



KAASUPITOISTEN NESTEIDEN PUMPPAAMINEN KESKIPAKOPUMPULLA

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan diplomityö

2023

Joel Wiik

Tarkastajat: Professori Teemu Turunen-Saaresti

DI Kalle Tiitinen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Energiatekniikka

Joel Wiik

Kaasupitoisten nesteiden pumppaaminen keskipakopumpulla

Energiatekniikan diplomityö

2023

94 sivua, 39 kuvaa, 3 taulukkoa ja 5 liitettä

Tarkastajat: Professori Teemu Turunen-Saaresti ja DI Kalle Tiitinen

Avainsanat: keskipakopumppu, kaasumainen neste, kaksifaasinen virtaus

Tässä diplomityössä tutkitaan kaasupitoisten nesteiden pumppaamista keskipakopumpulla. Kaasuosuus pumpattavassa nesteessä vaikuttaa keskipakopumpun tuottamaan nostokorkeuteen negatiivisesti. Useissa sovelluksissa, esimerkiksi paperi- ja kemianteollisuudessa, kaasun ajautumista pumpattavaan nesteeseen ei voida kuitenkaan täysin estää.

Työn tarkoituksena on tuottaa tietoa kaasun vaikutuksesta nesteiden pumpattavuuteen. Tieto helpottaa pumpun valintaa kohteisiin, joissa esiintyy kaasupitoista nestettä. Työ koostuu teoreettisesta ja kokeellisesta osuudesta. Teoreettisessa osuudessa tarkasteltiin aiempaa aiheeseen liittyvää tutkimusta ja tehtiin kaasupitoisen nesteen virtaukseen liittyviä mallinnuksia kokeellista osuutta varten. Kokeellisessa osuudessa suoritettiin mittauksia ilmapitoisella vedellä ja kahden eri sakeuden sellumassalla. Samanlaiset koeajot suoritettiin kahdella eri ominaispyörimisnopeuden keskipakopumpulla.

Työn kokeellisen osuuden tuloksena saatiin tietoa koepumppujen kaasunkäsittelykyvystä. Aikaisemman tutkimustiedon mukaisesti, jo pienikin ilmaisuus pumpattavan nesteen joukossa heikensi koepumppujen suoritusarvoja. Erot pumppujen välillä olivat suurempia vedellä pumpattaessa kuin sellumassalla.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Energy Technology

Joel Wiik

Pumping of Gaseous Liquids with Centrifugal Pump

Master's thesis

2023

94 pages, 39 figures, 3 tables and 5 appendices

Examiners: Professor, D.Sc. (tech) Teemu Turunen-Saaresti and M.Sc. (tech) Kalle Tiitinen

Keywords: Centrifugal pump, Gaseous liquid, Two-phase flow

Pumping of gaseous liquid with centrifugal pump is examined in this master's thesis. Gas content of the pumped liquid affects negatively on the head produced by a centrifugal pump. However, for example in applications in paper and chemical industry, it's not possible to completely avoid gas entrainment in pumped fluid.

The purpose of this thesis is to produce knowledge on pumping of gaseous liquids. Data helps to choose better suitable pump for applications where gas is present among pumped fluid. The thesis consists of theoretical and experimental part. In theoretical part earlier research is reviewed and modelling of gaseous liquid flow is made. In experimental part trials with air and pulp with air content were made. Similar trials were made with two centrifugal pumps with different specific speeds.

Results from trials contain data of gas handling capabilities of the test pumps. As in previous studies, even a small air content decreased the performance of the test pumps. Differences between gas handling capabilities of the test pumps were more significant with water than with pulp.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

a	kiihtyvyys	[m/s ²]
a_e	ellipsoidin pienin halkaisija	[mm]
A_{mer}	Meridionaalinen pinta-ala	[m ²]
b	juoksupyörän ulosvirtausaukon leveys	[m]
b_e	ellipsoidin suurin halkaisija	[mm]
c	virtauksen kokonaisnopeus	[m/s]
c_m	virtauksen meridiaaninopeus	[m/s]
c_u	virtauksen kehänopeuden suuntainen komponentti	[m/s]
D	halkaisija	[m]
d	halkaisija	[m]
d_b	ekvivalenttipallon halkaisija	[mm]
d_{Sa}	Kuplan Sauter-halkaisija	[m]
F_B	Bassetin voima	[N]
F_d	virtausvoima	[N]
F_p	painegradienttivoima	[N]
F_y	tilavuusvoima	[N]
F_v	inertiavoima	[N]
H	nostokorkeus	[m]
H_k	korjattu nostokorkeus	[m]
H_s	imukorkeus	[m]
l	janan pituus, virtaviivapisteiden etäisyys	[m]

m	kuplan syrjäyttämä veden massa	[kg]
M	kuplan massa	[kg]
p	paine	[bar, Pa]
∇p	painegradientti	[Pa/m]
p_v	höyryn osapaine	[Pa]
P	akseliteho	[W]
P_i	sisäinen teho	[W]
P_m	mekaaninen teho	[W]
P_U	pumpun hyötyteho	[W]
Q	virtaama/tilavuusvirta	[m ³ /s]
Q_{LA}	virtaama juoksupyörän läpi	[m/s]
q_{ilma}	ilman virtaama	[l/s]
q_m	massavirta	[kg/s]
R	ainekohtainen kaasuvakio	[J/(kg K)]
R_{sl}	virtaviivan kaarevuussäde	[m]
t	aika	[s]
T	lämpötila	[°C, K]
u	kehänopeus	[m/s]
V	tilavuus	[m ³]
v	ominaistilavuus	[m ³ /kg]
w	kuplan nousunopeus	[m/s]
Y	ominaistyö	[J/kg]
z	geodeettinen korkeus	[m]

Kreikkalaiset

η	hyötysuhde	[%]
ν	kinemaattinen viskositeetti	[m ² /s]
ρ	tiheys	[kg/m ³]
τ	aika	[s]
ω	kulmanopeus	[rad/s]

Vakiot

g	painovoimakiikthyvyys	9,81 m/s
-----	-----------------------	----------

Dimensiottomat luvut

C_D	vastuskerroin
C_{vm}	virtuaalinen massakerroin
n_q	ominaispyörimisnopeus
L	Ostwaldin kerroin
λ	ilmaosuus
Re	Reynoldsin luku
X	sellumassan sakeus
x	vesihöyryn massaosuus
x_A	liuennan kaasun mooliosuus nestefaasissa
ϕ	antokerroin, kulmakoordinaatti
ψ	painekerroin
σ	kavitaatiokerroin

Alaindeksit

0	alku
1	sisäänvirtaus
2	ulosvirtaus
a	kehäviiva
abs	absoluuttinen
d	painepuoli
dyn	dynaaminen
h	hydraulinen
i	napaviiva
kok	kokonais
mit	mitattu
opt	korkeimman hyötysuhteen piste
s	imupuoli
stat	staattinen

Lyhenteet

CFD	numeerinen virtauslaskenta (Computational Fluid Dynamics)
NPSH	Net Positive Suction Head

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	12
2	Keskipakopumput.....	14
2.1	Toimintaperiaate	14
2.2	Suoritusarvot	14
2.3	Keskipakopumppujen ryhmittely	16
2.4	Rakenne.....	18
2.4.1	Juoksupyörä	18
2.4.2	Pumppupesä ja diffuusori	19
2.4.3	Laakerointi	21
2.4.4	Tiivistys	21
2.4.5	Putkisto	22
2.5	Ominaiskäyrät	23
2.6	Käyttö ja säätö.....	26
2.6.1	Säätö.....	26
2.6.2	Keskipakopumppujen rinnan- ja sarjaanasennus	27
2.7	Energiatase ja hyötysuhde.....	29
3	Virtaus keskipakopumpussa	31
3.1	Nopeuskolmiot	31
3.2	Virtauksen fysiikka.....	32
3.3	Kavitaatio	35
3.4	Affiniteettilait ja skaalaus	36
4	Kaasumaisen nesteen pumppaaminen	38
4.1	Kaasun liukeneminen nesteeseen	38
4.2	Kaksifaasivirtauksen vaikutus keskipakopumpun suoritusarvoihin	39
4.3	Kuplat.....	40
4.3.1	Kuplien muodostuminen.....	40

4.3.2	Kuplan koko.....	41
4.3.3	Kuplaan vaikuttavat voimat.....	42
4.4	Sellumassan pumppaaminen.....	45
5	Virtauksen mallintaminen.....	48
5.1	Ilmansyöttö.....	48
5.2	Tiheys.....	49
5.3	Painegradientti.....	50
5.4	Kuplan voimayhtälö.....	55
6	Koeajot.....	59
6.1	Testiasema.....	59
6.1.1	Testipumput.....	62
6.2	Koeajo-ohjelma.....	63
7	Tulokset.....	68
7.1	Mittausten virhetarkastelu.....	68
7.2	Kaasupitoisuuden vaikutus pumpattavuuteen.....	69
7.2.1	Vesiajot.....	70
7.2.2	Massa-ajot.....	71
7.3	Kaasunkäsittelykykyyn vaikuttavat tekijät.....	74
7.4	Tulosten hajonta.....	76
7.5	Tuottokäyrä kaasupitoiselle nesteelle.....	81
8	Johtopäätökset.....	82
	Lähteet.....	86

Liitteet

Liite 1. Pumppu 1 tuottokäyrä ja tehokäyrä

Liite 2. Pumppu 2 tuottokäyrä ja tehokäyrä

Liite 3. Syöttöpumpun tuottokäyrä ja tehokäyrä

Liite 4. Pumppu 1 virhetarkastelu

Liite 5. Pumppu 2 virhetarkastelu

Kuvaluettelo

- Kuva 1: Pumpun nostokorkeus. (Muokattu lähteestä Gülich 2020)
- Kuva 2: Keskipakopumppujen ryhmittely. (Muokattu lähteestä Gülich 2020)
- Kuva 3: Erilaiset juoksupyörämallit. (Muokattu lähteestä Mohamed et al., 2022)
- Kuva 4. Yksi- ja kaksikielinen pumppupesä. (Tiitinen 2023)
- Kuva 5: Labyrinttitiiviste. (Muokattu lähteestä Flitney, 2014)
- Kuva 6: Pumpun tuottokäyrät ja systeemikäyrät.
- Kuva 7: Keskipakopumppujen rinnankäyttö.
- Kuva 8: Keskipakopumppujen sarjaankytkentä.
- Kuva 9. Keskipakopumpun tehotase. (Muokattu lähteestä Gülich 2020)
- Kuva 10. Meridiaanikuva ja nopeuskolmio. (Muokattu lähteestä Dixon & Hall, 2014)
- Kuva 11. Dimensiottomat nopeuskolmiot. (Muokattu lähteestä Gülich, 2020)
- Kuva 12. Nestepartikkeliin vaikuttavat kiihtyvyydet juoksupyörässä. (Gülich 2020)
- Kuva 13. Kavitaatio. (Sulzer Pumps 2010)
- Kuva 14. Lämpötilan vaikutus ilman liukenemiseen veteen. (Battino et al. 1984)
- Kuva 15. Kuplaan vaikuttavat voimat. (Muokattu lähteestä Caridad et al., 2008)
- Kuva 16. Faasijakauma juoksupyörässä. (Muokattu lähteestä Caridad et al., 2008)
- Kuva 17. Painehäviövertailu vesi/sellu. (muokattu kohteesta Lindsay & Gullichsen 1995)
- Kuva 18. Ilman kertyminen sellumassassa. (muokattu kohteesta Lindsay & Gullichsen 1995)
- Kuva 19. Koeajopumppujen meridiaanikuvat.
- Kuva 20. Koeajopumppujen meridiaaninopeuden ja painegradientin kehitys.
- Kuva 21. Kuplan ja nesteen meridiaaninopeus nopeudella n_1 .
- Kuva 22. Kuplan ja nesteen meridiaaninopeus nopeudella n_0 .
- Kuva 23. Koeajolaitteiston yleiskuva.
- Kuva 24. Koeajolaitteiston periaatekuva.
- Kuva 25. Ilmansyöttöjärjestely.
- Kuva 26. Koeajopumput.
- Kuva 27. Koeajojen kulku.
- Kuva 28. Koeajosarjan rakenne.
- Kuva 29. Pumppu 1 tuottokäyrävertailu.
- Kuva 30. Ilmaisuus / suhteellinen nostokorkeus pumppu 1 ja 2 - vesi.
- Kuva 31. Ilmaisuus / suhteellinen nostokorkeus pumppu 1 ja 2 - 6% massa.

Kuva 32. Ilmaosuus / suhteellinen nostokorkeus pumppu 1 ja 2 - 3% massa.

Kuva 33. Virtaaman vaikutus pumpun kaasunkäsittelykykyyn vesiajoissa.

Kuva 34. Pyörimisnopeuden vaikutus kaasunkäsittelykykyyn pumpulla 2.

Kuva 35. Otantapisteen hajonta – kaikki pisteet.

Kuva 36. Pyörimisnopeuden vaikutus pumpun kaasunkäsittelykykyyn.

Kuva 37. Ilmaosuus / suhteellinen nostokorkeus - 3 % sellumassa, pienet virtaamat.

Kuva 38. Ilmaosuus / suhteellinen nostokorkeus - pumppu 2, 3 % sellumassa.

Kuva 39. Pumppu 2 tuottokäyrä vedellä eri ilmaosuuksilla.

Taulukkoluetelo

Taulukko 1. Affiniteettikaavat. (Gulich 2020)

Taulukko 2. Koeajettavien pumppujen tekniset tiedot.

Taulukko 3. Sakeusmittausten tulokset koeajosarjoissa 2 ja 3.

1 Johdanto

Keskipakopumppuja käytetään maailmanlaajuisesti hyvin erilaisissa käyttökohteissa kuljettamaan nestettä paikasta toiseen. Huolimatta keskipakopumpun hyvistä ominaisuuksista muihin pumpputyyppeihin verrattuna, yksi sen heikkouksista liittyy sen kykyyn käsitellä kaasupitoisia nesteitä. Keskipakopumpulla ei esimerkiksi voi käynnistää pumppausprosessia, jos imuputkessa ja pumppupesässä ei ole riittävää määrää pumpattavaa nestettä. Nesteen kaasupitoisuuden tulee pysyä tietyn rajan alapuolella ja imupaineen on oltava riittävä pumpun moitteettoman toiminnan takaamiseksi. Jo pienikin kaasuosuus pumpattavan nesteen joukossa heikentää keskipakopumpun suoritusarvoja.

Kaasumaisen nesteen pumppaamista käsitteleviin tutkimuksiin liittyy usein termi kaksifaasisuus. Faaseina ovat neste ja kaasu, yleensä vesi ja ilma. Usean aiheeseen liittyvän tutkimuksen pohjana on Minemura & Murakamin vuonna 1974 julkaisema kaksiosainen tutkimus, jonka ensimmäisessä osassa tutkittiin pumpattavan nesteen seassa olevien ilmakuplien vaikutusta keskipakopumpun suoritusarvoihin. Toisessa osassa tutkittiin juoksupyörän siipien lukumäärän vaikutusta kaasupitoisen nesteen pumppaamiseen. Turpin et al. (1986) tutkivat kaasupitoisuuden ja imupaineen vaikutusta keskipakopumpun suoritusarvoihin. He tekivät tutkimuksensa ilma-vesi- ja hiilidioksidi-dieselöljy-seoksilla ja muodostivat korjauskertoimet pumpun nostokorkeudelle muuttujina kaasupitoisuus ja imupaine. Pak & Lee (1998) tutkivat kaksifaasisen virtauksen vaikutusta keskipakopumpun suoritusarvoihin ja juoksupyörän painejakaumaan numeerisin menetelmin. Myöhemmin 2000-luvulla alan tutkimuksia on tehty yhä enemmän numeerisen virtauslaskennan keinoja käyttäen ja useissa näissä töistä on verrattu numeerisin menetelmin saavutettuja tuloksia kokeellisiin tuloksiin. Esimerkkinä Amoresano et al. (2014) tutkimuksessaan käyttämä numeerinen malli vastasi kokeellisia tuloksia kuplan liikeradan ja kaasun kerääntymisen osalta. Myös Li et al. (2022) vertasi numeerisen mallin tuloksia kokeellisiin ja totesi tulosten olevan riittävän yhteneväisiä, jotta numeerista mallia voidaan käyttää kavitaatioon liittyvissä tutkimuksissa. Turbulenttisen virtauksen mallintaminen on kuitenkin edelleen haastavaa, ja mallinnusten varmistamiseksi tarvitaan usein kokeellista toimintaa.

Sellumassan sakeuden ollessa tietyn rajan yläpuolella, sen pumpattavuusominaisuudet ovat erilaiset veteen verrattuna. Sellumassan osalta tässä diplomityössä keskitytään

matalasakeuksiseen sellumassaan, jonka pumpattavuusominaisuudet ovat lähes veden kaltaiset suuremmilla virtaamilla. Pienemmillä virtausnopeuksilla sellumassa kuitenkin käytäytyy eri tavalla kuiturakenteensa takia. Tulppavirtaus lisää virtausvastusta ja vaikuttaa pumpattavuuteen. Sellumassa kykenee sitomaan itseensä huomattavia määriä ilmaa. Sellumassan pumpattavuutta ovat tutkineet aiemmin mm. Kujala et al. (1980) ja Lindsay & Gullichsen (1995). Ilman esiintyvyyttä sellumassassa on tutkinut mm. Stoor (2006) ja sellumassan reologiaa Derakhshandeh (2011).

Tässä diplomityössä tutkitaan kaasupitoisen veden ja matalasakeuksien sellumassan pumpattavuutta keskipakopumpulla. Työn toimeksiantajana on Sulzer Pumps Finland Oy. Työn tavoitteena on tuottaa tutkimustietoa helpottamaan keskipakopumpun valintaa sovelluksiin, joissa käsitellään kaasupitoista nestettä. Työ koostuu teoreettisesta ja kokeellisesta osiosta. Aihetta tarkastellaan ensin teoreettiselta pohjalta jo tehtyyn, lähinnä vedellä toteutettuun tutkimustietoon perustuen. Teoreettisessa osuudessa esitetään ja sovelletaan kaasupitoisen nesteen pumppaamiseen liittyviä mallinnuksia. Mallinnusten toimivuutta tarkastellaan kokeellisessa osiossa, joissa koeajettavana on kaksi prosessikäyttöön suunniteltua keskipakopumpua. Koeajettavat pumput tuottavat saman toimintapisteen, mutta niillä on eri ominaispyörimisnopeus. Koeajoissa mielenkiinnon kohteina ovat erityisesti kaasuosuuden, imupaineen, pyörimisnopeuden ja virtaaman vaikutus pumppujen toimintaan. Kappaleessa 2 käsitellään keskipakopumppuihin liittyvää perustietoutta ja kappaleessa 3 keskipakopumpun virtausta ja siihen liittyviä laskukaavoja sekä käsitteitä. Kappaleessa 4 käydään läpi kaasupitoisen nesteen pumppaamiseen liittyvää teoretietoutta ja aiheeseen liittyviä tutkimustuloksia. Koeajoihin valmistavia ja tulosten käsittelyyn käytettäviä mallinnuksia esitetään kappaleessa 5. Koeajojärjestelyt esitetään kappaleessa 6, koeajojen tulokset kappaleessa 7 ja johtopäätökset kappaleessa 8.

2 Keskipakopumput

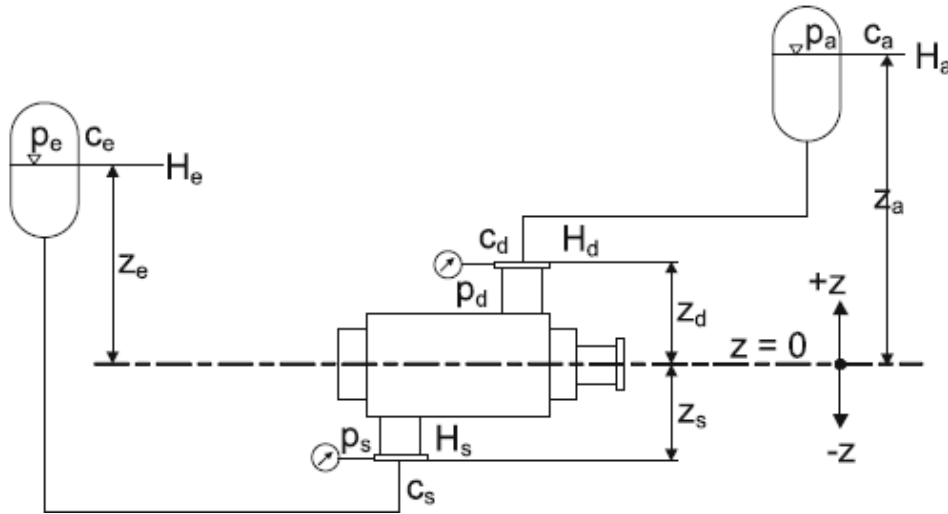
Tässä kappaleessa esitetään erityyppisiä keskipakopumppuja, niiden toimintaperiaatetta ja rakennetta. Tarkempi tarkastelu rajoittuu yksijaksoisiin radiaalisiin keskipakopumppuihin, jollaisia myös kokeellisessa osiossa käytetään. Erityisesti siirrettäessä suurempia tilavuusvirtoja, keskipakopumppu on syrjäytyspumppua kustannustehokkaampi ja luotettavampi ratkaisu (Lindsay&Gullichsen 1995).

2.1 Toimintaperiaate

Keskipakopumppu on pääasiassa nestemäisten aineiden siirtämiseen tarkoitettu laite, jossa mekaanista energiaa siirretään pumpattavaan nesteeseen. Nesteen kulkeutuessa keskipakopumpun imuaukolle, se ajautuu juoksupyörän siipien väliin. Juoksupyörään kiinnitettyjen, yleensä kaarevien siipien avulla neste kiihdytetään pyörivässä juoksupyörässä kehämäiseen liikkeeseen. Nestevirtauksen kiihdyttäminen kaarevalle liikeradalle aiheuttaa nesteen staattisen paineen nousun kinetiikkasääntöjen mukaisesti. Juoksupyörästä poistuessaan nesteen virtausnopeutta pienennetään edelleen pumppupesässä ja joissain tapauksissa vielä diffuusorissa, jolloin staattinen paine kasvaa virtausnopeuden pienentyessä. (Gulich 2020. 46–47)

2.2 Suoritusarvot

Keskipakopumpun suoritusarvoista tärkeimpiä ovat tilavuusvirta Q , nostokorkeus H , hyötäteho P_U , hyötysuhde η , pyörimisnopeus n ja pumpun imuaukolla vallitsevia olosuhteita kuvaava $NPSH_R$. Tilavuusvirta Q ilmaisee nesteen tilavuusvirran pumpun poistoaukolta mitattuna. Nostokorkeus H ilmaisee pumpun tuottaman paineen ja tarkemmin ilmaistuna se on pumpun paine- ja imupuolen kokonaispaineen p_d ja p_s erotus jaettuna nesteen tiheyden ja gravitaatiokiihtyvyyden tulolla. Kuvassa 1 on havainnollistettu pumpun nostokorkeuteen liittyviä suureita.



Kuva 1. Pumpun nostokorkeus. (muokattu lähteestä Gülich 2020)

Nostokorkeus ilmaisee pumpun tuottaman paineen nestepatsaana, eikä pumpattavan fluidin tiheys vaikuta siihen. Nostokorkeus H koostuu staattisesta paineesta, geodeettisesta nostokorkeudesta aiheutuvasta paineesta ja stagnaatiopaineesta:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + z_d - z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} \quad (1)$$

jossa H on pumpun nostokorkeus [m], p staattinen paine [Pa], ρ tiheys [kg/m^3], z geodeettinen korkeus [m] ja c virtausnopeus [m/s]. Alaindeksi s kuvaa arvoa pumpun imupuolella ja d painepuolella.

Ominaistyö Y , joka on sama kuin pumpussa tapahtuva kokonaisentalpian muutos Δh_{kok} , kuvaa pumpun nesteeseen siirtämää energiaa. Huomioitavaa on, että pumpun nostokorkeus H ja ominaistyö Y eivät ole riippuvaisia nesteen tiheydestä toisin kuin paine-ero, teho, voimat ja rasitukset. Nostokorkeuden, työn, entalpiamuutoksen, paine-eron ja tiheyden riippuvuus voidaan esittää seuraavasti:

$$Y = \Delta h_{kok} = \frac{p_{2,kok} - p_{1,kok}}{\rho} = gH \quad (2)$$

Jossa Y on ominaistyö, eli energia, jonka pumpu siirtää nesteeseen [J/kg], Δh_{kok} kokonaisentalpian muutos pumpussa [J/kg·K], $p_{1,kok}$ ja $p_{2,kok}$ kokonaispainet pumpun imu- ja painepuolella [Pa] ja g gravitaatiokiihtyvyyys [m/s^2]. Teholla P_U tarkoitetaan pumpun hyötytehoa, eli

tehoa, joka siirtyy pumpattavaan fluidiin. Se ei siis sisällä häviöitä. Hyötyteho P_U lasketaan kaavalla:

$$P_U = \rho g H Q \quad (3)$$

jossa P_U on pumpun hyötyteho [W]. Teho P on pumpun akseliteho sisältäen esimerkiksi laakerien tehohäviön. Keskipakopumpun hyötysuhde η saadaan jakamalla hyötyteho akseliteholla:

$$\eta = \frac{P_U}{P} \quad (4)$$

jossa η on hyötysuhde [%] ja P on pumpun akseliteho [W].

NPSH muodostuu sanoista ”*Net Positive Suction Head*” ja sillä tarkoitetaan pumpun imuaukolla vallitsevaa kokonaispainetta, josta on vähennetty nesteen höyrynpaine. Yksikkönä on metri, eli NPSH-arvo saadaan laskettua jakamalla imupaine tiheyden ja gravitaatiokiihtyvyyden tulolla:

$$NPSH = H_{s,abs} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (5)$$

jossa $H_{s,abs}$ on pumpun imuaukon kokonaispaine nestepatsaana ilmaistuna, sisältäen myös nopeuskomponentin [m] ja p_v nesteen höyrynpaine [Pa]. Jokaiselle keskipakopumpulle on annettu valmistajan toimesta pienin vaadittu NPSH-arvo, joka merkitään $NPSH_R$. (Gulich 2020)

2.3 Keskipakopumppujen ryhmittely

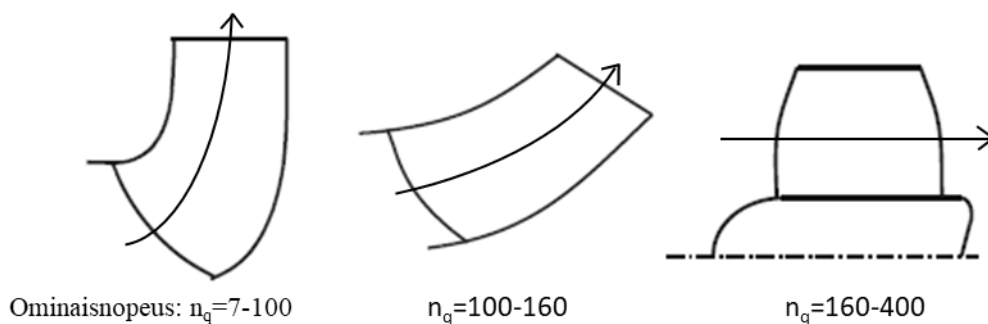
Keskipakopumppujen kokoskaala on laaja. Teho vaihtelee muutamasta watista useisiin satoihin megawatteihin, tilavuusvirtaus yhdestä litrasta kymmeneen kuutiometriin sekunnissa, nostokorkeus noin metristä tuhansiin metreihin ja pyörimisnopeus muutamista sadoista noin 30 000 kierrokseen minuutissa (GE 2023, Gulich 2020).

Keskipakopumput voidaan luokitella usealla tavalla. Konstruktion perusteella luokittelu voidaan tehdä esimerkiksi yksijaksoisiin ja monijaksoisiin. Suurin osa keskipakopumpuista on yksijaksoisia, mutta tarvittaessa suuria nostokorkeuksia ilman kierrosnopeuden nostoa, voidaan käyttää monijaksoisia pumppuja. Monijaksoisen pumpun juoksupyörät on sijoitettu

samalle akselille sarjaan, ja pumpun kokonaisnostokorkeus on yksittäisten juoksupyörien nostokorkeuksien summa. Monijaksoisia pumppuja käytetään esimerkiksi voimalaitosten syöttövesipumppuina ja öljyteollisuudessa vesiruisikutuspumppuina.

Imuaukkojen lukumäärän mukaan keskipakopumput voidaan jakaa yksi- tai kaksipuolisesti imeviin. Kaksipuolisesti imevissä pumpussa juoksupyörä on aksiaalisesti symmetrinen ja neste johdetaan juoksupyörälle aksiaalisesti molemmista suunnista. Tämä mahdollistaa pumpun toiminnan pienemmällä imupaineella. Kaksipuolisesti imevässä pumpussa on pienemmät aksiaaliset ja säteittäiset hydrauliset voimat, joten laakerit voidaan mitoittaa pienemmiksi. Kaksipuolisesti imevässä pumpussa imu- ja poistoaukot ovat usein linjassa, jolloin saavutetaan tilankäytöllinen etu pienemmissä asennuksissa ja taloudellinen etu suuremmissä asennuksissa. Kaksipuolisesti imeviä keskipakopumppuja käytetään esimerkiksi korkeampipaineisten pumppujen syöttöpumppuina.

Virtaussuunnan perusteella jako tapahtuu kuvan 2 mukaisesti radiaalisiin keskipakopumppuihin, puoliaksaalisiin pumppuihin ja aksiaalipumppuihin. Puoliaksaalisia pumppuja käytetään esimerkiksi porakaivopumppuina, joissa pumppupesän halkaisijan minimoiminen on tärkeää. Aksiaalipumppuissa neste virtaa suuntaansa muuttamatta juoksupyörän ja pumppupesän läpi. Puoliaksaalisilla pumppuilla ja aksiaalipumppuilla saavutetaan yleistäen pieni nostokorkeus ja suuri tilavuusvirta. (Gulich 2020)



Kuva 2. Keskipakopumppujen ryhmittely virtaussuunnan mukaisesti ja tyypilliset ominaispyörimisnopeudet. Vasemmalla radiaalinen keskipakopumppu ja oikealla aksiaalipumppu. (Muokattu lähteestä Gulich 2020)

Nostokorkeuden H , tilavuusvirran Q , pumpun pyörimisnopeuden n ja imuaukkojen lukumäärän mukaan määräytyvä ominaispyörimisnopeus n_q on dimensioton suure ja se kuvaa pumpun toiminta-aluetta:

$$n_q = n \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{f_q}}}{H_{opt}^{0,75}} \quad (6)$$

jossa n on pumpun pyörimisnopeus [1/s], Q_{opt} tilavuusvirta suunnittelupisteessä [m^3/s], f_q imuaukkojen lukumäärästä riippuva kerroin, yhdellä imuaukolla $f_q = 1$ ja kahdella imuaukolla $f_q = 2$, H_{opt} on nostokorkeus suunnittelupisteessä [m].

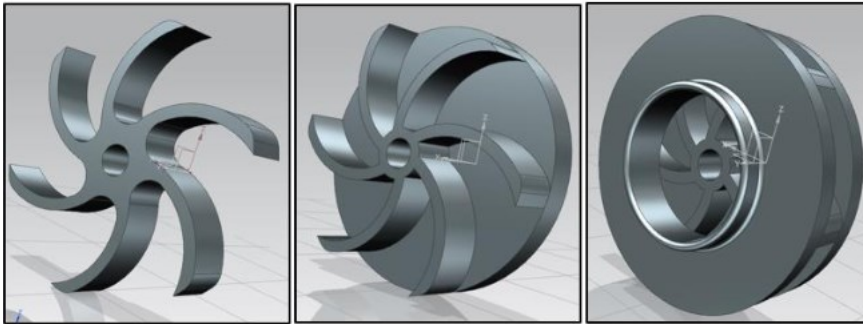
Ominaispyörimisnopeuden perusteella voidaan päätellä, mikä pumpputyypin on kyseessä. Yksinkertaistettuna pienen tilavuusvirran ja suuren nostokorkeuden tuottavalla pumpulla on pieni ominaispyörimisnopeus ja suuren tilavuusvirran ja pienen nostokorkeuden tuottavalla pumpulla on suuri ominaispyörimisnopeus. Keskipakopumpuilla arvot vaihtelevat tyypillisesti noin $n_q = 20$ ja $n_q = 450$ välillä pumpputyypistä riippuen kuvan 2 mukaan. Radiaalisilla keskipakopumpuilla ominaispyörimisnopeuden alarajana on hieman alle 10 ja ylärajana noin 100.

