

Ville Vuorinen

VÄÄNTÖMOOTTORIN SOVELTUVUUS JYRSINKONEEN KARAMOOTTORIKSI

Diplomityö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Yliopisto-opettaja Jouko Kiviö
Tutkimuspäällikkö Jorma Vihinen
Toukokuu 2021

TIIVISTELMÄ

Ville Vuorinen: Vääntömoottorin soveltuvuus jyrsinkoneen karamoottoriksi
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Toukokuu 2021

Jyrsinnässä lastuaminen asettaa karamoottorille vaatimuksen tehosta ja vääntömomentista. Vääntömomenttiin vaikuttavat lastuamisvoimat sekä lastuamiseen käytettävän terän halkaisija. Lastuamistehoon vaikuttaa lastuamisvoimat ja lastuamisnopeus. Terän kuluminen kasvattaa lastuamisvoimia terän ja työmateriaalin välisten geometriamuutosten ja kasvaneen kitkan vuoksi.

Vääntömoottorit ovat kestopagneettitahtimoottoreita, joilla on suuri tehotiheys ja vääntömomentti alhaisella kierrosalueella. Vääntömoottoreiden momentin tuotto perustuu kestopagneettien tehoon ja ilmaraon suuruuteen. Matemaattisella mallinnuksella luodaan pohja vääntömoottoreiden ohjaukselle. Ohjauksessa säädetään moottorille menevän virran suuruutta.

Jyrsinkoneiden karoissa laakerit ovat tärkeitä ja määrittävät karan kestoikää. Voimansiirto karoissa on mahdollista toteuttaa hihnalla, vaihteistolla tai suoravedolla. Integroidut karat ovat suoravetokaroja, joissa karamoottori on kiinnitettyä akseliin laakereiden välissä. Suoravetokaralla vältetään hinnan ja vaihteiston aiheuttamat häviöt.

Vääntömoottoria testattiin tapaustutkimuksessa Pemamek Oy:lla. Tapaustutkimuksessa selvitettiin yrityksen jyrsinkoneen ja erityisesti sen voimansiirron nykytilaa puolistrukturoidulla teemahaastattelulla. Jyrsimen asettamat vaatimukset karamoottorille selvitettiin luomalla laskenta-pohja terän yhden kierroksen aikana esiintyville momenteille. Pohjan avulla laskettiin lisäksi soveltuvat lastuamisarvot testeissä käytetyille vääntömoottorille.

Tulosten avulla saatiin selville millaisia lastuamismomenttivaatimuksia lastuaminen suosittelulla keskilastunpaksuudella asettaa vääntömoottorille ja miten ne muuttuvat terän kuluessa. Testauksessa saatiin selville, että vääntömoottori soveltuu jyrsinkoneen karamoottoriksi raskaaseen jyrsintään. Vääntömoottorin nimellinen momentti rajoittaa lastuamisarvojen määrittämää jyrsinnän aikaista keskimääräistä lastuamismomenttia. Testauksessa saatiin selvitettyä jyrsinkoneen työkierron osia ja dokumentoitua niiden oleellisia tietoja. Työkierrosta saatiin selville jyrsinnän aloitusvaiheen ja lopetusvaiheen kesto ja momentin muutokset.

Vääntömoottorilla ja suoravetokaralla saavutettiin sama suorituskyky kuin aiemmalla voimansiirtoratkaisulla ja parannuksia lastuamistapahtuman vakauteen. Suoravetokaralla on saatavissa parempi teräpalojen kesto kuin vaihde- ja hihnavetoisella karalla, sillä kierrosnopeuden vaihtelun alentumisen vuoksi lastuamisnopeus pysyy vakaampana ja lastuamisnopeus pystytään pitämään paremmin teräpaloille sopivana. Suoravetokaralla on parempi hyötysuhde eikä siinä ole välyksiä kuten vaihteistossa. Suoravetokaran ja vääntömoottorin pieni hitausmomentti mahdollistaa karan nopean pysähdyksen virhetilanteissa, jolloin terärikkojen määrä pienenee.

Avainsanat: koneistus, lastuaminen, vääntömoottori, kestopagneettitahtimoottori, karateknologia

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Ville Vuorinen: The Suitability of a Torque Motor as a Milling Machine Spindle Motor
Master's thesis
Tampere University
Master's Degree Program in Mechanical Engineering
May 2021

Milling sets power and torque demand to spindle motor. Torque is affected by milling forces and diameter of the milling tool. Milling power is affected by milling forces and cutting speed. Wear of tool increases cutting forces because of an increase in geometrical changes and friction between tool and work material.

Torque motors are permanent magnet synchronous motors which have a large power density and torque at lower rotational speeds. Moment in torque motors is based on permanent magnets and air gap. Mathematical modelling creates a basis for controlling torque motors. Controlling is done by regulating the amount of current going to the motor.

Bearings are important in milling machine spindles and they determine the usable life of spindles. Power transmission is possible with a gearbox, belt-drive or with direct-drive. Integrated spindles are direct-drives where the spindle motor is attached directly to spindle axle between bearings. Direct-drive spindle avoids power losses caused by belt and gearbox.

Torque motor was tested in a case study at Pemamek Oy. During the case study a half-structured theme interview was used to find out the present state of a milling machine and especially its power transmission in the company. The requirements set by the milling machine to the spindle motor were investigated by creating a calculating template to find out the milling torque during one milling tool revolution. Template was also used to find out suitable milling values for the test motor.

With the results milling torque at specified average chip thickness was obtained and its requirement to the torque motor and how it changes with tool wear. In testing it was found out that the tested torque motor is suitable as a milling machine spindle motor in heavy milling. Torque motor's rated torque limits the average milling torque defined during milling. Parts of the work cycle of the milling machine were determined and documented during testing. The duration and changes in torque were obtained from the starting phase and from the ending phase of the milling cycle.

With the torque motor and direct-drive spindle the same performance was achieved as with the previous power transmission solution and a better stability of the milling was achieved. Direct-drive spindle offers better tool life than spindle with gearbox or belt transmission because of the reduction of variation in spindle rotational speed reduces the variation of cutting speed and it is possible to keep the cutting speed more suitable for the inserts. Direct-drive spindle has a better efficiency and it does not have clearance like in a gearbox. Direct-drive spindle's and torque motor's small moment of inertia enables a fast stop in failures which reduces the number of tool breakages.

Keywords: machining, milling, torque motor, permanent magnet synchronous motor, spindle

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Pemamek Oy:lle kevään 2021 aikana. Työssä tutkittiin uuden teknologian soveltuvuutta yrityksen jysinkoneeseen.

Haluan kiittää Niko Korkeakangasta mielenkiintoisesta aiheesta ja ohjauksesta sekä hyvistä neuvoista ja tiedoista työn aikana. Lisäksi haluan kiittää Jouko Kiviötä ja Jorma Vihistä työn tieteellisestä ohjauksesta sekä palautteesta työn aikana.

Haluan kiittää kaikkia Pemamek:lla työskenteleviä, jotka auttoivat ja mahdollistivat työn toteutuksen.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni tuesta opintojeni aikana.

Tampereella, 20.5.2021

Ville Vuorinen

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
1.1 Työn tavoitteet	1
1.2 Tutkimuskysymykset ja tutkimusmenetelmät.....	2
2. LASTUAMINEN	4
2.1 Lastuamisgeometria.....	5
2.2 Terän kuluminen	6
2.2.1 Kulumismekanismit.....	7
2.2.2 Kulumismuodot.....	8
2.2.3 Taylorin teoria	10
2.3 Lastuamisvoimat.....	10
2.3.1 Ominaislastuamisvoimat.....	12
2.3.2 Sorvauksen lastuamisvoimat	13
2.3.3 Jyrsinnän lastuamisvoimat.....	14
2.3.4 Lastuamisteho ja momentti	16
3. VÄÄNTÖMOOTTORI.....	17
3.1 Toimintaperiaate	19
3.2 Matemaattinen mallinnus	21
3.3 Momentin tuottoon vaikuttavat tekijät	23
3.3.1 Käämit	23
3.3.2 Kestomagneetit.....	24
3.3.3 Moottorivakio	26
3.4 Ohjaus	26
3.4.1 FOC-ohjaus	27
3.4.2 DTC-ohjaus.....	28
3.4.3 Kentän heikennys	29
3.4.4 Anturiton ohjaus.....	29
3.5 Käyttökohteet.....	30
3.6 Mitoitus sovellukseen	31
4. KARATEKNOLOGIA.....	33
4.1 Rakenne	33
4.2 Laakerointi	34
4.2.1 Laakereiden esijännitys.....	34
4.2.2 Laakereiden kestoikä	34
4.3 Voimansiirto	35
4.3.1 Hihnaveto	35
4.3.2 Vaihteisto.....	36
4.3.3 Suoraveto	37
4.3.4 Integroitu kara.....	39
4.4 Karan häviöt.....	40
5. TAPAUSTUTKIMUKSEN ESITTELY	42
5.1 Kohdeyrityksen esittely	42

5.2	Taustatiedot	43
6.	TAPAUSTUTKIMUKSEN TOTEUTUS	45
6.1	Nykytilakartoitus: Puolistrukturoitu teemahaastattelu.....	45
6.2	Lastuamisen karamootorille asettamat vaatimukset	46
6.2.1	Ominaislastuamisvoima	49
6.2.2	Lastuamismomentit.....	50
6.2.3	Lastuamissykli	56
6.3	Kehitystoimet: Karakonstruktio.....	58
6.4	Lastuamisarvot testattavalle vääntömootorille	60
6.5	Tutkimussuunnitelma	63
7.	TUTKIMUSTULOKSET	64
7.1	Mittalaitteisto	64
7.1.1	Terätestit avarruskoneella.....	64
7.1.2	Vääntömootoritestit	66
7.2	Terätestien mittaustulokset	67
7.3	Vääntömootoritestien mittaustulokset.....	70
7.3.1	Karan häviöt.....	70
7.3.2	Vääntömomentin ja laskennan vastaavuus	70
7.3.3	Lämpötestit	77
7.3.4	Lastuamissykli	82
8.	ANALYYSI JA PÄÄTELMÄT	83
8.1	Laskentapohjan verifiointi ja terätestit	83
8.2	Vääntömootorin soveltuvuus karamootoriksi	83
8.2.1	Häviöt ja jäähdytys.....	83
8.2.2	Vääntömomentti.....	84
8.2.3	Lastuamissykli	85
8.2.4	Parannusehdotukset	86
8.2.5	Eroavaisuudet aiempaan voimansiirtoon.....	86
8.3	Jatkokehitys	88
8.3.1	Vääntömootorin jatkokehityskohteet.....	88
8.3.2	Soveltuvuus muihin koneistuskoneisiin	88
9.	YHTEENVETO.....	90
	LÄHTEET	92
	LIITE A: HAASTATTELUJEN VASTAUKSET KOOTTUNA	95
	LIITE B: SERVOSÄÄTIMEN DATALEHTI	97
	LIITE C: INDUKTIOMOOTTORIN JA VAIHTEISTON DATALEHTI	98
	LIITE D: HYFRA ECHILLY 4 DATALEHTI.....	99
	LIITE E: HYDAC FLKS DATALEHTI	100

KUVALUETTELO

<i>Kuva 1. Diplomityön tutkimuskysymykset, -menetelmät, osatulokset ja päätulos</i>	3
<i>Kuva 2. Vasemmalla myötäjyrsintä ja oikealla vastajyrsintä</i>	4
<i>Kuva 3. Terägeometria, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 5)</i>	5
<i>Kuva 4. Lastuamisarvojen vaikutus terän kestoikään (Vieregge 1970, s. 61)</i>	6
<i>Kuva 5. Vasemmalta alkaen viistekuluminen, kuoppakuluminen ja lovikuluminen, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 81)</i>	8
<i>Kuva 6. Viistekulumisen vaiheet, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 83)</i>	9
<i>Kuva 7. Kesto aika lineaarisessa ja logaritmisessa asteikossa, perustuu lähteeseen (Taylor 1907)</i>	10
<i>Kuva 8. Lastuamissuureiden vaikutus lastuamisvoimiin, perustuu lähteeseen (König & Klocke 1997, s. 73)</i>	11
<i>Kuva 9. Sorvauksen lastuamisvoimat, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 14, Altintas & Ber 2001, s. 29, TGL 0-6584, Degner et al. 1989, s. 40 mukaan, Tschätsch 2009, s. 17)</i>	13
<i>Kuva 10. Keskimääräinen lastunpaksuus, perustuu lähteeseen (Tschätsch 2009, s. 181)</i>	14
<i>Kuva 11. Lastuamisen suureita, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 22)</i>	15
<i>Kuva 12. Vasemmalla radiaalinen vääntömoottori ja oikealla aksiaalinen vääntömoottori, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 3)</i>	18
<i>Kuva 13. Havainnollistava poikkileikkauskuva vääntömoottorista, jossa on neljä napaa ja 30 staattoriuraa, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 114)</i>	18
<i>Kuva 14. Kaksinapaisen vääntömoottorin vääntökäyrä, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 7)</i>	19
<i>Kuva 15. FOC-ohjauksen lohko kaavio, perustuu lähteeseen (Garcia et al. 2006, s. 77)</i>	27
<i>Kuva 16. DTC-ohjauksen lohko kaavio, perustuu lähteeseen (Garcia et al. 2006, s. 78)</i>	28
<i>Kuva 17. Vääntömoottorin mitoitus ja valinta, perustuu lähteeseen (Bosch Rexroth 2019, s. 262, Etel 2019, s. 14)</i>	31
<i>Kuva 18. Havainnekuva hihnavetoisesta karasta</i>	36
<i>Kuva 19. Havainnekuva vaihteistokäyttöisestä karasta</i>	37
<i>Kuva 20. Havainnekuva suoravetokarasta</i>	38
<i>Kuva 21. Integroidun karan poikkileikkauksen havainnekuva</i>	39
<i>Kuva 22. Kaksoiskäyttöisen karan havainnekuva, perustuu lähteeseen (Soshi et al. 2009)</i>	40
<i>Kuva 23. Karan tehohäviöt, perustuu lähteeseen (Aggarwal et al. 2013, s. 83)</i>	40
<i>Kuva 24. Havainnekuva jyrsittäivistä hitsausriloista</i>	42
<i>Kuva 25. Pituussauman jyrsinkone ja työkappale (Pemamek Oy 2021)</i>	43
<i>Kuva 26. Jyrsinkoneilla jyrsittävien raijien muodot</i>	44
<i>Kuva 27. Jyrsinnässä käytettävä terä</i>	46
<i>Kuva 28. Teräpalojen sijainnit terässä</i>	47
<i>Kuva 29. Kylkipalarivin teräpalojen sijoittuminen terään</i>	48
<i>Kuva 30. Pyöreän teräpalan lastunpaksuuden vaihtelun havainnekuva</i>	51
<i>Kuva 31. Keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona, 60 mm raito, punainen viiva 350 mm/min pöytäsyöttö, musta viiva 250 mm/min pöytäsyöttö</i>	52
<i>Kuva 32. Lastuamismomentin kuvaaja 0,5 asteen tarkkuudella, pöytäsyöttö 350 mm/min, lastuamisnopeus 188 m/min</i>	52
<i>Kuva 33. Toisen lastun lastuamismomentin kuvaaja 0,5 asteen tarkkuudella, pöytäsyöttö 350 mm/min, lastuamisnopeus 188 m/min</i>	53

Kuva 34. Keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona, 80 mm railo	54
Kuva 35. Lastuamisnopeuden ja pöytäsyötön suhde keskilastunpaksuudella, 60 mm railo, punaiset vaakaviivat ovat teräpalojen minimi- ja maksimi lastuamisnopeudet.....	55
Kuva 36. Lastuamisaika pöytäsyötön funktiona, alempi käyrä 1500 mm työkappale ja ylempi käyrä 4000 mm työkappale	56
Kuva 37. Syvien railojen lastuaminen	57
Kuva 38. Kasattu karapaketti ja vääntömoottori	59
Kuva 39. Karan vapaakappalekuva	60
Kuva 40. Terän kierroksen aikana esiintyvät momentit 0,5 asteen välein, 40 mm railo, punainen viiva on moottorin jatkuvan momentin raja	61
Kuva 41. Terän kierroksen aikana esiintyvät momentit 0,5 asteen välein, 60 mm railo, 240 mm/min syöttö, punainen viiva on moottorin jatkuvan momentin raja	62
Kuva 42. Vääntömoottorin tehokuvaaja nimellismomentilla.....	63
Kuva 43. Avarruskone testikäytössä	64
Kuva 44. Avarruskoneen karamoottorin tyyppikilpi.....	65
Kuva 45. Terätestien testimateriaali	65
Kuva 46. Testilaitteisto vääntömoottoritesteissä	66
Kuva 47. Testimateriaali kiinnitettynä avarruskoneen pöytään.....	67
Kuva 48. Karamoottorille menevä tasavirta.....	68
Kuva 49. Ajetut railot testikappaleessa	69
Kuva 50. Virta kierrosnopeudella 60 1/min ilman kuormaa.....	70
Kuva 51. Mitatun lastuamismomentin eroavaisuus laskennallisesta lastuamismomentista	71
Kuva 52. Kierrosnopeuden keskihajonta ja momenttien erotus.....	71
Kuva 53. Moottorille menevä virta 10 sekunnin ajalta	73
Kuva 54. Moottorin kierrosnopeus 10 sekunnin ajalta	73
Kuva 55. Kiihtyvyyssanturin resultanttikiihtyvyys	74
Kuva 56. Polttoleikatun railon keskeneräinen jysintä	74
Kuva 57. Kärkipalan kulumisen testien jälkeen	75
Kuva 58. Suurennos teräpalan viistekulumasta	76
Kuva 59. Kylkipalan viistekulumisen	76
Kuva 60. Ensimmäisen lämpötestin lämpötilat, musta käyrä on staattorin lämpötila, punainen moottorilta palaavan veden lämpötila, sininen moottorille menevän veden lämpötila	77
Kuva 61. Toisen lämpötestin lämpötilat, musta käyrä on staattorin lämpötila, punainen moottorilta palaavan veden lämpötila, sininen moottorille menevän veden lämpötila	77
Kuva 62. Ensimmäisen lämpötestin aikana esiintyneet staattorihäviöt, vasemmalla ensimmäisen testirailon häviöt, keskellä toisen ja oikealla kolmannen	78
Kuva 63. Toisen lämpötestin aikana esiintyneet staattorihäviöt, vasemmalla ensimmäisen testirailon häviöt, keskellä toisen ja oikealla kolmannen	78
Kuva 64. Ensimmäisen lämpötestin lämpömäärä.....	79
Kuva 65. Toisen lämpötestin lämpömäärä	79
Kuva 66. Verkosta otettu teho lämpötesteissä, punainen viiva on testin 1.2 ja musta testin 2.2.....	80
Kuva 67. Testin 1.2 karavirran ja yhden vaiheen virran sovitesuorat, punainen viiva on karavirran sovitesuora, musta viiva on yhden vaiheen virran sovitesuora.....	81

<i>Kuva 68. Testin 2.2 karavirran ja yhden vaiheen virran sovitesuorat, punainen viiva on karavirran sovitesuora, musta viiva on yhden vaiheen virran sovitesuora.....</i>	<i>81</i>
<i>Kuva 69. Railo virhetilanteen jäljiltä</i>	<i>87</i>

LYHENTEET JA MERKINNÄT

IPM	engl. internal permanent magnet, sisämagneetti moottori
PMSM	engl. permanent magnet synchronous motor, kestmagneetti- tahtimoottori
SPM	engl. surface-permanent magnet, pintamagneettinen moottori
α	päästökulma
α	Taylorin eksponentti
α	työkalun ja työkappaleen kosketuskulma
β	lastun kontaktikulma teräpalassa
γ	rintakulma
γ_0	rintakulma
γ_{tat}	todellinen rintakulma
ε	kärkikulma
θ	roottorin kulma-asento
θ_c	käämien lämpötila
κ	asetuskulma
λ	viettokulma
λ_{a-c}	käämivuo
λ_d	d-akselin käämivuo
λ_m	kestmagneettien käämivuo
λ_{ma-mc}	magneettien käämeihin tuottama käämivuo
λ_q	q-akselin käämivuo
ρ	resistiivisyys
φ	terän kulma-asento
ω_e	sähköinen kulmanopeus
ω_m	mekaaninen kulmanopeus
ϕ	ilmaraon ylittävä magneettivuo
A	lastun poikkipinta-ala
a	pääsärmä
a_e	lastuamisleveys
a_p	lastuamissyvyys
b	lastunleveys
b	sivusärmä
B	ilmaraon käämivuon tiheys
B	kitkakerroin
B	lastun korkeus teräpalan alareunasta
B_g	ilmaraon vuon tiheys
C	dynaaminen kuormituskerroin
C	lastuamisnopeus, jolla terän kestoikä on 1 minuutti
$C^{laakeri}$	laakerin kuormituskerroin
d	laakerin keskimääräinen halkaisija
D	jjrsimen halkaisija
D	roottorin halkaisija
D_d	pyöreän teräpalan halkaisija
E	vastasähkömotorisen voiman amplitudi
e	keskimäärin kontaktissa olevien terien lukumäärä
e_{a-c}	vaiheen vastasähkömotorinen voima
f	syöttövirran taajuus
f	syöttö
F_a	aksaalinen kuorma
F_a	akselin massa

F_c	päälastuamisvoima
F_i	lastuamisvoima
F_i	lastuamisvoimakomponentti
F_l	laakerin tukivoima
F_m	moottorin ja moottorin kiinnityksen paino
f_n	syöttö
F_p	passiivivoima
F_r	radiaalinen kuorma
F_t	syöttövoima
F_t	terän paino
F_y	lastuamisvoima
F_{ym}	keskimääräinen teräkohtainen päälastuamisvoima
f_z	teräkohtainen syöttö
h	lastunpaksuus
h_1	lastunpaksuus
h_i	hetkellinen lastunpaksuus
h_m	keskilastunpaksuus
i	laakereiden lukumäärä
I	virta
I_α	α -akselin virta
I_β	β -akselin virta
I_{a-c}	vaihevirta
I_c	jatkuva virta
I_s	virtavektori
J	moottorin ja kuorman inertia
k	vakio
k_1	materiaalista riippuva vakio
k_2	vakio
K_V	rintapinnan korjauskerroin
k_c	ominaislastuamisvoima
$K_{c1.1}$	ominaislastuamisvoiman taulukkoarvo
K_e	terän voimakerroin
K_m	moottorivakio
K_{st}	lastun tyssäymän korjauskerroin
K_t	lastuamisen voimakerroin
K_{TRV}	väännöntuotto tietylle tilavuudelle
K_v	lastuamisnopeuden korjauskerroin
K_{ver}	terän kulumisen korjauskerroin
L	roottorin pituus
L_{10h}	laakerin nimellinen kestoikä
L_{aa-cc}	keskinäisinduktanssi
L_d	d-akselin induktanssi
L_q	q-akselin induktanssi
L_z	työkalun ja työkappaleen kontaktipituus
m	kerroin
N	kierrosnopeus
N	käämin kierrosten lukumäärä
N_m	magneettien napojen lukumäärä
n_s	roottorin kierrosnopeus
p	ajan hetki
p	napojen lukumäärä
P	napaparien lukumäärä
P	dynaaminen kuormitus
p	päästöpinna
P_0	karateho tyhjäkäynnillä

P_c	staattorin kuparihäviöt
P_{eff}	kokonaisteho
P_{eh}	sähköiset häviöt
P_{Fe}	rautahäviö
P_L	lastuamisteho
P_{last}	lastuamiseen vaadittava teho
P_{mh}	mekaaniset häviöt
p_p	napaparien lukumäärä
P_t	karan kokonaisteho
r	rintapinta
R	resistanssi
R	vuon läpäisemä kokonaisreluktanssi
R_{20}	sähköinen resistanssi 20 °C
R_{ro}	ilmaraon säde
R_s	staattorin resistanssi
s	sivupäästöpinna
T	lastuamisaika
T	vääntö
T_c	jatkuva momentti
T_{cog}	reluktanssivääntö
T_l	kuorman aiheuttama momentti
T_p	maksimimomentti
V_{wb}	johdinten tilavuus kahdessa urassa
V_{a-c}	vaihejännite
V_c	lastuamisnopeus
V_f	pöytäsyöttö
X	radiaalinen kerroin
Y	aksaalinen kerroin
z	lastuavien terien lukumäärä
z	materiaalivakio

1. JOHDANTO

Kilpailukykyisen yrityksen tulee pystyä tuotekehityksessään omaksumaan uusia teknologioita, joilla on mahdollista saavuttaa kilpailuetua. Uudet teknologiat tarjoavat mahdollisuuksia parantaa tuotteiden toimintaa, tehokkuutta ja energian käyttöä. Jyrsinkoneiden voimansiirto on perinteisen vaihteiston ja hihnavetoisen voimansiirron lisäksi saanut vaihtoehdon suoravetokaroista, joissa voimaa tuottava moottori on kiinnitetty suoraan kara-akseliin.

Teollisuudessa ja jyrsinkoneiden karoissa on käytetty paljon induktiomootoreita. Suoravetokarojen karamootoreina on induktiomootoreiden sijaan käytetty kestromagneettimootoreita, jotka eivät tarvitse erikseen magnetointivirtaa roottorille. Vääntömootoreilla on suuri halkaisija ja ne ovat keskeltä onttoja kestromagneettitahtimootoreita. Vääntömootorit tarjoavat suuren vääntömomentin matalalla kierrosalueella.

Tämä diplomityö on tehty toimeksiantona osana Pemamek Oy:n jyrsinkoneiden tuotekehitystä. Yrityksessä todettiin tarve jyrsinkoneiden kehittämiseksi ja haluttiin tutkia uuden teknologian soveltuvuutta vanhan korvaajaksi. Tapaustutkimuksen kohteeksi valikoitui jyrsinkone, jossa nähtiin eniten mahdollisuuksia uuden teknologian hyödyntämisessä ja jossa vanha teknologia aiheutti haasteita lastuamisen onnistumisessa.

Aluksi työssä käsitellään työn tavoitteet, tutkimuskysymykset ja -menetelmät. Kirjalliskatsauksen avulla käsitellään ensimmäisenä lastuamisen teoriaa, toiseksi vääntömootoreiden teoriaa ja kolmanneksi karateknologiaa. Kirjallisuuskatsauksen jälkeen esitellään yritys ja työn taustatiedot. Tapaustutkimuksessa käydään läpi nykytilakartoitusta, kehitystoimia ja määritetään testeissä käytettäviä lastuamisarvoja. Mittaustuloksissa esitellään tehdyistä mittauksista saatuja tuloksia. Mittaustuloksia ja niiden merkitystä käydään läpi analyysissa ja keskustelussa. Lopuksi käydään läpi yhteenveto tehdystä työstä.

1.1 Työn tavoitteet

Tämän diplomityön tavoitteena on selvittää vääntömootorin soveltuvuutta jyrsinkoneen karamootoriksi. Tavoitteena on selvittää lastuamistapahtuman vaatimukset lastuamismomentin ja tehon kautta, jotta voidaan verrata vääntömootorin ominaisuuksia vaatimuksiin. Vääntömootorit tarjoavat mahdollisuuden suoravetoteknologian käyttöön, joten työssä selvitetään lisäksi suoravetoteknologian tarjoamia mahdollisuuksia ja etuja.

Vääntömoottoreiden käytöstä jyrsinkoneiden karamoottoreina löytyy tutkimusta, mutta ne keskittyvät korkeanopeuksiin karoihin. Hitaita karamoottoreita (alle 1000 RPM) ei ole tutkittu karamoottoreina ja hitaiden vääntömoottoreiden tutkimus keskittyy moottoreihin, joita käytetään enimmäkseen koneistuskeskusten kääntöpöydissä. Tässä diplomityössä selvitetään vääntömoottorin soveltuvuutta jyrsinkoneen karamoottoriksi jyrsinkoneessa, jonka kierrosalue on matala (alle 100 RPM) ja lastuavan terän koko on suuri (halkaisija 1000 mm).

1.2 Tutkimuskysymykset ja tutkimusmenetelmät

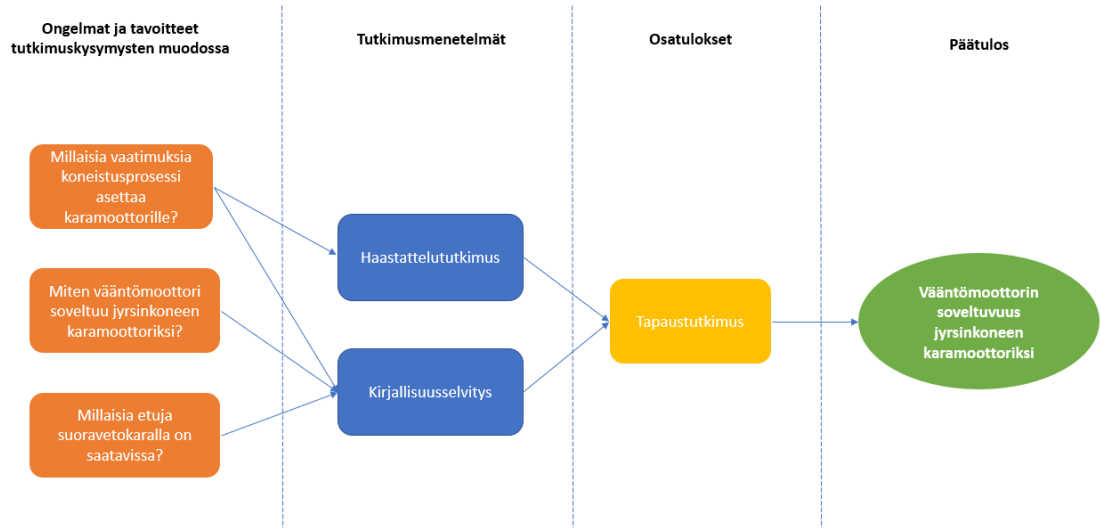
Työn tavoitteiden pohjalta diplomityön tutkimuskysymyksiksi muodostuivat seuraavat kysymykset:

- Millaisia vaatimuksia koneistusprosessi asettaa karamoottorille?
 - o Millaisen tehon koneistus vaatii?
 - o Kuinka suuren momentin koneistus vaatii?
 - o Millainen on paras lastuamissykli koneistuskoneen kannalta?
- Miten vääntömoottori soveltuu jyrsinkoneen karamoottoriksi?
 - o Vastaavatko vääntömoottorin ominaisuudet koneistuksen asettamia vaatimuksia?
 - o Onko vääntömoottorista saatavissa etuja aiempaan sovellukseen nähden?
- Millaisia etuja suoravetokaralla on saatavissa?

Tässä työssä tutkitaan lastuamisen teoriaa, vääntömoottoreiden ominaisuuksia ja karateknologiaa kirjallisuuskatsauksen avulla. Kirjallisuuskatsauksen avulla on tarkoitus saada tietoa lastuamisprosessiin vaikuttavista suureista ja muuttujista sekä saada tietoa vääntömoottoreiden ominaisuuksista ja ohjauksesta. Karateknologiasta tavoitteena on saada tietoa voimansiirtomenetelmistä.

Yrityksen tapaustutkimuksessa tehdään nykytilakartoitus, jossa selvitetään puolistrukturoidun teemahaastattelun avulla nykyisen sovelluksen ominaisuuksia, etuja ja haittoja. Nykytilaa kartoitetaan lisäksi selvittämällä lastuamisprosessin asettamat teoreettiset vaatimukset laskemalla tehontarve ja momentin tarve. Kehitystoimina selvitetään vääntömoottorin vastaavuutta nykytilakartoituksessa selvinneisiin lastuamisen vaatimuksiin. Lastuamismomenttien laskenta verifioidaan kokeellisessa testauksessa, jossa testataan

vääntömoottorin toimivuutta lastuamisessa. Tapaustutkimuksessa testataan kokeellisesti vääntömoottoria lastuamisessa. Kuvassa 1 on esitetty diplomityön kulku tutkimuskysymyksistä päätulokseen.



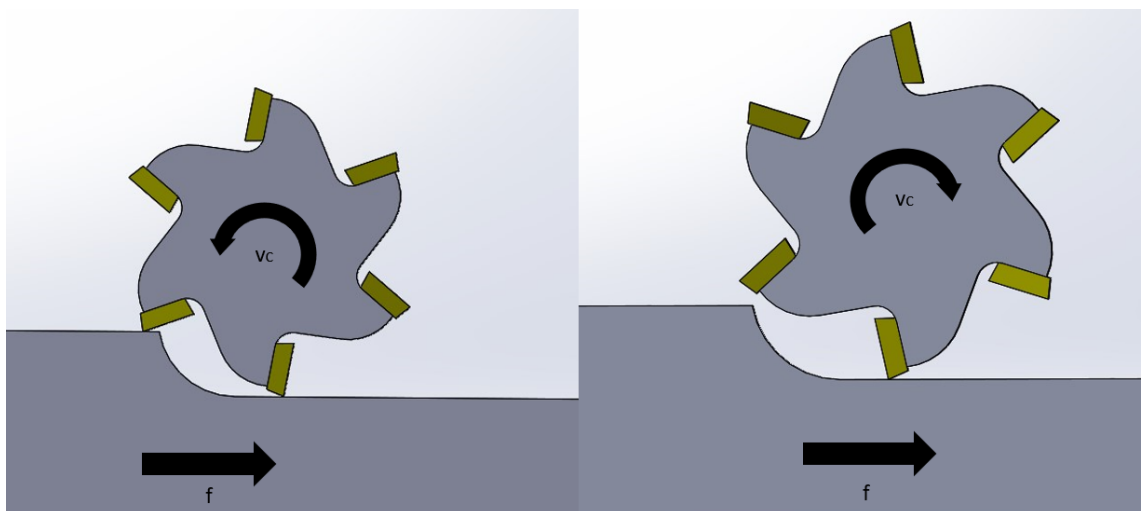
Kuva 1. Diplomityön tutkimuskysymykset, -menetelmät, osatulokset ja päätulos

2. LASTUAMINEN

Tässä luvussa käydään läpi lastuamisen teoriaa kirjallisuuskatsauksen avulla. Koneistuksessa lastuamisprosessi on tunnettava, jotta koneistus voi olla tehokas. Huono prosessin hallinta voi johtaa terien lyhyempään kestoikään, huonompaan pinnanlaatuun tai terärikkoihin. Tehokkaalla lastuamisprosessilla voidaan myös hallita kustannuksia. Luvussa käydään läpi lastuamisgeometriaa, sillä se vaikuttaa suoraan lastuamisvoimiin ja koneistuksen tehotarpeeseen. Terän kulumista käsitellään, koska terän kuluminen vaikuttaa myös lastuamisvoimiin ja tehontarpeeseen. Lisäksi työssä on tarkoitus selvittää terän kulumista ja saada siitä yritykselle lisää tuntemusta jatkokehitystä varten. Lastuamisvoimien teoriaa käydään läpi, sillä lastuamisvoimien perusteella määritetään koneistusprosessin tehontarve.

Lastuamisvoimien tunteminen on tärkeää tuennan riittävyyden varmistamiseksi ja lastuamisentehon tarpeen laskemiseksi. Tässä työssä lastuamisvoimien avulla saadaan laskettua lastuamisen tehontarve ja sen avulla määritettyä vääntömootorin vaatimukset. Terien kulumisen vaikuttaa lastuamisvoimiin kasvattamalla niitä ja siten kasvattamalla tehontarvetta.

Jyrsintä voi olla myötä- tai vastajyrsintää. Myötäjyrsinnässä työkalun pyörimisliikkeen lastuamisnopeus on samansuuntainen syöttöliikkeen kanssa, kun taas vastajyrsinnässä työkalun lastuamisnopeuden suunta on syöttöliikettä vastaan. (Aaltonen et al. 1997, s. 206, Tschätsch 2009, s. 174–175) Kuvassa 2 on havainnollistettu myötä- ja vastajyrsinnan eroja.

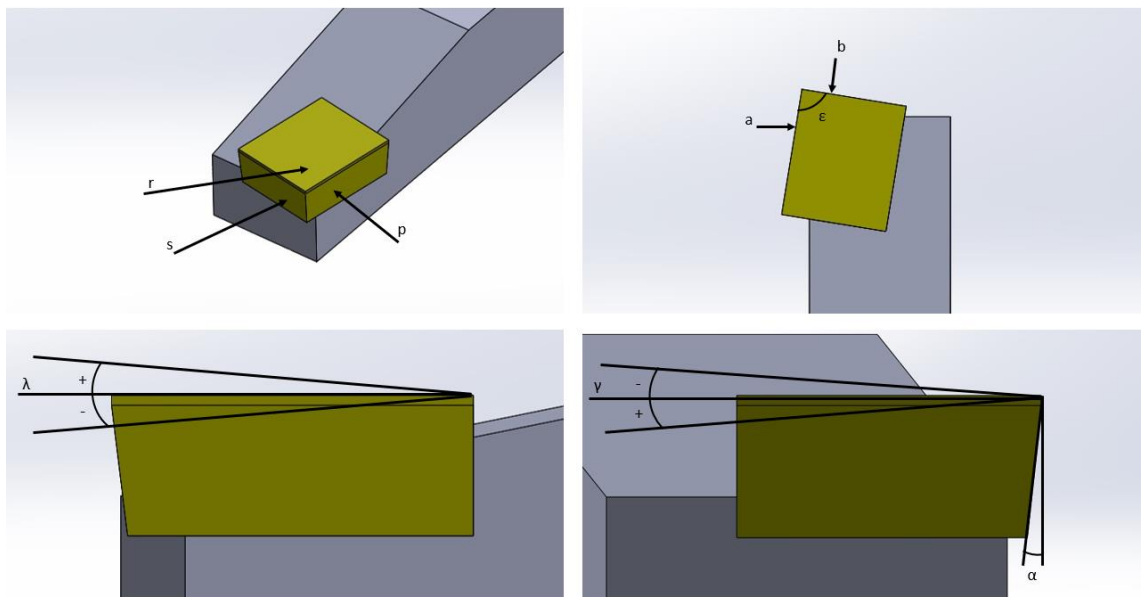


Kuva 2. Vasemmalla myötäjyrsintä ja oikealla vastajyrsintä

Kuvassa pöytäsyötön suunta on oikealle ja lastuamisnopeuden suunta vaihtuu jyräntämuodon mukaan.

2.1 Lastuamisgeometria

Lastuamisessa oleellisessa osassa on työkalun terä, joka on kontaktissa työnettävän materiaalin kanssa. Terägeometrian tunteminen lastuamisessa on tärkeää sopivien lastuamisarvojen valinnassa ja lastuamisvoimien tunnistamisessa. Nämä asiat vaikuttavat merkittävästi lastuamisaikoihin sekä työstökoneen tehontarpeeseen. (Tschätsch 2009, s. 12, 187, 188) Kuvassa 3 on esitetty terägeometrian nimitykset merkittynä ja taulukossa 1 selitteet.



Kuva 3. Terägeometria, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 5)

Taulukko 1. Terägeometrian nimet ja selitteet

Nimi	Selite
Päästökulma	α
Kärkikulma	ϵ
Rintakulma	γ
Viettökulma	λ
Pääsärämä	a
Päästöpinta	p
Sivupäästöpinta	s
Sivusärämä	b
Rintapinta	r

Rintakulma on työkaluissa tyypillisimmillään välillä -6° – 6° . Suuremmilla rintakulmilla saavutetaan parempi lastunvirtaus, pienempi kitka lastuamisessa, parempi pinnanlaatu sekä

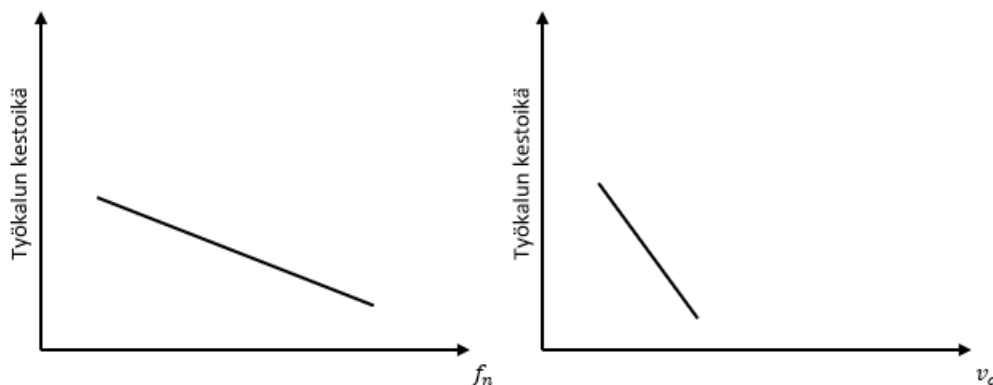
pienemmät lastuamisvoimat. Suuri rintakulma kuitenkin heikentää terän kärkeä, heikentää lämmön poistumista teräpalasta ja lisää työkalun kulumista. (Tschätsch 2009, s. 12) Rintakulman pienentäminen kasvattaa päälastuamisvoimaa 1–1,5 % jokaista astetta kohden (König & Klocke 1997, s. 74, Tschätsch 2009, s. 12). Suurempi vaikutus rinta- ja viettokulmilla on syöttö- ja passiivivoimiin: yhden asteen muutos voi vaikuttaa 5–10 prosenttia voimiin (König & Klocke 1997, s. 74).

