

Opinnäytetyö YAMK

Insinööri (ylempi AMK), kone- ja meritekniikka

2022

Veeti Siira

# Teollisuusvaihteen termisen tehon määrittäminen käytännön testeillä

Opinnäytetyö YAMK | Tiivistelmä

Turun ammattikorkeakoulu

Insinööri (ylempi AMK), kone- ja meritekniikka

2022 | 95 sivua

Veeti Siira

## Teollisuusvaihteen termisen tehon määrittäminen käytännön testeillä

Opinnäytetyön tavoitteena oli määrittää teollisuusvaihteen termistä tehoa käytännön testeillä. Opinnäytetyö tehtiin Kumera Drives Oy:lle.

Työ toteutettiin ensin perehtymällä termisen tehon teoriaan ja tutustumalla teollisuusvaihteen jäähdytysmenetelmiin. Termisen tehon määrittelemiseksi oli järjestettävä käytännön testejä vaihteilla ja eri jäähdytysmenetelmillä. Työssä tutkittiin vesikierukan ja tuulettimen vaikutusta vaihteen termiseen tehoon. Näiden tutkimiseksi käytettiin kahta vaihdetta, joista toinen oli varustettu tuulettimella ja toinen vesikierukalla. Käytännön testit tarkoittivat koeajoja vaihteilla erilaisissa tilanteissa, kuten ilman kuormitusta ja kuorman kanssa.

Koeajojen aikana testattiin erilaisten muuttujien vaikutusta termiseen tehoon. Tällaisia muuttujia olivat tuulettimen imu, tuulettimen kotelon muoto, pyörimisnopeus, pyörimissuunta ja ilmanohjaus. Koeajoista mitattujen pyörimisnopeuksien, öljyn lämpötilan ja ajotehon avulla pystyttiin laskemaan syntyneet tehohäviöt ja hyötysuhteet. Hyötysuhteita laskettaessa huomattiin pyörimissuunnan vaikuttavan hyötysuhteeseen. Testeistä kävi myös ilmi, ettei vesikierukan jäähdytysteho vastannut odotettua. Testien ansiosta saatiin tarkennettua Kumeran omaa termisen tehon laskentaohjelmaa ja tuulettimen kotelon suunnitteluperiaatteita.

Asiasanat:

Terminen teho, Teollisuusvaihte, Tuuletin, Vesikierukka, Hyötysuhde

Master's Thesis | Abstract

Turku University of Applied Sciences

Master of Engineering, Mechanical and Marine Engineering

2022 | 95 pages

Veeti Siira

## Determination of an industrial gear's thermal power by practical tests

The goal of the thesis was to determine industrial gear's thermal power by practical tests. This master's thesis was commissioned by Kumera Drives Oy.

First part of the thesis was to research the theory of thermal power and cooling methods of gearboxes. In order to determine the thermal power of the gearboxes, practical tests with gears and different cooling methods had to be organized. Testing was done with two gears, one of which was equipped with a fan and the other with a water cooling coil. During the tests different test drives were performed with different setups like with and without load.

During the tests different factors effects on the thermal power were tested. These factors were fan suction, fan cover shape, rotation speed, rotation direction and air flow control. Gear's power losses and efficiencies were calculated from the measured rotation speeds, oil temperatures and drive powers of the tests. Tests and calculations showed that the direction of rotation affects the efficiency and the cooling power of the water cooling coil was not sufficient. As a result Kumera's thermal power calculation program and fan cover design principles were refined.

Keywords:

Thermal power, Industrial gear, Fan, Water coil, Efficiency

# Sisältö

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Käytetyt lyhenteet tai sanasto</b>         | <b>9</b>  |
| <b>1 Johdanto</b>                             | <b>14</b> |
| 1.1 Aiheen rajaus                             | 14        |
| 1.2 Työn rakenne                              | 15        |
| <b>2 Terminen teho</b>                        | <b>16</b> |
| 2.1 Vaihteen jäähdytys                        | 17        |
| 2.2 Testausmenetelmät                         | 20        |
| 2.3 Laskentamenetelmät                        | 20        |
| 2.3.1 Lämpötasapaino                          | 21        |
| 2.3.2 Tehohäviöt ja jäähdytysteho             | 27        |
| 2.3.3 Kumeran termisen tehon laskentaohjelma  | 33        |
| 2.3.4 KISSsoft termisen tehon laskentaohjelma | 34        |
| <b>3 Testaussuunnitelma</b>                   | <b>35</b> |
| 3.1 Testausjärjestelyt                        | 35        |
| 3.2 Testien ensimmäinen vaihe                 | 36        |
| 3.3 Testien toinen vaihe                      | 38        |
| 3.4 Mittaukset                                | 38        |
| 3.4.1 Ilmavirtauksien mittaus                 | 39        |
| 3.4.2 Veden virtausnopeuden mittaus           | 41        |
| 3.4.3 Öljyn lämpötilan mittaus                | 42        |
| 3.4.4 Pintojen lämpötilan mittaus             | 43        |
| <b>4 Koeajot</b>                              | <b>46</b> |
| 4.1 Koeajot ilman kuormaa                     | 46        |
| 4.2 Koeajot kuorman kanssa                    | 48        |
| 4.3 Huomioita koeajoista                      | 53        |
| 4.3.1 Vesikierukan jäähdytysteho              | 54        |
| 4.3.2 Pyörimissuunta                          | 55        |
| 4.3.3 Öljyn korkeus                           | 55        |

|  |           |
|--|-----------|
| <b>5 Tuuletintestit</b>                          | <b>56</b> |
| 5.1 Imun rajoitus                                | 56        |
| 5.2 Ilmanohjaus                                  | 59        |
| 5.3 Tuulettimen siiven etäisyys ja kierrosnopeus | 65        |
| 5.4 Tuulettimen imun lisäys                      | 67        |
| 5.5 LX-vaihteen tuuletintestit                   | 69        |
| 5.6 Tuuletintehoon vaikuttavat muuttujat         | 75        |
| <b>6 Laskenta testien tuloksista</b>             | <b>77</b> |
| 6.1 Hyötysuhde                                   | 77        |
| 6.2 Pyörimissuunnan vaikutus hyötysuhteeseen     | 82        |
| 6.3 Öljynlaatu ja -tyyppi                        | 84        |
| <b>7 Tulokset ja jatkotutkimussuositukset</b>    | <b>87</b> |
| 7.1 Hyötysuhde                                   | 87        |
| 7.2 Vesikierukka                                 | 88        |
| 7.3 Tuuletin                                     | 88        |
| <b>8 Tulosten luotettavuuden arviointi</b>       | <b>90</b> |
| 8.1 Kierrosnopeus                                | 90        |
| 8.2 Mittavälineiden tarkkuus                     | 90        |
| <b>9 Yhteenveto</b>                              | <b>92</b> |
| <b>Lähteet</b>                                   | <b>93</b> |

## **Kaavat**

|   |    |
|---|----|
| Kaava 1. Lämmönkertymisen kaava (ISO-1 2001, 7).    | 21 |
| Kaava 2. Kuormastariippuvat häviöt (ISO-1 2001, 7). | 22 |
| Kaava 3. Termisen tehon kaava (ISO-1 2001, 7).      | 22 |
| Kaava 4. Hyötysuhteen kaava (ISO-1 2001, 7).        | 22 |

|  |    |
|--|----|
| Kaava 5. Kuormasta riippuvat häviöt (ISO-1 2001, 7).                                     | 23 |
| Kaava 6. Kuormasta riippumattomat häviöt (ISO-1 2001, 7).                                | 23 |
| Kaava 7. Tiivisteiden aiheuttamat häviöt (ISO-1 2001, 14).                               | 23 |
| Kaava 8. Laakerien vatkaustehohäviöt (ISO-1 2001, 19).                                   | 24 |
| Kaava 9. Öljypumpun tehohäviöt (ISO-1 2001, 19).   | 25 |
| Kaava 10. Akselinpääpumpun häviöt (ISO-1 2001, 19).                                      | 25 |
| Kaava 11. Sähkömoottorilla ajettavan pumpun häviöt (ISO-1 2001, 20).                     | 25 |
| Kaava 12. Lämmön poistuminen (ISO-1 2001, 20).   | 26 |
| Kaava 13. Muokattu termisen tehon kaava (ISO-1 2001, 21).                                | 26 |
| Kaava 14. Lämpöekvivalenttinen välitetty teho (ISO-2 2001, 8).                           | 27 |
| Kaava 15. Terminen ekvivalenttinen teho kun käyttökerroin on alle 100 % (ISO-2 2001, 8). | 28 |
| Kaava 16. Tehohäviöt (ISO-2 2001, 8).  | 28 |
| Kaava 17. Hyötysuhteen kaava (ISO-2 2001, 8).  | 28 |
| Kaava 18. Lämmönpoistumisen kaava (ISO-2 2001, 19).                                      | 29 |
| Kaava 19. Lämmönpoistuminen konvektiona koteloa kautta (ISO-2 2001, 19).                 | 29 |
| Kaava 20. Lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 19).  | 29 |
| Kaava 21. Ilmapuolen lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 19).                               | 30 |
| Kaava 22. Säteilyn lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 20).                                 | 30 |
| Kaava 23. Konvektio (ISO-2 2001, 20).  | 30 |
| Kaava 24. Lämpötilasuhde (ISO-2 2001, 20).   | 31 |
| Kaava 25. Koteloa vapaa konvektio ilman ripoja (ISO-2 2001, 20).                         | 31 |
| Kaava 26. Pakotettu konvektio (ISO-2 2001, 20).  | 31 |
| Kaava 27. Reynoldin luku (ISO-2 2001, 21).   | 31 |
| Kaava 28. Kaava $Re$ laskemiseksi (ISO-2 2001, 21).                                      | 31 |
| Kaava 29. Grashoffin luku (ISO-2 2001, 21).  | 32 |
| Kaava 30. Vapaa konvektio rivoitetulle kotelolle (ISO-2 2001, 21).                       | 32 |
| Kaava 31. Hyötysuhde rivoille (ISO-2 2001, 21).  | 32 |
| Kaava 32. Kaava $m$ laskemiseksi (ISO-2 2001, 22).                                       | 32 |
| Kaava 33. Vapaa konvektio ja tuuletettu ripa-ala (ISO-2 2001, 22).                       | 33 |
| Kaava 34. Vapaa ja pakotettu konvektio (ISO-2 2001, 22).                                 | 33 |



|   |    |
|---|----|
| Kuva 30. Tuulettimen suojan kylkeen porattu reikiä.                                     | 73 |
| Kuva 31. Lämpötilan nousun kuvaaja.   | 78 |
| Kuva 32. Tehon muutos suhteessa öljyn lämpötilaan.                                      | 79 |
| Kuva 33. Hyötysuhteen kuvaaja suhteessa öljyn lämpötilaan.                              | 80 |
| Kuva 34. Kaikki lasketut hyötysuhteet.  | 81 |
| Kuva 35. Välitysosien pyörimissuunnat.  | 83 |
| Kuva 36. Hyötysuhteet (%) eri testitilanteissa eri öljytyypeillä (Fernandes 2015, 126). | 85 |

## Taulukot

|  |    |
|--|----|
| Taulukko 1. Esimerkkitaulukko tuulettimen puhallusnopeuksille.   | 40 |
| Taulukko 2. Cumpactin ilman kuormaa suoritettut testit.  | 46 |
| Taulukko 3. RG-3280 -vaihteen ilman kuormaa suoritettut testit.  | 47 |
| Taulukko 4. Cumpactin kuorman kanssa suoritettut koeajot.  | 49 |
| Taulukko 5. RG-3280 -vaihteen kuorman kanssa suoritettut koeajot.  | 50 |
| Taulukko 6. Puhallusnopeudet ennen ja jälkeen imun rajoitusta.   | 58 |
| Taulukko 7. Ilmanohjaimen ilmavirtausmittaus.  | 60 |
| Taulukko 8. Puhallusnopeus mittauspisteessä.   | 61 |
| Taulukko 9. Ilmanohjaus tuulettimen suojan sisällä.  | 64 |
| Taulukko 10. Tuulettimen siiven etäisyys tuulettimen suojasta ja kierrosnopeuden vaikutus puhallusnopeuteen. | 66 |
| Taulukko 11. Ilmavirtausmittaus tuulettimen imua lisätty.  | 68 |
| Taulukko 12. LX tuuletin testit.   | 71 |
| Taulukko 13. LX-vaihteen tuulettimen imua rajoitettu ja reikiä lisätty.                                      | 73 |
| Taulukko 14. LX-vaihteen tuuletin testit jatkoa.   | 74 |
| Taulukko 15. Yhteenveto G-sarjan tuuletintehoon vaikuttavista muuttujista.                                   | 75 |
| Taulukko 16. Ohjeelliset hyötysuhteet kartio- ja lieriöhammasvaihteille (Kyöstilä 2000, 2).                  | 82 |



## Käytetyt lyhenteet tai sanasto

| Lyhenne              | Lyhenteen selitys (Lähdeviite)   |
|----------------------|--|
| $\alpha_{ca}$        | Ilmapuolen lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                              |
| $\alpha_{con}$       | Konvektion lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                              |
| $\alpha_{K,forced}$  | Pakotetun konvektion lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                    |
| $\alpha_{K,free}$    | Vapaan konvektion lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                       |
| $\alpha_{oil}$       | Öljypuolen lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                              |
| $\alpha_{rad}$       | Lämpösäteilyn lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)                           |
| $f_0$                | Laakerin upotuskerroin (ISO 2001)                                      |
| $f_3$                | Laakerin tiivistekerroin (ISO 2001)                                    |
| $f_4$                | Laakerin tiivistekerroin (ISO 2001)                                    |
| $\delta_{fin}$       | Yhden ripan paksuus (ISO 2001)   |
| $\delta_{wall}$      | Keskimääräinen kotelon seinämän paksuus (ISO 2001)                     |
| $\varepsilon$        | Päästösuhde (ISO 2001)   |
| $\eta$               | Hyötysuhde (ISO 2001)  |
| $\eta_f$             | Ripan hyötysuhde (ISO 2001)  |
| $\lambda_{fin}$      | Ripojen lämmönjohtavuus (ISO 2001)                                     |
| $\lambda_{wall}$     | Lämmönjohtavuus kotelon materiaalille (ISO 2001)                       |
| $\vartheta_{\infty}$ | Ympäristön lämpötila (ISO 2001)  |
| $\vartheta_{oil}$    | Öljynlämpötila (ISO 2001)  |
| $\Delta H_{oil}$     | Lämmön poistuminen jäähdytysöljyvirran lämmönsiirron kautta (ISO 2001) |
| $\Delta T$           | Lämpötilaero (ISO 2001)  |
| $A_{air}$            | Tuuletettu kotelon pinta-ala (ISO 2001)                                |
| $A_C$                | Kotelon pinta-ala (ISO 2001)   |

|                 |   |
|-----------------|---|
| $A_{ca}$        | Kotelon pinta-ala pohjaa lukuunottamatta (ISO 2001)   |
| $A_{fin}$       | Kotelon ulkopuolen ripojen kokonais pinta-ala (ISO 2001)  |
| $A_{oil}$       | Kotelon sisäpuolen pinta-ala (ISO 2001)   |
| $A_{pro}$       | Ulkonevien ripojen pinta-ala (ISO 2001)   |
| $B_A$           | Ympäristön ilman tiehyden muuttaja (ISO 2001)   |
| $B_D$           | Käyttöajan muuttaja (ISO 2001)  |
| $B_T$           | Öljyn lämpötilan muuttaja (ISO 2001)  |
| $B_V$           | Ympäristön ilmavirtauksen muuttaja (ISO 2001)   |
| $B_{ref}$       | Ympäristön lämpötilan muuttaja (ISO 2001)   |
| CCW             | Counter Clockwise, kellon suunta, vastapäivään  |
| CFD             | CFD eli virtauslaskenta, sillä tutkitaan nesteen tai kaasun virtausta sekä lämmön- ja massansiirtoa (Elomatic 2022)   |
| CW              | Clockwise, kellon suunta, myötäpäivään  |
| ED              | Käyttökerroin (ISO 2001)  |
| Ekvivalenttinen | Samanarvoinen, yhdenmukainen (Suomisanakirja 2022)  |
| Entalpia        | Energiaa ilmaiseva suure. Se muodostuu systeemin sisäenergiasta ja systeemin paineen ja tilavuuden yhtälöstä. Entalpian muutos on yhtä suuri kuin siirtyvä lämpö systeemissä vakioaineella (IUPAC 2022) |
| $E_P$           | Käytetty sähköinen teho (ISO 2001)  |
| $e_m$           | Sähkömoottorin hyötysuhde (ISO 2001)  |
| $e_p$           | Öljypumpun hyötysuhde (ISO 2001)  |
| $g$             | Putoamiskiihtyvyys (ISO 2001)   |
| $h_{ca}$        | Vaihteen kotelon korkeus (ISO 2001)   |
| Iterointi       | Menetelmä, jossa samoja työvaiheita toistetaan, kunnes haluttu tulos saavutetaan (Tilastokeskus 2022)   |

|           |   |
|-----------|---|
| Konvektio | Lämmönjohtumista nesteen/kaasun kautta kiinteään aineeseen (Lampinen & Kotiaho 2015, 7) |
| $k$       | Lämmönsiirtokerroin (ISO 2001)  |
| $l_{fin}$ | Ripan syvyys (ISO 2001)   |
| $l_x$     | Virtauksen pituus (ISO 2001)  |
| $M_0$     | Laakerin kitkamomentti (ISO 2001)   |
| $M_3$     | Laakerin tiivisteiden kitkamomentti (ISO 2001)  |
| $m$       | Ripa kerroin (ISO 2001)   |
| $n$       | Akselin pyörimisnopeus (ISO 2001)   |
| $P_1$     | Teho 1 (ISO 2001)   |
| $P_2$     | Teho 2 (ISO 2001)   |
| $P_A$     | Käyttöteho (ISO 2001)   |
| $P_{Aeq}$ | Ekvivalenttinen välitetty teho (ISO 2001)   |
| $P_B$     | Laakerien tehohäviöt (ISO 2001)   |
| $P_L$     | Kuormasta riippuvat häviöt (ISO 2001)   |
| $P_M$     | Hammastuksen tehohäviöt (ISO 2001)  |
| $P_N$     | Kuormasta riippumattomat häviöt (ISO 2001)  |
| $P_n$     | Teho n (ISO 2001)   |
| $P_P$     | Öljypumpun tehohäviöt (ISO 2001)  |
| $P_{Pm}$  | Sähkömoottorilla käytettävän pumpun häviöt (ISO 2001)                                   |
| $P_{Ps}$  | Akselinpää pumpun häviöt (ISO 2001)   |
| $P_Q$     | Jäähdytysteho (ISO 2001)  |
| $P_S$     | Tiivisteiden aiheuttamat häviöt (ISO 2001)  |
| $P_{Si}$  | Tiivisteiden tehohäviö (ISO 2001)   |

|           |   |
|-----------|---|
| $P_T$     | Terminen teho (ISO 2001)  |
| $P_{THm}$ | Modifioitu terminen teho (ISO 2001)                             |
| $P_V$     | Lämmönkertyminen / tehohäviöt (ISO 2001)                        |
| $P_{VD}$  | Tiivisteiden kuormasta riippumattomat häviöt (ISO 2001)         |
| $P_{VL}$  | Laakerien tehohäviöt (ISO 2001)                                 |
| $P_{VL0}$ | Laakerien kuormasta riippumattomat häviöt (ISO 2001)            |
| $P_{VLP}$ | Laakerien kuormasta riippuvaiset häviöt (ISO 2001)              |
| $P_{VX}$  | Vaihteen muiden osien häviöt (ISO 2001)                         |
| $P_{VZ}$  | Hammastettujen osien häviöt (ISO 2001)                          |
| $P_{VZ0}$ | Hammastettujen osien kuormasta riippumattomat häviöt (ISO 2001) |
| $P_{VZP}$ | Hammastettujen osien kuormasta riippuvaiset häviöt (ISO 2001)   |
| $P_W$     | Hammaspyörien vatkauhäviöt (ISO 2001)                           |
| $P_{WB}$  | Laakerien vatkauhäviöt (ISO 2001)                               |
| $P_{Wbi}$ | Yksittäisen laakerin vatkauhäviöt (ISO 2001)                    |
| $p$       | Öljynpaine (ISO 2001)   |
| $Q$       | Öljynvirtaus (ISO 2001)   |
| $Q$       | Lämmönpoistuminen (ISO 2001)                                    |
| $Q_{ca}$  | Lämmönpoistuminen kotelon kautta (ISO 2001)                     |
| $Q_{fun}$ | Lämmönpoistuminen vaihteen alustan kautta (ISO 2001)            |

|                     |   |
|---------------------|---|
| $Q_{rot}$           | Lämmönpoistuminen akselien ja kytkinten kautta (ISO 2001) |
| $Re$                | Reynoldin luku (ISO 2001)                                 |
| $T_{\infty}$        | Ympäristön lämpötila (ISO 2001)                           |
| $T_{air}$           | Jäähdytysilman lämpötila (ISO 2001)                       |
| $T_s$               | Tiivisteiden kitkamomentti (ISO 2001)                     |
| $T_{wall}$          | Kotelon seinämän lämpötila (ISO 2001)                     |
| $T_{amb}^{\circ C}$ | Ympäristön lämpötila                                      |
| $t_1$               | Kestoaika 1 (ISO 2001)                                    |
| $t_2$               | Kestoaika 2 (ISO 2001)                                    |
| $t_n$               | Kestoaika n (ISO 2001)                                    |
| $\nu$               | Kinemaattinen viskositeetti (ISO 2001)                    |
| $V_{air}$           | Ilman törmäysnopeus (ISO 2001)                            |

# 1 Johdanto

Opinnäytetyön toimeksiantajana toimii Kumera Drives Oy. Kumera Drives Oy on osa Kumera konsernia ja on kansainvälisesti toimiva teollisuusvaihteiden toimittaja. Kumera Drives sijaitsee Riihimäellä, jossa olen töissä suunnittelijana. Tämän opinnäytetyön tarkoitus on määrittää teollisuusvaihteen terminen teho käytännön testien ja laskennan avulla. Määrittämisen lisäksi selvitetään, miten termistä tehoa voidaan parantaa.

Terminen teho on suurin teho, jolla teollisuusvaihdetta voidaan käyttää ilman ylikuumentumista. Termisen tehon määrittelevät jäähtymisteho ja tehohäviöt. Terminen teho toteutuu, kun saavutetaan terminen tasapaino, joka tarkoittaa tilannetta, jossa vaihteen tuottama lämpöenergia on yhtä suuri kuin poistuva lämpöenergia. Pelkkä termisen tehon laskeminen ei riitä, koska teoreettiset laskennat ovat yhtä tarkkoja kuin niihin määritetyt muuttujat. Käytännön testeillä pystytään tarkentamaan näitä muuttujia. Käytännön testit suoritetaan kahdella eri kokoisella saman vaihdesarjan vaihteella. Testeissä selvitetään termistä tehoa kolmessa eri tapauksessa; vaihde ilman tuuletinta, tuulettimen kanssa ja vaihde varustettuna vesikierukalla. Tavoitteena on saada selville muuttujien kuten puhallusnopeuden, veden virtausnopeuden ja tuulettimen kotelon muotoilun vaikutukset termiseen tehoon.

## 1.1 Aiheen rajaus

Tässä opinnäytetyössä käsitellään termistä tehoa pääasiassa vain yhden Kumeran vaihdesarjan osalta. Työssä suoritettavia testejä varten on käytettävissä kaksi eri kokoista saman vaihdesarjan vaihdetta. Testeissä käytettävät vaihteet ovat kartiohammasvaihteita ja työssä tutkitaan kartiohammasvaihteen ensiöakselille asennettavan tuulettimen jäähdytystehoa. Työn aikana saatetaan tutkia muidenkin Kumeran vaihteiden termistä tehoa sopivan tilanteen ilmetessä.

## 1.2 Työn rakenne

Aluksi opinnäytetyössä perehdytään termisen tehon teoriaan ja lasketaan. Samalla tutustutaan käytössä oleviin vaihteen jäähdytysmenetelmiin, kuten tuuletin ja vesikierukka. Teorian tutkimisella avataan käsitystä, mistä vaihteiden lämpeneminen muodostuu ja miten termisen tasapaino saavutetaan. Työn seuraavassa osiossa on testaussuunnitelma, joka kattaa mitä ja miten ollaan testaamassa sekä mitä välineitä tätä varten tarvitaan. Testaussuunnitelmaa seuraa itse termisen tehon käytännön testit, tähän lukuun kirjataan testien aikana tulevat huomiot ja tulokset. Testeihin kuuluu tuuletintestit, joissa selvitetään erilaisten tuuletinmodifikaatioiden vaikutusta tuulettimen puhallukseen. Seuraava luku käsittelee laskentaa testien tuloksista ja sitä seuraa tulosten koonti ja jatkotutkimussuositukset. Tämän jälkeen on tulosten luotettavuuden arviointi ja lopuksi yhteenveto työstä.