2.4 Rakenne

Keskipakopumpun keskeisimmät komponentit ovat juoksupyörä ja pumppupesä. Kappaleessa esitetään lyhyesti myös laakerointi, tiivistys ja imuputken suunnitteluun liittyviä huomioita.

2.4.1 Juoksupyörä

Juoksupyörä on pumpun akseliin kiinnitetty pyörivä osa, joka siirtää energiaa nesteeseen. Juoksupyörä on rakenteeltaan pyöreä levymäinen osa, johon on kiinnitetty muodoltaan yleensä kaarevia siipiä. Siiven virtaussuuntaan vastaan olevaa kuperaa pintaa kutsutaan painepuoleksi ja vastakkaista koveraa puolta imupuoleksi. Juoksupyörä voi olla suljettu, puoliliavoin tai avoin kuvan 3 mukaisesti.



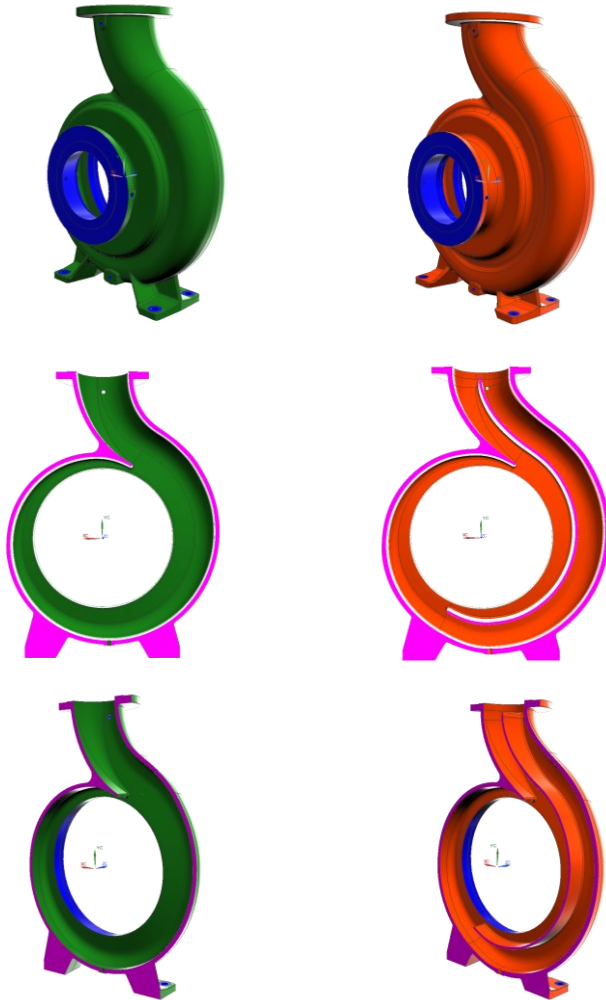
Kuva 3. Erilaiset juoksupyörämallit. Vasemmalla avoin, keskellä puoliavoin ja oikealla suljettu juoksupyörä. (Muokattu lähteestä Mohamed et al., 2022)

Suljetussa mallissa siipien päällä on levy, jolloin siipien väliin jäävä virtauskanava on ka-
tettu. Tällainen rakenne soveltuu riittävän puhtaille nesteille, joista ei aiheudu tukkeutumis-
vaaraa. Puoliavoimessa mallissa etulevyä ei ole, eli juoksupyörä koostuu takalevystä ja sii-
vistä. Avoimessa juoksupyörässä takalevyä ei ole ja juoksupyörä koostuu pelkästään siivistä.
Avoin juoksupyörä soveltuu esimerkiksi erilaisten lietteiden pumppaamiseen, joiden jou-
kossa voi olla huomattava määrä kiintoainesta. (Gulich 2020)

2.4.2 Pumppupesä ja diffuusori

Pumppupesä on osa, jonka sisällä juoksupyörä pyörii. Pumppupesän malli vaihtelee pump-
putyyppin mukaan ja sen tehtävänä on kerätä juoksupyörältä tuleva pumpattava neste ja muut-
taa sen suunta kohti pumpun poistoaukkoa. Pumppupesä on yleisimmin spiraalin tai simpu-
kan muotoinen ja sen virtauskanavan virtausta vasten oleva poikkipinta-ala laajenee virtaus-
suuntaa kohti. Laajenemisella hidastetaan veden virtausnopeutta ja kasvatetaan staattista pai-
netta. Yksinkertaisimmillaan yksikielisessä pumppupesässä virtauskanava on yksiosainen.
Se on edullinen valmistaa, mutta haittapuolena on juoksupyörään kohdistuvat epäsymmetri-
set radiaaliset voimat käytettäessä pumppua suunnitteluvirtaamasta poikkeavalla virtaa-
malla. Kyseiset voimat aiheuttavat vääntöä pumpun akselille ja rasittavat laakerointia. Voi-
mat kasvavat nostokorkeuden kasvaessa ja suuremman nostokorkeuden pumpuilla voidaan
käyttää kaksikielistä pumppupesää, jossa virtaussuuntaan nähden kulkeva väliseinä jakaa

pumppupesän virtauskanavan kahteen osaan. Kuvassa 4 on esitetty yksi- ja kaksikielisen pumppupesän havainnekuvat.



Kuva 4. Yksikielisen pumppupesä havainnekuvat vihreällä ja kaksikielisen punaisella. (Tiitinen 2023)

Nostokorkeusraja, jolla yksikielistä pumppupesää voidaan käyttää, riippuu pumpun ominaispyörimisnopeudesta, pumpun rakenteesta, akselin paksuudesta ja laakerointivälistä. Ominaispyörimisnopeuden ollessa 40, nostokorkeusraja yksikieliselle pesälle on noin 80–120 m. Suuremman ominaispyörimisnopeuden pumpuilla raja on matalampi. (Gulich 2020)

2.4.3 Laakerointi

Pienemmissä keskipakopumpuissa käytetään kuula- tai rullalaakereita voiteluaineenaan öljy tai rasva. Aksiaalisten voimien kasvaessa käytetään itsekohdistuvia painelaakereita. Suuremmissa pumpuissa, tai haluttaessa käyttää pumpattavaa nestettä laakerin voiteluaineena, käytetään vierintälaakeroinnin sijasta liukulaakerointia. Liukulaakerin toiminta perustuu akselin ja laakeripinnan välissä olevaan nestekalvoon, joka pitää liikkuvat pinnat irti toisistaan. Koska liukulaakeri käyttää pumpattavaa nestettä voiteluaineenaan, on huomioitava kyseisen nesteen sopivuus voitelukäyttöön. Pumpattavalla nesteellä voidellut liukulaakerit ovat materiaaliltaan kumia, hiiltä, metallia tai keramiikkaa ja niissä on useita pitkittäisiä tai kierteisiä uria. (Sulzer Pumps 2010)

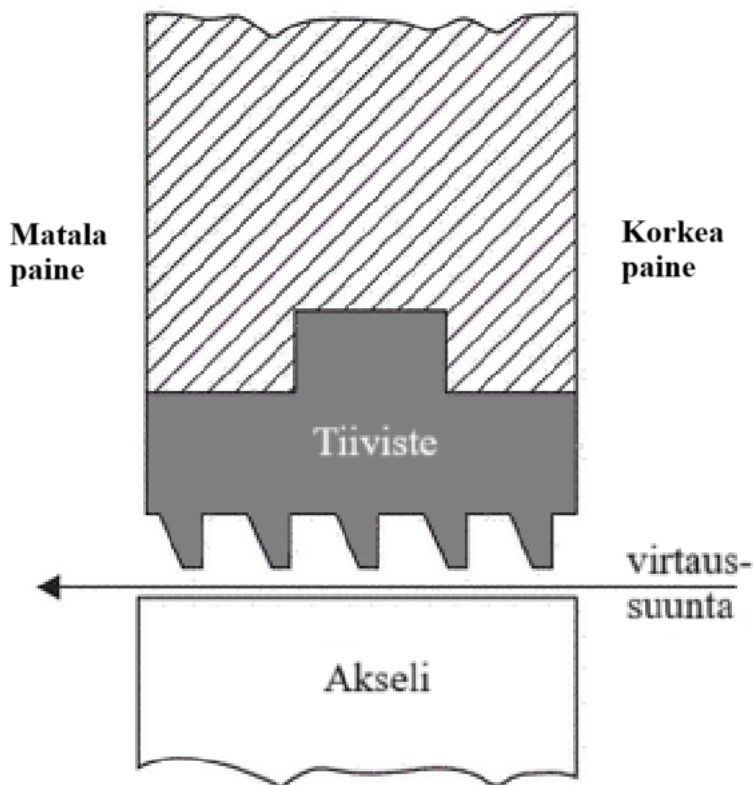
2.4.4 Tiivistys

Keskipakopumppeihin liittyvät tiivisteet voidaan jakaa staattisiin tiivisteisiin ja akselitiivisteisiin. Staattisia tiivistettä ovat esimerkiksi o-renkaat ja erilaiset tasotiivisteet, ja ne tiivistävät paikallaan olevat osat toisiinsa. Ainoastaan hyvin pieni liike esimerkiksi lämpölaajenemisen takia sallitaan staattisissa tiivisteissä. (Sulzer Pumps 2010)

Akselitiivisteellä tiivistetään pyörivä pinta paikallaan olevaa pintaa vasten, esimerkiksi keskipakopumpussa akselin ja pumppupesän läpivientitiivistys. Akselitiivisteet voidaan jakaa kontaktitiivisteisiin ja kontaktittomiin tiivisteisiin. Kontaktitiivisteistä yksinkertaisin on punostiivistys, jota voidaan käyttää matalilla paine-eroilla ja liukunopeuksilla. Vaativammissa kohteissa käytetään mekaanisia tiivisteitä, jotka vaativat jäähdytyksen ja voitelun riittävän puhtaalla nesteellä. Pumpattavaa nestettä voidaan käyttää tähän tarkoitukseen, jos se täyttää vaatimukset. Mikäli pumpattava neste ei sovellu mekaanisen tiivisteiden jäähdytys- ja voiteluaineeksi, joudutaan tähän tarkoitukseen käyttämään pumpattavaa nestettä korkeammassa paineessa olevaa erillistä nestettä. (Sulzer Pumps 2010)

Kontaktittomalla tiivisteellä voidaan saavuttaa korkea pyörimisnopeus matalalla vierintävastuksella ja sitä kautta korkea mekaaninen hyötysuhde. Tiivisteosien kuluminen on yleensä kontaktitiivistettä vähäisempää, erityisesti epäpuhtauksia sisältävillä nesteillä. Kontaktittoman tiivisteiden haittapuolena on se, että tiivistys ei ole täydellinen ja pieni osa nesteestä vuotaa matalamman paineen puolelle. Lisäksi linjausvaatimukset ovat tiukkoja ja

lämpölaajeneminen aiheuttaa asennukselle omat rajoitteensa. Labyrinttitiiviste on esimerkki kontaktittomasta tiivisteestä. Toiminta perustuu kuvan 5 mukaisesti tiivisteosan toistuviin uriin ja hampaisiin, jotka aikaansaavat tiivistettävään nesteeseen paine-eron. (Flitney 2014)



Kuva 5. Labyrinttitiiviste. (Muokattu lähteestä Flitney, 2014)

Kuvasta 5 poiketen myös akselin puolella voi olla tiivistävä hammastus, joka on limittäin tiivisteosan urissa. Akselin ja tiivisteosan hampaiden välisellä etäisyydellä on merkittävä vaikutus tiivistyksen tehokkuuteen. (Flitney 2014)

2.4.5 Putkisto

Putkistovalintaan liittyen huomioitavia asioita ovat mm. putkisto- ja tiivistemateriaalien sopevuus pumpattavalle nesteelle, oikean poikkipinta-alan valinta, tukipisteiden malli ja sijoitus, huollettavuus ja lämpölaajeneminen. Putken sisähalkaisija voidaan määrittää virtaaman ja halutun virtausnopeuden perusteella seuraavasti:

$$d_1 = \sqrt{\frac{Q}{900 \cdot c \cdot \pi}} \quad (7)$$

jossa d_1 on putken sisähalkaisija [m], Q tilavuusvirta [m^3/h] ja c keskimääräinen haluttu virtausnopeus [m/s]. Suositeltu virtausnopeus imuputkille on yleisesti 1–2,5 m/s ja jakoputkille 1,5–3 m/s. (Sulzer Pumps 2010)

Pumpun imuputken suunnittelulla pyritään takaamaan pumpattavan aineen tasainen virtaus juoksupyörälle. Imuvirtauksessa esiintyvien häiriöiden vaikutukset pumpun toimintaan korostuvat suurikokoisilla pumpuilla ja suurilla ominaispyörimisnopeuksilla. Pumpun juoksupyörälle tulisi saada mahdollisimman pyörteetön ja nopeusjakaumaltaan tasainen virtaus. Suuret paikalliset nopeuspoikkeamat imuvirtauksessa voivat heikentää hyötysuhdetta ja lisätä pumpun kulumista lisääntyneiden värinöiden takia. Imettäessä pumpulla altaasta tai säiliöstä on imuputken suunnittelulla lisäksi huomioitava, ettei ilmakuplia pääse imuvirtauksen mukaan. Ilmakuplat lisäävät kavitaation riskiä ja sitä kautta useita negatiivisia vaikutuksia pumpun toimintaan. Mutkien, haarojen ja venttiileiden määrä on minimoitava pumpun imuputkessa. (Sulzer Pumps 2010)

Äkillisiä, putkistojärjestelmää kuormittavia painemuutoksia on vältettävä. Paineiskuja eli paineen nopeita muutoksia voi muodostua putkistojärjestelmään esimerkiksi pumppuja käynnistettäessä tai pysäytettäessä, venttiileitä käytettäessä, pumpun pyörimisnopeutta muutettaessa tai järjestelmän käyttövirheen seurauksena. Paineiskuilta suojautumiseksi voidaan asentaa pumpun yhteyteen vauhtipyörä tai putkiston yhteyteen erilaisia paineensäätelyjärjestelmiä. Näitä ovat mm. paineakut, ilmaventtiilit, varoventtiilit ja takaiskuventtiilit. (Sulzer Pumps 2010)

2.5 Ominaiskäyrät

Pumpun ominaiskäyrästä ilmenee pumpun tuottama nostokorkeus suhteessa virtaamaan. X-akselilla on virtaama Q [m^3/s] ja y-akselilla nostokorkeus H [m]. Ominaiskäyrästä saa yhdellä silmäyksellä käsityksen pumpun käytettävyydestä eri sovelluksissa. Käyrän muoto määräytyy painekertoimen ψ mukaan. Painekerroin ψ on pumppusuunnittelussa yleisesti käytetty dimensioton luku. Se ilmaisee pumpun tuottaman ominaistyön suhteessa juoksupyörän ulkoreunan kehänopeuden neliöön:

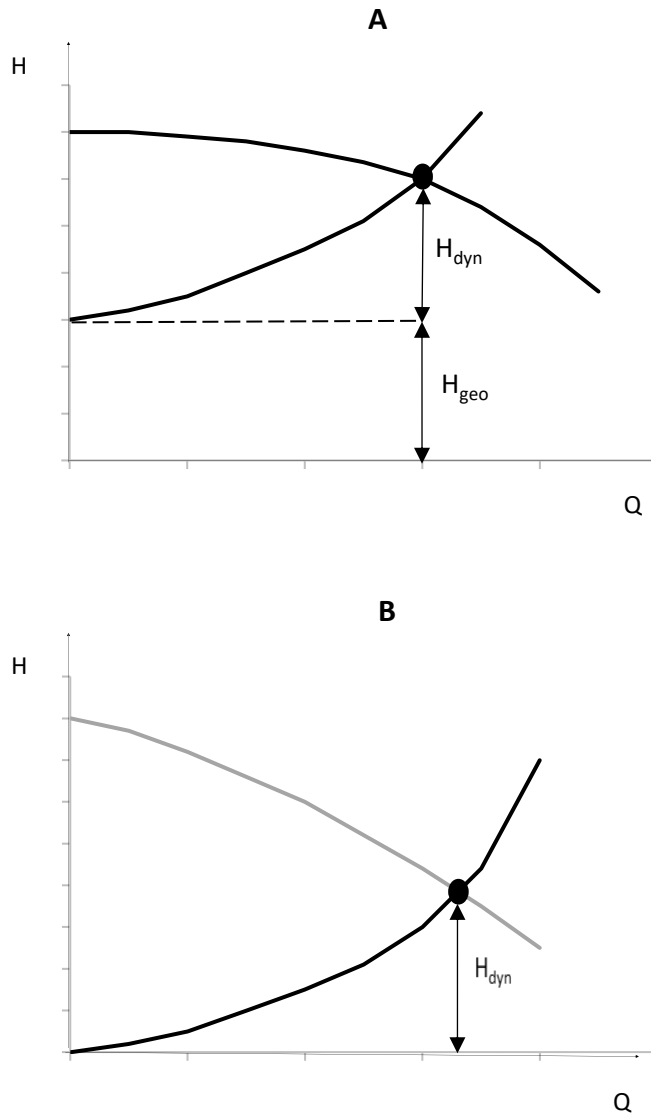
$$\psi = \frac{2Y}{u_2^2} \quad (8)$$

jossa ψ on painekerroin, Y ominaistyö [J/kg] ja u_2 juoksupyörän ulkoreunan kehänopeus [m/s]. Paine kertoimen ohella toinen pumppusuunnittelussa usein käytetty dimensioton luku on antokerroin φ , joka muodostuu meridiaaninopeuden ja kehänopeuden osamäärästä:

$$\varphi = \frac{c_m}{u} \quad (9)$$

jossa φ on antokerroin, c_m meridiaaninopeus eli kokonaisnopeuden virtauskanavan suuntainen komponentti [m/s] ja u kehänopeus. Antokertoimen ja painekertoimen avulla eri kokoisia ja eri pyörimisnopeuksille suunniteltuja pumppuja voi vertailla helposti toisiinsa. (Gülich 2020)

Yleisesti ottaen pienen ominaispyörimisnopeuden radiaalisilla keskipakopumpuilla ominaiskäyrä on usein laakea ennen jyrkempää pudotusta eli nostokorkeus pysyy melko tasaisena tiettyyn virtaamaan asti. Suuren ominaispyörimisnopeuden aksiaalipumpuilla ominaiskäyrä puolestaan laskee jyrkemmin jo pienillä virtaamilla, eli nostokorkeus pienenee lineaarisemmin tilavuusvirtaa kasvatettaessa. Tuottokäyrä on stabiili nostokorkeuden pienentyessä koko virtaama-alueella virtaaman kasvaessa. Epästabiilissa tuottokäyrässä on puolestaan alue, jossa nostokorkeus kasvaa virtaamaan kasvaessa. Tuottokäyrän yhteydessä samassa kuvaajassa esitetään usein myös pumpun hyötysuhdekäyrä. Kuvassa 6A on esitetty tavanomainen pienemmän ominaispyörimisnopeuden pumpun tuottokäyrä ja kuvassa 6B suuremman ominaispyörimisnopeuden pumpun tuottokäyrä. (Gülich 2020)



Kuva 6. A: Matalan ominaispyörimisnopeuden keskipakopumpun tuottokäyrä ja systeemi-
 käyrä, jossa staattinen ja dynaaminen komponentti. B: Korkean ominaispyörimisnopeuden
 keskipakopumpun tuottokäyrä ja systeemikäyrä, jossa pelkästään dynaaminen komponentti.
 Molemmissa tapauksissa pumpun toimintapiste käyrien leikkauskohdassa.

Samaan kuvaajaan sijoitetaan usein myös systeemikäyrä, kuten kuvassa 6, ja se kuvaa jär-
 jestelmän vastapainetta suhteessa virtaamaan. Systeemin vastapaine muodostuu virtaamasta
 riippumattomasta staattisesta komponentista ja virtaamasta riippuvaisesta dynaamisesta
 osuudesta. Piste, jossa pumpun ominaiskäyrä ja systeemikäyrä leikkaavat toisensa, on toi-
 mintapiste. (Sulzer Pumps, 2010)

Tehokäyrä esitetään usein erillisessä kuvaajassa, jolla on tuottokäyrän kanssa sama virtaama-asteikko. Keskipakopumpuilla, joiden ominaispyörimisnopeus on alle 80, tehokäyrä on yleensä virtaaman suhteen tasaisesti nouseva. Uppopumpuilla tehokäyrä on paraabelin muotoinen ja huipputeho saavutetaan parhaan hyötysuhteen pisteessä. (Gulich 2020)

2.6 Käyttö ja säätö

Keskipakopumppuja joudutaan usein käyttämään eri toimintapisteessä, kuin mille se on alun perin suunniteltu. Tässä kappaleessa on esitetty menetelmiä, miten alkuperäisestä poikkeava uusi toimintapiste on mahdollista saavuttaa.

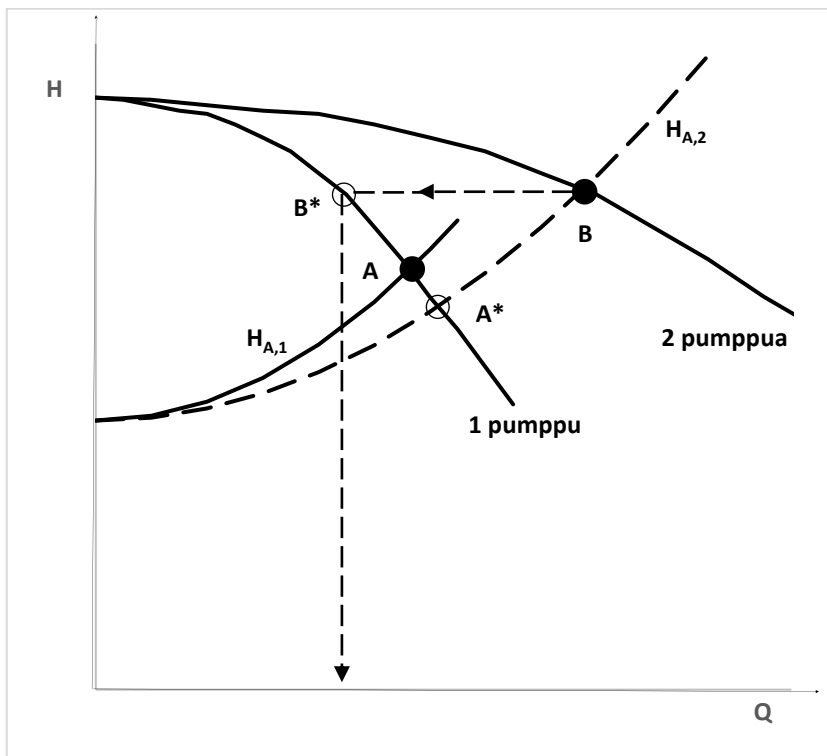
2.6.1 Säätö

Keskipakopumpun suoritusarvojen, esimerkiksi virtaaman ja nostokorkeuden, muuttamiseksi on käytössä useita menetelmiä. Energiatehokkain säätömenetelmä pienen ominaispyörimisnopeuden radiaalisille keskipakopumpuille on pyörimisnopeuden muuttaminen, jolloin hyötysuhde pysyy käytännössä samana. Pyörimisnopeutta alennettaessa muodostuu uusi alkuperäistä pumppukäyrää alemmalla tasolla oleva käyrä ja pumpun uusi toimintapiste muodostuu alemmalle virtaama- ja nostokorkeustasolle alkuperäisen systeemikäyrän ja uuden pumppukäyrän leikkauspisteeseen. Säädetäessä virtaamaa ja nostokorkeutta pumpun painepuolen venttiilin asentoa muuttamalla, eli kuristamalla, uusi toimintapiste siirtyy alkuperäistä pumppukäyrää seuraten vasemmalle eli korkeammalle nostokorkeudelle ja pienemmälle virtaamalle. Systeemikäyrä muuttuu tällöin jyrkemmin nousevaksi.

Ohitusventtiilillä säädetäessä osa pumpattavasta nesteestä kierrätetään ohituslinjaa pitkin takaisin pumpun imupuolelle pienentäen järjestelmään kulkeutuvaa virtaamaa. Stabiilissa käyrässä pumpun toimintapiste siirtyy tällöin alkuperäisestä pisteestä oikealle eli suuremman virtaaman ja pienemmän nostokorkeuden alueelle. Hyötysuhde ohitusmenetelmällä on vielä kuristussäätöäkin matalampi. Suuren ominaispyörimisnopeuden aksiaalipumppuja voidaan säätää lisäksi juoksupyörän siiven kulmaa muuttamalla tai säätämällä pumpattavan nesteen kehänopeuskomponenttia muuttuvakulmaisella johdinsiivistöllä. (Sulzer Pumps, 2010)

2.6.2 Keskipakopumppujen rinnan- ja sarjaanasennus

Keskipakopumput voidaan asentaa rinnan esimerkiksi silloin, kun järjestelmän staattinen nostokorkeus on suuri, järjestelmän virtaamavaihtelut ovat suuria, kun halutaan pitää pumppuja varalla esimerkiksi järjestelmän jatkuvan käytön varmistamiseksi tai kun yksittäinen pumppu ei kykene tuottamaan vaadittua virtaamaa. Tällöin rinnanasennetuilla pumppuilla on omat imu- ja paineputkiosuutensa paineputkien yhdistyessä pumppujen jälkeen systeemin yhteiseen putkistoon. Rinnankäytössä keskipakopumput tuottavat yksittäisten pumppujen virtaamien summan samalla nostokorkeudella kuin yksittäinen pumppu, pisteet B ja B* kuvassa 7.



Kuva 7. Keskipakopumppujen rinnankäyttö.

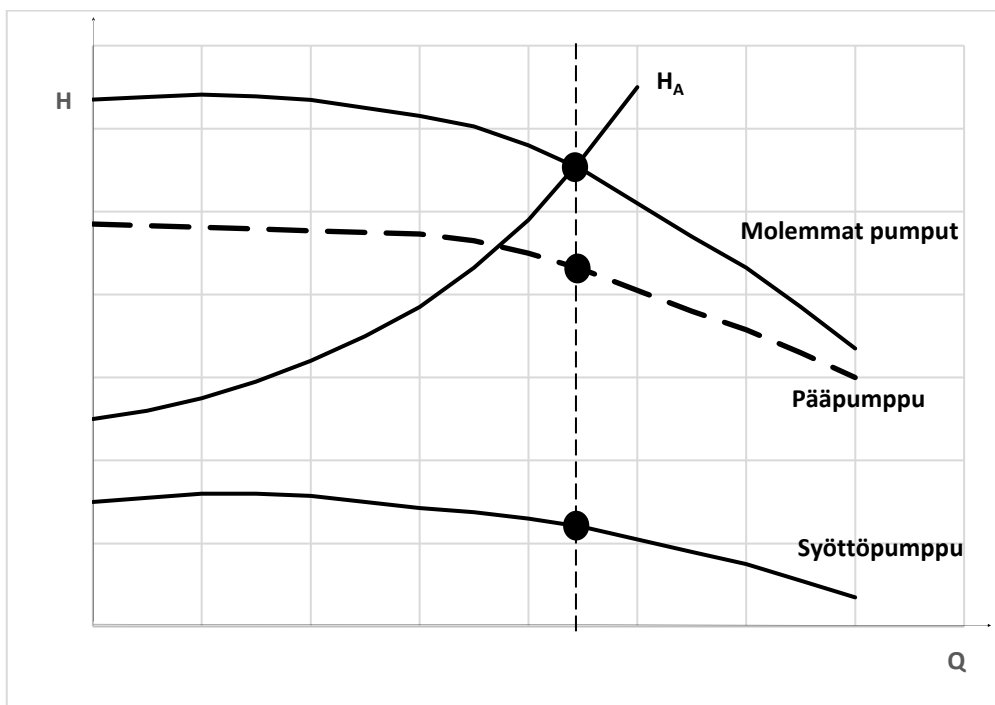
Kuvassa 7 on havainnollistettu pumppukäyrät käytettäessä yhtä ja kahta pumppua, systeemi-ikäyrät $H_{A,1}$ ja $H_{A,2}$ vastaavissa tilanteissa sekä toimintapisteet A ja B. Kuten kuvasta nähdään, virtaama ei kaksinkertaistu käytettäessä kahta pumppua verrattuna yhden pumpun tilanteeseen. Tämä johtuu siitä, että yksittäisten pumppujen virtausvastus pienenee

käytettäessä useampaa pumppua ja lisäksi järjestelmän ominaiskäyrän vastus kasvaa suhteessa virtaaman toiseen potenssiin kaavan 10 mukaisesti. Mikäli yksittäisen pumpun virtausvastus on hyvin pieni, systeemiäikäyrä $H_{A,1}$ mukailee käyrää $H_{A,2}$ ja toimintapisteeksi tulee yhtä pumppua käytettäessä A^* .

$$H_{A^*} = H_{stat} + \left(\frac{R_{yks}}{z_{pp}^2} + R_{kok} \right) Q_{kok}^2 \quad (10)$$

jossa H_{A^*} on järjestelmän nostokorkeus [m], H_{stat} staattinen nostokorkeus [m], R_{yks} yksittäisen pumpun imu- ja paineputkesta aiheutuva painehäviö [m], z_{pp} rinnankäytettävien pumppujen lukumäärä, R_{kok} pumppujen yhteisestä putkisto-osuudesta aiheutuva painehäviö [m] ja Q_{kok} järjestelmän kokonaisvirtaama [m^3/s].

Sarjaan asennetut keskipakopumput tuottavat kuvan 8 mukaisesti nostokorkeuden, joka on kaikkien sarjaan asennettujen pumppujen nostokorkeuksien summa.

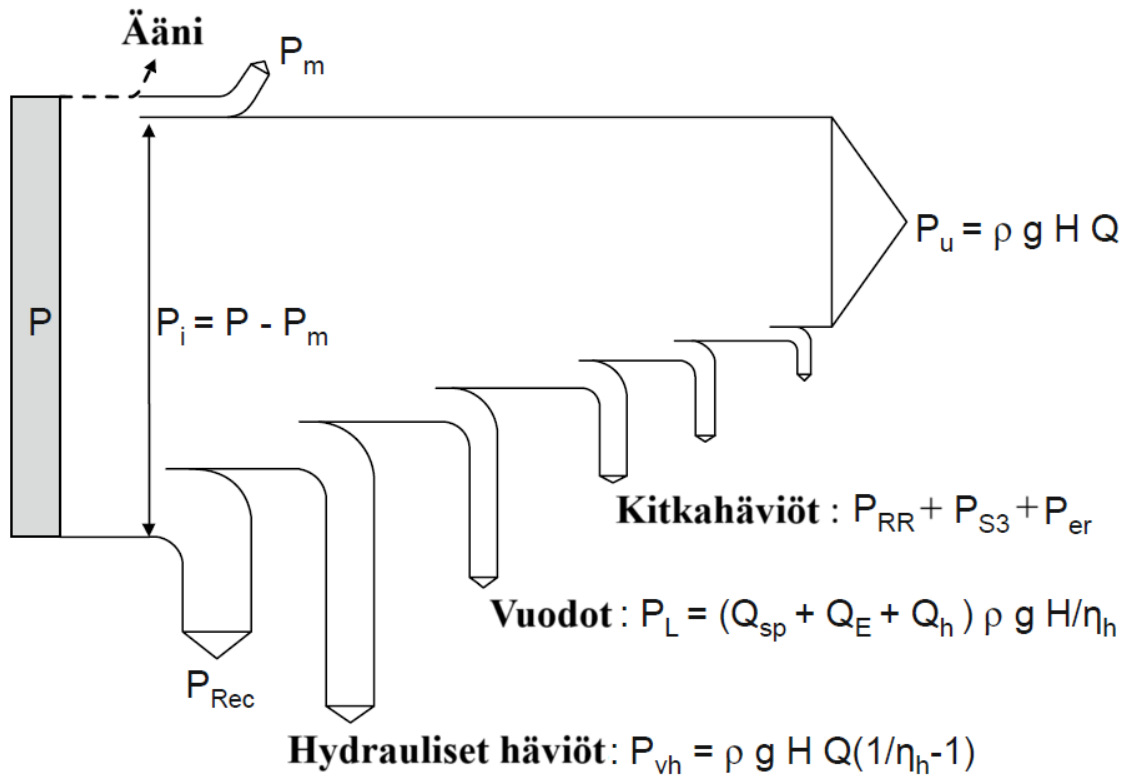


Kuva 8. Keskipakopumppujen sarjaan asennus.