Teräpalan kärkeen voidaan tehdä positiiviselle rintapinnalle negatiivinen viiste. Positiivisella rintakulmalla saadaan parannettua lastunhallintaa ja pidettyä kitka sopivana rintapinnalla. Negatiivinen viiste vahvistaa terän kärkeä suuremman poikkileikkauksen takia. Negatiivisella viisteellä lastuamisvoimien kasvu on pienempää kuin negatiivisella rintakulmalla. (Tschätsch 2009, s. 13)

Suurempi päästökulma soveltuu pehmeille ja sitkeille materiaaleille, kun taas pienempi päästökulma on parempi lujille teräksille. Suuremmalla päästökulmalla työkalun kärkeen keskittyy enemmän lämpöä ja terän kärki heikkenee kuten suurella rintakulmalla. Pieni päästökulma voi aiheuttaa työkalun osumista työkappaleen pintaan, jolloin terän kuluminen nopeutuu. (Tschätsch 2009, s. 9)

2.2 Terän kuluminen

Terän kuluminen kasvattaa lastuamisvoimia, sillä terän kuluminen lisää terän ja lastun välistä kitkaa. Eri lastuamisarvot vaikuttavat terien kulumiseen eri tavoin. Kuvassa 4 on esitetty syötön ja lastuamisnopeuden muutoksen vaikutus terän kestoikään.



Kuva 4. Lastuamisarvojen vaikutus terän kestoikään (Vieregge 1970, s. 61)

Kuvasta nähdään, että syötön f_n kasvattaminen lyhentää terän kestoikää, mutta lastuamisnopeuden v_c kasvattaminen lyhentää terän kestoikää nopeasti (Vieregge 1970, s. 61).

2.2.1 Kulumismekanismit

Terän kulumismekanismit ovat mekanismeja, jotka aiheuttavat materiaalin poistumista teräpalasta. Työkappaleen ja teräpalan mekaaniset ominaisuudet yhdessä lastuamisen parametrien kanssa aiheuttavat mekaanista ja termistä kuormitusta, jotka johtavat terän kulumiseen.

Lastuamisen aikana teräpalaa kuluttavia mekanismeja on neljä erilaista: abrasiivinen kuluminen, adhesiivinen kuluminen, tribokemiallinen kuluminen ja väsyminen. Tribokemiallinen kuluminen voidaan jakaa tarkempiin mekanismeihin: diffuusio, hapettuminen, attritiivinen kuluminen ja sähkökemiallinen kuluminen. Nämä mekanismit vaikuttavat teräpalan kulumiseen joko samanaikaisesti tai eri aikaan. Mekanismiyhdistelmien esiintymiseen vaikuttaa lastuamisen aikana erityisesti lastuamislämpötila. (Aaltonen et al. 1997, s. 72–73)

Kulumisen aiheuttanut mekanismi voidaan tunnistaa teräpalan pinnan ulkonäöstä (Aaltonen et al. 1997, s. 73). Abrasiivisessa kulumisessa työkalun rintapinnan ja päästöpinnan sekä työkappaleen materiaalin suhteellinen liike aiheuttaa mekaanista hankautumista. Hankautuminen voi olla joko voimakasta, lievää tai pehmeää. Voimakkaassa hankautumisessa lastuttavan materiaalin sisällä olevat abrasiivit kuluttavat uria terään. Lievässä hankautumisessa abrasiivit liukuvat terän pinnan yli. Pehmeässä hankautumisessa terässä on viallisia kohtia, joista kitkavoimat voivat irrottaa materiaalia. (Aaltonen et al. 1997, s. 74) Mitä kovempaa terämateriaali on suhteessa työstettävän materiaalin abrasiiveihin, sitä pienempää kulumisen on (Childs et al. 2000, s. 122).

Adhesiivinen kuluminen johtuu terän ja työkappaleen väliin syntyvien puristushitsautumien irtoamisesta sekä hitsauman mukanaan viemästä terämateriaalista. Adhesiivista kulumista hidastaa stabiili irtosärmä, joka toimii suojakerroksena puristushitsautumien ja terämateriaalin välillä. (Aaltonen et al. 1997, s. 75) Alhaisilla lastuamislämpötiloilla adheesiota ei tapahdu herkästi. Korkeilla lastuamislämpötiloilla adheesiota hidastaa materiaalien pehmeneminen (Childs et al. 2000, s. 127)

Diffuusiolla työkalun molekyylejä ja atomeita siirtyy teräpalan yli liukuviin lastuihin. Diffuusio edellyttää korkeaa lämpötilaa, materiaalien kosketusta sekä keskinäistä liukoisuutta. (Aaltonen et al. 1997, s. 76) Diffuusion vaatima lämpötila on noin 900 °C. Diffuusio kiihdyttää adhesiivista ja abrasiivista kulumista, mutta ei itsessään aiheuta merkittävää materiaalin poistumista teräpalasta. (Aaltonen et al. 1997, s. 77)

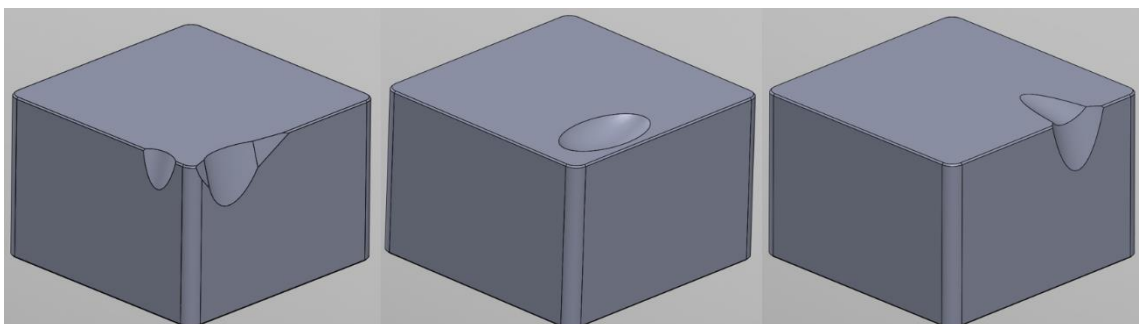
Hapettumista tapahtuu teräpalan pinnoituksen alta paljastuneessa materiaalissa, joka reagoi hapen kanssa korkeissa lämpötiloissa. Hapettuminen muodostaa oksideita kulumisen pinnan päälle ja poistuessaan ne vievät terämateriaalia mukanaan. Hapettuminen vaikuttaa eniten sivupäästöpinnan kulumiseen, jos sivupäästöpintaan on syntynyt aiemmin kulumislovi. (Aaltonen et al. 1997, s. 79)

Attritiivista kulumista tapahtuu, kun lastuaminen ei ole jatkuvaa. Tällöin teräpalan pinnasta irtoaa partikkeleita. (Aaltonen et al. 1997, s. 80) Lastuamisen aikana teräpala varautuu negatiivisesti ja työkappale positiivisesti. Aiheutunut potentiaaliero heikentää teräpalan sidosaineita ionisiirtymien vuoksi. Sidosaheen heikkeneminen edistää muiden kulumismekanismien vaikutusta, mutta kokonaisuuden kannalta sähkökemiallinen kulumisen ei ole merkittävää. (Aaltonen et al. 1997, s. 78–79)

Terään kohdistuu väsyttävää kuormitusta kuormituspisteen sijainnin vaihdellessa ja näin ollen teräsärmään kohdistuu puristusjännityksen lisäksi veto- ja taivutusjännitystä. Sorvauksessa jännitystilän vaihtelu ei ole yhtä suurta kuin epäjatkuavassa lastuamisessa. Jännitystilän muutos johtuu lastun erotuskohdan vaihtelusta rintapinnan ja päästöpinnan välillä. Lisäksi jännitystilaan vaihtelua aiheutuu teräpalan lämpötilanvaihtelusta, kun teräpala lämpenee ja jäähtyy nopeassa tahdissa. Jännitystilän vaihtelu aiheuttaa teräpalan lujuuden heikentymistä, materiaalin irtoamista sekä kampahalkeamia rinta- ja päästöpinoille, jotka toimivat murtumien alkukohtina. (Aaltonen et al. 1997, s. 80)

2.2.2 Kulumismuodot

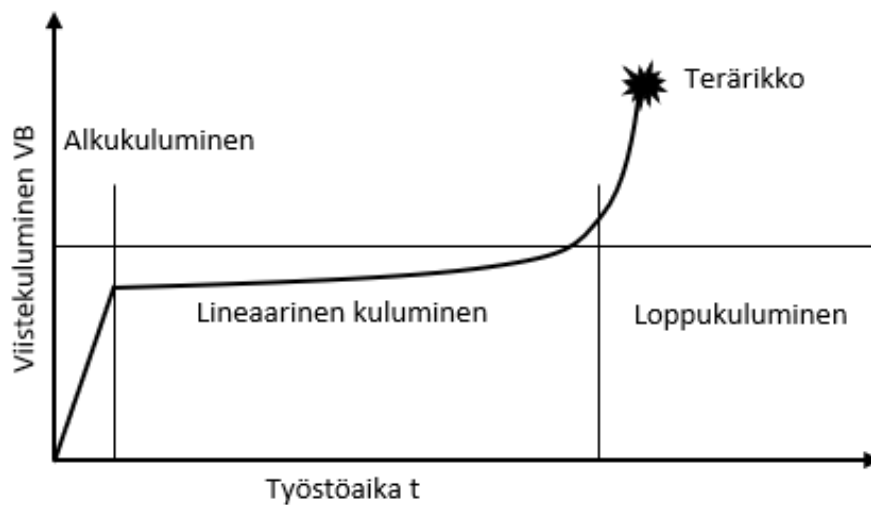
Kulumismuotoja on kolme erilaista: viiste-, kuoppa- ja lovikuluminen (Aaltonen et al. 1997, s. 81). Kuvassa 5 on esitetty eri kulumismuotojen vaikutukset teräpalan ulkonäköön.



Kuva 5. Vasemmalta alkaen viistekuluminen, kuoppakuluminen ja lovikuluminen, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 81)

Viistekuluminen kuluttaa terää päästöpinnalta ja sivupäästöpinnalta, ja sitä esiintyy kaikissa työstöoloissa (Aaltonen et al. 1997, s. 81). Viistekulumisessa on kolme vaihetta.

Ensimmäisenä tapahtuu alkukuluminen uudella terällä. Alkukuluminen aikana terä kuluu nopeasti. Kulumisen nopeuteen vaikuttaa terän pääsärmän terävyys. Kun terä saavuttaa tietyn kuluneisuusasteen, vaihtuu kulumismuoto lineaariseksi kulumiseksi ja kulumisvauhti hidastuu selvästi. (Aaltonen et al. 1997, s. 82–83) Lineaarisen kulumisen aikana kulumisen etenee lastuamisajan suhteen. Kun kulumisen alkaa kiihtyä, muuttuu lineaarinen kulumisen loppukulumiseksi. Loppukuluminen päättyy terärikkoon. (Aaltonen et al. 1997, s. 83) Kuvassa 6 on viistekulumisen vaiheet esitettynä.



Kuva 6. Viistekulumisen vaiheet, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 83)

Viistekuluminen vaikuttaa lastuamisen voimakomponentteihin, sillä päästöpinna kitakerroin kasvaa, mikä kasvattaa lastuamisvoimia. 0,1 mm:n viistekulumista kohti päälastuamisvoima kasvaa 10 %, syöttövoima 25 % ja passiivivoima 30 %. (Aaltonen et al. 1997, s. 18)

Kuoppakuluminen muodostaa terän rintapinnalle kuopan. Kuoppa vaikuttaa terään suurentamalla rintakulmaa sekä pienentämällä teroituskulmaa, joka pienentyessään tekee terän murtumille alttiimmaksi. (Aaltonen et al. 1997, s. 84–85) Kulumismekanismeista diffuusio vaikuttaa eniten kuopan syntymiseen. Diffuusiota on mahdollista heikentää hallitsemalla lastuamislämpötilaa ja lastuamalla materiaalia, joka suojaa terän rintapintaa. (Aaltonen et al. 1997, s. 84–85)

Lovikuluminen tapahtuu kulumisviisteen kohdassa, jossa terän päästöpinna koskettaa lastuamattonta materiaalia. Lastuamaton pinta ja lastuamattoman pinnan ja lastutun pinnan muokkauslujittunut reuna ovat kovempia kuin muu materiaali ja siten kuluttavat kulumisviistettä. (Aaltonen et al. 1997, s. 85)

2.2.3 Taylorin teoria

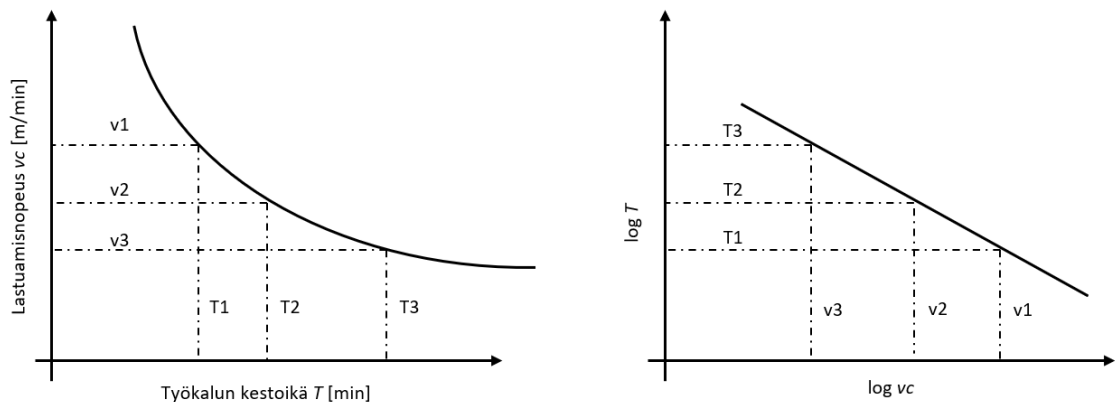
Taylor esitti terän kulumiselle kaavan

$$v_c * T^\alpha = C \quad (1)$$

jossa v_c on lastuamisnopeus, T on lastuamisaika, α on Taylorin eksponentti ja C on lastuamisnopeus, jolla terän kestoikä on 1 minuutti. Taylorin eksponentti voidaan laskea kaavalla

$$\alpha = \frac{\log v_1 - \log v_2}{\log T_2 - \log T_1} \quad (2)$$

jossa v_1 ja v_2 ovat lastuamisnopeudet ja T_1 ja T_2 lastuamisnopeuksia vastaavat lastuamisaikat. Taylorin teoriassa lastuamissyvyys ja syöttö ovat vakioita. (Taylor 1907) Kuvassa 7 on esitetty terän kestoian kuvaajat lineaarisessa ja logaritmisessa asteikossa.



Kuva 7. Kesto aika lineaarisessa ja logaritmisessa asteikossa, perustuu lähteeseen (Taylor 1907)

Kun tunnetaan teräpalojen kestoikä kahdella lastuamisnopeudella, voidaan laskea teräpalojen kestoikä tietyllä lastuamisnopeudella tai lastuamisnopeus halutulle kestoajalle (Taylor 1907).

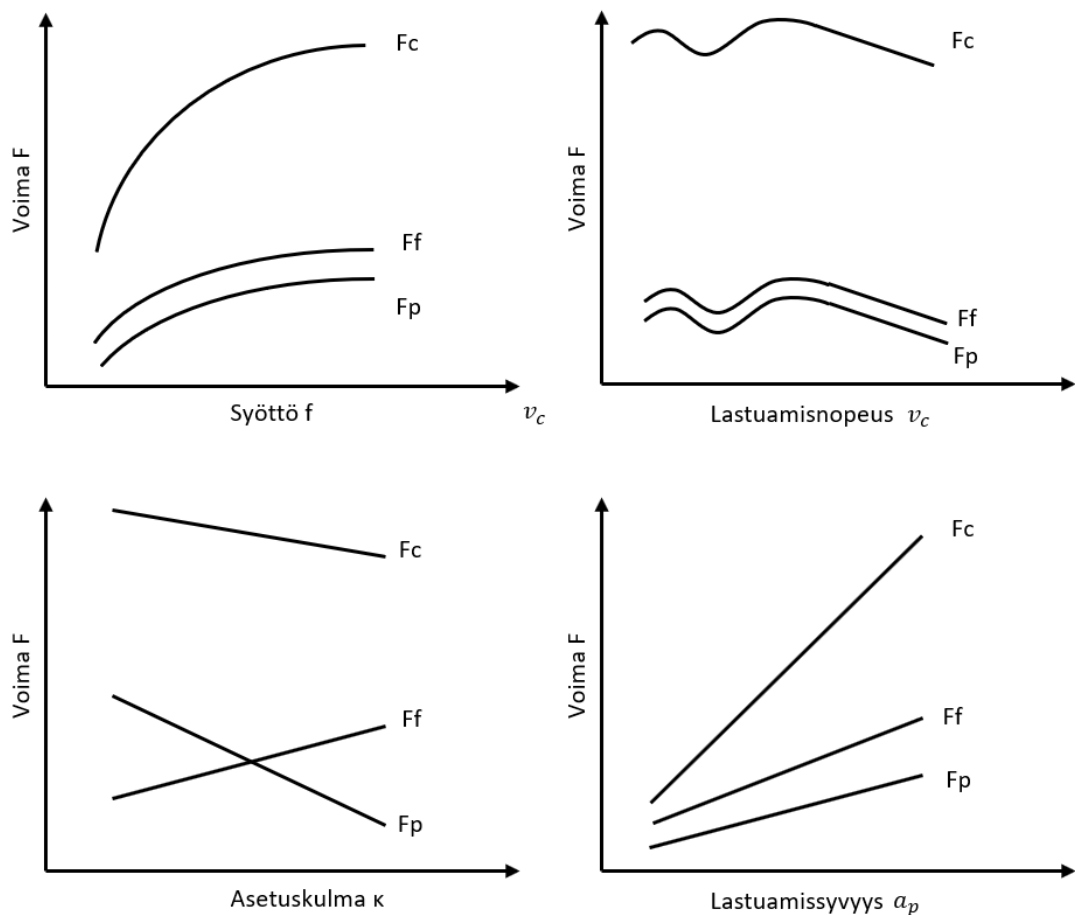
2.3 Lastuamisvoimat

Lastuamisvoimat vaikuttavat suoraan lastuamisessa vaadittavaan tehoon (Aaltonen et al. 1997, s. 21, Tschätsch 2009, s. 183). Lastuamisvoimiin vaikuttaa useita eri suureita, jotka tekevät lastuamisvoimien laskennasta epätarkkaa (Aaltonen et al. 1997, s. 16). Lastuamisvoimiin vaikuttavia muuttujia ovat materiaalikohtainen ominaislastuamisvoima, lastuamisarvot, terämateriaali, terän kulumisen ja geometria sekä lastuamisneste (Aaltonen et al. 1997, s. 16–20). Myötäjyrännässä lastuamisliikkeen suunta kohdistaa

päälastuamisvoiman kohti työkappaletta ja vastajyrsinnässä päälastuamisvoima on työkappaleesta poispäin (Aaltonen et al. 1997, s. 206, Tschätsch 2009, s. 173–174).

Lastuamisneste pienentää lastuamisvoimia pienillä lastuamisnopeuksilla, mutta suurilla lastuamisnopeuksilla lastuamisnestein voimia pienentävä vaikutus häviää, mikä voi kasvattaa lastuamisvoimia. (Aaltonen et al. 1997, s. 20)

Kuvassa 8 on esitetty eri lastuamisarvojen vaikutusta päälastuamisvoimaan F_c , syöttövoimaan F_f ja passiivivoimaan F_p .



Kuva 8. Lastuamissuureiden vaikutus lastuamisvoimiin, perustuu lähteeseen (König & Klocke 1997, s. 73)

Voimakäyristä nähdään, että lastuamisarvoista syötön ja lastuamispaksuuden kasvattaminen vaikuttavat eniten päälastuamisvoiman kasvamiseen suhteessa syöttö- ja passiivivoimaan. Syöttö- ja passiivivoimat muuttuvat lähes samaan tahtiin, mutta asetuskulmaa kasvattaessa voimakäyrät leikkaavat toisensa. (König & Klocke 1997, s. 73)

2.3.1 Ominaislastuamisvoimat

Ominaislastuamisvoima on materiaalista ja työkalun geometriasta riippuvainen vakio, jonka suuruuteen vaikuttaa edellä mainittujen lisäksi lastuamispaksuus. Pienillä lastuamispaksuuksilla ominaislastuamisvoima kasvaa merkittävästi verrattuna suuriin lastuamispaksuuksiin. (Aaltonen et al. 1997, s. 16)

Ominaislastuamisvoima k_c voidaan laskea seuraavalla kaavalla

$$k_c = k_{c1.1} * h^{-m} \quad (3)$$

jossa $k_{c1.1}$ on ominaislastuamisvoiman taulukkoarvo, h on lastunpaksuus ja m on kerroin, jolla otetaan huomioon ominaislastuamisvoiman riippuvuus lastuamispaksuudesta (Kienzle & Victor 1952, Aaltonen et al. 1997, s. 15, ja Vieregge 1970, s. 44 mukaan). Tschätsch antaa ominaislastuamisvoimalle kaavan

$$k_c = \frac{(1 \text{ mm})^z}{h_m^z} * k_{c1.1} * K_\gamma * K_v * K_{st} * K_{ver} \quad (4)$$

jossa k_c on ominaislastuamisvoima, h_m keskilastunpaksuus, z materiaalivakio, $k_{c1.1}$ ominaislastuamisvoiman taulukkoarvo, K_γ rintapinnan korjauskerroin, K_v lastuamisnopeuden korjauskerroin, K_{st} lastun tyssäymän korjauskerroin ja K_{ver} on terän kulumisen korjauskerroin (Tschätsch 2009, s. 182). Kaava eroaa Kienzlen ja Victorin kaavasta 3, sillä Tschätschin kaava ottaa korjauskertoimet huomioon ominaislastuamisvoiman laskemisessa, kun taas Kienzle ja Victor ottavat ominaislastuamisvoimaan vaikuttavan terägeometrian korjauskertoimen huomioon lastuamisvoiman kaavan yhteydessä. Kienzle ja Victor eivät kuitenkaan ota laskentakaavoissa muita korjauskertoimia huomioon (Aaltonen et al. 1997, s. 19, 23). Tschätsch antaa korjauskertoimille arvot, jotka on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Ominaislastuamisvoiman kaavan 4 kertoimien arvot (Tschätsch 2009, s. 182)

Korjauskerroin	Arvo
Rintapinnan kulman korjauskerroin K_γ	$K_\gamma = 1 - \frac{\gamma_{tat} - \gamma_0}{100}$, jossa $\gamma_0 = 6^\circ$, teräksille ja γ_{tat} oikea rintakulma
Lastuamisnopeuden korjauskerroin K_v	pikateräksille $K_v = 1,2$; kovametalleille $K_v = 1,0$
Lastun tyssäymän korjauskerroin K_{st}	$K_{st} = 1,2$
Terän kulumisen korjauskerroin K_{ver}	$K_{ver} = 1,3$

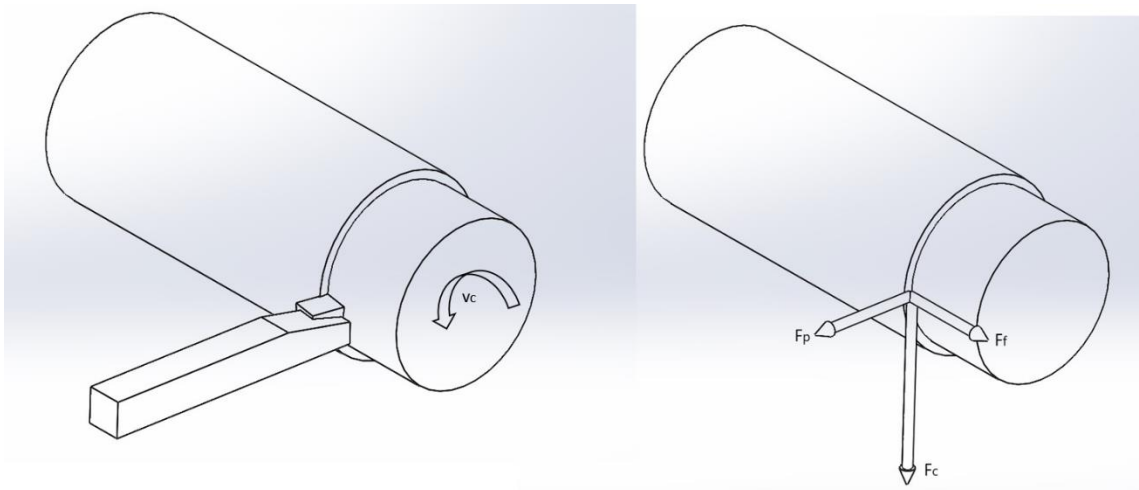
Kun ominaislastuamisvoimaa ei tunneta, voidaan se arvioida mittaamalla lastuamiseen käytetty teho ja laskemalla kaavalla

$$k_c = \frac{P_t - P_0}{a_e * a_p * v_f} \quad (5)$$

jossa P_t on karan kokonaisteho, P_0 karateho tyhjäkäynnillä, a_e lastuamisleveys, a_p lastuamissyvyys ja v_f on pöytäsyöttö (Janota et al. 2019, s. 3251). Kokeellisen tavan tulos eroaa taulukkoarvoista ja erotus korostuu pienemmillä teräsyötöillä (Janota et al. 2019, s. 3255).

2.3.2 Sorvauksen lastuamisvoimat

Sorvaus on lastuava menetelmä, jossa pyörivää työkappaletta lastutaan terällä, joka liikkuu työkappaleen suhteen (Aaltonen et al. 1997, s. 176). Sorvauksen lastuamisvoimien suorakulmaiset komponentit on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Sorvauksen lastuamisvoimat, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 14, Altintas & Ber 2001, s. 29, TGL 0-6584, Degner et al. 1989, s. 40 mukaan, Tschätsch 2009, s. 17)

Kuvassa F_c on päälastuamisvoima, F_f on syöttövoima ja F_p on passiivivoima. Taylorin kaavan mukaan lastuamisvoima on

$$F_y = k_1 * a_p * f^{k_2} \quad (6)$$

jossa k_1 on materiaalista riippuva vakio, a_p lastuamissyvyys, f syöttö ja k_2 on vakio (Taylor 1907, s. 128). Kienzle ja Victor kehittivät kaavan muotoon

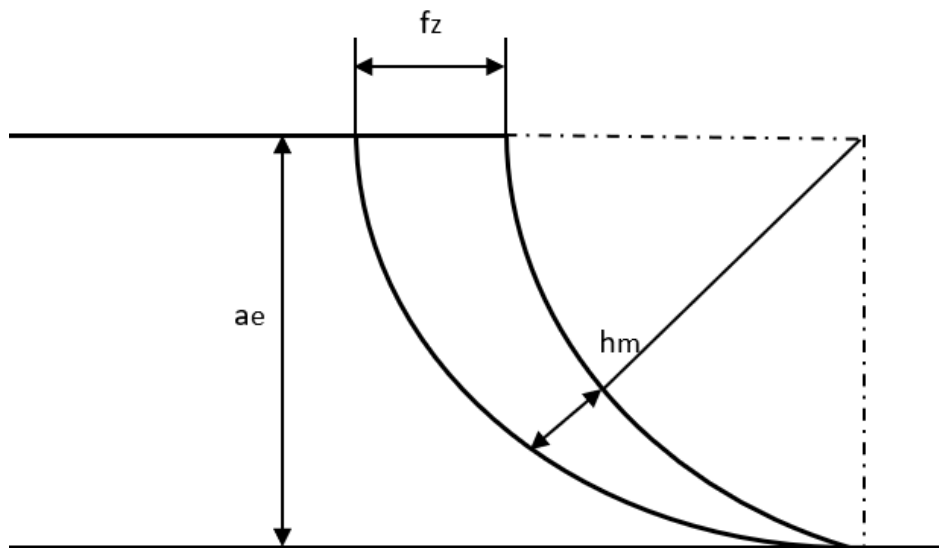
$$F_i = A * k_c \quad (7)$$

jossa A on lastun poikkipinta-ala ja k_c on ominaislastuamisvoima (Kienzle & Victor 1952, Aaltonen et al. 1997 mukaan, s. 15).

Lastuamisvoimakomponentteja laskettaessa saadaan komponentin voima laskettua käyttämällä tietyille komponentille ominaista ominaislastuamisvoimaa, jonka arvot saadaan taulukkoarvoista laskemalla kaavaa 4 käyttäen (König & Klocke 1997, s. 76).

2.3.3 Jyrsinnän lastuamisvoimat

Toisin kuin sorvauksessa, jyrsinnässä lastunpaksuus muuttuu, sillä työkalun pyöriessä kontaktissa olevan terän kulma-asento muuttuu (Aaltonen et al. 1997, s. 22). Lastunpaksuuden vaihtelun vuoksi jyrsinnän lastuamisvoimien laskennassa käytetään keskimääräistä lastunpaksuutta. Lastunpaksuus on myötäjyrsinnässä suurimmillaan terän osuessa työkappaleeseen ja vastajyrsinnässä terän poistuessa työkappaleesta kuvan 10 mukaisessa jyrsinnässä, jossa kontaktikulma on alle 90 astetta. (Tschätsch 2009, s. 181) Laskennassa voidaan käyttää myös teräkohtaista hetkellistä lastuamisepaksuutta h_i , mikäli lasketaan yksittäisen terän voimia (Aaltonen et al. 1997, s. 23). Kuvassa 10 on esitetty lastunpaksuuden vaihtelu lastuamisleveyden alueella.



Kuva 10. Keskimääräinen lastunpaksuus, perustuu lähteeseen (Tschätsch 2009, s. 181)

Keskimääräinen lastunpaksuus h_m voidaan laskea kaavalla

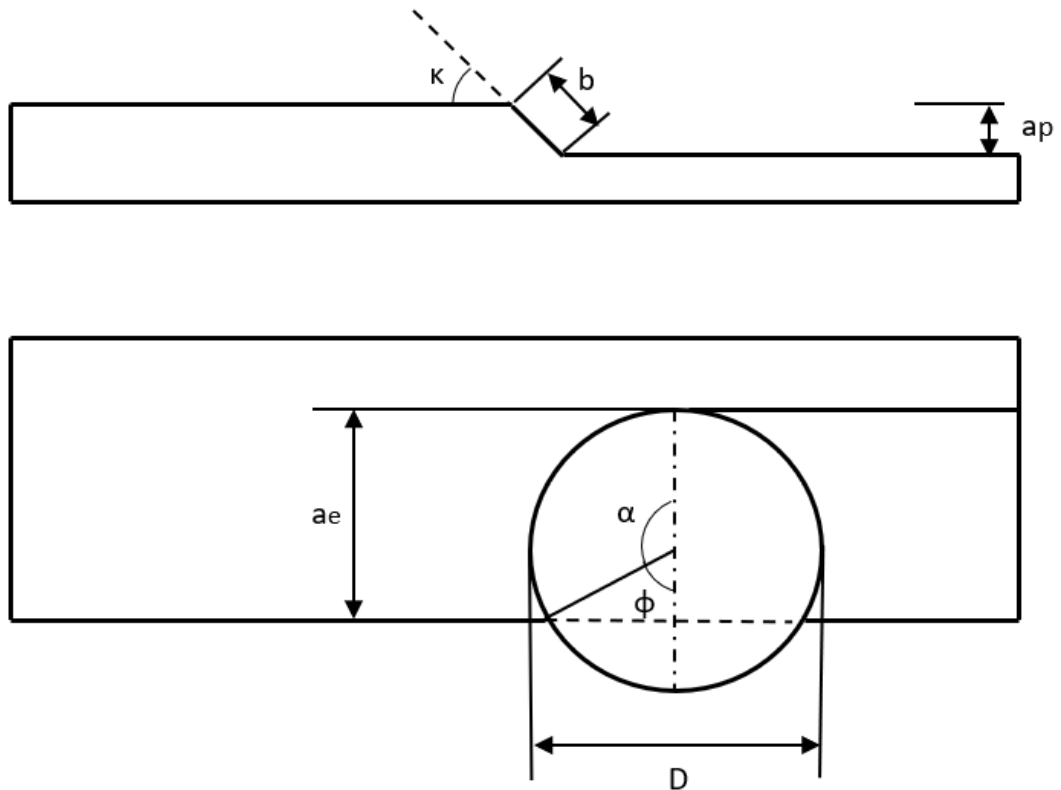
$$h_m = \sin \kappa * f_z * \frac{a_e}{L_z} \quad (8)$$

jossa κ on asetuskulma, f_z teräkohtainen syöttö, a_e jyrsittävä leveys ja L_z on työkalun ja työkappaleen kontaktipituus (Aaltonen et al. 1997, s. 22).

Kontaktipituus voidaan laskea seuraavalla kaavalla, kun tiedetään terän ja työkappaleen kosketuskulma α (Aaltonen et al. 1997, s. 22).

$$L_Z = \frac{\alpha}{360} * \pi * D \quad (9)$$

Kuvassa 11 on esitetty eri suureet jyrksinnässä.



Kuva 11. Lastuamisen suureita, perustuu lähteeseen (Aaltonen et al. 1997, s. 22)

Käytettäessä keskimääräistä lastunpaksuutta voidaan laskea keskimääräinen päälastuamisvoima yhdelle terälle kaavalla

$$F_{ym} = b * h_m * k_c \quad (10)$$

jossa b on lastunleveys (Aaltonen et al. 1997, s. 22). Laskettaessa yhden teräpalan hetkellistä päälastuamisvoimaa käytetään laskennassa hetkellistä lastunpaksuutta h_i , jonka kaava on

$$h_i = \sin \kappa * \sin \varphi * f_z \quad (11).$$

Kaavassa φ on terän kulma-asento (Aaltonen et al. 1997, s. 22). Kokonaislastuamisvoiman laskemiseksi tarvitaan lisäksi keskimäärin kontaktissa olevien hampaiden lukumäärä, joka saadaan kaavalla

$$e = z * \frac{\alpha}{360} \quad (12).$$

Kaavassa z on teräpalojen lukumäärä (Aaltonen et al. 1997, s. 22). Päälastuamisvoiman kaava on näin ollen

$$F_y = F_{ym} * e \quad (13)$$

Lastuamisvoiman kaava voidaan esittää myös muodossa

$$F_i = K_t b h_i + K_e b \quad (14)$$

jossa F_i on lastuamisvoimakomponentti, K_t on lastuamisesta aiheutuva voimakerroin ja K_e on terän ominaisuuksista aiheutuva voimakerroin (Altintas & Ber 2001, s. 38).

2.3.4 Lastuamisteho ja momentti

Lastuamisteho on teho, joka vaaditaan lastun irrottamiseen. Lastuamisteho saadaan laskettua kaavalla

$$P_L = F_y * v_c \quad (15)$$

jossa F_y on päälastuamisvoima ja v_c on lastuamisnopeus. Karamoottorilta edellytettävä teho saadaan jakamalla lastuamisteho hyötysuhteella (Aaltonen et al. 1997, s. 21). Jyr-sinnän vääntömomentti saadaan laskettua kaavalla

$$M = \frac{D}{2} * \sum F_y \quad (16)$$

jossa D on jyrsimen halkaisija.

3. VÄÄNTÖMOOTTORI

Tämän kappaleen kirjallisuustutkimuksen avulla selvitetään vääntömoottorin toimintaperiaatetta, vääntöominaisuuksia, ohjaustapoja sekä erilaisia käyttökohteita. Vääntömoottoreiden käytöstä koneistuksessa löytyy vähän kirjallisuutta ja kirjallisuus keskittyy enimmäkseen korkean kierrosnopeuden moottoreihin tai kääntöpöydissä käytettäviin vääntömoottoreihin.

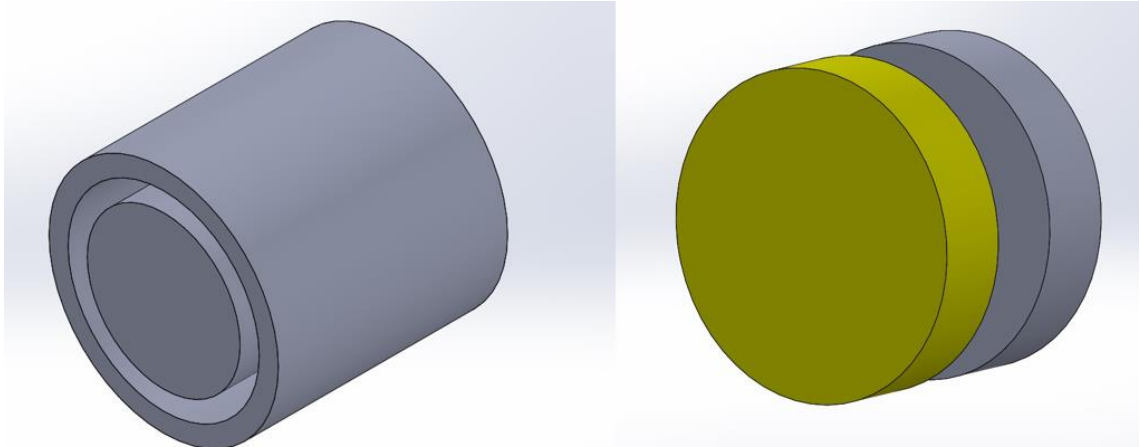
Vääntömoottori on kestopagneettitahtimoottori (engl. permanent magnet synchronous motor, PMSM), joka kuuluu sähkömoottoreissa tahtimoottoreihin. Vääntömoottoreita käytetään sovelluksissa, joissa vaaditaan korkeaa vääntömomenttia.

Tahtimoottorit on alun perin suunniteltu toimimaan 50 tai 60 hertsin suoralla tehosyötöllä. Tällä tavalla ne toimivat vakionopeudella kuormasta huolimatta eikä niillä ole kuormasta riippuvaista luistoa, kuten induktio-moottoreilla. Pyörimisnopeuden muutos saadaan aikaan ohjauksella. (Hughes & Drury 2019, s. 308)

Tahtimoottorit jaetaan roottorin mallin, rakenteen ja materiaalien sekä toiminnallisuutensa avulla neljään ryhmään: sähkömagneettisesti virittyneet moottorit, kestopagneettitahtimoottorit, reluktanssimoottorit ja hystereesimoottorit (Gieras 2010, s. 171). Kestopagneettimoottoreita ei ole standardoitu toisinkuin induktio-moottoreita, mutta tämä on mahdollistanut kestopagneettimoottoreiden paremman kehittämisen (Hughes & Drury 2019, s. 425).

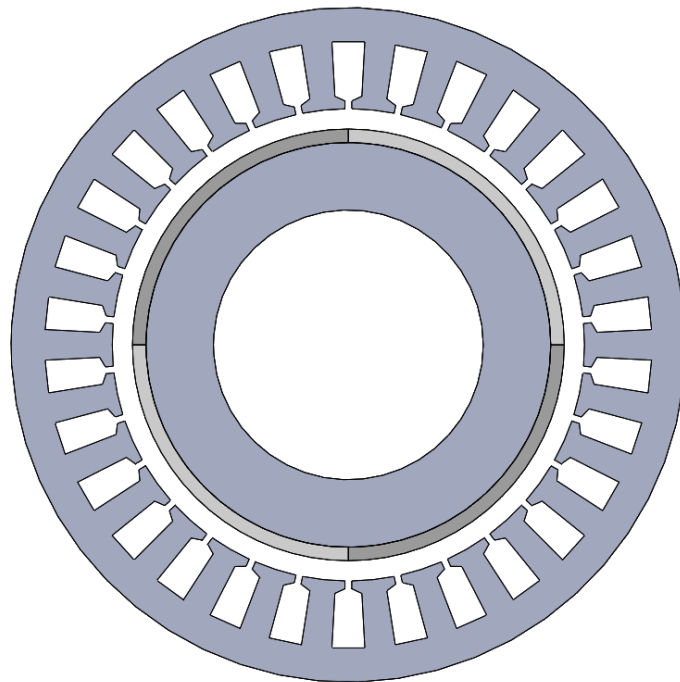
Vääntömoottorit ovat suunniteltu pääsääntöisesti alhaisen nopeuden sovelluksiin. Vääntömoottoreilla on suuri halkaisija-pituussuhde. Vääntömoottoreiden etuina on mahdollisuus suoravetoteknologiaan, korkea vääntö alhaisilla kierroksilla, hyvä dynaaminen vaste, hyvä tehokkuus, korkea kulmajäykkyys sekä helppo asennus ilmaraosta johtuen. (de Ciurana et al. 2009, s. 87) Kestopagneettimoottorien etuja ovat sähköinen tehokkuus sekä vääntötiheys (Nerg et al. 2014, s. 4286). Vääntömoottoreilla on hyvä hyötysuhde ja käämien puuttumisen takia kuparihäviöitä ei tapahdu. Lisäksi niillä on alhaisempi sähkömekaaninen aikavakio ja siten parempi dynaamisuus. (Chau 2015, s. 72)

Vääntömoottori koostuu staattorista, jossa on kolmivaihevirtakäämit, sekä roottorista, jonka pinnalla sijaitsevat kestopagneetit (Chau 2015, s. 72). Vääntömoottorit voivat olla radiaalisia tai aksiaalisia. Radiaalisuus ja aksiaalisuus kuvaavat magneettikentän suuntaa moottorissa (Hanselman 2003, s. 3). Kuvassa 12 on esitetty yksinkertaistetut mallit radiaalisen ja aksiaalisen vääntömoottorin rakenteesta.



