

Esa Saari

SUURNOPEUS-TURBOKONEROOTTOREIDEN TERMODYNAAMINEN JA MEKAANINEN MALLINNUS SEKÄ RAKENNEANALYYSI

Väitöskirja tekniikan tohtorin arvoa varten esitetään tieteellisen neuvoston luvalla julkisesti tarkastettavaksi luentosalissa 1381 Lappeenrannan teknillisellä yliopistolla, maanantaina 26. marraskuuta 2012 klo 12.00.

- Ohjaaja Professori, TkT Jaakko Larjola
Virtaustekniikan vastuualue
LUT Energia
Teknistieteellinen tiedekunta
Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Lappeenranta, Finland
- Esitarkastajat Professori, TkT Martti Larmi
Energiatekniikan laitos
Aalto-yliopisto, Insinööritieteiden korkeakoulu
Espoo, Finland
- Professori, TkT Anouar Belahcen
Tallinnan teknillinen yliopisto
Tallinn, Estonia
- Vastaväittäjät Professori, TkT Antero Arkkio
Sähkötekniikan laitos
Aalto-yliopisto, Sähkötekniikan korkeakoulu
Espoo, Finland
- Professori, TkT Martti Larmi
Energiatekniikan laitos
Aalto-yliopisto, Insinööritieteiden korkeakoulu
Espoo, Finland

ISBN 978-952-265-310-9
ISBN 978-952-265-311-6 (PDF)
ISSN 1456-4491
Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Yliopistopaino 2012

Tiivistelmä

Esa Saari

Suurnopeus-turbokoneroottoreiden termodynaaminen ja mekaaninen mallinnus sekä rakenneanalyysi

Lappeenranta 2012

133 sivua

Acta Universitatis Lappeenrantaensis 488

Väitöskirja, Lappeenrannan teknillinen yliopisto

ISBN 978-952-265-310-9, ISBN 978-952-265-311-6 (PDF) ISSN 1456-4491

Tässä väitöskirjassa tarkastellaan suurnopeustekniikan eri sovelluksissa ilmeneviä roottoreihin liittyviä rakenteellisia vaatimuksia ja haasteita. Tässä yhteydessä suurnopeustekniikalla tarkoitetaan järjestelyä, jossa sähkökone (moottori, generaattori) ja toimilaite (turbiini, kompressori, puhallin) on kytketty ilman vaihdetta suoraan mekaanisesti yhteen ja jossa yhteisen roottorin pyörimisnopeus on selvästi suurempi kuin 50/60 hertsin verkosta syötetyn kaksinapaisen vaihtovirtasähkökoneen tahtinopeus. Tyypillistä suurnopeuskoneen roottorille on suuri tehotehiys ja suuri mekaaninen kuormitus. Siksi esimerkiksi sähkökoneen jäähditys on entistä haasteellisempaa kasvavien rautahäviöiden ja pienempien lämmönsiirtopinta-alojen vuoksi.

Tämän työn tavoitteet voidaan jakaa kolmeen osaan:

- Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen tarkastelu, jonka tavoitteena on pienentää lämmönkehitystä ja tehostaa kriittisten kohtien jäähdytystä. Tähän liittyy sähkömagneettisten häviöiden keskittäminen jäähdityksen kannalta edullisiin kohtiin
- Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen tarkastelu kriittisten ominaistuuksien kannalta
- Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen analysointi lujuustekniseltä kannalta. Tähän liittyvät mm. erilaiset ahdistusovitteet ja niiden säilyminen korkeilla pyörimisnopeuksilla sekä niiden roottoria jäykistävä vaikutus ja lämmön johtuminen kyseisissä liitospinnoissa.

Tämän työn tieteellinen uutuusarvo on nimenomaan yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin rakenteen analysointi ottamalla samanaikaisesti huomioon kaikki edellä mainitut näkökohdat: jäähtyminen erityisen kuumissa kohdissa, sähköisten häviöiden alentaminen ja niiden jakautuman huomioon ottaminen, roottorin jäykkyyden maksimointi, lujuusrasitusten hallinta ja rakenteen mekaaninen stabiliteetti sekä lämpötekniisten ylimenovastusten tarkastelu.

Avainsanat: suurnopeustekniikka, jäähditys, kriittinen nopeus

UDC 621.313.12:621.313.13:004.942:62-135

Abstract

Esa Saari

Thermodynamical and mechanical modelling analysis of high-speed turbomachine rotors

Lappeenranta 2012

133 pages

Acta Universitatis Lappeenrantaensis 488

Diss. Lappeenranta University of Technology

ISBN 978-952-265-310-9, ISBN 978-952-265-311-6 (PDF) ISSN 1456-4491

This dissertation considers problems appearing in different applications of high-speed technology from the viewpoint of the rotor structure. In this study high-speed technology refers to a system in which the electric machine (motor, generator) and the unit to be driven (turbine, compressor, blower) are directly coupled to each other without a gear box and the speed of this common shaft is significantly higher than the synchronous speed of a two pole electric machine connected to a 50 or 60 Hz network. High power density and high mechanical load is typical for the rotor of a high-speed machine. Therefore, for example, the cooling of the electric machine is challenging because of the relatively high iron losses and small heat transfer areas.

The objectives of this study can be divided into three parts:

- Analysis of the mechanical structure of high-speed turbomachine rotor, to decrease heat sources and to increase the cooling of critical points. This involves the decreasing of electrical losses and the concentration of these losses in areas which are favourable for the cooling
- Analysis of the mechanical structure of high-speed turbomachine rotor to raise the first bending critical speed of the rotor
- Analysis of the mechanical structure of high-speed turbomachine rotor, from the viewpoint of the structural strength. This involves different interference fits and their stability at high speeds, including their stiffening effect and heat transfer properties.

The scientific contribution of this work is particularly the analysis of the mechanical structure of the combined electric machine and turbo machine rotor, taking simultaneously into account all the three viewpoints mentioned above: the cooling (including the hot spots), the reduction of electrical losses and the analysis of their distribution, the elevation of the rigidity of the rotor, the proper control of stress levels and mechanical stability of the structure, and the analysis of thermal resistance in the interference fits.

Keywords: high-speed technology, cooling, critical speed.

UDC 621.313.12:621.313.13:004.942:62-135

Alkusanat

Tämä työ on tehty Lappeenrannan teknillisen yliopiston LUT Energia-osaston Virtaus-tekniikan laboratoriossa perustuen vuosien 2006 - 2012 aikana tehtyyn työhön. Haluan esittää parhaat kiitokseni professori Jaakko Larjolalle saamastani mahdollisuudesta tähän työhön, sekä saamastani ohjauksesta ja avusta. Haluan myös kiittää TkL Juha Honkatukiaa, TkT Aki Grönmania ja TkT Pekka Punnosta heiltä saamastani avusta ja ohjeista.

Haluan kiittää kaikkia Virtausmekaniikan laboratorion työntekijöitä heidän avustaan ja tuestaan. Erityisesti monet kiitokset professori Jari Backmanille, ja parhaat kiitokset myös TkT Petri Salliselle ja TkT Janne Nergille.

Olen kiitollinen työni esitarkastajille, professori Anouar Belahcenille ja professori Martti Larmille heiltä saamistani monista neuvoista ja parannusehdotuksista.

Tämä työ on käytännössä rahoitettu hyödyntämällä monessa eri projektissa tekemääni tutkimusta. Haluan lausua lämpimät kiitokset näiden projektien rahoittajille.

Esa Saari
Syyskuu 2012
Lappeenranta

Sisältö

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Symboliluettelo	10
1 Johdanto	13
1.1 Taustaa.....	13
1.2 Työn tavoitteet.....	15
1.3 Työn rakenteellinen kuvaus.....	16
2 Kirjallisuuskatsaus	17
2.1 Suurnopeuskoneet	17
2.2 Suurnopeustekniikassa käytetyt sähkökoneet	19
2.2.1 Kestomagneettikoneet	20
2.2.2 Induktiokoneet	22
2.2.3 Roottori	26
2.3 Yhteenveto.....	28
3 Teoreettiset yhtälöt ja menetelmät	30
3.1 Johdanto.....	30
3.2 Suurnopeussähkökoneen yhtälöt	30
3.3 Roottoridynamiikka elementtimenetelmällä	34
3.4 Jäähdytysvirtaushäviöt	36
3.5 Lämpöanalyttiset yhtälöt	40
3.6 Roottorin kriittisen taajuuden analyttinen laskenta	46

4	Pienen tehon roottori	47
4.1	Johdanto.....	47
4.2	Kuumakaasupuhaltimen roottori	47
4.2.1	Kokeellinen moodianalyysi ja sen tulokset.....	49
4.2.2	Ominaistaajuudet elementtimenetelmällä	52
4.2.3	FEM-tulosten yhteenveto	55
4.2.4	Kokeellisen- ja elementtimenetelmän tulosten vertailu	55
4.3	Mikrokaasuturbiinin roottorin liitetty akseli	57
4.3.1	Johdanto	57
4.3.2	Kokeellisella menetelmällä määritetyt ominaistaajuudet	58
4.3.3	Elementtimenetelmällä määritetyt ominaistaajuudet	59
4.3.4	Kokeellisen ja elementtimenetelmän tulosten vertailu	61
4.4	Mikrokaasuturbiinin laakeroinnin lämpötarkastelu.....	63
4.4.1	Johdanto	63
4.4.2	Lämmönsiirtokertoimien määrittäminen	64
4.4.3	Laakeripesän lämpötilat	66
4.4.4	Roottorin lämpötilajakauma.....	68
4.4.5	Tulokset.....	70
4.4.6	Mitatut lämpötilat ja kertoimien korjaukset.....	73
4.4.7	Yhteenveto	76
5	Turbokompressori	77
5.1	Johdanto.....	77
5.2	Turbokompressorin lämpötilat	78
5.3	Sähkökone	80

5.3.1	Sähkökoneen jäähdytys	81
5.3.2	Sähkökoneen jäähdytyksessä toteutettu vaihtoehto	84
5.4	Tahtikoneella varustettu turbokoneen roottori	86
5.4.1	Magneettien kiinnitys upotuksella alumiinihäkkiin	87
5.4.2	Magneettien kiinnitys suoraan akselille	90
5.4.3	Tahtikoneen roottorin ominaistuuudet	92
5.4.4	Yhteenveto	94
5.5	Epätahtikoneella varustettu turbokoneroottori	95
5.5.1	Epätahtikoneen sähkökoneroottorin rakenne	96
5.5.2	Epätahtikoneen roottoriakselin lämpötilat	97
5.5.3	Roottorin ja oikosulkuosien häviö- ja lämpötilajakaumat	99
5.5.4	Oikosulkurenkaiden liitokset	102
5.5.5	Roottoriakselin jännitykset	105
5.5.6	Laskennassa käytetyt rakenneosien materiaalit.	106
5.6	Turbiinin juoksupyörä	109
5.6.1	Turbiinisiiven kuormitukset ja ominaistuuudet.....	109
5.6.2	Juoksupyörän kiinnitys ja jännitykset	114
6	Yhteenveto ja johtopäätökset	117
6.1	Tutkimustulokset empiiristeoreettisesti.....	117
6.2	Tiivistelmä tutkimustuloksista tutkimuskysymysten mukaisesti	119
6.3	Jatkotutkimusaiheita ja tulosten käytännön merkitys.....	120
	Viitteet	121
	Liitteet	128

Symboliluettelo

Latinalaiset aakkoset

A	pinta-ala	m^2
A_c	lineaarinen virrantiheys eli virtakate	A/m
a	vakio	s/m
b	vakio	–
\hat{B}_δ	magneettivuon tiheyden huippuarvo ilmapälissä	T
C	vaimennusmatriisi	N·s/m
C	vakio / konevakio	– / kW·min/m ³
C_f	kitkakerroin	–
c_p	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineesa	J/(kg·K)
D	ulkohalkaisija	m
d	sisähalkaisija	m
E	kimmomoduuli	N/mm ²
F	voimavektori	N
f	verkkotaajuus	Hz
G	gyroskooppimatriisi	N·s/m
h	lämmönsiirtokerroin	W/(m ² ·K)
H	pehmeämmän pinnan mikrokovuus	Pa
I	käämin kokonaisvirta	A
J	käämin virrantiheys	A/m ²
k_1	pinnankarheuskerroin	–
k_2	nopeuskerroin	–
k_w	käämikerroin	–
K	vakio	–
K	jäykkyysmatriisi	N/m
L	sähkökoneroottorin aktiivipituus	m
l	pituus	m
M	massamatriisi	kg
M	väliaineen tehollinen kaasukerroin	–
m	massa / tehollinen absoluuttinen pinnankarheus	kg / m
m_0	vakio	kg
N	muotofunktiot sisältävä vektori	–
n	pyörimisnopeus	1/s
P	teho / piirin pituus	W / m
p	napaparien lukumäärä / kontaktipaine	kpl / Pa
q	yleistettyjen koordinaattien vektori	–
q_m	massavirta	kg/s
q	lämpövirta	W
r	laskentasäde	m
r_j	lämpövastus	K/W
r_1	sisäsäde	m

r_2	ulkosäde	m
s	etäisyys	m
T	lämpötila / vääntömomentti	K / Nm
t	aika	s
u	solmusiirtymä	m
u_1	kehänopeus	m/s
\mathbf{u}	siirtymävektori	m
v	virtausnopeus /solmusiirtymä	m/s / m
V	tilavuus	m ³
x	x-koordinaatti	m
y	y-koordinaatti / tehollinen pinnan karheus	m
Y	tehollinen raonpaksuus	m
z	z-koordinaatti	m

Kreikkalaiset aakkoset

α	lämpölaajenemiskerroin	1/K
β	vakio	–
Δ	erotus	–
δ	ilmaväli	m
ε	Poissonin vakio	–
θ	kiertymiskulma	rad
λ	lämmönjohtavuus	W/(m K)
μ	dynaaminen viskositeetti	Pa·s
ν	kinemaattinen viskositeetti	m ² /s
ρ	massatiheys	kg/m ³
σ	jännitys	N/mm ²
τ	tangentiaalijännitys, leikkausjännitys	N/mm ²
Ω	akselin pyörimisnopeus pituusakselin suhteen	rad/s
ω	kulmanopeus yleisesti	rad/s
\emptyset	halkaisjamitan symboli	

Dimensiottomat luvut

Nu	Nusseltin luku
Pr	Prandtlin luku
Re	Reynoldsin luku

Yläviite

\cdot	1. derivaatta
$\ddot{}$	2. derivaatta
\rightarrow	vektori
T	matriisin transpoosi

Alaviite

a	akseli, aksiaalinen
ave	keskimääräinen
c	kontaktissa oleva, virta, jäädytys
cr	kriittinen
f	kitka
Fe	rauta
g	kaasu
h	hydraulinen
j	liitos
m	keskimääräinen
max	suurin
min	pienin
n	ei pyörivä, napa
r	pyörivä, roottori
red	reduoitu
s	tahti, sisä
sall	sallittu
u	ulko
v	von Mises -jännitys

Lyhenteet

2D	kaksiulotteinen
3D	kolmiulotteinen
CFD	Computational Fluid Dynamics, laskennallinen virtausmekaniikka
CHT	Conjugate Heat Transfer
det	determinantti
EMA	Experimental Modal Analysis
FEA	Finite-element analysis, analyysi elementtimenetelmällä
FEM	Finite-element method, elementtimenetelmä
Hotspot	pistemäinen rasituskohta
IM	Induction Machine, induktiokone, oikosulkukone
LPTN	Lumped Parameter Thermal Network, yksittäisten pisteiden lämpöverkko
LUT	Lappeenrannan teknillinen yliopisto
MEMS	Micro-Electro-Mechanical-Systems, mikrosähkömekaaniset järjestelmät
PMSMs	Permanent Magnet Synchronous Machines, kestopagneettitahtikone
PM	Permanent Magnet, kestopagneetti
SRM	Switched Reluctance Machine, reluktanssikone

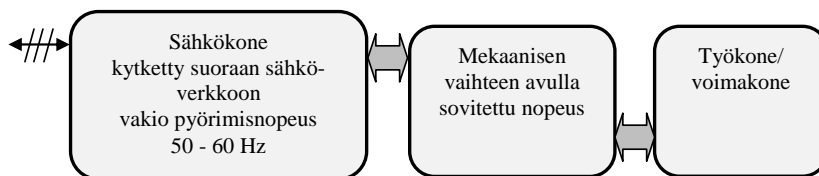
1 Johdanto

1.1 Taustaa

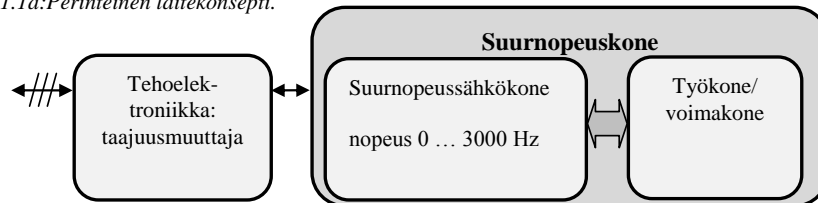
Tässä väitöskirjassa tarkastellaan suurnopeustekniikan käytännön sovelluksien suunnittelussa ja rakentamisessa esiin tulleita rakenneteknisiä kysymyksiä. Tarkastelun pääpaino kohdistuu keskeiseen tehonsiirtoelimeen eli roottoriin. Rakennerratkaisujen tarkastelutapa on poikkitieellinen yhdistäen useita eri tekniikan aloja.

Suurnopeustekniikkaa on Suomessa lähdetty kehittämään 1980-luvun alkupuolella, jolloin myönnettiin ensimmäinen julkinen rahoitus suurnopeustekniikkaan perustuvan turbokonesovelluksen kehittämiseen. Seuraava lainaus rajaa täsmällisemmin suurnopeustekniikan ulottuvuuden. ”Suurnopeustekniikalla tarkoitamme järjestelyä, jossa sähkökone (generaattori, moottori) ja toimilaitte (turbiini, kompressori, pumppu, työstökoneen kara) on kytketty suoraan mekaanisesti yhteen ilman vaihdetta, ja missä yhteisen roottorin pyörimisnopeus on selvästi suurempi kuin 50 Hz verkosta syötetyn kaksinapaisen vaihtovirtasähkökoneen synkroninopeus 3000 min^{-1} , ollen tyypillisesti yli $10\,000 \text{ min}^{-1}$. Laakerit ovat usein öljyttömiä kaasui- tai magneettilaakereita tai kiertoainevoideltuja suurnopeuskäyttöön sopivia mekaanisia laakereita. Lähes aina suurnopeussähkökäyttöön liittyy myös tehoelektroninen taajuusmuuttaja, jonka avulla sähkökoneetta ohjataan.” (Larjola et al., 2010). Suurnopeustekniikan kehitys on ensisijassa ollut sähkökoneiden, taajuusmuuttajien, sekä niihin kytkettyjen erilaisten sovellusten ja niissä esiintyvien erityiskysymysten ratkaisemista.

Suurnopeustekniikalla saavutetaan perinteisiin laitteisiin verrattuna suurempi tehotehoisuus, mikä merkitsee saman tehon aikaansaamista entistä pienemmillä ja kevyemmällä laitteilla. Lisäksi nopeuden muuntamista vaihteen avulla työkoneen ja voimakoneen välille ei tarvita, vaan laitteet voidaan rakentaa samalle pyörivälle akselille eli roottorille.



Kuva 1.1a: Perinteinen laitekonsepti.



Kuva 1.1b: Suurnopeuskoneen laitekonsepti.

Kuvassa 1.1a on esitetty perinteinen laitekone, jossa vaihde toimii nopeuden muuntimena laitteiden välillä. Kuvassa 1.1b on esitetty suurnopeuskoneen laitekone, jossa vaihde on korvattu tehoelektronisella muuntimella. Sähkökoneen ja siihen kytketyn työkoneen pyörimisnopeutta voidaan helposti ohjata muuttamalla sähkökoneeseen syötettävää taajuutta. Tyypillisissä suurnopeussovelluksissa, kuten turbokompressoreissa tai turbogeneraattoreissa laitteet saadaan toimimaan parhaalla hyötysuhteella eri käyttötilanteissa muuttamalla pyörimisnopeutta, jolloin ei tarvita kuristus- tai siipisääntöä. Näin energiahäviöt voidaan minimoida, samoin kuin perinteisissäkin sähkökäytöissä. (Grönman, 2010; Backman et al., 2004; Jokinen et al., 1998; Larjola, 1986; 2011; Larjola et al., 1991; Kaikko et al., 2003; Koponen et al., 2009; Reunanen et al., 2005; Tang et al., 2006; 2008; Turunen-Saaresti ja Larjola, 2003; 2010; Van Buijtenen et al., 2003).

Suurnopeuskoneiden ansiosta saadaan kokonaishyötysuhteeltaan parempia ja vähemmän energiaa käyttäviä laitteita. Suurnopeustekniikan sovelluskohteita on käytetty etenkin hajautetussa energiatuotannossa, mutta myös mm. teollisuuden hukkaenergian hyödyntämisessä, teollisuuskompressoreissa ja kylmäkoneissa.

Suurnopeuskoneet tulisi optimoida toimimaan rakenteen sallimilla äärimmäisillä pyörimisnopeuksilla. Suurilla tehotehoilla myös häviötehoteho kasvaa, minkä seurauksena materiaalien lämpötilat kohoavat. Suurilla pyörimisnopeuksilla myös mekaaniset rasitukset lisääntyvät. Keskipakovoimat lisääntyvät nopeuden neliönä, jolloin ne aiheuttavat merkittäviä mekaanisia kuormituksia roottorille. Roottorin jäännösepatasapaino aiheuttaa roottorin akseliin poikittaisia voimia, jotka voivat johtaa hallitsemattomiin värähtelyihin ja laitteen rikkoutumiseen. Teoreettisen roottoridynamiikan avulla voidaan määrittää värähtelyjen vaikutuksia ja ottaa huomioon ne laitteiden mitoituksessa. Koska suurnopeuskoneet toimivat usein kohonneissa rasitusolosuhteissa heikentyneillä materiaaliominaisuuksilla, ne on suunniteltava perinteisiä koneita tarkemmin.

Roottori kytkee mekaanisesti työ- ja voimakoneen toimimaan suurella pyörimisnopeudella, jonka seurauksena vaihteistohäviöt jäävät pois, mutta mekaaniset ja sähköiset häviöt voivat lisääntyä laakereissa, kaasukitkoissa ja sähköisissä rautahäviöissä taajuuden noustessa. Laakerihäviöitä on voitu vähentää kaasu- ja magneettilaakeritekniikan kehittämisellä. Suuren tehotehojen sähkökoneessa ja roottorissa jäähdyttäminen muodostuu haasteelliseksi kasvavien rautahäviöiden ja pienempien lämmönsiirtopinta-alojen johdosta. Materiaalien kehitys kuitenkin helpottaa osaltaan tilannetta. Suurnopeuskoneen sähkökone voidaan samassa sovelluksessa kytkeä toimimaan joko moottorina tai generaattorina, mikä asettaa lisävaatimuksia optimaaliselle mitoitukselle.

Sähkökonetyypeistä suurnopeussovelluksiin ovat vakiintuneet ainakin kestopagneettikone (PMSMs = Permanent Magnet Synchronous Machines), oikosulkukone (IM = Induction Machine) ja reluktanssikone (SRM = Switched Reluctance Machine). (Rahman et al., 2004).

1.2 Työn tavoitteet

Tämän työn tavoitteet on jaettu kolmeen tutkimuskysymys osaan:

1. Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen analysointi lämmönkehityksen alentamiseksi ja kriittisten kohtien jäähtymisen lisäämiseksi. Tähän liittyy keskeisesti sähköisten häviöiden alentaminen ja niiden keskittäminen jäähtymisen kannalta edullisiin kohtiin; Toisaalta myös yleisesti lämmönsiirtymisen hallinta osien välillä.

Lämmönsiirtymistä ja jäähtymistä käsitellään luvussa 4.4. Sähköisiä häviöitä ja lämpötilajakautumia käsitellään luvuissa 5.2, 5.3, 5.53

2. Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen tarkastelu taivutuskriittisen nopeuden suhteen, jotta roottorin toimintapiste voidaan pitää riittävällä marginaalilla alikriittisenä. Tähän sisältyy myös tarkastelu roottorille liitettyjen osien vaikutuksesta ominaistajuuksiin.

Taivutuskriittisiä nopeuksia käsitellään luvuissa 4.2, 4.3 ja 5.43. Lisäksi juoksupyörän siipien ominaisvärähtelyjä tarkastellaan luvussa 5.61.

3. Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen analysointi lujuustekniseltä kannalta. Tähän liittyvät mm. erilaiset ahdistusovitteet ja niiden säilyminen korkeilla pyörimisnopeuksilla.

Lujuusteknisiä kysymyksiä käsitellään pääosin luvuissa 5.4.1 - 2, 5.5.4 - 5 ja 5.6.1 - 2.

Lähes kaikki tässä työssä esitetty suunnittelu- ja analyysityö on kirjoittajan yksin tekemää. Lämpötekniisissä laskelmissa tekijä on saanut apua TkL Juha Honkatukialta, sähkötekniisessä tarkastelussa TkT Janne Nergiltä, turbokonerootoreiden virtaustekniisessä laskennassa TkT Aki Grönmanilta, roottoreiden kriittisen nopeuden määrittämisessä TkT Petri Salliselta. TkT Zlatko Kolondzovskin sekä TkT Juha Saaren väitöskirjat ovat tarjonneet hyvää taustamateriaalia työn tavoitteiden asettelussa. Työssä esitetyt koeajot on tehty tiimityönä.

Tämän työn tieteellinen uutuusarvo on erityisesti yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin rakenteen analysointi huomioimalla samanaikaisesti kaikki edellä mainitut näkökohdat: jäähtyminen, lämmön syntymisen alentaminen, sähköisten häviöiden vähentäminen ja niiden jakautumisen huomioon ottaminen, roottorin jäykkyyden lisääminen, lujuusrasitusten hallinta ja rakenteen mekaaninen stabiliteetti, sekä lämpötekniisten ylimenovastusten analysointi. Lukuisia tutkimuksia on tosin tehty kustakin näistä osaluueista erikseen, mutta jos niitä ei oteta riittävän kattavasti huomioon samanaikaisesti, parasta mahdollista lopputulosta ei voida saavuttaa. Tekijä uskoo tässä mielessä tuoneensa uuden lähestymistavan yhdistettyjen suurnopeusrootoreiden suunnitteluun myös käytännön tulosten kannalta.

Tutkimusryhmä ja tämän työn tekijä yhtenä jäsenenä ovat tehneet tässä työssä käsitellyistä uusista teknisistä ratkaisuista useita keksintöilmoituksia.

1.3 Työn rakenteellinen kuvaus

Väitöskirjan luvuissa käsitellään mm. seuraavaa:

- Luku 1 sisältää esittelyn, työn tavoitteet ja tieteellisen merkityksen kuvauksen.
- Luku 2 sisältää kirjallisuuskatsauksen, jossa ensin käsitellään suurnopeuskoneita yleisellä tasolla. Sitten katsauksessa käsitellään tyypillisiä suurnopeuskestomagneetti- ja oikosulkukoneita. Molempien koneiden ominaisuuksia käytännön sovelluksissa käsitellään luvussa 5.
- Luvussa 3 käsitellään suurnopeuskoneille tyypillisten ominaisuuksien määrittämisessä tarvittavia yhtälöitä. Niistä esitetään ensin sähkökoneiden pyörimisnopeuden, tehon, koon ja tehohäviöiden verrannollisuudet. Myös yhtälöt roottorin ominaistajuuksien määrittämisessä elementtimenetelmällä esitetään. Jäähdytysilmavirtauksen yhteydessä esiintyvät, mekaanisia häviöitä kuvaavat yhtälöt esitetään niin ikään, samoin virtauksessa vallitsevien lämmönsiirtokertoimien määritykset. Samoin esitetään kontaktiliitoksissa vallitsevien tyypillisten lämmönsiirtokertoimien määrittäminen.
- Luvussa 4 käsitellään ensin kuumakaasupuhaltimen roottorin ominaistajuuksia erilaisilla kokoonpanoilla. Ominaistajuuksia tarkastellaan sekä elementtimenetelmällä että kokeellisella moodianalyysillä. Tämän jälkeen käsitellään mikrokaasuturbiinin roottorin rakennetta kuin myös roottorin ja laakeroinnin jäähdytystä. Mikrokaasuturbiinin tuloksista tarkastellaan roottorin ominaistajuuksia edellä mainituin menetelmin. Laakeroinnin jäähdytyksessä tarkastellaan eri tekijöiden vaikutusta laakerin lämpötilan määrittymiseen.
- Luvussa 5 käsitellään sähkökoneella varustettuja turbokompressoreita. Näistä ensimmäinen on varustettu kestopompeetikoneella ja siinä on kaksivaiheinen kompressori. Toinen on varustettu oikosulkukoneella ja siinä kompressori on yksivaiheinen. Luvussa käsitellään muun muassa: turbokompressorin lämpötilajakautumista, sähkökoneen häviöitä ja jäähdytystä, rottoreiden ominaisuuksia, sekä turbiinin juoksupyörän ja akselin kuormituksia sekä niiden liitoksia.
- Luku 6 käsittää yhteenvedon, työn merkityksen ja jatkotutkimusehdotukset.

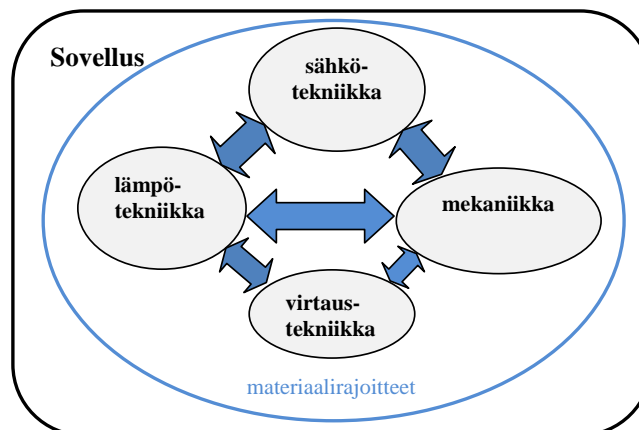
2 Kirjallisuuskatsaus

2.1 Suurnopeuskoneet

Suurnopeuskoneilla tarkoitetaan koneita, joiden pyörimisnopeus on huomattavasti perinteisten sähkökoneiden pyörimisnopeutta suurempi. Kirjallisuuskatsauksessa esiin tulleissa tapauksissa pyörimisnopeusalue on tyypillisesti 10000 - 100000 min⁻¹. Tämä merkitsee yhä suurempien keskipakovoimien vaikutusta roottorissa verrattuna perinteisen nopeuden koneisiin. Toisena erona on tehotiheyden kasvu ja pienempi laitekoko. Edellisten tekijöiden kääntöpuolena on mekaanisten rasitusten lisääntyminen ja lämpötilojen nousu, mitkä puolestaan vaativat erityisratkaisuja käytetyissä materiaaleissa ja jäähdytyksessä. Kolmantena erona, osittain edellisistä seuraten, on soveltuvien laakereiden tribologiset näkökohdat.

Suurnopeussähkökoneiden optimaalinen suunnittelu vaatii monitekniistä lähestymistapaa, jossa sovelletaan ainakin sähkö-, kone-, lämpö-, virtaus- ja materiaalitekniikan välistä iterointia. Lisäksi suurnopeussovellus vaatii oman alansa tekniikoiden soveltamista ja sovittamista laitekokonaisuuteen. Myös valmistustekniset ja kaupalliset tekijät asettavat lisävaatimuksia, joten sovellukset pitää rakentaa tekniikan suomien mahdollisuuksien ja kaupallisten näkökohtien kompromissina. Kuvassa 2.1 on esitetty eri tekniikan alojen keskinäisvaikutus tässä tutkimuksessa. (Gerada, 2010).

Seuraavassa kirjallisuuskatsauksessa esiintyvissä viitteissä pääpaino on enimmäkseen kohdistettu näkökohtiin, jotka vastaavat väitöskirjan perusteena olevia, suunniteltuja ja rakennettuja suurnopeuskonesovelluksia.



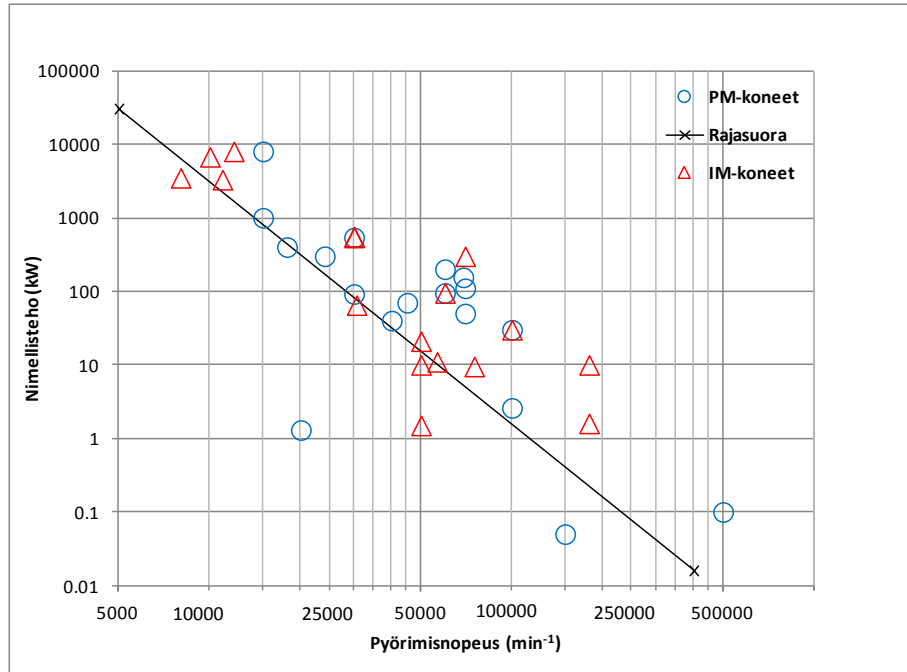
Kuva 2.1: Suurnopeuskoneen suunnittelussa esiintyvät eri tekniikanalat, joille materiaalien ominaisuudet ja käytetty sovellus asettavat rajoitteita.

Pienimpiä suurnopeuskonesovelluksista ovat tutkineet Epstein et al. (2000). Niissä teho oli 10 W suuruusluokkaa, ja ne oli valmistettu MEMS-tekniikalla (MEMS = Micro-Electro-Mechanical-Systems). Koneen halkaisija oli 20 mm ja paksuus 3 mm. Näin pienikokoisessa laitteessa tavanomaiset mitoitusperiaatteet eivät enää päde. Painesuhteen 2:1 - 5:1 saavuttaminen kineettisellä kompressorilla vaatii pyörimisnopeudeksi 1 - 3 milj. kierrosta minuutissa. Halkaisijaltaan vain joitakin millimetrejä olevassa roottorissa kehänopeus on tällöin 300 - 600 m/s. Suuren kehänopeuden seurauksena myös keskipakovoimien aiheuttamat jännitykset muodostuvat merkittäviksi. Valmistusteknisten toleranssien saavuttaminen näin pienessä koossa on vaativaa, joten geometriat ovat hyvin pelkistettyjä. Termodynaamiset ominaisuudet eivät koon myötä muutu, mutta rakenne-, virtaus- ja sähkömagneettiset ominaisuudet muuttuvat verrattuna perinteisen mitoituksen koneisiin.

Arkkio et al. (2005) ovat tutkineet PM-koneiden ("PM-kone" = kestopagneettikone, PM = Permanent Magnet) ja IM-koneiden ("IM-kone" = oikosulkukone, IM = Induction machine) ominaisuuksia. Kiinteärakenteinen roottori soveltuu hyvin suurnopeuskäyttöön hyvän jäykkyytensä ansiosta. Tutkimuksessa on vertailtu sähkömagneettisia, lämpötekniisiä ja mekaanisia ominaisuuksia. PM-konetta pidetään ensisijaisena valintana, kun roottorin kehänopeus jää alle 250 m/s. Suuremmilla nopeuksilla ja tehoilla induktiokonetta voidaan pitää ensisijaisena.

Sähköisiltä ominaisuuksiltaan PM-kone on selvästi IM-konetta parempi, mutta mekaanisilta ja termisiltä ominaisuuksiltaan tilanne on päinvastainen. Oikosulkukoneen kiinteä roottori sallii yli 400 m/s olevia kehänopeuksia ja korkeita käyttölämpötiloja. Suhteellisen suuret roottorihäviöt ja alhainen tehokerroin ovat oikosulkukoneen merkittävimmät haittatekijät. Kiinteän roottorin sähköisiä ominaisuuksia voidaan parantaa tekemällä aksiaalisia uria roottorin pintaan. Myös kehämäisillä urilla voidaan ominaisuuksia parantaa. Samoin ominaisuuksia parantaa roottorin pinnan päällystäminen kuparikerroksella. Kehänopeudella, joka on yli 300 m/s, ilmavälin kaasuvirtauksesta johtuvat mekaaniset häviöt muodostuvat merkittäviksi häviöiksi. (Arkkio et al., 2005).

Rahman et al. (2004) ovat tutkimuksensa perusteella tehneet yhteenvedon erityisen suurella nopeudella pyörivistä koneista ns. supernopeuskoneista eri sovelluskohteissa. Esimerkiksi turbokompressorisovelluksessa oli käytetty IM-konetta, jonka teho oli 3,3 MW ja pyörimisnopeus 11000 min^{-1} , kuten myös 3,5 MW ja 8000 min^{-1} . Samoin IM-konetta oli käytetty generaattorina kaasuturbiinisovelluksessa, jossa teho oli 556 kW ja pyörimisnopeus 30000 min^{-1} . Koneessa oli niin sanottu massiiviroottori, ja hyötysuhde oli 87,8 %. Roottorin hajavuohäviöt muodostivat 40 % kokonaishäviöistä. Laakerihäviöt olivat 26 % kokonaishäviöistä. Myös kaasuturbiinisovelluksen generaattorina oli käytetty kestopagneettikonetta, jonka teho oli 1 MW ja pyörimisnopeus 15000 min^{-1} . Hyötysuhde oli 95,7 %. Koneen magneetit olivat SmCo ja ne oli asennettu suoraan roottorin pinnalle. Roottorin pyörimisnopeus oli rajattu kehänopeuteen 170 m/s. Vastaavassa työkalusovelluksessa oli niin ikään käytetty kestopagneettikonetta kehänopeudella 250 m/s, jossa magneettien kiinnitys roottoriin oli tehty hiilikuitupannan avulla. Koneen teho oli 70 kW, ja pyörimisnopeus 45000 min^{-1} .



Kuva 2.2: Kirjallisuuskatsauksessa esiintyvien suurnopeuskoneiden tehoja ja nopeuksia

Kuvassa 2.2 on koottu edellisten Rahmanin esittämien koneiden lisäksi suurnopeuskoneita tämän kirjallisuuskatsauksen lähteistä. Kuvassa on myös suora, jota Maeda et al. (1995) ovat Rahmanin mukaan esittäneet suurnopeuskoneiden nopeuden tehorajaksi. Maedan raportissa, sen hetkisen teknologian mukaan, suoran oikealla puolella olevat sovellukset kuuluisivat supernopeuskoneisiin ja vasemmanpuoleiset suurnopeuskoneisiin. Rajasuoran yhtälö on $P \leq 6,2 \cdot 10^6 / N^{3,3}$, jossa pyörimisnopeus N on ilmaistu 1000 min^{-1} ja tehon P laatu on kW.

Kuvaan on lisätty myös LUT:ssa kehiteltyjä viimeaikaisia versioita muun muassa: IM-kone 70000 min^{-1} , 300 kW; PM-kone 24000 min^{-1} , 300 kW, sekä PM-kone 18000 min^{-1} , 400 kW (Saari, 2011).

2.2 Suurnopeustekniikassa käytetyt sähkökoneet

Suurnopeuskäytöissä yleisesti sovelletuista sähkökonetyypeistä katsauksessa käsitellään tahtikoneista kestopermanenttikoneita ("PM-kone", PM = Permanent Magnet) ja epätahtikoneista oikosulkukoneita ("IM-kone", IM = Induction machine) sekä niiden ominaisuuksia yleiskatsauksena. Katsauksella pyritään saamaan yleisnäkemyks näiden konetyyppien suunnittelussa ilmenneistä näkökohdista. Katsaus ei käsittele sähkötekniisiä kysymyksiä, vaan esittelee termisiä ja rakenteellisia näkökulmia roottorin ominaisuuks-

sista kyseisissä koneissa. Myös materiaalien sähköiset, termiset ja mekaaniset ominaisuudet ovat esillä.

Sähkökoneen mitoituksessa työkoneen toimintapiste asettaa ensisijaisen reunaehdon, jonka tehotarpeeseen, vääntömomenttiin ja pyörimisnopeuteen kone on sovitettava. Roottorin enimmäishalkaisijan määrittävät käytetyn materiaalin lujuusominaisuudet ja toisaalta pyörimisnopeuden aiheuttama keskipakovoima. Jos roottori mitoitetaan toimimaan alikriittisellä alueella, on ensimmäinen taivutusmuoto ja vastaava taajuus määräävä tekijä sallitulle pyörimisnopeudelle. Tehohäviöistä johtuva lämpeneminen myös asettaa mitoitukselle rajoituksia. Sähkökoneen eri häviöiden muodostumisen ja jakautumisen tarkastelu tuo näkemystä roottorin termisiin kysymyksiin ja edesauttaa parempien ratkaisujen löytymistä mekaniikan suunnittelun avulla.

2.2.1 Kestomagneetikoneet

Kestomagneetikoneen roottorirakenne on suhteellisen yksinkertainen ilman erillistä käämistystä, ja sillä on korkea tehotehoisuus ja tehokerroin. Vaikka magneettien puristuslujuus on hyvä, niin vetolujuus esim. sintratulla NbFeB-magneetilla on kuitenkin vain suuruusluokkaa 80 MPa. Tämä asettaa erityisvaatimuksia magneettien kiinnitykseen roottoriakselin pinnalle. Magneetteihin kohdistuu suuri pyörimisnopeuteen verrannollinen keskipakovoima, josta seuraa, että magneetit on kiinnitettävä ulkoisella puristuspannalla roottoriakselin pinnalle. Puristuspannoina käytetään epämagneettista metallia, kuten ruostumatonta terästä tai panta valmistetaan hiilikuitukomposiitista. Vaikka mekaaniset ominaisuudet ruostumattomalla teräksellä ovat riittävät, aiheuttaa sen hyvä sähkönjohtavuus pyörrevirtahäviöiden lisääntymistä roottorin pinnalla, mutta alentaa niitä roottorin muissa osissa. Hiilikuitupannalla on edulliset sekä mekaaniset että sähköiset ominaisuudet, mutta hiilikuidulla on huono lämmönjohtavuus. Hiilikuidun sähkönjohtavuus on huomattavasti terästä alempi, joten pyörrevirrat jäävät alhaisiksi roottorin pinnalla, mutta lisääntyvät jossain määrin magneeteissa. Kokonaisuutena magneettien kiinnitys hiilikuitupannalla aiheuttaa teräksistä panta vähemmän roottorihäviöitä. (Cho et al., 2006; Wang et al., 2008).

Bianchi et al. (2004) ovat tutkineet PM-koneen toiminnallisia reunaehtoja eri materiaaleilla ja todenneet, että materiaalin ominaisuudet vaikuttavat merkittävästi muuhun mitoitukseseen. Myös koneen fyysiset mitat muodostuvat riippuvaisiksi käytetyistä materiaaleista. Tässä mielessä sähkökoneen suunnittelussa on monta eri muuttujaa, joilla kullakin on oma erityinen merkityksensä lopputulokseen. Tämä tekee suunnittelusta myös haastavaa. Koneen merkittävimpinä suunnittelumuuttujina on määritetty staattorin sisä- ja ulkohalkaisijasuhde, sekä magneettivuon tiheys. Muut mitoitusparametrit voidaan johtaa niistä riippuvina. Staattorin aukollisuuden vaikutusta roottorihäviöihin on myös tarkasteltu. Roottorissa merkittävin häviö johtuu pyörrevirroista roottorin pinnalla, joita indusoituu magneettivuon sisältämien yliharmonisten komponenttien johdosta. Pyörrevirtojen aiheuttajina ovat ns. paikkaharmoniset ja aikaharmoniset perustaajuuden kerrannaiset. Paikkaharmoniset taajuudet johtuvat staattorin ja roottorin epäjatkuudesta. Staattorissa epäjatkuuus johtuu käämistyksen jaksollisuudesta uriinsa. Tämän

vaikutuksia voidaan vähentää limittämällä eri vaiheiden käämitystä. Toinen keino on käyttää magneettista kiilaa ura-aukossa, jolloin käämiurista johtuva epäjatkuvuusvaikutus vähenee, tai voidaan käyttää täysin aukotonta staattoria. Aikaharmonisten taajuuksien muodostuminen johtuu taajuusmuuttajan syöttämästä virtamuodosta, jossa se poikkeaa ideaalisesta siniaaltomuodosta. Tätä haittaa voidaan helposti ja merkittävästi vähentää suodattimilla. Tukiholkin sähköjohtavuudella on vaikutusta pyörrevirtahäviöihin. Tukiholkin hyvä sähköjohtavuus lisää pyörrevirtoja aivan roottorin pinnassa, mutta samalla pyörrevirrat vähenevät roottorin syvemmistä osista. Virran lisäys lisää hieman kuparihäviöitä, mutta alentaa merkittävämmiin rautahäviöitä roottorin syvemmissä osissa. Erityistä merkitystä suunnittelussa on materiaalien sähköisillä, sähkömagneettisilla, termisillä, ja mekaanisilla ominaisuuksilla. Olennaisena näkökohtana Bianchi nostaa esiin materiaaliominaisuuksien merkityksen mitoituksessa. Tutkimuksessa on sovellettu analyyttisiä ja numeerisia laskentamenetelmiä.

Jang et al. (2004), ovat tutkineet 5 kW, 40000 min⁻¹ kestopagneettikoneen hajavuon aiheuttamia roottorihäviöitä. Tutkimuksessa verrattiin rinnakkaismagnetointia ja Hallbach-magnetointia. Rinnakkaismagnetoinnilla roottorin häviöitiheys oli 280,6 W/m³ ja Hallbach-magnetoinnilla 248,3 W/m³.

Binder et al. (2006) vertailevat kestopagneettikoneessa pintaan asennettujen ja upotettujen magneettien asennustavan merkitystä roottoriin. Yleisesti kestopagneettikoneilla on hyvä hyötysuhde ja alhaiset roottorihäviöt. Pintaan asennetut magneetit, joissa käytetään hiilikuituista tukipantaa, aiheuttaa roottorissa pienemmän maksimijännityksen kuin upotetussa rakenteessa. Upotetuissa magneeteissa niihin ja roottoriin muodostuu helpommin paikallisia jännityshuippuja. Binder suosittelee FEM-menetelmän käyttöä rakenteellisissa lujuuslaskuissa ns. Hotspot-jännitysten eli paikallisten jännityshuippujen esiintymisen vuoksi. Jännityshuippujen kuvaus ei analyyttisillä laskentamenetelmillä tule esiin, koska jännitykset johtuvat rakenteen geometrisistä epäjatkuvuuskohdista, kuten esimerkiksi hitsauksista, lovista tai muista ulokkeista. Analyyttiset menetelmät soveltuvat sen sijaan yksinkertaisille roottorirakenteille. Olennaisina näkökohtina nousevat esiin roottorin mekaaninen lujuus suhteessa magneettien asennustapaan.

Luomi et al. (2009) ovat tutkineet 100 W PM-suurnopeuskonetta, jossa pyörimisnopeus ylittää 500·10³ min⁻¹. Roottorin Sm₂Co₁₇-magneetit on sijoitettu akselin keskelle sylinterimäisenä kappaleena, jonka päällä on titaanipanta. Optimointi perustuu yleensä staattorin rauta- ja kuparihäviöiden, sekä roottorin pyörrevirtahäviöiden minimointiin. Näin suurella pyörimisnopeudella kaasukitkahäviöt tulevat kuitenkin merkittäviksi ja ne ovat ohjanneet mitoitusta tässä sovelluksessa. Tutkimuksessa sovellettiin analyyttistä ja kokeellista tutkimusta. Luomin tavoitteena on tutkia konetta, jossa pyörimisnopeus voidaan nostaa 1 milj. kierrokseen minuutissa. Tällöin roottorin dynaamiset ja termiset ominaisuudet tulevat korostumaan. Olennainen näkökohta raportissa on, että ottamalla ensisijaisesti huomioon kaasukitkahäviöt, kokonaishäviöitä voidaan alentaa.

Kolondzovskin et al., (2011) tutkimuksessa tarkasteltiin kestopagneettikoneen tehorojoja kompressorisovelluksessa. Rakenteen lämpötiloja määritettiin analyyttisellä lämpö-

verkkomallilla ja numeerisella virtausdynamiikkaohjelmalla. Tutkimuksessa selvitettiin teoreettisesti viiden eri pyörimisnopeudella toimivan koneen suurinta mahdollista käytettävää tehoa. Koneiden pyörimisnopeudet kiinnitettiin: 1) 20000, 2) 40000, 3) 60000, 4) 80000 ja 5) 100000 min⁻¹. Roottorien ensimmäisen taivutusmuodon ominaistaajuus mitoitettiin 10 % yli nimellisoikeuden. Tehoa (virtaa) lisättiin aina siihen asti, kunnes magneettien ja hiilikuitukomposiitin lämpenemä oli 130 °C. Koneita jäähdytettiin ilmalla ja vesivaipalla. Käämejä jäähdytettiin suoralla ilmavirtauksella sekä roottoria staattorin keskeltä ilmaväliin johdetulla ilmalla. Staattoria jäähdytettiin lisäksi ulkopuolisella vesivaipalla. Enimmäistehoksi kullakin pyörimisnopeudella saatiin: 1) 1500 kW, 2) 425 kW, 3) 181 kW, 4) 93 kW, ja 5) 55 kW.

Aglénin ja Anderssonin (2003) tutkimus käsitti 110 kW, 70000 min⁻¹ PM-generaattorin, jota on sovellettu mikrokaasu-turbiinikäytössä yhdistetyssä lämmön ja sähkön tuotannossa. Koneen lämpöanalyysi perustui kenttämittauksiin, joiden perusteella tehtiin lämpöverkkomalli. Tulosten mukaan roottorihäviöt voitiin alentaa noin 125 W käyttämällä hyvin sähköä johtavaa kupariholkkia magneettien ja hiilikuitupannan välissä. Tällöin harmoniset häviöt keskittyivät kupariholkkiin ja alenivat merkittävästi magneeteissa ja roottorin ytimessä. Magneettien ja holkkirakenteen suurin sallittu lämpötila oli 150 °C, mikä tarkoitti enimmillään noin 200 W roottorihäviöitä. Kaasukitkahäviöissä tapahtuneen lisäyksen todettiin merkittävimmin nostaneen magneettien lämpötilaa.