## 2 Terminen teho

Tässä opinnäytetyössä keskitytään enemmän terminen tehon määrittelemiseen käytännön testeillä, mutta testien ymmärtämiseksi on avattava terminen tehon teoriaa. Teoria osuudessa käydään läpi teoreettista laskentaa ja mihin se perustuu, vaikka tässä työssä käytetään jo olemassa olevaa terminen tehon laskentaohjelmaa. Teoriapohjana toimii aiheesta löytyvä ISO standardi ISO/TR 14179-1:2001 Gears – Thermal capacity, joka on jaettu kahteen osaan Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature ja Part 2: Thermal load-carrying capacity. Selkeyden vuoksi tässä työssä näistä standardin kahdesta osasta käytetään lähdeyhenteitä ISO-1 ja ISO-2.

ISO/TR 14179-1:2001 standardissa terminen teho on määritelty maksimitehoksi, joka voidaan välittää vaihteen läpi ilman ennalta määritellyn öljyn lämpötilan ylittämistä. Vaihdetta valittaessa on kiinnitettävä huomiota mekaanisen tehon lisäksi termiseen tehoon, koska öljyn lämpötilalla on suora vaikutus vaihteen kestävyys- ja elinikään. Lämpötila vaikuttaa öljyn hapettumiseen ja viskositeettiin. Korkeassa lämpötilassa öljyn viskositeetti laskee ja hapettuminen kiihtyy ja öljyn lisäaineistuksen ominaisuudet voivat heiketä. Vaihdelaatikossa tämä tarkoittaa laskenutta elinikää komponenteille kuten laakereille ja hammaspyörille. Eliniän lasku johtuu vähentyneestä öljykalvon paksuudesta hammaspyörän hampailla ja laakerien pinnoilla. Öljykalvon ohentuminen on seurausta laskeneesta viskositeetistä. Tämän takia öljyn lämpötilan pitäminen määritellyissä rajoissa on tärkeää. (ISO-1 2001, 4.)

Vaihteen termiseen tehoon vaikuttaa tietenkin jäähdytysmenetelmien lisäksi käyttöympäristö, jossa vaihdetta käytetään. Standardin ensimmäisessä osassa terminen tehon määrittelemiseen on kaksi menetelmää, laskeminen tai testaaminen, joille on asetettu seuraavat oletukset:

- Öljyn lämpötila on 95°C
- Ympäristön lämpötila on 25°C
- Ympäristön ilman virtausnopeus on yhtä suuri tai pienempi kuin 1,4 m/s isossa sisätilassa

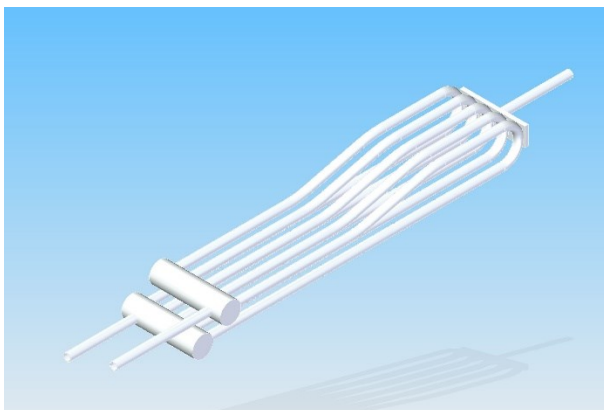


- Ilman tiheys on merenpinnantasolla ( $1,225 \text{ kg/m}^3$ , kun lämpötila on  $15^\circ\text{C}$  (Aerodynamiikka 2022))
- Jatkuva käyttö

Aina ei päästä juuri näihin standardin asettamiin olosuhteisiin, jolloin terminen teho laskee epäsuotuisan ympäristön vaikutuksena. Standardissa on listattu esimerkkejä tällaisista ympäristötekijöistä, kuten suljettu tila, vaihteen peittyminen siten, että lämmön haihtuminen heikkenee, korkea ympäristön lämpötila tai vaihde on asennettu korkealle. Luonnollisesti vaihteen termistä tehoa voidaan parantaa optimaalisella käyttöympäristöllä, jossa on suurempi ilman liikkuvuus tai alhainen ympäristön lämpötila. (ISO-1 2001, 5.)

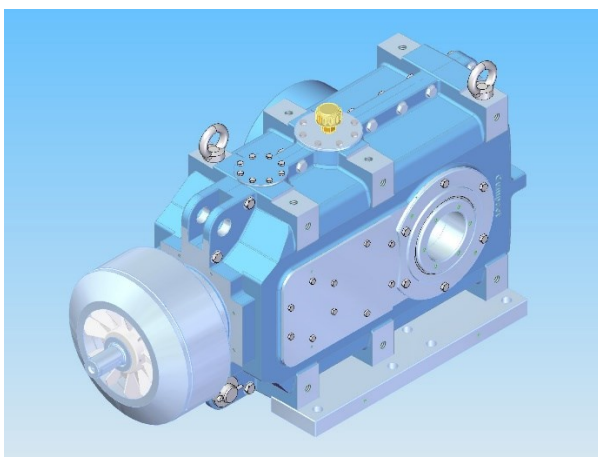
## 2.1 Vaihteen jäähdytys

Teollisuusvaihteen mitoitusperiaatteena käytetään termistä tehoa silloin kun vaihteen riittävään jäähdytykseen ei voida käyttää ulkoista jäähdytyskiertoa esimerkiksi, kun paine- tai kiertovoitelu ulkoisin jäähdyttimin on mahdotonta toteuttaa. Käytännössä tarve esiintyy alhaisilla välityssuhteilla eli kun välityssuhde on noin 40:1 tai pienempi, koska suuremmilla välityksillä vaihteen läpi menevä teho suhteessa vääntömomenttiin on alhainen ja siten myös teho suhteessa kotelon kokoon. Vaihteen termistä tehoa voidaan parantaa käyttämällä lisäjäähdytystä. Tämä jäähdytys voidaan toteuttaa esimerkiksi tuulettimella, vesikierukalla tai lämmönvaihtimella varustetulla painevoiteluyksiköllä. Tällöin terminen teho määritellään jäähdytystä käyttäen ja esimerkiksi tuulettimen on kyettävä ylläpitämään lämpötilaa, jolla terminen teho toteutuu. Kumeran teollisuusvaihteissa käytetään muun muassa tuulettimia, vesikierukoita ja painevoiteluysiköitä. Tuuletin on yleensä vaihteen ensiöakselille asennettava siipi, jonka ympärille tulee ilmaa ohjaava kotelo. Myös erikoisissa tapauksissa on voitu käyttää sähköisiä tuulettimia. Kuvissa 1, 2 ja 3 on esitetty erilaisia teollisuusvaihteissa käytettyjä jäähdytysmenetelmiä.



Kuva 1. Vesikierukka.

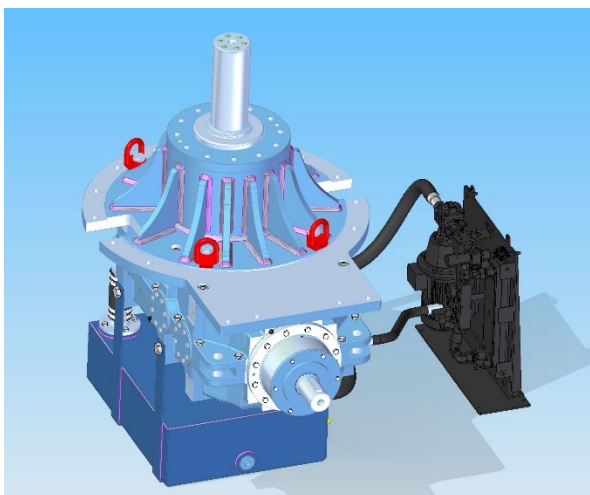
Kuvasta 1 käy ilmi, että vesikierukka on yksinkertainen putkista muodostuva kokonaisuus. Kuvan vesikierukkaan vesi tulee ylemmästä putkesta ja se jakautuu viiteen eri putkeen, jotka tekevät lenkin ja yhtyvät alempana taas yhdeksi ulostuloputkeksi. Vesikierukan toimintaperiaate on yksinkertainen, kierukka on upotettuna vaihteen öljyyn ja kierukassa kiertää vesi, joka viilentää kierukan ympärillä olevaa öljyä siirtämällä lämpöä öljystä veteen (Leponokka 2010, 34).



Kuva 2. Kolmiportainen G-sarjan vaihde tuulettimella.

Kuvassa 2 on esitettyä yleinen vaihteen jäähdytysmenetelmä eli tuuletin. Tuuletin on asennettu vaihteen ensiöakselille, se pyörii yhtä nopeasti kuin ajettava akseli. Tuulettimen siipi on koteloitu suojaan, jonka tarkoitus on suojata tuuletinta ja ohjata ilmaa vaihteen kotelon pintaan. Tuuletin imee ilmaa edestä

ja puhaltaa sitä kohti vaihteen toisiopäätyä. Tuulettimen jäähdytystehokkuuden kannalta on olennaista, miten ilma ohjautuu vaihteen pinnoille. Vaihde kuumenee eniten ensiöpäästä ja väliakseleiden kohdalta, koska nämä pyörivät nopeammin kuin toisioakseli. Kuvan 2 vaihde on kartiovaihde ja siten tuulettimen puhallussuunta on sopivasti vaihteen suuntainen, mutta lieriövaihteessa tuuletin on yleensä kohtisuorassa kotelon toista kylkeä kohden. Tuulettimelle tyypillisiä haasteita ovat ilman hallitsematon pyörteily ja mahdollinen melu. Turhaa ilman pyörteilyä syntyy kotelon ja siiven muotoilun seurauksena ja tämän takia aiheutuu melua sekä menetetään puhallustehoa. (Mäkinen 2008, 6.)



Kuva 3. G-sarjan vaihde, jossa on erillinen öljysäiliö ja voiteluyksikkö.

Yksi vaihteen jäähdytysmenetelmä on erillinen voitelu, jossa on lämmönvaihdin. Kuvassa 3 on esimerkki tällaisesta vaihteesta, jossa on ulkoinen painevoiteluyksikkö. Painevoitelua käytetään laakerien ja ryntöjen voiteluun sekä öljyn jäähdyttämiseen lämmönvaihtimen avulla, kierrättämällä öljy sen kautta voiteluyksikössä. Painevoitelua käytetään, kun vaihteen kehänopeus ryntökehällä on yli 14 m/s tai se tarvitaan tehokkaine jäähdyttimiseen riittävän jäähdytystehon saavuttamiseksi sekä suodattamiseen riittävän halutun öljynpuhtauden varmistamiseksi. Sitä voidaan käyttää myös poikkeustapauksissa varmistamaan kohdevoitelu, jota roiskevoitelulla ei ole mahdollista tehdä. Painevoiteluyksiköissä voidaan käyttää ilma- tai

vesijäähdytteisiä jäähdyttimiä. Vesijäähdytteisessä yksikössä vesi on suodatettava ennen lämmönvaihdinta ja veden lämpötilan tulee olla välillä +4 - +40°C. Ilmajäähdytteinen painevoiteluyksikkö tarvitsee ympäristön lämpötilan välille -10 - +40°C. (Leponokka 2010, 12-13.)

## 2.2 Testausmenetelmät

Terminen teho voidaan määritellä testaamalla, jolloin vaihdetta ajetaan testiympäristössä ilman kuormaa ja tietyllä kuormalla. Käytännön testeissä mitataan öljyn lämpötilaa eri kierrosnopeuksilla, joilla vaihdetta ajetaan. Standardi suosittelee ainakin yhden testin suoritettavaksi 95°C öljyn lämpötilalla. Jos vaihdetta ajetaan ilman kuormaa, siitä ei saada selville termistä tehoa, mutta kuormattoman testin avulla voidaan arvioida lämmönsiirtokerroin. Lämmönsiirtokerrointa voidaan käyttää vertailuun, kunhan vaihteen ajamiseen kuormattomana tarvittava teho on mitattu. Standardissa on määritelty ohjeita termisen tehon testaamiseksi. Testin aikana ympäristön ilman virtaus ja lämpötila pitää mitata ja pitää tasaisena. Mittauksia varten öljyn lämpötila pitää saada tasaiseksi ja pysymään samana, tämän saavuttamiseen vaadittava aika riippuu vaihteen koosta ja jäähdytysmenetelmästä. Kun öljyn lämpötilan muutos on enintään 1°C tunnissa, voidaan tilanne luokitella tasaiseksi. (ISO-1 2001, 6.)

Opinnäytetyön tarkoituksena on tehdä käytännön testit termisen tehon määrittelemiseksi ja hyödyntää testeistä saatuja mittaustuloksia termisen tehon laskennassa. Tämän opinnäytetyön aikana suoritettavissa käytännön testeissä mitataan myös tuulettimen ilmavirtausta kotelon pinnoilla. Tämän lisäksi testit tehdään käyttäen vesikierukkaa öljyn jäähdyttämiseen toisessa vaihteessa.

## 2.3 Laskentamenetelmät

Standardin ensimmäisessä osassa esitetty laskentamenetelmä on lämpötasapainomalli mineraaliöljyllä voidellun vaihteen lämmönsiirtotehon laskemiseksi. Standardin toisessa osassa esitetty laskentamenetelmä perustuu

tehohäviöiden ja poistuneen lämmön eli jäähdytystehon välisen tasapainon laskemiseen. Standardin ensimmäisen osan laskentamalli käyttää empiirisiä muuttujia. Hammastuksen kitkakerroin ja laakerien tehohäviöt ovat riippuvaisia vaihteen kuormitustasosta ja tämän takia terminen teho on laskettava iteroimalla (ISO-1 2001, 6).

### 2.3.1 Lämpötasapaino

Tässä kappaleessa käsitellään standardin ensimmäisen osan, ”Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature”, laskentamalli. Termisestä tehosta käytetään lyhennettä  $P_T$ . Termisen tehon laskemiseksi standardin ensimmäisen osan laskentamenetelmän mukaisesti on selvitettävä lämmön poistuminen  $P_Q$ , lämmönkertyminen  $P_V$ , kuormasta riippuvat häviöt  $P_L$ , kuormasta riippumattomat häviöt  $P_N$ , syöttöteho  $P_A$ , hyötysuhde  $\eta$ , laakerien tehohäviöt  $P_B$ , hammastuksen tehohäviöt  $P_M$ , tiivisteiden tehohäviöt  $P_S$ , sisäiset hammaspyörän vatkauhäviöt  $P_W$ , laakerien vatkauhäviöt  $P_{WB}$  ja öljypumpun tehot  $P_P$ . (ISO-1 2001, 6-7.)

Terminen teho  $P_T$  toteutuu kun  $P_Q = P_V$ , eli kun lämmönkertyminen  $P_V$  syöttöteholla  $P_A$  on yhtä suuri kuin lämmönpoistuminen, eli jäähdytysteho  $P_Q$ . Kun aiemmin määritetyt ympäristön olosuhteet ja öljyn lämpötila 95 °C toteutuvat, voidaan syöttöteho määritellä termiseksi tehoksi,  $P_A = P_T$ . (ISO-1 2001, 6-7.)

Lämmönkertyminen  $P_V$  lasketaan kaavalla:

$$P_V = P_L + P_N$$

Kaava 1. Lämmönkertymisen kaava (ISO-1 2001, 7).

Kuormasta riippuvat häviöt  $P_L$  johdetaan funktiona syöttötehosta  $P_L = f(P_A)$  ja tästä saadaan järjesteltyä kaava:

$$P_Q - P_N - f(P_A) = 0$$

Kaava 2. Kuormastariippuvat häviöt (ISO-1 2001, 7).

Syöttöteho vaikuttaa termiseen tehoon kuormasta riippuvien  $P_L$  häviöiden kautta ja syöttötehoa joudutaan muuttamaan, jotta yllä esitetty kaava toteutuu. Jotta vaihteella olisi yhtään termistä kapasiteettiä, on lämmönpoistumisen oltava suurempi kuin kuormasta riippumattomat häviöt. Kun edellä esitetyt muuttujat on selvitetty, voidaan laskea hyötysuhde  $\eta$ . Hyötysuhdetta käytetään termisen tehon kaavassa:

$$P_T = \frac{P_Q}{1 - \frac{\eta}{100}}$$

Kaava 3. Termisen tehon kaava (ISO-1 2001, 7).

Josta hyötysuhde lasketaan seuraavasti:

$$\eta = 100 - \frac{P_L + P_N}{P_A} \times 100$$

Kaava 4. Hyötysuhteen kaava (ISO-1 2001, 7).

Näin saatiin standardissa esitetty termisen tehon malli, joka perustuu empiirisiin muuttujiin. (ISO-1 2001, 7.)

Standardissa on myös eriteltyä tarkempi laskentamalli lämmön kertymiselle, jonka laskemiseksi täytyy selvittää kuormasta riippuvat häviöt ja kuormasta riippumattomat häviöt. Lämpeneminen vaihteessa muodostuu näistä häviöistä. Kuormasta riippuvien häviöiden laskemiseksi tulee selvittää vaihteen jokaisen hammastuksen häviöt ja jokaisen laakerin häviöt ja summata nämä. Kuormasta riippumattomien häviöiden laskemiseksi on selvitettävä ja laskettava yhteen vaihteessa olevien tiivisteiden häviöt, laakerien ja hammaspyörien vatkauhäviöt sekä öljypumpun ottama teho. (ISO-1 2001, 7.)

Kuormasta riippuvat häviöt lasketaan kaavalla:

$$P_L = \sum P_B + \sum P_M$$

Kaava 5. Kuormasta riippuvat häviöt (ISO-1 2001, 7).

Jossa  $P_B$  on laakerien tehohäviöt ja  $P_M$  hammastuksen tehohäviöt. Kaavat laakerien tehohäviöiden laskemiseksi ovat laakerityyppikohtaiset ja standardissa on kaavat ja taulukot niiden laskemiseksi. Hammastuksen häviöt muodostuvat hampaiden toimintamekaniikan ja kitkakertoimen funktiosta. Vastakkaisten hampaiden välissä ilmenee hieman liukumista, kun hampaiden välissä on öljykalvo. Liukusuhteiden ja hammastuksen kitkakertoimen funktio muodostavat hammastuksen hyötysuhteen. Hammastusten häviöiden laskemiseksi standardissa on esitetty kaavat ja taulukot erilaisiin kuormistustilanteisiin ja erilaisille hammastuksille. Standardissa on liitteenä hammastuksen tehohäviöiden laskentakaavat kartiovaihteille (liite A) ja kierukkavaihteille (liite B). Standardissa itsessään esitetty hammastuksen häviöiden laskenta on lieriövaihteille. (ISO-1 2001, 7.)

Kuormasta riippumattomien häviöiden laskentakaava on seuraavanlainen:

$$P_N = \sum P_S + \sum P_W + \sum P_{WB} + \sum P_P$$

Kaava 6. Kuormasta riippumattomat häviöt (ISO-1 2001, 7).

Jossa  $P_S$  on tiivisteiden aiheuttamat häviöt,  $P_W$  on hammaspyörien vatkauhäviöt,  $P_{WB}$  on laakerien vatkauhäviöt ja  $P_P$  on öljyn pumppauksen aiheuttamat häviöt. (ISO-1 2001, 7.)

Tiivisteiden aiheuttamat häviöt voidaan laskea kaavalla:

$$P_{Si} = \frac{T_S n}{9549}$$

Kaava 7. Tiivisteiden aiheuttamat häviöt (ISO-1 2001, 14).

Käyttäen apuna standardissa esitettyä tiivisteen kitkamomentin kuvaajaa.  $P_{Si}$  tarkoittaa tiivisteen tehohäviötä ja tämä on tiivistekohtainen. Tähän vaikuttavat

akselin pyörimisnopeus, akselin halkaisija, öljyn lämpötila, öljyn viskositeetti, tiivisteiden muoto ja tiivisteiden öljyyn upotuksen syvyys.  $T_s$  tarkoittaa tiivisteiden kitkamomenttia ja  $n$  on akselin pyörimisnopeus, mikä ilmoitetaan muodossa kierroksia minuutissa. (ISO-1 2001, 8-15.)

Hammaspyörän vatkauksesta johtuvat häviöt on laskettava jokaiselle akselille ja lopuksi laskettava yhteen, jotta saadaan kokonaishäviö  $P_w$ . Akseli- ja hammaspyöräkokoonten pitää laskea tehohäviöt kolmessa osassa käyttäen jokaisen omaa kaavaa ja lopuksi nämä lasketaan yhteen. Tämä siksi, koska vatkaukshäviöt sisältävät kolmen tyyppisiä häviöitä. Nämä kolmen tyyppiset häviöt ovat: häviöt, jotka liittyvät sileään ulkohalkaisijaan kuten akselin ulkohalkaisija, häviöt, jotka liittyvät levyn sileisiin sivuihin kuten hammaspyörän pinnat ja viimeiset häviöt, jotka liittyvät hammaspintoihin kuten hammaspyörän tai hammas-akselin ulkohalkaisija. Standardissa on kaavat näiden kolmen eri tyyppisen vatkaukshäviön laskemiseksi. (ISO-1 2001, 15-16.)

Laakerien vatkaukshäviöiden laskemiseksi on selvitettävä kitkamomentti  $M_0$ , kinemaattinen viskositeetti  $\nu$ , joka on öljyn lämpötilan funktio, laakerin upotuskerroin  $f_0$ , joka muuttaa vääntömomenttia sen mukaan kuinka paljon laakerista on öljyn alla ja jos laakeri on tiivistetty on laskettava tiivisteiden kitkamomentti  $M_3$ . Laakerin upotuskerroin  $f_0$  saadaan standardin taulukosta laakerityypikohtaisesti.  $M_3$  kitkamomentin laskemiseksi tarvitaan myös tiivistekertoimet  $f_3$  ja  $f_4$ , jotka riippuvat laakerityypistä. Nämä tiivistekertoimet on myös esitetty taulukossa standardissa. Kaava laakerien vatkaukshäviöiden laskemiseen on:

$$P_{wBi} = \frac{(M_0 + M_3)n}{9549}$$

Kaava 8. Laakerien vatkaukshäviöt (ISO-1 2001, 19).

Standardissa on kaavat muuttujien  $M_0$  ja  $M_3$  laskemiseksi. (ISO-1 2001, 16-19.)

Öljypumpun tehohäviöt voidaan laskea kaavalla:



$$P_p = P_{ps} + P_{pm}$$

Kaava 9. Öljypumpun tehohäviöt (ISO-1 2001, 19).

Koska voitelupumppujen teho ja kapasiteetti vaihtelevat suoraan nopeuden mukaan, tarvittava teho muodostuu öljyn paineen ja öljyn virtauksen funktiosta tietyllä pumppausnopeudella. Jos käytettävä pumppu on akselinpääpumppu, voidaan pumpun häviöt laskea kaavalla:

$$P_{ps} = \frac{Qp}{60e_p}$$

Kaava 10. Akselinpääpumpun häviöt (ISO-1 2001, 19).

Kaavassa  $Q$  on öljyn virtaus l/min,  $p$  on öljyn paine ilmoitettuna N/mm<sup>2</sup> ja  $e_p$  on pumpun hyötysuhde. Jos öljypumppua ajetaan sähkömoottorilla käytetään häviöiden arvioimiseen kaavaa:

$$P_{pm} = E_p \left( \frac{e_m}{e_p} \right)$$

Kaava 11. Sähkömoottorilla ajettavan pumpun häviöt (ISO-1 2001, 20).

Tämä kaava huomioi sekä sähkömoottorin että öljypumpun hyötysuhteet. Lyhenne  $E_p$  tarkoittaa käytettyä sähköistä tehoa ja  $e_m$  tarkoittaa sähkömoottorin hyötysuhdetta. (ISO-1 2001, 19-20.)

Vaihteen lämmön poistumiseen vaikuttaa vaihteen kotelon ulkopinta-ala, ilmavirtaus kotelon pinnalla, öljyn ja ympäröivän ilman lämpötilaero, lämmön siirtyminen öljystä vaihteen koteloon ja vaihteen kotelosta ympäröivään ilmaan. Standardissa on esitetty seuraavanlainen laskentakaava, käyttäen näitä edellä mainittuja muuttujia, lämmön poistumiselle:

$$P_Q = A_c k \Delta T$$

Kaava 12. Lämmön poistuminen (ISO-1 2001, 20).

Vaihteen kotelon pinta-ala  $A_c$  kerrotaan lämmönsiirtokerroimella  $k$ , joka on ilmoitettu muodossa  $\text{kW}/(\text{m}^2\text{°C})$ . Tämä kerrotaan lämpötilaerolla  $\Delta T$ .

Standardissa on huomautettu, että vaihteen kotelon pinta-ala  $A_c$  on pinta, joka on altistunut ympäristön ilmalle. Standardissa esitetty lämmönsiirtokerroin  $k$  on määritetty keskiarvona koko kotelon ulkopinnalle. Tähän kertoimeen vaikuttaa muun muassa kotelon materiaali, kotelon pinnan puhtaus, kuinka paljon kotelon sisäpuolen pinnoista on kastunut kuumalla öljyllä, ilmavirtaus kotelon pinnalla ja tietenkin vaihteen tyyppi. Koska ilmavirtaus kotelon pinnalla vaikuttaa lämmönsiirtokerroimeen, on tuulettimella varustetulle vaihteelle oma lämmönsiirtokerroin. Standardissa on esitetty lämmönsiirtokerrointaulukko tuulettimella varustetuille vaihteille ilmavirtauksen mukaisesti. (ISO-1 2001, 20.)

