tietyllä tilavuusvirralla. Yhtälöstä (3.1.4) laskettu paine-ero muutetaan nostokorkeudeksi yhtälössä (3.1.7) esitetyllä tavalla.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.1.7)$$

Lisäksi voidaan piirtää pumpun ja putkiston ominaiskäyrät  $q_v$ ; H- tasoon, kuten kuvassa 4. Piirtäminen edellyttää nostokorkeuden laskemista riittävän monella tilavuusvirralla, jotta käyristä saadaan oikean suuntaiset. Pumpun ja putkiston ominaiskäyrien leikkauspisteessä on ko. pumpun toimintapiste, mikäli käyrät eivät leikkaa tulee pumpua tai putkistoa säätää, siten että leikkauspiste syntyy. Säätäminen tapahtuu yleensä joko kuristamalla putkistossa kulkevaa virtausta säätöventtiilin avulla tai muuttamalla pumpun pyörimisnopeutta esimerkiksi taajuusmuuttajalla tai muuttamalla pumpun juoksupyörän kokoa.



Kuva 4 Pumpun ja putkiston ominaiskäyrät sekä hyötysuhdekäyrä

Ominaiskäyrien kuvaajat ovat yleensä määritetty siten että pumpattavana aineena on vesi, joten muiden aineiden ollessa kyseessä tulee käyttää korjauskertoimia, jotka muokkaavat ominaiskäyrät ko. ainetta vastaaviksi. Tämä ominaiskäyrien erilaisuus johtuu kullekin aineelle ominaisesta

viskositeetista. Viskositeetti on sisäisen kitkan mitta, joka ilmoittaa miten ”juoksevaa” jokin aine on. Viskositeetti on riippuvainen lämpötilasta. [AEL Insko-seminaari Putkiston virtaustekninen mitoitus s.7 Vuorikari. 1998.] [Puusta paperiin M-108 s. 66]

Pumpun ottama teho pumpun tehontarve määritellään yhtälön (3.1.8) mukaisesti. Yhtälöstä (3.1.8) havaitaan, että pumpun ottama teho on suoraan verrannollinen pumpattavan nesteen tiheyteen. Tästä johtuen tehoa tarvitaan sitä enemmän, mitä suurempi on pumpattavan aineen tiheys. Toisaalta tämä tarkoittaa sitä, että samaa pumpun nostokorkeutta vastaa erilainen paineenlisäys eri tiheyden omaavilla aineilla.

$$P = \frac{\rho g q_v H}{\eta_p} \quad (3.1.8)$$

$\rho$  = Tiheys [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  = Putoamiskiihtyvyyys 9,81 [m/s<sup>2</sup>]

$\eta_p$  = Pumpun hyötysuhde [%]

Pumpun tehon laskentaan tarvittava hyötysuhde määrittyy siitä miten paljon moottorin tehosta menetetään mekaanisina häviöinä, vuoto- ja kitkahäviöinä. Pumpun hyötysuhde voidaan laskea yhtälöstä (3.1.9).

$$h_p = h_{mek} h_{k+v} \quad (3.1.9)$$

Pumppauksen kokonaishyötysuhde on pumppukäyrän ilmoittamaa hyötysuhdetta huonompi, sillä virtauksen säätö aiheuttaa lisähäviöitä, joita ovat esimerkiksi venttiilin kuristus tai invertterin hyötysuhde.

Pumppujen yhteydessä on aina kiinnitettävä erityishuomio kavitaatio ilmiöön. Kavitaatio ilmiöllä tarkoitetaan pumpattavan nesteen paineen alenemista höyrystymispaineeseen asti pumpun juoksupyörällä, jolloin juoksupyörän pinnalle syntyy höyrykuplia. Syntyneet höyrykuplat kulkeutuvat vähitellen pumpussa kohtaan jossa paine on höyrykuplien painetta korkeampi, jolloin kuplat puristuvat äkillisesti kokoon. Kuplien syntyessä ja romahtaessa kasaan syntyy ns. paine isku pumpun juoksupyörään, joka vastaa vasaran iskua. Höyrykuplien syntyminen ja romahtaminen jatkuu tauotta ja vähitellen metallin pinta alkaa murtua. Kavitoivan pumpun tunnistaa helposti, sillä

romahtavat höyrykuplat aikaan saavat ropinan kaltaisen äänen ja voimakas kavitaatio tärisyttää pumppua. Kavitaation seurauksena pumpun hyötysuhde ja nostokorkeus pienenevät. Lisäksi mikäli kavitaatiota ei havaita riittävän ajoissa, saattaa se rikkoo pumpun juoksupyörän ja pumpun kokonaan. Kavitointi voi aiheuttaa myös pumpun akselitiivisten tai laakereiden vaurioitumisen.

Pumpun kavitaatio on seurausta NPSH-arvon eli pumpun tarvittavanimupaineen alittumisesta. NPSH-arvolla tarkoitetaan tietyllä tilavuusvirralla olevaa absoluuttista minimi painetta metreissä ilmaistuna, joka tarvitaan nesteen höyrystymispaineen lisäksi pumpun imuaukossa, jotta pumppu toimii häiriöttä. NPSH-arvoja on kaksi, pumpun tarvitsema  $NPSH_r$  ja systeemissä käytettävissä oleva  $NPSH_a$ . NPSH-arvojen tulee täyttää yhtälön (3.1.9) ehto. [Puusta paperiin M-108 s. 62–63, 69–70]

$$NPSH_a \geq NPSH_r \quad (3.1.10)$$

Pumpun mitoitukseen ja siihen liittyviin edellä esitettyihin virtauslaskelmiin kuuluu olennaisena osana myös pumpun säätäminen. Yleisimmät pumpun säätötavat ovat pyörimisnopeus- ja kuristussäätö sekä pumpun juoksupyörän koon vaihtaminen. Pyörimisnopeussäädöllä tarkoitetaan pumpun pyörimisnopeuden muuttamista esimerkiksi taajuusmuuttajan avulla. Tämä säätötapa on edullisin pumpun kannalta, koska hyötysuhde pysyy lähes samana laajalla alueella vaikka pyörimisnopeutta muutetaan. Pyörimisnopeussäädön ns. amfiteettisäännöt on esitetty yhtälöissä (3.1.11a), (3.1.11b) ja (3.1.11c)

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{q_{v1}}{q_{v2}} \quad (3.1.11a)$$

$$\left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \quad (3.1.11b)$$

$$\left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (3.1.11c)$$

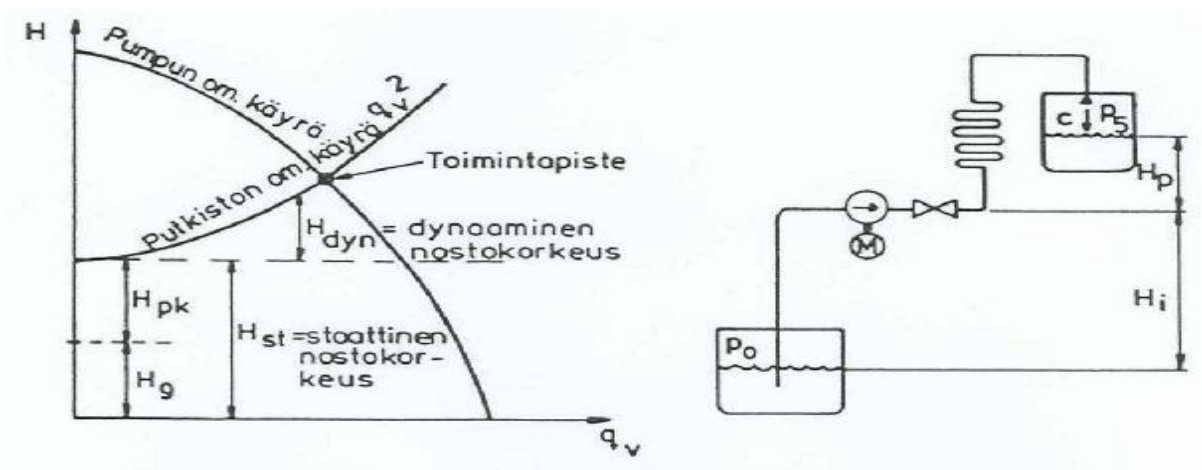
Kuristussäädöllä tarkoitetaan putkistossa kulkevan virtauksen säätämistä, joka tapahtuu kuristamalla virtaus esimerkiksi venttiilin avulla. Kuristus säätö on epäedullinen säätötapa koska siinä menetetään tuotettua painetta huomattava määrä. [Puusta paperiin M-108 s.72–73]

Juoksupyörän koon muuttaminen muuttaa pumpun tuottamaa nostokorkeutta ja tilavuusvirtaa, jolloin pumpun toimintapiste muuttuu pysyvästi.

Putkiston vaatima nostokorkeus muodostuu staattisen ja dynaamisen nostokorkeuden summana kuvassa 5 ja yhtälössä (3.1.11) esitetyllä tavalla

$$H_{\text{putkisto}} = H_{\text{st}} + H_{\text{dyn}} \quad (3.1.12)$$

$H_{\text{putkisto}}$  = putkiston vaatima nostokorkeus [m]



Kuva 5 Putkiston vaatiman nostokorkeuden muodostuminen. Lähde: Pumput, puhaltimet, kompressorit luento 5. Larjola. Syksy 2008.

Staattisella nostokorkeudella tarkoitetaan pysyvää nostokorkeutta, johon kuuluvat pumppausprosessin korkeuserot ja paine-erot. Staattinen nostokorkeus määritellään yhtälössä (3.1.12) esitetyllä tavalla (katso kuva 5)

$$H_{\text{st}} = H_g + H_{\text{pk}} = H_i + H_p + \frac{p_5 - p_0}{\rho g} \quad (3.1.13)$$

$H_{\text{st}}$  = Staattinen nostokorkeus [m]

$H_g = H_i + H_p$  = Geodeettinen korkeus eli säiliöiden nestepintojen välinen korkeusero [m]

$H_{\text{pk}} = \frac{p_5 - p_0}{\rho g}$  = painekorkeus eli säiliöiden välinen paine-ero korkeutena [m]

Dynaaminen nostokorkeus määritellään yhtälössä (3.1.14) esitetyllä tavalla. Huomioitava, että yhtälöä (3.1.14) voidaan käyttää suuntaa antavaan laskentaan. Tarkassa laskennassa tulee huomioida putkessa virtaavan aineen virtausnopeus. Yleisemmin dynaaminen nostokorkeus määritetään yhtälöiden (3.1.4) ja (3.1.7) avulla laskemalla ensin putkiston painehäviö ja muuttamalla se korkeudeksi, yksikköön [m].



$$H_{dyn} = kq_v^2 \quad (3.1.14)$$

$H_{dyn}$  = dynaaminen nostokorkeus [m]

$k$  = Verrannollisuuskerroin, joka määräytyy vastuskorkeudesta tunnetun tilavuusvirran mukaan [-]

Edellisten perusteella putkiston vaatima kokonaisnostokorkeuden yhtälö saa muodon, joka on esitetty yhtälössä (3.1.15). Yhtälö (3.1.15) ottaa huomioon kaikki korkeus- ja paine-erot imu ja paine puolen säiliöiden välillä sekä kertavastukset ja kitkan.

$$H_{putkisto} = H_g + \frac{p_5 - p_0}{\rho g} + kq_v^2 \quad (3.1.15)$$

Kuvassa 5 esitettyssä toimintapisteessä pumpun tuottama nostokorkeus tulee olla yhtä suuri kuin putkiston vaatima, yhtälön (3.1.15) mukainen nostokorkeus, jotta pumppu kykenee toimimaan toimintapisteen edellyttämällä suoritusarvoilla. [Pumput, puhaltimet, kompressorit kurssin luento 5 Larjola. LTY. Syksy 2008.]

