



VAASAN AMMATTIKORKEAKOULU
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Teemu Nykänen

JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMIEN SELVITYSTYÖ

Yaskawa Environmental Energy / The Switch

Tekniikka
2022

TIIVISTELMÄ

Tekijä	Teemu Nykänen
Opinnäytetyön nimi	Jäähdytysjärjestelmien selvitystyö
Vuosi	2022
Kieli	suomi
Sivumäärä	57
Ohjaaja	Olli Tuovinen

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on selvittää tuotantotestauksessa käytettävien vesiasemien suorituskyky eri järjestelmiin nähden. Työn alussa esitetään pumppaustekniikan kytkentä- ja säätömahdollisuuksia sekä virtausvastuksien syntyä putkistoissa laskennallisesti kaavojen avulla. Työssä esitetään käytettävät järjestelmät sekä niiden pääkomponentit ja tulevat käyttösuunnitelmat.

Työ alkoi olemassa olevien järjestelmien kartoituksella ja vertailemalla näiden komponentteja ja suorituskykyä keskenään. Tulosten perusteella moni käytössä oleva vesiasema on aikoinaan ylimitoitettu mahdollisen testauskapasiteetin nousun vuoksi.

Tutkimustuloksena saatiin selvitettyä mahdolliset pullonkaulat, joita uudet testausolosuhteet tuovat mukanaan. Tuloksien perusteella suurempia komponentti-uusintoja ei tarvita, vaan nykyisillä järjestelmillä tullaan toimeen myös tulevaisuuden testauksien osalta. Pumput ja putkistot ovat kuitenkin jo useita vuosia vanhoja, joten järjestelmien kemiallista pesua ja pumppujen huoltotoimenpiteitä tulisi harkita ja suorittaa säännöllisin väliajoin.

Avainsanat pumppaustekniikka, virtaustekniikka, suljettu kierto, toimintapiste

ABSTRACT

Author	Teemu Nykänen
Title	Investigation of Cooling Systems
Year	2022
Language	Finnish
Pages	57
Name of Supervisor	Olli Tuovinen

This thesis focuses on the performance aspect of the cooling systems used in testing of electrical machines. The theoretical part of this thesis consists of different ways of how pumping can be executed and basic principles about fluid dynamics. All the main components of the current cooling systems are presented as well as testing needs in the future.

Cooling systems were studied as for their components and performance. Results shows that many of the existing cooling systems are oversized because the testing capacity might increase in the future.

The research results gave information of bottlenecks which may occur when the new testing environment is implemented. No major component updates that are required to carry out the future testing needs. The pumps and piping used in testing are many years old so therefore chemical cleaning for pipes and basic maintenance for pumps is advised.

Keywords Pumping, fluid dynamics, closed system, and operating point

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

KUVA- JA TAULUKKOLUETTELO.....	6
1 JOHDANTO.....	8
2 PUMPPAUSTEKNIikka	9
2.1 Pumpputyypit.....	9
2.2 Pumppujen kytkentä.....	10
2.2.1 Pumppujen rinnankytkentä	10
2.2.2 Pumppujen sarjaankytkentä	10
2.3 Pumppujen säätötavat.....	11
2.3.1 Kuristussäätö.....	11
2.3.2 On-/off -säätö.....	12
2.3.3 Pyörimisnopeuden säätö	12
2.4 Pumppujen ominaiskäyrät	13
2.5 Pumppujen toiminta-alueet.....	14
2.5.1 Affiniteettisäännöt	15
2.6 Putkiston virtausvastukset.....	17
2.6.1 Virtausnopeus	17
2.6.2 Kitkahäviöt	17
2.6.3 Paikallisvastushäviöt	18
2.6.4 Reynoldsin luku	19
2.6.5 Kitkakerroin	19
2.6.6 Putkiston painehäviö.....	22
2.6.7 Staattinen ja dynaaminen nostokorkeus	23
2.6.8 Vakiokerroin k	24
3 VESIASEMAN PÄÄKOMponentit	25
3.1 Oikosulkumoottori	25
3.2 Keskipakopumppu.....	26

3.3	Taajuusmuuttaja	27
3.4	Levylämmönsiirrin.....	28
3.5	Kalvopaisunta-astia.....	29
4	TUOTANTOTESTAUKSEN VESIASEMAT.....	30
4.1	Täystechotestauksen vesiasemat	33
4.2	Ylimääräiset vesiasemat	36
5	VESIASEMIEN KÄYTTÖ TULEVAISUUDESSA	40
5.1	Konvertterikaappien jäähdytys.....	40
5.1.1	Toimintapisteen määrittäminen	43
5.2	Akseligeneraattoreiden jäähdytys	48
5.2.1	Toimintapisteen määrittäminen	50
6	POHDINTA.....	57
	LÄHTEET	58

KUVA- JA TAULUKKOLUETTELO

Kuva 1. Eri pumpputyyppeiden toiminta-alueet tilavuusvirran ja nostokorkeuden suhteen.	9
Kuva 2. Rinnankytkennän vaikutus tilavuusvirtaan ja nostokorkeuteen.	10
Kuva 3. Sarjankytkennän vaikutus tilavuusvirtaan ja nostokorkeuteen.....	11
Kuva 4. Pumppujen ominaiskäyrien malli.....	14
Kuva 5. Pumpun toimintapiste havainnoillistettu.	15
Kuva 6. Hyötysuhdekäyrät eri pyörimisnopeuksilla.	16
Kuva 7. Moodyn käyrästä.	22
Kuva 8. Periaatteelliset putkiston systeemikäyrät. H1 (Q) kuvaa suljettua kiertoa ja H2 (Q) pumppausta alasäiliötä yläsäiliöön.	24
Kuva 9. Oikosulkukoneen poikkileikkauskuva.	25
Kuva 10. Poikkileikkauskuva monijaksoisesta keskipakopumpusta.	26
Kuva 11. Tavanomaisen kuusipulssisen taajuusmuuttajan rakenne.	27
Kuva 12. Virtausten jakautuminen levylämmönsiirtimessä.	28
Kuva 13. Kalvopaisunta-astia ja sen läpileikkauskuva.	29
Kuva 14. Vesiasema, jossa mukana lämmitin.	31
Kuva 15. Vesiaseman PI-kaavio ulkoisella lämmönvaihtimella.	32
Kuva 16. Täystehotestin sähkökoneiden jäähdytyspiirit.	34
Kuva 17. Täystehotestialueen konvertterikaappien vesiasemat 4013 ja 4014.	35
Kuva 18. Vesiasemat 4025 (vasemmalla) ja 4022 (oikealla).	37
Kuva 19. Vesiasema 4019.	39
Kuva 20. Vesiaseman 4025 putkien uudet reitit ja suodatus.	42
Kuva 21. Kolmen konvertterikaapin jäähdytyksen mallinnus FluidFlow-ohjelmalla.	42
Kuva 22. Pumpun CRN 45-3 Q/H -käyrä.	43
Kuva 23. Pumpun toimintapiste konvertterikaappien jäähdytyspiirissä.	48
Kuva 24. Akseligeneraattoreiden jäähdytyspiirin mallinnus FluidFlow-ohjelmalla.	49

Kuva 25. Pumpun CRI 20-3 Q/H -käyrä.....	50
Kuva 26. Pumpun toimintapiste akseligenaattorin jäähdytyspiirissä	53
Kuva 27. Pumpun toimintapiste toisen akseligenaattorin jäähdytyspiirissä. ...	56
Taulukko 1. Täystehotestauksen vesiasemien komponentit listattuna.....	33
Taulukko 2. Siemens 160M -moottorin tyyppikilven tietoja, vesiasema 4011 (kuvassa oikealla puolella).	33
Taulukko 3. MG160MD2-H3 -moottorin tyyppikilven tietoja, vesiasema 4012 (kuvassa vasemmalla puolella).	33
Taulukko 4. TP 80-400/2 A-F-A-BAQE -pumppu.....	34
Taulukko 5. Moottorin MG132SC2-H3 tyyppikilven tietoja.	35
Taulukko 6. CRN45-2-2 A-F-G-E HQQE pumpun nimellistietoja.....	35
Taulukko 7. Ylimääräisten vesiasemien komponentit.....	36
Taulukko 8. MG160MB2 -moottorin tyyppikilven tietoja.....	37
Taulukko 9. MG160MC2 -moottorin tyyppikilven tietoja.	37
Taulukko 10. CRN45-3 A-F-G-V HQQV -pumpun nimellistietoja.	37
Taulukko 11. MG112MC2-H3 -moottorin tyyppikilven tietoja.	38
Taulukko 12. CRI 20-3 A-FGJ-A-E-HQQE -pumpun nimellistietoja.	38
Taulukko 13. Konvertterikaappien putkiston paikallisvastukset.....	44
Taulukko 14. Putkiston pituudet ja karheudet.....	44
Taulukko 15. 80 mm ja 50 mm putkiston nostokorkeudet tilavuusvirran muuttuessa.	47
Taulukko 16. Akseligenaattoreiden putkiston paikallisvastukset.....	50
Taulukko 17. Putkiston osuuksien pituudet ja arvioidut karheudet	51
Taulukko 18. 50 mm putkiston nostokorkeudet tilavuusvirran muuttuessa.....	52
Taulukko 19. Nostokorkeuksien arvot tilavuusvirran muuttuessa.....	56

1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö on tehty Yaskawa Environmental Energy / The Switchille ja tavoitteena on tehdä selvitys testauksessa olevien jäähdytysjärjestelmien suorituskyvyistä, luoda konseptit tuleville käytöille sekä määrittää mahdolliset pullonkaulat, joita voi ilmetä järjestelmissä.

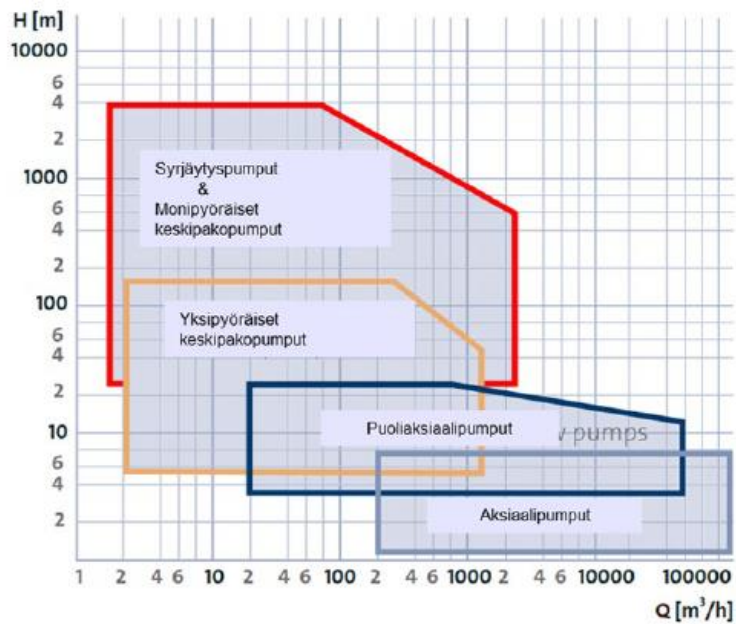
Jäähdytysjärjestelmiä käytetään Vaasan tehtaalla testattavan sähkökoneen ja konverterrikaappien jäähdyttämiseen testien aikana. Etenkin sähkökoneiden testauksessa on tärkeää pystyä pitämään virtausmäärä ja sisään menevän jäähdytysnesteen lämpötila vakaana testien ajan. Mitoittaminen tehdään lähtötietojen perusteella vaativimman käytön mukaan.

Teoriaosuus sisältää pumppaustekniikkaan liittyviä käsitteitä ja laskentakaavoja, joiden avulla voidaan ratkaista järjestelmässä syntyvä painehäviö tietyllä tilavuusvirralla ja valita tulosten perusteella sopiva pumppu. Työssä esitetään myös jäähdytysjärjestelmien pääkomponentteja, joilla on keskeinen rooli suorituskyvyn kannalta. Lopulliset päätelmät ja tulokset ovat kuitenkin arvioita, jotka on saatu lähtötietojen ja käytössä olevien systeemien tietojen perusteella.

2 PUMPPAUSTEKNIikka

2.1 Pumpputyypit

Teollisuudessa käytettäviä pumpputyyppejä on laaja valikoima ja jokaiselle järjestelmälle löytyy ideaalein pumpputoteutus riippuen pumpattavan nesteen ominaisuuksista, nostokorkeudesta ja tilavuusvirrasta (**Kuva 1.**). Perustyyppit voidaan jaotella keskipakopumppeihin ja syrjäytyspumppuihin. Nämä perustyyppit voidaan mukaisesti vastaavasti jaotella omiin alakategorioihin, joita ovat keskipakopumpuilla mm. sekoitusvirtaus- ja aksiaalityyppiset pumput ja syrjäytyspumpuilla kierätys-, edestakaisin liikkuvat- ja avoimet pumput.¹

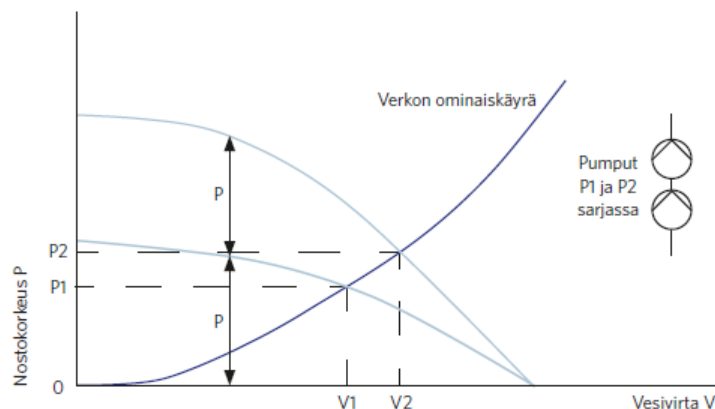


Kuva 1. Eri pumpputyyppeiden toiminta-alueet tilavuusvirran ja nostokorkeuden suhteen.²

¹ Motiva, 2011, Energiatohokkaat pumput

² Motiva, 2020, Pumppujen hankintaopas

kytketyillä pumpuilla saavutetaan suurempi nostokorkeus ja tilavuusvirta säilyy samana, joten tarvittava nostokorkeus jaetaan useammalle pumpulle.⁶