Sarjaan asennettuna tilavuusvirta pysyy samana riippumatta pumppujen lukumäärästä. Kyseistä järjestelyä käytetään esimerkiksi pitkillä siirtomatkoilla tai haluttaessa riittävä imu-paine pääpumpulle käyttämällä sarjaan asennettua syöttöpumppua. (Gulich 2020)

2.7 Energiatase ja hyötysuhde

Pumpun nesteeseen siirtämä hyötyteho P_U on aina pumpun akselitehoa P pienempi. Hukkateho, eli akselitehon ja hyötytehon erotus, muuttuu pumpussa lämmöksi. Hukkateho koostuu pääosin mekaanisista häviöistä P_m , hydraulisista häviöistä P_{vh} , vuotohäviöistä P_L ja takaisinvirtaushäviöstä P_{REC} . Meluksi muuttuvan energian määrä on usein mitätön. Mekaaniset häviöt muodostuvat laakeroinnin ja akselitiivistyksen aiheuttamasta häviöstä. Se on ainoa ulkoinen häviö, jonka synnyttämä lämpö ei siirry pääasiallisesti pumpattavaan nesteeseen. Hydraulisiin häviöihin lukeutuu kaikki pumpunsisäiset turbulentsisuudesta ja kitkasta aiheutuvat virtaushäviöt. Vuotohäviö muodostuu rengastiivisteiden ja juoksupyörän tasapainotusreikien kautta kulkeutuvasta virtauksesta. Myös muihin käyttötarkoituksiin, kuten jäähdytykseen, otettava väliottovesi kuuluu vuotohäviöön. Takaisinvirtaushäviöllä tarkoitetaan osakuormalla tapahtuvaa virtausnopeuserojen aiheuttamaa häviötehoa. Takaisinvirtaushäviön osuus kasvaa virtaaman pienetessä ja 0-tuotolla erityisesti suuren ominaispyörimisnopeuden pumpulla sen osuus on suurin. Mikäli pumppu on oikein suunniteltu, takaisinvirtaushäviötä ei ole parhaan hyötysuhteen pisteessä. Kuvassa 9 on havainnollistettu keskipakopumpun tehotasetta. (Gulich 2020)



Kuva 9. Keskipakopumpun tehotase. (Muokattu lähteestä Gülich 2020)

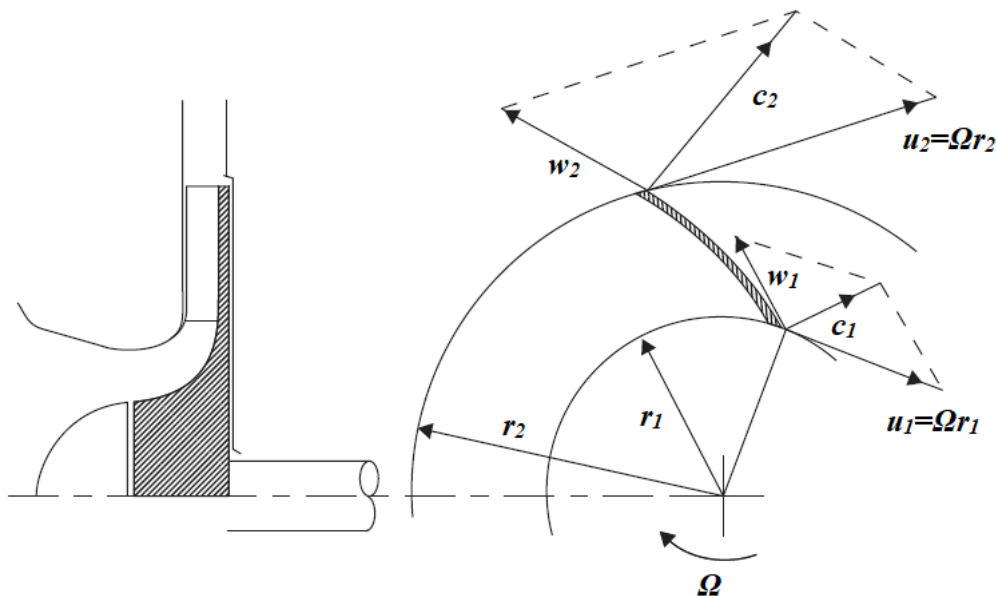
Pumpun hyötysuhteeseen vaikuttavat hyvin monet muuttujat. Käytännössä radiaalisen yksisijaksoisen keskipakopumpun hyötysuhde on enintään hieman yli 90 %, kun kyseessä on riittävän suuri pumppu ja ominaispyörimisnopeus on välillä 40–70. Pienemmillä pumpuilla hyötysuhde pienenee suhteellisen karheuden ja suhteellisten välysten kasvaessa. Pienien radiaalisten keskipakopumppujen hyötysuhde voi olla alle 60 %. (Gülich 2020)

3 Virtaus keskipakopumpussa

Tämä kappale käsittelee tarkemmin keskipakopumpussa tapahtuvaa virtausta. Osiossa esitetään nopeuskolmiot, keskipakopumpun läpi virtaavaan nestepartikkeliin kohdistuvat voimat, kavitaatioilmiö ja yleisimmät affiniteetit.

3.1 Nopeuskolmiot

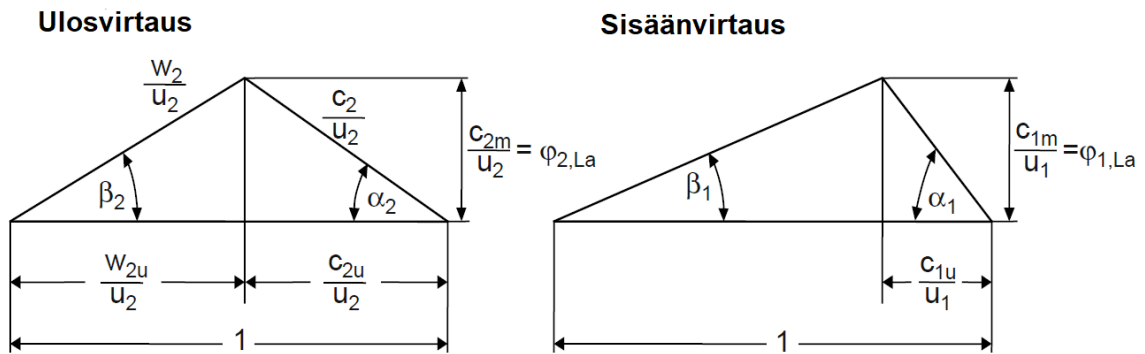
Yksi tapa kuvata virtausta on kuvassa 10 esitetty pumppusuunnittelussa käytettävä yksiulotteinen malli, eli juoksupyörän sisään- ja ulosvirtauksen nopeuskolmiot, joissa virtaus jaetaan absoluuttiseen nopeuteen c , suhteelliseen nopeuteen w ja kehänopeuteen u . (Dixon & Hall 2014)



Kuva 10. Esimerkki radiaalisen keskipakopumpun meridiaanikuvasta vasemmalla ja nopeuskolmioista oikealla. (Muokattu lähteestä Dixon & Hall, 2014)

Kuvassa 10 juoksupyörän siiven sisäkehän nopeuskolmion komponentit on merkitty alaindeksillä 1 ja ulkokehän vastaavat alaindeksillä 2.

Nopeuskomponentit voidaan esittää dimensiottomasti kuvan 11 mukaisesti kehänopeuden u suhteen.



Kuva 11. Sisään- ja ulosvirtauksen nopeuskolmiot dimensiottomasti esitettynä. (Muokattu lähteestä Gülich, 2020)

Kuvassa 11 on esitetty dimensiottomat sisään- ja ulosvirtauksen antokertoimet $\varphi_{1,La}$ ja $\varphi_{2,La}$. Meridiaaninopeuden ollessa verrannollinen virtaamaan, geometrisesti samanlaisilla pumpuilla saavutetaan yhteneväiset kinemaattiset virtausolosuhteet samoilla antokertoimilla. Antokerroin φ_{La} määritetään käyttämällä juoksupyörän läpi kulkevaa virtausta Q_{La} , johon tarvitaan tieto pumpun volumetrisesta hyötysuhteesta η_v . Yksijaksoisella pumpulla volumetrinen hyötysuhde määritetään seuraavasti:

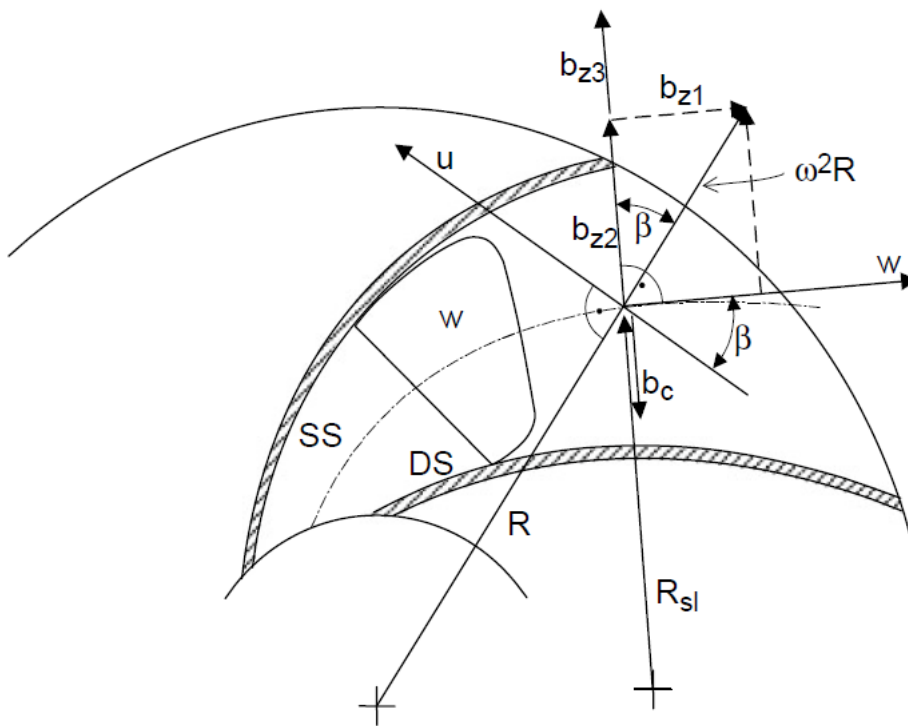
$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_{sp} + Q_h} \quad (11)$$

jossa Q_{sp} on pumpun tiivisterenkaiden ohivirtaus ja Q_h vuotovirtaukset esimerkiksi jäähdystystä varten. Pumppuja vertailtaessa voidaan kuitenkin käyttää todellista virtaamaa Q , jos mallin ja prototyypin volumetriset hyötysuhteet ovat lähellä toisiaan. (Gülich 2020)

3.2 Virtauksen fysiikkaa

Keskipakopumpussa tapahtuvan virtauksen kuvaamiseen käytettäviä fysiikan lakeja on useita ja tässä osiossa esitetään niistä muutamia. Absoluuttisessa avaruudessa tarkasteltuna pyörivä juoksupyörä pakottaa pumpattavan fluidin kaarevalle radalle. Virtauksen

kaarevuudesta johtuvan painegradientin muodostama keskihakuvoima selittää sen, miten juoksupyörä lisää nesteen staattista painetta, vaikka pumpattavan nesteen absoluuttinen nopeus lisääntyy. Tarkasteltaessa virtausta pyörivän juoksupyörän tasolla olevalta pisteeltä, nestepartikkeliin kohdistuvat pyörimisliikkeestä aiheutuva keskipakoiskiihtyvyys $b_z = \omega^2 r$, virtaviivan kaarevuudesta aiheutuva keskipakoiskiihtyvyys $b_{z3} = w^2/R_{s1}$ ja corioliskiihtyvyys $b_c = 2\omega w$. Kiihtyvyydet on havainnollistettu kuvassa 12.



Kuva 12. Nestepartikkeliin vaikuttavat kiihtyvyydet juoksupyörässä. (Gulich 2020)

Kuten kuvassa 12, pyörimisliikkeestä aiheutuva keskipakoiskiihtyvyys b_z voidaan jakaa suhteellisen virtauksen suuntaiseen komponenttiin b_{z1} ja suhteellisen virtauksen normaalin suuntaiseen komponenttiin b_{z2} . Tällöin $b_{z1} = \omega^2 r \sin\beta$ ja $b_{z2} = \omega^2 r \cos\beta$. Kun oletetaan virtaus tasaiseksi ja jätetään kitkahäviöt huomioimatta, voidaan voimien tasapaino esittää seuraavasti:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = 2\omega \times w + r\omega^2 \frac{\partial r}{\partial n} - \frac{w^2}{R_{s1}} \quad (12)$$

jossa ω on juoksupyörän kulmanopeus [rad/s], r on nestepartikkelin etäisyys juoksupyörän keskipisteestä [m], w on virtauksen paikallinen suhteellinen nopeus [m/s] ja R_{sl} on nestepartikkelin virtaviivan hetkellinen kaarevuussäde [m]. (Gulich 2020)

Oletettaessa virtaus tasaiseksi, jatkuvuusyhtälön mukaisesti putkivirtauksessa pisteen 1 ohittava massavirta on yhtä suuri kuin pisteen 2 ohittava massavirta. Kuvattaessa pistettä 1 alaindeksillä 1 ja pistettä 2 alaindeksillä 2, voidaan jatkuvuusyhtälö kirjoittaa muotoon:

$$m_q = \rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 \quad (13)$$

jossa m_q on nesteen massavirta [kg/s] ja A_1 sekä A_2 pisteiden 1 ja 2 virtausaukkojen pinta-
alat [m²] (Dixon & Hall 2014). Pumpattaessa kokoonpuristumatonta nestettä tiheyksiä ρ_1 ja ρ_2 ei huomioida. Kokoonpuristumattomalle nesteelle adiabaattisessa virtauksessa pätee Bernoullin yhtälö:

$$\frac{1}{\rho} (p_{2,kok} - p_{1,kok}) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (14)$$

jossa $p_{1,kok}$ ja $p_{2,kok}$ on virtauksen kokonaispaine pisteissä 1 ja 2. Kokonaispaine koostuu staattisesta ja dynaamisesta paineesta:

$$p_{kok} = p_{stat} + \frac{1}{2} \rho c^2 \quad (15)$$

jossa p_{kok} on virtauksen kokonaispaine [Pa] ja p_{stat} staattinen paine virtauksessa.

Kaavan 2 mukaan pumpun ominaistyö Y on verrannollinen entalpiamuutokseen Δh_{Tot} , paineeron ja tiheyden osamäärään $\rho/\Delta p$ sekä gravitaatiokiihtyvyyden ja nostokorkeuden tuloon gH . Sen lisäksi pumpun ominaistyö Y voidaan esittää virtausnopeuksia hyödyntäen Eulerin pumppukaavalla:

$$Y = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad (16)$$

jossa Y on pumpun tekemä ominaistyö [J/kg], c_{2u} on virtauksen absoluuttisen nopeuden kehänopeuden komponentti [m/s] ja u_2 juoksupyörän kehänopeus ulkokehällä. Alaindeksillä 1 vastaavat arvot virtauskanavan sisäkehällä (Gulich 2020).

3.3 Kavitaatio

Neste voi höyrystyä joko lämmittämällä sitä vakioaineessa höyrystymislämpötilaan tai alentamalla sen painetta vakioämpötilassa höyrinpaineeseen. Kavitaatioissa nesteen paine laskee virtausnopeuden noustessa alittaen pumpattavan nesteen kylläisen höyryn paineen saaden nesteen höyrystymään. Kavitaatiota tapahtuu paikoissa, joissa virtausnopeus on suuri. Esimerkkinä kuvassa 13 on näkyvissä kavitaatiokuplia juoksupyörän siiven etureunassa, joka on tyypillinen paikka kavitaatiolle. Muodostuneet kuplat kulkeutuvat lopulta virtauksen mukana paikkaan, jossa paine ylittää kaasun osapaineen saaden kuplat luhistumaan. Kuplien äkillinen luhistuminen vapauttaa energiaa, josta voi aiheutua värinöitä, melua ja pahimmillaan materiaalivaurioita. (Gulich, 2020)



Kuva 13. Kavitaatiokuplia pumpun imupuolella juoksupyörän siiven etureunan tuntumassa, jossa virtausnopeus on suuri. (Sulzer Pumps 2010)

Keskipakopumpun kavitaatiokäyttäytymistä voidaan tutkia vakiokierroksilla toimivalla testipumpulla. Pumpun $NPSH_A$ -arvoa, eli pumpun imupuolella saatavilla olevaa painetta pienennetään samalla seuraten pumpun tuottamaa nostokorkeutta. Juoksupyörän imupintaa tarkkaillaan stroboskoopilla. Kun $NPSH_A$ laskee tietylle tasolle, havaitaan ensimmäiset

höyrykuplat juoksupyörän siipien pinnoilla. Tätä pistettä kutsutaan $NPSH_i$ -arvoksi. Alentamalla pumpun imupainetta edelleen kaasun muodostuminen juoksupyörään lisääntyy. Tietyllä $NPSH$ -arvolla pumpun tuottama nostokorkeus H alkaa pieneneään. Tätä pistettä kutsutaan $NPSH_0$ -arvoksi, eli pienimmäksi imupaineeksi, jolla saavutetaan pumpun suunniteltu nostokorkeus. $NPSH_0$ -arvoa pienemmällä imupaineella pumppu ei enää kykene tuottamaan samaa nostokorkeutta lisääntyneen kavitaation johdosta. Pistettä, jossa nostokorkeus on alentunut 3 prosenttia, kutsutaan $NPSH_3$ -arvoksi. Viimeisenä ja alimpana pisteenä on täyden kavitaation piste $NPSH_{FC}$. Tässä vaiheessa pumpun nostokorkeus romahtaa nopeasti. (Sulzer Pumps 2010)

Kavitaatiokerroin σ on antokertoimen ja painekertoimen ohella yksi yleisesti käytetyistä dimensiottomista luvuista pumppusuunnittelussa. Se ilmaisee $NPSH$ -arvon suhteessa juoksupyörän siiven johtoreunan kehänopeuteen:

$$\sigma = \frac{2gNPSH}{u_1^2} \quad (17)$$

Kavitaatiokerroimeen voidaan lisätä alaindeksiksi jokin edellä mainituista $NPSH$ -arvon alaindekseistä. Esimerkiksi merkinnällä σ_3 tarkoitetaan kavitaatiokerrointa tilanteessa, jossa pumpun nostokorkeus on alentunut 3 prosenttia. Tällöin kaavassa 17 käytetään $NPSH_3$ -arvoa.

Keskipakopumpussa tapahtuva kavitaatio ja kaksifaasinen turbulenttinen virtaus ovat monimutkaisia ilmiöitä ja haastavia mallintaa. Viimeaikaiset kokeelliset tutkimukset kuitenkin osoittavat, että CFD-mallinnus kykenee mallintamaan kavitaatitilanteita melko hyvin. Esimerkiksi Li et al. (2022) todensivat kavitaatioon liittyvässä pumppututkimuksessaan CFD-mallinuksella tuotetun datan vastaavan hyvin koeajojen tuloksia.

3.4 Affiniteetilait ja skaalaus

Affiniteetilait kuvaavat pumpun suoritusarvojen verrannollisuutta. Lakeja voidaan käyttää esimerkiksi silloin, kun halutaan selvittää pumpun virtaama ja nostokorkeus kytkettäessä se eritaajuiseen sähköverkkoon. Pumppusuunnittelussa affiniteetilakeja voidaan käyttää mallintamaan pumpun eri kokoversioiden suoritusarvoja. Taulukossa 1 on esitetty pumpun

kierrosnopeuden n ja juoksupyörän halkaisijan d verrannollisuus tilavuusvirtaan Q , NPSH-arvoon, nostokorkeuteen H , tehoon P ja voimiin F . (Bachus & Custodio 2006)

Taulukko 1. Affiniteettikaavat. (Gulich 2020)

	Kierrosnopeuden muutos	Juoksupyörän halkaisijan muutos
Virtaama q	$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{n_0}{n_1}$	$\frac{Q_0}{Q_1} = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^3$
NPSH	$\frac{NPSH_0}{NPSH_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2$	$\frac{NPSH_0}{NPSH_1} = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$
Nostokorkeus H	$\frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2$	$\frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$
Teho P	$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^3$	$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^5$
Voimat F	$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2$	$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^4$

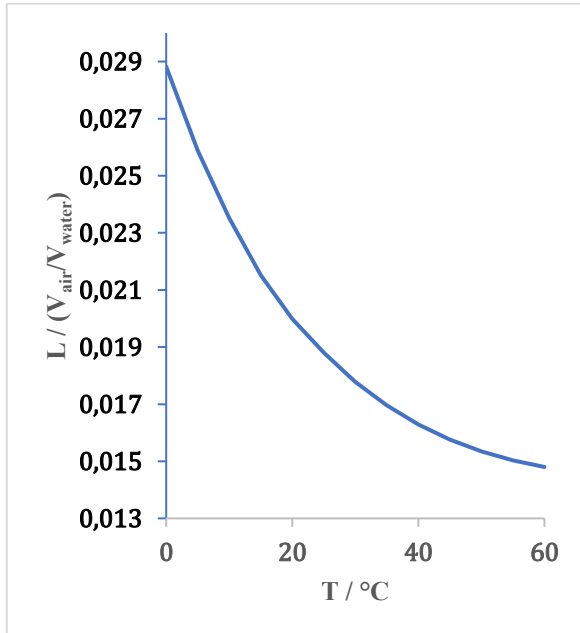
Lait pätevät, kun verrattavat pumput ovat keskenään geometrisesti ja kinemaattisesti samantyyppisiä. Geometrinen vastaavuus toteutuu, kun pumppujen kaikki virtaukseen liittyvät mittasuhteet ovat samoja. Kinemaattinen vastaavuus toteutuu, kun verrokkipumput toimivat keskenään samalla antokertoimella φ ja painekertoimella ψ . (Gambini & Vellini 2021)

4 Kaasumaisen nesteen pumppaaminen

Neste sisältää käytännössä aina jonkin verran kaasua. Tässä kappaleessa käsitellään kaasun, lähinnä ilman, käyttäytymistä vedessä ja sellumassassa.

4.1 Kaasun liukeneminen nesteeseen

Suljetussa kaasua ja nestettä sisältävässä järjestelmässä kaasun liukenemiseen nesteeseen vaikuttaa paine ja lämpötila. Paineen kasvaessa tai lämpötilan laskiessa enemmän kaasua liukenee nesteeseen ja päinvastoin. Lisäksi liukenemiseen vaikuttavat ainekohtaiset ominaisuudet, vuorovaikutuspinta-ala ja sekoituksen voimakkuus. Kuvassa 14 on esitetty ilman liukenevuus veteen lämpötilan funktiona ilmakehän paineessa.



Kuva 14. Lämpötilan vaikutus ilman liukenemiseen veteen 1000 hPa:n paineessa. (Battino et al. 1984)

Järjestelmän kokonaispaine muodostuu eri kaasujen osapaineiden summasta Daltonin osapainelain mukaisesti:

$$p_{tot} = p_A + p_B + p_C \dots \quad (18)$$

jossa p_{tot} on järjestelmän kokonaispaine [Pa] ja p_A , p_B ja p_C ovat kaasujen A, B ja C osapaineet [Pa]. Kaasun liukoisuudella nesteeseen ja kaasun osapaineella on seuraava yhteys Henryn lain mukaisesti:

$$p_A = H_c x_A \quad (19)$$

jossa H_c on Henryn vakio ja x_A on liuenneen kaasun mooliosuus nestefaasissa. Henryn vakio on määritelty yleisimpien liuotteiden ja liuotettavien aineiden välille ja lämpötila vaikuttaa siihen (Stoor 2006).

4.2 Kaksifaasivirtauksen vaikutus keskipakopumpun suoritusarvoihin

Kaasupitoinen nestevirtaus keskipakopumpun läpi voidaan luokitella neljään eri vaiheeseen virtaustyyppin mukaan. Luokituksen on esittänyt alun perin Murakami & Minemura (1974a) ja vaiheet on todennettu useassa tutkimuksessa sen jälkeen. Ensimmäisessä yksittäiskuplavirtauksen vaiheessa juoksupyörän siipien välisen virtauskanavan paikallinen kaasutaskun tilavuusosuus on 0–4 %. Nesteen virtaama on lähes sama kuin kaasuttomana ja virtaus on tasalaatuista. Kuplat kulkeutuvat tässä vaiheessa vielä hyvin nestevirtauksen mukana ja faasien väliset kitkavoimat ja nopeuserot ovat pieniä. Kuplavirtauksen vaiheessa kaasutaskun tilavuusosuuden kasvaessa kuplien kerääntymisen seurauksena, faasien väliset voimat kasvavat merkittäviksi tietyissä virtauskanavan osissa. Kaasutaskun tilavuusosuuden edelleen kasvaessa virtauksesta käytetään nimitystä kaasutaskuvirtaus (engl. *gas pocket flow*). Tässä vaiheessa huomattava kaasutasku muodostuu virtauskanavan alkuun lähelle siiven imupintaa. Osa kaasusta ei enää poistu juoksupyörästä häiriten nestevirtausta. Tila on epävakaa ja kynnys pumpun suorituskyvyn jyrkälle alenemalle. Neljännessä ja viimeisessä, erottuneen kaasuvirtauksen vaiheessa kaasutaskun tilavuusosuus nousee paikoitellen 100 %:iin. Kyseisessä tilassa neste- ja kaasufaasit erottuvat ja pumpun kyky siirtää nestettä menetetään osittain tai kokonaan. (Jiang et al. 2019.)

Vaikka kaasun esiintyvyys pumpattavassa fluidissa pääsääntöisesti heikentää pumpun suoritusarvoja, on kuitenkin havaittu tiettyjä tilanteita, joissa pieni kaasumäärä parantaa pumpun

nostokorkeutta. Murakami & Minemuran (1974b) tutkimusten perusteella 3-siipisellä juoksupyörällä varustetun keskipakopumpun nostokorkeus hieman parani, kun pumpattavan fluidin kaasupitoisuus oli korkeintaan 3,5 til-%. Vastaavaa ilmiötä ei havaittu samassa tutkimuksessa 5- ja 7-siipisellä juoksupyörällä, vaan pumppujen nostokorkeus alkoi väheneään kaasupitoisuuden kasvaessa. Samankaltaisia tuloksia saivat Turpin et al. (1986) tutkimuksessaan 8-jaksoisella uppopumpulla, jossa pumpattavana nesteenä oli dieselöljy ja kaasuna hiilidioksidi. Ilmiö havaittiin 3,45 ja 6,9 barin imupaineella 10 %:n kaasun tilavuusosuudella.

Tietyissä juoksupyörämalleissa oleva aksiaalivoimien tasapainotusreikä voi vähentää faasien erottumista ja kaasun kertymistä juoksupyörässä. Schäfer et al. (2015&2017) tutkimusten perusteella kaasun kertyminen juoksupyörän virtauskanavan keskiosaan oli huomattavasti vähäisempää tasapainotusreiällä varustetussa mallissa. Havainnot tehtiin matalalla ≤ 3 til-%:n kaasupitoisuudella.

4.3 Kuplat

4.3.1 Kuplien muodostuminen

Käytännössä kupla voi joutua järjestelmään usealla eri tavalla. Vaikka useat paperiteollisuuden prosessit ovat nykyisin paineistettuja, ilman sekoittumiselle sellumassan joukkoon on silti useita mahdollisuuksia (Stoor 2006). Mahdollisia ilmalähteitä ovat esimerkiksi pinnantason yläpuolella oleva purku- tai paluuputken pää, vuotavat pumppu- ja venttiilitiivisteet, sekoittaja tai alhainen imusäiliön pinnantaso (Kujala et al. 1980). Biologinen aktiivisuus sellumassan joukossa voi myös aiheuttaa kaasunmuodostusta (Stoor 2006). Lietejärjestelmissä ilman kertyminen lietteen sekaan voi aiheuttaa vaahtoutumista (Wilson 2006).

Kaasukuplat muodostuvat nesteeseen kahdella pääasiallisella tavalla: pisara-alkio muodostuu ylikylläistymisen seurauksena tai kupla siirtyy nesteeseen ympäröivästä kaasufaasista (Stoor 2006). Pisara-alkion muodostuminen ylikylläistymisen seurauksena voi tapahtua neljällä eri tavalla. Tyypin I nukleaatio eli ydintyminen on klassinen homogeeninen nukleaatio, jossa pisara-alkio muodostuu tasalaatuiseen nesteeseen. Tyypin II klassisessa heterogeenisessä nukleaatiossa kupla muodostuu nesteessä olevan partikkelin ympärille, rakenteen pinnalle tai rakenteen pinnassa olevaan koloon. Tyypin I ja II nukleaatioissa vaadittu

kyllästysuhde on suuri. Tyypin III pseudo-klassinen nukleaatio on mahdollista matalalla kyllästysuhdeella ja sitä tapahtuu homogeenisesti ja heterogeenisesti jo olemassa olevissa kaasuesiintymissä. Tyypin IV ei-klassinen nukleaatio voi seurata tyypin II ja III nukleaatioprosesseja. Myös tämä nukleaatiotyyppi esiintyy yleensä järjestelmässä jo olemassa olevien kaasuesiintymien yhteydessä. Ei-klassinen nukleaatio saa nimensä siitä, että siinä kuplalla ei ole energiavallia ylitettävänä kuten klassisessa nukleaatiossa. (Jones et al. 1999)

4.3.2 Kuplan koko

Keskipakopumpussa olevan kuplan koko vaikuttaa kaasun ja nesteen välisiin vuorovaikutusvoimiin, ja sitä kautta kuplan käyttäytymiseen pumpussa (Chang et al. 2023). Kuplakoko pystytään määrittämään tutkimuksissa esimerkiksi suurnopeuskameran avulla käyttäen keskipakopumppua, jonka pumppupesä ja juoksupyörä on tehty läpinäkyvästä materiaalista. Kuplakokojakauman on havaittu noudattavan parhaiten logaritminormaalijakaumaa ainakin Chang et al. (2023) ja Barrios & Prado (2009) tutkimuksissa. Kuplakoolla ennen juoksupyörää ei ole vaikutusta juoksupyörässä olevan kuplan kokoon (Murakami&Minemura 1974b). Virtauksen turbulentsuudesta johtuvien leikkausvoimien takia kuplat ovat usein ellipsoidin muotoisia. Tilastointia ja jakaumalaskentaa varten ellipsoidin muotoista kuplaa käsitellään saman tilavuuden omaavana ekvivalenttipallona, jonka tilavuus määritetään seuraavalla kaavalla:

$$d_b = \sqrt[3]{a_e b_e^2} \quad (20)$$

jossa d_b on tilavuudeltaan ellipsoidin muotoista kuplaa vastaavan pallon halkaisija [mm], a_e ellipsoidin suurempi halkaisija [mm] ja b_e ellipsoidin pienempi halkaisija [mm] (Chang et al. 2023). Sauter-halkaisijalla d_{Sa} tarkoitetaan kuplan halkaisijaa, jolla muodostuu sama tilavuus-pinta-alasuhde kuin koko kuplajoukon yhteenlasketulla tilavuudella sen pinta-alaan (Barrios & Prado 2009).