Bailey et al. (2009) tutkivat 8 MW, 15000 min⁻¹ PM-koneen ominaisuuksia kaasuturbiinisovelluksessa. Vaipan jäähdytyksessä käytettiin nestemäistä vesi-glykoliseosta ja kääminpäiden jäähdytyksessä ilmapuhallusta. Jäähdytyslaskelmat tehtiin numeerisella virtausdynamiikkaohjelmalla (CFD). Sähkökoneen rakenteen kehittämisessä tulisi heidän mukaansa tehdä vertailu toisaalta monimutkaisen jäähdytyskonstruktion ja toisaalta uusien vähähäviöisten, mutta kalliimpien materiaalien välillä. Raportin mukaan analyttiset laskelmat on vahvistettu laajoilla kenttämittauksilla.

2.2.2 Induktiokoneet

Gerada et al. (2008) tutkivat oikosulkukonetta korkean lämpötilan sovelluksessa. Geradan mukaan keskeistä on ollut tehoelektroniikan kehittyminen, joka on kiihdyttänyt materiaalien ja valmistustekniikoiden kehitystä suurnopeussovelluksissa. Saman tehon laitteet on voitu rakentaa entistä pienemmässä koossa, jolloin laitteiden lämpötilan nousu ja mekaaniset rasitukset ovat tulleet rajoittaviksi tekijöiksi ja vaativat entistä tarkempaa suunnittelua, koska toimitaan rakennekestävyyksien ääriarajoilla. Suunnittelussa joudutaan ottamaan huomioon useita eri tekniikanaloja, jotta optimiratkaisu olisi löydettävissä. Gerada tarkastelee suurnopeuskoneiden suunnittelua lähinnä sähkömagneettisesta, lämpöteknisestä ja mekaanisesta näkökulmasta. Tarkastelussa on verrattu oikosulku-, kestomagneetti- ja reluktanssikonetta. Gerada päätyi oikosulkukoneeseen sovelluksessa, jossa koneen teho oli 9,5 kW, pyörimisnopeus 75000 min⁻¹ ja momentti-
tiheys 44 kN/m³. Vaikka PM-koneessa ei ole kuparihäviöitä roottorissa, muodostuvat pyörrevirtahäviöt merkittäviksi erityisen suurilla syöttötaajuuksilla. Ongelmallista on myös magneettien kiinnitys roottorin pintaan. Vaikka reluktanssikoneen roottorin yk-

sinkertainen rakenne ja korkeat ominaistajuudet takaavat parhaan toimintavarmuuden, on roottorin momentin vaihtelu liian suuri. Huolimatta oikosulkukoneen huonosta tehokertoimesta, olivat sen mekaaniset ominaisuudet kyseiseen sovellukseen parhaat.

Geradan et al. (2010) tutkimus käsittelee myös split-suhdetta, jonka he ovat todenneet merkittäväksi parametriksi erilaisten sähkökoneiden optimoinnissa. Oikosulkukoneen split-suhdetta on kuitenkin harvoin tarkasteltu. Raportin mukaan tutkimuksessa on painotettu monialaisen suunnittelukentän kaikkia eri tekijöitä tasapainoisesti: sähkömagneettista, lämpötekniistä ja mekaanista. Tutkimuksen käytännön sovelluksena on osoitettu voitavan parantaa tehoaan 10 kW ja pyörimisnopeudella 75000 min⁻¹ toimivan laminoidulla roottorilla varustetun koneen tehotehyyttä. Geradan tutkimuksessa on tarkasteltu sähkökonetta turboahdin-, ja polttomootorin hukkalämmön talteenotto-sovelluksessa. Merkittävänä parannuksena he pitävät pisaramallisia oikosulkusauvoja, joilla voidaan nostaa tehotehyyttä 35 %. He pitävät myös monialaista tarkastelutapaa tärkeänä sähkökoneen suunnittelussa, jossa samanaikaisesti huomioidaan sähkömagnetismi, lämpötekniikka ja mekaniikka. Heidän mukaansa suurnopeuskoneessa nimenomaan lämpötilojen tarkastelu on ensiarvoisen tärkeää suuren tehotehyyden vuoksi. Lämpötilamallintaminen on osoittautunut tärkeäksi paitsi materiaalien kestävyuden ääriarvojen vuoksi, myös mekaanisten rasitusten sallittujen raja-arvojen lämpötilariippuvuuden vuoksi. Olennaisia näkökohtia ovat sähköisten, lämpötekniisten ja mekaanisten eli monialaisten tekijöiden ottaminen huomioon optimoitaessa sähkökonetta, jossa toimitaan lähellä materiaalien raja-arvoja.

Mallinnusmenetelmät

Sähkötekniisessä piirimallissa mallinnetaan koneen lämmönlähteet, lämpönielut ja osien väliset lämpövirrat jännitelähteiden, kapasitanssien ja vastusten avulla. Mallin vastusten välisten pisteiden jännitteillä on vastinpisteitä vastaavat lämpötilat itse kappaleessa. Menetelmässä tarvitaan kokemuseräistä tai mitattua tietoa lämmönsiirtymiskertoimista vastaavanlaisessa kappaleessa. Kun malli on kerran kalibroitu, saadaan sillä helposti ja luotettavasti lämpötilat määritetyissä erillisissä pisteissä. Geometristä skaalausta ja materiaalin johtumiskertoimia voidaan muuttaa ilman uudelleen kalibrointia, mutta muutokset osien välisissä liitoksissa ja geometriassa vaativat aina kalibroinnin.

Boglietti et al. (2003) tutkivat erityisesti suljetun sähkökoneen jäädytystä ekvivalenttisen lämpöverkon avulla. Samoin Boglietti et al. (2007) tutkivat suljetun koneen kääninpäiden jäähtymistä. Boglietti et al. (2008) tarkentavat parametreja kääninpäiden jäädytystarkastelussa. Boglietti et al. (2009) tarkastelee lämpenemistä LPTN (Lumped Parameter Thermal Network) mallin sijaan FEA (Finite-Element Analysis) ja CFD:n avulla. Boglietti et al. (2009) tarkastelee suljetun koneen erilaisten kotelorakenteiden vaikutusta käänin jäähtymiseen. Huai et al. (2003) mallintavat suljetun koneen lämpötiloja ja jäädytystä numeerisilla FEMLAB- ja Simulink-ohjelman avulla. Shanel et al. (2000) tutkivat ilmajäähdytystä CFD:llä ja siinä huomioitavia mallinnusteknisiä seikkoja. Olennaisia lähteissä ovat lämpötarkasteluissa käytetyt eri menetelmät.

Chin et al. (2003) vertailivat tutkimuksessaan kaupallisia ohjelmia sähkökoneen jäähdytyslaskennassa. Toinen perustui lämpöverkkomalliin (LPTN) ja toinen FEA menetelmään. LPTM on helppokäyttöinen ja sillä saa nopeasti tuloksia. Ohjelmassa on valmis sähkökonekirjasto, josta voidaan valita eri konetyyppejä ja jäähdytysmuotoja. FEA perusteisen ohjelman etuna on, että koneen geometria ei aseta rajoitteita, ja lämpötilajakauma saadaan jatkuvana. Yleisesti pitkälle valmiiksi räätälöity ohjelma on helppokäyttöinen ja nopea, mutta samalla käytettävien sovellusten määrä on rajattu. FEA:n käyttö on vaativampaa yksityiskohtaisten lähtötietojen syöttämisessä, mutta antaa vapauksia soveltaa mielivaltaisia geometrioita ja jäähdytysmenetelmiä.

Lämpöverkkomallia sovelsivat myös Jokinen ja Saari (1997). Kuosa et al. (2005) tarkasteli ilmavälin jäähdytystä numeerisella ja kokemuseräisellä mallintamisella. Lämpömallintamista tarkastelee myös Kylander (1995) väitöskirjassaan. Chen et al. (1999) tutkivat induktioakoneen lämpömallia CFD analyysin avulla. Mellor et al. (1991) tarkasteli myös analyyttisellä lämpöverkkomallilla suljetun koneen lämpenemistä. Saari (1998) käsitteli väitöskirjassaan sähkökoneen jäähdytystä, jossa on tehty käytännön mittauksia useista suurnopeuskoneista. Etenkin kaasukitkatarkastelut staattorin ja roottorin ilmavälissä on laajasti käyty läpi. Wang et al. (2008) mukaan kestopagneettitahtikoneen häviöihin suurnopeuskäytössä vaikuttavat tärkeimpinä kestopagneettimateriaali, roottorin mitat, napaparien lukumäärä ja laakerointi. Wangin mukaan roottorin lämpötilaa nostavat kaasukitka- ja pyörrevirtahäviöt.

Shanel et al. (2003) ovat tutkineet sähkökoneen lämmönsiirtoilmiöitä CFD:llä, jolla voidaan mallintaa todenmukaisesti jäähdytysvirtauksia ja seinämällä tapahtuvia lämmönsiirtymisiä. Menetelmä yhdistää lämmönsiirtymisen ja -johtumisen ympäristön ja väliaineen välillä. Mallinnus siis huomioi myös lämmönvaihdon virtaavan väliaineen ja ympäristön välillä, mikä antaa muita menetelmiä todenmukaisemman kuvan lämpötilajakautumasta. Käämirakenteen lämpötilajakautumaa on mallinnettu homogeenisellä materiaalilla, jossa on epäsymmetrinen lämmönjohtavuus eri akselien suunnassa. Menetelmällä on voitu tuloksetkaasti analysoida lämpötilajakautumista käämissä ja sitä myötä on osattu tehdä oikeanlaisia korjaavia toimenpiteitä jäähdytysvirtauksen järjestämisessä. Tutkimuksen antina lämmönsiirtoa on saatu tehostettua ja lämpötilaa alennettua. Simuloinnissa on käytetty $\kappa - \epsilon$ virtausmallia turbulenssiin, usean koordinaatiston mallia roottorin ja staattorin välillä ja seinämäfunktioita seinämän läheisissä virtauksissa. Systemistä on mallinnettu 90 sektoria, jolloin laskentasoluja on ollut 2 miljoonaa. Tetrahedra-elementeillä voidaan mallintaa mutkikkaitakin geometrioita, mutta materiaalin epäsymmetrinen lämmönjohtuminen vaatii Hexahedral-elementtien käyttöä. Kontaktien mallinnuksessa käytettävät siirtokertoimet muodostavat suurimman epävarmuustekijän koko lämpömallinnukseen. Olennaisina näkökohtina nousevat esiin yhdistetty konvektiivinen ja konduktiivinen lämmönsiirtomallinnus CFD:llä.

CFD:iä ovat käyttäneet myös Micallef et al. (2008) tutkiessaan sähkökoneen kääminpäiden jäähtymistä. Punnonen (2007) on myös tutkinut väitöskirjassaan kääminpäiden jäähdytystä, joka on toteutettu ulkopuolisella puhaltimella aikaansaatuun suihkuvirtausten avulla.

Osien materiaalit

Gerada et al. (2010) ovat tutkimuksessaan tarkastelleet staattori- ja roottorilaminaateissa SiFe ja CoFe seoksia ja todenneet, että CoFe antaa suurimman kyllästysarvon magneettisuudessa (yli 2 T), jolla voidaan saavuttaa korkein tehotehoisuus. Roottorin oikosulkusauvoissa ja -renkaissa materiaalilta vaaditaan hyviä sähköisiä ja mekaanisia ominaisuuksia korkeissa lämpötiloissa. Puhtaalla kuparilla on hyvä sähköjohtavuus, mutta sen mekaaniset ominaisuudet eivät ole riittävät, etenkin kun ne heikkenevät merkittävästi lämpötilan kohotessa. Oikosulkuosien materiaaleina käytetään yleisesti CuZr, CuBe ja CuAl_2O_3 seoksia. Gerada on tutkimuksessaan tarkastellut CuBe seosta, ja kahta eri kupariseosta CuAl_2O_3 1,1 paino-% ja CuAl_2O_3 0,13 paino-%. Näistä kupariseoksista ensimmäinen antaa IACS:n mukaan sähköjohtavuudeksi 78 % ja jälkimmäinen 92 % puhtaaseen kupariin verrattuna. Vastaava myötöraja on ensimmäiselle 441 MPa ja jälkimmäiselle 358 MPa. Nämä luvut osoittavat, että sähköjohtavuuden lisääntyessä myötöraja alenee. Oikosulkuosien materiaalin valinnassa joudutaankin tekemään kompromissi näiden ominaisuuksien välillä.

Larsson et al. (2003) ovat tutkineet 1,5 kW, 50000 min^{-1} induktiokonetta myös valmistusteknisistä näkökohdista. Staattorin ja roottorin (0,12 mm) laminaatit yritettiin valmistaa ensin sekä vesi- että laserleikkuulla, mutta ohuen levyn värähtelyt johtivat molemmilla menetelmillä huonoon laatuun. Lopulta levyt ja roottorin muototangot valmistettiin lankasaamalla. Roottorissa käytettiin 16 kpl pisaramallista oikosulkutankoa.

Soong et al. (2000) ovat tutkineet induktiokonetta kompressorisovelluksessa. Koneetypin valinnassa vaihtoehtoina olivat ensin PM-, reluktanssi-, sekä induktiokone. PM-kone antoi suurimman kriittisen nopeuden (80000 min^{-1}) ja korkean hyötysuhteen (95 %), mutta hinta muodostui kaksinkertaiseksi induktiokoneeseen verrattuna. Reluktanssikonessa kriittinen nopeus oli 57000 min^{-1} , kuten induktiokoneessakin, mutta hinta oli 40 % induktiokonetta kalliimpi johtuen ohuesta (0,178 mm) laminaatista. Laminaatit lämpökäsiteltiin parempien ominaisuuksien saavuttamiseksi. Roottorin oikosulkuosien ja päätyrenkaat valmistettiin erikoismateriaalista, joissa yhdistyivät suuri lujuus ja hyvä sähköjohtavuus. Kääminpäiden kohdalla tehtiin erikoisjärjestelyjä, jotta koneen laakeriväli saatiin mahdollisimman lyhyeksi ja ominaistajuus maksimoitua. Oikosulku-renkaissa ja sauvoissa harkittiin eri kupariseoksia. Glidcop® on kauppanimi ja tuotetta on ollut saatavissa yli 25 vuotta. Sen sähköjohtavuus asettuu puhtaan kuparin ja alumiinin välimaille olleen 75 - 90 % kuparin johtavuudesta. Materiaali valmistetaan kupari- ja alumiinioksidijauheiden seoksesta, ja sen huono puoli onkin valmistettavuudessa. Seosta ei voida hitsata, koska sen lujuusominaisuudet kärsivät dispersiolujituksen vuoksi. Juotos osoittautui ainoaksi keinoksi liittää sauvat ja oikosulkurenkaat. Koneessa oli nestejäähdytys, joka jäähdytti koneen oletettua tehokkaammin ja siten kone olisi voitu mitoittaa hieman pienemmäksi. Raportin olennaisia kohtia ovat oikosulkuosien rakenne ja materiaalien lämpökäsittely.

2.2.3 Roottori

Roottori voidaan toteuttaa rakenteeltaan yhtenäisenä niin sanottuna massiiviroottorina tai ns. levyroottorina. Levyroottorissa ohuemman akselin päälle asennetaan sähkölevyjä, joilla on hyvät magneettiset ominaisuudet. Rakenne ei salli ohuen akselin johdosta yhtä suurta pyörimisnopeutta kuin yhtenäinen massiiviroottori. Tällaisia levypakkarootoreita voidaan käyttää sekä PM- että IM-koneessa. Suurnopeuskoneissa käytetään massiiviroottoreita yleensä enemmän kuin levypakkarootoreita, koska niillä voidaan saavuttaa suurempi pyörimisnopeus ja niiden rakenne säilyy stabiilimpana.

PM-koneessa erilliset kestopagneetit on asennettu roottorin akselille joko pintaan tai upotettu pinnan alle perusaineeseen. Magneettien asentaminen akselin pintaan on tavantomainen tapa umpiakselisissa roottorissa. Kestomagneetit ovat rakenteeltaan hauraita ja kestävät vähän taivutusta ja vääntöä. Pyöriessään roottoriin kohdistuu keskipakovoimia, jotka kuormittavat akselirakennetta. Magneetit voidaan liittää akselin pintaan pelkästään liimaamalla, jos pyörimisnopeus on riittävän alhainen. Suuremmilla pyörimisnopeuksilla akselin pintaan pelkästään liimaamalla kiinnitetyt kestopagneetit voivat rikkoutua keskipakovoimien johdosta. Tästä syystä magneettien ulkopintaa vasten akselin päälle asennetaan pitoholkki (retaining sleeve), joka on erityisen lujaa ei-magneettista materiaalia. Usein käytetäänkin ruostumatonta terästä, lasikuitua, tai hiilikuitua. Pitoholkki toimii paitsi lujana pantana, niin myös pyörrevirtojen sähköisenä johtimena. Merkittävin tekijä PM-koneen roottorihäviöiden muodostumisessa ovat pyörrevirrat, jotka nostavat roottorin lämpötilaa.

Kestomagneeteilla on suurin sallittu käyttölämpötila, jonka ylittyessä niiden magneettiset ominaisuudet alenevat tai ne menetetään kokonaan ns. demagnetoitumisessa. Magneettien jatkuva sallittu käyttölämpötila riippuu paljolti niiden laadusta, mutta tavallisesti niiden jäähtymisen tehokkuus joudutaan ottamaan huomioon. Tästäkin syystä pitoholkilla tulisi olla myös hyvä lämmönjohtokyky.

Kolondzovski et al. (2010a) ovat tutkineet magneettien häviöitä roottorissa eri tapauksissa: a) magneetit on asennettu ilman pitoholkkia, b) magneettien välisessä tilassa on alumiinihäkki ja c) edellisen lisäksi magneettien päällä on alumiiniholkki. Alhaisimmat pyörrevirtahäviöt saavutettiin tapauksessa c, kun magneetit olivat kauttaaltaan alumiinin suojaamina. Vastaavaa häviöilmiötä ovat tutkineet myös Zhou et al. (2006), ja todennet, että ohuen, hyvin sähköä johtavan kuparikerroksen lisääminen pitoholkkiin myös alentaa kokonaishäviöitä.

Cho et al. (2006) ovat tutkineet magneettien pitoholkin ominaisuuksia roottorin pyörrevirtahäviöiden kannalta. Tutkimuksessa on vertailtu erikoisteräksen (Inconel-718) ja hiilikuitukomposiitin (hiilikuitu-epoksi) ominaisuuksia. Molemmilla materiaaleilla on riittävä lujuus magneettien pitämiseen paikoillaan keskipakovoimia vastaan. Hiilikuitukomposiitti aiheutti kuitenkin alhaisemmat ($26,1 \text{ W/m}^2$) pyörrevirtahäviöt kuin Inconel-718 ($153,6 \text{ W/m}^2$). Käytännön testit tehtiin moottorilla, jonka teho oli 50 kW ja nopeus 70000 min^{-1} .

Roottorin ominaistajuuksien määrittäminen on tärkeää roottoria mitoitettaessa, jotta voidaan välttää kriittisten taajuuksien osuminen nimellispyörimisnopeudelle. Ede et al. (2002) ovat tutkineet PM-koneen roottorin resonanssia FEA-menetelmällä. Heidän mukaansa sähkökoneen staattorin ja roottorin keskinäisvaikutus aiheuttaa roottoriin radiaalisiä voimia, mutta yksinkertaistaakseen tutkimustaan he eivät ottaneet niitä huomioon. Testattava roottori oli laminaattityyppinen ja valmistettu AISI 303 teräksestä. Laminaattipakat ja päätyholkit alensivat ominaistajuuksia, mutta magneetit jäykistivät ja nostivat ominaistajuuksia. Roottorin asennus laakereille toi jäykän kappaleen värähtelymuodot mukaan tarkasteluun. Tällöin roottorin värähtely tapahtuu sylinteriliikkeenä tai kartioliikkeenä. Sylinteriliikkeessä molemmat akselinpää kieppuvat ympyrärataa, kun taas kartioliikkeessä vain toinen akselinpää on kierto- ja kiertoliikkeessä. Kestomagneetikoneen roottorin epätasapainovoimista raportoivat myös Jang et al. (2003).

Zhou ja Wang (2007) ovat tutkineet FEM-menetelmällä erilaisia induktiokoneen roottorirakenteita: a) pelkkä kiinteä akseli, b) uritettu akseli (slitted), c) kiinteässä akselissa kupariholkki, d) kiinteässä pintauritetussa akselissa kuparikerros häkkinä. Vertailtavina olivat roottorin nopeus, jännitys, sähkömagneettinen momentti ja häviöt. Mekaaniset ominaisuudet olivat paremmuusjärjestyksessä: a, b, c ja d. Sähköiset ja magneettiset ominaisuudet olivat paremmuusjärjestyksessä: d, c, b, ja a.

Hofmann ja Sanders (2000) tutkimuksessa kehitettiin reluktanssikone (10 kW, 10000 min⁻¹), jolla saatiin roottorihäviöiksi 0,5 % syöttötehosta. Kone toimi energian varastoinnissa vauhtipyöräsovelluksessa tyhjässä, jolloin roottorin jäädyttäminen tavanomaisin keinoin ei ollut mahdollista. Roottori rakennettiin akselinsuuntaisista levyistä, jotka olivat vuoroin magneettista ja ei-magneettista materiaalia ja yhdistelmäksi valittiin ferromagneettinen 4140 ja ei-magneettinen Nitronic 50.

Pyrhönen et al. (2010) ovat kehittäneet 8 MW ja 12000 min⁻¹ induktiokoneen kaasukompressorisovellukseen. Koneen käyttöolosuhteet eivät sallineet kupariosien käyttöä, joten roottorina käytettiin umpiteräksistä, pinnaltaan aksiaalisesti uritettua niin sanottua massiiviroottoria. Koneen jäähdytys tapahtui paineistetulla maakaasulla. Koska roottorin vääntömomenttikyky riippuu materiaalin sähkömagneettisista ominaisuuksista, todettiin materiaalin alhaisen resistiivisyyden takaavan riittävän momentin pienellä jättämällä. Toisaalta pyörrevirtahäviöt lisääntyvät, mutta ne eivät ole merkittäviä.

Aho et al. (2007) ovat tutkineet soveltuvia roottorimateriaaleja 180 kW induktiokoneeseen, jossa on kiinteä roottori. Tutkimuksessa voitiin osoittaa, että paras momentti saadaan ferromagneettisella materiaalilla, jolla on korkea magneettivuon tiheyden kylästäys ja hyvä sähköjohtavuus. Vaikka täysin sileäpintaisella roottorilla oli hyvät mekaaniset ja aerodynaamiset ominaisuudet, sen sähkömagneettiset ominaisuudet eivät olleet tyydyttävät. Tästä syystä todettiin, että on edullista, jos roottoriin koneistetaan akselisuuntaiset urat, jotka parantavat magneettivuon tunkeutumaa roottorin pinnasta sisäosaan. Perinteinen vähähiilinen Fe52, jossa mangaani lisää mekaanista lujuutta, on muuten sopivaa, mutta sen resistiivisyys on liian suuri. Suuri vastusarvo lisää jättämää ja roottorihäviöitä. Tutkimuksessa on laskennallisesti määritetty myös kuvitteellisten

materiaalien ominaisuuksien vaikutus moottorin ominaisuuksiin. Tärkeimmät ominaisuudet ovat suhteellinen permeabiliteetti, magneettivuontiheyden kyllästys ja resistiivisyys. Lisäksi vertailussa oli kaupallisesti saatavia ferromagneettisia materiaaleja. Lopputuloksena todetaan, että alhaisen vastuksen ja korkean kyllästysvuontiheyden omaava materiaali on roottoriksi soveliaista. Ongelmana on kuitenkin roottorin pinnassa vaikuttavat pyörrevirrat, jotka muodostavat häviöitä. Roottorin pinnassa tulisikin olla joko alhainen sähkönjohtavuus ja korkea permeabiliteetti tai suuren sähkönjohtavuuden ei-magneettinen kerros.

2.3 Yhteenveto

Suurnopeuskoneiden suunnittelussa merkittävimmät huomioon otettavat seikat ovat suuri tehotehoisuus, jolloin sähkökoneen aktiivisen jäähdytyksen merkitys korostuu. Suuren pyörimisnopeuden myötä roottorin keskipakovoimat kasvavat merkittäviksi, jolloin rakenteen on kestävä kuormitukset ja niillä on oltava riittävä dynaaminen jäykkyys, jos toimitaan kriittisen taajuuden alapuolella. Suuren syöttötaajuuden myötä sähköiset rautahäviöt kasvavat, mikä lisää jäähdytyksen tarvetta. Staattorin ja roottorin ilmavälin kautta tapahtuva suuri jäähdytysilmavirtaus lisää roottorin kaasukitkahäviöitä. Kaasukitkahäviöt lisääntyvät noin pyörimisnopeuden kuutiolla (tarkka eksponentti riippuu kulloinkin sovellettavasta kitkakertoimen yhtälöstä), joten niiden merkitys korostuu suurnopeuskoneissa. Tehohäviöitä ovat staattorin sähköiset rauta- ja kuparihäviöt sekä roottorin pyörrevirtahäviöt. Niiden minimoimiseksi optimaalisten materiaaliominaisuuksien käyttö korostuu. Optimaalisten sähköisten ominaisuuksien lisäksi materiaaleilta vaaditaan hyvää lujuutta korotetuissa lämpötiloissa.

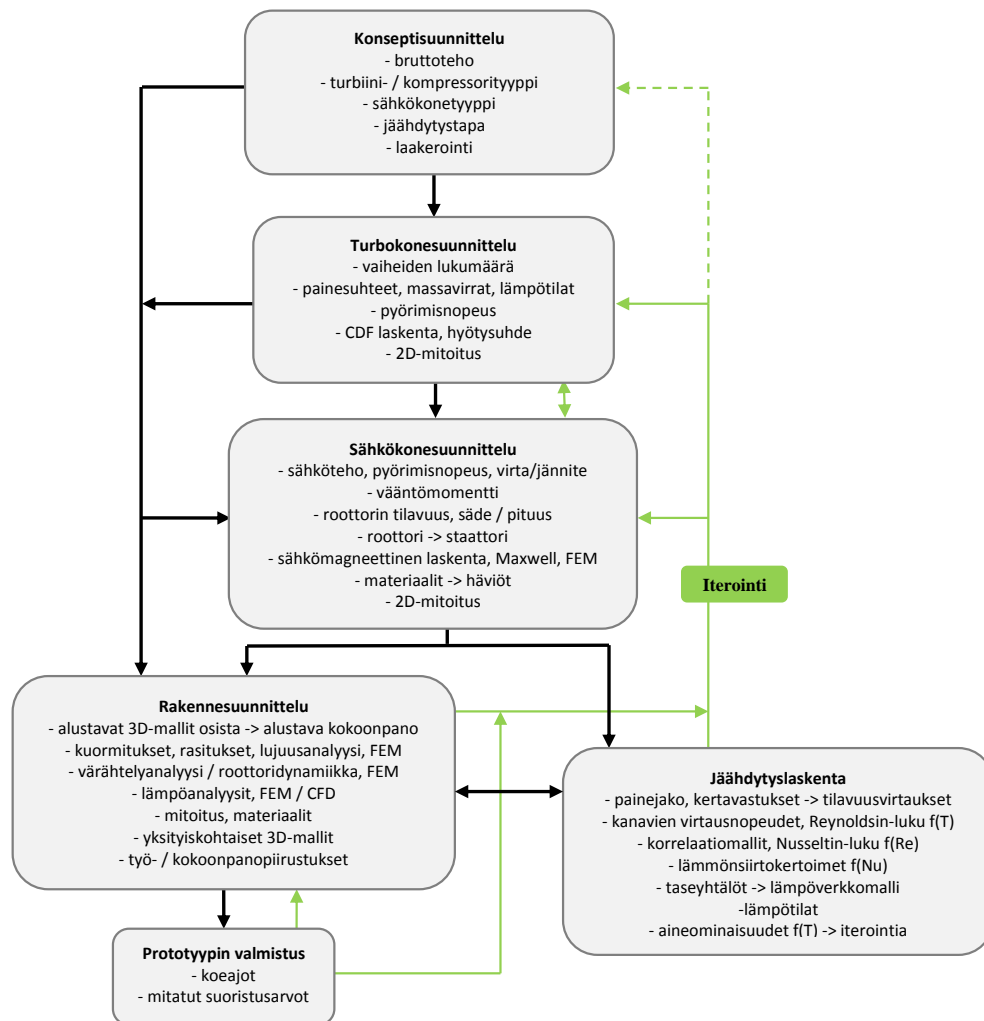
Kokonaisuutena pyörrevirtahäviöt kestoplaneettisähkökoneen roottorissa ovat vähäisiä oikosulkukoneeseen verrattuna. Pyörrevirtoja generoituu magneettivuon harmonisista komponenteista roottorivaipan ja magneettien pinnalla. Roottorin sisäosan häviöt ovat hyvin vähäiset tahtikoneessa, koska roottori seuraa kiertokenttää. Sen sijaan roottorin pintaosan pyörrevirtahäviöt ja siitä seuraava lämpeneminen ovat merkittäviä. Roottorin pyörrevirrat johtuvat staattoriurien epäjatkuvuuden aiheuttamasta magneettivuon vaihtelusta, jonka taajuus on staattoriurien monikerta syöttötaajuuteen nähden. Nämä taajuuden monikerrat magneettivuossa aiheuttavat häviöitä roottorin vaipassa, magneeteissa ja roottorin sisäosassa. Staattoriuran kärjessä käytetäänkin pyörrevirtahäviöiden minimoimiseksi puolimagneettista kiilaa, joka magneettisesti sulkee staattoriuran kärjen aukon, jotta magneettivuon olisi mahdollisimman sinimuotoinen roottorin kehän ympäri.

Oikosulkukoneessa roottorin tehohäviöt muodostuvat suuriksi oikosulkuvirtojen vuoksi. Lisäksi roottorimateriaalin tulisi olla magneettisilta ja sähköisiltä ominaisuuksiltaan optimaalista. Oikosulkukoneen roottorissa ei ole lämpötilalle ja mekaaniselle kuormitukselle kriittisiä tahtikoneen kestoplaneetteja. Oikosulkukoneita voidaankin pitää toiminnaltaan tahtikoneita luotettavampina, mutta hyötysuhteeltaan niitä huonompina.

Suurnopeussähkökoneen roottorin suunnittelussa monitekniisten suunnittelumenetelmien käytöllä voidaan saavuttaa sen edulliset sähköiset ja mekaaniset ominaisuudet. Eri

fysiikan aloja yhdistävien laskentaohjelmien simulointimahdollisuuksia käyttämällä optimaaliset ratkaisut ovat todennäköisiä. Kytkeytyvät mallinnukset, jossa samalla kertaa sähkömagneettiset, lämpö- ja virtaustekniset, sekä mekaaniset seikat voidaan ottaa huomioon edesauttavat vähähäviöisten suurnopeuskoneiden suunnittelun.

Kuvan 2.3 kaaviossa on esitetty turbokonesovelluksen suunnitteluprosessia konseptisuunnittelusta prototyyppiin valmistukseen. Kaavio kuvaa eri osalaitteiden määrittämisvaiheita, -sisältöjä, sekä näiden keskinäisiä informaatiovirtoja. Optimaalisen ratkaisun saavuttaminen vaatii yleensä useampia iterointikiertoja.



Kuva 2.3: Suurnopeuskoneen suunnittelun prosessikaavio turbokonesovelluksessa

3 Teoreettiset yhtälöt ja menetelmät

3.1 Johdanto

Suurnopeustekniikkaan liittyvistä yhtälöistä esitetään lähteen (Jokinen ja Luomi 1988) yhtälöitä sähkökoneen mitoituksen osalta. Ne kuvaavat suurnopeuskoneen keskeisiä ominaisuuksia laitekoon ja tehon suhteesta. Kaasukitkoista johtuva tehohäviöiden merkitys korostuu suurnopeuskoneissa. Roottorin kaasukitkahäviöiden osalta osa esitetyistä yhtälöistä perustuu LUT:ssa tehtyyn tutkimukseen. Suurnopeuskoneissa suuren tehotiheyden myötä jäähdytyksellä on keskeinen merkitys. Lämmönsiirtoyhtälöistä esitetään väliainevirtauksen lämmönsiirtoa hallitsevat yhtälöt, sekä osien välisissä kontakteissa esiintyvät lämmönjohtumista hallitsevat yhtälöt. Roottoridynamiikan FEM-menetelmän yhtälöistä esitetään niin ikään perusteet.

Tässä luvussa esitettyjä yhtälöitä on hyödynnetty suurnopeuskoneiden mitoituksessa ja luvuissa 4 ja 5 esitettyjen suurnopeuslaitteiden suunnittelussa. Kaikkia yksityiskohtaisia laskelmia ei ole katsottu tarkoituksenmukaiseksi esittää tässä työssä, vaan luvuissa 4 ja 5 on esitetty lähinnä keskeiset tulokset.

3.2 Suurnopeussähkökoneen yhtälöt

Vaihtosähkökoneen tehon ja roottorin fyysisen mitoituksen välillä voidaan esittää yhtälö (3.1), (Jokinen ja Luomi 1988).

$$D^2L = \frac{P}{cn_s} \quad (3.1)$$

missä D on roottorin ulkohalkaisija, L on roottorin aksiaalinen pituus, P on teho, n_s on tahtinopeus ja C on konetyypin mukainen vakio.

Konevakio C saadaan yhtälöstä (3.2), jossa k_w on käämikerroin, A_c on virtakate (uran virta jaettuna aukkojen välisellä etäisyydellä), \hat{B}_δ on ilmavälin magneettivuon tiheyden huippuarvo.

$$C = \frac{\pi^2}{\sqrt{2}} k_w A_c \hat{B}_\delta \quad (3.2)$$

Roottorin tahtinopeus n_s määritetään yhtälön (3.3) mukaan, jossa f on verkkotaajuus ja p on napaparien lukumäärä.

$$n_s = \frac{f}{p} \quad (3.3)$$

Roottorin tilavuus V on $\pi D^2 L/4$. Kun tämä yhdistetään yhtälöihin (3.1) ja (3.3), saadaan yhteys roottorin tilavuuteen.

$$V = \frac{\pi P p}{4 C f} \quad (3.4)$$

Koska roottorin massa m_r on verrannollinen tilavuuteen V , saadaan verrannollisuus (3.5), kun konevakio C korvataan yhtälössä (3.4) yhtälöllä (3.2).

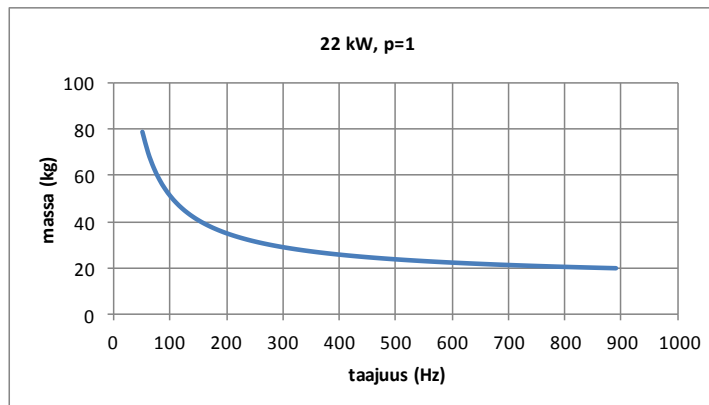
$$m \sim m_r \sim \frac{pP}{f A_c \hat{B}_\delta} \quad (3.5)$$

Karkeampana arviona, jos oletetaan A_c ja \hat{B}_δ olevan vakioita, havaitaan roottorin massan olevan kääntäen verrannollinen verkkotaajuuteen f ja suoraan verrannollinen napaparien lukumäärään p .

Sähkökoneen staattorin ja roottorin kokonaispaino m saadaan kokemuseräisen yhtälön (3.6) avulla.

$$m = m_o + \frac{K}{f^a} \quad (3.6)$$

Kun yhtälössä (3.6) käytetään mittausdataan sovitettuja kertoimia, jolloin m_o on 13 kg, K on 1500 ($\text{kg s}^{-0,8}$) ja a on 0,8, saadaan 22 kW kaksinapaisen induktiosähkökoneen massan verrannollisuus nimellissyöttötaajuuteen kuvan 3.1 mukaisena, Jokinen ja Luomi (1988).



Kuva 3.1: Sähkökoneen nimellissyöttötaajuuden vaikutus koneen painoon (ilman runkoa) kaksinapaisella induktio-koneella, jonka teho on 22 kW

Kuva 3.1 havainnollistaa sähkökoneen nimellissyöttötaajuuden suhdetta sähkökoneen painoon ja sitä kautta koneen kokoon. Koneen nimellissyöttötaajuus on taajuus, jolla kone on suunniteltu toimivan optimaalisesti. Riippuvuus ei ole lineaarista, koska virrantiheys A_c ja magneettivuon tiheys \hat{B}_δ eivät ole vakioita, vaan pienenevät taajuuden

kasvaessa. Muuttujat ovat myös riippuvaisia lämpötilasta, joten ne riippuvat koneen jäähtymisestä. Lähteessä (Jokinen ja Luomi 1988) on lähdeviitteet, jossa konevakion C riippuvuus tehosta on esitetty.

Mekaaninen kuormitus

Roottorin keskipakovoimasta johtuvat jännitykset voidaan laskea lähteen (Riemer et al., 2010) mukaan yhtälöistä (3.7 a - b)

$$\sigma_r(r) = \rho\omega^2 r_2^2 \cdot \left(\frac{3-2\varepsilon}{8(1-\varepsilon)}\right) \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r_2^2} - \frac{r_1^2}{r^2} - \frac{r^2}{r_2^2}\right) \quad (3.7a)$$

$$\sigma_t(r) = \rho\omega^2 r_2^2 \cdot \left(\frac{3-2\varepsilon}{8(1-\varepsilon)}\right) \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{r_1^2}{r^2} - \frac{(1+2\varepsilon)r^2}{(3-2\varepsilon)r_2^2}\right) \quad (3.7b)$$

$$\sigma_z(r) = \rho\omega^2 r_2^2 \cdot \left(\frac{2\varepsilon}{8(1-\varepsilon)}\right) \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r_2^2} - 2\frac{r^2}{r_2^2}\right) \quad (3.7c)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2)} \quad (3.7d)$$

missä ρ on massatiheys, ω on kulmanopeus, ε on Poissonin vakio, r_1 on akselin sisäsäde, r_2 on akselin ulkosäde ja r määrittää säteen, jossa vallitseva jännitys lasketaan.

Yhtälöstä (3.7d) saadaan von Mises -jännitys σ_v , missä pääjännitykset ovat säteen r , tangentin t ja pituusakselin z suunnassa tässä järjestyksessä σ_r , σ_t , σ_z . Leikkausjännitykset on jätetty pois. Yhtälöstä voidaan määrittää suurin sallittu kulmanopeus, jonka roottorimateriaalin myötöraja sallii asettamalla $\sigma_{sall.} < \sigma_v$.

Sähköinen kuormitus

Virrantiheyttä ja virtakatetta pidetään sähköisen kuormituksen mittana. Staattorin lämpeneminen riippuu kuparihäviöistä. Kuparihäviöt pintayksikköä kohti ovat verrannollisia virtakatteen A_c ja käämin virrantiheyden J tuloon $A_c J$. Näiden verrannollisuus roottorin halkaisijaan on esitetty yhtälöissä (3.8) ja (3.9).

$$A_c \sim \sqrt{D} \sim \frac{1}{\sqrt{n_s}} \quad (3.8)$$

$$J \sim \frac{1}{\sqrt{D}} \sim \sqrt{n_s} \quad (3.9)$$

Koska A_c ja J tulo on vakio, eivät kuparihäviöt pinta-alayksikköä kohti riipu konekoosta. (Jokinen ja Luomi 1988).

Magneettinen kuormitus

Lähteen (Jokinen ja Luomi 1988) mukaan ilmavälin vuontiheys ja verkkotaajuus määrittävät sähkökoneen magneettisen kuormituksen.

Rautahäviöt yksikkötilavuutta kohti ovat verrannollisia vuontiheyden neliöön ja verrannollisia taajuuden potenssiin välillä 1 - 2. Korkeilla taajuuksilla rautahäviöt voidaan esittää:

$$P_{Fe} \sim \hat{B}_\delta^2 f^2 D^3 \sim \hat{B}_\delta^2 n_s^2 D^3 \quad (3.10)$$

Lämpötilan nousu sähkökoneessa on verrannollinen jäähdytyspinta-alaan A . Edellyttämällä koneen lämpötilannousun pysyvän vakiona, pitää rautahäviöiden jäähdytysalaa kohti olla vakio, jolloin saadaan yhtälö (3.11). Ilmavälin vuontiheyden riippuvuus roottorin halkaisijasta määritetään yhtälöllä (3.12).

$$\frac{P_{Fe}}{A} \sim \frac{\hat{B}_\delta^2}{D} \quad (3.11)$$

$$\hat{B}_\delta \sim \sqrt{D} \sim \frac{1}{\sqrt{n_s}} \quad (3.12)$$

Tehoraja

Tehoraja voidaan lähteen (Jokinen ja Luomi 1988) mukaan määrittää, kun yhdistetään yhtälöt (3.1), (3.2), (3.8), (3.9) ja (3.12), jolloin saadaan seuraava tehoriippuvuus:

$$P_{max} \sim C D^2 \sim A_c \hat{B}_\delta D^2 \sim D^3 \sim \frac{1}{n_s^3} \quad (3.13)$$

Sähkökoneesta saatava maksimiteho on suoraan verrannollinen halkaisijan kuutioon ja kääntäen verrannollinen nopeuden kolmanteen potenssiin.

Lähteessä (Jokinen ja Luomi 1988) on esitetty kuvaajasuorat tehon ja nopeuden välille eri konetyypeille suurnopeustekniikassa. Kuvaajat muodostuvat suoriksi, kun sekä tehon että nopeuden asteikko on logaritminen. Seuraavassa on lueteltu kunkin konetyypin suoran päätepisteet: teho; pyörimisnopeus. Sen mukaan oikosulkukoneen laminoitua roottorirakennetta voidaan käyttää: 800 kW; 15000 min⁻¹ ja 10 kW; 50000 min⁻¹. Urite-tulla kiinteällä roottorilla oikosulkukoneessa saadaan vastaavat: 3000 kW; 20000 min⁻¹ ja 10 kW; 100000 min⁻¹. Edellisiä suurempi teho voidaan saavuttaa kiinteällä roottorira-kenteella tahtikoneessa: 20000 kW; 5000 min⁻¹ ja 800 kW; 15000 min⁻¹. Homopolaaril-la tahtikoneella vastaavasti: 20000 kW; 5000 min⁻¹ ja 600 kW; 30000 min⁻¹.

Edellä kuvatut yhtälöt ilmaisevat konekoon, tehon ja pyörimisnopeuden muutoksien välisiä verrannollisuuksia. Konekoko riippuu ensisijassa sovelluksesta, ja sen vaatimas-

ta tehosta, mutta momentin ja roottorin tilavuuden välillä voidaan esittää yhteys (3.14) lähteen (Larsson et al., 2003) mukaan.

$$T \approx D^2 L \hat{B}_\delta A_c \quad (3.14)$$

Ilmavälin vuontiheyden ja virtakatteen tulo ($B_\delta A_c$) muodostaa konekohtaisen vakion C , jonka arvoja löytyy lähteestä (Jokinen ja Luomi 1988).

Kun tämä korvataan yhtälöön (3.14), saadaan (3.15).

$$T \approx D^2 LC \quad (3.15)$$

Roottorin suurimman ulkohalkaisijan D määrittävät keskipakovoimat. Toisaalta tehon ja roottorin tilavuuden välillä on yhteys konetyypin mukaisen vakion C kautta. Tällöin koneen pituus L voidaan määrittää.

3.3 Roottoridynamiikka elementtimenetelmällä

Roottoridynamiikan tutkimuksen alkujuuret ulottuvat 1850-luvun loppupuolelle, kun laitteiden tehovaatimukset ja pyörimisnopeudet nousivat etenkin turbiinitekniikassa. Ensimmäisiä ylikriittisellä pyörimisnopeudella toimivia laitteita teki kokemusperäisesti De Laval. Roottoridynamiikan teoriaa kehitti mm. Jeffcott (1919), jonka mukaan roottorin dynaaminen malli on nimetty. (Genta, 2004, pp. 1 - 4).

Elementtimenetelmä (FEM) perustuu rakenteen jakamiseen äärelliseen määrään elementtejä. Kukin elementti kuvaa rakenteen muodonmuutoksia elementille ominaisella tavalla. Elementille ominainen toiminta kuvataan lineaarisilla funktioilla, joka on jonkinasteinen approksimaatio todellisesta reaktiosta. Monia eri elementtejä eri tarkoitukseen on kehitetty, mutta roottoridynamiikassa ainakin palkki, massa ja jousielementit ovat käytettyjä. Kussakin elementissä elementin sisäinen siirtymä $\vec{u}(x, y, z)$ kuvataan yhtälön (3.16) osoittamalla tavalla. (Kärkkäinen, 2007).

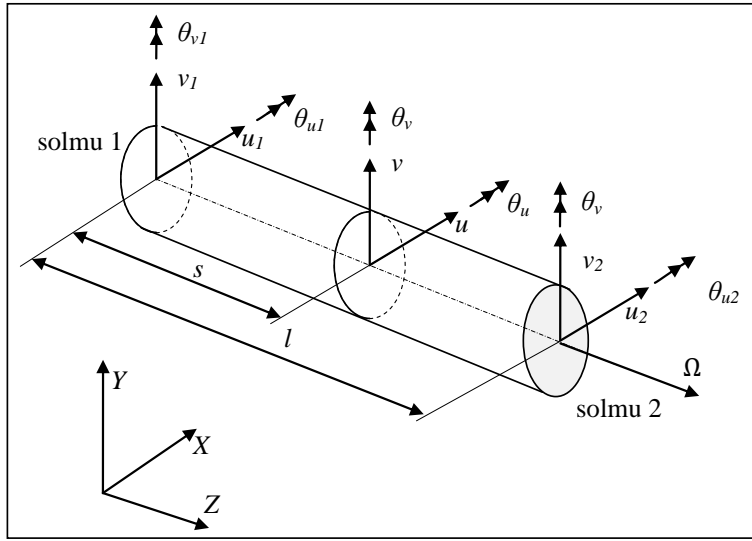
$$\mathbf{u}(x, y, z, t) = \mathbf{N}(x, y, z) \mathbf{q}(t) \quad (3.16)$$

missä \mathbf{u} on siirtymää kuvaava vektori, \mathbf{q} vektori sisältää yleistetyt koordinaatit ja \mathbf{N} matriisi sisältää muotofunktiot. Matriisi \mathbf{N} sisältää yhtä monta saraketta kuin on solmuja ja yhtä monta riviä kuin solmulla on vapausasteita. Muotofunktiot ovat tavanomaisesti polynomeja. (Kärkkäinen, 2007.)

Esimerkiksi yleistettyjen koordinaattien vektorista \mathbf{q} , joka sisältää kahden solmun solmukoordinaatit kahden solmun palkkielementissä ovat: (Kärkkäinen, 2007).

$$\mathbf{q} = [u_1 \ v_1 \ \theta_{u1} \ \theta_{v1} \ u_2 \ v_2 \ \theta_{u2} \ \theta_{v2}]^T \quad (3.17)$$

missä u_1 , v_1 ja u_2 , v_2 ovat solmun 1 (0, 0) ja 2 (l , 0) siirtymiä. Kiertymät θ_{u1} , θ_{v1} , ja θ_{u2} , θ_{v2} määrittävät kierron akselien $u_{1,(2)}$ ja $v_{1,(2)}$ suhteen pisteissä 1 ja 2. Elementin koordinaatit on esitetty kuvassa (3.2), missä l kuvaa solmujen välistä etäisyyttä, s sijaintia solmujen välissä, ja Ω pyörimistä Z-akselin suhteen. (Kärkkäinen, 2007.)



Kuva 3.2: Palkkielementin koordinaatit (Kärkkäinen, 2007).

Yleinen liikeyhtälö (Genta, 2004, pp. 170) aksisymmetriselle roottorille on

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C}_n + \mathbf{C}_r - i\Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_\Omega\Omega^2 - i\Omega\mathbf{C}_r)\mathbf{q} = \mathbf{F}_n(t) + \Omega^2\mathbf{F}_r e^{i\Omega t} \quad (3.18)$$

missä \mathbf{M} on massamatriisi, \mathbf{C}_n ja \mathbf{C}_r on pyörimätön ja pyöriävä vaimennusmatriisi, \mathbf{G} on gyroskooppimatriisi, \mathbf{K} on jäykkyysmatriisi, \mathbf{K}_Ω ottaa huomioon keskipakovoiman aiheuttaman lisjäykkyuden, \mathbf{q} vektori sisältää edellä mainitut yleistetyt koordinaatit. Pyörimisnopeutta pituusakselin suhteen kuvaa Ω , \mathbf{F}_n vektori sisältää ulkoiset ei pyöriävät voimat ja \mathbf{F}_r vektori sisältää pyöriävästä liikkeestä aiheutuvien voimien kuvauksen, kuten epätasapainon. Jos roottorin liikettä kuvaavan yhtälön ratkaisu on muotoa $\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 e^{i\Omega t}$, saadaan homogeeninen yhtälö (3.19). Vaimentamattoman systeemin kriittiset pyörimisnopeudet saadaan laskettua ratkaisemalla ominaisarvotehtävä (3.20). (Genta, 2004, pp. 175)

$$(-\Omega^2(\mathbf{M} - \mathbf{G} - \mathbf{K}_\Omega) + \mathbf{K})\mathbf{q}_0 = \mathbf{0} \quad (3.19)$$

$$\det(-\Omega^2(\mathbf{M} - \mathbf{G} - \mathbf{K}_\Omega) + \mathbf{K}) = 0 \quad (3.20)$$

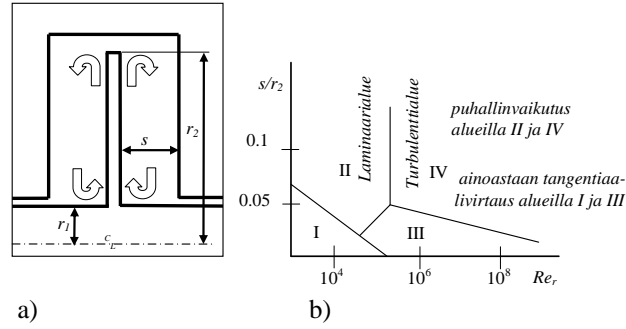
Ulkoisia voimia voi epätasapainon lisäksi olla myös magneettiset voimat, jotka johtuvat staattorin ja roottorin välisistä radiaalisista voimista (UMP=Unbalanced Magnetic Pull). Staattorissa epäkeskeinen pyörivä akseli aiheuttaa epäkeskeisen magneettikentän, joka aiheuttaa epäkeskeisiä radiaalisia voimia roottoriin. Varsinkin häkkikäimityllä oikosulkukoneella magneettinen voima riippuu roottorin asemasta. Kaksinapaisen epätahtikoneen roottorin epäkeskeisyyteen vaikuttaa massaepäkeskisyyks, staattinen taipuma ja magneettinen epäkeskisyyks. (Laiho, 2009). Näistä syistä lähellä ensimmäistä taivutusmuotoa toimivan roottorin herätteitä on syytä selvittää tarkemmin.