Edellä esitettyjen suureiden lisäksi mainittakoon kaksi tärkeintä olemassa olevaa dimensiottomia suuretta, joiden avulla kyetään vertailemaan erilaisia ja erityyppisiä pumppuja keskenään. Tällaisia dimensiottomia suureita ovat ominaispyörimisnopeus, joka on määritelty yhtälössä (3.1.16) ja ominaishalkaisija, jonka määritelmä on esitetty yhtälössä (3.1.17).

$$N_s = \frac{w\sqrt{q_v}}{\Delta h_s^{0,75}} \quad (3.1.16)$$

$$D_s = \frac{d_2 \Delta h_s^{0,25}}{\sqrt{q_v}} \quad (3.1.17)$$

$w$  = Kulmanopeus [1/s]

$\Delta h_s$  = Isentrooppinen ominaisentalpianmuutos [J/kg]

$d_2$  = Juoksupyörän ulkohalkaisija [m]

Lisäksi on olemassa muitakin pumpun rakenteelliseen mitoittamiseen liittyviä tunnuslukuja, kuten halkaisijaluku yms. mutta niihin ei kuitenkaan tämän työn osalta puututa tarkemmin.

[Pumput, puhaltimet, kompressorit kurssin luento 4 LTY. Larjola. LTY. Syksy 2008.]

Putkivirtauksen laskennassa keskeisessä osassa on Bernoullin yhtälö, joka on käytännössä taseyhtälö putkivirtaukselle, esitetty yhtälössä (3.1.18) paineiden avulla. Tämä yhtälö huomioi pumppauspiirissä olevien säiliöiden paineet, säiliöiden korkeuserot ja putkiston painehäviöt sekä pumpuntuottaman paineen. Lähes poikkeuksetta Bernoullin yhtälön avulla määritetään pumpulta vaadittava paineentuotto, kuten yhtälössä (3.1.18) on esitetty.

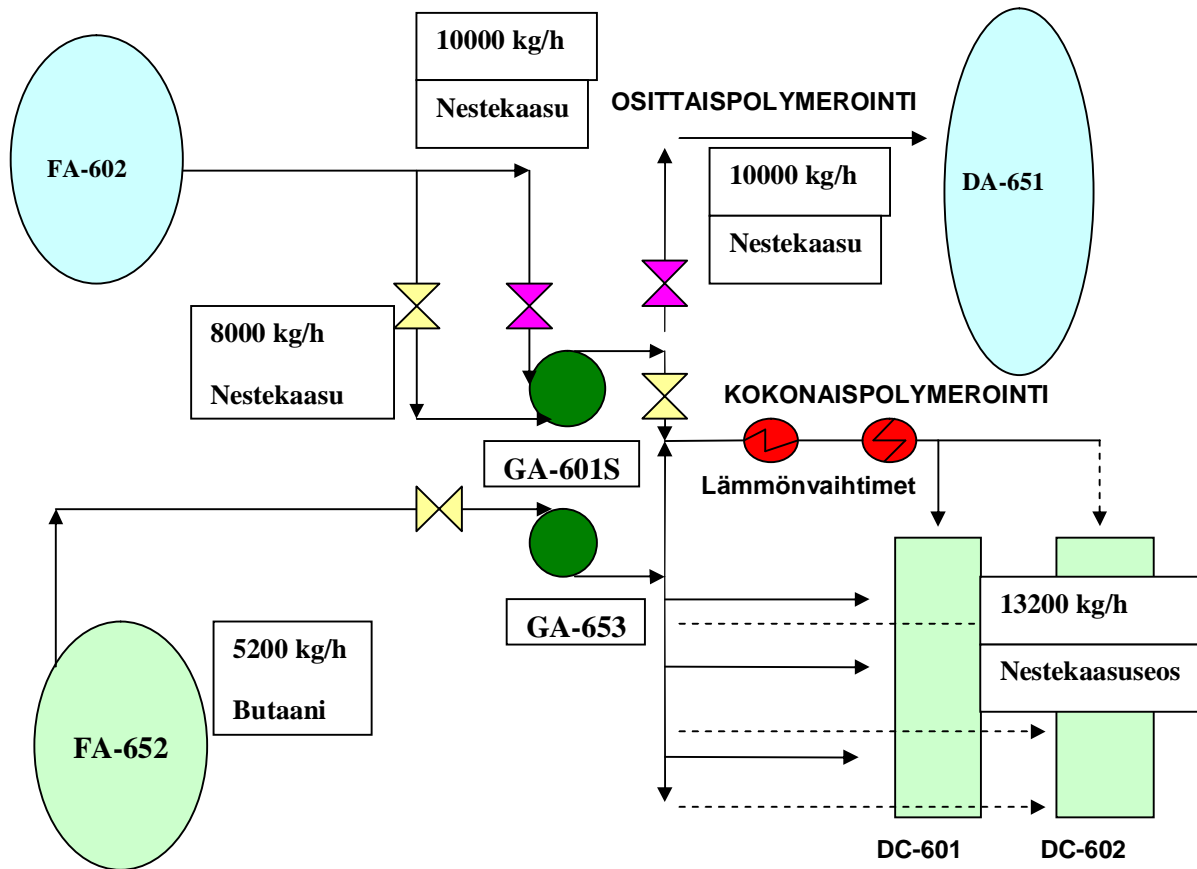
$$p_1 + \rho g h_1 + \Delta p_{\text{pumppu}} = p_2 + \rho g h_2 + \Delta p_{\text{putkisto}} \quad (3.1.18)$$

$$\Rightarrow \Delta p_{\text{pumppu}} = p_2 - p_1 + \rho g (h_2 - h_1) + \Delta p_{\text{putkisto}}$$

Yhtälön (3.1.18) ratkaistun muodon viimeisenä terminä oleva kokoputkiston painehäviön laskenta suoritetaan yhtälöiden (3.1.4) ja (3.1.5) avulla. [Virtaustekniikka luento 6 Bernoullin yhtälö LTY. Larjola. Kevät 2008.]

### 3.2 Prosessitekniisen mitoituksen lähtökohdat

Prosessitekniinen mitoitus, määrittelyt ja valinta tullaan suorittamaan nestekaasupumpuille GA-601S ja GA-653, joilla pumpataan butaania sekä käsiteltyä nestekaasua. GA-601S pumpulla syötetään edellä mainittuja nestekaasuja prosessireaktoriin eli pumppu toimii prosessissa nestekaasuja pumppaavana syöttöpumppuna. GA-653 pumpun ensisijaisena tehtävänä on pumpata butaania prosessireaktoreille. Prosessitekniinen mitoitus tehdään valmiiden Excel-laskentataulukoiden avulla, jotka ovat Neste Jacobsilla yleisesti käytössä prosessimitoituksissa. Näiden laskentataulukoiden avulla tehdään putkiston painehäviö- ja virtauslaskelmat sekä lisäksi määritetään pumpun toiminta-arvot ja laitetiedot, kuten pumpulta tarvittava tilavuusvirta ja sitä vastaava nostokorkeus sekä putkistossa olevien säätöventtiilien toiminta-arvot. Virtauslaskelmien lähtötietoina ovat putkiston geometria ja ominaisuudet kuten putken pinnankarheus. Lisäksi tunnetaan virtaavien aineiden aineominaisuudet. Nämä edellä mainitut tiedot hankitaan kyseisen prosessin PI-kaavioista, laitteiden datalehdistä ja kirjallisuudesta. Lisäksi on käytössä putkistosta isometrikuvat, josta selviää putkipituudet, mutkien, venttiilien ja muidenkin kertavastusten kappalemäärät ko. putkessa. Putkiston käsittelyn lähtökohtana on, että jokaiselle putkiosuudelle määritetään erikseen painehäviö. Painehäviölaskentaan tarvittavat aineominaisuusarvot on esitetty taulukossa 2. Pumpattavat nestekaasut ovat nestemäisessä muodossa pumpun kohdalla, mutta kaasuuntuvat, kun ne ajetaan prosessissa lämmönvaihtimien läpi. Tämä aiheuttaa prosessilaskentaan lisätyötä ja vaatii erityistä tarkkuutta aineominaisuus arvojen kanssa. Kuvassa 6 on esitetty prosessin periaatekuva.



Kuva 6 Pumppausprosessin periaatekuva

Öljynjalostusprosesseissa pumpattaessa tuotteita tiettyjä putkilinjoja pitkin käytetään tästä nimitystä, että prosessia ajetaan tietyllä tavalla. Näillä kyseisillä pumpuilla GA-601S ja GA-653 voidaan ajaa prosessia kolmella eri tavalla. Kuvassa 6 DA-merkintä tarkoittaa kolonnia ja FA-merkintä kolonnin ylimenosäiliötä. DC-merkintä viittaa prosessin reaktoriin. Prosessin ajotavat ovat seuraavat:

1. Pumpataan GA-601S pumpulla nestekaasua kolonnin ylimenosäiliöstä FA-602 prosessireaktorille DC-601 tai DC-602, riippuen siitä kumpi reaktori on käytössä. (Keltaisten venttiilien kautta kuvassa 6). Liitteessä II tämä pumppaustapaus on merkitty vihreällä värillä.
2. Pumpataan joko GA-601S tai GA-653 pumpulla butaania kolonnin ylimenosäiliöstä FA-652 reaktorille DC-601 tai DC-602, riippuen siitä kumpi reaktori on käytössä. GA-653 pumpulla pumpataan vain butaania. (Keltaisten venttiilien kautta kuvassa 6) Liitteessä II tämä pumppaustapaus on merkitty punaisella värillä.

3. Pumpataan nestekaasua GA-601S pumpulla kolonnin ylimenosäiliöstä FA-602 kolonniin DA-651(Violettien venttiilien kautta kuvassa 6) Liitteessä II tämä pumppaus on merkitty sinisellä värillä.

Pumpattaessa nestekaasuja prosessireaktoreille, on kyseessä kokonaispolymerointi eli tapaukset 1 ja 2. Kierrätettäessä nestekaasuja ylimenosäiliöstä takaisin kolonniin, on kyseessä osittaispolymerointi eli tapaus 3.

Edellä esitettyjen kolmen eri ajotavan perusteella tehdään pumppujen GA-601S ja GA-653 mitoitus käsittelemällä kaikki pumppaus tapaukset erikseen molemmille pumpuille. Painehäviölaskelmien ja pumpun mitoituslaskelmien perusteella saadaan pumpulle tietyllä tilavuusvirralla pumpulta vaadittava nostokorkeus. Laskentatapaus, joka vaatii suurimman nostokorkeuden ja tilavuusvirran pumpulle, valitaan yleensä mitoittavaksi ajotavaksi, kuitenkin on huomioitava kahden pumpun mitoituksessa, ettei sellaista pumppua välttämättä ole, joka kykenisi molempiin mitoitus tapauksiin. Tällöin joudutaan tilanteeseen, jossa on valittava kaksi erilaista pumppua, kumpikin omaan tapaukseensa. Tämä johtuu siitä, että mitoittavan pumpun tulee toimia vaikeimmassakin prosessinajotilanteessa ja usein pumppujen tuottokäyrillä loppuu säätövara kesken.

Taulukossa 2 esitetyt aineominaisuudet on määritetty prosessin simulointiohjelmalla käyttäen hyväksi jalostamon prosessi-insinöörien antamia tietoja edellä mainituista prosessin ajotavoista ja keräämällä datatietoja erillisestä prosessin ohjausohjelmasta sekä prosessin simulointiohjelmasta. Aineominaisuuksien määrittämisessä on huomioitu erityisesti pumpattavan aineen kaasuuntuminen matkalla pumppauskohteeseen. Kaasuuntuminen johtuu siitä, että pumpattavaa ainetta lämmitetään ennen reaktoria. Tämä ilmiö näkyy ainearvoissa selkeimmin tiheyden pienentymisenä kaasuuntumisen kohdalla. Pumpattava aine eli nestekaasu on kokonaan nestefaasissa pumpun kohdalla eli kyseessä nesteen pumppaus.