Kuva 3. Sarjaankytkennän vaikutus tilavuusvirtaan ja nostokorkeuteen.⁷

2.3 Pumppujen säätötavat

Pumppujen yleisimmin käytetyt säätötavat ovat kuristussäätö, On-/off -säätö ja pyörimisnopeussäätö. Pyörimisnopeussäätöä suositetaan eniten sen energiatehokkuudesta, koska pumpun toiminta-arvoja voidaan muuttaa ilman merkittäviä muutoksia häviöissä.⁸

2.3.1 Kuristussäätö

Kuristussäätö perustuu virtauksen rajoittamiseen venttiilillä, jolloin painehäviö kasvaa tilavuusvirran pienentyessä suuremman nostokorkeuden vuoksi. Kuristussäädössä systeemikäyrä muuttuu, mutta pumppukäyrä pysyy samana, sillä pyörimisnopeudessa ei tapahdu muutoksia. Kuristussäätö ei ole energiatehokas ratkaisu säädön kannalta, koska painehäviöiden kasvattamisen myötä kasvavat myös

⁶ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

⁷ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

⁸ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

pumppauksen häviöt. Kuristussäätö sopii hyvin tilanteisiin, joissa staattinen nostokorkeus on suuri ja pumppu toimii vain hetken aikaa maksimia alemmalla virtauksilla.⁹

2.3.2 On-/off -säätö

On-/off -säätö soveltuu sellaisiin järjestelmiin, joissa pumpulta ei vaadita portaatonta säätömahdollisuutta. Tällainen säätö voi olla käytössä, kun halutaan pitää esimerkiksi pinta tai paine säiliössä tiettyjen rajojen sisällä, eli pintakytkin ohjaa pumpun käyntitilaa. On-/off -säädetty järjestelmä voi sisältää myös muita säätötapoja samanaikaisesti, kuten rinnan- tai sarjaankytkettyjä pumppuja.¹⁰

2.3.3 Pyörimisnopeuden säätö

Pyörimisnopeuden säädössä periaatteena on nimensä mukaisesti kierrosluvun säätö, joka tapahtuu yleensä taajuusmuuttajan avulla, mutta voidaan toteuttaa myös hydraulikytkimellä. Taajuusmuuttajalla toteutettu kierrosluvun säätö perustuu pumppua pyörittävän moottorin käyttämän sähkön taajuuden muuttamiseen, mikä vastaavasti vaikuttaa moottorin pyörimisnopeuteen.

Hydraulikytkimellä toteutettu pumppausyksikkö on taajuusmuuttajaan verrattuna monimutkaisempi ja kunnossapitoon liittyvät kustannukset ovat suuremmat. Nestekytkintä ei voida ajaa ylikierroksilla toisin kuin taajuusmuuttajaa.

Sellaisissa prosessiteollisuuden järjestelmissä, joissa vaaditaan suurta toimintavarmuutta, käytetään yhä nestekytkimiä, sillä ne eivät ole yhtä herkkiä kuin taajuusmuuttajat muusta ohjaustekniikasta tuleville häiriöille.¹¹

⁹ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

¹⁰ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

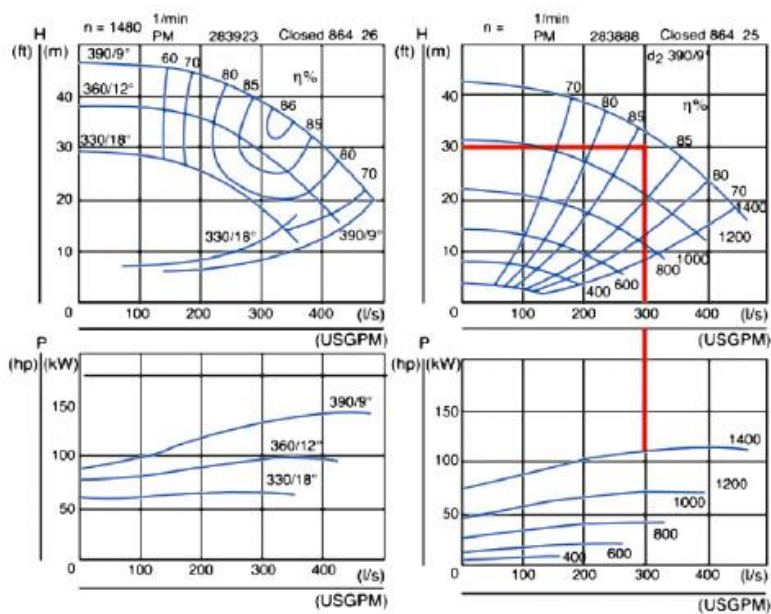
¹¹ Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput

2.4 Pumppujen ominaiskäyrät

Pumppujen mitoituksessa tulee kiinnittää huomiota erityisesti siihen, että ne toimivat prosessin kannalta mahdollisimman hyvällä hyötysuhteella. Pumppua käytettäessä vakiopyörimisnopeudella ovat nostokorkeus, tehontarve, hyötysuhde ja imukorkeus riippuvaisia järjestelmän tuottamasta tilavuusvirrasta. Tilavuusvirran kasvaessa keskipakopumpun nostokorkeus pienenee, kun kyseessä on vaki-nopeudella toimiva pumppu.

Toimintapiste määrittää ne pumpun toiminta-arvot, joilla tehokkuus on maksimisaan. Kuvan 4 mukaisesti voidaan pumpun ominaiskäyristä selvittää hyötysuhde, kun tiedetään vaaka-akselilla tilavuusvirtaus Q (l/s) ja pystyakselilla nostokorkeus H (m), joilla pumppua tullaan käyttämään. Tavallisesti ominaiskäyrät annetaan jollakin tietyllä oikosulkumoottorin tyypillisellä 50 Hz verkkotaajuudella, esimerkiksi 3000 rpm, 1500 rpm tai 1000 rpm.¹²

¹² Jokinen K., 2020, Tehoelektroniikka -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu



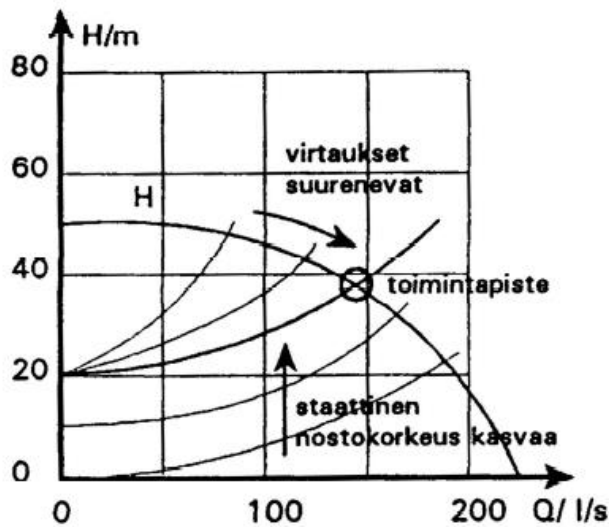
Kuva 4. Pumppujen ominaiskäyrien malli.¹³

2.5 Pumppujen toiminta-alueet

Pumpun toimintapiste määräytyy pumpun ominaiskäyrän ja putkiston systeemi-käyrän mukaan, eli toimintapiste on näiden leikkauspiste. Pumppauksessa tapahtuu paineenlisäystä, joka ilmoitetaan nostokorkeutena $H(m)$, vaikka kyseessä on paine-ero, yksikköä metri käytetään viittaamaan nestepatsaiden välistä korkeuseroa. Nostokorkeus ja tilavuusvirta määräytyvät $H=f(Q)$ kuvan 5 mukaan, eli nostokorkeuden kasvaessa, tilavuusvirta pienenee pumpun ominaiskäyrän määräämällä suhteella ja päinvastoin.¹⁴

¹³ Motiva, 2011, Energiatohokkaat pumput

¹⁴ Verkkonen V., 2020, Sähkökoneet -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu



Kuva 5. Pumpun toimintapiste havainnoillistettu.¹⁵

2.5.1 Affiniteettisäännöt

Affiniteettisäännöt pätevät keskipakopumpuille, kun tiedetään valmistajan ilmoittamat tiedot nimellisvirtaamasta, -nopeudesta ja -tehosta. Annettujen tietojen perusteella voidaan selvittää kyseiselle pumpulle matemaattisesti tilavuusvirtaus uudella pyörimisnopeudella tai siipipyörällä, kun muita muutoksia järjestelmässä ei tehdä. Kaavoissa 1–4 on esitetty laskentamenetelmät uudelle tilavuusvirralle Q_2 , nostokorkeudelle H_2 , pumpun teholle P_2 ja momentille M_2 .¹⁶

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} * Q_1 \quad (1)$$

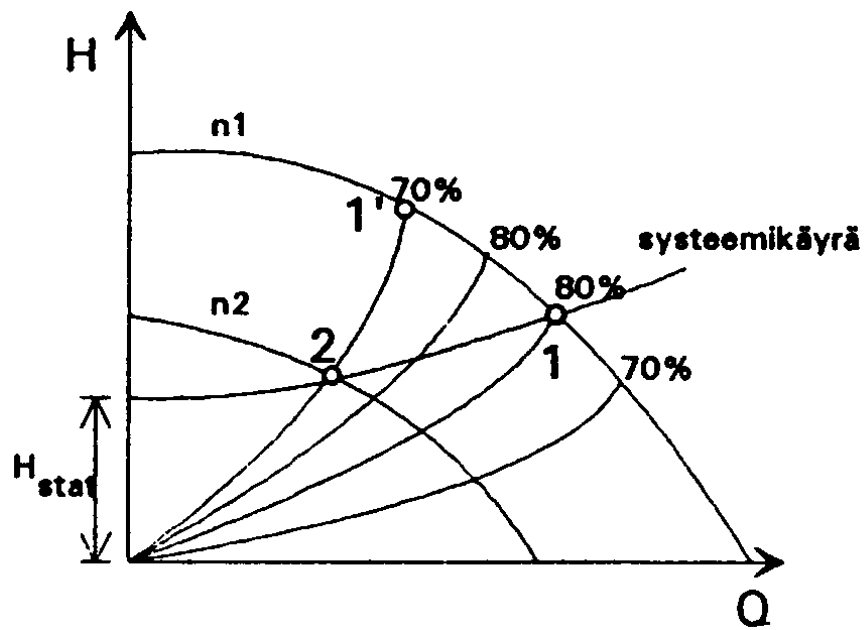
$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 * H_1 \quad (2)$$

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

$$M_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 * M_1 \quad (4)$$

¹⁵ Verkkonen V., 2020, Sähkökoneet -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakouluu

¹⁶ Affinity law, Viitattu 8.4.2022



Kuva 6. Hyötysuhdekäyrät eri pyörimisnopeuksilla.¹⁷

¹⁷ Verkkonen V., 2020, Sähkökoneet -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

2.6 Putkiston virtausvastukset

Painehäviö putkistossa määrittää nostokorkeuden arvon, joka käytännössä tarkoittaa paineenlisäystä, jonka pumpun on saatava aikaan. Putkistohäviöt ovat paikallis- ja kitkavastusten summa, jotka on esitetty kaavassa 5.¹⁸

$$H_j = H_{jp} + H_{jt} + H_{jn} \quad (5)$$

H_j Putkiston häviöt [m]

H_{jp} Paineputkiston kitkahäviöt [m]

H_{jt} Imuputkiston kitkahäviöt [m]

H_{jn} Paikallivastusten summa [m]

2.6.1 Virtausnopeus

Virtausnopeus saadaan selville kaavan 6 mukaisesti, kun tiedetään putken halkaisijakoko ja nesteen tilavuusvirran suuruus putkessa.

$$w = \frac{Q}{A} \quad (6)$$

w Fluidin virtausnopeus [m/s]

Q Tilavuusvirtaus [m^3/s]

A Putken pinta-ala [m^2]

2.6.2 Kitkahäviöt

Laskettaessa kitkahäviöitä tarvitaan tieto putkiston nimellishalkaisijasta, esimerkiksi DN80 tarkoittaa putkea, jonka nimellishalkaisija on 80 mm. Tämän lisäksi

¹⁸ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

täytyy selvittää putkilinjan kokonaispituus, putken seinämän suhteellinen karheus, sekä fluidin virtausnopeus putkistossa ja sen viskositeetti. Tarkasteltaessa suljetun kierron putkistoa voidaan olettaa paine- ja imupuolen putkilinjat yhteiseksi putkilinjaksi. Putkiston kokonaiskitkahäviöt voidaan tällöin laskea kaavan 7 mukaisesti.¹⁹

$$H_{jp} = \lambda \frac{lw^2}{2dg} \quad (7)$$

H_{jp} Paineputkiston kitkahäviöt [m]

λ Kitkakerroin [-]

l Putkiston pituus [m]

w Fluidin virtausnopeus [m/s]

d Putkiston läpimitta [m]

g Painovoiman kiihtyvyys [9.81 m/s²]

2.6.3 Paikallisvastushäviöt

Paikallishäviöitä tarkasteltaessa otetaan huomioon putkilinjassa tapahtuvat supistukset, laajennukset ja suunnanmuutokset, kuten t-haarat ja kulmaliitokset. Näiden lisäksi venttiilit, suodattimet ja muut toimilaitteet omaavat laitevalmistajien ilmoittamat paikallisvastuskertoimin mukaiset arvot, jotka summataan yhteen tarkastellussa linjassa. Paikallisvastusten kokonaishäviöt saadaan kaavan 8 mukaan.²⁰

$$H_{jn} = \sum \xi \frac{w^2}{2g} \quad (8)$$

H_{jn} Paikallisvastusten häviöt [m]

¹⁹ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

²⁰ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

ξ	Paikallisvastuskerroin [-]
w	Fluidin virtausnopeus [m/s]
g	Painovoiman kiihtyvyys (9.81 m/s ²)

2.6.4 Reynoldsin luku

Fluidin virtaus putkessa voi olla suoraviivaista eli laminaarista tai pyörteilevää eli turbulenttista. Vaikuttavia tekijöitä siihen, onko virtaus laminaarista vai turbulenttista, ovat muun muassa virtausnopeus, putken halkaisijan koko sekä virtaavan aineen ominaisuudet, kuten tiheys ja viskositeetti. Reynoldsin luvun ollessa alle 2100, on virtaus luonteeltaan laminaarista ja luvun ollessa yli 4000 on se tällöin turbulenttista. Näiden välillä on transiio- eli siirtymäalue, jossa virtaus on olosuhteitten mukaan laminaarista tai turbulenttista.²¹

$$Re = \frac{p w d}{\mu} = \frac{w d}{\nu} \quad (9)$$

Re	Reynoldsin luku [-]
p	Virtaavan aineen tiheys [kg/m ³]
w	Fluidin virtausnopeus [m/s]
d	Putken nimellishalkaisija [m]
μ	Fluidin dynaaminen viskositeetti [kg/ms]
ν	Fluidin kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]