3.4 Jäähdytysvirtaushäviöt

Suuren tehotiheyden omaavat suurnopeussähkökoneet vaativat tehokkaan aktiivisen jäähdytyksen, sillä muuten etenkin staattorikäänin ja roottorin eri osille sallitut lämpötilat voivat ylittyä. Ilmavirran johtaminen staattorin ja roottorin ilmavälin läpi on yleinen keino jäähdyttää näitä osia. Suurella nopeudella pyörivän roottorin pintaosa yhtäältä kiihdyttää ilmavirtauksen tangentiaaliseen liikkeeseen ja toisaalta pinnan ja ilmavirran välille muodostuu kitkavoimia. Kitkahäviöt ilmavälissä ovat verrannollisia pyörimisnopeuden kuutioon ja ilmavirtauksen määrästä riippuva massavirtatehohäviö pyörimisnopeuden neliöön. Nämä häviöt muodostuvat merkittäviksi suurnopeusroottoreissa. Massavirtariippuva häviö korostuu suuren jäähdytysilmatarpeen johdosta. Jäähdytysvirtauksen aiheuttamat häviöt riippuvat virtaustyyppistä, roottorin kehänopeudesta ja ilmavälin ominaisuuksista. Virtauksen ominaisuuksia luonnehditaan Reynoldsin luvulla (White 1999), joka määrittää virtaustyyppin olevan joko laminaarista tai turbulentista. Reynoldsin luku ilmaisee väliaineessa esiintyvien hitaus- ja leikkausvoimien suhdetta ja se riippuu väliaineen tiheydestä, viskositeetistä, karakteristisesta mitasta sekä virtausnopeudesta.

Kitkahäviöiden kannalta suurnopeusroottori muodostuu sylinteripinnasta, jota ympäröi sähkökoneen staattori. Roottorin ja staattorin ilmaväli tämän tutkimuksen IM-koneessa on noin 1,5 % roottorin halkaisijasta. Sylinteripinnan lisäksi kitkahäviöt vaikuttavat roottorin päädyissä. Häviöiden laskenta voidaan siten jakaa kahteen osaan: päätyjen muodostaman pyörivän kiekon kitkaan ja ilmavälivirtaukseen, joka puolestaan voidaan jakaa kaasukitkaan ja massavirtariippuvaan tehohäviöön. Sähkökoneen muodostama roottorin pituus riippuu sovelluksesta, mutta tämän tutkimuksen turbokonesovelluksissa sähkökoneen roottorin pituus koko roottorista on noin 20 %. Roottorin kokonaiskaasukitkahäviöt näissä sovelluksissa muodostuvat useassa eri kohdin akselia. Tässä on tarkasteltu ainoastaan sähkökoneen ilmavälisuutta.

Pyörivän kiekon virtauksia (kuva 3.3a) ovat tutkineet Daily ja Nece (1960). Tutkimus kattoi Reynoldsin lukualueen $10^3 - 10^7$ ja tilasuhdealueen (s/r_2) 0,0127 - 0,217. Tuloksena he saivat neljä erilaista virtausaluetta, jotka näkyvät kuvassa 3.3b. Alueella I virtaus on lähinnä laminaarista ja suunnaltaan tangentiaalista. Alueella II välyksen s/r_2 -suhteen lisääntyessä puhallinvaikutus tulee esiin ja muodostuu radiaalivirtaus. Alueilla III ja IV tapahtuu välyssuhteen kannalta samoin kuin edellä, mutta virtaus on nyt turbulentista. (Saari, 1998).



Kuva 3.3: a) Laipallisessa pyörivässä akselissa laippa toimii puhaltimen tapaan kierrättäen väliainetta nuolien osoittamalla tavalla suljetussa tilassa. Kun suljetun kotelon aksiaalinen seinämätila s kapenee riittävästi, virtauksen rajakerrokset yhtyvät ja virtausta tapahtuu vain tangentiaalisena. Suhdetta s/r_2 kutsutaan ns. tilasuhteeksi (spacing ratio). b) Summittainen esitys eri virtausalueista I - IV suljetussa tilassa pyörivästä kiekosta (Daily and Nece, 1960)

Kuvan 3.3 mukaisessa virtauksessa kitkakertoimet C_f on lähteen mukaan määritetty kullekin alueelle. Reynoldsin luku Re_r saadaan yhtälöstä (3.27) (Saari, 1998).

$$C_f = \frac{2\pi}{\left(\frac{s}{r_1}\right) Re_r} \quad (\text{alue I}) \quad (3.21a)$$

$$C_f = \frac{3,7 \left(\frac{s}{r_1}\right)^{0,1}}{Re_r^{0,5}} \quad (\text{alue II}) \quad (3.21b)$$

$$C_f = \frac{0,08}{\left(\frac{s}{r_1}\right)^{0,167} Re_r^{0,25}} \quad (\text{alue III}) \quad (3.21c)$$

$$C_f = \frac{0,0102 \left(\frac{s}{r_1}\right)^{0,1}}{Re_r^{0,2}} \quad (\text{alue IV}) \quad (3.21d)$$

Kuitenkin, jos kiekko pyöri vapaassa tilassa, yhtälöt (3.21a - d) eivät päde, vaan silloin paremmin pätevät seuraavat yhtälöt. (Kreith 1967)

$$C_f = \frac{3,87}{Re_r^{0,5}} \quad (Re_r < 3 \times 10^5) \quad (3.22a)$$

$$C_f = \frac{0,146}{Re_r^{0,2}} \quad (Re_r > 3 \times 10^5) \quad (3.22b)$$

Dibelius et al. (1984) ovat tehneet perusteellisen kokeellisen tutkimuksen pyörivän, koteloidun kiekon kitkasta eri välyksen s arvoilla. Heidän mittaustensa perusteella voidaan johtaa kitkakertoimen C_f arvoksi (kiekon molemmat puolet yhteensä)

$$C_f = \frac{0,268}{\text{Re}_r^{0,246}} \left(\frac{s}{r_2}\right)^{0,0655} \quad (3.22c)$$

Kun Re_r on $2 \cdot 10^6 - 3 \cdot 10^7$ ja suhteellinen välys s / r_2 on $0,0125 - 0,0625$. Ko. yhtälö on laskettu sovitteena Dibelius et al. (1984) kuvista 12 ja 13 (Larjola, 2006). Ko. kuvat esittävät mittaustuloksia, jotka on tehty $r = 0,4$ m kiekolla pyörimisnopeuksilla maksimi 6000 min^{-1} . Yhtälössä (3.22c) käytetty Re_r -luku lasketaan ulkosäteellä r_2 .

Yhtälöä (3.22c) on verrattu lähteessä (Musgrave, 1980) radiaalikompressorin kiekkokitkan laskennassa käytettyyn yhtälöön ja vastaavuus on erittäin hyvä. Yhtälöä testattiin numeerisesti myös siten, että asetettiin $s = r_2$, mikä käytännössä vastaa koteloimatonta kiekkoa, ja tulos oli 3 % tarkkuudella sama kuin yhtälöllä (3.22b).

Ilmavälin virtauksessa erotetaan aksiaalinen ja tangentiaalinen virtaus. Keskimääräinen aksiaalinen virtausnopeus saadaan jakamalla ilmanakanavan läpimenevän ilman tilavuusvirtaus kanavan pinta-alalla. Keskipakovoimat aiheuttavat lisäksi ns. Taylor-pyörteitä virtaukseen. (Saari, 1998).

Pyörivän sylinterin kaasukitkahäviöteho P voidaan ilmaista seuraavalla yhtälöllä

$$P = k_1 C_f \pi \rho \omega^3 r^4 l \quad (3.23)$$

missä k_1 on pinnankarheuskerroin ja C_f on kitkakerroin, ρ on ympäröivän väliaineen massatiheys, ω kulmanopeus, r on roottoriakselin ulkosäde ja l sen pituus. Kitkakerroin C_f saadaan yhtälöstä (3.24), joka huomioi aksiaalisen ja tangentiaalisen virtauksen.

$$C_f = \frac{0,0152}{\text{Re}_\delta^{0,24}} \left[1 + \left(\frac{8}{7}\right)^2 \left(\frac{4\text{Re}_a}{\text{Re}_\delta}\right)^2 \right]^{0,38} \quad (3.24)$$

Tangentiaalivirtausta, jonka pyörivä sylinteri aiheuttaa väliaineeseen, luonnehditaan Couette Reynolds luvulla (Saari, 1998).

$$\text{Re}_\delta = \frac{\rho \omega r \delta}{\mu} \quad (3.25)$$

Aksiaalisen virtauksen Reynoldsin luvuksi ilmavälissä saadaan

$$\text{Re}_a = \frac{\rho v_{\text{am}} 2\delta}{\mu} \quad (3.26)$$

Vapaan tilan Reynoldsin luvuksi pyörivän sylinterin aiheuttamalle virtaukselle saadaan

$$\text{Re}_r = \frac{\rho\omega r^2}{\mu} \quad (3.27)$$

missä μ on dynaaminen viskositeetti, v_{am} on kaasun aksiaalinen keskinopeus ilmvälissä, ja δ on sähkökoneen ilmvälön paksuus säteen suunnassa.

Roottorin päätyjen (molemmat päädyt yhteensä) kitkahäviöt tulevat huomioduksi kiekkovirtauksen yhtälöllä

$$P = 0,5 \cdot C_{f,\text{pääty}} \rho \omega^3 (r_2^5 - r_1^5) \quad (3.28)$$

missä r_1 ja r_2 ovat päätykiekon sisä- ja ulkosäteet. Päätyjen kitkakerroin $C_{f,\text{pääty}}$ saadaan parhaiten yhtälöllä (3.22c)

Sylinterin kitkaa laskettaessa yhtälöä (3.24) voidaan soveltaa Couette-Reynolds-luvulle 3×10^4 asti, mutta sitä suuremmilla luvuilla suositellaan käytettävän yhtälöä (3.30), jonka on mittauksin todettu antavan tarkempia tuloksia. Yhtälö pätee Reynolds-luvusta 10^4 ylöspäin. (Saari, 1998).

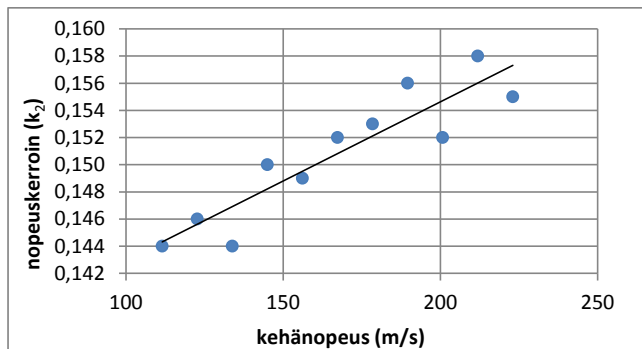
$$C_f = 0,0325 \frac{\left(\frac{\delta}{r_1}\right)^{0,3}}{\text{Re}_\delta^{0,2}} \quad (3.30)$$

Ilmvälissä aksiaalisuunnassa kulkevan massavirran vaikutus tehohäviöön: roottorissa, jonka staattorin ura-aukot ovat avoimet, massavirtariippuva tehohäviö on

$$P = k_2 q_m u_1^2 \quad (3.31)$$

missä k_2 on nopeuskerroin, q_m on läpimenevä massavirta, u_1 on roottorin kehänopeus

Yhtälössä (3.31) olevan nopeuskertoimen k_2 raportissa Saari et al., (2002), ilmoitetuista lukuarvoista saadaan muodostettua kuvaaja (kuva 3.4), kun lukuarvoille on sovitettu suora pienimmän neliösumman periaatteella $k_2 = au_1 + b$, jossa $a = 1,166 \cdot 10^{-4}$ ja $b = 0,131$. Kertoimia a ja b on käytetty yhtälössä (3.32).



Kuva 3.4: Nopeuskerroin k_2 kehänopeuden funktiona

Massavirtariippuva tehohäviö P on

$$P = (1,166 \cdot 10^{-4} u_1 + 0,131) q_m (u_1)^2 \quad (3.32)$$

missä u_1 on roottorin kehänopeus, q_m massavirta. Kehänopeus $u_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r$, missä n on pyörimisnopeus ja r on roottorin ulkosäde. Yhtälö pätee kehänopeuksille 112 - 223 m/s.

Kaasuvirtaus ilmavälin läpi aiheuttaa huomionarvoisia tehohäviöitä. Taulukon (3.1) mukaan on nähtävissä pyörimisnopeuden vaikutus kaasukitkahäviöihin staattorin ja roottorin ilmavälissä arvoilla, jossa roottorin sylinterin pituus $L = 175$ mm, sen säde $r = 67,5$ mm ja ilmavälin pituus $\delta = 2$ mm.

Taulukko 3.1: Pelkän ilmavälin kaasukitkahäviö yhtälön 3.23 mukaan, missä C_f on yhtälön 3.30 mukaan ja Re_δ on yhtälön 3.25 mukaan. Pinnan karheuskerroin $k_1 = 1,2$. Virtaushäviö yhtälön 3.32 mukaan. Ilman lämpötila 157 °C, ilmanpaine $341,42$ kPa ja ilman massavirta 60 g/s

Ilmavälin kaasukitkahäviöt, ilmavirtauksella 60 g/s			
pyörimisnopeus min^{-1}	28000	30000	35000
Re	45090	48310	56362
C_f	0,001326	0,001308	0,001268
kitkahäviö (W)	1267	1537	2367
virtaushäviö (W)	337	389	538
häviöt yhteensä (W)	1604	1926	2905

Taulukon 3.1 arvot on laskettu IM-roottorin tapauksessa, jossa nimellinopeus on 28000 min^{-1} . Kyseisen roottorin pinnassa on pitkittäisiä uria 22 kpl ja sitä voidaan pitää jossain määrin karheana, vaikkakin ura-aukot ovat hyvin kapeat (0,2 mm leveät, akselin suuntaiset raot).

Larjola et al. (1991) ovat todenneet, että karheuskerroin voisi enimmillään olla $k_1 = 2,5$, kun aksiaaliset raot ovat leveitä. Tässä voidaan arvioida, että karheuskerroin k_1 voisi olla suuruusluokkaa 1,2 - 1,5, mikä pitää varmistaa jatkotutkimuksessa. PM-roottorin pintaa voi tässä tapauksessa pitää täysin sileänä ($k_1 = 1$), koska siinä on hiilikuitupanta.

3.5 Lämpöanalyttiset yhtälöt

Lämpöanalyttisistä yhtälöistä esitetään suurnopeussähkökoneen roottorin ja staattorin ilmavälivirtauksessa tapahtuvaa lämmönsiirtymistä kuvaavat yhtälöt. Lämmönjohtumista osien välisissä liitoksissa määrittää paljolti osien väliset kontaktivastukset, jotka määräytyvät mm. osien välisestä pintapaineesta ja kosketuspintojen pinnankarheudesta.

Ilmavälivirtauksessa Nusseltin luku kuvaa pinnan lämmönsiirto-ominaisuutta verrattuna pelkkään lämmönjohtumiseen. Pyörivälle sylinterille (staattori-roottori ilmavälissä) soveltuva Nusseltin luku saadaan seuraavista (Larjola ja Kuosa, 2004) yhtälöistä:

$$\text{Nu} = 0,0214(\text{Re}^{0,8} - 100)\text{Pr}^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{0,66} \right] \quad (3.33)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v_{\text{red}} d_h}{\mu} \quad (3.34)$$

$$d_h = \delta \sqrt{\frac{8}{3}} \quad (3.35)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (3.36)$$

$$v_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{\omega R}{2} \right)^2 + (v_a)^2} \quad (3.37)$$

Yhtälöä (3.33) voidaan soveltaa myös pyörimättömän sylinterin rakovirtauksessa. Tällöin yhtälössä (3.37) redusoiduksi virtausnopeudeksi v_{red} jää ainoastaan aksiaalinen virtausnopeus v_a . Yhtälöä (3.33) L on ilmavälin pituus ja muut termit on selitetty ohessa.

Yhtälössä (3.34) ρ on massatiheys, μ dynaaminen viskositeetti ja d_h on hydraulinen halkaisija. Yhtälössä (3.35) δ on virtausraon paksuus, mikä sähkökoneessa on staattorin ja roottorin välinen ilmaväli. Yhtälössä (3.36) Pr on Prandtin luku, c_p väliaineen ominaislämpökapasiteetti ja λ on lämmönjohtavuus.

Edellisten yhtälöiden mukaan lämmönsiirtokerroimeksi h staattorin ja roottorin ilmavälissä saadaan

$$h = \frac{\text{Nu}\lambda}{d_h} \quad (3.38)$$

Lämmönsiirtokerroin muualla kuin ilmavälissä, kuten tasopinnoilla, saadaan myös yhtälön (3.38) mukaan, mutta siinä oleva Nusseltin luku lasketaan pääsääntöisesti yhtälön (3.39) mukaan, ks. tarkemmin eri tapaukset lähteestä (VDI-Wärmeatlas, 1984).

$$\text{Nu} = 0,037\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,4} \quad (3.39)$$

Kontaktiliitokset

Puristusliitoksissa esiintyviin lämmönsiirtokerroimiin h on löydettävissä ohjearvoja ja laskentaohjelmia ainakin kontaktipaineelle 0,35 MPa asti. Suuremmille kontaktipaineille, esimerkiksi 12 MPa asti, lämmönsiirtokerroin voidaan esittää lähteen (Fletcher, 1988) mukaan alumiinin ja teräksen liitokselle. Lämpövirtauksen suunta vaikuttaa kertoimen suuruuteen. Liitoksen kontaktipaineessa 12 MPa saadaan seuraavat:

- alumiini → teräs; $h = 15 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$
- teräs → alumiini; $h = 5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$

Paineessa 1 MPa saadaan molemmille suunnille $h = 0,3 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$

Lähteen (Cengel, 1998) mukaan saadaan vastaavasti:

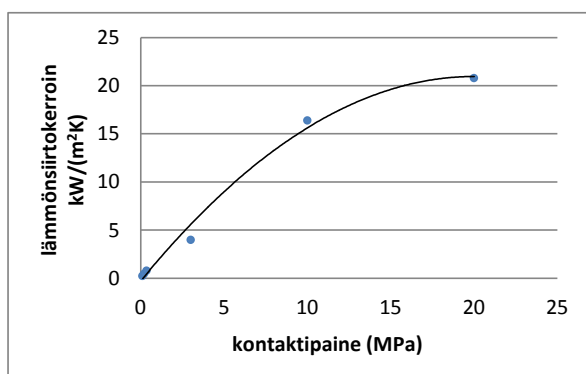
teräs - alumiini (pinnankarheudella 1,0 - 2,0 μm ja lämpötilassa 20 °C)

- 10 MPa: 16,4 kW/(m² K)
- 20 MPa: 20,8 kW/(m² K)

teräs - teräs (pinnankarheudella 2,5 μm) ja lämpötilassa 90 - 200 °C)

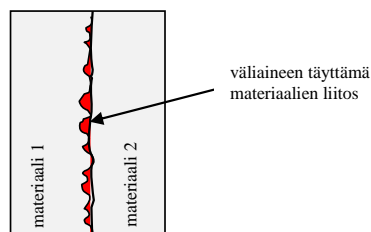
- 0,3 - 2,5 MPa: 3,8 kW/(m² K)

Kun nämä yksittäiset tulokset liitetään kuvaajaan, saadaan riittävä arvio käytettäville lämmönsiirtokerroille eri osien kesken suuremmalla ($p > 1$ MPa) kontaktipainealueella.



Kuva 3.5: Liitoksen lämmönsiirtokerroin liitospaineen funktiona

Alle 0,35 MPa alaisille liitoksille käytetään seuraavia yhtälöitä (3.41 - 3.50, Yovanovich et al., n.d.), jotka pätevät painealueella 0,035 - 0,35 MPa. Yhtälöt ovat voimassa pinnankarheuksille 0,26 - 9,6 μm . Yovanovich et al. mukaan kontaktipintojen (kuva 3.6) muodostama ja pinnankarheuden sallima ilmatilavuus voidaan yhtälöissä määrittää täytettävän jollakin väliaineella. Esimerkiksi elektroniikkatuotteiden jäähdytyksessä käytetään kontaktipintojen välissä erikoispastaa, joka parantaa kontaktin lämmönjohtumista.



Kuva 3.6: Liitosten välinen pinnankarheuden määrittämä kontaktipinta

Lämpövirta q voidaan määrittää seuraavasta yhtälöstä

$$q = \Delta T h_j A \quad (3.41)$$

missä ΔT on liitoksen yli oleva lämpötilaero, h_j on liitoksen lämmönsiirtokerroin ja A on liitoksen pinta-ala.

Lämpövastus r_j määritellään

$$r_j = \frac{1}{h_j A} \quad (3.42)$$

Kontaktissa olevan liitoksen lämmönsiirtokerroin h_j määritellään

$$h_j = h_g + h_c \quad (3.43)$$

missä h_g on kaasun lämmönsiirtokerroin ja h_c on kontaktissa olevien pintojen lämmönsiirtokerroin. Ilmavälin lämmönsiirtokerroin h_g voidaan laskea seuraavasti

$$h_g = \frac{\lambda_g}{(Y+M)} \quad (3.44)$$

missä liitosväliaineen lämmönjohtavuus on λ_g , tehollinen raon paksuus on Y ja väliaineesta johtuva tehollinen kaasukerroin on M . Tehollinen raon paksuus Y voidaan laskea

$$Y = 1,53y \left(\frac{p}{H_c} \right)^{-0,097} \quad (3.45)$$

missä p on kontaktipaine, H_c on pehmeämmän vastinpinnan mikrokovuus. Esim. alumiinille Al6063-T5 mikrokovuus H_c on 1094 MPa. Yhtälössä y on tehollinen pinnan karheus, joka määritetään vastinpintojen karheusarvojen mukaan yhtälöllä (3.46). Tyyppillisesti pinnankarheus on hiotusta pinnasta koneistettuun 0,4 - 6,3 μm välillä.

$$y = (y_1^2 + y_2^2)^{1/2} \quad (3.46)$$

Tehollinen kaasukerroin M voidaan laskea

$$M = M_0 \frac{(T/T_0)}{(p_g/p_{g0})} \quad (3.47)$$

missä M_0 on kaasuparametri lämpötilassa $T_0 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ja paineessa, $p_{g0} = 101 \text{ kPa}$. Ilmalle $M_0 = 0,373 \text{ } \mu\text{m}$ ja esim. heliumille $M_0 = 2,05 \text{ } \mu\text{m}$. Nesteillä ja kontaktirasvoilla $M_0 = 0$.

Liitoksen lämmönsiirtokerroin h_c voidaan määrittää

$$h_c = 1,25 \cdot \lambda_m \left(\frac{m}{y} \right) \left(\frac{p}{H_c} \right)^{0,95} \quad (3.48)$$

missä m on tehollinen keskikarheus, y tehollinen pinnankarheus, p on pintapaine ja H_c on pehmeämmän vastinpinnan mikrokovuus. Keskimääräinen lämmönjohtavuus λ_m voidaan määrittää yhtälöllä (3.49)

$$\lambda_m = \frac{2\lambda_{m1}\lambda_{m2}}{(\lambda_{m1} + \lambda_{m2})} \quad (3.49)$$

missä λ_{m1} ja λ_{m2} ovat liitosmateriaalien 1 ja 2 lämmönjohtavuudet.

Tehollinen keskimääräinen absoluuttinen karheus liitokselle voidaan antaa

$$m = 0,125(y)^{0,406} \quad (3.50)$$

Lämpötilan määrittäminen pyörivien kappaleiden yhteydessä

Pyörivien kappaleiden lämmönsiirtoa laskettaessa pitää pyörimisliike ottaa huomioon lämpötilan määrittämisessä. Tässä tarkastellaan esimerkkinä kompressorin juoksupyörän lämpötilan määrittystä. Luvussa 5 esitetyn IM-turbokompressorin suunnitteluraportin mukaan kompressorin sisääntulokohdassa ilman lämpötila T on 335,8 K. Vastaavasti impellerin jättöreunalla kokonaislämpötila T_{05} on 469,4 K. Ilman virtausnopeus juoksupyörän ulkokehällä c_5 on 307,9 m/s ja ilman vastaava suhteellinen nopeus juoksupyörään nähden w_5 on 170,6 m/s.

Staattinen lämpötila T_5 saadaan energiayhtälön mukaisesti:

$$T_5 = T_{05} - 0,5 \frac{(c_5)^2}{c_p} \quad (3.51)$$

Jos ominaislämpökapasiteetin c_p lukuarvona käytetään 1005 J/(kg K), saataisiin lämpötilaksi 422,2 K. Juoksupyörän pinnassa vaikuttaa kuitenkin suhteellisen nopeuden mukaan laskettu ns. recovery lämpötila T_{rc} , joka saadaan kun ko. staattiseen lämpötilaan lisätään yhtälön (3.52) mukaan laskettu termi, missä $Pr = 0,72$.

$$T_{rc} = T_5 + (Pr^{0,33})0,5 \frac{(w_5)^2}{c_p} \quad (3.52)$$

Siipisolan loppulämpötila ulostulossa olisi tällöin 435,1 K. Lämmönsiirtokerroin voidaan laskea edellä olevien yhtälöiden (3.35 - 3.37) avulla, kun lisäksi määritellään hydraulinen halkaisija d_h

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (3.53)$$

missä A on virtauskanavan poikkileikkauksen pinta-ala ja P on sen piirin pituus.

Pintapaine ahdistusovite-liitoksessa lämmönjohtavuuden määrittämiseksi

Edellä todetun mukaisesti suurnopeusroottoreissa on useita kohtia, joissa sylinteripinnat on liitetty toisiinsa tiukalla ahdistusovitteella; esimerkiksi juoksupyörän liitos akselille. Tällaisen liitoksen pintapaineen ja kutistuman välistä yhteyttä kuvaavat seuraavat yhtälöt 3.54 - 3.59, jotka ovat lähteestä (Juuman, 2001).

Juoksupyörä liitetään akselille tiukalla lämpösovitteella, jolloin liitososien välille muodostuu pintapaine. Pintapaineen asteesta voidaan arvioida liitoksen lämmönjohtavuutta kuvan 3.5 kuvaajan mukaisesti.

Akselin (a) pintapaineen p_a ja kutistuman välinen yhteys on

$$\frac{\delta_a}{d_a} = -\frac{p_a}{E_a}(K_a - \varepsilon) \quad (3.54)$$

$$K_a = \frac{1+C_a^2}{1-C_a^2} \quad (3.55)$$

missä E_a on akselin kimmomoduuli, δ_a on akselin kutistuma, ε on Poissonin luku, C_a on akselin sisäreiän ja ulkohalkaisijan suhde. $C_a = 0$, kun akselissa ei ole keskireikää.

Navan (n) pintapaineen $p_n = p_a$ ja navan sisäpinnan kutistuman välinen yhteys

$$\frac{\delta_n}{d_a} = -\frac{p_a}{E_n}(K_n - \varepsilon) \quad (3.56)$$

$$K_n = \frac{1+C_n^2}{1-C_n^2} \quad (3.57)$$

missä E_n on navan kimmomoduuli.

$$C_n = \frac{d_a}{d_n} \quad (3.58)$$

d_a akselin ulkohalkaisija, d_n navan ulkohalkaisija. Saadaan laajenema navan ulkopinnassa:

$$\frac{\delta_{nu}}{d_n} = -\frac{p_a}{E_n}(K_n - 1) \quad (3.59)$$

missä δ_{nu} on navan ulkopinnan laajenema.

3.6 Roottorin kriittisen taajuuden analyyttinen laskenta

Tavallisesti suurnopeusroottori muodostuu useasta eri halkaisijan sylinteripinnasta, jossa on yksi tai useampia ahdistussovitteella liitetyjä kiekkoja tai sylintereitä. Vaikka näiden taivutuskriittinen nopeus joudutaan laskemaan numeerisesti, saadaan analyyttisen yhtälön käytöllä yksinkertaiselle lieriökappaleelle hyvä vertailutulos. Yhtälöllä voidaan helposti laskea myös jäykkyyden, pituuden tai tiheyden muutosten vaikutuksia kriittiseen nopeuteen.

Värähtelyn kriittinen ominaistaajuus tasapaksulle akselille saadaan yhtälöstä 3.60 (Inman, 2001, p. 465).

$$\omega_{cr} = 2\pi n_{cr} = \sqrt{\frac{\beta^4 EI}{\rho AL^4}} \quad (3.60)$$

missä n_{cr} on kriittinen pyörimisnopeus, ω_{cr} on kriittinen kulmanopeus, β on akselin tuennasta riippuva vakio, E on akselin kimmomoduuli, I on akselin pintahitautusmomentti, ρ on akselin massatiheys, A on akselin poikkileikkauspinta-ala ja L on akselin pituus. Taulukossa 3.2 on esitetty vakion β arvoja ensimmäiselle ja toiselle taivutusmuodolle vapaassa värähtelyssä sekä akselin nivelletyssä tuennassa.

Taulukko 3.2: Akselin tuennasta riippuvan vakion β arvoja ensimmäiselle ja toiselle taivutusmuodolle

Akselin tuennasta riippuvan kertoimen β arvoja		
ominaismuoto	vapaa tuenta	nivelletty tuenta
1. taivutus	4,73	3,14
2. taivutus	7,85	6,28

4 Pienen tehon roottori

4.1 Johdanto

Pienen tehon roottorilla tarkoitetaan tässä kuumakaasupuhaltimen noin 500 W tehoa ja nimellisyörimisnopeutta 60000 min^{-1} . Mikrokaasuturbiinin ns. voimaturbiinissa teholuokka on 6 kW ja nimellisyörimisnopeus 40000 min^{-1} . Kuumakaasupuhaltimen tutkimusta kuvataan seuraavassa luvussa. Mikrokaasuturbiinin tutkimus kuvataan luvussa 4.3.

4.2 Kuumakaasupuhaltimen roottori

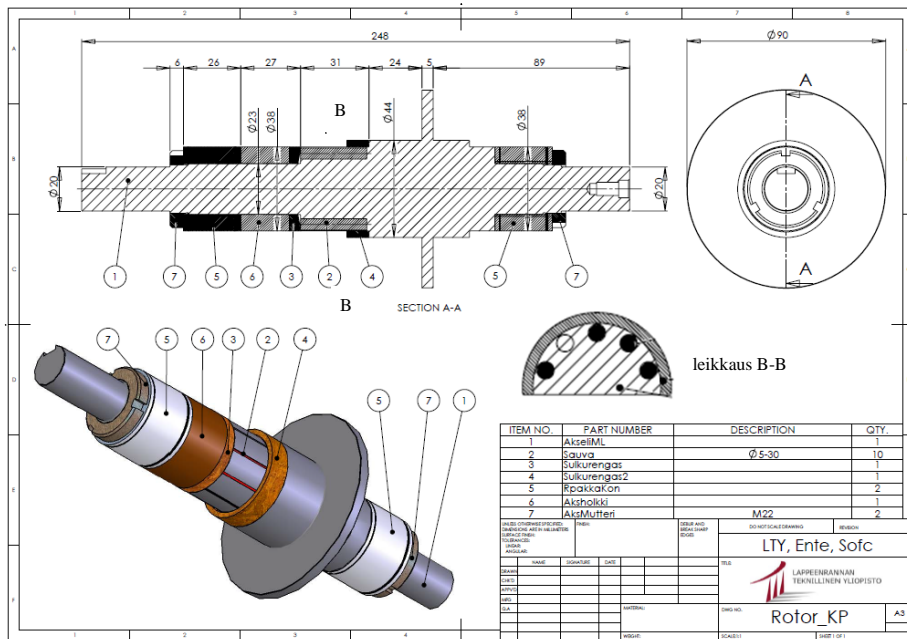
Kuumakaasupuhallinta käytetään sovelluksessa, jossa se kierrättää kaasuja, joiden lämpötila on noin $300 \text{ }^\circ\text{C}$. Erityiskysymyksenä on ollut puhaltimen liittäminen sähkökoneeseen ilman, että sähkökoneen toiminta vaarantuisi ylikuumentumisen johdosta. Hankkeessa kehitettiin kuumakaasuissa toimiva juoksupyörä liitoksineen niin, että lämpövirta jäi sähkökoneen akselille mahdollisimman vähäiseksi. Hankkeessa kehitettiin myös sähkökone, jonka roottorin rakennetta ja ominaistuuksia tarkastellaan seuraavassa.

Tällä osatutkimuksella halutaan selvittää, millä tavalla kuumakaasupuhaltimen roottoriin liitetyt erilliset osat vaikuttavat sen ominaistuuksiin sekä millä tavalla kokeellisen moodianalyysin (EMA) ja FEM-analyysin tulokset vastaavat toisiaan. Värähtelytuloksissa vertaillaan tasalämpöisen roottorin vapaan värähtelyn ensimmäistä taivutus-kriittistä ominaistajuutta. Samoin selvitetään millä tavalla FEM-analyysin tuloksiin vaikuttaa osien määrittäminen pistemassoina jäykän liitoksen sijasta sekä, mikä vaikutus osien liitoksien ahdistussovituksen kireydellä on tuloksiin.

Magneettilaakeroidun roottorin toiminnalliset osat ovat akseli, jossa on häkkikäänin sauvat sekä aksiaalilaakeri (kuvassa 4.1 halkaisijaltaan 90 mm laippa) ja radiaalilaakerit (kuvassa 4.1 osa 5). Häkkikäänin sauvat (kuva 4.1, osa 2 ja leikkaus B-B, sauvoja 10 kpl) on valmistettu hyvän sähkönsäilytyksen kuparista. Sauvat on upotettu lähelle roottorin pintaa tehtyihin uriin. Sauvojen yläpinnasta akselin pintaan jää $0,5 \text{ mm}$ kanas, joka on akselin suunnassa jyrskitty 1 mm leveydeltä auki jokaisen sauvan kohdalta. Sauvat on sähköisesti oikosuljettu molemmista päistään kuparisilla oikosulkurenkailla (kuva 4.1, osat 3 ja 4). Kupariosat on liitetty akselille uunijuotoksena. Poltinjuotos ei tullut kyseeseen liian epätasaiseksi oletetun lämpötilajakautuman takia, joten uunijuotoksella haluttiin välttää akselin mahdollinen käyristyminen. Juotettavien osien väliset välykset mitoitettiin tiettyihin toleransseihin, jotta juotoksen kapillaari-ilmiö toimisi tarkoituksellisesti. Juotoksen tekijän, VTT:n hitsauslaboratorion suosituksen mukaan tavoiteväly oli $0,05 - 0,2 \text{ mm}$. Käytännössä osiin määritetyt toleranssit takasivat välyksen, joka oli $0,07 - 0,14 \text{ mm}$. Radiaalilaakereiden akseliholkit oli koottu ohuista $0,2 \text{ mm}$ ferrometallilevyistä, joilla on suotuisat magneettiset ominaisuudet ja jotka oli hitsattu sisäreiästään yhtenäisiksi holkeiksi (kuva 4.1, osa 5). Ohuista lamelleista kootut

holkit on tämän jälkeen hiottu sisäreistäään tiettyyn toleranssiin ja asennettu akselille ahdistussoviteella. Holkin ja akselin välinen ahdustusovite oli halkaisijassa 0,035 - 0,009 mm. Jotta osat oli saatu asennettua roottorin akselille, oli liitettävien osien lämpötiloja muutettu jäädyttämällä ja lämmittämällä niin, että lämpötilaeron aikaan saamalla halkaisijamuutoksella osat voitiin asentaa yhteen.

Keskeinen irtosista koostuvan roottorin kuormitustekijä on keskipakovoima, joka aiheuttaa osiin radiaalisuuntaisia muodonmuutoksia. Osaan vaikuttava keskipakovoima on riippuvainen osan massan, kulmanopeuden neliön ja vaikutussäteen tulosta. Tästä syystä säteen suunnassa ulompien ja sisempien osien välinen liitos pyrkii löystymään. Liian löysässä liitoksessa voi tapahtua osien keskinäistä siirtymää, jolloin tasapainotetun akselin massaepäkeskeisyys pyörimisakselin suhteen muuttuu. Pyörimisakselin ja massakeskipisteen kautta kulkevan akselin poikkeama aiheuttaa pyörimisnopeuteen verrannollisen voiman, joka muun muassa rasittaa laakereita. Epätasapainon aiheuttama heräte voi johtaa hallitsemattomiin, yhä kasvaviin akselin taipumiin, mikäli herätetaajuus osuu juuri jollekin akselin ominaistajuudelle. Epätasapainosta johtuvan herätevoiman taajuus on sama kuin pyörimisnopeutta vastaava taajuus.

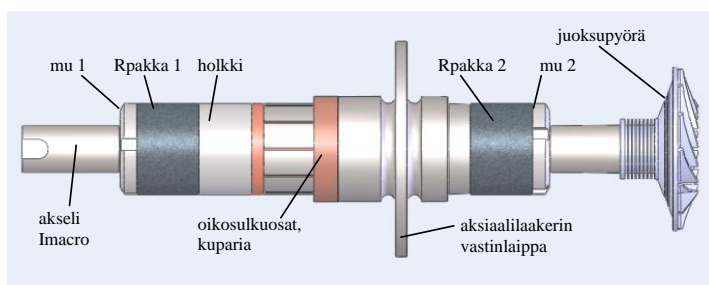


Kuva 4.1: Magneettilaakeroidun roottorin häkksisauvojen ja oikosulkurenkaiden kokoonpanopiirustus. Akselin materiaali on Imacro-nuorrutusterästä ja oikosulkuosat ovat puhdasta kuparia. Osien painot ovat 1=1,55 kg, 2=0,006 kg, 3=0,017 kg, 4=0,034 kg, 5=0,129 kg, 6=0,110 kg, 7=0,031 kg.

Jotta voitaisiin varmistua siitä, että tiettyyn tasapainotusluokkaan tasapainotetun roottorin jäännösepätasapaino ei aiheuta hallitsematonta ja vahingollista värähtelyä, määrit-

tään roottorin ominaistajuuudet. Ominaistajuuudet voidaan määrittää sekä kokeellisesti että teoreettisesti. Kokeellisessa moodianalyysissä roottorille aiheutetaan iskumainen heräte, jolla kappale saadaan värähtelemään kaikilla sen rakenteelle ominaisilla taajuuksilla. Värähtelyn aikaansaamaa liikettä mitataan akseliin kiinnitettyjen kiihtyvyyssanturien avulla. Kiihtyvyyksistä voidaan määrittää kaikki akselin värähtelytaajuuudet. Niin sanotulle alikriittiseksi suunnitellulle akselille riittää ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuuden määrittäminen. Kun akseli tuetaan värähtelytestissä niin, että se pääsee mahdollisimman vapaasti liikkumaan, saadaan niin sanottu vapaa (free-free) vaimennettu värähtelytaajuus, missä vaimennuksen aiheuttaa materiaalin oma sisäinen muodonmuutosyhystereesi. Laakereihin kytketyn roottorin ominaistajuuudet kuitenkin muuttuvat vapaan värähtelyn arvoista ja lopulliset värähtelytaajuuudet määrittävät käytettyjen laakereiden jäykkyys- ja vaimennusominaisuuksien perusteella.

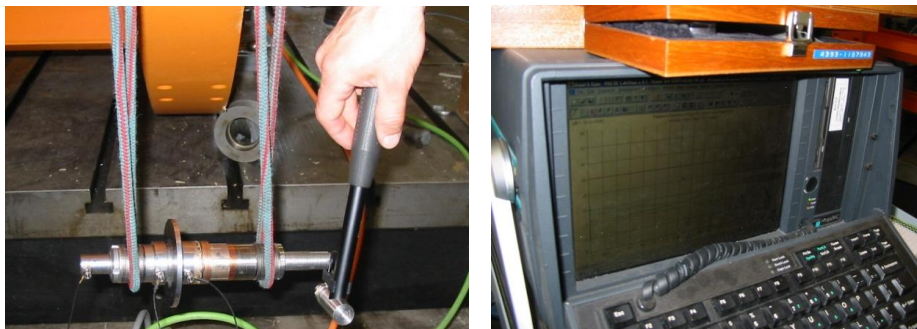
Värähtelevän akselin laakerituennan vapausasteet ja laakeriväli myös vaikuttavat lopullisiin värähtelyominaisuuksiin. Jos roottorissa on pienen jäykkyyden laakerit, se voi liikkua jäykän kappaleen liikkeenä sylinterimäistä tai kartiomaista rataa. Laakereiden jäykkyys lisääntyy pyörimisnopeuden myötä – ainakin vierintälaakereilla. Laakereiden saavuttaessa tietyn jäykkyyden roottorin tuenta vastaa nivellettyä muotoa, jonka jälkeen värähtelymuodot ovat taipuneita muotoja.



Kuva 4.2: Magneettilaakeroidun roottorin taulukoissa 4.1 ja 4.2 käytettyjen osien nimitykset

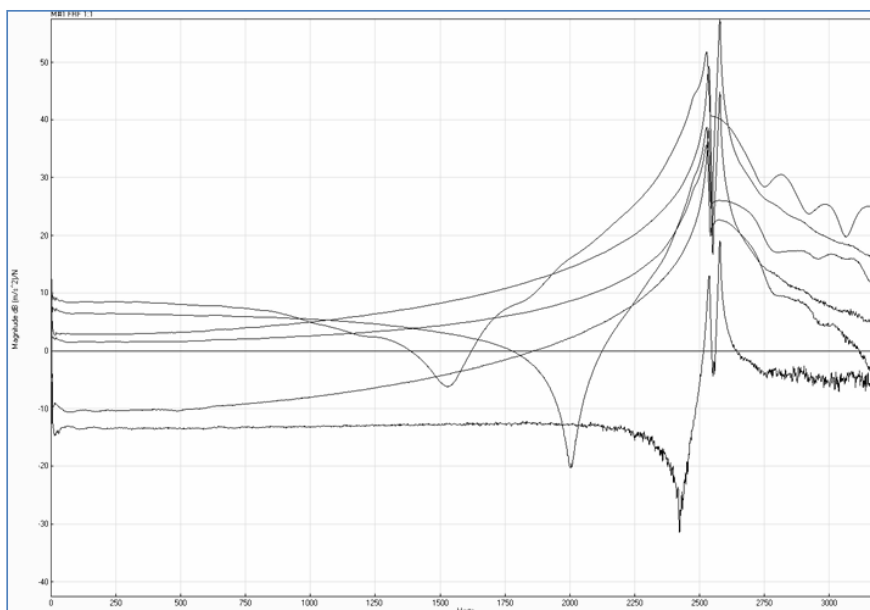
4.2.1 Kokeellinen moodianalyysi ja sen tulokset

Taajuuksien määrittämiseksi roottorille tehtiin kokeellinen moodianalyysi (EMA) akseli vapaasti tuettuna. Tällaista vapaata tuentaa vastaa melko hyvin kuvan 4.3 mukaisilla joustavilla nauhoilla tehty ripustus. Kuvassa on lisäksi nähtävissä kiihtyvyyssanturien kiinnityspaikat, joista yksi on akselin vasemmassa päässä ja kaksi muuta laakerilaipan molemmiin puolin. Anturit on kiinnitetty sellaisiin kohtiin akselia, joissa ominaismuodon perusteella on odotettavissa suuria liikenopeuksia. Laitteeseen voidaan kerrallaan kytkeä enintään kolme anturia. Mittaus A (taulukko 4.1) tehtiin kuudesta kohtaa akselia, jolloin koe tehtiin kahdessa vaiheessa siirtämällä anturit uuteen paikkaan vaiheiden välillä. Lopuksi tulokset yhdistettiin samaan kuvaan. Mittaus B (taulukko 4.1) tehtiin yhdessä erässä kolmella anturilla. Heräteisku pyrittiin tekemään tavalla, joka todennäköisimmin takasi kyseisten muotojen heräämisen.

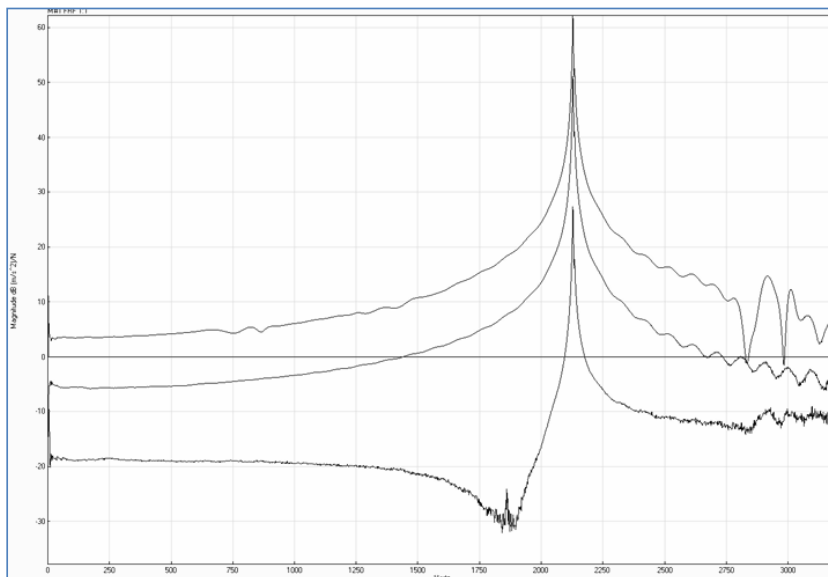


Kuva 4.3: Magneettilaakeroidun kootun roottorin kokeelliseen moodianalyysin liittyvä koe ja EMA-laitteisto

Kokeellisessa moodianalyysissä roottorin ominaistajuuksia mitattiin kahdessa eri tilassa. Yksi mittaus tehtiin kuvan 4.3 mukaisessa kokoonpanossa, jossa roottorin akselille oli koottu kaikki muut osat paitsi juoksupyörä. Tällä kokoonpanolla saatiin taajuudeksi 2536 Hz (taulukko 4.1 mittaus A). Toisessa mittauksessa akselissa olevat osat (mu 1, Rpakka1 ja holkki, kuva 4.2) purettiin. Tällä kokoonpanolla saatiin taajuudeksi 2131 Hz (taulukko 4.1 mittaus B).



Kuva 4.4 a: Kokeellisen moodianalyysin anturisignaali taajuuden funktiona. Mittaus A, magneettilaakeroitu koottu roottori ilman juoksupyörää. Kokoonpanot ja tulokset ovat taulukossa 4.1



Kuva 4.4 b: Kokeellisen moodianalyysin anturisignaalit taajuuden funktiona. Mittaus B, magneettilaakeroitu roottori ilman holkkia. Kokoonpanot ja tulokset ovat taulukossa 4.1

Kuvassa 4.4a taajuusvasteen kuvaaja on saatu mittauksen A mukaisessa kokoonpanossa. Kuvaajan kuusi signaalia ovat antureilta, jotka on sijoitettu akselille jokseenkin tasavälein. Mittauslaitteisto laskee värähtelytuloksesta yhden ominaistaajuudeksi määritetyn taajuuden. Kuvasta 4.4a on nähtävissä kaikkien eri kohdasta mitattujen signaalien voimakas vahvistuminen (noin 50 dB) hieman taajuuden 2500 Hz yläpuolella. Mittauslaitteisto antoi tähän tuloksen 2536 Hz. Kuvan 4.4b kuvaaja on saatu kokoonpanosta, josta on purettu holkki, laakeripakka ja kiinnitysmutteri. Kuvan 4.4b kuvaajasta havaitaan signaalien voimakas vahvistuminen (noin 50 dB) taajuuden 2000 Hz ja 2250 Hz välillä. Mittauslaitteisto antoi tähän tuloksen 2131 Hz. Vaikka ominaismuodot eivät käy oheisista kuvista ilmi, tiedetään taajuuksia vastaavat muodot FEM-menetelmän perusteella. Tässä tarkastelu kohdistuu kuitenkin yksistään ensimmäisen taivutus kriittisen taajuuden määrittämiseen.

Taulukossa 4.1 on koottu EMA-tulokset mittauksittain (A - B). Esitetyt taajuudet vastaavat ensimmäistä taivutusmuotoa. Tulosten absoluuttiarvojen tarkkuutta ei ole varmennettu, mutta niissä tulee kuitenkin roottorin eri osien vaikutus ominaistaajuuksiin hyvin esiin.

Taulukko 4.1: Kokeellisen moodianalyysin tulokset ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuuksista (1.tmot; x = osa asennettu akselille). Osien merkinnät ovat kuvassa 4.2.

EMA-tulokset							
Hz	roottorin akselille asennetut osat						
1. tmot	mittaus	holkki	juoksupyörä	Rpakka 1	Rpakka 2	mu 1	mu 2
2536	A	x	-	x	x	x	x
2131	B	-	-	-	x	-	x

4.2.2 Ominaistajuudet elementtimenetelmällä

Roottorin ominaistajuuksien määrittäminen analyyttisellä tai numeerisella menetelmällä on tärkeää, jotta tämä voidaan ottaa huomioon roottorin mitoituksessa. Numeerisella FEM-ohjelmalla määritettyjen ominaistajuuksien vastaavuus todellisiin tai mitattuihin arvoihin oletetaan kohtuullisen hyväksi. Liian karkealla elementtiverkolla tehdyt laskelmat voivat antaa huomattavan virheellisiä tuloksia. FEM-laskennan tulos on likimääräinen, ja mitä tiheimmällä verkolla laskenta tehdään, sitä pienempi on likimääräisyyden virhe. Toisaalta liian tiheä elementtiverkko lisää laskenta-aikaa.

Hyvin yleisesti roottorit mitoitetaan ominaistajuuksien suhteen toimimaan alikriittisenä. Tällöin akselin ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuuden tulee olla nimellisenopeutta vastaavan pyörimistäajuuden yläpuolella. Yleisesti mitoituksessa käytetään 10 % marginaalia ensimmäiseen taivutuskriittiseen ominaistajuuteen.

Laskennassa käytetty geometria (kuva 4.5) ja kokeellisessa moodianalyysissä käytetty reaalin malli vastaavat tarkasti toisiaan, sillä molemmat perustuvat samaan 3D-malliin. Mallin geometriassa ei ole tehty yksinkertaistuksia laskentaa varten. Tapauksissa, jossa akselille liitetyt osat on määritetty pistemassoina, niiden geometria ei liitosten kautta vaikuta akselin taajuuksiin, mutta geometrioiden mukaiset hitausmassat ovat vaikuttamassa laskennassa. Materiaaliominaisuuksista kimmomoduulin arvoa varioidaan, jotta sen vaikutus ominaistajuuteen saadaan esille.

Roottorilla olevien magneettilaakereiden lamellipakkojen ominaisuudet ovat hankalia mallintaa. Lamellipakkojen levyt on hitsattu sisäreiästään kolmesta kohtaa 120 asteen välein lamellit toisiinsa sitovilla hitsauksilla. Lamelliholkkien jäykkyysominaisuudet poikkeavat huomattavasti veto- ja puristussuunnassa. Lamelliholkkien kimmomoduuli onkin määritetty normaalia alhaisemmaksi noin 100 GPa:iin. Laskennassa varioidaan myös muiden akselille asennettujen osien vaikutusta pelkkinä pistemassoina tai jäykkinä kappaleina. Juoksupyörä kiinnitetään akselille juoksupyörässä olevan kiinteän ruuvien ja ohjausolakkeen avulla. Ohjausolake keskittää osat keskenään ja kierre kiristää juoksupyörän akselin päätyä vasten. Liitos ei käytännössä jäykistä rakennetta.