Taulukko 2 Pumpattavien aineiden aineominaisuudet

		<b>Butaani</b>				
		<b>Imupuoli p = 550kPa</b>		<b>Painepuoli p = 3191kPa</b>		
Lämpötila	C	35	35	40	135	155
Tiheys	kg/m <sup>3</sup>	557	579	573	415	96
Viskositeetti	mPas	0,15	0,16	0,154	0,062	0,014
Höyrynpaine	kPa	367,4	315,2	363,2	2679,7	3191
Kriittinen paine	kPa	3761	3727	3727	3727	3727
Massavirta	kg/h	5200	5200	4650/13000	13000	13000
		<b>Nestekaasuseos</b>				
		<b>Imupuoli p = 710kPa</b>		<b>Painepuoli p = 3191kPa</b>		
Lämpötila	C	35	35	65	70	
Tiheys	kg/m <sup>3</sup>	574,6	575	543	536	
Viskositeetti	mPas	0,161	0,161	0,126	0,121	
Höyrynpaine	kPa	313,4	313,4	684,8	769,2	
Kriittinen paine	kPa	3726	3726	3726	3726	
Massavirta	kg/h	9000	9000	9000	9000	

Taulukossa 2 esitettyjen tietojen lisäksi koko pumpausprosessissa osallisena olevan putkiston tiedot on määritetty arkistotietokantojen isometrikuvien perusteella sekä käymällä prosessialueella määrittämässä olemassa olevan putkiston geometriaa, siltä osin mitä isometrikuvista ei selvinnyt. Putkistosta selvitetiin putkipituudet, kaikki kertavastukset ja putken halkaisijat sekä putkimateriaalin pinnankarheus. Laskettava prosessi on todellinen, joten se sisältää lisäksi putkistossa kiinni olevia laitteita ja laitteistoja, joita ovat muun muassa lämmönvaihtimet, mittalaipat ja suuttimet. Prosessilaskennan tarkoituksena on selvittää millä toiminta-arvoilla pumppu GA-601S toimii sekä GA-653:n että GA-601:n varapumppuna. Lisäksi mitoitetaan pumppu GA-653, siten että se kykenee toimimaan nykyisessä prosessissa eli pumppaamaan butaania prosessireaktoreille.

### 3.3 Laskentaprosessi

Prosessilaskenta suoritettiin valmiin kaksiosaisen Excel-laskentataulukon avulla, johon kuuluu painehäviö- sekä pumppulomake. Nämä erilliset lomakkeet on linkitetty toisiinsa mutta niiden

keskinäiseen toimintaan ei tässä yhteydessä kiinnitetä huomiota. Excel-laskentataulukon laskentayhtälöt perustuvat Neste Oilin yleiseen prosessimitoitushjeeseen QD10014. Tässä ohjeessa on määritelty laskettavien mitoitusrvojen, kuten paineiden, lämpötilojen, NPSH:n ja virtausnopeuden vähimmäis- ja enimmäisarvoja sekä perusteita eri arvojen valinnalle. Lisäksi ohjeessa määritellään säätöventtiilin mitoittamiseen liittyviä asioita. Näissä määrittelyissä ratkaisevana tekijänä on mitoitustapa, jonka perusteella määräytyvät muun muassa mitoituspaineen ja -lämpötilan arvot. Esimerkiksi suunnittelulämpötila valitaan siten että se on suurin käyttölämpötila ja siihen lisätään 15 celsiusastetta. Vastaaventyypinen ohjeistus on suunnittelupaineen valinnalle,  $p_{\text{suunnittelu}} = p_{\text{käyttö}} + 150 \text{ kPa}$ . Minkään suunnitteluarvon valinta ei ole yksiselitteinen vaan vaihtoehtoja on jo edellä viittaamassani ohjeessa useita kaikille suunnitteluarvoille mitoitustilanteesta riippuen. Pumppausprosessi mitoitetaan tunnetun putkiston ja putkistossa olevien säätöventtiilien painehäviöiden avulla seuraavien vaiheiden kautta:

1. Painehäviölaskenta suoritetaan putkikohtaisesti painehäviölomakkeella, huomioiden painehäviötä aiheuttavat komponentit ja muut tekijät putkistossa
2. Määritetään putkiston ja säätöventtiilin toiminta-arvot pumppulomakkeelle sekä valitaan mitoitustapa
3. Saadaan pumpun ja putkiston käyrät pumppulomakkeelle, jossa käyrien väliin jäävän osan paine-ero kuristetaan pois säätöventtiilillä ja siten saadaan selville pumpun toimintapiste

Erikseen huomioitavia laitteistoja painehäviölaskelmassa ovat lämmönvaihtimet, mittalaitat, säätöventtiilit ja suuttimet eli tekijät, jotka saavat aikaan painehäviöitä. Lisäksi jatkuvanprosessin painearvojen määrittelyssä pyritään etsimään käyttöhistoriasta tapaukseen mitoitettava paine, joka on yleensä korkein hetkellinen tai suurin jatkuva paine. Teoreettisessa laskennassa käytetään yleensä vain yhtä arvoa, joka ei kuvaa prosessin koko toimintaa, vaan on vain yksi hetkellinen mitta.

Mitoitustapoina voidaan käyttää samaa painemitoitusta, kun imu- ja painepuolen säiliöiden paineet ovat yhtä suuret. Loogisesti on olemassa myös eri painemitoitus jota käytetään, kun imu ja paine puolen säiliöiden paineet ovat erisuuruiset. Lisäksi on olemassa Säätöventtiilin painehäviön mukaan tapahtuva mitoitustapa ja pumppukäyrän perusteella tehtävä mitoitustapa.

Merkittävin ero laskentataulukon ja luvussa 2.1 esitettyjen laskentayhtälöiden osalta on se että laskentataulukossa tehdään samalla kertaa muun mitoituksen yhteydessä tarkoitukseen sopiva ylimitoitustapa ja lisäksi huomioidaan putkistossa olevat säätöventtiilit, jotka mitoitetaan kukin erikseen. Lisäksi kertavastusten osalta ero on huomattava, sillä käsin laskettaessa kunkin

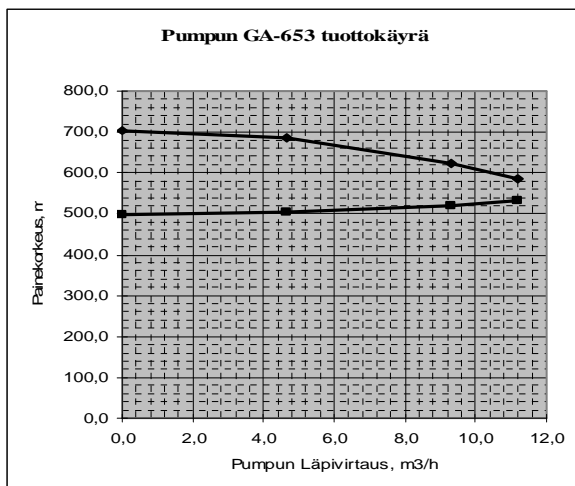
kertavastuksen vastusarvo tulee etsiä kirjallisuudesta mutta laskentataulukkoa varten tarvitaan vain vastusten kappalemäärät, eri venttiilien, mutkien ja haarakohtien osalta. Siis laskentataulukossa on valmiina kaikki yleisesti kirjallisuudesta löytyvät pumpun mitoittamiseen tarvittavat yhtälöt ja kertavastusarvot. Taulukkopohjaisen laskennan tarkkuus on yhtä suuri kuin käytössä olevien lähtöarvojen tarkkuus. Monet laskennan tekijät, kuten putkien pituudet ja putken pinnankarheet joudutaan arvioimaan, puutteellisten tai vasta alustavien tietojen takia. Nämä kaikki edellä mainitut asiat aiheuttavat jonkin verran epätarkkuutta laskentaan. Kuitenkin lähes aina on käytettävissä vanhojen vastaavien laitteiden tietoja joihin omia laskentatuloksia voi vertailla ja näin arvioida lähtökohtaisten laskenta-arvojen tarkkuutta.

### 3.4 Prosessiteknisen mitoituksen tulokset

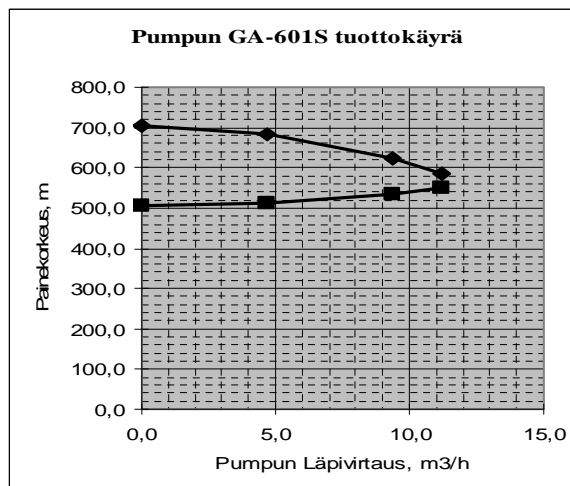
Prosessilaskennan tuloksena selvitettiin pumpun tärkeimmät toiminta-arvot, pumppujen ominaiskäyrät ja toimintapisteet. Tässä tapauksessa määritettiin myös putkilinjoissa olevien säätöventtiilien arvot tunnetun putkigeometrian ja haluttujen alkuehtojen perusteella. Prosessilaskennan tulokset on esitetty taulukossa 3 ja pumppujen ominaiskäyrät kuvissa 7 ja 8.

Taulukko 3 Mitoitettujen pumppujen toiminta-arvot sekä linjoissa olevat ja mitoitetut säätöventtiilit

Pumppu		GA-653		GA-601S	
		Eri painesäätö		SV:n painehäviö tunnetaan $dp = 100\text{kPa}$	
Putkiston kokonaispainehäviö	kPa	3400		3151,2	
Tilavuusvirta	$\text{m}^3/\text{h}$	9,3		17,4	
Nostokorkeus	m	622,3		559	
Pumpun imupaine eli $\text{NPSH}_a$	kPa / m	394,2 / 5		332 / 3,4	
Suunnittelu arvot:					
Paine min.	kPa	0		0	
Paine max.	kPa	4670		4710	
Lämpötila min.	C	0		0	
Lämpötila max.	C	110		110	
Imusäiliön varoventtiilin avautumispaine	kPa	790		1050	
<b>Säätöventtiilit</b>		FC-610	FC-613	FC-614	FC-656
Paine-ero venttiilin yli	kPa	473	555	373	1427
Virtaama	$\text{m}^3/\text{h}$	0,9	8	15,5	17,3
$C_v$ arvo	-	0,4	3,9	7,1	4,2



Kuva 7 Pumpun GA-653 tuottokäyrä



Kuva 8 Pumpun GA-601S tuottokäyrä

Taulukossa 3 esitetyt mitoitusarvot ovat normaalin käytön aikaisia arvoja. Näiden lisäksi laskentataulukolla määritettiin minimi arvot 50 % osuudella normaaleista ja lisäksi 10–20 % ylimitoitus normaali arvoista. Lähtökohtaisesti mitoitettiin molemmille pumppuille omat toiminta-arvot. Mikäli vertailussa löydetään pumppu, jonka ominaiskäyrälle molempien tapausten arvot sopivat, voidaan molempiin tapauksiin valita samanlaiset pumput. Mitoitusperiaatteena GA-653:lla olevalla eri painesäädöllä tarkoitetaan sitä, että ko. pumpun imu- ja painepuolella olevien säiliöiden välillä ei ole paineriippuvuutta keskenään. Pumpun GA-601S mitoitusperusteena on käytetty putkistossa olevan säätöventtiilille haluttua painehäviötä, jonka perusteella on määrätynyt kuvan 8 pumppukäyrä.

Molempien pumppujen putkistoissa on kaksi säätöventtiiliä, joiden mitoitusarvot käyvät ilmi taulukosta 3. Näistä säätöventtiileistä johtuu se että kuvissa 7 ja 8 pumpun ja putkiston ominaiskäyrät eivät leikkaa. Siis virtauksen säätö tapahtuu säätöventtiilillä, joka kuristaa kuvissa 7 ja 8 olevat painekorkeudet pois ja saa ominaiskäyrät leikkaamaan. Taulukossa 3 esiintyvä  $C_v$  arvo kertoo miten paljon venttiili läpäisee virtausta, eli sitä suurempi virtaus mitä suurempi  $C_v$  arvo. Kyseiset säätöventtiilit ovat vanhan putkiston osana olevia venttiileitä ja vanhojen mitoitusarvojen perusteella venttiilit riittävät edelleen myös uusille pumppuille.