Kuva 12. Vasemmalla radiaalinen vääntömoottori ja oikealla aksiaalinen vääntömoottori, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 3)

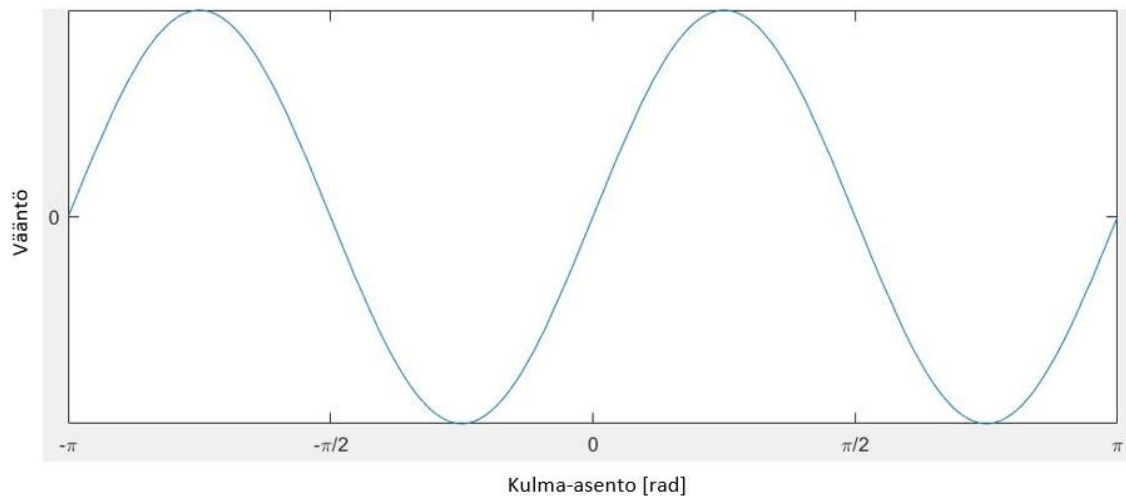
Radiaaliset vääntömoottorit voidaan jakaa edelleen pintamagneettisiin (engl. surface-permanent magnet, SPM) ja sisämagneettisiin (engl. internal permanent magnet, IPM) sen mukaan miten kestopagneetit on sijoitettu roottoriin. SPM-roottorissa kestopagneetit ovat roottorin pinnalla ja IPM-roottorissa ne ovat roottorin sisällä. (Gieras 2015, s. 172, Nam 2010, s. 141) Sijoittamalla magneetit roottorin rakenteen sisään ratkaistaan ongelma magneettien kiinnittämisestä sekä suojataan magneetteja demagnetoivalta ankkurireaktiolta kentänheikennyksessä (Nerg et al. 2014, s. 4286–4287). Kuvassa 13 on havainnollistava poikkileikkaus SPM moottorista.



Kuva 13. Havainnollistava poikkileikkauskuva vääntömoottorista, jossa on neljä napaa ja 30 staattoriuraa, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 114)

3.1 Toimintaperiaate

Vääntömoottoreiden toiminta perustuu kolmivaihevirran synnyttämään pyörivään magneettikenttään ja kestromagneettien magneettikenttään. Käämit toimivat sähkömagneetteina ja kun käämin magneettikenttä muuttuu virran vaiheen mukaan, kestromagneetti pyrkii keskittämään itsensä sitä seuraavan käämin kanssa, sillä magneettikentät vetävät toisiaan puoleensa. (Hanselman 2003, s. 6–8) Kuvassa 14 on kaksinapaisen vääntömoottorin vääntökäyrä yhden kierroksen ajalta, jossa pystyakselilla on vääntö ja vaakakselilla kulma-asento.



Kuva 14. Kaksinapaisen vääntömoottorin vääntökäyrä, perustuu lähteeseen (Hanselman 2003, s. 7)

Kuvassa olevat momentin nolla-arvot ovat magneetin lepoasentoja. Lepoasento on vaakaa, kun magneetti on napojen suuntaisesti ja epävakaata, kun se on napojen välissä. Epävakaasta lepoasennosta magneetti pyrkii vakaaseen lepoasentoon, mikäli magneettiin kohdistuu ulkoinen voima. (Hanselman 2003, s. 6) Momenttia kutsutaan reluktanssi-väännöksi tai asentomomentiksi (engl. cogging torque) (Hanselman 2003, s. 7). Väännön nollakohdista päästään eroon lisäämällä moottoriin useampia käämejä, jotta niiden vastasähkömotoristen voimien nollakohdat ovat tasaisesti jakautuneet ja moottorin on mahdollista tuottaa jatkuvaa momenttia (Hanselman 2003, s. 80).

Moottorin pyöriessä staattorin kenttä pyörii vaihtovirran taajuuden mukaan. Roottorin magneetit pyrkivät pitämään magneettikentän samansuuntaisena staattorin pyörivän kentän kanssa ja alkavat pyörimään staattorin kentän pyörimisnopeudella. (Hughes & Drury 2019, s. 315)

Roottorin kierrosnopeus minuutissa voidaan laskea kaavalla

$$n_s = \frac{120 * f}{p} = \frac{60 * f}{p_p} \quad (17)$$

jossa f on syöttövirran taajuus, p napojen lukumäärä ja p_p on napaparien lukumäärä eli nopeus on suoraan verrannollinen syöttövirran taajuuteen (Hanselman 2003, s. 12, Hendershot & Miller 2010, s. 1, Hughes & Drury 2019, s. 309). Nopeus on sama kuin staattorin luoman magneettikentän pyörimisnopeus (Gieras 2010, s. 173). Kun vääntömoottori saavuttaa tahtinopeutensa, se säilyttää nopeutensa kuormanvaihtelusta huolimatta siihen asti, kunnes syöttövirran taajuutta muutetaan. Kuormanvaihtelussa on momenttiraja, jonka jälkeen moottori ei enää pyöri samassa tahdissa kentän kanssa. Jos nopeus pakotetaan tahtinopeuden yläpuolelle, alkaa moottori toimia generaattorina. (Hughes & Drury 2019, s. 309)

Syöttövirran taajuuden kasvaessa moottorin ohjauksen tulee reagoida nopeammin, jotta moottori pysyy liikkeessä. Taajuuden kasvaessa tehoelektroniikan hinta kasvaa. Korkeanopeuksisissa moottoreissa käytetään pienempää napalukua, mutta silloin niiden vääntötuoton tehokkuus laskee. (Hanselman 2003, s. 12)

Sähkömoottoreissa vääntö tuotetaan kahdella eri tavalla: itseinduktiolla, joka vaihtuu paikan funktiona ja joka tuottaa reluktanssivääntöä, tai keskinäisinduktiolla, joka vaihtuu paikan funktiona ja joka tuottaa keskinäismomenttia. Moottorit suunnitellaan tuottamaan momenttia toisella näistä tavoista, jolloin toisen tavan tuottamaa momenttia pidetään haitallisena. Vääntömoottorit tuottavat keskinäismomenttia, jolloin itseinduktanssin aiheuttama reluktanssivääntö ei ole toivottua. (Hanselman 2003, s. 62)

Voima voidaan tuottaa korkealla vastasähkömotorisella voimalla ja pienellä virralla, alhaisella vastasähkömotorisella voimalla ja korkealla virralla tai jollain näiden välissä olevalla yhdistelmällä. Moottorin ohjauksen kannalta suositeltavaa on korkea vastasähkömotorinvoima alhaisella virralla, koska tällöin tehoelektroniikan vaatimukset eivät kasva liikaa. (Hanselman 2003, s. 64).

Useammalla käämillä käämit käämitään eri suuntaan kuin edellinen, jotta käämiin yhdistyvä vuo on sama kuin edellisessä, sillä magneettien napaisuudet vaihtelevat myös. Kun käämit on kytketty sarjaan, niiden vastasähkömotoriset voimat lasketaan yhteen. (Hanselman 2003, s. 79) Vastasähkömotoristen voimien kaavat ovat

$$e_a = E \cos(\omega_e t) \quad (18)$$

$$e_b = E \cos(\omega_e t - 120^\circ) \quad (19)$$

$$e_c = E \cos(\omega_e t - 240^\circ) \quad (20)$$

joissa E on vastasähkömotorisen voiman amplitudi (Nam 2010, s. 134). Käämeihin induoituvan vastasähkömotorisen voiman amplitudia kuvataan kaavalla

$$E = 2pNB_g LR_{ro} \omega_m \quad (21)$$

jossa B_g on ilmaraon vuon tiheys, p on napojen lukumäärä, N on käämin kierrosten lukumäärä, L on roottorin pituus ja R_{ro} on ilmaraon säde. Momentin amplitudi saadaan kaavalla

$$|T| = 2pNB_gLR_{ro}I \quad (22)$$

jossa I on virta. (Hanselman 2003, s. 79) Momentin amplitudi on siis suoraan verrannollinen virtaan nähden.

3.2 Matemaattinen mallinnus

Kestomagneettimoottoria voidaan kuvata matemaattisella mallilla, jossa staattorin vaiheiden jännitteitä kuvataan kaavoilla

$$V_a = R_s I_a + p\lambda_a \quad (23)$$

$$V_b = R_s I_b + p\lambda_b \quad (24)$$

$$V_c = R_s I_c + p\lambda_c \quad (25)$$

jossa R_s on staattorin resistanssi, p on ajanhetki ja $I_{a...c}$ ovat vaiheiden virrat (Ohm 2000, s. 2). Staattorin käämivuot ovat vektorisumma kestomagneettien magneettivuosta ja staattorin käämeissä kulkevan virran aiheuttamasta ankkurivuosta (Štulrajter et al. 2007, s. 80). Käämivoiden kaavat ovat

$$\lambda_a = L_{aa}I_a + L_{ab}I_b + L_{ac}I_c + \lambda_{ma} \quad (26)$$

$$\lambda_b = L_{ab}I_a + L_{bb}I_b + L_{bc}I_c + \lambda_{mb} \quad (27)$$

$$\lambda_c = L_{ac}I_a + L_{bc}I_b + L_{cc}I_c + \lambda_{mc} \quad (28)$$

jossa $L_{aa}...L_{cc}$ ovat keskinäisinduktanssit ja $\lambda_{ma}...m_c$ ovat paikasta riippuvaiset magneettien staattorin käämeihin aiheuttamat käämivuot. (Ohm 2000, s. 2–3)

Vääntömoottorin staattoria kuvaava a, b, c-koordinaatisto on paikallaan pysyvä, jolloin sen induktanssit ovat sinimuotoiset ja riippuvat roottorin asennosta eli ne ovat aikariippuvaisia. Sinimuotoisuudesta päästään eroon muuntamalla muuttujat d-q-koordinaatistoon, jossa ne ovat vakio muodossa eivätkä riipu paikasta. (Pillay & Krishnan 1988, s. 537)

Staattorin paikallaan pysyvistä a, b, c-koordinaatistosta muutetaan arvot paikallaan pysyvään α - β -koordinaatistoon Clarcken muunnoksella (Chattopadhyay et al. 2011, s. 91). Clarcken muunnos virroille

$$\begin{bmatrix} I_\alpha \\ I_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} * \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix} \quad (29)$$

jossa I_α ja I_β ovat virrat α - β -koordinaatistossa (Chattopadhyay et al. 2011, s. 92). Roottorin pyörivään d-q-koordinaatistoon kaavat saadaan α - β -koordinaatistosta Parkin muunnoksella

$$\begin{bmatrix} d \\ q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} \quad (30)$$

(Chattopadhyay et al. 2011, s. 93). Muunnosten jälkeen jännitteiden kaavat ovat muotoa

$$V_q = R_S I_q + p \lambda_q + \omega \lambda_d \quad (31)$$

$$V_d = R_S I_d + p \lambda_d - \omega \lambda_q \quad (32)$$

Edellä mainittujen kaavojen käämivuot λ_q ja λ_d ovat

$$\lambda_q = L_q I_q \quad (33)$$

$$\lambda_d = L_d I_d + \lambda_m \quad (34)$$

joissa L_d ja L_q ovat d- ja q-akselin induktanssit ja λ_m on kestopagneettien käämivuo (Ohm 2000, s. 2-4). Sisään menevä teho saadaan kolmivaihevirranmuuttujista kaavalla

$$P_i = V_a I_a + V_b I_b + V_c I_c \quad (35)$$

Eliminoimalla käämivuot yhtälöistä 30 ja 31, saadaan kaavat

$$V_q = (R_S + p L_q) I_q + \omega L_d I_d + \omega \lambda_m \quad (36)$$

$$V_d = (R_S + p L_d) I_d - \omega L_q I_q \quad (37)$$

jotka kuvaavat vääntömoottorin dynaamista mallia. (Ohm 2000, s. 2-4) Hetkittäinen teho d-q-koordinaatistosta saadaan kaavalla

$$P_i = \frac{3}{2} (V_q I_q + V_d I_d) \quad (38)$$

ja tuotettu teho kaavalla

$$P_o = \frac{3}{2} (-\omega \lambda_q I_d + \omega \lambda_d I_q) \quad (39)$$

Moottorin tuottama vääntömomentti saadaan laskettua kaavalla

$$T_e = \frac{3 * p}{2} (\lambda_m I_q + (L_d - L_q) I_d I_q) \quad (40)$$

jossa p on napojen lukumäärä. Ensimmäinen termi kuvaa keskinäismomenttia virran I_q ja kestopagneettien vuon välillä. Toinen termi kuvaa reluktanssimomenttia. (Ohm 2000, s. 4) Pintamagneettisilla moottoreilla, joilla induktanssit L_d ja L_q ovat yhtä suuret, muuttuu kaava 39 muotoon

$$T_e = \frac{3 * p}{2} * \lambda_m I_s * \cos \theta_m \quad (41)$$

jossa I_s on virtavektori, joka on määritetty olevan θ_m verran q-akselia edellä. Vääntö on suurimmillaan, kun θ_m on nolla, tai kun staattorin ja roottorin käämivoiden vektoreiden välinen kulma on 90 astetta. (Hughes & Drury 2019, s. 315, Ohm 2000, s. 5) Kaavoista huomataan, että napojen lukumäärää kasvattamalla saavutetaan suurempi vääntömomentti samalla virralla tai sama vääntömomentti pienemmällä virralla.

Kun otetaan huomioon inertia ja kitka, saadaan liikeyhtälöksi

$$T_e = T_l + J \frac{d\omega_m}{dt} + B\omega_m \quad (42)$$

jossa J on moottorin ja kuorman inertia, T_l on kuorman aiheuttama momentti, B on kitkerroin ja ω_m on mekaaninen kulmanopeus, saadaan malli täydennettyä (Garcia et al. 2006, s. 77).

3.3 Momentin tuottoon vaikuttavat tekijät

Edeltävien kaavojen lisäksi vääntömoottorin tuottama momentti voidaan kuvata moottorin fyysisen koon pohjalta kaavalla

$$T = k * D^2 * L \quad (43)$$

jossa k on vakio, D on roottorin halkaisija ja L on roottorin aksiaalinen pituus. Kaava johtaa siihen, että mikäli kaksi saman mittaista moottoria kytketään peräkkäin, jolloin kaavan L on $2L$, saadaan tuotetuksi momentiksi näiden kahden moottorin momenttien summa. (Hanselman 2003, s. 13)

3.3.1 Käämit

Staattoriurien lukumäärän on hyvä kaksi tai alle per napa per vaihe. Kahta suuremmalla lukumäärällä ei saavuteta merkittävästi suurempaa moottorin tehokkuutta. (Hanselman 2003, s. 125) Lisäksi staattoriurien lukumäärän tulee olla jaollinen vaiheiden lukumäärällä, eli kolmivaiheisen moottorin staattoriurien lukumäärän tulee olla kolmen monikerta (Hanselman 2003, s. 127).

Kasvattamalla käämin kierrosten lukumäärää vääntövakio kasvaa suhteellisesti ja sama vääntö saavutetaan pienemmällä virran arvolla. Vaikka virran arvo laskee ja vääntö pysyy samana, pysyvät myös kuparihäviöt samana, joten käämien kierrokset eivät vaikuta lämpöolosuhteisiin. (Wang et al. 2019, s. 4) Tämä johtuu siitä, että käämin poikkipinta-ala pysyy samana, jolloin resistanssi pysyy samana eikä käämin kierrosten lukumäärällä ole mahdollista vaikuttaa vääntömoottorin tehokkuuteen (Hanselman 2003, s. 106).

Moottorin lämpökäyttäytyminen riippuu tehohäviöistä, joihin vaikuttaa virta, magneettien kuormitus ja pyörimisnopeus (Borisavljevic 2013, s. 18). Moottorissa syntyy kuparihäviöitä staattorin käämeissä, jotka voidaan laskea kaavalla

$$P_c = \frac{3}{2} * R_{20} * \left(1 + (0,00392 * (\theta_c - 20))\right) * I_c^2 \quad (44)$$

jossa R_{20} on sähköinen resistanssi lämpötilassa 20°C , θ_c on käämien lämpötila ja I_c on jatkuva virta käämien lämpötilassa θ_c . Rautahäviöitä syntyy staattorissa ja roottorissa pyörrevirtojen takia, mitkä riippuvat virran taajuuden neliöstä. Kaavalla

$$P_{Fe} \sim f^2 \quad (45)$$

jossa f on virran taajuus, voidaan arvioida rautahäviöiden suuruus. (Etel 2019, s. 22) Pyörrevirtoja voidaan pienentää kasvattamalla materiaalin resistiivisyyttä, muun muassa laminoineilla (Hanselman 2003, s. 33). Vääntömoottorin lämpöhäviöt ovat pienemmät kuin vastaavassa induktio moottorissa (Hughes & Drury 2019, s. 365).

Vääntömoottoreissa esiintyvää vääntöhuojuntaa voidaan vähentää moottorin suunnitella. (Hughes & Drury 2019, s. 365) Staattorin puolella huojuntaa voidaan vähentää kääntämällä käämitysnapoja siten, että ne eivät ole magneettien kanssa yhdensuuntaiset vaan hieman vinossa (Hanselman 2003, s. 114, Nerg et al. 2014). Asettamalla käämit vinoon pysyy magneettien kokema reluktanssi samana tai sen vaihtelu vähenee merkittävästi. Samaa reluktanssin vähenemistä ei kuitenkaan saavuteta magneettien kääntämisellä. (Hanselman 2003, s. 114) Reluktanssivääntö voidaan laskea kaavalla

$$T_{cog} = \frac{1}{2} * \phi^2 * \frac{dR}{d\theta} \quad (46)$$

jossa ϕ on ilmaraon ylittävä magneettivoima, R on kokonaisreluktanssi, jonka vuo läpäisee ja θ on roottorin kulma (Hanselman 2003, s. 112).

3.3.2 Kestomagneetit

Kestomagneetit ovat magnetomotorisen voiman lähteitä, joiden kenttä pysyy vakiona. Magneettien ulkoinen kenttä koostuu kolmesta sarjaan kytketystä reluktanssista, jotka

ovat roottorin runko, staattorin runko ja ilmarako staattorin ja roottorin välillä. Roottorin kenttä pysyy vakiona, sillä sen reluktanssi ei vaihdu sen pyöriessä. (Hughes & Drury 2019, s. 318)

Kestomagneettimateriaaleja löytyy erilaisia, joiden ominaisuudet eroavat toisistaan. Erilaisia materiaaleja ovat alnico, ferriitti, samarium-koboltti ja neodyymi-rauta-boori. Materiaaleista ferriitti on edullisin ja siten suosituin, kun taas neodyymi-rauta-boori ja samarium-koboltti ovat kalliimpia, mutta tarjoavat paremman suorituskyvyn. Harvinaisista maametalleista neodyymi-rauta-boori on suosituin sovelluksissa, joissa vaaditaan korkeaa suorituskykyä, sillä se on samarium-kobolttia edullisempi. (Hanselman 2003, s. 34)

Kestomagneettien käytön hyötyjä ovat roottorin rakenteen yksinkertaisuus ja luotettavuus sekä se, että roottorille ei tarvita erillistä virransyöttöä. Haittoja aiheuttaa magneetikentän muuttumattomuus, minkä takia moottorin suunnittelussa tulee ottaa huomioon moottorin käyttötarkoituksen aiheuttama kuorma. (Hughes & Drury 2019, s. 311) Liiallinen lämpötila voi aiheuttaa magneettien demagnetoitumisen (Hughes & Drury 2019, s. 367).

Magneettien napojen lukumäärä vaikuttaa kaavan 17 mukaan roottorin kierrosnopeuteen. Napojen lukumäärä vaikuttaa lisäksi sähköiseen taajuuteen ja nopeuteen kaavan

$$\omega_e = P \omega_m \quad (47)$$

mukaisesti, missä ω_e on sähköinen kulmanopeus, P on napaparien lukumäärä ja ω_m on mekaaninen kulmanopeus (Hanselman 2003, s. 12). Napaparien lukumäärää kasvattamalla kasvaa sähköinen nopeus, jos mekaaninen nopeus pysyy samana. Jos taas sähköinen nopeus pysyy samana, laskee mekaaninen nopeus, kun napaparien lukumäärä kasvaa. Kasvattamalla hitaiden vääntömoottoreiden napalukua tarpeeksi, alkavat magneettien hajavuot kasvaa, jolloin vääntötiheys heikkenee ja magneettien rasitus kasvaa (Wang et al. 2019, s. 1). Hajavuot ovat ongelma myös upotetuissa kaksitasoisissa magneeteissa (Nerg et al. 2014, s. 4287).

Suuri napaluku mahdollistaa pienemmän vuon napaa kohden. Käämien takana olevan rautasuojuksen paksuus pienenee tämän johdosta. Toinen hyöty on käämitysten loppukäämien lyheneminen, mikä pienentää materiaali- ja tehohäviöitä. (Hughes & Drury 2019, s. 369, Nerg et al. 2014, s. 4288)

Kestomagneettien asettelulla on vaikutusta ilmaraon magneettivuon jakauman muotoon. SPM-moottoreilla jakauma on sinimuotoinen ja magneettien muoto vaikuttaa jakauman muotoon, kun taas IPM-moottoreilla magneettivuon jakauma on kanttiaallon muotoinen. (Wang et al. 2019, s. 1)

3.3.3 Moottorivakio

Vääntömoottorin ominaisuuksia voidaan kuvata vääntövakiolla, vastasähkömotorisen voiman vakiolla ja moottorivakiolla. Vääntövakio kuvaa vääntöä, joka on saavutettavissa tietyllä virralla. Kuitenkin vääntövakio ei kerro kokonaisuutta moottorin väännön tuotosta, sillä kääninkierrosten ja virran suhde pysyy vakiona. Vastasähkömotorisen voiman vakio on parempi kuvaus moottorin ominaisuuksista, sillä se ei ota huomioon virtaa, mutta kasvaa suhteessa käämin kierrosten lukumäärään. Vastasähkömotorisen voiman vakio ja moottorin nopeus asettavat vastasähkömotorisen voiman, jonka tulee olla pienempi kuin moottorin ohjauksen maksimijännitteen. (Hanselman 2003, s. 108)

Moottorivakio saadaan kaavalla

$$K_m = \frac{T}{\sqrt{I^2 R}} = \frac{B_g R_{ro}}{\sqrt{\rho}} \sqrt{V_{\omega b}} \quad (48)$$

jossa T on vääntö, I virta, R resistanssi, B_g ilmaraon käämivuon tiheys, R_{ro} ilmaraon säde, ρ resistiivisyys ja $V_{\omega b}$ on johdinten tilavuus kahdessa urassa. Moottorivakio siis kuvaa sitä, kuinka hyvin moottori tuottaa vääntöä suhteessa häviöihin ja moottorivakio ei riipu käämin kierrosten määrästä eikä virrasta. Kaavasta nähdään, että väännön tehokkuus riippuu ilmaraon vuosta, roottorin säteestä ja johdinten tilavuudesta. Moottorin väännön tehokkuutta saadaan parannettua pienentämällä ilmarakoa tai pidentämällä magneetteja tai vaihtamalla magneetit tehokkaampiin. (Hanselman 2003, s. 108–109)

Moottorin väännöntuotto tietylle tilavuudelle saadaan kaavalla

$$K_{TRV} = \frac{2N_m B_g N_i}{\pi R_{ro}} \quad (49)$$

jossa N_m magneettien napojen lukumäärä. Staattorin tilavuuden ollessa vakio, pysyy termi N_i vakiona ja silloin väännön tuotto on riippuvainen napojen määrästä ja ilmaraon vuon tiheydestä. (Hanselman 2003, s. 110)

3.4 Ohjaus

Ohjauksella vaikutetaan staattorin virran suuruuteen, nopeuteen ja asentoon suhteessa roottorin asentoon. Näin on mahdollista saavuttaa tarvittava vääntömomentti. (Hughes & Drury 2019, s. 316)

Vääntömoottoreita voidaan ohjata kenttäkeskeisellä ohjauksella (FOC) tai suoralla momenttisäädöllä (DTC). Molemmilla ohjaustavoilla on omat vahvuutensa. DTC-ohjauksella vasteaika on pienempi kuin FOC-ohjauksella, mutta vääntöhuojunta on suurempaa.

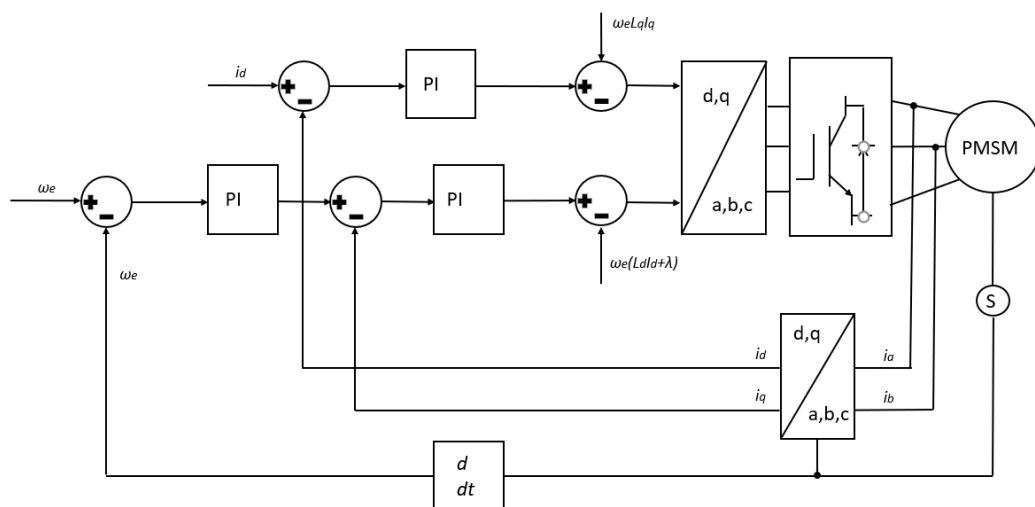
Suurempi vääntöhuojunta ei kuitenkaan vaikuta vastenopeuteen johtuen moottorin inertiaasta. DTC-ohjauksen vääntövaste seuraa paremmin referenssiarvoa ja siten sen nopeusvaste on hieman parempi. FOC-ohjaus on vakaassa tilassa DTC-ohjausta parempi ja sen virtavääristymä on pienempi. (Garcia et al. 2006, s. 79–81)

Tehokkaat korkeataajuiset invertterit mahdollistavat korkean pyörimisnopeuden korkeilla napaluvuilla ja nopeuden säätö on mahdollista toteuttaa tasaisesti. (Hughes & Drury 2019, s. 368). Vääntömoottorin ohjaukseen tarvitaan yleensä asentoanturi, jolla saadaan paikkatieto moottorin asennosta. Nopeusohjatuissa sovelluksissa fyysinen anturi voidaan korvata signaalinprosessoinnilla, jossa moottorin asento arvioidaan riittäväällä tarkkuudella. (Hanselman 2003, s. 189) Kuitenkin anturi voidaan vaatia tiettyihin sovelluksiin, jotta hätäpysäytys ja ohjattu pysäytys saadaan toteutettua turvallisesti vika-tilanteessa (Pacas 2011, s. 18).

3.4.1 FOC-ohjaus

FOC-ohjauksella voidaan ohjata tahtimoottoreita, joilla on vastaavia induktiomottoreita korkeampi tehotehiys (Hughes & Drury 2019, s. 308). FOC-ohjauksessa virrat tulee muuntaa a-b-c-koordinaatistosta d-q-koordinaatistoon. Muunnokseen tarvitaan vuon kulma, joka saatavilla anturin paikkatiedosta (Chau 2015, s. 87).

Ohjausjärjestelmässä kaksi kehää ohjaa moottoria: d-kehä ohjaa käämivuota ja q-kehä ohjaa nopeutta ja vääntöä. Vääntöä voidaan ohjata ohjaamalla virtaa i_q PI-säätimellä. Väännön ohjaaminen perustuu kaavaan 40, jossa virta, $I_s \cdot \cos \theta_m$, on q-akselin virta I_q . (Garcia et al. 2006, s. 76) Kuvassa 15 on esitetty FOC-ohjauksen lohkokkaavio.



Kuva 15. FOC-ohjauksen lohkokkaavio, perustuu lähteeseen (Garcia et al. 2006, s. 77)

DTC-ohjaus tarvitsee staattorin käämivuosta ja momentista arvion. Ilman asentoanturia arvio on mahdollista integroida staattorin jänniteyhtälöstä. Asentoanturia käyttämällä arvio saadaan kahdesta vaihevirrasta ja roottorin asennosta. Virran koordinaatisto tulee muuntaa d-q-koordinaatistiksi ja laskea staattorin käämivuo, minkä jälkeen koordinaatisto tulee muuttaa α - β -koordinaatistiksi, joista voidaan laskea staattorin käämivuo moduuli ja muuttuja. (Garcia et al. 2006, s. 78)

3.4.3 Kentän heikennys

Kentän heikennyksellä vääntömoottoria voidaan ajaa nimellinopeutta korkeammilla kierroksilla. Kentän heikennyksessä virtaa ohjataan siten, että magneettien magneettivuo heikkenee, mikä pienentää vastasähkömotorista voimaa, mikä puolestaan siirtää väyläjännitteen rajaa. (Chau 2015, s. 88, Etel 2019, s. 21) Kentän heikennyksessä d-akselin ankkurivirran tulisi olla negatiivinen ja q-akselin ankkurivirran tulisi olla positiivinen (Chau 2015, s. 88).

Kentän heikennyksellä on mahdollista laajentaa vääntömoottorin nopeusalueita. Nopeuden lisääntyessä moottorin vääntö kuitenkin heikkenee ja kentän heikennys lisää roottorin häviöitä sekä nostaa kestopagneettien lämpötilaa. (Hughes & Drury 2019, s. 365)

Kentän heikennyksen ominaisuuksia voidaan kuvata $L_d/r/\lambda_m$ -suhteella. Mitä korkeampi suhdeluku on, sitä parempi kentän heikennys on. Moottoreilla, joiden kestopagneettien käämivuo on korkea, on korkea vääntömomentti alhaisilla kierroksilla, mutta kentän heikennyksen kierrosalue pienenee. (Chau 2015, s. 90)

3.4.4 Anturiton ohjaus

Ohjaustavat tarvitsevat anturin, jolla saadaan paikkatieto moottorista. Anturitonta ohjaustapaa on kehitetty moottorijärjestelmiin, joissa paikan tarkkuus ei ole kriittistä ja joissa antureiden hinnan vaikutus järjestelmään on suuri. Anturittoman ohjauksen heikkouksina ovat tarkkuus, luotettavuus ja teknologian kehityksen puute. (Chau 2015, s. 90–91) Lisäksi anturittoman ohjauksen heikkoutena on toimivuus alhaisilla nopeuksilla, jolloin paikan laskenta vaikeutuu huomattavasti (Pacas 2011, s. 20).

Anturittomalla ohjauksella pyritään kustannussäästöihin pääsemällä eroon anturista, anturointiin vaadittavasta kaapeloinnista, liittimistä ja rajapinnoista. Kustannusten lisäksi anturi lisää järjestelmän monimutkaisuutta. (Pacas 2011, s. 18)

Anturiton ohjaus on houkutteleva vaihtoehto järjestelmissä, joissa anturin asentaminen on vaikeaa tai ympäristön olosuhteet ovat haastavat. Haastavia olosuhteita ovat korkeat

lämpötilat, suuri kierrosalue ja vaihtelevat ympäristöolosuhteet. Anturiton ohjaus voi toimia lisäksi ohjauksen varajärjestelmänä, mikäli anturi hajoaa, jolloin järjestelmän toimintaa voidaan jatkaa. (Pacas 2011, s. 18)

Anturiton ohjaus voidaan toteuttaa perusaaltomallilla, jossa staattorin jännitteestä integroidaan staattorin vuo ja sen perusteella lasketaan loput mallin muuttujat. Perusaaltomallia voidaan käyttää FOC- ja DTC-ohjauksen kanssa ja se on laajimmalle levinnyt anturittoman ohjauksen muoto. Kestomagneettimoottoreilla ongelmaksi tulee kestomagneettien vuon tarkan paikan tunnistaminen, jotta moottorin käynnistäminen onnistuisi. Perusaaltomalli ei toimi kestomagneettimoottoreilla, joissa vaaditaan paikkatietoa tai, joissa toiminta tapahtuu pienellä nopeudella. (Pacas 2011, s. 20–21)

Ohjauksessa jännitteiden arviointi tehdään käyttämällä laskennassa vertailuarvoja sen sijaan, että mitattaisiin oikeat arvot. Arvioinnilla vältetään jännitteen mittaukseen vaadittavat anturit, rajapinnat sekä signaalinkäsittely. (Pacas 2011, s. 19)

Signaali-injektiolla pyritään havaitsemaan moottorin anisotrooppisia ominaisuuksia, joita ei voida havaita perusaaltomallista. Koneen reaktiosta signaali-injektioon voidaan laskea ohjaukseen vaadittavat tilamuuttujat. Korkeataajuuksinen signaali ei vaikuta keskinäisvuohon, joten signaalin käsittely voidaan tehdä erillisessä silmukassa irrallaan perusaallon ohjauksesta. Anisotropiat voivat aiheutua muun muassa moottorin induktanssieroista kestomagneettimoottoreilla. (Pacas 2011, s. 21–22)

3.5 Käyttökohteet

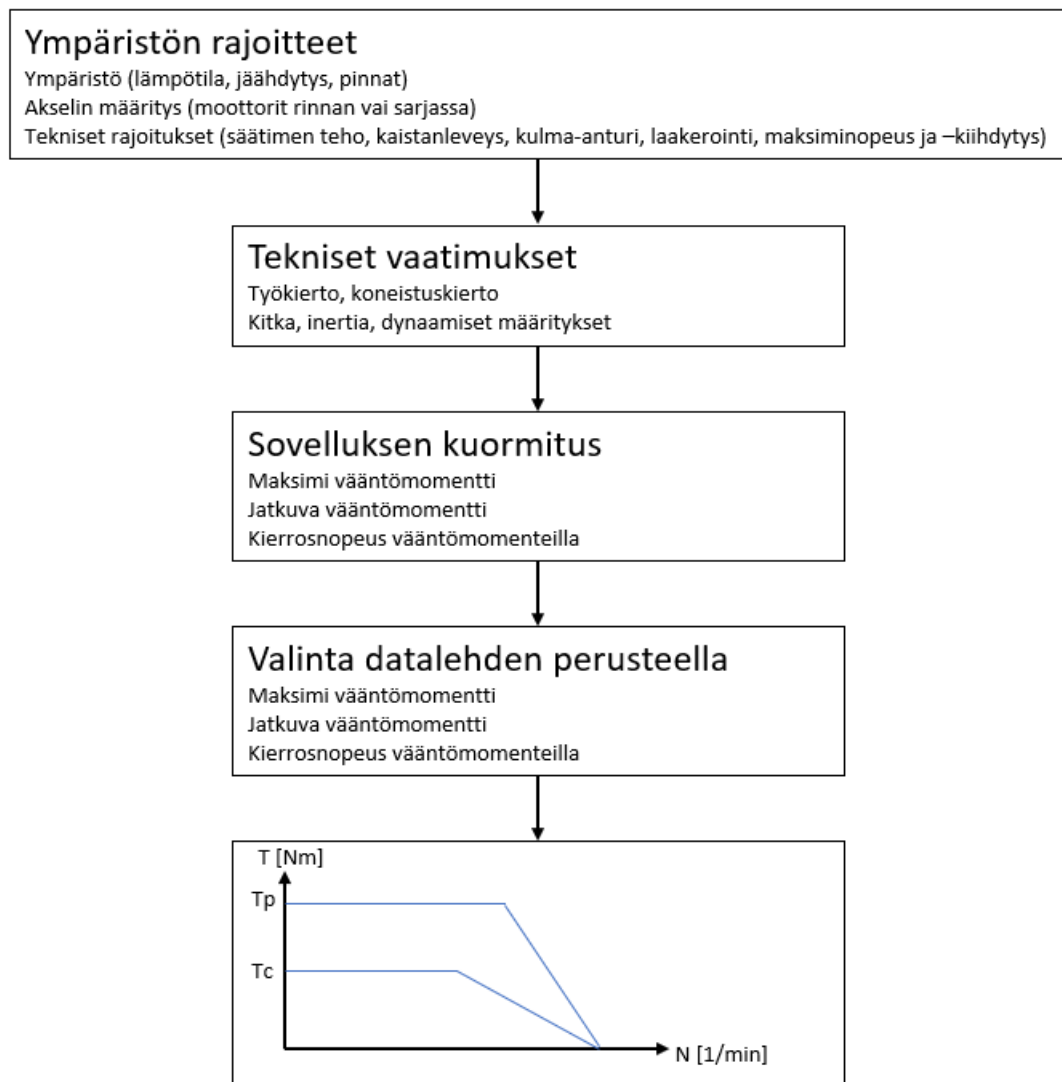
Pääsääntöisesti kestomagneettimoottoreita käytetään korkean kiihtyvyyden ja tarkkuuden sovelluksissa (Garcia et al. 2006, s. 76). Pienen inertian vääntömoottoreiden käyttökohteita ovat sovellutukset, joissa vaaditaan korkeaa nopeutta ja tehokkuutta. Ne soveltuvat myös sovellutuksiin, joissa vaaditaan nopeita ja tarkkoja liikkeitä. Korkean inertian vääntömoottoreita käytetään hitaampaa nopeutta ja korkeampaa vääntömomenttia vaativissa sovelluksissa. (Hughes & Drury 2019, s. 365)

Vääntömoottoreita käytetään jyrsinkoneiden karamoottoreissa pää- ja lisämoottoreina (Borisavljevic 2013, s. 16, Soshi et al. 2009, s. 327). Päämoottoreina vääntömoottoreiden kierrosalue on pääasiassa yli 10^4 kierrosta minuutissa (Borisavljevic 2013, s. 16). Hitaammilla kierroksilla käytetyistä vääntömoottoreista ei löydy tutkimusta.

Koneistuskeskuksissa vääntömoottoreita käytetään kääntöpöydissä, joissa tarvitaan korkeaa tarkkuutta (Ikegami et al. 2016, s. 662, Mori et al. 2005, s. 1). Lisäksi vääntömoottoreita käytetään sorvien karoissa (Ikegami et al. 2016, s. 662).

3.6 Mitoitus sovellukseen

Vääntömoottoreiden valmistajat tarjoavat usein ohjeet vääntömoottorin valintaan. Moottorin mitoituksessa tulee ottaa huomioon vakaan tilan teho ja moottorin kiihdyttämiseen vakaaseen tilaan vaadittu teho. Efektiivinen inertia koostuu moottorin inertiaasta, kuormasta sekä mahdollisesta työkalusta. (Hughes & Drury 2019, s. 419) Kuvassa 17 on vääntömoottoreita valmistavan yrityksen ohjekaavio vääntömoottorin mitoittamiseen.



Kuva 17. Vääntömoottorin mitoitus ja valinta, perustuu lähteeseen (Bosch Rexroth 2019, s. 262, Etel 2019, s. 14)

Kaaviossa viimeisessä kohdassa vääntömoottoriin kohdistuvien voimien tulee sijaita maksimimomentin, T_p , ja jatkuvan momentin, T_c , käyrien rajoittaman alueen sisäpuolella. Väännön tehollisen arvon tulee olla alle jatkuvan momentin käyrän.

Jatkuva työkierto koostuu kolmesta osasta, joissa vääntöä rajoittavat eri tekijät. Ensimmäisessä alueessa vääntöä rajoittaa käämien lämpötila ja käämien jäähdytys. Toisella

alueella vääntöä rajoittavat magneettien lämpötila. Toinen alue on teoreettinen, mikäli magneettien jäähditys pitää niiden lämpötilan selkeästi lämpötilarajan alapuolella. Kolmannella alueella vääntöä rajoittava tekijä on väyläjännite. Huippumomentin työkierrolla on vain kaksi osa-aluetta, joita rajoittavat käämien lämpötila ja magneettien demagneitoituminen sekä väyläjännite. (Etel 2019, s. 18) Vääntömoottoria voi käyttää nimellisvääntömomentilla koko työkierron ajan (Bosch Rexroth 2019, s. 269).

4. KARATEKNOLOGIA

Tässä luvussa käydään läpi karatekologiaan liittyvää teoriaa. Käsiteltävinä osuuksina käydään työhön liittyvät asiat, jotka ovat karan yleinen rakenne, laakerointi, voimansiirto ja sen eri muodot sekä karassa esiintyvät häviöt.