2.6.5 Kitkakerroin

Kitkakertoimen λ selvittämiseksi on esitetty useita erilaisia menetelmiä riippuen Reynoldsin luvun suuruudesta, eli onko virtaus laminaarista vai turbulenttista, on

²¹ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

kitkakertoimen ratkaisutapa erilainen. Putken ekvivalenttisen karheuden ja putken sisähalkaisijan koon mukaan voidaan laskea suhteellinen karheus putkelle kaavalla 10.²²

$$h = \frac{k}{d} \quad (10)$$

h Putken suhteellinen karheus [-]

k Putken ekvivalenttinen karheus [mm]

d Putken sisähalkaisija [mm]

Reynoldsin luvun ollessa <2100, eli virtaus on tällöin laminaarista, voidaan kitkakerroin selvittää Darcyn kaavalla, joka on esitetty kaavassa 11.²³

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (11)$$

λ Putkisvastuskerroin [-]

Re Reynoldsin luku

Turbulenttiselle virtaukselle voidaan kitkakerroin selvittää Moodyn käyrästä (Kuva 7.) putken suhteellisen karheuden ja Reynoldsin luvun avulla. Käyrästä on oikealla pystyakselilla putken suhteellisen karheuden arvo ja vaaka-akselilla Reynoldsin luvun arvo. Näiden tietojen avulla saadaan vasemmalta pystyakselilta kitkakertoimen arvo.²⁴

Toinen tapa selvittää kitkakerroin turbulenttiselle virtaukselle, kun Reynoldsin luku on yli 4000, on käyttää Colebrook-White -yhtälöä. Kaavassa 12 on esitetty yhtälö, joka vaatii iterointia, eli antamalla kitkakertoimelle arvoja niin kauan kunnes yhtälön molemmat puolet ovat suuruudeltaan lähes samat. Useimmiten

²² Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

²³ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

²⁴ Mäkitalo J., 2013, Pumppaamoiden energiatehokkuuden parantaminen

turbulenttisen virtauksen kitkakerroin kuitenkin selvitetään käyttämällä Moodyn käyrästä.²⁵

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (12)$$

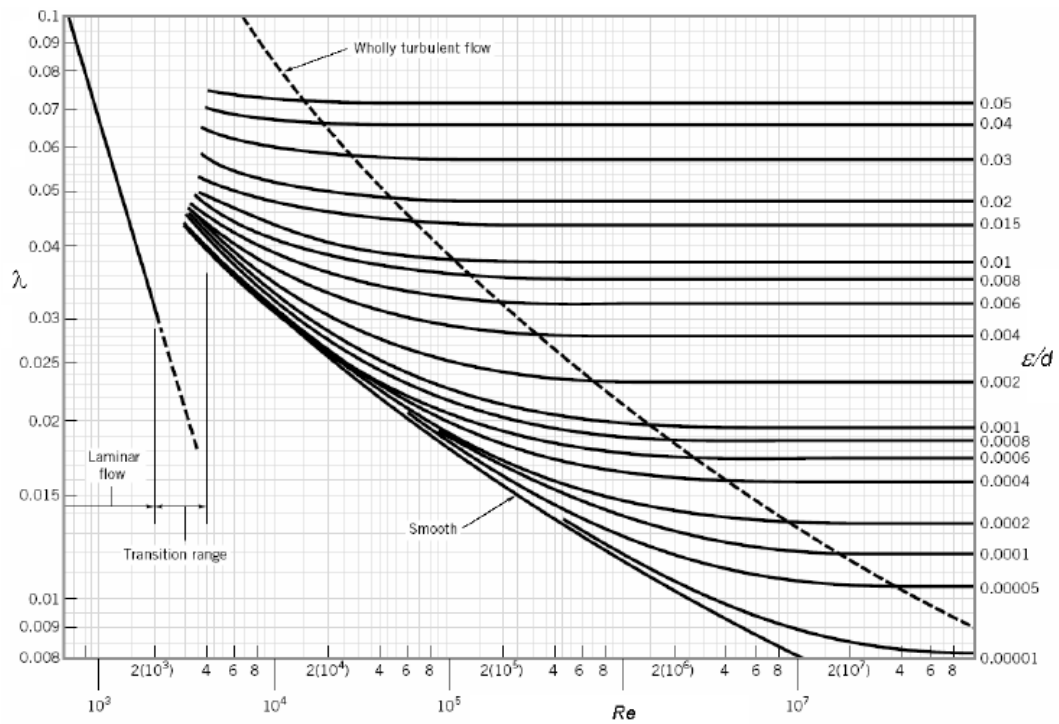
λ Kitkakerroin [-]

Re Reynoldsin luku [-]

k Putken ekvivalenttinen karheus [mm]

D Putken sisähalkaisija [mm]

²⁵ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste



Kuva 7. Moodyn käyrästä.²⁶

2.6.6 Putkiston painehäviö

Putkistolinjan kitkakertoimen ja paikallisvastusten selvittämisen jälkeen voidaan putkiston painehäviö selvittää kaavan 13 mukaan. Vastusarvojen lisäksi painehäviöön vaikuttaa virtaavan aineen tiheys ja virtausnopeus sekä putken pituus ja sisähalkasijan koko.²⁷

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{a} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

Δp Putkiston painehäviö [Pa]

λ Kitkakerroin [-]

²⁶ Moodyn käyrästä, Viitattu 28.10.2022

²⁷ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

l	Putken pituus [m]
d	Putken sisähalkaisija [m]
$\sum \xi$	Paikallisvastusten summa [-]
ρ	Virtaavan aineen tiheys [kg/m ³]
w	Virtaavan aineen virtausnopeus [m/s]

2.6.7 Staattinen ja dynaaminen nostokorkeus

Nostokorkeus jaetaan staattiseen ja dynaamiseen nostokorkeuteen, joiden summa muodostaa pumppausjärjestelmän lopullisen nostokorkeuden. Staattisella nostokorkeudella H_{stat} tarkoitetaan pumpun imupuolen ja painepuolen nestepintojen erojen aiheuttamaa staattista paine-eroa, jonka pumpun on kyettävä saamaan aikaan.²⁸ Kuvassa 8 on havainnollistettu nostokorkeuden alkuarvoa avoimen ja suljetun järjestelmän välillä.

Dynaaminen nostokorkeus ilmoittaa putkiston systeemikäyrää laadittaessa tarvittavan nostokorkeuden, joka aiheutuu nesteen virtauksesta putkistossa. Dynaamisen nostokorkeuden voi laskea kaavalla 14.²⁹

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (14)$$

H_{dyn} Dynaaminen nostokorkeus [m]

Δp Putkiston painehäviö [Pa]

ρ Virtaavan aineen tiheys [kg/m³]

g Painovoiman kiihtyvyyys [9.81 m/s²]

²⁸ Jokinen K., 2020, Teollisuuden ja voimalaitoksen sähköjärjestelmät -opetusmoniste, Vaasan ammattikorkeakoulu

²⁹ Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste

2.6.8 Vakiokerroin k

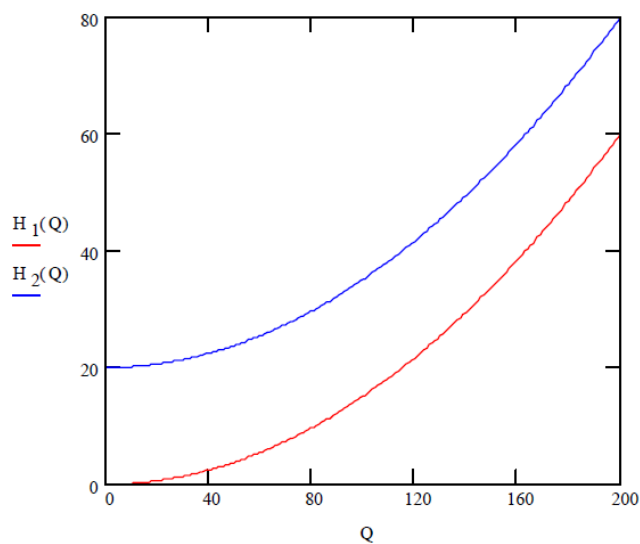
Putkiston systeemikäyrää laadittaessa täytyy selvittää vielä vakiokerroin k , jotta nostokorkeuden käyrä voidaan piirtää tilavuusvirran muuttuessa. Kaavassa 15 on esitetty vakiokertoimen k selvittämisen laskentatapa.³⁰

$$H_{dyn} = k * Q^2 \rightarrow k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} \quad (15)$$

k Vakiokerroin [-]

H_{dyn} Dynaaminen nostokorkeus [m]

Q Tilavuusvirtaus [l/s]



Kuva 8. Periaatteelliset putkiston systeemikäyrät. $H_1(Q)$ kuvaa suljettua kiertoa ja $H_2(Q)$ pumppausta alasäiliötä yläsäiliöön.³¹

³⁰ Mäkitalo J., 2013, Pumppaamoiden energiatehokkuuden parantaminen

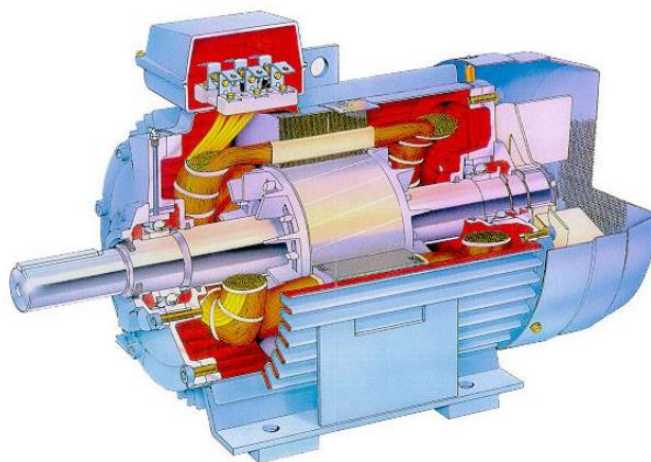
³¹ Jokinen K., 2020, Teollisuuden ja voimalaitoksen sähköjärjestelmät -opetusmoniste, Vaasan ammattikorkeakoulu

3 VESIASEMAN PÄÄKOMPONENTIT

3.1 Oikosulkumoottori

Oikosulkumoottori (**Kuva 9.**) eli epätahtikone on yleisin teollisuuden sähkökone-tyyppi sen yksinkertaisen rakenteen ja kestävyuden vuoksi. Epätahtikoneen yksinkertainen rakenne on mahdollistanut sen valmistamisen ns. hyllytavaraksi ja hinta on edullisempi verrattuna saman tehoiseen tahti- tai tasavirtakoneeseen.³²

Kolmivaiheisen oikosulkukoneen käyttö tapahtuu yleensä moottorina, mutta se voi toimia myös generaattorina. Oikosulkumoottorille syötetty sähköenergia muuttuu mekaaniseksi energiaksi roottorin sähkömagneettisen induktion avulla, ja siitä on muodostunut oikosulkumoottorille käytetty nimitys induktimoottori.³³



Kuva 9. Oikosulkukoneen poikkileikkauskuva.³⁴

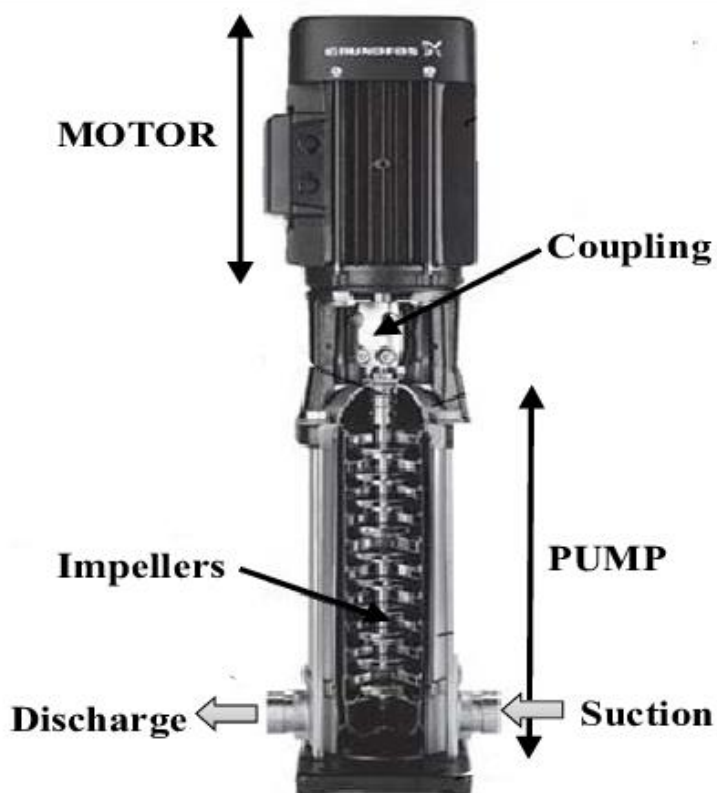
³² Hietalahti L., 2012, Säädetyt sähkömoottorikäytöt, 1. painos

³³ Hietalahti L., 2012, Säädetyt sähkömoottorikäytöt, 1. painos

³⁴ Verkkonen V., 2020, Sähkökoneet -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

3.2 Keskipakopumppu

Keskipakopumppu on yleisin käytössä oleva pumpputyyppe. Pumpattava neste virtaa imuaukon kautta pumpun pesään, josta se kulkeutuu juoksupyörälle imun vaikutuksesta. Pumppua pyörittävä moottori lisää nesteen nopeutta ja painetta keskipakovoiman avulla ja juoksupyörältä neste virtaa edelleen ulos pumpun paineaukon kautta (Kuva 10.).³⁵



Kuva 10. Poikkileikkauskuva monijaksoisesta keskipakopumpusta.³⁶

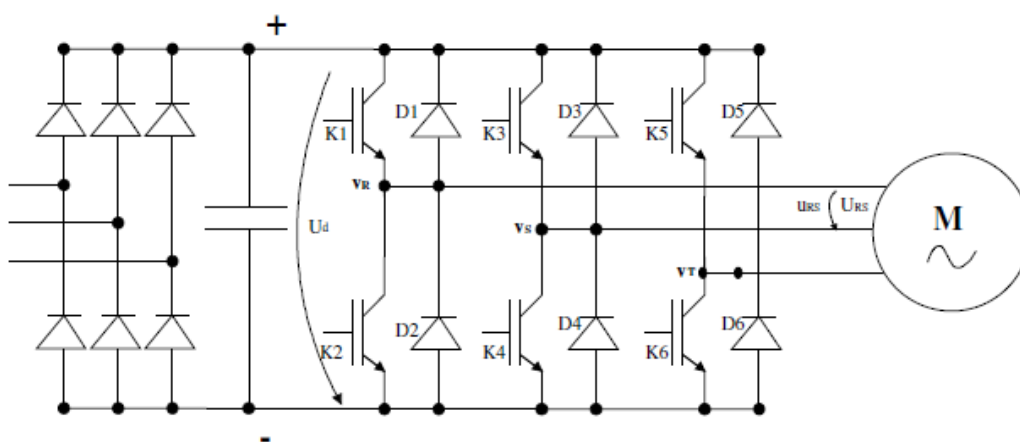
³⁵ Jokinen K., 2020, Teollisuuden ja voimalaitoksen sähköjärjestelmät -opetusmoniste, Vaasan ammattikorkeakoulu

³⁶ Poikkileikkauskuva monijaksoisesta keskipakopumpusta

3.3 Taajuusmuuttaja

Taajuusmuuttaja on toimilaite, joka ohjaa sähkömoottorin pyörimisnopeutta muuttamalla tehonsyötön taajuutta ja jännitettä, mikä mahdollistaa moottorin portaattoman pyörimisnopeuden säädön. Taajuusmuuttajan voidaan ajatella koostuvan neljästä osiosta, jotka ovat tasasuuntaus, välipiiri, vaihtosuuntaus sekä ohjaus (**Kuva 11.**).