Keskipakopumpussa esiintyvän kuplan sauter-halkaisijan ennustamiseksi on luotu useita kaavoja ja alla esitetty kaava 21 on erään viimeaikaisen tutkimuksen Chang et al. (2023) tulos. Kaava 21 pätee ilmaosuudella 0,2–4,0 %, nesteen virtaamalla 15–30 m³/h ja pumpun pyörimisnopeudella 1500–3500 1/min.

$$d_{sa} = 0,455 \left(\frac{Q}{Q_{max}} \right)^{-0,6} \left(\frac{n}{n_d} \right)^{-0,75} (3,35\lambda + 0,268) \quad (21)$$

jossa Q_{max} pumpun nimellisvirtaama [m^3/h] ja n_d pumpun nimellisyörimisnopeus [$1/\text{min}$]. Chang et al. (2023) tutkimuksessa käytettiin kolmijaksopumppua, jonka juoksupyörän ulkohalkaisija oli 127 mm ja sisähalkaisija 65 mm. Korkein tutkimuksessa käytetty kierrosnopeus oli 3500 $1/\text{min}$ ja imupaine 0,2 MPa. Parhaan hyötysuhteen pisteessä virtaama oli 28,5 m^3/h ja nostokorkeus 23,5 m. Koska kyseessä oli kolmejaksoinen pumppu, oli yhden jakson tuottama nostokorkeus noin kolmanneksen koko pumpun nostokorkeudesta. (Chang et al. 2023)

4.3.3 Kuplaan vaikuttavat voimat

Nesteen ja kaasun tiheyserojen takia kaasukuplalla on taipumus nousta ylöspäin nesteessä. Kun nousunopeus on vakio, kuplaan vaikuttavien voimien summa on nolla. Vaikuttavat voimat ovat tällöin noste, painovoima ja väliaineen vastusvoima. Kuplan nousunopeus nesteessä lasketaan Stokesin lailla:

$$w = \frac{2gr^2(\rho_{neste} - \rho_{kaasu})}{9K\mu} \quad (22)$$

jossa w on kuplan nousunopeus [m/s], r on kuplan säde [m], ρ_{neste} ja ρ_{kaasu} ovat nesteen ja kaasun tiheydet [kg/m^3], K on Rybczynski-Hadamardin korjauskerroin ja μ on kinemaattinen viskositeetti. Rybczynski-Hadamardin korjauskerrointa käytetään kompensoimaan kaasun- ja nestefaasien viskositeettieroja. Stokesin laki pätee ainoastaan pieniin, halkaisijaltaan alle 100 μm kupliin. (Stoor 2006)

Keskipakopumpun juoksupyörässä kulkevaan kaasukuplaan vaikuttaa eniten nesteen virtauksesta aiheutuva voima F_d ja muuttuvan painekentän aiheuttama painegradienttivoima F_p . Kun otetaan muutkin voimat huomioon, kuplan voimatasapaino voidaan kirjoittaa seuraavaan muotoon:

$$Ma = F_d + F_p + F_y + F_v + F_B \quad (23)$$

jossa M on kuplan massa [kg], a on kuplan kiihtyvyys [m/s^2], F_d nesteen virtauksesta aiheutuva vastusvoima [N], F_p painegradienttivoima [N], F_y tilavuusvoima [N], F_v veden

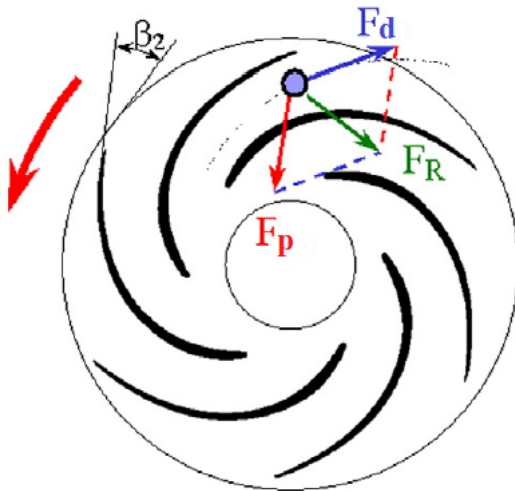
inertiavoima [N] ja F_B Bassetin voima [N]. Vastusvoima F_d vaikuttaa kaasukuplaan nesteen virtauksen suunnan mukaisesti kohti juoksupyörän ulosvirtausaukkoa:

$$F_d = -\frac{3m}{4d} C_d (\mathbf{V}_a - \mathbf{W}_a) |\mathbf{V}_a - \mathbf{W}_a| \quad (24)$$

jossa m on kuplan syrjäyttämän veden massa [kg], d kuplan halkaisija [m], C_d vastuskerroin [-] ja \mathbf{W}_a veden nopeus [m/s]. Painegradienttivoima F_p on suunnaltaan painegradienttia vastaan eli kohti matalampaa painetta:

$$F_p = -\frac{m}{\rho} \nabla p \quad (25)$$

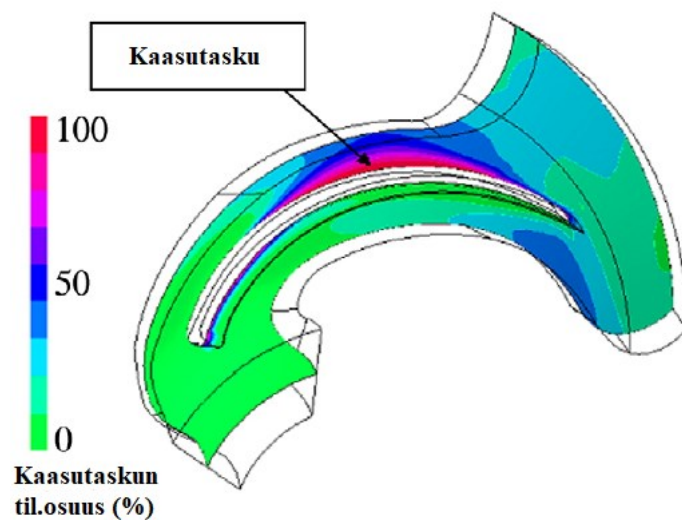
jossa ∇p on painegradientti [Pa/m]. Kuvassa 15 on esitetty voimien F_d ja F_p lisäksi näiden resultanttivoima F_R .



Kuva 15. Kuplaan juoksupyörässä vaikuttavat voimat. (Muokattu lähteestä Caridad et al., 2008)

Voimien F_d ja F_p yhtälöitä tarkasteltaessa havaitaan, että vastusvoima on verrannollinen kuplan halkaisijan neliöön ja painegradienttivoima on verrannollinen kuplan halkaisijan kuutioon. Tästä johtuen pienet kuplat seuraavat täydellisesti veden virtausta ja kuplan halkaisijan kasvaessa kuplan liikerata poikkeaa yhä enemmän veden liikeradasta. Tietyllä halkaisijalla kuplien liikeradan poikkeama muodostuu niin suureksi, että kuplat törmäävät siihen painepuoleen eivätkä pääse poistumaan virtauskanavasta. Kuplakoon kasvaessa

painegradienttivoima siis kasvaa voimakkaammin ja aiheuttaa kaasun kertymistä juoksupyörään kuvan 16 mukaisesti. Kyseisessä törmäyskohdassa kuplaa virtauskanavan ulosvirtausaukkoa kohti vetävä voima F_d on pienempi nesteen pienen suhteellisen nopeuden vuoksi. Tämä mahdollistaa kuplan kiinnittymisen siiven painepuoleen ja kaasutaskun muodostumisen. (Caridad et al., 2008 & Amoresano et al. 2014)



Kuva 16. Erään keskipakopumpun faasijakauma siiven ympärillä, kun nesteen tilavuusvirta $Q_L=3,1E-03 \text{ m}^3/\text{s}$, kaasun tilavuusosuus on 10 % ja kaasukuplan halkaisija on 0,5 mm. (Muokattu lähteestä Caridad et al., 2008)

Kolme pienempää kuplaan vaikuttavaa voimaa on esitetty alla, tilavuusvoima F_y (22), inertiaivoima F_v (23) ja Bassetin voima F_B (24):

$$F_y = (m - M)g\nabla(rs\sin\varphi) \quad (26)$$

$$F_v = mC_{vm} \left(-\frac{1}{\rho} \nabla p - \frac{D_a V_a}{D_t} \right) \quad (27)$$

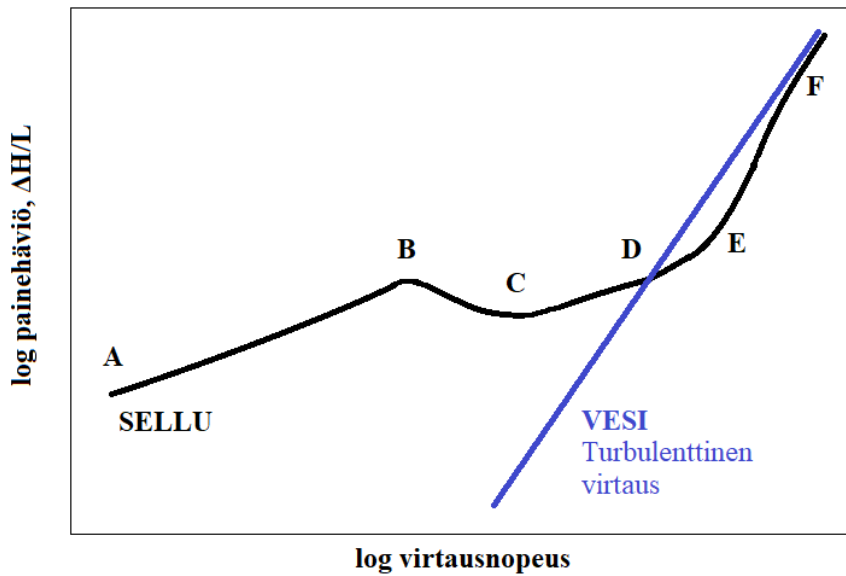
$$F_B = \frac{9m}{d} \sqrt{\frac{v}{\pi}} \int_{\tau=t_0}^{\tau=t} \frac{d(V_a - W_a)}{d\tau} \frac{1}{\sqrt{t - \tau}} d\tau \quad (28)$$

joissa r on säteittäinen koordinaatti [m], φ kulmakoordinaatti [rad], C_{vm} virtuaalinen massa-kerroin, ν kinemaattinen viskositeetti [m^2/s], τ aika [s], t_0 alkuaika [s] ja t todellinen aika [s]. (Amoresano et al. 2014)

4.4 Sellumassan pumppaaminen

Matalasakeuksinen sellususpensio on kaksifaasista lietettä ja sakeampana se on veden, kuitujen ja ilman kolmifaasinen heterogeeninen seos (Derakhshandeh 2011). Ei-newtonilaisena nesteenä sellumassan pumpattavuus eroaa merkittävästi veden pumppaamisesta. Sellumassan sakeus ilmaisee ilmakeivän sellukuidun massaosuuden prosentteina koko sellumassasta. Sellumassa on matalasakeuksista sakeuden ollessa alle 6 % ja keskisakekaa noin 8–18 % sakeudella. Sakeusluokittelussa on pientä vaihtelua lähteen mukaan. Raaka-aineella, lisäaineilla ja valmistusmenetelmällä on suuri vaikutus sellumassan ominaisuuksiin ja sitä kautta pumpattavuuteen. Esimerkiksi kuidun pituuteen vaikuttaa käytettävä raaka-aine: Havupuulla kuidun pituus on noin 3–4 mm ja lehtipuulla se on noin 1–1,5 mm. (Kujala et al. 1980)

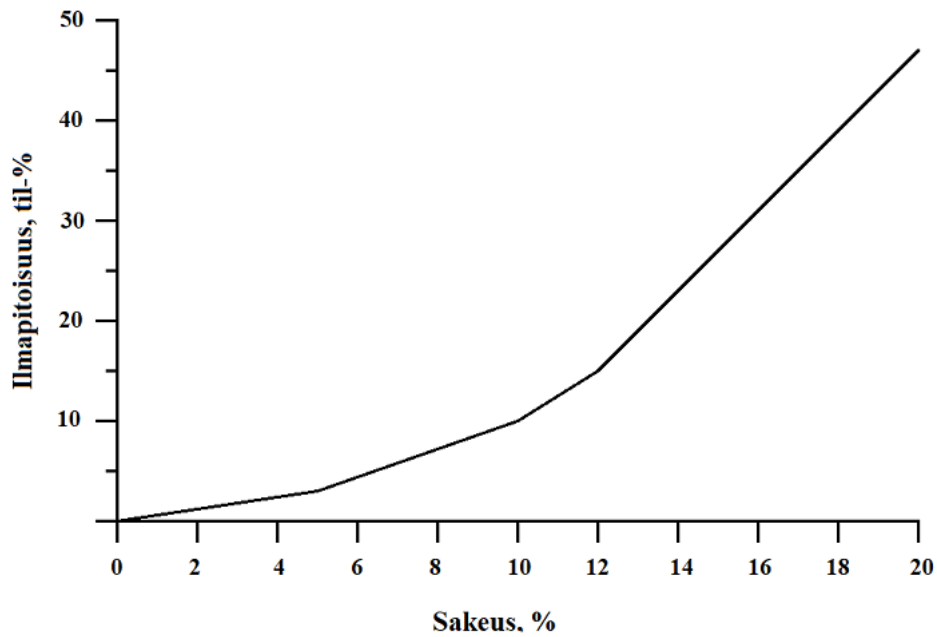
Sellumassa pumpattavuusominaisuuksia leimaa sen kyky luoda kuituverkostoja. Kuiturakenne aiheuttaa suuren virtausvastuksen pienellä virtausnopeudella, voi muodostaa tukkeutumia ahtaissa kanavissa ja sitoa ilmakeivä. Sellumassan painehäviö putkivirtauksessa virtausnopeuden funktiona on esitetty kuvassa 17. Kuten kuvasta havaitaan, logaritmisella tasolla tarkasteltuna veden painehäviö on verrannollinen virtausnopeuteen, mutta sellumassan painehäviön kehittyminen voidaan jakaa vaiheisiin. (Lindsay & Gullichsen 1995)



Kuva 17. Veden ja sellumassan painehäviövertailu logaritmisesti esitettynä. (muokattu kohteesta Lindsay & Gullichsen 1995)

Kuvassa 17 välillä A-B pienellä virtausnopeudella sellumassa muotoutuu putkessa tulpaksi ja painehäviö on suuri. Kohdasta B alkaen tulpan ympärille muodostuu ohut rengasmainen vesikerros, joka tässä vaiheessa virtauksen ollessa vielä laminaarista vähentää kitkaa. C:n kohdalla vesikerroksen virtaus alkaa muuttumaan turbulenttiseksi ja virtausvastus jälleen kasvaa. Virtausnopeuden ohittaessa kohdan D, sellumassan kitkahäviö muuttuu vettä pienemmäksi huolimatta suspension näennäisesti korkeammasta viskositeetista. Vesikerroksen ympäröimä sellutulppa alkaa rikkoutumaan ja pienenee kohtien C ja E välissä. Kohtaan F mennessä tulppa on kokonaan hajonnut ja virtaus on muuttunut täysin turbulenttiseksi. Sellumassan kitkahäviöt pysyvät edelleen pienemmällä tasolla veteen verrattuna virtausnopeutta kasvatettaessa, vaikkakin ero pienenee. (Lindsay & Gullichsen 1995)

Ilma voi esiintyä sellumassassa kuplina tai sitoutuneena. Esiintyessään kuplina ilma on kuitujen välisessä tilassa, kuitujen onkaloissa tai ylimääräisenä ilmana kiinnittyneenä kuitujen pinnalle. Sitoutuneena se on liunneena veteen tai imeytyneenä kuituihin. Kuvassa 18 on esitetty sakeuden vaikutus ilmapitoisuuteen. (Kujala et al. 1980)



Kuva 18. Tyypillinen ilmakertymä sellumassassa sakeuden funktiona. (muokattu kohteesta Lindsay & Gullichsen 1995)

Sen lisäksi, että sellumassassa oleva ilma kerääntyy pumpun virtauskanaviin, se heikentää pumpun toimintaa pienentämällä sellumassan tiheyttä. Yleisesti ottaen, kertavastusten vaikutuksesta painehäviöön pumpattaessa sellumassaa on vähän tietoa, vaikka se eroaa veden käytöksestä. Esimerkiksi putkimutkassa sellumassaa pumpatessa painehäviö voi joissain tapauksissa pienentyä, kun mutka rikkoo sellun kuiturakennetta. (Lindsay & Gullichsen 1995)

5 Virtauksen mallintaminen

Tässä kappaleessa on esitetty menetelmiä, joita on käytetty mallintamaan testipumppujen virtausta. Suurin osa menetelmistä on yleisesti käytettyjä, mutta kappaleissa 5.3 ja 5.4 havainnollistetaan sovelletulla laskennalla painegradientin ja kuplan liikkeen eroja pumppujen välillä. Myös tulosten analysointiin käytettäviä kaavoja on esitetty.

5.1 Ilmansyöttö

Pumppujen suorituskyvyn vertailemiseksi kaasupitoista nestettä pumpattaessa määritetään kaasuosuus ennen pumppua. Kaasuosuus λ on kaasutilavuuden suhteellinen osuus koko pumpattavan fluidin tilavuudesta:

$$\lambda = \frac{q_{ilma,s}}{q_{ilma,s} + Q} \quad (29)$$

jossa $q_{ilma,s}$ on pumpulle syötettävän kaasun virtaama pumpun imuolosuhteissa [l/s] ja se määritetään seuraavalla kaavalla:

$$q_{ilma,s} = \frac{q_{ilma,abs} T_{neste,abs} (p_a - x p_{va})}{T_{ilma,abs} (p_s - p_v)} \quad (30)$$

jossa $q_{ilma,abs}$ on syötettävän ilman tilavuus ilmakehän vakiopaineessa 1013,25 hPa [m³/s], $T_{neste,abs}$ pumpattavan nesteen lämpötila [K], p_a ilmakehän paine [Pa], x syötettävän ilman sisältämän vesihöyryn massaosuus [-], p_{va} kylläisen vesihöyryn paine [Pa], $T_{ilma,abs}$ syötettävän ilman lämpötila [K], p_s paine pumpun imupuolella [Pa] ja p_v veden höyrynpaine [Pa] (Murakami&Minemura 1974a).

Ilmakehän paineena käytetään ilmakehän vakiopainearvoa 101325 Pa ja kosteuden massaosuutena 30 %. Kylläisen vesihöyryn paine p_{va} ja veden höyrynpaine p_v määritetään kaavalla 31, joka pätee yli 0°C:n lämpötiloissa:

$$p_v = 0,61121e^{\left(\left(18,678 - \frac{T_{vesi}}{234,5} \right) \left(\frac{T_{vesi}}{257,14 + T_{vesi}} \right) \right)} \quad (31)$$

jossa T_{vesi} on veden lämpötila celsiusasteina [°C]. Laskettaessa kylläisen vesihöyryn paine, sijoitetaan veden lämpötilan T_{vesi} tilalle ilman lämpötila T_{ilma} (Buck, 1981).

Sellumassojen tiheydet määritetään kokeellisesti ja veden tiheyden määrittämiseksi käytetään seuraavaa kaavaa (Jones & Harris 1992):

$$\rho_{vesi} = (999,83952 + 16,945176T_{vesi} - 7,9870401 * 10^{-3}T_{vesi}^2 - 46,170461 * 10^{-6}T_{vesi}^3 + 105,56302 * 10^{-9}T_{vesi}^4 - 280,54253 * 10^{-12}T_{vesi}^5) / (1 + 16,897850 * 10^{-3}T_{vesi}) \quad (32)$$

Ilman tiheys ρ_{ilma} määritetään ideaalikaasun tilanyhtälöllä:

$$\rho_{ilma} = \frac{p_{abs}}{RT_{ilma,abs}} \quad (33)$$

jossa R on kuivan ilman moolinen kaasuvakio 287,058 J/kg·K.

Ilmakuplien kokoonpuristuminen pumpun juoksupyörässä oletetaan isotermiseksi prosessiksi, jolloin ilman virtaama pumpun painepuolella lasketaan kaavalla:

$$q_{ilma,d} = \frac{p_s q_{ilma,s}}{p_d} \quad (34)$$

jossa p_s ja p_d on paine pumpun imu- ja painepuolella [Pa].

5.2 Tiheys

Ilman syöttäminen pumpun imupuolelle nesteen joukkoon pienentää pumpattavan fluidin tiheyttä. Syötetyn ilman kokoonpuristuminen juoksupyörässä paineennostosta johtuen aiheuttaa myös sen, että fluidin tiheys ei ole vakio pumpun läpi kulkiessaan. Tulosten analysoinnissa korjatun nostokorkeuden H_k laskemiseksi käytetään fluidin imu- ja painepuolen tiheyksien keskiarvoa ρ_{ka} :

$$H_k = \frac{p_d - p_s}{\rho_{ka}g} + z_d - z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} \quad (35)$$

Testiaseman geodeettisen korkeuseron ollessa 0, käytetään nostokorkeuskaavasta seuraavaa muotoa:

$$H_k = \frac{p_d - p_s}{\rho_{ka}g} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} \quad (36)$$

jossa tiheyden keskiarvo ρ_{ka} :

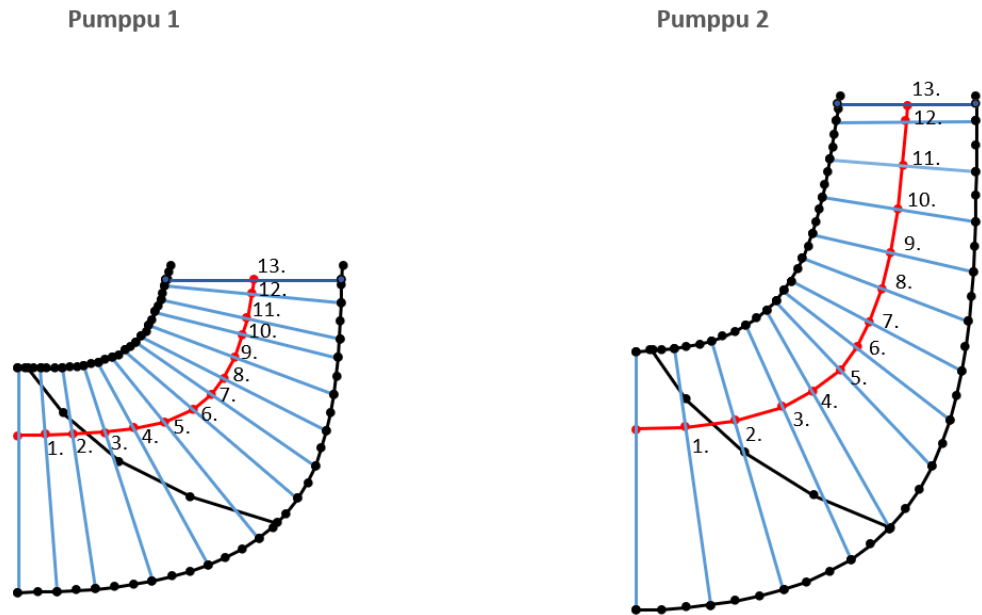
$$\rho_{ka} = \frac{Q\rho_{vesi} + q_{ilma}\rho_{ilma}}{\frac{(Q + q_{ilma,s}) + (Q + q_{ilma,d})}{2}} \quad (37)$$

jossa $(Q+q_{ilma,s})$ on fluidin virtaama pumpun imupuolella [m^3/s] ja $(Q+q_{ilma,d})$ fluidin virtaama pumpun painepuolella [m^3/s].

5.3 Painegradientti

Kuplien liikkeen selvittämiseksi määritettiin painegradientti ja meridiaaninopeuden kehitys pumppujen juoksupyörässä. Laskenta toteutettiin kaksiulotteisella meridiaanitasolla, joten sen tarkkuus on suuripiirteinen. Mallinnus tuo kuitenkin esiin erot pumppujen välillä ja selittää osaltaan pumppujen toimintaa kaasupitoista nestettä pumpattaessa.

Kuvassa 19 on esitetty pumppujen 1 ja 2 juoksupyörien meridiaanikuvat. X-akselilla on aksiaalinen Z-koordinaatti ja y-akselilla radiaalinen R-koordinaatti. Juoksupyörän halkaisija on pumpulla 1 210 mm ja pumpulla 2 330 mm. Juoksupyörien imuaukkohalkaisijat ovat vastaavassa järjestyksessä 150,6 mm ja 170,8 mm sekä virtauskanavan leveydet ulkokehällä 56 mm ja 45,1 mm. (Sulzer 2022a & 2022b)



Kuva 19. Koeajopumppujen meridiaanikuvat. Virtaviivapisteet numeroituna.

Kuvan 19 meridiaanikuvat sisältävät valmistajan ilmoittamat 30 koordinaattipistettä sekä napa- että kehäviivalle, 5 pistettä johtoreunaviivalle ja kaksi pistettä jättöreunalle. Virtaviiva, kuvassa 19 punaisella, on määritetty napa- ja kehäviivakoordinaattien väliin piirrettyjen janojen avulla. Virtaviivan pisteet 1–13 on esitetty kuvassa 19 ja niiden R-koordinaatit on määritetty kaavalla 38. Kaavalla määritetään sellainen säde, joka jakaa virtauskanavan paikallisen otsapinta-alan suhteen kahteen pinta-alaltaan yhtä suureen osaan:

$$r_m = \sqrt{\frac{1}{2}(r_a^2 + r_i^2)} \quad (38)$$

jossa r_m on virtaviivan säde, eli R-koordinaatti [m], r_a napaviivan koordinaatin säde [m] ja r_i kehäviivan säde [m] (Gulich 2020).

Virtauskanavan osittavat janat muodostavat pyörähtäessään virtauskanavaan kuvitteellisen virtausta vasten olevan tason. Muodostuvan tason pinta-ala lasketaan katkaistun kartion vai-pan pinta-alakaavalla:

$$A = \pi(r_a + r_i)l \quad (39)$$

jossa A on virtausta vasten oleva pinta-ala juoksupyörän virtauskanavassa [m²], r_i janan napaviivalla olevan päätepisteen säde [m], r_a janan kehäviivalla olevan päätepisteen säde [m] ja l janan pituus [m].

Alla olevilla kaavoilla määritetään virtauksen liiketekijät virtaviivapisteissä sekä virtaviivapisteiden välinen painegradientti. Virtaus imuputken painemittaukselta pumpun imuaukolle oletetaan häviöttömäksi. Meridiaaninopeus juoksupyörän imuaukolla c_{m1} määritetään jakamalla pumpun läpi menevä virtaama imuaukon pinta-alalla:

$$c_{m1} = \frac{Q}{A_1} \quad (40)$$

jossa c_{m1} on meridiaaninopeus juoksupyörän imuaukolla [m/s] ja A_1 juoksupyörän imuaukon pinta-ala. Pisteissä 2–13 meridiaaninopeus laskettiin jakamalla virtaama kaavalla 39 lasketulla pinta-alalla:

$$c_m = \frac{Q}{A} \quad (41)$$

jossa c_m on meridiaaninopeus virtaviivan pisteissä 2–13. Meridiaaninopeus c_{m2} juoksupyörän ulkokehällä määritetään samalla periaatteella jakamalla virtaama juoksupyörän ulosvirtausaukon pinta-alalla:

$$c_{m2} = \frac{Q}{A_2} = \frac{Q}{\pi db} \quad (42)$$

jossa c_{m2} on meridiaaninopeus juoksupyörän ulkokehällä ja virtaviivan 14 pisteessä, A_2 on juoksupyörän ulosvirtausaukon pinta-ala [m²], d juoksupyörän halkaisija [m] ja b juoksupyörän ulosvirtausaukon leveys [m]. Meridiaaninopeuden kehittyminen on esitetty kuvassa 18.

Pumpulle tuleva virtaus oletetaan tasaiseksi, jolloin kokonaisnopeuden kehänopeuden suuntainen komponentti pumpun imuaukolla on $c_{1u} = 0$. Juoksupyörän ulkokehällä kehänopeuskomponentti c_{2u} määritetään kaavalla:

$$c_{2u} = \frac{gH}{\eta_h u_2} + \frac{u_{1m} c_{1u}}{u_2} \quad (43)$$

jossa c_{2u} on kokonaisnopeuden kehänopeuden suuntainen komponentti juoksupyörän ulkokehällä [m/s], η_h hydraulinen hyötysuhde [-], u_2 kehänopeus ulkokehällä [m/s]. Virtaviivan

pisteissä 2–13 kehänopeuskomponentti c_u määritettiin kertomalla ulkokehän kehänopeuskomponentti c_{2u} kyseisen pisteen suhteellisella säteellä siten, että sisääntuloaukon säde on 0 ja ulkokehän säde 1. Kokonaisnopeus c :

$$c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2} \quad (44)$$

jossa c on virtauksen kokonaisnopeus [m/s], c_m meridiaaninopeus [m/s] ja c_u kokonaisnopeuden kehänopeuden suuntainen komponentti [m/s].

Testipumppujen imupaine mitataan imuputkesta. Molempien pumppujen imuaukko on halkaisijaltaan pienempi, kuin imuputken halkaisija. Virtaus imuputken painemittauksen ja testipumpun imuaukon välillä oletetaan häviöttömäksi, jolloin virtausnopeuden kasvusta aiheutuva staattisen paineen pieneneminen määritetään Bernoullin yhtälöllä. Pumpun tuottama kokonaisnostokorkeuden kehitys virtaviivan pisteissä määritetään Eulerin yhtälöllä:

$$H_{kok} = \frac{uc_u}{g} \quad (45)$$

jossa H_{kok} on pumpun tuottama kokonaisnostokorkeus [m]. Paineen dynaaminen komponentti nostokorkeutena virtaviivan pisteissä lasketaan kaavalla:

$$H_{dyn} = \frac{c^2}{2g} \quad (46)$$

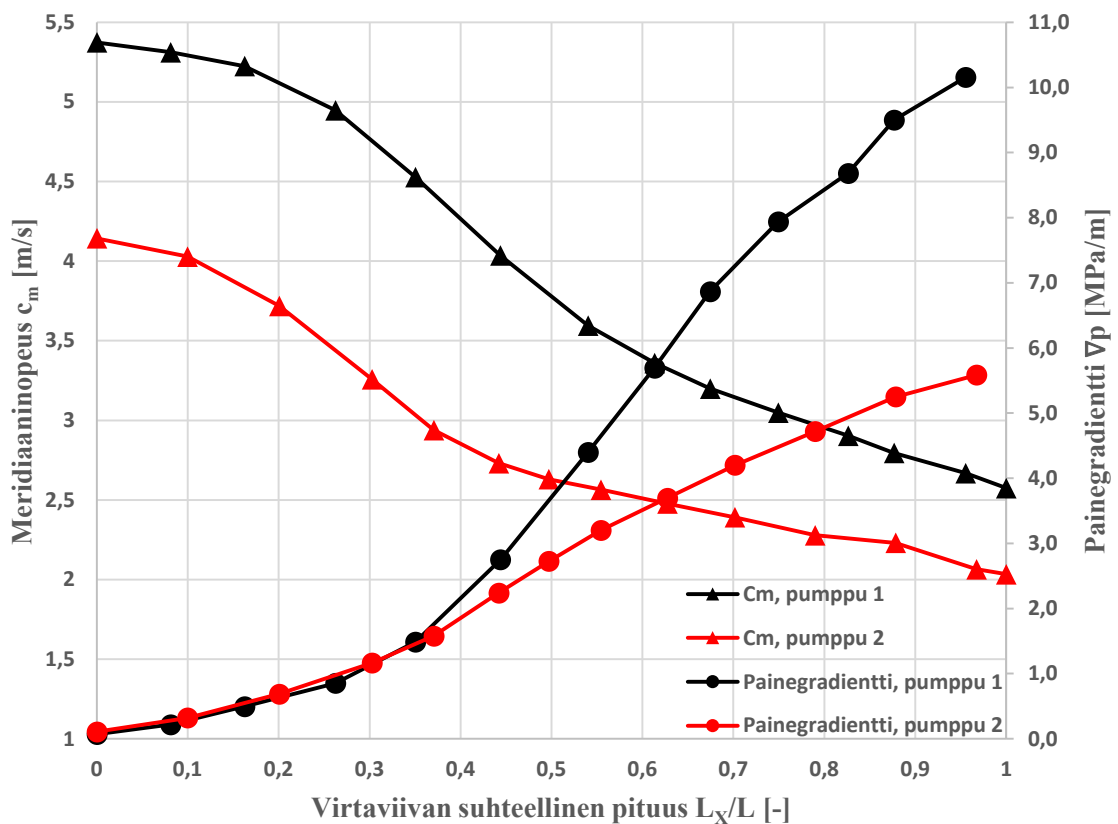
jossa H_{dyn} on paineen dynaaminen osuus nostokorkeutena ilmaistuna [m].

Vähentämällä kaavalla 44 saadusta pumpun tuottamasta kokonaisnostokorkeudesta kaavan 45 dynaaminen komponentti, eli erotus juoksupyörän imuaukkoon, saadaan tulokseksi pumpun tuottama staattinen nostokorkeus. Nostokorkeus muutetaan paineeksi kertomalla se tiheydellä ja gravitaatiokiihtyvyydellä. Kahden vierekkäisen virtaviivapisteen välillä vallitseva painegradientti saadaan jakamalla vierekkäisten virtaviivapisteiden välinen paine-ero pisteiden välisellä etäisyydellä:

$$\nabla p = \frac{\Delta p}{l} \quad (47)$$

jossa ∇p on painegradientti [Pa/m], Δp kahden virtaviivapisteen välinen paine-ero [Pa] ja l kahden virtaviivapisteen välinen etäisyys [m].

Kuvassa 20 on esitetty laskennallinen painegradientin ja meridiaaninopeuden kehitys mo-
lemmissa testipumpuissa imupaineella 1,5 bar, parhaan hyötysuhteen virtaamalla 95,1 l/s ja
korkeammalla kierrosnopeudella 3000 1/min ja 1815 1/min.



Kuva 20. Pumpun 1 ja 2 meridiaaninopeuden ja painegradientin kehitys juoksupyörässä. $n = n_1$, $Q = q_{opt}$.

Kuvasta 20 havaitaan pumppujen erot virtauksen meridiaaninopeuden ja juoksupyörän painegradientin välillä. Meridiaaninopeus c_m kehittyy pumpuissa melko samankaltaisesti, mutta painegradientissa on selvä ero. Pumpun 1 painegradientti on huomattavasti voimakkaampi, kuin pumpulla 2. Tämä johtuu siitä, että pumpulla 1 tuotetaan sama paine pienemmällä juoksupyörällä.

