



Kuularuuvien karakterisointi

Kriittisten arvojen laskenta ja kitkan mittaaminen

Ville Huhtala

OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2021

Konetekniikka
Koneautomaatio

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikka
Koneautomaatio

HUHTALA, VILLE:
Kuularuuvien karakterisointi
Kriittisten arvojen laskenta ja kitkan mittaus

Opinnäytetyö 49 sivua, joista liitteitä 2 sivua
Toukokuu 2021

Kuularuuvien yli satavuotisen historian aikana teoriaa aiheesta on kertynyt paljon. Tässä opinnäytetyössä tietoa on sovellettu käytetyn kuularuuvikäyttöisen toimilaitteen ja erityisesti sen kuularuuvien ominaisuuksien tutkimisessa.

Uuden kuularuuvien valintaa ohjaavat ensisijaisesti haluttu tarkkuus, liikeprofiili ja kuormitus. Niiden avulla määritellään kuularuuvijärjestelmän ominaisuudet, muun muassa kuularuuvien mitat, nopeus ja tuentatapa, kuulien palautustapa kuulamutterissa, esijännitys ja kriittiset raja-arvot.

Kahteen kriittiseen raja-arvoon tutustuttiin tarkemmin. Ensimmäinen on sallittu aksiaalinen voima. Sen selvittämiseksi pyritään ehkäisemään tilanne, jossa kuularuuvi voi nurjauttaa kuormituksen aiheuttaman puristusjännityksen vuoksi. Toinen raja-arvo on kriittinen nopeus, jonka laskennalla pyritään rajaamaan kuularuuvien pyörimisnopeusalue sellaiseksi, että pyörimistaajuus ja kuularuuvien luonnollinen värähtelytaajuus eivät pääsisi resonoimaan. Tämä voi aiheuttaa kuularuuvijärjestelmän tai sen komponenttien käyttökelvottomuuden.

Oikein toteutettu voitelu on kuularuuvien toiminnan kannalta välttämätön ja vaatii niin voiteluaineen kuin ympäristön puhtauden hallintaa. Riittämätön voitelu aiheuttaa lisääntyneen kitkan myötä lämmönhallintaongelmia ja ennen aikaista kulumista.

Kitkamittauskokeissa tutkittiin yksittäisten komponenttien kitkaominaisuuksien sijaan kaikkien toimilaitteen liikettä vastustavien voimien yhteisvaikutusta vääntömomentin tarpeeseen. Koe suoritettiin kahdella eri kuormituksella molempiin suuntiin ja usealla eri pyörimisnopeudella. Kokeen aikana havaittiin myös kuularuuvien kriittinen nopeus ja sen aiheuttama värähtely niin käytännössä kuin koeajoista muodostetuissa kuvaajissakin.

Tulosten perusteella voidaan todeta, että laskennallinen kriittinen nopeus vastaa käytännön havaintoja ja sallittu aksiaalinen kuormitus riittää hyvin laboratoriotyökaluun. Käytetyille kuularuuville on voitu määrittää toiminnallinen käyttöalue raja-arvoineen, joiden avulla toimilaitteen jatkokäyttöä voidaan suunnitella. Lisäksi havaitut puutteet voitelussa ja suojauksessa on korjattava niin, että kuularuuvien toimintakyky säilyy hyvänä mahdollisimman pitkään.

Asiasanat: kuularuuvi, kuulamutteri, kuularuuvien kriittinen pyörimisnopeus, kuularuuvien sallittu aksiaalinen voima, kuularuuvien kitkamittaus

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Faculty of Machine Engineering
Machine Automation

HUHTALA, VILLE:
Characterisation of Ball Screw
Calculating Critical Values and Measuring Friction

Bachelor's thesis 49 pages, appendices 2 pages
May 2021

Over the more than a century of ball screws history, a great deal of theory has been gained about the subject. Some of it was applied in this research of the used ball screw driven actuator and its properties.

Selection of ball screws is mainly directed by desired precision, profile of movement and load. Through these definitions a screw system will be further specified by screw dimensions, speed, support of the screw, ball nut design, preload, and critical values to mention a few.

A closer look at two critical values was done in this study. The first one is the permissible axial load. It is used to prevent a situation where buckling of a ball screw is imminent due to compressive stress. The second critical value is the critical speed. It is used to set the maximum rotational speed for a ball screw so that the frequency of rotation cannot resonate with the natural vibrating frequency of the ball screw. If this occurs, it can result in a defective ball screw system or damage its components.

A well implemented lubrication is essential to ball screws and includes also the control of cleanness both in lubricative substance and in environment. Inadequate lubrication causes thermal issues and abnormal wear due to increased friction.

In a friction measuring test, the combined effect of all resisting forces was investigated rather than the friction in a single component. The test was conducted with two different loads in both directions and at many speeds. During the test the critical speed of the ball screw and resulting vibration were observed in practice as well as in test curves formed from the results.

The calculated value of the critical speed matches with practical observations and the permissible axial load is sufficient for laboratory use. For the ball screw under research, the usable area of function and its limits were defined. The results are beneficial in planning future applications of the ball screw driven actuator. Furthermore, noticed defects in lubrication and in covering are to be fixed in a way that the ball screw remains functional as long as possible.