Taajuusmuuttajan toimintaperiaate perustuu siihen, että sinimuotoinen vaihtovirta syötetään taajuusmuuttajalle ja tasasuuntauksessa se muutetaan sykkiväksi tasasähköksi. Seuraavaksi tasasähkön sykkivä osuus tehdään välipiirissä tasaiseksi kondensaattoreiden avulla, jotka varastoivat virtaa ja syöttävät sitä tasaisesti. Vaihtosuuntauksessa tasasähkö muutetaan jälleen vaihtosähköksi puolijohdekytkimillä. Viimeisessä vaiheessa eli ohjauksessa määrätään moottorille haluttu taajuus ja jännite, jotka taas määrittävät moottorin pyörimisnopeuden.³⁷



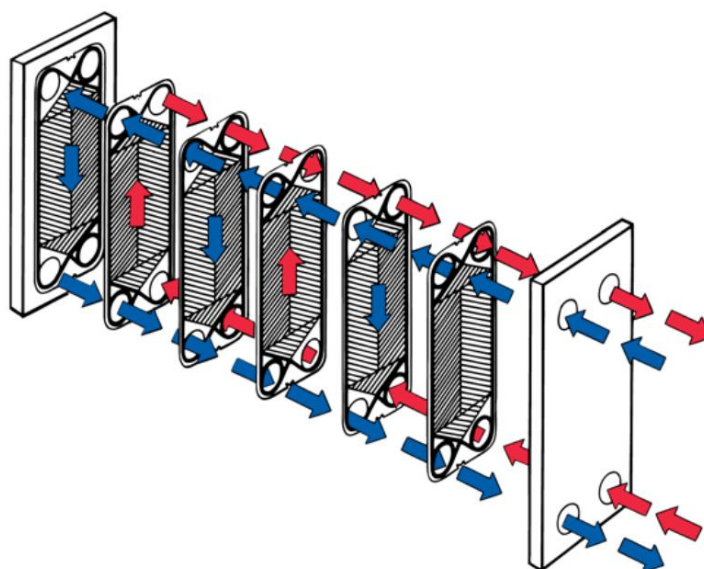
Kuva 11. Tavanomaisen kuusipulssisen taajuusmuuttajan rakenne.³⁸

³⁷ Jokinen K., 2020, Tehoelektroniikka -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

³⁸ Jokinen K., 2020, Tehoelektroniikka -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

3.4 Levylämmönsiirrin

Lämmönsiirrin on toimilaite, joka yksinkertaisuudessaan siirtää lämpöenergiaa kuumemmasta kylmempään virtaan levyjen välityksellä. Levylämmönsiirriin koostuu nimensä mukaisesti levypakoista, joiden välissä kylmä ja kuuma aine virtaavat vuorotellen eri kanavissa. Kanavat voivat olla eroteltuna joko tiivisteiden, hitsauksen tai juotosten avulla, niin etteivät virtaavat aineet pääse fyysisesti sekoittumaan. Levylämmönsiirtimen siirtämä teho riippuu sen levyjen määrästä, niiden koosta ja materiaalista. Myös nesteiden virtaus on yleensä vastavirtaavaa siirtimessä, mikä takaa parhaan lämmönsiirtotehokkuuden. Kuvassa 12 on räjäytyskuva levylämmönsiirtimestä.³⁹



Kuva 12. Virtausten jakautuminen levylämmönsiirtimessä.⁴⁰

³⁹ Saviluoto L., 2014, Levylämmönsiirtimen levyparin välisen virtauksen ja lämmönsiirron kehittyminen sekä lämpötilan muutos lämpölevyn yli

⁴⁰ Saviluoto L., 2014, Levylämmönsiirtimen levyparin välisen virtauksen ja lämmönsiirron kehittyminen sekä lämpötilan muutos lämpölevyn yli

3.5 Kalvopaisunta-astia

Kalvopaisunta-astialla (**Kuva 13.**) on keskeinen rooli pumppusovellutuksissa, jotka ovat suljettuja kiertoja, koska nesteen lämpötilan muuttuessa tapahtuu lämpölaajenemista, jolloin paine lisääntyy samassa suhteessa suljetussa verkossa. Paisunta-astialla siis varmistetaan, että käytettävissä oleva vesimäärä pysyy jatkuvasti samana. Samalla se suojaa verkostossa olevia muita toimilaitteita ja pidentää pumpun käyttöikä. Kalvopaisunta-astia on usein varustettu kumikalvolla tai -pussilla, jonka sisälle verkostossa kiertävä neste laajenee. Kumikalvon toisella puolella käytetään yleensä ilman sijasta typpeä, koska se ei pääse tunkeutumaan kalvon lävitse yhtä helposti kuin ilma ja näin ollen kalvopaisunta-astian käyttöikä on pidempi.⁴¹



Kuva 13. Kalvopaisunta-astia ja sen läpileikkauskuva.⁴²

⁴¹ Kauppila J., 2015, Paineen käyttäytyminen suljetussa kiertovesiverkostossa ja paisuntasäiliön asennuspaikan vaikutus suljetun kiertovesiverkoston staattisiin paineisiin

⁴² Kauppila J., 2015, Paineen käyttäytyminen suljetussa kiertovesiverkostossa ja paisuntasäiliön asennuspaikan vaikutus suljetun kiertovesiverkoston staattisiin paineisiin

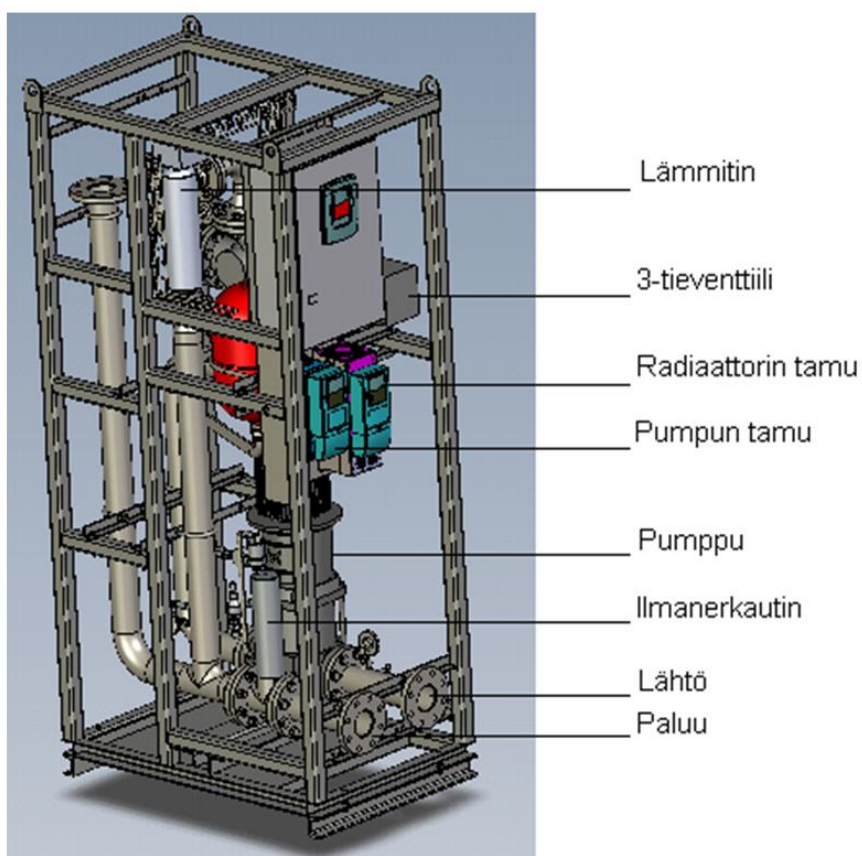
4 TUOTANTOTESTAUKSEN VESIASEMAT

Tässä luvussa käydään läpi tuotantotestauksessa olevien vesiasemien (**Kuva 14.**) nimelliset toimintapisteet ja niihin vaikuttavat tekijät. Sähkökoneet testataan lopukokoonpanon jälkeen, jossa todetaan testattavan koneen toimivuus sekä asiakasspesifikaation mukaiset vaatimukset kyseiselle moottorille tai generaattorille. Testaus voidaan tehdä rutiinitestialueella tai täyستهotestialueella riippuen vaadituista testeistä kyseiselle sähkökoneelle. Suurin ero näiden kahden testialueen välillä on se, että täyستهotestipaikalla on testattavan generaattorin lisäksi moottorikone, jolla kuormitetaan generaattoria tiettyjen testien aikana akselin välityksellä.

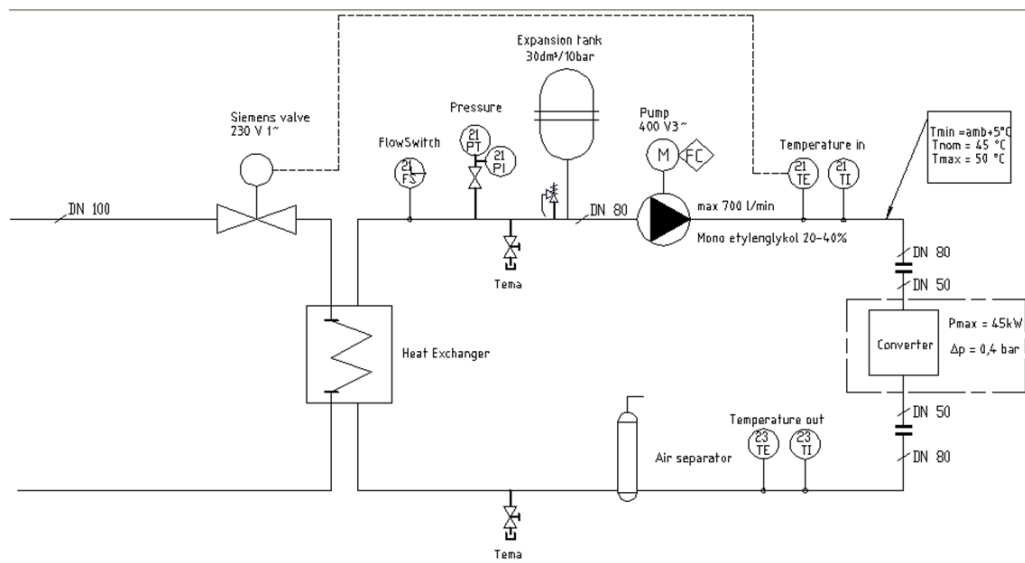
Kaikki testauksessa olevat vesiasemat ovat niin ikään suljettuja kiertoja ja piirit ovat 40 % monoetyleeniglykoliseoksia veden kanssa. Vesiasemat ovat toiminnoltaan lähes identtisiä keskenään, lukuun ottamatta täyستهotestin moottorikoneen ja testattavan koneen jäähdytyspiirejä, joiden komponentit ja putkistot on asennettu tehtaan seinälle kiinteästi ilman vesiaseman kehikkoa. Kaikki vesiasemat, joita tässä työssä tarkastellaan, koostuvat Grundfosin valmistamista pumpuista ja moottoreista sekä Danfossin eli entisen Vaconin taajuusmuuttajista. Lisäksi osalla vesiasemista on käytössä virtausmittarit, joilta saadaan tieto virtausmääristä mitausohjelmille. Kaikissa vesiasemissa ei ole käytössä 3-tieventtiiliä ja lämmitintä, kuten kuvassa 14, vaan jäähdytyksen toteuttaa tällöin ulkoinen lämmönvaihdin, jota ohjataan Siemensin venttiilillä automaattiohjauksella mitatun nesteen lämpötilan mukaan.

Testauksen käytössä olevat jäähdytysjärjestelmät ovat aikoinaan reilusti ylimitoitettuja siltä varalta, että tulevaisuuden testauskapasiteetin nousun takia ei jouduttaisi vaihtamaan lämmönvaihtimia tai pumppuja suurempiin. Testauksen oltua käynnissä yli kymmenen vuotta, on jäähdytysjärjestelmiin kuitenkin tehty huolto- toimenpiteitä, kuten piirien kemiallisia pesuja sekä pumpun tai moottorin uusimista laakerivaurioiden tai kavitoinnin vuoksi. Lämmönvaihtimien uusimistakin on

kaavailtu täystehotestauksen konvertterikaapeille, johtuen käytettävien tehojen noususta testien aikana ja etenkin kesähelteillä ilmenneistä ongelmista konvertterikaappien jäähdytyksessä. Kaikkia näitä muutoksia ei ole dokumentoitu. Yksi tämän työn tavoitteesta on päivittää vanhat tiedot, jotta jäähdytysjärjestelmien suunnitellut käytöt olisi helpompi toteuttaa ajantasaisten tietojen avulla. Kuvassa 15 on erään käytössä olevan vesiaseman PI-kaavio esitettyä.



Kuva 14. Vesiasema, jossa mukana lämmitin.



