

# **Tuuliturbiinivaihteen voitelujakauma- todennuksen kehittäminen**

Santeri Suominen

Opinnäytetyö

Huhtikuu 2020

Tekniikan ala

Insinööri (AMK), kone- ja tuotantotekniikan tutkinto-ohjelma

Koneensuunnittelu

Tekijä(t) Suominen, Santeri	Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK	Päivämäärä Huhtikuu 2020
	Sivumäärä 90	Julkaisun kieli Suomi
		Verkojulkaisulupa myönnetty: x
Työn nimi <b>Tuuliturbiinivaihteen voitelujakaumatodennuksen kehittäminen</b>		
Tutkinto-ohjelma Insinööri (AMK), kone- ja tuotantotekniikan tutkinto-ohjelma		
Työn ohjaaja(t) Tomi Nieminen; Petri Luosma		
Toimeksiantaja(t) Moventas Gears Oy		
Tiivistelmä <p>Opinnäytetyön toimeksiantajana toimi tuuliturbiinivaihtevalmistaja Moventas Gears Oy. Nykyisissä tuuliturbiinivaihteissa Moventas on siirtynyt käyttämään hydrodynaamisia liukulaakereita vierintälaakereiden ohella. Hydrodynaamiset liukulaakerit asettivat haasteita tuuliturbiinivaihteen voitelujakaumatodennukselle. Käytössä olleella testausmenettelyllä vaihdetta ei ollut mahdollista pyörittää, jolloin hydrodynaaminen virtaus jäi puuttumaan ja mitattu voitelujakauma ei ollut todenmukainen. Lisäksi voitelujakauman simuloinnissa käytetyn Simcenter Amesim -ohjelmiston simulaatiotulosten luotettavuudesta liukulaakereita hyödyntävällä vaihteella ei ollut aiempaa kokemusta.</p> <p>Opinnäytetyön tavoitteena oli tehdä selvitys tuuliturbiinivaihteen voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmän soveltuvuudesta liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sekä kehittää todennusmenetelmää tälle vaihteelle paremmin soveltuvaksi.</p> <p>Työssä havaittiin, että voitelujakaumatestausta ei ollut mahdollista kehittää, joten työn aikana selkiytyi pyrkimyksiksi todentaa voitelujakauma jatkossa simulointimenetelmillä. Työssä tehtiin oikealle vaihteelle voitelujakaumatestaus sekä vertailtiin testaamalla kerättyjä mittauksia ja simuloituja tuloksia keskenään.</p> <p>Opinnäytetyön tuloksena annettiin kehitysehdotus todentaa voitelujakauma jatkossa käyttämällä Amesim-simulointia ja vertaamalla kuormakoeajossa mitattuja kriittisten pisteiden paineita simulaatiotuloksiin. Työssä suoritettujen tutkimusten perusteella voidaan luottaa pelkkiin painemittauksiin, jotka suoritetaan kuormakoeajossa, ja todeta sen olevan riittävä määrä testausta. Kuormakoeajotilannetta simuloimalla saadaan selvitettyä hydrodynaamisten liukulaakereiden virtauksien vaikutus kokonaisvoitelujakaumaan.</p>		
Avainsanat ( <a href="#">asiasanat</a> ) Tuuliturbiinivaihte, voitelu, hydrodynaaminen liukulaakeri, voitelujakauman todentaminen, Simcenter Amesim		
Muut tiedot ( <a href="#">salassa pidettävät liitteet</a> ) Liitteet 1–9 ovat salassa pidettäviä, jotka on poistettu julkisesta työstä. Salassapidon peruste: Julkisuuslain 621/1999 24§, kohta 17 ja 20, yrityksen liike- tai ammattisalaisuus. Salassapitoaika kaksikymmentäviisi (25) vuotta. Salassapito päättyy 3.4.2045.		

Author(s) Suominen, Santeri	Type of publication Bachelor's thesis	Date April 2020 Language of publication: Finnish
	Number of pages 90	Permission for web publication: x
Title of publication <b>Developing the oil distribution verification in a wind turbine gearbox</b>		
Degree programme Mechanical and Production Engineering		
Supervisor(s) Nieminen, Tomi; Luosma, Petri		
Assigned by Moventas Gears Oy		
Abstract  <p>The thesis was assigned by a wind turbine gearbox manufacturer Moventas Gears Oy. Moventas has begun using hydrodynamic bearings along with roller bearings in wind turbine gearboxes. The hydrodynamic bearings set challenges for the verification of oil distribution in the wind turbine gearbox. With the testing procedure used, there was no option to rotate the gearbox. This caused lack of hydrodynamic action and therefore the oil distribution was not realistic. Also, Simcenter Amesim software was previously used for simulating the oil distribution, but there was no understanding of the reliability of the simulation results with hydrodynamic bearings.</p> <p>The aim of the thesis was to study the suitability of the oil distribution simulation and verification methods with a gearbox using hydrodynamic bearings and to develop the methods to better suit the gearbox using hydrodynamic bearings.</p> <p>It was discovered that there was no option to develop the oil distribution test. Therefore, the study clarified that in the future, the aim is to verify the oil distribution with simulation methods. During the thesis work, the oil distribution test was done for the real size wind turbine gearbox and the measurement results were compared to the simulated results.</p> <p>As a result of the thesis, a proposal was given to simulate the oil distribution with Amesim in the future, and to compare these simulation results to the measured pressures from critical points in the nominal load test. The study confirms, that the pressure measurement done in the nominal load test is enough for testing. Simulating the nominal operation, gives the results on the oil distribution under the operation condition of the gearbox including the effect of the hydrodynamic bearings.</p>		
Keywords/tags ( <a href="#">subjects</a> ) Wind turbine gearbox, lubrication, hydrodynamic bearing, oil distribution verification, Simcenter Amesim		
Miscellaneous ( <a href="#">Confidential information</a> ) Appendices 1–9 are confidential and they have been removed from the public thesis. Grounds for secrecy: Publicity law 621/1999 24§, 17 and 20, Business or professional secret. The period of secrecy is twenty-five (25) years and it ends 3.4.2045.		

## Sisältö

<b>Lyhenteet .....</b>	<b>6</b>
<b>1 Johdanto .....</b>	<b>7</b>
1.1 Opinnäytetyön lähtökohdat .....	7
1.2 Moventas Gears Oy .....	8
<b>2 Tutkimusasetelma .....</b>	<b>8</b>
2.1 Tutkimuskysymykset .....	8
2.2 Tutkimusmenetelmät .....	9
2.3 Kehittämistutkimuksen toteutus.....	11
<b>3 Tuuliturbiinivaihe .....</b>	<b>13</b>
3.1 Rakenne .....	13
3.2 Laakerit .....	14
3.3 Voitelujärjestelmä .....	15
<b>4 Voitelu .....</b>	<b>16</b>
4.1 Voitelumekanismit .....	16
4.1.1 Voitelukalvon ominaispaksuus .....	16
4.1.2 Hydrodynaaminen voitelu .....	17
4.1.3 Elastohydrodynaaminen voitelu (EHD-voitelu).....	17
4.1.4 Hydrostaattinen voitelu.....	18
4.1.5 Stribeckin käyrä .....	18
4.2 Viskositeetti .....	18
4.3 Voiteluöljyt .....	20
4.4 Tuuliturbiinivaihteen voitelu .....	22
4.4.1 Hammaspyörien voitelu .....	22
4.4.2 Laakereiden voitelu .....	22

	2
4.4.3 Käytetty voiteluöljy.....	23
4.4.4 Lisäaineet.....	24
<b>5 Liukulaakerit.....</b>	<b>25</b>
5.1 Liukulaakerityypit .....	25
5.2 Hydrodynaamisen säteisliukulaakerin toiminta.....	27
5.3 Hydrodynaamisen säteisliukulaakerin voitelu .....	30
5.4 Hydrodynaaminen aksiaaliliukulaakeri .....	34
5.5 Hydrodynaamisen liukulaakerin huonot puolet.....	36
<b>6 Voitelujakauman todentaminen .....</b>	<b>37</b>
6.1 Todennusprosessi.....	37
6.2 Aiemmat voitelujakaumatodennukseen liittyvät tutkimukset .....	38
<b>7 Voitelujakaumatestausta.....</b>	<b>38</b>
7.1 Mitattavat voitelukohteet .....	39
7.2 Muut mittaukset.....	44
7.3 Testausohjelma .....	45
7.4 Mittausten suoritus .....	46
7.5 Voitelujakaumatestausten ongelmat .....	49
<b>8 Voitelujakauman simulointi .....</b>	<b>50</b>
8.1 Simcenter Amesim -ohjelmisto .....	50
8.2 1D- ja 2D/3D-simulaatio .....	51
<b>9 Tutkimuksen toteutus.....</b>	<b>51</b>
9.1 Voitelujärjestelmän mallintaminen.....	51
9.1.1 Putkistokomponentit.....	53
9.1.2 Liukulaakerikomponentit.....	55
9.1.3 Muut voitelukohteet .....	57
9.2 Voitelujakaumatestausten suoritus.....	57

9.3	Voitelujakaumatodennuksen tulokset .....	59
9.3.1	Voitelun vähimmäismäärän toteutuminen .....	59
9.3.2	Simuloitujen ja mitattujen arvojen vertailu .....	60
9.4	Simulaation muokkaus .....	60
9.5	Epäilty vuoto 2. planeettaportaalla.....	63
9.6	Kuormakoeajotilanteen simulointi.....	65
9.7	Kuormakoeajotilanteen tulosvertailu .....	66
<b>10</b>	<b>Johtopäätökset.....</b>	<b>66</b>
10.1	Johtopäätökset simulointi- ja todennusmenetelmästä .....	66
10.2	Voitelujakaumatestauksen korvaus .....	68
<b>11</b>	<b>Pohdinta.....</b>	<b>70</b>
	<b>Lähteet .....</b>	<b>73</b>
	<b>Liitteet .....</b>	<b>76</b>
	Liite 1. Voitelun vähimmäismäärä, simuloitu sekä mitattu voitelujakauma (salassa pidettävä) .....	76
	Liite 2. Voitelun vähimmäismäärä, simulaatiotulokset 1–4 sekä mitattu voitelujakauma (salassa pidettävä) .....	79
	Liite 3. Voiteluöljyn paineet (salassa pidettävä) .....	82
	Liite 4. Voiteluöljyn virtaukset (salassa pidettävä) .....	83
	Liite 5. Kokonaisvirtaus eri portailla sekä korjauskertoimien määrittäminen (salassa pidettävä).....	84
	Liite 6. Kuormakoeajon mittaustulokset (salassa pidettävä) .....	86
	Liite 7. Kuormakoeajon simulointitulokset (salassa pidettävä).....	87
	Liite 8. Painekorrelaatio kuormakoeajovertailussa (salassa pidettävä) .....	88
	Liite 9. Voitelun vähimmäismäärä ja nimellistilanteen kuormitustasoa 16 vastaavat simulaatiotulokset (salassa pidettävä) .....	89

## Kuviot

Kuvio 1. Stribeckin käyrä .....	18
Kuvio 2. Viskositeetin määrittäminen .....	19
Kuvio 3. Säteislaakeri (Journal bearing) ja aksiaalilaakeri (Thrust bearing).....	26
Kuvio 4. Hydrodynaamisen paineen muodostuminen kiilamaisessa raossa .....	27
Kuvio 5. Akselin asento sekä paineen jakautuminen liukulaakerissa eri tilanteissa....	28
Kuvio 6. Akselin keskipisteen piirtämä puoliympyrän muotoinen ura .....	29
Kuvio 7. Öljynsyöttöreikä kuormitetun alueen vastakkaisella puolella .....	31
Kuvio 8. Öljynsyöttöreikä suurimman laakerivälän kohdalla .....	31
Kuvio 9. Akselin suuntainen ura liukulaakerissa .....	32
Kuvio 10. Kehän suuntainen ura liukulaakerissa.....	32
Kuvio 11. Öljynsyöttöreikä laakerissa .....	33
Kuvio 12. Öljynsyöttöreikä akselissa .....	33
Kuvio 13. Yhdestä rengasmaisesta liukupinnasta koostuva aksiaaliliukulaakeri .....	35
Kuvio 14. Liukukengillä varustettu aksiaaliliukulaakeri.....	36
Kuvio 15. Tuuliturbiinivaihteen voitelukohteet numeroituna .....	40
Kuvio 16. Ensimmäisen planeettaportaan virtausmittaukset.....	42
Kuvio 17. Manuaalisen virtausmittauspisteen B12/B13 öljynkeräyskaukalo sekä M5 mittauspisteen virtausmittari.....	43
Kuvio 18. Manuaalisen virtausmittauspisteen B11 öljynkeräyskaukalo.....	44
Kuvio 19. Voitelujakaumatestauksessa käytettyjä Kytola 2950 -soikioratasmittareita pulssiantureineen.....	47
Kuvio 20. Manuaalisten mittausten 3-tiehanat.....	48
Kuvio 21. Prototyypivaihteen voitelujärjestelmä mallinnettuna Amesimilla .....	52
Kuvio 22. Yksittäisille putkistokomponentille määriteltävät parametrit .....	54
Kuvio 23. Aiemmassa suutintestauksessa mitattu voiteluöljyn virtaus paineen ja lämpötilan funktiona virtauspisteen M3 käyttämällä suuttimella.....	57
Kuvio 24. 2950-soikioratasmittareiden painehäviöt (kinemaattinen viskositeetti 300 mm <sup>2</sup> /s).....	58
Kuvio 25. Nopean akselin öljynsyöttöreikien positiot.....	61

**Taulukot**

Taulukko 1. Luettelo voitelukohteista.....	41
Taulukko 2. Muut mitattavat suureet .....	44
Taulukko 3. Testausohjelma .....	45
Taulukko 4. Simulaatiolle annetut lähtöarvot.....	53



## Lyhenteet

GS	Generator side, generaattorin puoli
HS	Hollow shaft, holkkiakseli
HSS	High speed shaft, nopea akseli
LSS	Low speed shaft, hidas akseli
PLS 1	1 <sup>st</sup> Planetary stage, 1. planeettaporras
PLS 2	2 <sup>nd</sup> Planetary stage, 2. planeettaporras
PRV	Paineenrajoitusventtiili
RS	Rotator side, rottorin puoli

# 1 Johdanto

## 1.1 Opinnäytetyön lähtökohdat

Voitelujakauman todennus on osa tuuliturbiinivaihteen tuotetodennusta. Voitelujakauman todentamisen tarkoituksena on selvittää, kuinka voiteluöljy jakautuu voitelukohteisiin tuuliturbiinivaihteessa. Prototyypivaiheessa olevan tuuliturbiinivaihteen voitelujakauma tulee todentaa, jotta voidaan varmistua vaihteen voitelujakauman suunnittelun onnistumisesta. Todentamisella pyritään vastaamaan FMEA (Failure Mode and Effect Analysis, vika- ja vaikutusanalyysi) -lähtöiseen havaintoon. Suunnitellusta voitelujakaumasta poikkeava voitelujakauma voi johtaa vaihdevaurioon. Voitelujakaumatodennuksen avulla saadun tiedon perusteella voidaan tarvittaessa tehdä vaihteen suunnitteluun muutoksia voitelun osalta. Voitelujakauman suunnittelussa Moventas Gears Oy on hyödyntänyt Simcenter Amesim -ohjelmistoa ja lopullinen voitelujakauma on varsinaisesti todennettu suorittamalla oikealle tuuliturbiinivaihteelle voitelujakaumatestaus, jossa jokaisen voitelukohteen voiteluöljyn virtausmäärät todetaan mittaamalla.

Moventas Gears Oy on siirtynyt käyttämään nykyisissä tuuliturbiinivaihteissaan osittain liukulaakeriteknologiaa vierintälaakereiden sijaan. Liukulaakeriteknologiaa hyödyntävän vaihteen voitelujakaumaa ei ollut vielä koskaan aiemmin todennettu, joten voitelujakauman suunnittelu- ja todennusmenettelyn soveltuvuudesta tälle vaihde-tyypille ei ollut täyttä varmuutta. Ongelmana oli myös, että voitelujakaumatestauksessa vaihdetta ei pyöritetä eikä kuormiteta lainkaan, vaikka on tiedossa, että toimissaan hydrodynaamisilla liukulaakereilla on voiteluöljyn virtausta aikaansaava ominaisuus. Tämä puute johtuu testikentän rajoitteista.

Työn tavoitteeksi muodostui selvittää, kuinka käytössä oleva voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmä soveltuu liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sekä kuinka voitelujakauman todennusmenetelmää voidaan kehittää liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sopivammaksi.

## 1.2 Moventas Gears Oy

Moventas Gears Oy (myöhemmin Moventas) on suomalainen tuuliturbiinivaihdevalmistaja. Moventas on yksi alansa johtavista tuuliturbiinivaihdevalmistajista. Moventasin edeltäjien, Valmetin ja Metso Drivesin, juuret ylettyvät aina 1940-luvulle asti, ja ensimmäisen tuuliturbiinivaihteensa Moventas on valmistanut jo vuonna 1980. Moventasin asiakaskuntaa ovat kansainväliset tuuliturbiinivalmistajat. (We Are Geared For New Energy 2019.) Vaihdevalmistuksen lisäksi yritys tarjoaa myös huoltopalveluita omille sekä kilpailijoiden valmistamille vaihteille (Moventas Multi-brand Services for Wind Turbine Gearboxes 2019). Moventasin omistaa glogaali teollisuusryhmä Clyde Blowers (Clyde Blowers n.d.).

Moventasin päätoimipaikka on Jyväskylä. Jyväskylässä sijaitsevat Rautpohjan sekä Ikolan tehtaot. Jyväskylässä toimintaan kuuluvat vaihteiden suunnittelu ja kehitys sekä vaihteen sisäosien valmistus, vaihteiden kokoonpano ja koeajo. Lisäksi Jyväskylän tehtailla myös huolletaan vaihteita. Moventasilla on myös tehdas Uudellamaalla Karkkilassa, jossa tehdään vaihteiden koteloiden koneistuksia. Yritys työllistää Jyväskylässä noin 400 henkeä ja Karkkilassa noin 40 henkeä. (Rahkonen 2018, 20–21.)

Suomen lisäksi Moventasilla on myynti- ja huoltotoimintaa Australiassa, Kanadassa, Saksassa, Italiassa, Espanjassa, Isossa-Britanniassa sekä USA:ssa. Lisäksi Brasiliassa toimiva Zanini Renk on Moventasin valtuutettu huoltokumppani. (Locations 2019.)

Kaikkiaan Moventasin palveluksessa työskentelee noin 540 henkilöä (Rahkonen 2018, 20–21).

## 2 Tutkimusasetelma

### 2.1 Tutkimuskysymykset

Opinnäytetyön tutkimusongelmana voidaan pitää sitä, että toimeksiantajalla ei ollut täyttä selvyyttä nykyisen voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmän luotettavuudesta. Toimeksiantajalla oli halu selvittää voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmän soveltuvuus nykyisille liukulaakeriteknologiaa hyödyntäville tuuliturbiinivaihteille sekä tarvittaessa kehittää todennusmenetelmää, jotta se soveltuisi

nykyisille vaihteille paremmin. Tuuliturbiinivaihteiden kehittyessä tulee myös vaihteiden todentamisessa käytettävien menetelmien olla sellaisia, että ne soveltuvat jatkuvasti kehittyville tuuliturbiinivaihteille. Menetelmillä saatavia tuloksia on pystyttävä pitämään luotettavia.

Opinnäytetyön tutkimusongelmasta muodostettiin opinnäytetyön tutkimuskysymykset:

1. Kuinka käytössä oleva voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmä soveltuu liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle?
2. Kuinka voitelujakauman todennusmenetelmää voidaan kehittää liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sopivammaksi?

## 2.2 Tutkimusmenetelmät

Tutkimusmenetelmät jaetaan yleensä laadulliseen (kvalitatiiviseen) ja määrälliseen (kvantitatiiviseen) tutkimukseen. Kvalitatiivisen tutkimuksen tarkoituksena on ymmärtää tai tulkita tarkastelun kohteeksi valittua ilmiötä. Kvalitatiivisen tutkimuksen avulla voidaan selvittää, mistä tarkastelun kohteeksi valitussa ilmiössä on kyse. Kvalitatiivisella tutkimuksella tutkimuskysymyksiin saatavat vastaukset ovat yleensä kuvailuvia. (Kananen 2010, 155–156; Kananen 2015a, 34.)

Kvalitatiivista tutkimusta käytetään yleensä silloin, kun tutkittava ilmiö on täysin uusi, eikä siitä ole saatavilla tietoa tai siihen liittyviä teorioita tai tutkimuksia ei ole vielä olemassa. Muita syitä kvalitatiivisen tutkimuksen käyttöön voivat olla esimerkiksi syvällisen ymmärryksen tai hyvän kuvauksen muodostaminen käsiteltävästä ilmiöstä. Myös uusien teorioiden tai hypoteesien muodostaminen voi olla peruste kvalitatiivisen tutkimuksen hyödyntämiselle. (Kananen 2012, 29; Kananen 2010, 41.)

Kvantitatiivisen tutkimuksen aineisto on nimensä mukaisesti määrällistä ja tutkimuksella käsitellään tutkittavaan ilmiöön liittyviä lukuja ja lukujen välisiä suhteita (Kananen 2010, 77, 156). Kvantitatiivinen tutkimus edellyttää ilmiön aiempaa tuntemista. Kvantitatiivisen tutkimuksen kyselyiden kysymysten johtaminen jo itsessään vaatii tutkittavan ilmiön aiempaa tuntemusta, sekä myös ilmiöiden määrällisten suhteiden käsittely edellyttää myös ilmiön aiempaa tuntemusta. Kvantitatiivisen tutkimuksen

taustalla onkin yleensä kvalitatiivinen tutkimus. (Kananen 2012, 31–33; Kananen 2010 74–77.)

Tämä opinnäytetyö toteutettiin kehittämistutkimuksena. Kehittämistutkimus menee laadullista ja määrällistä tutkimusta pidemmälle. Kehittämistutkimuksessa ei riitä pelkkä asioiden toteaminen, kuten määrällisessä ja laadullisessa tutkimuksessa, vaan siinä pyritään asioiden muutokseen. Kehittämistutkimuksen tarkoituksena on lopulta muutoksen tai kehittämisen läpivieminen. (Kananen 2012, 37.) Kehittämistutkimus soveltuu tämän opinnäytetyön tutkimusmenetelmäksi, sillä opinnäytetyössä ei ainoastaan pyritty selvittämään käytössä olevan voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmän soveltuvuutta liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle, vaan tarkoituksena oli myös selvityksen pohjalta kehittää todennusmenetelmää, jotta se soveltuisi paremmin liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle.

Kehittämistutkimus luetaan yleensä tutkimusstrategiaksi, ei omaksi tutkimusmenetelmäksi, koska sillä ei ole omaa metodologiaa vaan se hyödyntää tarpeen mukaan sekä laadullisen että määrällisen tutkimuksen menetelmiä (Kananen 2010, 26; Kananen 2015a, 33). Kehittämistutkimuksen voidaan kuitenkin katsoa eroavan kehittämistyöstä. Kehittämistyö on organisaatiossa tapahtuvaa jatkuvaa toiminnan kehittämistä ja parantamista. Kehittämistutkimuksen täytyy sisältää kehittämistyön lisäksi myös tutkimusote. (Kananen 2012, 19, 43, 45.) Yleensä kehittämistutkimukselle on myös ominaista syklimäinen rakenne, josta voidaan erottaa kehittämis- ja muutossykli. Tutkimussyklin aikana ongelmaan kehitetään ratkaisu, joka toteutetaan muutossyklissä. Toteutuksen jälkeen ratkaisun toimivuutta arvioidaan ja tarpeen vaatiessa siirrytään takaisin tutkimussykliin jatkokehittämään ratkaisua, minkä jälkeen edetään taas muutossykliin. (Kananen 2015a, 41.)

Kehittämistutkimusta hyvin läheisesti muistuttaa toimintatutkimus. Niiden välinen ero on hyvin pieni. Kuten kehittämistutkimus, toimintatutkimus tähtää myös muutokseen tai asian kehittämiseen. Tutkimus muuttuu toiminnalliseksi, kun tutkija itse testaa ratkaisun toimivuutta. (Kananen 2012, 41–42.) Kehittämistutkimuksessa tutkijan ei välttämättä tarvitse olla mukana muutosprosessissa, eikä varsinaisen muutoksen aikaansaaminen ole ehdottomana vaatimuksena kehittämistutkimukselle (Kananen 2015b, 68).

## 2.3 Kehittämistutkimuksen toteutus

Kehittämistutkimuksen läpivientiin on olemassa useita eri malleja. Niille yhteistä kuitenkin on, että niiden voidaan katsoa koostuvan selkeästi eri vaiheista. Kananen (2012, 53) on esittänyt kehittämistutkimuksen läpivientiin mallin, joka koostuu seuraavista vaiheista:

1. ongelman määrittely
2. ongelman tutkiminen
3. ongelman syiden ja seurausten analysointi
4. ratkaisun esittäminen (interventio)
5. ratkaisun testaaminen
6. ratkaisun muokkaus testauksen pohjalta
7. uuden ratkaisun testaaminen/kokeilu
8. johtopäätökset.