Pumpun GA-601S mitoitusperiaatteeksi valittiin säätöventtiilin mukaan mitoitus, jotta suunnittelupaineen arvo saatiin pienennettyä. Tämä toimenpide haluttiin tehdä, jotta ei ylittettäisi olemassa olevan putkiston suunnittelupainetta. Taulukossa 3 esitetyt pumppujen suunnittelu-arvot määrättyivät putkiston suunnittelu arvojen mukaan. Suunnittelu lämpötilat olivat täysin samat molemmissa pumppuissa, mutta paineissa eroa syntyi imusäiliöiden korkeuseroista pumppuun



nähdessä sekä varoventtiilien avautumispaineiden eroista johtuen. Ilmoitetut paineet ovat absoluuttisia arvoja ja paineiden ehdottomana ylärajana oli 4725 kPa, joka oli putkistojen suunnittelupaine. Taulukossa 3 ilmoitettujen suunnittelupainearvojen saamiseksi joudutaan säätämään pumpun GA-601S imusäiliön FA-602 varoventtiilin avautumispainetta 1280 kPa:sta 1050 kPa:n, jotta pumpun kehittämä suurin mahdollinen paine ei ylitä putkiston suunnittelupainetta. Katso liitteet V ja VI.

Prosessilaskennan avulla saatujen tulosten ja tehtävien kyselyiden perusteella tullaan valitsemaan kohteeseen parhaiten sopiva pumppu.

Kappaleen 3 lähdetietoina on käytetty Neste Oilin ohjetta QD 21729 rev. 6, QD10014 rev. 2 ja spesifikaatiota G-102 rev. 5 sekä prosessin PI-kaavioita. Lisäksi prosessimitoitukseen liittyvistä asioista on keskusteltu Rauno Toivosen ja Johan Björkin kanssa.

#### **4 Keskipakopumpun määrittely**

Keskipakopumpun määrittelyllä tarkoitetaan pumpun materiaalia ja rakennetta määriteltäviä teknisiä tietoja, joiden perusteella pumppuvalmistaja kykenee tarjoamaan käyttötarkoitukseen parhaiten sopivan laitteiston. Tässä luvussa tullaan käsittelemään luvussa 2 esitettyjen prosessilaskelmien ja niiden tulosten perusteella nestekaasupumpun määrittelyä ja sitä mihin osa tekijöihin määrittely perustuu. Määrittelyiden perustana käytetään API 610 ja API 682 standardeja ja Neste Oilin omia spesifikaatioita sekä suunnitteluohjeita.

##### **4.1 Pumppujen määrittelyn lähtökohdat**

Keskipakopumpun määrittely perustuu pumpun käyttötarkoitukseen, pumpattavan aineen aineominaisuuksiin ja pumpulta vaadittaviin toiminta-arvoihin. Lisäksi tulee määrittellä pumpun tarvittavat säätöominaisuudet, pumpun käyttölaite ja sijoitus paikka. [Insko 208–85 kpl 3 s.2-3]

Määrittelyn lähtökohtana ovat taulukossa 2 esitetyt pumpattavien aineiden aineominaisuudet sekä pumpun mitoitusarvot taulukossa 3.

Tämän tarkasteltavan pumpun tehtävänä on pumpata propaania ja butaania sekä käsiteltäviä nestekaasua nestekaasukolonnin ylimenosäiliöstä prosessireaktoriin, jossa ko. nestekaasuista poistetaan epäpuhtauksia. Pumpattavana aineena oleva nestekaasu on hyvin räjähdys- ja paloherkkä aine, joten erityisesti rakenneteknisessä määrittelyssä tulee pohtia erityisen tarkkaan materiaali sekä

laitteistotyyppi valinnat. Määritellään pumpun voitelu periaate ja tiivisteratkaisut huuhtelujärjestelmiseen sekä imu- ja painepuolen liitokset. Muina määriteltävinä osa-alueina ovat pumpun käyttölaite ja pumppu valmistajalta vaadittavat pumpun toimintaa kuvaavat testausajot, joita ovat pumpun ominais-, hyötysuhde-, teho- ja NPSH käyrä. Edellä mainittujen asioiden lisäksi on annettava lisähuomautus, mikäli pumpattava aine sisältää esim. kiintoainetta tai pumppauksessa on huomioitava jokin muu asia, joka vaikuttaa materiaaleihin yms.

## **4.2 Pumpun määrittely käytännössä**

Pumpun määrittely suoritetaan käytännössä vertailemalla ko. tapausta vastaavan kaltaisiin tilanteisiin, eli käyttämällä hyväksi vanhoja tietoja vastaavan kaltaisista pumpuista. Verrattavina tekijöinä ovat muun muassa pumpattava aine, nostokorkeus ja tarvittava tilavuusvirta sekä vanhat tiivisteratkaisut. Vanhan vertailuun kelpaavan arkistotiedon lisäksi hyödynnetään materiaali ja tiiviste puolen erikoisosajia sekä kaikkea saatavilla olevaa kokemuseräistä tietoa vastaavan kaltaisista tilanteista. Tämä kyseessä oleva projekti on selvitysvaiheessa, joten materiaalien ja muiden määrittelyjen osalta pyritään selvittämään tärkeimmät kohdat ja esitetään laitevalmistajalle käyttöolosuhteet sekä muut ratkaisevat tekijät. Määrittely tarkentuu laitevertailun jälkeen merkittävästi, kun laitevalmistajalta saadaan valittavan laitteen tarkat tiedot.

## **4.3 Pumppumäärittelyn tulokset**

Tässä luvussa käsitellään nestekaasu- ja suolanpoistopumppua koskevat mekaaniset määrittelyt, kuten ne ovat luvussa 4.1 esitetty.

### **4.3.1 Nestekaasupumppu**

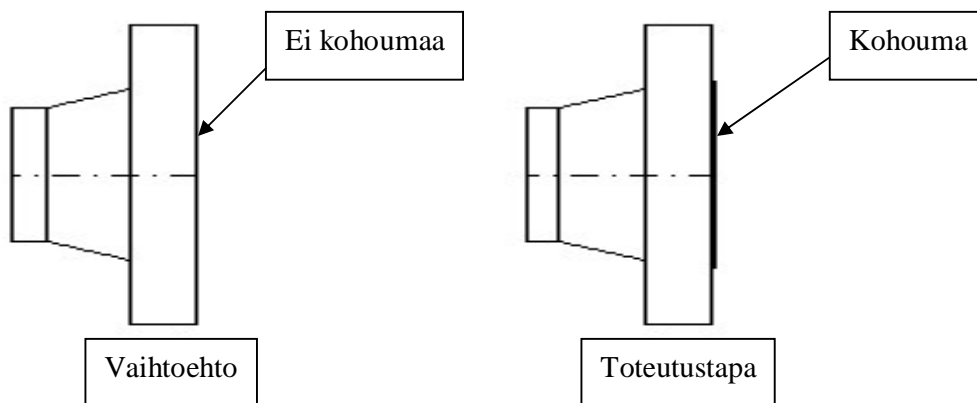
Taulukossa 3 esitettyjen tulosten perusteella havaitaan, että pumpulla on suuri nostokorkeus ja suhteellisen pieni tilavuusvirta. Näiden asioista johtuen pumpputyypinä tullaan käyttämään monivaiheista keskipakopumppua tai yksivaiheista korkeakierrospumppua, riippuen siitä kumpi ratkaisu katsotaan olevan kohteeseen sopivampi valinta vaiheessa.

Tässä tapauksessa on kyseessä öljynjalostuksen prosessipumput, jotka sijaitsevat räjähdysvaarallisella alueella ja joissa pumpattavat aineet ovat helposti syttyviä, joten kaikki pumpun rakenteet ja materiaalit tulee olla kipinöimättömiä. Pumpun rakenteelliseksi materiaaliksi valitaan kylmänkestävähiiliteräs tai ruostumatonteräs (kylmänkestävyys -48 celsiusastetta) eli kaikkien pumpun osien tulee täyttää kylmänkestävyysvaatimus. Syy kylmänkestävyysvaatimukseen on siinä, että pumpun tulee kestää korroosiota, ei niinkään kylmää. Määrittelyissä valittiin vain

pumpun pesän materiaali ja muiden osien materiaalivalinnat jätettiin tässä vaiheessa valmistajan valittaviksi. Pumpun pohjalevyn materiaaliksi valittiin teräs.

Nestekaasupumpun tiivistejärjestelmän valinnassa noudatetaan Neste Oilin spesifikaatiota QD21729, jossa on suoraan määritelty tarvittava tiivisteratkaisu ko. tapaukseen. Pumpujen tiivisteratkaisujen yhteydessä on aina huomioitava, että kaikki mekaaniset tiivisteet vuotavat jonkin verran eli mekaanista vuotamatonta tiivistettä ei ole olemassa. Tiiviste järjestelmänä käytetään API PLAN 76, jossa on ns. tandem eli kaksoismekaaninen tiiviste eli kaksi peräkkäistä tiivistystä vuodon minimoimiseksi, jossa ensiötiiviste on tuotteen voitelema ja toisiotiiviste kuivakäyntinen mekaaninen tiiviste. Lisäksi ensiö- ja toisiopuolen tiivisteiden välistä johdetaan vuotanut aine jalostamon soihtujärjestelmään, jossa vuotanut aine poltetaan. Tämä ratkaisu johtuu siitä että nestekaasut ovat ilmaan päästessään höyrystyviä sekä kaasumaisina herkästi syttyviä ja räjähtäviä. Tiivistejärjestelmä on suunniteltu siten, että pumpattavana tuotteena olevaa nestekaasua pääsee vuotamaan välitilaan mutta välitilasta ei vuoda mitään tuotteen joukkoon ja tällä varmistetaan se, ettei tuotteen laatu muutu vuodon sattuessa. [Flowserve: Mechanical seal piping plans: API PLAN 76] Lisäksi API PLAN 76:n tullaan yhdistämään API PLAN 11, jonka toiminta ja tarkoitus on selostettu suolanpoistopumpun yhteydessä kappaleessa 4.3.2. Kappaleessa 4.3.2 mainittua ”throttle bushing” rakennetta ei käytetä nestekaasupumpuilla koska API PLAN 76 ratkaisu sisältää vastaavan kaltaisen ominaisuuden. API PLAN 11 ja 76 toimivat nestekaasupumpuissa täysin erillisinä, eli 11 hoitaa huuhtelun ja 76 tiivistyksen. Tarkkaa yksittäistä akselitiivistevalmistajaa ei tässä vaiheessa määritetä, vaan se tarkentuu valmistajilta saatavien tarjousten perusteella.

Pumpun imu- ja painepuolen liitosten määrittelyssä on huomioitava sekä imu- että paineputkien paineluokat määrittelyssä. Paineluokan on nestekaasupumpuilla oltava vähintään 300 # mutta ei alhaisempi kuin käytössä olevan putkiston paineluokka. Liitosten paine luokiksi määritettiin 300 # edellä mainitusta tekijöistä johtuen. Lisäksi määriteltiin, että kiinnityslaippojen tulee olla kuvan 6 mukaisesti keskiosastaan korotettuja, eikä laipan reunojen kanssa samassa tasossa. Tähän käyttötarkoitukseen suuresta nostokorkeudesta johtuen soveltuvat monivaiheiset keskipakopumput ja lisäksi korkeakierrospumppu, josta vertailujen yhteydessä enemmän.



Kuva 6 Pumpun ja putkiston väliset kiinnityslaput, sivulta katsottuna. Huomaa kohouma valitussa toteutus tavassa.

Pumpun käyttölaitteeksi määritellään sähkömoottori, jonka osalta on huomioitava, että sen tulee olla EX suojattu, eli sellainen ettei se kipinöi. Sähkömoottorin käyttöjännitteeksi määrättiin 400 V ja taajuus on 50 Hz. Pumpun sähkömoottoria ei ohjata taajuusmuuttajalla eli pumpulla ei käytetä pyörimisnopeussäätöä. Tarkemman määrittelyn moottorille tekee sähkösuunnittelija. Sähkömoottorin teho tulee valita tarvittavan tehokäyrän yläpäästä, jotta tehoa saadaan riittävästi käyttöön. Lisäksi tulee huomioida mahdollinen pumpattavan nesteen ominaispainonvaihtelu esimerkiksi prosessin käynnistystilanteessa. [Neste Oilin spesifikaatio G-102]

Pumppujen vertailuja varten on myös määriteltävä mitä testaustietoja halutaan saada. Koetuksina nestekaasupumppujen osalta vaaditaan pumppukäyrät ja varmennus  $NPSH_r$  määräästä eri tilavuusvirroilla sekä pumpun painekestävyyskoe, josta ilmoitetaan testauspaine.