Standardissa alussa määritettiin standardiolosuhteet, joilla laskenta suoritetaan. Nämä oletusolosuhteet määrittivät esimerkiksi ympäristön lämpötilaksi  $25\text{°C}$  ja ilman tiheyden merenpinnan tasolle. Standardin ISO/TR 14179-1:2001 kappaleessa 8 on ohjeet termisen tehon laskemiseksi oletuksesta poikkeavissa olosuhteissa. Tällöin termisen tehon kaavaa on muokattava seuraavanlaisiksi:

$$P_{THm} = P_T B_{ref} B_V B_A B_T B_D$$

Kaava 13. Muokattu termisen tehon kaava (ISO-1 2001, 21).

Lyhenne  $P_{THm}$  tarkoittaa modifioitua termistä tehoa.  $B_{ref}$  on ympäristön lämpötilan modifikaattori, joka katsotaan standardin taulukosta ja johon on lämpötilan mukaan luokiteltu arvot  $B_{ref}$  modifikaattorille. Vastaavasti  $B_V$  on ympäristön ilmavirtauksen modifikaattori, jolle on standardissa taulukoitu arvoja ilmavirtauksen nopeuden mukaan.  $B_A$  on ilman tiheyden modifikaattori, joka muuttuu korkeuden merenpinnasta mukaan. Lyhenne  $B_T$  tarkoittaa öljyn maksimilämpötilan modifikaattoria, oletus arvo on  $95\text{°C}$  ja jos tämä muuttuu suuremmaksi, termisen teho paranee ja jos maksimi lämpötila on pienempi kuin oletusarvo, termisen teho laskee. Molemmille modifikaattoreille  $B_A$  ja  $B_T$  on standardissa taulukot. Kaavan viimeinen modifikaattori  $B_D$  on käyttäjän modifikaattori, jonka oletuksena on jatkuva käyttö. Standardin taulukossa on

arvot modifikaattorille käyttöajan mukaan, käyttöaika on ilmoitettu prosentteina yhden tunnin osuudesta. (ISO-1 2001, 21-23.)

### 2.3.2 Tehohäviöt ja jäähdytysteho

Tässä kappaleessa käsitellään standardin toisen osan, Thermal load-carrying capacity, laskentamalli. Ajettaessa vaihdetta, vaihteessa ilmenee häviöitä eri komponenttien kautta ja nämä häviöt muuttuvat lämmöksi. Vaihteen hyötysuhde muodostuu ajettavasta tehosta ja vaihteessa syntyvistä häviötehoista.

Standardin termisen tasapainon laskennan avulla voidaan määrittellä, kuinka paljon lämpöä pitää poistaa öljyn virtauksen ja öljyn jäähdyttäjän kautta painevoidelluissa vaihteissa sekä määrittää tarvittava tasainen lämpötila roiskevoidelluille vaihteille. Standardissa esitetyn laskennan avulla saadaan laskettua vaihteen tehohäviöt niin kuormasta riippuvat kuin kuormasta riippumattomat häviöt. Lämpö poistuu vaihteesta akselien ja kytkinten kautta pakotettuna konvektiona, lämmön johtumisena alustaan, lämpösäteilynä kotelon kautta sekä jäähdytyksen kautta, jos vaihde on varustettu sellaisella. Tämän takia lämmön poistuminen lasketaan vapaana tai pakotettuna konvektiona tai molempina. Öljyn lämpötila tarvitaan lämmön poistumisen ja tehohäviöiden laskemiseksi, jos öljyn lämpötila ei ole tiedossa, voidaan se määrittellä iteroinnin avulla lämmön poistumisen kautta. (ISO-2 2001, 6.)

Standardissa käyttötehosta  $P_A$  määritetään lämpölaskelman keskimääräinen ekvivalenttinen välitetty teho  $P_{Aeq}$  jatkuvassa käytössä oleville vaihteille jatkuvalla nimelliskuormituksella. Standardin laskennassa ei oteta huomioon vaihteen sisäistä lämmön jakautumista eikä myöskään lyhyillä ulkoisilla tai sisäisillä ylikuormituksilla ole vaikutusta termiseen tasapainoon. Kaava lämpöekvivalenttisen välitetyn tehon laskemiseen:

$$P_{Aeq} = \frac{P_1 t_1 + P_2 t_2 \dots P_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots t_n}$$

Kaava 14. Lämpöekvivalenttinen välitetty teho (ISO-2 2001, 8).

Jos vaihteen käyttökerroin on alle 100 %, käytetään kaavaa:

$$P_{Aeq} = ED \times P_A$$

Kaava 15. Terminen ekvivalenttinen teho kun käyttökerroin on alle 100 % (ISO-2 2001, 8).

Käyttökerroin ED kerrotaan käyttöteholla  $P_A$ . Käyttökerroin on käyttöaika suhteessa kokonaisaikaan. (ISO-2 2001, 6-8.)

Standardin tässä osassa tehohäviöt  $P_V$  muodostuu useammasta komponentista. Nämä komponentit ovat hammastettujen osien kuormasta riippuvaiset ja kuormittamattomat häviöt  $P_{VZ}$ , kuormasta riippuvaiset ja kuormittamattomat laakerien häviöt  $P_{VL}$ , tiivisteiden kuormasta riippumattomat häviöt  $P_{VD}$  ja vaihteen muiden osien häviöt  $P_{VX}$ . Kaava tämän laskemiseksi on seuraavanlainen:

$$P_V = P_{VZ0} + P_{VZP} + P_{VL0} + P_{VLP} + P_{VD} + P_{VX}$$

Kaava 16. Tehohäviöt (ISO-2 2001, 8).

Tehohäviötä  $P_V$  käytetään hyötysuhteen  $\eta$  määrittämiseen kaavassa:

$$\eta = \frac{P_A - P_V}{P_A}$$

Kaava 17. Hyötysuhteen kaava (ISO-2 2001, 8).

Käyttötehosta  $P_A$  vähennetään tehohäviöt ja sen jälkeen se jaetaan käyttöteholla. Jotta tehohäviö  $P_V$  saadaan laskettua, on ensin laskettava kaikki edellä luokitellut häviöt, jotka muodostavat vaihteen kokonaistehohäviöt. Selkeyden vuoksi tässä työssä ei avata näiden  $P_{VZ0}$ ,  $P_{VZP}$ ,  $P_{VL0}$ ,  $P_{VLP}$ ,  $P_{VD}$  ja  $P_{VX}$  muuttujien laskentaa, mutta niiden laskemiseksi on esitetty kaavat, ohjeistus ja taulukot standardissa. Näiden laskemiseen vaikuttavat seuraavat asiat: vaihteen voitelun tyyppi, roiske- vai painevoitelu, minkälainen hammastus vaihteessa on, lieriö, kartio, hypoidi vai kierukka, minkä tyyppiset laakerit sekä

minkälaiset tiivisteet vaihteessa on. Näille eri tyyppisille laakereille, hammastuksille ja voiteluille on omat laskukaavansa ja viitetaulukot. Standardin laskentamenetelmä ei kata planeettavaihteita eikä kaikkia tiivistetyyppejä kuten mekaanisia tiivisteitä. (ISO-2 2001, 8-19.)

Ollennainen osa tätä laskentamenetelmää on selvittää lämmönpoistuminen tehohäviöiden lisäksi. Poistuva lämpö tasapainottaa vaihteessa syntyvää tehohäviötä, josta lämpö vaihteessa on peräisin. Näin saavutetaan öljyn lämpötilan tasapaino. Lämmönpoistumisen,  $Q$ , laskemiseksi on esitetty seuraava kaava:

$$Q = Q_{ca} + Q_{fun} + Q_{rot} + \Delta H_{oil}$$

Kaava 18. Lämmönpoistumisen kaava (ISO-2 2001, 19).

Kaavassa  $Q_{ca}$  on lämmönpoistuminen kotelon kautta,  $Q_{fun}$  on lämmönpoistuminen vaihteen alustan kautta,  $Q_{rot}$  on lämmönpoistuminen akselien ja kytkinten kautta ja  $\Delta H_{oil}$  on lämmönpoistuminen jäähdytysöljyvirran lämmönsiirron kautta painevoidelluissa vaihteissa. (ISO-2 2001, 19.)

Konvektiona poistuva lämpö kotelon kautta lasketaan kaavalla:

$$Q_{ca} = kA_{ca}(\vartheta_{oil} - \vartheta_{\infty})$$

Kaava 19. Lämmönpoistuminen konvektiona kotelon kautta (ISO-2 2001, 19).

Kaavassa  $k$  on lämmönsiirtokerroin,  $A_{ca}$  on kotelon pinta-ala pohjaa lukuunottamatta,  $\vartheta_{oil}$  on öljynlämpötila ja  $\vartheta_{\infty}$  on ympäristön lämpötila. Lämmönsiirtokertoimeen sisältyy sisäinen lämmön siirtyminen öljystä koteloon, johtuminen kotelon seinien läpi sekä lämmön siirtyminen kotelosta ympäristöön. Tämän laskemiseksi kaava on seuraavanlainen:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{oil}} \frac{A_{ca}}{A_{oil}} + \frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall}} \frac{A_{ca}}{A_{oil}} + \frac{1}{\alpha_{ca}}$$

Kaava 20. Lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 19).

Jotta lämmönsiirtokerroimen saa laskettua, on ensiksi selvitettävä kaavassa esitetyt muuttujat. Lämmönsiirtokerroin  $\lambda_{wall}$  riippuu kotelon materiaalista. Standardi antaa oletuksena arvon  $200 \text{ W/m}^2\text{K}$  muuttujalle  $\alpha_{oil}$ . Tämä muuttuja on öljypuolen lämmönsiirtokerroin ja se tulee huomioida tapauksissa, joissa on suuret ilmvirrat ja sen seurauksena hyvä ulkoinen lämmönsiirto.  $A_{oil}$  on kotelon sisäpuolen pinta-ala. Kotelon kautta poistuva lämpö määräytyy kotelon pinnalla olevan ilmapuolen lämpöresistanssista ja sen takia voidaan jättää huomioimatta yhtälön kaksi ensimmäistä termiä. Muuttuja  $\alpha_{ca}$  on ilmapuolen lämmönsiirtokerroin ja se muodostuu säteilystä  $\alpha_{rad}$  ja konvektiosta  $\alpha_{con}$ . Tämän ilmapuolen lämmönsiirtokerroimen kaava on siis:

$$\alpha_{ca} = \alpha_{con} + \alpha_{rad}$$

Kaava 21. Ilmapuolen lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 19).

Standardissa on esitetty laskentakaavat tähän tarvittaville konvektion lämmönsiirtokerroimelle ja säteilyn lämmönsiirtokerroimelle. (ISO-2 2001, 19.)

Säteilyn lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla:

$$\alpha_{rad} = 0,23 \times 10^{-6} \varepsilon \left( \frac{T_{wall} + T_{\infty}}{2} \right)^3$$

Kaava 22. Säteilyn lämmönsiirtokerroin (ISO-2 2001, 20).

Päästösuhde  $\varepsilon$  katsotaan standardin materiaaliakohtaisesta taulukosta.

Konvektio voi tapahtua pakotettuna tai vapaana, joten sen laskemiseksi on selvitettävä pakotetun ja vapaan konvektion osuus. Konvektioon vaikuttaa myös kotelon rakenne, kuten se, onko kotelossa ripoja. Standardissa todetaan kaava:

$$\alpha_{con} = \alpha_{K,free} \left( 1 - \frac{A_{air}}{A_{ca}} \right) + \alpha_{K,forced} \frac{A_{air}}{A_{ca}} \eta$$

Kaava 23. Konvektio (ISO-2 2001, 20).

Lämpötilasuhde  $\eta$  lasketaan kaavalla:

$$\eta = \frac{T_{wall} - T_{air}}{T_{wall} - T_{\infty}}$$

Kaava 24. Lämpötilasuhde (ISO-2 2001, 20).

Koteloille ilman lämpöripoja standardissa esitetään vapaalle konvektiolle kaava:

$$\alpha_{K,free} = 18h_{ca}^{-0,1} \left( \frac{T_{wall} - T_{\infty}}{T_{\infty}} \right)^{0,3}$$

Kaava 25. Kotelon vapaa konvektio ilman ripoja (ISO-2 2001, 20).

Ilman törmäysnopeuden ollessa alle 1,5 m/s, konvektio on vapaa. Konvektio on pakotettu, kun ilman törmäysnopeus on yli 1,5 m/s. Tällöin kaava on seuraavanlainen:

$$\alpha_{K,forced} = \frac{0,0086 (Re')^{0,64}}{lx}$$

Kaava 26. Pakotettu konvektio (ISO-2 2001, 20).

Pakotetun konvektion kaavasta  $Re'$  lasketaan kaavalla:

$$Re' = \sqrt{Re^2 + \frac{Gr}{2,5}}$$

Kaava 27. Reynoldin luku (ISO-2 2001, 21).

Re tulee yhtälöstä:

$$Re = \frac{v_{air} l_x}{\nu_{air}}$$

Kaava 28. Kaava Re laskemiseksi (ISO-2 2001, 21).

Kaavassa  $v_{air}$  on ilman viskositeetti ja  $l_x$  on virtauksen pituus. Jotta  $Re'$  saadaan laskettua, tarvitaan myös arvo muuttujalle  $Gr$ , joka on Grashoffin luku. Se lasketaan kaavalla:

$$Gr = \frac{g h_{ca}^3 (T_{wall} - T_{\infty})}{T_{\infty} \nu_{air}^2}$$

Kaava 29. Grashoffin luku (ISO-2 2001, 21).

Standardi antaa ilman viskositeetiksi arvon  $\nu_{air} = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{s}$ . (ISO-2 2001, 20-21.)

Kotelolle, joissa on lämpöriipoja, kaava vapaalle konvektiolle on:

$$\alpha_{ca} = \frac{A_{fin}}{A_{ca}} \left( \alpha_{K,free} + \alpha_{rad} \frac{A_{pro}}{A_{fin}} \right) \eta_f + \left( 1 - \frac{A_{fin}}{A_{ca}} \right) (\alpha_{K,free} + \alpha_{rad})$$

Kaava 30. Vapaa konvektio rivoitetulle kotelolle (ISO-2 2001, 21).

Kaavan  $\eta_f$  on rivan hyötysuhde:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml_{fin})}{(ml_{fin})}$$

Kaava 31. Hyötysuhde rivoille (ISO-2 2001, 21).

Tähän tarvittava  $m$  lasketaan kaavalla:

$$m = \sqrt{2 \frac{\alpha_{con} + \alpha_{rad} \frac{A_{pro}}{A_{fin}}}{\delta_{fin} \lambda_{fin}}}$$

Kaava 32. Kaava  $m$  laskemiseksi (ISO-2 2001, 22).

Kaava vapaalle konvektiolle ja tuuletetulle ripa-alalle on:

$$\alpha_{ca} = \frac{A_{air}}{A_{ca}} \left( \alpha_{K,forced} \eta^* + \alpha_{rad} \frac{A_{pro}}{A_{air}} \right) \eta_f + \left( 1 - \frac{A_{air}}{A_{ca}} \right) (\alpha_{K,free} + \alpha_{rad})$$



Kaava 33. Vapaa konvektio ja tuuletettu ripa-ala (ISO-2 2001, 22).

Tämä koskee tilannetta, kun  $A_{fin}$  on yhtäsuuri kuin  $A_{air}$ . Kun  $A_{air}$  on suurempi kuin  $A_{fin}$ , silloin kaava vapaalle ja pakotetulle konvektiolle on:

$$\alpha_{ca} = \left(1 - \frac{A_{air}}{A_{ca}}\right) (\alpha_{K,free} + \alpha_{rad}) + \frac{A_{air} - A_{fin}}{A_{ca}} (\alpha_{K,forced} \eta^* + \alpha_{rad}) + \frac{A_{fin}}{A_{ca}} \left(\alpha_{K,forced} \eta^* + \alpha_{rad} \frac{A_{pro}}{A_{fin}}\right) \eta_f$$

Kaava 34. Vapaa ja pakotettu konvektio (ISO-2 2001, 22).

Standardissa on esitetty laskentakaavat lämmön johtumiselle alustan  $Q_{fun}$ , akseleiden ja kytkinten  $Q_{rot}$  sekä ulkoisen jäähdyttimen  $\Delta H_{oil}$  kautta. Tässä työssä ei avata näiden laskemiskaavoja, mutta ne löytyvät standardista ISO/TR 14179-2:2001 sivuilta 22-26. (ISO-2 2001, 22-26.)

Öljyn lämpötila lasketaan iteroimalla tehohäviöiden ja johtumalla poistuneen lämmön välisestä lämpötasapainosta, kun kyseessä on roiskevoideltu vaihde. Tästä muodostuu yhtälö  $P_V(\vartheta_{oil}) = Q(\vartheta_{oil})$ . Jos kyseessä on painevoideltu vaihde, tulee laskea entalpinen virtaus, jonka tulee haihtua öljyn ja ulkoisen jäähdyttimen kautta, halutun öljyn ruiskutuslämpötilan selvittämiseksi.

Standardissa on esitetty myös laskentaesimerkki vaihteelle. (ISO-2 2001, 27.)

Standardissa on laajemmin selitetty kaavoja ja laskentaperiaatteita, mutta tähän työhön on kerätty vain pääkaavat teorian pohjaksi ja kaikki käytetyt kaavat löytyvät standardista ISO/TR 14179-2:2001 Gears – Thermal capacity – Part 2: Thermal load-carrying capacity.

### 2.3.3 Kumeran termisen tehon laskentaohjelma

Kumeralla on oma Exceliin luotu termisen tehon laskentaohjelma.

Laskentaohjelma perustuu poistuvan lämmön ja tehohäviöiden välisen tasapainon laskentaan. Ohjelmaan on määritelty Kumeran 2- ja 3-portaiset G-

sarjan vaihteet. Tämän opinnäytetyön tavoitteena on tarkentaa laskentaohjelmassa käytettäviä muuttujia käytännön testien tuloksien mukaan.

#### 2.3.4 KISSsoft termisen tehon laskentaohjelma

Kumeralla on käytössä KISSsoftin laskentaohjelmia erilaisia voimansiirron laskentatarpeita varten. Hammastuslaskentaohjelma valmistaja KISSsoft:ltä löytyy myös termisen tehon laskentaan tarkoitettu laskentaohjelma. KISSsoftin termisen tehon laskentamalli perustuu myös ISO/TR 14179-2 standardiin. KISSsoftin KISSsys Efficiency Calculation laskentaohjelmalla voidaan laskea tehohäviöitä ja termistä tehoa. (KISSsoft 2022.) Tämän opinnäytetyön testeistä saatuja tuloksia voidaan työn jälkeen verrata KISSsoftilla saataviin termisen tehon laskentatuloksiin.

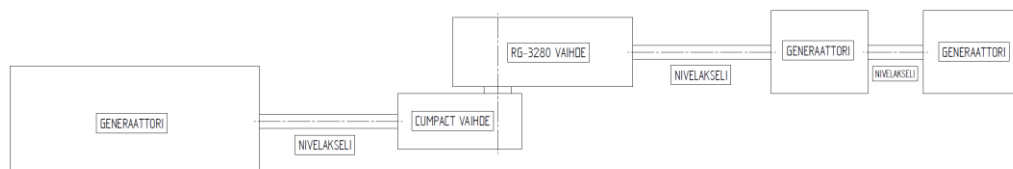
### 3 Testaussuunnitelma

Testaussuunnitelmaan laaditaan kaikki suoritettavat testit, niiden järjestelyt ja niitä varten tarvittavat välineet. Tämän suunnitelman avulla voidaan hankkia tarvittavat välineet, kuten erilaiset mittarit tai työkalut sekä järjestellä testausympäristö testien mukaiseksi.

#### 3.1 Testausjärjestelyt

Termisen tehon testit tehdään käyttäen kahta G-sarjan vaihdetta, jotka ovat eri kokoisia. Toinen vaihde on 3-portainen kartiolieriövaihde RG-3280 välityksellä  $i=28:1$  ja toinen on 3-portainen G-sarjan kartiolieriövaihde kokoa 225 välityksellä  $i=25:1$ , josta käytetään nimitystä Cumpact tässä yhteydessä. Cumpact vastaa RG-3225 -vaihdetta. Kartiolieriövaihteella tarkoitetaan vaihdetta, jossa ensimmäinen porras on kartiohammastettu ja seuraavat portaavat ovat lieriöhammastettuja. RG-3280 -vaihdetta käytetään ilman tuuletinta ja tuulettimella, tuulettimen ilmavirtauksen mittaamiseen ja sen jäähdytystehon seuraamiseen. Pienempää vaihdetta käytetään vesikierukan jäähdytystehon mittaamiseen.

Vaihteiden koeajot suoritetaan Kumera Drivesin testilaboratoriossa, jossa vaihteet on mahdollista ajaa sekä kuormalla että ilman kuormaa. Testien suorittamiseksi vaihteet on asennettava erikseen ilman kuormaa ajettavia testejä varten ja kytkettävä toisiinsa kuormitettuja koeajoa varten. Kuvassa 4 on esitetty koeajojärjestely kuormitetuille ajoille.



Kuva 4. Kuormitettu koeajojärjestely.

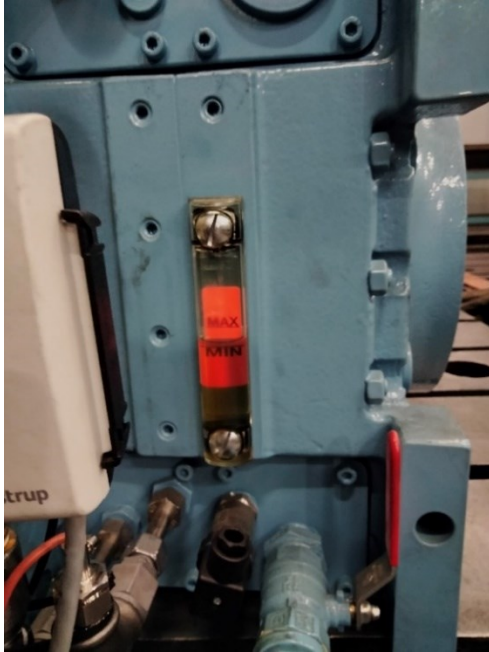
Vaihteiden kuormitus koeajopaikalla perustuu siihen, että moottorilla syötetään tehoa testattavan vaihteen ensiöakselille ja toisioakselin puolella on toinen näistä vaihteista, joka toimii ylennysvaihteena nostamalla pyörimisnopeuden jarruttavalle generaattorille sopivaksi. Tätä menetelmää kutsutaan sähköiseksi kehääjoksi. Tämän lisäksi vaihteet on varustettava tarvittavilla varusteilla mittaamista varten, kuten vesikierukan mitta-anturit. RG-3280 -vaihteeseen tulee asentaa tuuletin ilmavirtausmittauksia varten. Vaihteita ajetaan myös eri suuntiin, jotta voidaan selvittää pyörimissuunnan vaikutusta termiseen tehoon.

Testaukset jaetaan kahteen vaiheeseen, vaihe 1 tehdään ilman kuormaa ja vaihe 2 kuorman kanssa. Ensimmäisen vaiheen tarkoitus on selvittää kuormasta riippumattomat tehohäviöt, jotta voidaan laskea kuormasta aiheutuvat tehohäviöt toisen vaiheen koeajojen jälkeen.

### 3.2 Testien ensimmäinen vaihe

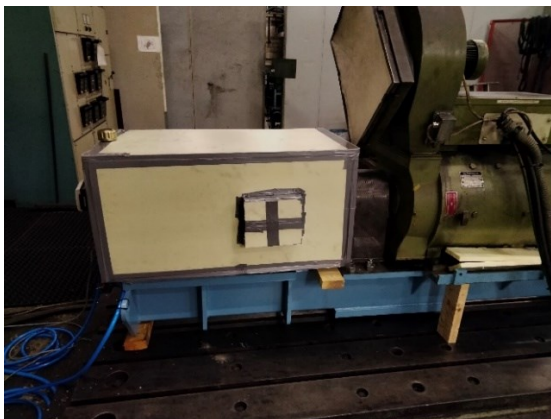
Testien ensimmäisessä vaiheessa molemmat vaihteet ajetaan ilman kuormitusta. Cumpact-vaihte suojataan, jotta lämpö ei poistu lämpösäteilynä vaihteen ympäriltä. Suojaukseen käytetään Finnfoam-levyjä, joista rakennetaan tiivis kotelo vaihteen ympärille. Finnfoam on lämmöneristyslevy, joka on tehty suulakepuristetusta polystyreenistä. Finnfoamin lämmönjohtavuus on 0,034-0,038 W/(m K). (Finnfoam Oy 2022.) RG-3280 -vaihte ajetaan ensin ilman tuuletinta ja sen jälkeen samat testit suoritetaan tuulettimen kanssa. Ensimmäisessä vaiheessa mitataan jäähdytysteho, pyörimisnopeus ja öljyn lämpötila ilman kuormitusta.