Tähän opinnäytetyöhön sovellettiin tätä kehittämistutkimuksen mallia. Työn perimmäinen ongelma määriteltiin selkeästi toimeksiantajan toimesta jo heti työn alussa. Oli tiedossa, että toimiessaan hydrodynaamisilla liukulaakereilla on voiteluöljyn virtausta aikaansaava ominaisuus. Koska voitelujakaumatestauksessa vaihdetta ei pyöritetä eikä kuormiteta, oli toimeksiantajalla noussut epäily liukulaakereiden voiteluöljyn todellisesta määrästä voitelujakaumatestauksessa. Myöskään simulaatiomenetelmien toimivuudesta liukulaakereita hyödyntävän vaihteen voitelujakauman todentamisessa ei ollut vielä aikaisempaa kokemusta. Työn ongelmaksi voitiin siis määritellä epätietoisuus nykyisen simulointi- ja voitelujakaumatodennusmenetelmän soveltuvuudesta liukulaakeriteknologiaa hyödyntävällä vaihteella, sekä tarve kehittää todennusmenetelmää liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sopivammaksi.

Ongelman tutkimisessa hyödynnettiin aluksi laadullisen tutkimuksen aineistonkeruumenetelmiä. Laadullisen tutkimuksen aineistonkeruumenetelmät jaetaan yleensä sekundääri- ja primääriaineistoon. Sekundääriaineistoksi kutsutaan jo olemassa olevia dokumentteja, jotka liittyvät tutkimuksen aihealueeseen. Primääriaineisto on aineistoa, joka on kerätty juuri kyseistä tutkimusta varten havainnoimalla, haastattelemalla tai kyselyillä. (Kananen 2015a, 76.)

Ongelmaa lähdettiin tutkimaan haastatteluiden avulla. Haastateltaviksi valikoitiin neljä eri tutkimuskohteen aihealueeseen liittyvää yrityksen asiantuntijaa. Haastatteluiden aiheina olivat tuuliturbiinivaihteen rakenne, tuuliturbiinivaihteen voitelu, voitelujakaumatestauksen suoritus, simulointi sekä liukulaakeriteknologia, joka oli yksi ongelman päätekijöistä.

Aineistoa kerättiin myös tutustumalla aiemmin eri vaihteille suoritettujen voitelujakaumatestauksien todennustuloksiin. Kävi myös ilmi, että joitain yksittäisiä Simcenter Amesim -simuloinnissa käytettäviä komponentteja oli jo aiemmin todennettu testamalla. Nämä aineistot voidaan määritellä kuuluvaksi sekundääriaineistoon.

Samanaikaisesti ongelmaa tutkittaessa aloitettiin myös tiedon hankinta opinnäytetyön tietoperustaa varten. Tietoperustaa koostettiin sillä ajatuksella, että siitä olisi mahdollisimman paljon hyötyä keskeisten käsitteiden ja ilmiöiden hahmottamisessa etenkin voitelun ja hydrodynaamisten liukulaakereiden osalta. Tietoperustan koostamisessa hyödynnettiin aihealueisiin liittyvää kirjallisuutta ja julkaisuja (tuuliturbiinivaihte, tribologia, hydrodynaamiset liukulaakerit). Tietoperustan koostamisessa hyödynnettiin myös samaa tutkimusaineistoa, joka hankittiin haastatteleamalla asiantuntijoita ja tutustumalla aikaisempiin voitelujakauman todennuksiin liittyviin aineistoihin.

Seuraavaksi tutkimusaineistoa kerättiin suorittamalla voitelujakauman todennus prototyyppivaiheessa olevalle tuuliturbiinivaihteelle, joka hyödynsi liukulaakereita. Todennus tehtiin käytössä olevaa menetelmää noudattaen, jotta voitiin havaita kehittämistä vaativat kohteet. Voitelujakaumatestauksella saatuja tuloksia verrattiin vaihteen suunnittelun yhteydessä määritettyihin voitelun vähimmäismääriin sekä Simcenter Amesim -ohjelmistolla simuloituun voitelujakaumaan. Simcenter Amesimilla simuloitiin voitelujakaumatestauksen tilannetta vastaava simulaatio, jotta tulosten vertailu oli mahdollista. Tämä tulosten keskinäinen vertailu mahdollisti ongelman syiden ja seurausten analysoinnin. Näin voitiin tehdä päätelmät simulointi- ja todennusmenetelmän soveltuvuudesta sekä kartoittaa todennusmenetelmän kehittämistarpeet. Simuloimalla sekä testaamalla selvitetty virtausmäärät voidaan lukea primääriaineistoksi. Molemmat aineistot ovat kvantitatiivista, eli määrällistä tietoa voiteluöljyn virtausmääristä, paineista sekä lämpötiloista.

Työn tuloksena esitettiin ratkaisu tutkimuskysymyksiin. Tietoperustan avulla hankitusta ymmärryksestä voitelusta ja liukulaakereiden toiminnasta oli apua syy-seuraussuhteiden hahmottamisessa tuloksia vertailtaessa ja johtopäätöksiä muodostettaessa. Ratkaisuehdotusta myös testattiin tekemällä vertailua kuormakoeajon ja simulaatiotulosten välillä.

Opinnäytetyön rajauksista ja opinnäytetyöhön käytettävästä rajallisesta ajasta johtuen edellä kuvatussa kehittämistutkimuksen mallista jätettiin pois kehittämistutkimukset muutossykli, joka sisältää ratkaisun muokkauksen testauksen pohjalta sekä uuden ratkaisun testaamisen tai kokeilun. Kehittämistutkimusta voidaan tarvittaessa tällä tavoin myös rajata ja se voi jäädä toteavalle tai suositusten tasolle (Kananen 2012, 39; Kananen 2015a, 74).

### **3 Tuuliturbiinivaihde**

Tuuliturbiinin tehtävä on tuottaa sähköenergiaa. Tuuliturbiinin roottorin avulla ilmavirtauksen liike-energia saadaan muutettua mekaaniseksi liike-energiaksi sekä edelleen generaattorin avulla sähköenergiaksi. Roottorin pyörimisnopeus täytyy kuitenkin muuntaa generaattorille sopivaksi, sillä yleensä tuuliturbiineissa roottori pyörii noin 5–20 kierrosta minuutissa ja vastaavasti generaattorin täytyy pyöriä yleensä 1000–2000 kierrosta minuutissa. Ratkaisuna tähän on ylennysvaihte, jolla roottorin hidas pyörimisnopeus saadaan nostettua generaattorille sopivaksi. (Breeze, Da Rosa, Doble, Gupta, Kalogirou, Maegaard, Pistoia, Roy, Sørensen, Storvick, Yang & Kruthiventti 2009, 439; Rantala 2019.)

#### **3.1 Rakenne**

Tuuliturbiinivaihteissa on yksi kiinteä välityssuhde. Tuuliturbiinivaihteessa on yleensä yksi tai kaksi planeettaporraa sekä yksi lieriöporras. Portaiden lukumäärät sekä välitykset vaihtelevat vaihteen rakenteen mukaan. Planeettaportaita käytetään, sillä ne ovat kooltaan kompakteja ja niillä aikaansaadaan suuria välityssuhteita. Planeettaporras mahdollistaa myös suurten voimien välityksen suurella välityssuhteella, koska kuorma jakautuu useamman planeettapyörän kesken. (Halme 2005, 4; Kontinen



2019.) Vastaavasti lieriöportaan käyttö mahdollistaa niin kutsutun nopean akselin sijoittamisen haluttuun kohtaan vaihteen kotelossa. Lieriöportaan avulla on myös helppo määrittää vaihteen lopullinen välityssuhde. (Kontinen 2019.)

Opinnäytetyön kohteena olevassa prototyypivaihteessa on kaksi planeettaporrasta sekä yksi lieriöporras. Planeettaportaat sijoittuvat vaihteessa peräkkäin roottorin puolelle, ja lieriöporras on viimeisenä generaattorin puolella. Tällöin tuuliturbiinin roottori pyörittää ensimmäisen planeettaportaan planeetan kantajaa ja liike-energia saadaan ulos lieriöportaalta niin kutsutulta nopealta akselilta. (Kontinen 2019.)

Moventasille tyypillisessä konstruktiossa planeettaporras koostuu planeetan kantajasta, planeettapyörästä, aurinkoakselista ja kehäpyörästä. Planeettapyöriä on ensimmäisellä planeettaportaalla viisi ja toisella planeettaportaalla kolme. Planeettapyörät kiinnittyvät planeetan kantajaan. Planeettapyörät ovat rynnössä sekä kehäpyörän että aurinkoakselin kanssa. Kantajaa pyöritettäessä planeettapyörät pyörivät oman akselinsa ympäri samalla kiertäen kiinteää ulkopuolista kehäpyörää. Samalla planeettapyörät pyörittävät keskellä olevaa aurinkoakselia. (Kontinen 2019.)

Ensimmäisen planeettaportaan aurinkoakseli pyörittää hammaskytkimen välityksellä toisen planeettaportaan planeetan kantajaa. Toisen planeettaportaan aurinkoakseli on taas kytketty hammaskytkimen välityksellä pyörittämään lieriöportaan holkkiakselia. Holkkiakseliin on kiinnitetty välihammaspyörä, joka on rynnössä nopean akselin kanssa. Välihammaspyörä voi myös samalla pyörittää mekaanisen voitelupumpun käyttöpyörää. (Kontinen 2019.)

## 3.2 Laakerit

Tuuliturbiinivaihteissa käytettiin pitkään pelkkiä vierintälaakereita, mutta muutaman viime vuoden sisään Moventas on siirtynyt käyttämään vaihteissaan myös liukulaakereita vierintälaakereiden ohella. Osittaiseen liukulaakeriteknologiaan on siirrytty, sillä vierintälaakereihin verrattuna liukulaakerit ovat edullisempia ja rakenteeltaan yksinkertaisempia. Käyttämällä liukulaakereita säästetään tilaa ja vähennetään painoa. Ne myös mahdollistavat vaihteen momenttitiheyden (Nm/kg) kasvattamisen. (Riihimäki 2019.) Momenttitiheys kuvaa vaihteen välittämän momentin suhdetta sen omaan

massaan. Tavoitteena on siis välittää mahdollisimman suuri vääntömomentti mahdollisimman kevyellä vaihteella.

Opinnäytetyön kohteena olevassa prototyyppivaihteessa molempien planeettapor-  
taiden planeettapyörien laakerointi on toteutettu säteisliukulaakereilla. Lisäksi nopea akseli on laakeroitu säteis- sekä aksiaaliliukulaakereilla. Muut laakeroitavat kohteet on laakeroitu vierintälaakereilla.

### 3.3 Voitelujärjestelmä

Tuuliturbiinivaihteessa voideltavia kohteita ovat hammaspyörien rynnöt, laakerit sekä hammaskytkimet. Painevoitelu on pääasiallinen voitelutapa tuuliturbiinivaihteessa. Vaihteen pyöriessä myös kylpy- ja roiskevoitelu automaattisesti jonkin verran voitelevat komponentteja vaihteessa, mutta siitä huolimatta jokaisen kohteen voitelu on varmistettu painevoitelulla. Vaihteen kotelo toimii voiteluöljysäiliönä (öljysumppu), josta voiteluöljy pumpataan pumpulla voideltaville kohteille. Voiteluöljy johdetaan kaikille voideltaville kohteille voiteluöljyputkiston sekä vaihteen koteloon tai muihin komponentteihin tehtyjen porausten avulla. Vierintälaakereille voiteluöljy johdetaan laakeripesään tehdystä porauksesta. Liukulaakereilla on öljynsyöttöreikä, joka voi sijaita liukulaakerielementissä tai akselissa. Hammaspyörien rynnölle öljy johdetaan hammaspyörän ryntöpintaan kohdistetun putken avulla. Voideltavan kohteen mukaan putkessa voi olla porattuna reikiä voiteluöljyn suihkutusta varten tai vaihtoehtoisesti putken päässä voi olla suutin, josta öljy paineistettuna suihkutetaan halutun muotoisella suihkulla hammaspyörien ryntöpinnalle. Myös hammaskytkimien voitelu on toteutettu samalla periaatteella kuin hammaspyörien voitelu. (Kontinen 2019.)

Esimerkiksi kylpy- tai roiskevoiteluun verrattuna painevoitelun avulla varmistetaan jokaisen kohteen oikea voitelumäärä, sekä samalla voitelu saadaan kohdennettua halutusti jokaisessa voitelukohteessa. Tuuliturbiinivaihteen voitelukohteiden pyörimisnopeudet vaihtelevat hyvin pienistä hyvin suuriin, mikä puoltaa myös painevoitelua. Lisäksi painevoitelu mahdollistaa kiertovoitelun järjestämisen, jolloin öljyn suodatus sekä öljyn jäähtytys ovat helppo järjestää. (Marjamäki 2018; Teollisuusvoitelu 2006, 217.)

Opinnäytetyön kohteena olevassa prototyyppivaihteessa voiteluöljyn pumppaukseen käytetään sekä mekaanista että sähkökäyttöistä voitelupumppua. Voiteluöljy suodatetaan kierrättämällä se vaihteen ulkopuolisen suodatinyksikön lävitse. Lisäksi vaihteen öljysumppuun on sijoitettu lämmitysvastukset, joilla suuri määrä öljyä saadaan pidettyä riittävän lämpöisenä kylmissä olosuhteissa. (Kontinen 2019.)

## 4 Voitelu

### 4.1 Voitelumekanismit

Voitelun pääasiallinen tarkoitus on pienentää kahden toisiaan vasten liukuvan pinnan välistä kitkaa ja kulumista. Voiteluaine muodostaa kahden pinnan välille voiteluainekalvon ja estää näin pintoja koskettamasta toisiaan. (Kivioja ym. 2004, 131.) Lisäksi voiteluaineella tehtävinä voi olla kosketuspintojen jäähditys, estää epäpuhtauksien kulkeutuminen voideltavaan kohteeseen, kuljettaa epäpuhtaudet pois voideltavasta kohteesta, vaimentaa värähtelyä sekä suojata korroosiolta. (Teollisuusvoitelu 2006, 12.)

Voiteluaine voi olla kiinteää, nestemäistä tai kaasumaista ainetta. Voitelun mekanismit koostuvat kolmesta pääluokasta: rajavoitelu, sekavoitelu ja nestevoitelu. (Kivioja ym. 2004, 131.)

#### 4.1.1 Voitelukalvon ominaispaksuus

Voitelukalvon ominaispaksuus ( $\lambda$ ) on parametri, jonka avulla voidaan arvioida voitelumekanismia (ks. kaava 1).

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (1)$$

missä  $h_{min}$  = voiteluainekalvon minimipaksuus

$\sigma_1$  ja  $\sigma_2$  = vastinpintojen pinnankarheuksien rms-arvot

Jos voitelukalvon ominaispaksuus ( $\lambda$ ) on pienempi kuin 1, on kyseessä rajavoitelutilanne. Rajavoitelussa toisiaan vasten liukuvien pintojen välille on vain hyvin ohut voi-

telukalvo. Voitelukalvon ansiosta pinnat eivät vielä kosketa täysin toisiaan, mutta voitelukalvo on kuitenkin niin ohut, että pintojen pinnankarheuden huiput leikkaavat toisiaan. (Kivioja ym. 2004, 196.) Rajavoitelua ilmenee yleensä öljyvoideltujen koneiden pysäytyksissä ja käynnistyksissä (Teollisuusvoitelu 2006, 30).

Jos voitelukalvon ominaispaksuus ( $\lambda$ ) on suurempi kuin 4, on kyseessä nestevoitelutilanne. Nestevoitelussa toisiaan vasten liikkuvat pinnat on erotettu kokonaan voitelukalvolla. Nestevoitelutilanne on kitkan ja kulumisen vähentämisen kannalta paras voitelutilanne. (Teollisuusvoitelu 2006, 30; Kivioja ym. 2004, 131.) Nestevoitelun alaryhminä ovat käsitteet hydrodynaaminen, elastohydrodynaaminen sekä hydrostaattinen voitelu (Kivioja ym. 2004, 131). Nämä edellä mainitut voitelutyypit on käsitelty tarkemmin omissa luvuissaan 4.1.2, 4.1.3 ja 4.1.4.

Jos tulos asettuu rajavoitelun tai nestevoitelun välille, on kyse sekavoitelusta (Teollisuusvoitelu 2006, 21). Sekavoitelulla tarkoitetaan nestevoitelun ja rajavoitelun yhdistelmää. Sekavoitelussa on ominaisuuksia molemmista voitelutyypeistä. Esimerkkinä sekavoitelusta voidaan mainita hammaspyörien ryntö, jossa voitelukalvo ei säily koko ajan täysin kantavana kuten nestevoitelussa. (Blom, Lahtinen, Nuutio, Pekkola, Pyy, Rautiainen, Sampo, Seppänen & Suosara 2006, 162; Kivioja ym. 2004, 15.)

#### 4.1.2 Hydrodynaaminen voitelu

Hydrodynaamisessa voitelussa on kyse ilmiöstä, jossa neste kiilautumalla tai puristamalla muodostaa öljykalvon kahden toisiinsa nähden liikkuvan pinnan väliin. Öljykalvo erottaa liikkuvat pinnat toisistaan eikä pintojen välillä pääse syntymään kosketusta liikkeen aikana. (Ansaharju 2009, 140; Kivioja ym. 2004, 133.)

#### 4.1.3 Elastohydrodynaaminen voitelu (EHD-voitelu)

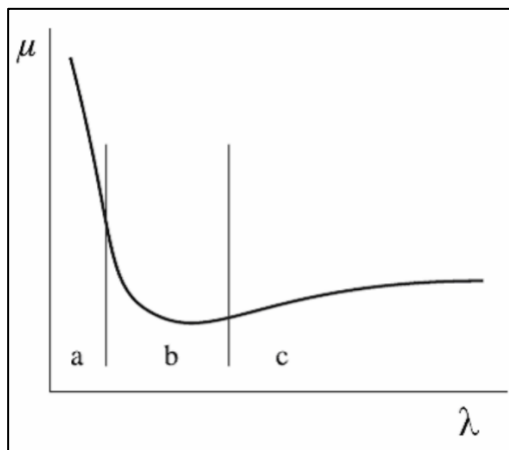
Elastohydrodynaaminen voitelu muistuttaa hydrodynaamista voitelua. Erona on kuitenkin se, että elastohydrodynaamisessa voitelussa toisiinsa nähden liikkuviin pintoihin kohdistuu hyvin suuri voima, joka aiheuttaa pinnoissa elastista muodonmuutosta sekä nostaa voiteluaineen viskositeettiä. Viskositeetin nousu lisää voiteluaineen kuormankantokykyä. (Blom ym. 2004, 162; Kivioja ym. 2004, 149; Teollisuusvoitelu 2006, 25.)

#### 4.1.4 Hydrostaattinen voitelu

Hydrostaattisessa voitelussa saadaan muodostettua hydrostaattinen paine pintojen väliin voiteluainetta pumppaamalla. Kuten edellä kuvatussa hydrodynaamisessa voitelussa, pintojen ei tarvitse olla liikkeessä toisiinsa nähden, jotta voitelukalvo saadaan muodostettua niiden välille. (Kivioja ym. 2004, 159; Teollisuusvoitelu 2006, 29.)

#### 4.1.5 Stribeckin käyrä

Stribeckin käyrä kuvaa kitkakertoimen ja voitelukalvon ominaispaksuuden välistä yhteyttä. (ks. kuvio 1).



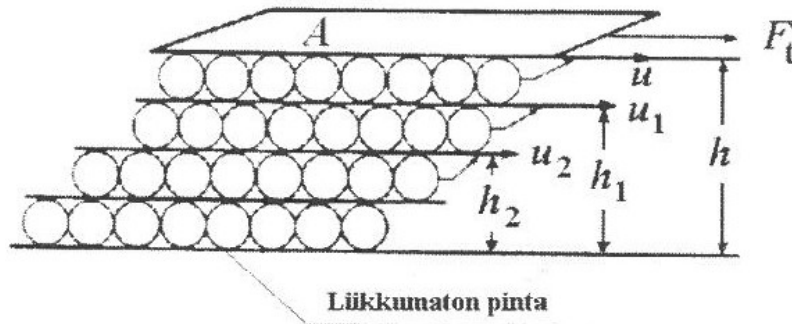
Kuvio 1. Stribeckin käyrä (Kunnossapitokoulu 2005, 4, muokattu)

Kuviossa pystyakselilla on kitkakerroin ( $\mu$ ) ja vaakakselilla on ominaiskalvon paksuus ( $\lambda$ ). Kuviossa 2 alue a on rajavoitelua, alue b on sekavoitelua ja alue c on nestevoitelua. (Kunnossapitokoulu 2005, 4.)

## 4.2 Viskositeetti

Viskositeetti on voiteluaineen ominaisuus, joka ilmaisee voiteluaineen sisäisen kitkan suuruuden, eli toisin sanoen voiteluaineen juoksevuuden. Nopeammin virtaavilla voiteluaineilla on pieni viskositeetti ja hitaasti virtaavilla voiteluaineilla on suuri viskositeetti.

Viskositeetti voidaan määrittellä Newtonin teorian avulla. Teorian mukaan neste voidaan kuvata useina äärettömän ohuina kerroksina, kun se liikkuu kahden toistensa suhteen liikkuvan pinnan välissä (ks. kuvio 2).



Kuvio 2. Viskositeetin määrittäminen (Teollisuusvoitelu 2006, 17)

Kerroksista ylimmän voidaan katsoa liikkuvan pinnan nopeudella  $u$  ja alimman kerroksen voidaan katsoa pysyvän paikoillaan. Jokainen kerros näiden pintojen välillä liikkuu nopeudella  $u_i$  ja sijaitsee korkeudella  $h_i$ . Kerrosten liukumisen toistensa suhteen aikaansaa leikkausjännitys  $\tau$ . Leikkausjännityksen ja kerrosten välisen leikkausnopeuden suhteen  $du/dy$  avulla saadaan laskettua dynaaminen viskositeetti  $\eta$  (ks. kaava 2). (Teollisuusvoitelu 2006, 17–18.)

$$\eta = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2)$$

Dynaamisen viskositeetin SI-yksikkö on  $\text{Ns/m}^2$ . Vanha cgs-järjestelmän yksikkö on poisi. 1 P on yhtä kuin  $0,1 \text{ Ns/m}^2$ . (Teollisuusvoitelu 2006, 18.)

Viskositeetti voidaan määrittää myös kinemaattisen viskositeetin avulla. Kinemaattinen viskositeetti saadaan laskettua dynaamisen viskositeetin  $\nu$  ja voiteluaineen tiheyden  $\rho$  avulla (ks. kaava 3) (Teollisuusvoitelu 2006, 18).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

Kinemaattisen viskositeetin SI-yksikkö on  $\text{m}^2/\text{s}$ . Vanha cgs-yksikkö on stoki. 1 St on yhtä kuin  $10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  (Teollisuusvoitelu 2006, 18).

Lämpötila vaikuttaa viskositeettiin. Nestemäinen voiteluaine on kylmänä jäykempää kuin kuumana. (Teollisuusvoitelu 2006, 18.) Tämän vuoksi tulisi tietää myös lämpötila, jossa viskositeetti on määritetty. Yleisimpiä käytettyjä määrittäyslämpötiloja ovat

SAE-moottoriöljyluokituksen käyttämä +100 °C sekä teollisuusöljyjen ISO-viskositeettiluokituksen käyttämä +40 °C (Kivioja, Kivivuori & Salonen 2004, 180–181).

Viskositeetin muutos tapahtuu lämpötilan funktiona likimain logaritmisesti. Tätä muutosta kuvaa viskositeetti-indeksi (VI). Mitä suurempi voiteluaineen viskositeetti-indeksi on, sitä vähemmän voiteluaineen viskositeetti on lämpötilariippuvainen. (Teollisuusvoitelu 2006, 18.)

Myös paineella on vaikutus voiteluaineen viskositeettiin. Paineen kasvaessa nestemäisen voiteluaineen viskositeetti kasvaa. Viskositeetti kasvaa eksponentiaalisesti paineen vaikutuksesta (ks. kaava 4). (Teollisuusvoitelu 2006, 18.)

$$\eta = \eta_o e^{\alpha p} \quad (4)$$

missä  $\eta_o$  = dynaaminen viskositeetti normaalipaineessa  
 $\alpha$  = viskositeetin paine-eksponentti

On huomattava, että kaasumaiset aineet käyttäytyvät viskositeetin osalta eri tavoin. Lämpötilan noustessa kaasumaisten aineiden viskositeetti kasvaa sekä paineen kasvaessa kaasujen viskositeetti pysyy muuttumattomana. (Viscosity n.d.)

### 4.3 Voiteluöljyt

Käytettävistä voiteluaineista suurin osa on nestemäisiä öljyjä. Myös tuuliturbiinivaihteissa käytetään voiteluaineina yksinomaan öljyjä. Voiteluöljy koostuu perusöljystä sekä lisäaineista. Voiteluöljyssä käytetyn perusöljyn ja lisäaineiden suhteet ovat voiteluöljykohtaisia. Voiteluöljyt voidaan jakaa kolmeen luokkaan niissä käytettävän perusöljyn mukaan:

- kasviöljyt
- mineraaliöljyt
- synteettiset öljyt.