Huomautuksena ilmoitetaan, että pumpun ja moottorin väliin tulevan kytkimen tulee olla kipinöimätön ja ATEX sertifioitu.

#### 4.3.2 Suolanpoistovesipumppu

Suolanpoistopumpun osalta määritellään aivan samat asiat kuin nestekaasupumpulla ja seuraavassa käydään läpi ne asiat mitkä toteutetaan eri tavalla kuin nestekaasupumpun määrittelyssä.

Pumpun rakenteellisina materiaaleina käytetään Duplex materiaalia, joka on tavallista hiiliterästä kestävämpää. Tätä materiaalia tarvitaan, koska suolanpoistovesi, jota pumpataan sisältää jopa 600 ppm klorideja, jotka syövyttävät tavalliset hiiliteräsmateriaalit nopeasti. Lisäksi pumpattavan aineen joukossa on pieniä määriä raakaöljyä.

Suolanpoistopumpun tiivisteratkaisuna käytetään ns. single-tiivistettä API PLAN 11:ta huuhtelulla. Tässä tiiviste ratkaisussa on käytössä akselitiivisten huuhtelu pumpun painepuolelta. Kyseessä on

siis yksinkertainen tiivistehuuhtelujärjestelmä, jossa pumpattavalla tuotteella huuhdellaan akselitiiviste ja ko. tuote kierrätetään takaisin pumpun pesään. Lisäksi tiivisteiden yhteydessä tullaan käyttämään ”throttle bushing” rakennetta eli ns. paineistamatonta kuristusrengasta, joka estää tiivisteestä vuotaneen tuotteen pääsyn ympäristöön. Kuristusrenkaan ja akselitiivisteiden väliseen tilaan vuotanut tuote johdetaan öljyistenvesien viemäriin, ja sitä kautta edelleen käsiteltäväksi jalostamon jätevesien puhdistamolle. [Flowserve: Mechanical seal piping plans: API PLAN 11] Vaihtoehtoinen ratkaisu edellä esitetyille olisi ollut kaksoismekaaninen paineistettu tiiviste, jossa on lisäksi kiertävä jäähdytysaine tiivisteelle.

Suolanpoistopumppuun tulevien imu ja paine puolen liitosten lisäksi asetetaan pumpusta yksi liitos viemäriin, jota kautta tiivisteestä vuotavat aineet pääsevät pois. Vuotavat aineet voidaan tässä tapauksessa johtaa öljyistenvesienviemäriin, koska ne eivät ole myrkyllisiä eivätkä höyrystyviä ulkoilmassa.

Koestuksina suolanpoistopumpulle vaaditaan pumppukäyrät ja painekestävyyskoe, josta ilmoitetaan testauspaine.

Muilta osin suolanpoistopumpun määrittelyyn liittyvät asiat ovat täysin samanlaiset kuin nestekaasupumpulla, jotka on esitetty kappaleessa 4.3.1.

Kappaleen 4 lähdetietoina on käytetty Neste Oilin ohjetta QD 21729 rev. 6 ja QC10016. Lisäksi on hyödynnetty spesifikaatiota G-102 rev. 5. Määrittelyiden asiasisällöistä on käyty keskustelua Rauno Toivosen ja Jarno Laineen kanssa.

## **5 Vaihtoehtoisten pumppujen vertailu ja tarkoitukseen sopivimman pumpun valinta**

Tässä kappaleessa käsitellään kyselyjen perusteella saatuja pumppuja ja vertaillaan niiden ominaisuuksia ja toimivuutta. Tärkeimpänä tavoitteena on valita paras mahdollinen pumppu kaikkien vaihtoehtojen joukosta, ottamalla huomioon kaikki valintaan vaikuttavat, niin mekaaniset kuin prosessitekniset asiat.

### **5.1 Vertailun lähtökohdat ja tavoitteet**

Lähtökohtaisesti vertailun avulla pyritään selvittämään riittävän monia eri vaihtoehtoja kyseessä olevaan kohteeseen. Vertailussa kiinnitetään huomiota useisiin eri valintakriteereihin, joista kaikkein tärkeimmät niistä ovat laitteen turvallisuus, toimivuus, huollettavuus, kestävyys ja varaosat sekä hinta. Myös merkittävänä tekijänä ovat vastaavien laitteiden hankinnassa aikaisemmin olleiden henkilöiden kokemukset eri laitetoimittajista sekä vastaavan kaltaisista tapauksista. Lisäksi

vastaavien laitteiden aikaisemmat käyttökokemukset prosessin eri osissa ovat merkittäviä päätöstä tehtäessä.

Edellä mainituista tekijöistä tärkein on turvallisuus. Tämä johtuu siitä, että laitteen on oltava turvallinen käyttää, jotta se voisi olla toimiva ja kestävä. Ei turvallisen laitteen käyttö saattaa aiheuttaa henkilö- ja ainevahinkoja joissakin käyttötilanteissa ja niiden seuraukset voivat olla laajalle ulottuvia ja vakavia. Tästä johtuen turvallisuudesta on ensisijaisesti huolehdittava valittaessa uutta laitteistoa.

Toisena tekijänä oleva toimivuus tarkoittaa sitä että laitteiston tulee olla prosessimitoituksella tehtyjen laskelmien mukainen, jotta se voisi toimia. Toimivuus tarkoittaa myös sitä että laitteistolla kyetään suorittamaan kaikki sille asetetut tehtävät ilman ongelmia. Lisäksi häiriötilanteista tulee kyetä selviytymään normaalitilaan ilman vaaratilanteita, esimerkiksi akselitiivisten vuototilanteesta.

Laitteiston huollettavuutta ja kestävyyttä tarkasteltaessa on tarpeellista tutkia onko vastaavia laitteita käytössä samanlaisissa kohteissa ja onko varaosien saanti riittävän tehokasta omiin tarpeisiin. Vastaavista laitteista saatuja kokemuksia hyödyntämällä voidaan löytää paras vaihtoehto ko. tapaukseen. Kestävyuden kannalta laitteiston tulee olla sellainen, että se kykenee toimimaan ilman ongelmia koko huoltovälin ajan. Laitteenhinta ratkaisee pumpun valinnan vasta sen jälkeen, kun turvallisuus ja käytettävyysasiat ovat kunnossa.

Vertailun lähtökohtana käytetään laitevalmistajilta, pumpuista saatuja tietoja, johon kuuluvat mekaaniset, materiaalitekniset ja prosessitekniset asiat. Vertailussa käytetään lisäksi apuna paljon kokemusta omaavia henkilöitä, jotka työskentelevät päivittäin tämän tyyppisten asioiden parissa. Heidän avullaan tullaan valitsemaan parhaiten käyttökohteeseen sopiva ja turvallinen pumppu, jonka käyttöikä sekä kestävyys vastaavat prosessin tarpeita.

## **5.2 Vertailtavat pumput**

Pumppujen hinta- ja toimitusaikatiedot ovat pumppuvalmistajan ja laitteenostajan välinen liikesalaisuus, mistä johtuen näitä kyseisiä tietoja ei tässä yhteydessä käsitellä, eikä julkaista. Myöskään pumppuvalmistajien nimiä, joilta kyselyt tehtiin, ei julkaista vaan pumppuvalmistajista käytetään nimityksiä A, B, C ja D. Tämä johtuu siitä, ettei Neste Oililta ei saatu lupaa julkaista pumppuvalmistajien nimiä. Pumppuvertailut suoritettiin neljän (4) eri pumppuvalmistajan kesken. Vertailussa tärkeimpinä asioina ovat kappaleessa 4.1 esitetyt tekijät, joiden perusteella löydetään kyseessä olevaan kohteeseen paras mahdollinen saatavissa oleva vaihtoehto, vertailussa olevilta

valmistajilta. Vertailtavien pumppujen valmistajilta saatuja pumppukohtaisia tietoja on esitetty nestekaasupumpun osalta liitteessä II ja suolanpoistopumpun osalta liitteessä III. Pumppuvalmistajilta vertailua varten saadaan tietoon kappaleessa 3 esitetyt asiat ja niiden lisäksi mittapiirustukset, joista havaitaan muun muassa pumpun imu- ja painepuolen yhteiden halkaisijat sekä muut pumppuominaisuudet. Erityishuomio kiinnitetään vertailun yhteydessä valmistajan ilmoittamiin pumpun toiminta-arvoihin, eli nostokorkeuteen ja tilavuusvirtaan ja näiden kautta pumppukäyrään. Tämä johtuu siitä että lähes aina pumppua on tarpeellista säätää jollakin tavalla ja pumppukäyrän perusteella kyetään havaitsemaan onko pumpussa riittävästi säätömahdollisuuksia ko. prosessia varten.

Neljältä eri pumppuvalmistajalta saadut pumpputarjoukset perustuvat taulukossa 3 esitettyihin prosessilaskennan tuloksiin ja kappaleessa 4 esitettyihin mekaanisiin määrittelyihin.

### **5.3 Pumppu vertailun tulokset**

Nestekaasupumppujen valinnassa oli kaikkiaan kaksi (2) eri vaihtoehtoa molemmille pumppuille, kyselyt tehtiin sekä GA-601S että GA-653 pumppulle. Nestekaasupumppujen vertailutiedot on esitetty liitteessä III. Suolanpoistopumpun valinnassa oli käytettävissä kolmen (3) eri pumppuvalmistajan tarjoamat vaihtoehdot, joiden vertailutiedot on esitetty liitteessä IV. Huomioitava, että suolanpoistopumpun osalta pumppuvalmistaja B tarjosi kahta erilaista vaihtoehtoa ko. kohteeseen, ns. API pumppua, joka täyttää API standardin ja yleistä kemianteollisuuden pumppua, joka on ns. normipumppu. Valmistajien A ja C vaihtoehdot ovat valmistajan B tarjoaman kemian normipumpun kaltaisia.

Liitteessä III esitetyistä vertailutiedoista havaitaan että molemmat pumput kykenevät toimimaan halutuissa toimintapisteissä, joten tästä johtuen valinnan tärkeimmiksi kriteereiksi nousivat prosessin luotettavuus ja aikaisemmat käyttö- sekä huoltokokemukset. Pumppuvalmistajan D etuna on se, että sen tarjoamat vaihtoehdot toimivat molempien pumppujen GA-653 ja GA-601S tapauksissa, josta on hyötyä operointia ajatellen. Lisäksi käyttökokemusten ja prosessien luotettavuuden perusteella valmistajan D pumppua voitaisiin pitää parempana, koska ne ovat olleet luotettavia, kuitenkin ko. monivaiheisen keskipakopumpun huolto ja korjaus on kallista ja aikaa vievää. Valmistaja E tarjosi kumpaankin kohteeseen tuottoarvoiltaan erilaista pumppua syystä, että pumpun haluttu toiminta-alue oli liian laaja valmistajan E korkeakierros-pumpputyypille. Tästä johtuen pumppujen GA-653 ja GA-601S:ksi jouduttaisiin asentamaan erilaiset pumput sekä pumppukohtainen minimivirtauspiiri, johon kuuluu säätöventtiilit, virtausmittarit, putket ja automaatio. Minimivirtauspiiri asennetaan, jotta pumput saataisiin toimimaan käynnistysten ja

pumpun vaihtojen yhteydessä. Tämä lisäisi prosessin operoinnin monimutkaisuutta ja vaatisi enemmän osaamista operaattoreilta. Lisäksi korkeakierrospumpussa oleva vaihteisto vaatii erillisen jäädytyksen ja öljynpainevahdin. Pumppuvalmistajan E korkeakierrospumppua pidetään helpommin ja nopeammin huollettavana kuin monivaiheista pumppua. Molempiin pumppuvaihtoehtoihin on lisäksi asennettava yhteet jalostamon soihtu- ja viemärijärjestelmiin. Vertailussa olevien pumppujen materiaaleina on valittavana joko kylmänkestävä- tai ruostumatonteräs. Näistä molemmat materiaalit soveltuvat ko. kohteisiin, joten materiaali valintaan vaikuttaa suurelta osin hinta. Keskustelujen ja pohdintojen jälkeen päädyttiin ratkaisuun, jossa ei lopullista valintaa tehty lainkaan vaan päätettiin vielä selvittää varaosien hinnat ja toimitusajat molemmilta pumppuvalmistajilta. Näiden lisäselvitysten, käyttö- ja huolto- sekä prosessinoperointitietojen perusteella tullaan tekemään pumppuvalinta. Valinnan perusteella tehdään selvitysvaiheen lopullinen kustannusarvio ja mahdollisesti päätös perussuunnitteluvaiheeseen etenemisestä.