Cumpact-vaihteen päälle rakennetaan kotelo lämpölevyistä ja liitetään vedentulo vesikierukkaan kuten kuvassa 6 on esitetty. Vesikierukan ulostuloon on kytketty mittauslaite sekä hana, jolla voidaan kuristaa veden virtausta. Cumpactissa käytetään ISO VG 320 öljyä. Öljyn korkeus asetetaan öljylasin puoliväliin kuten kuvassa 5 on esitetty.



Kuva 5. Öljyn korkeus asetettuna öljylasin keskelle.

Kuva Cumpactin öljylasista, jossa on esitetty vakio öljyn korkeus eli öljyn pinta on minimi- ja maksimiarvojen välissä. Testien aikana on myös tarkoitus tutkia öljyn korkeuden ja määrän vaikutusta vaihteen termiseen tehoon ainakin muutaman koeajon yhteydessä.



Kuva 6. Cumpact-vaihde koteloituna Finnfoamilla.

Kuvassa 6 näkyy Cumpact-vaihde suojattuna Finnfoam-levyistä muodostuvaan koteloon. Vaihde on asennettu alustalle ja kotelointi on tehty vaihteen ympärille

siten, että ainoastaan vaihteen jalat ja ensiöakseli tulevat ulos Finnfoam-kotelosta.

RG-3280 -vaihde ajetaan ensin ilman ensiöakselille asennettavaa tuuletinta. Lisäksi otetaan lämpökamerakuvia. Seuraavaksi vaihteen ensiöakselille asennetaan tuuletin ja tuulettimen kotelo sen ympärille. Tuulettimen kanssa suoritettavissa kokeissa käytetään öljynkorkeutena vakio öljynkorkeutta eli öljylasin minimi- ja maksimirajojen keskiväliä. Mittaukset suoritetaan ISO VG 150 mineraaliöljyllä. Lämpökamerakuvien lisäksi mitataan puhalluksen ilmavirtaus kotelon eri kohdissa. Tuulettimen puhallusnopeuden mittaamiseen käytetään ilmavirtausmittaria.

### 3.3 Testien toinen vaihe

Testien toisessa vaiheessa vaihteet ajetaan kuorman kanssa. Cumpact-vaihde asennetaan RG-3280 vaihteen toisioakselille ja RG-3280 vaihde ajetaan ilman tuuletinta ja tuulettimen kanssa. Cumpact koteloidaan uudestaan akselille asennuksen jälkeen. Vaihteet toimivat toistensa kuormina. Vaiheessa kaksi mitataan ilmavirtaus vaihteen pinnasta, öljyn lämpötila eri tehoilla sekä otetaan lämpökamerakuvat. Vaiheessa 2 mitataan myös kuormituksen kanssa syntyvät tehohäviöt. Testeissä vaihteita ajetaan eri tehoilla. Tuulettimen kanssa ja ilman tuuletinta suoritettavat koeajot tehdään asettamalla öljynkorkeus mittalasin keskelle ja voiteluöljynä käytetään ISO VG 150 mineraaliöljyä. Lisäksi tuulettimen kanssa mitataan ilmavirtaus eri kotelon kohdissa eri kierrosnopeuksilla.

### 3.4 Mittaukset

Tässä kappaleessa käydään läpi testeissä käytettävät mittausvälineet. Termisen tehon koeajoissa käytetään ilmavirtausmittaria, infrapunamittaria, lämpökameraa, veden energiamittaria ja Kumeran Guard Gear vaihteen kunnonseurantajärjestelmää. Guard Gear on Kumeran kehittämä vaihteen

kunnon seurantajärjestelmä, jolla diagnosoidaan eri parametrejä reaaliajassa. Sen avulla pystytään huomaamaan mekaanisten komponenttien alkavia vikoja ja sen toiminta perustuu mittausparametreihin. Näitä mitattavia parametrejä ovat lämpötila, pyörimisnopeus, värinä, voiteluöljyn laatu ja kylläisyystaso. Guard Geariin on mahdollista liittää sensoreita muitakin mittauksia varten. Tulokset mittauksista tallentuvat pilvipalveluun, joka on osa Guard Gear -järjestelmää. Guard Gearilla seurataan myös vaihteen kuormaa ja momenttia. (Kumera 2022.)

Ilmavirtausmittarilla tutkitaan tuulettimen puhallusnopeutta, infrapunamittarilla mitataan vaihteen ulkopintojen lämpötilaa, lämpökameralla voidaan tarkastella lämmönkertymistä vaihteessa, veden energiamittarilla seurataan muun muassa veden virtausmäärää vesikierukkaan ja Guard Gearilla saadaan dataa vaihteen öljyn lämpötilasta, kierrosnopeudesta, ajotehosta sekä vääntömomentista.

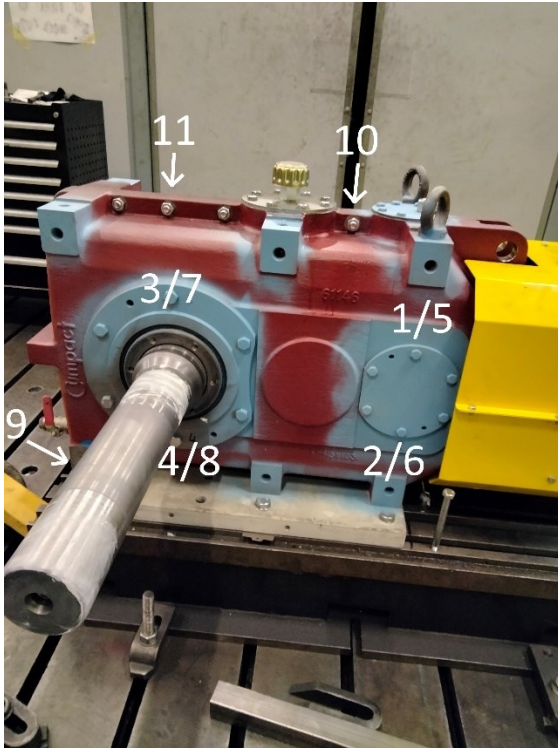
#### 3.4.1 Ilmavirtauksien mittaus

Tuulettimen puhallusnopeutta mitataan kuvan 7 mukaisella TSI Incorporatedin valmistamalla VelociCalc model-8345 -ilmavirtausmittarilla. Mittarin mittaustarkkuus on  $0,01 \text{ m/s} \pm 3\%$  ja mittausasteikko on  $0\text{-}30 \text{ m/s}$ . (Kyöstilä 2000, 24.) Mittarista tulee teleskooppinen varsi, jonka päässä on anturi ilmavirtauksen mittaamiseen. Mittari antaa ilmavirtauksen tuloksen muodossa  $\text{m/s}$ .



Kuva 7. VelociCalc-ilmanvirtausmittari.

Mittarin anturipää asetetaan vaihteen kotelo vasten pisteessä, josta halutaan mitata ilmanvirtausta. Anturin aukon tulee olla ilmanvirtauksen suunnan mukainen, jotta ilma virtaisi sen läpi. Kuvassa 8 on esitetty ilmanvirtauksen mittauspisteet RG-3280 -vaihteen pinnoilla.



Kuva 8. Ilmanvirtauksen mittauspisteet.

Mittauspisteet 1-4 ovat vaihteen ulostulevan toisioakselin puoleisella kyljellä ja mittauspisteet 5-8 ovat samoissa kohtaa toisella puolella vaihdetta. Mittauspiste 9 on vaihteen alapäädyssä. Tästä on tarkoitus mitata, kuinka paljon ilmaa virtaa vaihteen alta. Mittauspisteet 10 ja 11 ovat vaihteen päällä jakotason sauman kohdalla. Näistä mittauspisteistä mitataan ilmanvirtaus ja tulos laitetaan esimerkiksi taulukon 1 kaltaiseen taulukkoon.

Taulukko 1. Esimerkkitaulukko tuulettimen puhallusnopeuksille.

| Mittauspiste | 500 rpm | 1000 rpm | 1500 rpm |
|--------------|---------|----------|----------|
| 1            |         |          |          |
| 2            |         |          |          |



|    |  |  |  |
|----|--|--|--|
| 3  |  |  |  |
| 4  |  |  |  |
| 5  |  |  |  |
| 6  |  |  |  |
| 7  |  |  |  |
| 8  |  |  |  |
| 9  |  |  |  |
| 10 |  |  |  |
| 11 |  |  |  |

Ilmavirtausmittarilla mitataan tuulettimen puhallusnopeus yhdessätoista mittauspisteessä ja kerätään taulukkoon muodossa metriä sekunnissa. Ilmavirtauksia voidaan mitata eri kierrosnopeuksilla, esimerkiksi 500, 1000 ja 1500 kierrosta minuutissa. Mittauspisteet sijaitsevat eri puolilla vaihteen koteloa, kuten kuvassa 8. Tällä voidaan tutkia kotelon muodon vaikutusta ilmavirran ohjautumiseen eri puolilla koteloa. Ihanteellinen tilanne on, että ilma virtaa vaihteen kylkiä pitkin vaihteen perään asti, mutta kriittisin paikka jäähdytykselle on vaihteen ensiöpää ja väliakselit. Kartiovaihteessa tuuletin on asennettu ensiöakselille, jolloin tuuletin puhaltaa kartiopäästä vaihteen mukaisesti kohti toisiopäätä. Vertailukohteena esimerkiksi sähkömoottorien puhallusnopeus voi olla luokkaa 10 m/s. Huomioitava kuitenkin sähkömoottorien optimaalisempi muoto ja niissä on yleensä hyvin ripoja ilman ohjaamiseen. (Kyöstilä 2000, 18-19.)

#### 3.4.2 Veden virtausnopeuden mittaus

Vesikierukan tehokkuutta mitataan veden energiamittarilla, joka asennetaan vaihteen vesikierukan liitäntöjen yhteyteen. Käytettävä veden energiamittari on malliltaan Kamstrup Multical 603. Multical 603 mittaa energiaa anturien avulla. Se sisältää virtausanturin ja lämpötila-anturit. Virtausanturi rekisteröi järjestelmän kautta kiertävän veden määrän kuutiometreissä. Lämpötila-anturit

sijaitsevat meno- ja paluuputkissa ja ne rekisteröivät meno- ja paluuveden lämpötilaeron eli jäähtymisen. Multical 603 -mittari laskee veden määrän ja lämpötilaeron perusteella energiankulutuksen. (Kamstrup 2022.) Veden energiamittarilla pystytään mittaamaan muun muassa veden virtausnopeutta. Kytkemällä veden energiamittari Kumeran Guard Gear -yksikköön voidaan saada tarkempaa dataa vesikierukan jäähtytystehosta.

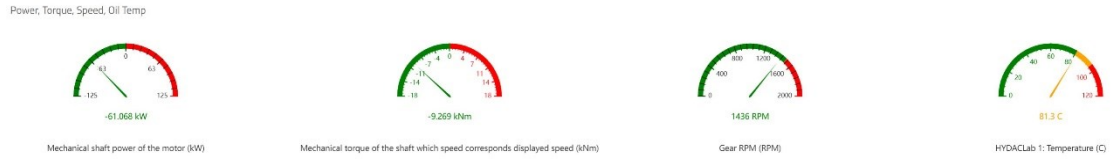


Kuva 9. Veden energiamittari asennettuna Cumpact-vaihteen päätyyn.

Kuvassa 9 näkyy, miten veden energiamittari on asennettu vaihteen päätyyn. Se on kytketty vesikierukan vesiliitäntään mukana tulleilla liittimillä ja antureilla. Veden energiamittarista liitäntää on jatkettu vesiputkilla, jonka päässä on käsin säädettävä hana letkukaralla. Tähän letkukaraan yhdistetään veden poistoletku, josta vaihteen vesikierukan läpi kulkenut vesi ohjataan takaisin viemäristöön.

### 3.4.3 Öljyn lämpötilan mittaus

Kumeran testilaboratorion Cumpact-vaihte on liitetty Guard Geariin ja testeissä käytetään Guard Gearin pilvipalvelua seuraamaan muun muassa öljyn lämpötilaa ja vesikierukan jäähtytystehoa tietokoneelta, josta havainnollistava esimerkki kuvassa 10.



Kuva 10. Esimerkki Guard Gearin näkymästä.

Kuvassa 10 on esimerkkinäkymä Guard Gear -palvelusta. Guard Gearin signaalidata voidaan tuoda excel tiedostoon. Koeajoissa Cumpactin signaaleista otetaan talteen vaihteen pyörimisnopeus, toisiomomentti ja öljyn lämpötila. Näihin sisältyy myös aika, jolloin Cumpact-vaihde on välittänyt nämä tiedot Guard Geariin. Nämä kolme dataa tuodaan samaan exceliin, josta voidaan laskea kuormitusteho öljyn lämpötilaa kohden. Kuormitusteho lasketaan kaavalla:  $\text{Toisiomomentti} \cdot \text{Pyörimisnopeus} / 9550$ . Mitattu pyörimisnopeus on toision pyörimisnopeus, jolloin se voidaan kertoa toisiomomentilla. Kun kuormitusteho on laskettu, käytetään kuormitustehoa ja öljyn lämpötilaa tehohäviöiden ja hyötysuhteiden laskentaan.

#### 3.4.4 Pintojen lämpötilan mittaus

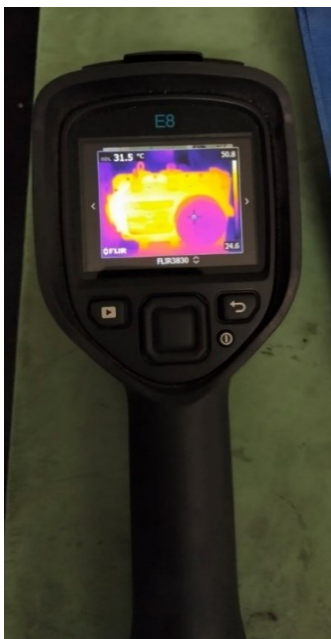
Vaihteiden pintojen lämpötilan mittaamiseen käytetään infrapunamittaria ja lämpökameraa. Koteloiden kiiltävät pinnat eli maalaamattomat pinnat, tulee maalata esimerkiksi spraylla, jotta ympäristön lämpö ei heijastu pinnoista ja näytä siten virheellistä tietoa. Lämpösäteily tapahtuu pääasiassa infrapuna-alueella, tämän takia kappaleen väri ei suoranaisesti vaikuta lämpösäteilyn määrään (Hämäläinen 2016, 28).

Infrapunamittari näyttää osoitetun pinnan lämpötilan ja termisen tehon koeajoissa sitä käytetään mittaamaan ympäristön lämpötila koeajojen alussa sekä lopussa ja tuulettimella suoritettavissa koeajoissa mitataan vaihteen pinnan lämpöä tilanteissa kuten ilman tuuletinta ja tuulettimella. Näin voidaan seurata tuulettimen jäähdytysvaikutusta vaihteen ulkopinnoilla.



Kuva 11. Infrapunamittari.

Kuvasta 11 ilmenee Fluke 561 IR infrapunamittari ja miten sitä käytetään. Fluke 561 mittaa ympäröivät ja kosketukselliset lämpötilat. Fluke 561 -mittarin lämpötila-alue on  $-40^{\circ}\text{C} \dots 550^{\circ}\text{C}$ . Mittarin mittauksen toistettavuus on  $\pm 0,5\%$  mitatusta lukemasta tai  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ , riippuen kumpi arvo on suurempi. (Fluke Corporation 2022.) Ympäristön lämpötilan mittaaminen koeajoa aloitettaessa ja koeajon päättyessä on olennaista hyötysuhteen laskennassa eri lämpötiloilla. Vaihteista otetaan myös lämpökamerakuvat, kuten kuvassa 12.



Kuva 12. FLIR lämpökamera.

Vaihteen lämpenemisen tarkasteluun käytetään kuvan 12 mukaista FLIR-merkkistä lämpökameraa. Lämpökamera ottaa kaksi kuvaa, toinen on perinteinen valokuva ja toinen on kuva, jossa näkyy kohteiden lämpö. Lämpökameran kuvissa on asteikko, josta näkee väriä vastaavan lämpötilan, kuumat pinnat näkyvät kuvissa oranssin sävyinä. Kuvia pystyy tarkastelemaan myös tarkemmin esimerkiksi pistekohtaisesti, käyttämällä valmistajan FLIR Tools -ohjelmaa. Ohjelman saa ladattua valmistajan sivuilta. Tämän ohjelman kautta lämpökameran ottamat kuvat saa myös tuotua tietokoneelle.

## 4 Koeajot

Tässä kappaleessa käydään läpi termisen tehon määrittämiseksi tehdyt testit, jotka suoritettiin Kumera Drivesin testilaboratoriossa Riihimäellä. Kappaleeseen on koottu kaikki suoritettut koeajot, koeajojen aikana tehdyt muutokset ja huomiot.

### 4.1 Koeajot ilman kuormaa

Ilman kuormaa suoritetuissa testeissä vaihteet ajettiin erillään. Cumpact oli yhdistetty joustavalla sakarakytkimellä tasavirtasähkömoottoriin ja RG-3280 -vaihde oli yhdistetty nivelakselilla tasavirtasähkömoottoriin. Koeajoista on luotu taulukot, joissa näkyy koeajojen pyörimisnopeudet ja pyörimissuunnat. Taulukossa 2 on esitetty Cumpactin koeajot ja taulukossa 3 on RG-3280:n koeajot.

Taulukko 2. Cumpactin ilman kuormaa suoritettut testit.

| Koeajo: | Vaihde: | Kuorma: | Nopeus: | Suunta: | Tamb °C |
|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 1       | Cumpact | 0 kW    | 1500    | CW      | 25      |
| 2       | Cumpact | 0 kW    | 1500    | CW      | 25      |
| 3       | Cumpact | 0 kW    | 1500    | CCW     | 25      |
| 4       | Cumpact | 0 kW    | 1500    | CCW     | 25      |

1. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi jäähdytyksen kanssa.
2. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin kuumaksi ilman jäähdytystä.
3. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin toiseen suuntaan eli vastapäivään kuumaksi ilman jäähdytystä.

4. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin ilman jäähdytystä 50°C lämpötilaan ja sen jälkeen ajettiin jäähdytyksellä pienellä vedenvirtauksella.

Taulukko 3. RG-3280 -vaihteen ilman kuormaa suoritettut testit.

| Koeajo: | Vaihde: | Kuorma: | Nopeus:  | Suunta: | Tamb °C |
|---------|---------|---------|----------|---------|---------|
| 1       | RG-3280 | 0 kW    | 1500 rpm | CW      | 26      |
| 2       | RG-3280 | 0 kW    | 1500 rpm | CCW     | 26      |
| 3       | RG-3280 | 0 kW    | 1500 rpm | CCW     | 25      |
| 4       | RG-3280 | 0 kW    | 1500 rpm | CCW     | 25      |

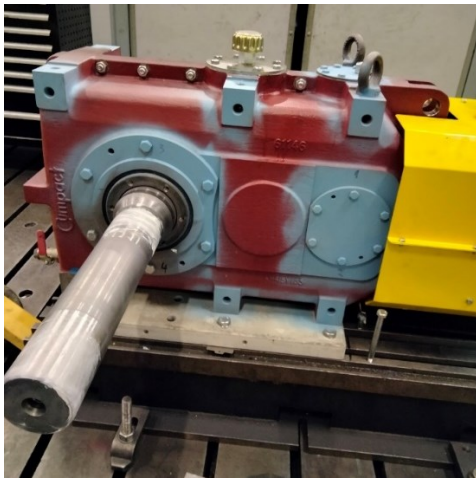
1. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin kuumaksi ilman tuuletinta ja vaihteesta otettiin kuvat lämpökameralla.
2. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin kuumaksi toiseen suuntaan ilman tuuletinta ja otettiin kuvat vaihteesta lämpökameralla.
3. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin kuumaksi ilman tuuletinta ja kun vaihde oli ajettu kuumaksi, lisättiin tuuletin ja seurattiin tuulettimen jäähdytys tehokkuutta.
4. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihteen öljynkorkeutta nostettiin öljylasin puolivälistä vaihteen puoliväliin ja vaihde ajettiin lämpimäksi tuulettimen kanssa. Huomattiin, että tällä pyörimissuunnalla öljyä kertyy enemmän vaihteen kartiopäähän. Öljylasissa, joka on vaihteen toisio päädyssä, öljytaso laski noin 4 cm ajon aikana.

Ilman kuormaa ajetuissa koeajoissa Cumpactin jalkojen kautta johtui lämpöä alustaan, johon vaihde oli kiinnitetty. Koska vaihteella ei ollut kuormaa, vaihde oli kiinnitetty alustaan akselikiinnityksen sijaan. Kuormalla ajettavissa koeajoissa vaihde asennetaan toisen vaihteen toisioakselille ja momenttituen varaan, jolloin vaihde on ilmassa. Kuormalla ajettavissa koeajoissa vaihde saadaan kokonaan Finnfoam-kotelon sisälle. Kuormattomassa koeajossa vaihteen koteloitua ei saatu kokonaan vaihteen ympäri vaan kotelo oli tehtävä vaihteen jalkojen ympärille. Tämän seurauksena vaihteen jalkojen pohjat eivät

olleet Finnfoam-kotelon sisällä. Tuntematon lämmönjohtuminen jalkojen kautta kuormittamattomassa ja toisioakselin kautta kuormitetussa kokeessa arvioitiin saman suuruisiksi eikä niiden vaikutusta huomioitu eristetyn kotelon lämmönsiirtokerrointa määritettäessä.

#### 4.2 Koeajot kuorman kanssa

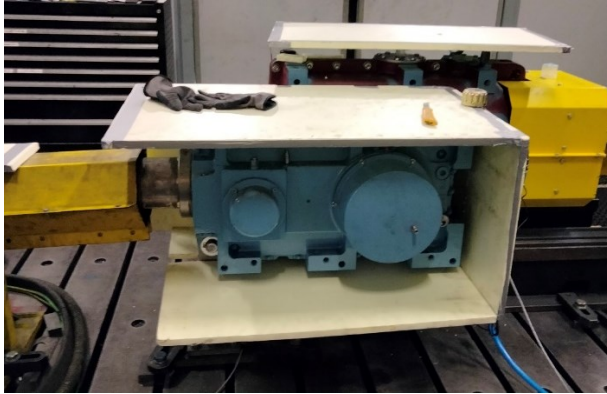
Testien toista vaihetta varten Cumpact asennetaan RG-3280 -vaihteen akselille, jolloin sitä voidaan käyttää kuormana RG-3280 -vaihteelle ja samoin RG-3280 -vaihdetta kuormana Cumpactille. RG-3280 -vaihde on kiinnitetty vaihteen jaloista petiin. Cumpact kiinnitetään momenttikorvasta momenttitukeen, joka on kiinnitetty petiin. Kuvissa 13-15 on valokuvia Cumpact vaihteen asennuksesta RG-3280 vaihteen akselille ja koeajojärjestelyjen muuttamisesta kuormitusilanteeseen.



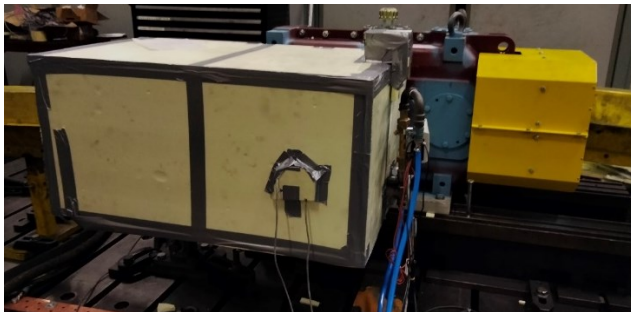
Kuva 13. RG-3280 -vaihteen toisioakseli ennen Cumpactin asennusta.

Kuvasta 13 ilmenee minkälainen RG-3280 -vaihteen akseli on, jolle Cumpact asennetaan. Kun Cumpact on asennettu RG-3280 -vaihteen toisioakselille, vaihde peitetään uudestaan Finnfoam-kotelolla. Myös Cumpact kytketään nivelakselilla moottoriin samoin kuin RG-3280 -vaihde.





Kuva 14. Cumpact koteloidaan Finnfoam-levyillä.



Kuva 15. Cumpact koteloitu kokonaan.

Kun Cumpact oli asennettu RG-3280 -vaihteen toisioakselille, vaihde koteloitiin uudestaan Finnfoam-levyillä kuten kuvista 14 ja 15 ilmenee. Nyt koteloinnista saatiin tiiviimpi kun Cumpactin pohja on ilmassa ja sen alle pystyttiin laittamaan kokonainen Finnfoam-levy, lukuun ottamatta momenttituen aukkoa. Kuormalla ajettavissa koeajoissa vaihde lämpenee nopeammin. Taulukoihin 4 ja 5 on koottu Cumpact- ja RG-3280 -vaihteiden kuormitetut koeajot.