Mallinnuksen FEM-ohjelmalla on käytetty Ansysin rakennemekanikkamoduulin modaalianalyysilohkoa. Roottorin osien geometriat on mallinnettu SolidWorks 3D-suunnitteluohjelmalla. Roottori on mallinnettu monikappaleisena ja tiedosto on tallen-

nettu step-muodossa. Geometria on ladattu FEM-ohjelmaan ja osille on määritetty sopivat materiaaliominaisuudet. Malli on verkotettu halutulla tiheydellä, ja malliin on tehty muita laskennan vaatimia asetuksia. Laskenta on tehty vapaana värähtelynä niin, että roottori ei pyöri. Laskentatuloksia on tarkasteltu jälkikäsitteilyssä ja kirjattu ne taulukkoon 4.2. Laskenta on tehty roottorin eri kokoonpanoilla ja materiaalien eri kimmomoduuleilla. Roottorin osien materiaaleina on käytetty seuraavia: kaikki oikosulkuosat ovat kupariseosta CuCrZr, akseli on seosteräs Imacroa ja lamellipakat ovat magneettisesti pehmeää sähkölevyä. Kupariosat on käytännössä kovajuotettu akseliin, ja ne on mallinnettu niin sanottuina ”bonded” sidoksina, jossa liitoksen osat eivät pääse irtomaan, eivätkä siirtymään keskenään, mutta materiaalien erilaiset jäykkyudet tulevat kuitenkin oikein huomioon otetuiksi. Juotetta ei ole mallissa erikseen otettu huomioon. Eri laskentatapausten (1 - 11) asetukset käyvät ilmi taulukosta 4.2.

Taulukko 4.2: FEM-analyysin asetukset ja tulokset. Osien merkinnät on esitetty kuvassa 4.2.

FEM-tulokset										
1. tmot.	Imacro	kupari	elem.	tapaus	roottorin akselille asennetut osat					
Hz	Gpa	Gpa	lkm		holkki	juoksupyörä	Rpakka 1	Rpakka 2	mu 1	mu 2
2470	200	110	44322	1	-	-	-	pm.	-	pm.
2419	200	110	44322	2	pm.	-	-	pm.	-	pm.
2328	200	11	44322	3	pm.	-	-	pm.	-	pm.
2361	190	110	44322	4	pm.	-	-	pm.	-	pm.
2358	190	110	80070	5	pm.	-	-	pm.	-	pm.
2408	190	110	80070	6	-	-	-	pm.	-	pm.
2347	180	110	80070	7	-	-	-	pm.	-	pm.
2924	200	110	45583	8	jä+ahd.	-	-	jä+ahd.	-	jä
3202	200	110	45583	9	jä+ahd.	-	jä+ahd.	jä+ahd.	jä	jä
1899	200	110	45583	10	jä+ahd.	pm.	jä+ahd.	jä+ahd.	jä	jä
1547	200	110	45583	11	pm.	pm.	pm.	pm.	jä	pm.

pm = pistemassa, jä = jäykkä, ahd. = ahdistusovite, x = asennettu, Rpakka = lamelliholkki, laakeripakka, mu = mutteri, 1.tmot = ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuus, elem. = FEM-laskennassa käytetty elementtien lukumäärä

Taulukon 4.2 FEM-tuloksia voidaan tapauksittain tulkita seuraavasti:

Tapauksen 1 tulos on saatu mallin elementtimäärällä 44322 kpl. Tässä laskentatapauksessa akselille on asennettu ainoastaan ”Rpakka 2” ja ”mu 2”, jotka molemmat on määritetty pistemassoiksi. Ensimmäisen taivutusmuodon taajuudeksi saatiin 2470 Hz. Kun tätä verrataan vastaavalla kokoonpanolla olevan roottorin kokeellisen moodianalyysin tulokseen 2131 Hz (mittaus B taulukossa 4.1), havaitaan FEM-laskennan antavan 16 % kokeellista analyysia suuremman taajuuden.

Tapauksen 2 tulos on saatu, kun edelliseen tapaukseen on lisätty holkki (0,11 kg) pistemassana. Taajuudeksi saatiin 2419 Hz. Holkin lisäys pistemassana alensi ominaistajuutta 2,1 %.

Tapauksen 3 tulos on saatu, kun kupariosien kimmomoduulia on alennettu arvosta 110 GPa arvoon 11 GPa. Taajuudeksi saatiin 2328 Hz. Kupariosien jäykkyyden alentaminen 90 % alensi taajuutta 3,8 %.

Tapauksen 4 tulos on saatu, kun teräsosien jäykkyyttä on alennettu 5 % arvoon 190 GPa. Taajuus aleni tulokseen 2 nähden 2,4 % eli arvoon 2361 Hz.

Tapauksen 5 tuloksessa mallin elementtimäärä lisättiin lähes kaksinkertaiseksi 80070 elementtiin. Taajuus aleni edellisestä 2358 Hz:iin, mikä poikkeaa vain 0,13 %, joten laskennassa käytettyä aikaisempaa elementtimäärää (44322 kpl) voidaan pitää riittäväenä.

Tapauksessa 6 holkki on poistettu akselilta. Holkki pistemassana alentaa taajuutta tapaukseen 5 verrattuna saman 2,1 % kuin tapauksissa 1 ja 2.

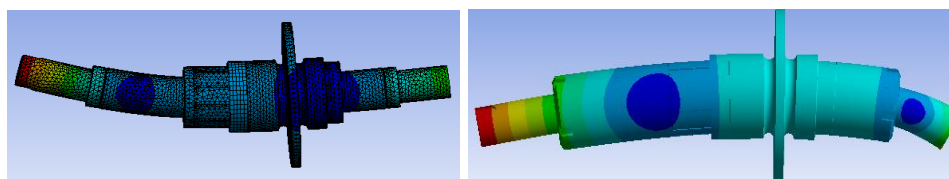
Tapauksen 7 tulos on saatu, kun teräsosien kimmomoduuli on alennettu 180 MPa:iin. Jäykkyyden alentaminen 5,3 %:lla alensi taajuutta 2,5 %.

Tapauksen 8 tuloksessa holkin pistemassa on korvattu jäykällä liitoksella, jossa sovite on 0,035 mm halkaisijassa. Kimmomoduulina on käytetty 200 GPa. Taajuudeksi näillä asetuksilla saatiin 2924 Hz. Kun tätä verrataan tapauksen 2 taajuuteen 2419 Hz, saadaan holkin liitostyyppin vaikutus taajuuteen. Määrittämällä holkin liitos ahdistussoviteena saadaan noin 21 % suurempi taajuus kuin määrittämällä holkki pistemassana.

Tapauksen 9 tuloksessa on lisätty toinen lamellipakka ja mutteri jäykkinä kappaleina edellisten kaltaisella ahdistussoviteella. Taajuudeksi saatiin 3202 Hz, eli lisäystä oli 9,5 % tapaukseen 8 verrattuna. Tuloksen tulisi myös jokseenkin vastata kokeellisen mittauksen tulosta A. FEM-tulos (3202 Hz) poikkeaa kuitenkin 26 % mitatusta (2536 Hz) tuloksesta.

Tapauksen 10 tuloksessa juoksupyörä on lisätty pistemassana, jolloin taajuudeksi saatiin 1899 Hz. Juoksupyörä alensi taajuutta noin 41 %. Juoksupyörän massa on 165 g eli noin 7,3 % roottorin kokonaismassasta.

Tapauksen 11 tulos on saatu, kun kaikki akselilla olevat osat on mallinnettu pistemasoina. Taajuudeksi saatiin 1547 Hz, mikä on 19 % alempi kuin jäykiksi määritettyjen osien kanssa saatu taajuus 1899 Hz.



Kuva 4.5: Magneettilaakeroidun roottorin ominaismuodot. Vasemmassa kuvassa akselille liitetyt osat on määritetty pistemasoina (joten eivät näy kuvassa) ja oikealla jäykkinä kappaleina. Siniset ympyrämäiset alueet kuvaavat siirtymän nollakohtia eli niin sanottuja solmukohtia.

4.2.3 FEM-tulosten yhteenveto

Eri tekijöiden vaikutuksista ominaistajuuteen voidaan tehdä seuraava yhteenveto:

- Jäykäksi määritetyllä holkilla taajuus nousi 30 % holkittomaan verrattuna
- Pistemassana määritetty holkki alensi taajuutta noin 2,1 % holkittomaan nähden
- Kupariosien kimmomoduulin 90 % alentaminen alensi taajuutta 3,8 %
- Teräsosien kimmomoduulin 5 % alentaminen alensi taajuutta noin 2,5 %
- Juoksupyörän liittäminen akselille alensi taajuutta noin 41 %.

4.2.4 Kokeellisen- ja elementtimenetelmän tulosten vertailu

EMA-tuloksista taulukossa 4.1 havaitaan taajuuden nousseen holkillisella akselilla 19 % (mittaus A ja B). Yleisesti roottorin massan lisäys alentaa ominaistajuutta ja jäykkyyden lisäys nostaa sitä. Holkin liittäminen akselille käytännössä nostaa ominaistajuutta, koska se lisää rakenteen jäykkyyttä. FEM-tulosten perusteella juoksupyörän liittäminen puolestaan alentaa ominaistajuutta. Akselin ja sille liitettävien osien välillä pitää olla tietty ahdistusovite, jotta kontakti akseliin säilyy myös suurilla pyörimisnopeuksilla. Vaikka liitos lisää roottorin jäykkyyttä pyörimättömässä tilassa, niin pyöriessään liitoksen pintapaine alenee ja holkin roottorin jäykkyyttä lisäävä vaikutus vähenee. Juoksupyörän liittäminen roottorin akselille sen sijaan selkeästi alentaa ominaistajuutta, koska liitos ei jäykistä roottorin rakennetta. Juoksupyörän massakeskipiste on etäällä akselin liitoskohdasta ja roottorin ensimmäisen ominaisuuden solmupisteestä, jolloin juoksupyörän hitausmomentit vaikuttavat voimakkaasti ominaistajuuden alentumiseen.

Juoksupyörällä varustetun roottorin ominaistajuudeksi FEM-tuloksena saatiin 1899 Hz. Vastaavan juoksupyörällä varustetun roottorin EMA-tulos vaatii jatkoselvitystä, koska on syytä epäillä mittalaitteiston antamaa tulosta virheelliseksi.

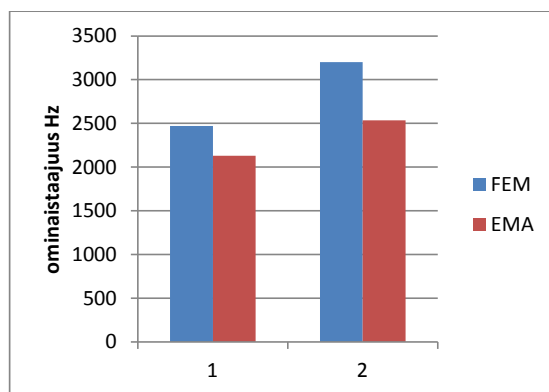
EMA-tutkimuksessa saatu ominaistajuus ilman juoksupyörää oli 2536 Hz. FEM-menetelmällä taajuudeksi saatiin vastaavalla kokoonpanolla 3202 Hz. FEM-tulos on 26 % EMA-tulosta suurempi.

Roottorin kokoonpanolla, missä holkit on purettu, EMA-tuloksena taajuudeksi saatiin 2131 Hz ja vastaavaksi taajuudeksi FEM-menetelmällä 2470 Hz. FEM-tulos on 16 % EMA-tulosta suurempi.

Jos kokeellisen menetelmän EMA-tuloksia pidetään vertailuarvoina, havaitaan kuvan 4.6 mukaan FEM-tulosten antavan molemmilla kokoonpanoilla EMA-tuloksia suurempia ominaistajuuksia. Molemmilla menetelmillä saadut tulokset ovat eri tapausten välillä yhdenmukaisia. Tulosten absoluuttiarvojen tulisi kuitenkin paremmin vastata toisiaan, jotta FEM-tulosten perusteella voitaisiin luotettavasti mitoittaa roottorin geometria. Kuparisen häkkirakenteen juotoksen mahdolliset jäännösjännitykset voivat aiheuttaa häkkirakenteeseen akselinsuuntaista puristusjännitystä, jolloin ominaistajuus

alenee, mutta sen vaikutus alustavan FEM-laskennan mukaan voisi olla enintään muutamian prosentin luokkaa.

Kuvassa 4.6 on yhteenveto EMA- ja FEM-tulosten vastaavuudesta.



Kuva 4.6: EMA- ja FEM-menetelmillä saadut roottorin ominaistaajuudet eri kokoonpanoilla, 1 = roottori ilman holkkeja, 2 = holkit paikoillaan

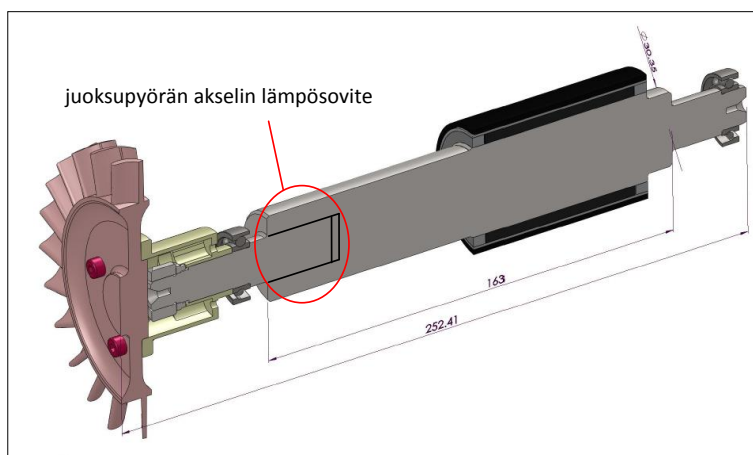
Roottorin ominaistaajuudet ovat aina roottorin geometrialle ja rakenteelle ominaisia, joten laajempaa yleistystä saatujen tulosten perusteella ei voida tehdä. Mallinnuksen tuloksissa suurin varmuusmarginaali saadaan, kun kaikki liitetyt osat määritetään pistemassoina, jolloin saadaan ominaistaajuuden alin arvio. Kriittisissä suunnittelutapauksissa roottorin mitoitus ei kuitenkaan tulisi rajoittaa varmuusmarginaalia lisäämällä, vaan pitäisi pyrkiä tarkemmin määrittämään pyörivää tilaa vastaava todellinen ominaistaajuus.

Näiden tulosten mukaan FEM-tuloksia ei pitäisi yksistään käyttää kyseisen roottorirakenteen ominaistaajuuksien määrittämiseen, vaan tarvitaan varmistusta kokeellisella menetelmällä. Jatkotutkimuksessa erilaisten lamelli-, holkki-, liitos- ja juotosrakenteiden vaikutusta ominaistaajuuksiin olisi hyödyllistä selvittää perusteellisemmin.

4.3 Mikrokaasuturbiinin roottorin liitetty akseli

4.3.1 Johdanto

Tutkittava roottori on käytössä mikrokaasuturbiinin voimaturbiinissa, joka on tarkemmin kuvattu jäljempänä luvussa 4.4, (Larjola et al., 2011). Erityispiirteensä on voimaturbiinin altistuminen kuumille kaasuille, jolloin lämmön siirtymistä turbiinista roottorin turbiinipään laakeriin pitää vähentää. Yhtenä keinona tähän on lämmönjohtumisominaisuuksiltaan sopivien materiaalien käyttäminen eri osissa akselia.



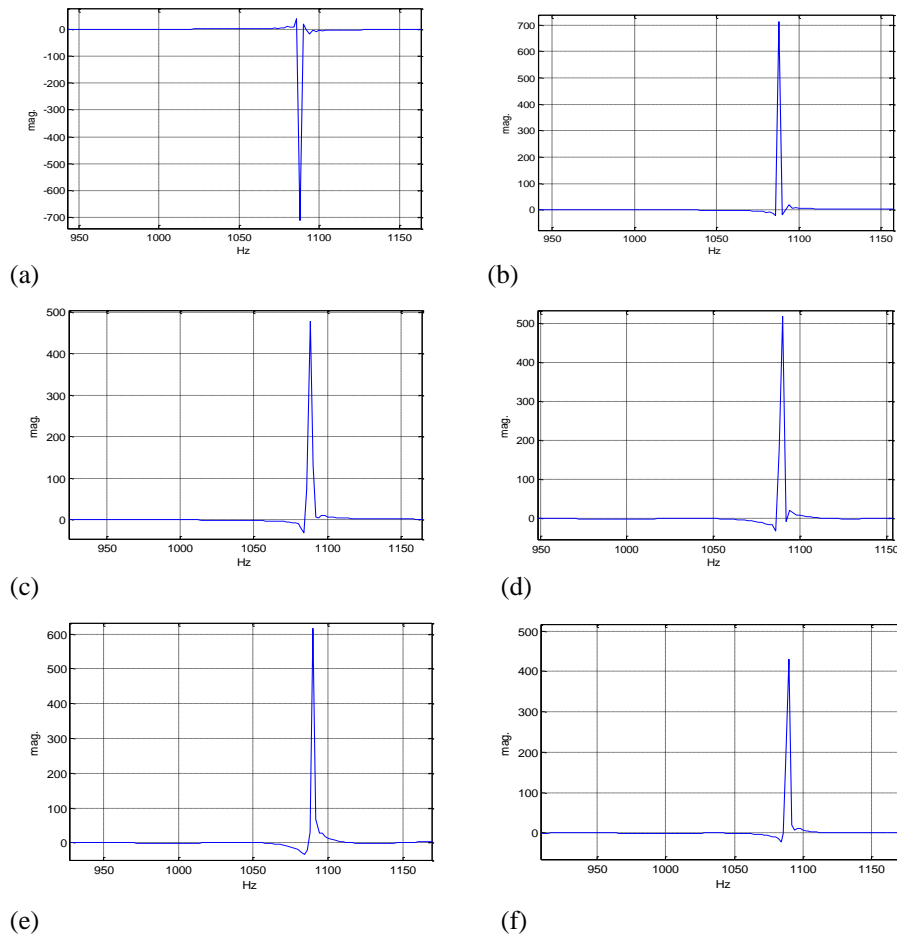
Kuva 4.7: Mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin kestomagneetikoneen roottori, jossa juoksupyörän akseli on liitetty muuhun roottoriin lämpösovitteella

Kuvassa 4.7 on esitetty kyseisen mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottori, johon turbiinipään akseli on liitetty lämpösovitteella. Kun samalle roottorille on kytketty korkeassa lämpötilassa toimiva lämpövoimakone ja lämpötilarajoitteinen sähkökone, tulee roottorin akselin lämmönjohtumista näiden välillä rajoittaa mahdollisimman tehokkaasti. Ratkaisuksi on kehitetty niin passiivinen kuin myös aktiivinen jäähdytys. Lisäksi lämpöliitos mahdollistaa soveltaa roottorin akselin eri osiin lämmönsiirtoominaisuuksiltaan sopivia materiaaleja, mikä parantaa lämpövirtojen hallintaa. Liitoksen kootun akselin kantokyky kuitenkin heikkenee ja seurauksena on jäykkyyden ja siten ominaistajuuksien aleneminen.

Tässä osatutkimuksessa on selvitetty, missä määrin akseliliitos alentaa roottorin ominaistajuuksia.

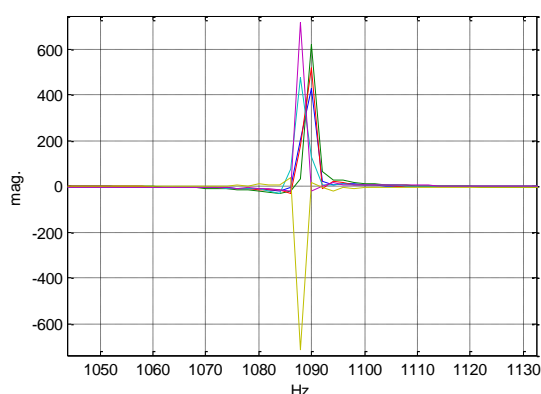
4.3.2 Kokeellisella menetelmällä määritetyt ominaistajuuudet

Kokeellisessa moodianalyysissä menetelmä ja laitteisto olivat samat kuin aikaisemmassa kuvassa 4.3 on esitetty. Mitattavaksi taajuusalueeksi määritettiin 0 - 3200 Hz. Värähtelykokeessa roottorin ripustus oli järjestetty niin, että voitiin saada vapaan värähtelyn taajuuudet. Värähtelyä mittaavalla EMA-laitteistolla voitiin samanaikaisesti mitata enintään kolmella eri anturilla. Anturit oli sijoitettu kahdessa vaiheessa roottorille siten, että ensimmäisessä vaiheessa yksi (tulos kuvassa 4.8 a) mittasi akselin sähkökoneen pään kiihtyvyyttä ja toisessa vaiheessa yksi (tulos kuvassa 4.8 f) mittasi juoksupyörän puoleisen pään kiihtyvyyttä. Muut anturit oli sijoitettu akselille näiden välille. EMA-tulokset kuvissa 4.8 (a - f).



Kuva 4.8: Mikroaasaturbiinin kokeellisen moodianalyysin tulokset antureittain (a - f), missä (a) kuvaa sähkökoneen puoleisen pään liikettä ja (f) juoksupyörän pään liikettä ja muut sijoittuu näiden välille. (vaaka-akselilla on taajuus Hz ja pystyakselilla signaalin vahvistus)

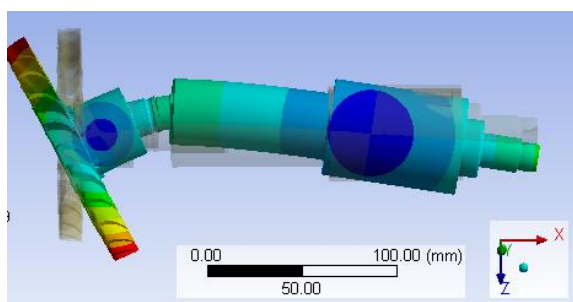
Kuvan 4.8 (a - f) tuloksista voidaan taajuuden lisäksi myös määrittää, mikä ominaismuoto kyseiseen taajuuteen liittyy. Tässä yhteydessä kunkin anturin signaali ja antureiden keskinäinen sijainti akselilla pitää olla tiedossa. Näiden perusteella voidaan ominaismuoto hahmottaa määrittämällä aikatason signaaleista vastaavat siirtymät. Kuvan signaalien voimakkuus on sitä suurempi mitä etämmällä anturi sijaitsee ominaismuodon solmupisteestä. Kokeen tuloksena saatiin ensimmäiseksi taivutuskriittiseksi taajuudeksi 1088 Hz. Kuvassa 4.9 on kaikki kuvan 4.8 signaalit kuvattu samassa kuvassa.



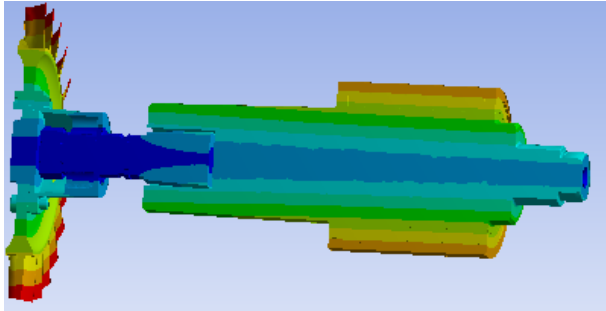
Kuva 4.9: Mikroaasaturbiinin voimaturbiinin roottorin kuudesta eri kohtaa mitatut värähtelytulokset. Kuvassa on yhdistetty kaikki edellisen kuvasarjan 4.8 (a - f) esitetyt värähtelytulokset.

4.3.3 Elementtimenetelmällä määritetyt ominaistajuuudet

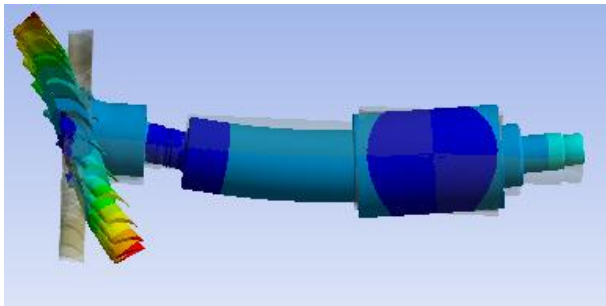
Liitetyn roottoriakselin värähtelyominaisuuksien määrittäminen FEM-menetelmällä on tehty samalla tavalla kuin aikaisemmin kappaleessa 4.2.2 on esitetty. Kuvissa 4.10 - 4.13 on esitetty FEM-menetelmällä määritetyt roottorin ominaismuodot. Vastaavat taajuudet eri liitospaineilla ovat taulukossa 4.3. Kuvien ominaismuodot ovat viitteelliset, mutta niiden katsotaan säilyvän samanlaisina liitoksen pintapaineesta riippumatta.



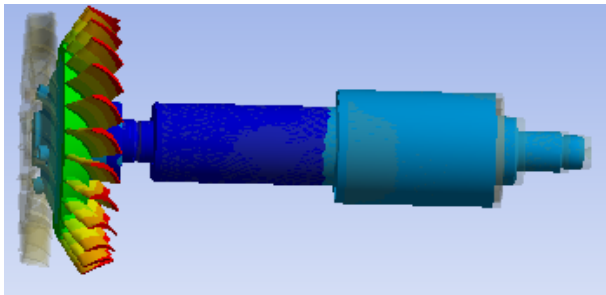
Kuva 4.10: Liitetyn roottoriakselin ensimmäinen taivutusmuoto (taajuudet ovat taulukossa 4.3)



Kuva 4.11: Liitetyn roottoriakselin vääntömuoto (taajuudet ovat taulukossa 4.3)



Kuva 4.12: Liitetyn roottoriakselin toinen taivutusmuoto (taajuudet ovat taulukossa 4.3)

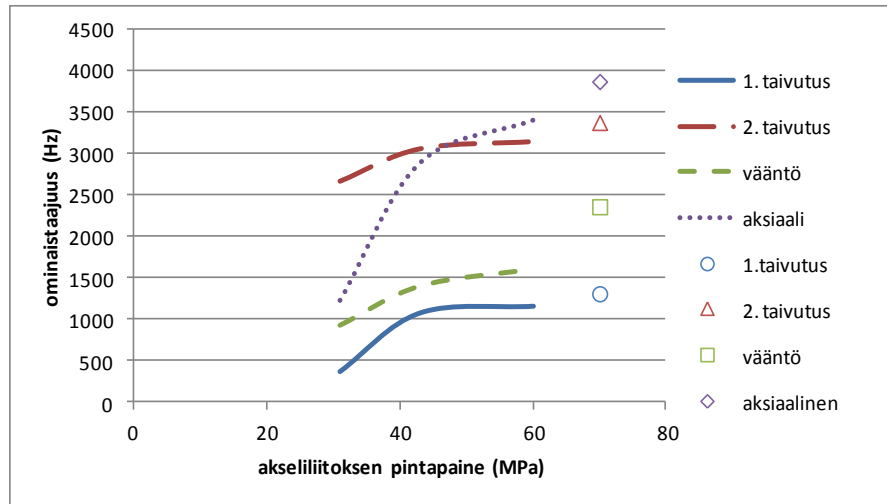


Kuva 4.13: Liitetyn roottoriakselin aksiaalinen muoto (taajuudet ovat taulukossa 4.3)

Taulukossa 4.3 on FEM-menetelmällä lasketut ominaistaajuudet liitoksen eri pintapaineilla eli sovitteilla. Pyörimättömän tilan vapaan värähtelyn ominaistaajuudet, liitoksen pintapaineen funktiona, on esitetty myös kuvassa 4.14. Kuvassa on myös ehyen, ilman akseliliitosta olevan akselin ominaistaajuudet merkitty pyörimisnopeudelle 30000 min^{-1} .

Taulukko 4.3: Liitetyn roottoriakselin ominaistajuuudet vapaassa värähtelyssä

laskenta- tapaus no	pinta- paine (Mpa)	Ominaistaajuudet (Hz) vapaassa värähtelyssä sovite ($\mu\text{m}/\text{mm}$)	Ominaistaajuudet (Hz) vapaassa värähtelyssä				pyörimis- nopeus (1/s)	koriolis- voima
			1. taivutus	vääntö	2. taivutus	aksaalinen		
1	31	0,25	367	931	2659	1228	0	-
2	43	0,50	1069	1405	3060	2893	0	-
3	60	1,00	1150	1612	3150	3412	0	-
4	59	1,00	1122	1609	3160	3427	500	pois
5	59	1,00	1190	1685	3177	3427	500	päällä
6	70	-	1312	2363	3381	3875	500	pois



Kuva 4.14: Liitetyn roottorin vapaan värähtelyn ominaistaajuudet eri liitospaineilla. Erilliset 70 MPa liitospaineelle merkityt arvot tarkoittavat ehyn, yhtenäisen roottorin ominaistaajuuksia pyörimisnopeudella 30000 min^{-1} .

4.3.4 Kokeellisen ja elementtimenetelmän tulosten vertailu

Liitetyn akselin pintapaineen vaikutus ominaistaajuuksiin tulee FEM-laskennan tuloksissa selkeästi esille. Taulukon 4.3 laskentatapauksessa (1) liitoksen ahdistus ja pintapaine on asetettu pieneksi, jotta tämän liitospaineen vaikutus saatiin esiin. Näin löysän akseliliitoksen käyttäminen ei kuitenkaan käytännössä olisi mielekästä. Taulukon 4.3 laskentatapauksen (2) sovite todennäköisimmin vastaa kokeen akseliliitosta. Tämän soviteen mukaisella pintapaineella FEM-mallilla laskettu ensimmäisen ominaismuodon ominaistaajuus 1069 Hz vastaa hyvin kokeellisen moodianalyysin tulosta 1088 Hz. Analysissä laskettiin myös ehyn akselin ominaistaajuudet, jonka tulokset ovat taulukossa 4.3 laskentatapauksena (6). Kun liitettyä akselia verrataan ehyeen akseliin, havai-

taan, että ensimmäisen ominaisuuden taajuus on alentunut 14 % ehyen akselin taajuudesta, missä vastaavat taajuudet ovat 1122 Hz ja 1312 Hz. Liitoksen pintapaineen alentaminen näyttää laskentatapauksessa (3) alentavan ominaistajuuksia kauttaaltaan eri ominaisuudoissa. Roottorin pyöriessä akseliliitoksen pintapaine hieman alenee ja tämä ilmenee ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuuden lievänä alenemana tapauksessa (4). Toisaalta pyörimisestä johtuva keskipakovoima jäykistää etenkin juoksupyörää ja tämä näkyy toisen taivutus- ja aksiaalisen muodon taajuuksien nousuna. Pyörimisestä johtuva koriolisvoima nostaa ominaistajuuksia kaikilla muodoilla, paitsi että aksiaalinen ominaistajuus pysyy ennallaan. On huomattava, että tarkastellut taajuudet ovat vapaan värähtelyn ominaistajuuksia ja laakereilla tuetun roottorin taajuudet poikkeavat näistä. Laakerityyppi ja sen jäykkyysominaisuudet määrittävät roottorin jäykän muodon värähtelytaajuudet. Laakerien ominaisuudet eivät siten vaikuta tässä tehtyyn akselin liitostarkasteluun.

Tuloksista voidaan todeta, ettei mikään kyseisistä vapaan värähtelyn ominaistajuuksista osu pyörimisnopeutta vastaavalle taajuudelle (667 Hz), vaan ovat reilusti sen yläpuolella, kunhan liitoksessa on vähintään noin 40 MPa pintapaine. Akseliliitoksen soviteen ahdistusta voitaisiin periaatteessa lisätä aina lähes myötörajalalle asti. Jännityksen kasvu voi johtaa liitoksen väsymiseen tai virumisilmiöön kuumemmissä olosuhteissa. Viruminen puolestaan johtaa lopulta liitoksen löystymiseen. Näiltä osin jatkotutkimuksessa pitäisi tarkastella kysymystä siitä, mikä olisi liitoksen optimaalinen pintapaine eli sovite kyseisissä olosuhteissa toimivassa roottorissa. Tarkastelun perusteena olisi jokin optimaalinen materiaalityyppi.

Tämän kappaleen tulokset ovat kiteytettyinä:

- Ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuuden FEM-tulos 1069 Hz vastaa hyvin EMA-tulosta 1088 Hz
- Liitoksen pintapaineella noin 40 MPa saavutetaan tässä tapauksessa noin 81 % ehyen akselin ominaistajuudesta, minkä jälkeen liitoksen paineen lisäyksen merkitys vähenee.

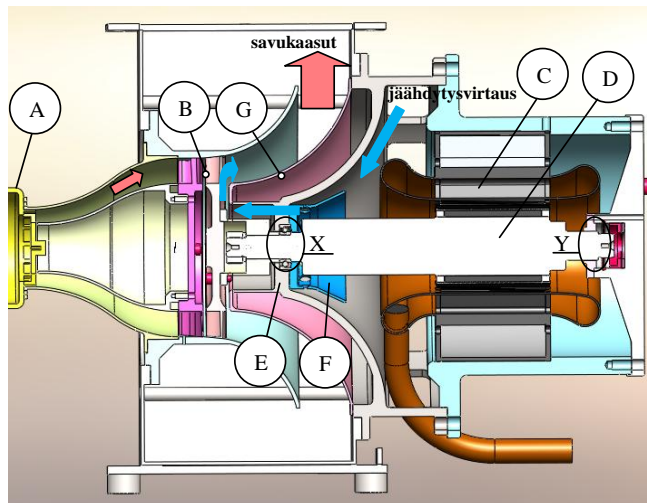
Akseliliitoksen käyttäminen tässä kyseisessä tapauksessa mahdollistaa eri materiaaleista koostuvan roottoriakselin rakentamisen, jossa erilaisilla materiaaliominaisuuksilla voidaan lisätä valintaa rakenteen optimoinnissa. Voidaan esimerkiksi ottaa huomioon materiaalin optimaaliset rakenne-, lämpö-, ja sähkötekniset ominaisuudet yhdistetyn roottoriakselin eri kohdissa.

4.4 Mikrokaasuturbiinin laakeroinnin lämpötarkastelu

4.4.1 Johdanto

Tällä osatutkimuksella selvitetään mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottorin niin sanotun kuumanpään laakerin toimintalämpötilaan vaikuttavia tekijöitä. Laitteen toimintakyky ja käytettävyys riippuvat laakereiden häiriöttömästä toimivuudesta, johon toimintalämpötilalla on keskeinen vaikutus. Laakerin lämpötilaan vaikuttavat kitkahäviöiden lisäksi laakeripesän ja akselin lämpötilat. Laakerin lämmönjohtuminen tapahtuu sen sisä- ja ulkorenkaan kautta, minkä vuoksi on tarkasteltava niiden molempien lämmönjohtumisketjua – tässä yhteydessä roottorin ja laakeripesän kautta tapahtuvaa lämmönsiirtymistä. Ainakin seuraaviin kysymyksiin haetaan vastausta: millä keinoilla voidaan eniten vaikuttaa laakerin lämpötilan alentamiseen ja mikä on niiden vaikutusaste.

Kuvassa 4.15 on esitetty mikrokaasuturbiinin poikkileikkaus, jossa kaasukehitin (A) tuottaa lämpötilaltaan 558 °C savukaasua voimaturbiinille (B), joka juoksupyörän välityksellä saa roottorin (D) pyörimään 40000 min⁻¹ ja tuottamaan 6 kW teholla sähköenergiaa generaattorin (C) avulla.



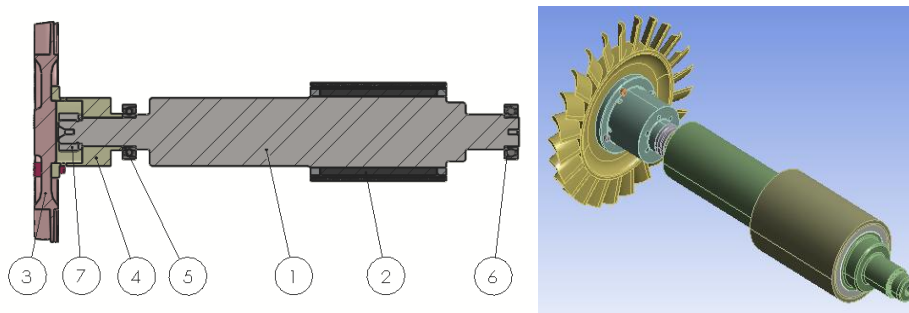
Kuva 4.15: Mikrokaasuturbiinin poikkileikkaus: (A) kaasukehitin, (B) voimaturbiini, (C) generaattori, (D) roottori, (E) laakeripesä, (F) jäähdytyskammio, (G) diffuusori, (X) kuumanpuolen laakeri, (Y) kylmänpuolen laakeri

Laitteessa on rasvavoidellut keraamiset viistokuulalaakerit, joiden suurin sallittu toimintalämpötila on 120 °C. Lämmönjohtuminen, voimaturbiinilta laakerille, tapahtuu laakerin sekä sisärenkaan että ulkorenkaan kautta. Laakerin (X) sisärenkaalle lämpövirta johtuu lähinnä roottorin akselia pitkin. Saman laakerin ulkorenkaalle lämpövirta tapahtuu laakeripesän (E) kautta. Laakeripesän ja roottorin lämpötilaa alentaa ulkotilasta

tuleva jäähdytysilmavirtaus. Ilmavirtaus on osittain saatu aikaan savukaasujen turbiinin jälkeisen virtauksen ejektorivaikutuksella, mutta pääasiallisesti virtaus on saatu aikaan turbiinin juoksupyörän puhallinvaikutuksen ja roottorin akselilla olevan siivellisen kiinnityskupin ansiosta. Liittämällä juoksupyörä akselille erillisellä ohutseinämäisellä, siivellisellä kiinnityskupilla on ilmavirtauksen tehostumisen lisäksi myös lämpövirtausta juoksupyörältä akselille voitu rajoittaa kupin pienen poikkipinta-alan ja alhaisen lämmönjohtavuusarvon johdosta.

Ilman erityisjäähdytystä, roottorin akselin lämpötilaksi arvioitiin laakerin sisärenkaan kohdalla noin 220 °C. Umpiakselin johtavuusalan pienentäminen tekemällä akseli reiälliseksi, olisi alentanut tuota lämpötilaa noin 20 °C seosteräksen lämmönjohtavuusarvolla 27 W/(m K). Kyseinen lämpötila olisi vaatinut kiertovoitelulla jäähdytetyn laakerin. Kierto- tai sumuvoitelujärjestelmä ei tässä sovelluksessa tullut kustannussyistä kysymykseen.

Kuvassa 4.16 on esitetty yksityiskohtaiset osat roottorin ja juoksupyörän kiinnitysrakenteesta, jolla vähennetään lämpövirtausta juoksupyörältä akselille ja edelleen laakerin sisärenkaalle. Juoksupyörä (osa 3) on liitetty akselille (osa 1) kiinnityskupin (osa 4) avulla. Kiinnityskuppi on valmistettu ruostumattomasta teräksestä, jonka lämmönjohtavuusarvona on laskennassa käytetty 15 W/(m K).



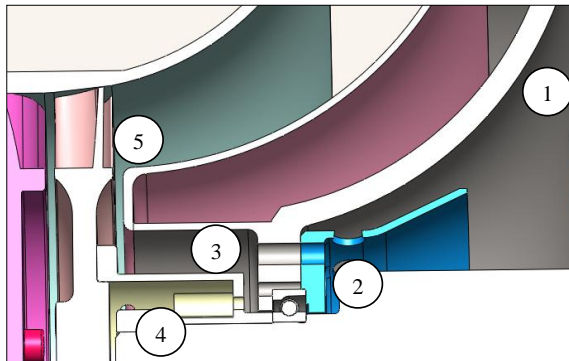
Kuva 4.16: Mikrokaasuturbiinin roottori. Osa (1) akseli, osa (2) magneetit, osa (3) juoksupyörä, osa (4) kiinnityskuppi (kuva 4.17), osa (5) kuumen pään laakeri (X), osa (6) kylmän pään laakeri (Y), osa (7) juoksupyörän kiinnitysmutteri

4.4.2 Lämmönsiirtokertoimien määrittäminen

Osien lämmönsiirtokertoimet virtauskohdissa perustuvat laskelmiin, jossa lähtökohtana on mikrokaasuturbiinin kaasukehittimen paloilmamäärä ja toisaalta sen kompressorin kehittämä alipaine imupuolelta ilmanottoaukkoon, jonka läpi koko ilmamäärä kulkeutuu. Laakerin jäähdytysilma on osa tästä ilmamäärästä. Kompressorille menevä ilmamäärä on 154 g/s, joka kulkeutuu kokonaisuudessaan sähkökoneen generaattorin läpi paloilmaksi. Pienempi määrä, noin 8 % ilmasta (13 g/s), kulkeutuu roottorin turbiinipään laakeripesän kehällä olevien 6 mm reikien (6 kpl) kautta juoksupyörän kiinnityskupille ja siitä edelleen juoksupyörän sivukyljen kautta pakokanavaan. Juoksupyörän

kiinnityskupissa noin 90 % jäädytysvirtauksesta (11,5 g/s) kulkeutuu kupin ulkopuolelta ja loput kupin sisäpuolelta kupissa olevien 3 mm (6 kpl) reikien läpi. Kanavien virtaukset määräytyvät vallitsevan staattisen paine-eron ja toisaalta kanavassa vallitsevan dynaamisen virtaushäviön mukaan. Dynaaminen virtaushäviö määräytyy kanavan ominaisuuksien, Reynoldsin luvun ja väliaineen virtausnopeuden mukaan. Jäädytysvirtausta aktivoi kiinnityskupin sekä juoksupyörän puhallinvaikutukset. Kanavan alku- ja loppupisteen välillä virtausnopeus muodostuu sellaiseksi, että dynaaminen painehäviö on yhtä suuri kuin kanavan vastaavien pisteiden välillä vallitseva paine-ero. Laskelmissa on käytetty seuraavia kuvassa 4.17 merkittyjä staattisen paineen absoluuttiarvoja jäädytysvirtaussuunnassa edeten:

1. ulkoilmanpaine 101,50 kPa
2. paine laakeripesän edessä 101,36 kPa
3. paine laakeripesän jälkeen 97,84 kPa
4. paine kupin sisäpuolella 97,20 kPa
5. paine juoksupyörän ulkokehällä 95,05 kPa



Kuva 4.17: Mikroaasuturbiinin laakerin jäädytysvirtauksen staattiset paineet virtaustiellä

Kohdissa, joissa virtaus on selvästi laminaarista, lämmönsiirtokerroin on laskettu laminaarivirtauksen yhtälöllä (Kast (1988), s. Gb1), ja muualla Gnielnskin yhtälöllä (Kast (1988), s. Gb3), joka ottaa huomioon sekä turbulentin virtausalueen että siirtymäalueen.

Osien liitoksissa olevat lämmönsiirtokertoimet on määritetty kappaleen 3.5 mukaan, missä pintapaine on arvioitu liitoskohtaisesti. FEM-ohjelmassa oletusarvoisesti kunkin liitoksen terminen resistanssi (kontaktivastus) on nolla, joten lämmönsiirtokertoimet syötetään ohjelmaan erikseen.

Joissakin sovelluksissa osien välisissä liitoksissa on käytetty kontaktivastusta, joka vastaa suuruusluokaltaan 0,05 mm - 0,1 mm ekvivalenttista ilmaväliä, mikä lämmönsiir-

tokertoimena on 520 - 260 W/(m²K). Ruuveilla kootuissa liitoksissa keskimääräisen pintapaineen voi arvioida olevan välillä 1 - 5 MPa, jolloin lämmönsiirtokerroin on kuvan 3.5 mukaan 2 - 10 kW/(m²K).

4.4.3 Laakeripesän lämpötilat

Laakeripesällä tarkoitetaan tässä koko runkokappaletta, joka on esitetty kuvassa 4.19. Laakeripesän lämpötilajakauma on laskettu numeerisella elementtimenetelmällä (FEM) käyttämällä Ansys-ohjelmaa: Workbench 14.0. Laskennassa ohjelman tarvitsemat parametrit ovat lämmönjohtavuus, lämmönsiirtokerroin ja ympäristön lämpötila. Lämmönsiirtokerroimet on laskettu jäähdytysilman virtausnopeuksien avulla, jotka puolestaan on laskettu virtauskanavien päätepiSTEIDEN välisen painehäviön perusteella edellä kuvatulla tavalla. Laakeripesään kytketyille liitososille on asetettu ympäristölämpötilat, jotka on saatu joko prosessitiedoista tai on muulla perusteella arvioitu. Laakeripesän ja siihen liitettyjen osien väliset kontaktivastukset on laskettu liitosten pintapaineiden avulla tai ne on muuten arvioitu. Mallissa laakerin ulkorenkkaan ja laakeripesän välisen liitoksen lämmönsiirtokerroin perustuu arvioon liitoksen pintapaineesta. Laskennassa laakerin lämpötila määritetään sen vierintäpinnan yhdessä pisteessä (kuva 4.20 mittauspiste P).

Turbiinin laakeripesän kautta johdetun jäähdytysilmavirtauksen laskennan perusteena käytetyt lukuarvot on esitetty liitteessä (Liite A).

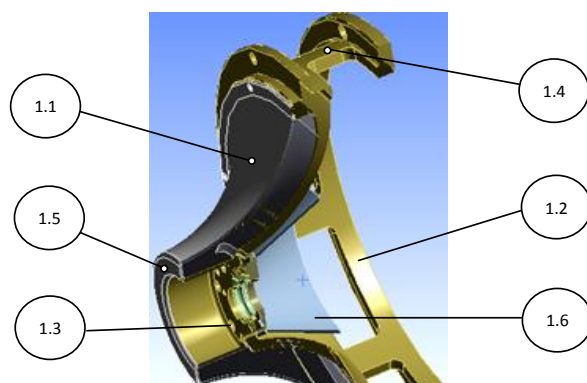
Laakeripesän pääasiallinen lämpökuorma tulee purkautuvasta savukaasusta, mutta laakerin itsensä tuottama häviöteho osaltaan nostaa laakerin lämpötilaa. Keraamisilla kuulilla varustetun laakerin (SKF, 71902 ACDGA/HCP4A) ulkorenkkaan häviötehon on tässä sovelluksessa arvioitu olevan 13 W.

Laakeripesän lämpötilaa on osaltaan vähennetty käyttämällä lämpöeristettä savukaasujen purkauskartion ja laakeripesän rungon välillä. Eristeen lämmönjohtavuutena on käytetty 0,05 - 0,08 W/(mK). Laakeripesän lämpötilaa on lisäksi alennettu ilmavirtauksen avulla, joka kulkee laakeripesän kehällä olevien 6 mm reikien (6 kpl) kautta pako-kanavaan. Lisäksi lämmönjohtumista laakerin ulkorenkkaan kyljestä ympäristöön on tehostettu laakerin kylkeen kiinnitetyllä jäähdytyskartiolla.

Taulukossa 4.4 on koottu laskennassa käytetyt lämpökertoimet. Kertoimia vastaavat lämmönsiirtopintojen kohdat on esitetty kuvassa 4.18. Lämmönjohtavuuksina on käytetty: seosteräs 30 W/(m K), ruostumattoman teräksen 15 W/(m K), kupari 401 W/(m K).

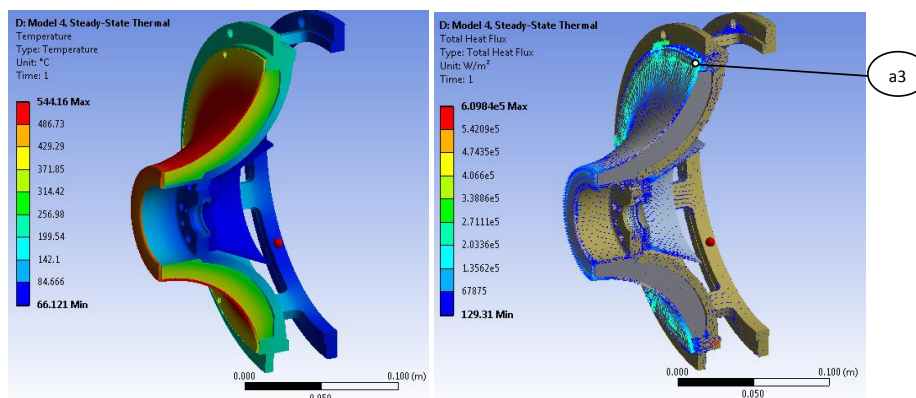
Taulukko 4.4: Laakeripesän lämmönsiirtokerroimet virtauskohdissa kuvassa 4.18

Kohta	Lämmönsiirtokerroin W/(m ² ·K)	Ympäristölämpötila (°C)	Materiaali
1.1	114	558	seosteräs
1.2	30	50	ruostumaton
1.3	409	50	ruostumaton
1.4	30	30	ruostumaton
1.5	30	80	seosteräs
1.6	30	40	kupari



Kuva 4.18: Mikroaasuturbiinin laakeripesän taulukon 4.4 lämmönsiirtokerroimia vastaavat kohdat

Edellä mainituilla kertoimilla, asetuksilla ja esitetyillä menetelmillä on laskettu laakeripesän lämpötilajakauma ja lämpövirtaukset (vuo), jotka on esitetty kuvissa 4.19 (a ja b).

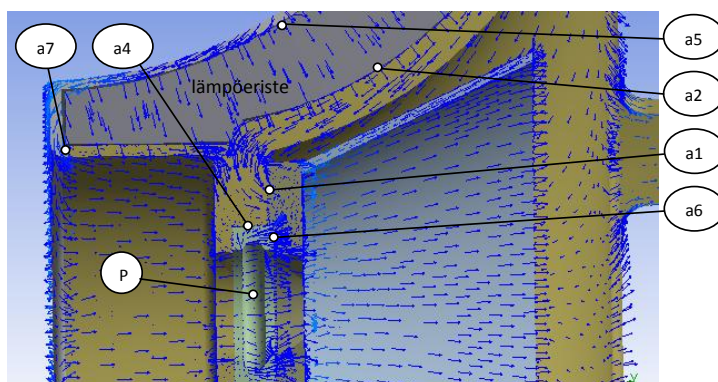


a)

b)

Kuva 4.19: Mikroaasuturbiinin laakeripesän a) lämpötilajakauma b) lämpövuo (a3 viittaa taulukoihin 4.6 ja 4.7)

Laakerin ulkorenkkaan ja sen kyljessä olevan jäähdytyskartion lämpövirtaukset näkyvät tarkemmin kuvassa 4.20.



Kuva 4.20: Mikroaasaturbiinin voimaturbiinin laakeripesän ja siihen liitettyjen osien lämpövuoviivat, simuloidun lämpötilan laskentapiste P, sekä liitoskohdat, jonka merkinnät (a1 - a7) viittaavat taulukoihin 4.6 ja 4.7.