(Batchelor & Stachowiak 1993, 52.)

Valtaosa nykypäivänä käytetyistä öljyistä on mineraalipohjaisia tai synteettisiä öljyjä

## **Kasviöljyt**

Kasviöljyt on valmistettu nimensä mukaisesti valmistettu kasvipööräisistä raaka-aineista. Yleensä käytetty raaka-aine on rypsiöljy. Kasviöljyjä käytetään yleensä sellaisissa kohteissa, joissa voiteluaineesta johtuva saastumisen riski tuule minimoida. Tällaisia käyttökohteita voivat olla esimerkiksi elintarvike- tai lääketeollisuus. (Batchelor & Stachowiak 1993, 52.)

## **Mineraaliöljyt**

Mineraaliöljyjen valmistus tapahtuu tyhjiötislaamalla ja puhdistamalla raakaöljyä. Mineraaliöljyt sisältävät erilaisia hiilivetyjä (Teollisuusvoitelu 2006, 55). Erilaisten hiilivetyjen määrillä pystytään vaikuttamaan mineraaliöljyn ominaisuuksiin. (Voiteluaineet: Voiteluöljyt n.d.) Mineraaliöljyjen tärkeimpiä hiilivetyjä ovat parafiiniset, nafteeniset ja aromaattiset hiilivedyt. Valtaosa mineraaliöljyistä on valmistettu parafiinisista perusöljyistä. (Teollisuusvoitelu 2006, 55–56.)

Mineraaliöljyt ovat edelleen öljyinä yleisimmin käytettyjä. Synteettisiin öljyihin verrattuna mineraaliöljyjen käyttöä puoltaa niiden edullisuus, sekä niiden soveltuvuus useimpiin voitelukohteisiin, joissa vaatimukset voiteluaineiden ominaisuuksille eivät ole niin korkeat. (Batchelor & Stachowiak 1993, 52.)

## **Synteettiset öljyt**

Synteettiset öljyt ovat pidemmälle jalostettuja kuin mineraaliöljyt. Synteettisiä öljyjä käytetään pääasiassa niillä käyttöalueilla, joissa mineraaliöljyn ominaisuudet eivät enää riitä. (Kivioja ym. 2004, 183; Perustietoa voiteluaineista n.d.) Tällaisia käyttöalueita ovat esimerkiksi voitelutilanteet, joissa öljyn tulee selviytyä korkeista tai matalista lämpötiloista tai raskaista kuormituksista. Myös voiteluaineen palamattomuus ja ympäristövaatimusten täyttö voivat olla ominaisuuksia, joita vaaditaan synteettisiltä voiteluaineilta. (Kivioja ym. 2004, 183.)

Synteettisten öljyjen valmistuksessa käytetään raakaöljyä sekä luonnonkaasuista lämpökrakkaamalla saatuja perusaineita. Synteettisten öljyjen molekyyli rakenne on valmistustapansa vuoksi täysin halutunlainen, sekä voiteluominaisuudet pystytään tämän ansiosta määrittämään tarkasti halutunlaisiksi. (Blom ym. 2006, 165.) Hiilivety-



yhdisteet synteettisissä öljyissä ovat tasakokoisempia ja tasalaatuisempia kuin mineraaliöljyissä (Perustietoa voiteluaineista n.d.).

Synteettisiksi öljyiksi luetaan seuraavat perusöljyt:

- synteettiset hiilivedyt
- esterit
- polyglykolit
- fosforihappoesterit
- silikoniöljyt.

(Teollisuusvoitelu 2006, 59–60.)

Jokaisella synteettisellä perusöljyllä on omat ominaisuutensa, jonka perusteella ne soveltuvat erilaisiin käyttötarpeisiin (Teollisuusvoitelu 2006, 59–60).

## 4.4 Tuuliturbiinivaihteen voitelu

### 4.4.1 Hammaspyörien voitelu

Yksi päävoitelukohteista tuuliturbiinivaihteissa ovat hammaspyörien väliset hammaskosketukset. Hammaskosketuksissa öljykalvon paksuus vaihtelee, sillä hampaiden vierintäolosuhteet muuttavat koko ajan hammaspyörien pyöriessä. Hammaskosketuksesta voidaan erottaa sekä vierivää, että liukuvaa kosketusta. Hammaskosketus on puhdasta vierintää hampaan ryntöviivalla, jolloin myös voitelukalvo vastaa hydrodynaamista voitelutilannetta. Vastaavasti hammaskosketuksen alussa ja lopussa kosketus on pääasiassa liukuvaa. Lähellä hampaan kärkeä voitelukalvo vastaa seka- tai rajavoitelua. (Teollisuusvoitelu 2004, 216.)

### 4.4.2 Laakereiden voitelu

#### **Vierintälaakerit**

Voitelukalvon muodostuminen vierintälaakereissa vastaa elastohydrodynaamista voitelua. Myös raja- ja sekavoitelua esiintyy riippuen käytetyn voiteluaineen viskositeetistä ja laakerin pyörimisnopeudesta. Vierintälaakereiden rullien ja vierintäratojen välinen kosketus on muodoltaan viivamainen ja vastaavasti kuulalaakereiden kuulien ja vierintäradan kosketus on muodoltaan elliptinen pistekosketus. Kosketuspaineen suuruus voi vierintälaakereissa nousta yli 3000 Mpa:n. Suhteellisen voitelukalvon

paksuuden ( $\lambda$ ) vierintälaakereissa tulisi olla suurempi tai yhtä suuri kuin 4–5 . Tällöin pinnat vierintälaakerissa ovat täysin irti toisistaan. (Kivioja ym. 2004, 246.)

### **Liukulaakerit**

Hydrodynaamisen liukulaakerin toiminta perustuu nestevoiteluun. Voiteluöljy johdetaan laakeriin niin, että radiaaliliukulaakerin ja akselin väliin muodostuu öljykalvo. Liukulaakerin mitoitukseen nähden oikealla pyörimisnopeudella akseli on pyöriesään täysin irti liukulaakerin pinnasta. Kun vaihde on pysähdyksissä, liukulaakerin ja akselin välillä vallitsee rajavoitelu. Kun vaihde lähtee pyörimään, on liukulaakeri vielä liikkeelle lähtiessään rajavoitelun alueella, mutta nopeuden kasvaessa voitelu muuttuu sekavoitelun kautta nestevoitelun alueelle. Sama tapahtuu tietysti päin vastaisessa järjestyksessä, kun vaihde pysähtyy. Raja- ja sekavoitelun kestoajat ovat kuitenkin verrattain lyhyitä, joten liukulaakerit kestävät niitä hetkellisesti. (Ansaharju 2009, 140.) Hydrodynaamisia liukulaakereita on käsitelty tarkemmin edempänä (ks. luku 5).

#### **4.4.3 Käytetty voiteluöljy**

Tuuliturbiinivaihteissa käytetään teollisuusöljyjä, jotka luokitellaan viskositeetin perusteella. Luokitukseen käytetään ISO VG -luokitusta. Luokitukseen kuuluu 18 eri viskositeettiluokkaa. Luokitus kertoo voiteluaineen kinemaattisen viskositeetin ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) +40 °C lämpötilassa. (Kivioja ym. 2006, 181; Teollisuusvoitelu 2004, 52.)

Tuuliturbiinivaihteen voiteluöljyn viskositeetti tulee olla juuri oikeanlainen käyttölämpötilassa. Koska vaihteen komponenttien pyörintänopeudet ovat hyvin pieniä ja hyvin suuria, tulee tämä huomioida valittaessa voiteluaineen viskositeettia. Tällöin viskositeetin valinta onkin eräänlainen kompromissi, jotta voiteluaine on riittävän paksua hitaasti pyöriville komponenteille, mutta kuitenkin samanaikaisesti riittävän ohutta nopeasti pyöriville komponenteille. (Marjamäki 2018; Teollisuusvoitelu 2004, 216.)

Voiteluöljynä vaihteissa käytetään yleensä mineraaliöljyä tai Polyalfaolefiini eli PAO-perustaista öljyä. (Teollisuusvoitelu 2004, 217).

#### 4.4.4 Lisäaineet

Vaihteen voiteluaineissa käytetään myös lisäaineita, joiden avulla saadaan parannettua voiteluaineen haluttuja ominaisuuksia. Lisäaineiden vaikutus voi olla fysikaalista, jolloin ne vaikuttavat fysikaalisesti tarttumalla voideltaviin pintoihin tai vaikutus voi olla kemiallista, jolloin lisäaine reagoi voideltavan pinnan kanssa muodostaen uuden yhdisteen. (Teollisuusvoitelu 2004, 61.)

Yleisesti vaihteen voiteluöljyssä käytetään seuraavanlaisia lisäaineita:

##### **Kulumisenestolisäaineet (AW, Anti Wear)**

Kulumisenestolisäaineilla vähennetään liikkuvien ja toistensa kanssa kosketuksissa olevien pintojen kulumista. Kulumisenestolisäaineet toiminta perustuu niiden voideltaville pinnoille muodostamiin kerroksiin, jotka leikkautuvat metallin sijasta. Kulumisenestolisäaineita käytetään useissa voiteluöljyissä, jotka toimivat sekavoitelun tai rajavoitelun alueilla. Kulumisenestolisäaineita sisältävillä voiteluaineilla on taipumus vanheta, kun kulumisenestolisäaineet muodostamat kerrokset leikkautuvat pois ajan kuluessa. (Teollisuusvoitelu 2004, 62.)

##### **Paineenkestolisäaineet (EP, Extreme pressure-lisäaineet)**

Paineenkestolisäaineilla lisätään voiteluaineen kuormankantokykyä. Kun voideltava pinta on suuren kuormituksen alaisena, paineenkestolisäaine muodostaa paineen aiheuttaman korkean lämpötilan ansiosta suojaavan kerroksen voideltaville pinnoille. Kerroksen tehtävänä on vähentää kitkaa ja voideltavien pintojen kulumista. Paineenkestolisäaineita käytetään voimakkaasti kuoritetuissa kohteissa ja etenkin rajavoitelutilanteissa. (Teollisuusvoitelu 2004, 62.)

##### **Korroosionestolisäaineet**

Korroosionestolisäaineita käytetään metallisten pintojen suojaamiseen hapen ja kosteuden aikaansaamalta korroosiolta. EP-lisäaineistus saattaa jopa kiihdyttää korroosiota, jolloin korroosionestolisäaineistus tulee erityisesti tarpeeseen. Korroosionestolisäaineiden toiminta voi olla fysikaalista tai kemiallista. Molempien toimintaperiaatteenä on tarttua metallipinnoille muodostaen pinnalle kosteutta ja happea läpäisemättömän kalvon. (Teollisuusvoitelu 2004, 66.)

### **Hapettumisenestolisäaineet**

Hapettumisenestolisäaineilla on tarkoitus hidastaa voiteluaineen kemiallista vanhenemista. Tuuliturbiinivaihteiden öljytilavuudet ovat suuria ja hammaspyörät vatkaavat ja roiskivat öljyä, jolloin voiteluaineella on suuri taipumus hapettua nopeammin. Myös korkea lämpötila edesauttaa voiteluaineen hapettumista. (Teollisuusvoitelu 2004, 66 ja 217.)

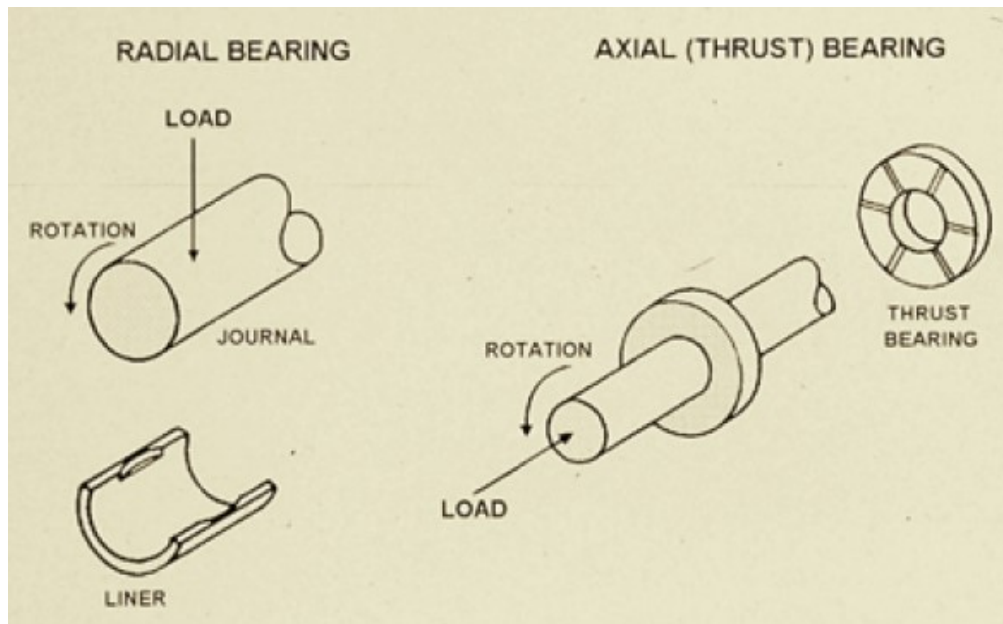
### **Vaahoamisenestolisäaineet**

Vaahoamisenestolisäaineita käytetään, koska voiteluöljyn vaahtoaminen heikentää voiteluominaisuuksia. Vaahtoamisenestolisäaineet pienentävät öljyn pintajännitystä, jolloin öljyn pintaa nousevat ilmakuplat rikkoontuvat helpommin. Öljy vaahtoaminen tuuliturbiinivaihteessa tapahtuu samasta syystä kuin edellä kuvattu öljyn hapettuminen. (Teollisuusvoitelu 2004, 67 ja 217.)

## **5 Liukulaakerit**

### **5.1 Liukulaakerityypit**

Liukulaakerin toiminta perustuu kahden pinnan väliseen liukumiseen. Liukulaakeri on yleensä joko säteislaakeri (journal bearing) tai aksiaalilaakeri (thrust bearing) (ks. kuvio 3). Säteisliukulaakeri kantaa akselia vastaan kohtisuoraa kuormaa ja se koostuu akselista, lieriömäisestä laakeriholkista sekä laakeripesästä. Laakeriholkki voi olla kiinnitettyinä joko akseliin tai laakeripesään. Aksiaalilaakeri kantaa akselin suuntaista kuormaa. Aksiaalilaakeri sisältää tasomaisen laakeripinnan, joka koostuu usein laakerimateriaalista valmistetuista liukukengistä. Tätä pintaa vasten laippa tai esimerkiksi akselin olake liukuu. (Blom ym. 2006, 174–179; Cast copper alloy sleeve bearings 1997, 10–11; Airila ym. 1985, 44.)

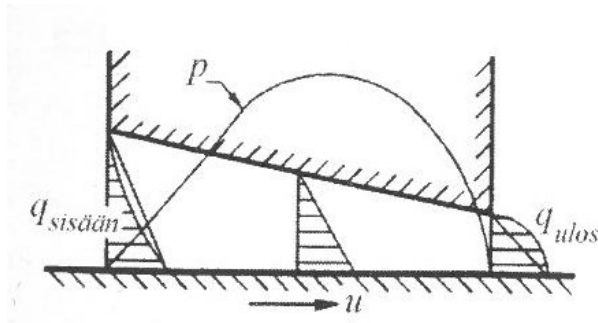


Kuvio 3. Säteislaakeri (Journal bearing) ja aksiaalilaakeri (Thrust bearing) (Fluid Film Thrust Bearings: Fundamentals, Damage, Evaluation & Repair 2006, 7)

Liukulaakerin toimintatapa riippuu siitä, miten voitelu on toteutettu. Liukulaakerit voivat olla voitelemattomia, itsevoitelevia sekä hydrodynaamisesti tai hydrostaattisesti voideltuja. Voitelemattomat liukulaakerit on valmistettu yleensä jostakin muovilaadusta, kuten polyamidista (PA) tai polytetrafluoroeteenistä (PTFE). Voitelemattomat liukulaakerit eivät tarvitse huoltoa sekä ne ovat edullisia ja rakenteeltaan yksinkertaisia. Niiden kuormankantokyky on kuitenkin alhainen eivätkä ne kestä suuria liukunopeuksia. Itsevoitelevat liukulaakerit on valmistettu yleensä sintratusta pronssista, raudasta tai alumiinista. Laakerin pinnassa on huokosia, jotka täytetään esimerkiksi öljyllä, grafiitilla, molybdeenisulfidilla tai muoveilla. Itsevoitelevat liukulaakerit tarvitsevat huoltoa hyvin vähäisissä määrissä. (Björk, Hautala, Huhtala, Kivioja, Kleimola, Lavi, Martikka, Miettinen, Ranta, Rinkinen & Salonen 2014, 307.) Voitelemattomia ja itsevoitelevia liukulaakereita ei kuitenkaan tässä työssä laajemmin käsitellä, sillä tuuliturbiinivaihteessa käytettävät liukulaakerit ovat yksinomaan hydrodynaamisesti voideltuja.

Hydrodynaamisesti voidellut liukulaakerit toimivat hydrodynaamisen voitelun periaatteella, jota sivuttiin jo aiemmin luvussa 4.4.2 Laakereiden voitelu. Hydrodynaamisten radiaali- ja aksiaaliliukulaakereiden toiminta perustuu kiilamaisen voitelukalvon muodostumiseen. Neste kiilautumalla tai puristumalla muodostaa hydrodynaamisen

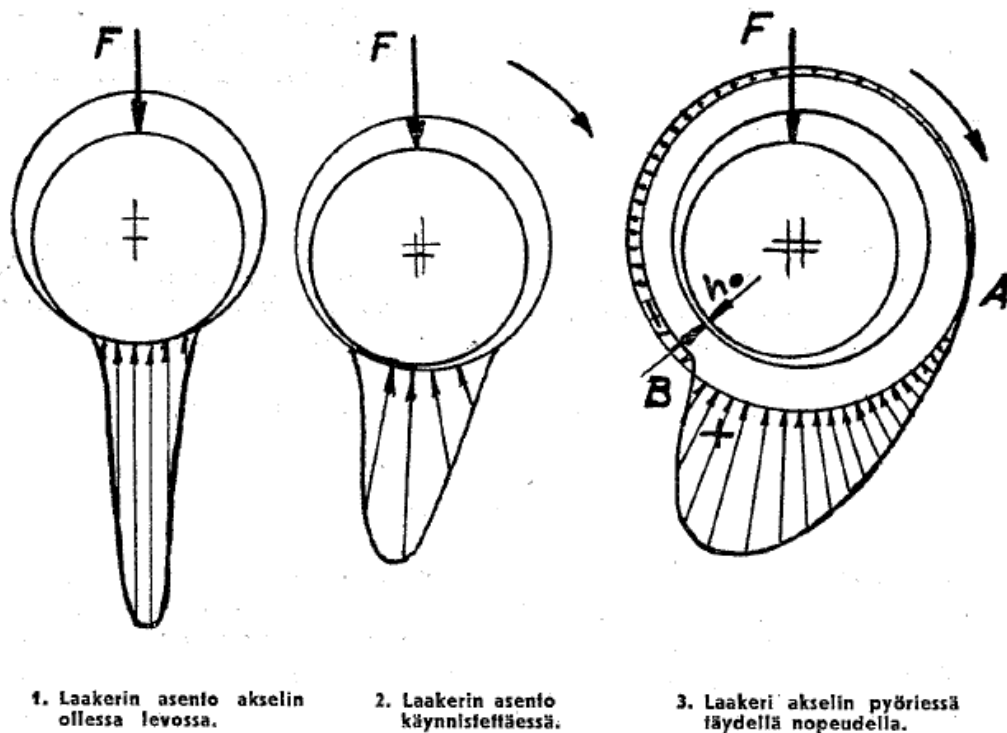
öljykalvon kahden toisiinsa nähden liikkuvan pinnan väliin. Pintojen väliin muodostuu kuormaa kantava hydrodynaaminen paine, joka erottaa liukuvat pinnat toisistaan. Tällöin pintojen välillä vallitsee nestevoitelutilanne (ks. kuvio 4). (Ansaharju 2009, 140; Kivioja ym. 2004, 133.)



Kuvio 4. Hydrodynaamisen paineen muodostuminen kiilamaisessa raossa (Teollisuusvoitelu 2006, 22)

## 5.2 Hydrodynaamisen säteisliukulaakerin toiminta

Hydrodynaamisen säteisliukulaakerin toimintaan vaikuttavat kiinteästi neljä asiaa: laakerin kohdistuva pintapaine, laakerin kierrosnopeus, voiteluaineen viskositeetti sekä laakerivälitys. (Uhari 1962, 8.) Kun liukulaakeri ei pyöri, akselin ja liukulaakerin keskipiste ovat samalla pystysuuntaisella keskilinjalla. Akseliin kohdistuva voima tai kuorma pitää akselin laakerin pohjalla, jolloin laakeriin kohdistuva pintapaine kohdistuu kapealle alalle (ks. kuvio 5). Akselin ja laakerin välillä ei ole tällöin voiteluainekalvoa, vaan metallikosketus. Kun akseli alkaa pyöriä, pintojen välillä vallitsee kuivakitka sekä rajavoitelutilanne. Pyörimisnopeuden kasvaessa, voiteluaine alkaa puristua laakerin ja akselin väliin, jolloin akseli irtoaa laakerin pinnasta. Akselin keskipiste alkaa siirtyä pois laakerin keskipisteen keskilinjalta (ks. kuvio 5). Voitelutilanne muuttuu sekavoiteluksi. (Uhari 1962, 6–8; Ansaharju 2009, 140.)



Kuvio 5. Akselin asento sekä paineen jakautuminen liukulaakerissa eri tilanteissa (Uhari 1962, 6, muokattu)

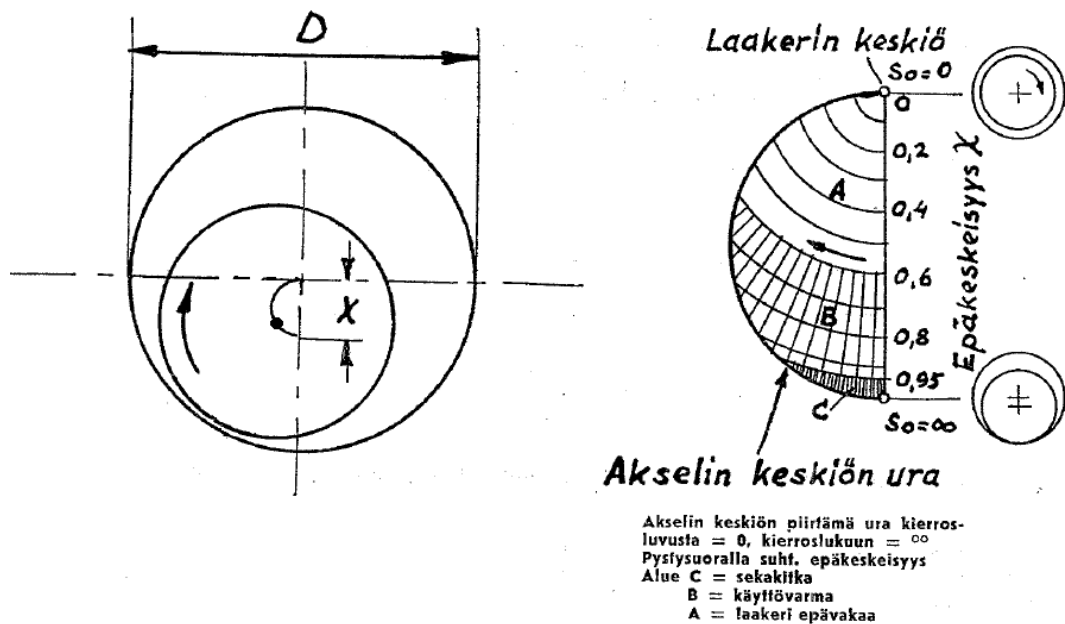
Pyörimisnopeuden kasvaessa riittävästi, akselin ja laakerin väliin muodostuva kanta-va kiilamainen öljykalvo nostaa akselin kokonaan irti laakerista. Akselin keskipiste siirtyy enemmän pois laakerin keskipisteen keskilinjalta (ks. kuvio 5). Tällöin akselin ja laakerin välillä vallitsee nestevoitelutilanne. Nestevoitelutilanne säilyy pintojen välillä, jos pyörimisnopeus pysyy riittävä suurena tai akselin kuormitus ei kasva liian suureksi. Toisaalta liian suuri akselin pyörimisnopeus tai liian pieni akselin kuormitus vaikuttavat myös negatiivisesti hydrodynaamisen liukulaakerin toimintaan. Mitä enemmän akselin pyörimisnopeutta kasvatetaan, sitä kauemmas akseli siirtyy laakerin pinnasta sekä akselin epäkeskeisyys vähenee, jolloin kantavan öljykalvon kiilamuoto alkaa hävitä. Sama ilmiö tapahtuu myös, jos akselin kuormitusta vähennetään liikaa. (Uhari 1962, 6–8.)