Suolanpoistovesipumpun vertailussa selvitysvaiheen perusteella pidettiin teknisesti parhaimpana pumppuvalmistajan B normi pumppu. Syyt, jotka johtivat edellä mainitun normipumpun valintaan tässä tapauksessa, olivat seuraavat: Tarkasteltaessa pumpun toiminta-arvoja havaittiin, että ko. pumpun hyötysuhde on huomattavasti parempi kuin muiden vastaavien vaihtoehtojen eli A ja C valmistajien. Syyt hyvään hyötysuhteeseen löytyvät valmistajan B normi käyttämästä suljetusta juoksupyörästä ja siitä, että ko. pumpulla päästään hyvin lähelle pumpun parhaan hyötysuhteen pistettä. Toimintapisteen ja parhaan hyötysuhteen tilavuusvirtojen suhde ilmoittaa prosentteina sen miten lähellä parasta hyötysuhdetta ollaan. Tässä suhteessa valmistajan C pumppu on noin 2 prosenttiyksikköä valittua pumppua parempi, mutta ero on mitättömän pieni. Pumpun nostokorkeus suljettua venttiiliä vasten kertoo sen miten suuren nostokorkeuden pumppu maksimissaan tuottaa. Pumpun alustavassa mitoituksessa tämä korkeus määräytyy yleensä siten, että se on 20 % suurempi kuin mitoitusnostokorkeus. Lopullisessa mitoituksessa pumpun datalehteen päivitetään valitun pumpun mukainen nostokorkeus suljettua venttiiliä vasten. Suurempi paineentuotto suljettua venttiiliä vasten on parempisäädettävyyden kannalta, mutta huonompi jos paine suljettua venttiiliä vasten ylittää putkiston tai putkistossa olevien laitteiden sallitut maksimi paineet. Kaikki tarjotut pumput ovat hyväksyttävissä tähän prosessiin suljetun venttiilin paineen tuoton suhteen, mutta valmistajan C pumppu on paras paremman säädettävyyden ansiosta. Pumpun vaatiman  $NPSH_r$ -arvon tulisi olla mahdollisimman pieni suhteessa käytettävissä olevaan  $NPSH_a$ -arvoon, jotta vältetään pumpun kavitoinnilta. Pumppujen A ja B  $NPSH_r$  arvo on selvästi muita parempi, mutta sen merkitys on olematon tässä prosessissa, koska  $NPSH_a$  on korkea. Pumpun minimi virtaaman



tulisi olla mahdollisimman pieni, jotta pumpulla kyetään toimimaan laajalla virtausalueella esimerkiksi käynnistystilanteessa, jolloin tilavuusvirrat voivat olla pienempiä. Tässä suhteessa valittu pumppu on paras vaihtoehto. Valitussa pumpussa on palkeellinen akselitiiviste, jota pidetään lauhteen kaltaiselle vedelle parempana kuin tavallista tiivistettä. Akselitiivisteen materiaaleista vaihdetaan liukupintojen materiaaleiksi hiiligrafiitti/piikarbidi, piikarbidi/piikarbidin sijaan, koska silloin saavutetaan parempi pumpun kuivakäynnin kestävyys. Pumppua valitessa pyritään siihen että sen paineentuottoa voidaan kasvattaa 10 %, juoksupyörän kokoa kasvattamalla. Nämä asiat voidaan helposti toteuttaa valitussa pumpussa, koska pumppu kestää 6 bar suurempaa painetta mitä mitoituksessa on vaadittu ja myös juoksupyörää voidaan selkeästi suurentaa. Myös A ja B vaihtoehtoissa tämä onnistuu helposti, mutta C valmistajan pumpussa ei ole varaa kasvattaa toimintapainetta lainkaan. Sähkömoottorin koko valitaan siten, että se riittää 10 % tuottoarvojen nostoon. Valittava 5,5 kW moottori täyttää tämän vaatimuksen. Sähkömoottorin tehonkulutus on myös merkittävä tekijä valintaa tehtäessä valmistajan B molempien pumppujen tehonkulutukset ovat noin 1 kW pienemmät kuin muilla valmistajilla, joten sen myötä myös käyttökustannukset ovat hieman pienemmät. Lisäksi merkittävänä tekijänä valinnassa oli varaosien saanti ja aikaisemmat kokemukset ko. pumppuvalmistajasta. Tämän osalta valmistaja B:n normipumppu on hyvä valinta, koska se on yleinen käytössä oleva malli, johon saa varaosia ja toimitus ajat ovat kohtuullisia. Varaosien osalta C valmistaja on hieman parempi kokemusten perusteella ja muista valmistajista ei ole aikaisempia kokemuksia. Pumpun hinnan merkitys on aina oleellinen ostettaessa jotain laitetta mutta tässä yhteydessä siitä ei ole lupaa antaa mitään tietoja. Edellisten perusteella valmistajan B normipumppu on tulevaisuudessa toimiva ja turvallinen käyttää sekä siitä on mahdollista tarvittaessa saada tuottoa irti enemmän pienin muutoksin.

## **6 Yhteenveto ja johtopäätökset**

Tässä tekniikankandidaatin työssä suoritettiin kahdelle (2) nestekaasua pumppaavalle keskipakopumpulle prosessitekniinenmitoitus, mekaaninen määrittely ja pumppuvertailu eri pumppuvalmistajien kesken sekä vertailun perusteella pumppujen valinta. Lisäksi mekaaninen määrittely, vertailu ja pumpun valinta suoritettiin myös yhdelle (1) suolanpoistopumpulle. Nämä kaksi eri pumppua poikkesivat merkittävästi toisistaan, niin pumpattavan aineen, prosessi- ja materiaalitekniisten ominaisuuksien sekä valintaan vaikuttaneiden kriteerien suhteen.

Suolanpoistopumpun osalta pumpattava aine on käytännössä vettä, jonka joukossa oli huomattava määrä klorideja ja jonkin verran raakaöljyä. Nämä asiat vaikuttivat siihen että suolanpoistopumpun

materiaaliksi valittiin klorideja hiiliterästä paremmin kestävä duplex materiaali. Pumpattavan aineen lämpötila oli yli 100 celsius astetta, mikä aiheutti sen että akselitiivisteeksi valittiin API PLAN 11, joka on yksinkertainen painepuolen huuhtelulla varustettu akselitiiviste järjestelmä. Lisäksi suolanpoistopumpun yhteydessä käytetään ”throttle bushing” ratkaisua, jolla estetään pumpattavan suolanpoistoveden vuotaminen suoraan maaperään. Akselitiivisteestä vuotava tuote johdetaan öljyistenvesien viemäriin ja sitä kautta edelleen puhdistettavaksi. Käyttölaitteeksi valittiin tehoiltaan spesifikaation G-102 täyttävä sähkömoottori.

Nestekaasupumpulla nimensä mukaisesti pumpattavina aineina ovat butaani, propaani ja näiden nestekaasujen seos. Pumpun kohdalla nestekaasut ovat nestefaasissa, mutta kaasuuntuvat lämmittämisen seurauksena matkalla prosessireaktoriin. Tästä johtuen kyseessä ei ole kaasupumppu. Nestekaasuja pumpattaessa pumpun materiaalina voidaan käyttää ruostumatonta terästä, koska se on korroosion kestävyydeltä riittävää ko. tapaukseen mutta kylmänkestävyysvaatimuksen takia päädyttiin ruostumattomaan teräkseen. Nestekaasupumpussa käytetään tiivisteratkaisuna API PLAN 76, jossa on vuotavien kaasujen talteenotto soihujärjestelmään. Tällä varmistetaan se, etteivät nestekaasut pääse muodostamaan nestekaasupilvettä ympäristöön ja näin aiheuttamaan syttymis- tai räjähdysvaaraa, sillä nestekaasut kaasuuntuvat päästessään kosketuksiin ulkoilman kanssa. Lisäksi akselitiivisteratkaisussa käytetään API PLAN 11 ilman ”throttle bushing” ratkaisua. Nestekaasupumpuissa olevat API PLAN 76 ja 11 tiivistysratkaisut toimivat täysin erillisinä. Nestekaasupumpun prosessiteknisessä mitoituksessa huomioitiin uuden pumpun käyttötarkoitus, jonka mukaan mitoitettavan pumpun on pystyttävä toimimaan kahden eri pumpun varapumppuna. Tästä johtuen mitoitettavaksi systeemiksi saatiin taulukossa 3 esitetyt mitoitus arvot. Määrittelyt tehtiin muun muassa standardin API 610 ja Neste Oilin ohjeiden mukaan, määrittelyn tulokset molempien pumppujen osalta on esitetty luvussa 4.3.

Molempien pumppujen valinnassa ratkaisevina tekijöinä olivat turvallisuus, toimivuus, käyttövarmuus, huollettavuus ja hinta sekä vastaavan kaltaisista tapauksista olevat kokemukset. Huollettavuus ja varaosien saanti merkitsee paljon, koska pumppu saattaa jostakin häiriöstä johtuen vaurioitua ja silloin nopeasti saatavista varaosista on hyötyä. Aikaisemmillä kokemuksilla vastaavista tilanteista on myös suuri merkitys, sillä luotettavalta laitetoimittajalta tuote usein ostetaan. Kaikkein tärkein valintakriteeri on turvallisuus, joka perustuu kaikkiin edellisiin tekijöihin. Tämä johtuu siitä että vain toimiva ja tarkoitukseen sopiva sekä käyttövarma pumppu voi olla turvallinen. Yritysten toimintatavat perustuvat siihen, että mahdollisimman pienellä taloudellisella sijoituksella saadaan mahdollisimman suuri voitto. Tämä johtaa siihen, että turhiksi

koettujen asioiden kohdalla säästetään rahaa, kuitenkin missään olosuhteissa taloudellisia säästöjä ei voida tehdä turvallisuuden kustannuksella.

Kaikissa suunnittelun vaiheissa noudatettiin Neste Oilin omia suunnittelu ohjeita ja spesifikaatioita, jotka pohjautuvat standardeihin API 610 ja API 682. Näiden avulla saavutettiin laadukas ja hyväksyttävä lopputulos.

Kokonaisuudessaan kaikkien kolmen eri pumpun selvitysvaiheen suunnittelu onnistui hyvin. Tästä esimerkkinä GA-653:n prosessilaskennalla saadut tulokset, jotka ovat vanhan pumpun toiminta-arvoja suuremmat, kuten tulee ollakin, koska alun perin oli tiedossa, että nykyinen pumppu ei kykene täyttämään kunnolla tämän hetkisiä prosessivaatimuksia. Mekaanisten määrittelyiden osalta onnistuttiin myös hyvin asiantuntijoiden ansiosta. Suolanpoistopumpun materiaalivalinnassa jouduttiin konsultoimaan Neste Oilin omia materiaalitekniikan ammattilaisia ja heiltä saatiin hyvää apua asiaan. Kaikki lasketut pumppujen toiminta-arvot ja mekaaniset määrittelyt ovat oikeita ja mahdollisimman tarkkaan tehtyjä. Tämä on seurausta siitä, että kaikissa suunnittelun osissa noudatettiin öljynjalostuksen standardeja ja ohjeita, jotka takaavat vähintäänkin viranomaishyväksynnän kaikille tehdyille toimenpiteille. Määräysten mukaisesta suunnittelusta seuraa se, että suunniteltu pumppu on turvallinen käyttää, huoltaa ja se toimii kohteessa, kuten on haluttu. Tulevaisuudessa Neste Oilin tavoitteena on hyödyntää tässä kandidaatintyössä esitettyjä laskennan ja määrittelyjen tuloksia lopullisessa pumpun hankinnassa, joka tulee ajankohtaiseksi viimeistään silloin, kun pumpusta on tehty toteutuspäätös.