Taulukko 4. Cumpactin kuorman kanssa suoritettavat koeajot.

| Koeajo: | Vaihde: | Kuorma: | Nopeus:  | Suunta: | Tamb °C |
|---------|---------|---------|----------|---------|---------|
| 1       | Cumpact | 115 kW  | 1500 rpm | CW      | 26      |
| 2       | Cumpact | 65 kW   | 1500 rpm | CW      | 27      |
| 3       | Cumpact | 35 kW   | 1500 rpm | CW      | 28,3    |
| 4       | Cumpact | 20 kW   | 1500 rpm | CW      | 28      |

|   |         |       |          |     |      |
|---|---------|-------|----------|-----|------|
| 5 | Cumpact | 65 kW | 1500 rpm | CCW | 28,5 |
| 6 | Cumpact | 20 kW | 1500 rpm | CCW | 26,5 |
| 7 | Cumpact | 65 kW | 1500 rpm | CW  | 26   |

1. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin 115 kW kuormalla noin 93°C lämpötilaan.
2. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin 65 kW kuormalla noin 95°C lämpötilaan.
3. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi 35 kW kuormalla.
4. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi 20 kW kuormalla.
5. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi 65 kW kuormalla vastapäivään.
6. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi 20 kW kuormalla vastapäivään.
7. koeajo: kierrosnopeus 1500 rpm, vaihde ajettiin lämpimäksi 65 kW kuormalla myötäpäivään ja vaihteen kotelointia parannettiin toisioakselin ja kartiopesän ympäriltä.

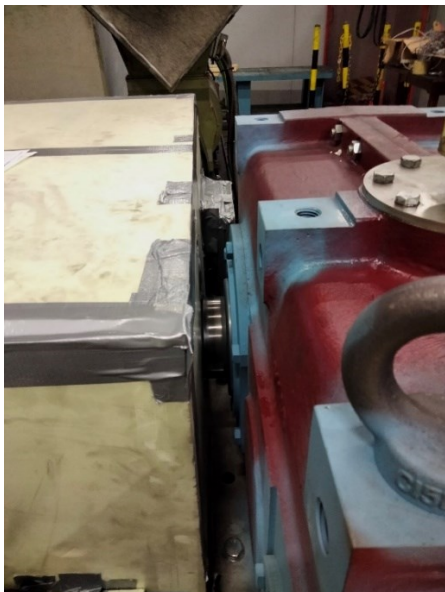
Taulukko 5. RG-3280 -vaihteen kuorman kanssa suoritettut koeajot.

| Koeajo: | Vaihde: | Kuorma: | Nopeus:  | Suunta: | Tamb °C |
|---------|---------|---------|----------|---------|---------|
| 1       | RG-3280 | 65 kW   | 1723 rpm | CW      | 26      |
| 2       | RG-3280 | 120 kW  | 1723 rpm | CW      | 27      |
| 3       | RG-3280 | 20 kW   | 1723 rpm | CW      | 28,3    |
| 4       | RG-3280 | 20 kW   | 1723 rpm | CCW     | 28      |
| 5       | RG-3280 | 45 kW   | 1723 rpm | CW      | 28,5    |
| 6       | RG-3280 | 85 kW   | 1723 rpm | CW      | 26,5    |
| 7       | RG-3280 | 85 kW   | 1723 rpm | CW      | 26      |
| 8       | RG-3280 | 85 kW   | 1723 rpm | CW      | 26      |

1. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihde ajettiin kuumaksi 65 kW kuormalla, tuuletin oli tukittu kunnes haluttu lämpötila saavutettiin ja voitiin mitata tuulettimen jäähdytystehoa.
2. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihde ajettiin noin 76°C lämpötilaan 120 kW kuormalla.
3. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihdetta ajettiin 20 kW kuormalla kunnes öljynlämpötila tasaantui.
4. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihdetta ajettiin 20 kW kuormalla vastapäivään kunnes lämpötilan nousu tasaantui.
5. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihdetta ajettiin 45 kW kuormalla.
6. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihde ajettiin noin 70°C lämpötilaan 115 kW kuormalla, sitten kuorma pudotettiin noin 85 kW kunnes lämpö tasaantui. Tämän jälkeen kokeiltiin rajoittaa tuulettimen imuaukkoa ja tutkittiin sen vaikutusta lämpenemiseen.
7. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihdetta ajettiin 85 kW kuormalla myötäpäivään.
8. koeajo: kierrosnopeus 1723 rpm, vaihdetta ajettiin 85 kW kuormalla myötäpäivään.

Alkuperäisen suunnitelman mukainen jäähdytystehon mittaaminen veden energiamittarilla ei ollut riittävän tarkka ja kuormitustehon määrittäminen ilman momenttituesta mitattavaa toisiomomenttia ei ole tieteellisesti tarpeeksi tarkkaa. Tämän takia veden energiamittari kytkettiin irti Guard Gearista ja tilalle kytkettiin momenttituen anturi, joka mittaa momenttituesta. Voiman ja vääntömomentin avulla saadaan laskettua tarkka teho, jolla vaihdetta kuormitetaan. Veden energiamittari antoi jäähdytystehon vain sadan watin tarkkuudella.

Koeajojen aikana kiinnitettiin huomiota mahdolliseen lämmönjohtumiseen ja poistumiseen myös koteloimattomilta Cumpact-vaihteen ensiöakselilta ja toisioakselilta. Näistä kohdista näkyi paljasta pintaa kuten esimerkiksi kuvassa 16.



Kuva 16. RG-3280 -vaihteen toisioakselin kautta lämpöä siirtyy kuumemmasta Cumpactista RG-3280 -vaihteeseen.

Koska Cumpact on asennettu RG-3280 -vaihteen toisioakselille, on huomioitava myös mahdollisuus lämmönjohtumisesta akselin kautta. Kuten kuvasta 16 näkee kotelointi ei jatku RG-3280 -vaihteeseen asti, vaan vaihteiden väliin jää näkyviin paljasta akselin pintaa. Cumpact on asennettu RG-3280 -vaihteen akselin olaketta vasten. Toisioakselin ja kartiopesän ympäriltä parannettiin eristystä kuten kuvissa 17 ja 18 on esitetty.



Kuva 17. Toisioakselin ympärille lisätty eristettä.



Kuva 18. Kartiopesän eristystä lisätty.

Finfoam eristystä lisättiin Cumpactin kartiopään ympärille, kuten kuvasta 18 ilmenee ja RG-3280 -vaihteen toisioakselin ympärille kuten kuvassa 17. Koeajo ajettiin samalla teholla kuin aikaisempi 65 kilowatin kuormituksella ajettu koeajo, jotta voidaan tutkia näiden alueiden peittämisen vaikutusta hyötysuhteeseen. Vertaamalla laskettuja hyötysuhdekuvaajia nähdään, miten lämmöneristys näissä kohdissa vaikuttaa eri lämpötiloissa ja samalla voidaan tutkia mittausten tarkkuutta.

#### 4.3 Huomioita koeajoista

Tähän kappaleeseen on kerätty koeajojen aikana huomattuja seikkoja, jotka vaikuttavat termiseen tehoon. Näitä ovat vesikierukan odotettua heikompi suoriutuminen, öljyn korkeuden vaikutus ja pyörimissuunnan vaikutus.

### 4.3.1 Vesikierukan jäähdytysteho

Koeajojen aikana huomattiin vesikierukan jäähdytystehon heikentyvän, kun öljy oli saavuttanut tietyn lämpötilan. Vesikierukan virtauksen kasvattamisella ei ollut enää vaikutusta ja jäähdytysteho ei saavuttanut muuta kuin hetkellisesti yli 1,1 kW jäähdytystehon. Tässä tapauksessa jäähdytysteho jää melkein viidesosaan siitä, mitä on odotettu kyseiseltä vesikierukalta. Syyksi vesikierukan jäähdytystehon heikkenemiselle epäillään öljyn jähmettymistä kierukoiden ympärillä. Eli öljy ei tässä vaihdetyypissä kierrä kierukoiden ympärillä oletetusti ja täten ei siirrä lämpöä toivotusti. Vesikierukkaan tuleva kylmä vesi aiheuttaa sen, että öljy alkaa jähmettymään ja öljyn viskositeetti muuttuu, tehden öljystä paksumpaa. Jähmettynyt öljy kertyy hyhmäksi kierukoiden ympärille ja viilentynyt öljy ei kierrä vaihteessa. Öljyn virtauksen tulisi olla turbulenttista kierukoiden ympärillä, jotta lämpö siirtyisi. Tästä seuraa lämmön huono siirtyminen. (Kara 1989, 144-145.) Vesikierukan tuloveden lämpötilalla on mahdollisesti vaikutusta jäähdytystehokkuuteen ja koeajoympäristössä ei ollut mahdollista vaikuttaa tuloveden lämpötilaan. Tämän varmentaminen vaatisi lisätestejä vesikierukalla.

Saku Leponokka (2010, 44) toteaa opinnäytetyössään, että tuloveden lämpötilan tulee olla alle 20°C, jotta saavutetaan vesikierukalle lasketut tehot. Leponokan työn tuloksena saatua vesikierukan jäähdytystehoa on käytetty oletuksena vesikierukan jäähdytysteholle, mutta tämän opinnäytetyön aikana suoritettujen testien perusteella siihen ei päästy. Täytyy huomioida, että Leponokan suorittamissa testeissä vesikierukka oli öljysäiliön sisällä eikä vaihteen sisällä (Leponokka 2010, 35-40).

Täytyy huomioida, että vesikierukan jäähdytys ongelma korostui Cumpact-vaihteessa, koska vaihteessa käytettiin ISO VG 320 voiteluöljyä. Korkeampi viskositeettistä öljyä käytettiin, koska vaihteella ajettiin kovilla kierroksilla ilman jäähdytystä, jotta vaihde saatiin kuumaksi testejä varten. Havaintona testeistä voidaan pitää, että paksu voiteluöljy ja kylmä vesi (5°C) voivat aiheuttaa heikomman jäähdytystehon vesikierukalla.

### 4.3.2 Pyörimissuunta

Koeajoissa huomattiin myös pyörimissuunnan vaikutus tehohäviöihin, Cumpactilla häviöitä syntyi enemmän toiseen suuntaa ajettuna, mutta RG-3280 -vaihteella ei havaittu samaa vaikutusta pyörimissuunnan vaihdoksella. Tämä voi johtua öljyn pakkautumisesta kartiopäähän ja ryntöihin toisella pyörimissuunnalla. Tähän öljyn käyttäytymiseen vaihteen sisällä vaikuttaa muun muassa kummalla puolella hammaspyörät ovat kotelossa ja kotelon yleinen sisäpuolinen muoto.

### 4.3.3 Öljyn korkeus

RG-3280 -vaihteella kokeiltiin öljyn korkeuden nostamista öljylasin keskeltä koko vaihteen keskelle. Tällä ei huomattu olevan juurikaan vaikutusta vaihteen lämpenemiseen, vaihde lämpeni noin yhden asteen verran enemmän kuin vakio öljynkorkeudella. Nostetulla öljyn korkeudella huomattiin, että öljy pakkautuu kartiopäähän toisella pyörimissuunnalla, kun öljyn taso öljylasissa laski noin 4 senttimetriä ajon aikana.

Öljyn korkeuteen liittyviä havaintoja voidaan jatkossa hyödyntää esimerkiksi kallistettuun asentoon asennettavilla vaihteilla. Kallistettu vaihde tarkoittaa vaihdetta, joka on asennettu esimerkiksi 45° kulmaan vakioasentoon nähden. Tällöin öljyn korkeus nostetaan sen mukaan, että kaikki komponentit saavat voitelun. Testeissä havaitun perusteella öljyn korkeudella ei ole suurta vaikutusta termiseen tehoon, jolloin kallistetuissa vaihteissa voitaisiin uudelleen harkita öljyn korkeutta ja määrää. Tämä kuitenkin vaatii vielä tarkastelua.

## 5 Tuulettimet

Tuulettimella varustetulla RG-3280 -vaihteella tehtiin erilaisia tuulettimen jäähdytystehoon vaikuttavia testejä. Tuulettimen puhallusnopeutta tutkittiin ilmavirtausmittarilla muun muassa eri pyörimisnopeuksilla ja tuulettimen modifikaatioilla. Lisätutkimuksina suoritettiin tuuletintestejä Kumeran LX-sarjan vaihteella. Tuuletinta ajettiin eri pyörimissuuntiin ja eri etäisyyksillä tuulettimen suojan imuaukosta.

### 5.1 Imun rajoitus

Tuulettimen suojakotelon imuaukkojen merkitystä tutkittiin rajoittamalla imua teippaamalla imuaukon reunaa. Testeissä käytetyssä tuulettimen suojassa oli soikeat imuaukot, jotka kapenivat kohti suojan keskipistettä. Imua rajoitettiin soikean reiän halkaisijan verran koko kehän matkalta, kuten kuvassa 19 on esitetty.

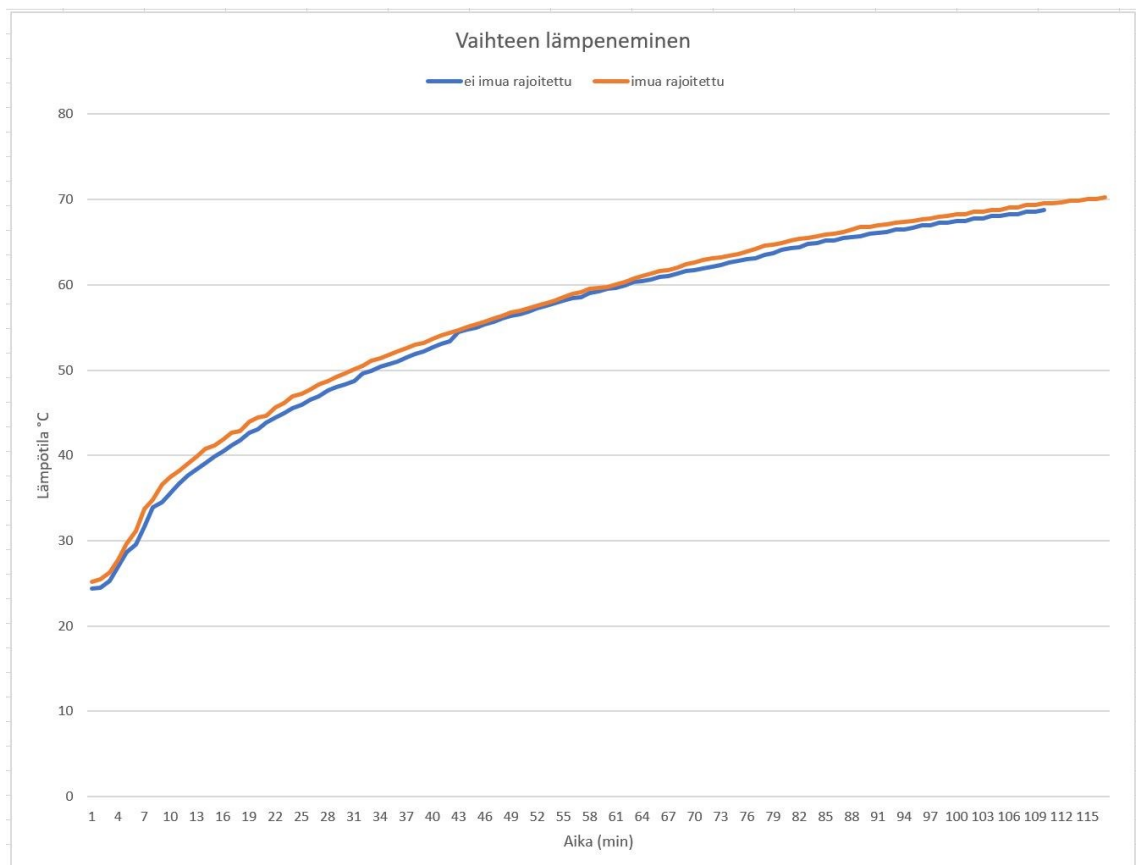


Kuva 19. Tuulettimen imua rajoitettu.

Imun rajoitukseen käytettiin ilmastointiteippiä kuten kuvasta 19 ilmenee. Ennen kuin imua rajoitettiin teippaamalla, mitattiin ilmanvirtaus yhdessätoista



mittapisteessä, kun vaihdetta ajettiin 1500 rpm nopeudella. Tähän tilanteeseen verrataan rajoitetun imun tuloksia. Teippaamisen jälkeen vaihdetta ajettiin 1500 rpm nopeudella ja mitattiin ilmanvirtaus yhdessätoista mittapisteessä. Tulokset ennen imun rajoitusta ja imun rajoituksen jälkeen kerättiin taulukkoon 6, jossa on molempien ilmanvirtaukset yhdessätoista mittapisteessä ja niiden erot toisiinsa. Testeissä käytettiin myös Guard Gearin öljyn lämpötilamittausta ja mitattiin öljyn lämpeneminen molemmissa koeajoissa. Näistä exceliin saadut lämpötilat sijoitettiin kuvaajaan, jotta voidaan verrata, miten imun rajoitus vaikuttaa öljyn lämpenemiseen. Kuvassa 20 on esitetty vaihteen lämpenemisen kuvaajat molemmissa tilanteissa.



Kuva 20. Tuulettimen imun vaikutus vaihteen öljyn lämpenemiseen.

Kuten kuvasta ilmenee kuvaajat ovat lähellä toisiaan, mutta eroja on havaittavissa. Y-akselilla on öljyn lämpötila ja X-akselilla kulunut aika. Sininen kuvaaja vastaa aloitustilannetta, jolloin imua ei ole rajoitettu. Oranssi kuvaaja on

rajoitetun imun lämpenemiskäyrä. Eroa kahden kuvaajan välillä on eniten ajon alussa, kunnes öljy saavuttaa noin 55°C lämpötilan. Tämän jälkeen lämpötilat pysyvät lähes samoissa lukemissa, kuitenkin öljyn ollessa hieman kuumempi, kun tuulettimen imua on rajoitettu.

Taulukko 6. Puhallusnopeudet ennen ja jälkeen imun rajoitusta.

| Mittauspiste: | Ennen: (m/s) | Jälkeen: (m/s) | Ero: (m/s) |
|---------------|--------------|----------------|------------|
| 1.            | 7,0          | 6,2            | 0,8        |
| 2.            | 9,9          | 8,6            | 1,3        |
| 3.            | 2,7          | 2,2            | 0,5        |
| 4.            | 3,2          | 3,1            | 0,1        |
| 5.            | 11,9         | 10,3           | 1,6        |
| 6.            | 10,3         | 9,2            | 1,1        |
| 7.            | 4,75         | 3,3            | 1,45       |
| 8.            | 3,8          | 3,5            | 0,3        |
| 9.            | 0,9          | 0,4            | 0,5        |
| 10.           | 0,4          | 0,15           | 0,25       |
| 11.           | 0,23         | 0,14           | 0,09       |
| Keskiarvo:    | 5,01         | 4,28           | 0,73       |
| Ympäristö T:  | 27°C         | 28°C           | 1°C        |
| Kotelo T:     | 61°C         | 63°C           | 2°C        |

Taulukossa 6 on imunrajoitustestin mittauspisteiden tulokset, ilmavirtausten keskiarvot sekä lämpötilat ympäristöstä ja vaihteen kotelon pinnalta. Kun tuulettimen imua rajoitettiin reiän halkaisijan verran koko imuaukon kehältä, ilmavirtauksen keskiarvo laski 0,73 m/s, eli noin 15 % verrattuna aloitustilanteeseen. Ympäristön lämpötiloissa eroa oli yksi aste, mutta se voi johtua myös muista ulkoisista tekijöistä. Vaihteen kotelon pinnalta mitattiin infrapunamittarilla 61°C aloitustilanteessa ja 63°C, kun tuulettimen imua oli rajoitettu. Eli vaihde olisi lämmennyt noin pari astetta enemmän kun imua

rajoitettiin. Mikäli imua rajoitettaisiin vielä lisää, esimerkiksi kaksi kertaa reiän halkaisijan verran, voisi vaikutus vaihteen lämpenemiseen olla merkittävämpi.

## 5.2 Ilmanohjaus

Tuulettimen imunrajoitustestien jälkeen testattiin ilman ohjaamisen vaikutusta tuulettimen ilmavirtaukseen. Ilman ohjaaminen kotelon pinnoille parantaa tuulettimen jäähdytystehoa, sillä osa tuulettimen puhalluksesta kimpoaa pois päin vaihteesta, johtuen vaihteen ulkopinnan muodoista. Jotta saataisiin vaihteen pinnoille mahdollisimman jatkuva ilmavirtaus, täytyy vaihteen kotelolla olla mahdollisimman suora sivuprofiili (Kyöstilä 2000, 21). Testien tarkoitus on tutkia, miten tuulettimen suojaan tehtävät modifikaatiot vaikuttavat ilmavirtaukseen mittauspisteissä. Ilman ohjaukseen liittyviä testejä suoritettiin neljä.

Ensimmäinen ilmanohjaustesti suoritettiin leikkaamalla pahvista sopivan kokoinen lippa, joka teipattiin tuulettimen suojan jatkeeksi sopivassa kulmassa. Sopivan kulman löytämiseksi oli ensin testattava, missä asennossa se lisäsi eniten ilmavirtausta vaihteen pinnalla. Tavoite ilmanohjainlipalle on parantaa ilmavirtausta kotelon pinnalla sekä pidentää matkaa, jonka ilma kulkee kotelon myötäisesti. Kuvassa 21 on pahvista tehty ohjainlippa teipattuna tuulettimen suojaan.



Kuva 21. Ilmanohjain.

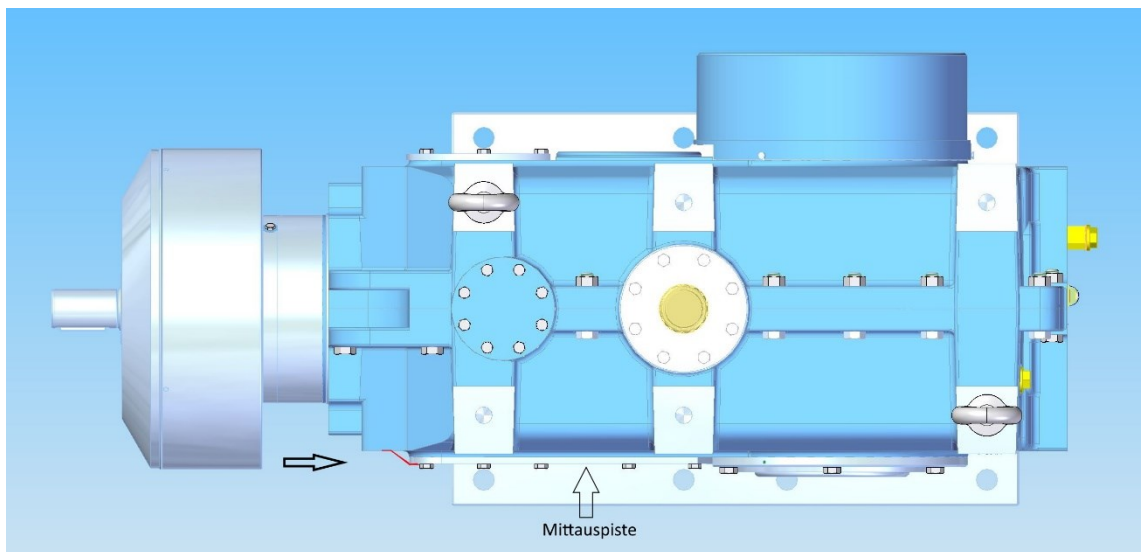
Ilmanohjain on kiinnitetty ilmastointiteipillä ja se on taivutettu sisäänpäin puskemaan tuulettimen puhaltamaa ilmaa kotelon pintaa kohden. Tätä testiä varten ilmavirtaus mitattiin kuvassa 21 näkyvän laakeripesänkannen keskeltä ennen ilmanohjaimen lisäämistä ja sen jälkeen. Koeajoasetelman vuoksi ilmanohjaimia ei saada tehtyä molemmille puolille vaihteita ja siksi mitataan vain avoimempi vaihteen kylki. Ilmavirtauksen mittauksen tulokset koottiin taulukkoon 7 vertailtavaksi.

Taulukko 7. Ilmanohjaimen ilmavirtausmittaus.

| Mittauspiste:               | Ennen:  | Jälkeen: | Ero:     |
|-----------------------------|---------|----------|----------|
| Laakeripesänkannen keskeltä | 8,8 m/s | 9,55 m/s | 0,75 m/s |

Vaihteen öljyn lämpötila oli ennen ilmanohjaimen lisäämistä  $71,2^{\circ}\text{C}$  ja se pysyi samana ilmanohjaimen lisäämistä. Tämä voi myös johtua siitä, että vaihde ei välttämättä ollut vielä saavuttanut tasaista lämpötilaa ennen ohjaimen lisäämistä ja siksi ilmanohjain saattoi viilentää vaihdetta tasaamalla lämpenemisen  $71,2^{\circ}\text{C}$  lämpötilaan. Eli jos ohjainta ei olisi lisätty, lämpötila olisi voinut nousta hitaasti vielä  $72^{\circ}\text{C}$  asti. Ympäristön lämpötila oli testin ajan  $29^{\circ}\text{C}$  ja vaihteen kotelon keskimääräinen lämpötila oli  $59^{\circ}\text{C}$ . Taulukossa 7 on ilmavirtaus mittauspisteestä mitattuna ennen ja jälkeen ilmanohjaimen lisäämisen. Ilmavirtaus nousi  $0,75\text{ m/s}$  ilmanohjaimen ansiosta. Huomioiden tuulettimen suojaan lisättävän ilmanohjain kanttauksen vaikutuksen suojan valmistuskustannuksiin, alle  $1\text{ m/s}$  kasvu ilmavirtauksessa vaihteen kotelon pinnalla ei arviolta ole kannattavaa. Kanttauksen lisääminen suojan reunoihin tekee osasta kalliimman valmistaa ja sen myötä saavutettava hyöty termisen tehon kannalta on pieni. Tämän testin tuloksena voidaan pitää todennusta siitä, että pieni ilmanohjainkanttaus suojaan ei ole niin merkittävä parannus, että sillä korvaisi yksinkertaisemman muotoilun.