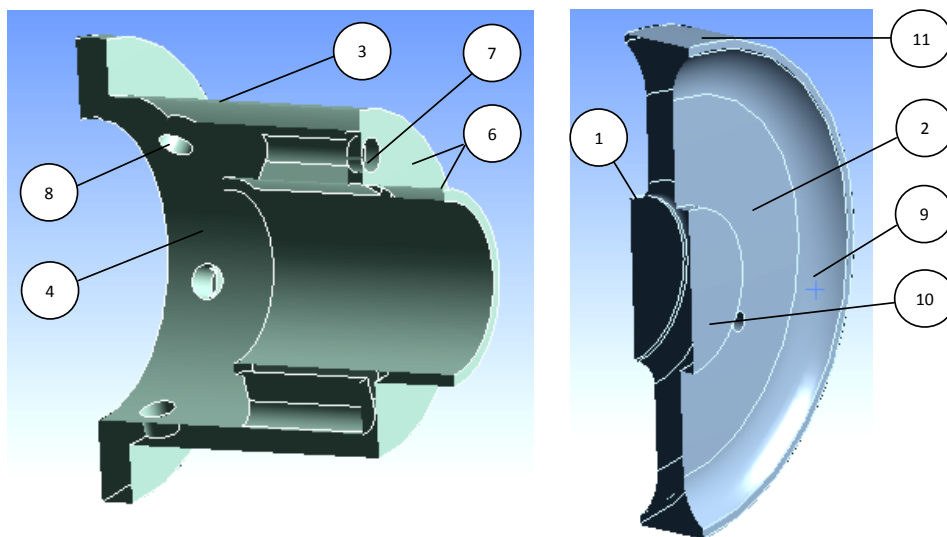
4.4.4 Roottorin lämpötilajakauma

Roottorin lämpötilajakauma on laskettu vastaavalla menetelmällä kuin laakeripesän kohdalla.

Lämmönsiirtokerroimet ovat esitetty taulukossa 4.5 ja niitä vastaavat kohdat kuvassa 4.21. Lämmönjohtavuuksina on käytetty seuraavia arvoja: seosteräs 30 W/(m K), ruostumaton teräs 15 W/(m K), kupari 401 W/(m K).

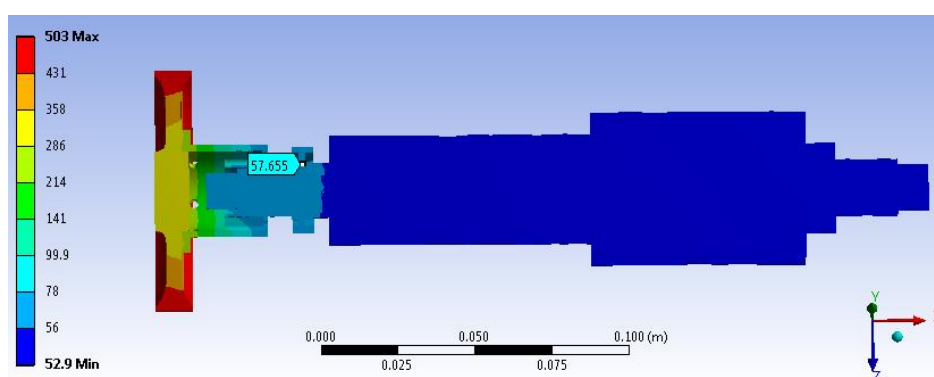
Taulukko 4.5: Roottorin lämmönsiirtokerroimet virtauskohdissa kuvassa 4.21

Kohta	Lämmönsiirtokerroin W/(m ² K)	Ympäristölämpötila °C	Materiaali
1	200	700	seosteräs
2	429	80	seosteräs
3	226	50	ruostumaton
4	15	50	ruostumaton
5	100	50	seosteräs
6	255	50	ruostumaton
7	347	50	ruostumaton
8	391	110	ruostumaton
9	400	100	seosteräs
10	100	120	seosteräs
11	600	580	seosteräs



Kuva 4.21: Mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottorin juoksupyörän kiinnityskupin ja juoksupyörän lämmönsiirtokertoimien taulukon 4.5 vastaavat kohdat. Lisäksi taulukon kohta 5, roottorin akselin ulkovaipan lämmönsiirtokerroin kattaa alueen laakerilta sähkökoneen etureunaan asti.

Roottorin lämpötilajakautuma käy selville kuvasta 4.22. Akselin lämpötila on laakerin sisärenkaan kohdalla noin 58 °C. Roottorin lämpötilatarkastelussa sähkökoneen osuus on jätetty tarkastelun ulkopuolelle. Sähkökoneen ja roottorin ilmavälin läpi kulkevan ilmavirtauksen jäähtytysvaikutuksen oletetaan estävän lämpövirtaus sähkökoneelta turbiinin suuntaan, ja toisaalta sen ei myös oleteta jäähdyttävän akselin muuta osaa.



Kuva 4.22: Mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottorin lämpötilajakautuma. Laakerin kohdalla lämpötila on noin 58 °C.

4.4.5 Tulokset

Tämän osatutkimuksen tavoitteena oli määrittää roottorin turbiinipään laakerin toimintalämpötila. Laakerin lämpötilaan vaikuttavat ainakin seuraavat tekijät:

- laakerin tuottama kitkateho
- savukaasujen lämpötila
 - laakeripesän lämpötila
 - roottoriakselin lämpötila
 - laakerin ja laakeripesän jäähdytys
 - roottoriakselin jäähdytys
 - materiaaliominaisuudet
 - jäähdytysilman lämpötila
 - lämmönsiirto-ominaisuudet.

Laakerin suurin lämpötilakesto on 120 °C, joten tavoitelämpötila on sen alapuolella. Laakerin sisärenkaan lämpötilaa määrittää roottoriakselin lämpötila, jonka todettiin asetuvan noin 58 °C:ksi juoksupyörän kiinnityskupin ja jäähdytyksen ansiosta. Tämän perusteella yksityiskohtaisempi tarkastelu kohdistui pelkästään laakeripesään ja ulkorenkaan lämpötilaan.

Taulukoihin (4.6 ja 4.7) on koottu laakeripesän osien liitosten lämmönsiirtokertoimet, joita on käytetty laskennassa. Määrittämissä kohdissa on esitetty kuvissa 4.19b ja 4.20. Lämmönsiirtokertoimiksi on asetettu eri lukuarvoja, jotta niiden vaikutus laakerilämpötilaan on saatu esiin. Taulukon 4.6 kertoimia pidetään todennäköisimpinä ja niillä laakerin lämpötilaksi saatiin 121 °C. Kun taulukon kaikkien lämmönsiirtokertoimien käänteisarvot eli kontaktivastukset asetetaan nolllaksi, saadaan laakerin lämpötilaksi 132 °C, mitä voidaan pitää yläarvioina kyseisellä jäähdytyksellä.

Taulukko 4.6: Laakeripesän osien väliset lämmönsiirtokertoimet, joilla laakerilämpötila on 121 °C

Määrittäminen	osa A	osa B	Lämmönsiirtokerroin W/(m ² ·K)
a1	runko	jäähdytyskartio	5000
a2	runko	eriste	500
a3	runko	diffuusori	500
a4	runko	laakerikehä	20000
a5	eriste	diffuusori	500
a6	jäähdytyskartio	laakeri	1000
a7	runko	diffuusori	100

Taulukossa 4.7 on esitetty lämmönsiirtokertoimet, joita on spekulatiivisesti kohta kohdalta muutettu ja laskettu sen vaikutus laakerin lämpötilaan. Saadut lämpötilat ja niiden poikkeamat edellisestä lukemasta on merkitty samaan taulukkoon. Näillä muutoksilla laakerin loppulämpötilaksi saatiin lopulta 111 °C.

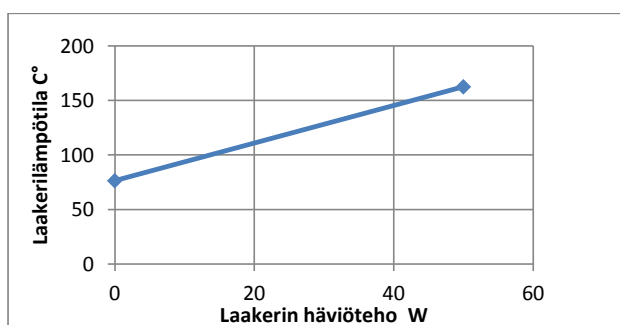
Taulukko 4.7: Laakeripesän osien väliset lämmönsiirtokerroimet, joilla laakerin lämpötila on 111 °C. Kullakin rivillä näkyy osien välisen lämmönsiirtokerroimen vaikutus laakerilämpötilaan, kun kertoimien arvot on muutettu vaiheittain taulukon 4.6 mukaisista arvoista.

Määrittäminen	osa A	osa B	Lämmönsiirtokerroin W/(m ² ·K)	Laakerilämpötila °C	Erotus °C
a1	runko	jäähdytyskartio	10000	119,1	1,7
a2	runko	eriste	250	118,5	0,6
a3	runko	diffuusori	250	116,4	1,1
a4	runko	laakerikehä	40000	114,7	1,7
a5	eriste	diffuusori	250	114,0	0,7
a6	jäähdytyskartio	laakeri	2000	112,0	2,0
a7	runko	diffuusori	50	111,0	1,0

Jos laakeripesän (runkokappaleen) materiaalina käytettäisiin alumiinia, jonka lämmönjohtavuus on 175 W/(m K), muodostuisi laakerilämpötilaksi 148 °C. Vastaavasti alhaisin lämpötila saataisiin materiaalilla, jonka lämmönjohtavuus on luokkaa 10 W/(m K), jolloin laakerilämpötila olisi 120 °C. Tätä pienemmällä materiaalin lämmönjohtavuusarvoilla laakerilämpötila alkaa nousta johtuen laakerirenkaan huonontuneesta lämpövirtauksesta ympärysrakenteeseen. Runkokappaleessa käytettyä materiaalia, jonka lämmönjohtavuusarvo on 15 W/(m K), voidaan pitää melko optimaalisena.

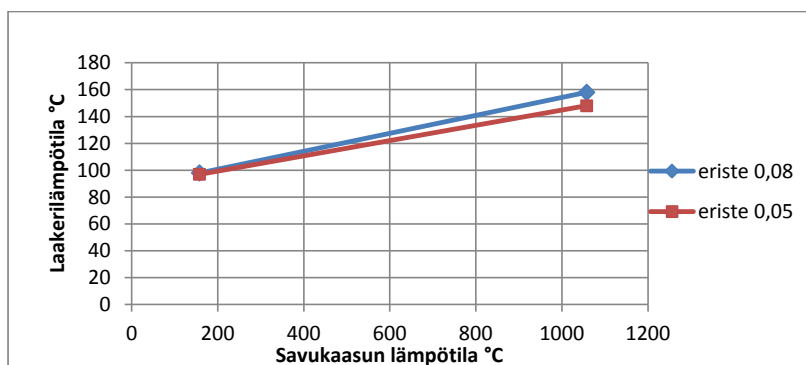
Laakerissa itsessään muodostuva kitkateho nostaa loppulämpötilaa noin 40 - 50 °C. Kohteessa käytettyjen keraamisten laakereiden kitkahäviöistä ei ollut saatavilla tarkkaa tietoa, joten laakerin loppulämpötilaa on arvioitu kitkatehon funktiona kuvan 4.23 mukaan. Laakerin kitkateho on tavanomaisella metallikuulilla varustetulla 7201B (35/15) viistokuulalaakerilla, tuotetietojen mukaan, noin 26 W. Keraamikuulilla varustetun laakerin kitkateho on jonkin verran tuota alempi. Laakerin peitelevynä käytetty kuparikartio alentaa laakerilämpötilaa noin 20 °C.

Kuvassa 4.23 on esitetty edellisiin laskelmiin perustuva laakerin ulkokehän lämpötila laakerin kitkatehon funktiona.



Kuva 4.23: Mikrokaasuturbiinin laakerin lämpötila kitkatehon funktiona

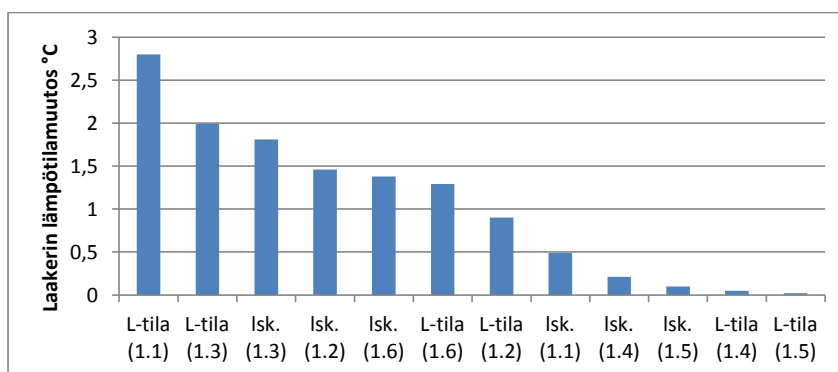
Kuvassa 4.24 on esitetty savukaasujen lämpötilan vaikutus laakerilämpötilaan eristeen eri lämmönjohtavuusarvoilla 0,05 - 0,08 W/(m K).



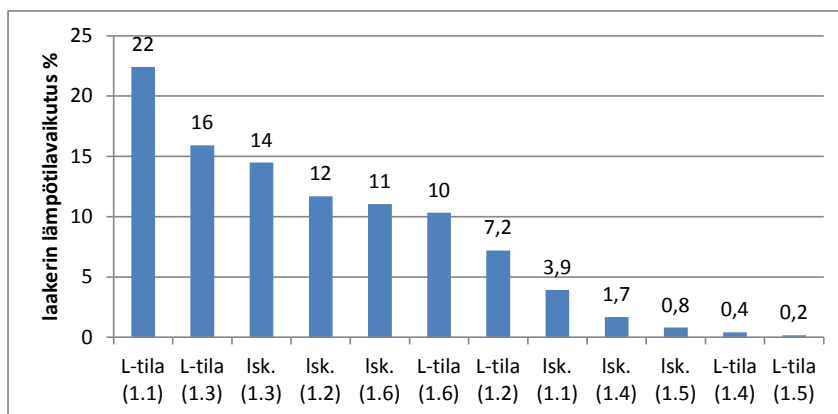
Kuva 4.24: Eristeen lämmönsiirtokertoimen vaikutus laakerin lämpötilaan savukaasulämpötilan funktiona

Kuvissa 4.25 - 4.27 on esitetty eri tekijöiden vaikutus laakerin lämpötilaan, kun tekijöissä on tehty 10 % muutos. Kuvassa 4.25 on tekijöiden vaikutus laakerin lämpötilaan lämpötila-asteina. Sama asia on esitetty myös kuvassa 4.26, missä vaikutusosuus on prosentuaalisena. Kuvassa 4.27 on eri tekijöiden vaikutus laakerin loppulämpötilaan.

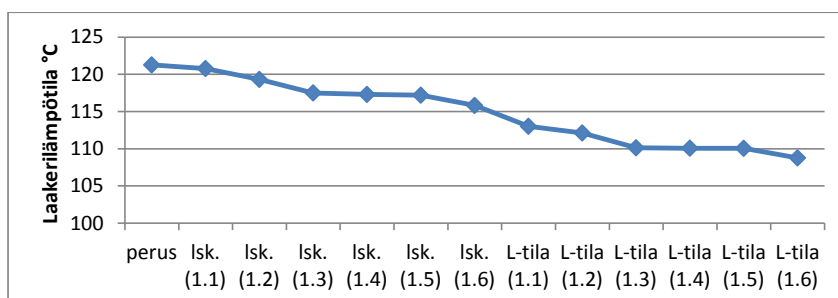
Kuvissa olevat tekijät (luokat) ovat: "L-tila(1.1)" = diffuusorin lämpötila, mikä käytännössä on savukaasun lämpötila. "L-tila(1.3)" = laakerin kehällä olevien reikien läpi virtaavan ilman lämpötila. "L-tila(1.2)" = rungon sisäpinnan lämpötila. "L-tila(1.6)" = laakerin jäähdytyskartio. "L-tila(1.4)" = rungon ulkopinta. "L-tila(1.5)" = juoksupyörän ja diffuusorin välitila. Vastaavat lämmönsiirtokertoimet = "lsk." Numeromerkinnät näkyvät kuvassa 4.18 ja taulukossa 4.4.



Kuva 4.25: Eri lämpötekijöissä tehdyn 10 % muutoksen vaikutus laakerin lämpötilaan



Kuva 4.26: Eri lämpötekijöissä tehdyn 10 % muutoksen prosentuaalinen vaikutus laakerin lämpötilaan

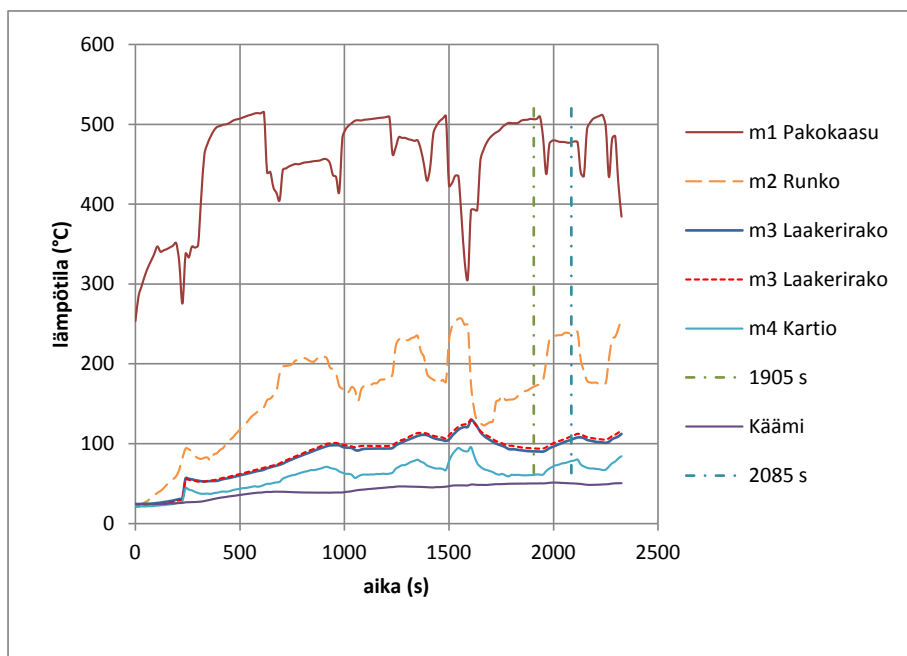


Kuva 4.27: Laakerin loppulämpötila, kun vaikutustekijöissä on tehty miinus 10 % muutos

4.4.6 Mitatut lämpötilat ja kertoimien korjaukset

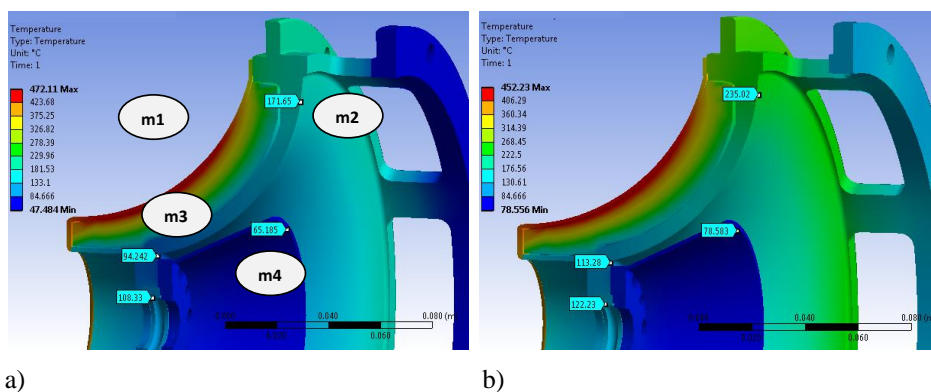
Kaasuturbiinin koeajoissa mitattiin lämpötiloja eri kohdista konetta ja niiden perusteella edellä käytettyjä lämmönsiirtokertoimia (taulukot 4.8 ja 4.10) on tarkennettu. Vaikka laakerikehän lämpötilaa ei mitattu suoraan, voidaan lämpötila määrittää mitatuista tuloksista.

Kuvassa 4.28 on esitetty tiedonkeruusysteemin mittaamat lämpötilat. Lämpötilat on tallennettu 15 s välein. Kuvaajissa näkyy koko koeajojakso. Pakokaasun lämpötilan askelmaisuus johtuu ajojaksoista, joissa huippuarvot on saatu kaasuturbiinin (kaasukehittin) täydellä teholla, kun pyörimisnopeus oli noin 196000 min^{-1} . Alemmat lämpötilat on saatu osateholla kierrosnopeudella noin 50000 min^{-1} , jolloin voimaturbiinin kuormaa muutettiin. Kuvassa näkyy myös sähkökoneen käämin lämpötila, joka on asetunut noin 50 °C paikkeille.



Kuva 4.28: Kaasuturbiinin koeajoissa mitatut lämpötilat, m1–m4 viittaavat kuvaan 4.29 merkittyihin kohtiin. Pystysuorat viivat ajanhetkillä 1905 s ja 2085 s osoittavat eri kuormitustilannetta, joiden mukaisia lämpötiloja on käytetty laskennassa.

Kuvassa 4.29 on FEM-laskennalla saadut lämpötilajakaumat täydellä ja osakuormalla.



a)

b)

Kuva 4.29: Laakeripesän rungon lämpötilajakauma a) täydellä teholla pakokaasun lämpötilalla 506 °C hetkellä 1905 s, mittauskohdat merkitty m1–m4. b) osateholla pakokaasun lämpötilalla 480 °C hetkellä 2085 s

Taulukossa 4.8 on mitatut ja FEM-laskennalla saadut lämpötilat eri kuormitustilanteissa.

Taulukko 4.8: Laakeripesän eri kohdista saadut lämpötilat FEM-laskennalla ja mittauksella eri ajankohdina (1905 s ja 2085 s)

Mittauskohta	FEM ₁₉₀₅	mittaus ₁₉₀₅	FEM ₂₀₈₅	mittaus ₂₀₈₅
Lämpötilat °C				
m1, kaasus	506	506	480	480
m2, runko	172	171	237	238
m3, laakerirako	94	92	113	109
m4, kartio	65	61	78	77
- laakerikehä	108	-	122	-

Taulukossa 4.9 on korjattu taulukon 4.4 lämmönsiirtokertoimia ja ympäristölämpötiloja niin, että FEM-laskennalla saatu lämpötilajakauma saadaan paremmin vastaamaan mittausten antamia tuloksia yksittäisissä mittauspisteissä molemmissa kuormitustilanteissa.

Taulukko 4.9: Laakeripesän eri kohtien lämmönsiirtokertoimet ja asetetut ympäristölämpötilat eri kuormitustilanteissa (1905 ja 2085)

Lämmönsiirtokertoimet ja ympäristölämpötilat				
kohta	mittaus ₁₉₀₅		mittaus ₂₀₈₅	
	W/(m ² K)	°C	W/(m ² K)	°C
m1 diffusori	100	480	100	506
m2 runko sisä	25	60	45	50
- runko ulko	23	25	75	25
m3 laakerilevy	15	40	15	40
m4 kartio	32	30	45	30
- runko poisto	40	50	40	50

Taulukossa 4.10 on osa taulukon 4.6 määrityksistä korjattu niin, että FEM-laskennalla saatu lämpötilajakauma saadaan yksittäisissä pisteissä paremmin vastaamaan mittausten antamia lämpötiloja molemmissa käytetyissä kuormitustilanteissa.

Taulukko 4.10: Laakeripesän osien välisten liitosten korjatut lämmönsiirtokertoimet

Määrittys	osa A	osa B	Lämmönsiirtokerroin W/(m ² K)
a1	runko	jäähdytyskartio	1500
a2	runko	eriste	300
a3	runko	diffusori	1000
a5	eriste	diffusori	300

4.4.7 Yhteenveto

Tässä tutkimuksessa saatujen tulosten mukaan eniten laakerin lämpötilan ennakoarvionta vaikeuttaa savukaasujen lämpötilan poikkeama oletetusta. Seuraavaksi eniten vaikuttavat laakeripesän kehällä oleviin ilmareikiin määritetyt kertoimet. Rungon sisäpuolen ja jäähdytyskartion lämmönsiirtokertoimilla on seuraavaksi eniten vaikutusta laakerin loppulämpötilaan. Sen jälkeen eniten vaikuttavat rungon sisäpuolen lämpötila ja diffuusorin lämmönsiirtokerroin. Laakerin kitkatehossa 10 % lisäys nostaa lämpötilaa 4,5 °C eli 3,7 %. Lopuilla kuvan 4.26 tekijöillä on hyvin vähäinen merkitys.

Lämmönsiirtokertoimiin ja ilman lämpötilaan voidaan vaikuttaa lähinnä ilmavirtausta lisäämällä. Tätä ilmavirtauksen lisäyksen vaikutusta lämmönsiirtokertoimiin, ei tässä kuitenkaan ole tarkasteltu. Ilmavirtausta laakeripesän läpi voidaan lisätä virtausalaa suurettamalla tai tehostamalla kiinnityskupin puhallinvaikutusta.

Muita keinoja laakeripesän lämpötilan alentamiseksi on laakeripesän johtuvuusalan pienentäminen laakerin ulkorenkään ulkopuolelta niin, että turbiinilta runkoa pitkin johtuva lämpövirtaus alenee – toisin sanoen, laakerin ulkorenkään pesäosan eristäminen muusta rungosta. Esimerkiksi ilmareikien jyrästä pitkulaisiksi niin, että kehälle saadaan samalle läpivirtaukselle suuri lämmönsiirtopinta-ala. Tätä laakerin eristämistä rajoittavat pesän värähtelyominaisuudet, joiden tulee jäädä pyörimisnopeutta vastaavan taajuuden alapuolelle. Rakenteen laakeripesän ominaistaajuuDET on laskettu olevan 2 - 3 kHz välillä, kun taas epätasapainon aiheuttama herätetaajuus on 667 Hz. Tämän perusteella laakeripesän liityntää voisi eristää muusta rakenteesta. Laakeripesän voisi lisäksi tehdä erillisenä osana, jolloin siinä voitaisiin käyttää suuren lämmönjohtavuuden materiaalia.

Simuloinnin mukaan laakerin ulkokehän todellinen lämpötila on 108 - 132 °C välillä. Lämpötilarajat on saatu, kun liitosten lämmönsiirtokertoimissa on käytetty arvion ylärajaa ja alarajaa. Lisävarmuutta teoreettiseen tarkasteluun voidaan saada vain käytännön mittauksilla.

Jäähdytysilmavirran lämpötilat on arvioitu. Ilmavirtaukseen siirtyvä kokonaislämpövirta saadaan esimerkiksi lämpöverkkomallilla, mutta lämpövirran jakaumaa, eli ilmavirran lämpötiloja eri kohdissa virtausta ei saada.

Koeajoissa tehdyillä lämpötilamittauksilla saatiin tarkennettua lämmönsiirtokertoimia niin, että niillä lasketut lämpötilat vastaavat paremmin mittaustuloksia. Laakeripesän lämpötilaa ei saatu mitattua suoraan, mutta lämpötilamittaus tehtiin laakeripesän rungosta (kuvassa 4.29 kohta m3) hyvin läheltä laakeria. Näillä korjatuilla lämmönsiirtokertoimilla laakerin lämpötilaksi saatiin täydellä kuormalla 108 °C ja osakuormalla 122 °C. Tuloksista voidaan havaita ainakin se, että aktiivisessa jäähdytyksessä lämpötilatarkastelu pelkästään nimelliskuormitustilanteessa ei välttämättä ole riittävä, vaan joudutaan ottamaan myös dynamiikka huomioon.

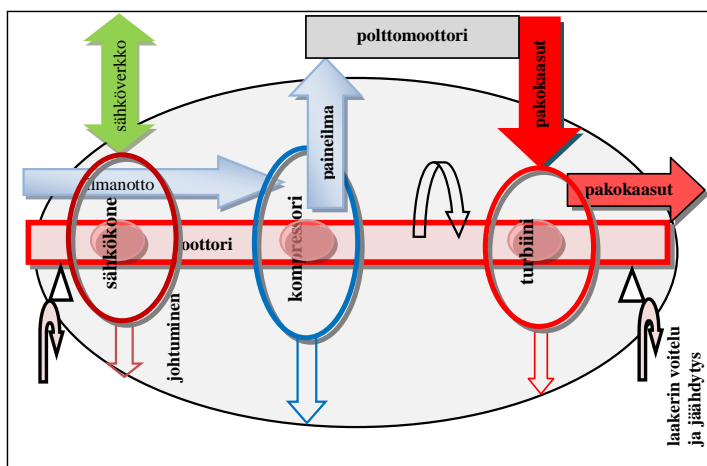
5 Turbokompressorit

5.1 Johdanto

Turbokoneiksi voidaan luokitella laitteet, joissa energiaa siirretään virtaavan väliaineen ja liikkuvan siipihilan välillä. Pyörivä siipihila on tavallisimmin juoksupyörä, joka muuntaa virtaavan väliaineen kokonaisentalpiaa mekaaniseksi työksi, joka voi olla positiivista tai negatiivista. Nämä entalpiamuunnokset heijastuvat väliaineen painemuutoksina. Turbokoneet voidaan ryhmitellä tehoa kuluttaviin laitteisiin, kuten kompressoreihin, jotka lisäävät painetta, ja tehoa antaviin kuten turbiineihin. (Dixon, 1998).

Turbokompressorit sisältävät molempien edellä mainitun ryhmän laitteiden. Turbiinin ja kompressorin lisäksi tämän tutkimuksen alaisessa laitteessa on sähkökone, jota voidaan käyttää moottorina tai generaattorina. Kuvassa 5.1 on esitetty sähkökoneella varustetun turbokompressorin periaatekuva. Kuvaan on merkitty kompressorin, turbiinin ja sähkökoneen prosessien virtaukset. Pyörivä roottori kytkee laitteiden toiminnot samalle akselille.

Turbokompressorit käytetään polttomoottorin yhteydessä lisäämään sen tehoa ja parantamaan sen hyötysuhdetta. Paremalla hyötysuhteella saavutetaan pienempi polttoaineen ominaiskulutus. Samalla myös pakokaasun haitalliset päästöt vähenevät.



Kuva 5.1: Turbokompressorin laitekonepti

Turbokompressorit saavat käyttöönsä polttomoottorin pakokaasusta ja käyttävät siitä osan (noin 73 %) polttomoottorin paloilmalla paineistukseen kompressorissa, sekä osan nettosähköön (noin 24 %) tuottamiseen generaattorissa ja lopputtu menee häviöihin. Tällöin vallitsee tehotasapaino, jolloin roottori pyörii nimellisa nopeudellaan. Yhtenä perinteisten turbokompressorien ominaisuutena on hidas dynamiikka tehon vaihteluihin. Sähköko-

neella varustetussa turbokompressorissa ahtimen dynamiikka saadaan nopeammaksi ja riippumattommaksi polttomoottorin käyntinopeudesta. Kiihdytysvaiheessa sähkömoottorilla voidaan lisätä kompressorin käyttömomenttia ja saada se tuottamaan paloilmaa entistä nopeammalla vasteella.

Sähkövoimakoneella varustetun turbokompressorin toiminnan piirteet ovat:

- Pyörivään roottoriin on kytketty suoraan sekä käytävä että käytetty laite: sähkökone, kompressori ja turbiini
- Sähkökonetta voidaan käyttää sekä moottorina että generaattorina – moottorina turbokoneen kiihdytysvaiheessa ja generaattorina nimellinopeudella
- Polttomoottorin paloilmaa ahdetaan kineettisen kompressorin avulla
- Turbiinissa polttomoottorin pakokaasuissa oleva paine ja lämpöenergia saatetaan roottorin pyörimisenergiaksi turbiinin staattori- ja roottorisiivistin avulla
- Laakeroinnilla mahdollistetaan roottorin suuri pyörimisnopeus alhaisilla häviöillä.

Turbokompressori ja sen osalaitteet suunnitellaan tietyille pyörimisnopeudelle tai nopeusalueelle, jossa niiden toiminta on häviöiden kannalta optimaalista. Suurnopeussähkökoneessa on suuri tehotehoisuus, jolloin hyvälläkin hyötysuhteella ja alhaisilla tehohäviöillä toimivassa laitteessa häviöt nostavat osien lämpötiloja. Suurnopeuskoneissa erityistä merkitystä on materiaalien sähköisillä, mekaanisilla ja termisillä ominaisuuksilla. Materiaalin sähköisillä ominaisuuksilla voidaan vaikuttaa tehohäviöiden suuruuteen, kun taas mekaanisilla ja termisillä ominaisuuksilla voidaan vaikuttaa valittuun tehotehoisuuteen. Koska materiaalien ominaisuudet ovat lämpötilariippuvia, on tärkeää tietää laitteen lämpötilajakauma paitsi sähkökoneessa niin koko laitteessa.

5.2 Turbokompressorin lämpötilat

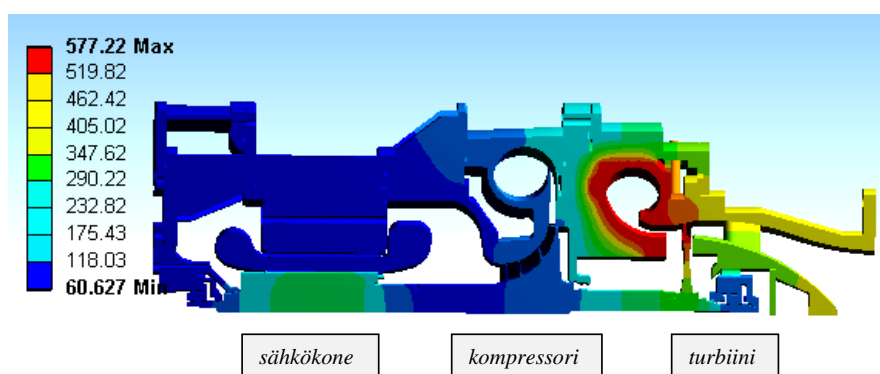
Turbokompressorin karkeamman tason lämpötilajakauman määrittämisellä voidaan saada esiin koko roottorin toimintaympäristö sähkökoneesta turbiiniin (kuva 5.2). Sen perusteella saadaan roottorin tarkemman lämpötilajakauman määrittämiselle reunaehdot.

Jotta turbokompressorin lämpötilojen mallinnus vastaisi mahdollisimman hyvin todellisuutta, tulisi mallinnus tehdä menetelmällä, jossa on yhdistetty lämmönjohtuminen ja lämmönsiirtyminen. Tämä tunnetaan ns. CHT-menetelmänä (CHT = Conjugate Heat Transfer) (Heuer et al., 2007). Menetelmässä mallinnetaan CFD-laskennalla lämmönsiirto virtaavan väliaineen ja sen kanssa kosketuksissa olevan rakenteen välillä, sekä lämmönsiirto rakenteen ja ympäristön välillä. Menetelmässä tulee otetuksi huomioon rakenteiden lämmönlähteet ja lämpönielut. Turbokoneen yhdistetty lämpötilamallintaminen, jossa eri tekijät on otettu huomioon: ympäristö, kompressorin ja turbiinin virtaukset, sekä sähkökoneen tehohäviöt, antaisi tarkemman lämpötilajakauman laitteesta.

Tässä tutkimuksessa turbokompressorin rakenteen lämpötilajakauma on määritetty FEM-menetelmällä staattisena lämpöanalyysinä jatkuvuustilassa. Laskennan perusteena käytetty 3D-malli vastaa tarkasti reaalisen koneen geometriaa. Malli on tehty monikappaleisena, jossa kaikki osien väliset kontaktivastukset on määritetty erikseen. Virtaavan väliaineen ja rakenteen välisessä kosketuspinnassa lämmönsiirtokertoimet on määritetty keskimääräisiin virtausnopeuksiin perustuen. Ne mallin geometriat, joissa muodostuu tehohäviöitä, on monikappaleisessa mallissa mallinnettu erillisiksi osiksi. Tällöin niihin osiin voidaan määrittää häviöitä vastaavat tehoitiheydet. Laitteen ympäristölämpötilat ja prosessiarvot toimivat mallin reunaehtoina.

Seuraavassa FEM-menetelmän määrittäykset yhteenvetona:

- Mallin pintarakenteiden lämmönsiirtymiskertoimet on laskettu Nusseltin luvun avulla käyttäen sopivaa korrelaatiota kuhunkin kohtaan
- Lämmönjohtavuudet on määritetty materiaaliominaisuuksien perusteella
- Liitospintojen väliset lämmönsiirtokertoimet on määritetty liitoksen pintapaineen perusteella
- Eristeet on mallinnettu omina kappaleinaan, joille on määritetty eristeen materiaaliominaisuudet
- Lämpöä tuottavat geometriat on mallinnettu erillisinä osina, joille on määritetty tehontuotto tilavuusyksikköä kohti
- Lämpötehot on saatu erillisistä sähkökoneen tehohäviölaskelmista, joita ei tämä tutkimus ole tuottanut
- Ympäristölämpötilat sekä prosessiväliaineiden tilat toimivat reunaehtoina.



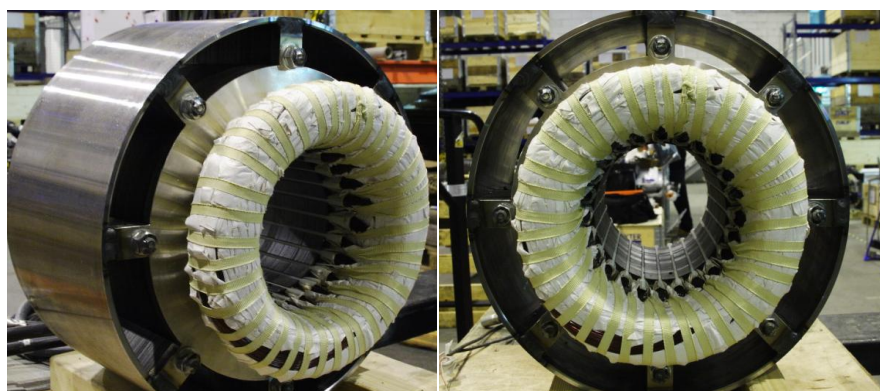
Kuva 5.2: Turbokompressorin poikkileikkauksen lämpötilajakauma. Kuvan lämpötilat ovat °C

Numeerisella FEM-menetelmällä geometria voidaan mallintaa tarkasti, jolloin lämpötilajakautuma saadaan kattavasti ja jatkuvana koko kappaleesta – toisin kuin esimerkiksi lämpöverkkomallilla, jolla tulos saadaan yksittäisistä pisteistä. Molemmissa menetelmissä lämmönsiirtokertoimet pitää määrittää erikseen. Konvektiivinen lämmönsiirto voidaan niissä määrittää vain keskimääräisenä.

Tämän tutkimuksen yhtenä jatkotutkimushankkeena on mallintaa roottorin lämpötilajakautuma sähkökoneen kohdalla CHT-menetelmällä hyödyntäen CFD:ia.

5.3 Sähkökone

Suurnopeudella pyörivän turboahtimen sähkökoneen jäähdytys muodostuu haasteelliseksi suuren tehotiheyden johdosta.



Kuva 5.3: Sähkökoneen staattoripaketti (Kuva: Juha Haikola)

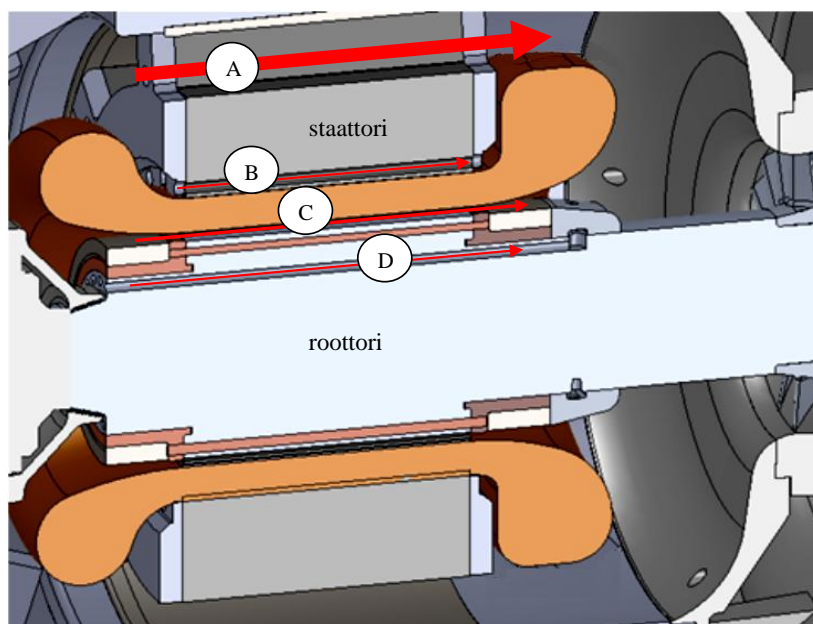
Kuvassa 5.3 on IM-koneen staattori valmistettuna ja kuvassa 5.4 koko sähkökoneen poikkileikkaus. Staattorin pakkalevyt ovat tyyppiä M270-35A ja yhden levyn paksuus on 0,35 mm. Sähkökoneen pituus on 175 mm, joten staattoriin tarvitaan 500 kpl kyseisiä levyjä. Levyt valmistetaan testikoneisiin leikkaamalla ne tavallisesti laserilla, mutta tuotantokappaleita varten levyt valmistetaan stanssaamalla. Stanssaus vaatii pakkalevyn mukaiset työkalut, mutta suurissa sarjoissa valmistus tulee näin edullisemmaksi. Pakkalevyt pinotaan pienivälyksisen tuurnan päällä, jossa keskitys tapahtuu levyn keskireiästä ja pakkalevyjen ura-aukkojen suuntaus tapahtuu tuurnassa olevan ulokkeen mukaan. Pakkalevyjen uloimpina levyinä ovat vahvuudeltaan 16 mm ei-magneettiset ruostumattomat levyt, jotka on ohennettu ura-aukkojen alueelta. Levypakka kiristetään tuurnamutterin ja pakoissa olevien läpipulttien avulla tiiviiksi nipuksi ja lopulta hitsataan uloimmista ruostumattomista levyistä kehäputken päätyihin kahdeksan sakaran kohdalta. Pakkalevyn läpipultit ovat lähes välyksettömät pakkalevyihin, joten pultit pitävät pak-

kanipun siirtymättöminä keskenään. Koko pakkaniippu on sidottuna päätylevyihin pulttien varassa. Kehäputki koneistetaan lopullisesti tuurnan päällä lievästi kartiokkaaksi asennuksen helpottamiseksi.

Pakkalevyt on muotoiltu kehältään niin, että ne muodostavat kahdeksan virtauskanavaa kehäputken ja pakkalevyjen väliseen tilaan – menetelmällä vältettiin erillisten välitukien käyttö. Virtauskanavien kautta kulkee noin 96 % kompressorin koko ilmamäärästä ja loput menee ilmapälin ja staattorireikien kautta. Pakkalevyt eivät tämän valmistusrakenteen johdosta juurikaan ole kontaktissa kehäputkeen, joten johtumalla tapahtuva lämmönsiirto staattorista runkorakenteisiin on vähäistä.

5.3.1 Sähkökoneen jäähdytys

Seuraavassa tarkastellaan sähkökoneen jäähdytysratkaisuja edellä mainitussa turbokonesovelluksessa. Tässä tarkastelun kohteena on kuvan 5.4 oikosulkukone, mutta samaa laskentamenetelmää sovellettiin aikaisemmassa tutkimushankkeessa toteutettuun kestmagneettikoneeseen.



Kuva 5.4: Oikosulkukoneen jäähdytyskanavat: A) staattorin ulkokehä, B) staattorin ikeen läpireikä, C) roottorin ja staattorin välinen ilmapälin, D) roottorin aksiaaliset reiät

Oikosulkukoneen lämpötilajakauman laskenta on ensin suoritettu jo aikaisemmin kehitetyllä lämpöverkkomallilla, ja sitten on hyödynnetty FEM-menetelmän mahdollisuuksia saada visuaalisesti esiin lämpötilan 3D-jakauma. FEM-menetelmällä lasketuilla tuloksilla on voitu myös varmentaa molempien menetelmien toimivuutta. Molemmissa menetelmissä käytetään samoja erikseen määritettyjä lämmönsiirtokertoimia. FEM-menetelmä ei kuitenkaan tuo esiin lämpötilan aksiaalista jakaumaa. Lämpöverkkomallilla saadaan lämpötilan aksiaalinen jakauma pisteittäisenä, jossa on pienin, keskimääräinen ja suurin arvo. Lämpötilan aksiaalinen jatkuva jakauma voidaan vielä tarkemmin mallintaa CHT-menetelmällä ja CFD:llä, kuten kappaleessa 5.1 on esitetty.

Roottori- ja staattorihäviöt oikosulkusauvojen upotussyvyyden mukaan

Sähköisten ominaisuuksien kannalta on sitä parempi mitä lähempänä roottorin oikosulkusauvat on upotettu roottorin pinnasta. Upotussyvyyttä rajoittaa lähinnä valmistus- ja lujuustekniset seikat. Oikosulkusauvoja vastaavien 8 mm reikien poraaminen roottoriin 175 mm matkalta suorana voi olla hankalaa. Lujuustekniset seikat oikosulkurenkaan kohdalla vaativat 3 mm kannasta, mutta roottorin reiät voitiin tehdä 2 mm syvyydelle pinnasta ilman lujuusteknisiä ongelmia. Tällä rakenteella oikosulkurenkaiden kannas on 3 mm ja roottorin 2 mm, jolloin renkaiden yläpinta on 1 mm roottorin pinnan yläpuolella. Sähkökoneen ilmavälin välitys kuitenkin sallii tämän ja se tuli lopulliseksi ratkaisuksi.

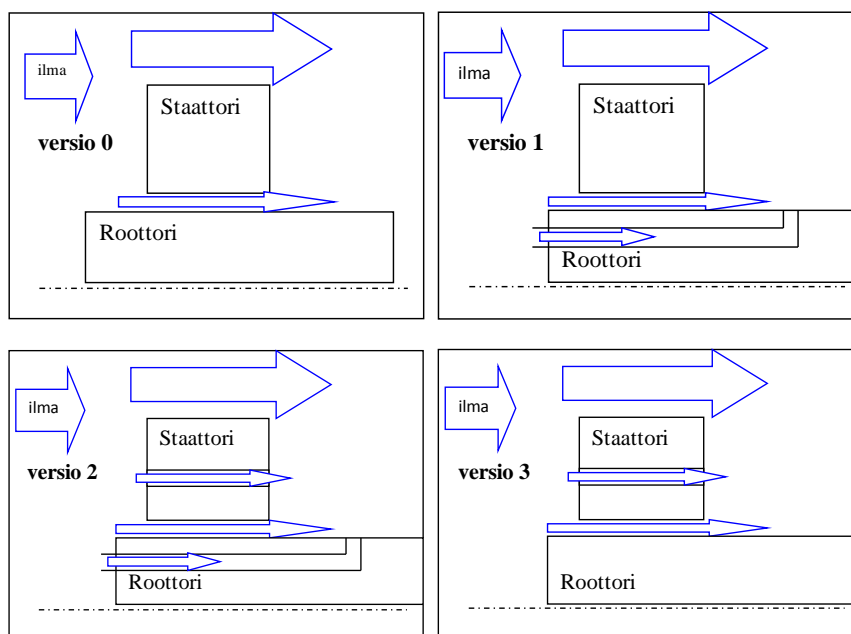
Tämä väitöskirja ei ole tuottanut sähkökoneen häviölaskelmia, vaan tiedot niistä on saatu valmiina tuloksina. Sähkökoneen häviölaskelmat on tehnyt TKT Janne Nerg, LUT-Energian Sähkökäyttökoneiden laboratorion laboratorion. Laskenta on tehty 2D-FEMillä käyttäen Flux2D-ohjelmistoa.

Roottorissa oikosulkuhäkin tehtävä, Nergin mukaan, on toimia pienvastuksisena virran kulkureittinä, jolloin vähennetään roottorin massiivipäädyn vaikutus toimia induktiovirran kulkutienä. Oikosulkuhäkki myös vähentää jättämää verrattuna pelkkään massiiviroottoriin. Lisäksi laskelmien mukaan roottorin rautahäviöt alentuivat merkittävästi, kun roottorin ulkopinnan ja oikosulkutangon välinen kannas mitoitettiin kolmen millimetrin sijaan paksuudeltaan kahteen millimetriin. Samalla staattorin rautahäviöt kuitenkin hieman lisääntyivät. Samaten roottorin johdinsauvojen ja oikosulkurenkaiden kuparin vastukseen perustuvat yhteishäviöt lisääntyivät jossain määrin. Tällä mitoituksella saatiin häviöitä merkittävästi siirrettyä vaikeasti jäähdytettävästä roottorista helpommin jäähdytettävään staattoriin ja samalla sähköistä hyötysuhdetta saatiin parannettua.

Sähkökoneen staattorin ja roottorin jäähdytystopologiat

Kuvassa 5.6 on esitetty sähkökoneen eri jäähdytysvaihtoehdot (versiot 0, 1, 2, ja 3), joilla kaikilla on tehty lämpötilalaskelmat lämpöverkkomalliin perustuen. Laskelmien tulokset ovat taulukossa 5.1. Staattorin ja roottorin geometrinen mitoitus on kaikissa tapauksissa muuten sama, mutta jäähdytyskanavien sijainti ja lukumäärä vaihtelevat. Staattorin mitoitus on esitetty liitteessä B.

Versiossa (0, perusversio) tuloilmavirta jakaantuu kulkemaan staattorin ulkokehän ja roottorin ilmavälin kautta. Versiossa (1) ilmavirta kulkee edellisen version lisäksi roottoriin tehtyjen aksiaalisten 6 mm (22 kpl) porausten kautta. Versiossa (2) on edellisten versioiden lisäksi lisätty staattoripakan 8 mm (24 kpl) läpiporaukset. Versiossa (3) roottorin poraukset on edelliseen versioon nähden jätetty pois.



Kuva 5.6: Sähkökoneen eri jäähdytysversiot

Taulukossa 5.1 on esitetty (versio 0) jäähdytysilmavirtaus staattorin ulkokehän ja sähkökoneen ilmavälin kautta, jossa painehäviöksi muodostuu 1703 Pa. Staattorikäänin lämpötila on 157,3 °C. Staattorihampaan lämpötila on 164,9 °C. Staattorin ikeen lämpötila on 117,8 °C. Roottorisauvan lämpötila on 224,4 °C. Roottorin ulkokehän lämpötila on 219,4 °C. Roottorin sisäosien lämpötila on 276,9 °C. Ilmavälivirtauksen keskimääräinen lämpötila on 151,7 °C. Keskimääräinen virtausnopeus ilmavälissä on 16 m/s. Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin staattorin sisäpinnalla on 203,5 W/(m²K). Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin roottorin ulkopinnalla on 954,6 W/(m²K). Staattorin ulkokehävirtauksen keskimääräinen lämpötila on 61,2 °C. Keskimääräinen virtausnopeus staattorin ulkokehällä on 45,2 m/s. Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin staattorin ulkokehällä on 432,1 W/(m²K).

Muiden versioiden vastaavat arvot on luetteloitu taulukossa 5.1, ja niitä tulkitaan samalla tavalla kuin edellä esitettyä nollaversiota.

Taulukossa 5.1 on esitetty eri jäähdytysversioissa laskettujen tulosten yhteenveto.