Lisäksi laakerin tulee saada riittävästi voiteluainetta ja voiteluaineen viskositeetin täytyy säilyä riittävän suurena, jotta se kantaa akselin kuorman. Kiilamaisen öljykalvon syntymiseen vaikuttaa myös akselin ja laakerin välys. Jos jokin näistä seikoista ei

toteudu, riittävää öljykalvoa ei muodostua ja akseli ei irtoa riittävästi laakerin pinnasta. Tällöin laakeri toimii osittain sekavoitelun alueella, joka aiheuttaa laakerin kuumentumista. Kuumentuminen aiheuttaa voiteluaineen viskositeetin pienenemistä, joka vain lisää kitkaa ja kuumentumista. Kuumentuminen voi aiheuttaa myös akselin ja laakerin välyksen pienenemistä. Nämä kaikki seikat edesauttavat laakerin ennenaikaista kulumista. (Uhari 1962, 6–8; Ansaharju 2009, 140.)

Akselin epäkeskeisyyden vaikutusta laakerin toimintaan voidaan havainnollistaa oheisella kuviolla (ks. kuvio 6). Kun akselin pyörimisnopeutta kasvatetaan lepotilasta, sen keskipiste siirtyy ja siirtyessään se piirtää puoliympyrän muotoista uraa. Jos akselin pyörimisnopeus kasvaisi äärettömän suureksi, päätyisi puoliympyrä laakerin keskipisteeseen ja akseli pyörisi silloin täysin laakerin keskiössä. (Uhari 1962, 8–11.)

Kun akseli on edelleen lepotilassa, sen suhteellinen epäkeskeisyys ( $X$ ) on laakerin keskipisteestä suurimmillaan, eli se on 1. Tällöin Sommerfeldin luku  $S_o$ , (käsitellään edempänä) on ääretön. Kun akseli alkaa pyöriä, sen suhteellinen epäkeskeisyys pienenee. Jos akseli saavuttaisi äärettömän pyörimisnopeuden, suhteellinen epäkeskeisyys sekä Sommerfeldin luku olisivat molemmat tällöin 0. Suhteellinen epäkeskeisyys vaihtelee siis välillä 1–0. (Uhari 1962, 8–11.)



Kuvio 6. Akselin keskipisteen piirtämä puoliympyrän muotoinen ura (Uhari 1962, 10, muokattu)



Kuten todettua, akselin epäkeskeisyys vaikuttaa siihen, kuinka käyttövarmalla alueella hydrodynaaminen liukulaakeri toimii. Käyttöalueen varmuus voidaan laskea Sommerfeldin luvulla (ks. kaava 6). (Airila ym. 2003, 471–474; Uhari 1962, 8–9.) Sommerfeldin luku on dimensioton suure, joka kuvaa kuormankantokykyä ja se riippuu laakerin epäkeskeisyysuhteesta sekä laakerin pituus-halkaisijasuhteesta (Airila ym. 1985, 58–59). Sommerfeldin luku pitää sisällään laakerin kuormituksen ja mitoituksen vaikuttavat tekijät, kuten edellä kuvatun pintapaineen, kierrosnopeuden, voiteluaineen viskositeetin sekä laakerivällyksen (Airila ym. 1985, 59; Uhari 1962, 8–9).

$$S_o = \frac{p \cdot \psi_1^2}{\eta \cdot \omega} \quad (6)$$

missä  $p = \frac{F}{l \cdot D}$  = laakerin keskimääräinen pintapaine [N/m<sup>2</sup>]

$\psi_1 = \frac{D-d}{d}$  = suhteellinen laakerivällyys [m]

$\eta$  = voiteluaineen dynaaminen viskositeetti [Ns/m<sup>2</sup>]

$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$  = akselin kulmanopeus [rad/s]

$n$  = akselin kierrosnopeus [1/s]

$F$  = akselin kuorma [N]

$l$  = laakerin pituus [m]

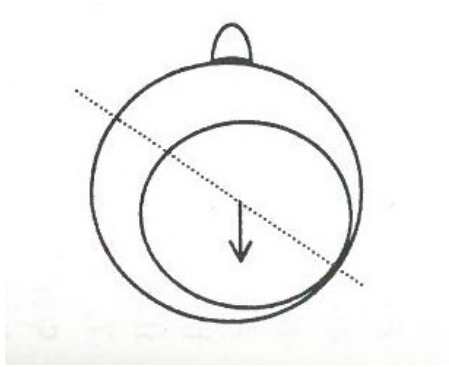
$D$  = laakerin halkaisija [m]

$d$  = akselin halkaisija [m]

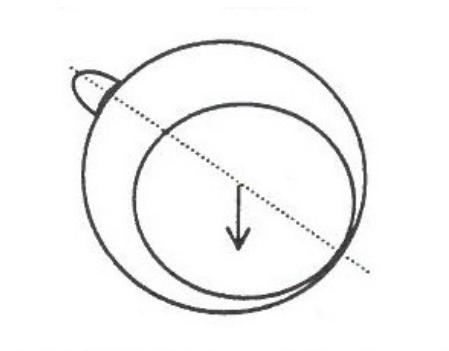
(Uhari 1962, 8–9.)

### 5.3 Hydrodynaamisen säteisliukulaakerin voitelu

Voiteluaineen riittävyys hydrodynaamiselle liukulaakerille tulee varmistaa joka tilanteessa. Voiteluaine johdetaan liukulaakeriin öljynsyöttöreistä. Pienikokoisissa liukulaakereissa öljynsyöttöreikä sijoitetaan usein kuormitetun alueen vastakkaiselle puolelle (ks. kuvio 7). (Khonsari & Booser 2001, 233.) Yleensä kuitenkin öljynsyöttöreikä sijaitsee liukulaakerissa paineettomalla alueella kohdassa, jossa laakerivälly on suurimmillaan (ks. kuvio 8). Koska suurimman vällyksen sijainti on laakerikohtaista, määryytyy öljynsyöttöreian sijainti myös lopulta laakerikohtaisesti. (Airila ym. 1985, 69; Khonsari & Booser 2001, 233.)

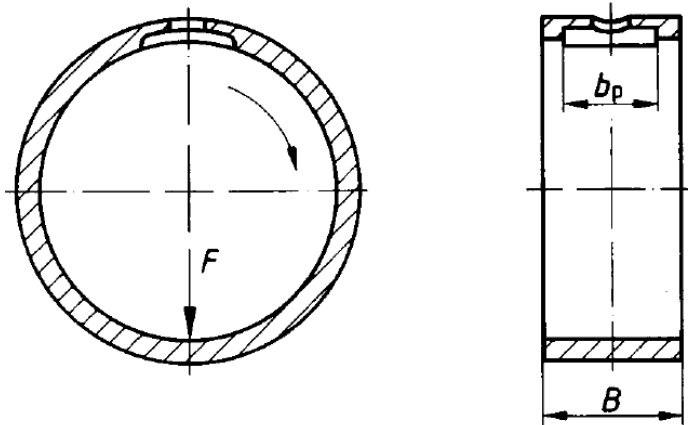


Kuvio 7. Öljynsyöttöreikä kuormitetun alueen vastakkaisella puolella (Khonsari & Booser 2001, 238)

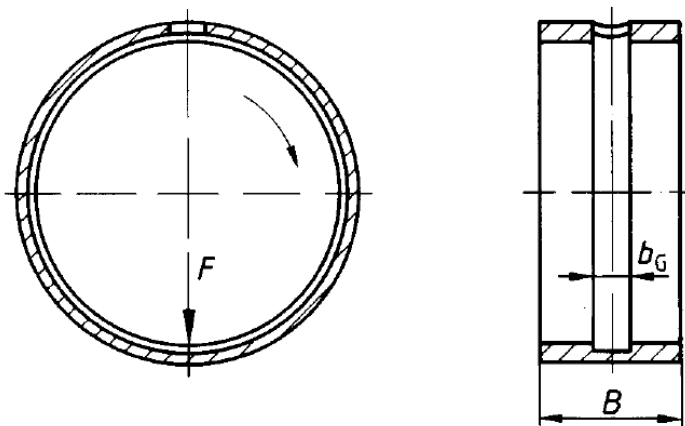


Kuvio 8. Öljynsyöttöreikä suurimman laakerivällyksen kohdalla (Khonsari & Booser 2001, 239)

Liukulaakerissa voidaan käyttää myös uria, jotka levittävät voiteluainetta laakeriin sen pyöriessä. Jos laakeriin kohdistuva kuormitus säilyy koko ajan saman suuntaisena, käytetään laakerissa yleensä akselin suuntaista uraa (ks. kuvio 9). (Airila ym. 1985, 69.) Ideaalitalanteessa ura olisi koko laakerin levyinen, mutta tämä johtaisi tuoreen voiteluaineen ulosvuotamiseen uran reunoilta. Siksi uran leveys on yleensä puolet laakerin leveydestä. (Batchelor & Stachowiak 1993, 165.) Jos liukulaakeriin kohdistuva kuormituksen suunta vaihtelee enemmän kuin  $180^\circ$ , käytetään laakerissa yleensä kehän suuntaista uraa (ks. kuvio 10). Tällainen ura tosin vähentää laakerin kantavuutta. (Airila ym. 1985, 69).

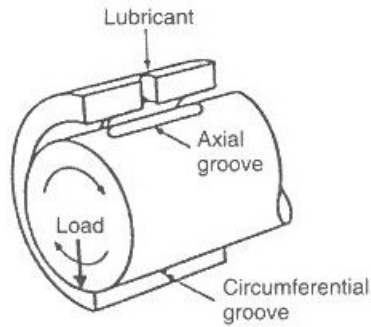


Kuvio 9. Akselin suuntainen ura liukulaakerissa (DIN 31652:1983, 11)

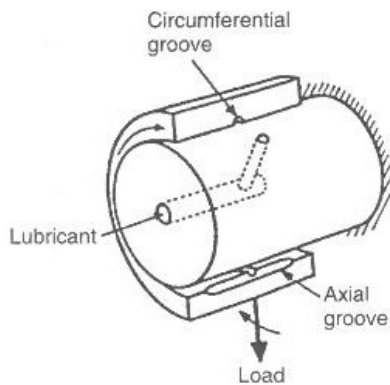


Kuvio 10. Kehän suuntainen ura liukulaakerissa (DIN 31652:1983, 10)

Voiteluöljy voidaan syöttää liukulaakeriin laakerissa ja laakeripesässä olevan reiän kautta (ks. kuvio 11) tai vaihtoehtoisesti öljy voidaan myös syöttää akselin lävitse esimerkiksi tapauksessa, jossa laakeri pyörii ja akseli pysyy paikoillaan (ks. kuvio 12). (Khonsari & Booser 2001, 200.)



Kuvio 11. Öljynsyöttöreikä laakerissa (Khonsari & Booser 2001, 200.)



Kuvio 12. Öljynsyöttöreikä akselissa (Khonsari & Booser 2001, 200.)

Kun laakeriin syötetään voiteluöljyä, se virtaa ensin kiilamaiseen rakoön, josta se jatkaa kulkuaan takaisin avautuvan välyksen puolelle ja sekoittuu laakeriin tulevaan tuoreeseen öljyyn. Ylimääräinen öljy valuu ulos laakerin päistä öljysumppuun tai -säiliöön, josta se johdetaan esimerkiksi suodattimen ja jäähdyttimen kautta takaisin laakerin öljynsyöttöön. Liukulaakeriin syötettävällä öljyllä on myös tehtävänä kuljettaa lämpöä pois laakerista. (Khonsari & Booser 2001, 201.)

Paineelliselle öljynsyötölle ei hydrodynaamisessa liukulaakerissa ole välttämätöntä tarvetta. Voiteluaine voidaan syöttää liukulaakeriin myös paineettomana. Kun säteisliukulaakerin akseli pyörii, se vetää mukanaan jatkuvasti lisää öljyä kiilamaiseen rakoön ja saa näin voiteluaineen virtaamaan öljynsyöttöreistä laakeriin. (Batchelor & Stachowiak 1993, 166.) Pyöriessään akseli ikään kuin pumppaa öljyä kiilamaiseen rakoön (Khonsari & Booser 2001, 119). Kun akseli pyörii, sen pinnan liikenopeus saa aikaan virtauksen, jota kutsutaan Couette-virtaukseksi. Couette-virtaus aikaansaa öljyn

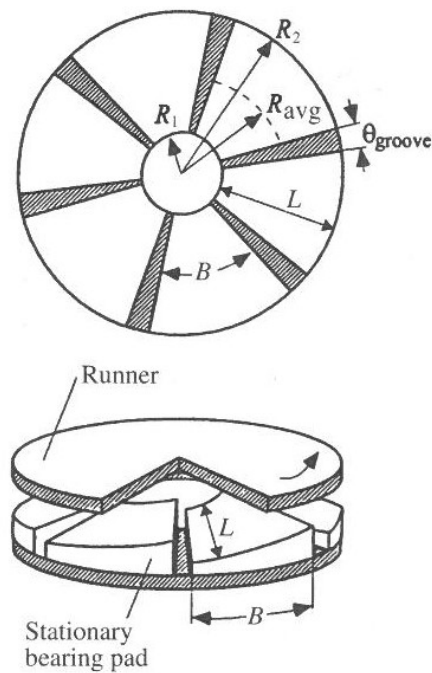
virtaamisen öljynsyötön kohdalta laakerirakoon. Couette-virtaus ei ole riippuvainen voiteluaineen paineesta, vaan pintojen välisestä liikkeestä. (Khonsari & Booser 2001, 135.)

Jos voiteluöljy syötetään liukulaakeriin paineistettuna, saa myös paine-ero aikaan virtauksen. Tätä virtausta nimitetään Poisseulle-virtaukseksi. Kun laakerissa öljynsyöttöreiän kohdalla oleva öljy on ylipaineista verrattuna ulkoiseen ilmanpaineeseen, Poisseulle-virtaus saa öljyn virtaamaan laakerin öljynsyötön kohdalta laakeriraon kautta laakerin sivuille. (Khonsari & Booser 2001, 135.) Paineen suuruus ei kuitenkaan vaikuta voitelukalvon suuruuteen laakerin pienimmän välyksen kohdassa, sillä ylimääräinen öljy vain valuu pois laakerin päistä. (Uhari 1962, 43.)

#### 5.4 Hydrodynaaminen aksiaaliliukulaakeri

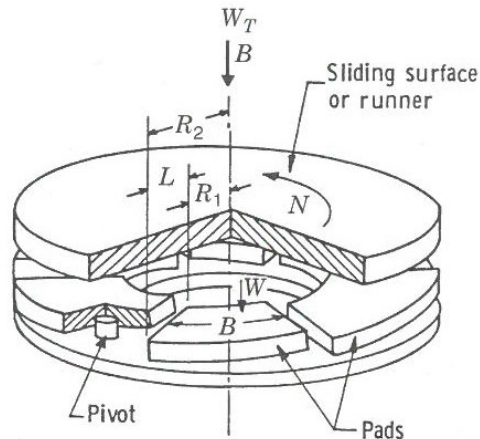
Hydrodynaamisen aksiaaliliukulaakerin toiminta vastaa pitkälti radiaaliliukulaakerin toimintaa. Kantava voiteluainekalvo syntyy, kun neste kiilautuu ja puristuu kahden toisiinsa nähden liikkuvan pinnan väliin. Pintoina toimivat laakerimateriaalista valmistettu tasomainen laakeripinta sekä sitä vasten pyörivä laippa tai esimerkiksi akselin olake. Usein aksiaaliliukulaakerissa pintojen välinen rako on hieman kiilamainen, joka edesauttaa kantavan voiteluainekalvon muodostumista. Myös aksiaaliliukulaakerin kantavan voiteluainekalvon muodostumiseen vaikuttavat pitkälti samat tekijät kuin säteisliukulaakereilla: laakeriin kohdistuva pintapaine, laakerin kierrosnopeus sekä voiteluaineen viskositeetti. (Airila ym. 1985, 77–83; Khonsari & Booser 2001, 170–173.)

Aksiaaliliukulaakerin liukupinta voi koostua esimerkiksi yhdestä rengasmaisesta osasta, johon on tehty säteittäisiä uria, joita pitkin voiteluöljy tuodaan liukupinnoille. Voitelu-urien väliset liukupinnat voi olla täysin tasaisia, jolloin aksiaaliliukulaakerista käytetään nimitystä flat-land bearing. Voiteluöljyurien väliset liukupinnat voivat olla myös hieman kaltevia, jolloin kyseessä on tapered-land bearing. Kaltevan liukupinnan muodostama kiilamainen rako mahdollistaa paremmin kantavan hydrodynaamisen kiilan muodostumisen (ks. kuvio 13) (DeCamillo 2018; Khonsari & Booser 2001, 170–174.)



Kuvio 13. Yhdestä rengasmaisesta liukupinnasta koostuva aksiaaliliukulaakeri (Khonsari & Booser 2001, 171)

Usein aksiaaliliukulaakerin liukupinta voi myös muodostua useammasta erillisestä liukukengästä, jotka yhdessä muodostavat rengasmaisen liukupinnan. Tällaisista laakeista käytetään nimitystä pivoted shoe, tilt-pad tai pivoted pad thrust bearing. Liukukengillä varustetulle liukulaakereille on ominaista, että liukukengät pääsevät kallistumaan. Liukukenkien kallistuminen mahdollistaa optimaalisen öljykiilan muodostumisen. Kenkien kallistuminen myös poistaa yhdensuuntaisuusvirheitä, ja tasaa laakeeriin kohdistuvaa kuormitusta jokaiselle liukukengälle. Liukukengillä varustetussa liukulaakerissa voiteluöljy tuodaan liukukenkien väliin jäävistä raoista liukupinnoille (ks. kuvio 14). (DeCamillo 2018; Khonsari & Booser 2001, 170–174.)



Kuvio 14. Liukukengillä varustettu aksiaaliliukulaakeri (Khonsari & Booser 2001, 183)

Kuten hydrodynaamisessa säteisliukulaakerissa, myös hydrodynaamisessa aksiaaliliukulaakerissa pintojen liikkeestä johtuva Couette-virtaus sekä paine-eron aikaansaama Poisseulle-virtaus saa voiteluaineen virtaamaan laakerin pintojen väliseen kapenevaan rako. (Airila ym. 1985, 77–78; Khonsari & Booser 2001, 170–171.)

## 5.5 Hydrodynaamisen liukulaakerin huonot puolet

Huonoina puolina hydrodynaamisissa liukulaakereissa voidaan pitää sitä, että ne toimivat käynnistyksen ja pysäytyksen aikana osittain sekä seka- että rajavoitelun alueilla. Käynnistys ja pysäytys ovat lyhytaikaisia verrattuna niiden käyttöön, mutta aiheuttaa silti laakerin ennenaikaista kulumista. (Uhari 1962, 56; Blom ym. 2006, 173.) Asiaa on pyritty korjaamaan materiaalivalinnoilla, jotta kuluminen olisi vähäisempää (Riihimäki 2019). Tähän ongelmaan ratkaisuna on olemassa myös hydrostaattinen laakeri. Hydrostaattisessa laakerissa voiteluaine syötetään paineen alaisena vastakkain olevien pintojen väliin, eli säteislaakerin tapauksessa akselin alapuolelle ja aksiaalilaakerin tapauksessa esimerkiksi liukupinnan keskellä olevasta öljynsyöttöreistä. Tällöin kantava voiteluainekalvo muodostuu liukuvien pintojen väliin jo ennen käynnistystä. Hydrostaattista laakeria voidaan hyödyntää myös tilanteissa, joissa pyörimisnopeus olisi hydrodynaamiselle liukulaakerille koko toiminnan ajan liian alhainen, jotta kantava voiteluainekalvo voisi muodostua hydrodynaamisesti. Usein kuitenkin käytetään sovellusta, jossa liukulaakeri toimii käynnistyksen aikana hydrostaattisesti

ja lopulta kun pyörimisnopeus on noussut riittävästi, voi laakeri toimia hydrodynaamisesti. (Uhari 1962, 56–57; Blom ym. 2006, 173.) Tuuliturbiinivaihteissa ei kuitenkaan hyödynnetä hydrostaattista voitelua, vaan niissä käytettävät liukulaakerit ovat yksinomaan hydrodynaamisesti voideltuja.

## 6 Voitelujakauman todentaminen

### 6.1 Todennusprosessi

Todentaminen on osa tuotekehitysprosessia. Todentamisella varmistetaan, että suunniteltu tuote on halutun kaltainen. Todentamisen avulla saadaan myös mahdollisesti tietää, miten tuotetta tarvitsee vielä muuttaa tai kehittää. Yleensä todentaminen toteutetaan testaamalla tuotetta käytännössä, jonka jälkeen testaamalla saatuja tuloksia verrataan esimerkiksi tuotetta koskeviin spesifikaatioihin.

Tarve prototyyppivaiheessa olevan tuuliturbiinivaihteen voitelujakauman todentamiseen on peräisin tuuliturbiinivaihteelle tehdystä FMEA-analysistä. FMEA-analyysi on riskienhallintamenetelmä, jolla pyritään löytämään ja eliminoimaan tuotteen potentiaaliset vikatilat ennen kuin tuote päätyy asiakkaalle (Stamatis 2003, 21). FMEA-analyysin pohjalta on havaittu, että voitelujakauma tulee todentaa, sillä suunnitellusta voitelujakaumasta mahdollisesti poikkeava voitelujakauma voi johtaa vaihdenvaurioon. Voitelujakaumatodennuksen avulla saadun tiedon perusteella voidaan tarvittaessa tehdä vaihteen suunnitteluun muutoksia voitelun osalta.

Vaihteen jokaisen voitelukohteen voiteluntarve määritetään vaihteen tehohäviöiden avulla vaihteen suunnitteluvaiheessa. Tehohäviöiden suuruksien avulla on mahdollista arvioida vaihteen voitelun tarvetta eri voitelukohteissa, sillä vaihteen voitelulla pyritään kompensoimaan vaihteen tehohäviöitä. Jokaisen voitelukohteen tehohäviö on määritelty vaihteen suunnittelun yhteydessä vaihteen hyötysuhdelaskennan kautta. Mitä suurempi tehohäviö kohteella on, sitä enemmän se vaatii voitelua. Tämän opinnäytetyön kohteena olevassa vaihteessa jokaiselle voitelukohteelle on käytetty tavoitearvoa 2 l/min / 1 kW. Kun voitelun vähimmäismäärä on määritetty, oikea voitelujakauma suunnitellaan simuloimalla Simcenter Amesim -ohjelmistolla. Lopulta



vähimmäismäärän ja voitelujakauman toteutuminen todennetaan käytännössä suoritella voitelujakaumatestauksella.

## 6.2 Aiemmat voitelujakaumatodennukseen liittyvät tutkimukset

Aiemmin Moventasilla oli testaamalla todennettu vaihteissa yleisimmin käytettävien suuttimien virtauksia. Suutinvalmistaja ei ilmoittanut virtausarvoja suuttimille korkean viskositeetin omaavalla ISO VG 320 -vaihteistoöljyllä. Tämän vuoksi oli tehty käytännön testi ISO VG 320 -öljyllä, jossa yleisimmin vaihteessa käytettäville suuttimille oli määritetty virtaukset öljyn lämpötilan ollessa 10–60 °C ja paineen ollessa 0,5–10 bar. Tätä testauksella kerättyä mittausdataa Simcenter Amesim oli määritelty käyttämään simuloinnissa ennustaessaan suutinkomponenttien virtauksia.

Lisäksi oli suoritettu testaus, jossa erilaisten vaihteen voiteluputkistossa käytettävien suorien putkistokomponenttien, T-haaroituskappaleiden sekä 90° kulmaliitinten painehäviöitä oli mitattu käyttäen ISO VG 320 -öljyä. Tällä yksittäisille komponenteille suoritettavalla testillä oli varmistettu, että Simcenter Amesim ennustaa näiden kyseisten komponenttien painehäviöt riittävän luotettavasti.

## 7 Voitelujakaumatestaus

Voitelujakaumatestauksessa jokaiseen voitelukohteeseen johdetun voiteluöljyn määrä mitataan. Voiteluöljymäärien mittaukseen käytetään pääasiassa virtausmittareita (soikioratasmittari). Voitelujakaumatestausta varten virtausmittarit asennetaan vaihteen sisälle jokaiseen mitattavaan voitelukohteeseen.