5.4 Kuplan voimayhtälö

Tässä osiossa on tarkasteltu vastusvoiman F_D ja painegradienttivoiman F_p yhteisvaikutusta eri kokoiisiin ilmakupliin molemmissa koeajettavissa pumpuissa. Kuten kappaleessa 4.3.3 on selostettu, nesteen mukana ajautuvaan kuplaan vaikuttaa keskipakopumpun juoksupyörässä kaksi pääasiallista voimaa. Voimat ovat virtauksen vastusvoima F_D ja painegradienttivoima F_p . Tarkasteluun valitut kuplakoot ovat 0,1 mm, 0,2 mm ja 0,3 mm. Perustuen aiheeseen liittyvään tutkimustietoon, kyseiset halkaisijat ovat todennäköisiä tämän diplomityön koeajoissa vallitsevissa olosuhteissa (Caridad et al. 2008, Chang et al. 2023, Zhang et al. 2015&2016).

Tarkastelu tehdään yksinkertaistetusti ja siihen sisältyy seuraavia oletuksia: Yksittäisen kuplan oletetaan kulkeutuvan veden mukana meridiaanitasossa kuvassa 19 esitettyä punaista virtaviivaa pitkin. Tarkastelussa ei huomioida kappaleessa 4.3.3 mainittuja pienempiä voimia, vaan ainoastaan kaksi pääasiallista voimaa. Vastusvoiman ja painegradienttivoiman oletetaan olevan toisiaan vastakkaiset koko virtaviivan matkalla, vaikka todellisuudessa täydellinen vastakkaisuus toteutuu vain osassa kohtaa juoksupyörän virtauskanavaa (Ofuchi et al. 2022). Kuplan olemassaolon ei oleteta vaikuttavan nesteen virtaukseen. Kuplan oletetaan kulkeutuvan tasaisesti virtauksen mukana pumpun imuaukolla, eli nopeusero nesteen ja kuplan välillä on 0 juoksupyörän alussa. Kupla on pallon muotoinen ja sen vastuskerroin C_D on 0,47.

Käyttäen vastusvoiman F_d ja painegradienttivoiman F_p kaavoja, eli kaavoja 23 ja 24, kuplan liikeyhtälö voidaan kirjoittaa seuraavaan muotoon (Ofuchi et al. 2022):

$$\frac{1}{2} C_d \rho_{vesi} (\mathbf{V}_{vesi} - \mathbf{W}_{kupla}) |\mathbf{V}_{vesi} - \mathbf{W}_{kupla}| A_{kupla} = V_{kupla} \nabla p \quad (48)$$

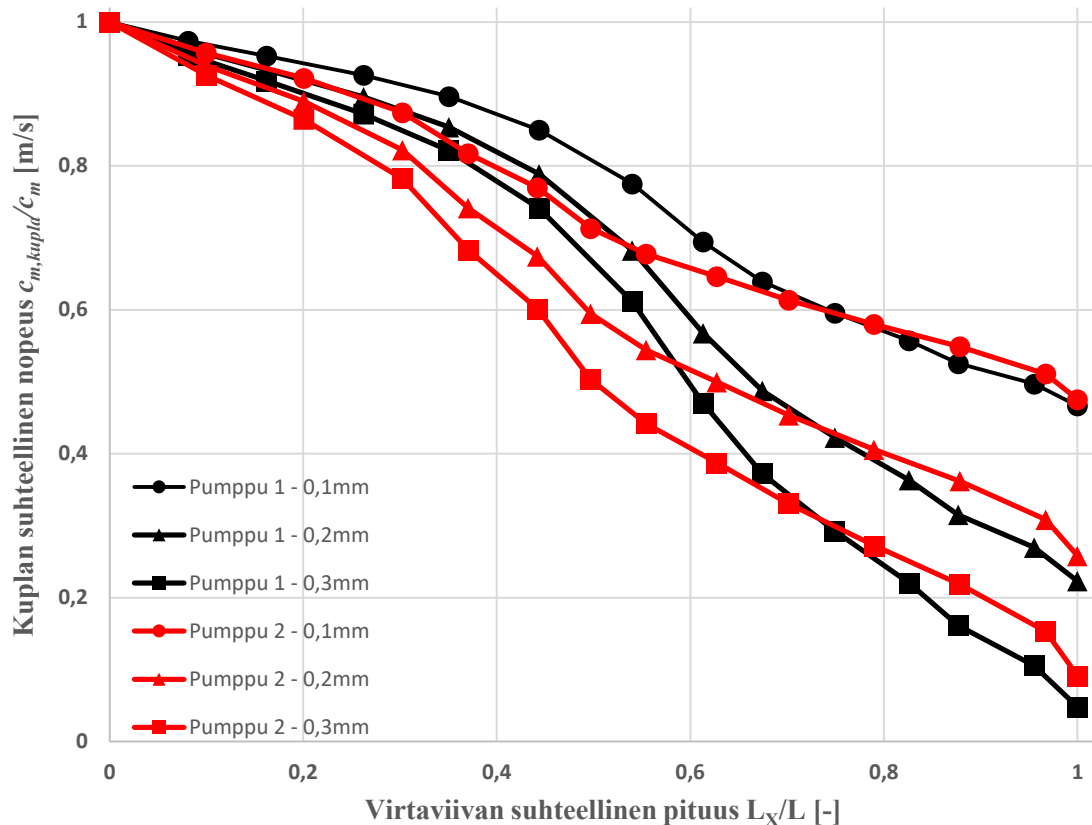
Kuplan edetessä juoksupyörään, painegradienttivoima alkaa hidastamaan sen liikettä suhteessa veteen. Vastusvoima vaikuttaa päinvastaiseen, eli virtauksen suuntaan. Tietyllä kuplan ja veden välisellä nopeuserolla tietyssä painegradientissa saavutetaan voimien tasapainotila, jolloin kiihtyvyys on nolla:

$$\Delta v = \sqrt{\frac{2V_{kupla} \nabla p}{C_d \rho_{vesi} A_{kupla}}} \quad (49)$$

Staattisen paineen nousun vaikutus kuplan halkaisijaan huomioidaan seuraavasti:

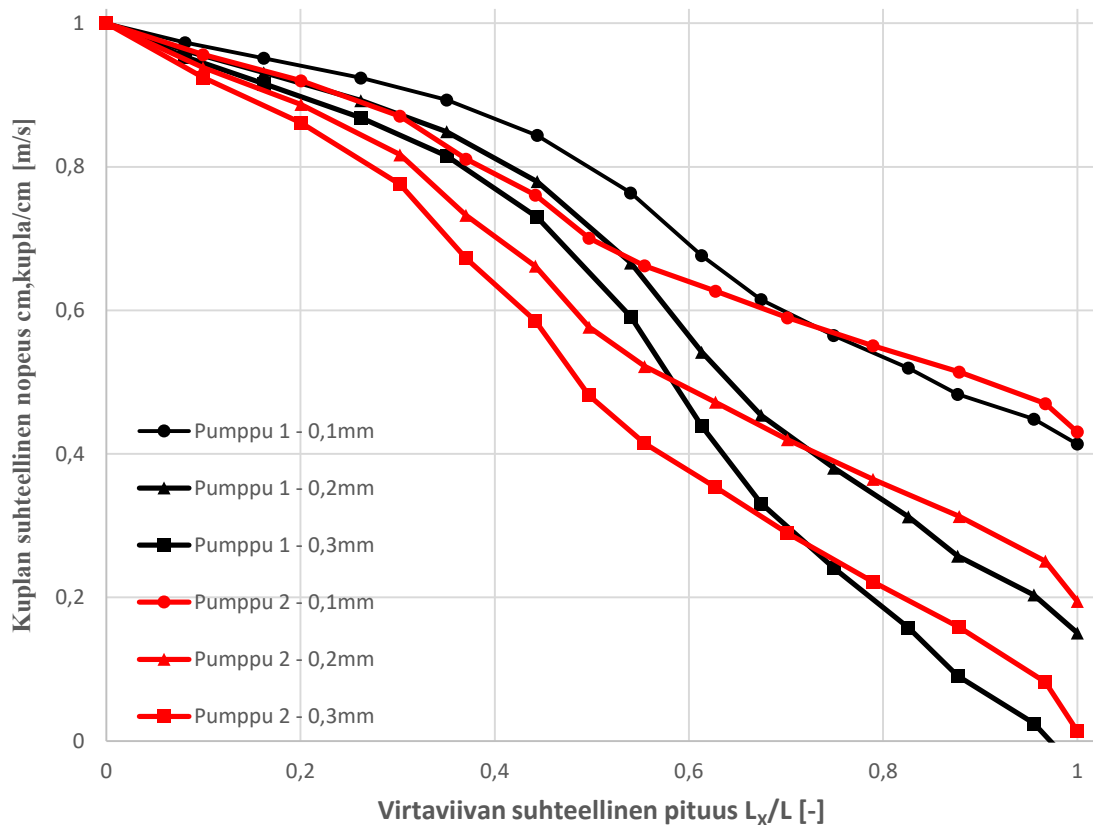
$$d = d_0 \frac{p_{0,stat}}{(p_{stat} + p_{0,stat})} \quad (50)$$

jossa d_0 on kuplan halkaisija pumpun imuaukolla [m], $p_{0,stat}$ staattinen paine pumpun imuaukolla [Pa] ja p_{stat} staattinen paineenkehitys juoksupyörässä [Pa]. Kuvaa 21 varten on laskettu alkuhalkaisijaltaan 0,1 mm, 0,2 mm ja 0,3 mm kuplien meridiaaninopeus juoksupyörän eri kohdissa korkeammalla pyörimisnopeudella n_1 . Kyseiset kohdat ovat edellisessä kappaleessa esitettyjä virtaviivapisteiden välisiä osuuksia. Kuplan virtauksen suuntainen nopeus $c_{m,kupla}$ on kyseisen kohdan nesteen meridiaaninopeuden sekä nesteen ja kuplan nopeuseron erotus $c_m - \Delta v$. Kuplan suhteellinen nopeus on kuplan meridiaaninopeuden ja nesteen meridiaaninopeuden osamäärä.



Kuva 21. Halkaisijaltaan 0,1 mm, 0,2 mm ja 0,3 mm kuplan suhteellinen meridiaaninopeus pumppujen 1 ja 2 juoksupyörissä, kun virtaama $Q = Q_{opt} = 95,1$ l/s, pyörimisnopeus pumppulla 1 3000 1/min ja pumppulla 2 1815 1/min, imupaine 1,5 bar ja nostokorkeus 52 m.

Kuten kuvasta 21 havaitaan, meridiaaninopeusero kuplan ja nesteen välillä kehittyi suuremmaksi kuplakoon kasvaessa. Kuplan hidastuminen on alussa voimakkaampaa pumpussa 2, ja pumpussa 1 kuplan voimakkaampi hidastuminen tapahtuu myöhemmin. Kuplan suhteellinen loppunopeus on molemmilla pumpuilla kuitenkin samaa luokkaa saman paineenkehityksen takia. Ofuchi et al. (2022) tutkimuksen mukaan kuplan liikerataan vaikuttaa eniten antokerroin φ ja pumpun pyörimisnopeus n . Lisäksi kuplan vastuskerroin kasvaa kuplalahkaisijan noustessa ja pumpun pyörimisnopeuden suhteen. Vastuskerroin on myös riippuvainen kuplan liikeradasta (Ofuchi et al. 2022). Kuvassa 22 on puolestaan esitetty kuplien suhteellinen meridiaaninopeus matalammalla pyörimisnopeudella n_0 .



Kuva 22. Halkaisijaltaan 0,1 mm, 0,2 mm ja 0,3 mm kuplan suhteellinen meridiaaninopeus pumppujen 1 ja 2 juoksupyöriessä, kun virtaama $Q = Q_{opt} = 63,4$ l/s, pyörimisnopeus pumppulla 1 2000 1/min ja pumppulla 2 1210 1/min, imupaine 1,5 bar ja nostokorkeus 25 m.

Kuvasta 22 havaitaan, että pumpussa 1 halkaisijaltaan 0,3 mm kuplan suhteellinen nopeus on nolla lähellä juoksupyörän ulkoreunaa. Kuplan liike siis pysähtyy juoksupyörässä voimien vaikutuksesta, ja kupla ei pääse poistumaan pumpusta. Pumpussa 2 vastaavan kokoinen kupla poistuu niukasti pumpusta säilyttäen juoksupyörän ulkoreunalla enää hyvin pienen meridiaaninopeuden.

Todellisuudessa kuplan liike keskipakopumpun juoksupyörässä on monimutkainen ilmiö ja siihen liittyy useita muuttujia. Erikokoisten kuplien ajautuminen juoksupyörään aiheuttaa nopeuseron kuplien välille, jolloin osa kuplista törmää keskenään ja yhdistyy. Toisaalta suuremmat kuplat voivat myös pirstoutua pienemmiksi kupliksi leikkausvoimien takia. Virtaus on usein turbulenttista, jolloin nesteen ja kuplien välillä vallitsee nopeusero jo pumpun imuaukolla. Kuplien muoto myös poikkeaa usein täydellisestä pallosta, mikä vaikuttaa niiden liikerataan. Kuplat voivat olla tasaisesti jakautuneena imuputkessa pumpun imuaukolle saapuessaan, jolloin niihin vaikuttaa juoksupyörässä erilainen painegradientti sijainnin mukaan.

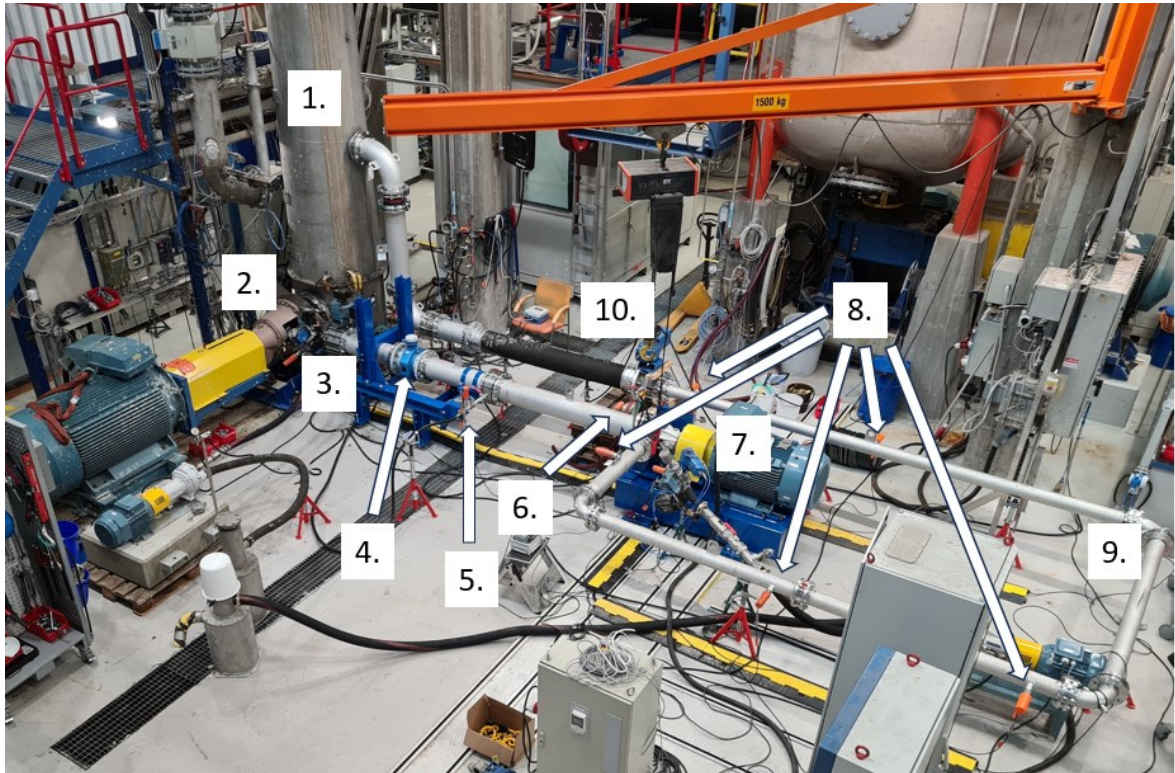
Tässä kappaleessa esitetyn yksinkertaistetun mallinnuksen mukaan kuplan nopeuden muutokset ovat melko samanlaisia pumppujen välillä. Pumpun 2 läpi pääsee kulkemaan hieman suurempi kuplakoko, kuin pumpusta 1. Lisäksi kuplan suhteellisen nopeuden muutoksessa on huomioitava pumpun 2 suurempi juoksupyörän halkaisija ja pienempi painegradientti.

6 Koeajot

Koeajojen tarkoituksena oli tutkia kahden ominaispyörimisnopeudeltaan erilaisen keskivälikopumpun toimintaa pumpattaessa ilmapitoista vettä ja ilmapitoista matalasakeuksista selumassaa. Tutkimuksen painopisteenä oli pyörimisnopeuden, imupaineen, virtaaman ja pumppumallin vaikutus pumpun suorituskykyyn. Tässä kappaleessa esitellään testiasema ja koeajojärjestelyt.

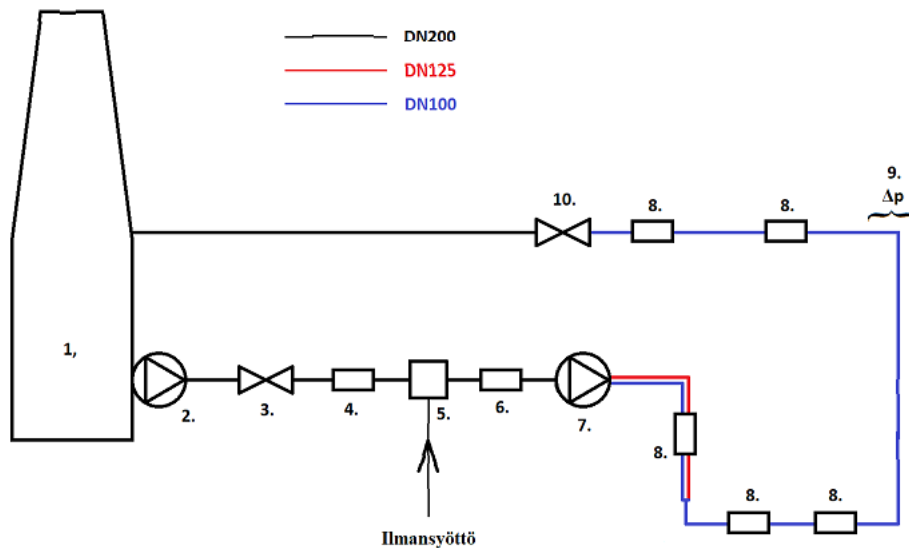
6.1 Testiasema

Testiasema koostui kuvien 23 ja 24 mukaisesta järjestelmästä, johon kuului säiliö, putkisto, syöttö- ja testipumput, venttiilit, anturit ja muut oheislaitteet.



Kuva 23. Koeajolaitteiston yleiskuva. 1. säiliö, 2. syöttöpumppu, 3. venttiili 1., 4. virtausmittaus, 5. ilmansyöttö, 6. imupainemittaus, 7. testipumppu, 8. painemittaukset, 9. mutkan paine-eromittaus, 10. venttiili 2.

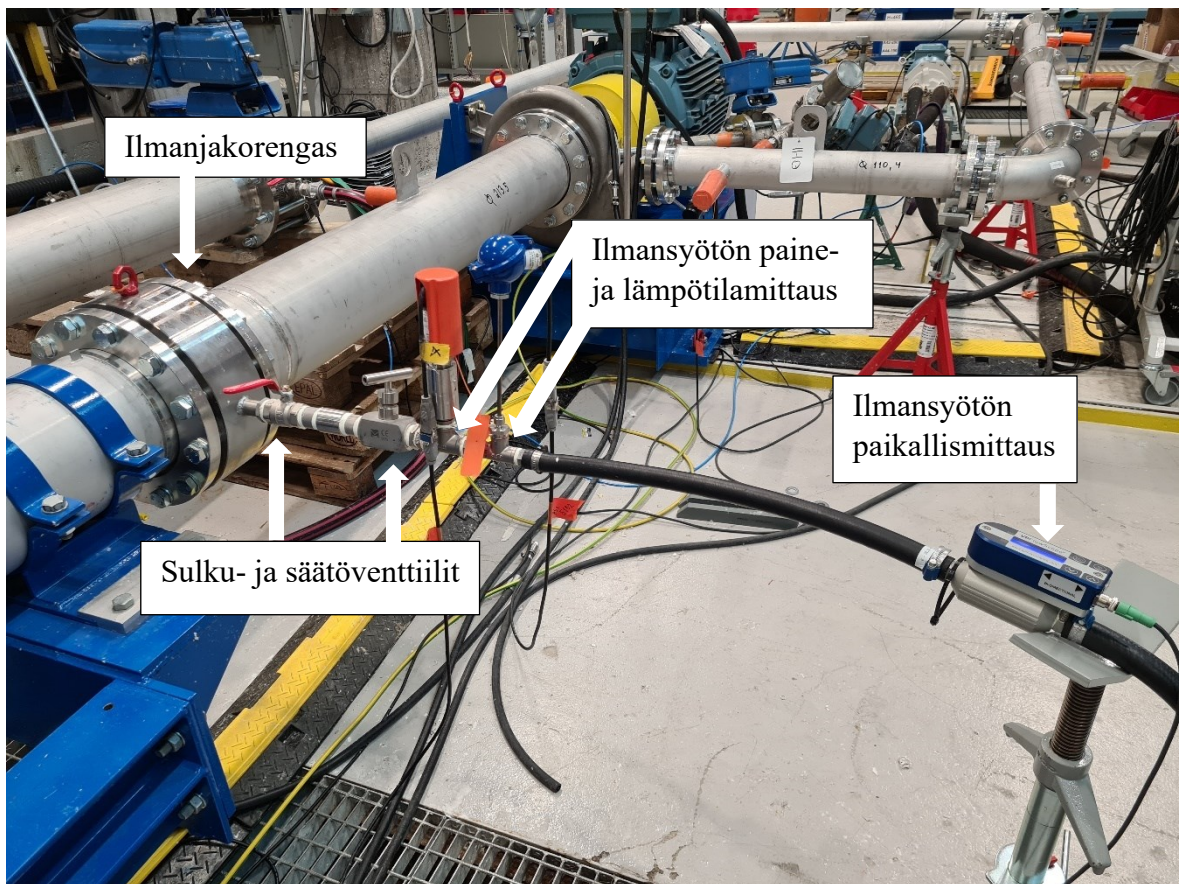
Säiliö oli pystysuunnassa sylinterimäinen, lievästi ylöspäin kapeneva, 4 metriä korkea ja tilavuudeltaan noin 2500 litraa. Imu säiliöstä syöttöpumpulle oli säiliön alareunassa ja paluu säiliöön 90 asteen kulmassa imun suhteen. Paluu säiliöön sijaitsi imua ylempänä, korkeussuunnassa noin puolessavälissä säiliötä. Nestepinta pidettiin koeajojen aikana paluuyhteen yläpuolella noin 2000 litran tasolla, jotta ylimääräistä ilmaa ei pääsisi sekoittumaan nesteen sekaan.



Kuva 24. Koeajolaitteiston periaatekuva. 1. säiliö, 2. syöttöpumppu, 3. venttiili 1., 4. virtausmittaus, 5. ilmansyöttö, 6. imupainemittaus, 7. testipumppu, 8. painemittaukset, 9. mutkan paine-eromittaus, 10. venttiili 2.

Syöttöpumppuna oli Sulzer MCE42-200-massapumppu, jonka pumppukäyrät on esitetty liitteessä 3. Putkisto sisälsi viisi 90-asteen putkimutkaa ja suoran putkiston pituus testiasemassa oli noin 17 m. Putki syöttöpumpulta testipumpulle oli kooltaan DN200 ja testipumpulta lähtevä paineputki joko DN100 tai DN125 testipumpusta riippuen. Paineputket olivat pituudeltaan noin metrin ja DN125-paineputken ulosvirtauspäässä oli supistus kokoon DN100. Putkikoko oli venttiilille 2 asti DN100 ja venttiilin 2 ja säiliön välisen paluuputken koko oli DN200. Testiasemaputkistossa oli kaksi venttiiliä; venttiili 1 heti syöttöpumpun jälkeen ja venttiili 2 mittapisteiden jälkeen putkiston lopussa.

Pumpattavan fluidin painetta mitattiin säiliön alaosasta, testipumpun imupuolelta ja viidestä eri kohdasta testipumpun jälkeiseltä putkiosuudelta. Lämpötilaa mitattiin säiliön alaosasta ja virtaamaa syöttöpumpun ja ilmansyöttöyhteen väliseltä putkiosuudelta. Myös testipumpun pyörimisnopeutta ja pumpun käyttämää sähkötehoa mitattiin. Ilmansyöttöjärjestely on esitetty kuvassa 25.



Kuva 25. Ilmansyöttö testipumpun imuputkeen.

Syötettävän ilman arvoja mitattiin kahdella erillisellä lähettävällä anturilla ja yhdellä VPFlowScope-yhdistelmäanturilla. Erillisistä automaatiojärjestelmään liitetyistä antureista toinen oli lämpötilalle ja toinen paineelle. Lisäksi yhdistelmäanturi mittasi syötettävän ilman virtaamaa, painetta ja lämpötilaa, joista virtaamatieto lähetettiin automaatiojärjestelmään. Haluttu syötettävä ilmamäärä säädettiin yhdistelmäanturin paikallisnäytön lukeman perusteella.

6.1.1 Testipumput

Molemmat kuvassa 26 näkyvät koeajoissa käytetyt pumput olivat Sulzerin tuotantoa ja kuuluvat prosessipumppusarjaan.



Kuva 26. Pumppu 1 vasemmalla ja pumppu 2 oikealla.

Imuaukon laippakoko oli molemmissa pumpuissa DN200. Pumpun 1 poistoaukon laipan koko oli DN100 ja pumpun 2 DN125. Pumput asennettiin vaakatasoon kuvassa 25 näkyvällä tavalla poistolaipan osoittaessa sivulle ollen imulaipan kanssa samalla geodeettisella tasolla. Testipumppujen moottorina toimi taajuusmuuttajaohjattu ABB M3BP 280SMC 4 sähkömoottori, jonka teho oli 90 kW. Taulukossa 2 on esitetty pumppujen 1 ja 2 tärkeimpiä teknisiä tietoja.

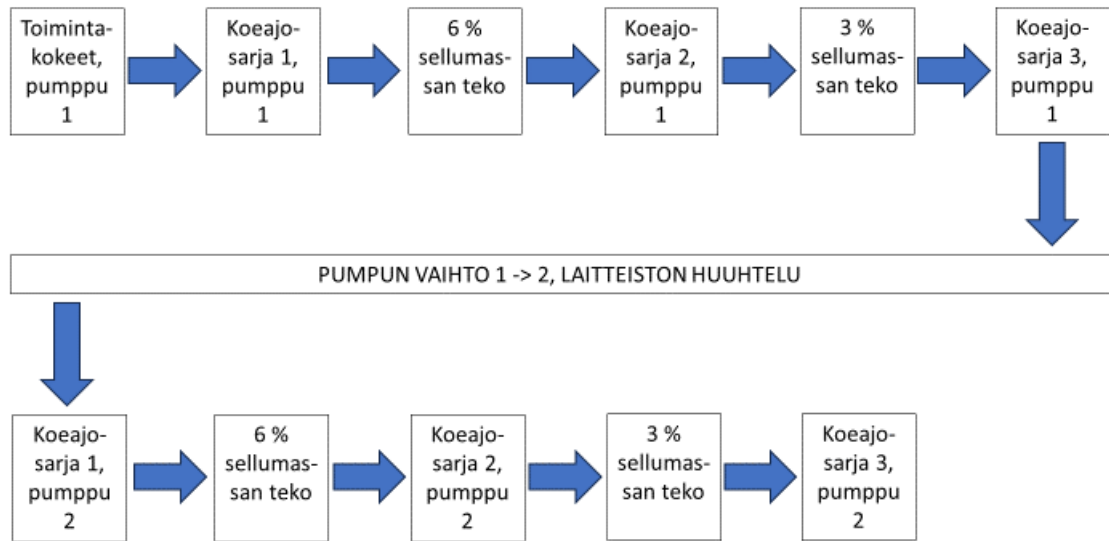
Taulukko 2. Koeajettavien pumppujen tekniset tiedot.

	Pumppu 1	Pumppu 2
Ominaispyörimisnopeus n_q referenssipisteessä	47,5	28,8
Nostokorkeus H referenssipisteessä	70 m	
Virtaama Q referenssipisteessä	110 l/s	
Kokonaishyötysuhde η referenssipisteessä	85,0 %	85,9 %
Kierrosluku n referenssipisteessä	3469 1/min	2099 1/min
NPSH _R referenssipisteessä	7,9 m	3,2 m
Juoksupyörän halkaisija	210 mm	330 mm
Imuputken halkaisija	200 mm	200 mm
Paineputken halkaisija	125 mm	100 mm

Pumput tuottavat referenssipisteessä saman 70 metrin nostokorkeuden samalla 110 litran tilavuusvirralla. Saman pisteen tuottaminen eri halkaisijalla olevilla juoksupyörillä aiheuttaa eron pumppujen pyörimis- ja ominaispyörimisnopeuksiin. Kuvasta 26 on havaittavissa pumpun 2 olevan mitoiltaan selvästi suurempi kuin pienemmällä juoksupyörällä varustettu pumppu 1.

6.2 Koeajo-ohjelma

Kun testiasema oli rakennettu, täytetty vedellä ja tarkastettu vuotojen varalta, aloitettiin toimintakokeet. Ensimmäisenä testiasemaan oli asennettu pumppu 1. Toimintakokeissa tarkastettiin järjestelmän toiminta paineen alaisena, selvitettiin raja-arvot testipumpun imupaineelle ja perehdyttiin ilmansyötön toimintaan ja sen säätöihin. Toimintakokeiden ja tarvittavien säätötoimenpiteiden jälkeen aloitettiin varsinaiset koeajot, jotka sisälsivät 3 koeajosarjaa pumppua kohden: sarja 1 vedellä, sarja 2 6 % sellumassalla ja sarja 3 3 % sellumassalla kuvan 27 mukaisesti. Ensimmäin suoritettiin koeajosarjat 1–3 nousevassa järjestyksessä pumpulla 1, minkä jälkeen suoritettiin samat sarjat samassa järjestyksessä pumpulla 2. Jokaisen koeajosarjan alussa suoritettiin QH-, eli tuottokäyrän ajo molemmilla pyörimisnopeuksilla ja imupaineilla ilmansyöttö suljettuna. Tuottokäyrä muodostettiin koeajosarjasta riippuen 10–17 eri virtaama- ja nostokorkeusarvon perusteella, ja niitä verrattiin pumpun alkuperäiseen tuottokäyrään. Mitatun ja alkuperäisen tuottokäyrän vastattua likipitään toisiaan, todettiin testipumpun ja mittausjärjestelmän luotettavuuden olevan riittävällä tasolla.



Kuva 27. Koeajojen kulku.

Jokainen koeajosarja sisälsi 20 ajopistettä kuvan 28 mukaisesti. Ajopisteissä 1–4 muodostettiin tuotokäyrät ilmansyöttö suljettuna ja ajopisteet 5–20 olivat ilmansyöttöpisteitä. Ajopisteiden 5–20 alussa ja lopussa suoritettiin mittausarvojen tallennus ilmansyöttö suljettuna. Tallennetuista mittausarvoista nostokorkeuden ja virtaaman ollessa samat sarjan lopussa kuin sarjan alussa, todettiin ilman olleen poistuneen järjestelmästä. Koeajot sisälsivät yhteensä 478 otantapistettä koeajosarjojen ajopisteissä 5–20, joissa ilmaa syötettiin. Tuotokäyrät muodostettiin yhteensä 275 otantapistellä, joissa ilmansyöttö oli suljettuna. Lisäksi ajopisteiden 5–20 aloitus- ja lopetusotantoja ilmansyöttö suljettuna oli yhteensä 96 kappaletta. Kaikkiaan koeajojen tulokset muodostettiin 849 otantapistellä.

PUMPPU 2, KOEAJOSARJA 1, VESI			
Ajopiste	Kierrosnopeus	Virtaama	Imupaine
1	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	Tuottokäyrä	1,5 bar (korkea)
2	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	Tuottokäyrä	0,5 bar (matala)
3	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	Tuottokäyrä	1,5 bar (korkea)
4	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	Tuottokäyrä	0,5 bar (matala)
5	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$1,1q_{1,opt} = 104,6 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
6	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$1,1q_{1,opt} = 104,6 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
7	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$q_{1,opt} = 95,1 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
8	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$q_{1,opt} = 95,1 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
9	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$0,8q_{1,opt} = 76,1 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
10	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$0,8q_{1,opt} = 76,1 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
11	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$0,6q_{opt} = 57,1 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
12	$n_1 = 1815 \text{ rpm}$	$0,6q_{opt} = 57,1 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
13	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$1,1q_{0,opt} = 69,7 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
14	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$1,1q_{0,opt} = 69,7 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
15	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$q_{0,opt} = 63,4 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
16	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$q_{0,opt} = 63,4 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
17	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$0,8q_{0,opt} = 50,7 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
18	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$0,8q_{0,opt} = 50,7 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)
19	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$0,6q_{0,opt} = 38 \text{ l/s}$	1,5 bar (korkea)
20	$n_0 = 1210 \text{ rpm}$	$0,6q_{0,opt} = 38 \text{ l/s}$	0,5 bar (matala)

Kuva 28. Koeajosarjan rakenne.