Taulukko 5.1: Sähkökoneen jäähdytysvaihtoehdoissa (kuva 5.6) saadut laskentatulokset

Sähkökoneen jäähdytysvaihtoehdot											
STAATTORI	Painehäviö	käämin lämpötila	hammas lämpötila	ikeen lämpötila	sisäpinta lämpötila	Is.kerroin	staattorin ulkopinta lämpötila	Is.kerroin	staattorin ulkopinta virtaus	staattorin ulkopinta lämpötila	ilmareikä Is.kerroin virt.nop.
	Pa	°C	°C	°C	W/(m ² K)	W/(m ² K)	m/s	°C	°C	W/(m ² K)	m/s
ver 0	1703	157,3	164,9	117,8	203,5	432,1	45,2	61,2	-	-	-
ver 1	1622	152,6	158,8	115,6	202,1	423,6	44,1	61,2	-	-	-
ver 2	1542	128,3	139,0	113,3	198,1	415,0	43,0	61,2	65,4	256,5	19,5
ver 3	1619	132,2	142,9	115,1	199,1	423,3	44,1	61,2	65,4	261,6	20,0
ROOTTORI	roottorin sauvan lämpötila	roottorin ulkokehä lämpötila	roottorin sisäosan lämpötila	roottorin ilmaväli lämpötila	roottorin ulkopinta lämpötila	Is.kerroin	roottorin poraukset lämpötila	Is.kerroin	roottorin poraukset virtaus	Ilmavälin virtaus	porausten virtaus
	°C	°C	°C	°C	W/(m ² K)	°C	W/(m ² K)	m/s	m/s	m/s	m/s
ver 0	224,4	219,4	276,9	151,7	954,6	-	-	16	-	-	-
ver 1	181,9	176,7	208,8	134,4	978,4	75,4	669,7	15,3	65,5	-	-
ver 2	175,1	170,4	200,6	130,9	983,2	74,6	670,6	14,9	65,6	-	-
ver 3	223,1	218,1	275,6	150,4	955,9	-	-	15,5	-	-	-

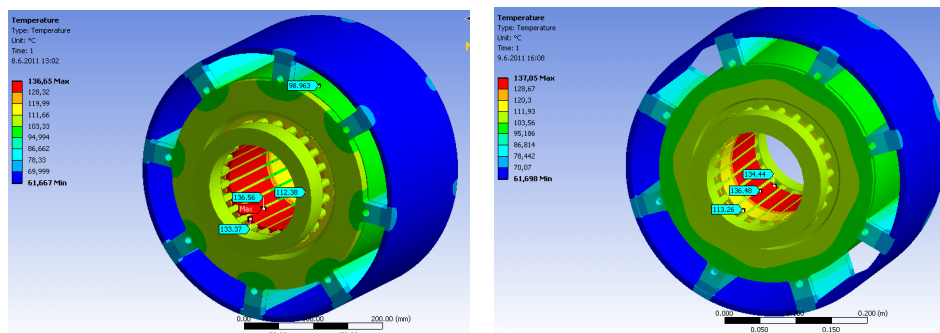
5.3.2 Sähkökoneen jäähdytyksessä toteutettu vaihtoehto

IM-sähkökoneen jäähdytysvaihtoehdoista päädyttiin versioon (2), jossa jäähdytysilmavirtaus jakautuu neljään osaan: (1) staattoripakan ulkokehän kautta tapahtuu 95,9 % koko virtauksesta, (2) staattorin lisäreikien kautta tapahtuu 1,5 % (3) roottorin ilmavälin kautta tapahtuu 0,7 % ja (4) roottorin lisäreikien kautta tapahtuu 1,9 % koko virtauksesta. Taulukossa 5.2 on esitetty jäähdytyslaskennan reunaehdot.

Taulukko 5.2: IM-sähkökoneen häviöt

Oikosulkusähkökoneen jäähdytys		
Häviöt ja jäähdytys		
Sähköiset häviöt:	10823,0 W	64 %
Kaasukitkahäviöt:	6056,0 W	36 %
Lämpövirta ympäristöön:	0,0 W	
Kokonaislämpövirta jäähdytysilmaan:	16880,0 W	100 %
Jäähdytysilman kokonaismassavirta:	5,6 kg/s	
Kokonaispainehäviö jäähdytysvirtauksessa:	1552,0 Pa	
Tulevan ilman lämpötila:	60,9 °C	
Virtauksen paine sisääntulossa:	343,0 kPa (abs.)	
Ilmankosteus:	0,0 %	
Ilmasta höyrystyvä massaosuus:	0,0 %	
Poistuvan ilman lämpötila:	63,9 °C	

Kuvassa 5.7 on esitetty staattorin 8 mm lisäreikien vaikutus lämpötilajakautumaan. Staattori on jaettu akselinsuunnassa kolmeen alueeseen: ilman tulopuoli, keskiosa ja ilman jättöpuoli. Tulopuolella on käytetty jäähdytysilman lämpötilana 63 °C, keskiosassa 137 °C ja ilman jättöpuolella 222 °C.



a)

b)

Kuva 5.7: a) Lämpötilajakauma reiällisessä staattorissa, kuva ilman jättöpuolelta. b) Lämpötilajakauma ilman staattorireikiä, kuva ilman tulopuolelta

Staattorissa on 8 mm ilmareiät jokaisen käämiuran ulkokehällä (24 kpl). Rautahäviöt ovat 4360,7 W ja käämihäviöt 261 W. Rautahäviöistä 60 % on hampaan alueella. Lämmönsiirtokerroin roottorin ilmavälissä on $216 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ja keskilämpötila $T_{\text{ave}} = 137 \text{ °C}$. Lämmönsiirtokerroin staattoripakan ulkokehällä on $445 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ja $T_{\text{ave}} = 61 \text{ °C}$, ilmairei'issä $200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ja $T_{\text{ave}} = 61 \text{ °C}$.

Kuvassa 5.7 b on staattorin lämpötilat ilman lisäreikiä. Rautahäviöt ovat 3547,2 W ja käämihäviöt 266 W. Rautahäviöistä 60 % on hampaan alueella. Lämmönsiirtokerroin roottorin ilmavälissä on $216 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ja $T_{\text{ave}} = 137 \text{ °C}$. Lämmönsiirtokerroin staattoripakan ulkokehällä on $445 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ja $T_{\text{ave}} = 61 \text{ °C}$.

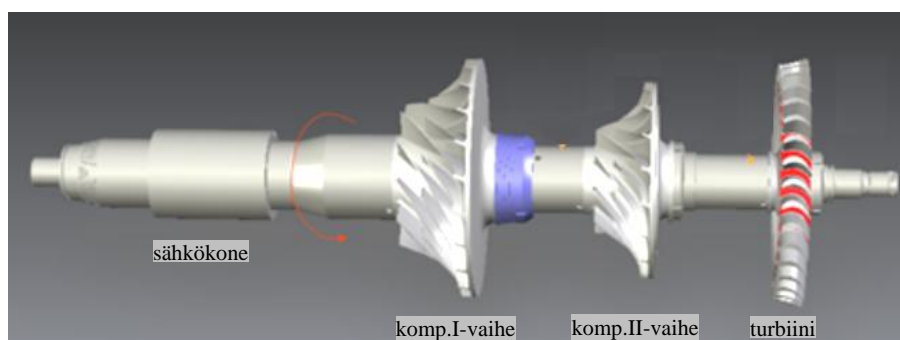
Kuvan 5.7 mukaan havaitaan, että reiällisen ja reiättömän pakan lämpötilat eivät paljon poikkea toisistaan. Sen sijaan rautahäviöt ovat reiällisessä pakassa 4360,7 W, ja reiättömässä pakassa 3547,2 W.

Rautahäviöiden lisääntyminen 813W pakan alueella tulee jäädytetyksi lisärei'illä, mutta vaikutus käämien parempaan jäähtymiseen on ilmeistä. Lisäreiät näyttäisivät olevan siten hyödyllisiä. Staattorin lisäreiät näyttäisivät laskelmien mukaan alentavan myös roottorin rautahäviötä 6400 W:sta 6044 W:iin. Tämä puolestaan alentaa ilmavirran lämpenemistä ilmavälissä ja sitä kautta tehostaa staattorin ja käämin jäädytystä. Lisäreiät alentavat myös virtauksen kokonaispainehäviöitä.

5.4 Tahtikoneella varustettu turbokoneen roottori

Vuosina 2006 - 2009 toteutetussa tutkimushankkeessa suunniteltiin kaksivaiheisella radiaalikompressorilla ja kestmagneettisähkökoneella varustettu turbokone, jonka teho on 95 kW ja nimellisyörimisnopeus 31500 min^{-1} . Kestomagneetikoneesta käytetään tässä yhteydessä myös lyhennettä PM-kone. Sähkökoneen tekniset arvot ja häviöt on esitetty liitteessä C.

Kuvassa 5.8 on esitetty roottorin rakenne. Akselin oikeassa reunassa näkyy turbiinin juoksupyörä, joka on valmistettu erikoislujasta nuorrutusteräksestä. Seuraavana on toisen vaiheen kompressorin juoksupyörä ja sitä seuraavana isompi, ensimmäisen vaiheen kompressorin juoksupyörä. Akselin vasemmalla reunassa, akselin päälle liitetty suora lieriömäinen osuus muodostaa sähkökoneen roottorin, jonka yksityiskohtainen rakenne on esitetty kuvissa 5.9 ja 5.10. Roottoriakselin kokonaispituus on noin yksi metri, josta sähkökoneen aktiivipituus on 135 mm.



Kuva 5.8: Kaksivaiheisella radiaalikompressorilla ja sähkökoneella varustetun turboahdistimen roottori

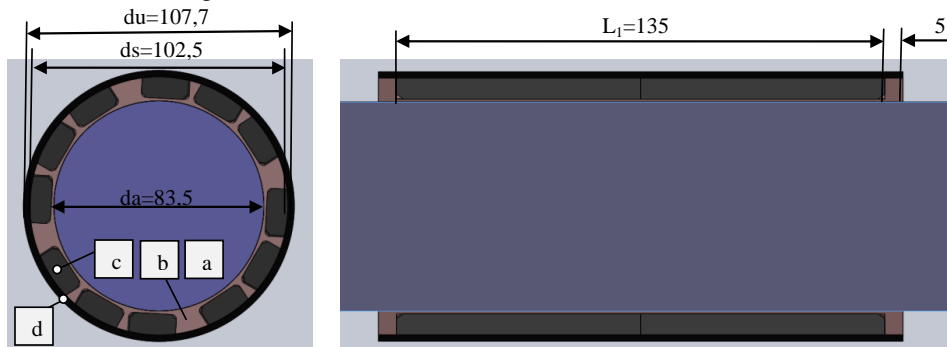
Kyseisen turboahdistimen sähkökoneen ja roottorin jäähtymistä on selvitetty Zlatko Kolondzovskin väitöskirjassa (Kolondzovski, 2010). Siinä on tarkasteltu myös magneettien kiinnitysrakenteen termisiä ja sähköisiä ominaisuuksia eri materiaaleilla ja niiden vaikutusta jäähtymiseen ja häviöihin. Tutkimuksessa päädyttiin hiilikuitupannan olevan edullisin magneettien kiinnitysratkaisu tutkituista vaihtoehdoista. Siinä panta on suoraan alumiinihäkin päällä ja magneetit on upotettu alumiinihäkkiin jyrskytyyn tilaan.

Tässä osatutkimuksessa tarkastellaan magneettien ja niiden kiinnityksen rakenteellisia kuormituksia sekä vertaillaan kahta eri alumiinihäkkien toteutustapaa, joista toisessa magneetit on upotettu häkin uriin ja toisessa akselin pintaan. Tavoitteena oli selvittää, kumpi vaihtoehto on mekaanisten kuormien ja muodonmuutosten kannalta edullisempi toteutus.

5.4.1 Magneettien kiinnitys upotuksella alumiinihäkkiin

Kestomagneettisähkökoneessa roottori saadaan seuraamaan staattorin pyörivän sähkökentän magnetomotorista voimaa roottoriin kiinnitettävien kestmagneettien avulla. Tarkasteltavan sähkökoneen ilmvälän momentti on suuruusluokkaa 40 Nm, jolloin tangenciaalinen voima yhtä magneettia kohti (24 magneettia) on 36 N. Kun magneetin pinta-ala on 1283 mm^2 , päädytään $0,028 \text{ MPa}$ leikkausvoimaan, minkä rakenneliimat helposti kestävät. Erään liimavalmistajan mukaan rakenneliima kestää vähintään 7 MPa leikkauslujuuden. Sen sijaan kuvan 5.12 magneettiin kohdistuva keskipakovoima $0,046 \text{ m}$ säteellä ja kulmanopeudella 3299 rad/s on noin 37 kN . Magneetin kiinnitysalustaan kohdistuva normaalijännitys edellisellä pinta-alalla on tällöin 29 MPa , johon pelkkä liimauksen lujuus ei välttämättä riitä, vaan tarvitaan kiinnitysholkki.

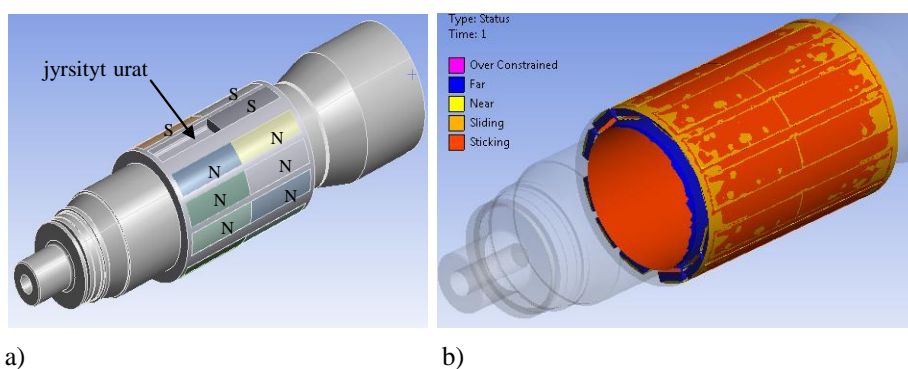
Seuraavat tarkastelut perustuvat pelkästään keskipakovoimien aiheuttamien jännitysten ja muodonmuutosten tarkasteluun magneettien kiinnityksessä. Niissä ei oteta huomioon millään tavalla magneettisten voimien suuntaa eikä suuruutta. Edellä laskettu momentin vaikutusvoima magneettiin voidaan kuitenkin todeta olevan vähäinen.



Kuva 5.9: PM-koneen magneettien topologia ja kiinnitys akselille, jossa osa a on akseli, b on alumiinihölkki, c on magneetti ja d on ohut holkkimainen hiilikuitupanta (mitat mm).

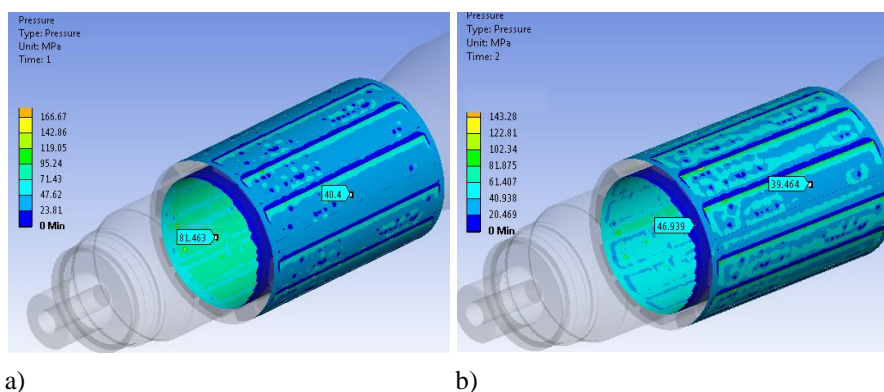
Kuvassa 5.9 ja 5.10 a) on esitetty magneettien sijoittelu akselille. Sähkökone on nelinapainen ja kutakin napaa kohti on 6 kpl magneetteja (c). Magneettien napaisuus on säteen suunnassa, ja niitä on yhteensä 24 kpl, joista puolet on suunnattu N-napa sisäpintaan ja toiset puolet S-napa sisäpintaan. Akselin (a) päälle on asennettu alumiininen holkki (b), johon on jysyttetty magneettien tilavuuden vaatimat urat. Magneetit on ensin liimattu alumiiniholkin uriin kiinni ja sitten hiottu loppumittaansa. Hiottujen magneettien päälle on asennettu hiilikuitupanta (d). Hiilikuitupannassa on negatiivinen lämpölaajenemiskerroin, joten sen halkaisijaa voidaan asennuksen yhteydessä suurentaa jäähtytyksellä. Asennuksessa alumiiniholkki magneetteineen hiotaan ulkopinnastaan loppumittaansa niin, että halkaisija on $30 \mu\text{m}$ suurempi kuin hiilikuitupannan valmistuksessa toteutunut sisämitta. Lämpötilojen tasaannuttua hiilikuitupanta puristaa magneetit ja alumiiniholkin akselia vasten. Alumiiniholkki on lisäksi ruuvattu muutamalla uppokantaruuvilla akseliin kiinni, jotta mahdollisia

siirtymisiä akselilla ei tapahdu. Paitsi että alumiiniholkki toimii magneettien kiinnitysalustana ja sabluunana, on sillä pyörrevirtahäviöitä alentava merkitys hyvän sähköjohtavuutensa ansiosta. Kuvassa 5.10a on esitetty alumiiniholkki sekä magneettien sijoittelu. Kuvasta 5.10b ilmenee alumiiniholkin sisäpinnan ja akselin välisen, sekä ulkopinnan ja hiilikuituholkin välisen kontaktin laatu. Molemmissa pinoissa kontakti säilyy edellä mainitulla sovitteella pyörimisnopeudelle 31500 min^{-1} asti.



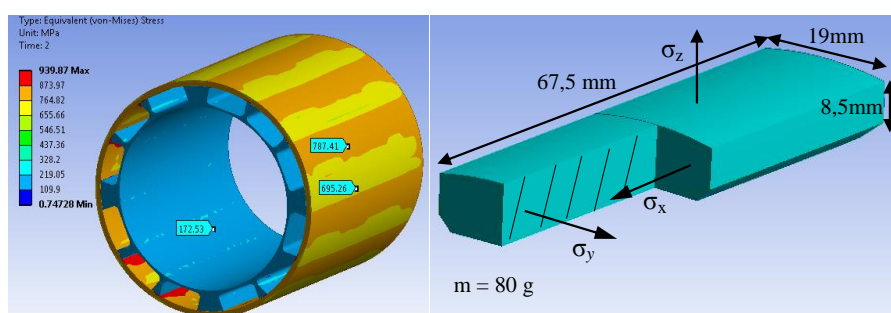
Kuva 5.10: a) PM-koneen magneetit ja alumiiniholkki, b) alumiiniholkin kontakti akselille ja hiilikuituholkkiin. Pyörimisnopeus on 31500 min^{-1} .

Kuvassa 5.11a on esitetty kontaktien pintapaineet akselille ja hiilikuituholkkiin asennusvaiheessa, kun akseli ei pyöri. Alumiiniholkin ja akselin välinen pintapaine on tällöin suuruusluokkaa 81 MPa . Alumiiniholkin ja hiilikuituholkin välinen pintapaine on suuruusluokkaa 40 MPa . Kuvasta 5.11b ilmenee, että kun akselin pyörimisnopeus on 31500 min^{-1} alenee alumiiniholkin ja akselin välinen liitospaine 47 MPa :iin, mutta pintapaine hiilikuituholkkiin pysyy jokseenkin ennallaan 40 MPa .



Kuva 5.11: PM-koneen magneettien alumiiniholkin pintapaineet a) asennustilassa b) kun pyörimisnopeus on 31500 min^{-1}

Kuvassa 5.12 a on esitetty alumiini- ja hiilikuituholkin von Mises -vertailujännitykset. Hiilikuituholkin jännitykset ulkopinnassa ovat suuruusluokkaa 787 MPa aina magneetin kohdalla ja suuruusluokkaa 695 MPa magneettien napaisuuksien välisen alumiinipilarin kohdalla. Hiilikuituholkin sisäpinnassa magneettien välisen ohuen alumiinipilarin kohdalla jännitys lisääntyy aina 939 MPa asti. Alumiiniholkin sisäpinnassa jännitys on suuruusluokkaa 173 MPa. Kuvassa 5.12 b on esitetty magneetin päämitat ja taulukossa 5.3 olevat jännityssuunnat.



a)

b)

Kuva 5.12: PM-koneen a) magneettien kiinnitys alumiiniholkin ja hiilikuituholkin jännitykset, b) magneetin mitat ja jännitysten suunnat (kuvan magneetti on käytännössä yksi yhtenäinen suorakaidekappale)

Pyöriessään roottorin akseli ja kaikki siihen kiinnitetyt osat altistuvat jonkinasteisille muodonmuutoksista johtuville jännityksille. Magneettien kohdalla näyttäisi tapahtuvan niin, että ne lyhenevät x-akselin suunnassa noin 22 μm , pitenevät y-akselin suunnassa noin 18 μm ja lyhenevät z-akselin suunnassa noin 2,4 μm . Lisäksi niissä tapahtuisi taipumista keskeltä x-akselin suunnassa noin 1,5 μm ja z-akselin suunnassa noin 2 μm .

Taulukossa 5.3 on esitetty yhden magneetin normaali jännitys asennustilassa ja nimellisenopeudella eri akselien suuntaan, sekä von Mises -jännitys. Tulokset on poimittu FEM-tuloksista, joka antaa kappaleessa esiintyvän normaali jännityksen maksimi- ja minimiarvon. Tulosten mukaan magneetissa näyttää olevan samankin akselin suunnassa vastakkaisuuntaisia jännitystiloja. Luonnollisesti magneeteissa on pientä kuormituksen vaihtelua, mutta silti näyttäisi, että x-akselin suunnassa on voittopuolisesti puristusta, y-akselin suunnassa pelkästään vetojännitystä ja z-akselin suunnassa myöskin puristusta.

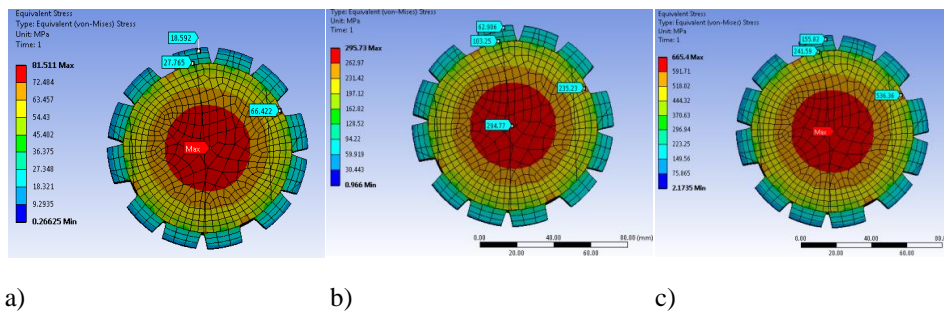
Taulukko 5.3: PM-koneen erään magneetin normaali- ja ekvivalenttijännitykset asennustilassa (0 min^{-1}) ja pyörimisnopeudella 31500 min^{-1}

Magneetin jännitykset	MPa			
	normaalijännityksen suunta-akseli			
Pyörimisnopeus 0 min^{-1}	X	Y	Z	von Mises
minimi	-46,1	25,5	-95,7	241,7
maksimi	30,8	274,0	38,7	
Pyörimisnopeus 31500 min^{-1}	X	Y	Z	von Mises
minimi	-48,3	37,7	-105,2	281,3
maksimi	28,3	319,2	53,5	

Esimerkiksi magneetin NdFeB (Vacodym) mekaaniset ominaisuudet voivat olla seuraavat: kimmomoduli 140 - 170 GPa, taivutuslujuus 120 - 400 MPa, puristuslujuus 600 - 1250 MPa ja Vickers kovuus 500 - 700 HV. Jos taulukon 5.3 tuloksia verrataan edellisiin, havaitaan että alemmat ilmoitetut taivutuslujuudet tulevat ylitetyksi. Kyseiset magneetit näyttävät kuitenkin kestävän hyvin puristusta.

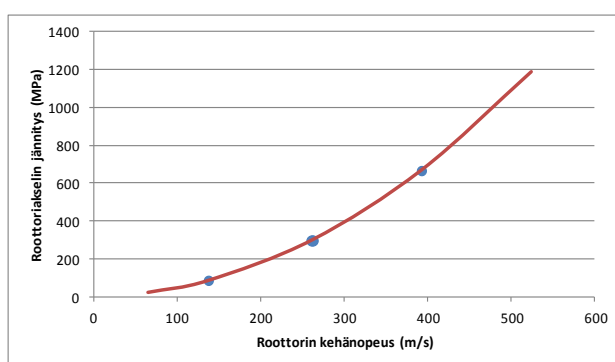
5.4.2 Magneettien kiinnitys suoraan akselille

Kuvassa 5.13 on tarkasteltu hypoteettista tilannetta, jossa magneetit on kiinnitetty suoraan akselille esimerkiksi liimaamalla. Kuvissa näkyy akseliin ja magneetteihin kohdistuneet jännitykset eri pyörimisnopeuksilla. Jännitysten kasvu pyörimisnopeuden lisääntyessä on verrannollinen pyörimisnopeuden neliöön. Akselin ulkohalkaisija on 83,5 mm ja magneettien mitat on esitetty kuvassa 5.12.



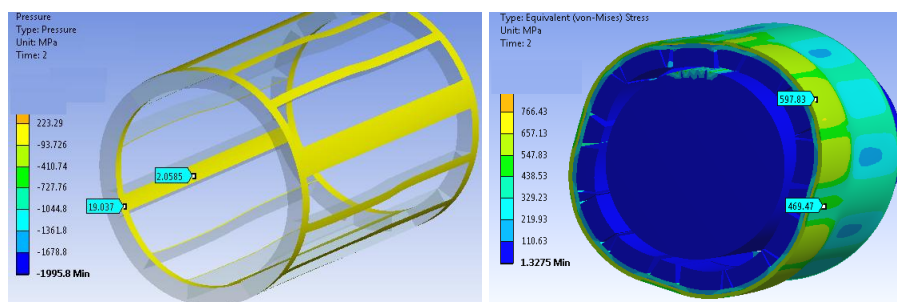
Kuva 5.13: PM-koneen akselin ja magneettien von Mises -jännitykset a) pyörimisnopeus 31500 min^{-1} (138 m/s) b) pyörimisnopeus 60000 min^{-1} (262 m/s), c) pyörimisnopeus 90000 min^{-1} (394 m/s). Akselin ulkohalkaisija on 83,5 mm

Pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} akselin keskiön jännitys on 82 MPa ja magneetin 28 MPa . Teoreettisesti magneetit saattaisivat pysyä kiinni akselissa pelkän liiman varassa, mutta tätä suuremmilla nopeuksilla kiinnityspanta näyttää olevan välttämätön. Akselin keskiön jännitykset nousevat jo 665 MPa ja magneetin 242 MPa , kun pyörimisnopeus on 90000 min^{-1} . Esimerkiksi nuorrutusteräs Imacro M myötörajaksi ilmoitetaan 700 MPa ja murtolujuudeksi 800 MPa . Kuvassa 5.14 on merkitty akselin keskiön jännitykset edellä saatujen tulosten mukaan. Niissä pyörimisnopeudet on muunneltu kehänopeudeksi akselin halkaisijan ollessa $83,5 \text{ mm}$.



Kuva 5.14: PM-koneen roottorin akselin keskiön jännitys kehänopeuden funktiona akselin halkaisijalla $83,5 \text{ mm}$

Kun edelliseen lisätään hähki, alumiinivaippa ja hiilikuitupanta, saadaan hyvin yleisesti käytetty rakenne magneettien kiinnitykseen. Kuvassa 5.15 a) on esitetty pelkän hähkin pintapaineet ja kuvassa b) poikkileikkaus kokoonpanosta: akseli, magneetit, alumiinihähki, alumiinivaippa ja hiilikuituholkki.



a)

b)

Kuva 5.15: PM-koneen a) magneettien suojahähkin pintapaine akselia vasten ja b) hiilikuituholkkiin muodostuva jännitys pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} (muodonmuutokset kuvissa ovat havainnollisuuden vuoksi liioiteltuja)

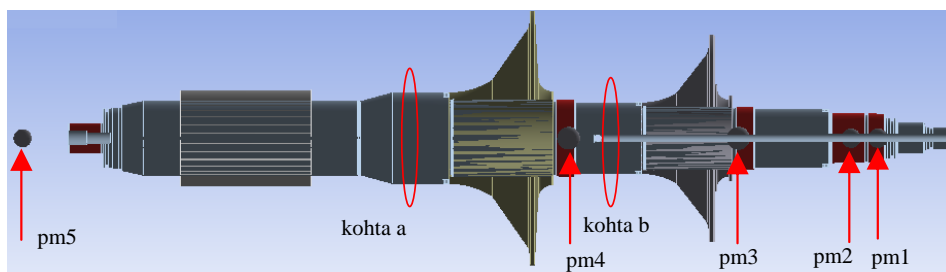
Kuvasta 5.15b havaitaan, että hiilikuituholkin ja sen alapuolella olevan alumiiniholkin ulkopinta pyrkii muodostumaan neliön muotoon. Hiilikuituholkissa on 0,2 mm ahdistus halkaisijamitassa, jolloin asennustilassa holkin jännitys on 315 MPa alumiinipilarin kohdalla ja 320 MPa navan keskimmäisen magneetin kohdalla. Kuvan 5.15b mukaan pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} edellä mainituissa kohdissa vastaavat jännitykset ovat 469 MPa ja 598 MPa.

5.4.3 Tahtikoneen roottorin ominaistajuudet

Roottorin värähtelytaajuudet on yksi kriittinen suunnitteluparametri suunniteltaessa suurnopeuskonetta. Tarkasteltu roottorin akseli on kaksivaiheisesta turbokompressorista, jolle on tehty kokeellinen moodianalyysi tilanteessa, jossa kaikki osat on koottu akselille, kuten aikaisemmassa kuvassa 5.8 on esitetty. Sen tulokset on esitetty Kolondzovskin et al., (2010b) julkaisussa.

Tarkoituksena on tarkastella eri tekijöiden ja komponenttien vaikutusta ominaistajuuteen vapaassa värähtelyssä. Tässä ei tarkastella roottorin dynamiikkaa laakeroituna.

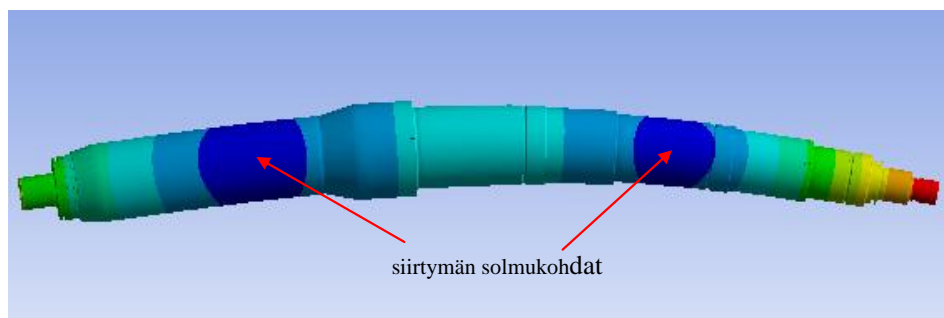
Kimmomoduulina on käytetty 205 GPa ja tiheytenä 7850 kg/m^3 . Akselin pituus on noin yksi metri ja sen suurin halkaisija keskellä on 101 mm. Pelkän akselin massa on noin 35 kg.



Kuva 5.16: Roottorin poikkileikkaus, missä juoksupyörät ja magneetit on mallinnettu kitkallisina liitoksina ja muut osat on mallinnettu pistemassoina = pm1 - 5. Pistemassat tarkoittavat seuraavaa: pm1 = juoksupyörän kiristysmutteri, pm2 = turbiinin juoksupyörä, pm3 = kiristysmutteri, pm4 = labyrinthimutteri, pm5 = akselitappi. Akselin lyhennyskohdat on merkitty a ja b.

Näillä ehdoilla ensimmäisen taivutusmuodon ominaistajuudeksi saatiin 511 Hz, toisen taivutusmuodon ominaistajuudeksi 1203 Hz, ja vääntövärähtelyn ominaistajuudeksi 2324 Hz, sekä aksiaaliseksi ominaistajuudeksi 3250 Hz (taulukko 5.4 tapaus A).

Kuvassa 5.17 on esitetty pelkän akselin ensimmäinen värähtelymuoto sekä sitä vastaava ominaistajuus. Tässä (tapaus A) akselin ominaistajuuden laskelmassa on jätetty pois liitososat, kuten juoksupyörät, mutterit, akselitappi ja magneetit holkkeineen.



Kuva 5.17: PM-koneen akselin ensimmäinen taivutusmuoto taajuudella 511 Hz (tapaus A taulukossa 5.4)

Taulukkoon 5.4 on koottu FEM-tulokset, kun akselille on lisätty osia vaiheittain. Taulukosta havaitaan, että laskettu tulos E ja mittausta F vastaavat varsin hyvin toisiaan. Tästä on tehty yhteenveto jäljempänä.

Taulukko 5.4. PM-koneen roottorin ominaistajuuudet. Kokeellisella moodianalyysillä mitatut taajuudet on merkitty laskentatapauksena F.

Ominaisaajuudet (Hz)							
tapaus		1. taivutus	2. taivutus	vääntö	aksaalinen	liitos	massa (kg)
A	paljas akseli	511	1203	2324	3250	-	34,8
B	lisätty siipipyörä 1, 2	528	1184	2583	3180	sidottu	43,2
C	lisätty siipipyörä 1, 2	525	1181	2573	3174	kitkallinen	43,2
D	lisätty magneetit	527	1225	2460	3108	kitkallinen	45,4
E	lisätty turbiinipyörä	411	1028	687	2502	kitkallinen	51,8
F	Mitatut	409	1140	678	-		
G	lisätty akselitappi	378	844	686	2455	kitkallinen	53,2
H	Pistemassoina	368	937	640	2398	-	51,8

Taulukon 5.4 tapaus H on laskettu pelkillä pistemassoilla, jolloin otetaan huomioon kappaleiden massa, vaikutuspiste ja massahitausmomentit x-, y-, z-akselien suhteen. Kappaleiden jäyhyttä ei tällöin oteta huomioon, joten ne eivät jäykistä roottoria. Roottorin pyöriessä juoksupyörien ja akselin liitos löystyy ja tällöin liitosten akselia jäykistävä vaikutus alenee. Havaitaan vertaamalla E ja H tapauksia, että laskemalla pistemassoina ominaistajuus alenee noin 10 %.

Oheisen taulukon tapauksen G tulokset on saatu, kun roottorin akselin sähkökoneen puoleiseen pätyyn on kierretty ns. akselitappi. Tapissa oleva laippa toimii aksiaalilaa-kerin vastinpintana ja tappi akseliuloke toimii värähtely- ja kierroslukuantureiden tunnistimena. Tappi alentaa tässä tapauksessa roottorin ominaistajuutta 33 Hz eli 8 %.

Seuraavassa on tarkasteltu eri keinojen vaikutuksia alimman taivutusmuodon ominaistajuuden nostamiseen. Jos akselia lyhennetään esimerkiksi kuvan 5.16 kohdista (a) ja (b) noin 3 %, nousee ominaistajuus noin 6 %. Tekemällä akseliin kuvan 5.16 mukaan vasempaan päähän halkaisijaltaan 40 mm ja syvyydeltään 490 mm reikä, joka keventää akselia noin 15 %, nousee ominaistajuustajuus alle 1 % eli tässä tapauksessa joitakin

hertsejä. Sen sijaan keventämällä kuvan 5.16 pistemassaa (pm5) noin 30 %, saadaan ominaistaajuutta nostettua noin 6 % eli tässä tapauksessa noin 23 Hz.

PM-koneen akselin ominaistaajuuksien laskentatulosten vertailu

Kolondzovski et al. (2010b) julkaisussa, joka käsittelee kyseistä akselia, on esitetty kokeellisessa moodianalysissä mitatuiksi ominaistaajuuksiksi:

- 1. taivutuskriittinen 409 Hz
- 2. taivutuskriittinen 1140 Hz
- vääntöväärähtely 678 Hz

Kolondzovski et al. (2010b) ovat julkaisun mukaan saaneet FEM-menetelmällä:

- 1. taivutuskriittinen 394 Hz
- 2. taivutuskriittinen 1064 Hz
- vääntöväärähtely 713 Hz

Tässä tutkimuksessa lasketuiksi ominaistaajuuksiksi FEM-menetelmällä saatiin:

- 1. taivutuskriittinen 411 Hz
- 2. taivutuskriittinen 1028 Hz
- vääntöväärähtely 687 Hz

Havaitaan että tässä tutkimuksessa lasketut ominaistaajuudet ovat yhtäpitäviä julkaistujen kokeellisen moodianalysin tulosten kuin myös aikaisempien FEM-tulosten kanssa.

5.4.4 Yhteenveto

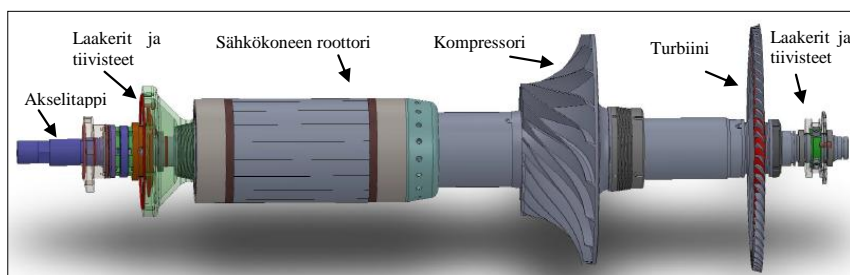
Laskennalliseksi ensimmäiseksi taivutuskriittiseksi ominaistaajuudeksi saatiin 411 Hz. Tulos vastaa vapaata värähtelyä ilman laakerien vaikutusta niin, että juoksupyörien ja magneettien jäyhyyttä lisäävä vaikutus on laskennassa otettu huomioon. Akselille kootut osat jäykistävät roottoria, mikä vastaa sen tilaa kokeellisessa moodianalysissä. Kuitenkin roottorin pyöriessä pintapaine navan ja akselin välillä heikkenee ja osien jäyhyyttä lisäävä vaikutus alenee. Tämä vaikutus voi tässä tapauksessa olla jopa 10 %. Samoin merkittävästi ominaistaajuuden alentumiseen voivat vaikuttaa suhteellisen kevyidenkin osien liittäminen akselille, kuten tässä 8 % taajuuden alentuminen tapin vaikutuksesta.

Keinoina nostaa roottorin ominaistaajuutta voivat olla mm. akselin lyhentäminen, haluaisijan ja jäykkyyden lisääminen solmupisteiden välisellä alueella sekä keventäminen solmupisteiden ulkopuolisella alueella. Myös valitsemalla akselimateriaali, joka omaa suuren jäykkyyssiheyssuhteen, nostaa ominaistaajuuksia. Sen sijaan akselin keventäminen onkaloilla ei sanottavasti vaikuta taajuuksiin, koska samalla akselin jäykkyys alenee. Kuitenkin pistemäisten massojen kevennys voi olla tehokas keino ominaistaajuuden nostamiseen.

5.5 Epätahtikoneella varustettu turbokoneroottori

Vuosina 2010 - 2013 toteutettavassa tutkimushankkeessa suunniteltiin yksivaiheisella radiaalikompressorilla ja sähkökoneella varustettu turbokone. Sähkökoneena on epätahtikone, joka on toteutettu oikosulkukoneena. Tästä sähkökonetyypistä käytetään tässä yhteydessä myös lyhennettä IM-kone. Liitteessä D on valokuva tämän oikosulkukoneen turbokoneroottorista.

Turbokoneen optimoitu nimellisyörimisnopeus on 28000 min^{-1} . Roottoria on kuitenkin voitava ajaa myös ylitehopisteen pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} , jolloin turbokoneen hyötysuhde ei enää ole optimaalinen. Roottori pyörii nimellisuopeutta suuremmalla nopeudella myös esimerkiksi tilanteissa, joissa sähkökoneen tai kompressorin kuorma äkillisesti putoaa pois. Tällöin roottorin sanotaan ryntäävän ja rakenteen on kestävä myös tällaiset tilanteet. Kuvassa 5.19 on esitetty IM-koneen roottorin rakenne.



Kuva 5.19: IM-koneen roottorin rakenne. (Sähkökoneen kohdalla roottorin akselin pinnassa olevat pitkittäiset $0,2 \text{ mm}$ kapeat urat ovat koko matkaltaan auki, vaikka kuva vääristää ne katkonaisiksi).

Sähkökoneen mitoitusarvoiksi valittiin $330 \text{ kW} / 31500 \text{ min}^{-1}$. Turbokoneen toiminnassa tämä on kuitenkin ns. ylitehopiste, koska kompressori ja turbiini optimoitiin 28000 min^{-1} nimellisuopeudelle. Tämä tarkoittaa sitä, että nopeudella 31500 min^{-1} kompressori antaa tunnuskentän mukaisesti painesuhteeksi noin 3,1, mutta hyötysuhde on hieman nimellispistettä alempi. Myös turbiini toimii tässä pisteessä tunnuskentänsä mukaisesti. Turbokoneroottorin lujuusmitoitus on tehty siten, että nopeutta 31500 min^{-1} ei tulisi ylittää, koska muun muassa kompressori- ja turbiinipyörän tartunta akseliin saattaa alentua, jolloin pyörivän akselin sallittu epätasapaino voi ylittyä. Myös oikosulkurenkaiden ja tukipantojen jännitysarvojen marginaali materiaalien myötörajaan pienenee.

Kompressorin ja turbiinin suunnittelussa nimellispisteessä 28000 min^{-1} sähkökone antaa 234 kW . Tämän nimellispisteen lasketut arvot ovat:

- Kompressorin tehonotto 716 kW
- Turbiinin tuottama teho 986 kW
- Mekaaniset häviöt 28 kW
- Sähköhäviöt 8 kW

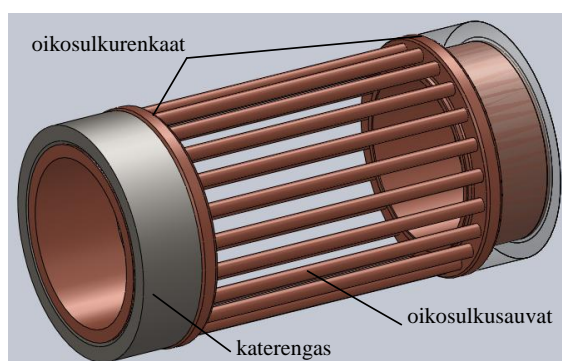
Näistä arvoista laskemalla nettosähkötehoksi saadaan edellä mainittu 234 kW.

Koska sekä kompressorissa että turbiinissa on säädettävät staattorisiivet, saadaan ne pidettyä hyötysuhteen optimialueella siipikulmaa kiertämällä. Säättöalue kompressorin massavirran osalta ulottuu noin +/- 10 % poikkeamaan suunnitteluarvosta. Turbiinin nielukykyä (kurkun pinta-alaa) saadaan muutettua ainakin +/- 15 % staattorisiipiä kiertämällä.

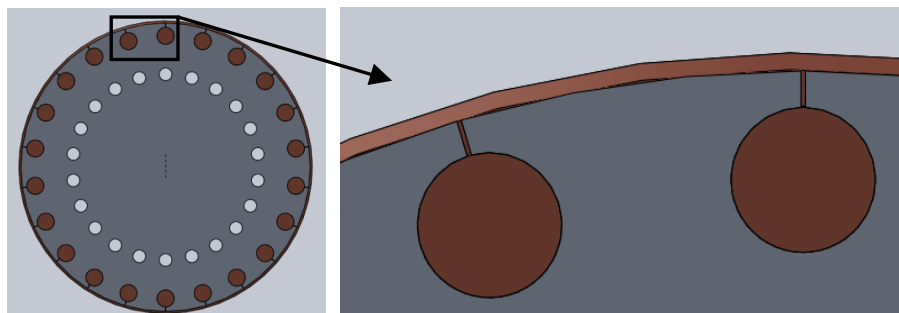
5.5.1 Epätahtikoneen sähkökoneroottorin rakenne

IM-koneessa staattorin vaihtosähkökenttä indusoi roottoriin sähkövirran ja sitä kautta magneettikentän, jonka myötä staattorin ja roottorin välille muodostuu magnetomotorinen voima, jolloin roottori seuraa staattorin pyörivää kenttää. Toisin kuin kestopagneetikoneessa roottorin pyörimisnopeudessa tapahtuu jättämää staattorikentän pyörimisnopeuteen nähden, kun kone toimii moottorina ja edistämää generaattorina. Oikosulkuvirrat ja niiden myötä magneetin muodostuminen roottoriakselimateriaaliin aiheuttavat myös kestopagneetti-roottorin verrattuna enemmän häviöitä. Häviöt muodostuvat oikosulkuvirran resistiivisistä häviöistä ja akselissa muodostuvista rautahäviöistä. IM-koneen roottorin häviöistä johtuva lämpötilannousu on näistä syistä PM-konetta suurempaa.

Kuvassa 5.20 (a, b ja c) on esitetty oikosulkuhäkin rakenne. Roottoriakselin päällä oleviin oikosulkurenkaisiin kohdistuu keskipakovoimat, jotka laajentavat rengasta säteen suunnassa. Koska oikosulkurenkaat on valmistettu kupariseoksesta, jolla on suuri tiheys-elastisuussuhde, löystyy niiden liitos akseliin melko helposti. Esimerkiksi seoksen CuCr1Zr tiheys on 8900 kg/m^3 ja elastisuuskerroin 110 - 130 GPa. Vaikka seoksen myötöraja ulottuu aina 440 MPa asti ja siinä voidaan käyttää suhteellisen suurta ahdistusvoitetta, vaati se niin sanotun katerenkaan. Katerenkaana voidaan käyttää suuren lujuuden terästä, jolta ei vaadita erityisiä sähköisiä ominaisuuksia. Katerenkaan on kuitenkin edullista olla ei-magneettista materiaalia.



Kuva 5.20 a)



b)

c)

Kuva 5.20: IM-koneen roottorin häkkirakenne. a) kuparihäkin kokoonpano, jossa näkyy $d=8$ mm oikosulkusauvat (22 kpl), oikosulkurenkaat ja katerenkaat niiden päällä. b) kuva on poikkileikkaus kohtisuoraan roottorin pituusakselia vasten. c) suurennos oikosulkusauvan yläpuolisesta pitkittäisestä urasta (oikosulkurenkaan ulkoreuna näkyy 1 mm akselin pinnan yläpuolelle kuvassa c)

5.5.2 Epätahtikoneen roottoriakselin lämpötilat

Tässä tarkastelussa oleva roottori (kuvassa 5.19) muodostuu sähkökoneesta, kompressorista ja turbiinista, missä kaikki osat on kytketty samalle akselille. Tarkastelussa prosessina on turboahtimen ja sähkökoneen yhdistelmä, jossa polttomoottorin tuloilmaa kompressoidaan radiaaliahtimella. Puristustyön vaatima käyttöenergia saadaan pako-kaasuturbiinista sekä sähkökoneesta. Lisäksi roottorin toimintaan vaikuttavat läheisesti ympäröivät staattiset osat, kuten laakerointi, tiivisteet ja sähkökoneen staattori. Roottorin toimintaan saattavat myös vaikuttaa ympäryslaitteet mekaanisen kytkennän kautta. Liitosputkien ja laiterungon kiinnitysten kautta mahdollisesti siirtyvät niin värähtelyt kuin lämpökuormatkin.

Roottorin käynninaikaiseen lämpötilaan vaikuttavat sen paikalliset olosuhteet ja toisaalta roottorin sisäiset fysikaaliset ilmiöt. Paikalliset olosuhteet määräytyvät kustakin työprosessista ja roottorin liittynästä siihen. Roottorin työprosesseihin liittyy usein haitallisia ilmiöitä erilaisten häviöiden muodossa. Häviöt voivat tapahtua akselissa tai sen liittynässä ympäristöön, kuten kaasukitkahäviöt ja laakerihäviöt. Tässä tarkastelun alaisessa sovelluksessa roottorin toimintaolosuhteet määrittyvät pääasiassa prosessiolosuhteista. Roottorin sisäisistä ilmiöistä merkittävimmät ovat sähköiset, sähkömekaaniset ja sähkömagneettiset, jotka saavat akselin pyörimisliikkeeseen, mutta aiheuttavat myös sähkötermisiä ja rautahäviötä. Sähkötermisiä häviöitä syntyy oikosulkuosien ja akselin materiaalien ominaisvastuksista, sekä sähkömagneettisten kenttien aiheuttamista rautahäviöistä materiaalissa. Materiaalissa tapahtuu hystereesihäviöitä myös akseliin kohdistuvien mekaanisten kuormien ja muodonmuutosten seurauksena. Alikriittisellä pyörimisnopeudella toimivan akselin muodonmuutosenergiat ja siten akselin lämpötilaa kohottavat vaikutukset voidaan kuitenkin olettaa vähäisiksi. Materiaalissa tapahtuvien ilmiöiden seurauksena muodostuvien häviöiden suuruus riippuu käytetystä materiaalista. Materiaalit pyritään valitsemaan niin, että niiden ominaisuudet ovat optimaalisia aina

kyseisen prosessin alaisissa olosuhteissa. Staattisissa sähkötekniisissä osissa materiaalin fysikaaliset ominaisuudet korostuvat, kun taas pyörivissä ja yleensä mekaanisissa osissa myös materiaalin lujuusominaisuuksilla on painoarvoa. Yleisesti optimoinnilla pyritään häviöiden minimointiin ja rakennekestävyyden maksimointiin toimintapisteen olosuhteissa. Parasta mahdollista materiaalia käyttökohteeseen ei välttämättä aina ole kaupallisesti saatavissa, tai sen käyttö ei ole ekonomisesti mielekäästä.

Tarkasteltavassa roottorissa kompressorin juoksupyörän imupuolelle saapuvasta ilmasta noin 96 % johdetaan sähkökoneen staattorin ulkokehällä olevien kanavien ja 4 % staattorin ja roottorin ilmavälin kautta. Ahtimelle tulevan ilman lämpötila on 60 °C, mutta se lämpenee sähkökoneessa olevien kuumien pintojen kontaktissa noin 65 °C:een. Kanavoimalla imuilma kulkemaan sähkökoneen läpi saadaan sähkökoneen osat jäähtymään tehokkaasti. Kompressorissa ilma lämpenee juoksupyörässä niin, että ilman jättopuolella sen lämpötila on noin 130 °C. Juoksupyörästä lämpö johtuu osaltaan akseliin.

Roottorin sähkökoneen osassa syntyvä lämpö muodostuu osaltaan roottorin oikosulkusauvoihin muodostuvan oikosulkuvirran ja toisaalta sauvojen sähköisen vastuksen johdosta. Virtojen muodostaman magneettikentän muutoksen aiheuttamat rautahäviöt on pääasiallinen roottorin lämpenemisen lähde. Rautahäviöt muodostuvat sekä roottoriakselin pintaan että akselin keskiosaan syvemmmälle. Roottorin pinta jäähtyy ilmavälin kautta kulkevan ilman jäähdytysvaikutuksesta. Roottorin lopullinen lämpötila määräytyy tässä kohtaa sähkökoneessa muodostuvista häviöistä ja toisaalta jäähdytyksen tehokkuudesta. Jäähdytyksen tehokkuus määräytyy virtauksen lämmönsiirtokertoimesta ja massavirrasta, jossa muuttujina ovat lähinnä ilman lämpötila, virtausnopeus ja paine. Paitsi että ilmavirta jäähdyttää akselin kuumempia osia voi se myös tasata lämpötiloja kuumien ja kylmien osien välillä. Roottorin akselia ympäröivä ilma ja akseli lämpenevät kitkahäviöiden seurauksena, kun akseli pyörii suurella nopeudella ilmavirtaan nähden.