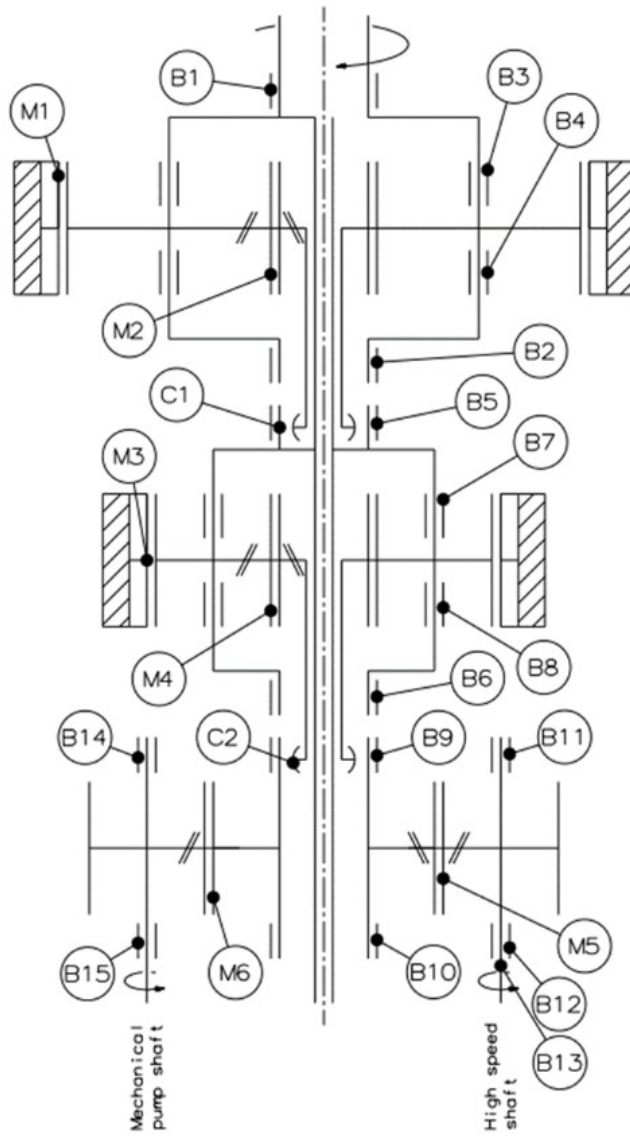
Opinnäytetyön kohteena olevassa vaihteessa lieriöportaalla holkkiakselin sekä nopean akselin laakereille ei ole tilaa asentaa virtausmittareita, joten niiden virtausmäärät mitataan laskemalla niille virtaava voiteluöljy mitta-astiaan. Lisäksi koska virtausmittarit joudutaan asentamaan vaihteen sisälle putkistoihin ja öljykanaviin, eivät kaikki normaalisti vaihteessa olevat komponentit mahdu olemaan paikoillaan ja tällöin osa komponenteista on jätettävä pois. Ensimmäiseltä sekä toiselta planeettaportaalta on jätetty pois aurinkoakselit. Lieriöportaalta on jätetty pois holkkiakseli hammaspyörineen sekä holkkiakselin laakerit. Koska vaihteen keskeisiä osia joudutaan

jättämään pois, ei vaihdetta luonnollisestikaan voida pyörittää testauksen aikana. Tämän vuoksi myös mekaaninen voitelupumppu on irrotettuna vaihteesta ja sitä pyöritetään erillisellä taajuusmuuttajaohjatulla sähkömoottorilla.

Testausta varten vaihde sijoitetaan kylmälaboratorioon, mikä mahdollistaa testaamisen halutussa lämpötilassa. Vaihde asennetaan 4° kulmaan suhteessa lattiatasoon samalla tavoin kuin se asennetaan tuuliturbiinin naselliin.

## 7.1 Mitattavat voitelukohteet

Kuviossa 15 on esitetty tuuliturbiinivaihteen voitelukohteet numeroituna. Selitykset numeroiduille kohteille on annettu taulukossa 1. Mekaanisen pumpun laakereiden tai käyttöhammaspyörän rynnön voitelumääriä ei mitata (B14 ja B15).



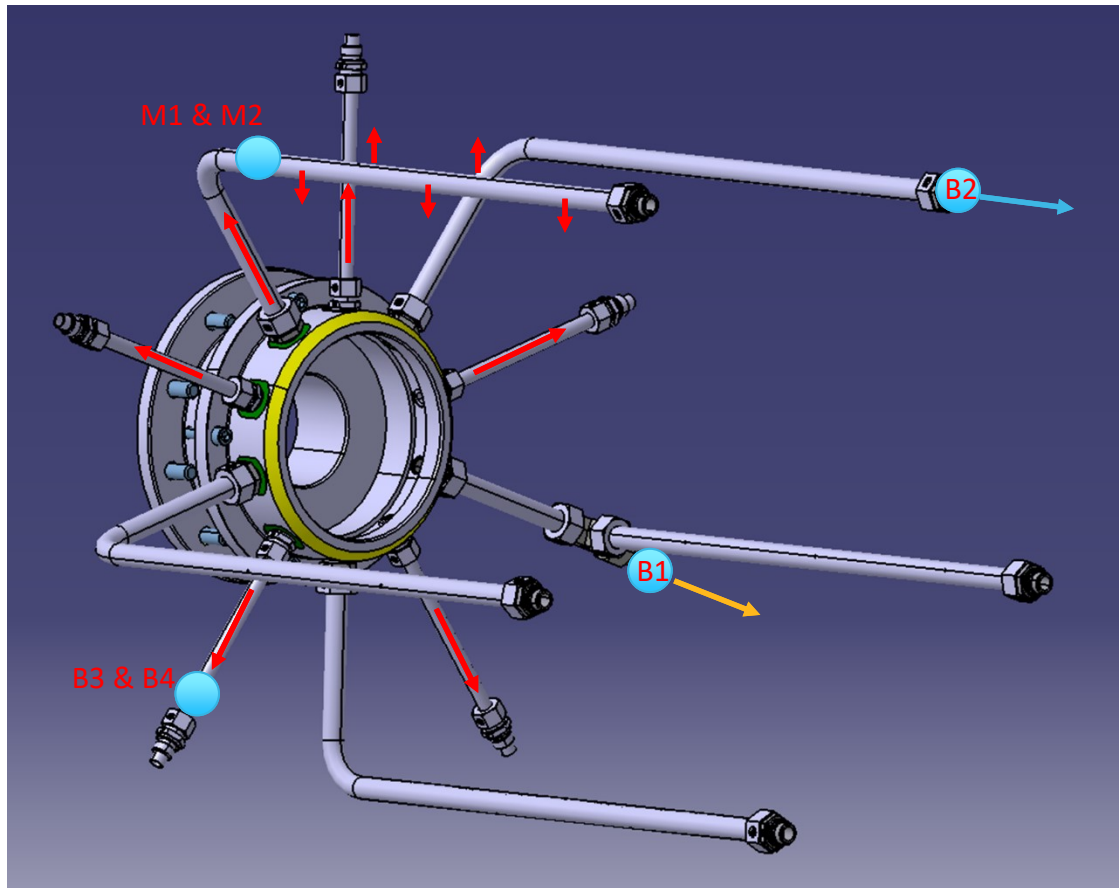
Kuvio 15. Tuuliturbiinivaihteen voitelukohteet numeroituna

Taulukko 1. Luettelo voitelukohteista

Numero	Voitelukohte	Mittaustapa	Huomio
<b>B1</b>	PLS 1 kantajan RS laakeri	Virtausmittari	
<b>B2</b>	PLS 1 kantajan GS laakeri	Virtausmittari	
<b>B3/B4</b>	PLS 1 planeettapyörän säteisliukulaakeri	Virtausmittari	Vain yhden planeettapyörän laakerin virtaus mitataan
<b>B5</b>	PLS 2 kantajan RS laakeri	Virtausmittari	
<b>B6</b>	PLS 2 kantajan GS laakeri	Virtausmittari	
<b>B7/B8</b>	PLS 2 planeettapyörän säteisliukulaakeri	Virtausmittari	Vain yhden planeettapyörän laakerin virtaus mitataan
<b>B9</b>	Holkkiakselin RS laakeri	Mitta-astia	
<b>B10</b>	Holkkiakselin GS laakeri	Mitta-astia	
<b>B11</b>	Nopean akselin RS säteisliukulaakeri	Mitta-astia	
<b>B12</b>	Nopean akselin GS säteisliukulaakeri	Mitta-astia	Virtausmäärät yhdistetty
<b>B13</b>	Nopean akselin GS aksiaaliliukulaakeri		
<b>B14</b>	Mekaanisen pumpun RS laakeri	Ei mitattu	
<b>B15</b>	Mekaanisen pumpun GS laakeri	Ei mitattu	
<b>C1</b>	PLS 1 hammaskytin	Virtausmittari	
<b>C2</b>	PLS 2 hammaskytin	Virtausmittari	
<b>M1</b>	PLS 1 kehäryntö	Virtausmittari	Virtausmäärät yhdistetty
<b>M2</b>	PLS 1 aurinkoryntö		
<b>M3</b>	PLS 2 kehäryntö	Virtausmittari	Kolmesta ryntösuuttimesta vain yhden virtaus mitattu
<b>M4</b>	PLS 2 aurinkoryntö	Virtausmittari	Kolmesta ryntösuuttimesta vain yhden virtaus mitattu
<b>M5</b>	Nopean akselin ryntö	Virtausmittari	x2 (Kaksi voiteluputkea, molempien virtaukset mitattu erikseen)
<b>M6</b>	Mekaanisen pumpun käyttöpyörän ryntö	Ei mitattu	

1. planeettaportaan kehäpyörän rynnön (M1) sekä aurinkoakselin rynnön (M2) voitelu on toteutettu viidellä eri voiteluputkella, joissa jokaisessa on porattuna yhteensä viisi reikää voitelua varten. Kaksi rei'istä on varattu kehäpyörän rynnölle ja kolme on

varattu aurinkoakselin rynnölle. Koska virtausmittari joudutaan asentamaan kyseiseen voiteluputkeen ennen putkeen porattuja voitelureikiä, on mittapisteiden M1 ja M2 virtausmittaus yhdistetty. Virtaus mitataan vain yhdestä putkesta. (Ks. kuvio 16.)



Kuvio 16. Ensimmäisen planeettaportaon virtausmittaukset

2. planeettaportaon kehäpyörän rynnölle (M3) sekä aurinkoakselin rynnölle (M4) öljy johdetaan planeetan kantajaan porattuja kanavia pitkin. Kantajaan on porattu yhteensä kolme kanavaa kehäpyörälle, sekä kolme kanavaa aurinkoakselille. Molemissa tapauksissa kuitenkin vain yhden kanavan virtaus kolmesta mitataan, koska kanavat ovat keskenään identtisiä.

Myös vain yhden planeettapyörän liukulaakerin virtaus mitataan sekä ensimmäisellä (B3/B4) että toisella (B7/B8) planeettaportaalla. Myös planeettapyörien tapauksessa riittää, että vain yhden pyörän virtaus mitataan, koska kaikkien planeettapyörien öljynsyöttö on identtinen.

Kuten aiemmin mainittiin, holkkiakselin (B9 ja B10) sekä nopean akselin liukulaakereiden (B11, B12 ja B13) virtauksien mittaukseen ei ole tilaa asentaa virtausmittareita, jolloin virtaukset täytyy mitata manuaalisesti laskemalla öljyä mitta-astiaan. Lisäksi tilanpuutteesta johtuen, nopean akselin generaattorin puoleisen radiaali- (B12) ja aksiaaliliukulaakerin (B13) öljy joudutaan keräämään yhdistetysti yhdellä kaukalolla (ks. kuvio 17). Nopean akselin roottorin puoleisen laakerin (B11) öljy kerätään omalla kaukalolla (ks. kuvio 18).



Kuvio 17. Manuaalisen virtausmittauspisteen B12/B13 öljynkeräyskaukalo sekä M5 mittauspisteen virtausmittari



Kuvio 18. Manuaalisen virtausmittauspisteen B11 öljynkeräyskaukalo

## 7.2 Muut mittaukset

Virtausmittausten lisäksi testauksen aikana mitataan myös muita suureita (ks. taulukko 2).

Taulukko 2. Muut mitattavat suureet

Numero	Kohde	Mittaus
T13	Lieriöportaan öljysumppu	Lämpötila [°C]
T14	Voiteluöljy vaihteeseen	Lämpötila [°C]
T16	Testausympäristö	Lämpötila [°C]
T23	Öljysumpun 1. lämmitysvastus	Lämpötila [°C]
T24	Öljysumpun 2. lämmitysvastus	Lämpötila [°C]
T25	Öljysumpun 3. lämmitysvastus	Lämpötila [°C]
T26	Voiteluöljy sähköiselle pum- pulle	Lämpötila [°C]
T27	Voiteluöljy mekaaniselle pum- pulle	Lämpötila [°C]
T31	Öljy PLS 1 planeetan kanta- jassa	Lämpötila [°C]
T41	Öljy PLS 2 planeetan kanta- jassa	Lämpötila [°C]
P01	Voiteluöljy ennen suodatinta	Paine [bar]

jatkuu

jatkoa

<b>P02</b>	Voiteluöljy suodattimen jälkeeseen	Paine [bar]
<b>P03</b>	Voiteluöljy vaihteeseen	Paine [bar]
<b>P08</b>	PLS 2 planeettapyörän liukulaakerin öljynsyöttö	Paine [bar]
<b>P09</b>	PLS 1 planeettapyörän liukulaakerin öljynsyöttö	Paine [bar]
<b>P10</b>	Voiteluöljy mekaaniselle pumppulle	Paine [bar]
<b>P11</b>	Voiteluöljy mekaaniselta pumppulta	Paine [bar]
<b>P12</b>	Voiteluöljy sähköiselle pumppulle	Paine [bar]
<b>P13</b>	Voiteluöljy sähköiseltä pumppulta	Paine [bar]
<b>P14</b>	Paineenrajoitusventtiili (PRV)	Paine [bar]
<b>S02</b>	Sähköinen voitelupumppu	Nopeus [RPM]
<b>S03</b>	Mekaaninen voitelupumppu	Nopeus [RPM]
<b>Q01</b>	Voiteluöljy vaihteeseen	Virtaus [l/min]
<b>Q02</b>	Paineenrajoitusventtiili (PRV)	Virtaus [l/min]

### 7.3 Testausohjelma

Voitelujakaumatestaus suoritetaan ennalta suunnitellun testausohjelman mukaisesti (ks. taulukko 3).

Taulukko 3. Testausohjelma

Step	Öljysumpun lämpötila [°C]	Sähköisen voitelupumpun nopeus [Low/High]	Mekaanisen voitelupumpun nopeus [RPM]	Kesto [min]
<b>1</b>	8	Low	1016	10
<b>2</b>	20	Low	1265	10
<b>3</b>	40	High	1543	10



Testausohjelma koostuu kolmesta eri voitelutilanteesta (step). Voitelumäärät mitataan testausohjelman mukaisesti eri lämpötiloissa ja erilaisilla voitelupumpun nopeuksilla. Jotta voidaan varmistua voiteluolosuhteiden stabiiliudesta, yhden voitelutilanteen vähimmäiskesto on 10 minuuttia. Vaihte on testauksen aikana sijoitettu kylmälaboratorioon, mikä mahdollistaa erilaisissa lämpötiloissa testaamisen. Testauksen viimeinen osa vastaa niin kutsuttua vaihteen toiminnan nimellistilannetta, jolle vaihte on suunniteltu toimimaan optimaalisesti. Lämpötila vastaa nimellisen opeointitilanteen lämpötilaa, sekä mekaaninen voitelupumppu pyörii myös samalla nopeudella kuin se pyörii vaihteen toimiessa nimellinopeudella. Normaalitilanteessa mekaanisen voitelupumpun pyörimisnopeuden määrää vaihteen pyörimisnopeus, mutta kuten mainittua, tässä testauksessa mekaanista pumppua pyöritetään sähkömoottorilla ja nopeus asetetaan taajuusmuuttajan avulla. Sähköinen voitelupumppu on kaksinopeuksinen. Puolinopeutta käytetään, kun öljyn lämpötila on pienempi kuin 35 °C ja täysinopeutta käytetään vastaavasti, kun öljyn lämpötila on suurempi kuin 35 °C.

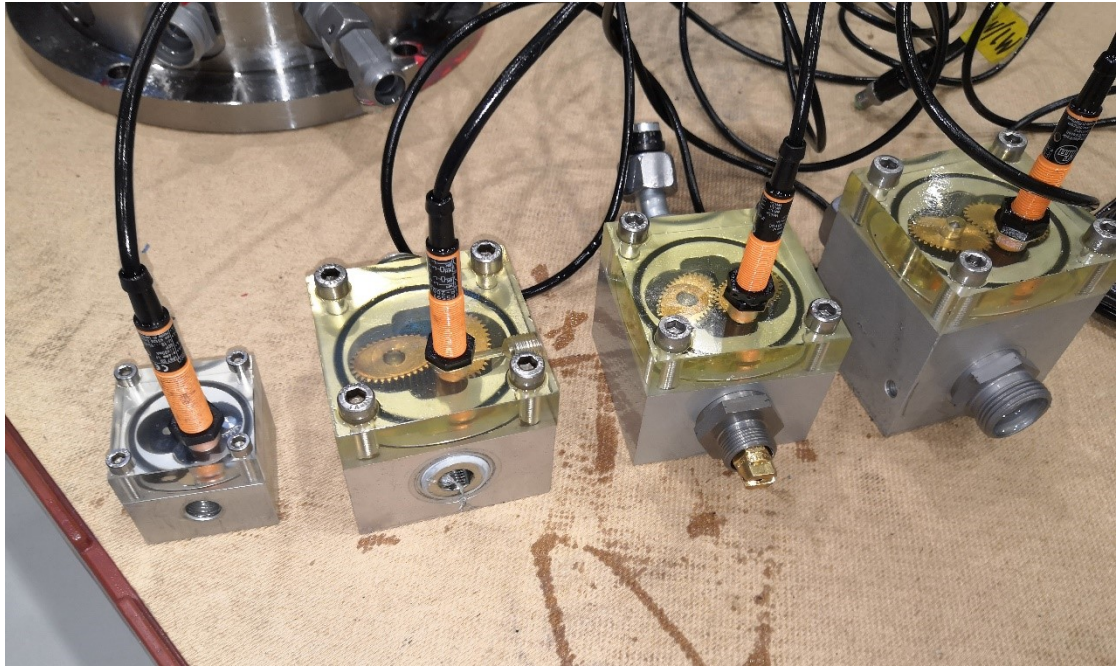
#### 7.4 Mittausten suoritus

Osana testausasetelmaa ovat mittavälineistö, joilla mittaukset suoritetaan. Mittavälineistö sisältää mittalaitteen, mitta-anturit sekä tietokoneella käytettävän Imc Studio -ohjelmiston. Mitta-anturi lähettää signaalin mittalaitteelle, joka muuttaa signaalin luettavaan muotoon. Mittalaite on kytketty tietokoneeseen, jossa Imc Studio -ohjelmiston avulla mittausdataa voidaan lukea ja tallentaa. Tallennettua mittausdataa analysoidaan ja käsitellään jälkikäteen Imc Famos -ohjelmistolla. Esimerkiksi virtausmittarin pulssianturin lähettämää signaalia joudutaan yleensä keskiarvoistamaan jälkikäteen Imc Famos -ohjelmistolla.

##### **Virtausmittaus**

Virtausten mittaamiseen käytetään Kytola Instrumentsin valmistamia soikioratasmittareita (ks. kuvio 19). Soikioratasmittariin kiinnitetään pulssianturi, joka mittaa virtauksen aikaansaamaa soikiorattaan pyörimistä. Anturi lukee yhden soikiorattaan kierroksen aikana kaksi pulssia. Jokaiselle soikioratasmittarille on myös ilmoitettu, kuinka monta pulssia mittarista voidaan lukea yhtä virtaavaa litraa kohden. Näiden

tietojen avulla Imc Studio -ohjelmisto laskee soikioratasmittarin läpi virtaavan tilavuusvirran.



Kuvio 19. Voitelujakaumatestauksessa käytettyjä Kytola 2950 -soikioratasmittareita pulssiantureineen

### **Painemittaus**

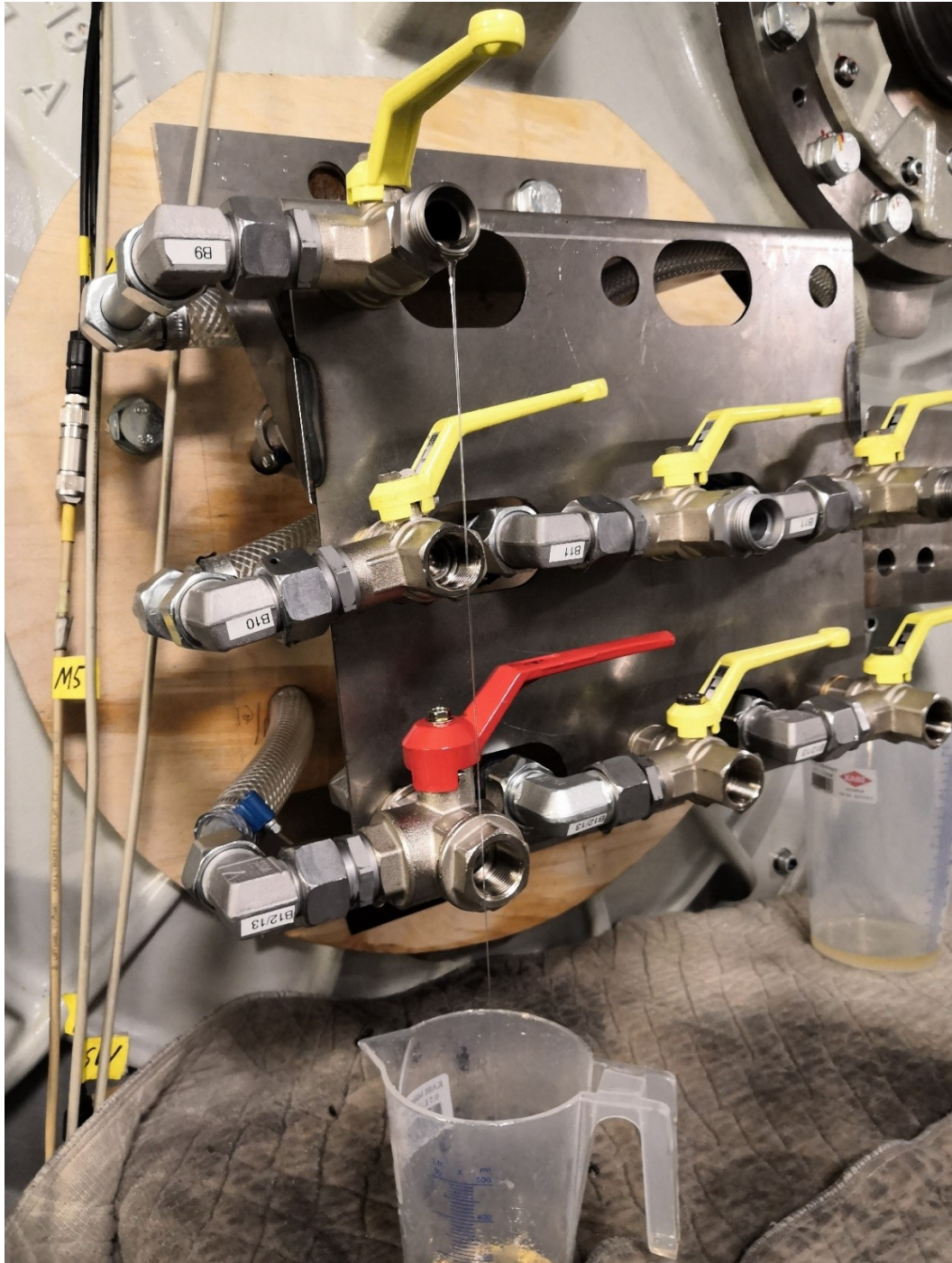
Painemittaukset suoritetaan painelähettimen avulla. Painelähettimessä on kalvo, jonka paineenalainen neste saa poikkeamaan tasapainoasemastaan. Painelähetin muuttaa havaitsemansa kalvon liikkeen sähköiseksi signaaliksi, joka voidaan lukea painetietona mittalaitteen avulla. (Theory of Operation of Pressure Sensors n.d.; Working Principle of a Pressure Sensor n.d.)

### **Lämpötilamittaus**

Lämpötilojen mittaamiseen käytetään PT-100 -vastuslämpötila-antureita (Platinum resistance thermometer). PT-100 anturi sisältää platinasta valmistetun elementin, jonka resistanssi kasvaa lämpötilan noustessa. 0 °C lämpötilassa PT-100 -anturin resistanssi on 100 ohmia. (PT100 platinum resistance thermometers n.d.)

### Manuaalinen virtausmäärän mittaus

Kuten aiemmin mainittiin, holkkiakselin sekä nopean akselin laakereiden virtaukset mitataan manuaalisesti laskemalla niille virtaava öljy mitta-astiaan. Manuaalinen mittaus on toteutettu johtamalla kullakin edeltä mainitulta mittauskohteelta letku omalle 3-tiehanalle. Hanat ovat kiinnitetty telineeseen, joka sijaitsee vaihteen kotelossa generaattorin puolella (ks. kuvio 20).



Kuvio 20. Manuaalisten mittausten 3-tiehanat

Hanat mahdollistavat kunkin voitelukohteen hallitun virtausmäärän mittaamisen. Kiinni ollessaan 3-tiehana johtaa voitelukohteelta virtaavan öljyn takaisin vaihteen öljysumppuun ja auki ollessaan virtaava öljy voidaan laskea mitta-astiaan. Mittaus tapahtuu laskemalla jokaisesta hanasta yksitellen öljyä mitta-astiaan 1 minuutin ajan.