Seuraava ilmanohjauksen testi oli lisätä laakeripesänsäntakan reunaan ohjaava kulma. Laakeripesänsänsäntakan muodostaa päätysivullaan mahdollisen törmäyskohdan ilmavirtaukselle ja saattaa puskea ilmaa pois päin kotelon pinnalta osuessaan kannen reunaan. Tämän selvittämiseksi lisättiin ilmastointiteippiä laakeripesänsäntakan reunan yli vaihteen kotelon pintaan, täten muodostaen rampin vaihteen pinnalle. Samoin kuin ilmanohjaintestissä, teippaus lisättiin vain toiselle vaihteen kyljelle ja ilmavirtaus mitattiin laakeripesänsäntakan keskeltä. Kuvassa 22 on havainnollistava esitys siitä, miten teippaus tulee kannen kulman ja vaihteen kotelon välille.



Kuva 22. Laakeripesänsäntakan reuna teipattu.

Kuvassa 22 esitetyssä esimerkissä on merkattu punaisella teippauksen muodostama ramppi ja merkitty nuolilla tuulettimen puhallussuunta sekä mittauspiste laakeripesänsäntakan keskeltä. Kuvassa 22 on erilainen tuulettimen suoja kuin koeajoissa käytettävässä RG-3280 -vaihteessa, koska teippauskohtaa on vaikea valokuvata RG-3280 -vaihteesta, sen ollessa tuulettimen suojan sisällä. Taulukossa 8 on tulokset ilmavirtausmittauksesta.

Taulukko 8. Puhallusnopeus mittauspisteessä.

|          |                                  |
|----------|----------------------------------|
| Tilanne: | Puhallusnopeus mittauspisteessä: |
|----------|----------------------------------|

|                      |         |
|----------------------|---------|
| Kulmassa ei ohjausta | 9.1 m/s |
| Kulmassa ohjaus      | 8.9 m/s |

Laakeripesän kanteen lisätty ohjaus ei parantanut ilmavirtausta laakeripesän kannen keskellä kuten taulukosta 8 voidaan tulkita. Kulman ohjauksella saatiin huonompi ilmavirtaus mittauspisteessä kuin ilman ohjausta. Mittaustuloksissa tulee huomioida mittauksien tarkkuus, mutta vaikka ero olisi vain virhettä mittauksessa, voidaan todeta kulman ohjauksen lisääminen tarpeettomaksi. Tuloksissa olisi huomattava ero, mikäli ohjaus vaikuttaisi ilmavirtaan merkittävästi. Kustannusten puolesta on kannattavaa, ettei kulman ohjaus tuo suurta muutosta ilmavirtaukseen. Nykyinen kansi on yksinkertainen ja edullinen valmistaa.

Kolmas ilmanohjaustesti oli selvittää ilmanjakajan lisäämisen vaikutus virtaukseen kotelon pinnoilla. Kuvassa 23 on esitetty testin tavoite ja havainnollistettu mitä ilmanjakajalta toivotaan. Tuulettimen suojaan laitettiin pahvista tehty levy, jakamaan ilmaa kotelon ylä- ja alapuolille. Pahvista tehty ilmanjakaja on tuulettimen suojan sisäpuolella suojan yläosan ja alaosan välissä. Kuvassa siniset nuolet kuvaavat ilmavirtaa ja ilmanjakaja on merkitty punaisella viivalla ja tekstillä. Testin tarkoitus on selvittää ilmanjakajan vaikutus ilmavirtaukseen.



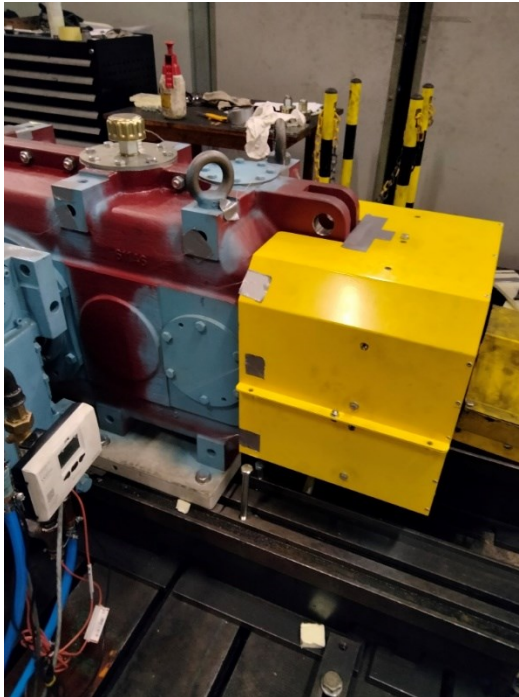
Kuva 23. Tuulettimen ilmanjakaja.

Kuten kuvassa 23 on esitetty, tuulettimen kotelon sisäpuolelle laitettiin pitkittäinen vaakalevy, jonka tarkoitus on jakaa tasaisesti ylä- ja alakyljelle ilmaa. Tuulettimen suojan sisällä ilma lähtee spiraalimaisesti pyörimään ja sen seurauksena vaihteen kotelon ylä- ja alapinnoilla ilmavirtaus on eri.

Puhallusnopeus mitattiin mittapisteistä 5 ja 6 ilmanjakajan ollessa paikallaan, tulokseksi saatiin ylemmästä mittapisteestä ilmavirtaukseksi 0,7 m/s ja alemmasta mittapisteestä saatiin mitattua 11,7 m/s ilmavirtaukseksi.

Ilmanjakajasta ei ollut varsinaista hyötyä ilmavirtauksen tasaamiseksi vaihteen kotelon pinnoilla. Ilmanjakaja aiheutti sen, että ilmaa kulkeutui enemmän ilmanjakajan alapuolelta ja ei juurikaan yläpuolelta johtuen todennäköisesti ulosvirtauksen suuresta kierteellisyydestä, jolloin siihen nähden jyrkässä kulmassa olevan levyn eteen ilma pakkaantui ja samalla virtaus ylemmälle kyljen alueelle estyi. Tällöin tuulettimen kokonaisjäähdytysteho on huonompi kuin ennen ilmanjakajan lisäämistä.

Neljännessä ilmanohjaustestissä tuulettimen suojan sisäpuolelle lähelle siipeä lisättiin ripoja (4 kpl) symmetrisesti ohjamaan ilmaa kotelon kylkien suuntaisesti. Tavoite oli rikkoa ilman spiraalia kierrettä ja tasata ilmavirtausta kotelon molemmilla puolilla. Ilmanohjaus rivat toteutettiin samaan tapaan kuin ilmanjakaja eli pahvista leikatuilla paloilla, jotka teipattiin suojaan kiinni. Tuulettimen suojan sisäpuolelle lisättyjä ilmanohjainripoja ei näe kuvasta 24, mutta ulkopuolella olevat tuulilangat näkyvät.



Kuva 24. Ilmanohjaimia lisätty tuulettimen suojan sisälle.

Kuvasta 24 ilmenee, että tuulettimen suojan ulkopuolelle momenttikorvan kohdalle lisättiin myös teippiä ohjaamaan ilmaa sekä kiinnitettiin teipillä langan pätkiä näyttämään ilmavirtauksen suuntaa. Ilmavirtaus mitattiin yhdessätoista mittauspisteessä ja tulokset koottiin taulukkoon 9.

Taulukko 9. Ilmanohjaus tuulettimen suojan sisällä.

|                 |          |
|-----------------|----------|
| Pyörimissuunta: | CCW      |
| Nopeus:         | 1450 rpm |
| Mittauspiste:   | m/s      |
| 1               | 11,0     |
| 2               | 8,7      |
| 3               | 2,2      |
| 4               | 5,2      |
| 5               | 9,0      |
| 6               | 12,8     |
| 7               | 4,05     |



|            |      |
|------------|------|
| 8          | 4,4  |
| 9          | 0,38 |
| 10         | 0,7  |
| 11         | 0,24 |
| Keskiarvo: | 5,33 |

Kuten taulukossa 9 on esitetty, ilmavirtauksen keskiarvoksi saatiin 5,33 m/s. Verrattuna testeihin ilman modifikaatioita, virtaukset eivät parane huomattavasti. Keskimääräisesti nykyinen tuuletin ilman mitään modifikaatioita saavuttaa noin 5,5 m/s keskiarvokseen, jolloin tällä modifikaatiolla ei saatu parannettua virtausta. Mitatut ilmavirtaukset ilman mitään modifikaatioita ovat olleet keskiarvoltaan 5,01 ja 5,95 m/s, johon vaikuttaa mittausten tarkkuus sekä pyörimissuunta. Täten voidaan arvioida ei-modifioidun tuulettimen puhalluksen keskiarvoksi noin 5,3 - 5,5 m/s. Tuloksena suojan sisäpuolisten ilmanohjainten lisäämisestä voidaan pitää todennusta siitä, että suojan sisälle ei kannata lisätä hitsattavia ilmanohjaimia. Mikäli ilmanohjaimet lisättäisiin tuulettimen suojan designiin, tarkoittaisi se valmistuskustannusten nousua hitsauksen ja suuremman osien lukumäärän takia. Eli tämän tapaisen suojan sisälle ei kannata suunnitella ilmanohjausripoja.

### 5.3 Tuulettimen siiven etäisyys ja kierrosnopeus

Ilmanohjaustestien yhteydessä testattiin tuulettimen siiven sijainnin ja kierrosnopeuden vaikutusta ilmavirtaukseen vaihteen pinoilla. Tuulettimen siiven etäisyydellä tarkoitetaan tässä yhteydessä sitä, kuinka kaukana tuulettimen siipi on tuulettimen suojusta eli imuaukosta. Eli kuinka paljon on matkaa suojan sisällä tuulettimen siiven etupuolesta tuulettimen suojan sisäpuoliseen seinään. Taulukkoon 10 on kerätty eri kierrosnopeuksilla ja eri tuulettimen siiven etäisyyksillä mitatut ilmavirtaukset.

Taulukko 10. Tuulettimen siiven etäisyys tuulettimen suojasta ja kierrosnopeuden vaikutus puhallusnopeuteen.

| Pyörimisnopeus: | 1500 rpm | 1500 rpm | 750 rpm | 1200 rpm |
|-----------------|----------|----------|---------|----------|
| Etäisyys:       | 1 mm     | 6 mm     | 1 mm    | 1 mm     |
| Mittauspiste:   | m/s      | m/s      | m/s     | m/s      |
| 1               | 9,50     | 8,90     | 4,84    | 7,40     |
| 2               | 12,80    | 7,40     | 5,45    | 9,00     |
| 3               | 3,80     | 3,60     | 2,10    | 3,10     |
| 4               | 4,50     | 4,50     | 2,40    | 3,77     |
| 5               | 12,90    | 11,00    | 6,40    | 9,00     |
| 6               | 11,60    | 10,70    | 5,80    | 8,85     |
| 7               | 4,90     | 4,25     | 2,09    | 3,50     |
| 8               | 4,50     | 3,74     | 2,10    | 3,28     |
| 9               | 0,44     | 0,20     | 0,14    | 0,24     |
| 10              | 0,29     | 0,17     | 0,14    | 0,16     |
| 11              | 0,17     | 0,22     | 0,10    | 0,14     |
| Keskiarvo:      | 5,95     | 4,97     | 2,87    | 4,40     |

Taulukon toisessa sarakkeessa on niin sanottu vakiotilanne tai alkuperäinen tilanne, jota käytetään vertailukohtana. Kolmannessa sarakkeessa on mittaukset ilmavirtauksesta kun tuulettimen siipi on kauempana tuulettimen suojan etulaidasta, tässä tapauksessa 6 millimetrin päässä siitä.

Vakiotilanteessa siipi oli irti suojasta vain millimetrin verran. Kuten tuloksista huomaa, virtauksen keskiarvo laski melkein kokonaisen yksikön, muutamassa mittauspisteessä virtaus pysyi lähelle alkuperäistä, mutta huomattavasti laski suurimmassa osassa. Eli jo viiden millimetrin siirto kauemmaksi imuaukon ritilästä heikensi puhallusta kokonaisen yksikön verran. Tämä etäisyys on merkittävä tekijä, koska aina ei ole mahdollista saada tuulettimen siipeä niin kiinni imuaukon ritilään kuin tässä testissä. Tämän testin avulla saatiin havainnollistettua, kuinka paljon etäisyys vaikuttaa ja pystytään määrittellä kuinka paljon siipeä voidaan akselilla siirtää heikentämättä puhallusta liikaa.

Puhalluksen keskiarvo on vielä hyvä kun siipi on noin 5 millimetrin päässä suojasta. Tuulettimen siiven ollessa vain yhden millimetrin päässä suojasta, on suurempi vaikutus pinnanlaadulla ja tasaisuudella, jotta tuulettimen siipi ei ota kiinni imuaukon ritilöihin.

Kolmannessa ja neljännessä sarakkeessa on testattu vakioetäisyydellä eri kierrosnopeuksia. Kolmannen sarakkeen mittaukset ovat kierrosnopeudella 750 rpm mitattuja ja neljännen sarakkeen mittaukset ovat kierrosnopeudella 1200 rpm mitattuja. Kun kierrosnopeus oli 750 rpm eli puolet vakiotilanteesta, jossa nopeus oli 1500 rpm, ilmanvirtaus putosi alle puoleen alkuperäisestä.

Vakiotilanteessa puhalluksen keskiarvo oli 5,95 m/s ja 750 rpm nopeudella keskiarvoksi tuli 2,87 m/s. Ilmavirtaus putosi huomattavasti, luonnollisesti kun nopeuskin puolittui. Nopeudella 1200 rpm saatiin keskiarvoksi 4,4 m/s, joka on noin 1,5 m/s vähemmän kuin alkuperäisellä nopeudella. Näistä mittauksista voidaan päätellä, että 1000 rpm kierrosnopeuksella puhalluksen keskiarvo olisi noin 4 m/s. Kierrosnopeustestien yhteydessä kokeiltiin myös ajaa vaihdetta maksiminopeudella, jonka saisimme irti koeajojärjestelystämme.

Maksiminopeudeksi saatiin tällöin 1650 rpm ja ilmavirtaus mitattiin vain yhdestä mittauspisteestä. Mittauspisteeksi valittiin aiemmissa testeissä eniten virrannut piste, joka oli mittauspiste numero 5. Tästä saatiin 1650 rpm nopeudella tulokseksi 14,6 m/s ja verrattuna vakiotilanteeseen nopeudella 1500 rpm, jossa mittauspisteessä viisi virtaus oli 12,9 m/s. Eli puhallusnopeus kasvoi 1,7 m/s.

#### 5.4 Tuulettimen imun lisäys

Tuulettimen imuaukon koon vaikutusta tuulettimen puhallusvirtaan haluttiin tutkia poraamalla lisäreikiä tuulettimen suojaan. Reiät porattiin soikion muotoisten imuaukkojen päihin tuulettimen suojaan. Kuvassa 25 on esitetty tuulettimen suoja, jonka imua on avarrettu.



Kuva 25. Tuulettimen imua lisätty.

Kuten kuvasta 25 näkee, imua on lisätty noin soikion reiän halkaisijan verran jokaisen imuaukon kohdalta. Tämän jälkeen mitattiin ilmavirtaus mittauspisteissä ja verrattiin tilanteeseen ennen lisäreikien poraamista. Taulukossa 11 on esitetty mittausten tulokset.

Taulukko 11. Ilmavirtausmittaus tuulettimen imua lisätty.

| Mittauspiste: | Ennen: | Jälkeen: | Ero: |
|---------------|--------|----------|------|
| 1             | 9,5    | 11,1     | 1,6  |
| 2             | 12,8   | 13,6     | 0,8  |
| 3             | 3,8    | 3,46     | 0,34 |
| 4             | 4,5    | 5,8      | 1,3  |
| 5             | 12,9   | 14,1     | 1,2  |
| 6             | 11,6   | 12,3     | 0,7  |
| 7             | 4,9    | 4,75     | 0,15 |
| 8             | 4,5    | 4,86     | 0,36 |
| 9             | 0,44   | 0,37     | 0,07 |
| 10            | 0,29   | 0,32     | 0,03 |
| 11            | 0,17   | 0,12     | 0,05 |
| Keskiarvo:    | 5,95   | 6,43     | 0,6  |

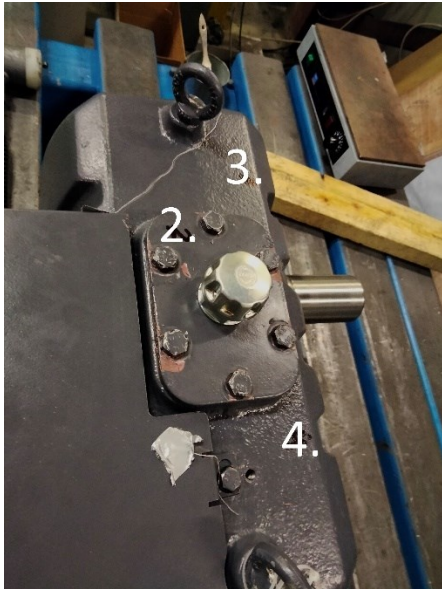
Kuten mittaustuloksista, jotka on esitetty taulukossa 11, voidaan tulkita tuulettimen puhalluksen parantuneen imun avartamisen ansiosta. Suurimmassa osassa mittapisteistä ilmavirtaus kasvoi huomattavasti imun avartamisen jälkeen, mutta muutamassa pisteessä ilmavirtaus laski hieman. Mutta selvästi lisäreikien poraaminen oli kannattavaa tuulettimen puhalluksen kannalta ja tämän perusteella voitaisiin kasvattaa tuulettimen imuaukon kokoa ainakin tietyn verran.

### 5.5 LX-vaihteen tuuletintestit

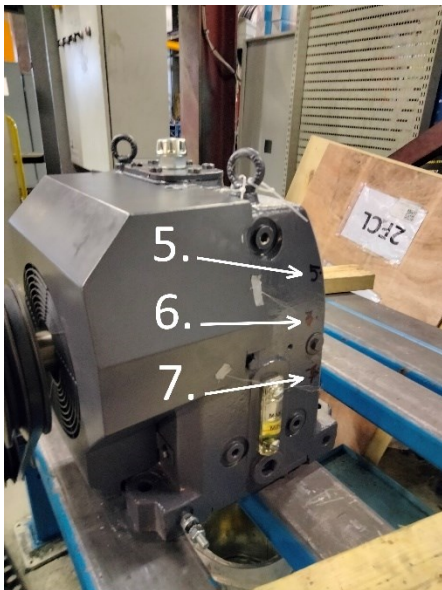
Alkuperäisestä testaussuunnitelmasta poiketen, tehtiin tuuletintestejä myös Kumeran LX-vaihdesarjan vaihteella. Testeissä käytetty vaihde oli LX-1135 ja välitykseltään 3.15:1. Vaihde oli yksiportainen lieriövaihde kokoa 135 ja vaihde oli varustettu tuulettimella. Vaihdetta ajettiin ilman kuormaa hihnavälityksellä Kumeran testilaboratoriossa. Vaihteelle määritettiin mittauspisteet vaihteen kotelon pinnoille samaan tapaan kuin RG-3280 -vaihteelle. Kuvissa 26-28 on esitetty mittauspisteet vaihteen kotelon pinnoilla.



Kuva 26. LX mittauspiste 1.



Kuva 27. LX mittauspisteet 2-4.



Kuva 28. LX mittauspisteet 5-7.

LX-vaihteeseen tehtiin 7 mittauspistettä, joiden pinnoilta mitattiin tuulettimen ilmavirtausta. LX-vaihde on lieriövaihde, jolloin akseli ovat vastakkaisilla puolilla vaihdetta. Tuuletin sijaitsee ensiöakselilla ja sen ympärillä on suojakotelo, jonka tarkoitus on ohjata puhallusta kotelon kylkiä pitkin. Samoin kuin aiemmissa G-sarjan tuuletin testeissä, LX-vaihteella suoritettavissa testeissä testattiin

kierrosnopeuden, tuulettimen siiven etäisyyden ja imun rajoituksen vaikutusta tuulettimen puhallukseen. Tämän lisäksi testattiin myös pyörimissuunnan vaikutusta puhallukseen, koska LX-vaihteen tuulettimen kotelo ei ole symmetrinen kuten G-sarjan tuulettimessa. Taulukkoon 12 on koottu mittaukset näistä eri nopeuksilla, etäisyyksillä ja pyörimissuunnilla suoritetuista testeistä.

Taulukko 12. LX tuuletin testit.

| Pyörimissuunta: | CW   | CW   | CW   | CW   | CW   | CW   | CCW  |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Etäisyys:       | 10,3 | 7,5  | 5    | 2    | 2,5  | 10,5 | 10,5 |
| RPM:            | 1442 | 1720 | 1508 | 1505 | 1509 | 1500 | 1500 |
| Mittauspiste:   | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  |
| 1               | 3,6  | 3,9  | 3,6  | 3,9  | 3,6  | 3,1  | 1,8  |
| 2               | 2,8  | 1,3  | 1,2  | 2,8  | 2,0  | 1,5  | 1,7  |
| 3               | 2,3  | 2,4  | 2,5  | 1,1  | 2,8  | 2,7  | 3,5  |
| 4               | 6,7  | 9,7  | 9,1  | 8,6  | 7,7  | 7,2  | 1,0  |
| 5               | 4,7  | 4,8  | 4,5  | 3,0  | 2,8  | 3,0  | 4,0  |
| 6               | 12,0 | 12,5 | 10,7 | 10,8 | 10,6 | 10,9 | 1,0  |
| 7               | 3,5  | 4,0  | 3,5  | 3,7  | 3,6  | 3,6  | 0,4  |
| Keskiarvo:      | 5,1  | 5,5  | 5,0  | 4,8  | 4,7  | 4,6  | 1,9  |

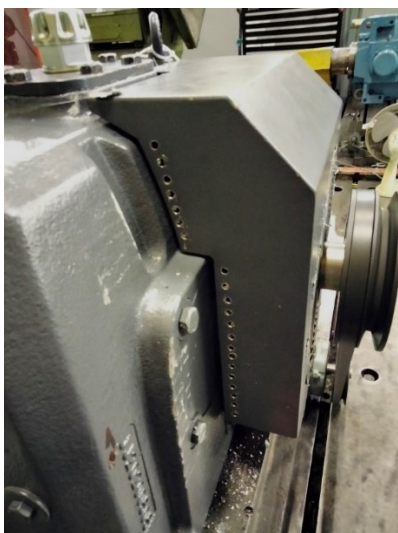
Merkintä CW tarkoittaa Clockwise eli myötäpäivään ja merkintä CCW tarkoittaa Counter Clockwise eli vastapäivään. Pääasiassa testeissä käytetty pyörimisnopeus oli 1500 rpm, mutta muutamassa testissä käytettiin alle 1500 rpm ja yli 1500 rpm nopeuksia. Merkittävin havainto mitä testeillä saavutettiin oli puhallusnopeuden romahdus toisella pyörimissuunnalla. Kun vaihdetta ajettiin vastapäivään ilmavirtaus jäi alle puoleen siitä mitä se keskimääräisesti oli vaihteen pinnoilla myötäpäivään ajettaessa. Tämä johtuu tuulettimen suojan muodosta, sillä se ei ole symmetrinen ja vaihteen ollessa lieriövaihte ensiöakselin toisella puolella on enemmän koteloa kuin toisella puolella. Testeissä tarkasteltiin tuulettimen siiven sijaintia suhteessa tuulettimen suojaan ja sen vaikutusta ilmavirtaukseen. Mittaustulosten perusteella sillä onko siiven

ja suojan seinämän välissä 10 vai 2 millimetriä imuaukon kohdalla, ei ole yhtä suurta eroa ilmavirtaukseen kuin G-sarjan tuuletin testeissä havaittiin. Tämä on positiivinen havainto tässä vaihdetyypissä, sillä aina tuuletinta ei saada asennettua niin tarkasti tietylle etäisyydelle tuulettimen suojasta.

Seuraavaksi LX-vaihteella mitattiin puhallusta siten, että tuulettimen imua rajoitettiin ja ilmavirtausta koitettiin parantaa toiseen pyörimissuuntaan poraamalla reikiä tuulettimen suojan kylkeen. Kuten kuvista 29 ja 30 näkee, imua rajoitettiin teippaamalla ja lisäpuhallusreiät tehtiin poraamalla suojan toiseen kylkeen. Imua rajoitettiin kaventamalla imuaukon halkaisijaa.