Ajopisteissä 1–4 erot suoritusarvoissa otantapisteiden välille muodostettiin venttiilin 2 asentoa muuttamalla ja ajopisteissä 5–20 syötettävän ilman määrää muuttamalla. Automaatiojärjestelmälle välittyviä jatkuvasti seurattavia ja tallennettavia mittauksia oli yhteensä 16: Ilman ja säiliön lämpötilamittaukset, säiliön staattisen paineen ja ilmansyötön paineen mittaukset, kuusi kappaletta putkiston painemittauksia, sähkömoottorin tehon ja pyörimisnopeuden mittaukset, pumpattavan nesteen ja ilman virtaamien mittaukset, testipumpun kaasunpoistopaineen mittaus ja putkimutkan paine-eromittaus.

Korkeampana pyörimisnopeutena käytettiin pumpulla 1 pyörimisnopeutta $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$ ja matalampana kierrosnopeutena $n_0 = 2000 \text{ 1/min}$. Pumpulla 2 pyörimisnopeudet olivat $n_1 = 1815 \text{ 1/min}$ ja $n_0 = 1210 \text{ 1/min}$. Virtaamaa säädettiin kuristussäädöllä venttiilin 2 asentoa muuttamalla. Virtaamina käytettiin suunnitteluvirtaaman lisäksi suunnitteluvirtaaman suhteen 1,1-kertaista, 0,8-kertaista ja 0,6-kertaista virtaamaa. Kyseiset virtaamat olivat pyörimisnopeudella n_1 $Q_{n1,opt} = 95,1 \text{ l/s}$, $1,1Q_{n1,opt} = 104,6 \text{ l/s}$, $0,8Q_{n1,opt} = 76,1 \text{ l/s}$ ja $0,6Q_{n1,opt} = 57,1 \text{ l/s}$. Pienemmällä pyörimisnopeudella n_0 virtaamat olivat $Q_{n0,opt} = 63,4 \text{ l/s}$, $1,1Q_{n0,opt} =$

69,7 l/s, $0,8Q_{n0,opt} = 50,7$ l/s ja $0,6Q_{n0,opt} = 38,0$ l/s. Imupaineina käytettiin 0,5 bar ja 1,5 bar, absoluuttisina paineina ilmaistuna 1,5 bar ja 2,5 bar. Imupainetta säädettiin syöttöpumpun kierrosnopeutta muuttamalla siten, että korkeammalla syöttöpumpun pyörimisnopeudella saavutettiin suurempi imupaine. Koeajot suoritettiin eri ilmamäärillä ja sitä säädeltiin ilmansyöttölinjassa olleen venttiilin asentoa muuttamalla. Testiasemassa ei ollut jäähdystystä pumpattavalle nesteelle, joten säiliön lämpötilaa seurattiin ja se huomioitiin tulosten analysoinnissa.

Koeajoaseman henkilövahvuus oli mittausten aikana kaksi henkilöä. Työn allekirjoittanut toimi koeajojen koordinaattorina ja operoi ilmansyöttöasemaa. Valvomo-operaattori valvoi järjestelmän toimintaa, säätöjärjestelmän toiminta-arvot halutulle tasolle ja tallensi mittausarvot. Mittausarvojen tallennusprosessi aloitettiin säätämällä pumpun pyörimisnopeus, nesteen virtaama ja pumpun imupaine valvomosta halutuksi. Tämän jälkeen säädettiin ilmansyöttöpisteellä järjestelmään menevä haluttu ilmamäärä. Ilmamäärän säätö tapahtui käsin kuvassa 25 näkyvää säätöventtiiliä avaamalla. Ilmamäärää seurattiin tässä vaiheessa ilmansyöttölinjan paikallismittarista. Seuraavaksi ilmansyöttöä operoiva henkilö antoi valvomo-operaattorille merkin ilmansyötön onnistuneesta säädöstä halutulle tasolle. Valvomo-operaattori tallensi mittausarvot, kun havaitsi niiden olevan riittävän tasaantuneita.

Sellumassan sakeus määritettiin koeajosarjojen 2 ja 3 yhteydessä EN ISO 4119 -standardin mukaisella menetelmällä. Massanäyte otettiin käynnissä olevasta järjestelmästä taarattuun ämpäriin, jolloin saatiin ensimmäisen näytteen nettomassa m_1 ylös. Näyte laimennettiin alle 1 %:n sakeuteen lisäämällä ämpäriin riittävä määrä vettä. Laimennettu, eli toinen näyte punnittiin ja sen massaa merkitään m_2 . Toinen näyte sekoitettiin hyvin ja siitä otettiin noin 0,5 kg:n suuruinen näyte taarattuun astiaan, jolloin mitattiin muodostuneen kolmannen näytteen massa m_3 . Kuivatettu suodatinpaperi punnittiin ja sen massaa merkitään m_4 . Punnittu suodatinpaperi kasteltiin märäksi ja asetettiin Bühnersuppiloon. Ämpäristä eroteltu massaltaan noin 0,5 kg:n kolmas näyte kaadettiin nyt suppiloon suodatinpaperin päälle ja näyte kuivatettiin Bühnersuppilon imulla. Kun näyte oli riittävän kuivaa, kuivatettiin se vielä erillisessä kuivatuslaitteessa, jonka jälkeen punnittiin näytteen ja näytepaperin yhteismassa m_5 . Tämän jälkeen kuivatetun sellumassan massaosuus määritettiin seuraavalla kaavalla:

$$X_k = \frac{m_5 - m_4}{m_3} * 100 \quad (51)$$

jossa X_k on kuivatetun selluaineksen massaosuus vedellä laimennetusta näytteestä prosentteina [%], m_3 vedellä laimennetun kolmannen näytteen massa [g], m_4 näytepaperin massa [g] ja m_5 kuivatetun näytteen ja näytepaperin yhteismassa [g]. Sellumassan sakeus lasketaan kaavalla:

$$X = \frac{X_k * m_2}{m_1} \quad (52)$$

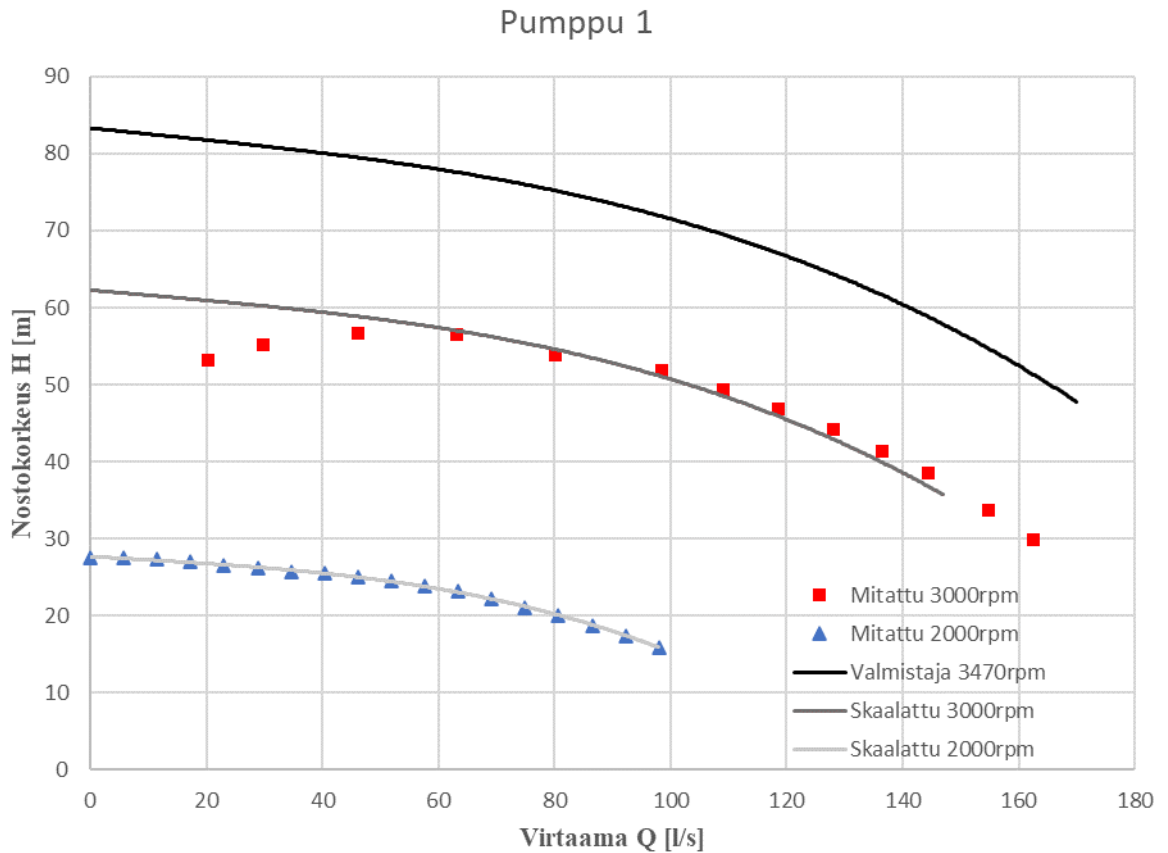
jossa X on sellumassan sakeus prosentteina [%], m_2 toisen sellumassanäytteen massa [g] ja m_1 ensimmäisen sellumassanäytteen massa [g]. (ISO 4119)

7 Tulokset

Tässä kappaleessa on esitetty koeajojen oleelliset tulokset. Tulosesityksessä painotetaan kaasupitoisuuden vaikutusta pumppujen suoritusarvoihin ja eri tekijöiden vaikutusta pumppujen kaasunkäsittelykykyyn.

7.1 Mittausten virhetarkastelu

Koeajojen mittatulosten virhetarkastelu tehtiin pumppukohtaisesti vertaamalla koeajoissa vedellä mitattuja tuottokäyriä koeajopumppujen alkuperäisiin valmistajan ilmoittamiin tuottokäyriin. Virhetarkastelu tehtiin molemmilla pumpuilla virtaamalla 35–105 l/s, eli alueella, jolla ilmaa syötettiin. Tarkastelumenetelmä on tarkemmin esitettyä liitteissä 4 ja 5. Koeajoissa mitatun nostokorkeuden poikkeama valmistajan ilmoittamaan poikkeamaan oli pumpulla 1 keskimäärin 8,1 % ja pumpulla 2 keskimäärin 1,8 %. Kuvassa 29 on verrattu pumpun 1 valmistajan tuottokäyrää koeajoissa mitattuihin tuottokäyriin. Kuvaajasta havaitaan, että koeajoissa saadut tulokset vastaavat hyvin valmistajan ilmoittamaa.



Kuva 29. Pumpun 1 valmistajan ilmoittamat tuottokäyrät ja valmistajan tuottokäyrät skaalattuna koeajonopeuteen ja verrattuna koeajoissa tuotettuihin tuottokäyriin imupaineella 1,5 bar.

Mitattujen tuottokäyrien QH-pisteissä ei ole havaittavissa poikkeamia, ja nostokorkeus kehittyi loogisesti virtaaman kasvaessa. Tuottokäyrien muoto on pumppukohtaisesti vastaava sekä vedellä että molemmilla massoilla. Kuvassa 29 näkyvä poikkeama 3000 1/min mitatussa käyrässä alle 60 l/s virtaamalla johtuu virtauksen takaisinkierrosta pumpun imupuolella. Nostokorkeus saataisiin vastaamaan valmistajan ilmoittamaa käyttämällä virtausta ohjaavaa ristikköä pumpun imupuolella.

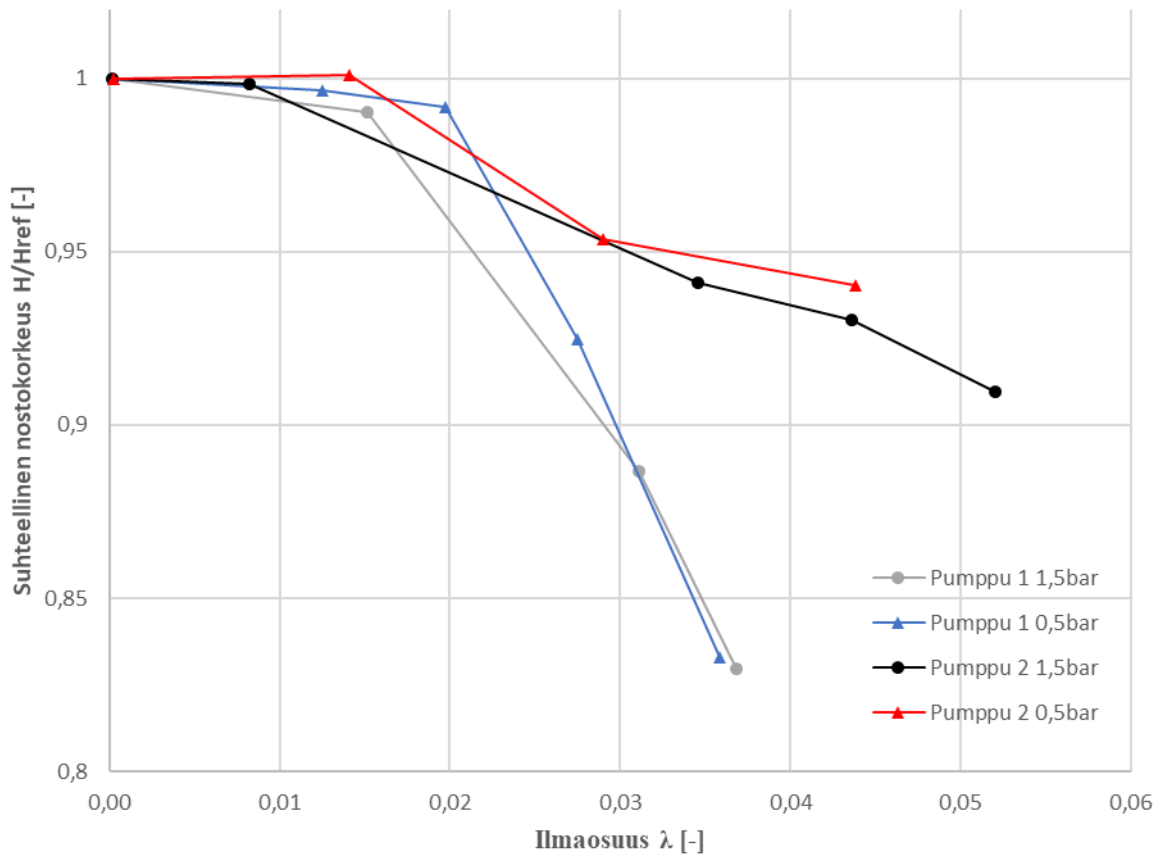
7.2 Kaasupitoisuuden vaikutus pumpattavuuteen

Ilmapitoisuuden vaikutus pumpun suoritusarvoihin havaittiin koeajoissa selvästi ja useimmissa tapauksissa pienikin ilmamäärä heikensi pumpun suoritusarvoja. Seuraaviin vesi- ja

massa-ajojen tulosesityksiin, kuviin 30-32, on valittu otannat molemmilla pyörimisnopeuksilla suunnitteluvirtaamilla $Q_{opt,n1} = 95,1$ l/s ja $Q_{opt,n0} = 63,4$ l/s.

7.2.1 Vesiajot

Kuvassa 30 on esitetty koeajosarjan 1 tulokset, joista ilmenee ilmaosuuden vaikutus pumppujen 1 ja 2 suhteelliseen nostokorkeuteen.



Kuva 30. Ilmaosuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen pumpulla 1 ja 2 pumpattaessa vettä parhaan hyötysuhteen virtaamalla $Q_{opt} = 95,1$ l/s ja korkeammalla pyörimisnopeudella $n_1 = 3000$ 1/min ja $n_1 = 1815$ 1/min.

Ilmaosuuteen 0,020 asti nostokorkeus putoaa tasaisesti molemmilla pumpeilla. Molempien pumppujen suhteellinen nostokorkeus on yli 0,95 ilmaosuuden ollessa 0,020. Ilmaosuuden

noustessa yli 0,020:n, pumpun 1 suhteellinen nostokorkeus laskee huomattavasti jyrkemmin kuin pumpulla 2. Ilmaosuuden noustessa arvoon 0,040, pumpun 1 suhteellinen nostokorkeus on pudonnut alle 0,85:een ja pumpulla 2 noin 0,95:een. Tarkasteltaessa suurempaa otantamäärää eri virtaamilla, pumpun 1 suurimman ilmaosuuden voidaan todeta rajoittuvan noin 0,040–0,045 alueelle suhteellisen nostokorkeuden pudotessa alle arvon 0,85. Pumppu 2 kykenee pumppaamaan yli 0,050:n ilmaosuudella, suhteellisen nostokorkeuden ollessa tällöin 0,90.

7.2.2 Massa-ajot

Sellumassan sakeus mitattiin kappaleessa 6.2 esitetyllä menetelmällä koeajosarjojen 2 ja 3 yhteydessä. Sakeus mitattiin koeajopäivän alussa ja lopussa sekä aina kun uusi massa tehtiin tai massaa laimennettiin. Mitatuista sakeusarvoista suurin poikkeama tavoiteltuun sakeusarvoon koeajosarjassa 2 pumpulla 1 oli 6,4 % ja pumpulla 2 enimmillään 4,6 %. Koeajosarjassa 3 sakeuden poikkeamat olivat enimmillään pumpulla 1 2,9 % ja pumpulla 2 7,0 %. Sakeusmittausten tulokset on esitetty taulukossa 3.

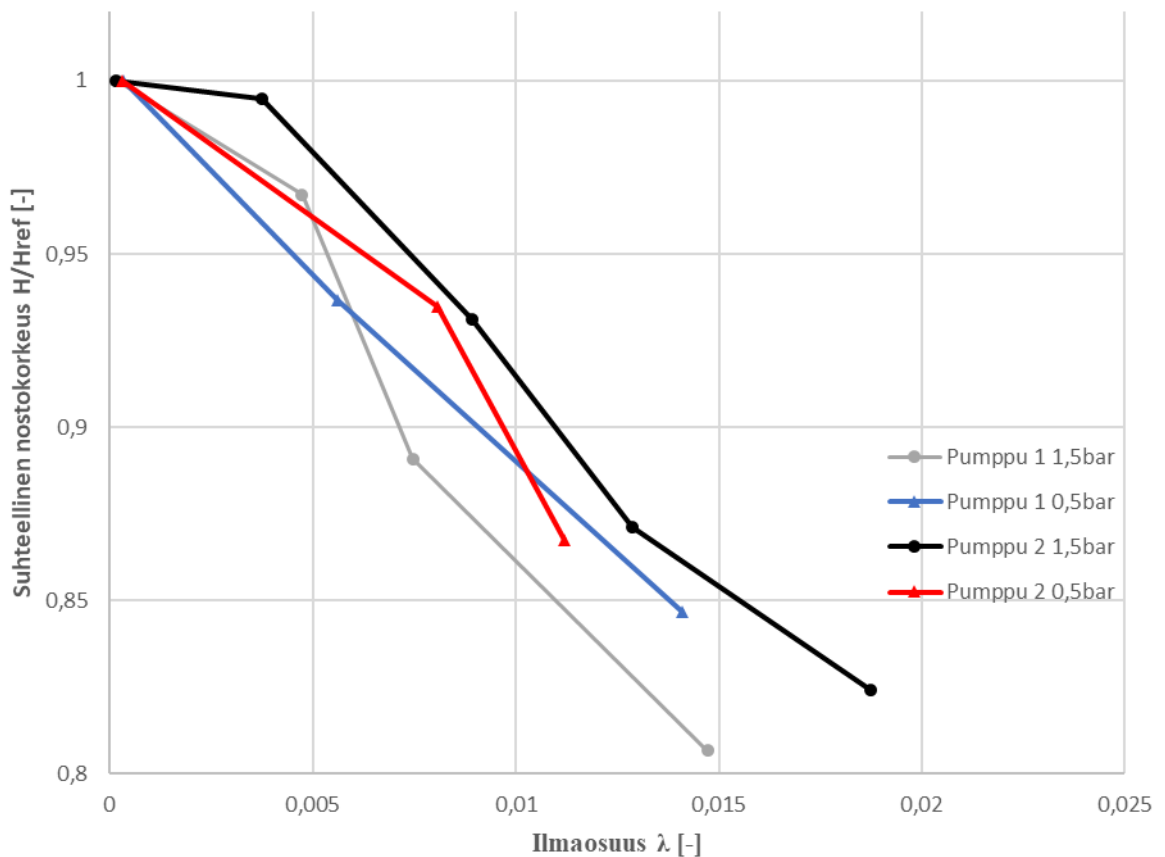
Taulukko 3. Sakeusmittausten tulokset koeajosarjoissa 2 ja 3.

		Koeajosarja 2 tavoite 6 % sakeuden keskiarvo/mit- taus	Koeajosarja 3 tavoite 3 % sakeuden keskiarvo/mit- taus
Pumppu 1	1. mittaus	6,03 %	3,06 %
	2. mittaus	6,38 %	3,09 %
Pumppu 2	1. mittaus	5,73 %	3,20 %
	2. mittaus	6,28 %	3,21 %

Taulukon 3 sarakkeissa olevat prosenttiarvot ovat yhden mittauskerran yksittäisten mittaus-ten keskiarvoja. Yhdellä mittauskerralla pyrittiin ottamaan 2 sakeusmittausta.

Sellumassaa pumpattaessa pumppujen 1 ja 2 suhteellinen nostokorkeus pienenee lähes vastaavasti ilmaosuuden kasvaessa. Pumppujen väliset erot kaasunkäsittelykyvyssä massa-

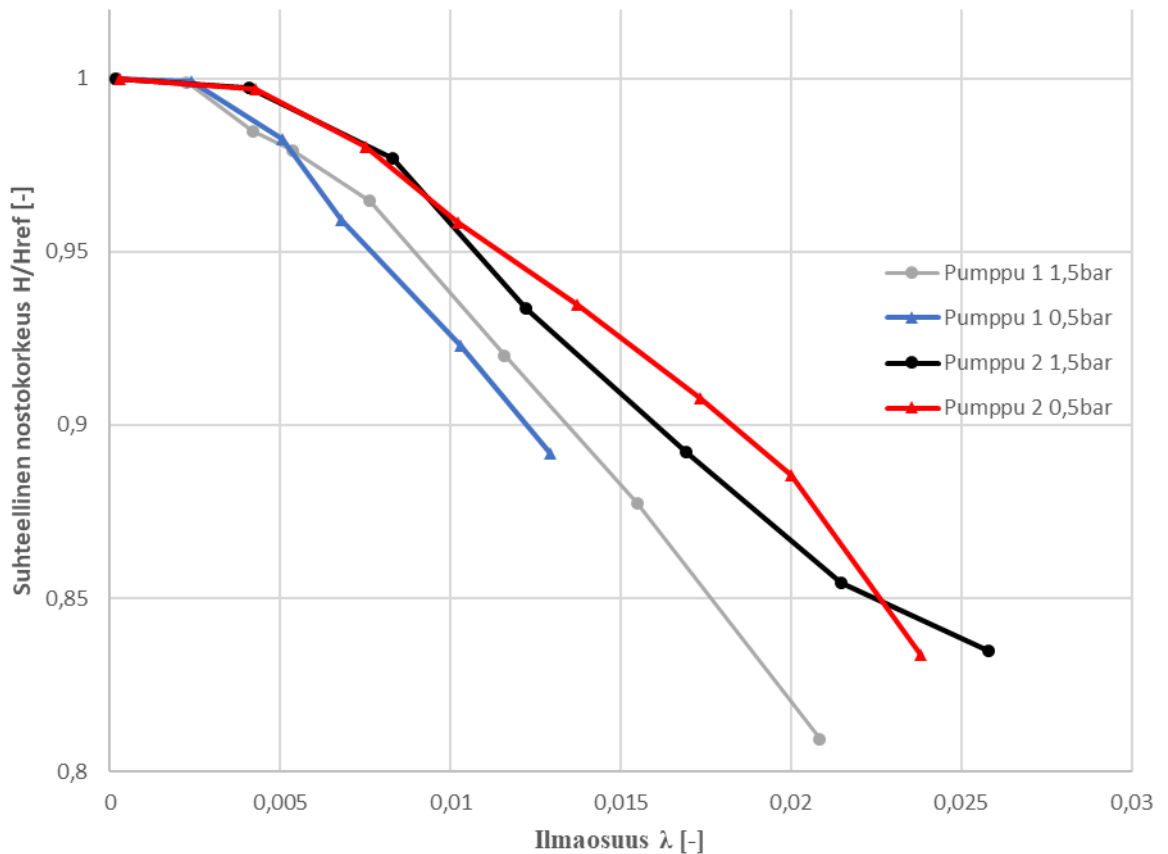
ajoissa ovat siis selvästi pienempiä, kuin vettä pumpattaessa. Yleisesti ottaen molempien pumppujen kaasunkäsittelykyky pumpattaessa sellumassaa on heikompi kuin vettä pumpattaessa. Molempien sakeuksien ja pumppujen kaikkia otantapisteitä tarkasteltaessa havaitaan, että ilmaosuuteen 0,005 asti suhteellinen nostokorkeus laskee tasaisesti. Piste on sama, joka havaitaan vedellä ilmaosuudella 0,020. Tulokset ilmaosuuden vaikutuksesta pumppujen suhteelliseen nostokorkeuteen pumpattaessa 6 % sellumassaa on esitetty kuvassa 31.



Kuva 31. Ilmaosuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen pumpulla 1 ja 2 pumpattaessa 6 % sellumassaa parhaan hyötysuhteen virtaamalla $Q_{opt} = 95,1$ l/s ja korkeammalla pyörimisnopeudella $n_I = 3000$ 1/min ja $n_I = 1815$ 1/min.

Ilmaosuutta 0,005 suuremmilla ilmaosuuksilla ilmaosuuden kasvattaminen vaikuttaa suhteellisen nostokorkeuden pienenemiseen voimakkaammin. 6 % sellumassalla pumppaaminen on mahdollista 0,015 ilmaosuuteen asti suhteellisen nostokorkeuden laskiessa arvoon 0,80.

Kuvassa 32 on esitetty ilmaosuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen pumpattaessa 3 %:n sellumassaa eli koeajosarjassa 3. Molempien pumppujen kaasunkäsittelykyvyt ovat koeajosarja 2:n tapaan keskenään lähes identtiset, asettuen 6 %:n sellumassan ja veden väli- maastoon.

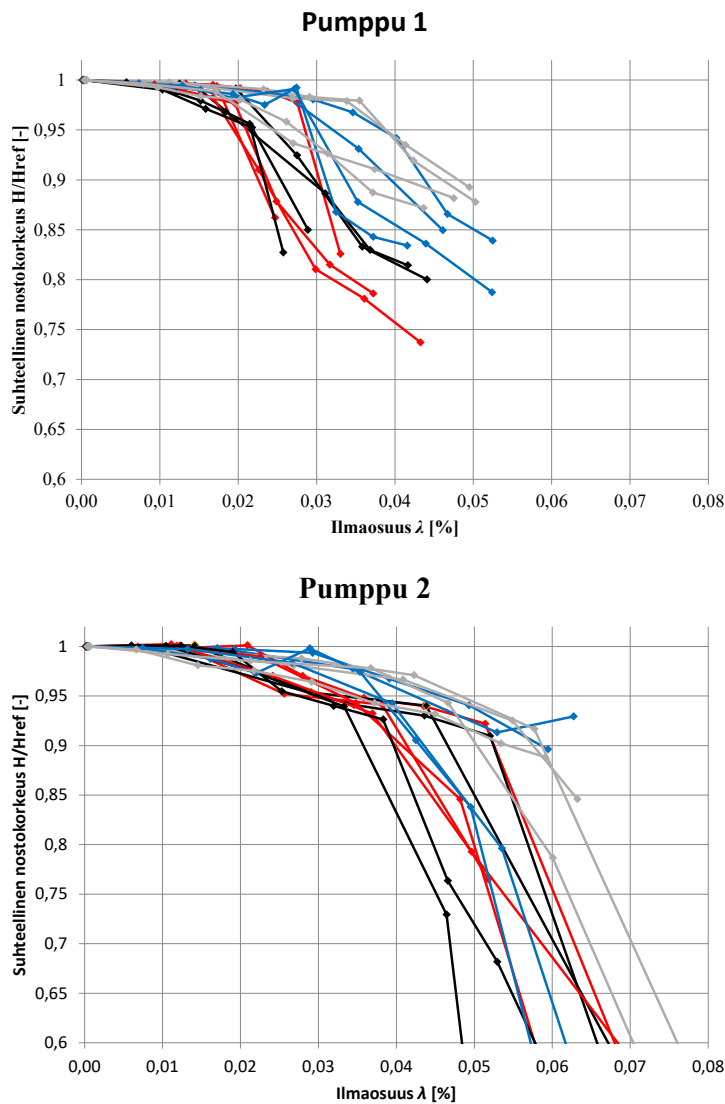


Kuva 32. Ilmaosuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen pumpulla 1 ja 2 pumpattaessa 3 % sellumassaa parhaan hyötysuhteen virtaamalla $Q_{opt} = 95,1$ l/s ja korkeammalla pyörimisnopeudella 3000 1/min ja 1815 1/min.

Ilmaosuuden kasvaessa vaikutus nostokorkeuteen koeajosarjassa 3 on samanlainen kuin koeajosarjassa 2. Nostokorkeuskäyrä on lähes lineaarinen koko ilmansyöttöalueella, toisin kuin koeajosarjassa 1. Pumpattavan sellumassan sakeuden puolittuessa koeajosarjojen 2 ja 3 välillä, havaitaan myös ilmaosuuden vaikutuksen nostokorkeuteen puolittuvan etenkin ilmaosuudella 0,004–0,013.

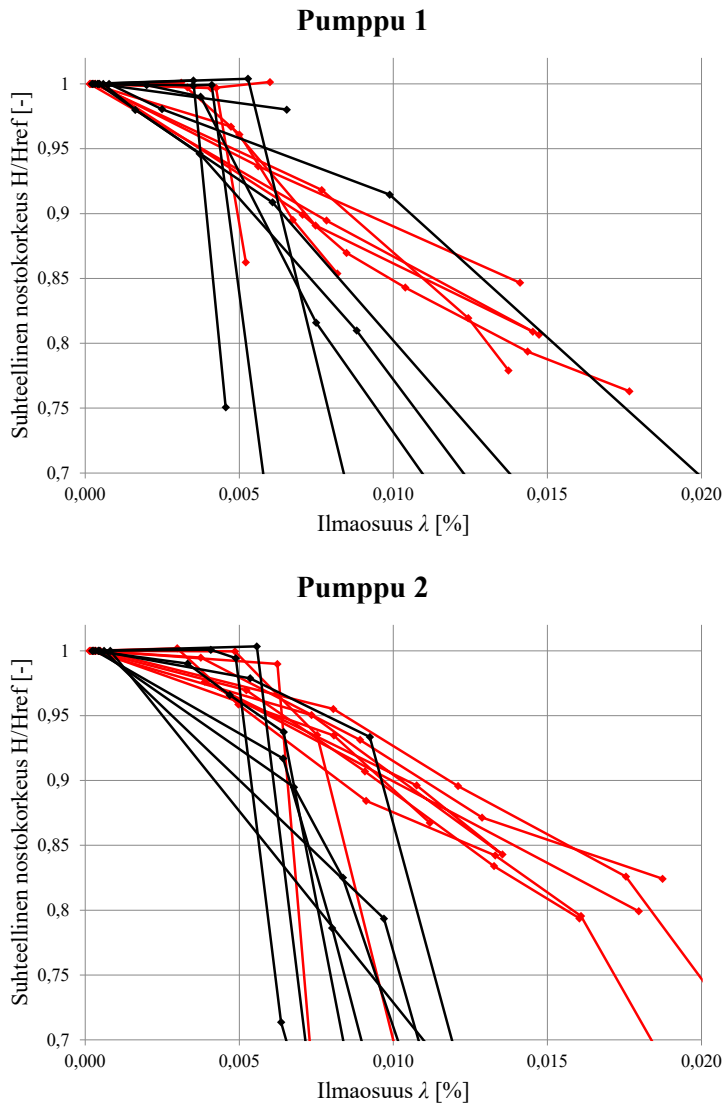
7.3 Kaasunkäsittelykykyyn vaikuttavat tekijät

Tässä osiossa tarkastellaan imupaineen, pyörimisnopeuden ja virtaaman vaikutusta pumpujen kaasunkäsittelykykyyn. Selkein vaikutus vesiajoissa havaittiin virtaamalla kuvan 33 mukaisesti. Erityisesti pumpun 1 tuloksista havaitaan, että pienimmällä $0,6q_{opt}$ virtaamalla suhteellinen nostokorkeus 0,9 saavutetaan noin 50 % korkeammalla ilmaosuudella kuin suurimmalla $1,1q_{opt}$ virtaamalla. Pumpulla 2 ero ei ole yhtä selkeä, mutta pienemmän virtaaman nostokorkeutta parantava vaikutus on havaittavissa. Kaasuosuuden ero pienimmän ja suurimman virtaaman välillä suhteellisella nostokorkeudella 0,9 on noin 20 %. Sellumassalla virtaaman lievä vaikutus kaasunkäsittelykykyyn havaitaan ainoastaan pumpulla 1 3 % sakeudella. Muissa massa-ajoissa yhteyttä ei havaittu.