Karojen kehitykseen on vaikuttanut keskittyminen moottoritekologiaan, kokonaiskustannuksiin ja huoltoon. Kehityksessä on myös keskitytty voimansiirtojärjestelmiin ja korkeampaan vääntöön korkeammilla kierrosnopeuksilla. Eri käyttökohteille on erilaisia karoja, joiden ominaisuudet ovat kullekin käyttökohteelle soveltuvat. Yhteistä eri karoille on niiden tavoite maksimoida materiaalin poiston tehokkuus. (Abele et al. 2010, s. 782)

Työstökoneen kara tuottaa pyörivän liikkeen terälle ja siten lastuamisnopeuden (de Ciurana et al. 2009, s. 76–77). Lastuamisprosessin vaatima teho välitetään lastuaville terille karamoottorin avulla. Karamoottorilta teho välittyy vaihteiston tai hihnan sekä muiden osien avulla työkaluun. Karamoottori voi olla tasavirtamoottori tai taajuusmuuttajalla ohjattu vaihtovirtamoottori, jolloin käytettäessä vaihteistoa ja taajuusmuuttajaa, momentti kasvaa kierrosluvun laskiessa. (Pikkarainen 1999, s. 42)

4.1 Rakenne

Karan rakenne voidaan purkaa seuraaviin osiin: moottori, laakerointi, akseli, vetotanko, työkalujärjestelmä, anturit ja runko (Abele et al. 2010, s. 781, de Ciurana et al. 2009, s. 84–85). Akseli välittää moottorin tuottaman voiman ja paikoittaa vetotangon, työkalujärjestelmän ja kulma-anturin. Akselin määrittävät tekijät ovat sen halkaisija ja pituus. Akselin ensimmäisen luonnollisen värähtelytaajuuden tulee olla suurempi, kuin karan maksiminopeuden. Värähtelytaajuus on sitä suurempi, mitä lyhyempi ja paksumpi akseli on. Akselin fyysisen koon lisäksi tulee ottaa huomioon akselin lämpölaajeneminen ja sen vaikutus koneistuksen tarkkuuteen. (de Ciurana et al. 2009, s. 103)

Antureilla voidaan karassa tarkkailla koneistusprosessia, karan käyttäytymistä ja havaita poikkeamia (de Ciurana et al. 2009, s. 103). Antureita voidaan käyttää värinöiden havaitsemiseen, voimien mittaamiseen, kiihtyvyyksien mittaamiseen, dislokaatioiden mittaamiseen, laakereiden kunnon valvontaan ja törmäysten sekä työkalun hajoamisen valvontaan (Abele et al. 2010, s. 794–795).

4.2 Laakerointi

Laakerointi on suurin osatekijä karan kestoikään (Abele et al. 2010, s. 781). Laakereiden hyvä toiminnallisuus on tärkeää karan tehokkuudelle, sillä ne vähentävät kitkaa akselin ja sen tuen välillä. Karassa laakereiden ominaisuuksien tulee vastata karan vaatimuksia pyörimisnopeuden, kuorman ja kestoian suhteen. Laakerityypin valintaan vaikuttaa se, minkälaisia kuormia laakerin tulee kestää ja kuinka suurta tarkkuutta sovellus vaatii. Viistokuulalaakerit tarjoavat hyvää tarkkuutta, kuormankestoa ja korkeaa pyörimisnopeutta, kun taas kartiorullalaakerit tarjoavat korkeampaa kuormankestoa ja jäykkyyttä, mutta pyörimisnopeus on matalampi. Rullalaakerit kestävät hyvin radiaalisia kuormia, mutta eivät kestä aksiaalisia kuormia. (de Ciurana et al. 2009, s. 87) Jyrsinnässä laakeriin kohdistuu enemmän radiaalista kuormaa, joten viistokuulalaakereiden ja kartiorullalaakereiden kulman ei tarvitse olla niin suuri, kuin poraamisessa, jossa karan laakeroinnin kuormitus on enemmän aksiaalista (de Ciurana et al. 2009, s. 88).

Laakerin maksiminopeuden määrittää $d*N$ -kerroin, jossa d on laakerin keskimääräinen halkaisija ja N on kierrosnopeus minuutissa. Korkeanopeuksiset karat vaativat laakerin, jolla on suuri $d*N$ -kerroin. (de Ciurana et al. 2009, s. 88)

4.2.1 Laakereiden esijännitys

Laakerit tulee esijännittää asennuksessa puristusjännitykseen, jotta ne toimivat kunnolla. Esijännitys poistaa laakereista aksiaalisen ja radiaalisen väljyyden. Esijännitys voi olla jäykkä tai jatkuva esijännitys. Jatkuva esijännitys saadaan aikaan esimerkiksi jousilla. (Abele et al. 2010, s. 784–785, de Ciurana et al. 2009, s. 88)

Esijännitys parantaa laakereiden jäykkyyttä, pienentää vapaata liikettä ja luisumista sekä pienentää laakereiden kontaktikulman vaihtelua korkeissa nopeuksissa. Liian suuri esijännitys voi aiheuttaa laakereiden ylimääräistä lämpenemistä ja heikentää laakereiden kestoikää. (de Ciurana et al. 2009, s. 88)

4.2.2 Laakereiden kestoikä

Laakereiden tyypillisiin syy hajoamiselle on väsyminen. Laakerin kestoikään vaikuttavat samat asiat kuin sen valintaan, radiaalinen kuorma, aksiaalinen kuorma, pyörimisnopeudet, lämpötila, voitelu sekä värinät. Laakereiden kestoikään vaikuttava dynaaminen kuormituskerroin C voidaan laskea kaavalla,

$$C = i^{0,7} * C^{laakeri} \quad (50)$$

jossa i on laakereiden lukumäärä laakeripakassa, $C^{laakeri}$ on laakerin kuormituskerroin. Laakerivalmistajat antavat yleensä C :lle arvon. (de Ciurana et al. 2009, s. 91) Dynaaminen kuormitus P saadaan laskettua kaavalla,

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (51)$$

jossa X ja Y ovat radiaalinen ja aksiaalinen kerroin, ja F_r ja F_a ovat radiaalinen ja aksiaalinen kuorma. (de Ciurana et al. 2009, s. 91) Laakerin nimellinen kestoikä L_{10h} , joka perustuu 10 % hajoamistodennäköisyyteen, voidaan laskea kaavalla,

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * N} * \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (52)$$

jossa N on karan kierrosnopeus minuutissa (de Ciurana et al. 2009, s. 91).

4.3 Voimansiirto

Karoja on neljän tyyppisiä: hihnavetoisia, vaihdelaatikollisia, suoravetokaroja ja integroituja karoja (de Ciurana et al. 2009, s. 78). Hihnavetoa ja vaihteistoja käytetään moottorin pyörimisnopeuden sovittamiseksi. Hihnan luistaminen voi aiheuttaa ongelmia lastuamisessa. (Pikkarainen 1999, s. 42) Taulukkoon 3 on kerätty pääasialliset eroavaisuudet eri voimansiirtotapojen kesken.

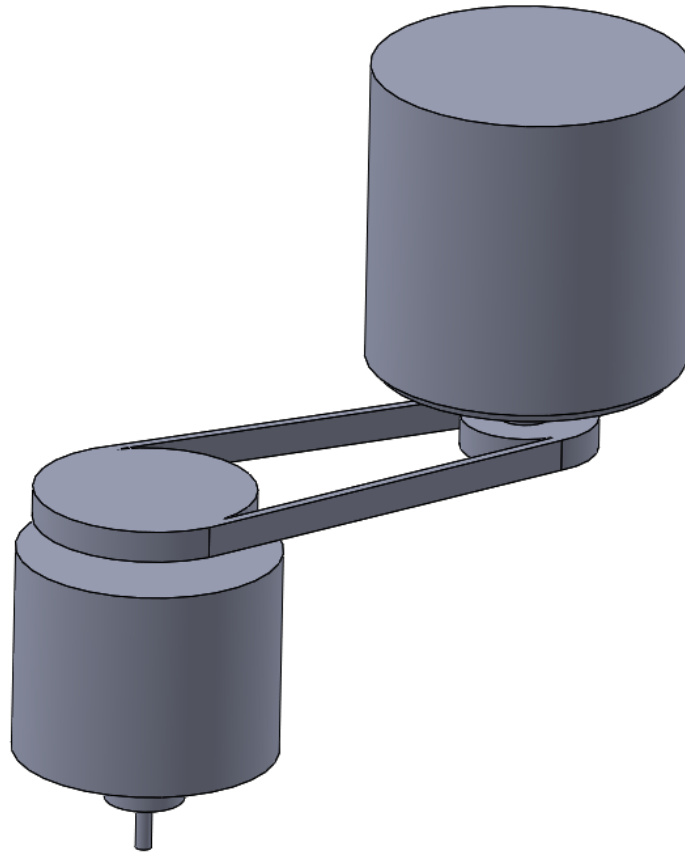
Taulukko 3. Voimansiirtotapojen eroja, perustuu lähteeseen (de Ciurana et al. 2009)

	Hyötysuhde	Kierrosalue	Hyödyt
Hihna	~95 %	1 000–15 000	Monipuolinen käyttö
Vaihde	< 90 %		Raskas työ alhaisilla kierroksilla
Suora	~100 %		Hyvä hyötysuhde
Integroitu		15 000	Korkeat kierrosnopeudet

4.3.1 Hihnaveto

Hihnavetoisilla karoilla moottorin tuottama pyörimisliike siirretään karaan. Hihnavetoa käytetään karoissa usein sen monipuolisuuden, hinnan ja tehokkuuden takia. Hihnavetolla moottorin tehosta saadaan siirrettyä noin 95 % karalle. (de Ciurana et al. 2009, s. 78)

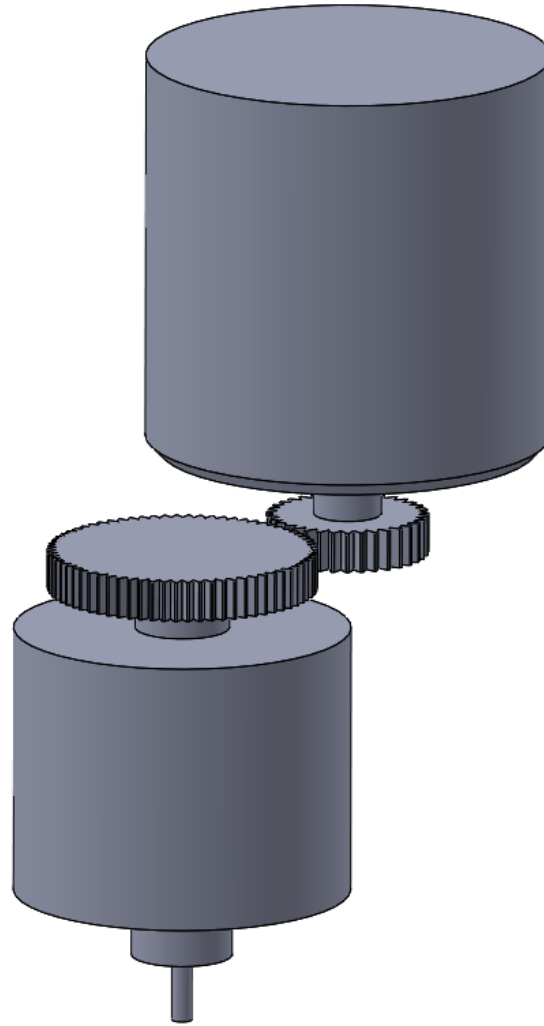
Hihnavedon haittapuolina on lämpölaajeneminen, melu ja hihnan jännityksen aiheuttama radiaalinen kuorma kara-akselille (de Ciurana et al. 2009, s. 78). Kuvassa 18 on esitetty hihnavetoisen karan havainnekuva.



Kuva 18. Havainnekuva hihnavetoisesta karasta

4.3.2 Vaihteisto

Vaihdekäyttöiset karat soveltuvat hyvin lastuamiseen alhaisilla kierroksilla, kun lastuamiseen tarvittava momentti on suuri. Vaihteistot soveltuvat huonosti korkeanopeuksiseen lastuamiseen, sillä vaihteista voi aiheutua lastuamisen aikana värinää, joka vaikuttaa työkappaleen pinnanlaatuun. Vaihteistolla on hihnaa heikompi voimansiirto tehokkuus, alle 90 %. (de Ciurana et al. 2009, s. 78–79) Kuvassa 19 on esitetty havainnollistava kuva vaihteistovetoisesta karasta.



Kuva 19. Havainnekuva vaihteistokäyttöisestä karasta

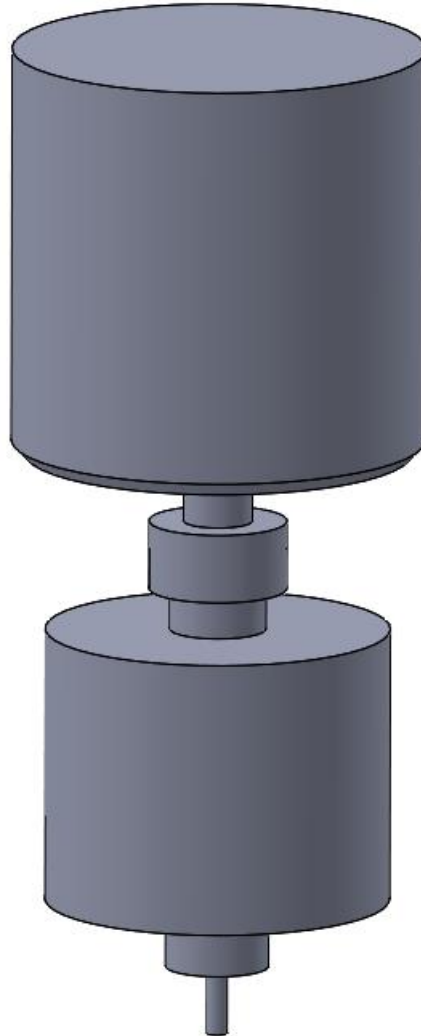
Vaihteisto voi sijaita moottorin kanssa karalaatikossa tai karamoottorin perässä samassa linjassa karan akselin kanssa (Salgado et al. 2008, s. 852). Voimansiirron vaihteiston lisäksi karoissa on mahdollista käyttää pieniä vaihdelaatikoita, jotka asennetaan työkalunpitimeen. Näillä vaihteistoilla saadaan kasvatettua karan kierrosaluetta. (Salgado et al. 2009, s. 638)

4.3.3 Suoraveto

Aiemmin voimansiirrossa käytettyjen hihnavetoisten ja vaihdekäyttöisten karojen rinnalle on teknologian kehittymisen, ja karojen osien kehittymisen myötä tullut suoravetokaroja. Suoravetokarassa moottori on suoraan kiinnitetty akseliin. (Abele et al. 2010, s. 781)

Suoravetokarojen voimansiirron tehokkuus on parempi, kuin hihnavetoisilla tai vaihdekäyttöisillä karoilla. Suoravetokaroilla vaihteen puuttuessa, muuttuu tuotettava vääntö

moottorin ominaisuuksien mukaan. (de Ciurana et al. 2009, s. 79–80) Integroiduissa karoissa moottori on asennettu etu- ja takalaakerin väliin kararakenteen sisään. Integroiduilla karoilla on mahdollista saavuttaa korkeita kierroslukuja. Integroitujen karojen haittapuolina on niiden lämmöntuotto ja sen hallinta sekä kustannukset, jotka johtuvat kokoonpanon vaatimasta tarkkuudesta. (de Ciurana et al. 2009, s. 80) Kuvassa 20 on havainnollistettu suoravetokaraa.



Kuva 20. Havainnekuva suoravetokarasta

Suoravetoteknologiaa käytetään karojen lisäksi myös kääntöpöydissä. Kääntöpöytien moottoreina käytetään vääntömoottoreita, joiden vääntömomentit ovat 5000 Nm:iin saakka ja nopeudet 200–1000 1/min. Vääntömoottoreiden huippumomentti on noin 80 % jatkuvan vääntömomentin yläpuolella. (Olarra et al. 2009, s. 146)

Suoravetoteknologialla ja vääntömoottorilla on mahdollista pienentää merkittävästi tarvittavien osien määrää verrattuna kierukkavaihteeseen ja poistaa vaihteesta aiheutuva

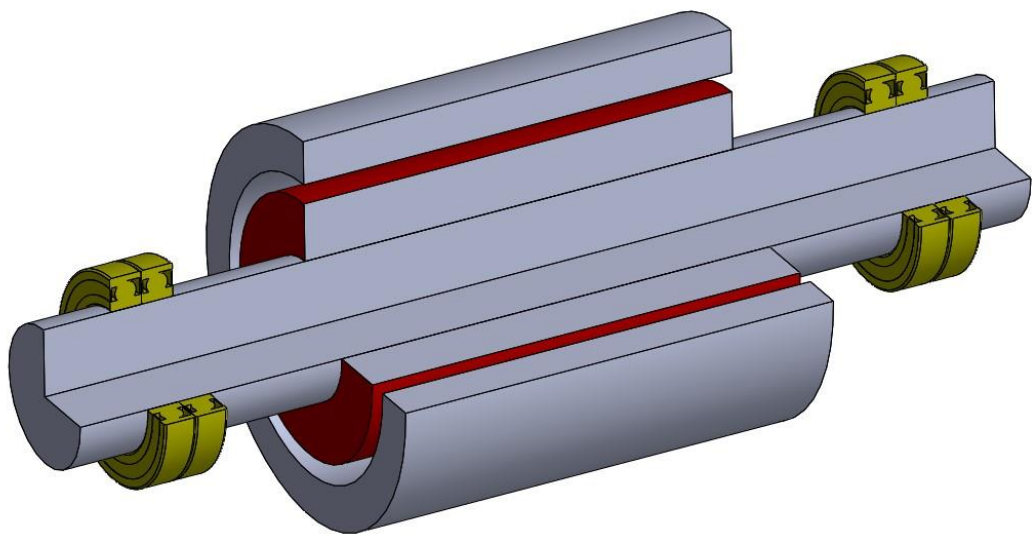
takaisku pyörimishitauden laskun takia. Lisäksi järjestelmän nopeus ja kiihtyvyys kasvaa. (Mori et al. 2005, s. 3)

4.3.4 Integroitu kara

Integroiduissa karoissa moottori on yleensä asennettu laakereiden väliin. Integroiduissa karoissa käytetään suoravetoteknologiaa, eikä niissä tarvita vaihteistoja. (Abele et al. 2010, s. 781). Kuvassa 21 on havainnollistettu moottorin ja laakeroinnin sijoittumista integroidussa karassa.

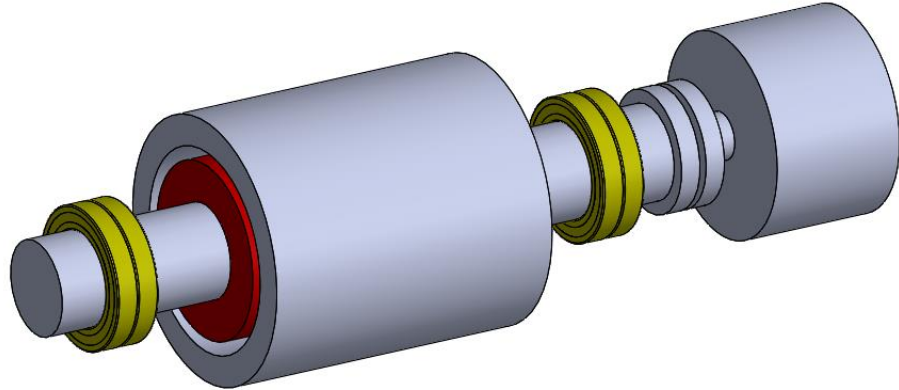
Lastuamisessa karat voidaan jakaa karkeasti kahteen ryhmään: korkeaväntöiset matalilla kierroksilla ja matalaväntöiset korkeakierroksiset. Korkea maksimiväntö ja kierrosnopeus mahdollistaa koneistuskoneessa laajemman ja monipuolisemman käyttöalueen. Laajempi käyttöalue voidaan saavuttaa asentamalla korkeakierroksiseen karaan toinen moottori, joka tuottaa matalammilla kierrosnopeuksilla lisämomenttia karaan. Toinen moottori on asennettu karapaketin perään akselin jatkeeksi. Matalammilla kierroksilla lisämoottori kytketään akseliin kiinni tuottamaan momenttia ja irrotetaan lastuttaessa korkeammilla kierroksilla. (Soshi et al. 2009, s. 327)

Käyttämällä lisämoottoria suoravetokytkennällä, tulee moottoreiden momentiksi T_{tot} , joka on $T_{tot} = T_1 + T_2$, jossa T_1 on pääkaramoottorin momentti ja T_2 on lisämoottorin momentti. Kaksoismoottorikaran vääntömomentti lisämoottorin ollessa kytkettynä voi olla 1,8-kertainen verrattuna yhden moottorin käyttöön. (Soshi et al. 2009, s. 327–328)



Kuva 21. Integroidun karan poikkileikkauksen havainnekuva

Kuvassa 22 on havainnollistettu kaksoiskäyttöisen karan rakennetta ja lisämootorin sijoittumista kokoonpanoon.

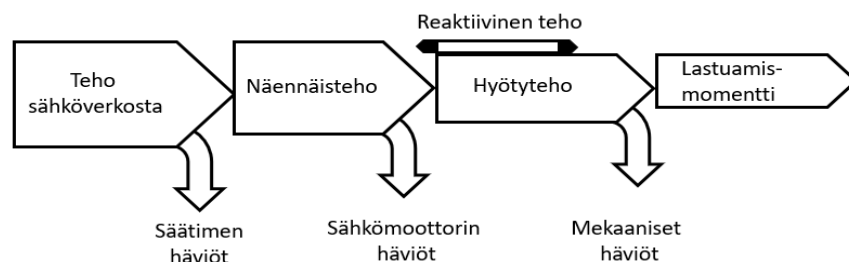


Kuva 22. Kaksoiskäyttöisen karan havainnekuva, perustuu lähteeseen (Soshi et al. 2009)

Kuvassa oikeassa reunassa on lisämootori ja kiinnitysmekanismi. Suuremman momentin lisäksi toisen moottorin käyttäminen voi pienentää värähtelyjä lastuamisen aikana ja siten pidentää työkalun elinikää (Soshi et al. 2009, s. 330, Wang et al. 2010, s. 372). Käyttämällä vääntömoottoria lisämoottorina, saadaan nopeampi vaste väännössä tapahtuviin muutoksiin kuin induktiomoottorilla ja siten vääntömoottorin käyttö pienentää kierrosnopeuden vaihtelua lastuamisen aikana. (Soshi et al. 2011, s. 402, Wang et al. 2010, s. 372)

4.4 Karan häviöt

Karassa esiintyy erilaisia häviöitä eri vaiheissa. Kuvassa 23 on esitetty lastuamisen aikana esiintyvät häviöt.



Kuva 23. Karan tehohäviöt, perustuu lähteeseen (Aggarwal et al. 2013, s. 83)

Verkkovirrasta otettu kokonaisteho, joka tarvitaan lastuamisprosessin aikana, voidaan laskea kaavalla

$$P_{eff} = P_{last} + P_{mh} + P_{eh} \quad (53)$$

jossa P_{eff} on kokonaisteho, P_{last} on lastuamiseen vaadittava teho, P_{mh} on mekaanisten häviöiden aiheuttama teho ja P_{eh} on sähköisten häviöiden aiheuttama teho. Mekaaniset häviöt voidaan jakaa Coulombin kitkavoimiin ja viskooseihin kitkavoimiin. Nämä voimat voidaan jakaa vielä kuorman aiheuttamaan kitkaan laakereissa, pyörimisen aiheuttamaan kitkaan laakereissa, viskoosiin kitkaan laakereissa ja moottorin ilmaraon ilmakitkaan. (Aggarwal et al. 2013, s. 84)

Moottorin sähköiset häviöt voidaan jakaa neljään: staattorin kuparihäviöihin, roottorin kuparihäviöihin, rautahäviöihin ja hajavoihin (Aggarwal et al. 2013, s. 87). Nämä häviöt pätevät induktiomootorille, mutta vääntömoottorin kohdalla jätetään huomiotta roottorin kuparihäviöt. Vääntömoottorin häviöitä on käsitelty edellisessä luvussa.

5. TAPAUSTUTKIMUKSEN ESITTELY

Tässä luvussa esitellään työssä tehtävä tapaustutkimus ja sen esitiedot. Lisäksi esitellään yritystä ja tapaustutkimuksen kohteena olevan laitteen toiminta ja voimansiirron rakenne.

5.1 Kohdeyrityksen esittely

Pemamek Oy on hitsaus- ja tuotantoautomaatioon keskittynyt yritys, joka tarjoaa ratkaisuja eri teollisuuden alojen tarpeisiin. Yritys tarjoaa ratkaisujaan ja tuotteitaan pääasiassa laivanrakennukseen, konepajateollisuuteen, tuulivoimateollisuuteen, energiateollisuuteen ja offshore- ja prosessiteollisuuteen. Yrityksen jyrsinkoneita käytetään pääasiassa hitsausrailojen valmistamiseen. Laivanrakennuksessa jyrsinkoneilla valmistetaan levyjen reunoihin haluttu hitsausraillon muoto ennen hitsausta. Jyrsintäprosessien laatuvaatimukset keskittyvät koneistetun pinnan suoruuteen ja muodon mittatarkkuuteen. Pinnanlaatu ei ole suuressa roolissa, mutta huono laatu voi aiheuttaa myöhemmin ongelmia hitsauksen kanssa. Kuvassa 24 on esitetty jyrsittävien hitsausrailojen sijainti sylinterissä.



Kuva 24. Havainnekuva jyrsittävistä hitsausrailoista

Tuulivoimateollisuudelle toimitettavilla jyrtsinkoneilla on kaksi käyttötarkoitusta: jyrtsiä tuulivoimalan rungon kehälle hitsausrailo ja toiseksi jyrtsiä runkoon pituussuuntainen sauma. Jyrtsittävät railot sijaitsevat kahden polttoleikatun levyn saumassa, jonka toinen puoli on hitsattu umpeen. Jyrtsinnällä valmistetaan hitsausrailo, joka hitsataan umpeen, jotta levyt saadaan yhdistettyä toisiinsa. Jyrtsinnässä teräpalat lastuavat polttoleikattuja levynreunoja sekä hitsattua saumaa. Kuvassa 25 on esitetty pituussauman jyrtsinkone sekä työkappaleen sijoittuminen koneeseen.



Kuva 25. Pituussauman jyrtsinkone ja työkappale (Pemamek Oy 2021)

Tapaustutkimuksen kohde on pituussaumanjyrtsinkone ja tutkimuksen tulokset ovat osin sovellettavissa myös kehämäisen jyrtsinkoneen kehittämiseen, sillä lastuamisprosessi on samankaltainen.

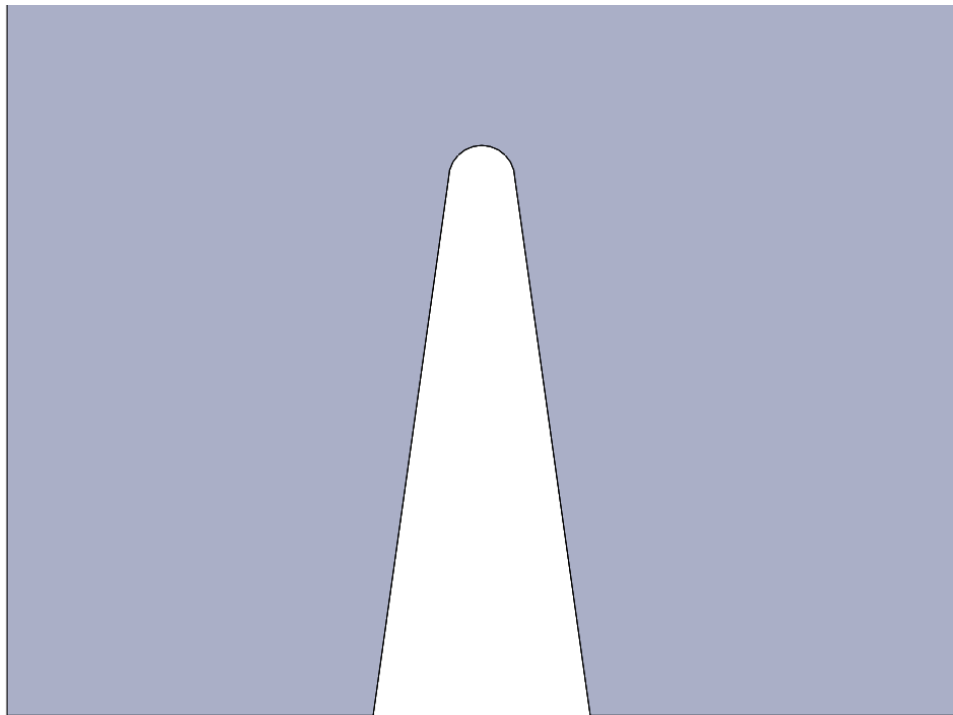
5.2 Taustatiedot

Tapaustutkimuksen pituussaumanjyrtsimellä jyrtsitään tuulivoimalan rungon pitkittäis-saumoja. Jyrtsinnässä jyrtsittävä runko asetetaan tukirunkojen päälle ja lukitaan paikalleen. Jyrtsinvaunu kulkee tukirunkojen välissä ja terä sijaitsee rungon alapuolella. Jyrtsinnässä on käytössä syöttöliike, korkeusliike ja sivuttaisliike. Syöttöliike on jyrtsittävän sauman suuntainen pitkittäisliike, korkeusliikkeellä pidetään terä oikeassa korkeudessa,

jotta railon syvyys pysyy vakiona jyrstävän rungon pinnan korkeuden vaihtelusta huolimatta. Sivuttaisliikkeellä voidaan korjata liikettä, mikäli jyrstävä railo ei ole täysin suorassa pitkittäisliikkeen akselin kanssa.

Pituussaumanjyrsimen karapaketti koostuu induktiomoottorista, vaihteistosta ja hihnave-dosta. Voimansiirto on painava ja vie paljon tilaa jyrsinvaunusta. Tämä rakenne on aiheuttanut ongelmia jyrsinän toimivuuteen sekä jyrsinvaunun rakenteeseen ja huolletta-vuuteen. Vaihdemoottoriin päädyttiin alun perin, koska yrityksen muissakin jyrsinkoneissa käytettiin voimanlähteenä vaihdemoottoreita.

Tapaustutkimuksessa tarkastellaan mahdollisuutta korvata nykyinen kararakaisu uu-della suoravetokaralla, jossa induktiomoottorin tilalla käytettäisiin vääntömoottoria. Ta-paustutkimuksen nykytilakartoituksessa selvitetään nykyisen kararakenteen toimivuutta sekä hyviä että huonoja puolia ja selvitetään lastuamisprosessin asettamat vaatimukset. Kuvassa 26 on esitetty pituussauman ja kehäsauman jyrsinkoneilla jyrstävien hitsaus-railojen muodot.



Kuva 26. Jyrsinkoneilla jyrstävien railojen muodot

Jyrsinkoneella lastuttavien railojen maksimisyvyys on 140 mm. Koneelle luvataan 250 mm/min pöytäsyöttö jyrstäessä 60 mm syvää railoa. Kehäsauman jyrsinkoneelle luvataan saman syvyydelle railolle 350 mm/min. Pituussauman jyrsimen syöttönopeutta pidetään työssä minimivaatimuksena. Syvempiä railoja jyrstään useammalla lastulla, sillä lastuamisteho ylittää moottoreiden tehon.

6. TAPAUSTUTKIMUKSEN TOTEUTUS

Tässä luvussa käydään läpi yrityksessä toteutettu tapaustutkimus, jossa selvitettiin aiemman voimansiirron toimintaa, tutkittiin vääntömootorin soveltuvuutta käytännössä, selvitettiin lastuamisen momentit sekä laskettiin soveltuvat lastuamisarvot yrityksessä olleelle vääntömootorille.

6.1 Nykytilakartoitus: Puolistrukturoitu teemahaastattelu

Puolistrukturoidun teemahaastattelun haastateltaviksi valikoitui kolme henkilöä, jotka ovat olleet käyttämässä pituussauman jyrshintä. Haastattelun aiheet liittyivät koneen rakenteeseen, lastuamiseen, sähkömoottoriin ja vaihteistoon sekä ohjaukseen. Lisäksi haastateltavilta pyydettiin näiden aiheiden lisäksi omia kommentteja jyrshimestä. Haastateltavien vastauksissa selkeäksi ongelmakohtaksi nousi jyrshimen moottorin vaihteisto.

Jyrshimen voimansiirtoon kuuluu 55 kW:n induktiomoottori, vaihteisto ja kaksipuolinen hihnaveto. Hihnat kiinnittyivät akseliin, joka oli rungossa kartiorullalaakereilla tuettu. Terä sijaitsi akselin keskellä. Symmetrinen konerakenne mainittiin hyvänä rakenteellisena puolena, mutta se koettiin myös heikkoudeksi.

Rakenteen kohdalla selkeäksi heikkoudeksi osoittautui voimansiirron toteutus. Voimansiirto sähkömoottorilta terälle tapahtui vaihdelaatikon ja hihnan välityksellä. Vaihdelaatikko ”kalkatti” jyrshinnän aikana, mutta ongelma poistui nostettaessa kierrosnopeutta tarpeeksi ja tämä aiheutti korkean lastuamisnopeuden. Vaihteisto oli normaalin vaihteiston pienempi välyksinen versio eikä erikseen jyrshinkoneeseen tehty vaihteisto. Vaihteisto otti lastuamisen aikana herätteen oletettavasti terän lastuamisen taajuuksista, jolloin vaihteiston toiminta alkoi kärsimään.

Hihnavedon toteutus aiheutti sen, että terän vaihto osoittautui erittäin paljon aikaa vieväksi. Lisäksi hihnan kiristys aiheutti akseliin taipumaa, joka johti siihen, että suurella kuormalla lastuttaessa hihna hankasi hihnapyörien reunaan ja alkoi kuumenemaan. Myös akselin laakeroinnin välykset ja joustot aiheuttivat heikkouksia. Sähkömoottorin sijainti koettiin huonoksi, sillä sen painopiste oli kaukana terästä. Jyrshinnän aikana moottorin tärinä oli silmin havaittavaa.

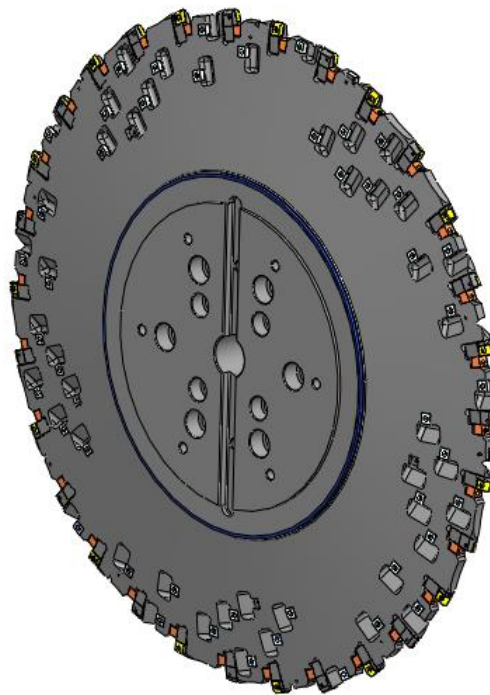
Lastuamisessa korkeilla lastuamisnopeuksilla teräpalat kuluivat nopeasti, eikä alhaisempia lastuamisnopeuksia päästy kunnolla testaamaan vaihteiston aiheuttaman rajoitteen vuoksi. Vaihteistosta johtuva kierrosalue ja teräpalojen lastuamisnopeus eivät olleet toisilleen sopivat. Lastuamisarvojen hakeminen osoittautui vaikeaksi, sillä umpiaineessa

toimineet arvot eivät toimineet jysittäessä polttoleikattua railoa. Lastuaminen koettiin toimivaksi, mutta se nähtiin myös parannuskohteena.

Induktiomoottori koettiin riittävän tehokkaaksi ja myös syvempien railojen jysintä onnistui hyvin. Voimansiirron hyvänä puolena nähtiin siitä saatavissa oleva teho ja momentti. Jysinnän aikana terän kierrosnopeus vaihteli alueella $\pm 3-5$ kierrosta minuutissa. Voimansiirron parannusehdotuksena mainittiin vaihteiston liittäminen suoraan kara-akseliin ilman hihnavetoa ja koneistukseen soveltuva vaihteisto. Induktiomoottorin ja vaihteiston datalehti on esitetty liitteessä C.

6.2 Lastuamisen karamoottorille asettamat vaatimukset

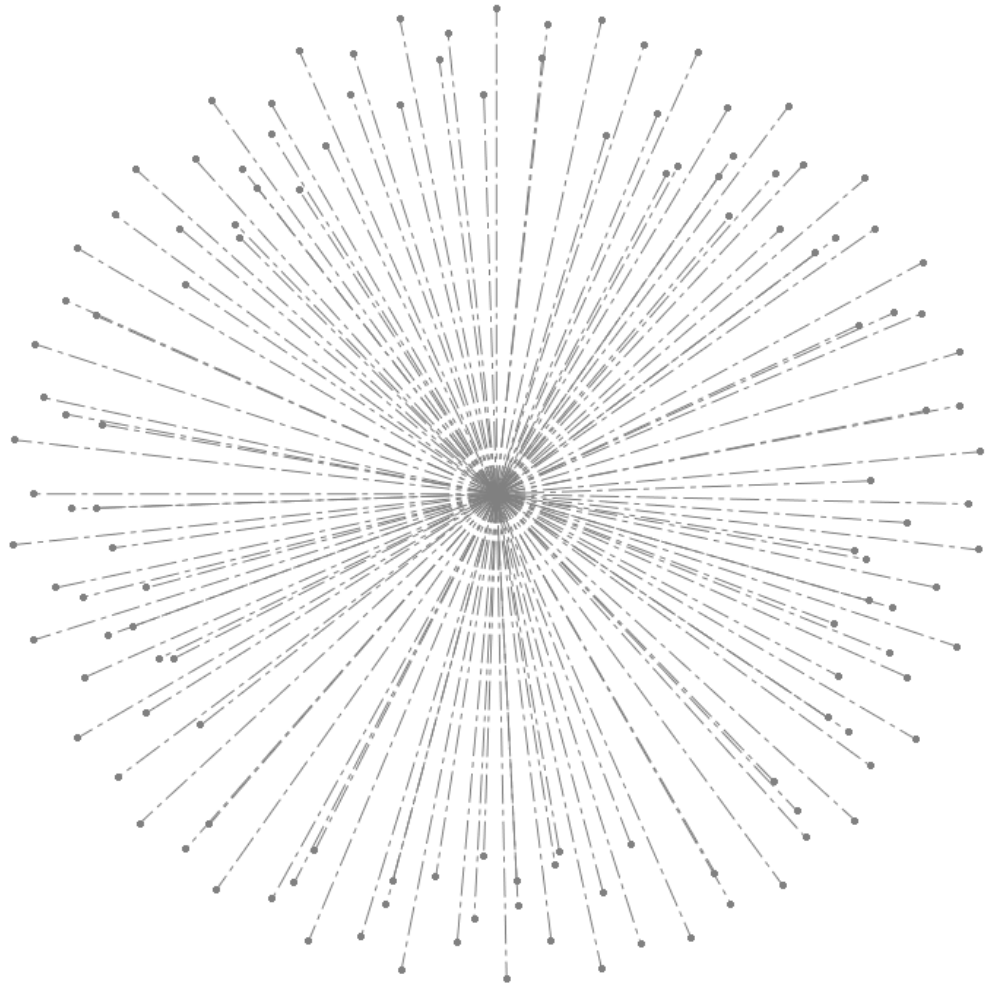
Jysinkoneen terä tulee valmiiksi suunniteltuna toimittajalta tiettyjen reunaehtojen pohjalta. Terän mitat ja teräpalojen ominaisuudet antavat lastuamiselle suositusarvot. Kuvassa 27 on jysinkoneessa käytettävä terä, jonka halkaisija on 1000 mm.



Kuva 27. Jysinnässä käytettävä terä

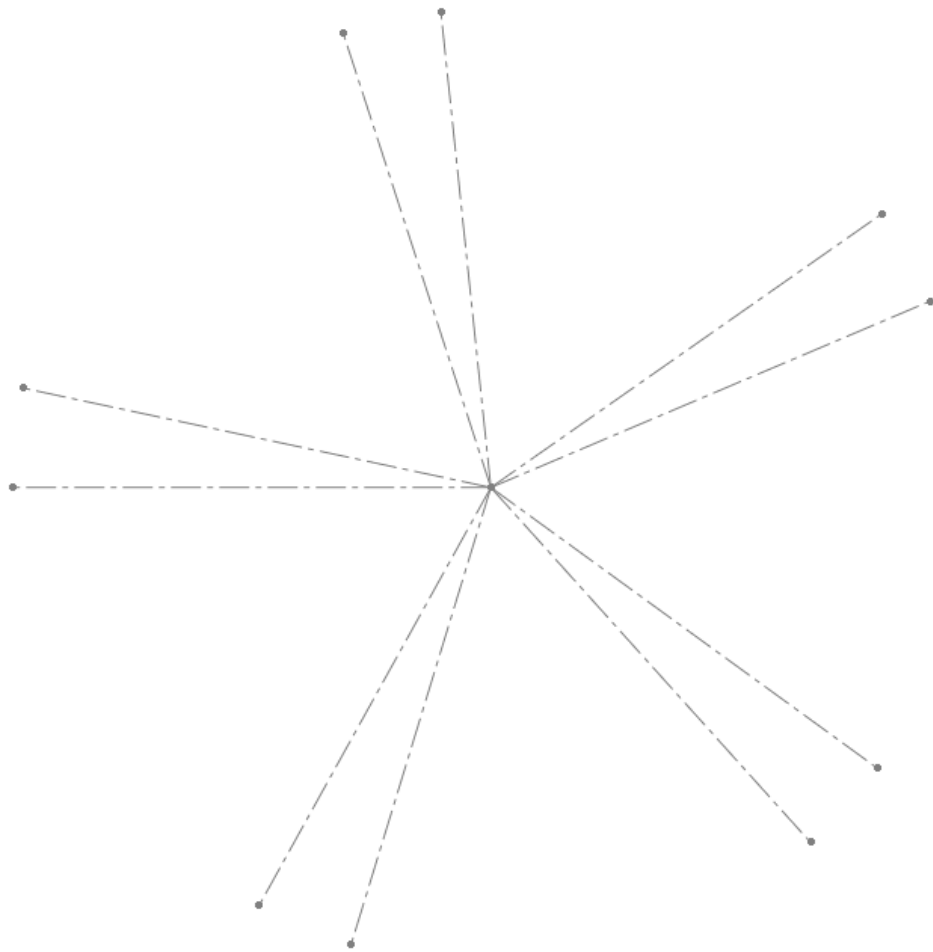
Terän kärjen teräpalat ovat kovimmassa rasituksessa jysinnässä. Ne sijaitsevat noin 15 asteen kulmien välein, siten että yhden puolen teräpalojen kulmaetäisyys on noin 30 astetta. Teräpalojen tehollinen lukumäärä on 15 ja uloimmalla kehällä on siten yhteensä 30 teräpalaa. Sivulla teräpalojen tehollinen lukumäärä on 5 ja terän samalla puolella olevien teräpalojen kulmaetäisyys on noin 70 astetta. Terän toisella puolella teräpalojen

jako poikkeaa noin 12 astetta toisesta puolesta. Näin ollen teräjaosta on saatu epätasainen. Teräpalojen asetuskulma on 8 astetta. Kuvassa 28 on havainnollistettu teräpalojen sijaintia terässä ja kuvassa 29 on toisen kylkipalarivin teräpalojen sijainnit terässä.