Key words: ball screw, ball nut, critical speed of ball screw, permissible axial load of ball screw, measuring of ball screw friction

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	3
2	KUULARUUVIEN YLEISTÄ TEORIAA.....	4
	2.1 Kuularuuvistandardit	5
	2.2 Tarkkuus	5
	2.3 Jäykkyys	7
	2.4 Laskennallinen käyttöikä	7
	2.5 Kuularuuvi.....	8
	2.5.1 Kuularuuvin ura	8
	2.5.2 Kuularuuvin pituudet.....	10
	2.5.3 Sallittu aksiaalinen voima	11
	2.5.4 Kriittinen nopeus.....	12
	2.6 Kuulamutteri.....	14
	2.6.1 Karakteristinen nopeus ja DN-luku	16
	2.6.2 Kitka ja esijännitys	16
	2.6.3 Voitelu	19
	2.6.4 Tiivistys ja suojaus.....	21
3	KUULALAAKEROITU LINEAARIJOHDE	23
4	TUTKITTAVA KUULARUUVIKÄYTTÖINEN LINEAARIJOHDE	24
	4.1 Runko, johde ja lineaarilaakerointi.....	25
	4.2 Kuularuuvi, kuulamutteri ja tukilaakerit	26
	4.3 Kriittisten arvojen määrittäminen	27
5	KITKAMITTAUS	31
	5.1 Koesuunnitelma ja toteutus	31
	5.2 Tulokset ja havainnot	32
	5.3 Virhetarkastelu	38
6	POHDINTA.....	39
	LÄHTEET	41
	KUVALÄHTEET.....	44
	LIITTEET	45

LYHENTEET JA TERMIT

ISO	International Organisation for Standardization
DIN	Deutsches Institut für Normung eV
JIS	Japanese Institute of Standards
PNS	pienin neliösumma
β	tuentavakio sallitun aksiaalisen voiman laskennassa
λ	tuentavakio kriittisen pyörimisnopeuden laskennassa
F_P	sallittu aksiaalinen voima
N	kriittinen pyörimisnopeus
E	kimmokerroin
J	hitausmomentti
L	kuularuuvien suurin vapaa pituus
L_K	kuularuuvien nimellispituus
L_H	kuularuuvien hyötysuhde
d	kuularuuvien pienin halkaisija
T	vääntömomentti
F_a	akksiaalinen voima
P	kuularuuvien nousu
η	kuularuuvien hyötysuhde
I	sähkömoottorin virta
K_T	sähkömoottorin vääntömomenttivakio
k	kriittisen nopeuden varmuuskerroin
HD	Hydrodynamic
EHD	Elastohydrodynamic
EHL	Elastohydrodynamic Lubrication
EP	Extreme Pressure

1 JOHDANTO

Sähkömoottorikäytöllä varustettu kuularuuvi on eräs tapa toteuttaa yksiakselinen lineaarinen liike ja se vertautuu läheisesti johtoruuviin. Kuularuuvissa akselin pyörivä liike muuttuu kierreuran avulla akselin suunnassa eteväksi lineaariseksi liikkeeksi. Muita toteutustapoja ovat hammasratas-hammaskiskopari, pneumaattiset ja hydrauliset sylinterit ja erilaiset sähkömagneettiseen voimaan perustuvat lineaarimoottorit. Kuularuuvien eduksi voidaan lukea pieni kitka, korkea hyötysuhde ja tarkkuus. Oikein mitoitetuna, käytettynä ja huollettuna se on myös pitkäikäinen, mutta siihen liittyy monia seikkoja, jotka pitää ottaa huomioon sopivaa kuularuuvia valittaessa.

Kuularuuvien valmistajia on lukuisia ja niiden valmistus keskittyy kehittyneisiin maihin enimmäkseen Kauko-idässä, Euroopassa ja Pohjois-Amerikassa, joissa on saavutettu korkea taso niin valmistustekniikassa kuin tuotekehityksessä. Nämä ovat edellytys tarkoille valmistustoleransseille ja laadukkaille materiaaleille.

Tässä työssä tutkittava kuularuuvikäyttöinen lineaarijohde on ehjä ja toimiva kokonaisuus Tampereen ammattikorkeakoulun koneautomaation laboratoriossa. Laitteeseen kuuluu itse kuularuuvien ja sen tuennan lisäksi lineaarinen johde, lineaariset laakerit ja runko, mutta ei sähkökäyttöä.

Yksinkertainen sähkökäyttö lisättiin tämän opinnäytetyön tutkimuksia varten ja moottorista mitattavan vääntömomentin avulla selvitettiin toimilaitteen nykyinen kokonaiskitkavastus. Erityisesti laitteen kuularuuvien ominaisuuksia tutkittiin lisäksi valmistajien tarjoamien laskentamallien avulla, joista tärkeimpinä suurin aksiaalinen kuorma ja kriittinen nopeus.