Kuva 29. Lisätty mittauspiste 0 ja tuulettimen imua rajoitettu.





Kuva 30. Tuulettimen suojan kylkeen porattu reikiä.

Yksi mittauspiste lisättiin alkuperäisiin mittauspisteisiin, joita oli aiemmin seitsemän. Uusi mittauspiste numeroitiin mittauspisteeksi nolla ja se sijaitsee mittauspisteen 1 alapuolella, kuten kuvasta 29 ilmenee. Suoritettiin yhteensä 13 eri koeajoa, joissa käytettiin eri pyörimissuuntia, eri kierrosnopeuksia sekä eri tuulettimen etäisyyksiä akselilla. Nämä mittaukset koottiin kahteen taulukkoon koeajoittain.

Taulukko 13. LX-vaihteen tuulettimen imua rajoitettu ja reikiä lisätty.

| Koeajo:         | 1.    | 2.    | 3.    | 4.   | 5.   | 6.   | 7.   |
|-----------------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
| Pyörimissuunta: | CCW   | CW    | CW    | CW   | CCW  | CCW  | CCW  |
| Etäisyys:       | 12 mm | 12 mm | 12 mm | 1 mm | 1 mm | 1 mm | 1 mm |
| Pyörimisnopeus: | 1500  | 1500  | 1500  | 1500 | 1500 | 1500 | 1500 |
| Mittauspiste:   | m/s   | m/s   | m/s   | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  |
| 0               | 2,9   | 2,1   | 1,85  | 1,9  | 2,7  | 2,9  | 2,9  |
| 1               | 2     | 3,7   | 3,6   | 4,2  | 2,7  | 2,1  | 2,35 |
| 2               | 1,35  | 3     | 2,1   | 2,6  | 1,5  | 1,4  | 1,4  |
| 3               | 2,1   | 1,6   | 1,6   | 2,7  | 2,7  | 2,4  | 1,8  |
| 4               | 1     | 7     | 7,7   | 9,6  | 1,3  | 1,0  | 1,6  |
| 5               | 5,2   | 4,2   | 4,45  | 3,3  | 4,3  | 4,0  | 4,65 |
| 6               | 1,3   | 11    | 11,1  | 11,6 | 1,0  | 0,9  | 0,85 |
| 7               | 0,7   | 3,6   | 3,6   | 4    | 0,7  | 0,6  | 0,65 |
| Keskiarvo:      | 2,07  | 4,53  | 4,50  | 4,99 | 2,11 | 1,91 | 2,03 |

Taulukossa 13 on seitsemän ensimmäistä koeajoa ja taulukossa 14 on loput kolmestatoista koeajosta. Ensimmäiset kaksi koeajoa suoritettiin ilman imun rajoitusta. Kolmannessa koeajossa tuulettimen imua rajoitettiin teippaamalla, tällä ei ollut suurta merkitystä ilmavirtaukseen, kun verrataan koeajon 2 tuloksia koeajoon 3. Neljännestä koeajosta lähtien tuulettimen siipi siirrettiin yhden millimetrin päähän tuulettimen suojan sisälaidasta. Ennen kuudetta koeajoa

lisättiin halkaisijaltaan 5 mm kokoisia reikiä toiselle puolelle tuulettimen suojaa, tarkoituksena parantaa puhallusta vastapäivään ajettaessa. Reikien lisäys ei parantanut puhallusta. Seuraavaksi reikiä suurennettiin pari millimetriä tehden niistä 7 millimetrisiä, tämä paransi ilmavirtausta hieman verrattuna koeajoon 6.

Taulukko 14. LX-vaihteen tuuletin testit jatkoa.

| Koeajo:         | 8.   | 9.   | 10.  | 11.  | 12.  | 13.  |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|
| Pyörimissuunta: | CCW  | CW   | CW   | CCW  | CCW  | CCW  |
| Etäisyys:       | 1 mm | 1 mm | 1 mm | 1 mm | 1 mm | 1 mm |
| Pyörimisnopeus: | 1500 | 1500 | 2500 | 2500 | 2500 | 2500 |
| Mittauspiste:   | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  | m/s  |
| 0               | 3,5  | 2,0  | 3,4  | 5,3  | 4,9  | 5,2  |
| 1               | 1,7  | 4,7  | 7,5  | 3,2  | 2,0  | 2,6  |
| 2               | 1,4  | 2,0  | 3,6  | 2,5  | 2,35 | 3,4  |
| 3               | 1,8  | 1,8  | 3,1  | 3,1  | 3,4  | 3,7  |
| 4               | 1,6  | 9,5  | 16,2 | 2,5  | 2,4  | 0,65 |
| 5               | 5,6  | 3,7  | 6,2  | 10,5 | 7,7  | 3,0  |
| 6               | 1,0  | 11,5 | 19,2 | 1,7  | 1,0  | 1,0  |
| 7               | 0,6  | 4,0  | 6,5  | 1,2  | 1,8  | 1,6  |
| Keskiarvo:      | 2,15 | 4,90 | 8,21 | 3,75 | 3,19 | 2,64 |

Kahdeksanteen koeajoon imun rajoitus poistettiin ja ilmavirtaus parani hieman vastapäivään ajettuna. Myötäpäivään ajaessa ilmavirtaus on keskimäärin noin 5 m/s imun rajoituksella kuin myös ilman imun rajoitusta. Kymmenennestä koeajosta lähtien pyörimisnopeutta nostettiin tuhannella. Myötäpäivään ajaessa tämä ei ihan kaksinkertaistanut puhallusta. Vastapäivään ajettaessa 2500 kierrosta minuutissa puhalluksen keskiarvo jäi silti alle 4 m/s. Silti parhaimmillaan puhallus oli yli 10 m/s yhdessä mittapisteessä. Koeajoissa 12 ja 13 yhtä tuulettimen suojan kulmaa taivuteltiin, jos ilma pääsisi paremmin puhaltamaan sen kautta. Näiden kahden koeajon ero johtuu siitä, miten kulmaa taivutettiin. Näiden testien perusteella nykyisen LX-vaihteen tuulettimen

imuaukon kaventamisesta ei ole hyötyä puhalluksen parantamiseksi ja lisäpuhallusreikien lisääminen ei parantanut vastapäivään ajetun ilmapvirtausta. Tuulettimen suoja tulee suunnitella uudelleen huomioiden nämä testeissä havaitut asiat.

## 5.6 Tuuletintehoon vaikuttavat muuttujat

Taulukkoon 15 on koottu yhteenveto G-sarjan tuuletintestien tuuletintehoon vaikuttavista muuttujista, kuten kierrosnopeus, ilmanohjain, imuaukon rajoitus, pilvikannen kulma ja imuaukon alan suurentaminen. LX-vaihteella suoritettuja tuuletintestejä ei huomioida tässä, vaan keskitytään vain G-sarjan tuulettimeen kuten alkuperäisessä suunnitelmassa oli tarkoitus. Taulukkoon on laskettu prosentuaaliset muutokset puhallukseen eri muuttujien vaikutuksesta.

Taulukko 15. Yhteenveto G-sarjan tuuletintehoon vaikuttavista muuttujista.

| Muuttuja          | Kuvaus   | Vaikutus               | Selitys  |
|-------------------|--|------------------------|--|
| Kierrosnopeus     | 750-1650 rpm   | Keskiarvo 2,8-6,72 m/s |  |
| Ilmanohjain       | Sisään taivutettu jättöreuna   | 7,85 %                 | Lisäämällä ilmanohjaimen puhallus parani noin 8 % yhdessä mittauspisteessä.                        |
| Imuaukon rajoitus | Reikäkehää pienennetty säteen (10 mm) verran (pinta-ala muutos n. -15 %) | -14,50 %               | Reikäkehän pienennys vaikutti selkeästi puhallukseen ja vastaa arvioitua pinta-alamuutosta imussa. |

|                    |  |        |   |
|--------------------|--|--------|---|
| Pilvikannen kulma  | Kannen terävää kulmaa pyörästetty teippauksella                  | -2 %   | Kulman pyörästys ei vaikuta suuresti tai ei ollenkaan mittaustarkkuuden rajoissa.                           |
| Imuaukon suurennus | Porattu lisäreikiä ulkohalkaisijalle (pinta-ala kasvoi n. +10 %) | 8,20 % | Lisäreiät paransivat virtausta suunnilleen pinta-alamuutoksen verran.<br>Tuulettimen aiheuttama melu aleni. |

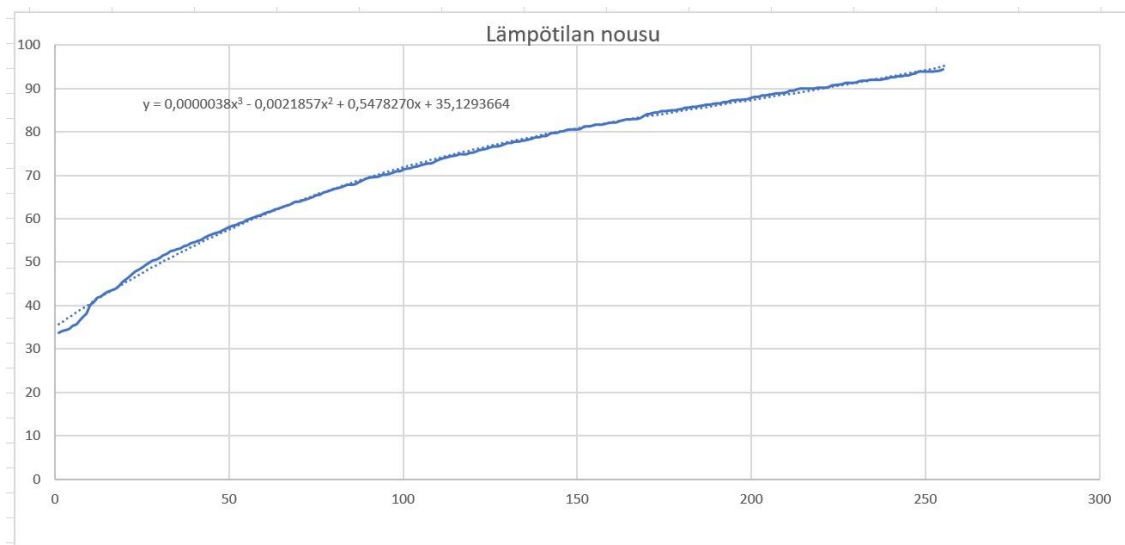
Taulukkoon 15 on myös koottu tuulettimen modifikaatiot, joita G-sarjan tuuletintesteissä suoritettiin, sekä tiivistetysti selitetty niiden vaikutus puhallukseen.

## 6 Laskenta testien tuloksista

Guard Gearista saatua koeajojen mittausdataa voidaan käyttää laskennassa Cumpactin osalta. Guard Gearista tallennetaan koeajojen ajalta öljyn lämpötila, toisiomomentti ja pyörimisnopeus exceliin. Näiden perusteella pystytään laskemaan tehohäviöt ja hyötysuhde eri kuormituksilla.

### 6.1 Hyötysuhde

Ensiksi toisiomomentin ja pyörimisnopeuden avulla lasketaan kuormituksen teho. Sitten tehot järjestetään öljyn lämpötilan mukaan, jotta nähdään miten öljyn lämpötila vaikuttaa tehoon. Tämän hahmottamiseksi arvot ovat sovitettava kuvaajaan. Näistä saadaan lämpötilan nousun kuvaaja, joka sovitetaan 3-asteen polynomikäyrään. Valitaan 3-asteen polynomikuvaaja, koska se sopii parhaiten. Tästä muodostunut funktio derivoidaan, jotta saadaan laskettua lämpötilan nousunopeus Kelviniä sekunnissa. Lämpötilan nousunopeuden kaava on kaavion 3-asteen funktion derivaatta. Tätä lämpötilan nousunopeutta käytetään laskemaan lämpötilan nousunopeuden mukainen teho, joka vaaditaan vaihteen lämpenemiseen. Tämä teho lasketaan kertomalla lämpötilan nousunopeus vaihteen kotelon lämpökapasiteetilla. Lämpötilan nousukäyrästä lasketaan öljyn lämpötila eri mittauspisteissä ajan suhteen. Eli mitä lämpötila on 5 minuutin kuluttua edellisestä. Kuvassa 31 on esimerkki lämpötilan nousun kuvaajasta. Tämä on koeajosta, jossa vaihdetta ajettiin 35 kW teholla.



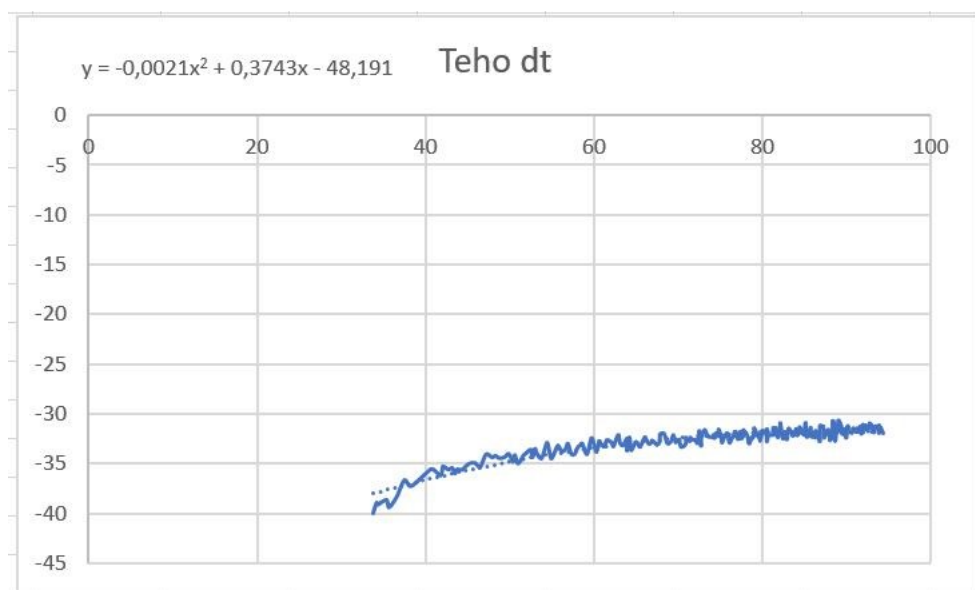
Kuva 31. Lämpötilan nousun kuvaaja.

Kuvaajan pystyakselilla on vaihteen öljynlämpötila ja vaaka-akselilla on lämpenemiseen kulunut aika minuutteina. Eli tässä esimerkissä vaihteen öljyn lämpötila koeajon aloitushetkellä oli noin 34°C ja 250 minuutin kuluttua lämpötila oli noin 94°C. Mitä suuremmalla teholla vaihdetta ajetaan, sitä nopeammin öljyn lämpötila nousee.

Öljyn lämpötilan laskemiseksi eri mittapisteissä käytetään lämpötilan nousukäyrän funktiota, jossa muuttujan  $x$  tilalle syötetään mittapisteen aika minuutteina. Funktio näkyy kuvassa 31 lämpötilakäyrän yläpuolella.

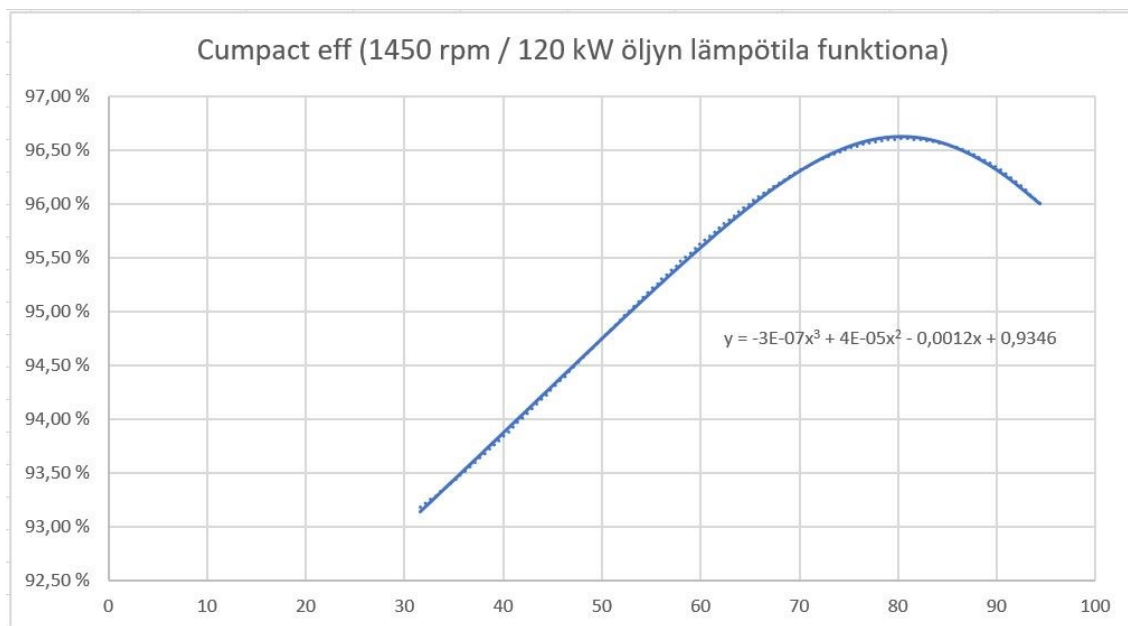
Lämpötilaeron vaihteen öljyn ja ympäristön välillä selvittämiseksi tarvitaan ympäristön lämpötila aloitushetkeltä ja koeajon lopetushetkeltä. Lämpötilaero tulee öljyn lämpötilan ja ympäristön lämpötilan erotuksesta. Lämpötilaeroa tarvitaan kotelon lämpöhäviön laskemiseksi. Kotelon lämpöhäviö lasketaan kertomalla jäähtymiskerroin lämpötilaerolla. Sitten saadaan laskettua kokonaistehohäviö, laskemalla yhteen vaihteen lämpenemiseen vaadittu teho ja kotelon lämpöhäviöteho. Teho, jolla vaihdetta ajetaan, lasketaan 2-asteen polynomikuvaajan funktiosta. Tämä kuvaaja saadaan sovittamalla 2-asteen polynomi öljyn lämpötilasta ja toisiotehosta muodostuvaan kuvaajaan. Öljyn lämpötila saadaan Guard Gear vaihteen kunnoseurantajärjestelmästä ulos excel-muodossa ja toisioteho lasketaan pyörimisnopeudesta ja momentista.

Kuvassa 32 on esimerkki tehon kuvaajasta, joka on peräisin 35 kW kuormalla suoritetusta koeajosta.



Kuva 32. Tehon muutos suhteessa öljyn lämpötilaan.

Kuvaaja näyttää, miten teho muuttuu suhteessa öljyn lämpötilaan, eli teho laskee, kun öljyn lämpötila nousee, kunnes lämpötilan nousu tasaantuu. Kuvan 32 yläkulmassa näkyy tehon muutoksen funktio. Teho lasketaan siis tehon kuvaajan funktiosta siten, että muuttujan  $x$  tilalle asetetaan öljyn lämpötila kyseisessä ajan pisteessä. Lisäksi funktioon lisätään kokonaistehohäviö. Luonnollisesti toisioteho on siis ajoteho vähennettynä kokonaistehohäviö, sillä nämä tehohäviöt ovat vaihteen sisällä syntyvät häviöt. Lopuksi hyötysuhde saadaan laskemalla kokonaistehohäviö jaettuna teholla, jolloin saadaan hyötysuhdehäviö. Tämä vähennettynä sadasta saadaan hyötysuhde. Kuvassa 33 on kuvaaja hyötysuhteen muutoksesta suhteessa öljyn lämpötilaan. Tämä hyötysuhteen kuvaaja on koeajosta, jossa vaihdetta ajettiin noin 120 kW kuormalla 1450 rpm pyörimisnopeudella.

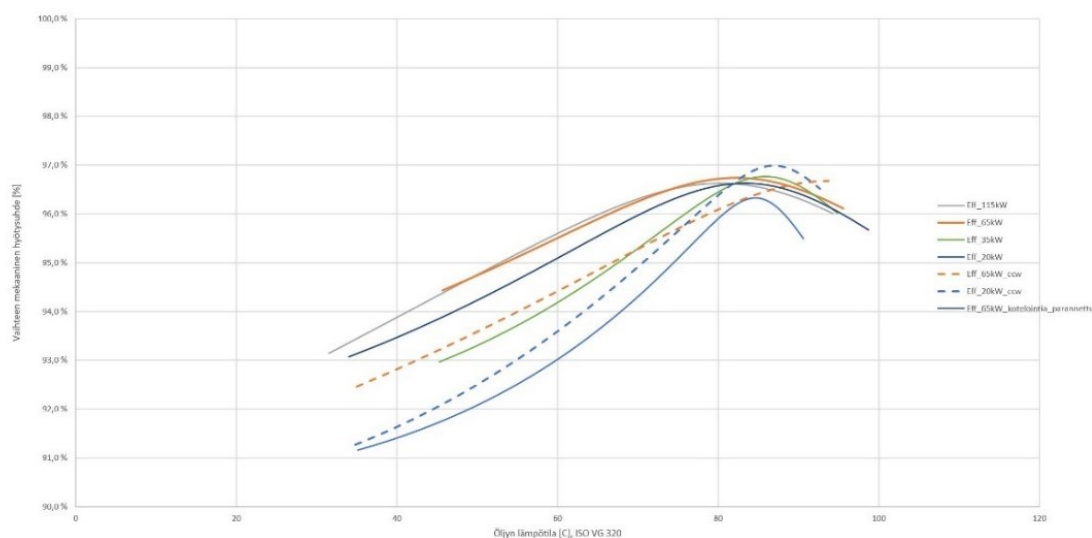


Kuva 33. Hyötysuhteen kuvaaja suhteessa öljyn lämpötilaan.

Kuvan 33 kuvaajassa hyötysuhde on 93,2 %, kun öljyn lämpötila on noin 33°C. Hyötysuhde saavuttaa huippunsa 80°C lämpötilassa, sen ollessa noin 96,7 %. Tämän jälkeen hyötysuhde alkaa laskemaan, kun öljyn lämpötila nousee yli 80°C.

Kuvaan 34 on koottu kaikki lasketut hyötysuhteet seitsemästä eri koeajosta. Hyötysuhdekäyrät on liitetty yhteen kuvaajaan, jotta voidaan verrata niitä keskenään.





Kuva 34. Kaikki lasketut hyötysuhteet.

Kuvan 34 kuvaajassa on eri väreillä ja katkoviivoilla eroteltu eri tehoilla suoritettujen koeajojen hyötysuhteet eri öljyn lämpötiloilla. Eri tehoisia koeajoja, joista laskettiin hyötysuhteet Cumpact-vaihteelle, oli yhteensä seitsemän. Vaihdetta ajettiin 20, 35, 65 ja 115 kW kuormalla. Muutama näistä tehoista ajettiin myös eri pyörimissuunnalla, sen vaikutuksen hyötysuhteeseen havainnollistamiseksi. Hyötysuhteet, joiden pyörimissuunta oli vastapäivään, on merkitty katkoviivalla ja tasaisella viivalla merkityt hyötysuhdekuvaajat ovat myötäpäivään ajetuista. Samalla teholla lasketut hyötysuhteet ovat merkitty saman värisiksi, esimerkiksi 65 kW kuormalla suoritettujen koeajojen merkitty oranssilla, toinen kuvaaja on merkitty katkoviivalla eri pyörimissuunnan osoittamiseksi. Kolmas 65 kW hyötysuhdekuvaaja on tilanteesta, jossa Cumpactin Finnfoam-kotelon eristystä parannettiin toisioakselin ja kartiopesän ympäriltä. Tällä lisäeristyksellä ei ollut juurikaan vaikutusta laskettuun hyötysuhteeseen. Eroa 65 kW hyötysuhdekäyrissä on havaittavissa öljyn lämpötilan ollessa matalampi ja silloinkin eroa on noin 0,5 %. Öljyn lämpötilan lähestyessä 80°C, hyötysuhteet ovat lähellä toisiaan, kuitenkin parannetun eristyksen tapauksessa hyötysuhde on hieman pienempi. Tämän perusteella voidaan todeta, että lämpöä ei siirtynyt huomattavasti toisioakselin kautta toiseen vaihteeseen.

Taulukkoon 16 on koottu ohjeelliset arvot hyötysuhteille kartio- ja lieriöhammasvaihteille. Ohjeistettu hyötysuhde 3-portaiselle kartiovaihteelle on 0,96 eli 96 %.