Itselleni pumppujen suunnittelu antoi paljon uutta tietoa materiaaleista, pumpun akselitiivistyksistä ja prosessilaskennasta sekä yleisistä toiminta tavoista suunnitteluprojekteissa. Lisäksi jo ennestään tuttuihin asioihin sain runsaasti tarkentavia tietoja. Mielenkiintoisimpana asiana pidän akselitiivistyksistä ja materiaalitekniikasta saamiani tietoja, joita pystyn tulevaisuudessa hyödyntämään monissa tehtävissä, tästä haluan osoittaa suuret kiitokset Rauno Toivoselle, jonka opastuksella olen näihin asioihin perehtynyt käsiteltyjen tapausten puitteissa. Kaiken kaikkiaan johdanto kappaleessa esitetyt tavoitteet saavutettiin ja lisäksi sain erittäin hyvän käsityksen yleisistä toimintatavoista suunnitteluprojekteissa.

## Lähdeluettelo

Puusta paperiin. Nostokoneet ja pumput M-108. Metsäteollisuuden työnantajaliitto. 108 sivua.  
ISBN 951-9309-29-2

AEL Insko-seminaari Putkiston virtaustekninen mitoitus. Vuorikari. 2000. Toivonen. 1998.

Insko julkaisu nro 208 1985.

Keskipakopumput. Wirzenius Allan. 1978. Kolmas uusittu painos

Pumput, puhaltimet, kompressorit kurssin luennot 4-5 LTY. Larjola. Syksy 2008.

Virtaustekniikka luento 6 Bernoullin yhtälö LTY. Larjola. Kevät 2008.

Virtaustekniikka luento 8 Putkivirtauksen laskenta LTY. Larjola. Kevät 2008.

Flowserve. Mechanical seal piping plans. Rev. 04–05. Printed in Europe. (Akselitiiviste ratkaisujen luettelo, noudattaa standardeja API 610 ja API 682)

Neste Oilin ohjeet:	QB101	rev. 2	(Hankintaprojektin ohje)
	QB102	rev. 3	(Hankintaprojektin ohje)
	QB103	rev. 4	(Hankintaprojektin ohje)
	QB202	rev. 2	(Hankintaprojektin ohje)
	QB203	rev. 3	(Hankintaprojektin ohje)
	QB204	rev. 3	(Hankintaprojektin ohje)
	QC10016	rev. 3	(Laitesuunnitteluohje)
	QD 21729	rev. 6	(Pumppujen mitoitus/ määrittelyohje)
	QD10014	rev. 2	(Prosessisuunnitteluohje)
Neste Oilin spesifikaatiot:	G-102	rev. 5	(Pumppujen määrittelyspesifikaatio)

Hydromekaniikka. Pertti Vakkilainen s.8 kuva 9.5. Moodyn käyrästä. Verkkolähteen osoite:  
<http://www.water.tkk.fi/wr/kurssit/Yhd-12.1020/Luento5ja6.pdf>

Hankintaprojektiin liittyvät ohjeistukset eli QB-ohjeet ovat Neste Oilin omia ohjeita joissa on tarkentavaa tietoa ko. asiasta. Kappaleen 2 hankintaprojektin vaiheet pohjautuvat liitteenä 1 olevaan NJ:n projektitoiminnan päävaihekaavioon.

Huomioitavaa:

1. Kaikki Neste Oilin käyttämät ohjeet ja spekit, joihin tässä työssä on viitattu, ovat Neste Oilin omaisuutta ja niiden käyttö muissa kuin Neste Oilin toimeksiannoissa on kiellettyä.
2. Kaikki Neste Oilin ohjeet ja speksit, joihin tässä työssä on viitattu, ovat saatavilla ainoastaan lähdeluettelon jälkeen esitettyjen yhteys henkilöiden kautta, mikäli ko. yhteys henkilöt katsovat käyttöön haluttavan ohjeen/spekin käyttötarkoituksen olevan Neste Oilin materiaali jakeluohjeiden mukaisia.

**Kandidaatintyössä ohjeistaneet ja opastaneet henkilöt ovat (yhteys henkilöt):**

Rauno Toivonen. Suunnittelupäällikkö. Neste Jacobs, Naantali.

[rauno-olavi.toivonen@nesteoil.com](mailto:rauno-olavi.toivonen@nesteoil.com) 2009.

Johan Björk. Prosessisuunnittelun jaospäällikkö. Neste Jacobs, Naantali. [johan.bjork@nesteoil.com](mailto:johan.bjork@nesteoil.com) 2009.

Jarno Laine. Laitesuunnittelija. Neste Jacobs, Naantali [jarno.laine@nesteoil.com](mailto:jarno.laine@nesteoil.com) 2009.

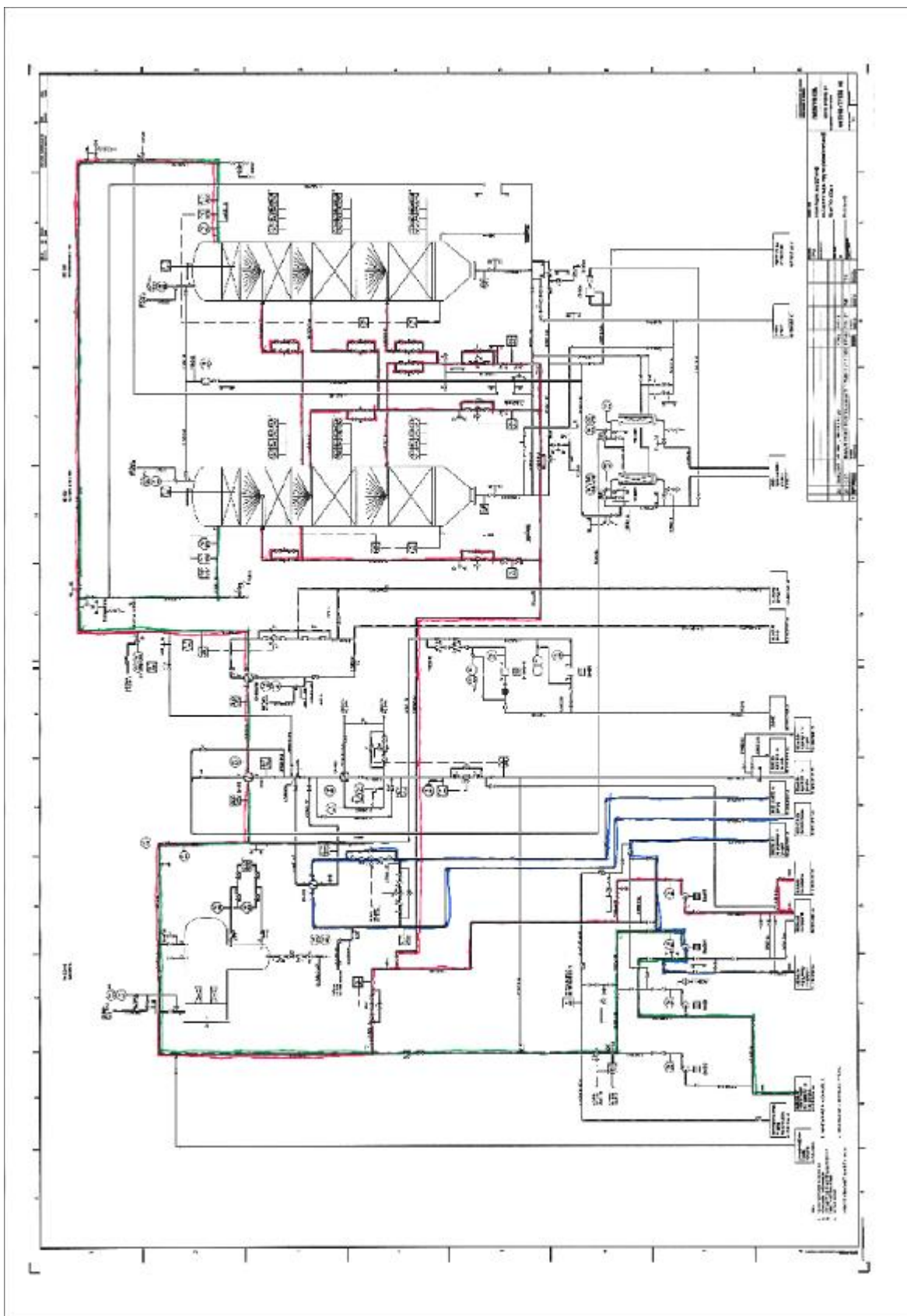
LIITE I NJ:n projektitoiminnan päävaihekaavio

VAIHE	VAIHE 1 ESISELVITYS	VAIHE 2 ALUSTAVA SUUNNITTELU	VAIHE 3 PERUSSUUNNITTELU	VAIHE 4 TOTEUTUSPROJEKTI (DETALJISUUNNITTELU/ HANKINTA)	VAIHE 4 TOTEUTUSPROJEKTI (TOTEUTUSKÄYTTÖOHJON VALMISTELU)	VAIHE 5 KÄYTTÖOHJON/ KÄYNNISTYS	VAIHE 6 PROJEKTIN SULKEMINEN	
TAVOITE	Merkinantotoiminnan laajentaminen ja uusien asiakkaiden hankinta. Uusi palvelusalue, jossa on 1000 asiakasta.	Perus- ja alustava suunnittelu, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	Perussuunnittelu, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	Detaljisuunnittelu, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	Käynnistys, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	Käynnistys, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	Projektin sulkeminen, josta käynnistyy projekti ja toteutetaan se.	
AVAIMTOIMIN-	1. Lisäresurssien hankinta 2. Lisäresurssien hankinta 3. Lisäresurssien hankinta 4. Lisäresurssien hankinta 5. Lisäresurssien hankinta 6. Lisäresurssien hankinta 7. Lisäresurssien hankinta 8. Lisäresurssien hankinta 9. Lisäresurssien hankinta 10. Lisäresurssien hankinta	1. Projektin alustava suunnittelu 2. Projektin alustava suunnittelu 3. Projektin alustava suunnittelu 4. Projektin alustava suunnittelu 5. Projektin alustava suunnittelu 6. Projektin alustava suunnittelu 7. Projektin alustava suunnittelu 8. Projektin alustava suunnittelu 9. Projektin alustava suunnittelu 10. Projektin alustava suunnittelu	1. Projektin perussuunnittelu 2. Projektin perussuunnittelu 3. Projektin perussuunnittelu 4. Projektin perussuunnittelu 5. Projektin perussuunnittelu 6. Projektin perussuunnittelu 7. Projektin perussuunnittelu 8. Projektin perussuunnittelu 9. Projektin perussuunnittelu 10. Projektin perussuunnittelu	1. Projektin detaljisuunnittelu 2. Projektin detaljisuunnittelu 3. Projektin detaljisuunnittelu 4. Projektin detaljisuunnittelu 5. Projektin detaljisuunnittelu 6. Projektin detaljisuunnittelu 7. Projektin detaljisuunnittelu 8. Projektin detaljisuunnittelu 9. Projektin detaljisuunnittelu 10. Projektin detaljisuunnittelu	1. Projektin käynnistys 2. Projektin käynnistys 3. Projektin käynnistys 4. Projektin käynnistys 5. Projektin käynnistys 6. Projektin käynnistys 7. Projektin käynnistys 8. Projektin käynnistys 9. Projektin käynnistys 10. Projektin käynnistys	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen	
AVAIN-	1. Projektin alustava suunnittelu 2. Projektin alustava suunnittelu 3. Projektin alustava suunnittelu 4. Projektin alustava suunnittelu 5. Projektin alustava suunnittelu 6. Projektin alustava suunnittelu 7. Projektin alustava suunnittelu 8. Projektin alustava suunnittelu 9. Projektin alustava suunnittelu 10. Projektin alustava suunnittelu	1. Projektin perussuunnittelu 2. Projektin perussuunnittelu 3. Projektin perussuunnittelu 4. Projektin perussuunnittelu 5. Projektin perussuunnittelu 6. Projektin perussuunnittelu 7. Projektin perussuunnittelu 8. Projektin perussuunnittelu 9. Projektin perussuunnittelu 10. Projektin perussuunnittelu	1. Projektin detaljisuunnittelu 2. Projektin detaljisuunnittelu 3. Projektin detaljisuunnittelu 4. Projektin detaljisuunnittelu 5. Projektin detaljisuunnittelu 6. Projektin detaljisuunnittelu 7. Projektin detaljisuunnittelu 8. Projektin detaljisuunnittelu 9. Projektin detaljisuunnittelu 10. Projektin detaljisuunnittelu	1. Projektin käynnistys 2. Projektin käynnistys 3. Projektin käynnistys 4. Projektin käynnistys 5. Projektin käynnistys 6. Projektin käynnistys 7. Projektin käynnistys 8. Projektin käynnistys 9. Projektin käynnistys 10. Projektin käynnistys	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen	1. Projektin sulkeminen 2. Projektin sulkeminen 3. Projektin sulkeminen 4. Projektin sulkeminen 5. Projektin sulkeminen 6. Projektin sulkeminen 7. Projektin sulkeminen 8. Projektin sulkeminen 9. Projektin sulkeminen 10. Projektin sulkeminen

NESTE OIL  
NESTE ACES  
Rev. No. A Page 1 of 2  
Rev. Date: December 21, 2005  
Approved By: T. M. O'CONNOR

Copyright © 2001 by Jacobs Engineering Group Inc. All rights reserved. The contents of this document are proprietary and produced for the exclusive benefit of the client. No part of this document may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written approval of Jacobs Engineering Group Inc. The named individuals herein are not to be construed as representing the client. This document was originally prepared for Jacobs Engineering Group Inc. All copies are confirmed to be uncontrolled.