Kuva 15. Vesiaseman PI-kaavio ulkoisella lämmönvaihtimella.

4.1 Täystehotestauksen vesiasemat

Täystehotestauksessa olevien sähkökoneiden jäähdytykseen on molemmilla omat jäähdytyspiirinsä. Moottorikoneen jäähdytyspiiriin kuuluu myös öljykoneikon jäähdytys, josta öjyä syötetään molempien koneiden laakereille. Kuvassa 16 ovat molemmat piirit näkyvissä, vasemmalla puolella on testattavan koneen jäähdytyspiiri ja oikealla moottorikoneen. Molemmissa piireissä pumppujen moottoreita ohjaavat Vaconin NXP00225A -taajuusmuuttajat. Piireissä pumput ovat identtiset (**Taulukko 4.**), mutta moottorien valmistajat ovat erit (**Talukko 1. ja 2.**).

Taulukko 1. Täystehotestauksen vesiasemien komponentit listattuna.

	Moottori	Pumppu	Taajuusmuuttaja
Moottoriipiiri	Siemens 160M	Grundfos TP 80-400/2 A-F-A-BAQE	Vacon NXP00225A
Generaattoriipiiri	MG160MD2-H3	Grundfos TP 80-400/2 A-F-A-BAQE	Vacon NXP00225A
Konvertterikaapit 1-3	MG132SC2-H3	Grundfos CRN45-2-2 A-F-G-E HQQE	Vacon NXP00125A + NXP00225A
Konvertterikaapit 4-6	MG132SC2-H3	Grundfos CRN45-2-2 A-F-G-E HQQE	Vacon NXP00315A

Taulukko 2. Siemens 160M -moottorin tyyppikilven tietoja, vesiasema 4011 (kuvassa oikealla puolella).⁴³

U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	T (Nm)	n (rpm)	poles	cos phi
400	26.3	15.0	50	49.0	2950	2	0.90

Taulukko 3. MG160MD2-H3 -moottorin tyyppikilven tietoja, vesiasema 4012 (kuvassa vasemmalla puolella).⁴⁴

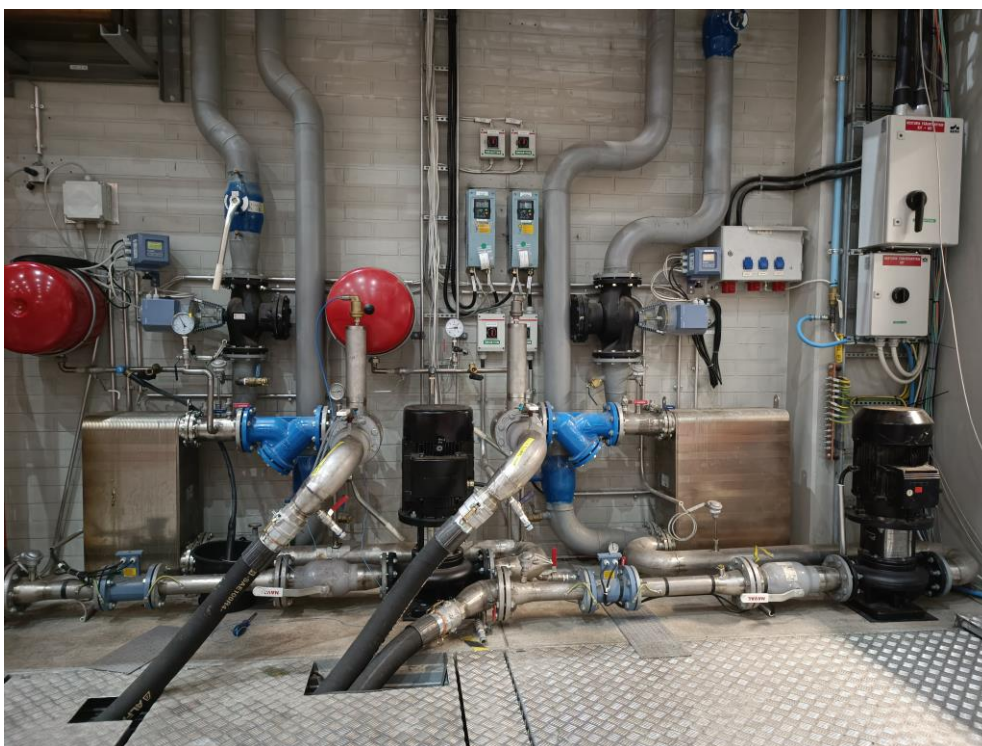
U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	(Nm)	n (rpm)	poles	cos phi
400	27.0	15.0	50	49.0	2940	2	0.88

⁴³ Siemens 160M -moottori, Viitattu 28.10.2022

⁴⁴ Grundfos MG160MD -moottori, Viitattu 28.10.2022

Taulukko 4. TP 80-400/2 A-F-A-BAQE -pumppu.⁴⁵

n (rpm)	Q (m ³ /h)	H (m)	DN	Stages/Impellers
2924	115	34.7	80	3 / 3



Kuva 16. Täystehotestin sähkökoneiden jäähdytyspiirit.

Konvertterikaappien jäähdytys on jaettu kahteen piiriin, jotka ovat lähes identtiset taajuusmuuttajia lukuunottamatta. Konvertterikaappien lisäksi näihin jäähdytyspiireihin kuuluvat myös verkkokuristimen jäähdytys. Kuvassa 17 on konvertterikaappien jäähdytyksen vesiasemat 4013 ja 4014. Toisessa vesiasemassa on lisäksi ulkoinen lämmitin, joka toimii 3-tieventtiilin ohjauksella perustuen mitattuun nesteen lämpötilaan. Tilanteessa, jossa mitattu lämpötila on alle halutun asetusarvon,

⁴⁵Grundfos TP 80-400/2 A-F-A-BAQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022

3-tieventtiili ohjaa virtausta lämmittimen läpi. Taulukoissa 5 ja 6 on molempien vesiasemien moottorien ja pumppujen tekniset tiedot esitettyinä.

Taulukko 5. Moottorin MG132SC2-H3 tyyppikilven tietoja.⁴⁶

U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	T (Nm)	n (rpm)	poles	cos phi
400	11.2	5.5	50	18.0	2930	2	0.86

Taulukko 6. CRN45-2-2 A-F-G-E HQQE pumpun nimellistietoja.⁴⁷

n (rpm)	Q (m ³ /h)	H (m)	DN	Stages/Impellers
2919	45	30.6	80	2 / 2



Kuva 17. Täystehotestialueen konvertterikaappien vesiasemat 4013 ja 4014.

Nämä vesiasemat jäädyttävät konvertterikaappeja, joiden nimellisvirtaamaksi on spesifioitu 210 l/min per kaappi ja jäähdytyspiirit on toteutettu niin, että kaapit

⁴⁶ Grundfos MG132SC -moottori, Viitattu 28.10.2022

⁴⁷ Grundfos CRN 45-2-2 A-F-A-E-HQQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022

ovat rinnan jäähdytysputkistossa. Vesiasemien nimelliset tuotot virtaamalle ovat 750 l/min nostokorkeuden maksimi arvon ollessa tällöin 30 m. Tiedot ovat peräisin Grundfosin kyseisiä moottoreita ja pumppuja koskevasta datalehdistä.

Tähän asti kaappien jäähdytys on ollut riittävää, mutta erityisesti kesähelteillä on testien aikana ilmennyt vikatilanteita, mikä on johtunut konvertterikaappien taajuusmuuttajien IGBT-transistorien liiaillisesta lämpötilan noususta. Tämä on saatu hallintaan muun muassa puhdistamalla putkistot kemiallisella pesulla ja kriittisempien taajuusmuuttajien huolloilla sekä niiden jäähdytysletkujen halkaisijakokoa muuttamalla suurempaan. Aiemmin mainittu lämmönvaihtimien uusinta on vielä toteuttamatta, mutta tuotantotestauksen ollessa huomattavan vähäistä kesäisin johtuen työntekijöiden kesälomista vältetään yleensä kesän kuumimmat päivät, eikä niistä johtuvia konvertterien tehoelektroniikan yllämpenemiä synny. Tämä huoltotyö olisi kuitenkin suositeltavaa tehdä järjestelmän luotettavuuden kannalta.

4.2 Ylimääräiset vesiasemat

Vaasan tehtaalla on testaukselle tulossa uusia käyttöjä. Jäähdytystä varten on tehtävä selvityksiä, voidaanko testaukset toteuttaa olemassa olevilla laitteilla vai joudutaanko joitain komponentteja uusimaan tai lisäämään. Tavoitteena olisi pystyä toteuttamaan testaukset nykyisillä laitteilla, jotka ovat listattuna taulukkoon 7. Vesiasemat 4022 ja 4025 ovat suorituskyvyltään keskenään identtisiä ja ne pystyvät tuottamaan tilavuusvirtaa 750 l/min nostokorkeuden arvon ollessa 57 m.

Taulukko 7. Ylimääräisten vesiasemien komponentit.

	Moottori	Pumppu	Taajuusmuuttaja
Vesiasema 4019 (Vara)	MG112MC2-H3	Grundfos CRI 20-3 A-FGJ-I-E-HQQE	Vacon NXP00125A + NXP00315A
Vesiasema 4022 (kaapit)	MG160MC2	Grundfos CRN45-3 A-F-G-V HQQV	Vacon NXP00225A
Vesiasema 4025 (Genu)	MG160MB2	Grundfos CRN45-3 A-F-G-V HQQV	Vacon NXP00225A

Taulukoissa 8-10, on esitetty vesiasemien 4022- ja 4025-moottorien ja pumppujen nimellisarvoja, jotka on poimittu Grundfosin datalehdessä.

Taulukko 8. MG160MB2 -moottorin tyypikilven tietoja.⁴⁸

U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	T (Nm)	n (rpm)	poles	cos phi
400	21.2	11.0	50	36.0	2940	2	0.89

Taulukko 9. MG160MC2 -moottorin tyypikilven tietoja.⁴⁹

U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	T (Nm)	n (rpm)	poles	cos phi
400	21.4	11.0	50	36	2930	2	0.90

Taulukko 10. CRN45-3 A-F-G-V HQQV -pumpun nimellistietoja.⁵⁰

n (rpm)	Q (m ³ /h)	H (m)	DN	Stages/Impellers
2924	45	59.4	80	3 / 3

**Kuva 18.** Vesiasemat 4025 (vasemmalla) ja 4022 (oikealla).⁴⁸ Grundfos MG160MB -moottori, Viitattu 28.10.2022⁴⁹ Grundfos MG160MC -moottori, Viitattu 28.10.2022⁵⁰ Grundfos CRN 45-3 A-F-G-V-HQQV -pumppu, Viitattu 28.10.2022

Kolmas ylimääräiseksi jäävä vesiasema 4019 (**Kuva 19.**) on tuotannossa olevista vesiasemista heikoin suorituskyvyltään, jonka nimellisvirtaama on 350 l/min nimellinnostokorkeuden arvon ollessa 34.6 m. Taulukoissa 11 ja 12 on esitetty tämän vesiaseman moottorin ja pumpun nimellisarvoja. Tämän vesiaseman kiinteä putkisto on kokoa DN50, kun taas kaikkien muiden vesiasemien putkikoko on DN80.

Taulukko 11. MG112MC2-H3 -moottorin tyyppikilven tietoja.⁵¹

U (V)	I (A)	P (kW)	f (Hz)	T (Nm)	n (rpm)	poles
400	7.9	4.0	50	13	2930	2

Taulukko 12. CRI 20-3 A-FGJ-A-E-HQQE -pumpun nimellistietoja.⁵²

n (rpm)	Q (m ³ /h)	H (m)	DN	Stages/Impellers
2917	21	34.6	50	3

⁵¹ Grundfos MG112MC -moottori, Viitattu 28.10.2022

⁵² Grundfos CRI 20-3 A-FGJ-A-E-HQQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022



Kuva 19. Vesiasema 4019

5 VESIASEMIEN KÄYTTÖ TULEVAISUUDESSA

Edellisessä luvussa esitetyt kolme vesiasemaa tullaan hyödyntämään uusissa testustarpeissa, joihin kuuluvat kolmen konvertterikaapin jäähdytys ja kahden akseligeneraattorin jäähdytys. Akseligeneraattorit testataan pareina ja testeihin sisältyy back-to-back -testejä, joten molemmille testeissä oleville koneille tarvitaan omat jäähdytyspiirinsä. Tarkoituksena on, että kaikille jäähdytettävälle laitteille ja koneille on omat jäähdytyspiirinsä, pois lukien kolmen konvertterikaapin järjestelmä, joka tullaan toteuttamaan yhdellä vesiasemalla.

Järjestelmien mallintamisen apuna käytettiin FluidFlow-ohjelmaa, joka on saatavilla Internetistä ilmaiseksi kokeiluversiona. FluidFlow kattaa kokonaisuudessaan kaiken, mitä virtaustekniikan suunnittelussa tarvitsee, kuten virtauksen käyttäytymistä kompleksisissa putkistoissa ja FluidFlow mahdollistaa tarkan arvion järjestelmän käyttäytymisestä, kun tietyt reunaehdot on määritetty. Tulevien käyttöjen konseptit tarvittavista letkuista, venttiileistä ja liittimistä tehtiin hahmotelmiksi, joiden perusteella tarvittavat osat voidaan taulukoida ja myöhemmin tilata, kun uusia testipaikkoja aletaan rakentaa.

5.1 Konvertterikaappien jäähdytys

Kolmen konvertterikaapin jäähdytys tullaan toteuttamaan vesiasemalla 4025, jonka pumpunjälkeiset putkistot ja letkut tullaan asentamaan betoniseinän läpi (**Kuva 18.**) erilliseen huoneeseen, johon kolme konvertterikaappia sijoitetaan. Vesiasema itsessään jää nykyiseen paikkaan mukaan lukien alkuperäinen lämmönvaihdin, joka on kiinni tehtaan pääkierrossa. Jäähdyttävä neste, joka konvertterikaappien läpi kiertää, on monoetyleeni-glykolin ja veden seos, jonka glykolipitoisuus on 40 %.