Kuva 33. Virtaaman vaikutus pumpun kaasunkäsittelykykyyn vesiajoissa. $1,1q_{opt}$ = punainen, q_{opt} = musta, $0,8q_{opt}$ = sininen, $0,6q_{opt}$ = harmaa.

Pyörimisnopeuden vaikutus kaasunkäsittelykykyyn on havaittavissa kaikkien koeajosarjojen tuloksissa. Pumpulla 2 pyörimisnopeuden vaikutus on kaikissa koeajosarjoissa selkeämpi, kuin pumpulla 1. Selkein vaikutus havaitaan pumpulla 2 sakeammalla 6 % sellumassalla, jossa suhteellinen nostokorkeus 0,9 saavutetaan korkeammalla pyörimisnopeudella lähes kaksinkertaisella ilmaosuudella matalampaan pyörimisnopeuteen verrattuna. Pumpun 1 ja 2 tulokset pumpattaessa 6 % sellumassaa on esitetty kuvassa 34.



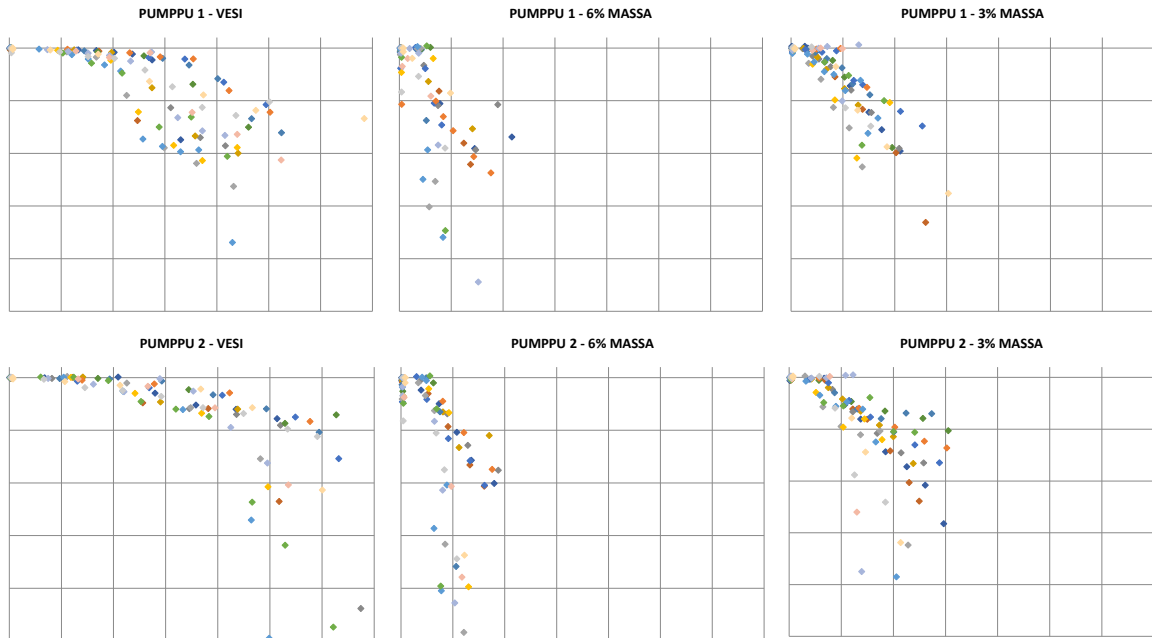
Kuva 34. Pyörimisnopeuden vaikutus kaasunkäsittelykykyyn pumpattaessa 6 % sellumassaa pumpulla 1 ja 2. Korkeampi pyörimisnopeus n_1 punaisella, matalampi pyörimisnopeus n_0 mustalla.

Imupaineen yhteyttä pumppujen kaasunkäsittelykykyyn ei saatu selville koeajoissa käytetyillä imupaineilla.

7.4 Tulosten hajonta

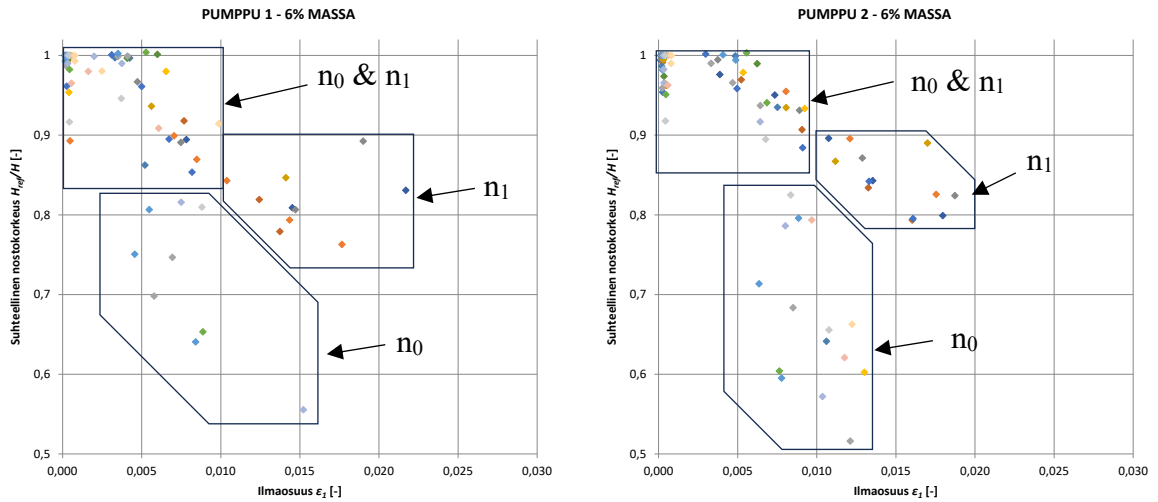
Otantapisteiden koeajosarjakohtainen hajonta on esitetty kuvassa 35 pistekaaviona, joissa x-akselilla on ilmaisuus 0,00–0,07 ja y-akselilla suhteellinen nostokorkeus 0,50–1,00.

Kaaviossa on esitetty kaikki otantapisteeet. Pisteiden muodostama kuvitteellinen trendiviiva mukailee kuvien 30–32 viivakaavioita, kun huomioidaan kuvien eri skaalaukset.



Kuva 35. Otantapisteeiden hajonta QH-asteikolla.

Koeajosarjoissa 1 ja 2 hajonta on suurempaa pumpulla 1. Koeajosarjassa 3 hajonta on puolestaan huomattavampaa pumpulla 2. Koeajosarjan 2 kuvaajissa molemmilla pumpuilla on havaittavissa muista otantapisteeistä erillään olevia matalamman kierrosnopeuden n_0 otantapisteeitä. Pisteiden eriytyemisellä vaikuttaa siis olevan yhteys pumpun pyörimisnopeuteen pumpattaessa sakeampaa sellumassaa. Kuvassa 36 on tarkempi kuvaus koeajosarjan 2 tuloksista.

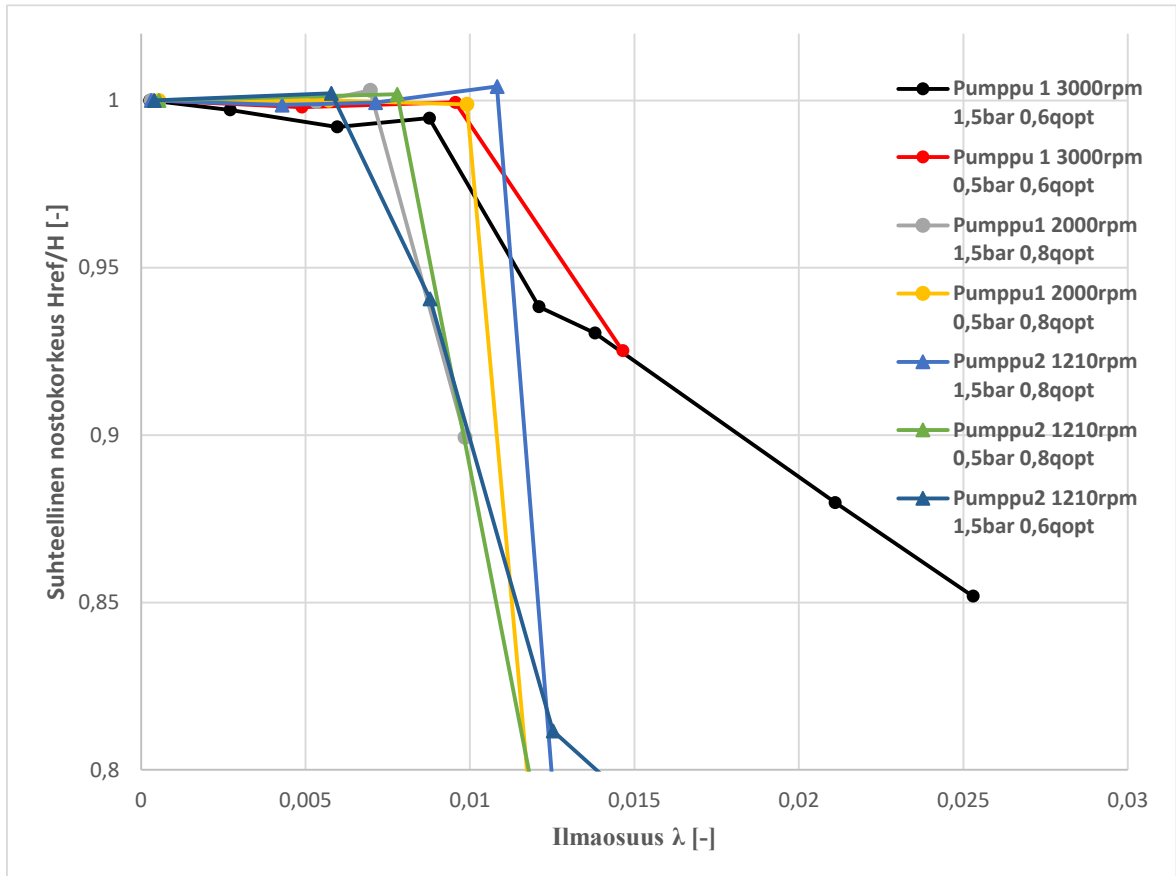


Kuva 36. Pumpun pyörimisnopeuden vaikutus pumpun kaasunkäsittelykykyyn pumpuilla 1 ja 2 pumpattaessa 6 % sellumassaa.

Ilman kerääntymisessä pumppuun oli vaihtelua pumpun, pumpattavan nesteen, virtaaman ja imupaineen mukaan. Vettä pumpattaessa pumppuun kertynyt ilma poistui pumpusta, kun ilmansyöttö suljettiin. Matalammalla 2000 1/min pyörimisnopeudella ja pienimmällä koeajetulla 0,6-kertaisella parhaan hyötysuhteen virtaamalla pumppu 1:ssä havaittiin ilmaa syötettäessä nostokorkeuden jaksottaista vaihtelua, mikä aiheutti epätarkkuutta tuloksiin. Pumppussa 2 suoritusarvojen vaihtelu ei ollut yhtä voimakasta, mutta ilman poistuminen kesti huomattavan kauan. Yleisesti ottaen vettä pumpattaessa ilman kertyminen oli sitä voimakkaampaa, mitä pienempi virtaus ja pyörimisnopeus oli kyseessä.

Sellumassaa pumpattaessa ilma kertyi useimmissa pisteissä pumppuun. Vaikka aika ilman syötön avaamisen ja tulosten tallentamisen välillä pyrittiin pitämään vakiona, on kaasun kertymisellä pumppuun silti merkittävä vaikutus tuloksiin. Yleistäen sellumassaa pumpattaessa pienikin ilmamäärä aiheutti pudotuksen pumpun nostokorkeuteen, mutta tästä poikkeavaa käytöstä havaittiin pumpattaessa alle parhaan hyötysuhteen virtaamilla. Esimerkiksi pumpattaessa 3 % sellumassaa $0,6q_{opt}$ - ja $0,8q_{opt}$ -virtaamilla, ilmansyötöllä noin 0,01 ilmaosuuteen saakka ei ole mittausten mukaan vaikutusta nostokorkeuteen. Pienemmällä virtaamalla kehänopeuden suhde meridiaaninopeuteen on suurempi kuin isommilla virtaamilla, ja siten myös pumpattavaan fluidiin kohdistuvat leikkausvoimat ovat suurempia. Sellumassan kuiturakenne hajoaa paremmin hajottaen samalla kuidun sisältämiä pumppausta häiritseviä

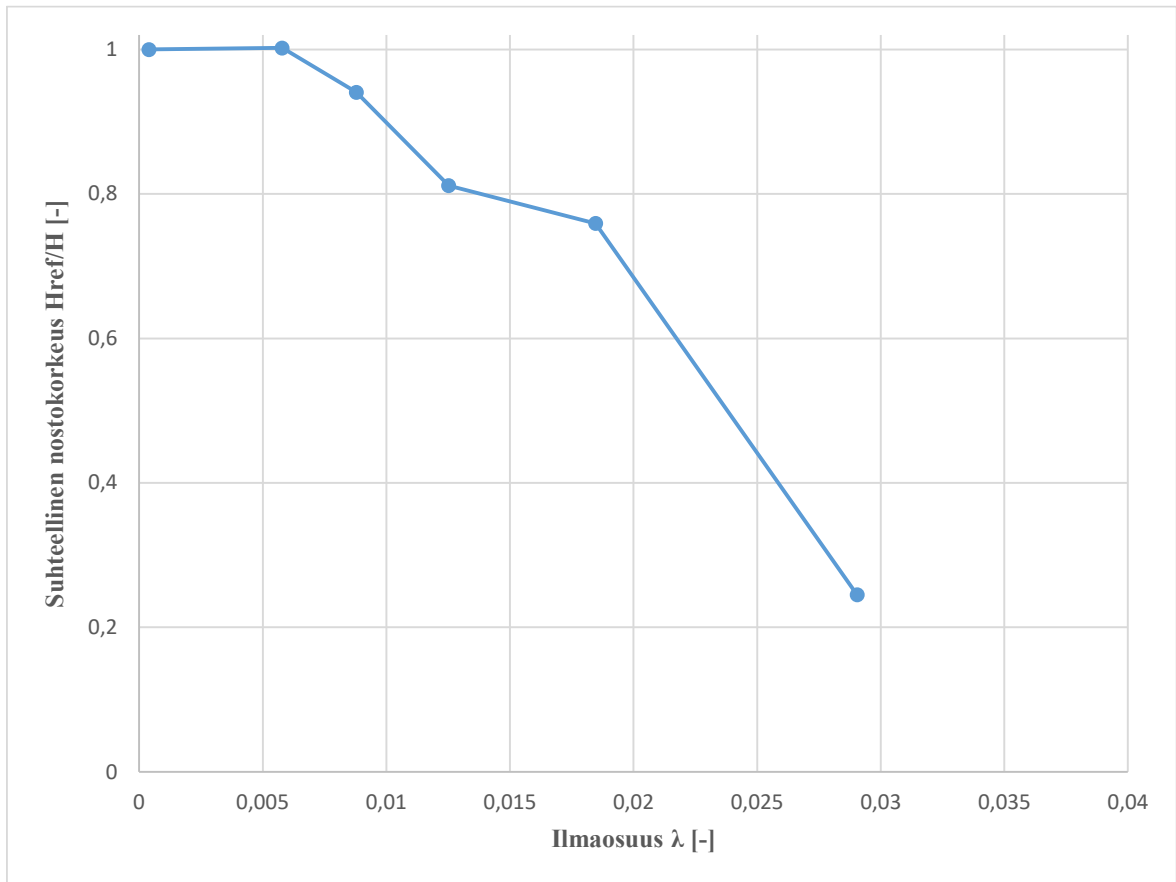
ilmataskuja. Lisäksi suurempi takaisinvirtaus juoksupyörän imureunalla parantaa sellumassan sekoittumista. Ilmiötä kuvaavia tuloksia on esitetty kuvassa 37.



Kuva 37. Ilmaisuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen 3 % sellumassalla pienillä virtaamilla.

Sama ilmiö on havaittavissa myös 6 % massan tuloksissa samoilla virtaamilla noin 0,005 ilmaosuuteen asti. Suurimmassa osassa näistä tapauksista, sekä 3 %- ja 6 %-massalla, nostokorkeus romahtaa tietyssä pisteessä äkisti ilmansyöttöä lisättäessä ja ilma kertyy pumpuun estäen pumpun toiminnan.

Eräs toinen poikkeava havainto tuloksissa tehtiin pumpun 2 koeajosarja 3:n pisteessä, jossa $q = 0,6q_{opt} = 38 \text{ l/s}$, $n = n_0 = 1210 \text{ l/min}$ ja $p_l = 1,5 \text{ bar}$. Pumppuun ei kertynyt tässä pisteessä ilmaa, eikä suoritusarvojen jaksottaista vaihtelua tapahtunut. Pumpun toiminta pysyi vakana vielä 0,029 ilmaosuudella, jolloin nostokorkeus oli vain neljäsosa alkuperäisestä. Tulokset kyseisestä pisteestä on esitetty kuvassa 38.

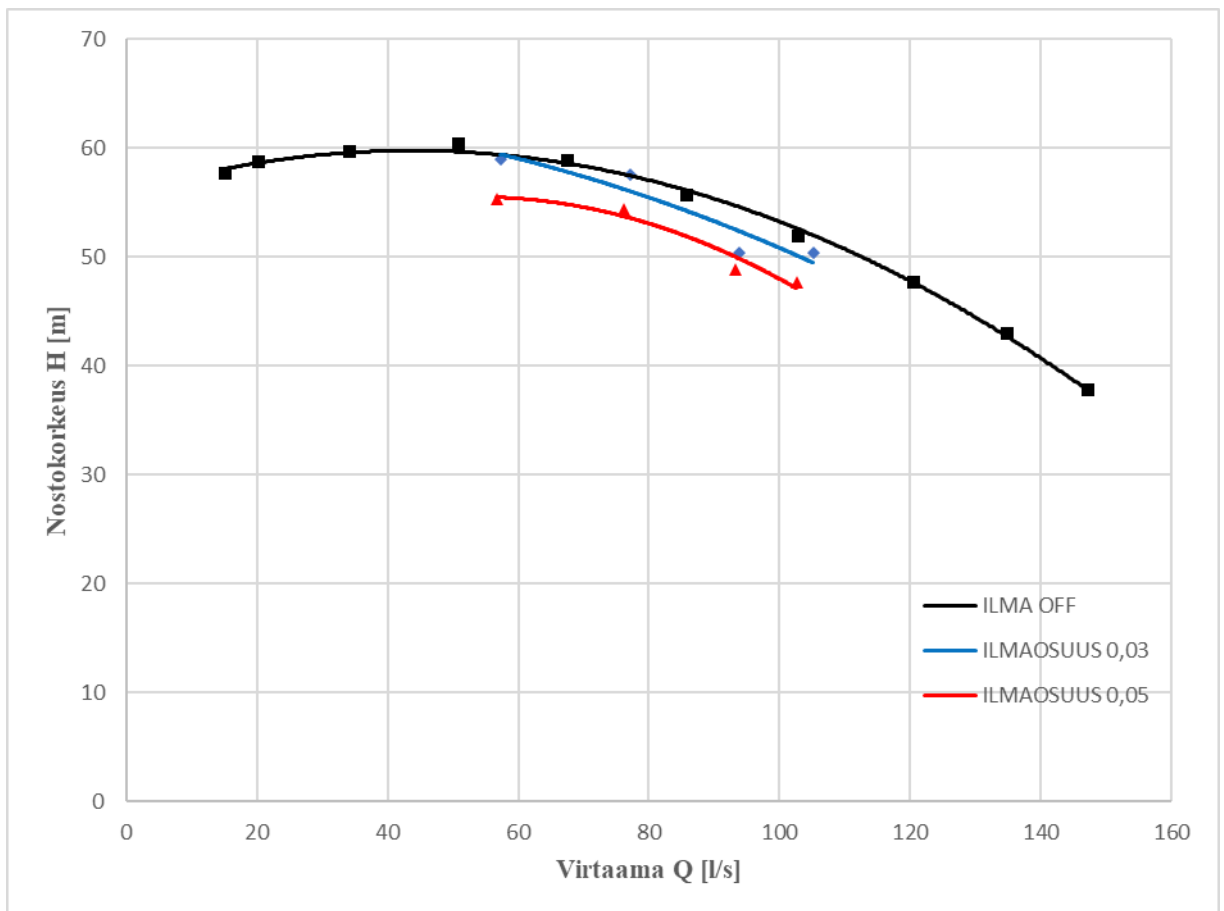


Kuva 38. Ilmaosuuden vaikutus suhteelliseen nostokorkeuteen pumpulla 2,3 % sellumassaa pumpattaessa, kun $n = n_0 = 1210$ l/min, $q = 0,6q_{opt} = 38$ l/s ja $p_l = 1,5$ bar.

Pumpun toiminnan pysyminen vakaana näin suurella ilmamäärällä ja suurella nostokorkeuden alenemalla tarkoittaa, että pumpulle menevä ja pumpusta lähtevä ilmamäärä pysyi samana. Todennäköisesti pienempi osa pumpulle tulevista ilmakuplista yhdistyi jo olemassa oleviin kaasutaskuihin suuremman osan ohittaessa kaasutaskut kulkeutuen massavirtauksen mukana. Kaasutaskuihin yhdistyvien ilmakuplien määrä on oltava tällöin sama, kuin kaasutaskusta irtoavien ilmakuplien määrä.

7.5 Tuottokäyrä kaasupitoiselle nesteelle

Koeajojen tulosten perusteella pumpulle 2 oli mahdollista muodostaa tuottokäyrä pumpattaessa kaasupitoista nestettä. Kuvassa 39 on esitetty pumpun 2 tuottokäyrä kaasuttomalla nesteellä sekä ilmaosuudella 0,03 ja 0,05.



Kuva 39. Pumpun 2 tuottokäyrä vedellä ilmansyöttö suljettuna sekä ilmaosuudella 0,03 ja 0,05.

Kuvassa 39 esitettyjen 0,03- ja 0,05-ilmaosuuden tuottokäyrien muodostamiseksi käytettiin virtaamilla $0,6q_{opt}$, $0,8q_{opt}$, q_{opt} ja $1,1 q_{opt}$ mitattuja pisteitä, minkä vuoksi ne kattavat kaasuttomaa käyrää kapeamman alueen. Tarkempien tuottokäyrien muodostamiseksi voisi pisteitä kerätä laajemmalla virtaama-alueella. Tuloksista on kuitenkin havaittavissa nostokorkeuden alenema ilmaosuuden noustessa.

8 Johtopäätökset

Tässä diplomityössä tutkittiin kaasupitoisten nesteiden pumppaamista keskipakopumpulla. Työn toimeksiantajana on Sulzer Pumps Finland Oy. Työ koostuu teoreettisesta ja kokeellisesta osuudesta. Teoreettisessa osuudessa tarkasteltiin aiheeseen liittyvää aikaisempaa tutkimusta ja sovellettiin mallinnuksia kokeellista osuutta varten. Kokeellisessa osuudessa suoritettiin koeajoja kahdella erilaisella prosessikäyttöön suunnitellulla keskipakopumpulla. Pumpattavina nesteinä oli vesi ja sellumassa, joihin syötettiin ilmaa pumpun imupuolella. Diplomityön tavoitteena oli tuottaa lisätietoa kaasupitoisen nesteen pumppauksesta ja helpottaa pumpun valintaa kohteisiin, joissa käsitellään kaasupitoista nestettä.

Työn teoreettisessa osuudessa käsiteltiin pumppaustekniikkaan liittyviä peruskäsitteitä, keskipakopumpun rakennetta, keskipakopumpussa tapahtuvaa virtausta, kaasupitoisen nesteen pumppaamista sekä kokeelliseen osuuteen liittyviä mallinnuksia. Tarkastelussa on myös kuplakoon merkitys pumpattavuuteen, ilmakuplaan vaikuttavat voimat painegradientissa ja todellinen ilmaisuus pumpun imuolosuhteissa. Kaasupitoisen veden pumppaamiseen liittyvää tutkimustietoa on saatavilla huomattavasti enemmän, kuin kaasupitoisen sellumassan pumppaamiseen liittyvää tutkimustietoa. Myös tämän työn teoriaosuudessa painotetaan kaasupitoisella vedellä tehtyjen tutkimusten tuloksia. Teoriaosuudessa tuodaan esille ei-newtonilaisen sellumassan erot veden pumppattavuusominaisuuksiin.

Koeajojen hypoteesina oli, että pumppu 2 kykenee pumppaamaan paremmin kaasupitoista nestettä, kuin pumppu 1. Hypoteesi perustuu pumppu 2:n juoksupyörässä esiintyvään pienempään painegradienttiin, jolloin kupla kulkeutuu paremmin nesteen virtauksen mukana pois juoksupyörästä. Vettä pumpattaessa pumppujen väliset erot suoritusarvoissa olivat selkeät ja pumpulla 2 kyettiin pumppaamaan kaasupitoisempaa nestettä. Vesiajojen tuloksista on havaittavissa neljä eri kaasupitoisen nesteen virtauslajia: Yksittäiskuplavirtaus, kuplavirtaus, kaasutaskuvirtaus ja erottunut kaasuvirtaus. Tarkastelluista pumpun kaasunkäsittelykykyyn vaikuttavista tekijöistä virtaamalla havaittiin olevan suurin vaikutus vesiajoissa. Pienemmällä virtaamalla pystyttiin pumppaamaan kaasupitoisempaa vettä. Koeajoissa käytetyillä imupaineilla 0,5 bar ja 1,5 bar ei havaittu olevan vaikutusta tuloksiin vesiajoissa eikä massa-ajoissa, vaan ainoastaan ilman tilavuusosuudella oli merkitystä.

Massa-ajoissa pumpun pyörimisnopeudella havaittiin olevan virtaamaa suurempi vaikutus kaasunkäsittelykykyyn. Korkeammalla pyörimisnopeudella voitiin pumpata kaasupitoisempaa sellumassaa. Pyörimisnopeuden vaikutus korostui sakeammalla sellumassalla. Korkeampi pyörimisnopeus todennäköisesti auttaa sellumassan sekoittumista hajottamalla tehokkaammin sen kuiturakennetta. Kuiturakenteen hajoaminen pilkkoo mahdollisia ilmataskuja pienempiin osiin helpottaen ilmakuplien kulkeutumista pumpun läpi. Sellumassa-ajoissa pumppujen väliset erot suoritusarvoissa olivat pieniä. Vastoin hypoteesia, pumpulla 2 ei pystytty pumppaamaan merkittävästi kaasupitoisempaa sellumassaa kuin pienemmällä juoksupyörällä varustetulla pumpulla 1. Tämän aiheutti todennäköisesti pyörimisnopeusero pumppujen välillä. Imuaukkojen halkaisijoiden ollessa molemmilla pumpuilla lähes sama, pumppu 1:n korkeampi pyörimisnopeus aiheuttaa pumpattavaan nesteeseen voimakkaammat leikkausvoimat. Sellumassan sakeuden noustessa pumppujen kaasunkäsittelykyvyn havaittiin heikkenevän.

Aikaisempaan tutkimustietoon perustuen sellumassan tulppavirtaus alkaa rikkoutumaan noin 95 l/s virtaamalla DN200-putkessa sakeudeltaan 6 % sellumassalla. Koeajopumpuille tuleva virtaus on siten turbulenttista korkeammalla pyörimisnopeudella n_1 virtaamalla $1,1q_{opt} = 104,6$ l/s ja $q_{opt} = 95,1$ l/s, kun oletetaan virtaus tasaiseksi. Kahdella pienemmällä korkeamman pyörimisnopeuden virtaamalla ja kaikilla neljällä pienemmän pyörimisnopeuden virtaamalla pumpulle tuleva virtaus on tämän perusteella tulppavirtausta. Toisaalta syöttöpumpun läheisyys saattaa aiheuttaa sen, että virtaus on myös pienemmillä virtaamilla turbulenttista. Koeajoissa ei havaittu, että sellumassan virtauslajilla imuputkessa olisi ollut vaikutusta pumpun suoritusarvoihin. Virtauslajista saataisiin todennäköisesti varmuus imuputkessa olevan näkölasin avulla. Staattisen ilmamikserin käyttö tulppavirtauksen tapauksessa saattaa aiheuttaa sen, että ilma ei kunnolla sekoitu pumpattavaan nesteeseen ennen saapumistaan koepumpulle. Huono sekoitus aiheuttaa todennäköisesti suuremman kuplakoon ja ilmataskuja. Dynaamisella ilmamikserillä parannettaisiin ilmakuplien sekoittumista pumpattavaan nesteeseen, mikä varmistaisi yhteneväisen kuplakoon eri tilanteissa ja lisäisi siten tulosten luotettavuutta.

Koeajojärjestelyt mahdollistivat aistiperäisen havainnoinnin. Koeajettavat pumput olivat suhteellisen suurikokoisia, joten pumpun imupuolelle syötettävän ilman vaikutus pumpun toimintaan oli selvästi nähtävissä ja kuultavissa. Toistojen kertyessä pumpun toiminnan tilasta sai hyvän käsityksen pelkästään ääni- ja näköhavaintojen perusteella. Toisinaan ilman

kerääntyminen pumppuun ja sitä seurannut pumpun tuoton täydellinen romahtaminen tapahtuivat ilmansyöttöpisteeltä tarkasteltuna huomaamatta. Ilman poistuminen pumpusta, pumpun täyttyminen pumpattavalla nesteellä ja pumpun toiminnan palautuminen olivat sen sijaan selvästi havaittavissa koeajolaitteiston läheisyydessä. Ilmansyöttöpisteellä ei ollut mahdollista seurata koeajolaitteiston reaaliaikaisia mittausrvoja ja koeajolaitteiston toiminnan seuraaminen oli siten pelkästään aistihavaintojen varassa. Ilmansyötön etäohjauksella valvontahuoneesta saavutettaisiin parempi käsitys koeajojärjestelmän käytöksestä ja järjestelmään syötettävä ilmamäärä saataisiin säädettyä tarkemmin. Kyseinen järjestely todennäköisesti myös parantaisi tulosten tarkkuutta ja nopeutta mittausten suorittamista.

Aika ilmansyötön avaamisen ja mittausrvojen tallentamisen välillä ei ollut vakio, vaan perustui ilmansyöttöä operoivan henkilön ja valvomo-operaattorin harkintaan. Vettä pumpattaessa mittausrvot tasaantuivat ilmansyötön avaamisen jälkeen pääsääntöisesti hyvin. Sellumassaa pumpattaessa oli kuitenkin usein havaittavissa suoritusarvojen tasaista heikkenemistä, kun ilmansyöttö oli avattuna. Tästä syystä sellumassan tapauksessa pyrittiin käyttämään eri pisteissä samaa aikaväliä ilmansyötön avaamisen ja tulosten tallentamisen välillä. Ilmansyötön säätämiseen halutulle tasolle kului kuitenkin inhimillisistä syistä vaihteleva aika, mikä aiheutti virhettä mittauksiin. Automaattinen ilmansyöttöjärjestelmä ja ilmansyötön suhteen aikautettu mittausrvojen tallennustoiminto vähentäisi virhettä ja lisäisi mittausten luotettavuutta.

Jatkotutkimusvaihtoehtoja on useita. Tässä työssä saavutettuja kokeellisia tuloksia voitaisiin verrata numeerisen virtauslaskennan tuloksiin. Tässä diplomityössä mittauksia tehtiin melko laajalla toiminta-alueella ja työ oli luonteeltaan kartoittava. Esimerkiksi kaasun vaikutus tuottokäyrään voitaisiin määrittää huomattavasti tarkemmin. Massa-ajoihin liittyneet havainnot poikkeavista tuloksista voisivat olla yksi tarkemman tutkimuksen kohde. Kaasun vaikutusta olisi mielenkiintoista tutkia lähellä pumppujen nimellisarvoja, kun tässä tutkimuksessa etenkin isompaa pumppua käytettiin huomattavalla osakuormalla. Suurempien tehojen käyttö altistaa järjestelmän kovemmille voimille pumpattaessa kaasupitoista nestettä. Voimat kasvavat suhteessa pyörimisnopeuden neliöön ja jo näissä ajoissa osakuormalla putkistoon kohdistuvat värinät olivat paikoin voimakkaita.