Kuva 28. Teräpalojen sijainnit terässä

Kuvasta huomataan, että teräpaloja on tiheästi kierroksen aikana, mikäli lastutaan terän koko syvyydellä. Kuvasta on kuitenkin huomattavissa teräpalojen keskittymistä viiteen eri kohtaan, joiden väliin jää harvempia alueita. Nämä alueet korostuvat pienillä lastuamissyvyyksillä, jolloin pienempi määrä teräpaloja osuu materiaaliin.



Kuva 29. *Kylkipalarivin teräpalojen sijoittuminen terään*

Teräpalojen valmistajan antama suositus lastuamisnopeudelle on noin 300 m/min. Yrityksessä käytännön kokemukset lastuamisesta ovat osoittaneet, että lastuamisnopeuden tulee olla selkeästi alhaisempi, sillä teräpalat eivät kestä yli 240 m/min lastuamisnopeuksia kyseisten railojen jyrinnässä. Teräpaloja on käytetty yrityksessä myös muissa jyrinterissä, ja terien kestoiän kannalta parhaat kokemukset ovat osoittaneet lastuamisnopeuden olevan noin 120 m/min. Toimivat lastuamisnopeudet ovat olleet 100–220 m/min välillä uran syvyydestä riippuen. Kokemusten pohjalta syvemmissä railoissa lastuamisnopeus on ollut lähellä 100 m/min, jolloin kierrosnopeus on ollut noin 35. Jyrinnässä käytettävä pöytäsyöttö on vaihdellut 200–500 mm/min välillä. Näiden pohjalta on koostettu taulukkoon 4 laskennassa rajoittavat lastuamisarvot. Lastuamisvoimien laskennassa käytetyt lastuamisnopeudet on katsottu kärkipalojen suhteen, sillä niiden merkitys lastuamisessa on määrittävin.

Taulukko 4. Laskentaa rajoittavat tekijät

	Minimi	Maksimi	Suositus
Lastuamisnopeus [m/min]	100	220	300 (valmistajan)
Pöytäsyöttö [mm/min]	250	500	250
Lastuamismatka [mm]	1500	4000	-
Keskilastunpaksuus [mm]	-	-	0,15

Yrityksessä on testattu vääntömoottoria jyrinnässä kerran aiemmin lyhyesti. Näissä testeissä jyrtsittiin sylinterin kehää nopeudella 400 mm/min ja lastuamisnopeudella 188 m/min. Lastuamismomentiksi 40 mm syväälle railolle mitattiin 2900 Nm, kun jyrtsittiin umpiainetta. (Pemamek Oy 2019)

6.2.1 Ominaislastuamisvoima

Jyrsinkoneella lastuttavat materiaalit ovat pääsääntöisesti olleet S355 rakenneterästä. S355 on seostamaton teräs ja käyttämällä Sandvik:n katalogia, voidaan käyttää ominaislastuamisvoimalle $k_{c1.1}$ arvoa 1820 N/mm^2 ja materiaalikohtaiselle kertoimelle m_c arvoa 0,25 (Sandvik 2021a). Ominaislastuamisvoiman arvo annetaan rintakulmalle 0° (Sandvik 2021b).

Laskemalla kaavalla 3 ominaislastuamisvoima, saadaan sen arvoksi 3236 N/mm^2 , kun käytetään keskilastunpaksuudelle arvoa 0,1. Ottamalla huomioon rintapinnan kulman korjauskerroin, tulee ominaislastuamisvoimaksi 3495 N/mm^2 . Käyttämällä Tschätschin kaavaa saadaan ominaislastuamisvoimaksi 5453 N/mm^2 , kun K_y on 1,14, K_v on 1, K_{st} on 1,2 ja K_{ver} on 1,3. Taulukkoon 5 on kerätty ominaislastuamisvoimien arvoja eri lastunpaksuuksilla ja kaavoilla.

Taulukko 5. Ominaislastuamisvoimat eri lastunpaksuuksilla

Kaava	Ominaislastuamisvoima k_c , kun h on 0,05 mm	Ominaislastuamisvoima k_c , kun h on 0,1 mm	Ominaislastuamisvoima k_c , kun h on 0,15 mm
1: $k_c = k_{c1.1} * h^{-m}$	3848,8	3236,5	2924,5
2: $k_c = k_{c1.1} * h^{-m} * K_Y$	4156,7	3495,4	3158,4
3: $k_c = 1 * h^{-m} * K_Y * K_V * K_{St}$	4988,1	4194,5	3790,1
4: $k_c = 1 * h^{-m} * K_Y * K_V * K_{St} * K_{Ver}$	6484,5	5452,8	4927,2

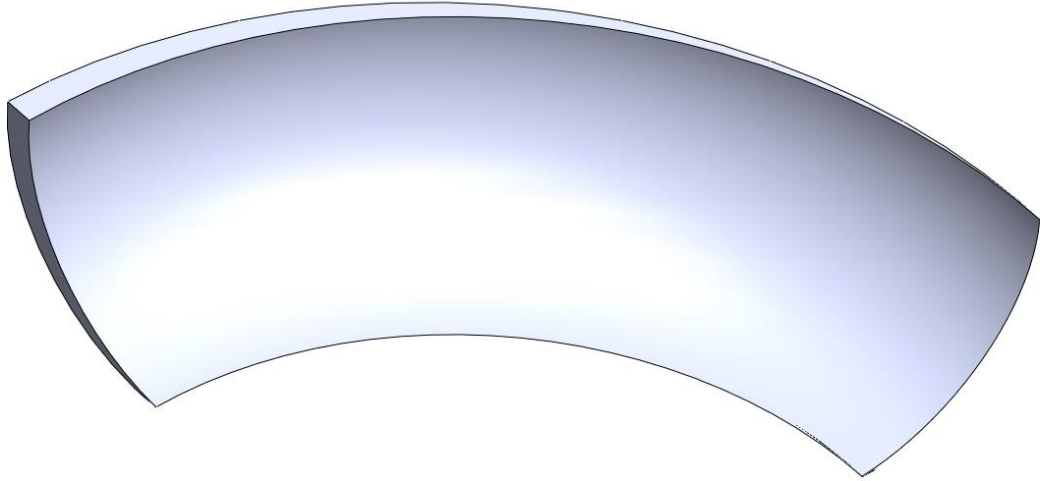
Lastuamisvoimien laskennassa käytettiin taulukon 5 kaavaa 2, sillä laskennassa päätettiin jättää huomiotta lastun tyssäymän kerroin sekä teränkulumisen kerroin. Terän kulumisen vaikutus tarkasteltiin erikseen. Lastuamisvoimien laskennassa ominaislastuamisvoimien laskennassa kärkipalojen kohdalla laskettiin hetkellisellä lastunpaksuudella. Kylkipalojen kohdalla laskenta yksinkertaistettiin ottamalla lastunpaksuudeksi 0,1 mm.

6.2.2 Lastuamismomentit

Mitoituksessa laskettiin keskimääräiset lastuamisvoimat keskimääräisten lastunpaksuuksien perusteella sekä hetkittäiset maksimilastuamisvoimat maksimimomenttien löytämiseksi. Kylkipalojen keskimääräinen lastunpaksuus laskettiin kaavalla 8. Kärkipalojen ympyrämuotoisen kärkiosuuden vuoksi niille laskettiin keskimääräinen hetkellinen lastunpaksuus yhdistämällä keskimääräisen lastunpaksuuden kaava ja hetkellisen lastunpaksuuden kaava. Hetkellisen lastunpaksuuden kaavalla selvitettiin terän hetkellinen lastunpaksuus, joka sijoitettiin keskimääräisen lastunpaksuuden kaavaan, jolla saadaan keskimääräinen lastunpaksuus teräpalan lastuavan reunan matkalta tietyllä ajanhetkellä. Yhdistetyn lastunpaksuuden kaavaksi saatiin

$$h_{mi} = f_z * \sin \varphi * \frac{B}{\frac{\beta}{360} * \pi * D_d} \quad (54)$$

jossa β on lastun kontaktikulma teräpalassa, φ on terän kontaktikulma työkappaleeseen, B on lastun korkeus teräpalan alareunasta yläreunan suuntaan ja D_d on teräpalan kaa-resta piirretyn ympyrän halkaisija. Laskuissa β on 90 astetta, sillä teräpala on työkappaleeseen kontaktissa koko sen kaaren matkalla. Myös B pysyy tästä syystä vakiona, 7 mm. Kuvassa 30 on havainnekuva muokkaamattomasta lastusta pyöreällä teräpalalla.



Kuva 30. Pyöreän teräpalan lastunpaksuuden vaihtelun havainnekuva

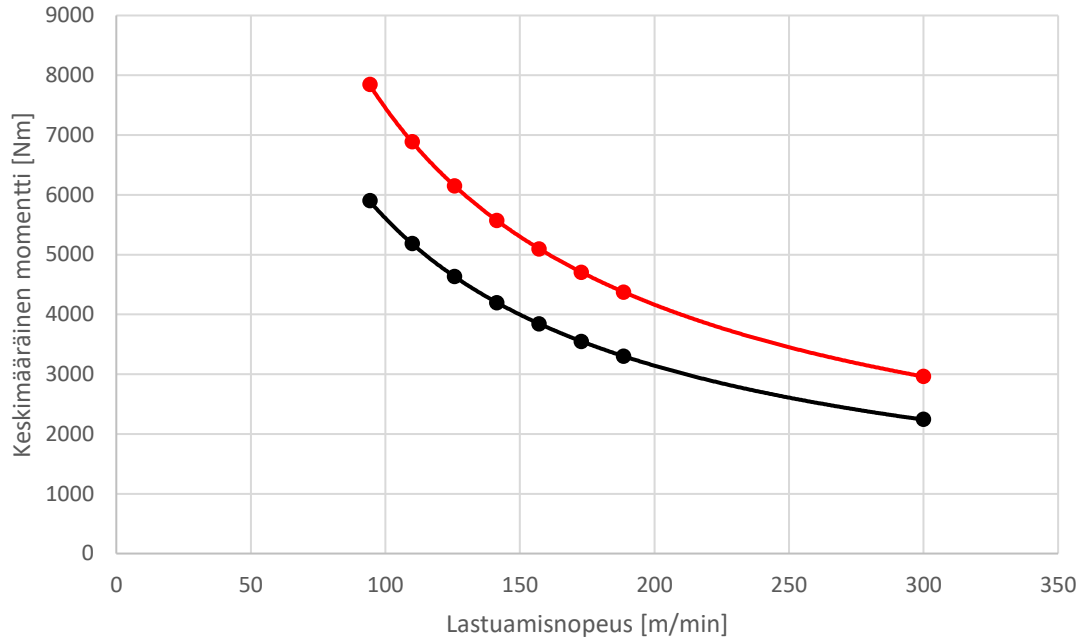
Lastun pituus, b , on teräpalan kontaktissa olevan ulkokehän mitta, joka saadaan kaavalla

$$b = \frac{\pi * D_d * 90}{360} \quad (55)$$

Taulukossa 5 on merkattuna laskuissa käytetyt raja-arvot. Lastuamisvoiman laskennassa kaava 10 muuttuu muotoon

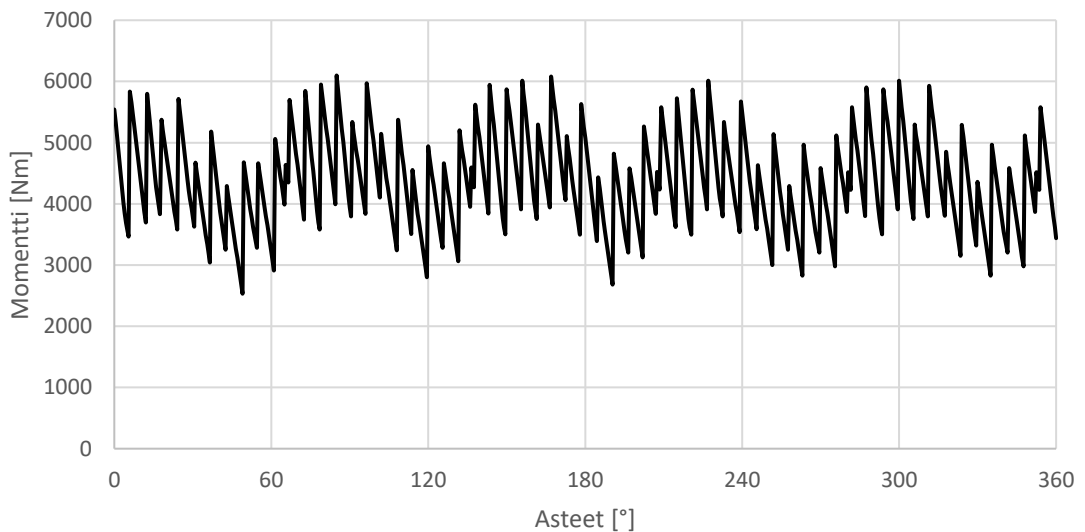
$$F_{ym} = f_z * B * \sin \varphi * k_c \quad (56)$$

Lastuamistapahtuman asettamat vaatimukset vääntömoottorille tulevat lastuamismomentista. Laskennassa on tarkasteltu lastuamismomenttia terän yhden kierroksen aikana 0,5 asteen välein. Alkupisteenä on käytetty yhden kärkipalan osumista lastuttavaan materiaaliin. Lastuamismomentit laskettiin pituussaumanjyrsinkoneen ja kehäsaumanjyrsinkoneen pöytäsyötöille eri lastuamisnopeuksilla. Kuvassa 31 on 60 mm syvän railon keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona.



Kuva 31. Keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona, 60 mm railo, punainen viiva 350 mm/min pöytäsyöttö, musta viiva 250 mm/min pöytäsyöttö

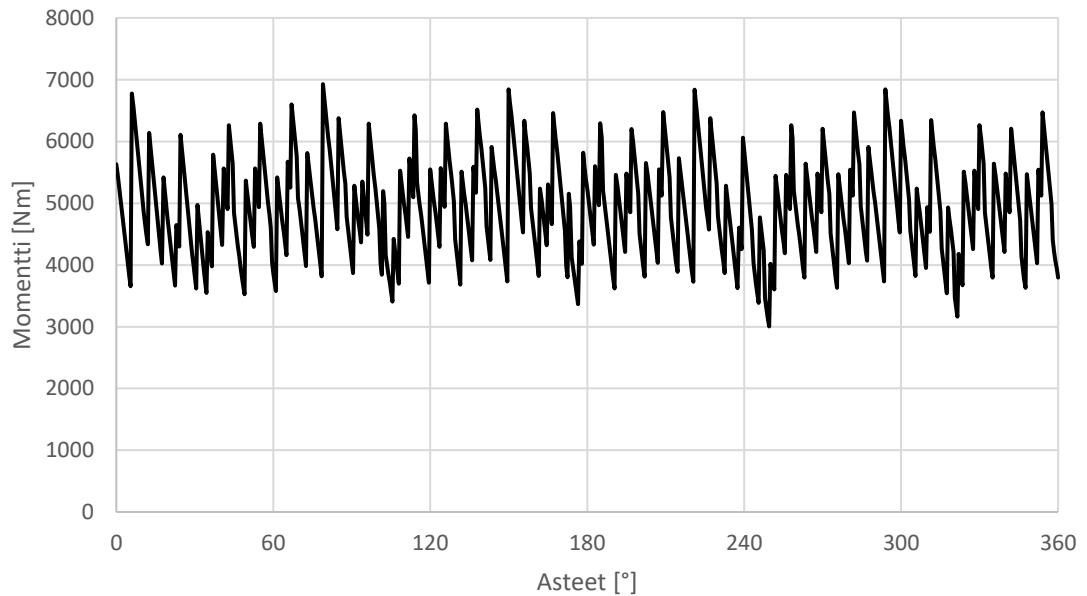
Kuvassa punainen viiva kuvaa 350 mm/min pöytäsyöttöä ja musta viiva 250 mm/min pöytäsyöttöä. Kuvassa 32 on 60 mm:n railon lastuamismomenttikuvaaja 0,5 asteen tarkkuudella.



Kuva 32. Lastuamismomentin kuvaaja 0,5 asteen tarkkuudella, pöytäsyöttö 350 mm/min, lastuamisnopeus 188 m/min

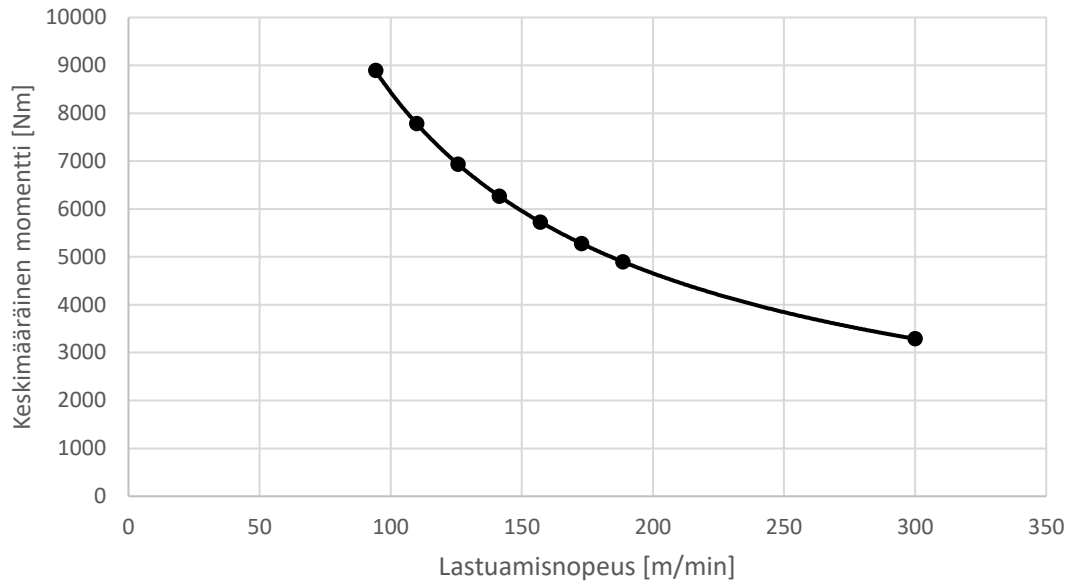
Kuvasta huomataan, että lastuamismomentti vaihtelee sekä lyhyen ajan sisällä että pidemmällä aikavälillä. Kahden peräkkäisen 0,5 asteen pisteen välillä voi olla noin 2100

Nm seuraavan teräpalan osuessa työkappaleeseen. Koko kierroksen aikana lastuamismomentti aaltoilee, joka johtuu teräpalojen sijainnista. 60 mm railossa kontaktissa on kärkipalojen lisäksi 4 eri tason kylkipalaa. Kuvassa 33 on 100 mm syvän railon lastuamismomenttien kuvaaja, kun ensimmäisellä lastulla on jyrstetty 60 mm syvä railo.



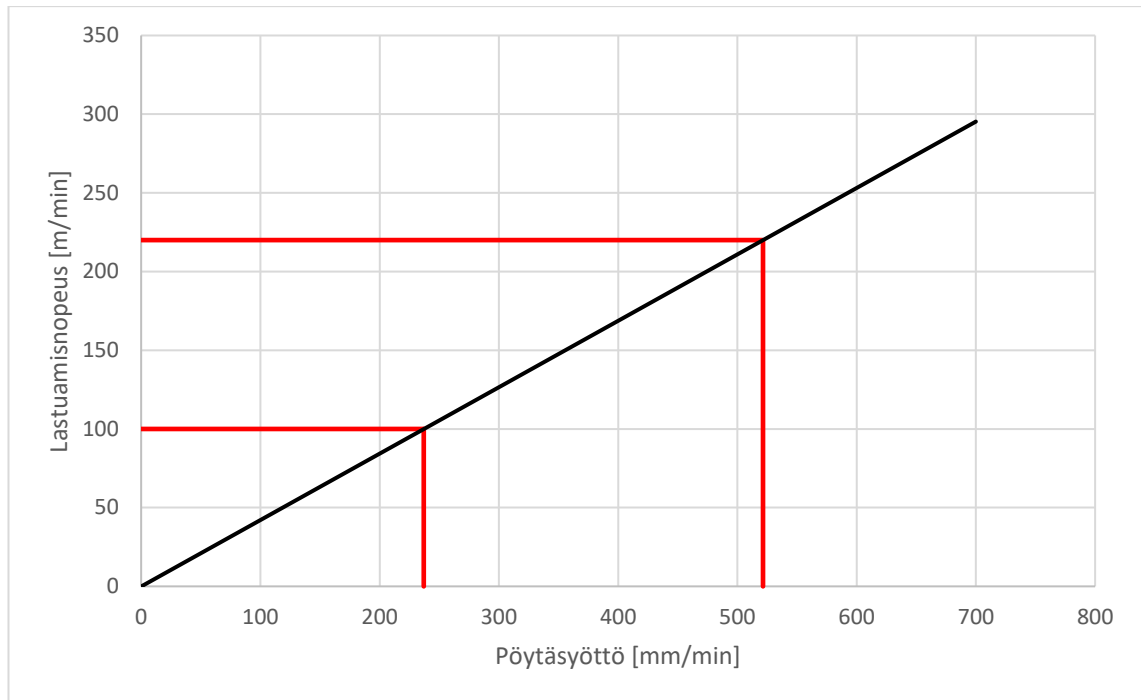
Kuva 33. Toisen lastun lastuamismomentin kuvaaja 0,5 asteen tarkkuudella, pöytäsyöttö 350 mm/min, lastuamisnopeus 188 m/min

Kuvaajassa lastuamismomentit on laskettu samoilla lastuamisarvoilla kuin ensimmäisen lastun 60 mm railossa. Kuvasta huomataan, että lastuamismomentti kasvaa selvästi ja sen keskiarvo kasvaa 4323 Nm:stä 4925 Nm:iin, huolimatta siitä, että lastuamissyvyys on pienempi. Lastuamismomentin kasvuun vaikuttaa useamman teräpalan osuminen työkappaleeseen. Useamman teräpalan lastuminen myös tasoittaa momentin aaltomaisuutta kierroksen aikana. Pudottamalla pöytäsyöttö 300 mm/min saadaan momentin keskiarvo laskemaan arvoon 4288 Nm. Kuvassa 34 on keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona 80 mm railolla 250 mm/min pöytäsyötöllä.



Kuva 34. Keskimääräinen lastuamismomentti lastuamisnopeuden funktiona, 80 mm railo

Keskimääräisistä lastuamismomenteista nähdään, että momentit ovat selvästi suurempia, kuin kuvassa 31. Teräpalojen suositellulla keskilastunpaksuudella lastuamisnopeus 60 mm railossa on 250 mm/min pöytäsyötöllä 105 m/min ja 350 mm/min pöytäsyötöllä 147 m/min. 80 mm railossa suositellulla keskilastunpaksuudella lastuamisnopeus on 120 m/min. Lastuamismomentit ovat tällöin 60 mm railolle 5370 Nm ja 7190 Nm 80 mm railolle. Mikäli terillä lastutaan suositellulla lastunpaksuudella, tulisi vääntömoottorin jatkuvan momentin olla 5370 Nm, jotta olisi mahdollista saavuttaa tavoiteltu syöttönopeus pituussauman jyrsinkoneella. Kuvassa 35 on esitetty lastuamisnopeuden ja pöytäsyötön suhde suositellulla keskilastunpaksuudella 60 mm:n railossa.



Kuva 35. Lastuamisnopeuden ja pöytäsyötön suhde keskilastunpaksuudella, 60 mm railo, punaiset vaakaviivat ovat teräpalojen minimi- ja maksimi lastuamisnopeudet

Kuvaan on merkattu minimi ja maksimi lastuamisnopeudet sekä niiden pöytäsyötöt punaisilla vaakaviivoilla jyrittäessä 60 mm railoa. Railon syvyyden vaihtuessa myös lastuamisarvot vaihtuvat kontaktikulman muuttuessa. Pöytäsyötön minimiarvo on 237 mm/min ja suurin arvo on 521 mm/min. Tämä asettaa rajoituksia mahdollisiin käytettäviin lastuamisarvoihin.

Keskimääräiseksi lastuamismomentiksi tulee 5370 Nm 0,15 mm keskilastunpaksuudella 60 mm railossa. Jyrittäessä 40 mm railoa keskilastunpaksuudella, tulee keskimääräiseksi lastuamismomentiksi 3740 Nm. Jyrittäessä 80 mm railoa, tulee keskimääräiseksi lastuamismomentiksi 7190 Nm. Pituussauman jyrisimelle oleellinen momentti on 60 mm:n railon jyrintään vaadittava lastuamismomentti. Eri railojen keskimääräiset lastuamismomentit ja terän kulumisen vaikutukset lastuamismomenttiin on kerätty taulukoon 6.

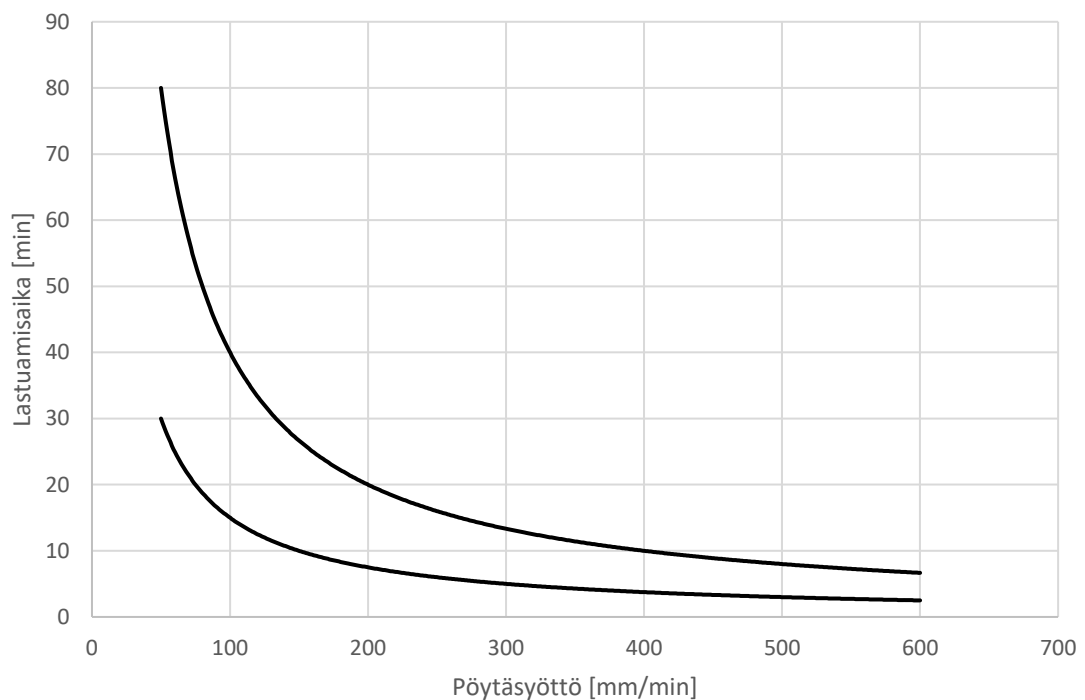
Taulukko 6. Keskimääräiset lastuamismomentit 0,15 mm keskimääräisellä lastunpaksuudella

Railon syvyys [mm]	Keskimääräinen lastuamismomentti [Nm]	Terän kulumisen vaikutus 10 %	Terän kulumisen vaikutus 30 %
40	3740	4114	4862
60	5370	5907	6981
80	7190	7909	9347

Terien tarkkaa kulumista ei ole tarkasteltu, joten tarkkaa kerrointa ei voida määrittää sille, kuinka suureksi kerroin kasvaa. Jyrsittäessä railoja saatetaan teräpalat ajaa kuitenkin loppuun tai hyvin lähelle rikkoontumista, joten Tschätschin (2009) kerrointa 1,3 voidaan pitää oikeutettuna.

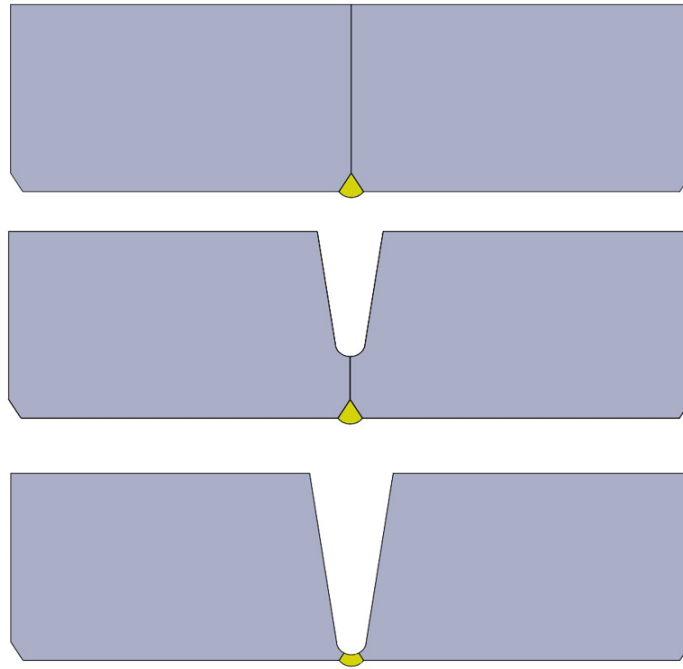
6.2.3 Lastuamissykli

Kuvassa 36 on lastuamisajat pöytäsyöttöjen funktiona 1500 mm ja 4000 mm pitkälle työkappaleelle. Kuvassa ylempi käyrä on 4000 mm kappaleen lastuamisaika ja alempi 1500 mm kappaleen.



Kuva 36. Lastuamisaika pöytäsyötön funktiona, alempi käyrä 1500 mm työkappale ja ylempi käyrä 4000 mm työkappale

Suuremmilla pöytäsyötöillä lastuamisaika ei merkittävästi pienene. Lastuamisajaksi saadaan pisimmillään 60 mm:n railolle 16,9 minuuttia käyttämällä teräpalojen minimilastuamisarvoja, jolloin pöytäsyöttö on 237 mm/min, lastuamisnopeus on 100 m/min ja työkappale on 4000 mm pitkä. Lastuamissyklin välissä lastuamatonta aikaa syntyy jyrsin kelkan liikkeestä takaisin alkupisteeseen ja työkappaleen vaihdosta. Nämä vaikuttavat työsyklin ja vääntömoottorin teholliseen momenttiin. Kuvassa 37 on esitetty syvien railojen lastuaminen useammalla lastulla.



Kuva 37. Syvien raillojen lastuaminen

Taulukossa 7 on esitetty eri tapoja 120 mm syvän railon jyrsimiseksi.

Taulukko 7. Lastuamissyklieroavaisuudet

Lastu	Lastuamis- syvyys	Syöttö [mm/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Keskimääräinen mo- mentti [Nm]	Kokonaislas- tuamisaika [min/1000 mm]
1.	40	300	104	3746	10
2.	80	300	104	6316	
3.	100	300	104	8857	
1.	40	375	104	4496	14,56
2.	80	204	104	4484	
3.	100	143	104	4489	
1.	60	300	104	6320	10
2.	100	300	104	7287	
3.	120	300	104	5179	
1.	60	200	104	4492	14,61
2.	100	175	104	4482	
3.	120	257	104	4488	
1.	60	300	156	4492	9,74
2.	100	262,5	156	4482	
3.	120	385,5	156	4488	

Taulukon arvoista huomataan, että syvän railon jyrkimiseen on useita tapoja. Vääntömoottorilla on järkevää jyrsiä railo siten, että keskimääräinen lastuamismomentti ei vaihtele suuresti eri railojen välillä. Näin lastuamissykleistä saadaan keskenään vakaat eikä toisille railoille jää paljoa ylikapasiteettia momentin suhteen. Taulukosta huomataan lisäksi, että kun keskimääräinen lastuamismomentti on vakio eri lastuamissyvyyksillä, on kokonaislastuamisaika sama huolimatta siitä kuinka syviä eri lastuamissyvyudet ovat. Taulukkoon on kahteen viimeiseen laskentaan käytetty testattavan vääntömoottorin S1-käyrää keskimääräisen momentin rajana. Kasvattamalla lastuamisnopeutta ja pöytäsyötöä samassa suhteessa pidetään keskimääräinen momentti samana, mutta kokonaislastuamisaika saadaan lyhyemmäksi.

6.3 Kehitystoimet: Karakonstruktio

Karan kehityksessä päädyttiin kahteen samanaikaiseen kehityspolkuun. Karaa lähdettiin kehittämään yrityksessä sekä päädyttiin tutkimaan toimittajan mahdollisuutta toimittaa sekä vääntömoottori että kara yhtenä tuotteena. Omassa karakehityksessä päädyttiin ottamaan olemassa ollut kara kehityksen pohjaksi. Aiempi kara oli todettu useampien toimitettujen jyrsinkoneiden perusteella toimivaksi. Kara oli ollut käytössä levynreunan jyrsimissä pystykarana ja kehäsauman jyrsinkoneissa vaakakarana. Uusi kara tuli olemaan suoravetoinen vaakakara.

Karan kehitykselle reunaehdot asettivat tapaustutkimuksen kohteena olleen pituusauman jyrsimen fyysiset mitat. Karan kokonaispituus pyrittiin pitämään mahdollisimman lyhyenä, noin 550 mm terän keskilinjasta. Tästä karasta muokattiin pituusvaatimuksiin soveltuva uusi kara, jonka pohjana on vanhan karan osat ja mitat. Lisäksi tavoitteena oli minimoida uusien ostokomponenttien määrä, joten päädyttiin selvittämään laakeripaketin soveltuvuus uuteen karaan. Karapaketin pituuden lisäksi kokorajoituksia aiheuttaa terän halkaisija ja tarvittava lastuamissyvyys. Nämä rajoittavat moottorin ja moottorin jäähdytyskotelon suurimmaksi halkaisijaksi 720 mm. Tällöin täytyy ottaa huomioon lisäksi rakenteen mahdollisesti aiheuttamat rajoitukset.

Aiemman karan akselin päähän asennettava absoluuttianturi vaihdettiin akselin päälle asennettavaan anturiin, jotta saavutettiin karalle tarpeeksi lyhyt pituus. Kokeellisessa osassa tutkittiin lisäksi karan toimivuutta. Kuvassa 38 on kasattu karapaketti ja vääntömoottori.



Kuva 38. Kasattu karapaketti ja vääntömoottori

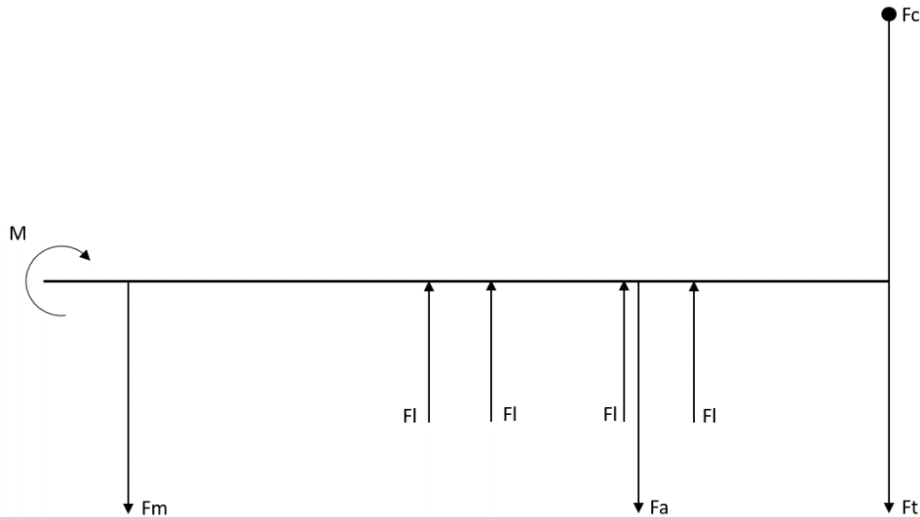
Karapaketin halkaisijaksi saatiin 580 mm ja pituudeksi 550 mm. Vääntömoottorin ja akselin suoraveto toteutettiin laipalla ja kiristysholkilla, jolla laippa kiristettiin akseliin kiinni.

Jyrsittäessä pituussaumoja, tulee työkiertoon lisäksi jyrsinnän aloittaminen ja lopettaminen, joissa terä menee tai poistuu työmateriaalista. Yrityksellä ei ollut näistä vaiheista dokumentaatiota, joten niiden selvittäminen otettiin yhdeksi testauksen osatavoitteeksi.

Pituussauman jyrsimisen vääntömoottorin momenttivaatimukseksi lastuamisesta saatiin 6981 Nm ja maksimimomentiksi 9723 Nm jyrsittäessä 60 mm:n railoa lastuamisarvoilla, joilla keskilastunpaksuus on suositeltu, ja ottaen huomioon teränkuluminen. Tähän momenttiin tulee lisäksi lisätä moottorin kiihdyttämiseen vaadittava momentti ja karan häviöihin kuluva momentti.

Kiihdytyksen ja jarrutuksen hitausmomenttien laskennassa on käytetty osien 3D-mallien massaa. Laskentaa on yksinkertaistettu ja laskettu hitausmomentit olettaen osien olevan yksinkertaisia sylintereitä tai ympyrälevyjä. Karan osien hitausmomenttien summa on $46,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, josta suurin osa ($42,625 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$) tulee terän massasta. Hitausmomenttiin on otettu lisäksi huomioon testattavan vääntömoottorin roottorin hitausmomentti $2,05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Huomataan, että yksinkertaistamalla hitausmomentin määrittämistä ei tuloksen suuruudella ole paljoa vaikutusta, kun sitä verrataan lastuamisprosessissa esiintyviin momentteihin.

Testattavalla moottorilla kiihdytys huippunopeuteen 80 kierrosta minuutissa tapahtuu yhden sekunnin aikana. Tällöin kiihtyvyyksmomentti on $61,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$. Kuvassa 39 on esitetty vapaakappalekuva karasta.



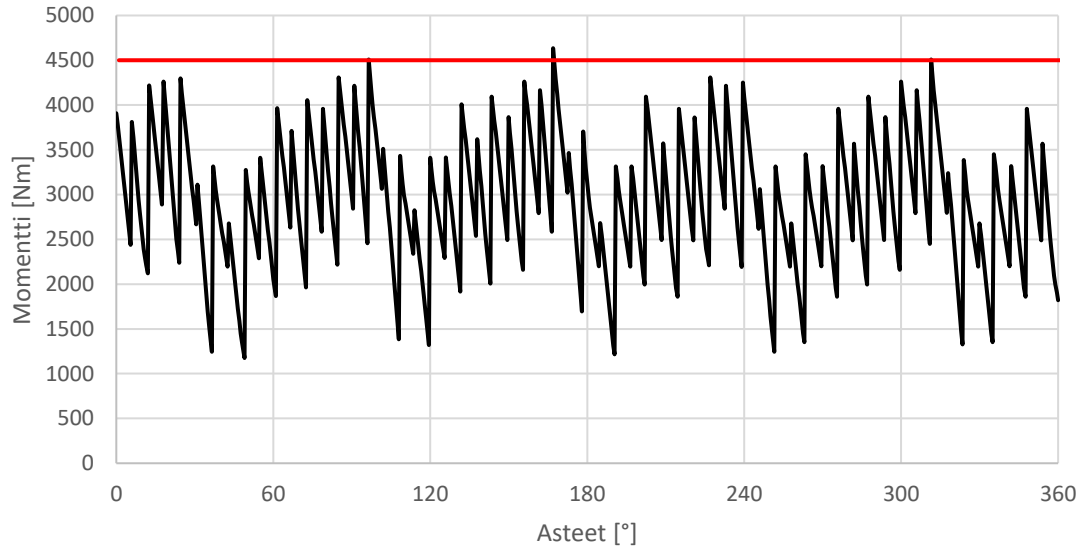
Kuva 39. Karan vapaakappalekuva

Vapaakappalekuvaan on merkattu eri voimat nuolilla sekä momentin siirto moottorilta. F_m on moottorin ja moottorin kiinnityksen akseliin kohdistama voima, F_1 laakerin tukivoima, F_a akselin laakereihin kohdistama voima, F_t terän paino ja F_c on lastuamisvoima. Karasta ei saatu selvitettyä kaavan 53 mukaisia mekaanisia häviöitä, joten häviöiden selvittäminen otettiin osaksi kokeellista osuutta.