Tuloksista voitiin muodostaa selkeä kuva laitteen tämänhetkisestä toimintakyvystä ja rajoituksista. Näiden avulla voidaan myöhemmin pohtia toimilaitteen uudelleenkäyttömahdollisuuksia koneautomaation laboratoriotöihin liittyen.

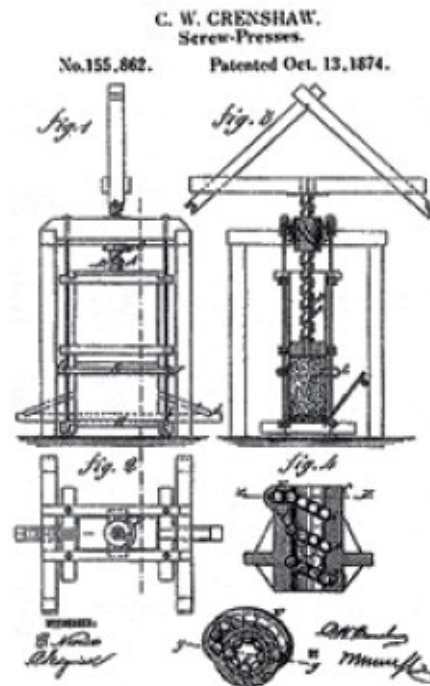
2 KUULARUUVIEN YLEISTÄ TEORIAA



Kuva 1. Halkaistu kuulamutteri kuularuuvilla. (Misumi)

Kuularuuvista (engl. *ball screw*) puhuttaessa tarkoitetaan yleensä teräksestä valmistettua kuularuuvin ja kuulamutterin (engl. *ball nut*) yhdistelmää, joiden välissä liikkuvat teräskuulat kuvan 1 tavoin. Sen ominaisuudet vertautuvat osin urakuulalaakeriin. Ensimmäiset kuularuuviin liittyvät patentit ovat 1800-luvun loppupuolelta Amerikan yhdysvalloista (kuva 2) ja Saksasta sekä 1900-luvun alusta Britannian (Otaki, 1991). Thomson Industries:n mukaan ensimmäinen kuulaohjausvaihe kehitettiin vuonna 1936 ja 1950-luvulla sitä käytettiin amerikkalaisissa autoissa (Linear Motion Solutions by Thomson, 2020, s.14). 1960-luvulta lähtien kuularuuvia on käytetty menestyksekkäästi numeerisesti ohjatuissa työstökoneissa (Otaki, 1991).

Kuularuuvin voidaan ajatella kehittyneen johtoruuvista (engl. *acme screw* tai *lead screw*) (S-curve Analysis of Screw Technology, n.d.). Kuularuuvit ovat yleensä kalliimpia verrattuna muihin lineaarisiin toimijoihin, mutta korkea noin 90 %:n mekaaninen hyötysuhde kompensoi kustannuksia muilla alueilla (Johnson, n.d.).



Kuva 2. Amerikkalainen patenti ruuvipuristimesta vuodelta 1874. Laite hyödyn-
tää kuularuuvia, jossa on ulkopuolisella palautuskanavalla varustettu kuulamut-
teri (Moogscrews)

2.1 Kuularuuvistandardit

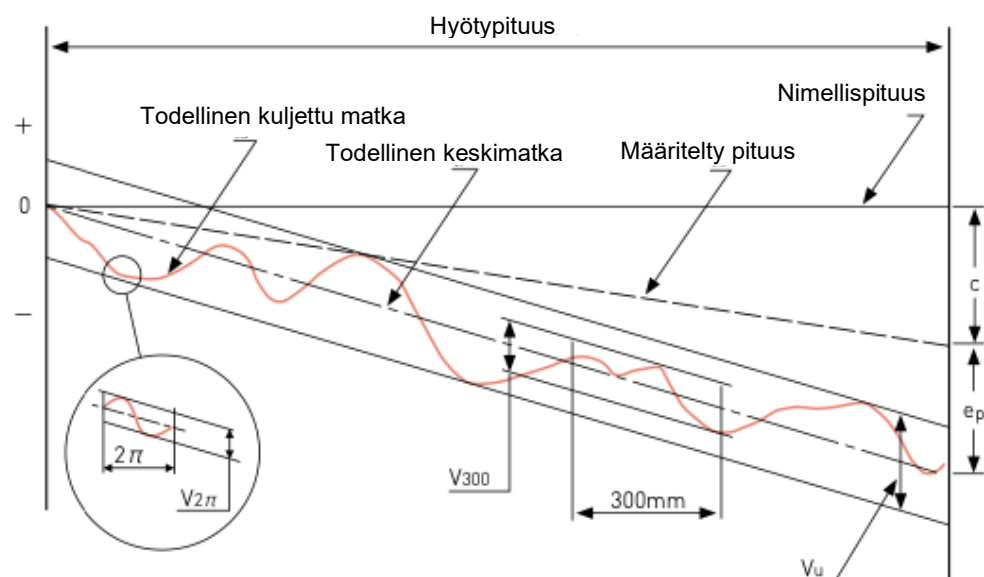
Kuularuuvien ominaisuudet on standardoitu. Kolme suurta standardilaitosta ISO, DIN ja JIS määrittelevät kuularuuveille niiden toiminnalliset vaatimukset ja nimel-
liskoot. ISO:n ja DIN:n osalta harmonisoitu standardi on DIN ISO 3408 ja sen
neljä eri osaa: 1, 3, 4 ja 5. Toinen osa käsittelee kuularuuvien nimellisiä halkaisi-
joita ja nousuja ja niissä on eroja kummankin standardin osalta. Japanilainen JIS
B1192-2018 on harmonisoitu ISO 3408 -standardin kanssa (Collins, 2018).