## Liite II Pumppausprosessin PI-kaavio



## Liite III Pumppuvalmistajan antamia vertailutietoja nestekaasupumpuista

		Nestekaasupumppu GA-601S		Huomautukset
Pumppuvalmistaja		D	E	
<b>Pumpun toiminta-arvot:</b>				
Tilavuusvirta, min./max.	m <sup>3</sup> /h	3,9 / 15,7	6,28 / 17,5	Pumppukohtainen minimivirtauslinja
Nostokorkeus	m	559	537	(sis. Säätöventtiili, virtausmittarit,
Nostokorkeus suljettua venttiiliä vasten	m	646,2	617,23	putket ja automatiikan)
NPSH <sub>r</sub> / NPSH <sub>a</sub>	m	1,6 / 2,9	4,89 / 6	Kavitointiraja n. 19 m <sup>3</sup> /h (D)
Pumpun hyötysuhde	%	44	40,4	Kavitointiraja n. 19,5 m <sup>3</sup> /h (E)
qv mitoitus/qv BEP.	%	76		
Akseliiviteen API PLAN		76 + 13	76+11+52	Erillinen jäähdytys
Kytkimen tyyppi		Metasream TSKS	Metastream (TC-0060)	
Pumpun voitelu		Rasva	Rasva	
Pumpun sallittu max. paine	bar	40		
<b>Sähkömoottori:</b>				
Moottorivalmistaja		ABB	Loher	
Moottorityyppi		Vertical / flange / 225S		
Ottoteho / ottoteho max.	kW	32 / 42,4	36,7 / 43,4	
Teho max.	kW	45	45	
Pyörimisnopeus moottori / pumppu	rpm	3000 / 2950	2964 / n.15000	Pumpussa vaihteisto (E)
Taajuus	Hz	50	50	Vaihteistoa varten jäähdytin (E)
Jännite	V	400	400	Vaihteiston öljynpainevahti (E)
<b>Yhteet:</b>				
Imupuoli: koko / paineluokka	*	3 / 300#	3 / 600#	
Painepuoli: koko / paineluokka	*	2 / 300#	2 / 600#	
Juoksupyörän tyyppi (avoin/suljettu)		Suljettu	Avoin	
Juoksupyörän lukumäärä	kpl	16	1	
Juoksupyörän halkaisija max/rated/min	mm	182 / 178 / 160	117 / 114 / 111	
<b>Materiaalit:</b>				
Juoksupyörä		Ruostumatoneräs / LTS	316 SS	
Akseli		Ruostumatoneräs / LTS	4140 teräs	
Akseliivite valmistaja / tiivistetyyppi		Flowserve / QBQ/GSL	Kaksoismekaaninen paineistamaton	Yhteet soitulinjaan (painemittaus)
Akseliivite materiaali		5U4X / 5D4Z		Yhteet viemäriin, veden poistoa varten
		5 = 316 (Metalliosat) U = Hiiliantinomi (Liukupinnat) 4 = Fluorielastomeeri (Tiivistysrenkas) X = Silikoni karpidi SSiC (Kiinteät osat) D = hilleräs (Liukupinnat) Z = Silikoni karpidi SSiC YO (Kiinteät osat)	Metalliosat = 316 SS Liukupinnat = koboltti / karbidi Toisiotiviste = PTFE Pumpun O-renkaat = PTFE	
Pumpun pesä		Ruostumatoneräs / LTS	316 SS	
Pumpun perustuslevy		Teräs	Teräs	
Imusylinterin materiaali		Teräs A8 (lämmönkestäväteräs = LTS)	316 SS	
Varaosat: Tarve / saatavuus / hinta		+	++	

		Nestekaasupumppu GA-653		Huomautukset
Pumppuvalmistaja		D	E	
<b>Pumpun toiminta-arvot:</b>				
Tilavuusvirta, min./max.	m <sup>3</sup> /h	3,9 / 9,3	3,92 / 11,2	Pumppukohtainen minimivirtauslinja
Nostokorkeus	m	623	587	(sis. Säätöventtiili, virtausmittarit,
Nostokorkeus suljettua venttiiliä vasten	m	646,2	628,3	putket ja automatiikan)
NPSH <sub>r</sub> / NPSH <sub>a</sub>	m	1,2 / 3,6	2,16 / 3,6	Kavitointiraja n. 19 m <sup>3</sup> /h (E)
Pumpun hyötysuhde	%	32,3	31,6	Kavitointiraja n. 14 m <sup>3</sup> /h (D)
qv mitoitus/qv BEP.	%	45	85	
Akseliiviteen API PLAN		76 + 13	76 + 13M	Jatkuva ilmaus
Kytkimen tyyppi		Metasream TSKS	Metastream (TC-0060)	
Pumpun voitelu		Rasva	Rasva	
Pumpun sallittu max. paine	bar	40	35,93	
<b>Sähkömoottori:</b>				
Moottorivalmistaja		ABB	Loher	
Moottorityyppi		Vertical / flange / 225S		
Ottoteho / ottoteho max.	kW	27,3 / 42,4	31,6 / 36,9	
Teho max.	kW	45	37	
Pyörimisnopeus moottori / pumppu	rpm	3000 / 2950	2956 / n.15000	Pumpussa vaihteisto (E)
Taajuus	Hz	50	50	Vaihteistoa varten jäähdytin (E)
Jännite	V	400	400	Vaihteiston öljynpainevahti (E)
<b>Yhteet:</b>				
Imupuoli: koko / paineluokka	*	3 / 300#	3 / 600#	
Painepuoli: koko / paineluokka	*	2 / 300#	2 / 600#	
Juoksupyörän tyyppi (avoin/suljettu)		Suljettu	Avoin	
Juoksupyörän lukumäärä	kpl	16	1	
Juoksupyörän halkaisija max/rated/min	mm	182 / 178 / 160	117 / 114 / 111	
<b>Materiaalit:</b>				
Juoksupyörä		Ruostumatoneräs / LTS	316 SS	
Akseli		Ruostumatoneräs / LTS	4140 Steel	
Akseliivite valmistaja / tiivistetyyppi		Flowserve / QBQ/GSL	Paineistamaton kaksoismekaaninen	Yhteet soitulinjaan (painemittaus)
Akseliivite materiaali		5U4X / 5D4Z		Yhteet viemäriin, veden poistoa varten
		5 = 316 (Metalliosat) U = Hiiliantinomi (Liukupinnat) 4 = Fluorielastomeeri (Tiivistysrenkas) X = Silikoni karpidi SSiC (Kiinteät osat) D = hilleräs (Liukupinnat) Z = Silikoni karpidi SSiC YO (Kiinteät osat)	Metalliosat = 316 SS Liukupinnat = koboltti / karbidi Toisiotiviste = Fluorihili Pumpun O-renkaat = Viton A	
Pumpun pesä		Ruostumatoneräs / LTS	316 SS	
Pumpun perustuslevy		Teräs	Teräs	
Imusylinterin materiaali		Teräs A8 (lämmönkestäväteräs = LTS) / SS	316 SS	
Varaosat: Tarve / saatavuus / hinta		+	++	



## Liite IV Pumppuvalmistajien antamia vertailutietoja suolanpoistopumpusta

	Suolanpoistopumppu	B API	B Normi	GA-12XX C
<b>Pumppuvalmistaja</b>	A	B API	B Normi	GA-12XX C
<b>Pumpun toiminta-arvot:</b>				
Tilavuusvirta, min./max.	m <sup>3</sup> /h	1,296 / 8,96	1,14 / 8,95	2,84 / 8,95
Nostokorkeus	m	43,7	43,7	43,7
Pumpun max. nostokorkeus	m	45,35	45,47	48,9
NPSH <sub>r</sub> / NPSH <sub>a</sub>	m	1,2 / 1,42	1,11 / 1,42	2,1 / 1,42
Pumpun hyötysuhde	%	44,3	38,7	30
qv_mitoitus/qv_BEP	%	64	78	80,26
Akseliivisteen API PLAN	11	11 ja/tai 61 (lisäyhdyt)	02 + 62	11
Kytkimen tyyppi	Metastream TSKS	Arpex NAN	Metastream TSKS	Metastream TSKS
Pumpun voitelu	Rasva	Öljy	Öljy	Öljy
Pumpun sallittu max. paine	bar	51,2	26	20
<b>Sähkömoottori:</b>				
Moottorivalmistaja	ABB	ABB	ABB	ABB
Moottorityyppi	IEC 132S	M3KP 132 SMB 2	M3KP 132 SMB 2	M3KP 132 SMB 2
Ottoteho / ottoteho max.	kW	3,74 / 4,78	2,61 / 3,14	3,51 / 4,33
Teho max.	kW	5,5	5,5	5,5
Pöörimisnopeus moottori / pumppu	rpm	3000 / 2900	2925 / 3000	2930 / 3000
Taajuus	Hz	50	50	50
Jännite	V	415	400	400
<b>Yhteet:</b>				
Imupuoli	"	2	2	2
Painepuoli	"	1,5	1 1/4	1 1/4
Juoksupyöriän tyyppi (avoin/suljettu)	Puoli avoin	Suljettu	Suljettu	Puoli avoin
Juoksupyöriän lukumäärä	kpl	1	1	1
Juoksupyöriän halkaisija max/rated/min	mm	127 / 184,1 / 254	160 / 183 / 209	160 / 172,5 / 220
<b>Materiaalit:</b>				
Juoksupyöriä	CD4M / CD-4MCu	Duplex 1.4593	Duplex 1.4593	Duplex ASTM A-890-94a Grade 3A
Akseli	2205 Duplex SS	Duplex 1.4462	Duplex 1.4462	Duplex ASTM A-890-94a Grade 3A
Akseliiviste valmistaja / tiivistettyppi	Flowsense / ISC Pusher	Burgmann / H75VNE80	Burgmann / MFL85N	Burgmann / H75N40
Akseliiviste materiaali	CSCPX--KAXV- Liukupinnat: Piikarpidi/piikarpidi Toisioiviste: fluorikumi (Viton) Metalliosat: Alloy 20	BSTN B = Hiiligratiitti (liukumateriaali) S = Kromi-molybdeenivalu (liukumateriaali) T = PTFE muovia (toisioiviste)	AQIU1M6G1 Q1 = Piikarpidi (liukumateriaali) U1 = Perfluorikumi (toisioiviste) M6 = Inconel 718 (jousi+rakenne) G1 = CrNiMo-teräs (1.4462) kts. B ja D sarakkeet	AQVGG A = hiiligratiitti (liukumateriaali) Q = piikarpidi (liukumateriaali) V = fluorikumi (toisioiviste) G = seos teräs (jousi ja rakenne materiaali)
"Throttle bushing" = Kuristusrengas	KYLLÄ	EI	KYLLÄ	KYLLÄ
Pumpun pesä	CD4M / CD-4MCu	Duplex 1.4593	A351 75CD4MCu	Duplex ASTM A-890-94a Grade 3A
Pumpun perustuslevy	Teräs	Teräs	Teräs	SS2324