6.4 Lastuamisarvot testattavalle vääntömoottorille

Tässä luvussa käydään läpi yrityksellä olevan vääntömoottorin momentintuoton pohjalta lastuamismomentit eri railon syvyyksille sekä lasketaan sopivat lastuamisarvot jyrskittäen. Laskujen perusteella valitaan testeihin lastuamisarvot. Lastuamisarvojen rajoituksina ovat samat rajoitukset, kuin aiemmassa kappaleessa käytetyt teräpalojen arvot. Laskuissa ei ole otettu huomioon karan häviöitä, jotka on tarkoitus mitata kokeellisesti.

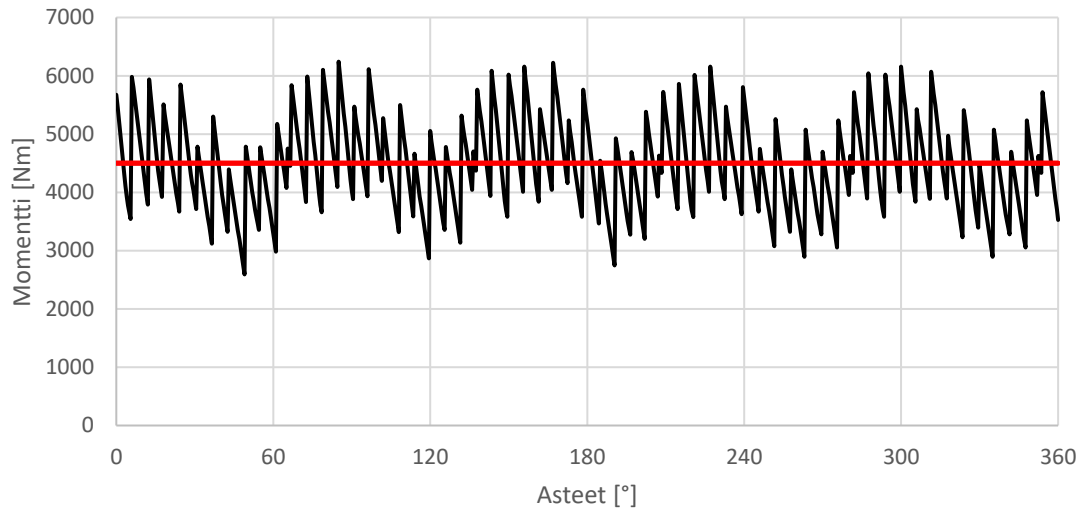
Kuvassa 40 on esitetty lastuamismomentit 0,5 asteen tarkkuudella jyrskittäessä 40 mm syvää railoa, syötöllä 400 mm/min ja lastuamisnopeudella 190 m/min.



Kuva 40. Terän kierroksen aikana esiintyvät momentit 0,5 asteen välein, 40 mm railo, punainen viiva on moottorin jatkuvan momentin raja

Kierroksen aikana momentin keskiarvo on 2924 Nm. Kuvaajaan on merkattu vääntömoottorin jatkuva maksimimomentti punaisella vaakaviivalla. Kuvaajasta huomataan, että maksimimomentti ylittää hetkellisesti 4500 Nm arvon, mutta momentin keskiarvo on selvästi sen alapuolella. Momentin huippuarvo on 4635 Nm. Momentin keskiarvo on samalla tasolla yrityksen aiemmasta testauksesta saadun arvon kanssa.

Mikäli lastuamisarvojen valinnassa käytetään keskilastunpaksuutta, saadaan keskimääräiseksi momentiksi 3740 Nm 40 mm railolle ja 5370 Nm 60 mm railolle. 5370 Nm ylittää selkeästi moottorin jatkuvan momentin rajan, joten lastuamisarvoja täytyy muuttaa keskilastunpaksuuden kustannuksella. Pöytäsyötön arvolla 240 mm/min ja lastuamisnopeudella 125 m/min saadaan keskimääräiseksi momentiksi 4476 Nm 60 mm:n railolle, jolloin keskilastunpaksuus on 0,12 mm. Kuvassa 41 on momentin kuvaaja kierroksen ajalta sekä vääntömoottorin jatkuvan momentin raja.



Kuva 41. Terän kierroksen aikana esiintyvät momentit 0,5 asteen välein, 60 mm railo, 240 mm/min syöttö, punainen viiva on moottorin jatkuvan momentin raja

Kuvasta huomataan, että momenttikäyrän vaihtelut tasoittuvat verrattuna 40 mm railon kuvaajaan. Tasoittuminen johtuu useamman teräpalan tullessa kontaktiin työkappaleen kanssa. Terän geometriasta johtuen varsinkin alhaisemmilla railon syvyyksillä momentti aaltoilee selkeästi. Tämä voi vaikuttaa karan tukevuuteen lastuamisprosessin aikana.

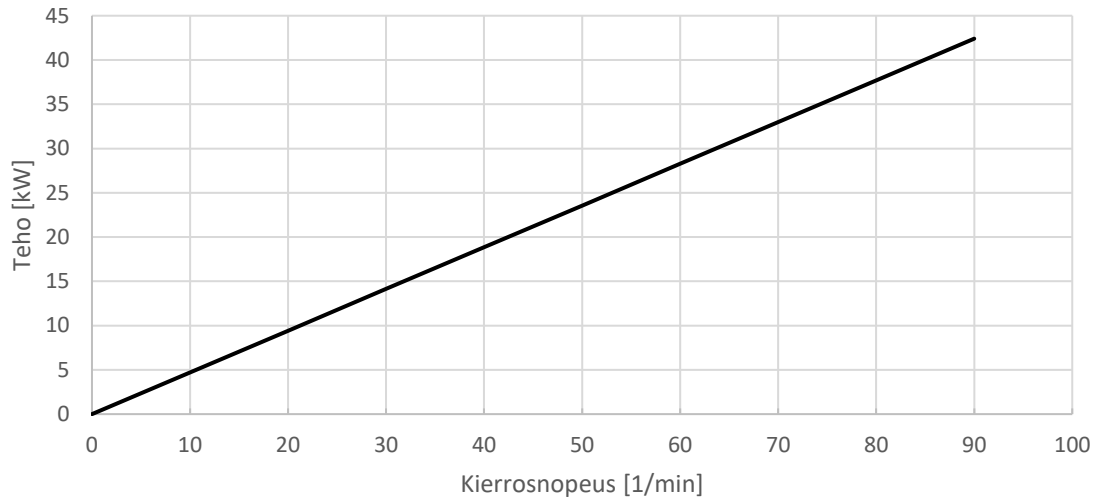
Testattavan vääntömoottorin tuottama vääntömomentti riittää täyttämään pituussaumanjyrsinnän asettamat vaatimukset. Vääntömoottorin momentti riittää täyttämään myös kehämäisen jyrsinkoneen asettamat vaatimukset 60 mm:n railolle, mutta lastuamisarvoja täytyy muuttaa eikä 0,15 mm keskilastunpaksuutta voida käyttää. Jotta kehämäisen jyrsinkoneen syöttönopeusvaatimukset täytetään, tulee lastuamisnopeus nostaa 188 m/min 60 mm railolla. Taulukkoon 8 on kerätty lastuamisarvot ja keskimääräiset momentit, joilla vaatimukset täyttyvät sekä keskimääräiset lastuamistehot. Taulukkoon lisäksi otettu vertailuksi 80 mm:n railon jyrsinän arvot.

Taulukko 8. Lastuamisarvot teknisille vaatimuksille

Railo [mm]	Syöttö [mm/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Keskimääräinen momentti [Nm]	Keskimääräinen lastuamisteho [kW]
60	250	132	4447	19,92
60	350	184	4466	27,88
80	250	210	4454	32,14

Lastuamisen keskimääräiset momentit ovat lähellä moottorin S1 rajaa, joten lastuamisarvoja joudutaan hieman muuttamaan karan mekaanisten häviöiden johdosta. Jotta pöytäsyötön arvot saadaan täytettyä, tulee nostaa lastuamisnopeutta, jolloin lastunpaksuus pienenee ja siten lastuamismomentti pienenee. Lastuamisarvoja joudutaan muuttamaan

railoissa, joissa jyräntä toteutetaan useammalla lastulla. Kuvassa 42 on esitetty vääntömoottorin tehokuvaaja nimellismomentilla.



Kuva 42. Vääntömoottorin tehokuvaaja nimellismomentilla

Nimellismomentilla lastuttaessa teho kasvaa lineaarisesti moottorin kierrosnopeuden suhteen. Suurin teho saavutettaisiin korkeilla kierrosnopeuksilla, mutta teräpalat eivät kestä korkeiden kierrosnopeuksien lastuamisnopeuksia.

6.5 Tutkimussuunnitelma

Kokeellisessa osuudessa on tarkoitus selvittää vääntömoottorin soveltuvuutta lastuamiseen. Lisäksi tarkoituksena on selvittää, kuinka lastuamismomenttien laskenta pitää paikkansa. Tavoitteena on selvittää, voidaanko vääntömoottorilla ajaa käyttämällä laskennassa todettuja keskimääräisiä arvoja, jolloin pysyttäisiin jatkuvan momentin S1 käytöllä. Lisäksi tavoitteena on selvittää kokeellisesti karan aiheuttamat häviöt.

Laskentapohjan verifiointi suoritettiin mittaamalla lastuamiseen vaadittu teho avarruskoneella. Lastuamisarvoiksi valittiin aiemmassa testauksessa käytetyt arvot sekä pituusaumanjyräsimen alkutiedoissa annetut arvot. Testeissä ajettiin railoja 100 mm paksuun levyyn, jossa simuloitiin todellista tilannetta. Avarruskoneella mitattiin myös tehon kulutus samalla kierrosnopeudella ilman kuormaa, jotta saataisiin tehohäviöt mitattua ja siten laskettua lastuamiseen kulutettu teho.

7. TUTKIMUSTULOKSET

Tässä luvussa käsitellään tapaustutkimuksen mittauksia ja mittaustuloksia. Mittauksia suoritettiin kahdessa vaiheessa: ensin tehtiin terätestejä avarruskoneella ja toisessa vaiheessa testattiin vääntömoottoria ja uutta karaa.

7.1 Mittalaitteisto

Mittaukset suoritettiin Pemamek Oy:n toimitiloissa. Kaikissa testauksissa syöttöliike toteutettiin avarruskoneen pöydän syöttöliikkeellä. Terästeissä karamoottorina käytettiin avarruskoneen karamoottoria.

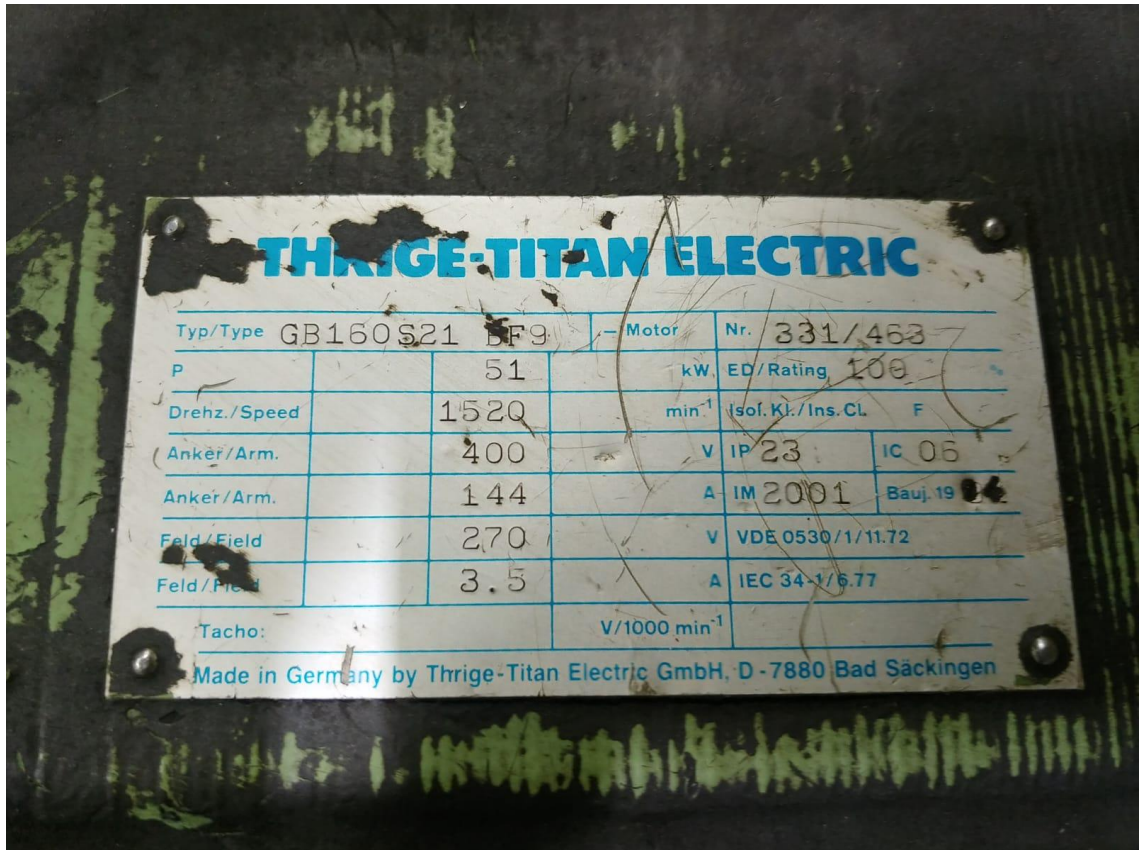
7.1.1 Terätestit avarruskoneella

Avarruskoneella testattiin terän lastuamisarvoja sekä mitattiin avarruskoneen karamoottorin virrat, jotta saataisiin selvitettyä lastuamisteho ja -momentti. Mittalaitteistona toimii avarruskone, sen ohjausjärjestelmä sekä sen tehomittari. Moottorille menevä virta mitattiin Fluke 336-virtapihtimittarilla. Kuvassa 43 on esitetty avarruskoneen testikäyttö.



Kuva 43. Avarruskone testikäytössä

Avarruskoneen karamoottori on 51 kW:n moottori. Kuvassa 44 on moottorin tyyppikilpi.



Kuva 44. Avarruskoneen karamoottorin tyypikilpi

Avarruskoneen karamoottorin hyötysuhde on 88,54 %. Kuvassa 45 on esitetty testeissä käytetty testimateriaali.



Kuva 45. Terätestien testimateriaali

Testimateriaali oli polttoleikattua rakenneterästä. Testikappale koostui kolmesta osasta, jotka oli liitoshitsattu kuvanmukaisesti toisiinsa kiinni.

7.1.2 Vääntömoottoritestit

Vääntömoottorin soveltuvuutta ja uuden karan toimivuutta testaavissa testeissä asennettiin karapaketti avarruskoneen karan tukilaakerin tilalle erilliseen telineeseen. Testimateriaali koostui samankokoisista yhteen hitsatuista 1000 mm pitkistä palkeista, kuin terätesteissä. Testimateriaalin erona oli viiste toisella puolella, jonka kohdalta kappaleet hitsattiin toisiinsa jauhekaariprosessilla. Hitsaus toteutettiin siten, että railo vastaisi mahdollisimman hyvin pituussauman jyrsimellä todellisuudessa jyrittäviä railoja. Testeissä jyrättiin railojen lisäksi umpiainetta. Kuvassa 46 on esitetty testilaitteisto



Kuva 46. Testilaitteisto vääntömoottoritesteissä

Vääntömoottorin ohjaus toteutettiin Beckhoffin AX5192–servosäätimellä. Absoluuttianturin paikkatietoa varten servosäätimeen lisättiin digitaalinen optiokortti. Kuvassa 47 on esitetty yhteen hitsattu testimateriaali. Jäähdytys toteutettiin 5 kW:n vesijäähdyttimellä.

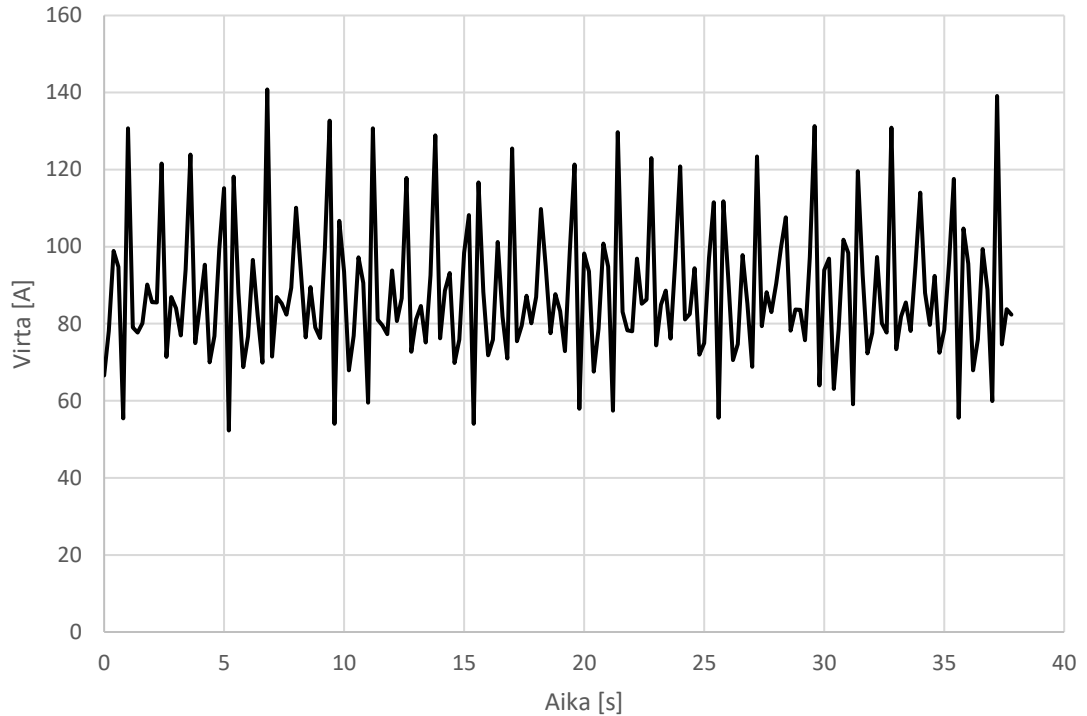


Kuva 47. Testimateriaali kiinnitettynä avarruskoneen pöytään

Testikappaleet kiinnitettiin molemmilta puolilta ja nostettiin ylös pöydästä asettamalla niiden alle alumiiniset levyn palat.

7.2 Terätestien mittaustulokset

Terästeissä saadut mittaustulokset on esitetty seuraavaksi. Terästeistä saatiin vähemmän mittaustuloksia ja suureita, kun taas vääntömoottoritesteistä saatiin mitattua useita eri suureita. Kuvassa 48 on mitattujen virtojen kuvaaja. Mittapisteet ovat 0,2 sekunnin väleillä.



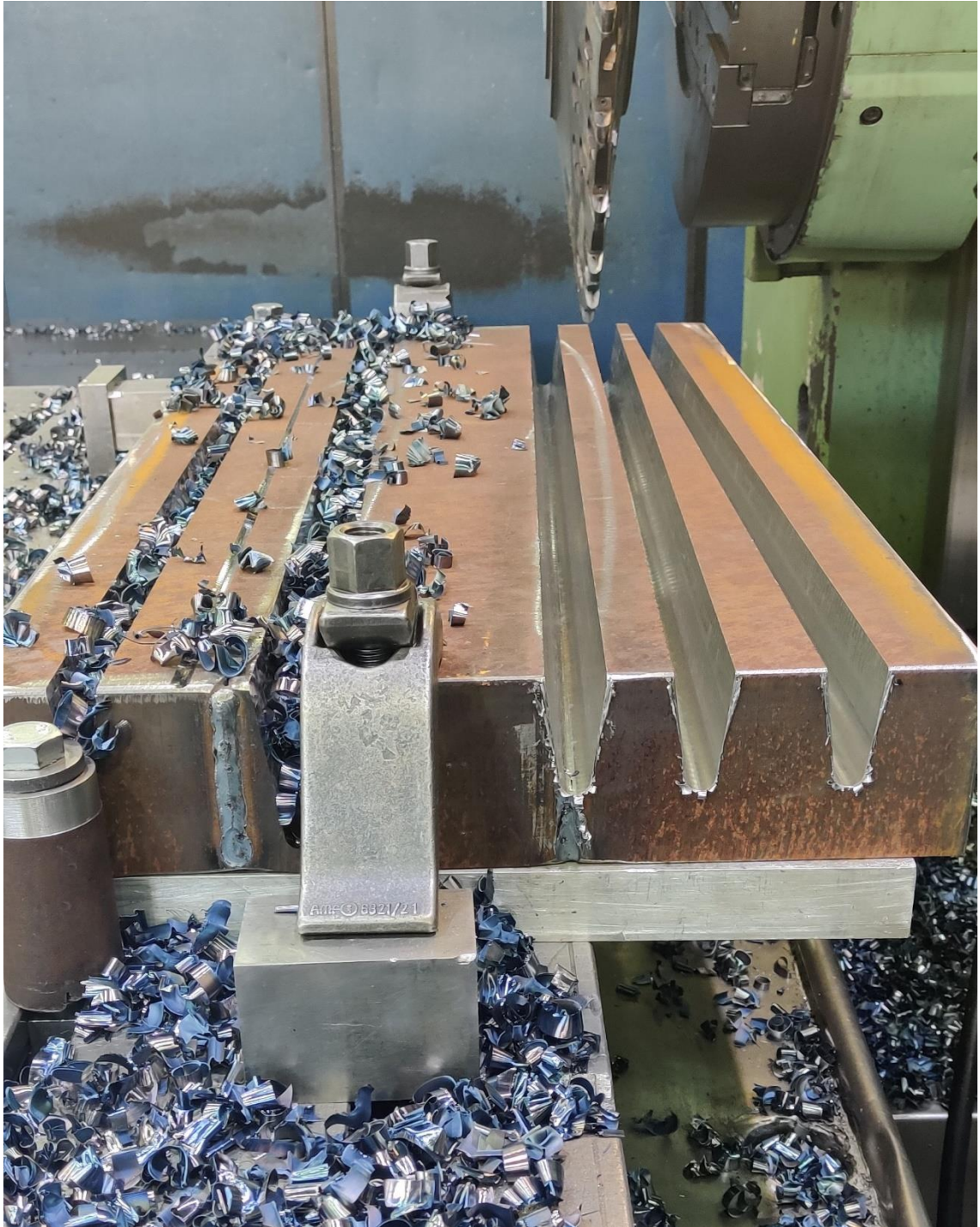
Kuva 48. Karamoottorille menevä tasavirta

Taulukossa 9 on koottu mitatut virrat ja jännitteet sekä lasketut tehot ja momentit polttoleikattua railoa jyrksittäessä.

Taulukko 9. Mitatut virrat ja jännitteet sekä lasketut tehot ja momentit, pöytäsyöttö 240 mm/min, lastuamisnopeus 125 m/min, lastuamissyvyys 60 mm

Keskimääräinen virta [A]	Keskimääräinen jännite [V]	Teho [W]	Kulmanopeus [1/rad]	Momentti [Nm]
85,87	243,935	20946,7	4,19	4427,664
87,15	251,1	21883,37	4,19	4625,654
87,44	251,708	22009,35	4,19	4652,284

Kuvassa 49 on esitetty ajetut railot testimateriaaliin. Taulukon tulokset on mitattu oikealta laskettuna kolmannesta railosta.



Kuva 49. Ajetut railot testikappaleessa

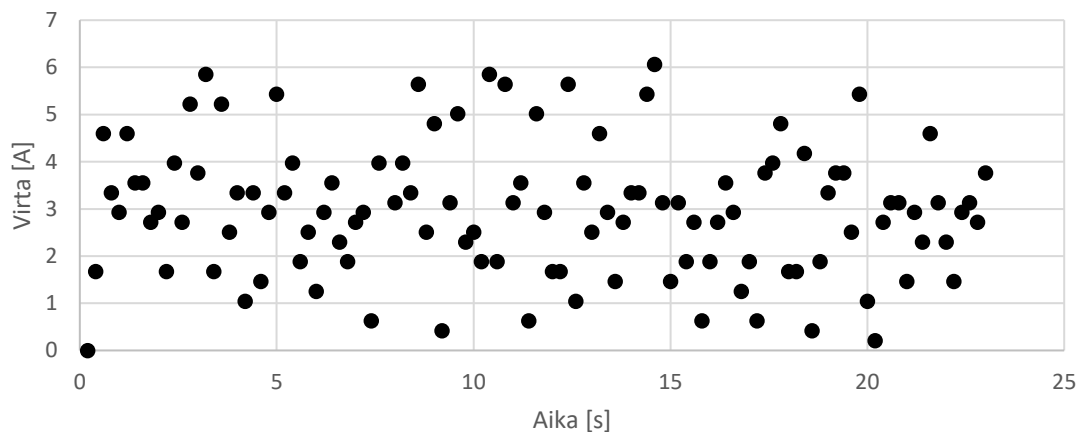
Kuvassa olevat railot ovat 60 mm syviä.

7.3 Vääntömoottoritestien mittaustulokset

Vääntömoottoritesteissä kerättiin mittaustuloksia moottorille menevästä virrasta, staattorin lämpötilasta, jäähdyttimen sisään- ja ulosmenevän veden lämpötilasta, kiihtyvyyssanturista, karan kierrosnopeudesta sekä servosäätimelle menevästä vaihevirrasta ja vaiheiden välisestä jännitteestä. Mittadataa kerättiin 200 millisekunnin välein. Laskuissa vääntömomentti on laskettu käyttämällä moottorin vääntövakiota $47,6 \text{ Nm/A}$. Jyrsintää testattiin lastuamisarvoilla, joilla jyrsinnän keskimääräinen momentti on lähellä vääntömoottorin jatkuvan momentin rajaa.

7.3.1 Karan häviöt

Karan häviöt mitattiin vääntömoottorille menevästä virrasta kierrosnopeudella 60 1/min . Virran keskiarvoksi saatiin $3,06 \text{ ampeeria}$ 25 sekunnin ajalta ja siten tyhjäkäynnin vääntömomentiksi saatiin $145,7 \text{ Nm}$. Kuvassa 50 on esitetty virran arvot 23 sekunnin ajalta, josta karan häviöt määritettiin.

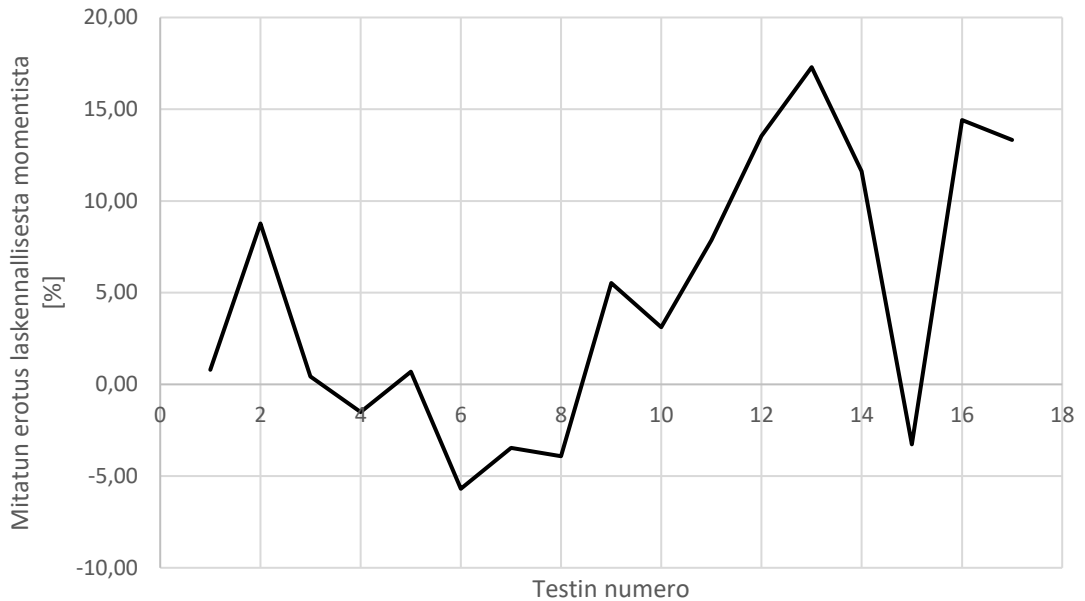


Kuva 50. Virta kierrosnopeudella 60 1/min ilman kuormaa

Tyhjäkäynnillä staattorin lämpötila oli $24,5 \text{ °C}$ ja kaavan 44 mukaan staattorihäviöt olivat $4,5 \text{ W}$ ja momentiksi muunnettuna $0,712 \text{ Nm}$. Karan mekaanisiksi häviöiksi saatiin $144,9 \text{ Nm}$.

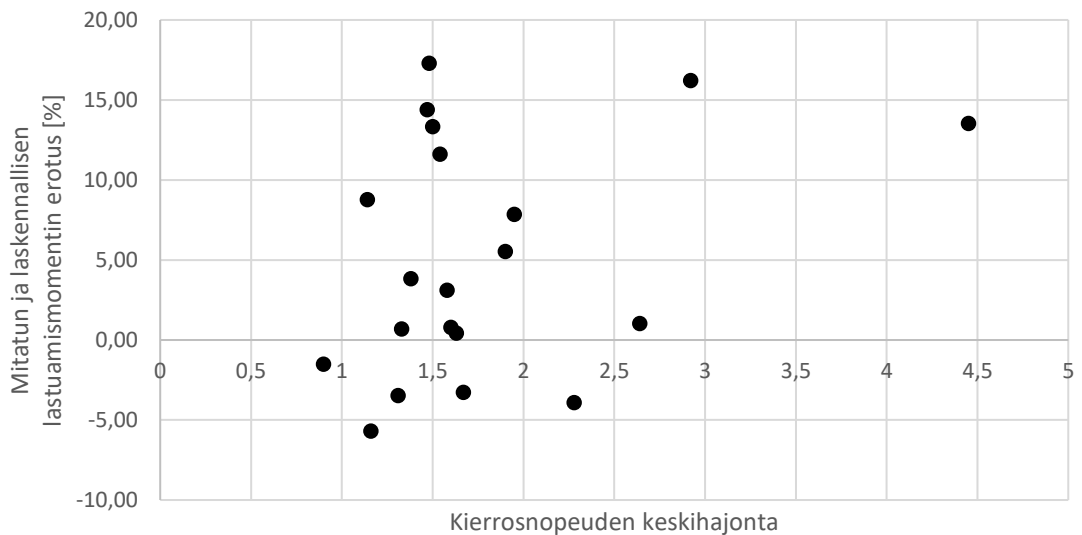
7.3.2 Vääntömomentin ja laskennan vastaavuus

Kuvassa 51 on esitetty mitatun lastuamismomentin erotus laskennallisesta lastuamismomentista testien edetessä.



Kuva 51. Mitatun lastuamismomentin eroavaisuus laskennallisesta lastuamismomentista

Kuvaajasta on poistettu testien tulokset, joissa kierrosnopeutta oli muutettu lastuamisen aikana. Kuvaan 52 on merkitty mitatun ja laskennallisen lastuamismomentin erotus keskihajonnan funktiona.



Kuva 52. Kierrosnopeuden keskihajonta ja momenttien erotus

Taulukkoon 10 on koottu eri railon syvyyksillä käytetyt lastuamisarvot, kierrosnopeuden keskihajonta, laskennallinen lastuamismomentti ja mitattu lastuamismomentti. Railon syvyyden perässä oleva R-kirjain merkitsee sitä, että railo on jyrstetty polttoleikattuun levyn reunaan. Mitattu momentti on saatu vähentämällä kokonaisvirrasta karan häviöihin kuuluva virta.

Taulukko 10. Laskennalliset ja mitatut momentit eri railonsyvyyksille

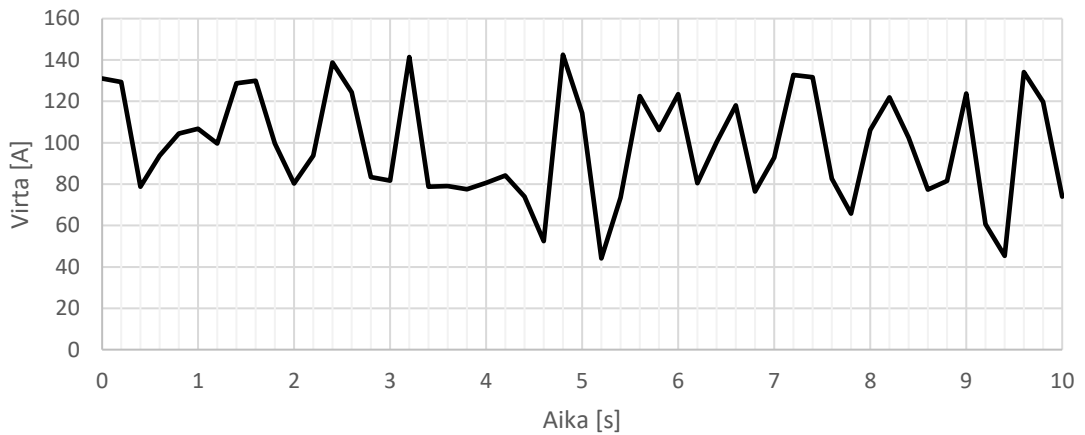
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
40	400	60	188,50	0,9	2924,02	2879,7
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
60	240	40	125,66	1,6	4476,43	4512,15
60	240	40	125,66	1,63	4476,43	4495,53
60	240	40	125,66	1,38	4476,43	4647,57
60	250	42	131,95	1,33	4446,6	4477,64
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
60	350	60	188,50	1,16	4371,87	4123,06
60 R	350	60	188,50	1,31	4371,87	4220,41
60	350	60	188,50	1,58	4371,87	4507,82
60	330	58	182,21	1,9	4281,39	4518,05
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
60	400	63	197,92	1,67	4383,56	3927,45
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
80 R	200	60	188,50	1,95	4045,3	4363,11
80	160	52,8	165,88	1,48	3729,81	4374,73
80	170	52,8	165,88	1,54	3927,45	4383,58
80	170	55	172,79	1,47	3793,23	4339,41
80	170	55	172,79	1,5	3793,23	4298,76
Railon syvyys [mm]	Pöytäsyöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Lastuamisnopeus [m/min]	Kierrosnopeuden keskihajonta	Laskennallinen momentti [Nm]	Mitatut momentti [Nm]
60–90 R	250	40	125,66	1,14	4042,44	4397,1

Taulukkoon 11 on koottu laskennalliset lastuamismomentit, vääntömoottoritesteissä mitatut lastuamismomentit sekä terätesteissä mitatut lastuamismomentit 60 mm syvälle railolle, 240 mm/min pöytäsyötöllä ja 125 m/min lastuamisnopeudella.

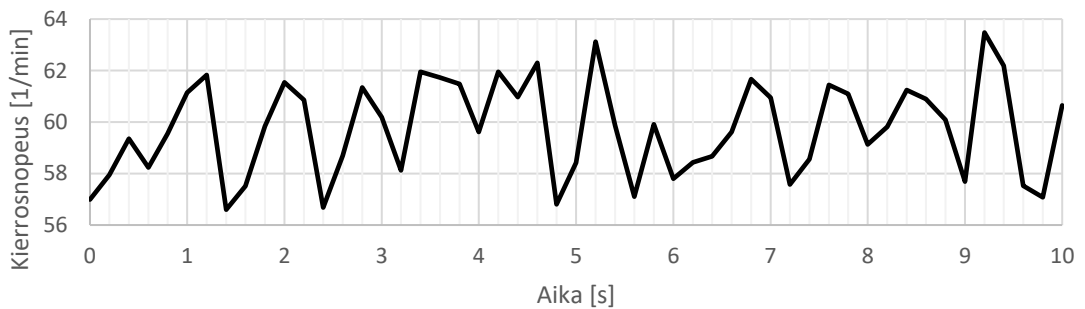
Taulukko 11. Vääntömomenttien vastaavuus

Laskennallinen lastuamismom- menti [Nm]	Vääntömoottoritestit [Nm]	Terätestit [Nm]
4476,4	4512,2	4427,7
4476,4	4495,5	4625,7
4476,4	4647,6	4652,3

Kuvassa 53 on esitetty moottorille menevän virran mittadataa 10 sekunnin ajalta jyrittäessä 80 mm syvää railoa 200 mm/min pöytäsyötöllä ja 188,5 m/min lastuamisnopeudella. Kuvassa 54 on samalta ajalta kierrosnopeuden kuvaaja.

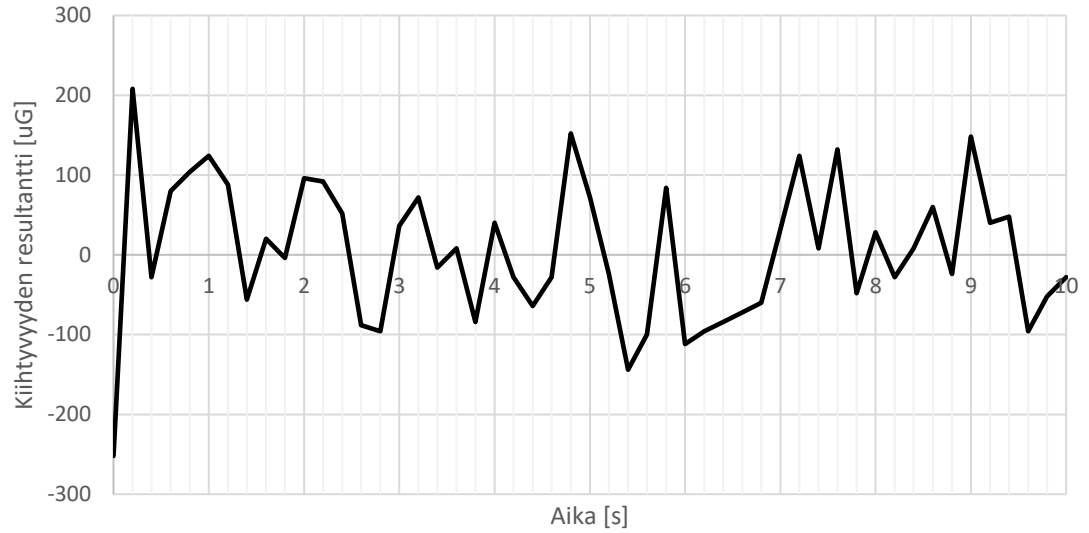


Kuva 53. Moottorille menevä virta 10 sekunnin ajalta



Kuva 54. Moottorin kierrosnopeus 10 sekunnin ajalta

Kuvaajista huomataan, että virran noustessa nopeus laskee. Nämä kohdat johtuvat lastuamiseen tarvittavan momentin kasvusta. Jyrinnässä avarruskoneen pöydällä oli asennettuna kiihtyvyyssanturi, jolta mitattiin resultanttikiihtyvyyttä. Kuvassa 56 on esitetty resultanttikihtyvyydet kuvien 53 ja 54 mittapisteissä.



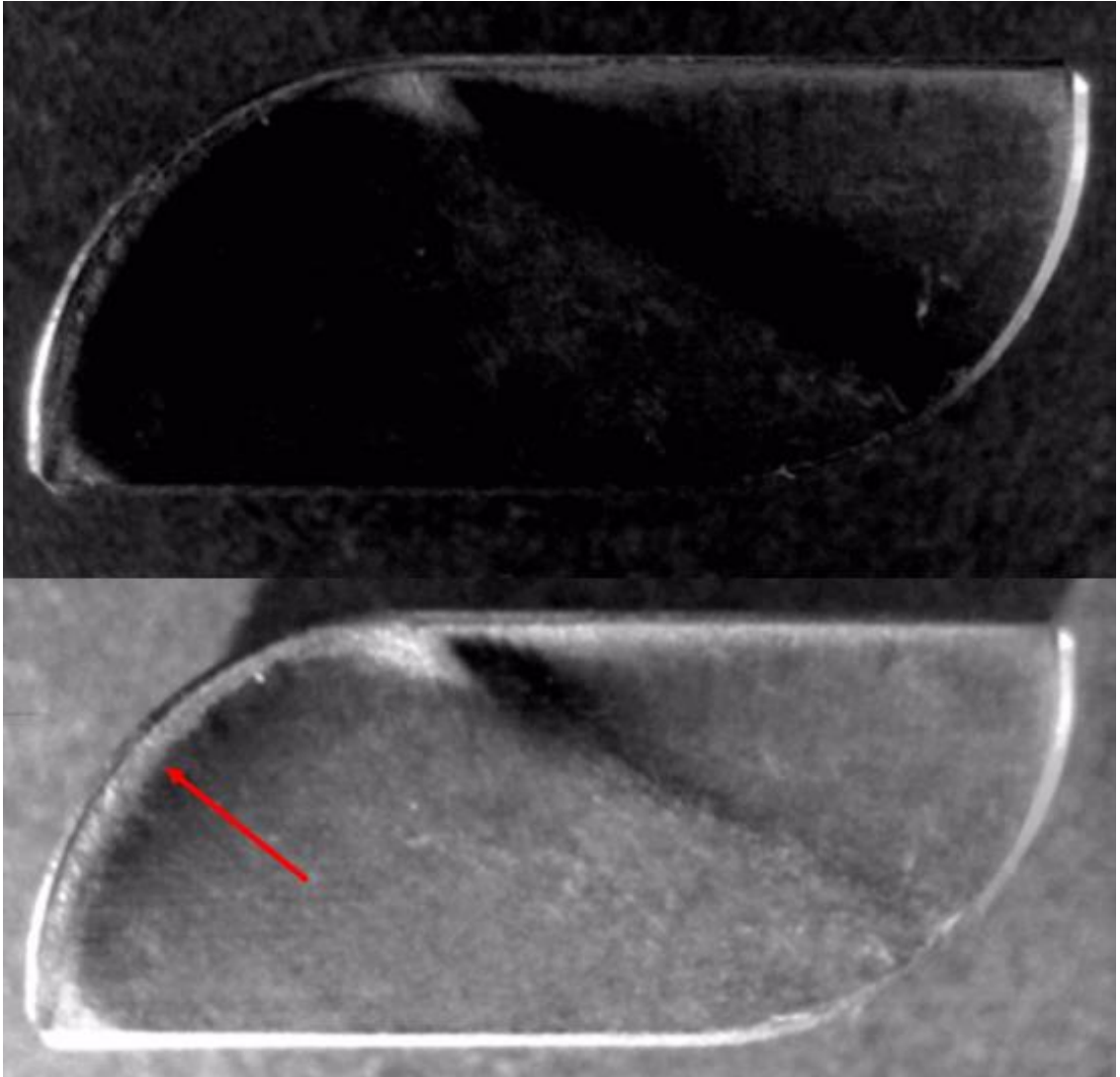
Kuva 55. Kiihtyvyydsanturin resultanttikiihtyvyyds

Resultanttikiihtyvyyds nousee saman aikaisesti lastuamisvirran kanssa. Kuvassa 56 on esitetty keskeytynyt polttoleikatun railon jrsintä.