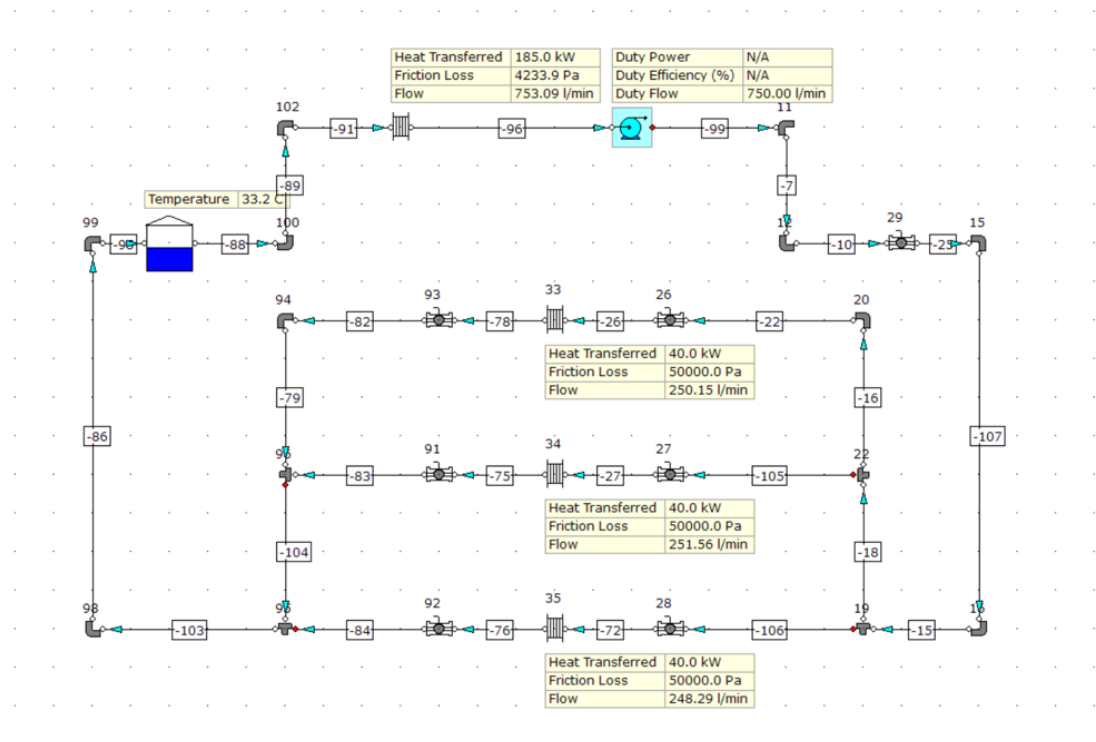
Konvertterikaappien tarve nestevirtaukselle on 290 l/min per kaappi, eli kokonaisvirtaaman tulisi olla $3 * 290 \text{ l/min} = 870 \text{ l/min}$, koska kaapeille täytyy asentaa meno- ja paluuputkistot rinnan- eikä sarjaankytkettynä. Näin ollen tällä

vesiasemalla ei päästä aivan haluttuun nimellisvirtaamaan, vaan jokaiselle kaapille saadaan tuotettua noin 250 l/min, kun pumppua pyöritetään sen nimellinopeudella 2917 rpm. Konverttereille sisään menevän nesteen lämpötila saa olla korkeintaan 35°C, eikä jäähdytysnesteen lämpötilan nousu saa olla yli 5°C. Konvertterikaappien häviötehoa nestejäähdytykseen kuluu 41 kW per konvertterikaappi, painehäviötä kaapin sisällä tapahtuu noin 0.5 Bar.

Runkoletkujen putkistokoko on DN80 ja muuttuu kaapeille haarautuessaan DN50:ksi. Yhdelle konvertterikaapille tulee tehdä erillinen suodatus sisäänmenoputkistoon, koska kyseisen kaapin jakotukki on hieman poikkeava, eikä sen sisään saada suodatinta normaalilla menetelmällä. Vaihtoehtoinen tapa toteuttaa suodatus on asentaa suodatin vesiaseman paluuyhteeseen, kuten vesiasemilla 4013 ja 4014 (**Kuva 17.**) Virtausmittarina käytetään Bürkertin SE56 magneettisinduktiivista mittaria, se tullaan asentamaan laippakiinnityksellä vesiaseman paluuyhteeseen. Virtausarvo on luettavissa mittarin lähettimestä, joka on tyypiltään Bürkert S055.



Kuva 20. Vesiaseman 4025 putkien uudet reitit ja suodatus.

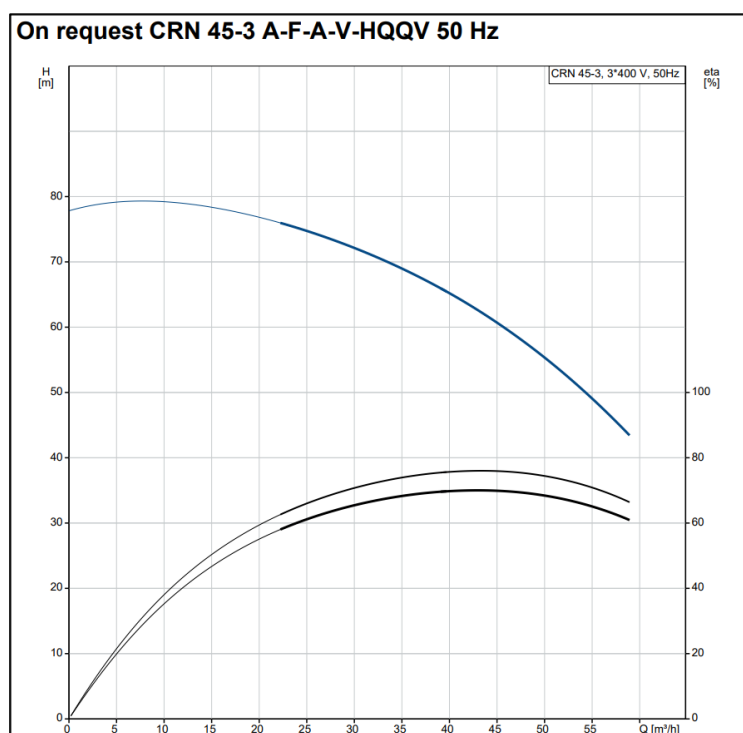


Kuva 21. Kolmen konvertterikaapin jäähdytyksen mallinnus FluidFlow-ohjelmalla.

5.1.1 Toimintapisteen määrittäminen

Pumpun toimintapiste eli putkistokäyrän ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspiste saatiin määritettyä olemassa olevien tietojen ja luotujen konseptien perusteella. Tulevien putkistojen pituudet, mutkat ja muut toimilaitteet, kuten venttiilit ja haarat, ovat arvioituja, joten tulokset ovat suuntaa antavia. Excel-taulukkolaskenta-ohjelmaa käytettiin apuna käyrien luomisessa.

Ensimmäisenä selvitetään pumpun tiedoista nostokorkeuden arvot tilavuusvirran funktiona. Kuvassa 22 on konvertterikaappien jäähdytykseen varattu pumpu.



Kuva 22. Pumpun CRN 45-3 Q/H -käyrä

Putkistokäyrän laadintaa varten tarvitaan tiedot käytettävän putken tyypistä, koosta ja pituudesta. Putken fyysisten tietojen lisäksi arvioidaan paikallisvastusten määrät putkistossa. Vastusta putkessa aiheuttavat esimerkiksi venttiilit, mutkat, haarat, suodattimet ja lämmönvaihtimet. Putkisto muuttuu DN50-kokoiseksi putkistoksi haarautuessaan ennen konvertterikaappeja, joten laskut on tehty kahdessa osassa jaettuna putkiston koon mukaisesti.

Taulukko 13. Konvertterikaappien putkiston paikallisvastukset

Konvertterikaapit	ξ -arvo	Määrä
Läppäventtiili	0.24	2
Virtausmittari	1	1
Lämmönvaihdin	4	1
Suodatin	5	1
Palloventtiili	0.31	6
T-haara	0.89	6
90 asteen mutka	0.15	6
Konvertterit	4	1

Taulukko 14. Putkiston pituudet ja karheudet.

Putki	Pituus	Ekvivalenttinen karheus
Teräs (DN80)	32	0.15
Muovi (DN80)	15	0.15
Muovi (DN50)	30	0.05

Taulukossa 13 on putkiston paikallisvastukset jaettuna väliiviivalla niin, että ylempänä on DN80-putkiston paikallisvastukset ja alempana DN50-osuudella olevat paikallisvastukset. Taulukossa 14 on esitetty putkiston osuuksien pituudet ja karheuden arvot on arvioitu olemassa olevien tietojen perusteella. Virtaava aine tässä jäähdytyspiirissä on 40 % etyleeniglykoliseos veden kanssa, joka omaa tiheyden arvon $1055 \frac{kg}{m^3}$ ja dynaamisen viskositeetin arvon $0.00214 \frac{kg}{ms}$ jäähdytysnesteen ollessa 25 °C.

Lähtötietojen ollessa selvillä voidaan aloittaa putkistokäyrän määrittäminen. Ensimmäisenä täytyy selvittää nesteen virtausnopeus putkistossa, kun pumppu pyörii nimellisuopeudellaan ja putken sisähalkaisija on 80 mm.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{0.00125 \left(\frac{m^3}{s}\right)}{0.005027 m^2} = \mathbf{2.4868 m/s} \quad (6)$$

Seuravaaksi ratkaistaan Reynoldsin luku kaavan 9 mukaisesti.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{1055 \frac{kg}{m^3} * 2.4868 \frac{m}{s} * 0.08 m}{2.14 * 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}} = \mathbf{98\ 077} \quad (9)$$

Ratkaistu Reynoldsin luku on yli 4000, joten virtaus on turbulenttista. Seuraavaksi selvitetään putken suhteellinen karheus putken halkaisijan ja ennalta arvioidun ekvivalenttisen karheuden mukaan, kuten kaavassa 10.

$$h = \frac{k}{d} = \frac{0.15 mm}{80 mm} = \mathbf{0.001875} \quad (10)$$

Ratkaistaan kitkakerroin λ Moodyn käyrästä Reynoldsin luvun ja suhteellisen karheuden arvojen avulla.

$$\lambda = \mathbf{0.026}$$

Putkiston painehäviö Δp voidaan ratkaista kaavan 13 avulla, kun kitkakerroin ja paikallisvastukset on määritelty.

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

$$\Delta p = \left(0.026 * \frac{34m}{0.08m} + 10.48 \right) + \frac{1}{2} * 1055 \frac{kg}{m^3} * 2.4868 \frac{m}{s} = \mathbf{70\ 234\ Pa}$$

Painehäviön ratkaisun jälkeen voidaan selvittää dynaamisen nostokorkeuden suuruus, kun pumppu käy nimellisuopeudella ja tuottaa tällöin nimellisen tilavuusvirran 750 l/min.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{70234 Pa}{1055 \frac{kg}{m^3} * 9.81 m/s^2} = \mathbf{6.79 m} \quad (14)$$

Putkistokäyrän mallintamista varten tarvitaan vielä vakio kertoimen k-arvo, jotta tilavuusvirran muuttuessa tiedetään sen hetkinen nostokorkeuden suuruus. Vakio kerroin k saadaan kaavan 15 mukaisesti. Aiemmin ilmoitettu tilavuusvirta annetaan tässä yhtälössä yksikössä l/s.

$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{6.79 \text{ m}}{(12.5 \text{ l/s})^2} = \mathbf{0.0434} \quad (15)$$

Seuraavaksi tulee suorittaa samat laskutoimitukset putken halkaisijakoolle 50 mm.

Ensin lasketaan virtausnopeus, kun tilavuusvirtaus pysyy putkessa samana.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{0.00125 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{0.001963 \text{ m}^2} = \mathbf{6.3662 \text{ m/s}} \quad (6)$$

Seuraavaksi Reynoldsin luku.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6.3662 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.05 \text{ m}}{2.14 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} = \mathbf{156\ 924} \quad (9)$$

Sitten suhteellinen putken karheus.

$$h = \frac{k}{d} = \frac{0.05 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = \mathbf{0.001} \quad (10)$$

Moodyn käyrästä saadaan kitkakertoimen λ arvo putken suhteellisen karheuden ja Reynoldsin luvun avulla.

$$\lambda = \mathbf{0.022}$$

Lasketaan painehäviö Δp , kun kitkakerroin ja paikallisvastusten summa on tiedossa.

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

$$\Delta p = \left(0.022 * \frac{18 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} + 12.1 \right) + \frac{1}{2} * 1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6.3662 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \mathbf{428\ 003 \text{ Pa}}$$

Dynaaminen nostokorkeus saadaan painehäviön ratkaisun jälkeen.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{428003 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \text{ m/s}^2} = \mathbf{41.35 \text{ m}} \quad (14)$$

Viimeisenä ratkaistaan vakiokerroin k .

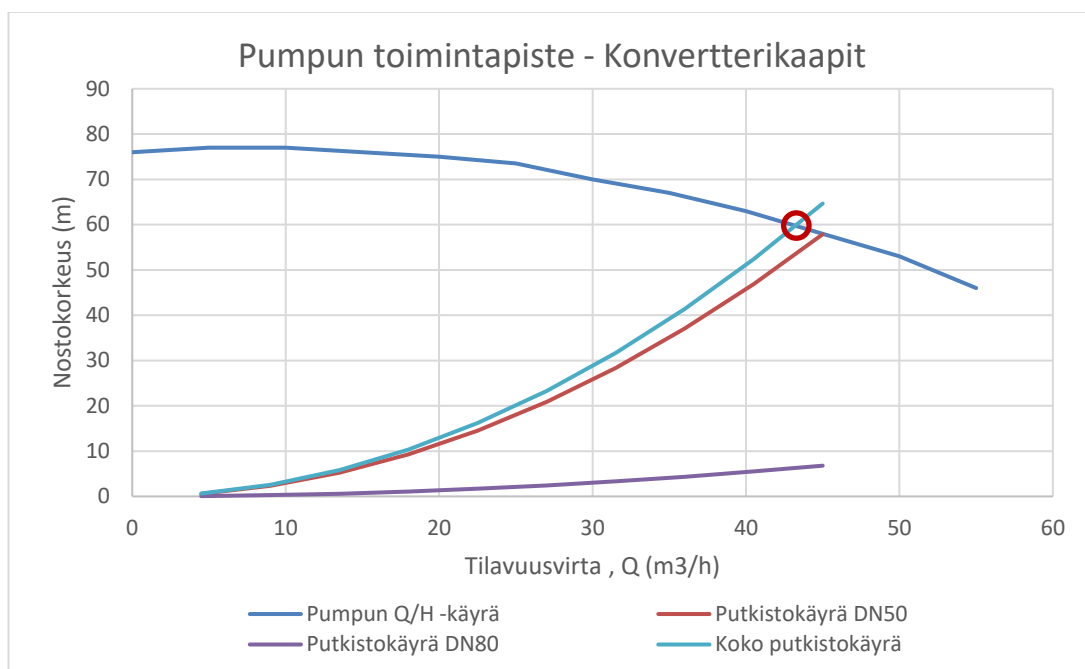
$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{41.35 \text{ m}}{(12.5 \text{ l/s})^2} = \mathbf{0.2647} \quad (15)$$

Vakiokerroimen k avulla voidaan nyt määrittää nostokorkeuden muutos tilavuusvirran muuttuessa. Taulukossa 15 on esitetty nostokorkeudet ja tilavuusvirrat putkiston eri osuuksilla tapahtuviin putkistohäviöihin. Näiden avulla saadaan piirrettyä putkiston systeemikäyrä yhdessä pumpun Q/H -käyrän kanssa, jolloin niiden leikkauspiste määrittää pumpun toimintapisteen.