Taulukko 16. Ohjeelliset hyötysuhteet kartio- ja lieriöhammasvaihteille (Kyöstilä 2000, 2).

| Hyötysuhde $\eta$ | Kartiohammasvaihteet | Lieriöhammasvaihteet |
|-------------------|----------------------|----------------------|
| 0,99              | -                    | 1-portaiset          |
| 0,98              | 1-portaiset          | 2-portaiset          |
| 0,97              | 2-portaiset          | 3-portaiset          |
| 0,96              | 3-portaiset          | 4-portaiset          |
| 0,95              | 4-portaiset          | -                    |
| 0,94              | 5-portaiset          | -                    |

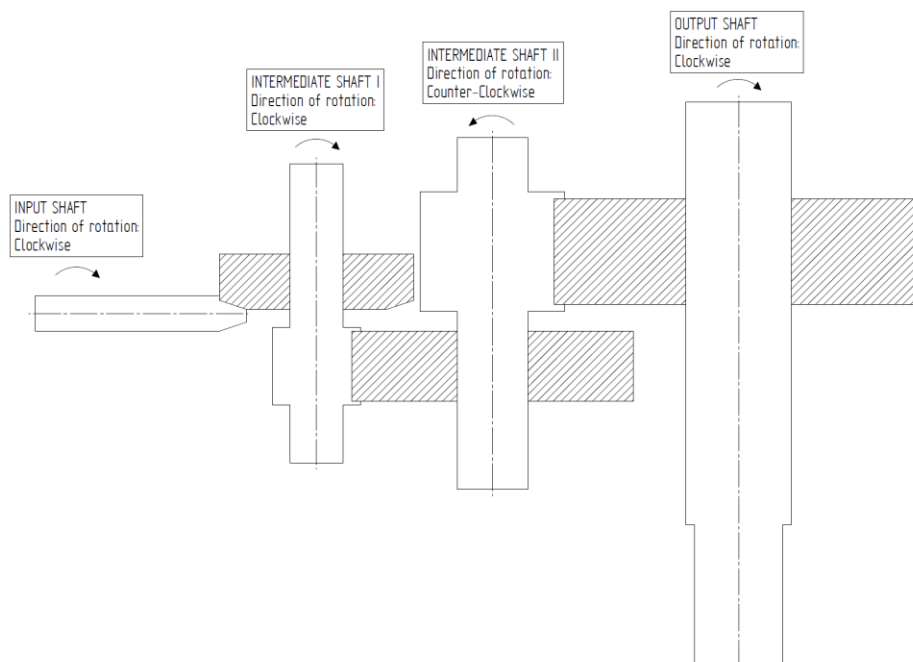
Tutkimalla laskettujen hyötysuhteiden kuvaajia kuvasta 34 voidaan huomata kaikkien eri kuormitustilanteiden saavuttavan 96 % hyötysuhteen. Öljyn lämpötila, jossa saavutettiin 96 % hyötysuhde vaihtelee kuormitusten välillä. Viimeistään öljyn lämpötilan ollessa noin 85°C, kaikki ovat ylittäneet 96 % rajan. Kun vaihdetta ajettiin myötäpäivään 115 kW kuormalla, saavutettiin 96 % hyötysuhde jo noin 65°C öljyn lämpötilassa. Verrattuna 20 kW myötäpäivään ajettuun kuormitukseen, jossa 96 % hyötysuhde saavutettiin vasta noin 85°C lämpötilassa.

## 6.2 Pyörimissuunnan vaikutus hyötysuhteeseen

Kuten hyötysuhteiden kuvaajista huomataan, pyörimissuunta vaikuttaa hyötysuhteeseen, kun verrataan 20 ja 65 kW kuormalla laskettuja hyötysuhteita molempiin pyörimissuuntiin. Kun vaihdetta ajettiin 20 kW kuormalla vastapäivään, saavutettiin 96 % hyötysuhde jo 75°C lämpötilassa eli noin 10°C alemmassa öljyn lämpötilassa kuin myötäpäivään ajettuna. Vastapäivään ajettu 20 kW kuormitus saavutti melkein 97 % hyötysuhteen, kun öljyn lämpötila oli

melkein 90°C. Kun verrataan 65 kW kuormalla laskettuja hyötysuhteita huomataan, että myötäpäivään ajettu ylittää 96 % rajan jo ennen 70°C öljyn lämpötilaa, kun taas vastapäivään ajettu vasta lähes 80°C lämpötilassa. Huomattavaa hyötysuhdekuvaajissa on, että ne eivät ole keskenään johdonmukaisia. Hyötysuhdekäyrä Eff\_20kW\_ccw on muodoltaan samanlainen kuin myötäpäivään, mutta hyötysuhde kasvaa nopeammin. Isomman kuorman kanssa käy juuri päinvastoin, myötäpäivään hyötysuhde kasvaa nopeammin kuin vastapäivään.

Pyörimissuunnan vaikutus hyötysuhteeseen mahdollisesti johtuu vatkauhäviöistä. Hammastuksen pyörimissuunta vaikuttaa vaihteen vatkauhäviöihin ja kun hammastuksen (mesh) suunta on alaspäin, silloin se aiheuttaa pienemmän vatkauhäviön. (Andersson 2014, 7-8.) Kuvassa 35 on esitetty mihin suuntiin välitysosat pyörivät vaihteen sisällä.



Kuva 35. Välitysosien pyörimissuunnat.

Kuvan 35 malli on yksinkertainen esimerkki 3-portaisesta kartiovaihteesta, jossa ensiötä ajetaan myötäpäivään. Kun ensiötä ajetaan myötäpäivään, toisio pyörii

myös myötäpäivään ja tällöin isoimman hammaspyörän eli toisiopyörän hammastuksen suunta on ylöspäin, jolloin vatkaushäviöt ovat suuremmat. Kun vaihdetta ajetaan vastapäivään, toisiopyörän hammastus on alaspäin, josta seuraa pienemmät vatkaushäviöt. Tällöin pyörimissuunta vaikuttaa hyötysuhteeseen vatkaushäviöiden kautta. Myös sillä on vaikutusta vatkaushäviöihin kummalla puolella koteloa hammaspyörät ovat, etenkin jos vaihteen kotelon muoto ei ole symmetrinen.

### 6.3 Öljynlaatu ja -tyyppi

Tämän työn yhteydessä ei tutkittu eri öljytyyppien vaikutusta termiseen tehoon, mutta aiheesta löytyy tutkimus, jossa on tutkittu eri öljyjen vaikutusta tuuliturbiinin vaihteen hyötysuhteeseen. Myös Mika Kyöstilä (2000, 24) huomauttaa opinnäytetyössään, jossa kehitettiin Kumeran tuuletinta, että öljymäärä ja -laatu vaikuttivat vaihteen käyntilämpötilaan tutkimuksessa suoritettujen koeajojen perusteella. Jos käyntilämpötilaan vaikutetaan niin luonnollisesti se vaikuttaa myös hyötysuhteeseen. Kuvassa 36 on Portugalilaisessa tutkimuksessa tuuliturbiinin vaihteelle lasketut eri hyötysuhteet eri testitilanteissa ja eri öljytyypeillä.

| $n_2$ | $K_{FZG}$ | MINR  | MINE  | ESTR  | PAOR  | PAGD  |
|-------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 200   | K1        | 87.54 | 86.52 | 86.63 | 86.85 | 84.94 |
|       | K5        | 98.21 | 98.58 | 98.49 | 98.50 | 98.52 |
|       | K7        | 98.50 | 98.65 | 98.77 | 98.71 | 98.81 |
|       | K9        | 98.62 | 98.74 | 98.82 | 98.80 | 98.91 |
| 400   | K1        | 83.45 | 82.80 | 83.16 | 84.99 | 80.62 |
|       | K5        | 98.19 | 98.49 | 98.41 | 98.45 | 98.40 |
|       | K7        | 98.54 | 98.66 | 98.77 | 98.75 | 98.79 |
|       | K9        | 98.67 | 98.77 | 98.86 | 98.88 | 98.97 |
| 1200  | K1        | 75.43 | 74.27 | 74.41 | 75.48 | 73.82 |
|       | K5        | 97.97 | 98.14 | 98.02 | 98.05 | 97.87 |
|       | K7        | 98.52 | 98.64 | 98.64 | 98.59 | 98.54 |
|       | K9        | 98.74 | 98.78 | 98.86 | 98.86 | 98.88 |

Kuva 36. Hyötysuhteet (%) eri testitilanteissa eri öljytyypeillä (Fernandes 2015, 126).

Kaikkien öljyjen viskositeetti oli ISO VG 320, joka on yleinen öljyn viskositeetti tuuliturbiinin vaihteille. Öljytyyppejä tutkimuksessa oli kuusi erilaista, jotka on esitetty kuvassa lyhenteillä MINR, MINE, ESTR, PAOR ja PAGD. MINR on mineraaliöljy ja MINE on mineraaliöljy, johon on lisätty polyalkyylimetakrilaattia parantamaan viskositeetti-indeksiä. PAOR ja PAGD ovat synteettisiä öljyjä, joista PAOR on polyalfaolefiinipohjaista ja PAGD on polyalkyleeniglykolipohjaista. (Fernandes 2015, 11-14.)

Kuvassa 36 esitetyt lyhenteet K1, K5, K7 ja K9 ovat eri kuormituksia ja lyhenne  $n_2$  on pyörimisnopeus. Eli tutkimuksessa on laskettu hyötysuhde kolmella eri pyörimisnopeudella, neljällä eri kuormituksella ja viidellä eri öljytyypillä. Tutkimuksessa käytetyt pyörimisnopeudet ja kuormat ovat tyypillistä tuuliturbiinin vaihdelaatikon käyttötilannetta vastaavat. (Fernandes 2015, 116-146.) Kuvan 36 hyötysuhteita tarkastelemalla huomataan, että parhaimmat

hyötysuhteet saavutti PAGD synteettinen öljy suurimmassa osassa eri tilanteista. MINE polyalkyylimetakrilaatti lisätty mineraaliöljy saavutti toiseksi parhaimmat hyötysuhteet eri tilanteissa. PAGD-öljyllä oli viidessä eri tilanteessa paras hyötysuhde ja MINE-öljyllä oli neljässä eri tilanteessa paras hyötysuhde, muilla öljytyypeillä hyötysuhde oli vain muutamassa tilanteessa paras. Yleisesti ottaen synteettinen öljy on kalliimpaa kuin mineraaliöljy ja siksi mineraaliöljy on yleisesti käytössä voitelussa.

Öljytyypin vaikutuksesta vaihteen hyötysuhteeseen on olemassa toinenkin tutkimus, jossa verrattiin kuutta eri mineraalipohjaista teollisuusvaihte öljyä keskenään. Tutkimuksessa testattiin öljyjen vaikutusta käyttämällä niitä FZG vaihdetestausjärjestelyssä ja tuloksena huomattiin, että ero hyötysuhteessa parhaiten ja huonoiten suoriutuneen öljyn välillä oli jopa 14,6 %. (Andersson 2014, 8.) Eli öljyn tyyppi vaikuttaa hyötysuhteeseen ja tämän opinnäytetyön kannalta on olennaista, että testeissä käytettiin samaa öljyä, jolloin lasketut hyötysuhteet ovat vertailukelpoisia keskenään.

## 7 Tulokset ja jatkotutkimussuositukset

Kappaleeseen on koottu testien tulokset ja suositukset jatkotutkimuksille. Tulokseksi työstä saatiin tarkennettuja muuttujia, kuten esimerkiksi hyötysuhde eri tilanteissa ja ilmavirtausten suuruus. Lisäksi saatiin selvitettyä mitä modifikaatioita kannattaa ja ei kannata tehdä tuulettimeen.

### 7.1 Hyötysuhde

Lasketuista hyötysuhteista voidaan huomata kaikkien saavuttavan 96 % hyötysuhteen, joka on oletettu hyötysuhde 3-portaisille kartiolieriövaihteille. Huomattavin havainto lasketuista hyötysuhteista on pyörimissuunnan vaikutus hyötysuhteeseen. Vastapäivään ajatussa hyötysuhde käyttäytyi erilailla kuin myötäpäivään ajettuna. Kuorman ollessa 20 kW, suurempi hyötysuhde saavutettiin, kun vaihdetta ajettiin vastapäivään. Tällöin myös 96 % hyötysuhde saavutettiin alhaisemmassa öljyn lämpötilassa kuin myötäpäivään ajettuna. Toinen molempiin suuntiin ajettu kuormitus oli 65 kW kuormalla, jolla hyötysuhteet käyttäytyivät päinvastoin kuin 20 kW kuorman hyötysuhteet. Myötäpäivään ajettu saavutti 96 % hyötysuhteen noin 10°C alhaisemmassa öljyn lämpötilassa kuin vastapäivään ajettu. Vastapäivään ajettun hyötysuhde jatkoi kasvuaan suuremmissa lämpötiloissa kuin myötäpäivään ajettu. Pyörimissuunnan vaikutus hyötysuhteeseen johtui mahdollisesti vatkaushäviöistä. Esimerkiksi vaihteen isoin hammaspyörä eli toisioakselin hammaspyörä pyöri eri suuntaan, kun vaihdetta ajetaan vastapäivään verrattuna myötäpäivään ajettuna. Tällöin vatkaushäviöt muuttuvat, kun öljyä pakkautuu enemmän kartiopäähän ja ryntöihin toisella pyörimissuunnalla. Jatkotutkimuksena voidaan jatkaa vatkaushäviöiden vaikutusten selvittämistä.

Tässä työssä ei tutkittu öljynlaadun, öljyntyyppin ja öljymäärän vaikutusta hyötysuhteeseen, mutta aiheesta löytyi tehtyjä tutkimuksia. Tutkimuksissa osoitettiin, että nämä tekijät vaikuttavat hyötysuhteeseen. Tässä työssä käytetyissä vaihteissa käytettiin samaa öljyä koko testauksen ajan.





pysyi lähes samana. Kulman muotoilu lisäisi myös valmistuskustannuksia. Tuulettimen suojan sisäpuolelle asennettu ilmanjakaja ei auttanut ilman pyörteilevään kulkuun vaan kärjisti tätä entisestään, jolloin ilmaa virtasi toiselle puolelle entistä enemmän ja toiselle vähemmän. Viimeinen ilmanohjaintesti eli tuulettimen suojan sisäpuolen rivoitus ei sekään auttanut ilmavirtauksen jakautumiseen tasaisemmin ja ripojen lisääminen tuulettimen suojaan sisäpuolelle lisäisi huomattavasti sen valmistuskuluja.

Tuulettimen siiven etäisyys tuulettimen imuaukon ritilästä merkitsee paljon tuulettimen puhalluksen kannalta. Jo 5 millimetrin muutos vaikutti selkeästi puhallusnopeuteen ja aina ei ole mahdollista asentaa tuulettimen siipeä mahdollisimman lähelle imuaukon ritilää. Puhallus oli ennako-oletusten mukaisesti parempi mitä lähempänä siipi oli imuaukkoa.

Osana tuuletintestejä tarjoutui mahdollisuus testata lisäksi laboratoriossa olleen Kumeran LX-vaihteen tuuletinta. Huomattiin, että puhallus pieneni vastapäivään ajettuna. Tämä johtuu tuulettimen suojan muodosta, joka ei ole symmetrinen johtuen siitä, että LX on lieriöhammasvaihde eikä kartiohammasvaihde. LX-vaihteen termiseen tehoon tällä erolla ei ole niin suurta vaikutusta, sillä ilmavirta vastapäivään ajettaessa pyöri voimakkaasti kotelon sisällä, joka kattaa lähes 50 % kotelon pinta-alasta. Tällöin kyljen tuulettimenpuoleiset jäähtyvät paremmin kuin myötapäivään ajettaessa, jossa virtaus pääsee purkautumaan puhtaammin ulosvirtausaukoista. Havainto oli kuitenkin tärkeä ja tulee johtamaan pieniin modifikaatioihin suojan muotoilussa CFD-laskentaa hyödyntäen.

## 8 Tulosten luotettavuuden arviointi

Aina kun tehdään tieteellistä tutkimusta, tulee arvioida tulosten luotettavuus ja huomioida mahdolliset virheet. Tällaisia virheitä ovat esimerkiksi mittaus- ja laskentavirheet. Tässä kappaleessa arvioidaan tulosten mahdollisia virheitä.

### 8.1 Kierrosnopeus

Testilaboratoriossa vaihteita ohjattiin manuaalisesti ohjaamosta, jossa säädettiin muun muassa kierrosnopeus ja vaihteiden kuormitus jarruttamalla generaattoreilla. Koska kierrosnopeus säädettiin pyöritettävällä säätimellä manuaalisesti, täysin saman kierrosnopeuden saaminen on hankalaa ja tämän seurauksena koeajojen kierrosnopeuksissa voi olla pientä heittoa keskenään. Sama pätee myös kuormituksen säätämisen kanssa, joka tapahtui säätämällä kuormana toimivan vaihteen ensiöakseliin kytketyn generaattorin jarrutusta. Vaihteen lämmitessä kuormitus muuttui hieman verrattuna aloitustilanteeseen, jolloin öljy on jähmeämpää.

### 8.2 Mittavälineiden tarkkuus

Mittavälineissä voi aina ilmetä mittausvirheitä ja yleensä niille on määritelty virhemarginaalit, jotka tulee huomioida mittaustulosten tarkkuudessa. Tässä työssä eniten käytetty mittausväline oli ehdottomasti VelociCalc-ilmavirtausmittari, jolla mitattiin tuulettimen puhallusnopeutta. VelociCalc-mittarin valmistajan ilmoittama virhemarginaali oli  $0,01 \text{ m/s} \pm 3\%$  (Kyöstilä 2000, 24). Ilmavirtausmittaria käytettiin manuaalisesti eli kädellä osoittaen, joten inhimilliset epätarkkuudet ovat luonnostaan varmoja. Käyttä ei saa pidettyä niin tasaisesti paikallaan kuin staattista mittausasemaa ja myöskään mittarin anturi ei ollut mahdollisesti aina täysin samassa kohdassa huolimatta ennalta määritetyistä mittauspisteistä. Ilmavirtausmittarilla mitattuja ilmavirtauksia voidaan siis pitää suuntaa antavina eikä absoluuttisina arvoina. Huolimatta tästä, selkeät erot pystytään huomioimaan mittauksissa ja saadaan verifioitua

tuuletin modifikaatioiden toimivuutta sekä tuulettimen jäähdytystehokkuuteen vaikuttavat muuttujat.

Alkuperäinen suunnitelma seurata veden energiamittarilla vesikierukan jäähdytystehoa ei onnistunut, koska energiamittari näytti jäähdytystehoa vain yhden desimaalin tarkkuudella, jolloin tulokset olivat esimerkiksi muotoa 1,5 kW. Tämä ei ole riittävän tarkkaa, kun tulos on vain 100 W tarkkuudella.

## 9 Yhteenveto

Työ alkoi perehtymällä termisen tehon teoriaan ja standardien mukaiseen laskentaan sekä yleisesti käytössä oleviin teollisuusvaihteiden jäähdytysmenetelmiin. Laskentamenetelmien ja eri laskentaohjelmien esittämisen jälkeen työ jatkui testijärjestelyihin. Testausjärjestelyissä esiteltiin työssä tarvittavat mittausvälineet ja järjestelyt, joilla vaihteita pystyttiin koeajamaan sekä tuuletin ja vesikierukka jäähdytystehojen selvittämiseksi. Koeajot jaettiin kahteen osaan, kuormittamattomiin ja kuormitettuihin koeajoihin. Vaihteet toimivat toistensa kuormina. Cumpact-vaihteella selvitettiin vesikierukan jäähdytystehoa ja koeajoista mitattujen tietojen avulla pystyttiin laskemaan hyötysuhteita eri kuormituksille. RG-3280 -vaihteen koeajoissa tutkittiin tuulettimen vaikutusta erilaisten tuuletinmodifikaatioiden kautta ja mitattiin tuulettimen puhallusnopeutta. Työssä tehtyjen tuuletinmodifikaatiotestien avulla pystytään jatkokehittämään Kumeran tuulettimia. Tuuletinmodifikaatiotestien jälkeen työ eteni hyötysuhdelaskentaan Cumpactin koeajoista mitatun datan pohjalta. Tämän jälkeen koottiin testien ja laskennan tulokset ja jatkotutkimussuositukset. Lopuksi työssä arvioitiin tulosten luotettavuutta.

Tämän työn aikana tuulettimista saatujen tietojen ja Cumpactista laskettujen hyötysuhteiden avulla pystytään jatkamaan Kumeran termisen tehon laskentaohjelman kehitystä sekä jatkokehittämään tuuletinta ja vesikierukkaa tämän opinnäytetyön jälkeen.

## Lähteet

Aerodynamiikka. Ilman tiheys. Viitattu 24.8.2022.

<https://www.aerodynamiikka.fi/index.php/lentajan-lupakirja/ilman-ominaisuudet/10-ilman-tiheys>

Andersson, M. 2014. Churning losses and efficiency in gearboxes.

Opinnäytetyö. Department of Machine Design. Tukholma: KTH Royal Institute of Technology. Viitattu 6.8.2022. <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:752030/FULLTEXT01.pdf#page=11&zoom=100,90,117>

Elomatic 2022. Virtauslaskenta (CFD). Viitattu 30.8.2022.

<https://www.elomatic.com/fi/palvelut/tekninen-laskenta/virtauslaskenta/>

Fernandes, C. 2015. Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils. Opinnäytetyö. Tekniikan ala. Mekaniikan tutkinto-ohjelma. Porto: Porton yliopisto. Viitattu 2.8.2022.

[https://www.researchgate.net/publication/282090194\\_Power\\_loss\\_in\\_rolling\\_bearings\\_and\\_gears\\_lubricated\\_with\\_wind\\_turbine\\_gear\\_oils](https://www.researchgate.net/publication/282090194_Power_loss_in_rolling_bearings_and_gears_lubricated_with_wind_turbine_gear_oils)

Finfoam Oy 2022. Finfoam F-300. Viitattu 15.8.2022.

[https://www.finfoam.fi/application/files/8016/4603/9006/Tuotekortti\\_Finfoam\\_XPS\\_F300\\_28022022.pdf](https://www.finfoam.fi/application/files/8016/4603/9006/Tuotekortti_Finfoam_XPS_F300_28022022.pdf)

Fluke Corporation 2022. 561 HVAC Infrared & Contact Thermometer. Viitattu 24.8.2022. <https://www.fluke.com/fi-fi/tuote/lampotilanmittaus/infrapunalamppomittarit/fluke-561>

Hämäläinen, A. 2016. Teollisuusvaihteen lämmönkehityksen ja jäähtymisen laskenta. Diplomityö. Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma.

Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto. Viitattu 10.5.2022.

<https://trepo.tuni.fi/bitstream/handle/123456789/24209/Hamalainen.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

ISO/TR 14179-1. Gears – Thermal capacity – Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95 °C sump temperature. ISO 2001.

ISO/TR 14179-2. Gears – Thermal capacity – Part 2: Thermal load-carrying capacity. ISO 2001.

IUPAC International Union of Pure and Applied Chemistry 2022. Gold Book. Enthalpy. Viitattu 15.8.2022. <https://goldbook.iupac.org/terms/view/E02141>

Kamstrup A/S 2022. Multical 603 asiakirjat. Asennus- ja käyttöopas. Viitattu 24.8.2022. <https://www.kamstrup.com/fi-fi/lampoenergiaratkaisut/lampoenergiamittarit/meters/multical-603/documents>

Kara, W. 1989. Voiteluaineet - Valmistus, ominaisuudet, käyttö. Hämeenlinna: Karisto Oy.

KISSsoft 2022. KISSsys Elements. Viitattu 28.4.2022. <https://www.kisssoft.com/en/products/product-overview/kissys-elements>

Kumera Corporation 2022. Guard Gear – Condition Monitoring. Viitattu 28.4.2022. <https://kumera.com/guard-gear-condition-monitoring/>

Kumera Corporation 2022. Guard Gear 4.0 Technical Specification. Viitattu 28.4.2022. [https://kumera.com/wp-content/uploads/2021/03/Kumera\\_Guard-Gear-4.0-Technical-Specification.pdf](https://kumera.com/wp-content/uploads/2021/03/Kumera_Guard-Gear-4.0-Technical-Specification.pdf)

Kumera Corporation 2022. Multi Stage Helical and Bevel-Helical Gearboxes. Saatavilla: <https://kumera.com/multi-stage-helical-and-bevel-helical-gearboxes/>

Kyöstilä, M. 2000. Tuulettimen vaikutus vaihteen jäähdytykseen. Opinnäytetyö. Konetekniikan koulutusohjelma. Riihimäki: Hämeen ammattikorkeakoulu.

Lampinen, M. & Kotiaho, V. 2015. Johdatusta lämmönsiirto-oppiin. Termodynamiikka ja lämmönsiirto. Aalto yliopisto. Viitattu 15.8.2022. [https://mycourses.aalto.fi/pluginfile.php/1598367/mod\\_resource/content/3/LAMPINEN\\_KOTIAHO\\_LAMMONSIIRTO.pdf](https://mycourses.aalto.fi/pluginfile.php/1598367/mod_resource/content/3/LAMPINEN_KOTIAHO_LAMMONSIIRTO.pdf)

Leponokka, S. 2010. Vaihteen jäähdytysvesikierukka. Jäähdytystehon tutkimus. Opinnäytetyö. Kone- ja tuotantotekniikka. Riihimäki: Hämeen ammattikorkeakoulu.

Mäkinen, S. 2008. Teollisuusvaihteen tuulettimen kehitys. Kandidaatintyö. Tuotantotekniikka / Tuotekehitys. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto.

Suomisanakirja 2022. Ekvivalentti. Viitattu 15.8.2022. <https://www.suomisanakirja.fi/ekvivalentti>

Tilastokeskus 2022. Iterointi. Viitattu 15.8.2022.

<https://www.stat.fi/meta/kas/iterointi.html>