2.2 Tarkkuus

Vaikka kuularuuvi pystytään valmistamaan hyvinkin tarkaksi, se on kuitenkin ko-
neistettu tuote, johon vaikuttavat valmistustavat ja -toleranssit. Tarkoissa kuula-
ruuveissa ura valmistetaan hiomalla ja epätarkemmissa valssaamalla. Kierreuran
nousu voi vaihdella ruuvin nimellispituuden matkalla hieman ja vaihtelun suuruus
määrittää ruuvin toleranssiluokan.

Kuviossa 1 esitetään, miten kuularuuvin tarkkuus on suhteessa sen pituuteen ja millä arvoilla tarkkuutta kuvataan. Alla on listattuna kuvaajaan liittyvät termit (Ball Screw Technical Description. n.d, s. A804):

- Nimellis- ja hyötypituus ovat kuvassa samat.
- Määritely pituus ottaa huomioon kuormituksen ja lämpölaajenemisen aiheuttaman muutoksen nimellispituudessa.
- "c" on määritellyn ja nimellisen pituuden erotus.
- Punainen käyrä esittää todellisen kuljetun matkan ja sen vaihtelun hyötypituudella.
- Todellinen keskimatka on PNS-metodilla laskettu suora todellisesta kuljetusta matkasta.
- "e_p" on todellisen keskimatkan ja määritellyn pituuden erotus ts. hyötypituuden paikoitustoleranssi, joka määrittelee toleranssiluokan.
- "v_u" on maksimi vaihteluväli todellisen keskimatkan pituudella.
- "v₃₀₀" on vaihteluväli millä tahansa 300 mm:n pituudella todellisella keskimatkalla.
- "v_{2π}" on vaihteluväli yhden kierroksen matkalla.



Kuvio 1. Kuularuuvin tarkkuuden kuvaaja ruuvin koko hyötypituuden matkalla sekä erimittaisten vaihteluvälien muodostuminen. Termit ja suureet on esitelty edellä. (KSS)

Kuularuuvit jaotellaan tarkkuudeltaan kahteen luokkaan: paikoitus- (engl: *positioning screws*) ja siirtoruuvit (engl: *transport screws*). Lyhenteitä ovat vastaavasti P ja T. Paikoitusruuviluokkia on kuusi P0...P5 ja siirtoruuviluokkia kaksi T7 ja T10. Esimerkiksi 500 mm pitkän P3-luokan ruuvin paikoitustoleranssi e_p on 15 μm ja vastaavan luokan 2500 mm pitkälle ruuville se on 50 μm . (Precision Lead Accuracy, n.d.)

2.3 Jäykkyys

Kuularuuvien tarkkuuteen ja paikoitustoleranssiin vaikuttaa koko systeemin jäykkyys. Systeemin eri osien, kuularuuvien, kuulamutterien, tukilaakerien ja rungon yksittäiset jäykkyydet vaihtelevat, mutta niiden yhteisvaikutus määrittää lineaarisen liikkeen tarkkuuden (Ball Screw Technical Description, n.d., s, A821). Jäykkyyttä kuvaa jousivakio, jonka suuruuteen vaikuttaa materiaalin kimmokerroin. Valmistajat tarjoavat laskentamalleja jäykkyyden arvioimiseksi ja komponentit on valittava niin jäykiksi, että käytetyllä kuormituksella päästään haluttuun tarkkuuteen.

Jäykkyyden tutkiminen sivuutetaan tässä työssä, mutta sen arvioiminen on relevanttia tutkittavan toimilaitteen jatkokäyttöä ajatellen.

2.4 Laskennallinen käyttöikä

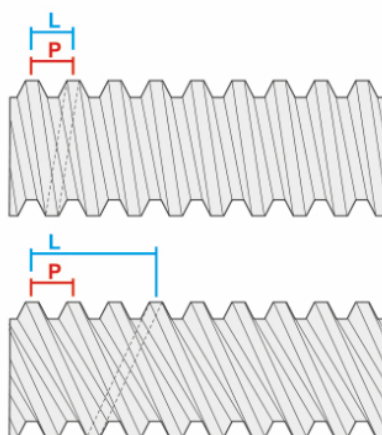
Uutta kuularuuvia valittaessa keskimääräinen aksiaalinen kuormitus vaikuttaa kuularuuvien laskennalliseen käyttöikään samoin kuin urakuulalaakereissakin. Keskimääräisen aksiaalisen kuorman määrittää suunniteltu liikeprofiili ja liikuteltavan massan suuruus. Urakuulalaakeissa ja kuularuuveissa käytetään ns. C-arvoa määrittämään kuormituskestävyyden miljoonaa kierrosta kohden dynaamisessa kuormituksessa (Ball Screw Technical Description, n.d., s, A825).