Taulukko 15. 80 mm ja 50 mm putkiston nostokorkeudet tilavuusvirran muuttuessa.

DN80	
H (m)	Q (m ³ /h)
6.79	45
5.50	40.5
4.34	36
3.33	31.5
2.44	27
1.70	22.5
1.09	18
0.61	13.5
0.27	9
0.07	4.5

DN50	
H (m)	Q (m ³ /h)
41.35	45
33.50	40.5
26.47	36
20.26	31.5
14.89	27
10.34	22.5
6.62	18
3.72	13.5
1.65	9
0.41	4.5



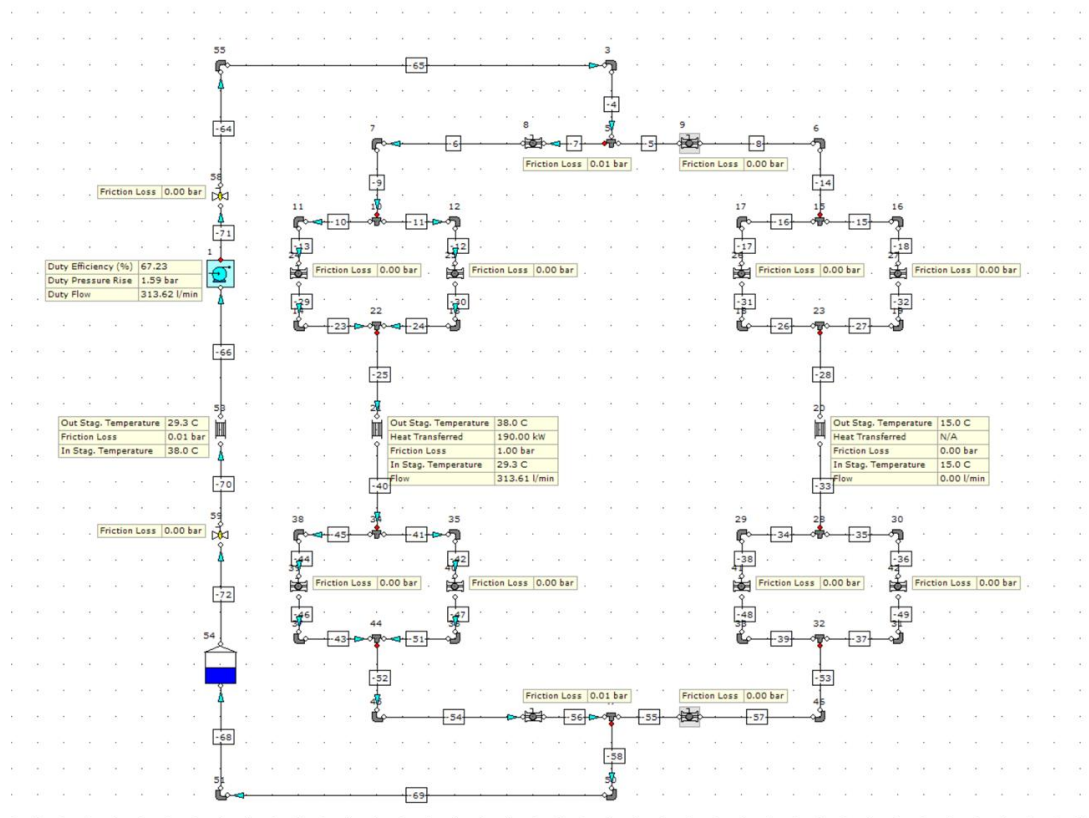
Kuva 23. Pumpun toimintapiste konvertterikaappien jäähdytyspiirissä.

Kuvasta 23 nähdään, että pumpun pyöriessä nimellisa nopeudella, jolloin tilavuusvirta on 750 l/min, putkistohäviöt eivät ylitä pumpun nostokorkeuden rajaa tällä tilavuusvirralla. Voidaan todeta pumpun olevan suorituskyvyltään sopiva tälle järjestelmälle.

5.2 Akseligeneraattoreiden jäähdytys

Akseligeneraattoreiden testaus tapahtuu kahdella eri testipaikalla kuitenkin niin, ettei molemmilla paikoilla voida testata koneita yhtäaikaaisesti. Mitoitus akseligeneraattoreiden jäähdytykselle on tehty vaativimman testiolosuhteen mukaan, tällöin tarvittava tilavuusvirta testien aikana yhdelle koneelle on 290 l/min. Jäähdytysnesteinä testien aikana käytetään hanavettä ja inhibiittoria tulee lisätä säännöllisin väliajoin nestekiertoön noin 0.5% sen kokonaisvolyymista. Koneiden lämmönvaihtimille sisäänmenevän nesteen lämpötilan tulee olla $38^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ ja ulostulevan nesteen $\leq 48^{\circ}\text{C}$. Kuva 24 on mallinnus mahdollisesta toteutustavasta tälle jäähdytyspiirille, joka on luoto FluidFlow-ohjelmalla.

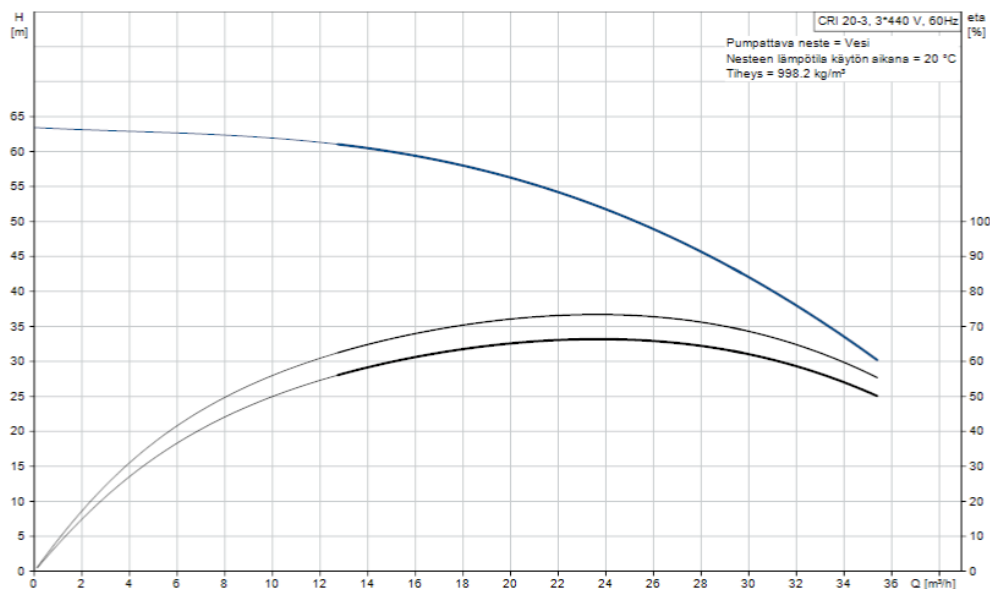
Vesiasemia 4019 ja 4022 tullaan käyttämään koneiden jäähdyttämiseen niiden tehtaalle sijoitetuissa paikoissa. Testattavien sähkökoneiden lämmönvaihtimet sisältävät jokainen kaksi sisäänmeno- ja ulostuloyhdettä kokoa DN50. Vesiasemilta lähtevät letkut tullaan haarauttamaan mahdollisimman järkevästi niin, että lattialle jää mahdollisimman paljon tilaa ja letkut olisivat testipukkien alla piilossa. Näitä vesiasemia ei tällä hetkellä ole varustettu virtausmittarilla, vaan sellaiset tulisi lisätä molempiin piireihin, jotta virtausmääristä saadaan luotettavaa tietoa testien aikana.



Kuva 24. Akseligeneraattoreiden jäähdytyspiirin mallinnus FluidFlow-ohjelmalla.

5.2.1 Toimintapisteen määrittäminen

Akseligeneraattoreiden jäähdytyksessä käytettävien vesiasemien pumppujen toimintapisteeet määritetään samalla tavoin kuin konvertterikaappien osalta. Jäähdyttävänä aineena käytetään hanavettä, jonka tiheyden arvo on $980 \frac{kg}{m^3}$ ja dynaaminen viskositeetti $0.001 \frac{kg}{ms}$. Ensin otetaan tarkasteluun vesiasema, jonka sisäinen putkisto on 50 mm halkaisijakokoa ja määritetään sen toimintapiste. Kuvassa 25 on tälle järjestelmälle varattu pumppu. Taulukot 16 ja 17 sisältävät arvioidut paikallisvastukset sekä putkiston pituudet ja karheudet.



Kuva 25. Pumpun CRI 20-3 Q/H -käyrä.

Taulukko 16. Akseligeneraattoreiden putkiston paikallisvastukset.

Marine-koneet	ξ -arvo	Määrä
Läppäventtiili	0.24	2
Palloventtiili	0.31	24
T-haara	0.89	12
90 asteen mutka	0.15	24
Virtausmittari	1	1
Lämmönvaihdin	4	3

Taulukko 17. Putkiston osuuksien pituudet ja arvioidut karheudet

Putki	Pituus (m)	Ekvivalenttinen karheus
Teräs (DN80)	22	0.1
Teräs (DN50)	22	0.05
Muovi (DN50)	54	0.05

Lasketaan virtausnopeus putkessa kaavan 6 mukaisesti, kun tilavuusvirta on 5.83 l/s ja putken sisähalkaisija on 50mm.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{0.00583 \left(\frac{m^3}{s}\right)}{0.001963 m^2} = \mathbf{2.971 m/s} \quad (6)$$

Ratkaistaan Reynoldsin luku kaavan 9 mukaan.

$$Re = \frac{pwd}{\mu} = \frac{980 \frac{kg}{m^3} * 2.971 \frac{m}{s} * 0.05 m}{1 * 10^{-3} \frac{kg}{ms}} = \mathbf{145 574} \quad (9)$$

Putken suhteellinen karheus saadaan kaavalla 10, kun tiedetään ekvivalenttinen karheus ja putken sisähalkaisija.

$$h = \frac{k}{d} = \frac{0.05 mm}{50 mm} = \mathbf{0.001} \quad (10)$$

Seuraavaksi katsotaan Moodyn käyrästä kitkakertoimen arvo Reynoldsin luvun ja suhteellisen karheuden avulla.

$$\lambda = \mathbf{0.022}$$

Nyt voidaan laskea putkiston painehäviö kaavan 13 avulla.

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

$$\Delta p = \left(0.022 * \frac{79m}{0.05m} + 35.2 \right) + \frac{1}{2} * 980 \frac{kg}{m^3} * 2.971 \frac{m}{s} = \mathbf{296 856 Pa}$$

Dynaamisen nostokorkeuden arvo saadaan kaavalla 14.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{296856 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = \mathbf{30.88 \text{ m}} \quad (14)$$

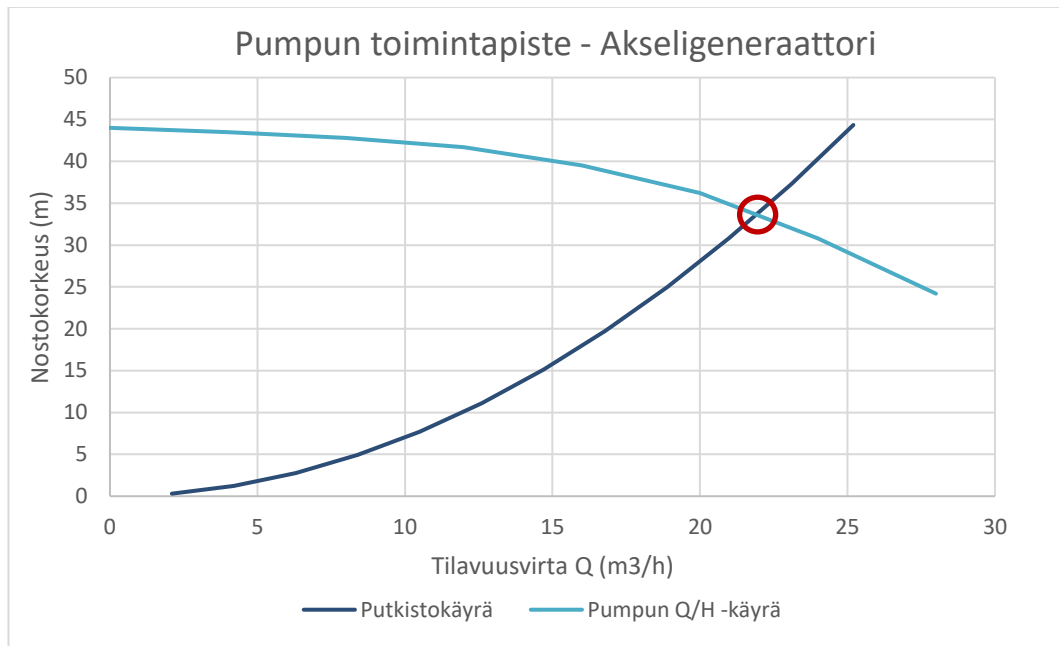
Lopuksi vakiokertoimen k-arvo kaavan 15 mukaan.

$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{30.88 \text{ m}}{(5.83 \text{ l/s})^2} = \mathbf{0.9074} \quad (15)$$

Nyt voidaan määrittää putkistokäyrä, jossa tilavuusvirran muuttuessa nostokorkeuden arvot muuttuvat vakiokertoimen k mukaisesti. Taulukossa 18 on nämä arvot listattu ja kuvassa 26 on pumpun Q/H-käyrä ja putkistokäyrät piirrettynä. Toimintapiste on näiden kahden käyrän leikkauskohdassa.