## 7.5 Voitelujakaumatestauksen ongelmat

Voitelujakaumatestauksia on tehty Moventasilla aiemminkin eri vaihteille, mutta aiemmin testatuissa vaihteissa ei ole käytetty liukulaakereita. Pelkkiä vierintälaakereita sisältävälle vaihteelle voitelujakaumatestaus on ollut toimiva menetelmä jakauman todennukseen, joskin verrattain työläs ja aikaa vievä. Kuten teoria osoittaa, mitattu voitelujakauma ei tule olemaan todenmukainen, jos testaus toistetaan liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle samanlaisena kuin pelkkiä vierintälaakereita hyödyntävälle vaihteelle. Koska vaihteesta puuttuu merkittäviä komponentteja, ei vaihteen pyörittäminen saati kuormittaminen ole testauksen aikana mitenkään mahdollista. Tällöin myös liukulaakereiden pintojen liikkeestä aiheutuva virtausmäärä puuttuu kokonaan (Couette-virtaus), koska testaustilanne on staattinen. Tämä ei pelkästään vääristä liukulaakereiden kuluttamaa voiteluöljymäärää, vaan vääristää koko vaihteen voitelujakauman ja siten muidenkin voitelukohteiden virtausmäärät. Kun liukulaakerit kuluttavat vähemmän kiertoon syötetystä voiteluöljystä, ylijäävä osuus virtaa muihin voitelukohteisiin.

Myös jokaiseen voitelukohteeseen asennetut virtausmittarit aiheuttavat painehäviöitä voitelujärjestelmässä, joka omalta osaltaan vääristää vaihteen voitelujakaumaa mitatussa systeemissä. Tilanpuutteen vuoksi joidenkin kohteiden virtausmäärät joudutaan mittaamaan yhdistetysti, joka myös osaltaan aiheuttaa epävarmuutta tuloksiin. Tilanpuutteesta johtuen kaikkiin voitelukohteisiin ei myöskään ole mahdollista asentaa virtausmittareita, vaan virtaus näistä kohteista joudutaan mittaamaan manuaalisesti. Manuaalisella mittauksella ei luonnollisestikaan voida päästä samanlaiseen mittaustarkkuuteen kuin virtausmittareilla. Manuaalinen mittaus on aikaa vievä suoritus, jonka aikana öljyn lämpötila saattaa jo nousta, kun se virtaa paineisena voitelujärjestelmässä. Voiteluöljyn lämpötilan nousu taas vaikuttaa virtaukseen. Koska manuaalisella mittauksella ei luonnollisestikaan ole mahdollista kerätä jatkuvaa dataa

virtausmäärästä, lämpötilan tai paineen tarkkaa vaikutusta manuaalimittauksella kerättyyn virtausmäärään on vaikea arvioida.

Kuten aiemmin mainittiin, voitelujakaumatestausta varten testattavalle vaihteelle joudutaan tekemään oma kokoonpano, jossa osa oleellisista komponenteista joudutaan jättämään vaihteesta pois, samalla kun vaihde varustellaan virtausmittareilla. Testauksen jälkeen vaihde joudutaan purkamaan sekä kokoamaan uudelleen toimintakuntoiseksi. Tästä johtuen voitelujakaumatestausten toteuttaminen vie huomattavan paljon aikaa, ja pidentää tuotetodennuksen aikataulua merkittävästi.

Optimitilanteessa voitelujakaumatestausta voitaisiin suorittaa esimerkiksi vaihteen kuormakoeajon yhteydessä, mutta voitelujakauman todennusta varten vaihteelle tehtävä omanlainen kokoonpano sekä virtausmittausvälineistön asennus ei tätä mahdollista. Virtausmittausvälineistön asennuksista johtuen voitelujakaumatestausten testausmenetelmää oli käytännössä myöskään mahdotonta lähteä järkevillä kustannuksilla kehittämään niin, että pyörimisliikkeen tai kuormituksen vaikutusta olisi voitu testauksessa hyödyntää. Näiden seikkojen vuoksi kehittämistyö oli kohdistettava muualle kuin itse voitelujakaumatestaukseen.

## **8 Voitelujakauman simulointi**

### **8.1 Simcenter Amesim -ohjelmisto**

Moventas käyttää vaihteiden voitelujärjestelmien simulointiin Simcenter Amesim (myöhemmin Amesim) -ohjelmistoa. Amesim on 1D-simulaatio-ohjelmisto, jolla on mahdollista mallintaa, analysoida ja ennustaa mekatronisten systeemien käyttäytymistä. Amesimilla voidaan yhdistellä erilaisista komponenteista toimivia järjestelmiä. Tällaisia järjestelmiä voivat olla esimerkiksi hydrauliset, pneumaattiset, sähköiset tai mekaaniset järjestelmät. Komponenteille määritetään halutut lähtöarvot sekä jokainen komponentti sisältää myös tarvittavat laskukaavat, joita simulaatio käyttää laskennassa. Myös mittausdatan käyttö mallinnuksen yhteydessä on mahdollista. Rakennetulle järjestelmälle annetaan lisäksi halutut lähtöarvot, kuten vaihteen voitelujärjestelmän tapauksessa voiteluöljyn lämpötila sekä voiteluöljyn virtaus. Näiden

avulla simulaatiolla voidaan selvittää esimerkiksi paine ja virtaus jokaisessa voitelukohteessa.

## 8.2 1D- ja 2D/3D-simulaatio

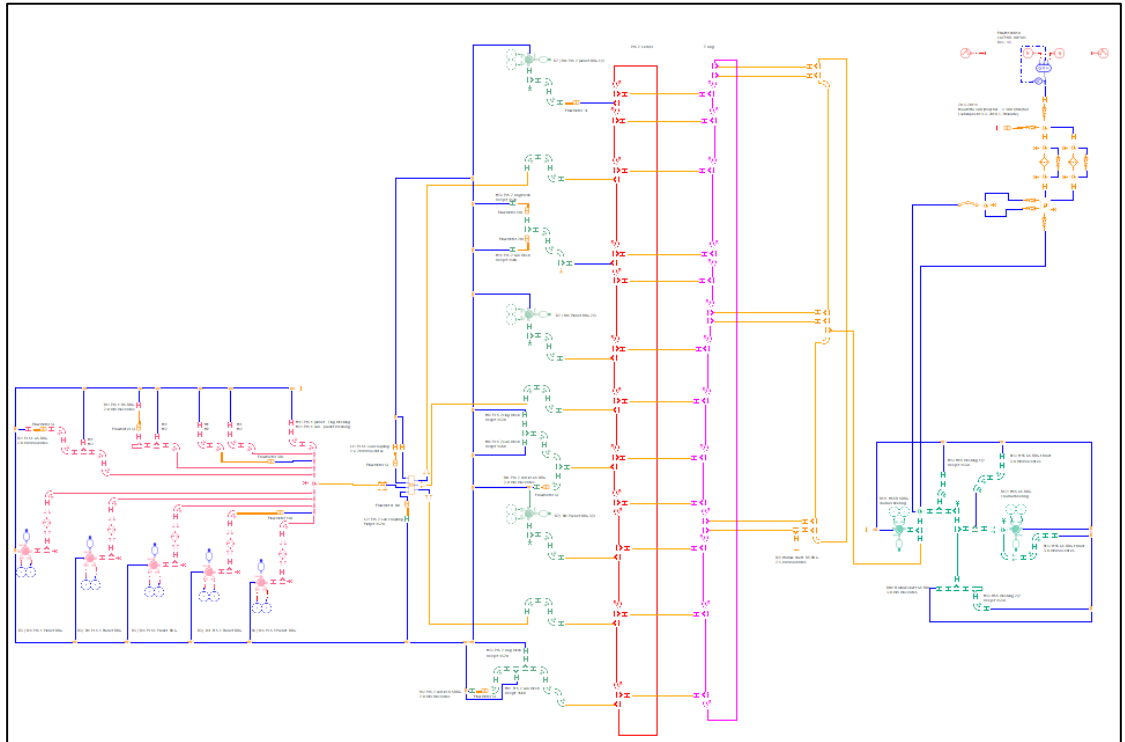
Simulaatio-ohjelmistot jaetaan yleensä ominaisuuksiensa perusteella 1D ja 2D/3D-simulaatioihin. 1D-simulaatio muodostaa yksiulotteisia malleja komponenteista, eikä huomioi laskennassaan esimerkiksi muodonmuutoksia tai ylipäättään komponentin moniulotteisuudesta johtuvia vaikutuksia simulaation laskentaan. 1D-simuloinnin vahvuuksia ovat sen nopeus ja alhainen laskentatehon tarve. 2D/3D-simulaatiossa tutkittavalla kappaleella tai systeemillä on geometrisia ominaisuuksia. 3D-simulaatiomenetelmillä voidaan tutkia esimerkiksi kappaleiden muodonmuutoksia vaikuttavien voimien alaisuudessa, tai kappaleen geometrian vaikutusta tutkittavaan ilmiöön. 3D-simulaatiomenetelmien heikkous on niiden suuri ajan ja laskentatehon tarve. (1D-system simulation n.d.; Mechatronic System Simulation (1D CAE) n.d..)

1D-simulaatiosta käytetään usein nimitystä System-level simulation, koska usein sitä käytetään kokonaisen järjestelmän toiminnan simulointiin. 1D-simulointia voidaan hyödyntää läpi koko suunnittelu- tai kehitysprosessin, mukaan lukien prosessien alkuvaiheet, joissa CAD-geometriaa ei olisi edes kaikista komponenteista vielä luotukaan. Vastaavasti 2D/3D-simulaatio keskittyy usein jonkin yksittäisen komponentin tai alikokoonpanon toiminnan tarkkaan mallintamiseen kappaleiden moniulotteisuutta hyödyntäen. (1D-system simulation n.d.; Mechatronic System Simulation (1D CAE) n.d..)

# 9 Tutkimuksen toteutus

## 9.1 Voitelujärjestelmän mallintaminen

Vaihteen koko voitelujärjestelmä oli mallinnettu Amesimilla jo alun perin vaihteen voitelujärjestelmän suunnittelun yhteydessä (ks. kuvio 21).



Kuvio 21. Prototyypivaihteen voitelujärjestelmä mallinnettuna Amesimilla

Mallinnettu voitelujärjestelmä sisältää kaikki ne vaihteen komponentit, jotka ovat osa voitelujärjestelmää tai vaikuttavat voitelun toimintaan. Käytännössä voitelujärjestelmän simulaatiomallin sisältäviä komponentteja ovat voitelukanavisto ja -putkisto, liukulaakerikomponentit sekä kaikkien muiden voitelupisteiden eli vierintälakereiden, hammasryntöjen ja hammaskytinten voitelusuuttimet. Myös vaihteen suodatinyksikkö sekä jäähdytysjärjestelmä on mallinnettu Amesim-komponenttien avulla samaan simulaatiomalliin.

Simulaation soveltuvuuden selvittäminen liukulaakereita hyödyntävällä vaihteella tapahtui simuloimalla staattinen voitelujakaumatestauksen tilanne Amesimilla ja vertaamalla simulaatiotuloksia testamalla saatuihin tuloksiin. Simuloidun tilanteen tuli vastata voitelujakaumatestauksen tilannetta, jotta simuloidut tulokset olivat vertailukelpoisia staattisessa voitelujakaumatestauksessa mitattuihin tuloksiin. Tämän vuoksi simuloidun voitelujärjestelmän tuli vastata voitelujakaumatestaustilanteessa käytettyä voitelujärjestelmää myös siihen tehtyjen muutosten osalta. Tätä varten alkupe-  
räisestä simulaatiosta tuli poistaa vaihteen jäähdytysjärjestelmä, koska se ei ollut osa

voitelujakaumatestausta. Lisäksi simuloituun voitelujärjestelmään tuli lisätä jokaisen testissä käytetyn virtausmittarin painehäviötä kuvaavat komponentit.

Lähtöarvoiksi laskentaa varten simulaatio tarvitsee seuraavat tiedot:

$Q$  = vaihteeseen syötettävän voiteluöljyn virtaus [l/min]

$T$  = vaihteeseen syötettävän voiteluöljyn lämpötila [°C]

Voitelujakaumatestauksen tilannetta simuloitaessa lähtöarvoina käytettiin voitelujakaumatestauksessa mitattuja arvoja (ks. taulukko 4).

Taulukko 4. Simulaatiolle annetut lähtöarvot

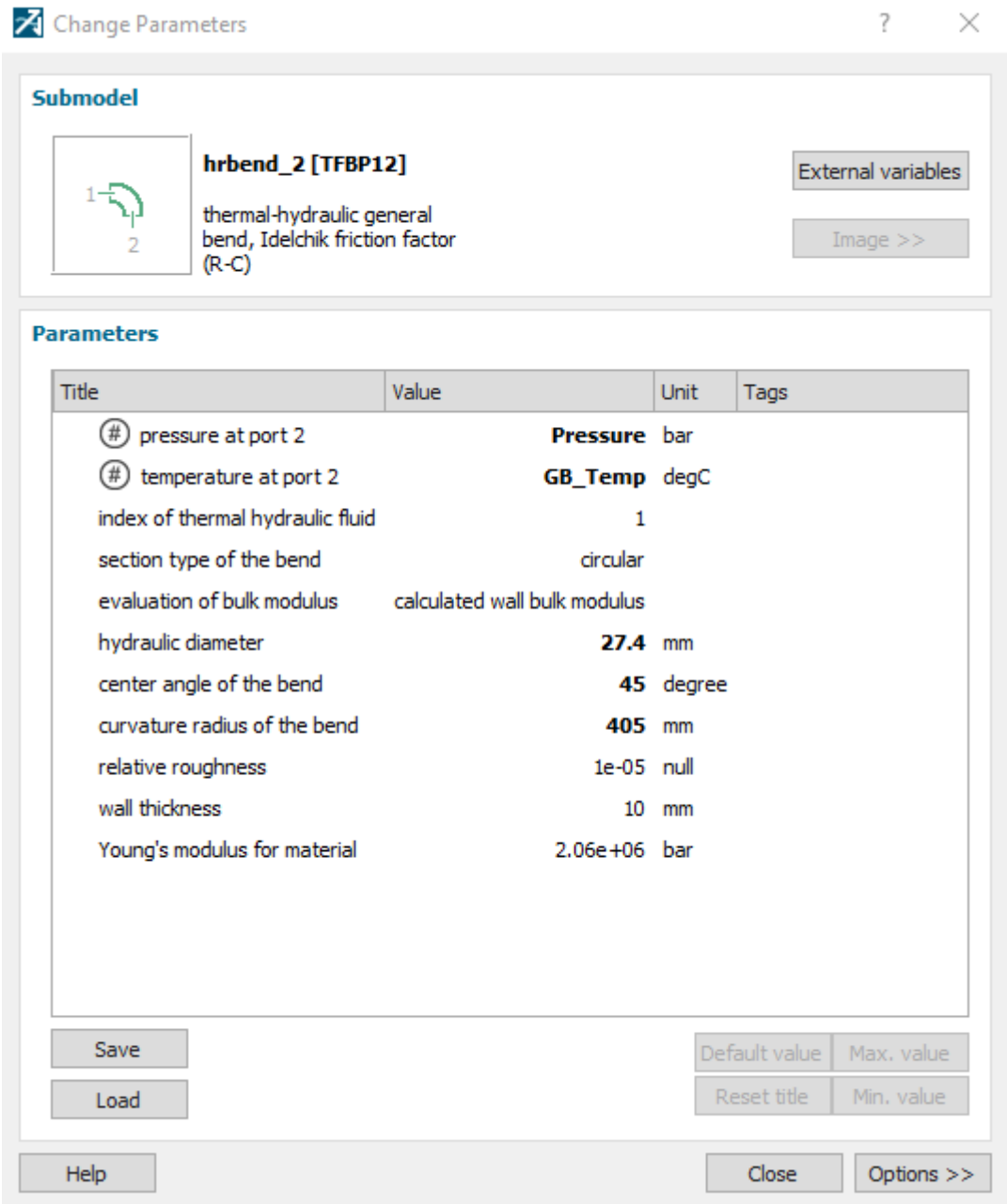
Numero	Kohde	Mitattu
Q01	Voiteluöljyn virtaus vaihteeseen	XXX l/min
T14	Vaihteeseen virtaavan öljyn lämpötila	43 °C

Simulaatiolle määritetään myös virtaavan nesteen parametrit, eli tässä tapauksessa käytettiin vaihteessa käytettävän ISO VG 320 -öljyn parametrejä.

### 9.1.1 Putkistokomponentit

Vaihteen voitelukanavat ja -putkisto on mallinnettu putkistokomponenttien avulla. Kuviossa 22 on esitetty kuvakaappaus yksittäiselle voiteluputkiston osalle määriteltävistä parametreistä.





Kuvio 22. Yksittäisille putkistokomponentille määriteltävät parametrit

#-merkityt ovat lähtöarvoja kyseiselle komponentille (voiteluöljyn paine ja lämpötila) "Index of thermal fydraulic fluid" on käytetyn voiteluöljyn määrittäminen. Käytettäviä nesteitä voidaan määrittellä useampia. Tässä tapauksessa ISO VG 320 -öljy on määritetty ensisijaisesti käytettäväksi nesteeksi, eli se näkyy määritellyissä parametreissa numerona "1". Vaihteen voitelujärjestelmän tapauksessa putkistokomponentille tärkeimmät syötettävät lähtöarvot ovat sen poikkileikkauksen muoto, putken pituus ja halkaisija sekä mahdollinen taivutussäde. Mahdollisuutena on määrittää myös oheisen kuvion mukaisesti lukuisia muita parametreja, kuten esimerkiksi putken sisäpinnan

pinnankarheus (relative roughness), seinämän paksuus (wall thickness) sekä käytetyn materiaalin kimmokerroin (Young's modulus for material).

### 9.1.2 Liukulaakerikomponentit

Liukulaakerikomponenteille määritellään simulaatiossa halkaisija, pituus, laakerivälitys sekä öljynsyöttöreian koko ja sen positio suhteessa kuormitusuuntaan. Myös mahdollisen voitelu-uran koko määritellään. Liukulaakerin epäkeskeisyyden ratkaisuun Amesim tarjoaa kolmea eri ratkaisuvaihtoehtoa. Ratkaisut on jaettu pituus-halkaisijasuhteen mukaan seuraavasti:

- Ocvirk-ratkaisu pituus-halkaisijasuhteelle  $(L/D) \leq 1/8$ ,
- Goenka-ratkaisu pituus-halkaisijasuhteelle  $1/4 \leq (L/D) \leq 1$
- Warner-Sommerfeld-ratkaisu pituus-halkaisijasuhteelle  $(L/D) \geq 4$

Nopean akselin säteisliukulaakereille sekä 2. planeettaportaan planeettapyörän liukulaakereille soveltui käytettäväksi Ocvirk-ratkaisu. Epävarmuutta ilmeni kuitenkin 1. planeettaportaan planeettapyörän liukulaakereiden osalta, sillä pituus-halkaisijasuhde niillä oli suurempi kuin 1, mutta pienempi kuin 4, eli ne asettuivat juuri alueelle jolle Amesim ei tarjoa ratkaisuvaihtoehtoa. Pituus-halkaisijasuhdeksi niille on valittu lähimmäksi sopiva Warner-Sommerfeld-ratkaisu.

Aksiaaliliukulaakereille Amesimissa ei ole olemassa lainkaan komponenttia. Ennen nopean akselin aksiaaliliukulaakeria (B13) öljynsyöttökanavassa on kuitenkin halkaisijaltaan 3 mm suutin, jonka tarkoitus on rajoittaa laakerille menevää öljynvirtausta, ja suunnitteluvaiheessa parantaa simuloinnin luotettavuutta käyttämällä tunnettua komponenttia paineenrajoittimena. Simuloinnissa onkin käytetty vain aksiaaliliukulaakerin paikalla pelkkää 3 mm suutinta, ja oletettu että suuttimen jälkeinen tilavuus ei täyty öljystä, ja muodosta huomattavaa vastapainetta.

Lähtöarvoiksi yhdelle liukulaakerille simulaatio vaatii seuraavat tiedot:

$n$  = akselin kierrosnopeus [rpm]

$F$  = akselin kuorma [N]

$\theta$  = kuorman suunta suhteessa öljynsyöttöreikään [°]

Jotta testaamalla saatuja tuloksia ja simuloimalla saatavia tuloksia oli mahdollista verrata, oli määriteltävä liukulaakerin pyörimisnopeudeksi 0 rpm sekä kuormaksi 0 N, aivan kuten testaustilanteessakin.

Liukulaakerin kokonaisvirtaus ( $Q_t$ ) koostuu öljynsyöttöpaineen aikaansaamasta Poisseuelle-virtauksesta ( $Q_p$ ) (ks. kaava 7) sekä hydrodynaamisen toiminnan aikaansaamasta Couette-virtauksesta ( $Q_H$ ) (ks. kaava 8).

Amesim käyttää öljynsyöttöpaineen aikaansaaman virtauksen ratkaisuun kaavaa 7 (yksittäinen öljynsyöttöreikä):

$$Q_p = 0,675 \cdot \frac{h^3}{\eta} \cdot \left(\frac{d}{L} + 0,4\right)^{1,75} \cdot (\Delta p) \quad (7)$$

missä  $h$  = voitelukalvon paksuus öljynsyöttöreiän kohdalla [m]

$\eta$  = dynaaminen viskositeetti [Ns/m<sup>2</sup>]

$d$  = öljynsyöttöreiän halkaisija [m]

$L$  = liukulaakerin pituus [m]

$\Delta p$  = paine-ero ennen liukulaakera ja liukulaakerin jälkeen [bar]

(Lee & Martin 1983, 381–392.)

Lisäksi hydrodynaamisen virtauksen ratkaisuun käytetään kaavaa 8:

$$Q_H = 0,9 \cdot L_H \cdot \frac{D}{2} \cdot c \cdot \epsilon \cdot \omega \quad (8)$$

missä  $L_H$  = liukulaakerin liukupinnan pituus [m]

$D$  = liukulaakerin halkaisija [m]

$c$  = liukulaakerin säteisvalys [m]

$\epsilon$  = akselin epäkeskeisyysuhde

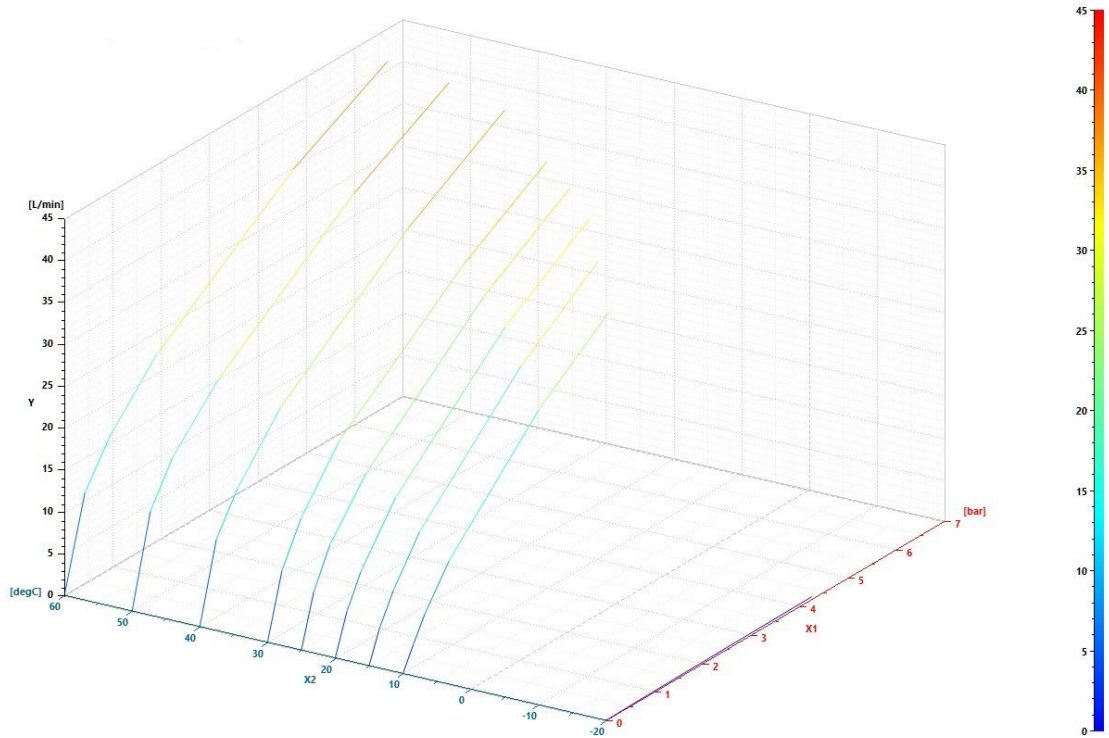
$\omega$  = akselin kulmanopeus [rad/s]

(Booser & Wilcock 1957.)

Hydrodynaamisen virtauksen kaavasta 8 havaitaan helposti, että vaihteen pyörimisnopeuden (akselin kulmanopeus) ollessa 0 rad/s, on myös hydrodynaaminen virtaus aina 0 l/min.

### 9.1.3 Muut voitelukohteet

Liukulaakereita lukuun ottamatta voiteluöljyn tilavuusvirtauksen ( $Q$ ) jokaisessa suuttimella varustetussa voitelukohteessa Amesim ennustaa voiteluöljyn paineen ( $p$ ) ja lämpötilan ( $T$ ) avulla, jota oheinen kuvio havainnollistaa (ks. kuvio 23).