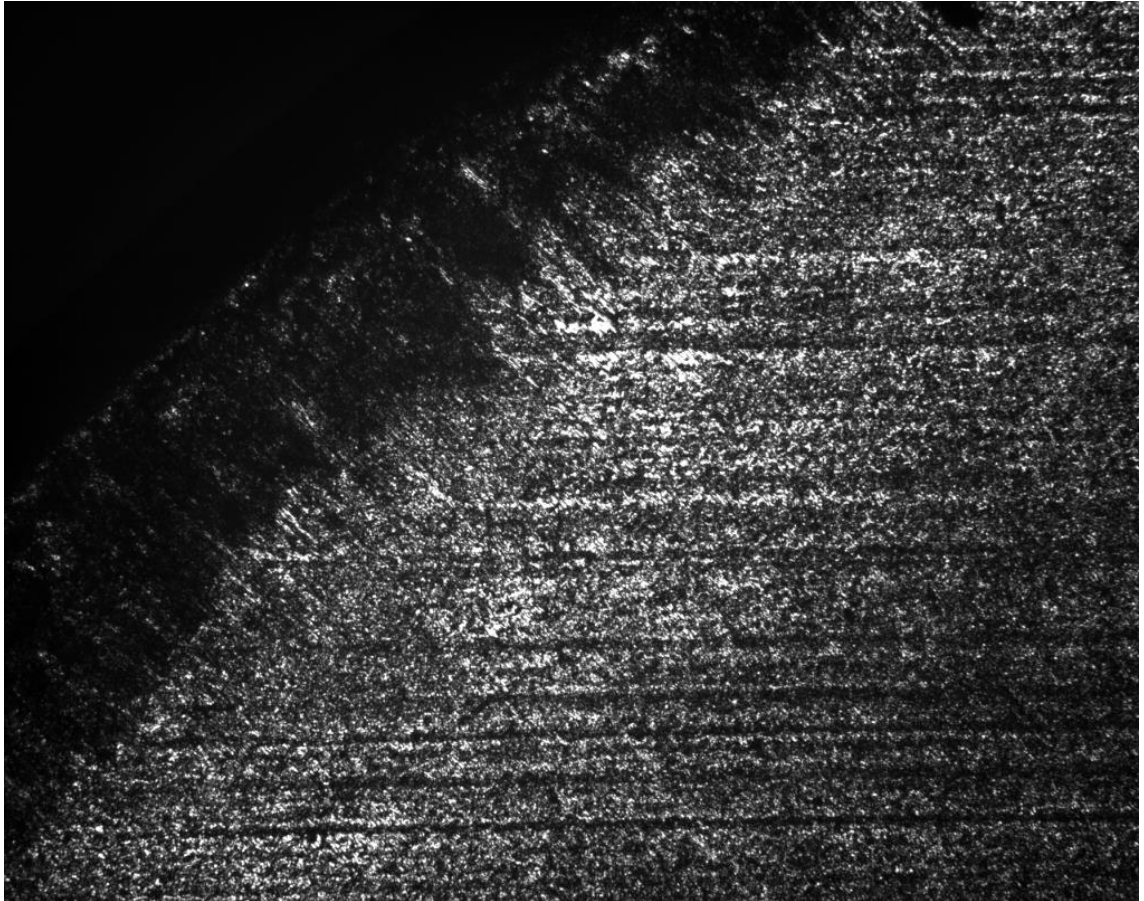
Kuva 56. Polttoleikatun railon keskeneräinen jrsintä

Kuvassa 57 on esitetty kuvat terän kärkipalasta testien jälkeen.



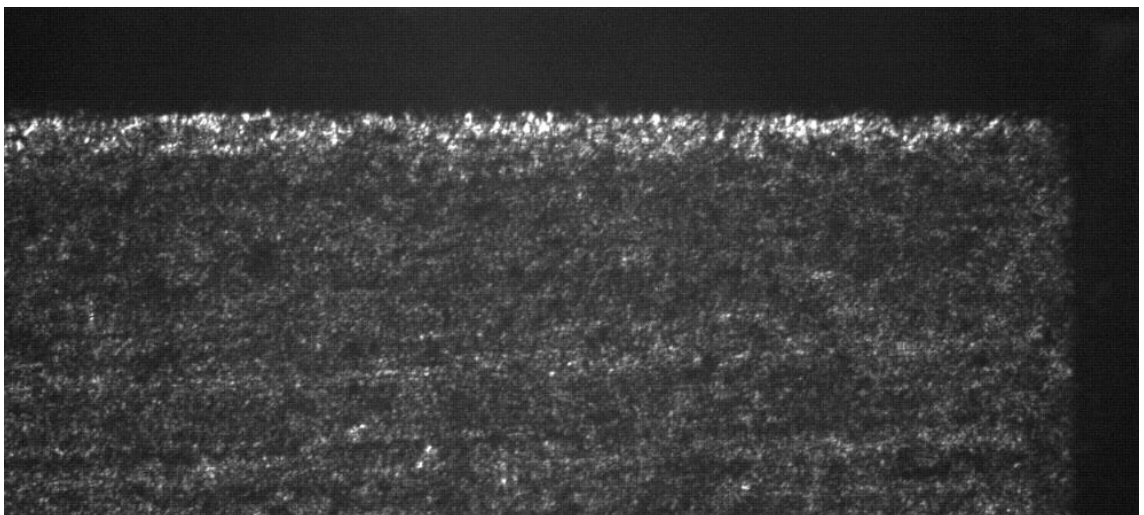
Kuva 57. Kärkipalan kuluminen testien jälkeen

Kuvaan on merkitty punaisella nuolella teräpalan työkappaleen kanssa kontaktissa ollut alue ja kuluma. Kulumaksi arvioitiin 0,3–0,4 mm. Kuvassa 58 on esitetty suurennos teräpalan viistekulumasta.



Kuva 58. Suurennos teräpalan viistekulumasta

Kuvassa 59 on esitetty suurennettu kuva ensimmäisen kylkipalarivin kylkipalan rintapinnasta.

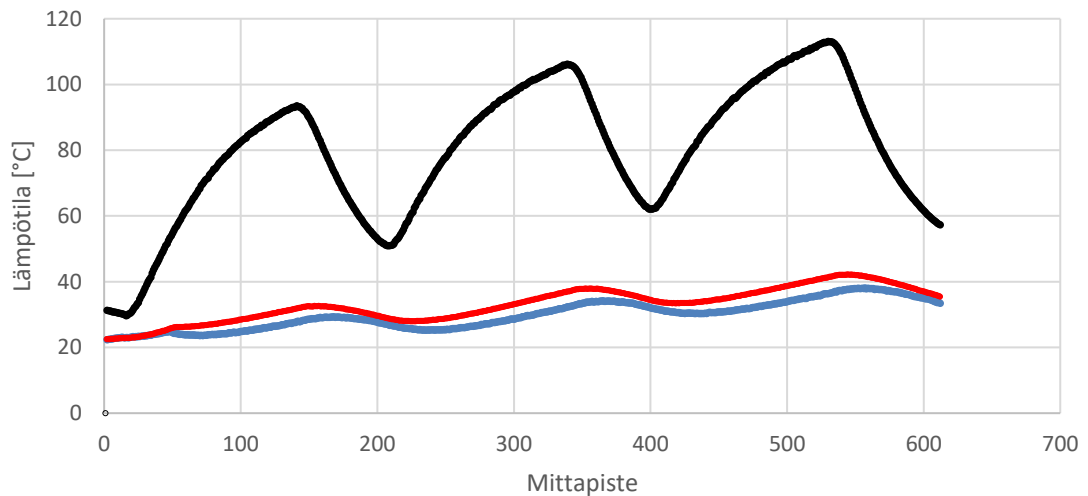


Kuva 59. Kylkipalan viistekuluminen

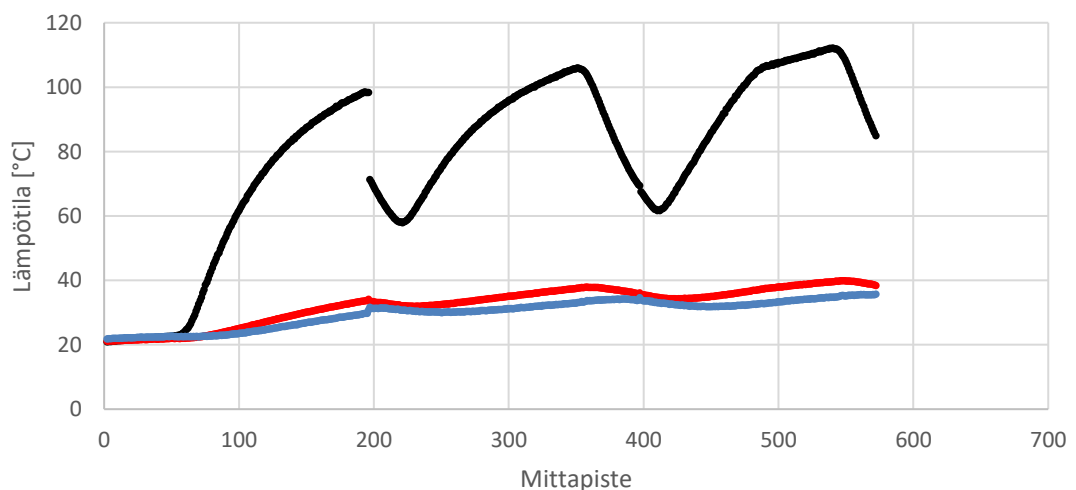
Rintapinnan yläreunan kirkkaamman osan paksuus on noin 0,1 mm. Osasta ei pystytä sanomaan, onko kyseessä viistekuluminen vai onko teräpalan pinnoite kulunut.

7.3.3 Lämpötestit

Lämpötesteissä testattiin kahden eri jäähdyttimen toimintaa ja suorituskykyä. Kuvissa 60 ja 61 on esitetty lämpötilakäyrät ensimmäisessä ja toisessa lämpötestissä. Mittapisteet ovat viiden sekunnin välein. Kuvissa musta käyrä on staattorin lämpötila, punainen staattorilta jäähdyttimelle kulkevan veden lämpötila ja sininen on jäähdyttimeltä staattorille menevän veden lämpötila. Veden virtaus ensimmäisessä testissä oli 24 l/min ja toisessa testissä 25,6 l/min. Ensimmäisen testin jäähdyttimen teho oli 4,4 kW. Toisen testin jäähdyttimen teho oli 0,54 kW/K. Jäähdyttimien datalehdet ovat liitteissä D ja E.

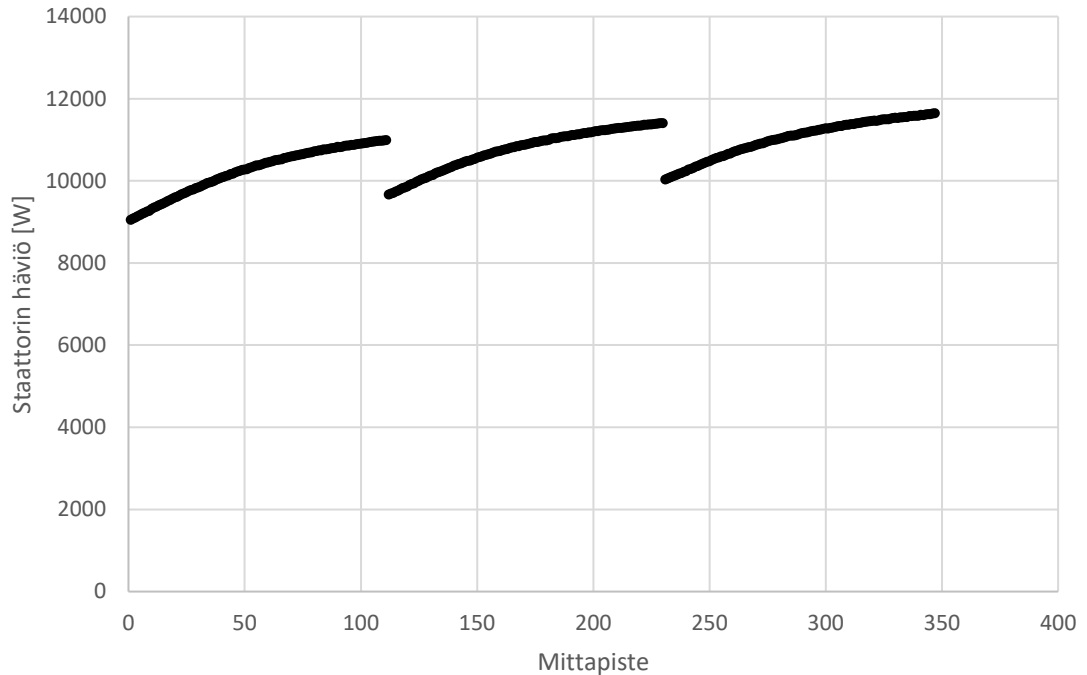


Kuva 60. Ensimmäisen lämpötestin lämpötilat, musta käyrä on staattorin lämpötila, punainen moottorilta palaavan veden lämpötila, sininen moottorille menevän veden lämpötila

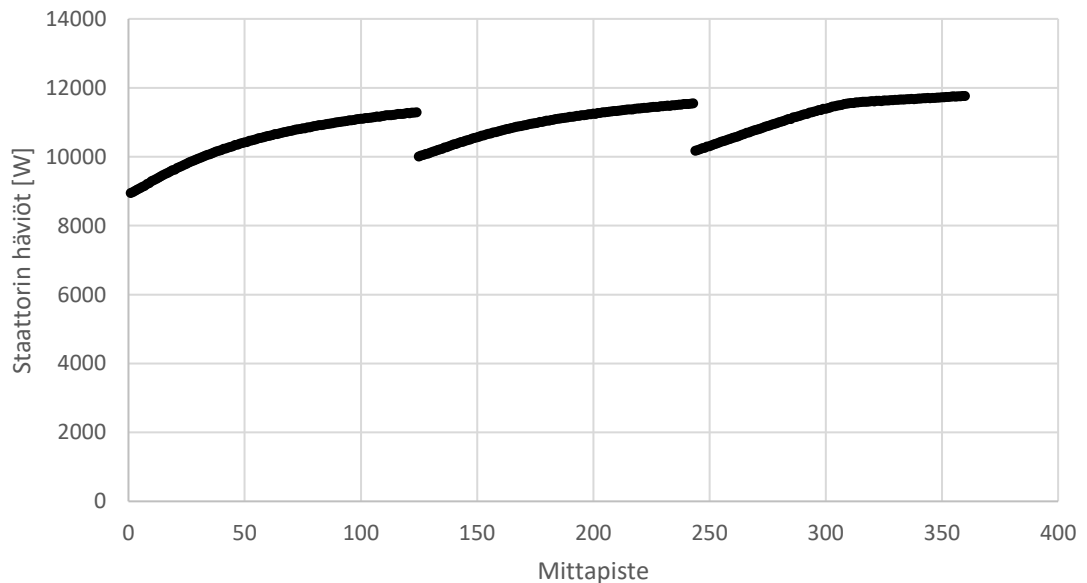


Kuva 61. Toisen lämpötestin lämpötilat, musta käyrä on staattorin lämpötila, punainen moottorilta palaavan veden lämpötila, sininen moottorille menevän veden lämpötila

Toisen lämpötestin mittadatan katkeaminen mittapisteessä 200 johtuu siitä, että tietojen tallennus katkesi siksi aikaa. Toisen testin viimeisen jrsinnän aikana kierrosnopeutta muutettiin, joka näkyy staattorin lämpötilan kasvun tasoittumisena. Kuvissa 62 ja 63 on esitetty jrsinnän aikana esiintyneet staattorihäviöt. Jatkuvan virran arvona on käytetty keskimääräistä virran arvoa jrsinnän ajalta.

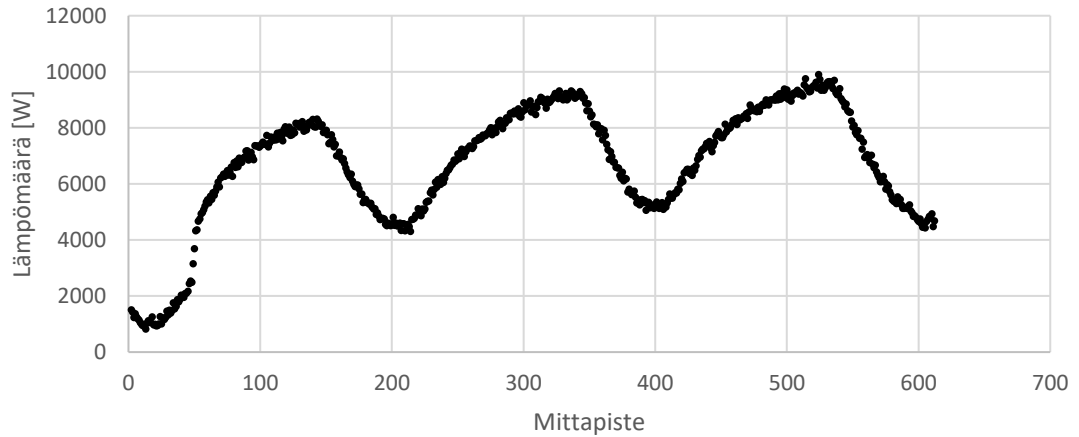


Kuva 62. Ensimmäisen lämpötestin aikana esiintyneet staattorihäviöt, vasemmalla ensimmäisen testirailon häviöt, keskellä toisen ja oikealla kolmannen

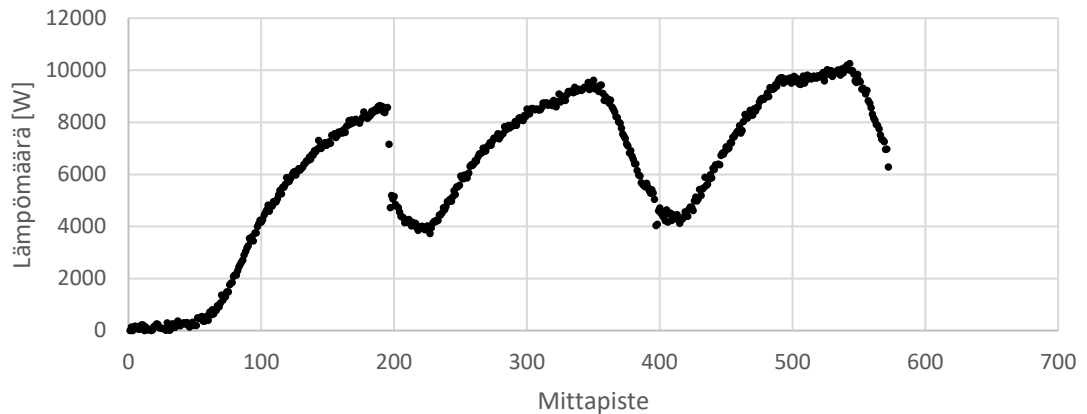


Kuva 63. Toisen lämpötestin aikana esiintyneet staattorihäviöt, vasemmalla ensimmäisen testirailon häviöt, keskellä toisen ja oikealla kolmannen

Ensimmäisessä testissä staattorin huippuhäviö oli 11 680 W ja toisessa 11 777 W. Jäähdytysveteen sitoutunut lämpömäärä testeissä on esitetty kuvissa 64 ja 65.



Kuva 64. Ensimmäisen lämpötestin lämpöenergia



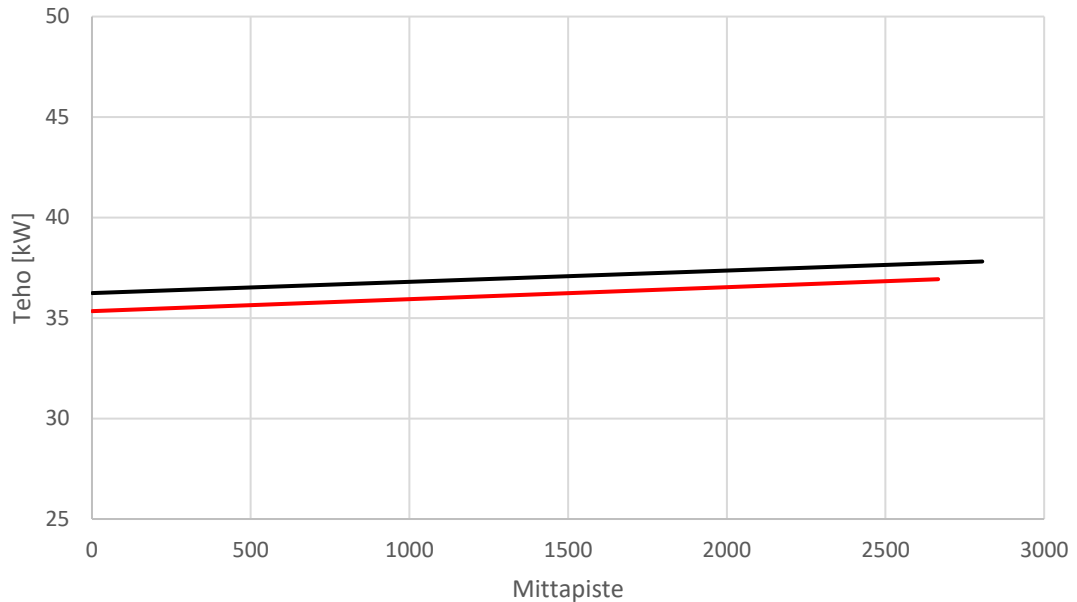
Kuva 65. Toisen lämpötestin lämpöenergia

Molemmassa testissä lämpöenergian huippu on hieman alle 10 kW. Taulukossa 12 on esitetty lämpötestien aikana käytetyt lastuamisarvot ja mitatut moottorille menevät virrat.

Taulukko 12. Lämpötestien lastuamisen arvot

Lastu	Railon syvyys [mm]	Pöytä-syöttö [mm/min]	Kierrosnopeus [1/min]	Moottorille menevä virta [A]	Keskimääräinen momentti [Nm]
1.1	80	160	52,8	92,025	4380,39
2.1	80	160	52,8	94,966	4520,3816
3.1	80	170	52,8	95,152	4529,2352
2.1	80	170	55	94,224	4485,0624
2.2	80	170	55	93,37	4444,412
2.3	80	170	55	95,676	4554,1776

Lämpötestin aikana häviöiden kasvaessa, kasvoi servosäätimen verkosta ottama teho. Kuvassa 66 on esitetty molempien lämpötestien toisen testin aikana käytetyn tehon mittapisteisiin asetettu lineaarinen sovitusuora. Punaisella viivalla on merkitty testi 1.2 ja mustalla 2.2. Taulukossa 13 on kerätty verkosta otetut keskimääräiset tehot sekä vääntömoottorille syötetty keskimääräinen teho.

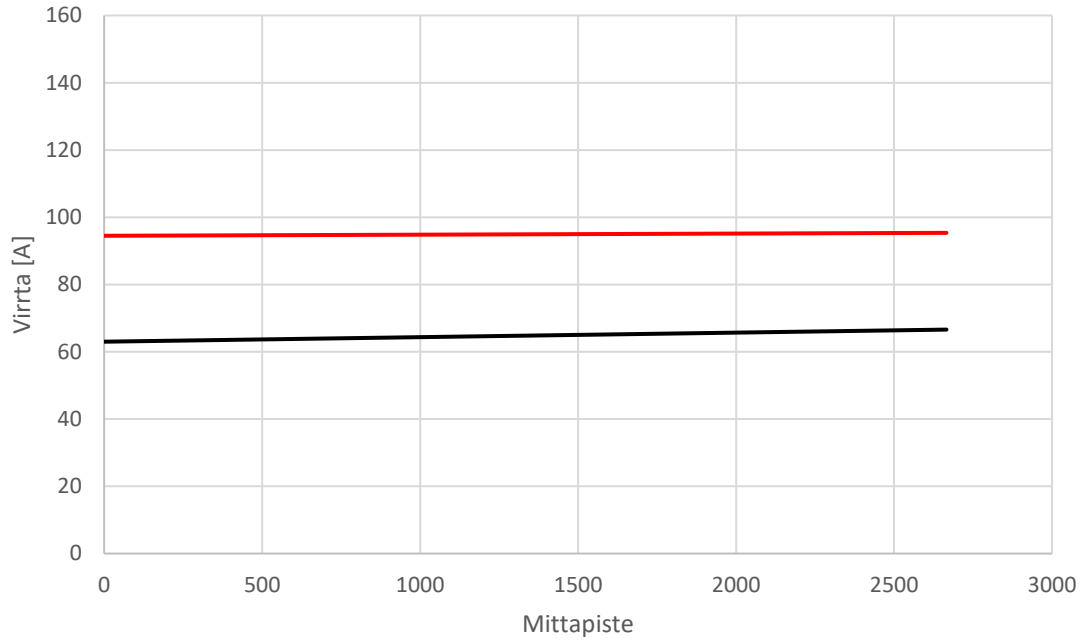


Kuva 66. Verkosta otettu teho lämpötesteissä, punainen viiva on testin 1.2 ja musta testin 2.2

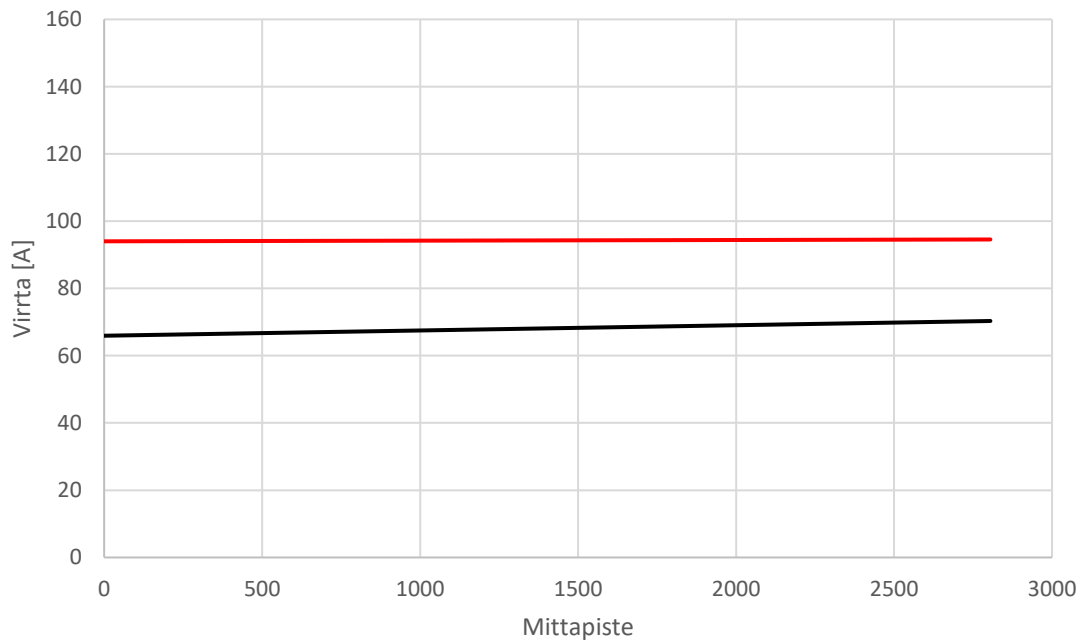
Taulukko 13. Vääntömoottorin ja verkon keskimääräinen teho

Vääntömoottorin teho [kW]	Verkosta otettu teho [kW]
25,0	36,2
25,9	37,0

Kuvissa 67 ja 68 on esitetty verkosta otetun yhden vaiheen virran ja vääntömoottorille menevän virran sovitusuorat. Punaisella on merkitty moottorille menevä virta ja mustalla verkosta otettu virta.



Kuva 67. Testin 1.2 karavirran ja yhden vaiheen virran sovitesuorat, punainen viiva on karavirran sovitesuora, musta viiva on yhden vaiheen virran sovitesuora



Kuva 68. Testin 2.2 karavirran ja yhden vaiheen virran sovitesuorat, punainen viiva on karavirran sovitesuora, musta viiva on yhden vaiheen virran sovitesuora

Kuvista huomataan, että verkosta otettu virta kasvaa enemmän, kuin vääntömoottorille syötetty virta.

7.3.4 Lastuamissykli

Lämpötestien aikana testien teholliseksi momentiksi saatiin ensimmäiselle testille 3654 Nm ja toiselle 3751 Nm. Teholliset momentit laskettiin työsyklin vaiheiden momenttien keskiarvoista. Vaiheet jaettiin tyhjäkäyntiin, aineeseen menoon, lastuamiseen ja aineesta poistumiseen. Taulukkoihin 14 ja 15 on kerätty lämpötestin työsykliä aineeseen menon ja aineesta poistumisen kestot ja keskimääräiset virrat sekä momentit. Aineeseen menon aikana lastuamisnopeus on pysynyt asetetussa arvossa, mutta pöytäsyötön suuruutta on nostettu hiljalleen siten, että lopullinen syöttönopeus on saavutettu sen jälkeen, kun terä on ollut koko lastuamissyvyydeltä työmateriaalissa.

Taulukko 14. Työsyklin aineeseen menovaihe

	Aineeseen meno					
	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	2.3
Aika [s]	74	126	120	127	139	83
Virta [A]	69,7	42	46,2	52,6	46,9	59,3
Momentti [Nm]	3318	1999	2199	2504	2232	2823

Taulukko 15. Työsyklin aineesta poistumisen vaihe

	Poistuminen aineesta					
	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	2.3
Aika [s]	95	97	106	47	108	92
Virta [A]	60,55	60,8	65,7	84,5	65,8	71,1
Momentti [Nm]	2882	2894	3127	4022	3132	3384

Testin 2.1 poistumisvaiheessa moottori pysähtyi virhetilanteen vuoksi, mistä johtuu poistumisen muita lyhyempi aika ja suurempi virta.

8. ANALYYSI JA PÄÄTELMÄT

Tässä luvussa käydään läpi edellisen luvun mittaustuloksia. Luvussa käydään läpi lisäksi vääntömoottorin soveltuvuutta ja mahdollisuuksia muissa yrityksen jyrsinkoneissa ja jatkokehityskohteita.

8.1 Laskentapohjan verifiointi ja terätestit

Avarruskoneella tehtävissä mittauksissa saatiin keskimääräiseksi lastuamismomentiksi 4427 Nm ja 4625 Nm 60 mm:n polttoleikatulle railolle, pöytäsyötöllä 240 mm/min ja lastuamisnopeudella 125 m/min. Laskentapohjan antama keskimääräinen momentti on 4476 Nm. Virtamittarin virhe on 2 %, joten mittatulos on 4427 Nm \pm 88,54 ja 4625 Nm \pm 92,5. Jälkimmäisellä tuloksella laskentapohjan antama tulos ei osu mittavirheen sisälle.

Mittauksissa mittausepävarmuutta aiheutti avarruskoneen pöydän syöttöliike, joka aiheutti hetkittäin pientä nykimistä, joka korostui suuremmilla pöytäsyötöillä. Laskentapohjan paikkansa pitävyyden luotettavuutta laskee testien alhainen lukumäärä. Tuloksen pohjalta voitiin kuitenkin käyttää laskentapohjan antamia tuloksia pohjana vääntömoottorin testauksessa. Laskentapohjan antamaa tulosta keskimääräiselle momentille voidaan pitää riittävän luotettavana ottaen huomioon mittatarkkuuden ja syöttöliikkeen aiheuttaman mahdollisen vaihtelun. Tilastollisesti tulosta voidaan pitää heikkona, sillä testien toistomääriä ei ole paljoa. Testien epäluotettavuutta lisää mittapisteiden vähyyden yhden kierroksen aikana.

8.2 Vääntömoottorin soveltuvuus karamoottoriksi

Testattu vääntömoottori soveltui jyrsinkoneen karamoottoriksi raskaaseen jyrshintään hitailla kierroksilla ja sen todettiin toimivan testeissä paremmin kuin aiempi voimansiirtoratkaisu. Tutkimusten selkein heikkous on niiden tilastollinen luotettavuus pienen koemäärän vuoksi. Yritykselle tulokset antavat tietoa riittävällä tarkkuudella.

8.2.1 Häviöt ja jäähdytys

Karan mekaanisiksi häviöiksi saatiin mitattua 145 Nm, joka on 3,2 prosenttia testatun vääntömoottorin nimellismomentista. Mittauksen tarkkuuteen vaikuttaa säätimen toiminta, jonka vuoksi terää pyöritettäessä ilman kuormaa mitattu virta aaltoili selkeästi.

Määritetyn tyhjäkäyntimomentin tarkkuutta voidaan kuitenkin pitää riittävänä. Mekaaniset häviöt ja kiihtyvyyshmomentin summa on 212 Nm. Lopullisten lastuamisarvojen laskennassa tulee tämä momentti ottaa huomioon.

Testien aikana staattorin lämpötila nousi korkeimmillaan noin 112 °C:een 2000 mm:n jyrinnän aikana. Tällä lämpötilalla staattorin kuparihäviöiksi saatiin 11,8 kW. Lämpötilakuormitustestissä jyrintöjen välissä vääntömoottorin lämpötila ehti laskea tarpeeksi, jolloin seuraavan jyrinnän aikana lämpötila ei noussut lähelle staattorin lämpötilarajaa. Vääntömoottorin jäädyttämiseen käytetyn veden lämpötila jatkoi nousua testeissä eikä saturaatiopistettä saavutettu kummassakaan testissä. Lämpömäärä ylitti kummassakin testissä jäädyttimen tehon. Lämpömäärä vastaa lähes staattorin lämpöhäviötä.

Testauksissa käytetyt jäädyttimet täyttivät jäädytysvaatimukset Suomen olosuhteissa minimipituisille työkappaleille, kun ympäröivä lämpötila on noin 20 °C. Jäädyttimien teho ei tule kuitenkaan riittämään pidempien työkappaleiden jyrinnän aikana tai ympäristössä, jossa ympäröivä lämpötila voi saavuttaa 40 °C.

8.2.2 Vääntömomentti

Vääntömoottorin nimellismomentti riitti saavuttamaan pituussauman jyrinnälle vaaditun 250 mm/min pöytäsyötön. Testeissä saavutettiin myös kehäsauman jyrinkoneen vaatimus 350 mm/min pöytäsyötöstä 60 mm:n railolle. 80 mm:n railon testeissä saavutettiin 200 mm/min pöytäsyöttö. Suurempi pöytäsyöttö olisi mahdollista saavuttaa, mutta lastuamisnopeuden kasvun vuoksi ongelmaksi voisi koitua teräpalojen kestävyys. Kuitenkin testeissä teräpalojen kesto osoittautui hyväksi lastuamisnopeuden ollessa 188 m/min.

Testeissä 40 mm syväälle railolle saatu tulos vastasi yrityksen aiemman testin tulosta. Taulukon 11 tuloksista selviää, että samoilla lastuamisarvoilla saatiin saman suuruusluokan tulos terätesteissä ja vääntömoottorin testeissä. Terätestien tulokset on saatu polttoleikatun railon jyrinnästä, kun taas vääntömoottoritestien railot on jyritytty umpiaineeseen. Tuloksista voidaan päätellä, että polttoleikatun railon jyrinnän lastuamismomenttivaatimus ei eroa umpiaineesta. Tämän tarkempi todentaminen vaatisi useamman testin tekemisen, jotta tilastollinen luotettavuus kasvaisi.

Kuvasta 51 huomataan, että erotus mitatun ja laskennallisen lastuamismomentin välillä kasvaa testien edetessä. Mitatun lastuamismomentin kasvua selittää osittain lämpökuormitustesteissä jyrittävän kappaleen lämpeneminen, jolloin lastut jäivät kiinni terän kylkipaloihin eivätkä poistuneet kunnolla ennen seuraavaa kontaktia työkappaleeseen. Te-

rän kärkipalojen kohdalla lastuamismomentin kasvua selittää teräpalojen kuluminen. Teräpalojen kuluminen selittää lastuamismomentin kasvun paremmin, sillä lastuamismomentti oli suurempi myös niissä testeissä, joissa työkappale ei ollut ehtinyt lämpenemään. Kuvasta 57 nähdään, että viistekuluminen kärjen teräpaloissa vaihtelee eikä ole tasaista. Kuvasta 59 puolestaan nähdään, että kylkipalat eivät ole juurikaan kuluneet. Laskennallisesti kärkipalojen 0,1 mm:n viistekuluminen kärkipaloissa nostaa keskimääräistä momenttia 6,5 % ja 0,3 mm:n viistekuluminen nostaa 19,3 %.

Tulosten luotettavuutta laskee testien pieni määrä, jonka pohjalta tilastollinen luotettavuus kärsii. Lisäksi luotettavuuteen vaikuttaa mittapisteiden sijainti 200 ms:n välein, joka kierrosnopeudella 60 1/min tarkoittaa mittapistettä 72 asteen välein terän ulkokehällä. Kuvan 52 mukaan kierrosnopeuden keskihajonnalla ei ole selkeää vaikutusta lastuamismomentin vaihteluun.

Kiihtyvyyssanturilla pyrittiin selvittämään mahdollisia piikkejä lastuamisvirran avarruskoneen syöttöliikkeen aiheuttaman epätasaisen liikkeen vuoksi. Kiihtyvyyden ollessa resultanttikiihtyvyys, ei mittauksista voitu sanoa kuinka paljon syöttöliike vaikuttaa lastuamismomenttiin. Syöttöliikkeen virheen tunnistaminen olisi onnistunut paremmin, jos kiihtyvyyttä olisi mitattu syöttöliikkeen suuntaiselta kiihtyvyyssanturin akselilta.

Lastuamistestien aikana saatiin selville, että lastuaminen olisi voinut onnistua paremmin suuremmalla lastunpaksuudella. Tämä arvio perustuu kuitenkin lastuamisen aikana esiintyneisiin ääniin, joiden luotettavuutta ei voida pitää suurena. Arviota kuitenkin puoltaa se, että lastunpaksuus jää vääntömoottorin nimellismomentilla alle suositellun lastunpaksuuden.

8.2.3 Lastuamissykli

Testeissä saatiin selville lastuamissyklistä aineeseen sisään menoon vaadittu aika sekä keskimääräinen momentti. Samat tiedot saatiin myös aineesta poistumiseen. Tuloksiin epävarmuutta tuo syöttöliikkeen nopeuden säätö erityisesti aineeseen menon aikana. Lämpötesteistä saatu tehollinen momentti oli selkeästi alle testatun vääntömoottorin jatkuvan momentin rajan. Laskentaan epävarmuutta kuitenkin tuo se, että laskennassa käytetyt momentit ovat keskimääräisiä momentteja.

Lastuamisen aikana huomattiin, että servosäädin suojaa vääntömoottoria äkilliseltä staattorin lämpenemiseltä. Suojauksen laukaisi nimellisvirran ylittäminen tarpeeksi usein. Suojauksen aktivoitumisen huomattiin alkavan, kun keskimääräinen momentti alkaa ylittämään vääntömoottorin nimellismomentin. Tämän pohjalta lasketun keskimääräisen lastuamismomentin käyttäminen onnistuu lastuamisarvojen määrittämisessä.

Testien aikana syvin lastuamissyvyys oli 80 mm. Tämän railon jyrshintä onnistui hyvin ja pöytäsyötön nopeus oli riittävä pituussauman jyrsimelle. Syvin lastuamissyvyys toisella lastulla oli 90 mm, kun ensimmäisen lastun lastuamissyvyys oli 60 mm. Syvempien railojen jyrsimisen onnistumisen testaaminen on mahdollinen kehitys- ja testauskohde. Soveltuvien lastuamissykliä selvittämiseksi tulisi selvittää kuinka syviä railoja on mahdollista jyrsiä yhdellä lastulla ilman, että lastunpaksuus laskee liikaa ja että lastunpoistuminen onnistuu ilman terän tukkeutumista.