Laskennallinen käyttöikä antaa tuloksen käyttökierroksina, kun C-arvoa ja keskimääräistä aksiaalista kuormitusta verrataan toisiinsa. Tässä työssä ei tarkastella laskennallista käyttöikää, koska tutkimuksen kohteena oleva kuularuuvi on käytetty, eikä suunniteltua liikeprofiilia ole tiedossa.

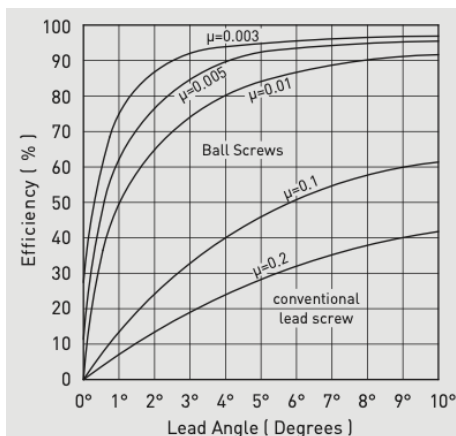
2.5 Kuularuuvi

2.5.1 Kuularuuvin ura

Keskeinen kuularuuvin ominaisuus on kierteen nousu (engl. *lead*), mitä ei sovi sekoittaa kahden vierekkäiseen kierreuran tai hampaan väliseen etäisyyteen (engl. *pitch*) (Collins, 2015). Tästä on esimerkkinä kuva 3. Suomen kielessä hampaiden koosta puhutaan enemmän hammasiheytenä, kuin etäisyytenä. Tällä tavoin kierteen nousua ei voi sekoittaa muuhun ja se tarkoittaa aina uran siirtymää yhtä kierrosta kohden. Siinä missä tavallisessa ruuvissa on vain yksi kierreuran lähtö, kuularuuvissa niitä voi olla jopa neljä ja johtoruuvissa vieläkin enemmän.



Kuva 3. Kuularuuvin nousu (P) ja hammasetäisyys (L). Ylempänä yksiurainen ruuvi ($L/P=1$) ja sen alla kolmeurainen ($L/P=3$). (Thomsonlinear)



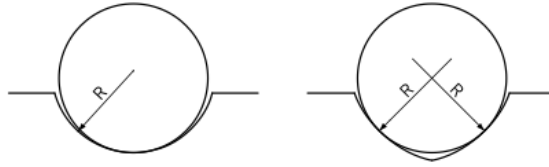
Kuvio 2. Kuularuuvin hyötysuhde ja kitkakerroin ovat huomattavasti paremmat kuin johtoruuvien. Kuviossa kolme eri kitkakertoimista kuularuuvia ($\mu = 0,003$, $\mu = 0,005$ tai $\mu = 0,01$) verrattuna johtoruuviin ($\mu = 0,1$ tai $\mu = 0,2$) (HIWIN).

Kierteen nousun ja kuularuuvien minimihalkaisijan kehän pituuden avulla voidaan määrittää nousukulma (engl. *lead angle*) (Collins, 2016). Kuvista 2 nähdään, että kuularuuvi saavuttaa maksimi hyötysuhteensa 10°:n nousukulmalla ja yli 90 %:n hyötysuhteen pienemmälläkin kulmalla, mikäli kitkakerroin on alhainen.

Kuularuuvien nopeus eli kierteen aiheuttama liikkeen pituus yhtä kierrosta kohti on helppoa ymmärtää nousun avulla. Nopeutta kuvataan myös nousun ja ruuvien halkaisijan suhteella. PST Group kuvaa ideaaliseksi suhteeksi 1, jolloin nousu on yhtä suuri kuin ruuvien halkaisija (Ball Screw Assembly Terms and Definition, n.d.). Mikäli suhde on 2 eli nousukulma on 45°, on ruuvien vääntömomentin suhde sen aiheuttamaan lineaariseen voimaan sama molempiin suuntiin, myös lineaarisen voiman aiheuttamaan vääntömomenttiin ruuvissa. Jälkimmäistä kutsutaan ns. käänteiseksi liikkeeksi (engl. *backdriving* tai *reverse operation*), jonka aiheuttama vääntömomentti on sitä suurempi, mitä suurempi on nousun ja halkaisijan suhde.