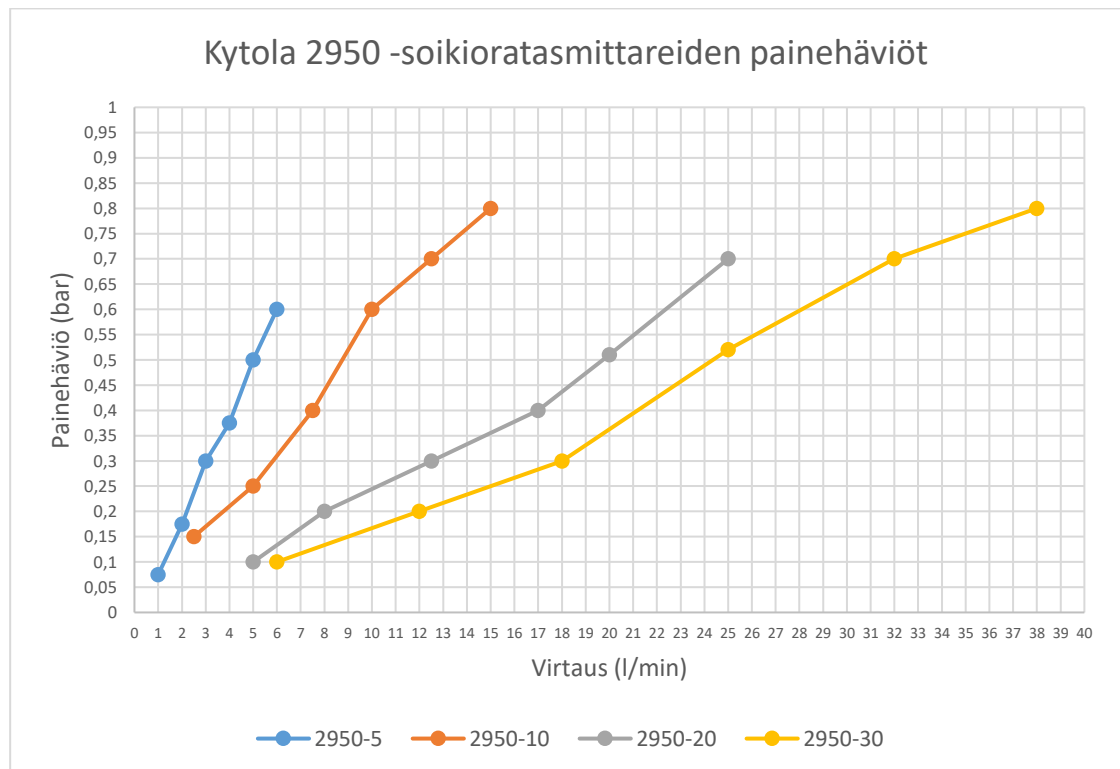
Kuvio 23. Aiemmassa suutintestauksessa mitattu voiteluöljyn virtaus paineen ja lämpötilan funktiona virtauspisteen M3 käyttämällä suuttimella

Kuviossa on esitetty esimerkin vuoksi aiemmin suoritetun suutintestauksen mittausdataa pisteessä M3 käytettävästä suuttimesta. Kuten aiempien tutkimusten yhteydessä mainittiin, Amesimin suutinkomponentit käyttävät laskennassa aiemmin mitattua mittausdataa. Näistä aikaisemmin mitatuista mittaustuloksista simulaatio interpoloi suuttimelle virtauksen, kun lämpötila ja paine ovat tiedossa.

## 9.2 Voitelujakaumatestauksen suoritus

Voitelujakaumatestaus suoritettiin testausohjelman mukaisesti (ks. taulukko 3). 3. voitelutilanne (step #3) vastasi tuuliturbiinivaihteen nimellistilanteen operointia, joten tämän voitelutilanteen tuloksia hyödynnettiin vertailussa.

Testaustuloksia arvioitaessa on kuitenkin aina huomioitava, että virtausmittareiden painehäviöistä johtuen mitatut virtausmäärät ovat aina hieman pienempiä kuin todelliset virtausmäärät mitä voitelukohteeseen voisi virrata ilman välissä olevaa virtausta vastustavaa mittaria. Oheisessa kuviossa 24 on esitetty 5–30 litraisten Kytola 2950 -soikioratasmittareiden painehäviöt virtauksen funktiona kinemaattisen viskositeetin ollessa  $300 \text{ mm}^2/\text{s}$ . 3. voitelutilanteen  $43 \text{ }^\circ\text{C}$  lämpötilassa käytetyn ISO VG 320 -öljyn kinemaattinen viskositeetti on likimain  $320 \text{ mm}^2/\text{s}$ .



Kuvio 24. 2950-soikioratasmittareiden painehäviöt (kinemaattinen viskositeetti  $300 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) (SRM 5 painehäviö n.d.)

Lisäksi manuaaliset mittaukset aiheuttivat hieman virhettä tuloksiin, mutta eivät merkittävästi. Manuaalimittauksia tehtiin aina useampi ja mittausten välinen ero oli maksimissaan noin 300 ml, jolla ei ole suurta merkitystä voitelujakauman kannalta.

Käytössä olevat mittausmenetelmät ja mittausjärjestely huomioiden, testaustuloksia voitiin kuitenkin pitää luotettavina, kunhan huomioitiin, että kyseessä on staattisen tilanteen voitelujakauma, joka ei vastaa vaihteen toiminnan aikaista voitelujakaumaa. Testissä käytettiin kalibroituja mittalaitteita ja antureita, jolloin ainakin mitausvälineistöstä syntyvät virheet voidaan poissulkea.

### 9.3 Voitelujakaumatodennuksen tulokset

Voitelun tarpeen vähimmäismääristä sekä simuloimalla että testaamalla saaduista tuloksista koostettiin taulukko, joka mahdollisti vertailun (ks. liite 1). Virtausmittareiden painehäviöt ovat tiedettyjä, mutta niitä ei ole huomioitu esitetyissä mittaustuloksissa. Mittaustulokset ovat suoraan virtausmittareilla mitattuja mittaustuloksia. Esitetyt mittaustulokset mitattiin voiteluöljyn lämpötilan ollessa 43 °C. Voitelujakaumasimulaatiossa käytettiin voiteluöljylle myös samaa lämpötilaa. Simulaatiossa käytettiin virtausmittareiden painehäviöitä kuvaavia komponentteja niissä samoissa pisteissä, joissa virtausmittareita käytettiin oikeassakin testitilanteessa. Tämä mahdollisti realistisemmän vertailun tulosten välillä.

#### 9.3.1 Voitelun vähimmäismäärän toteutuminen

Havaittiin, että testaamalla selvitetty virtausmäärät ylittivät vaihteen tehohäviöiden kautta määritellyt voitelun vähimmäismäärät lukuun ottamatta nopean akselin liukulaakereita (B11) ja (B12+B13). Vastaavasti simuloitujen voitelun virtausmäärät ylittivät myös vähimmäismäärät kaikissa kohteissa lukuun ottamatta 2. planeettaportaan planeettapyörien liukulaakereita (B7/B8) sekä nopean akselin liukulaakereita (B11) ja (B12). Tehohäviöistä määritetyn voitelujakauman kokonaisvirtauksen suuri ero verrattuna simulaatio- ja testitulosten kokonaisvirtaukseen johtuu siitä, että vaihteen tilannut asiakas on vaatinut huomattavasti suuremman tuoton omaavan voitelujärjestelmän vaihteeseen, kuin mikä laskennallisesti on tarve. Tämän vertailun perusteella vaihteen voitelujakaumaa voidaankin pitää osittain onnistuneena, sillä se ylittää suurimmassa osassa voitelukohteissa vaaditun voitelujakauman, joka tehohäviöiden avulla oli määritelty.

Suuremmasta kokonaisvirtauksesta huolimatta edellä mainituissa liukulaakerikohteissa virtaukset olivat kuitenkin pienempiä, kuin vähimmäismäärityksessä. On kuitenkin huomioitava, että liukulaakereiden voitelun arvioimiseen tehohäviöiden avulla täytyy suhtautua varauksella. Tehohäviöiden avulla lasketut voitelumäärät ovat vaihteen toiminnan aikaisia voitelumääriä. Vaihteen toimiessa ja pyöriessä liukulaakerin virtaus luonnollisestikin koostuu silloin sekä voiteluöljyn painesyötön aikaansaamasta

Poisseele-virtauksen vaikutuksesta että pintojen liikkeen aikaansaaman Couette-virtauksen vaikutuksesta. Vastaavasti simulaatio- ja testituloksissa, joissa pyöritystä tai kuormitusta ei ole huomioitu, virtauksen liukulaakereille aiheuttaa ainoastaan painesyöttö (Poisseele-virtaus). Vertailun suhteen ongelmallista on myös se, että suuri pyörimisnopeus kiihdyttää Couette-virtauksen vaikutusta erityisesti nopean akselin liukulaakerilla. Nopean akselin liukulaakereilla merkittävin osa liukulaakereiden kokonaisvirtauksesta koostuu Couette-virtauksesta. Esimerkiksi huomattavasti hitaammin pyörivillä planeettapyörien liukulaakereilla vastaavasti Couette-virtauksen osuus kokonaisvirtauksesta ei ole niin suuri. Tämä havainto jo osaltaan osoittaa, että voitelujakaumatestauksella on hankalaa todentaa luotettavasti liukulaakereiden voitelua sekä arvioida niiden vaikutusta muuhun voitelujakaumaan.

### 9.3.2 Simuloitujen ja mitattujen arvojen vertailu

Simuloituissa paineissa havaittiin olevan eroa mitattuihin paineisiin verrattuna. Myös virtauksissa havaittiin eroa useissa voitelukohteissa, mutta erityisesti 2. planeetta-portaan liukulaakereilla (B7/B8) sekä nopean akselin liukulaakereilla (B11 ja B12+B13) (ks. liite 1).

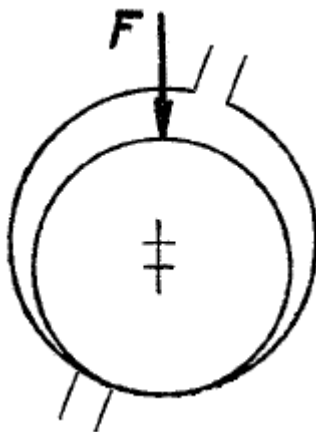
## 9.4 Simulaation muokkaus

Lähtökohtaisesti voitelujakaumatestauksessa mitattujen tulosten voitiin luottaa olevan oikein. Tutkinta kohdistettiin simulaation liukulaakerikomponentteihin, koska niiden osalta simulaatio arvioi alemmat virtaustulokset kuin mitä testissä mitattiin. Vaihteen muiden komponenttien vääristävä vaikutus voitelujakaumaan voitiin käytännössä poissulkea jo tässä vaiheessa, sillä putkistokomponentit ja voitelusuuttimet oli jo aiemmin todennettu testaamalla.

Kun simulaatiolle annetaan liukulaakerin vällys, se olettaa automaattisesti, että akseli on aivan laakerin keskiössä ja epäkeskeisyysuhde on silloin 0. Staattisessa voitelujakaumatestauksen tilanteessa akseli on kuitenkin lepotilassa laakerin pohjalla. Tällöin liukulaakerin akselin suhteellinen epäkeskeisyys on suurimmillaan ja se on yhtä suuri kuin liukulaakerin säteittäinen vällys. Jo aiemmin esitetyn öljynsyöttöpaineen aikaansaaman virtauksen ( $Q_p$ ) kaavasta (ks. kaava 7) voidaan nähdä, että voitelukalvon pak-

suudella öljynsyöttöreian kohdalla ( $h$ ) on merkittävin vaikutus öljynsyöttöpaineen aikaansaamaan virtaukseen laakerissa. Liukulaakerin pituus, halkaisija sekä öljynsyöttöreian koko ovat ennalta määritettyjä mukaan lukien voiteluöljyn viskositeetti, kunhan lämpötila ja paine säilyvät vakioina. Ainoa muuttuja joka liukulaakerin toiminnan aikana pääsee muuttumaan, on akselin epäkeskeisyys, joka vaikuttaa voitelukalvon paksuuteen liukulaakerin eri kohdissa. On huomioitava, että Amesim-simulaation laskenta olettaa liukulaakerin välyksen olevan aina täynnä öljyä. Tällöin voitelukalvon paksuus öljynsyöttöreian kohdalla ( $h$ ) simulaatiotilanteessa on käytännössä yhtä suuri kuin samasta kohdasta mitattu laakerivällys.

Nopean akselin öljynsyöttöreiat sijaitsevat vastakkaisilla puolilla klo. 1 ja klo. 7 kohdilla vaihteen generaattorin puolelta katsottuna. Tällöin klo. 1 kohdalla oleva öljynsyöttöreikä on suurimman laakerivällyksen vaikutusalueella. Kun akseli on laakerin pohjalla, vastaavasti se pääsee tukkimaan klo. 7 kohdalla olevaa öljynsyöttöreikää (ks. kuvio 25).



Kuvio 25. Nopean akselin öljynsyöttöreikien positiot (Uhari 1962, 6, muokattu.)

Näitä kahta liukulaakerin virtauksiin vaikuttavaa seikkaa Amesim-simulaatio ei huomioi staattisessa tilanteessa. Tällöin simulaation ennustamat liukulaakereiden virtaustulokset vääristyvät, jolla on lopulta vaikutus koko simulaatiotulosten kokonaisvoitelujakaumaan. Sama ongelma on myös planeettapyörien liukulaakereilla. Planeettapyörien liukulaakereissa on vastakkaisilla puolilla öljynsyöttöreiat, joidenka asentoa jokaisessa planeettapyörässä ei voida staattisen voitelujakaumatestauksen



aikana tietää. Laakerissa oleva öljynsyöttöreikä vaikuttaa laakerin virtaukseen riippuen millä kohtaa se on suhteessa suurimpaan laakerivälkykseen aivan kuten nopean akselin laakerilla. Planeettapyöriä on 1. portaalla viisi ja 2. portaalla kolme kappaletta ja jokaisen planeettapyörän laakerin öljynsyöttöreikä on voitelujakaumatestauksen aikana satunnaisessa kohdassa suhteessa liukulaakerin suurimpaan välykseen. Pahimmillaan se voi sijoittua joko suurimman laakerivälkyksen vaikutusalueelle tai vastaavasti se voi pahimmillaan tukkeutua jäämällä pienimmän välyksen alueelle.

Akselin epäkeskeisyyden vaikutus pyrittiin huomiomaan vielä simulaation liukulaakerielementeille. Nopean akselin liukulaakerille syötettiin akselin massasta johtuva kuorma, jolloin akselin asennon tulisi vastata voitelujakaumatestauksen tilannetta. Planeettapyörän laakereille tätä metodologia ei sovellettu, sillä jokaisen planeettapyörän laakerin öljynsyöttöreikien asennot ovat täysin ennustamattomissa asennoissa johtuen siitä, että planeettapyörät pyörivät oman akselinsa ympäri samalla kun planeetan kantaja pyörii. Tästä epävarmuustekijästä johtuen planeettapyörän massasta johtuvaa kuormitusta ei liukulaakereille haluttu simulaatioon lisätä, vaan tästä johtuvat poikkeamat planeettapyörien liukulaakereiden virtauksissa luettiin virhelähteiksi. Tämä voidaan lukea lopulta mittausmetodin ongelmaksi, jota ei voida ottaa simulaatiossa huomioon.

Kun nopean akselin asento testitilanteessa huomioitiin, sen säteisliukulaakerin virtausmäärä kasvoi ja korrelaatio mitattuun virtaukseen parani. Vertailun perusteella muiden mittapisteiden korrelaatio ei kuitenkaan merkittävästi parantunut (ks. liitteet 2–4, simulaatio 2).

Lisäksi kokeiltiin vielä menetelmää, jossa simulaation liukulaakerikomponenteille syötettiin valmiiksi mittaamalla saadut virtausmäärät. Mittaamalla saatujen virtausmäärien voitiin olettaa olevan lähtökohtaisesti oikein. Ajatuksena oli, että menetelmällä saataisiin poistettua mahdollinen liukulaakereiden virtauksesta johtuva virhelähteen vaikutus koko painejakaumaan ja muiden kohteiden virtausmääriin.

Käyttämällä mittauksia simulaatiossa korrelaatio testi- ja simulaatiotulosten välillä parani (ks. liitteet 2–4, simulaatio 3). Asettamalla liukulaakereille valmiiksi selvitettyt arvot, jäi simulaatiolle laskettavaksi voiteluputkiston sekä kaikkien muiden voi-

telukohteiden, eli ryntöjen, vierintälaakereiden ja hammaskytkinten voitelun virtaukset ja painehäviöt. Tämän perusteella voitiin planeettaportaiden planeettapyörien liukulaakerikomponentit vahvistaa simulaation virhelähteeksi.

## 9.5 Epäilty vuoto 2. planeettaportaalla

Testin aikana mitatut pienemmät paineet herättivät myös osaltaan huomion, koska alhaiset paineet aiempien kokemusten mukaan saattavat johtua mahdollisesta vuodosta voitelujärjestelmässä (ks. liite 3). Mittaamalla saadulle kokonaisvirtaukselle tehtiin tarkastuslaskenta.

Testissä ei mitattu kaikkia voitelukohteita, vaan esimerkiksi useammasta samanlaisesta voitelukohteesta vain yksi mitattiin. Oletuksena oli, että useampien identtisten voitelukohteiden virtausmäärät olisi saatu selvitettyä vain kertomalla mittaustulos identtisten voitelukohteiden lukumäärällä. Menetelmä ei kuitenkaan toiminut, sillä osassa voitelukohteissa virtausmittarit aiheuttivat niin paljon painehäviötä, että kertomalla yhden pisteen mittaustulosta, vaihteen kokonaisvirtaus jäi huomattavasti alle mitatun. Voitelupisteille, joissa ei ollut virtausmittaria, määritettiin simulaatiotulosten avulla korjauskertoimet, sillä simulaatiolla vastaavasti on mahdollista ennustaa myös sellaisten pisteiden virtaukset, joissa mittaria ei ole (ks. kaava 9).

$$\Delta Q_{\text{simuloitu}} = \frac{Q_{\text{simuloitu ilman mittaria}}}{Q_{\text{simuloitu virtausmittarilla}}} = \frac{XX \frac{l}{\text{min}}}{XX \frac{l}{\text{min}}} \approx 25\% \quad (\text{kaava 9})$$

$$Q_{\text{mitattu ilman mittaria}} = 1,25 \cdot Q_{\text{mitattu virtausmittarilla}} = 1,25 \cdot XX \frac{l}{\text{min}} = XX \frac{l}{\text{min}}$$

$$\text{missä} \quad Q_{\text{simuloitu ilman mittaria}} = XX \text{ l/min}$$

$$Q_{\text{simuloitu virtausmittarilla}} = XX \text{ l/min}$$

$$Q_{\text{mitattu virtausmittarilla}} = XX \text{ l/min}$$

Kyseisellä menetelmällä saadaan suuntaa-antavasti selvitettyä, kuinka paljon virtausmittarin painehäviö on mittaustulokseen vaikuttanut. Simulaation käyttämä tieto virtausmittareiden painehäviöstä on mitattua tietoa, joten sitä voidaan pitää kuitenkin luotettavana.

Korjauskertoimia hyödyntäen yksittäisten mittaustulosten avulla voitiin laskea kokonaisvirtaus eri portaille sekä koko vaihteelle. Havaittiin, että testauksen aikainen 2. planeettaportaan kokonaisvirtaus oli noin 19 l/min pienempi kuin simulaation arvioima (ks. liite 5).

Alhaisemman 2. planeettaportaan kokonaisvirtauksen vuoksi epäiltiin vuodon mahdollisuutta 2. planeettaportaalla. Vuoto osaltaan selittäisi myös alhaisemmat paineet testissä. Mahdollisuutena pidettiin, että 2. planeettaportaalla sijaitseva liukurengastiivistys on vuotanut staattisen voitelujakaumatestauksen aikana. Liukurengastiivistys on pyörivä liitos, jonka tarkoitus on kuljettaa öljyä vaihteen 2. planeettaportalle. Liitos tiivistyy vasta lopullisesti, kun vaihdetta pyöritetään ja kuormitetaan. Tällöin hammasvoimat nostavat planeetan kantajan oikeaan asentoon ja liukurenkaan puolikkaat asemoituvat oikeaan asentoon, jolloin lopullinen tiivistyminen tapahtuu. Staattisessa testaustilanteessa hammasvoimat eivät pääsee vaikuttamaan 2. planeettaportaan planeetankantajan asentoon ja kantaja jää laakereiden varassa massansa vuoksi hieman vinoon. Tällöin kontakti liukurenkaan puolikkaiden välillä on huono ja liitos jää vuotamaan.

Epäilyn vuodon vaikutus haluttiin vielä selvittää simuloituun voitelujakaumaan. Simulaatioon, jossa liukulaakereiden virtaukset oli korvattu mittaustuloksilla, lisättiin 2. planeettaportaalle suutin simuloimaan liukurenkaan vuotoa. Iteroimalla suuttimen kooksi 4 mm, sen systeemiin aiheuttaman vuodon suuruudeksi tuli 16 l/min. Vuodon ansiosta korrelaatio simulaatio- ja mittaustulosten välillä parani, etenkin paineet muuttuivat lähelle mitattuja paineita (ks. liitteet 2–4, simulaatio 4). Tämä vahvistaa käsitystä, että vuoto oli hyvin todennäköisesti testauksen aikana laskenut havaittavasti vaihteen koko painetasoa, etenkin vaihteeseen tulevan öljyn (P03) osalta. Havainto myös vahvistaa käsityksen, että Amesim-simulaatio ennustaa voitelujakauman luotettavasti, kunhan virheiden aiheuttajat ovat selvillä ja ne rajataan systemaattisesti pois.

## 9.6 Kuormakoeajotilanteen simulointi

Amesim-simulaation luotettavuus haluttiin selvittää myös tilanteessa, jossa vaihdetta pyöritetään ja siihen kohdistuu kuormitusta. Tämä tapahtui vertaamalla simulaa-tiotuloksia jo aiemmin suoritettun kuormakoeajon mittaustuloksiin

Voitelujakaumatestauksesta poiketen kuormakoeajossa vaihdetta pyöritetään ja kuormitetaan. Kuormakoeajossa vaihteeseen ei ole mahdollista asentaa sisäisiä vir-tausmittauksia, kuten voitelujakaumatestauksessa. Virtauksista ainoastaan vaihtee-seen menevä kokonaisvirtausmäärä voidaan mitata. Kuormakoeajon aikana mitataan kuitenkin paineita samoista voitelukohteista kuin voitelujakaumatestauksessa. Ver-tailu tehtiin nyt koeajossa mitattujen ja simuloitujen paineiden välillä. Vertailua teh-tiin seuraaviin painemittauksiin:

- Voiteluöljy vaihteeseen (P03)
- PLS 2 planeettapyörän liukulaakerin öljynsyöttö (P08)
- PLS 1 planeettapyörän liukulaakerin öljynsyöttö (P09)

Koeajon erilaisten järjestelyiden vuoksi simulaatiomallia jouduttiin jälleen muokkaa-maan. Simulaatiomallissa tuli olla nyt mukana koeajon mukainen jäähdytinkierto. Li-säksi komponentit jotka kuvasivat voitelujakaumatestauksessa käytettyjen virtaus-mittareiden painehäviöitä, tuli jättää pois.

Kuormakoeajo sisälsi 19 eri kuormitustasoa. Amesimilla simuloitiin jokaista kuormi-tustasoa vastaava voitelutilanne vaihteeseen virranneen voiteluöljyn virtauksen (Q01) ja voiteluöljyn lämpötilan mukaan (T14). Lisäksi nyt liukulaakereille määritettiin simulaatioon pyörimisnopeus ( $n$ ), kuorma ( $F$ ) sekä sen suunta ( $\vartheta$ ).

Kuormitustaso 16 vastasi vaihteen nimellistilanteen operointia. Tältä kuormitusta-solta on esitetty myös simulaation ennustamat virtaukset jokaisessa voitelukohteessa (ks. liite 9).

## 9.7 Kuormakoeajotilanteen tulosvertailu

Kuormakoeajotilanteessa simuloitujen ja mitattujen paineiden välinen korrelaatio havaittiin hyväksi (ks. liitteet 6–8). Kuormakoeajon voitelutilanteen simulaatio kykeni ennustamaan luotettavammin kuin voitelujakaumatestauksen.

Lisäksi verrattaessa kuormakoeajotilanteen simulaation ennustamia virtausmääriä voitelun vähimmäismäärään nimellistilanteen kuormitustason 16 osalta, voitiin todeta että nyt myös 2. planeetta- ja akselivälillä (B7/B8) sekä nopean akselin liukulaakerit (B11 ja B12) täyttivät voitelun vähimmäismäärityksen, sillä voitelujakaumatestauksen tapauksessa puuttuva Couette-virtauksen vaikutus huomioidaan kuormakoeajotilanteen simulaatiossa (ks. liite 9).