Pakokaasuturbiiniosassa noin 580 °C kaasut tulevat staattorille ja purkautuvat siitä roottorin siivistöön. Siipiin kohdistuukin suuri lämpökuorma. Siivistä lämpö johtuu juoksupyörän lieriölle ja sieltä akselikontaktin kautta akselille.

Tarkastellussa roottorissa laakereina käytetään kiertoöljyvoideltuja keinusegmenttilaakereita. Roottoriakselin kompressorin puoleisessa osiossa on sekä aksiaalinen että radiaalinen laakeri. Turbiinin puoleisessa osiossa on ainoastaan radiaalilaakeri. Kompressoriosion laakerin öljyn tulolämpötila on 40 °C ja lähtevä kuormituksesta ja öljyn massavirrasta riippuen noin 60 °C. Tässä akselin pintalämpötila voidaan arvioida, kun tunnetaan voiteluöljyn virtausmäärä ja öljyn ominaislämpökapasiteetti. Yhtäältä on tunnettava pintavastus öljyn ja akselin pinnan välillä. Turbiinipään laakerin lämpöolosuhteet ovat vaativat, koska kuuma pakokaasu lämmittää ympäröivien osien kautta myös laakeripesää. Laakeripesää jäähdytetäänkin voiteluöljyn lisäksi kompressorista purkautuvalla paineilmalla. Paineilma johdetaan roottorin akselin keskiöreiän kautta kompressorin juoksupyörän kohdalta akselin turbiinin puoleiseen ulostuloreikään. Ilma purkautuu laakeripesän kehällä olevien kanavien kautta suuntautuen akselin kaulalle ja

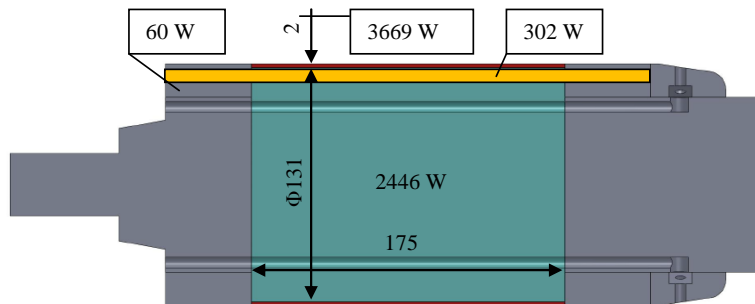
purkautuu siitä juoksupyörän kylkeä myöten radiaalisesti kiekon puhallinvaikutuksen johdosta pakokaasujen poistokanavaan.

Näiden edellä kuvattujen olosuhteiden perusteella voidaan määrittää lämmönsiirtokertoimia ja häviöteholähteitä akselin ja ympäristön välille ja sen perusteella simuloida roottorin akselin kolmidimensioista lämpötilajakautumaa eri kohdissa akselia. Lämpötilatarkastelu tehdään jatkuvuustilassa ja mahdolliset transientit tilasta toiseen siirtymiset rajataan tarkastelun ulkopuolelle. Toisin sanoen akselin ympäristöolosuhteissa ei oleteta tapahtuvan muutoksia. Tässä lämmönsiirtokertoimet ja väliaineen lämpötila määritetään ensin virtausolosuhteiden mukaan erillisenä laskelmana taulukkolaskentaohjelmalla. Saatuja kertoimia ja ympäristön lämpötiloja käytetään sitten FEM-mallissa ja ratkaistaan lämpötilat eri kohdissa akselia. Lisäksi mallissa on lämmönlähteet sijoitettu akselin niihin kohtiin, missä muodostuu erilaisia häviöitä.

5.5.3 Roottorin ja oikosulkusuojien häviö- ja lämpötilajakaumat

Kuten edellä on mainittu, muodostuu IM-koneen roottorin sisuksessa tehohäviöitä, jotka ilmenevät lämpötilanousuna. Erityisesti roottorin oikosulkusuojien yläpuolelle muodostuneessa ohuessa alueessa muodostuu 60 % kokonaisrautahäviöistä ja akselin sisuksessa loput. Oikosulkusuojien ja -renkaiden resistiiviset tehohäviöt ovat kuutisen prosenttia kokonaishäviöistä. Taulukossa 5.5 on yhteenveto roottorin häviöistä.

Tehohäviöiden aiheuttamat lämpötilanousut on voitava hallita aktiivisella jäähdytyksellä, jotta rakenteiden kestopajat eivät ylitä. Tavanomaisin keino sähkökoneiden jäähdytyksessä on ilmavirran johtaminen staattorin ja roottorin ilmavälin läpi. Tutkittavan koneen roottoriin on tehty myös lisäreiät ilmavirran johtamiseksi kulkemaan akselin pintaosaa syvemmillä. Taulukossa 5.6 on yhteenveto näistä virtauksista.



Kuva 5.21: Roottorin mitoitus sähkökoneen kohdalla. Roottorin sisuksen häviöteho on 2446 W ja kuoren 3669 W. Oikosulkusuojien, joita on 22 kpl, häviöteho on yhteensä 302 W. Sisusosan nettotilavuus on 2,25 dm³, ja tehoiheys 1,22 kW/dm³. Roottorin pintaosan, jonka paksuus on 2 mm, tilavuus on 0,15 dm³, ja tehoiheys 25,1 kW/dm³. Päätyrenkaissa tehohäviöt ovat yhteensä 60 W.

Kuvan 5.21 merkintöjen mukaan suurin tehotiheys 25 MW/m^3 kohdistuu noin 2 mm vahvuiseen sylinterimäiseen pintaosaan, joka ulottuu oikosulkusauvojen yläpinnasta roottorin pintaan. Roottorin sisuksen tehotiheys on $1,2 \text{ MW/m}^3$. Pintaosan häviötehotiheys on noin 20-kertainen sisukseen verrattuna.

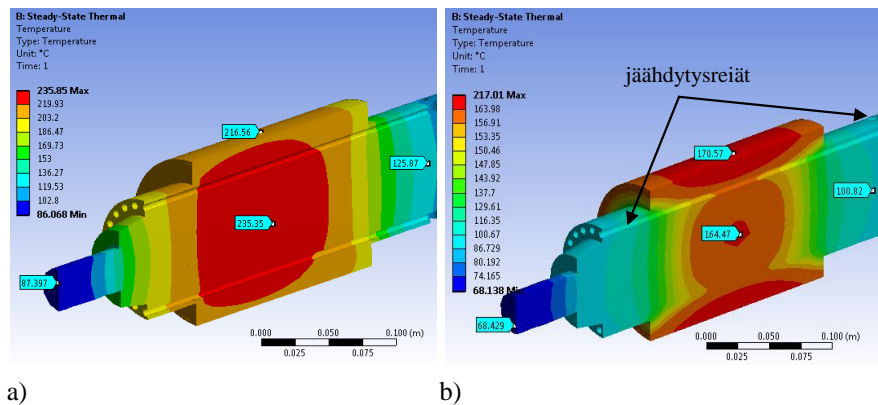
Taulukko 5.5: Roottorin häviöt

Roottorin sähköiset häviöt	W	%
- rottorin rautahäviöt	6055	
- häviöt roottorin oikosulkurengasissa	60	
Roottorin rauta- ja oikosulkurengashäviöt yhteensä	6115	100,0
- häviöt roottorin pinnalla	3669	60,0
- häviöt roottorin sisäosassa	2446	40,0
- häviöt roottorin oikosulkusauvoissa	302	
Roottorin häviöt yhteensä	6417	

Taulukko 5.6: Roottorin jäähdytyskanavan virtaukset

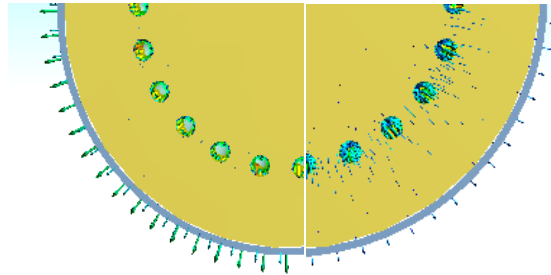
Roottorin jäähdytysvirtaus		
Roottorin kanavien läpi menevä ilmavirta koko ilmamäärästä:	1,94	%
Roottorin kanavien läpi menevä massavirta:	0,1076	kg/s
Lämpövirta roottorin kanavavirtaukseen:	3424	W
Ilman keskilämpötila roottorin kanavavirtauksessa:	76,6	°C
Roottorin kanavasta ulostulevan ilman lämpötila:	92,3	°C
Ilman aksiaalinen nopeus roottorin jäähdytyskanavassa:	52,9	m/s

Kuvissa 5.22 a ja b on esitetty akselin jäähdytysreikien vaikutus lämpötilajakaamaan.



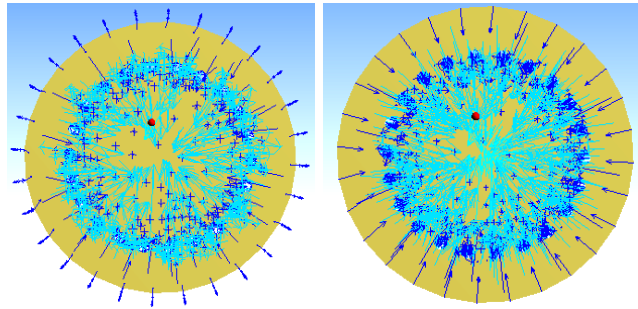
Kuva 5.22: a) IM-koneen roottorin lämpötilajakaumat °C. a) Jäähdytysreikien kautta ei läpivirtausta. b) Jäähdytysreikien kautta läpivirtaus 107,6 g/s, lämmönsiirtokerroin $572,1 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, keskimääräinen ilman lämpötila $76,6 \text{ °C}$, virtausnopeus $52,9 \text{ m/s}$, ilmaan siirtyvä teho 3424 W . Reikien lämmönsiirtopinta-ala yhteensä $11,72 \text{ dm}^2$. Tuleva ilma 61 °C ja lähtevä ilma 92 °C . Ilmavälivirtauksen lämmönsiirtokerroin $980,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, ja ilmamäärä $37,9 \text{ g/s}$ ovat molemmissa tapauksissa samat.

Kuvissa 5.23 on esitetty roottorin sisäosan lämpövirtaukset kuvan 5.22 a ja b tilassa.



a)

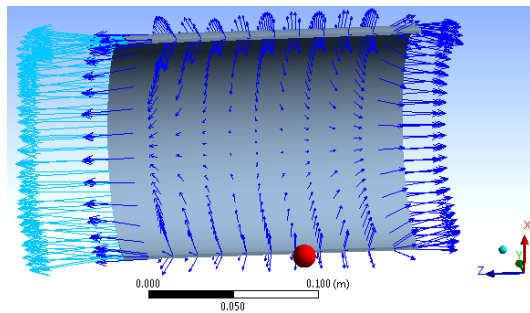
b)



c)

d)

Kuva 5.23: Roottorin poikkileikkaus a) Lämpövirtaukset, kun jäähdytysrei'issä ei virtausta. b) Lämpövirtaukset jäähdytysvirtauksella 107,6 g/s. c) sisäosan lämpövirtaukset, kun ei jäähdytysvirtausta. d) sisäosan lämpövirtaukset, kun jäähdytysvirtaus toiminnassa. Kuvissa c ja d roottorin pintaosaa ei ole kuvassa näkyvissä.



Kuva 5.24: Roottorin (kuva 5.22) mallinnetun 2 mm paksun kuoriosan lämpövirtaus, kun roottorireikien virtaus on 107,6 g/s

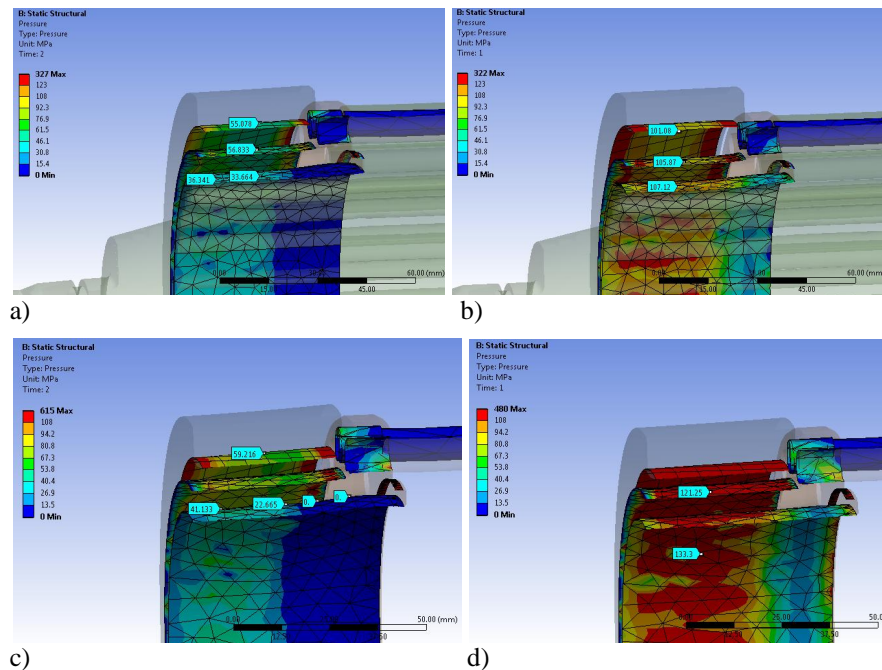
Kuvan 5.24 lämpövuonuolien mukaan roottorin jäähdytysreikien kautta virtaa noin puolet kuoren häviöistä ja toinen puoli menee ilmaväliin. Myös osa sisäosan häviöistä menee jäähdytysreikien kautta ja osa akselia pitkin johtumalla, mikä näkyy kuvassa 5.23 d.

Kuvan 5.22 mukaan roottorin akselin lisäilmareikien jäähdytysvaikutus on suhteellisen hyvä. Kuvan 5.22 a mukaan akselin lämpötilat ilman jäähdytysreikiä merkitsee noin 235 °C akselin sisäosan lämpötilaa ja 217 °C akselin pinnassa. Kuvan 5.22 b mukaan, missä jäähdytys tapahtuu myös jäähdytysreikien kautta, on akselin sisäosan lämpötila noin 164 °C ja pintaosan 171 °C. Roottorin pintaosan lämpötila alenee 46 °C ja sisäosan 71 °C akselin lisäreikien jäähdytysvaikutuksen johdosta.

5.5.4 Oikosulkurenkaiden liitokset

Oikosulkurenkaiden ja akselin välinen liitos ei saa pyöriessään, keskipakovoimien johdosta löystyä saati aueta, jotta roottori ei joudu mahdolliseen epätasapainoon. Liitoksen tilaan vaikuttaa myös lämpötilojen muutokset asennustilaan nähden. Liitoksen osat koostuvat eri materiaaleista, joilla on eri lämpölaajenemiskertoimet. Oikosulkurenkään (CrCu1Zr) lämpölaajenemiskerroin α on 17 $\mu\text{m}/(\text{m K})$ ja roottoriakselin (Imacro M) 11 $\mu\text{m}/(\text{m K})$. Tässä tapauksessa lämpölaajenemiskertoimien erotus merkitsee liitoksen löystymistä lämpenemisen myötä. Kokoonpanon osat on merkitty kuvassa 5.20 a.

Kuvassa 5.25 on esitetty liitoksien väliset pintapaineet asennustilassa pyörimisnopeudella 0 min^{-1} ja lämpötilassa 22 °C, sekä pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} ja lämpötilassa 200 °C.



Kuva 5.25: IM-koneen roottorin oikosulkurenkaiden liitospaineet (MPa) lämpötilassa 22 °C (a, b). a) pyörimisnopeus 31500 min^{-1} . b) pyörimisnopeus 0 min^{-1} . Akselin oikosulkurenkaiden liitospaineet lämpötilassa 200 °C (c, d), c) pyörimisnopeus 31500 min^{-1} , d) pyörimisnopeus 0 min^{-1}

Oikosulkuosien nimellimitat (mm) ovat:

- Akselin halkaisija 98 h7.
- Oikosulkurenkaan mitat: sisä $\varnothing = 97,96$; ulko $\varnothing = 113,4$; leveys 52
- Katerenkaan mitat: sisä $\varnothing = 113$; ulko $\varnothing = 135$; leveys 38

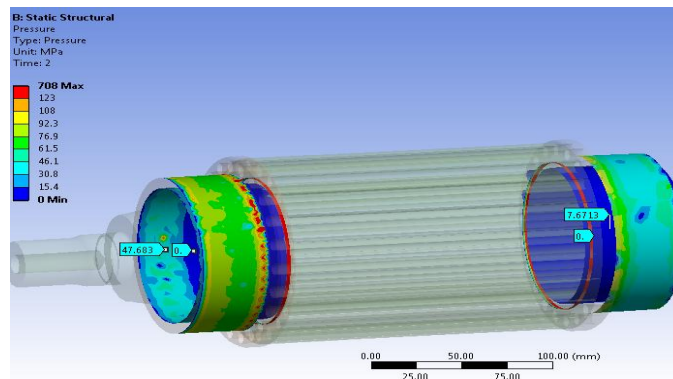
Osien välillä on seuraavat keskimääräiset sovitteet:

- Oikosulkurenkaan ja akselin välisen liitoksen ahdistus 0,019 mm säteessä
- Katerenkaan ja oikosulkurenkaan välinen ahdistus 0,2 mm säteessä
- Oikosulkusauvan ja oikosulkurenkaan välinen ahdistus 0,00225 säteessä.

Kuvassa 5.25 c ja d akselin toimintalämpötila on 200 °C, jolloin katerenkaassa suurin jännitys on 890 MPa, ja oikosulkurenkaassa se on 208 MPa. Osien lämpölaajenemasta johtuva jännityksen nousu osissa on noin 7 %. Taulukossa 5.7 on yhteenveto kuvassa 5.25 ilmoitetuista pintapaineista. Havaitaan, että lämpötilan vaikutuksesta myös pintapaineet lisääntyvät asennustilassa, mutta toimintatilassa vaikutus on vähäisempi.

Taulukko 5.7: Kuvassa 5.25 ilmoitetut pintapaineet osien välillä

Oikosulkuosien liitospaineet				
Kuva 5.25	b)	d)	a)	c)
Pyörimisnopeus min^{-1}	0		31500	
Lämpötila °C	22	200	22	200
Liitososat	Pintapaine (MPa)			
Katerengas - Oikosulkurengas	101	121	57	59
Oikosulkurengas - Akseli	107	133	36	41

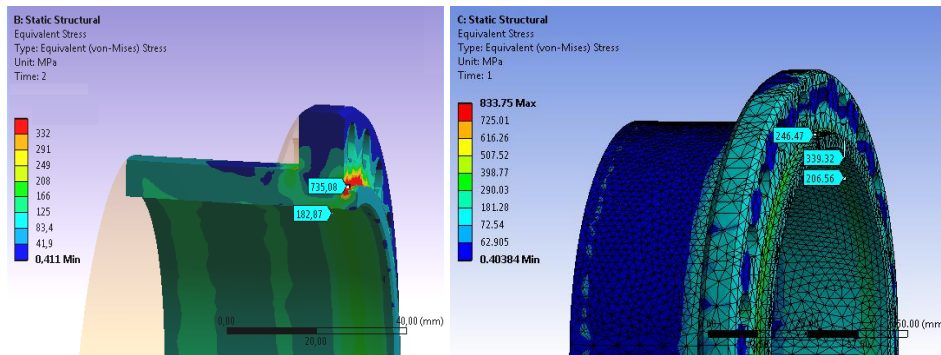


Kuva 5.26: IM-koneen roottorin oikosulkurenkaiden pintapaineet. Vasemman puoleisen renkaan sovite on 0,2 mm ja oikean puoleisen 0,15 mm säteessä.

Kuvassa 5.26 havaitaan vielä, että ahdistussovite 0,15 mm säteessä katerenkaan ja oikosulkurenkaan välillä antaa alle 8 MPa pintapaineen akselin ja oikosulkurenkaan välille pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} , mikä ei välttämättä ole enää riittävä. Sen sijana ahdistussovite 0,2 mm takaa riittävän 48 MPa pintapaineen.

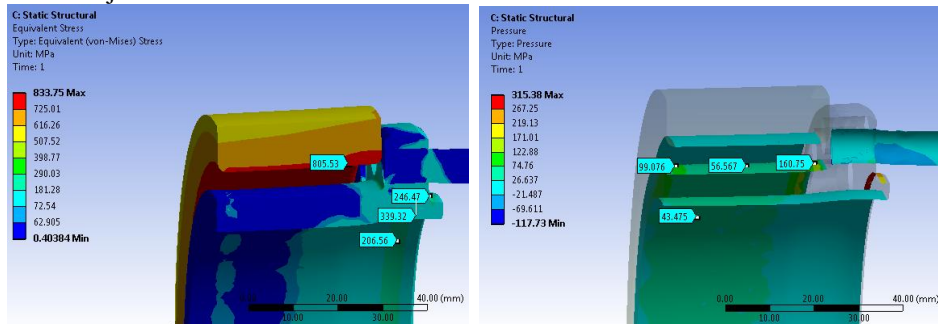
Oikosulkurenkaan muoto ja jännitykset

Oikosulkurenkaan ja akselin välistä liitosta tutkittiin ensin erilaisilla katerengasmitoituksilla, materiaaleilla ja pintapaineilla, mutta riittävällä varmuudella nimellispyörimisnopeudella välyksettömyytensä säilyttävää liitosta ei saatu aikaan. Oikosulkurenkaan toiseen reunaan piti tehdä lukitusolake, joka liitoksessa työntyy akselissa olevaan vastinuraan. Tällä tavalla akselin urarakenne estää keskipakovoimia irrottamasta rengasta akselista. Rakenteen haittapuolena on suhteellisen suurten jännitysten muodostuminen olakkeen nurkkakohtiin, mutta niitä voitiin alentaa riittävällä ($r = 1$ mm) nurkkapyöristyksellä. Kuvassa 5.27 on esitetty oikosulkurenkaan lukitusolakkeen jännityksiä kahdella eri nurkkapyöristyksen arvolla pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} .



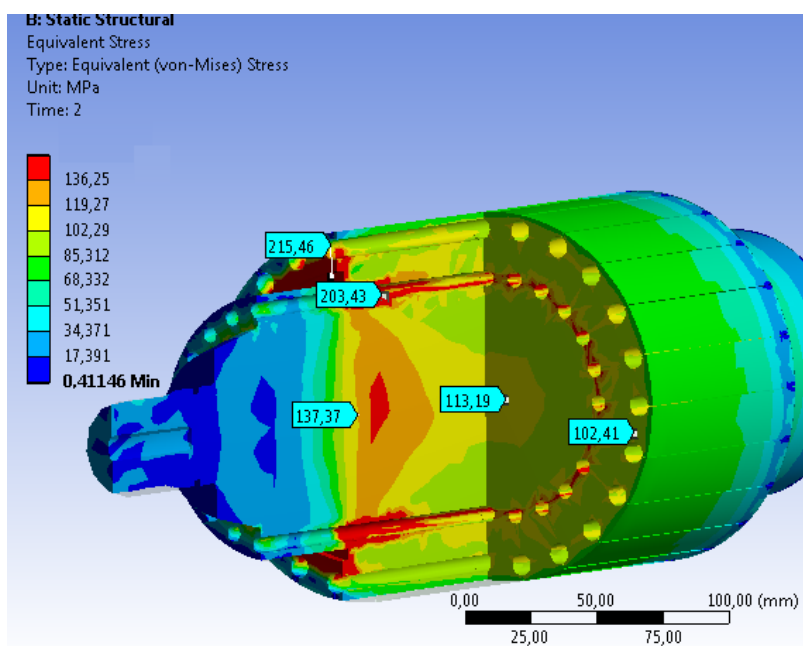
Kuva 5.27: IM-koneen oikosulkurenkaan muodon analysointi: Nurkkapyöristys $0,4 \text{ mm}$ aiheuttaa yli 700 MPa jännityksen oikosulkurenkaaseen. Nurkkapyöristys 1 mm oikealla aiheuttaa enää alle 340 MPa jännityksen oikosulkurenkaaseen, mikä voidaan sällia. CuCr1Zr materiaalin (käsitelty R420) myötöraja-ksi on ilmoitettu 350 MPa , pyörimisnopeus 31500 min^{-1} .

Kuvassa 5.28 on tarkasteltu vielä asennustilassa olevaa oikosulkurenkaan liitosta, jossa liitosten pintapaineet ovat suurimmillaan. Tässäkään tilassa jännitys ei saa aiheuttaa plastisia muodonmuutoksia. Tämä ehto täyttyy, mikäli seuraavia jännityksiä ei kyseisten materiaalien osalta ylitetä: katerengas 1000 MPa , akseli 700 MPa (Imacro) ja oikosulkurenngas 350 MPa . Kuvasta 5.28 voidaan havaita, että katerenkaan suurin jännitys on 834 MPa ja oikosulkurenkaan noin 340 MPa .



Kuva 5.28: IM-koneen oikosulku- ja katerengas asennustilassa. Jännitykset vasemmalla ja pintapaineet oikealla, pyörimisnopeus 0 min^{-1} .

massa simuloinnissa todettiin akselissa olevien oikosulkusauvojen yläpuolisten 0,2 mm leveiden urien muodonmuutoksissa tapahtuvan noin 0,15 mm leventyminen.



Kuva 5.30: Oikosulkukoneen roottorin jännitykset pyörimisnopeudella 31500 min^{-1}

5.5.6 Laskennassa käytetyt rakenneosien materiaalit.

Molemmista tämän luvun turbokoneissa sekä luvussa neljä tarkastelluissa roottoreissa on käytetty Imacro M nuorutusterästä roottorin akselimateriaalina. Sen koostumus on taulukossa 5.8.

Taulukko 5.8: Imacro M nuorutusteräs seosaineet

Imacro M, Normi IS 8302.06.07 koostumus %							
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Nb
min	0,03	0,1	0,85	-	-	3,75	0,04
max	0,06	0,4	1,15	0,025	0,035	4,25	0,08

Imacro M nuorrutusteräksen sähköiset ja mekaaniset ominaisuudet ovat taulukossa 5.9 a

Taulukko 5.9 a: Imacro M nuorrutusteräs sähköiset ja mekaaniset ominaisuudet

Taulukko 5.9 b: Oikosulkuhäkissä käytetyn materiaalin ominaisuudet

a)

Imacro M, Normi IS 8302.06.07		
Sähköiset ominaisuudet		
kyllästysvuontiheys	1,9	T
ominaisvastus (20 °C)	$38,63 \times 10^{-8}$	$\Omega \text{ m}$
Mekaaniset ominaisuudet		
myötöraja Re.	700	MPa
murtoraja Rm.	800	MPa
tiheys	7850	kg/m ³
kimmomoduli	211000	MPa

b)

CuCr1Zr R420		
Sähköiset ominaisuudet		
ominaisvastus (150 °C)	$3,25 \times 10^{-8}$	$\Omega \text{ m}$
Mekaaniset ominaisuudet		
myötöraja Re.	350	MPa
murtoraja Rm.	420	MPa
tiheys	8910	kg/m ³
kimmomoduli	110000	MPa

Epätahtikoneen roottorin oikosulkuhäkin osat on valmistettu CuCr1Zr materiaalista (käsitelty R420 tilaan), jonka ominaisuudet ovat taulukossa 5.9 b.

CuCr1Zr R420		
Sähköiset ominaisuudet		
ominaisvastus (150 °C)	$3,25 \times 10^{-8}$	$\Omega \text{ m}$
Mekaaniset ominaisuudet		
myötöraja Re.	350	MPa
murtoraja Rm.	420	MPa
tiheys	8910	kg/m ³
kimmomoduli	110000	MPa

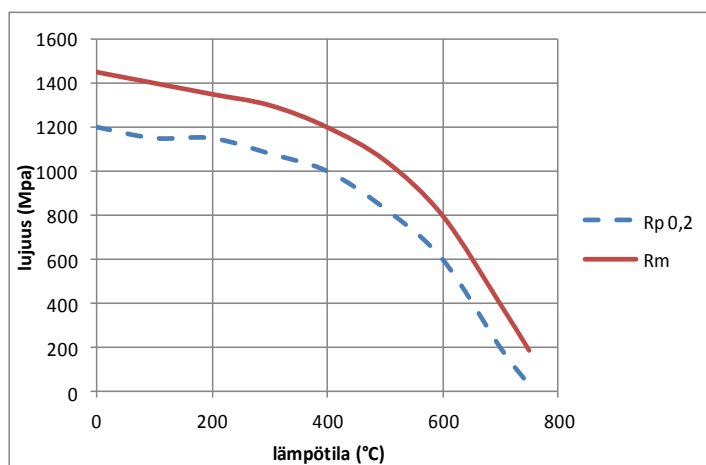
Kaikissa tämän tutkimuksen alaisissa turbiinien juoksupyörissä ja epätahtikoneen roottorin katerenkaiden materiaalina on käytetty työkaluteräs Orvar Supremea, jonka koostumus on taulukossa 5.11 ja ominaisuudet ovat taulukossa 5.12. Materiaalin lujuusominaisuuksien, $R_p 0,2$ = myötöraja, R_m = murtoraja, riippuvuus lämpötilasta on kuvassa 5.31. Materiaali toimitetaan pehmeäksihehkutetussa tilassa, jossa kovuus on 180 HB, jolloin materiaali on helposti työstettävissä. Lopullinen lujuus saavutetaan karkaisun ja sitä seuraavan päästön avulla. Päästötavalla säädellään lopullinen haluttu kovuus ja sitä myötä lujuusominaisuudet.

Taulukko 5.11: Orvar Supreme työkaluteräksen koostumus

Orvar Supreme, AISI H13, W.-Nr. 1.2344, koostumus %					
C	Si	Mn	Cr	Mo	V
0,39	1	0,4	5,2	1,4	0,9

Taulukko 5.12: Orvar Supreme työkaluteräksen ominaisuudet

Orvar Supreme, AISI H13, W.-Nr. 1.2344			
Fysikaaliset ominaisuudet			
lämpötila (°C)	20	400	600
tiheys (kg/m ³)	7800	7700	7600
kimmomoduli (MPa)	210000	180000	140000
lämpölaaj.kerroin (1/°C, 20 ->)	-	12,6x10 ⁻⁶	13,2x10 ⁻⁶
lämmönjohtavuus (W/m °C)	25	29	30



Kuva 5.31: Orvar Supreme työkaluteräksen lujuuden riippuvuus käyttölämpötilasta, (Rp 0,2 = myötöraja, Rm = murtoraja; karkaistu kovuuuteen 42 HRC)

5.6 Turbiinin juoksupyörä

5.6.1 Turbiinisiiven kuormitukset ja ominaistajuudet

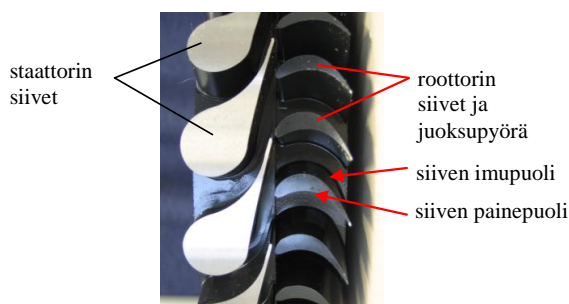
Seuraavassa tarkastellaan kahden eri turbokompressorin turbiinin siiven kuormituksia ja ominaistajuuksia. Ensin tarkastellaan PM-koneella varustetun turbiinin tapaus ja sitten IM-koneella varustettua turbiinia. Taulukossa 5.12 on yhteenveto näiden turbiinien ominaisuuksista.

Taulukko 5.12: PM- ja IM-koneen turbiinin juoksupyörän ominaisuudet

konetyyppi	turbiinin teho	nimellisnopeus	nimellismomentti	staattorin siipilukumäärä	roottorin siipilukumäärä	heräte- taajuus
	kW	min ⁻¹	Nm	kpl	kpl	Hz
PM-kone	630	31500	190	20	35	10500
IM-kone	1142	28500	383	45	66	21375

PM-koneen turbiini

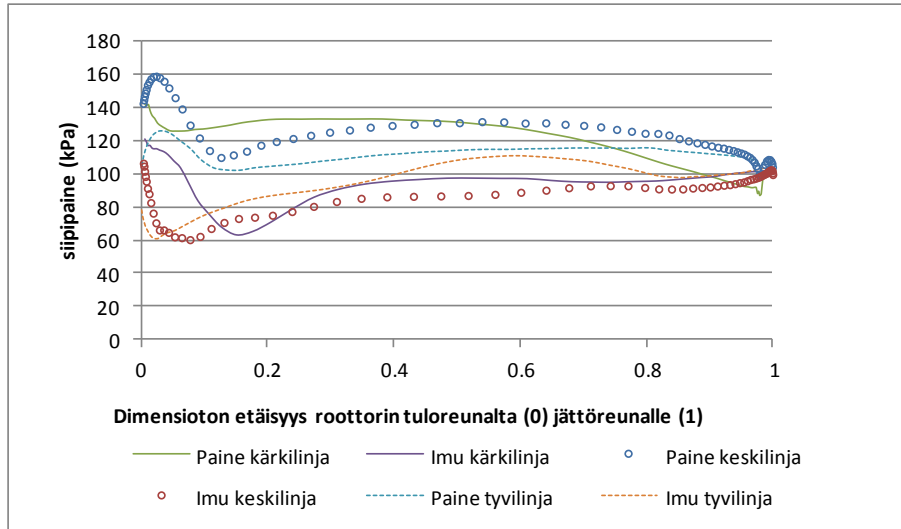
Tarkastelu käsittää turbokompressorin turbiinin siipeen kohdistuvan painejakautuman kautta laskettuja kuormituksia. Kuvassa 5.32 on nähtävissä roottorin siipi ja merkinnät paine- ja imupuolesta. Kaasuvirtaus purkautuu staattorilta suuntautuen vinosti juoksupyörän pyörimissuuntaan. Suutinsuihkun suurin paine kohdistuu siiven painepuolen koveraan pintaan ja siiven kuperaan imupuoleen muodostuu alhaisempi paine. Siiven paine- ja imupuolen pintojen välinen paine-ero (nettopaine) aiheuttaa sitä vastaavan voiman. Pyörimissuuntainen vääntömomentti muodostuu juoksupyörän tangentialisista nettovoimista. Turbiinin laskennallinen akseliteho saadaan vääntömomentin ja kulmanopeuden tulona. Näin saatu akseliteho vastaa kaasun kokonaisentalpian alenemaa vastaavaa tehoa.



Kuva 5.32: Turbokompressorin turbiinin staattori- ja roottorisiivistö (Kuva: Juha Haikola)

Kuvassa (5.33) näkyy painejakautumat sekä roottorin imu- että painepuolella. Siipi on jaettu korkeussuunnassa kolmeen osaan: tyvi-, keski- ja kärkiosa. Tulokset on saatu turbiinivaiheen virtausmallinnuksesta pyörimisnopeudella 28500 min⁻¹ ja ne kuvaavat

siipeen kohdistuvia paineita alueen keskiviivalla (Grönman, 2010). Siipipaineista vastaavien pinta-alaelementtien avulla integroimalla saadaan laskettua turbiinin vääntömomentti ja sitä kautta turbiinin teho. Vastaavasti saadaan myös taivutusmomentti turbiinisiiven tyvessä.

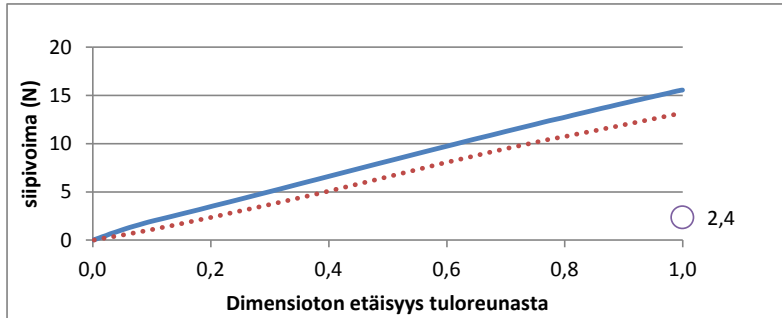


Kuva 5.33: Roottorisiipien painejakaumat siiven eri osissa

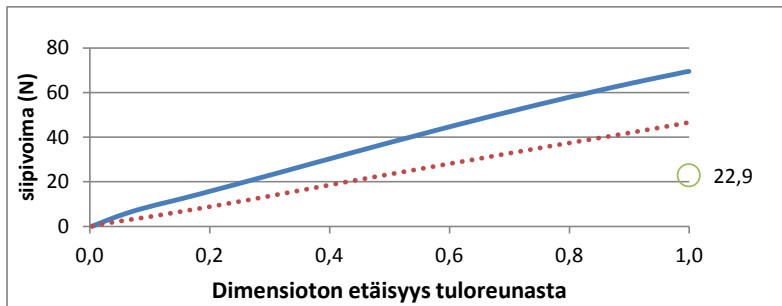
Kuvissa (5.34 a - c) on esitetty siipeen kohdistuvat voimat paine- ja imupuolella tyvessä, keskellä ja kärjessä. Tyvessä ja kärjessä painevoimat on oletettu koostuvan 1/6 siipipinta-alasta, ja keskellä 4/6 siipipinta-alasta. Siipimomentissa käytetyt säteet: tyvessä 0,118 m, keskellä 0,129 m ja kärjessä 0,140 m. Näistä kunkin alueen nettovoimista, edellisillä säteillä, saadaan kokonaismomentti siipeä kohden, ja siipilukumäärä huomioiden saadaan edelleen turbiinin kokonaisvääntömomentti ja kokonaisteho.

Tarkastellun turbiinin kokonaistehoksi 35 siivellä saatiin tällä tavalla 398 kW, mikä on 95 % laskennallisista kaasuarvoista määritetystä tehosta 418 kW.

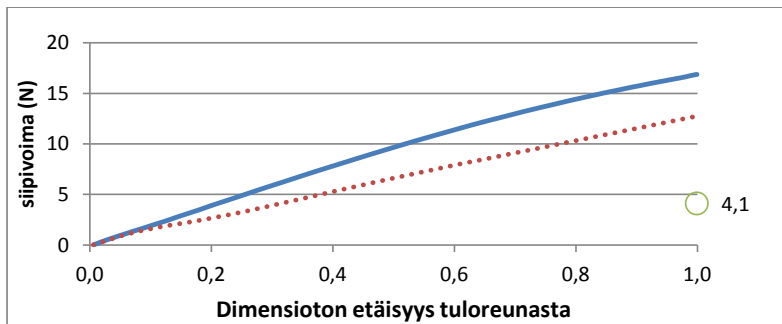
Siipeen kohdistuvaa rasiitusta on tarkasteltu kyseisellä voimajakautumalla. Voidaan todeta, että kaasun paineesta siipeen kohdistuva taivutusjännitys on suuruusluokkaa 1 - 1,5 MPa, mikä on noin 1 % verrattuna keskipakovoiman aiheuttamaan normaalijännitykseen, joka on suuruusluokkaa 160 MPa. Keskipakovoima aiheuttaa myös siiven juureen jättöpuolelle hotspot-jännityksen, joka voi olla useita satoja MPa. Pistemäisellä alueella olevan kuormituksen jännitysarvoa ei sellaisenaan voi verrata esim. materiaalin myötörajaan, vaan jännityslukemat luetaan laajemmalla alueelta ja niistä otetaan painotettu keskiarvo. Ensisijassa jännitystä voidaan alentaa määrittämällä koneistuksessa siiven juureen riittävä pyöritys, mutta siipeä voidaan keventää myös onkaloilla.



a)



b)

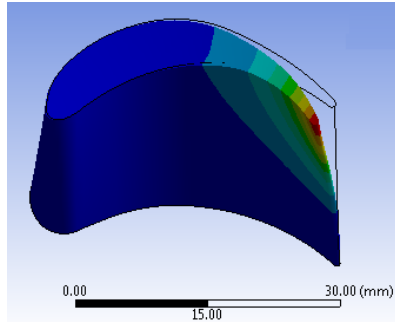


c)

Kuva 5.34: Turbiinin siipipyörän tangentiaalinen suuntainen siipivoima. Ehytviiva kuvaa painepuolen, ja pisteviiva imupuolen painevoimia. Ympyrä ilmaisee paineiden erotuksesta muodostuvan siiven nettovoiman a) siiven tyvialueella. b) siiven keskialueella. c) siiven kärkialueella.

Turbiinin staattorin kaasuvirtaus aiheuttaa roottorin siiville herätteen, joka johtuu staattorisiipien muodostamasta epäjatkuvuuskohdasta roottorisiiven perspektiivistä. Virtaus kohtaa roottorisiiven jaksoittain staattorisiipien lukumäärän ja pyörimisnopeuden mu-

kaan. Pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} ja staattorisiipilukumäärällä 20 kpl, saadaan virtauksen herätetaajuudeksi 10500 Hz.



Kuva 5.35. Siiven ensimmäiset ominaistaajuudet ovat: 11407 Hz pyörimisnopeudella 0 min^{-1} ja 11492 Hz (kuva) pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} . Materiaalin kimmomoduulina on käytetty 140 GPa.

Havaitaan, että herätetaajuus 10500 Hz on 91 % ensimmäisestä ominaistaajuudesta 11492 Hz, joten siipien värähtely toimii alikriittisellä alueella. Tutkimusraportin (Larjola et al., 2009) mukaan samalle siivelle on FEM-laskennalla ensin saatu ominaistaajuudeksi 10058 Hz, jonka jälkeen siipeä on lyhennetty 10 % ja sitten saatu analyttisen yhtälön mukaan korjatuksi ominaistaajuudeksi 12170 Hz pyörimisnopeudella 31500 min^{-1} . Tämä taajuusarvo on 5,9 % suurempi kuin 11492 Hz. Raportin tulos on kuitenkin saatettu laskea eri kimmomoduulin arvolla kuin tässä käytetty 140 GPa.

Vääntömomentin aiheuttamat vääntöjännitykset roottorin akselissa ovat melko vähäiset. Turbiinin juoksupyörän aiheuttamalla suurimmalla vääntömomentilla 250 Nm ja akselin ohuimman kohdan (55 mm) halkaisijalla, on vääntöjännitys turbiinin kohdalla 7,5 MPa, mikä on akselimateriaalin myötörajaan 700 MPa verrattuna alhainen.

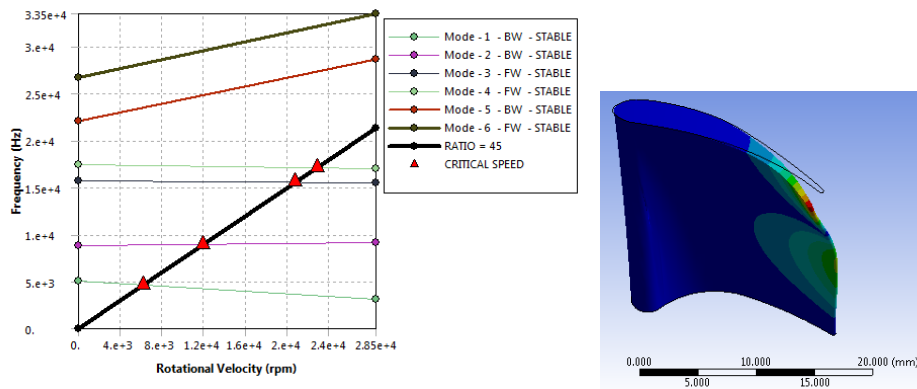
IM-koneen turbiini

Tässä suurempitehoisessa turbiinissa edellä laskettu akselin vääntöjännitys samalla akselihalkaisijalla (55 mm) on noin 15 MPa.

Turbiinin juoksupyörän suuremmasta siipilukumäärästä johtuen (66 kpl) siivet ovat ohuempirakenteisia kuin PM-koneen tapauksessa. Molemmissa koneissa juoksupyörän kiekon ulkohalkaisija on luokkaa 270 mm, ja siipikorkeus 28 mm. Siipien jänne on tässä turbiinissa enemmän pyörän tangentin suuntainen, johtuen edellistä tapausta suuremmasta reaktioasteesta. Ohuempi siipi johtaa alempiin ominaistaajuuksiin, jolloin siipivärähtelyjen toimintapiste on ylikriittisellä alueella, neljännen ominaistaajuuden yläpuolella.

IM-koneen turbiinin staattorissa on 45 siipeä ja roottorissa 65. Roottorin siipi altistuu pyöriessään aina jokaisesta staattorikanavasta purkautuvalle kaasuvirtaukselle, joka aiheuttaa 45 kertaa kierroksella tapahtuvan herätteen. Herätetaajuudeksi roottorin pyö-

rimisnopeudella 28500 min^{-1} ja pyörimistaajuudella 475 Hz saadaan: $475 \text{ Hz} \cdot 45 = 21400 \text{ Hz}$. Kuvasta 5.36 ja taulukosta 5.14 havaitaan siiven neljännen ominaistaajuuden olevan 17040 Hz . Herätetaajuus on noin 26 % ominaistaajuuden yläpuolella, joten siipi ei resonoi nimellisnopeudella. Taulukossa 5.13 on nähtävissä myös lämpötilasta riippuvan kimmomoduulin vaikutus siiven ominaistaajuuksiin verrattaessa niitä taulukon 5.14 vastaaviin arvoihin.



Kuva 5.36 Campbell-diagrammi siiven ominaistaajuuksista, sekä siiven neljäs ominaismuoto 17471 Hz .

Taulukko 5.13: Siiven ominaistaajuudet lämpötilassa $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, jolloin kimmomoduuli on 210 GPa

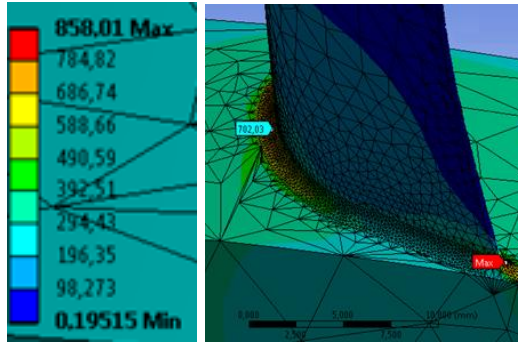
Muoto	Kriittinen nopeus min^{-1}	0 min^{-1}	28500 min^{-1}
1	7632	6255,8 Hz	4269,6 Hz
2	14641	10770 Hz	11180 Hz
3	25970	19196 Hz	19505 Hz
4	27746	21398 Hz	20794 Hz
5	-	27062 Hz	33803 Hz
6	-	32699 Hz	37420 Hz

Taulukko 5.14: Siiven ominaistaajuudet lämpötilassa $580 \text{ }^{\circ}\text{C}$, jolloin kimmomoduuli on 140 GPa

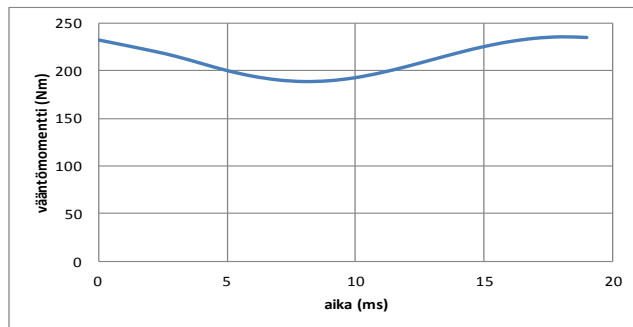
Muoto	Kriittinen nopeus min^{-1}	0 min^{-1}	28500 min^{-1}
1	6228	5108 Hz	3108 Hz
2	11936	8794 Hz	9171 Hz
3	20769	15674 Hz	15540 Hz
4	22834	17471 Hz	17040 Hz
5	-	22096 Hz	28694 Hz
6	-	26699 Hz	33501 Hz

Kuvan 5.37 mukaan juoksupyörän navan ja siiven kiinnityskohtaan muodostuu suurin jännityshuippu, joka on 858 MPa ja lähellä materiaalin myötörajaa lämpötilassa $600 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Sinänsä hyvin paikallisen jännityshuipun vakavuus tulisi arvioida laajemman alueen jännityksistä.



Kuva 5.37: Siiven juuren jännitykset, jossa hotspot-jännitys 858 MPa



Kuva 5.38: PM-kone, turbiinin vääntömomentin sykintä yhden jakson aikana, josta taajuudeksi saadaan 52,6 Hz ja vääntömomentin keskiarvoksi 212 Nm

Kuvassa 5.38 on esitetty roottorin siivelle tuleva painevaihtelun vaikutus vääntömomenttiin. Kokonaispainevaihtelu johtuu tulevan kaasuvirtauksen painevaihtelusta sekä staattorisiipien muodostaman virtauskatveen aiheuttamasta vaihtelusta. Edellä laskettujen momenttilaskelmien mukaan voidaan todeta, että suurnopeuskoneissa vääntömomentti suhteessa tehoon on alhainen, eikä aiheuta kriittisiä jännityksiä akselissa.

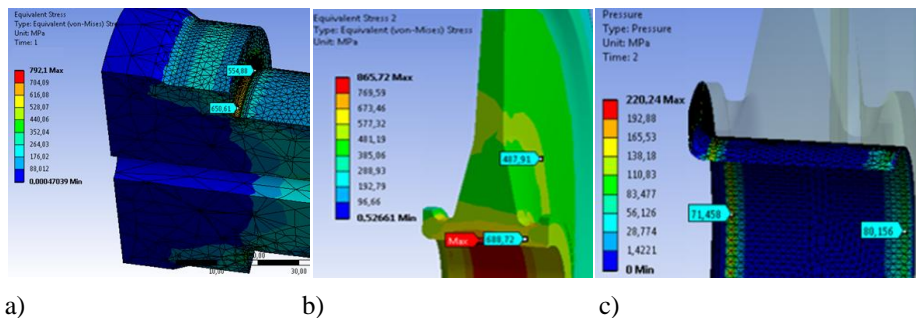
5.6.2 Juoksupyörän kiinnitys ja jännitykset

Turbiinin juoksupyörän kiinnitys roottorin akselille pitää olla välyksetön kaikissa toimintaolosuhteissa, jotta liitoksen mahdollinen välyys ei johtaisi akselin joutumista epätaapainoon. Liitoksen välyksettömyys taataan riittävällä osien välisellä ahdistussovitteella. Ahdistussovitteella liitetyissä osissa osien kimmoiset muodonmuutokset takaavat liitoksen välyksettömyyden. Ahdistussovite tulee olla siinä määrin riittävä, että liitos ei pyöriessään irtoa. Keskipakovoima aiheuttaa juoksupyörään säteen suuntaisia

voimia ja sitä myötä pienentää akselin ja navan välistä pintapainetta. Osien välisten sovitteiden tulee toisaalta olla liitoksissa sellaiset, ettei materiaalien myötöraja ylity missään toimintatilassa. Liitoksen tiukkuus on suurimmillaan pyörimättömässä tilassa, mutta löystyy pyörimisnopeuden seurauksena. Liitoksen tulisi säilyttää välyksettömyys myös nimellispyörimisnopeutta suuremmalla nopeudella mahdollisessa ryntäystilanteissa.

Juoksupyörä on alttiina myös kuumalle kaasulle, joka siipien kohdalla on noin 550 °C, mutta kiinnitysnavan kohdalla noin 300 °C, koska kiekkoa ja kiinnitysnapaa jäädytetään ilmapuhalluksella. Virumisilmiö on juoksupyörässä hyvin todennäköinen, etenkin siipien kohdalla. Rakenteen viruminen tarkoittaa jännityksen alaisen kappaleen hidasta pysyvää muodonmuutosta. Virumisilmiö tulee hallitsevaksi tietyn materiaalille ominaisen lämpötilan yläpuolella, joka tavallisesti on noin 400 °C.