Käänteinen liike on otettava huomioon liikettä hidastettaessa tai jos kuularuuvi on pystyasennossa. Kuorman liikkeen hidastaminen ja kuorman painovoima aiheuttavat kuularuuviin vääntömomenttia, jota on pystyttävä hallitsemaan. Käyttöturvallisuuden kannalta tällä on suuri merkitys, jos esimerkiksi sähkökatkon vuoksi kuularuuvien aseman säilyttävä vääntömomentti menetetään ja laskeva kuorma tai sen riittämätön hidastus aiheuttavat vaaratilanteen. Nousukulmasta riippuen, kuularuuveilla on tässä kuitenkin selkeä etu muihin lineaarisiin toimijoihin verrattuna: Mitä nopeammin kuularuuvi pyörii, sitä enemmän sen hitausmomentti ja sisäinen kitka jarruttaa liikettä (Collins, 2017). Käänteinen liike voi olla myös suunniteltu ominaisuus ja tällöin on suositeltavaa, että nousun ja halkaisijan suhde on vähintään 0,3. (Ball Screw Assembly Terms and Definition, n.d.)

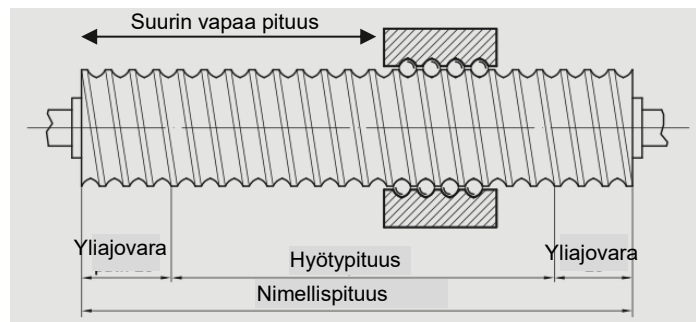
Liukuville pinnoille tyypillistä hioutumista ja sen myötä väljentyvää sovitetta ei kuularuuvien vierivillä pinnoilla juurikaan tapahdu. Tämä suosii kuularuuvien tarkkuutta, jota voidaan edelleen parantaa esijännityksellä. Sen avulla voidaan poistaa kokonaan suunnanvaihdosta aiheutuva välitys. Ruuvien uran muodolla on myös vaikutusta. Kuvasta 4 nähdään, että puoliympyrän vaihtoehto on ns. goottilainen kaari, joka on edellytys myöhemmin esitetyle ylisuurilla kuulilla toteutetulle esijännitystavalle. Jotkin valmistajat ovat siirtyneet pelkästään tämän uraprofiilin käyttöön (Preload and Rigidity, n.d.).



Kuva 4. Kuularuuvin kaksi uratyyppiä: Puoliympyrä ja goottilainen kaari. (KSS Ball Screws)

2.5.2 Kuularuuvin pituudet

Kuularuuvin pituus on tapauskohtainen. Hyvin ohut ja pitkä ruuvi on käyttökelpoton, koska väännön ja aksiaalisen kuorman kesto sekä kriittinen nopeus ovat liian alhaiset. Pituustermejä ovat nimellis- eli kokopituus, hyötypituus ja suurin vapaa pituus ja niitä vastaavat etäisyydet on esitetty alla kuvassa 5.



Kuva 5. Kuularuuvin pituusermien ja yliajovarojen sijainti kuularuuvilla. Kuulamutteria on kuvattu harmaalla vinoviivoituksella. (HIWIN)

Hyötypituuden kumpaankin päähän jätetään yliajovara (kuva 5). Mikäli näin ei toimittaisi, niin yliajotapauksessa eli silloin, kun kuorman hidastaminen epäonnistuu, mutteri törmäisi tukilaakeriin aiheuttaen vahinkoa niin ruuviin, mutteriin kuin laakeriinkin.

Suurinta vapaata pituutta käytetään laskettaessa kuularuuvin kriittisiä arvoja. Se tarkoittaa mutterin ja tukilaakerin välistä suurinta etäisyyttä ja vaihtelee sen mukaan, millä kohtaa mutteri kulloinkin sijaitsee. Suurimmillaan vapaa pituus on kuulamutterin ollessa hyötypituuden päässä. Myös se, sijaitseeko hyötypituus keskeisesti ruuvin nimellispituudella, vaikuttaa suurimpaan vapaaseen pituuteen.

2.5.3 Sallittu aksiaalinen voima

Keskeinen kriittinen raja-arvo on kuularuuvien sallittu aksiaalinen voima (engl. *permissible axial load*) ja sen määrittää Euler:n kaavalla laskettava nurjahdusvoima (KURODA Ball Screws Catalog, n.d., s. F-10). Liikkuva kuorma aiheuttaa ruuviin akselin suuntaista puristus- tai vetojännitystä. Näihin vaikuttaa myös kuorman painovoima pystysuuntaan asennetuissa kuularuuveissa. Puristusjännitys yhdessä pyörimisliikkeen kanssa lisää herkkyyttä nurjahdukseen, kun taas vetojännityksestä ei ole toiminnallista haittaa muuhun kuin tarkkuuteen (vrt. kappale 2.3 Jäykkyys).

Euler:n nurjahdusvoimaa laskettaessa, palkin päiden tuentatavat kuvataan vakio-kertoimilla. Samat vakiot löytyvät valmistajien laskukaavoista, joskin eri muodossa. KURODA käyttää tuentaa kuvaavina vakioina seuraavia: (KURODA Ball Screws Catalog, n.d., s. F-11).