Taulukko 18. 50 mm putkiston nostokorkeudet tilavuusvirran muuttuessa.

DN50	
H (m)	Q (m ³ /h)
30.84	21.0
24.98	18.9
19.74	16.8
15.11	14.7
11.10	12.6
7.71	10.5
4.93	8.4
2.78	6.3
1.23	4.2
0.31	2.1



Kuva 26. Pumpun toimintapiste akseligeneraattorin jäähdytyspiirissä

Akseligeneraattoreiden toinen vesiasema on varustettu samanlaisella pumpulla kuin konvertterikaappien jäähdytyspiirissä, jonka Q/H-käyrä on esitetty kuvassa 22. Tässä täytyy laskut suorittaa jälleen kahdessa osiossa, koska putkiston halkaisijakoko muuttuu vesiaseman kiinteiden putkien jälkeen pienemmäksi. Ensin lasketaan virtausnopeus kaavalla 6.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{0.0125 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{0.005027 \text{ m}^2} = \mathbf{2.4868 \text{ m/s}} \quad (6)$$

Seuraavaksi Reynoldsin luku kaavalla 9.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.4868 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.08 \text{ m}}{1 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} = \mathbf{194\ 965} \quad (9)$$

Suhteellinen pinnankarheus saadaan kaavalla 10.

$$h = \frac{k}{d} = \frac{0.1 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} = \mathbf{0.00125} \quad (10)$$

Kitkakerroin saadaan Moodyn käyrästä.

$$\lambda = \mathbf{0.022}$$

Putkiston painehäviö ratkaistaan kaavalla 13.

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

$$\Delta p = \left(0.022 * \frac{24m}{0.08m} + 28.8 \right) + \frac{1}{2} * 980 \frac{kg}{m^3} * 2.4868 \frac{m}{s} = \mathbf{107\ 270\ Pa}$$

Dynaaminen nostokorkeus kaavan 14 mukaan.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{107\ 270\ Pa}{980 \frac{kg}{m^3} * 9.81\ m/s^2} = \mathbf{11.16\ m} \quad (14)$$

Vakiokerroin k saadaan kaavalla 15.

$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{11.16\ m}{(12.5\ l/s)^2} = \mathbf{0.0714} \quad (15)$$

Seuraavaksi lasketaan putkistohäviöt, kun putken halkaisijakoko on 50 mm.

Virtausnopeus saadaan kaavalla 6.

$$w = \frac{Q}{A} = \frac{0.0125 \left(\frac{m^3}{s} \right)}{0.001963\ m^2} = \mathbf{6.3662\ m/s} \quad (6)$$

Reynoldsin luku kaavalla 9.

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{980 \frac{kg}{m^3} * 6.3662 \frac{m}{s} * 0.05\ m}{1 * 10^{-3} \frac{kg}{ms}} = \mathbf{311\ 944} \quad (9)$$

Putken suhteellinen karheus kaavalla 10.

$$h = \frac{k}{d} = \frac{0.05 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = \mathbf{0.001} \quad (10)$$

Kitkakerroin ratkaistaan Moodyn käyrästä.

$$\lambda = \mathbf{0.021}$$

Putkiston painehäviö lasketaan kaavan 13 mukaisesti.

$$\Delta p = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \sum \xi \right) * \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (13)$$

$$\Delta p = \left(0.021 * \frac{42 \text{ m}}{0.05 \text{ m}} + 6,4 \right) + \frac{1}{2} * 980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6.3662 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \mathbf{477\ 410\ Pa}$$

Dynaaminen nostokorkeus saadaan kaavalla 14.

$$H_{dyn} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{477410 \text{ Pa}}{980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \text{ m/s}^2} = \mathbf{49.66 \text{ m}} \quad (14)$$

Vakiokerroin k ratkaistaan kaavalla 15.

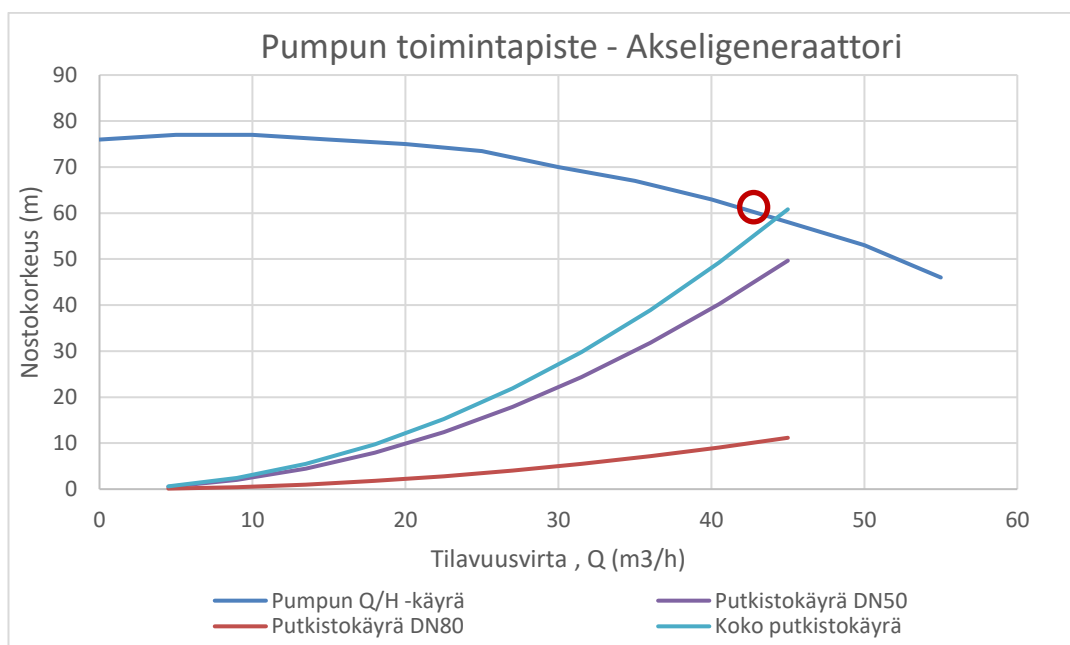
$$k = \frac{H_{dyn}}{Q^2} = \frac{49.66 \text{ m}}{\left(12.5 \frac{\text{l}}{\text{s}} \right)^2} = \mathbf{0.3178} \quad (15)$$

Nyt voidaan nostokorkeuksien arvot taulukoida tilavuusvirran muuttuessa, kun vakiokerroin k on ratkaistu. Taulukossa 19 on molempien putkistokokojen nostokorkeudet taulukoitu tilavuusvirran funktiona.

Taulukko 19. Nostokorkeuksien arvot tilavuusvirran muuttuessa.

DN80		DN50	
H (m)	Q (m ³ /h)	H (m)	Q (m ³ /h)
11.16	45	49.66	45
9.04	40.5	40.22	40.5
7.14	36	31.78	36
5.47	31.5	24.33	31.5
4.02	27	17.88	27
2.79	22.5	12.41	22.5
1.79	18	7.95	18
1.00	13.5	4.47	13.5
0.45	9	1.99	9
0.11	4.5	0.50	4.5

Nyt pumpun toimintapiste nähdään kuvasta 27, jossa on putkistokäyrät ja pumpun Q/H-käyrä piirrettynä. Toimintapiste on näiden käyrien leikkauskohta. Akseligenaattoreiden vaatima tilavuusvirta on noin 300 l/min, riippuen kyseisen koneen lämmönvaihtimen mallista. Pienemmän pumpun omaava vesiasema sopii tähän käyttötarkoitukseen hyvin, mutta suuremman pumpun omaava vesiasema on reilusti turvallisemmalla puolella suorituskyvyn kannalta.

**Kuva 27.** Pumpun toimintapiste toisen akseligenaattorin jäähdytyspiirissä.

6 POHDINTA

Työ oli kokonaisuudessaan hyvin opettavainen. Etenkin virtaustekniikka oli minulle ennestään hyvin tuntematonta asiaa, joten tietoisuuteni jäähdytysjärjestelmistä, etenkin suljetuista kierroista, parani oleellisesti työn aikana. Työn aikana tapahtuneet suunnitelmien muutokset antoivat lopulta paremman lopputuloksen ainakin omasta mielestäni ja yritys, jolle työ tehtiin, sai alustavan suunnitelman jäähdytysjärjestelmien käyttömahdollisuuksista. Työtä oli melko vaikea rajata, sillä asiassa olisi voitu jatkaa vielä pidempään ja esimerkiksi automaatio ja lämpötehojen tarkastelut jäivät tämän työn ulkopuolelle.

Jäähdytysjärjestelmät ovat komplekseja etenkin suurissa mittakaavoissa, kuten Vaasan tehtaalla, mutta helpotukseksi tässä työssä keskityttiin ainoastaan tuotannon jäähdytysjärjestelmiin, eli toisiopiireihin, eikä tehtaan pääpiiriin. Vesiasemat tehtaalla ovat lähes identtisiä keskenään, mikä edesauttoi niiden tutkimista ja suorituskyvyn vertailua. Järjestelmien käyttöä ja valvontaa helpottaisi myös huomattavasti, mikäli kaikki vesiasemat olisivat samassa valvontajärjestelmässä. Tällä hetkellä ainoastaan kaksi kahdeksasta vesiasemasta on ohjattavissa valvontaohjelmalla ja loput ovat paikallishjattuja taajuusmuuttajan paneelilta.

Tämän työn ohessa saatiin selvitettyä tulevaisuuden muutokset vesiasemien käytöille, akseligeneraattorien ja konvertterikaappien jäähdytykset pystytään toteuttamaan nykyisillä järjestelmillä ilman suurempia muutoksia. Konvertterikaappien jäähdytyspiiriin lisättiin erillinen suodatus ja kaappien jakotukkien omat suodattimet poistettiin. Suljettujen järjestelmien painehäviöihin liittyviä tarkasteluita käytössä oleville systeemeille tehdessä, osoittautuivat painehäviöt hyvin alhaisiksi, koska staattista nostokorkeutta näissä järjestelmissä ei ole lainkaan. Tuleville käytöille suoritettiin mallinnukset käyttäen apuna FluidFlow-ohjelmaa ja sen tuloksia voidaan käyttää suuntaa antavina.

LÄHTEET

Aalto yliopisto, 2019, Virtaustekniikka ja lämmönsiirto -opetusmoniste, Viitattu 17.11.2022 [CHEM-A1120 1133664081: Prujut \(aalto.fi\)](https://aalto.fi/handle/10024/1133664081)

ABB, Sähkökäytön mitoitus, Tekninen opas nro. 7, Viitattu 17.11.2022 [Tekninen_opasnro7.pdf \(abb.com\)](https://abb.com/tekninen_opasnro7.pdf)

Hietalahti L., 2012, Säädetyt sähkömoottorikäytöt, 1. painos

Jokinen K., 2020, Teollisuuden ja voimalaitoksen sähköjärjestelmät -opetusmoniste, Vaasan ammattikorkeakoulu

Jokinen K., 2020, Tehoelektroniikka -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

Kauppila J., 2015, Paineen käyttäytyminen suljetussa kiertovesiverkostossa ja paisuntasäiliön asennuspaikan vaikutus suljetun kiertovesiverkoston staattisiin paineisiin, Viitattu 17.11.2022 <https://www.theseus.fi/handle/10024/97420>

Motiva, 2011, Energiatehokkaat pumput, Viitattu 17.11.2022 https://www.motiva.fi/ajankohtaista/julkaisut/kaikki_julkaisut/energiatehokkaat_pumput.9236.shtml

Motiva, 2020, Pumppujen hankintaopas, Viitattu 17.11.2022 https://www.motiva.fi/ajankohtaista/julkaisut/kaikki_julkaisut?C=9236&product_id=780

Multanen M., 2015, Putkistosuunnittelustandardi eräälle suunnittelutoimistolle, Viitattu 17.11.2022 <https://www.theseus.fi/handle/10024/95002>

Mäkitalo J., 2013, Pumppaamoiden energiatehokkuuden parantaminen, Viitattu 17.11.2022 <https://www.theseus.fi/handle/10024/68368>

Saviluoto L., 2014, Levylämmönsiirtimen levyparin välisen virtauksen ja lämmönsiirron kehittyminen sekä lämpötilan muutos lämpölevyn yli, Viitattu 17.11.2022, <https://www.theseus.fi/handle/10024/84570?show=full>

Verkkonen V., 2020, Sähkökoneet -opetusmoniste. Vaasan ammattikorkeakoulu

Mikä on taajuusmuuttaja, 2022, Danfoss, Viitattu 3.11.2021 <https://www.danfoss.com/fi-fi/about-danfoss/our-businesses/drives/what-is-a-variable-frequency-drive/>

Affinity law, Viitattu 8.4.2022 <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/affinity-law>

Moodyn käyrästö, Viitattu 28.10.2022 https://www.researchgate.net/figure/Moody-diagram-for-the-determination-of-flow-regimes-with-regard-to-internal-friction_fig1_235735436

Poikkileikkauskuva monijaksoisesta keskipakopumpusta, Viitattu 28.10.2022 <http://www.superpump.co.za/portfolio-view/vertical-multi-stage-pumps/>

Siemens 160M -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/gh/products/other-standard-motor/siemens-160m-83A15226?tab=variant-specifications>

Grundfos MG160MD -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/fi/products/mg-ml/mg160md-85905162>

Grundfos TP 80-400/2 A-F-A-BAQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/tp-tpe/tp/tp-80-4002-96108703?productnumber=96108703&tab=variant-curves&pumpsystemid=1300871794>

Grundfos MG132SC -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/fi/products/mg-ml/mg132sc-85900750?tab=variant-curves>

Grundfos CRN 45-2-2 A-F-A-E-HQQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/crn/crn-45-2-2-96123068?tab=variant-curves>

Grundfos MG160MB -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/gh/products/mg-ml/mg160mb-87410021?tab=variant-curves>

Grundfos MG160MC -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/mg-ml/mg160mc-85900752?tab=variant-specifications>

Grundfos CRN 45-3 A-F-G-V-HQQV -pumppu, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/crn/crn-45-3-96526694?tab=variant-curves>

Grundfos MG112MC -moottori, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/mg-ml/mg112mc-87312303?tab=variant-curves>

Grundfos CRI 20-3 A-FGJ-A-E-HQQE -pumppu, Viitattu 28.10.2022, <https://product-selection.grundfos.com/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/cri/cri-20-3-96500347?tab=variant-curves>