On kuitenkin huomioitava, että kuormakoeajon tuloksia ei voida suoraan arvioida voitelujakauman simulointi- ja testaustulosten perusteella, sillä näissä molemmissa voitelutilanteissa ovat niissä erilaisia. Kuormakoeajotilanteessa vaihteeseen tulevan öljyn lämpötila on ollut 50,5 °C, kun vastaavasti voitelujakaumatestauksen aikana lämpötila oli 43 °C. Kuormakoeajotilanteesta puuttuvat virtausmittareiden painehäviöiden vaikutus voitelujakaumaan, sekä Couette-virtauksen muodostuminen liukulaakereissa kuormakoeajotilanteessa muuttaa voitelujakaumaa niin, että tilanteita on vaikea verrata keskenään luotettavasti.

## 10 Johtopäätökset

### 10.1 Johtopäätökset simulointi- ja todennusmenetelmästä

Opinnäytetyön ensimmäisenä tavoitteena oli selvittää, kuinka käytössä oleva voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmä soveltuu liukulaakereita hyödyntävällä vaihteelle. Opinnäytetyön tuloksena voitiin todeta, että voitelujakaumatestauksen avulla on vaikea todentaa liukulaakereita hyödyntävän vaihteen voitelujakaumaa luotettavasti. Voitelujakaumatestauksessa liukulaakerin virtaus koostuu vain painesyötön aikaansaamasta Poisseulle-virtauksesta, sillä pintojen liikkeestä johtuvaa Couette-virtausta ei pääse syntymään. Seurauksena oli, että nopean akselin liukulaakerin

kereiden osalta voitelun vähimmäismäärän toteutumista ei voitu todeta voitelujakaumatestauksen avulla. Lisäksi epäiltiin, että staattinen testilanne aiheutti vuodon 2. planeettaportaana liukurengastiivistyksessä, joka vääristi kokonaisvoitelujakaumaa. Tämä on jälkeen päin tunnistettu mahdollinen virhelähde testissä, jota ei kuitenkaan testin aikana todistettu havaitsemalla.

Opinnäytetyössä havaittiin, että Amesimilla suunniteltua voitelujakaumaa on vaikea verrata luotettavasti testaamalla saatuihin tuloksiin. Vertailua varten simuloinnissa oli huomioitava staattinen testilanne. Simulaation soveltuvuus liukulaakeroidun vaihteen voitelun selvitykseen staattisessa tilanteessa havaittiin kuitenkin haasteelliseksi. Liukulaakerin akselin ollessa lepotilassa sen suhteellinen epäkeskeisyys on suurimmillaan, joka vaikuttaa voiteluöljyn virtaukseen riippuen missä kohdin öljynsyöttöreikä on liukulaakerin välystä. Nopean akselin epäkeskeisyyden vaikutus virtauksiin staattisessa tilanteessa kyettiin huomioimaan simulaatiossa, sillä öljynsyöttöreikien positiot olivat tiedossa. Vastaavasti planeettapyörien liukulaakereiden öljynsyöttöreikien asentoja ei staattisessa testitilanteessa kyetty ennustamaan, jotta niiden asennot olisi osattu ottaa vastaavasti huomioon simulaatiossa. Tällöin planeettaportaana liukulaakereista johtuva virhe kasvoi staattisessa tilanteessa, joka vaikutti samalla myös muiden voitelupisteiden virtauksia vääristävästi. Voitelujärjestelmän muista komponenteista kuten putkisto- ja suutinkomponenteista ei virhettä oletettu syntyvän, sillä ne oli jo aiemmin todennettu testaamalla.

Voitiin todeta, että voitelujakaumatestauksen avulla on vaikea todentaa liukulaakereita hyödyntävän vaihteen voitelujakaumaa luotettavasti, koska havaituista virhelähteistä johtuen Amesimilla suunniteltua voitelujakaumaa on vaikea verrata testamalla saatuihin tuloksiin. Vaikka simuloinnissa huomioitiin staattinen testilanne, silti planeettapyörien liukulaakerit simulaatiossa sekä 2. planeettaportaalla testitilanteessa epäilty vuoto aiheuttivat virhettä. Rajaamalla nämä kyseiset virhelähteet pois, korrelaatio simuloitujen ja mitattujen tulosten välillä kuitenkin parani. Tämä vahvisti käsityksen, että simulaatio toimii, kunhan virheiden aiheuttajat saadaan poistettua.

Vastaavasti kuormakoeajotilanteessa todettiin Amesimin laskevan öljynvirtauksen liukulaakereille tarkemmin ja liukulaakereiden aiheuttaman vastuksen öljynsyöttöön simulaatiossa olevan tarkempi kuin staattisessa tilanteessa. Liukulaakereiden muodostaessa suhteellisen pienen osan vaihteen kokonaisöljyvirtauksesta, voitiin todeta

simulaatiossa liukulaakereista muodostuvan kokonaisvirheen olevan riittävän pieni, ettei se rajoita ohjelmiston käyttöä liukulaakereita hyödyntävän vaihteen voitelujakauman todennuksessa kuormakoeajotilanteessa.

Yleisesti liukulaakereista johtuvan virheen aiheuttajaa simulaatiossa voidaan spekuloida johtuvaksi muun muassa 1D-simulaation epätarkkuudesta liukulaakereiden simuloinnissa, etenkin monimutkaisissa systeemeissä. 1D-simulaatio ei huomio liukulaakerin moniulotteisuudesta aiheutuvia tekijöitä laakerin voiteluun, kuten esimerkiksi liukulaakerin kuormituksesta johtuvaa muodonmuutosta, jolla on vaikutus liukulaakerin virtaukseen.

Lisäksi voidaan epäillä Amesimin hydrodynaamisille liukulaakereille käyttämien laskentaehtojen täydellisestä soveltuvuudesta tuuliturbiinivaihdekokoluokan liukulaakereille. Esimerkiksi öljynsyöttöpaineen ( $Q_p$ ) aikaansaaman virtauksen laskentaan Amesim käyttää aiemmin esitettyä kaavaa 7. Kyseinen kaava perustuu mitattuun virtausdataan (Feed-Pressure flow in plain journal bearing 1983; Mian 1999). Tiedossa ei kuitenkaan ole minkä kokoisia liukulaakereita hyödyntäen virtausdata on mitattu, eikä tiedossa ole kuinka suurille liukulaakerin halkaisijoille ja pituuksille kyseinen kaava skaalautuu vielä luotettavasti. Koska tietoa alkuperäisestä kaavan hyödyntämisestä mittauksesta ei ole, voidaan kyseisen kaavan soveltuvuutta tuuliturbiinivaihdekokoluokkaan epäillä. Tuuliturbiinivaihdekokoluokan liukulaakerit ovat poikkeuksellisen suuria kooltaan, niiden pyörimisnopeudet ovat hitaita ja niihin kohdistuvat kuormat suuria verrattuna yleisimpiin liukulaakerisovelluksiin, kuten esimerkiksi ajoneuvojen moottoreihin.

## 10.2 Voitelujakaumatestauksen korvaus

Opinnäytetyön toisena tavoitteena oli kehittää voitelujakauman todennusmenetelmää liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle sopivammaksi. Tämän opinnäytetyössä suoritetun tutkimuksen avulla voidaan jatkossa luottaa painemittauksiin, jotka suoritetaan kuormakoeajossa ja todeta sen olevan riittävä määrä testausta. Työssä tehdyn voitelujakaumatestauksen mittausdatan avulla voitiin todentaa vaihteen voitelukomponentit systeemitasolla. Varmuus voitelukomponenttien toimivuudesta systeemita-

solla yhdistettynä mitattavaan painetietoon antaa luotettavan tiedon voitelusta jatkossa. Jatkossa erillistä voitelujakaumatestausta ei kannata enää tehdä, koska havaituista virhelähteistä johtuen sen avulla ei saada suurellakaan työmäärällä luotettavia tuloksia.

Opinnäytetyössä havaittiin, että kuormakoeajotilannetta simuloitaessa Amesimin liukulaakerikomponentit eivät aiheuttaneet simulaatiotuloksiin merkittävää virhettä. Jatkossa voitelujakaumatestauksen sijaan voidaan pelkästään simuloida pyörivän ja kuormitetun vaihteen voitelujakauma. Simuloinnissa voidaan käyttää kuormakoeajossa helposti mitattavia lähtöarvoja (Voiteluöljyn kokonaistilavuusvirta vaihteeseen sekä sen lämpötila) sekä verrata ainoastaan simuloituja painetuloja kuormakoeajossa mitattuihin paineisiin. Paine korrelaation ollessa hyvä, voidaan luottaa, että simulaatio ennustaa voiteluöljyn paine- ja lämpötilatietoja hyödyntäen lopulta myös vaihteen virtaukset luotettavasti. Voitelujakaumatestaukseen verrattuna kuormakoeajovertailulla saadaan todennettua vaihteen todellinen voitelujakauma, ilman että jakauman todennuksessa täytyy huomioida testausjärjestelyistä johtuvia virhelähteitä, kuten virtausmittareiden painehäviöitä ja niiden asennuksista johtuvia muutoksia voitelujärjestelmässä. Simuloitaessa kuormakoeajon voitelutilannetta saadaan Amesimilla selvitettyä todellinen voitelujakauma, sisältäen erityisesti liukulaakereiden pintojen liikkeestä johtuvat virtausmäärät (Couette-virtaus) sekä niiden vaikutus kokonaisjakaumaan.

Vaikka kuormakoeajossa ei ole mahdollisuutta simulaation ennustamia virtauksia mittaamalla varmistaa, kuormakoeajossa mitattavat kriittisten komponenttien eli liukulaakereiden öljynsyöttöpaineet ovat kuitenkin virtaustietojen ohella oleellisia. Teorian pohjalta voidaan todeta, että liukulaakeri ottaa toimiessaan tarvitsemansa voiteluöljyn, kunhan riittävä öljynsaanti on liukulaakerille varmistettu. Tuuliturbiinivaihteen tapauksessa tämä tarkoittaa riittävää voiteluöljyn painetta liukulaakerin öljynsyötössä. Ilman riittävää painetta ei ole riittävää virtaustakaan. Planeettapyörien liukulaakereilta tämä paine saadaan mitattua hyvinkin läheltä öljynsyöttöä planeettatappien sisältä olevista kanavista (mittapisteet P08 ja P09). Nopean akselin liukulaakerin öljynsyöttöä lähimpänä on vaihteeseen tulevan öljyn painemittaus (P03). Tämän vaihdetyypin tapauksessa vaihteen öljynsyöttö sijaitsi niin lähellä nopean akselin



liukulaakerin öljynsyöttöä, että simulaatiossa vaihteeseen syötettävän paineen ja liukulaakerin syöttöpainen välillä havaittiin vain hyvin pieni ero, maksimissaan noin 0,1 bar. Näin ollen vaihteen öljynsyötössä sijaitsevan painemittauksen voitiin todeta antavan riittävä painetieto myös nopean akselin liukulaakerin öljynsyötöstä tämän vaihdetyypin tapauksessa. Tarvittaessa myös nopean akselin liukulaakerin öljynsyöttöön voidaan lisätä oma painemittaus, jos se nähdään tarpeelliseksi esimerkiksi tulevilla prototyyppivaihteissa. Eri kohdissa vaihteen voitelujärjestelmää olevat painemittaukset ovat myös tärkeitä siksi, että niiden painekorrelaation perusteella voidaan arvioida simulaation tulosten luotettavuutta myös niistä pisteissä, joista painetta ei mitata. Etäällä vaihteen voitelujärjestelmässä olevissa painemittapisteissä simulaation virhe voidaan olettaa olevan maksimoitu. Jos näissä mittapisteissä havaitaan silti hyvä korrelaatio, voidaan olettaa että voitelukohteet, jotka sijaitsevat lähempänä vaihteen öljynsyöttöä, omaavat vielä pienemmän virheen simulaatiossa.

Lopulta myös painemittausten ja kokonaisvirtauksen lisäksi kuormakoeajossa vaihteen kaikki voitelukohteet on mahdollista kuvata endoskoopilla vaihteen sähköisen öljypumpun käydessä, ja tarkastaa näin visuaalisesti, että öljyä virtaa jokaiseen voitelukohteeseen.

Työn tuloksena syntyneen kehitysehdotuksen avulla voidaan säästää aikaa sekä kustannuksia, kun voitelujakaumatestauksesta voidaan luopua. Kuormakoeajoja tehdään vaihdeprototyypeille joka tapauksessa, joten vertailudataa ei tarvitse tällöin myöskään erikseen mitata.

## 11 Pohdinta

Opinnäytetyössä selvitettiin voitelujakauman simulointi- ja todennusmenetelmän soveltuvuus liukulaakereita hyödyntävälle vaihteelle. Lisäksi esitettiin vaihtoehtoinen ratkaisu aikaisemmalle voitelujakauman todennusmenetelmälle. Uudella ehdotetulla menetelmällä jakauma saadaan todennettua luotettavammin sekä pienemmällä työmäärällä.

Opinnäytetyö lisäsi ymmärrystä Amesim-simulaation soveltuvuudesta liukulaakereille. Voitiin todeta, että liukulaakerikomponentit eivät kuormatilannetta simuloita-

essa aiheuta merkittävää virhettä simulaatiotuloksiin. Lisäksi todennettiin, että pelkien paine- ja lämpötilatietojen avulla voidaan todentaa vaihteen muiden suuttimia hyödyntävien voitelukohteiden virtaukset luotettavasti. Todettiin että simulaatiotulokset ovat luotettavia kuormakoeajovertailua käytettäessä, jolloin todellinen voitelujakauma voidaan todentaa ilman voitelujakaumatestausta.

Opinnäytetyössä aikaa vievin ja suuritöisin osuus oli voitelujakaumatestauksen koeajojärjestelyt mittausvälineistön asennuksineen sekä testauksen suoritus vaihteelle. Koeajojärjestelyiden ja testauksen suuri työosuus ei tule ilmi lopullisesta työstä, mutta se oli silti tärkeä osa työtä, joka mahdollisti vertailudatan keräämisen. Koska voitelujakaumatestaus oli ongelmallinen, työn aikana selkiytyi pyrkimykseksi todentaa voitelujakauma jatkossa simulointimenetelmillä. Tämän vuoksi opinnäytetyön kehittämistyö painottui simuloinnin mahdollisuuksien selvittämiseen ja soveltamiseen.

Työn luotettavuutta arvioitiin koko opinnäytetyön ajan, sillä työssä oleellisena osana oli arvioida ja selvittää simulaation luotettavuutta. Liukurengastiivistyksen vuotamisesta testin aikana tehtiin toteamus testaus- ja simulaatiotulosten vertailun pohjalta. Liukurengastiivistyksen vuotamisesta ei kuitenkaan voitu testauksen aikana varmistua, sillä vuotoa ei kyetty havaitsemaan testin aikana. Staattisesta testitilanteesta johtuen liukurengastiivistyksen vuotamista voitiin kuitenkin pitää hyvin todennäköisenä ja sen voitiin olettaa vaikuttaneen testauksen aikana mitattuihin paineisiin ja 2. planeettaportaan kokonaisvirtaukseen ainakin joissain määrin.

Työ osoittaa, että hydrodynaamisten liukulaakereiden toiminta yleensäkin ilmiönä on monimutkainen ja niiden voitelu haasteellista ennustaa vaihteen muihin voideltaviin komponentteihin verrattuna. Kuten tässä työssä havaittiin, Amesim 1D-simulaatiomenetelmänä omaa rajoitteensa liukulaakereiden voitelun todentamisessa. 1D-simulaatio ei kykene huomioimaan liukulaakerin moniulotteisuudesta aiheutuvia tekijöitä laakerin voiteluun, joka aiheuttaa epävarmuutta simulaatiotulosten luotettavuuteen.

Työn tulosten perusteella voitelujakauman todennusmenettely liukulaakereiden osalta voidaan katsoa vaativan edelleen jatkokehittämistä. Erityisesti 3D-simuloinnin mahdollistavien ohjelmistojen käyttöä liukulaakereiden simuloinnissa olisi syytä tutkia enemmän. 3D-simuloinnilla liukulaakerin toimintaa voisi mahdollisesti simuloida

tarkemmin, mutta vastaavasti se vaatisi kuitenkin enemmän laskentatehoa ja olisi hitaampaa. Nykyinen 1D-simulointi kuitenkin puoltaa asemaansa nopeutensa ja pienemmän laskentatehon vuoksi. Voitelujakauman todentamisessa ja esimerkiksi vielä vaihteen suunnitteluvaiheessa 1D-simulaatiolla voidaan tehdä nopeitakin muutoksia simulaation ilman pitkää laskenta-aikaa.

Jatkotutkimuskohteena voitaisiin tutkia 3D-simuloinnin hyödyntämistä pelkkien liukulaakereiden virtausten määrittämisessä. Muilta osin vaihteen voitelujakauma voitaisiin edelleen simuloida 1D-ohjelmistolla, johon syötetään 3D-ohjelmiston avulla määritetyt liukulaakereiden virtausarvot. Menettely voisi mahdollistaa kompromissin simulointitarkkuuden ja laskentatehon tarpeen sekä käytetyn ajan välillä.

## Lähteet

- 1D-system simulation. N.d. Artikkele Femto engineeringin sivustolla. Viitattu 26.2.2020. <https://www.femto.eu/stories/1d-system-simulation/>
- Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, A. & Välimaa, V. 1997. Koneenosien suunnittelu. 4. p. Helsinki: WSOY.
- Airila, M., Karjalainen, J., Mantovaara, U., Nurmi, L., Ranta, A. & Verho, A. 1985. Koneenosien suunnittelu 3. Tehonsiirto. Porvoo: WSOY.
- Ansaharju, T. 2009. Koneenasennus ja kunnossapito. Helsinki: WSOY.
- Batchelor, A. W. & Stachowiak, G.W. 1993. Engineering Tribology. 4th edition. Oxford: Elsevier.
- Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola, K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Sepänen, P. & Suosara, E. 2006. Koneenelimet ja mekanismit. 5.–6. p. Helsinki: Edita Publishing.
- Booser E. R. & Wilcock D. F. 1957. Bearing Design and Application. New York: McGraw-Hill Companies.
- Breeze, P., Da Rosa, A., Doble, M., Gupta, H., Kalogirou, S., Maegaard, P., Pistoia, G., Roy, S., Sørensen, B., Storvick, T., Yang, S. & Kruthiventi, A. 2009. Renewable energy focus handbook. Oxford: Elsevier.
- Cast copper alloy sleeve bearings. 1997. Selection Guide with Bound and Hydro Computer-Assisted Sleeve Bearing Design. New York: Copper Development Association.
- Clyde Blowers Capital. N.d. Clyde Blowersin portfolio. Viitattu 4.2.2019. <https://www.clydeblowerscapital.com/portfolio/our-portfolio/moventas/>
- DeCamillo, S. 2018. Basics of Hydrodynamic Bearings in Industrial Applications. Learn the ins and outs of these rotating machinery components. Artikkele Pump & Systemsin sivustolla. Viitattu 10.3.2019. <https://www.pumpsandsystems.com/basics-hydrodynamic-bearings-industrial-applications>
- DIN 31652:1983. Hydrodynamic plain journal bearings designed for operation under steady-state conditions. Deutsches Institut für Normung.
- Feed-Pressure Flow in Plain Journal Bearings. N.d. Feed-Pressure Flow in Plain Journal Bearings -artikkelin tiivistelmä Researchgate sivustolla. Viitattu 19.3.2020. [https://www.researchgate.net/publication/233204648\\_Feed-Pressure\\_Flow\\_in\\_Plain\\_Journal\\_Bearings](https://www.researchgate.net/publication/233204648_Feed-Pressure_Flow_in_Plain_Journal_Bearings)
- Fluid Film Thrust Bearings: Fundamentals, Damage, Evaluation & Repair. 2006. Pioneer Motor Bearing Company.
- Halme, J. 2005. Planeettavaihteet - rakenne, vikaantuminen ja havainnointimenetelmät. Espoo: VTT. Viitattu 4.1.2019.

[http://virtual.vtt.fi/virtual/proj3/prognos/prognos/pdf/servoplaneettavaihteet\\_btuo43-051349.pdf](http://virtual.vtt.fi/virtual/proj3/prognos/prognos/pdf/servoplaneettavaihteet_btuo43-051349.pdf)

Kananen, J. 2010. Opinnäytetyön kirjoittamisen käytännön opas. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Kananen, J. 2012. Kehittämistutkimus opinnäytetyönä. Kehittämistutkimuksen kirjoittamisen käytännön opas. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Kananen, J. 2015a. Kehittämistutkimuksen kirjoittamisen käytännön opas. Miten kirjoitan kehittämistutkimuksen vaihe vaiheelta. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Kananen, J. 2015b. Opinnäytetyön kirjoittajan opas. Näin kirjoitan opinnäytetyön tai pro gradun alusta loppuun. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu.

Khonsari, M. M. & Booser, E. R. 2001. Applied tribology. Bearing design and lubrication. New York: John Wiley & Sons.

Kivioja, S., Kivivuori, S. & Salonen, P. 2004. Tribologia - Kitka, kuluminen ja voitelu. 4. p. Helsinki: Otatieto.

Kontinen, T. 2019. Chief Product Designer. Moventas Gears Oy. Haastattelu 18.2.2019.

Kunnossapitokoulu N:o 80. Rajavoitelu. 2005. Kunnossapitoyhdistys.

Lee C. S. & Martin F. A. 1983. Feed-Pressure flow in plain journal bearings, 26, 381–392. ASLE Transactions.

Marjamäki, J. 2018. Product Designer. Moventas Gears Oy. Haastattelu 20.12.2018.

Mechatronic System Simulation (1D CAE). N.d. Artikkelin Siemensin sivustolla. Viitattu 26.2.2020. <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/our-story/glossary/mechatronic-system-simulation-1d-cae/13110>

Mian, A. 1999. Lubricating automotive engines. Journal of Lubrication and Tribology, 51, 2. Viitattu 20.3.2020. <https://janet.finna.fi>, ProQuest ABI/INFORM Collection.

Moventas locations. 2019. Artikkelin Moventas Gears Oy:n sivustolla. Viitattu 4.2.2019. <https://www.moventas.com/contact/locations/>

Moventas Multi-brand Services for Wind Turbine Gearboxes. 2019. Artikkelin Moventas Gears Oy:n sivustolla. Viitattu 4.2.2019. <https://www.moventas.com/services/>

Perustietoa voiteluaineista. N.d. Artikkelin Teboilin sivustolla. Viitattu. 20.12.2018. <https://www.teboil.fi/tuotteet/voiteluaineet/yleista-voiteluaineista/perustietoa-voiteluaineista/>

PT100 platinum resistance thermometers. N.d. Artikkelin Pico Technologyn sivustolla. Viitattu 24.2.2019. <https://www.picotech.com/library/application-note/pt100-platinum-resistance-thermometers>

Rahkonen, J. 2018. Jopa sata uutta työpaikkaa Jyväskylään. Keski-suomalainen, 25.5.2018, 20–21.

Rantala, T. 2019. Research Engineer. Moventas Gears Oy. Haastattelu 15.2.2019.

Riihimäki, P. 2019. Chief Mechanical Engineer. Moventas Gears Oy. Haastattelu 29.1.2019.

SRM 5 painehäviö. N.d. Dokumentti Kytolä Instruments SRM-soikioratasmittareiden painehäviöistä.

Stamatis, D. H. 2003. Failure mode and effect analysis: FMEA from theory to execution. 2nd edition. Milwaukee: American Society for Quality.

Teollisuusvoitelu. 2006. 4. p. Helsinki: KP-media.

Theory of Operation of Pressure Sensors. N.d. Artikkelin Omegan sivustolla. Viitattu 26.2.2020. <https://www.omega.co.uk/technical-learning/sensor-theory-of-operation.html>

Uhari, E. 1962. Liukulaakeri. Sen suunnittelu, laskeminen, voitelu ja valinta. Tampere: Keskipakovalu.

Viscosity. N.d. Artikkelin The Physics Hypertextbookin sivustolla. Viitattu 6.1.2019. <https://physics.info/viscosity/>

We Are Geared For New Energy. 2019. Artikkelin Moventas Gears Oy:n sivustolla. Viitattu 4.2.2019. <https://www.moventas.com/our-story/>

Working Principle of a Pressure Sensor. N.d. Artikkelin Variohmin sivustolla. Viitattu 26.2.2020. <https://www.variohm.com/news-media/technical-blog-archive/working-principle-of-a-pressure-sensor>

## **Liitteet**

Liite 1. Voitelun vähimmäismäärä, simuloitu sekä mitattu voitelujakauma  
(salassa pidettävä)







Liite 2. Voitelun vähimmäismäärä, simulaatiotulokset 1–4 sekä mitattu voitelujakauma (salassa pidettävä)





### Liite 3. Voiteluöljyn paineet (salassa pidettävä)

#### Liite 4. Voiteluöljyn virtaukset (salassa pidettävä)

Liite 5. Kokonaisvirtaus eri portailla sekä korjauskertoimien määrittäminen  
(salassa pidettävä)





Liite 6. Kuormakoeajon mittaustulokset (salassa pidettävä)

## Liite 7. Kuormakoajon simulointitulokset (salassa pidettävä)

Liite 8. Painekorrelaatio kuormakoeajovertailussa (salassa pidettävä)

Liite 9. Voitelun vähimmäismäärä ja nimellistilanteen kuormitustasoa 16 vastaavat simulaatiotulokset (salassa pidettävä)