8.2.4 Parannusehdotukset

Mikäli haluttaisiin lastuta teräpalojen suositellulla keskilastunpaksuudella, tulisi vääntömoottorin nimellismomentin olla suurempi. Paremman vääntömomentin saavuttamiseksi on olemassa erilaisia ratkaisuja. Parempi vääntö saavutettaisiin valitsemalla suurempi vääntömoottori. Moottorivalmistajien katalogeissa ilmoittamissa tiedoissa suuremman vääntömomentin tarjoavien moottorien halkaisija kasvaa kuitenkin liian suureksi, jolloin ei olisi mahdollista saavuttaa riittävää railon syvyyttä. Toinen mahdollisuus riittävän vääntömomentin saavuttamiseksi olisi asentaa kaksi vääntömoottoria sarjaan samalle akselille. Tällä tavalla saataisiin riittävä lastuamissyvyys säilytettyä, mutta karapaketin pituus kasvaisi.

Kolmas mahdollinen ratkaisu olisi muuttaa teräpalojen geometriaa. Terägeometrian muuttaminen ei vaikuta tuotettuun vääntömomenttiin, vaan laskee vaadittavaa lastuamismomenttia. Terän polttoleikattua reunaa lastuavat kärkiteräpalat tuottavat 64 % kokonaisvääntömomentista 60 mm:n lastuamissyvyydellä. Kärkipalojen vaihtaminen saattaisi aiheuttaa ongelmia terän kestävyyskannalta, sillä nykyiset teräpalat on suunniteltu soveltuviksi polttoleikatun teräslevyn reunan jyrshintään, joten niiden vaihtaminen positiivisempaan kulmaan ei olisi järkevää. Terän kylkipaloihin kohdistuu pienempi rasitus, sillä ne eivät lastua polttoleikattua levyn reunaa, joten niiden geometriaa olisi mahdollista muuttaa ilman, että terän kestävyys heikkenisi merkittävästi. Muuttamalla rintakulma 10 astetta positiivisemmaksi, laskisi keskimääräinen momentti 3,3 %.

8.2.5 Eroavaisuudet aiempaan voimansiirtoon

Testauksen aikana esiintyneissä virhetilanteissa moottori pysähtyi nopeasti. Pituussauman jyrsimen virhetilanteissa terä ei pysähtynyt yhtä nopeasti, mikä johti terärikkoihin. Vääntömoottorin ja suoravetokaran pienen hitausmomentin vuoksi on mahdollista välttyä terärikoilta verrattuna aiempaan voimansiirtoratkaisuun. Kuvassa 69 on esitetty kuva railosta virhetilanteen jälkeen.



Kuva 69. *Railo virhetilanteen jäljiltä*

Kuvasta huomataan, että lastuaminen on pysähtynyt lyhyellä matkalla. Lastun edellä oleva jälki on syntynyt syöttöliikkeen jatkumisesta.

Vääntömoottorin kierrosnopeuden keskihajonta testeissä, joissa kierrosnopeutta ei muutettu, oli keskimäärin 1,47. Kierrosnopeuden ja sitä kautta lastuamisnopeuden tasaisuus oli vakaampi, kuin aiemmassa voimansiirtoratkaisussa. Aiemman voimansiirron moottorin ja vaihteiston hyötysuhde oli 93,6 %. Hihnavedon hyötysuhdetta ei ollut laskettu, mutta käyttämällä taulukon 3 arviota saadaan sen hyötysuhteeksi 95 %. Kokonaishyötysuhteeksi saadaan siten 88,92 %.

Aiemman voimansiirtokokonaisuuden selkeimmäksi heikkoudeksi haastateltavien vastauksissa nousi vaihteiston aiheuttama värinä sekä ”kalkatus”. Suoravetokaralla vastaavaa ongelmaa ei ollut eikä takaiskua esiintynyt. Lisäksi testien aikana todettiin teräpalojen kestoian lisääntyneen. Teräpaloilla pystyttiin lisäksi jyrsimään suuremmalla lastuamisnopeudella kuin aiemmin, mikä mahdollistaa suuremman pöytäsyötön ja siten lyhyemmän lastuamisajan.

80 mm syvän railon jyrinnän todettiin onnistuvan hyvin ja terän äänet laskivat verrattuna 60 mm railon jyrintään. Terägeometria aiheuttaa terään värinöitä, joiden johdosta las-

tuamisen aikana äänet ovat kovemmat. Syvemmissä railoissa terässä useammat kylkipalat ovat kosketuksissa työkappaleeseen ja siten vakauttavat lastuamista ja terän värinöitä.

8.3 Jatkokehitys

Vääntömoottorin todettiin soveltuvan raskaaseen jyrshintään, mutta testeissä havaittiin kohteita, joiden kehityksellä lastuaminen saataisiin onnistumaan paremmin ja tehokkaammin. Yrityksellä on myös muita jyrsinkoneita, joiden voimansiirtoratkaisujen vaihtamisesta vääntömoottorilliseen suoravetokaraan voitaisiin saada hyötyjä.

8.3.1 Vääntömoottorin jatkokehityskohteet

Vääntömoottorin testauksessa moottorin ohjauksen säätö osoittautui yhdeksi kehitystä vaativaksi kohteeksi. Kuten kuvasta 50 huomataan, vääntömoottorille menevä virta vaihteli, kun pelkkää terää pyöritettiin ilman kuormaa. Paremmalla ohjauksella voitaisiin sääntää pienempi kierrosnopeuden vaihtelu jyrinnän aikana, jolloin lastuamisnopeus saataisiin pidettyä paremmin tasaisena ja siten parannettua edelleen teräpalojen kestoikää. Anturittoman ohjauksen selvittäminen voisi olla yksi kehityskohde, jonka avulla olisi mahdollista lyhentää karapakettia ja saada kustannussäästöjä.

Yrityksen terät on suunniteltu aiemman voimansiirron kanssa käytettäväksi ja niiden kehitystä voidaan pitää yhtenä jatkokehityksen kohteena. Tällöin voitaisiin kehittää moottoria ja terää yhtenä kokonaisuutena ja saada lastuamisen momentit ja vääntömoottorin nimellismomentti sovitettua yhteen ilman, että keskilastunpaksuudesta tarvitsisi poiketa.

8.3.2 Soveltuvuus muihin koneistuskoneisiin

Testien perusteella vääntömoottori soveltuu pituussauman jyrsinkoneen karamoottoriksi ja tuloksia voidaan soveltaa myös kehäsauman jyrsinkoneen kehittämiseen, sillä koneella jyrshintään samanlaisia hitsausriloja samalla terällä. Kehäsauman jyrinnän vaatimukset eroavat pituussauman jyrinnästä pöytäsyötön osalta ja lisäksi erotuksena kehäsaumassa ja pituussaumassa ovat lisäksi jyrittävien railojen pituudet. Kehäsauman jyrinnässä lastuamisprosessi saattaa kestää jopa tunnin, jolloin suurilla lastuamisarvoilla ongelmaksi voi muodostua vääntömoottorin ja magneettien lämpeneminen. Lämpötilan nousu saadaan estettyä oikeilla lastuamisarvoilla sekä riittävällä jäähdytyksellä. Lisäksi ongelmaksi voi muodostua lastuamismomentin kasvaminen teräpalojen kulumi-

sen edetessä. Vääntömoottorin mitoittamisella voidaan vaikuttaa vääntömomentin riittämiseen lastuamisessa ja lastuamisarvojen valinnalla voidaan vaikuttaa terien kestoiän.

Yrityksen muihin jyrsinkoneisiin voidaan myös soveltaa saatuja tuloksia. Muissa jyrsinkoneissa terien halkaisijat vaihtelevat 300 ja 650 mm:n välillä. Teräpalat ovat samoja kuin pituussauman jyrsinkoneen terän kylkipalat, joten kierrosnopeudet ovat suuremmat kuin pituus- ja kehäsauman jyrsimien 1000 mm:n terillä. Testattu vääntömoottori ei toimi tällä kierrosalueella eikä sen halkaisija ole järkevän kokoinen asennettavaksi koneisiin. Vääntömoottorit voivat kuitenkin toimia myös niiden karamoottoreina. Koneiden muuttaminen vääntömoottorikäyttöisiksi vaatii lastuamisprosessien lastuamisvoimien ja -momenttien määrittämisen sekä vääntömoottorin mitoittamisen niiden pohjalta. Vääntömoottorin halkaisijan laskiessa kara vaatii osittaisen uudelleen suunnittelun, jotta se sopii käytettäväksi yhdessä pienemmän vääntömoottorin kanssa.

Mahdollisia etuja vääntömoottorista muissa jyrsinkoneissa ovat jyrsinvaunun fyysisen koon pieneneminen, prosessin parempi hallinta ja teräpalojen kestoiän paraneminen. Jyrsinvaunun koon pienentyminen, erityisesti pystysuunnassa, vaikuttaa koneiden kokonaisrakenteen korkeuteen, jonka kautta on mahdollista saada säästöjä materiaalin käytössä. Kuitenkin materiaalisäästöjen saavuttamiseksi vaaditaan suunnittelua ja nykyinen rakenne sekä voimansiirto on todettu toimivaksi.

9. YHTEENVETO

Työssä saatiin kirjallisuusselvityksen kautta tietoa lastuamiseen vaikuttavista tekijöistä, vääntömoottoreiden toiminnasta, matemaattisesta mallinnuksesta ja ohjauksesta. Lisäksi saatiin selville karojen rakenteen oleellisia asioita, kuten laakereita ja voimansiirtotapojen eroja sekä suoravetokaran hyötyjä. Lastuamismomenttiin vaikuttaa terän kulmasento, lastunpaksuus, ominaislastuamisvoima ja terän halkaisija. Teräpalojen kuluminen kasvattaa lastuamiseen vaadittavaa momenttia. Vääntömoottorit ovat kestopagneettitahtimoottoreita, joilla hyvä vääntö ja dynaamiset ominaisuudet. Suoravetokaralla on saatavissa parempi tehokkuus ja dynaamisuus verrattuna vaihteistoon ja hihnaveetoon.

Yrityksessä lastuamistehon selvittäminen on aiemmin perustunut poistetun pinta-alan kautta tapahtuvaan laskentaan. Työssä laskettiin lastuamisvoimat ja momentit yhden terän kierroksen ajalta ja luotua laskentapohja lastuamismomenttien selvittämiseen eri lastuamisarvoilla. Testauksessa todennettiin laskentapohjan ja lastunpaksuuden laskennan paikkansapitävyys. Luodun laskentapohjan avulla saatiin selvitettyä testattavalle vääntömoottorille soveltuvia lastuamisarvoja eri lastuamissyvyyksillä. Lastuamistapahtumaan liittyen saatiin työssä selvitettyä lastuamissyklin eri vaiheiden kestoja, joiden avulla saadaan selvitettyä lastuamissyklin tehollinen momentti.

Lastuaminen yrityksen vaatimuksilla vaatii minimissään 5380 Nm:n keskimääräisen vääntömomentin ja 19,2 kW:n tehon. Teho riippuu kierrosnopeudesta, vaikka keskilastunpaksuus säilyy samana. Keskimääräinen vääntömomentti puolestaan riippuu puhtaasti lastun poikkipinta-alasta ja lastuamiseen vaadittavasta voimasta. Lastuamisen edetessä terän kuluminen kasvattaa momentin tarvetta, mikä asettaa lisävaatimuksia minimimomenttiin. Vääntömoottori vastaa momenttitarpeeseen hyvin, mikäli sen nimellismomentti riittää kattamaan keskimääräisen lastuamismomentin ja karan häviöt.

Testauksessa selvisi, että hitaan kierrosnopeuden vääntömoottori soveltuu jyrsinkoneen karamoottoriksi ja että suoravetokaralla saavutettiin parempi toiminta aiempaan ratkaisuun verrattuna. Edeltävään rakenteeseen ja voimansiirtoon nähden vääntömoottorilla ja suoravetokaralla saavutetaan parempi lastuamistapahtuman hallinta ja laajempi kierrosnopeusalue, jota ei rajoita vaihteiston toiminta. Tämä johti lisäksi parempaan teräpalojen kestoikään ja virhetilanteiden hallintaan, joka vähentää myös teräpalojen kulutusta. Suoravetokaralla saavutettiin lisäksi pienempi rakenne, parempi huollettavuus erityisesti terälle, ja parempi hyötysuhde verrattuna aiempaan voimansiirtoratkaisuun.

Tutkimuksesta yritys sai tietoa uuden teknologian toiminnasta ja sen soveltuvuudesta olemassa olevan teknologian korvaajaksi. Yritys sai lisäksi pohjan, jonka perusteella vääntömoottoreiden kehitystä voidaan jatkaa. Tutkimuksesta saatiin tietoa hitaiden vääntömoottoreiden soveltuvuudesta jyrsinkoneiden karamoottoriksi sovelluksessa, jossa terän halkaisija on suuri ja voimat suuria. Tutkimusta rajoittaa sen kokeellisen osuuden vähäinen testimäärä, jonka vuoksi tilastollinen luotettavuus kärsii.

Jatkotutkimuskohteina on vääntömoottorin ohjauksen parantaminen, jolla lastuamista-
pahtuma saataisiin vielä paremmin hallintaan, ja syvempien railojen jyrsinän testaami-
nen, jolla saataisiin selvitettyä lastuamissyklin onnistuminen yhdellä jyrsinällä. Muita
tutkimuskohteita voisivat olla anturittoman ohjauksen toiminnan selvittäminen ja yrityk-
sessä vääntömoottoreiden käyttömahdollisuuksien selvittäminen muissa jyrsinkoneissa.

LÄHTEET

- Aaltonen, K., Andersson, P. & Kauppinen, V. (1997). *Koneistustekniikat*, WSOY, Porvoo, Suomi, 322 p.
- Abele, E., Altintas, Y. & Brecher, C. (2010). Machine tool spindle units, *CIRP annals*, Vol. 59(2), pp. 781–802.
- Aggarwal, S., Nešić, N. & Xirouchakis, P. (2013). Cutting torque and tangential cutting force coefficient identification from spindle motor current, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 65(1), pp. 81–95.
- Altintas, Y. & Ber, A.A. (2001). Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 54(5), pp. 84.
- Baggini, A.B. & Sumper, A. (2012). *Electrical energy efficiency technologies and applications.*, John Wiley & Sons, Inc, Chichester, Yhdistyneet Kuningaskunnat, 420 p.
- Borisavljevic, A. (2011). *Limits, Modeling and Design of High-Speed Permanent Magnet Machines*, Delft University of Technology, Electric Power Engineering, Delft, 219 p. Saatavissa: <http://resolver.tudelft.nl/uuid:02c53742-c5d2-419c-88f0-a0761cec9856>
- Bosch Rexroth, (2019). *MBT Synchronous Torque Motors*. Bosch Rexroth. Saatavissa (viitattu 24.3.2021): https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/media-directory/-/document_library/view_document/29783390?
- Chattopadhyay, S., Mitra, M. & Sengupta, S. (2011). *Electric Power Quality*, Springer, Dordrecht, Alankomaat, 182 p.
- Chau, K. T. (2015). *Electric vehicle machines and drives: design, analysis and application*, John Wiley and Sons, Inc., Chichester, Yhdistyneet Kuningaskunnat, 423 p.
- Childs, T. H. C., Maekawa, K., Obikawa, T. & Yamane, Y. (2000). *Metal Machining: Theory and Applications*, Butterworth-Heinemann, Oxford, Yhdistyneet Kuningaskunnat, 408 p.
- de Ciurana, J., Quintana, G. & Campa, F.J. (2009). Machine Tool Spindles, in: L. N. Lopez de Lacalle & A. Lamikiz (ed), *Machine Tools for High Performance Machining*, Springer London, London, Yhdistyneet Kuningaskunnat, pp. 75–127.
- Degner, W., Lutze, H. & Smejkal, E. (1989). *Spanende Formung: Theorie, Berechnung, Richtwerte*. Berlin : VEB Verlag Technik, Berliini, Saksa, 300 p.
- Etel, (2019). *Torque Motors Integration Manual*, julkaisematon dokumentti, 74 s.
- Garcia, X.d.T., Zigmund, B., Terlizzi, A., Pavlanin, R. & Salvatore, L. (2006). Comparison between FOC and DTC Strategies for Permanent Magnet Synchronous Motors, *Advances in electrical and electronic engineering*, Vol. 5(1–2), pp. 76–81.
- Gieras, J. F. (2015). Design of permanent magnet brushless motors for high speed applications, 2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems, ICEMS, Hangzhou, Kiina, Lokakuu 22–25, 2014, IEEE.

- Gieras, J. F. (2010). Permanent magnet motor technology : design and applications. CRC Press, Boca Raton, Florida, USA, 618 p.
- Hanselman, D. (2003). Brushless Permanent Magnet Motor Design, Writer's Collective, 392 p.
- Hendershot, J. R. & Miller, T. J. E. (2010). Design of brushless permanent-magnet machines. Motor Design Books LLC, Venice, Florida, Yhdysvallat, 798 p.
- Hughes, A. & Drury, B. (2019). Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications, Elsevier Science & Technology, San Diego, Yhdysvallat, 514 p.
- Ikegami, T., Aoyama, E. & Hirogaki, T. (2016). Development of Direct Drive Motor for Machine Tools and its Performance in Machining, Advanced materials research, Vol. 1136, pp. 661–666.
- Janota, M., Kolar, P. & Sulitka, M. (2019). Operational Method for Identification of Specific Cutting Force During Milling, MM Science Journal, Vol. (4), pp. 3250–3257.
- König, W. & Klocke, F. (1997). Fertigungsverfahren 1: Drehen, Fräsen, Bohren, Springer Berlin Heidelberg, Heidelberg, Saksa, 547 p.
- Mori, M., Fujishima, M., Kashihara, K. & Horikawa, M. (2005). Development and Application of a Direct Drive Motor for Performance Enhancement of Versatile Machine Tool Systems, CIRP annals, Vol. 54(1), pp. 337–340.
- Nam, K.H. (2010). AC Motor Control and Electric Vehicle Applications, CRC Press, Boca Raton, Florida, Yhdysvallat, 435 p.
- Nerg, J., Rilla, M., Ruuskanen, V., Pyrhonen, J. & Ruotsalainen, S. (2014). Direct-Driven Interior Magnet Permanent-Magnet Synchronous Motors for a Full Electric Sports Car, IEEE transactions on industrial electronics (1982), Vol. 61(8), pp. 4286–4294.
- Ohm, D. (2000). Dynamic Model of PM Synchronous Motors, Drivetech Inc., Blacksburg, Virginia, Yhdysvallat, 10 p. Saatavissa: http://drivetechinc.com/wp-content/uploads/2018/04/IM97PM_Rev1forPDF.pdf
- Olarra, A., Uriarte, L. & Ruiz de Argandoña, I. (2009). New Developments in Drives and Tables in: L. N. Lopez de Lacalle & A. Lamikiz (ed), Machine Tools for High Performance Machining, Springer London, Lontoo, Yhdistyneet Kuningaskunnat, pp. 129–158
- Pacas, M., 2011. Sensorless Drives in Industrial Applications, IEEE industrial electronics magazine, Vol. 5(2), pp. 16–23.
- Pemamek Oy, Milling, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 15.4.2021): <https://pemamek.com/welding-solutions/wind-energy/milling/>.
- Pemamek Oy, (2019). Testiraportti, julkaisematon raportti, 5 s.
- Pikkarainen, E. (1999). NC-tekniikan perusteet, Opetushallitus, Helsinki, Suomi, 170 p.
- Pillay, P. & Krishnan, R. (1988). Modeling of permanent magnet motor drives, IEEE transactions on industrial electronics (1982), Vol. 35(4), pp. 537–541.
- Salgado, D.R., Salgado, D.R., Alonso, F.J. and Alonso, F.J. (2009). Optimal mechanical spindle speeder gearbox design for high-speed machining, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 40(7), pp. 637–647.

- Salgado, D.R. & Alonso, F.J. (2008). Optimal machine tool spindle drive gearbox design, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 37(9), pp. 851–860.
- Sandvik, (2021a). Lastuttavat materiaalit. Saatavissa (viitattu 10.3.2021): <https://www.sandvik.coromant.com/fi-fi/knowledge/materials/pages/workpiece-materials.aspx>.
- Sandvik, (2021b). Specific cutting force. Saatavissa (viitattu 10.3.2021): <https://www.sandvik.coromant.com/fi-fi/knowledge/materials/pages/specific-cutting-force.aspx>.
- Soshi, M., Ishiguro, H. & Yamazaki, K. (2009). A study on the development of a multi-purpose spindle system for quality productive machining, *CIRP annals*, Vol. 58(1), pp. 327–330.
- Štulrajter, M., Hrabovcová, V. & Franko, M. (2007). Permanent magnets synchronous motor control theory, *Journal of Electrical Engineering*, Vol. 58(2), pp. 79–84.
- Takahashi, I. & Noguchi, T. (1986). A New Quick-Response and High-Efficiency Control Strategy of an Induction Motor, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. IA-22(5), pp. 820–827.
- Taylor, F.W. (1907). *On the Art of Cutting Metal*, The American Society of Mechanical Engineers, New York, Yhdysvallat, 248 p.
- Tschätsch, H. (2009). *Applied Machining Technology*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, Saksa, 398 p.
- Vieregge, G. (1970). *Zerspanung der Eisenwerkstoffe*, Düsseldorf: Stahleisen, Düsseldorf, Saksa, 363 p.
- Wang, X., Jing, G., Xu, S., Sun, L. & Lv, X. (2019). On the Design of a Near-zero-speed Direct-driven Permanent Magnet Synchronous Torque Motor, 2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Harbin, Kiina, Elokuu 11–14, 2019, IEEE.
- Wang, Z., Soshi, M. & Yamazaki, K. (2010). A comparative study on the spindle system equipped with synchronous and induction servo motors for heavy duty milling with highly stable torque control, *CIRP annals*, Vol. 59(1), pp. 369–372.

LIITE A: HAASTATTELUJEN VASTAUKSET KOOTTUNA

Nykytilakartoitus - Teemahaastattelu

1. Rakenne

- a. Millainen rakenne koneessa on mielestäsi?
 - i. Painopisteongelma, moottori kaukana
 - ii. Hihnaveto, mekaaninen vaihteisto ja oikosulkumoottori
 - iii. Karalaakerin kartiorullalaakeri terän molemmin puolin – integroitu runkoon
- b. Mitä hyvää rakenteessa?
 - i. Lastunpoisto ja suojaus
 - ii. Johdekelkkojen rasvaus
 - iii. Komponentit helposti saatavilla
 - iv. Voimansiirrosta saatavilla paljon momenttia
 - v. Symmetrinen konerakenne
- c. Mitä heikkouksia?
 - i. Kararakenne, kaksipuolinen remmiveto, terän vaihto mahdoton purkamatta remmejä
 - ii. Painopiste kaukana terästä
 - iii. Rungon jäykkyys voisi olla parempi
 - iv. Moottorin ja vaihdepaketin painopiste kaukana terästä, jolloin moottorin heilunta silmin havaittavaa
 - v. Välyksiä ja joustoa laakeroinnissa
 - vi. Hihna ja vaihteisto aiheuttaa voimansiirtoon välyksiä
 - vii. Hihna joustaa
 - viii. Jyrsintä tapahtuu koneen eikä terän ehdoilla, koska on pakko käyttää korkeita kierroksia
 - ix. Terän vaihtaminen vaikeaa symmetrisen laakeroinnin vuoksi
 - x. Suojaus lastuilta työläs
- d. Miten parantaisit olemassa olevaa rakennetta?
 - i. Lyhyempi paketti, jolloin painopiste lähempänä
 - ii. Lisää tukevuutta
 - iii. Osien keskinäinen kiinnitys paremmaksi
 - iv. Rungon asennuksien helpottaminen – erityisesti kiinnitys ja säätö
 - v. Parempi karalaakerointi nykyisen tilalle
 - vi. Voimansiirtoon pelkkä vaihteisto suoraan kara-akseliin kiinni
 - vii. Vaihteiston vaihto koneistukseen soveltuvaksi

2. Lastuaminen

- a. Miten lastuaminen onnistuu?
 - i. Lastuaminen toimii kohtuullisen hyvin
 - ii. Kierrosaluetta joutuu hakemaan, jotta eliminoidaan vaihteen kalkatus
 - iii. Teräpalavalinnat vaikuttavat
 - iv. Alkuperäiset teräpalat eivät soveltuneet korkeille lastuamisnopeuksille, jotka johtuivat vaihteistosta
 - v. Umpiaineelle ja railolle eri lastuamisarvot
 - vi. Onnistuu rajoitetulla kierrosalueella
- b. Mitä heikkouksia?
 - i. Vaihdelaatikon välysten takia hankala optimoida lastuamisarvoja
 - ii. Teräpalan kestoikä
 - iii. Rajoitettu kierrosalue, korkeat lastuamisnopeudet ja teräpalojen nopea kuluminen
 - iv. Lastuamisarvoja joutuu säätämään ajon aikana värinöiden vakauttamiseksi

- c. Mitä hyvää?
 - i. -
 - d. Onko lastuamisprosessi riittävän hyvä tarkoitukseensa?
 - i. Railon saa valmiiksi
 - ii. Toimii, mutta parannettavaa
 - iii. On
 - e. Mitä parannettavaa lastuamisen näkökulmasta?
 - i. Moottorin ja vaihteiston massa aiheuttavat värinää
 - ii. Jyrsinvaunun tulisi olla tukevampi
3. Sähkömoottori ja vaihteisto
- a. Miten voimansiirto suoriutuu tehtävästään?
 - i. Suoriutuu tavallaan
 - ii. Vaihdelaatikko ei sopivin sovellukseen
 - iii. Vaihteen käyntitaajuus on mahdollisesti aiheuttanut terän kanssa värinää
 - iv. Vaihteen rakenne heikko tarkoitukseensa
 - v. Hihna taivutti terän kiinnitysakselia kiristyksen takia, jolloin akselitaipuma liian suuri
 - vi. Voimansiirto aiheuttaa värinöitä ja ääntä
 - b. Kuinka tehot riittävät lastuamiseen ja kuinka paljon häviöitä?
 - i. Tehot riittävät
 - ii. Moottorin maksimi teholla hihnan alkoi oireilemaan ja kuumenemaan, koska kontakti hihnapyörän reunaan
 - iii. Riittää
 - c. Kierrosalueen riittävyys?
 - i. Kierrosalue ei optimi
 - ii. Teräpalojen kanssa ei sopinut täysin yhteen
 - iii. Riittää
 - d. Pitääkö moottori ja ohjaus lastuamisnopeuden tasaisena?
 - i. +- 3–5 RPM suurin piirtein
4. Ohjaus
- a. Millainen ohjata?
 - i. Yksinkertainen ohjata
 - ii. Kohtuullinen
 - iii. Hyvä
 - iv. Käyttäjystävällinen, sopii tarkoitukseensa
 - b. Mitä parannettavaa?
 - i. Ohjauksen säädössä parannettavaa
 - ii. Lastuamisarvojen säätö suhteessa lastuamissyvyyteen
 - iii. Moottorin säätöä ei tehty – mahdollista saada parempi
 - iv. Käsikäyttöinen säätö portaattomasta portaalliseksi
5. Vapaat kommentit laitteesta
- a. Työkappaleen muoto saattaa vaihdella, jolloin syvyyskorjauksen mittaustulos vaihtuu ja lastuamissyvyys eroaa todellisesta
 - b. Kappaleen lastaaminen helppo ja hyvä

LIITE B: SERVOÄÄTIMEN DATALEHTI



AX51xx

AX51xx

AX51xx | Digital Compact Servo Drives (1-channel) Performance class up to 118 kW

Demand for higher output has increased significantly in all sectors, for example in order to replace a pneumatic or hydraulic drive motor with a more maintenance-friendly electrical axis, or in order to meet stringent dynamic demands even for high loads. For this reason, higher power servo drives have been added to the AX5000 drive family. These amplifiers, with nominal device currents of up to 170 A, fit seamlessly into the world of the smaller AX500.

The AX5000 amplifiers are available in three sizes with rated currents of 60 A, 72 A, 90 A, 110 A and 143 A, 170 A. The controllers are designed for 3-phase operation at 400 to 480 V AC and deliver 1.5...2 times the rated current for 3 seconds.

The versions up to 72 A feature integrated mains filters for compliance with EN 61800-3 requirements. The connection of an external ballast resistor is also possible. The EtherCAT connection to the PC-based control technology enables optimum utilisation of available resources. The AX5000 is very flexible with regard to the motors that can be connected: different motor sizes and types such as asynchronous, linear, torque and asynchronous motors can be connected without additional measures. The multi-feedback interface supports all common standards.

The AX5000 was developed specifically for the EtherCAT real-time Ethernet system. The outstanding features of EtherCAT

are particularly beneficial for drive technology. They include short cycle time, synchronicity and simultaneously, EtherCAT enables very short cycle times, even in networks containing a large number of devices.

high-speed capture inputs – diagnostic and parameter display
integrated mains filters up to 72 A rated current, Cat. C3 according to EN 61800-3
optional safety functions: restart lock, intelligent TwinSAFE safety functions

Features

- high-speed EtherCAT system communication
- available in three sizes: rated current: 60 A, 72 A, 90 A, 110 A, 143 A, 170 A
- Supply voltage: 3 x 400...480 V AC $\pm 10\%$; the ratings are reduced by 10 % when connecting 480 V AC
- multi-feedback interface
- flexible motor type selection
- scalable wide range motor current measurement

See page 778

BECHHOFF New Automation Technology

We reserve the right to make technical changes.

Technical data	AX5160	AX5172	AX5190	AX5191	AX5192	AX5193
Rated output current at 40 °C ⁽¹⁾	60 A	72 A	90 A	110 A	143 A	170 A
Rated output current at 40 °C ⁽²⁾	60 A	72 A	90 A	110 A	143 A	170 A
Rated output current at 40 °C ⁽³⁾ (3-phase connection)	60 A	72 A	90 A	110 A	143 A	170 A
Rated supply voltage	3 x 400...480 V AC $\pm 10\%$					
DC-Link voltage	max. 890 V DC					
Peak output current ⁽⁴⁾	120 A	144 A	180 A	165 A	215 A	255 A
Rated apparent power for S1 operation 400 V	42.0 kVA	50.0 kVA	62.0 kVA	76.0 kVA	99.0 kVA	118.0 kVA
Braking power	external					
Power loss ⁽⁵⁾	830 W	1010 W	1300 W	1600 W	2100 W	2500 W
System bus	EtherCAT					
Weight	13.0 kg	13.0 kg	28.0 kg	28.0 kg	32.0 kg	32.0 kg
Further information	www.bechhoff.com/AX5160					

⁽¹⁾ at 480 V AC 10 % derating. ⁽²⁾ RMS for max. 3 seconds. ⁽³⁾ S1 operation, incl. power supply, without brake chopper.

Dimensions	AX5160	AX5172	AX5190	AX5191	AX5192	AX5193
Height without connectors	345 mm	345 mm	540 mm	540 mm	540 mm	540 mm
Width	190 mm	190 mm	280 mm	280 mm	280 mm	280 mm
Depth without connectors	259 mm	259 mm	353 mm	353 mm	322 mm	322 mm

Ordering information

Ordering information	AX51xx-0000-0200
AX5160-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 60 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾
AX5172-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 72 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾
AX5190-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 90 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾⁽²⁾
AX5191-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 110 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾⁽²⁾
AX5192-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 143 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾⁽²⁾
AX5193-0000-0200	Digital Compact Servo Drive, 1-axis module, 3 x 400...480 V AC, rated output current 170 A, EtherCAT interface ⁽¹⁾⁽²⁾

⁽¹⁾ External mains choke required. ⁽²⁾ External mains filter required. Mains filter, mains choke and brake resistor must be ordered separately. OCT is not supported. Compatible with AX57xx, AX5806

Typical combinations	Mains choke	Mains filter	Braking resistor (K = 1, 3 or 6)
AX5160-0000-0200	AXZ096-ND50-0060	Integrated (C2 up to 10 m, C3 up to 25 m)	AXZ090-BW51-x000
AX5172-0000-0200	AXZ096-ND50-0072	Integrated (C2 up to 10 m, C3 up to 25 m)	AXZ090-BW51-x000
AX5190-0000-0200	AXZ096-ND50-0090	AXZ096-NE50-0100	AXZ090-BW51-x000
AX5191-0000-0200	AXZ096-ND50-0110	AXZ096-NE50-0150	AXZ090-BW51-x000
AX5192-0000-0200	AXZ096-ND50-0143	AXZ096-NE50-0150	AXZ090-BW51-x000
AX5193-0000-0200	AXZ096-ND50-0170	AXZ096-NE50-0180	AXZ090-BW51-x000

Braking resistor: x = power in kW
Options, pre-assembled cables and accessories see page 778

We reserve the right to make technical changes.

BECHHOFF New Automation Technology

781 Drive technology

LIITE C: INDUKTIOMOOTTORIN JA VAIHTEISTON DATALEHTI

Kartiopyörävaihdemoottori

KHZ127/R DRE250M4/TF/EG7C/NIB

nopeus 50Hz [r/min]	: 1480 / 47
kokonaisvälytyssuhde [I]	: 31,37 / päättymätön
Ma max [Nm]	: 13000
toisiomomentti 50 Hz [Nm]	: 11100
käyttökerroin FB	: 1,15
asennusasento	: M4B
kyt.kot.kaapeleiden suunta	: 0 (R) / suunta 1
voiteluaine/määrä [l]	: CLP 220 mineraaliöljy / 51,00
maalaus	: Top coat RAL7031 (blue grey)
holkkiakseli	: 105mm
rakenne	: B14-laippa ja holkkiakseli kirstyskiekolla
kiinteä kansi	: Stationary, sheet metal with seal
laippa	: 250 mm keskitysolake
toisioakselin tiivistys	: 2 akselitiivistettä
Öljylasin määrä	: 1
Öljylasin sijainti 1	: B51
lisärak. pienivälkyksinen	: R reduced torsional backlash
kiertovälky PHL max [°]	: 6 kulmaminuuttia
valmistusmääräin	: 019010201 Gear unit with reduced circumferential backlash (/R)
Ruuvitulpan porauksen mittak	: 330011495
dokumentointi nro A	: 20200668
varaosaluettelo	: 382741195
moottoriteho [kW]	: 55
moott. taajuus [Hz]	: 50
kytkentäaika S1-S10	: S1
laajajännite [V]	: 220-242D/380-420Y
nimellisvirta [A]	: 186,00 / 107,00
cos phi	: 0,81
kytkentäkuva	: R13T / 681510306
eristysainel[°C]/koteloit[IP]	: 130(B) / 54
hyötysuhdeluokka	: IE2
hyötysuhde	
at 50/75/100% Pn [%]	: 93,0 / 93,8 / 93,6
CE merkki	: Kyllä
moottorin suojaus	: TF = PTC
pulssianturi	: EG7C / Shaft-centered non-positive mounting with thread
sähköinen liitäntä	: HTL/TTL (RS422)
pulssiluku	: 1024
absoluuttiarvo	: ilman
pulssianturin kytkentä	: SEW pulssianturi kytkentäkannella
pulssianturi	: jännite DC 4.5...30V
Encoder circuit diagram no.	: 681790008
pulssianturi koodi 1	: 09AB00AC11AG
Technical data sheet encoder	: 08443__08
jatkettu tuuletinkotelo	: jatkettu tuul.kotelo 13639196
B-puolen laakeri	: NIB = current-isolated grooved ball bearing
kytkentäkotelo	: Terminal box lower part made of gray cast iron for connection piece
Terminal box adapter piece	: Terminal box connection piece made of gray cast iron with tapped hole 2xM63, 2xM16
dokumentointi nro A	: 20264267
tyyppikilpi	: englanti
arvokilven paikka	: 270°
arvokilven kieli (setti 2)	: englanti
arvokilven paikka setti 2	: kiinnitetty vaihteeseen
käyttöohjeen kieli / lkm.	: suomi
tullinimike	: 85015290
nettopaino [kg]	: n. 910/KPL 910/Pos.

LIITE D: HYFRA ECHILLY 4 DATALEHTI

HYFRA eChilly - Plug and Play water chiller

TECHNICAL DATA

		eChilly 1	eChilly 2	eChilly 3	eChilly 4	eChilly 5	eChilly 4-3	eChilly 5-3	eChilly 6-3
ambient temp. °C	water °C	cooling capacity Watt							
32	10	530	920	2100	2740	3750	2740	3750	4690
	15	775	1290	2450	3565	4525	3565	4525	5660
	20	1025	1655	2810	4395	5480	4395	5480	6800
37	10	345	675	1645	2240	3450	2240	3450	4310
	15	615	1050	2060	3080	4395	3080	4395	5490
	20	890	1425	2475	3920	5340	3920	5340	6680
42	10	205	450	1390	1740	3045	1740	3045	3810
	15	480	765	1810	2580	3870	2580	3870	4840
	20	755	1085	2230	3420	4690	3420	4690	5860
refrigerant		R407C	R407C	R407C	R407C	R407C	R407C	R410A	R410A
sound pressure level*(1)	dB(A)	65	67	67	68	68	68	68	68
power consumption max. *(2)	kW	0,9	1,5	1,9	2,3	2,7	2,2	3,7	3,7
current consumption max. *(2)	A	4,6	7,6	10,0	11,0	11,3	4,4	7,1	7,0
		230V 1Ph	230V 1Ph	230V 1Ph	230V 1Ph	230V 1Ph	400V 3Ph	400V 3Ph	400V 3Ph
air flow rate max.	m ³ /h	800	1290	1290	1350	1350	1350	1350	2390
tank capacity	ltr.	6	20	20	26	26	26	26	26
water pressure	bar	2,2	3,6	2,9	3,1	3,3	3,1	3,3	3,3
nominal water flow	l/h	2,3	4,3	7,2	10	12,9	10	12,9	12,9
water connections *(3)	inch	1/2 (6 or 9mm also available)							
width	mm	560	710			760			
depth	mm	475	545			610			
height	mm	355	455			500			
net weight (approx.)	kg	49	55	65	81	90	81	90	90

*(1) in 1 meter distance, in free field (tolerance +/- 1dB(A))
 *(2) at 42°C ambient temp. and 20°C water temp. eChilly 1 -
 3 also available without digital thermostat. Please ask for
 description and options

Technical data temporarily

LIITE E: HYDAC FLKS DATALEHTI

Betriebsmedium:
Trinkwasser mit 35-40% Frostschutz und Korrosionsschutzkonzentrat auf Basis Ethylenglykol oder Propylenglykol
Mediumtemperatur: max. +60°C

Technische Daten
Tankvolumen: Vmax. = 43 Liter
Vmin. = 31 Liter

zulässiger Spannungsbereich:
380V-415V - 50Hz
380V-440V - 60Hz

Spannungstoleranzen + 5% / -10%
Elektrischer Anschluss Kundenseitig: 10pol. Steckverbinder
z.B. Harting Gehäuse 09300101541 und Buchseneinsatz 09330102716

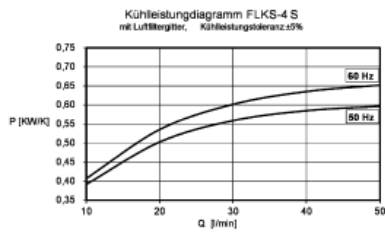
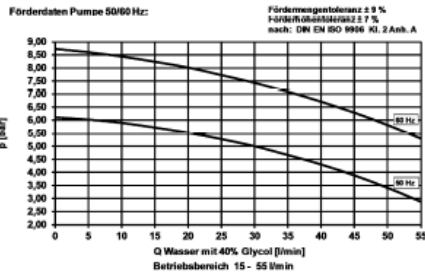
Motorleistung 50Hz / 60Hz:
Pumpe : 0,845kW / 1,280kW
Lüfter : 0,45kW / 0,7kW

Zulässige Umgebungstemperatur von 0° bis +45°C

Geräuschwerte 50Hz/60Hz: 69dB(A) / 72dB(A)

Anschlüsse:
P : G 3/4 Austritt
K : G 3/4 Eintritt
T : G 1/4
T1 : G 1 (Einfuelbelegungsschraube)
T3 : G 1/2
T4 : G 3/4
T5 : G 1

ERSATZTEILLISTE		
6	Füllstandsschalter L=110/T60°C NBR	3797912
5	Luftfiltergitter	3886911
4	Einfuelbelegungsschraube	3099209
3	Tauchpumpe	3707766
2	Lüfter	3926370
1	Waermetauscher	3853552
Pos.	Bezeichnung	HYDAC-NR.:



Zusätzlich zu berücksichtigende hydraulische Pumpenleistung:
50Hz / 60Hz - 0,6kW / 1,0kW

HYDAC ADA Version	Werkstückarten Contra 8013715	ISO 1902	ISO 1902	Form u. Lage toleranz / Toleranzklasse Geometrische toleranz / Tolerance class Längentoleranz / linear dimensions (mm)
		1:4	Maßstab / Particular size	Werkstoff / Material Name Angabe no entry
				Massen / Mass 0,000 KG
DI A	11.09.15 11.09.2015	PA1,SSJ PHL,PH	894061	Auftr.-Entw.-Projekt-Nr. Ent.-Entw.-Projekt-No
Aut. No	gepr. von Checked on	A.M.H.	08/09/2015	Titel / Part 000 Datum / Date
Vers. geänd. am Revised on	gepr. von Checked by	08/09/2015	08/09/2015	HYDAC COOLING
				Zuschr.-Nr. Draw.-No 04076872
BME von Sheet of 1/3	Benennung / Description FLKS-4S/2.0/W/H2-880/0/117			alle Maß Nr. / Old Mat No. alle Zeich. Nr. / Old Draw No.
2014				Erz. für / Exchange for Erz. durch / Replaced by