Toimeksiantaja sai diplomityöstä kokemuksia kaasupitoisen nesteen pumppaamiseen liittyviä jatkotutkimuksia varten ja tuloksia kyseisten koeajopumppujen käytännön suorituskyvystä pumpattaessa kaasupitoista nestettä. Koeajotulokset olivat linjassa aikaisemman

aiheeseen liittyvän teorian tiedon kanssa ja tuottivat myös osin uutta tietoa erityisesti kaasupitoisen sellumassan pumppaamisesta. Työn yllättävin tulos oli pumppujen lähes samanlainen kaasunkäsittelykyky pumpattaessa sellumassaa. Aihe vaatisi lisätutkimusta ilmiön varmentamiseksi. Mikäli pumpattavuuserot todettaisiin pieniksi myös lisätutkimuksella, pumpun ylilimitoitustarvetta voitaisiin vähentää valittaessa pumppua matalasakeuksisiin massasoveluksiin. Pumpun käyttäminen mahdollisimman lähellä parhaan hyötysuhteen pistettä säästää energiaa ja vähentää käyttökuluja. Pienemmän pumpun valmistuskustannukset ovat myös pääsääntöisesti pienemmät.

Lähteet

- Amoresano, A., Langella, G., Niola, V., Quaremba, G. 2014. Advanced Image Analysis of Two-Phase Flow inside a Centrifugal Pump. *Advances in Mechanical Engineering*, Volume 2014, Article ID 958320, 11 pages. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/958320>
- Bachus, L., Custodio, A. 2006. *Know and Understand Centrifugal Pumps*. ISBN 1856174093. Amsterdam, Elsevier.
- Barrios, L. & Prado, M.G. 2009. Experimental Visualization of Two-Phase Flow Inside an Electrical Submersible Pump Stage. *Journal of Energy Resources Technology*, Transactions of the ASME. DOI: 10.1115/OMAE2009-79726. Saatavilla: <https://www.researchgate.net/publication/267648736>
- Battino, R., Rettich, T.R. & Tominaga T. 1984. *The Solubility of Nitrogen and Air in Liquids*. Department of Chemistry, Wright State University, Dayton, Ohio.
- Buck, A.L. 1981. New Equations for Computing Vapor Pressure and Enhancement Factor. *Journal of Applied Meteorology and Climatology*. Vol.20: Issue 12. 1527-1532. [https://doi.org/10.1175/1520-0450\(1981\)020<1527:NEFCVP>2.0.CO;2](https://doi.org/10.1175/1520-0450(1981)020<1527:NEFCVP>2.0.CO;2)
- Caridad, J., Asuaje, M., Kenyery, F., Tremante, A. & Aguilón, O. 2008. Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions. *Journal of Petroleum Science and Engineering* 63 (2008) 18–22.
- Chabbra, R.P. 2006. *Bubbles, Drops and Particles in Non-Newtonian Fluids*. CRC Press.
- Chang, L., Xu, C., Yang, C., Su, X., Wang, H. & Guo, L. 2023. Experimental study on gas-liquid flow patterns and bubble size in a high-speed rotating impeller of a three-stage centrifugal pump. *Experimental Thermal and Fluid Science* 145. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2023.110896>
- Derakhshandeh, B. 2011. *Rheology of low to medium consistency pulp fibre suspensions*. The University of British Columbia. Vancouver.
- Dixon, S.L. & Hall, C.A. 2014. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Elsevier. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-415954-9.00007-3>

Flitney, R. 2014. Seals and Sealing Handbook (6th Edition). Electronic ISBN: 978-0-08-099413-0. ISBN: 978-0-08-099416-1. Elsevier.

Gambini, M. & Vellini, M. 2021. Turbomachinery - Fundamentals, Selection and Preliminary Design. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer Nature Switzerland. ISSN 2195-9870. ISBN: 978-3-030-51299-6. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-51299-6>

General Electric 2023. Pump Hydro Turbine; Quick Response to Fluctuations in Power Demand. [Verkköjulkaisu] Viitattu 13.3.2023. <https://www.ge.com/renewableenergy/hydro-power/large-hydropower-solutions/hydro-turbines/pump-turbine>

Gülich, J. F. 2020. Centrifugal Pumps. 4.painos. Springer Nature Switzerland AG 2020. ISBN 978-3-030-14788-4

Jiang, Q., Heng, Y., Liu, X., Zhang, G., Bois, G. & Si, Q. 2019. A Review of Design Considerations of Centrifugal Pump Capability for Handling Inlet Gas-Liquid Two-Phase Flows. *Energies* 2019, 12, 1078. doi:10.3390/en12061078

Jones, F.E. & Harris, G.L. 1992. ITS-90 Density of Water Formulation for Volumetric Standards Calibration. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*. Vol.97, No.3. doi: [10.6028/jres.097.013](https://doi.org/10.6028/jres.097.013)

Jones, S.F., Evans, G.M. & Galvin, K.P. 1999. Bubble nucleation from gas cavities - a review. *Advances in Colloid and Interface Science* 80 (1999) 27-50. Elsevier. doi: [https://doi.org/10.1016/S0001-8686\(98\)00074-8](https://doi.org/10.1016/S0001-8686(98)00074-8)

Kujala, J., Horo, K., Koistinen, T. & Niskanen, T. 1980. Stock Pumping. Ahlström Karhula Pump Factory.

Li, G., Ding, X., Wu, Y., Wang, S., Li, D., Yu, W., Wang, X., Zhu, Y. & Guo, Y. 2022. Liquid-vapor two-phase flow in centrifugal pump: Cavitation, mass transfer, and impeller structure optimization. *Vacuum*. Vol 201. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2022.111102>

Lindsay, J.D. & Gullichsen, J. 1995. Pulp Pumping and Hydraulics. IPST Technical Paper Series Number 562.

- Mansour, M., Koppaarthi, S., Thévenin, D. Investigations on the effect of rotational speed on the transport of air-water two-phase flows by centrifugal pumps. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 94 (2022) 108939. Elsevier.
- Mohamed, N., Chong, P.L., Faraji, F., Moey, L.K., Ibrahim, A.A, Yazdi, M.H., Merdji, A. 2022. Stress analysis of various designs of centrifugal pump impellers using finite element method. *Journal of Engineering and Technological Advances (JETA)* 2022 Vol. 7 No. 1.
- Murakami, M. & Minemura, K. 1974a. Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (1st Report, Performance and Flow Conditions). *Bulletin of the JSME*, Vol.17, No. 110, August, 1974.
- Murakami, M. & Minemura, K. 1974b. Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump (2nd Report, Effects of number of blades). *Bulletin of the JSME*, Vol.17, No. 112, October, 1974.
- Ofuchi, E.M., Silva, H.L.V., Bertoldi, D., Mancilla, E., Stel, H., Morales, R.E.M. 2022. Study of the bubble motion in a centrifugal rotor based on visualization in a rotating frame of reference. *Chemical Engineering Science* 259. Elsevier.
- Pak, E.T. & Lee, J.C. 1998. Performance and pressure distribution changes in a centrifugal pump under two-phase flow. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*; 1998; 212, 3; Technology Collection pg. 165.
- Schäfer, T., Neumann, M., Bieberle, A., Hampel, U. 2015. Application of gamma-ray computed tomography for the analysis of gas holdup distributions in centrifugal pumps. *Flow Measurement and Instrumentation* 46 (2015) 262–267. Elsevier.
- Schäfer, T., Neumann, M., Bieberle, A., Hampel, U. 2017. Experimental investigations on a common centrifugal pump operating under gas entrainment conditions. *Nuclear Engineering and Design* 316 (2017) 1–8. Elsevier.
- SFS-EN ISO 4119:1995. 1996. *Pulps - Determination of stock concentration*. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 5 s.
- Stoor, T. 2006. *Air in pulp and papermaking process*. Oulun yliopisto.
- Sulzer. 2022a. SNS2-125 Machining drawing – Impeller.
- Sulzer. 2022b. SNS4-100 Machining drawing – Impeller.

Sulzer Pumps. 2010. Centrifugal Pump Handbook. Third Edition. 978-0-75-068612-9

Tiitinen, K. 2023. Sulzer, CFD-kuva.

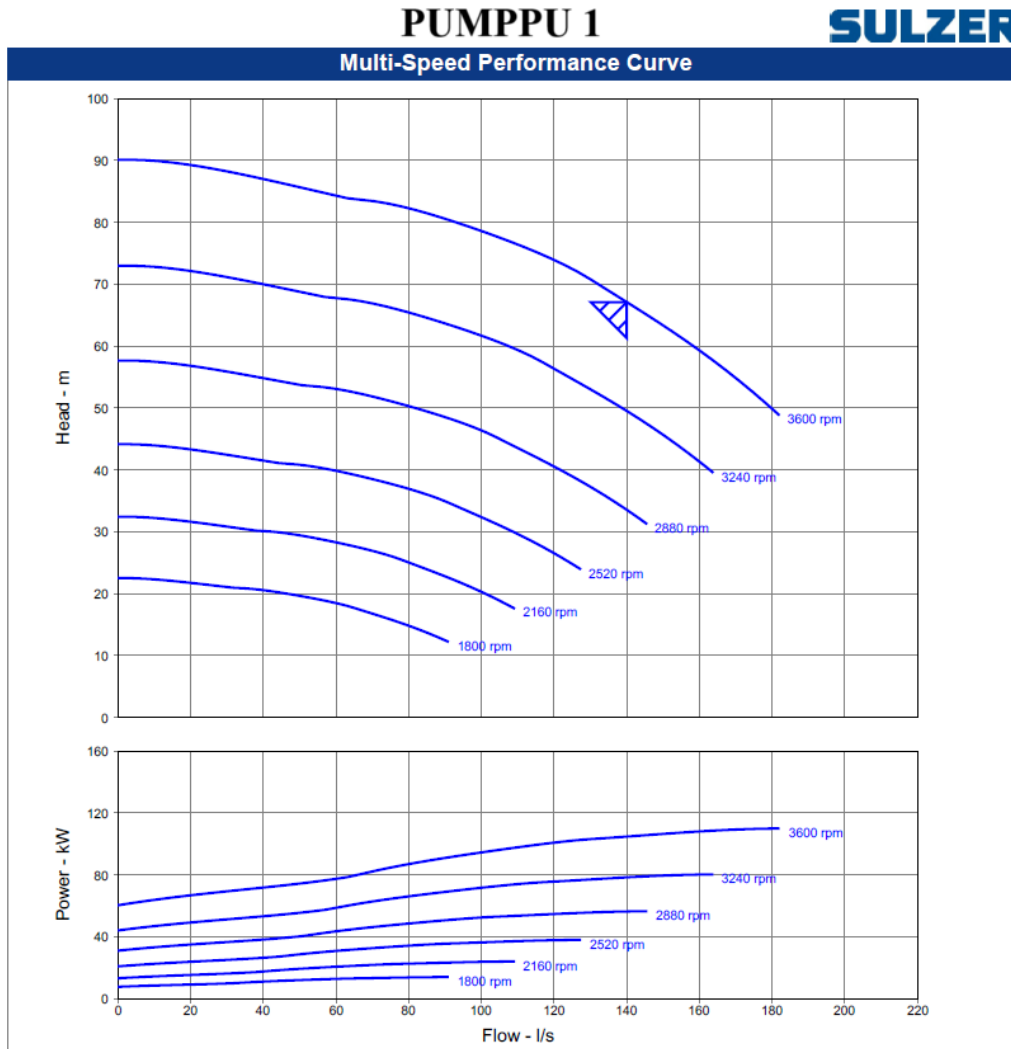
Turpin, J.L., Lea, J.F., Bearden, J.L. 1986. Gas-Liquid flow through centrifugal pumps – correlation of data.

Wilson, K.C., Addie, G.R., Sellgren, A., Clift, R. 2006. Slurry transport using centrifugal pumps. Third Edition. ISBN-10: 0-387-23263-X. Springer.

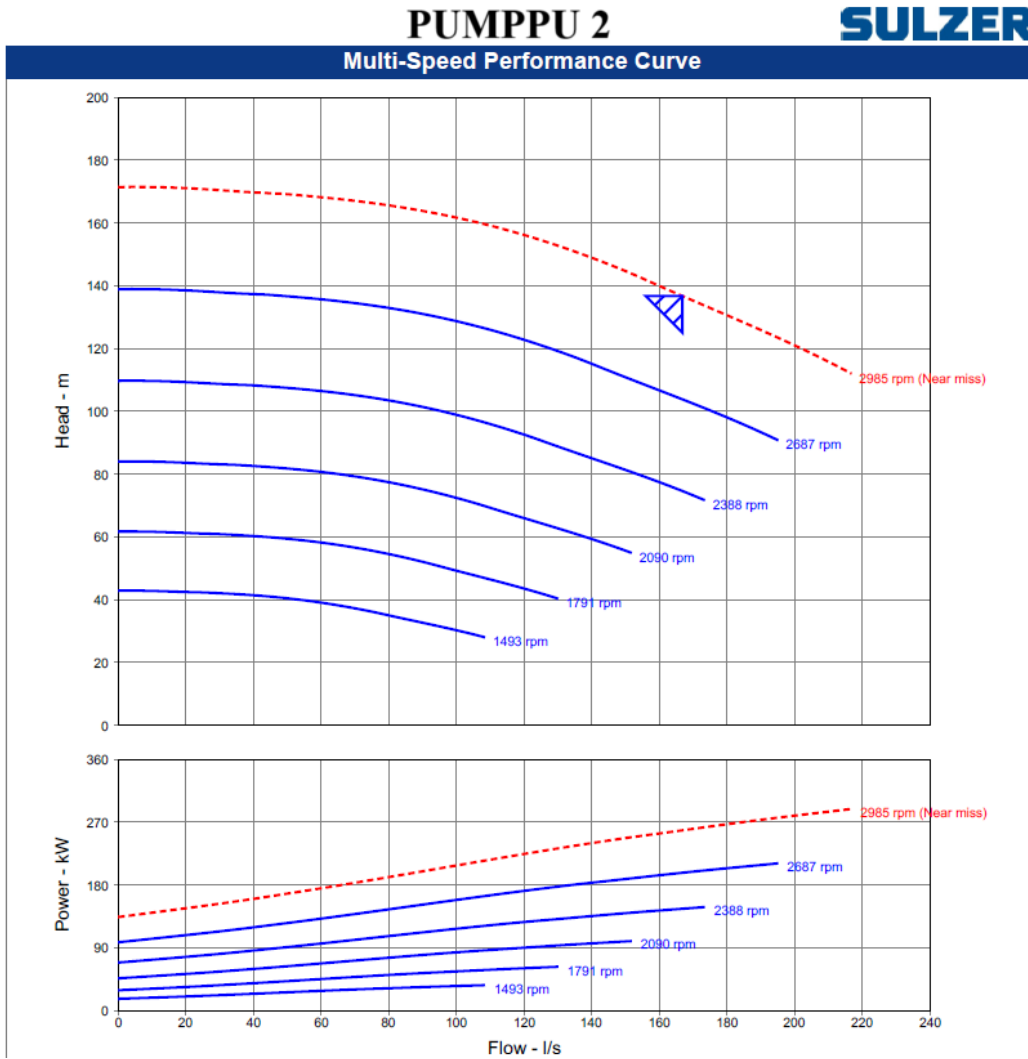
Zhang, J., Cai, S., Zhu, H. & Zhang, Y. 2015. Experimental investigation of the flow at the entrance of a rotodynamic multiphase pump by visualization. *Journal of Petroleum Science and Engineering* 126 (2015) 254-261. Elsevier.

Zhang, J., Cai, S., Li, Y., Zhu, H. & Zhang, Y. 2016. Visualization study of gas-liquid two-phase flow patterns inside a three-stage rotodynamic multiphase pump. *Experimental Thermal and Fluid Science* 70 (2016) 125-138. Elsevier.

Liite 1. Pumppu 1 tuottokäyrä ja tehokäyrä.

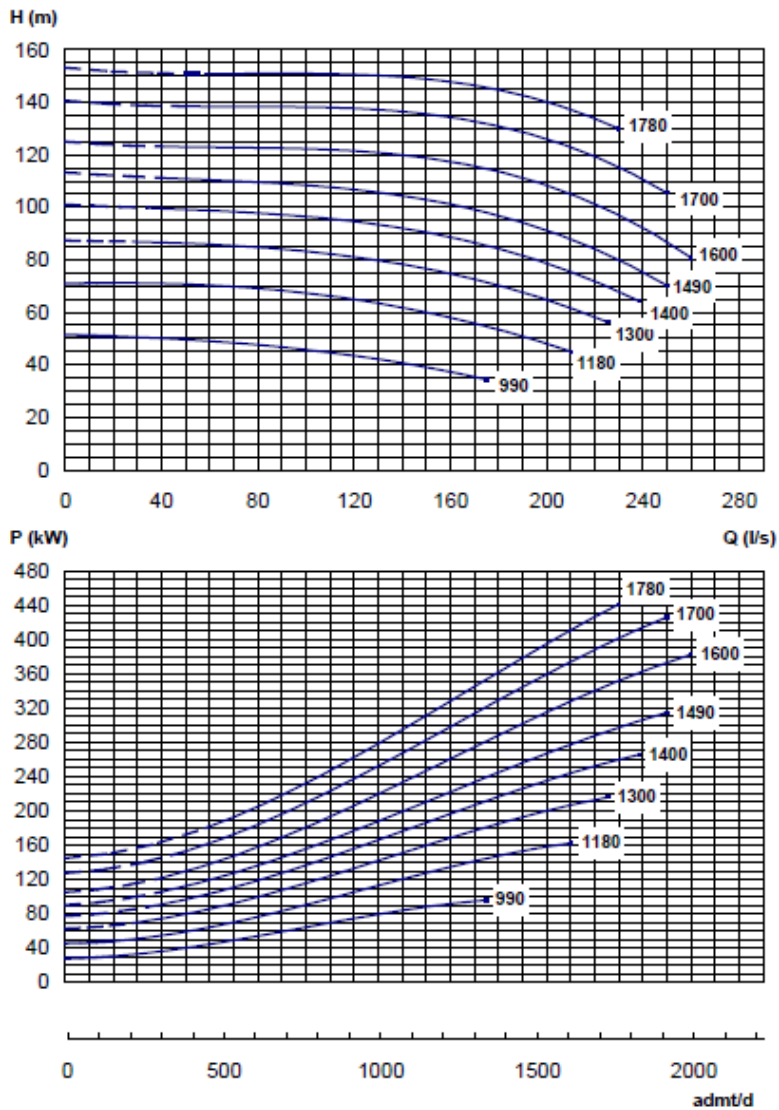


Liite 2. Pumppu 2 tuottokäyrä ja tehokäyrä.



Liite 3. Syöttöpumpun tuottokäyrä ja tehokäyrä.

SYÖTTÖPUMPPU



Liite 4. Pumppu 1 virhetarkastelu.

Dimensioton esitys pumppu 1			Mittattu:					
Alkuperäinen:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_0 [-]	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_1 [-]	Q	Poikkeama [-]	Poikkeama [%]	Poikkeama keskiarvo [%]
	30	1,0000	27,7713	0,9554	35	0,0844	8,44	8,11
	40	0,9861	29,8429	0,9716	36	0,0811	8,11	
	50	0,9700	42,7342	0,9871	37	0,0779	7,79	
	60	0,9562	46,1354	0,9979	38	0,0750	7,50	
	70	0,9447	51,7611	1,0000	39	0,0723	7,23	
	80	0,9262	59,4896	0,9973	40	0,0698	6,98	
	90	0,9078	63,1695	0,9936	41	0,0675	6,75	
	100	0,8824	64,3286	0,9918	42	0,0655	6,55	
	110	0,8571	75,4656	0,9747	43	0,0636	6,36	
			80,0714	0,9489	44	0,0619	6,19	
			84,9551	0,9422	45	0,0604	6,04	
			92,0905	0,9440	46	0,0591	5,91	
			95,6676	0,9365	47	0,0579	5,79	
			98,5591	0,9110	48	0,0569	5,69	
			108,9326	0,8846	49	0,0561	5,61	
			108,9889	0,8714	50	0,0554	5,54	
					51	0,0548	5,48	
					52	0,0543	5,43	
					53	0,0540	5,40	
					54	0,0539	5,39	
					55	0,0538	5,38	
					56	0,0538	5,38	
					57	0,0540	5,40	
					58	0,0542	5,42	
					59	0,0546	5,46	
					60	0,0550	5,50	
					61	0,0556	5,56	
					62	0,0562	5,62	
					63	0,0569	5,69	
					64	0,0577	5,77	
					65	0,0586	5,86	
					66	0,0595	5,95	
					67	0,0605	6,05	
					68	0,0616	6,16	
					69	0,0628	6,28	
					70	0,0640	6,40	
					71	0,0652	6,52	
					72	0,0666	6,66	
					73	0,0680	6,80	
					74	0,0695	6,95	
					75	0,0710	7,10	
					76	0,0726	7,26	
					77	0,0742	7,42	
					78	0,0760	7,60	
					79	0,0777	7,77	
					80	0,0796	7,96	
					81	0,0815	8,15	
					82	0,0835	8,35	
					83	0,0855	8,55	
					84	0,0876	8,76	
					85	0,0898	8,98	
					86	0,0921	9,21	
					87	0,0945	9,45	
					88	0,0969	9,69	
					89	0,0994	9,94	
					90	0,1020	10,20	
					91	0,1048	10,48	
					92	0,1076	10,76	
					93	0,1105	11,05	
					94	0,1136	11,36	
					95	0,1167	11,67	
					96	0,1200	12,00	
					97	0,1235	12,35	
					98	0,1270	12,70	
					99	0,1308	13,08	
					100	0,1347	13,47	
					101	0,1387	13,87	
					102	0,1430	14,30	
					103	0,1474	14,74	
					104	0,1521	15,21	
					105	0,1570	15,70	

Alkuperäinen:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_0 [-]
	30	1,0000
	40	0,9861
	50	0,9700
	60	0,9562
	70	0,9447
	80	0,9262
	90	0,9078
	100	0,8824
	110	0,8571

Valmistajan tuottokäyrästä Excelillä luotu 4. asteen trendiviiva:
 $H = 1E-07x^4 - 5E-05x^3 + 0,0056x^2 - 0,3634x + 89,034$

Trendiviivasta muodostetut nostokorkeudet virtaamalla 35-105 l/s alla:

Mittattu:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_1 [-]
	27,7713	0,9554
	29,8429	0,9716
	42,7342	0,9871
	46,1354	0,9979
	51,7611	1,0000
	59,4896	0,9973
	63,1695	0,9936
	64,3286	0,9918
	75,4656	0,9747
	80,0714	0,9489
	84,9551	0,9422
	92,0905	0,9440
	95,6676	0,9365
	98,5591	0,9110
	108,9326	0,8846
	108,9889	0,8714

Alkuperäinen H_0 valmistajan taulukosta, Mitatut Q ja H_1 koeajojen vesi-tuottokäyristä.

Koeajoissa mitatuista tuottokäyristä Excelillä luotu 4. asteen trendiviiva:
 $H = -7E-07x^4 + 0,0002x^3 - 0,0255x^2 + 1,3293x + 51,513$

Virhetarkastelu toteutettu vertaamalla Excelin trendikäyriä luotuja dimensiottomia nostokorkeuksia:
 Poikkeama = (Nostokorkeus H_0 - Nostokorkeus H_1) / Nostokorkeus H_0

Trendiviivasta muodostetut nostokorkeudet virtaamalla 35-105 l/s ja nostokorkeuksien poikkeamien tarkastelu alla:

Q	Poikkeama [-]	Poikkeama [%]	Poikkeama keskiarvo [%]
35	0,0844	8,44	8,11
36	0,0811	8,11	
37	0,0779	7,79	
38	0,0750	7,50	
39	0,0723	7,23	
40	0,0698	6,98	
41	0,0675	6,75	
42	0,0655	6,55	
43	0,0636	6,36	
44	0,0619	6,19	
45	0,0604	6,04	
46	0,0591	5,91	
47	0,0579	5,79	
48	0,0569	5,69	
49	0,0561	5,61	
50	0,0554	5,54	
51	0,0548	5,48	
52	0,0543	5,43	
53	0,0540	5,40	
54	0,0539	5,39	
55	0,0538	5,38	
56	0,0538	5,38	
57	0,0540	5,40	
58	0,0542	5,42	
59	0,0546	5,46	
60	0,0550	5,50	
61	0,0556	5,56	
62	0,0562	5,62	
63	0,0569	5,69	
64	0,0577	5,77	
65	0,0586	5,86	
66	0,0595	5,95	
67	0,0605	6,05	
68	0,0616	6,16	
69	0,0628	6,28	
70	0,0640	6,40	
71	0,0652	6,52	
72	0,0666	6,66	
73	0,0680	6,80	
74	0,0695	6,95	
75	0,0710	7,10	
76	0,0726	7,26	
77	0,0742	7,42	
78	0,0760	7,60	
79	0,0777	7,77	
80	0,0796	7,96	
81	0,0815	8,15	
82	0,0835	8,35	
83	0,0855	8,55	
84	0,0876	8,76	
85	0,0898	8,98	
86	0,0921	9,21	
87	0,0945	9,45	
88	0,0969	9,69	
89	0,0994	9,94	
90	0,1020	10,20	
91	0,1048	10,48	
92	0,1076	10,76	
93	0,1105	11,05	
94	0,1136	11,36	
95	0,1167	11,67	
96	0,1200	12,00	
97	0,1235	12,35	
98	0,1270	12,70	
99	0,1308	13,08	
100	0,1347	13,47	
101	0,1387	13,87	
102	0,1430	14,30	
103	0,1474	14,74	
104	0,1521	15,21	
105	0,1570	15,70	

Liite 5. Pumppu 2 virhetarkastelu.

Dimensioton esitys pumppu 2			Mittattu:					
Alkuperäinen:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_0 [-]	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_1 [-]	Alkuperäinen H_0 valmistajan taulukosta, Mitatut Q ja H_1 koeajojen vesi-tuottokäyristä.			
	30	1,0000	33,16190319	0,9831				
	40	0,9929	34,18145717	0,9891				
	50	0,9838	48,45236913	0,9982				
	60	0,9712	50,9330687	1,0000				
	70	0,9533	63,60133348	0,9883				
	80	0,9317	67,57919126	0,9765				
	90	0,9030	80,61747187	0,9507				
	100	0,8724	85,7294806	0,9243				
	110	0,8346	96,1076075	0,8944				
			102,8814811	0,8607				
			112,9055335	0,8309				
			120,52696	0,7908				

Alkuperäinen:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_0 [-]	Mittattu:	Virtaama Q [l/s]	Nostokorkeus H_1 [-]	Q	Poikkeama [-]	Poikkeama [%]	Poikkeama keskiarvo [%]
	35	0,9762		35	0,9268	35	0,0506	5,06	
	36	0,9754		36	0,9284	36	0,0482	4,82	
	37	0,9745		37	0,9298	37	0,0459	4,59	1,75
	38	0,9735		38	0,9310	38	0,0437	4,37	
	39	0,9726		39	0,9321	39	0,0416	4,16	
	40	0,9716		40	0,9331	40	0,0396	3,96	
	41	0,9705		41	0,9339	41	0,0377	3,77	
	42	0,9694		42	0,9346	42	0,0360	3,60	
	43	0,9683		43	0,9351	43	0,0343	3,43	
	44	0,9671		44	0,9355	44	0,0327	3,27	
	45	0,9659		45	0,9357	45	0,0313	3,13	
	46	0,9647		46	0,9358	46	0,0299	2,99	
	47	0,9634		47	0,9358	47	0,0286	2,86	
	48	0,9620		48	0,9357	48	0,0274	2,74	
	49	0,9606		49	0,9354	49	0,0262	2,62	
	50	0,9591		50	0,9350	50	0,0251	2,51	
	51	0,9576		51	0,9345	51	0,0241	2,41	
	52	0,9560		52	0,9339	52	0,0232	2,32	
	53	0,9544		53	0,9331	53	0,0223	2,23	
	54	0,9527		54	0,9322	54	0,0215	2,15	
	55	0,9510		55	0,9312	55	0,0208	2,08	
	56	0,9492		56	0,9301	56	0,0201	2,01	
	57	0,9473		57	0,9289	57	0,0195	1,95	
	58	0,9454		58	0,9276	58	0,0189	1,89	
	59	0,9434		59	0,9261	59	0,0183	1,83	
	60	0,9413		60	0,9246	60	0,0178	1,78	
	61	0,9392		61	0,9229	61	0,0174	1,74	
	62	0,9370		62	0,9212	62	0,0169	1,69	
	63	0,9348		63	0,9193	63	0,0166	1,66	
	64	0,9324		64	0,9173	64	0,0162	1,62	
	65	0,9300		65	0,9153	65	0,0159	1,59	
	66	0,9276		66	0,9131	66	0,0156	1,56	
	67	0,9250		67	0,9109	67	0,0153	1,53	
	68	0,9224		68	0,9085	68	0,0150	1,50	
	69	0,9197		69	0,9061	69	0,0148	1,48	
	70	0,9169		70	0,9036	70	0,0146	1,46	
	71	0,9141		71	0,9010	71	0,0144	1,44	
	72	0,9112		72	0,8983	72	0,0141	1,41	
	73	0,9082		73	0,8955	73	0,0140	1,40	
	74	0,9051		74	0,8926	74	0,0138	1,38	
	75	0,9019		75	0,8897	75	0,0136	1,36	
	76	0,8987		76	0,8867	76	0,0134	1,34	
	77	0,8954		77	0,8836	77	0,0132	1,32	
	78	0,8920		78	0,8804	78	0,0130	1,30	
	79	0,8885		79	0,8771	79	0,0128	1,28	
	80	0,8849		80	0,8738	80	0,0126	1,26	
	81	0,8813		81	0,8704	81	0,0124	1,24	
	82	0,8776		82	0,8669	82	0,0121	1,21	
	83	0,8738		83	0,8634	83	0,0119	1,19	
	84	0,8699		84	0,8598	84	0,0116	1,16	
	85	0,8659		85	0,8561	85	0,0113	1,13	
	86	0,8618		86	0,8524	86	0,0110	1,10	
	87	0,8576		87	0,8485	87	0,0106	1,06	
	88	0,8534		88	0,8447	88	0,0102	1,02	
	89	0,8491		89	0,8407	89	0,0098	0,98	
	90	0,8447		90	0,8367	90	0,0094	0,94	
	91	0,8401		91	0,8327	91	0,0089	0,89	
	92	0,8356		92	0,8286	92	0,0083	0,83	
	93	0,8309		93	0,8244	93	0,0078	0,78	
	94	0,8261		94	0,8202	94	0,0072	0,72	
	95	0,8213		95	0,8159	95	0,0065	0,65	
	96	0,8163		96	0,8116	96	0,0058	0,58	
	97	0,8113		97	0,8072	97	0,0050	0,50	
	98	0,8062		98	0,8028	98	0,0042	0,42	
	99	0,8009		99	0,7983	99	0,0033	0,33	
	100	0,7956		100	0,7938	100	0,0023	0,23	
	101	0,7903		101	0,7892	101	0,0013	0,13	
	102	0,7848		102	0,7846	102	0,0002	0,02	
	103	0,7792		103	0,7799	103	-0,0009	-0,09	
	104	0,7736		104	0,7752	104	-0,0022	-0,22	
	105	0,7678		105	0,7705	105	-0,0035	-0,35	

Valmistajan tuottokäyrästä Excelillä luotu 4.asteen trendiviiva:		
$H = 1E-07x^4 - 4E-05x^3 + 0,0022x^2 - 0,0973x + 85,813$		
Trendiivasta muodostetut nostokorkeudet virtaamalla 35-105 l/s alla:		

Koeajoissa mitatuista tuottokäyristä Excelillä luotu 4.asteen trendiviiva:		
$H = -6E-08x^4 + 4E-05x^3 - 0,0104x^2 + 0,7308x + 64,845$		
Virhetarkastelu toteutettu vertaamalla Excelin trendikäyriä luotuja dimensiottomia nostokorkeuksia: Poikkeama = (Nostokorkeus H_0 - Nostokorkeus H_1) / Nostokorkeus H_0		
Trendiivasta muodostetut nostokorkeudet virtaamalla 35-105 l/s ja nostokorkeuksien poikkeamien tarkastelu alla:		