- A) Molemmat päät kiinteästi tuettu, $\beta = 4$.
- B) Toinen pää kiinteä ja toinen kannateltu, $\beta = 2$.
- C) Molemmat päät kannateltu, $\beta = 1$.
- D) Toinen pää kiinteä ja toinen vapaa, $\beta = 0,25$.

Kiinteä laakerituki (engl. *fixed*) vastaa lujuusopissa kiinteää tukea ja tarkoittaa kuularuuvien laskennassa, että ruuvilla on vain yksi vapausaste; se pyörii oman akselinsa ympäri. Kannattava laakerituki (engl. *supported*) vastaa lujuusopissa niveltukea ja sallii pyörimisen lisäksi myös kallistumista tukilaakerin pysty- ja vaaka-akselin ympäri. Vapaalla tuennalla on kaikki kuusi vapausastetta.

Jotta voidaan varmistua siitä, että sallittu akselia puristava voima ei pienelläkään todennäköisyydellä ylitä laskennallista nurjahdusvoimaa, valmistajat käyttävät yleisesti varmuuskerrointa 0,5 eli 50 % nurjahdusvoimasta. Intuitiivisesti kertoimen pienuuteen vaikuttaa myös pyörimisliikkeen taipumaa aiheuttava ja ylläpitävä keskipakoisvoima. Seuraavassa THK:n sallitun aksiaalisen voiman F_P laskentakaavassa (1) suureiden merkinnät on vaihdettu tässä työssä käytettyihin (Ball Screw General Catalog, n.d. s. A15-30).

$$F_P = 0,5 \cdot \frac{\beta \pi^2 EJ}{2L^2}, \quad (1)$$

missä β on tuentavakio, E on kimmokerroin, J on hitausmomentti ja L on suurin vapaa pituus.

Hitausmomentin J kaava kuularuuville eli akselinsa ympäri pyörivälle ympyrälieriölle on

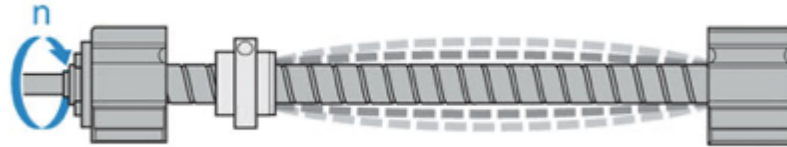
$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2)$$

missä d on ruuvin minimihalkaisija.

2.5.4 Kriittinen nopeus

Kaikilla kiinteillä kappaleilla on luonnollinen värähtelytaajuutensa, mihin vaikuttavat materiaalin kimmokerroin, tiheys, poikkipinta-ala, pituus sekä tuennan jäykkyys. Kuularuuvien pyöriessä, sillä on tietty pyörimistaajuus. Mikäli pyörimistaajuus resonoi luonnollisen värähtelyn kanssa, kuten kuvassa 6 esitetään, värähtely voi kasvaa hallitsemattomasti. Eskaloitunut värähtely taivuttaa ruuvien pahimmillaan käyttökelvottomaksi, puhumattakaan rasituksesta kuulamutteriin ja tukilaa-kereihin (Collins, 2019). Lisäksi värähtely lisää vääntömomentin tarvetta ja heikentää tarkkuutta.

Kriittisen nopeuden laskentakaava (3) sisältää luonnollisen värähtelyn laskennan ja tulos saadaan pyörimisnopeutena. Poikkipinta-ala lasketaan ruuvien minimihalkaisijasta ja pituus on kuularuuvien suurin vapaa pituus. Tuennan jäykkyyttä kuvaa tuentavakio ja se on kullekin tuentatavalle omansa. Koska luonnollista värähtelyä pyritään välttämään, käytetään kaavassa myös varmuuskerrointa. Näin kriittinen nopeus saadaan riittävän alhaiseksi ja pyörimisnopeuden vaihtelulle toleranssia. Yleisesti käytetty varmuuskerroin on 0,8 eli 80 % luonnollisen värähtelytaajuuden pyörimisnopeudesta.



Kuva 6. Tietyllä pyörimisnopeudella ja vapaalla pituudella kuularuuvin pyörimistajuus resonoi luonnollisen värähtelytaajuuden kanssa. (Motion Control Tips)

Kriittisen nopeuden laskennassa käytettävät tuentavakiot liittyvät samoihin tuentatapoihin, kuin nurjahdusvoiman yhteydessä ja ne ovat:

- A) Molemmat päät kiinteästi tuettu, $\lambda = 4,73$.
- B) Toinen pää kiinteä ja toinen kannateltu, $\lambda = 3,927$.
- C) Molemmat päät kannateltu, $\lambda = \pi$.
- D) Toinen pää kiinteä ja toinen vapaa, $\lambda = 1,875$.

Kriittinen nopeus N lasketaan kaavalla (Ball Screw General Catalog, n.d., s. A15-32)

$$N = 0,8 \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \cdot \sqrt{\frac{EJ \cdot 10^3}{\rho A}}, \quad (3)$$

missä merkinnät ovat samat kuin kaavassa 1 ja lisäksi λ on tuentavakio, ρ on ruuvien tiheys ja A on ruuvien poikkipinta-ala.