Akselin ja navan liitospinnat hiotaan pienen pinnankarheuden, ja sovitteen saavuttamiseksi. Juoksupyörän navan reiän nimellishalkaisija on 55 mm ja toleranssi H6, joten reiän lopullinen valmistusmitta on 55,000 - 55,019 mm. Akselin ulkohalkaisija samalla toleranssilla on 55,171 - 55,152 mm. Akseli-napaliitoksen sovitteen todellinen ahdistus halkaisijassa osuu tällöin välille 0,171 mm - 0,133 mm. Akseli-napaliitoksen asennus voidaan tehdä niin sanottuna lämpöliitoksena, jossa osien välille saadaan pieni välys ja osat voidaan kevyesti asettaa paikoilleen.



Kuva 5.39: Turbiinin juoksupyörän asennus akselille, a) akselin hiontaolakkeen jännitykset asennustilassa, b) juoksupyörän navan jännitykset nimellispyörimisnopeudella 28500 min⁻¹ ja c) navan pintapaineet nimellisnopeudella

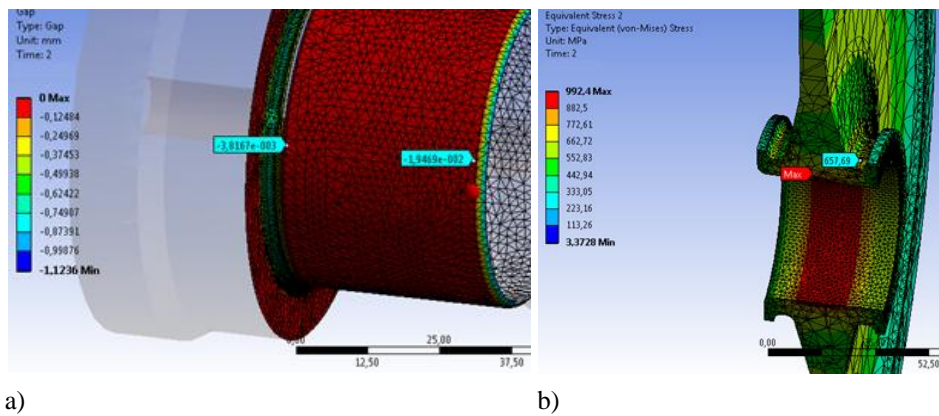
Kuvasarjassa 5.39 (a ja b) on esitetty akselin ja turbiinin juoksupyörän liitoksen seurauksena muodostuvat jännitykset pyörimättömässä tilassa, sekä turbiinin juoksupyörän jännitykset nopeudella 28500 min⁻¹. Kuvassa 5.29c on esitetty juoksupyörän liitokseen jäävä pintapaine pyörimisnopeudella 28500 min⁻¹.

Kuvassa 5.39a havaitaan, että akselin olakkeeseen muodostuu noin 650 MPa jännitys, kun juoksupyörä on asennettu akselille. Akseli on valmistettu Imacro-teräksestä, jonka alimmaksi myötörajaksi on ilmoitettu 700 MPa, joten plastisia muodonmuutoksia ei akselissa vielä tapahdu.

Kuvassa 5.39b havaitaan, että nimellispyörimisnopeudella 28500 min^{-1} juoksupyörän suurin jännitys on noin 866 MPa navan keskiosassa. Juoksupyörän kiekossa suurin jännitys on noin 488 MPa kiekon puolivälissä. Juoksupyörän kiekko, sekä kiekon ja navan liitoskohta on vaatinut erityisen muotoilun, jotta pyörimisestä johtuvat jännitykset pysyvät kauttaaltaan tasaisina. Juoksupyörässä käytetty materiaali on nuorrutusteräs Orvar Supremea, joka lämpökäsitellään loppulujuuteen 1600 MPa (kuva 5.31).

Kuvasta 5.39c käy hyvin ilmi akseli-napaliitoksen tila. Navan kontakti akseliin säilyy navan reuna-alueilta, joissa pintapaine on suuruusluokkaa 70 - 80 MPa.

Kuvassa 5.40a on esitetty akseli-napaliitoksen tila nimellispyörimisnopeutta suuremmalla nopeudella 32000 min^{-1} . Liitoksen pintapaineet ovat enää joitakin kymmeniä kPa, mutta liitos pysyy silti jorkeenkin välkysettömänä. Kuvassa 5.40b navan suurin jännitys keskialueella on suuruusluokkaa 992 MPa.



Kuva 5.40: Turbiinin juoksupyörän asennus akselille, a) pyörän navan liitoksen pintapaine pyörimisnopeudella 32000 min^{-1} ja b) vastaavat jännitykset turbiiniekossa

Juoksupyörä vaatii erityismuotoilun, jotta jännitykset saadaan pysymään sallituissa rajoissa. Akseli-napaliitoksen erityisyytenä on jännitysten erilainen kohdistuminen pyörimättömässä ja pyörivässä tilassa. Liitoksessa akseliin kohdistuva jännitys on suurimmillaan pyörimättömässä tilassa ja alenee pyörimisnopeuden myötä. Juoksupyörässä tilanne on päinvastoin, eli jännitys lisääntyy pyörimisnopeuden lisääntyessä. Liitoksen ahdustussovituksen lisäämistä rajoittaa lähinnä akselimateriaalin sallittu jännitys. Liitoksessa käytetyllä mitoituksella pyörimisnopeutta ei voida enää lisätä, vaan liitos toimii ääriarajoilla. Yhtenä keinona lisätä liitoksen kykyä välittää suurempia pyörimisnopeuksia, on liitoksen leventäminen. Tämä kuitenkin lisää roottoriakselin pituutta ja alentaa sen ominaistaajuutta. Liitosrakenteen muuttaminen siten, että akseli rajoittaa navan laajentumista saattaa myös olla yksi keino liitoksen pyörimisnopeuden lisäämiseen.

6 Yhteenveto ja johtopäätökset

Yhteenveto ja johtopäätökset esitetään seuraavana alalukuna; Ensinnä tämän työn rakenteen mukaisessa järjestyksessä ja toiseksi tutkimuskysymysten mukaisessa järjestyksessä.

6.1 Tutkimustulokset empiiristeoreettisesti

Tässä väitöskirjassa on tarkasteltu pyöriviä suurnopeuskoneita, joissa yhtenä osana on sähkökone ja toisena siihen liitetyt eri sovellukset, kuten tässä tapauksessa turbokompressorin, puhallin tai generaattori. Sähkökone ja sovelluskoneet on yhdistetty toiminnallisesti yhteen pyörivän roottorin välityksellä. Sovelluksessa sähkökonetta voidaan käyttää moottorina ja generaattorina. Sähkökone on liitetty verkkoon tehoelektronisen laitteen, eli taajuusmuuttajan välityksellä, jolla ohjataan sähkökoneen toimintaa ja säädetään pyörimisnopeutta. Tehoelektronikan kehitys on ollut siinä määrin nopeaa, että sen ei sanota asettavan esteitä suurnopeuskoneiden kehitykselle. Riittävän suurella teholla, taajuudella ja hyötysuhteella toimivia taajuusmuuttajia on saatavissa tai rakennettavissa. Kehitysvaatimusten kohteena ovat sähkökoneet, niiden hyötysuhde ja toisaalta erilaiset laakeroinnit ja jäähdytysratkaisut. Suurnopeussovelluksiin kehitetään niihin soveltuvia konetyyppejä ja roottorirakenteita. Myös kaupalliset tekijät, kuten kestopagneettien hintojen voimakas kallistuminen, ohjaa osaltaan eri konetyyppien painotusta. Roottorin pyörimisnopeutta rajoittava kriittinen pyörimisnopeus on mahdollista ylittää ja asettaa toimintapiste sen yläpuolelle, mutta tällöin vaaditaan säätömekanismi, joka hallitsee roottorin toiminnan kriittisillä taajuuksilla. Sähkökoneen staattorissa ja roottorissa muodostuvien häviöiden alentamisen on mahdollistanut erilaisten elementtilaskentaso- vellusten ja laskentakapasiteetin kehittyminen, sekä laskentaohjelmat, joissa on yhdistetty eri tekniikan alojen sovellusten ajo. Materiaaliominaisuudet ovat keskeisessä asemassa suurnopeuskoneiden kehittämisessä. Staattorissa korostuvat sähköiset, sähkömagneettiset ja toisaalta termiset ominaisuudet. Roottorimateriaaleissa merkitystä on, edellisten lisäksi, sopivilla fysikaalisilla ja mekaanisilla ominaisuuksilla.

Luvussa neljä tarkasteltiin pienen tehon roottoreista kuumakaasupuhaltimen ja mikrokaasuturbiinin roottoreiden ominaistajuuksia sekä kokeellisella että numeerisella menetelmällä. Kuumakaasupuhaltimen roottorin käyttövoima saadaan oikosulkukoneesta, ja roottori pyörii magneettilaakerien varassa. Tämä roottorirakenne vaatii lisätutkimusta, sillä elementtimenetelmällä määritetyt ominaistajuudet poikkesivat vähintään 16 % ja enimmillään 26 % kokeellisen moodianalyysin tuloksista. Mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottori pyörittää kestopagneettigeneraattoria ja roottori pyörii viistokuulalaa- kereiden varassa. Mikrokaasuturbiinin voimaturbiinin roottorissa tutkittiin akseliliitok- sen vaikutusta ominaistajuuksiin. Liitos alentaa ominaistajuuden 81 %:iin ehyen akselin vastaavasta taajuudesta pintapaineella 40 MPa tässä nimenomaisessa roottorissa. Ominaisajuuden määrittämisessä FEM- ja kokeellisella menetelmällä saadut tulokset olivat 2 % sisällä yhtäpitäviä. Roottorin akselin liittäminen kyseisellä tavalla mahdollis- taa erilaisten materiaalien yhdistämisen roottorien akseleissa ja siten lisää mahdolli-

suuksia parantaa roottorin optimaalista rakennetta. Saman roottorin laakerin toimintalämpötilaan vaikuttavia eri tekijöitä myös tarkasteltiin. Todettiin, että eniten vaikutusta on voimaturbiinilta purkautuvan savukaasun lämpötilalla, sen jälkeen laakeripesän reikien läpivirtauksella. Näiden tekijöiden jälkeen laakerin lämpötilaan eniten vaikuttavat runkokappaleen sisäpuolen lämmönsiirtokerroin sekä jäähdytyskartion ominaisuudet. Laakerille sallitaan 120 °C lämpötila, mitä paljolti rajoittaa laakerin voitelurasva. Mikrokaasuturbiinia on testattu kyseisellä kokoonpanolla joitakin kertoja ja niiden aikana laakeri osoittautui toimivan ilman häiriöäänä ja rikkoutumatta. Suhteellisen lyhytaikaiset testit eivät kuitenkaan tuo esiin laakerin lopullista kestävyyttä. Voimaturbiinille tehtiin myös koeajoja, jolloin mitattiin lämpötiloja eri kohdista laakeripesän runkoa. Mittausten perusteella laakerin lämpötilaksi voitiin arvioida noin 108 °C täyden kuorman pyörimisnopeudella ja noin 122 °C osakuormalla.

Turbokompressorit (ahtimet) ovat sähkökoneen, kompressorin ja pakokaasuturbiinin yhdistelmiä, joilla lisätään polttomoottoreiden tehotehiä ja vähennetään niiden ominaispolttoaineen kulutusta. Tässä väitöskirjassa käsitellyistä turbokompressoreista toisessa sähkökoneena on kestopagneettikone ja toisessa on oikosulkukone. Kestomagneettikoneen roottorin ominaistuuksia tarkasteltiin elementtimenetelmällä ja tuloksia verrattiin aikaisempaan tutkimukseen. Lasketuissa tuloksissa ensimmäisen taivutus kriittisen taajuuden todettiin olevan 0,5 % sisällä mitattuun verrattuna. Tämän tuloksen mukaan elementtimenetelmällä voidaan hyvällä tarkkuudella laskea kyseisen juoksupyörillä kootun roottorirakenteen ominaistuuksia. Kestomagneettikoneen roottorin magneettien kiinnitystä eri häkkirakenteella on myös tarkasteltu, jonka mukaan alumiinistä upotuksiin kiinnitetyt magneetit ovat vähemmän alttiina kuormitukselle. Tarkemmassa magneetin rasiustarkastelussa tulisi ottaa huomioon myös niiden kiinnityksessä mahdollisesti käytetty liimaus ja sen vaikutukset magneetin jännitys jakaumaan. Häkkirakenteella saattaa olla vaikutusta myös roottorin häviötehoon. Tarkastelussa turbiinin kehittämän momentin vaikutuksia siipeen, juoksupyörään ja akseliin, todettiin kuormien ja rasiusten olevan siinä määrin vähäisiä, että momentti ei merkittävästi vaikuta niiden mitoituskeinoon. Juoksupyörän liitoksessa akselille tulee ottaa huomioon rasiusten erilainen, pyörimisnopeuden mukainen kohdistuminen akselin ja pyörän välillä. Eri liitostapoja kehittämällä saadaan akselin ja navan kontakti säilymään myös suuremmilla pyörimisnopeuksilla.

Tutkimus tuo hyvin esiin, että pelkästään analyttiset yhtälöt eivät riitä kuvaamaan mutkikkaampia, yhdistettyjä geometrioita ja ilmiöitä. Eri tekniikan alat yhdistävillä laskentaohjelmilla, jossa hyödynnetään elementtimenetelmää, voidaan ratkaista geometrialtaan hyvinkin mutkikkaat rakenteet, joissa vaikuttavat fysiikan eri ilmiöt. Suurnopeuskoneiden mitoituksessa ja tuotekehityksessä nämä laskentaohjelmat ovat erityisen hyödyllisiä, koska niissä optimaalisen ratkaisun saavuttaminen vaatii usean eri tekijän ottamista huomioon.

6.2 Tiivistelmä tutkimustuloksista tutkimuskysymysten mukaisesti

1. *Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen analysointi lämmönkehityksen alentamiseksi ja kriittisten kohtien jäähdytyksen lisäämiseksi. Tähän liittyy keskeisesti sähköisten häviöiden alentaminen ja niiden keskittäminen jäähdytyksen kannalta edullisiin kohtiin; Toisaalta myös lämmönsiirtymisen hallinta osien välillä.*

Tämän tutkimuskysymyksen keskeisenä tuloksena (luku 4.4, sivu 63 alkaen) saatiin kuumakaasupuhaltimen roottorin laakerin toimintalämpötila eri kuormitustilanteessa. Koeajoissa saatujen mittaustulosten perusteella voitiin myös määrittää teoreettisissa laskelmissa käytettyjen metodien ja kertoimien pätevyys. Sähköisten häviöiden syntykohtia ja niiden jäähdytystä on tarkasteltu luvussa 5. Keskeisenä tuloksena (luku 5.2, sivu 78) saatiin koko turbokompressorin karkea lämpötilajakauma (kuva 5.2, sivu 79), josta ilmenee roottorin toimintalämpötilat. Tuloksena (luku 5.3, sivu 80 alkaen) esitetään myös vertailu oikosulkukoneen jäähdytysmenetelmistä, joista toteutettiin ratkaisu, jossa ilma kiertää staattorin ja roottorin lisäilmareikien kautta. Tuloksena (luku 5.5.3, sivu 99) saatiin myös lisäilmareikien vaikutus roottorin lämpötilajakaumaan.

2. *Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen tarkastelu taivutus kriittisen nopeuden suhteen, jotta roottorin toimintapiste voidaan pitää riittävällä marginaalilla alikriittisenä. Tähän sisältyy myös tarkastelu roottorille liitettyjen osien vaikutuksesta ominaistajuuksiin.*

Keskeisenä tuloksena (tutkimuskysymys 2) saatiin kuumakaasupuhaltimen roottorin (luku 4.2.4, kuva 4.6, sivu 56) ominaistajuuudet EMA- ja FEM-menetelmällä. Menetelmillä saatiin keskenään poikkeavia tuloksia, joiden mukaan roottorirakennetta tulisi jatkotutkia. Keskeisenä tuloksena (luku 4.3.4, sivu 61) saatiin mikrokaasuturbiinin akseliliitoksessa vallitsevasta pintapaineen vaikutuksesta roottorin ominaistajuuksiin. Turbokompressorin (luku 5.4.3, sivu 92 alkaen) kestopagneettiroottorin ominaistajuuudet määritettiin FEM-menetelmällä. Keskeisenä tuloksena voitiin vahvistaa aikaisempaa tutkimusta. Juoksupyörän siipien värähtelystä (luku 5.6, sivu 109 alkaen) saatiin keskeisenä tuloksena siiven kriittiset ominaistajuuudet, jotka vahvistivat aikaisempaa tutkimusta PM-koneen kohdalla. IM-koneen tapauksessa määritettiin kaikki siiven kriittiset taajuudet nimellistaajuuteen asti kahdessa eri lämpötilassa (sivu 113, taulukot 5.13 - 14).

3. *Yhdistetyn sähkö- ja turbokoneen roottorin mekaanisen rakenteen analysointi lujuuksitekniseltä kannalta. Tähän liittyvät mm. erilaiset ahdistussovitteet ja niiden säilyminen korkeilla pyörimisnopeuksilla.*

Keskeisenä tuloksena (tutkimuskysymys 3) saatiin kestopagneettiroottorin magneettien ja häkkirakenteiden jännitykset (luku 5.4.1 - 2, sivu 87 alkaen) ja voitiin verrata häkeissä tapahtuvia muodonmuutoksia suurilla pyörimisnopeuksilla. Keskeisenä tuloksena saatiin oikosulkurenkaiden liitosten (luku 5.5.4, sivu 102 alkaen) pintapaineet eri toi-

mintatilassa. Oikosulkurenkaiden jännityksistä asennus- ja toimintatilassa saatiin tuloksena kuvan 5.27 (sivu 104) mukaan nurkkapyörityksen vaikutus jännityshuippuun. Myös eri katerengasmateriaalien soveltuvuutta tutkittiin ja kuvan 5.29 (sivu 105) mukaan kevyen, mutta joustavan titaanin käytössä katerenkaana on huonojakin puolia. Tuloksena saatiin myös oikosulkukoneen roottoriakselin jännitys jakauma toimintatilassa (luku 5.5.5, sivu 106). Juoksupyörän jännitystarkastelussa keskeisenä tuloksena saatiin siiven kuormitukset ja jännitys jakauma (luku 5.6.1, kuva 5.37, sivu 114). Juoksupyörän kiinnityksestä akselille (luku 5.62, sivu 114 alkaen) saatiin tulos liitoksen kontaktin säilymisestä ja jännityksistä asennustilassa ja nimellisnopeudella. Kuvassa 5.40 (sivu 116) ovat tulokset ja johtopäätökset juoksupyörän liitoksesta nimellisnopeudella suuremmalla nopeudella.

6.3 Jatkotutkimusaiheita ja tulosten käytännön merkitys

Jatkotutkimusaiheina esittäisin: 1) Erilaisten koottujen, holkillisten ja eri tavalla liitettyjen roottorirakenteiden ominaistajuuksien tutkimista. 2) Magneettien liittämistavan vaikutukset niiden rasitukseen kestopagneettiroottoreissa. 3) Turbokompressorin sähkökoneen jäähdytys ja lämpötilajakauman määrittäminen CFD-laskentaa hyödyntäen. 4) Tutkimus sähkökoneiden eri jäähdytystavoista: esim. ilmavälijäähdytyksen ohella voitaisiin tutkia myös erilaisia kylmäkoneprosesseihin perustuvia jäähdytystapoja staattorissa ja roottorissa. 5) Oikosulkukoneiden häkkirakenteiden oikosulkusauvojen liitostapojen ja niissä vallitsevien liitosten kontaktipaineiden säilyminen suurilla nopeuksilla.

Väitöskirjan tuloksilla on välitöntä käytännön merkitystä näissä projekteissa mukana olleille yrityksille, jotka voivat hyödyntää tuotteissaan rakennettujen prototyyppien suunnittelun ja testiajojen tuloksia. Vastaavaa hyötyä voidaan nähdä myös muiden yritysten kohdalla, jotka valmistavat tämän tyyppisiä tuotteita tai suurnopeussähkökoneita. Tutkimustulokset voivat hyödyttää myös ko. sähkökoneiden suunnittelua ja tutkimusta. Tämä väitöskirja soveltuu myös peruslukemistoksi alan uusille tutkijoille. Tämän tyyppistä teosta ei aikaisemmin ole julkaistu suomeksi.

Kansainvälistä kiinnostustahoa varten tämän työn keskeisestä sisällöstä on jo tehty julkaisu ”Thermodynamical and mechanical modelling analysis of high-speed turbomachine rotors”, joka on parhaillaan review-prosessissa (mahdollinen julkaisuajankohta huhtikuu 2013). Tavoitteena on tehdä lisäksi 1 - 2 muuta julkaisua kansainvälisiin tiedelehtiin, jolloin työn sisältö tulee melko hyvin julkaistuksi myös englannin kielellä.

Viitteet

Aho, T., Sihvo, V., Nerg, J., Pyrhönen, J. 2007. Rotor Materials for Medium-Speed Solid-Rotor Induction Motors. 1-4244-0743-5/07/\$20.00 ©2007 IEEE, pp. 525 - 530.

Arkkio, A., Jokinen, T., Lantto, E. 2005. Induction and permanent-magnet synchronous machines for high-speed applications. *Proceedings of the 8th International Conference on Electrical Machines and Systems - ICEMS 2005*, Vol. 2, 27 - 29 September 2005, pp. 871 - 876.

Aglén, O., Andersson, Å. 2003. Thermal analysis of a high-speed generator. *Proceedings of the 38th IAS annual meeting*, Vol.1, 12 - 16 October 2003, pp. 547 - 554.

Backman, J., Reunanen, A., Esa, H., Punnonen, P., Honkatukia, J., Larjola, J. 2004. Concept Design of a Solid Oxide Fuel Cell Gas Turbine, HPC 2004 – 3rd International Conference on Heat Powered Cycles. Larnaca, Cyprus October 11 - 13, 2004, 7 p., CD, ISBN 01874418353.

Bailey, C., Saban, D.M., Pinto, P.G. 2009. Design of high-speed direct-connected permanent-magnet motors and generators for the petrochemical industry. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 45, No. 3, May/June 2009, pp. 1159 - 1165.

Bianchi, N., Bolognani, S., Luise, F. 2004. Potentials and limits of high-speed PM motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 40, No. 6, November /December 2004, pp. 1570 - 1578.

Binder, A., Schneider, T., Klohr, M. 2006. Fixation of buried and surface-mounted magnets in high-speed permanent-magnet synchronous machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 42, No. 4, July/August 2006, pp. 1031 - 1037.

Boglietti, A., Cavagnino, A., Lazzari, M., Pastorelli, M. 2003. A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 39, No. 4, July/August 2003, pp. 945 - 952.

Boglietti, A. and Cavagnino, A. 2007. Analysis of the end winding cooling effects in TEFC induction motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 43, No. 5, September/October 2007, pp. 1214 - 1222.

Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D. 2008. Determination of critical parameters in electrical machine thermal models. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 44, No. 4, July/August 2008, pp. 1150 - 1159.

Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D., Shanel, M., Mueller, M., Mejuto, C. 2009a. Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 3, March 2009, pp. 871 - 882.

- Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D. A., Popescu, M., Cossar, C., McGilp, M. I. 2009b. End space heat transfer coefficient determination for different induction motor enclosure types. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 45, No. 3, May/June 2009, pp. 929 - 937.
- Cengel, Y.A. 1998. Heat Transfer A Practical Approach. McGraw-Hill, Inc. ISBN: 0-07-011505-2, p. 143.
- Chin, Y.K., Nordlund, E., Staton, D.A. 2003. Thermal analysis - lumped circuit model and finite element analysis, *Proceedings of the 6th International Power Engineering Conference IPEC'03*, 27 - 29 November, 2003, pp. 952 - 957.
- Cho, H.W., Jang, S.M., Choi, S.K. 2006. A design approach to reduce rotor losses in high-speed permanent magnet machine for turbo-compressor. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 42, No. 10, October 2006, pp. 3521 - 3523.
- Dibelius, G., Radtke, F., Zierman, M. 1984. Experiments of friction, velocity and pressure distribution of rotating disc. Chapter in: Heat and mass transfer in rotating machinery, edited by Metzger and Afgan. Springer-Verlag, Berlin.
- Dixon, S.L. 1998. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. ISBN: 0-7506-7870-4. Elsevier.
- Ede, J.D., Zhu, Z.Q., Howe, D. 2002. Rotor resonances of high-speed permanent magnet brushless machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 38, No. 6, November/December 2002, pp. 1542 - 1548.
- Epstein, A.H., Jacobson, S.A., Protz, J.M., Fr chet te. L.G. 2000. Shirtbutton-sized Gas Turbines: The Engineering Challenges of Micro High Speed Rotating Machinery. *Proceedings of the 8th Int'l Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC'8)*, Honolulu, Hawaii, January 2000.
- Fletcher, Journal of Heat Transfer. 1988, Nov. Vol.110 pp.1059 - 1070, p.1068, Fig. 6.
- Genta, G. 2004. Dynamics of Rotating Systems, Springer ISBN 0-387-20936-0.
- Gerada, D., Mebarki, A., Shanel, M., Bradley, K.J., Brown, L.N. 2008. Design Considerations of High-Speed Induction Machines for High-Temperature Applications. *Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines*, Paper ID 1126.
- Gerada, D., Mebarki, A., Brown, L.N., Gerada, C. 2010. Optimal Split Ratio for High Speed Induction Machines. IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 12 – 16 Sept. 2010, pp. 10 - 16.
- Grönman, A. 2010. Numerical Modelling of Small Supersonic Axial Flow Turbines. Acta Universitatis Lappeenrantaensis 392, diss., Lappeenranta, 102 p.

Heuer, T. and Engels, B. 2007. Numerical analysis of Heat Transfer in Radial Turbine Wheels of Turbo Chargers. GT 2007-27835. ASME Turbo Expo 2007: Power for land, Sea and Air. May 14 - 17, 2007, Montreal, Canada.

Hofmann, H. and Sanders, S.R. 2000. High-Speed Synchronous Reluctance Machine with Minimized Rotor Losses. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 36, No. 2, March/April 2000, pp. 531 - 539.

Huai, Y., Melnik, R.V.N., Thogersen, P.B. 2003. Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 7, May 2003, pp. 779 - 795.

Inman, D.J. Engineering Vibration, Second Edition, Prentice Hall USA, NJ 07458, ISBN 0130174483.

Jang, S.M., Lee, S.H., Cho, H.W., Cho, S.K. 2003. Analysis of unbalanced force for high-speed slotless permanent magnet machine with Halbach array. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 39, No. 5, September 2003, pp. 3265 - 3267.

Jang, S.M., Cho, H.W., Lee, S.H., Yang, H.S., Jeong, Y.H. 2004. The influence of magnetization pattern on the rotor losses of permanent magnet high-speed machines. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 40, No. 4, July 2004, pp. 2062 - 2064.

Jokinen, T. and Saari, J. 1997. Modeling of the coolant flow with heat flow controlled temperature sources in the thermal networks. *IEEE Proceedings*, Vol.144, No.5, September 1997, pp. 338 - 342.

Jokinen, T. and Luomi, J. 1988. High Speed Electrical Machines. Conference on High Speed Technology, Aug 21 - 28, 1988, Lappeenranta, Finland, pp. 175 - 185.

Jokinen, T., Larjola, J., Mikhaltsev, I. 1998. Power unit for research submersible. *Proceedings of the International Conference on Electric Ship*, 1 September 1998, pp. 114 - 118.

Juuma, T. 2001. Kitkaväsyminen akselien kutistusliitoksissa. Oulun yliopisto, ISBN 951-42-6503-3 (URL: <http://herkules.oulu.fi/isbn9514265033/>).

Kaikko, J., Backman, J., Larjola, J., Sarkomaa, P. 2003. Performance comparison between single and multiple generator type variable-speed micro turbine with intercooling, reheating and recuperation, The 5th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Prague, Czech Republic, March 18 - 21, 2003, pp. 1145 - 1156.

Kast, W. 1988. VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Fünfte, erweiterte Auflage.

- Kolondzovski Z., Sallinen P., Arkkio A., 2010a. Thermal Analysis of a High-Speed PM Machine Using Numerical and Thermal-Network Method, International Conference of Electrical Machines, ICEM, Roma, Italy, September 6th - 8th, 2010.
- Kolondzovski, Z., Sallinen, P., Belahcen, A.; Arkkio, A. 2010b. Rotordynamic analysis of different rotor structures for high-speed permanent-magnet electrical machines, IET Electric Power Applications, Vol. 4, Issue 7, pp. 516 - 524, 2010.
- Kolondzovski, Z. 2010. Thermal and Mechanical Analyses of High-Speed Permanent-Magnet Electrical Machines. ISBN 978-952-60-3280-1 (PDF) Monikko Oy, Espoo, 2010, 94 p. (Doctoral thesis).
- Kolondzovski, Z., Arkkio, A., Larjola, J., Sallinen, P. 2011. Power Limits of High-Speed Permanent-Magnet Electrical Machines for Compressor Applications., IEEE Transactions on Energy Conversion, 2011, vol. 26, nro. 1, pp. 73 - 82.
- Koponen, J., Heinimö, J., Nissinen, H., Huttunen, J., Larjola, J. 2009. Modulated power plant with high-speed turbogenerator technology for small-scale biomass-fired CHP-plants, Bioenergy2009, Sustainable Bioenergy Business, 4th International Bioenergy Conference, 31 August - 4 September, Jyväskylä, Finland, 2009, pp. 591 - 594.
- Kuosa, M., Sallinen, P., Reunanen, A., Backman, J., Larjola, J., Koskelainen, L. 2005. Numerical and Experimental Modelling of Gas Flow and Heat Transfer in the Air Gap of an Electric Machine. Part II: Grooved Surfaces, Journal of Thermal Science, 2005, vol. 14, nro. 1, pp. 48 - 55, ISSN 1003-2169.
- Kuosa, M., Sallinen, P., Larjola, J., 2004. Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air gap of an electric machine. *Journal of Thermal Science*, Vol. 13, No. 3, August 2004, pp. 264 - 278.
- Kärkkäinen, A. 2007. Dynamic Simulation of Rotors during drop on Retaining Bearings *Acta Universitatis Lappeenrantaensis*, No. 279, Lappeenranta, 91 p. (Doctoral thesis).
- Laiho, A. 2009. Electromechanical modelling and active control of flexural rotor vibration in cage rotor electrical machines. Doctoral thesis. VTT Publication 712.
- Larjola, J. 1986. High Speed Turbomachinery and its application in the conversion of energy. ASME Winter Annual meeting, Anaheim, USA, December 7 - 12, 1986, ASME publ. 86-WA/FE-4, 1986.
- Larjola, J., Sallinen, P., Lindgren, O., Esa, H., Pyrhönen, J., Lattu J., Falck, R. 1991. Basic research in high speed technology (in Finnish). Lappeenranta University of Technology, Research report EN B-71, Finland, 185 p.
- Larjola, J. ja Kuosa, M. 2004. Sähkökoneen ilmvälin virtaus ja lämmönsiirto. LUT laboratorioraportti 2004.

Larjola J. 2006. Pyörivän kiekon kitka. Lecture notes, Boundary layer theory, Lappeenranta 2006.

Larjola, J., Arkkio, A., Backman, J., Grönman, A., Saari, E., Sallinen, P., Kolondzovski, Z., Belahcen, A., Tang, J., Honkatukia, J., Turunen-Saaresti, T. 2009. *GENSET subtask 1.6: Turbocharging, final report 2005 - 2009*. Technical report. Lappeenranta University of Technology, Helsinki University of Technology.

Larjola, J., Arkkio, A., Pyrhönen, J. 2010. Suurnopeustekniikka – High Speed Technology in Finland, 2010, p. 163, ISBN 978-952-214-949-7, LUT Energia, Yliopistopaino, Helsinki.

Larjola, J. 2011. Organic Rankine cycle (ORC) based waste heat / waste fuel recovery systems for small CHP applications, Small- and micro-combined heat and power (CHP) systems, Advanced design, performance, materials and applications. 2011, pp. 206 - 232, ISBN 978-1-84569-795-2, Woodhead Publishing Limited, Oxford.

Larsson, M., Johansson, M., Näslund, L., Hylander, J. 2003. Design and evaluation of high-speed induction machine. *IEEE, Electric Machines and Drives Conference, 2003, IEMDC03*, pp. 77 - 82 vol. 1.

Luomi, J., Zwysig, C., Looser, A., Kolar, J.W. 2009. Efficiency optimisation of a 100-W 500 000-r/min permanent-magnet machine including air-friction losses. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 45, No. 4, July/August 2009, pp. 1368 - 1377.

Mellor, P.H., Roberts, D., Turner, D.R. 1991. Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design. *IEE Proceedings-B*, Vol. 138, No. 5, September 1991, pp. 205 - 218.

Micallef, C., Pickering, S. J., Simmons, K.A., Bradley, K.J. 2008. Improved cooling in the end region of a strip-wound totally enclosed fan-cooled induction electric machine. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 55, No. 10, October 2008, pp. 3517 - 3524.

Musgrave D.S. 1980. The prediction of design and off-design efficiency for centrifugal compressor impellers. Performance prediction of centrifugal pumps and compressors, ASME, New York.

Punnonen, P. 2007. Impingement jet cooling of end windings in a high-speed electric machine. *Acta Universitatis Lappeenrantaensis*, No. 286, Lappeenranta, 91 p. (Doctoral thesis).

Pyrhönen, J., Nerg, J., Kurronen, P., and Lauber, U. 2010. High-Speed High-Output Solid-Rotor Induction-Motor Technology for Gas Compression. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 57, No. 1, January 2010.

- Rahman, M.A., Chiba, A., Fukao, T. 2004. Super High Speed Electrical Machines - Summary. *Proceedings of IEEE-PES Meeting*, Vol. 2, 6-10 June 2004, pp. 1272 - 1275.
- Reunanen, A. and Larjola, J. 2005. Radial Forces in a Centrifugal Compressor; Experimental Investigation by Using Magnetic Bearings and Static Pressure Distribution., *Journal of Thermal Science*, 2005, vol. 14, nro. 1, pp. 1 - 9, ISSN 1003-2169.
- Reunanen, A. ja Backman, J. 2011. Neuvottelumuistio: Arttu Reunanen – Jari Backman 2011.
- Riemer, B., Leßmann, M., Haemeyr, K. 2010. Rotor Design of a High-Speed Permanent Magnet Synchronous Machine rating 100,000 rpm at 10kW. *Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2010 IEEE*. 12 - 16 Sept. 2010. 978-1-4244-5287-3/10/\$26.00 ©2010 IEEE. , pp. 3978 - 3985.
- Saari, J. 1998. Thermal analysis of high-speed induction machines. *Acta Polytechnica Scandinavica, Electrical Engineering Series*, No. 90, Espoo, 73 p. (Doctoral thesis)
- Saari, J., Sallinen, P., Larjola, L. 2002. Evaluation of frictional and gas flow losses in high-speed electrical machines. Research Report EN A-52, Lappeenranta teknillinen korkeakoulu ISBN 951-764-628-3, ISSN 0785-823X.
- Saari, J. 2011. Neuvottelumuistio: Juha Saari – Jari Backman 2011.
- Shanel, M., Pickering, S.J., Lampard, D. 2000. Application of computational fluid dynamics to the cooling of salient pole electrical machines. *Proceedings of International Conference in Electrical Machines – ICEM 2000*, Vol. 1, 28 - 30 August 2000, pp. 338 - 342.
- Shanel, M., Pickering, S.J., Lampard, D. 2003. Conjugate heat transfer analysis of a salient pole rotor in an air cooled synchronous generator. *Proceedings of the IEEE International Electric Machines and Drives Conference - IEMDC'03*, 1 - 4 June 2003, pp. 737 - 741.
- Soong, W. L., Kliman, G. B., Johnson, R. N., White, R. A., and Miller, J. E., 2000. Novel High-Speed Induction Motor for a Commercial Centrifugal Compressor. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 36, No. 3, May/June 2000.
- Tang, J., Turunen-Saaresti, T., Reunanen, A., Honkatukia, J., Larjola, J. 2006. Numerical Investigation of the Effect of Tip Clearance to the Performance of a Small Centrifugal Compressor, *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006 5 PART A*, Barcelona May 8 - 11.2006. Paper No. GT2006-90893, 2006, pp. 411 - 418, ISBN 0-7918-3774-2.
- Tang J., Turunen-Saaresti T., Larjola J. 2008. Use of partial shrouded impeller in a small centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science* in Vol. 17 No. 1. 2008.

Turunen-Saaresti, T. and Larjola, J. 2003. Measured and Calculated Unsteady Pressure Filed in a Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor, 10th International Symposium of Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity in Turbomachinery. Durham, North Carolina, USA, September 7 - 11, 2003, p. 12.

Turunen-Saaresti T., Røyttä P., Honkatukia J., Backman J. 2010. Predicting the off-design range and performance of refrigeration cycle with two-stage centrifugal compressor and flash intercooler. *International Journal of Refrigeration*, vol. 33 Issue 6, pp. 1152 - 1160, September 2010.

Van Buijtenen, J., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T., Honkatukia, J., Esa, H., Backman, J., Reunanen, A. 2003. Design and validation of a new high expansion ratio radial turbine for ORC application, 5th European conference on Turbomachinery, Praha, March 17 - 22, 2003, pp. 1091 - 1104.

VDI-Wärmeatlas; Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1984

Wang, J., Wang, F., Kong, X. 2008. Losses and thermal analysis of high speed PM machine. *Proceedings of the Joint International Conference on Power System Technology and IEEE Power India Conference - POWECON'08*, 12 - 15 October 2008, 5 p.

White, F.M., 1999. Fluid Mechanics. McGraw - Hill. ISBN 0-07-240217-2.

Yovanovich, M., Culham, J.R., Teertstra, P. Calculating Interface Resistance, Microelectronics Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering University of Waterloo.

Zhou, F., Shen, J., Fei, W., Lin, R. 2006. Study of retaining sleeve and conductive shield and their influence on rotor loss in high-speed PM BLDC motors. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 42, No. 10, October 2006, pp. 3398 - 3400.

Zhou, H. and Wang, F. 2007. Comparative Study on High speed Induction Machine with Different Rotor Structures. *Proceeding of International Conference on Electrical Machines and Systems 2007*, Oct. 8 - 11, Seoul, Korea, pp. 1009 - 1012.

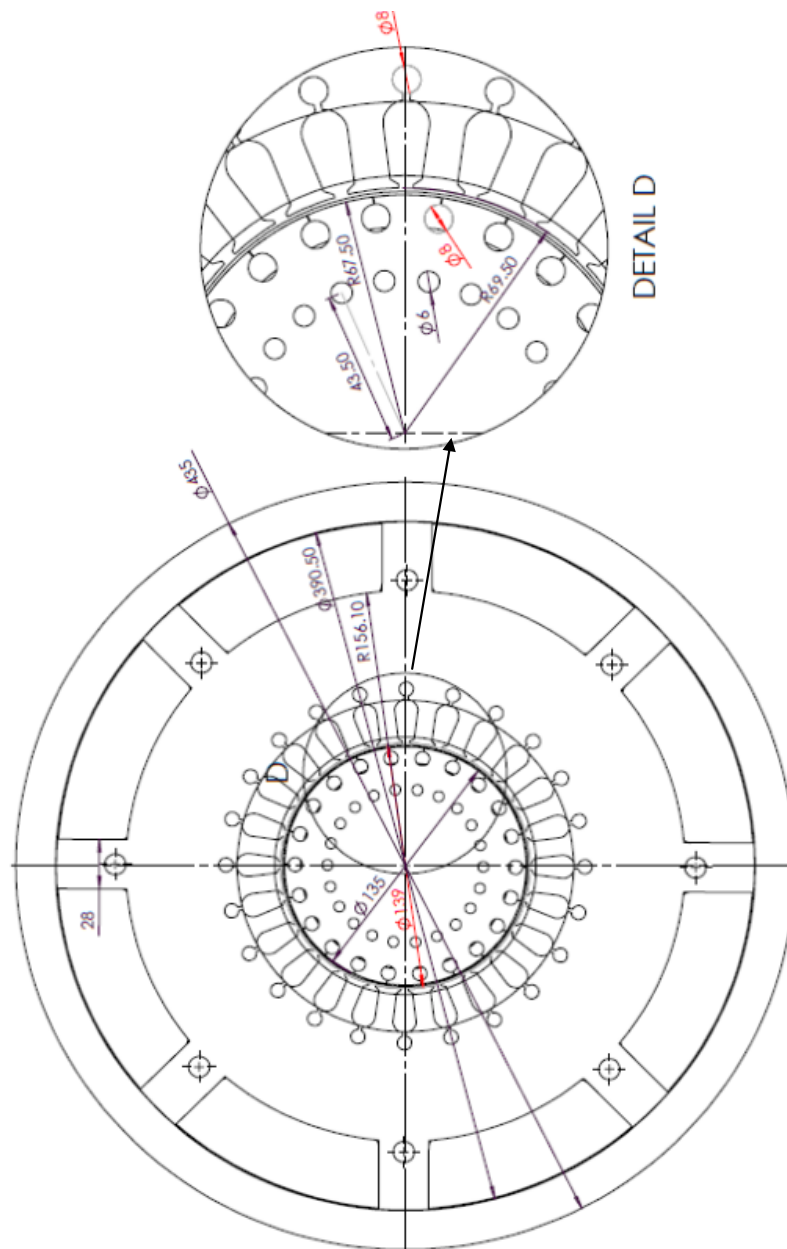
Liitteet

LIITE A. (Luku 4.4)

Mikrokaasuturbiinin laakeripesän kautta johdetun jäähdytysilmavirtauksen laskennan perusteena käytetyt lukuarvot:

- Turbiinin roottorin jälkeinen staattinen lämpötila arvioitiin olevan $831,1 \text{ K} = 558 \text{ }^\circ\text{C}$. Staattinen paine ennen turbiinin diffuusoria on $101,2 \text{ kPa}$.
- Turbiinipään laakerin kautta menevän jäähdytysvirtauksen kokonaismassavirta on $0,0128 \text{ kg/s}$ ja virtausreitien painehäviö on 6780 Pa , joka on turbiinikiekon puhallinvaikutus 6624 Pa + painetasojen ero 156 Pa . Massavirta vastaa virtausreitien kokonaispainehäviötä.
- Turbiinin akselin pyörivän kupin jäähdytysmassavirta on $0,00135 \text{ kg/s}$ ja virtausreitien painehäviö 1384 Pa (puhallinvaikutuksen paine-ero).
- Kun huomioidaan ilmanottoritilöiden ja ilmanottoaukkojen painehäviöt saadaan sähkökoneen ja myös laakeripukin reikiä edeltäväksi paineeksi $101,356 \text{ kPa}$. Tällöin laakeripukin kautta menevän jäähdytysvirtauksen paine-ero on $101356 \text{ Pa} - 101200 \text{ Pa} = 156 \text{ Pa}$.
- Turbiinin akselin pyörivän kupin jäähdytysmassavirta on $0,00135 \text{ kg/s}$, joka on 10% laakerin pääjäähdytysilmavirrasta. Massavirta vastaa kupin virtausreitillä muodostuvaa kokonaispainehäviötä 1384 Pa .

LIITE B. (Luku 5.2.1) Oikosulkukoneen staattorin ja roottorin ilmareikien mitoitus



LIITE C. (luku 5.4) Kestomagneetikoneen häviöjakautumat generaattori- ja moottori-toiminnassa (laskelmat on tehty Aalto-yliopistossa).

Taulukko 1: PM-koneen häviöjakautuma, kun kone toimii generaattorina.

PM-kone generaattorina			
Rotational speed	30000,00	rpm	
Air-gap torque	-29,83	Nm	
Shaft power	-93,73	kW	
Stator temperature	100,00	°C	
Current density in a stator slot	1,76	A/mm ²	
Resistive losses in the st. winding	495,29	W	
- core region (d.c. resistance)	164,48	W	
- core region (skin-effect)	70,09	W	
- end windings	260,73	W	
Core losses in the stator	631,56	W	
- yoke	255,11	W	
- teeth	365,37	W	
- tooth tips	11,08	W	
Rotor temperature	80,00	°C	
Total resistive loss of the rotor	2014,69	W	
Resistive losses in permanent magnets	684,67	W	
Resistive losses in other rotor parts	1330,02	W	
Core losses in the rotor	0,48	W	
- yoke	0,00	W	
- teeth	0,48	W	
- tooth tips	0,00	W	
Stator losses	1126,85	W	35,9 %
Rotor losses	2015,16	W	64,1 %
Total electromagnetic loss	3142,01	W	100,0 %

Taulukko 2: PM-koneen häviöjakautuma, kun kone toimii moottorina.

PM-kone moottorina			
Rotational speed	28500,00	rpm	
Air-gap torque	37,78	Nm	
Shaft power	112,15	kW	
Stator temperature	100,00	°C	
Current density in a stator slot	2,09	A/mm ²	
Resistive losses in the st. winding	668,61	W	
- core region (d.c. resistance)	233,74	W	
- core region (skin-effect)	64,36	W	
- end windings	370,51	W	
Core losses in the stator	617,33	W	
- yoke	248,92	W	
- teeth	357,72	W	
- tooth tips	10,69	W	
Rotor temperature	80,00	°C	
Total resistive loss of the rotor	426,68	W	
Resistive losses in permanent magnets	219,76	W	
Resistive losses in other rotor parts	206,91	W	
Core losses in the rotor	0,18	W	
- yoke	0,00	W	
- teeth	0,18	W	
- tooth tips	0,00	W	
Stator losses	1285,95	W	75,1 %
Rotor losses	426,86	W	24,9 %
Total electromagnetic loss	1712,80	W	100,0 %



LIITE D. (Luku 5.5) Oikosulkukoneen turbokoneeroottori (Kuva: Juha Haikola)

ACTA UNIVERSITATIS LAPPEENRANTAENSIS

446. HYNYNEN, KATJA. Broadband excitation in the system identification of active magnetic bearing rotor systems. 2011. Diss.
447. SOLONEN, ANTTI. Bayesian methods for estimation, optimization and experimental design. 2011. Diss.
448. JABLONSKA, MATYLDA. From fluid dynamics to human psychology. What drives financial markets towards extreme events. 2011. Diss.
449. MYÖHÄNEN, KARI. Modelling of combustion and sorbent reactions in three-dimensional flow environment of a circulating fluidized bed furnace. 2011. Diss.
450. LAATIKAINEN, MARKKU. Modeling of electrolyte sorption – from phase equilibria to dynamic separation systems. 2011. Diss.
451. MIELONEN, JARI. Making Sense of Shared Leadership. A case study of leadership processes and practices without formal leadership structure in the team context. 2011. Diss.
452. PHAM, ANH TUAN. Sewage sludge electro-dewatering. 2011. Diss.
453. HENNALA, LEA. Kuulla vai kuunnella – käyttäjää osallistavan palveluinnovoinnin lähestymistavan haasteet julkisella sektorilla. 2011. Diss.
454. HEINIMÖ, JUSSI. Developing markets of energy biomass – local and global perspectives. 2011. Diss.
455. HUJALA, MAIJA. Structural dynamics in global pulp and paper industry. 2011. Diss.
456. KARVONEN, MATTI. Convergence in industry evolution. 2011. Diss.
457. KINNUNEN, TEEMU. Bag-of-features approach to unsupervised visual object categorisation. 2011. Diss.
458. RUUSKANEN, VESA. Design aspects of megawatt-range direct-driven permanent magnet wind generators. 2011. Diss.
459. WINTER, SUSANNA. Network effects: scale development and implications for new product performance. 2011. Diss.
460. JÄÄSKELÄINEN, ANSSI. Integrating user experience into early phases of software development. 2011. Diss.
461. KÄÄRIÄINEN, TOMMI. Polymer surface modification by atomic layer deposition. 2011. Diss.
462. KOCHURA, ALEKSEY. Growth, magnetic and transport properties of InSb and II-IV-As₂ semiconductors doped with manganese. 2011. Diss.
463. PUTKIRANTA, ANTERO. Possibilities and challenges of longitudinal studies in operations management. 2011. Diss.
464. HAPPONEN, ARI. Muuttuvaan kysyntään sopeutuva varastonohjausmalli. 2011. Diss.
465. VASAVA, PARITOSH. Application of computational fluid dynamics in modelling blood flow in human thoracic aorta. 2011. Diss.

466. PURO, LIISA. Identification of extractives and polysaccharides as foulants in membrane filtration of pulp and paper mill effluents. 2011. Diss.
467. LAPPALAINEN, PIA. Socially Competent Leadership – predictors, impacts and skilling in engineering. 2012. Diss.
468. PLAMTHOTTATHIL, ANSHY OONNITTAN. Application of electrokinetic Fenton process for the remediation of soil contaminated with HCB. 2012. Diss.
469. EBRAHIMI, FATEMEH. Synthesis of percarboxylic acids in microreactor. 2012. Diss.
470. JANTUNEN, SAMI. Making sense of software product requirements. 2012. Diss.
471. VILKO, JYRI. Approaches to supply chain risk management: identification, analysis and control. 2012. Diss.
472. TANSKANEN, VESA. CDF modelling of direct contact condensation in suppression pools by applying condensation models of separated flow. 2012. Diss.
473. HUHTANEN MIKKO. Software for design of experiments and response modelling of cake filtration applications. 2012. Diss.
474. PARJANEN, SATU. Creating possibilities for collective creativity
Brokerage functions in practice-based innovation. 2012. Diss.
475. KUKKONEN, SAKU. Generalized differential evolution for global multi-objective optimization with constraints. 2012. Diss.
476. LAAKSONEN, JONNA. Tactile-proprioceptive robotic grasping. 2012. Diss.
477. KALLIO, ANNE. Enhancing absorptive capacity in a non-research and development context
An action research approach to converting individual observations into organizational awareness. 2012. Diss.
478. LÄTTILÄ, LAURI. Improving transportation and warehousing efficiency with simulation based decision support systems. 2012. Diss.
479. OYOMNO, WERE. Usable privacy preservation in mobile electronic personality. 2012. Diss.
480. LINNALA, MIKKO. Simulation and optimization tools in paper machine concept design. 2012. Diss.
481. KORPIJÄRVI, JUHA. Aging based maintenance and reinvestment scheduling of electric distribution network. 2012. Diss.
482. KORHONEN, JUHAMATTI. Active inverter output filtering methods. 2012. Diss.
483. KLODOWSKI, ADAM. Flexible multibody approach in bone strain estimation during physical activity: quantifying osteogenic potential. 2012. Diss.
484. VUORENMAA, MARKKU. Osaamisen johtaminen pk-yrityksen kansainvälisen kasvun elinkaarella. 2012. Diss.
485. RAUTIAINEN, MARITA. Dynamic ownership in family business systems – a portfolio business approach. 2012. Diss.
486. LILIUS, REIJO. THE FINNISH IT INDUSTRIES IN TRANSITION Defining and measuring the Finnish software product and IT services industries by applying theoretical frameworks . 2012. Diss.
487. TUOMINEN, PASI. The purpose of consumer co-operation: implications for the management and governance of co-operatives. 2012. Diss.