Ruuvien poikkipinta-ala A lasketaan minimihalkaisijan mukaan

$$A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4)$$

missä d on minimihalkaisija.

2.6 Kuulamutteri

Siinä missä urakuulalaakerin kuulat palaavat vierieksään aina samaan paikkaan, aiheuttaa kuularuuvien nousu kuulien palautumattomuuden. Ongelma on ratkaistu kuulamutterissa erilaisilla kuulien palautustavoilla, joiden avulla uran tiettyyn pisteeseen ehtineet kuulat palautuvat lähtöpisteeseensä katkeamattomana jonona. Valmistajat tarjoavat useita eri palautustyyppisiä, mutta ne voidaan redusoida kahteen tai kolmeen päätyyppiin ja näiden yhdistelmiin. Riippuen palautustyyppistä kuulien vierintämatka ruuvien ja mutterin välillä vaihtelee yhdestä useampaan kierrokseen. Kuulamutteriin on voitava myös kiinnittää kuormaa ja tätä varten niissä on yleensä jokin laippa tai ulkopuolinen kierre. Yleensä kuulamuttereissa on myös mahdollisuus voiteluaineen lisäämiseen.



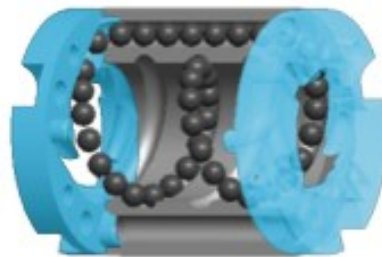
Kuva 7. Ulkopuoliselle kierrolle on ominaista, että kuulat kiertävät ruuvien useampaan kertaan ja ne palautuvat lähtöpisteeseensä erillisen palautusputken kautta. (HIWIN)

Ulkopuolisessa kierrossa (engl. *external recirculation*) on erillinen palautusputki (engl. *return pipe*), joka "poimii" kuulat ruuvien uralta ja palauttaa ne lähtöpaikkaansa. Tämä on vanhin ja alkuperäinen patentti kuularuuville. Tyypillistä on, että kuulat kiertävät ruuvia useamman kierroksen ennen palautumistaan, kuten kuvasta 7 havaitaan. Monet valmistajat ovat kehittäneet palautusputkea siten, että se sijaitsee mahdollisimman tangentiaalisesti ruuvien uraan nähden ja putken käännökset ovat mahdollisimman loivat. Tämä pienentää kuulien palautuksesta aiheutuvaa sisäistä kitkaa ja sallii kuularuuville suuremman pyörintänopeuden (Ballscrews Technical Information, n.d., s. 6).



Kuva 8. Sisäpuolisessa kierrossa kulat kiertävät ruuvin vain kerran ja palautuvat sitten lähtöpisteeseensä ohjaimen avulla. (HIWIN)

Sisäpuolisessa kierrossa (engl. *internal circulation*), kulat ”hyppäävät” uralta toiselle ohjaimen (engl. *deflector*) avulla. Kulat kiertävät ruuvin vain kerran, kunnes mutterissa oleva ohjain saa ne siirtymään ruuvin uran reunan yli lähtöpaikkaansa. Tämä tyyppi sopii kuularuuveille, joissa nousun ja halkaisijan suhde on pieni, kuten havaitaan kuvasta 8. Erään lähteen mukaan saksalainen Steinmeyer on tämän tyypin alkuperäinen kehittäjä ja käyttää siitä nimeä ”Track-to-track” (Gretz, 2016). Myös sisäisessä kierrossa valmistajat ovat kehittäneet kulioiden kiertoa mahdollisimman jouhevaksi.



Kuva 9. Kulat kiertävät kuularuuvissa yhden tai useamman kerran ja palautuvat kuulamutteriin integroidun kanavan ja päätylevyjen kautta (HIWIN).

Useat valmistajat kutsuvat kolmanneksi palautustyyppiä ”pätylevyä” (engl. *end-cap type*). Sen voi ajatella vastaavan ulkopuolista kiertoa, missä palautuskanava on integroitu kuulamutterin runkoon. Kulat kulkevat kierreurassa koko mutterin pituudelta, kunnes päätylevy ohjaa ne mutterin sisäiseen palautuskanavaan, mistä toisen pään päätylevy ohjaa kulat uudelleen uraan. Tätä palautustyyppiä käytetään nopeissa kuularuuveissa (Ballscrews Technical Information, n.d., s. 7), mikä ilmenee myös kuvasta 9. Nousun suhde halkaisijaan on suuri, eikä riittävän jouhevaa kulioiden palautusta saada aikaiseksi erillisellä palautusputkella.

2.6.1 Karakteristinen nopeus ja DN-luku

Siinä missä kriittisen nopeuden määrittelee ainoastaan kuularuuvi, karakteristisen nopeuden määrittelee kuulamutterin kyky kierrättää kuulia. Siihen vaikuttaa kuulien massa ja nopeus sekä eri palautustyyppit. Sisäpuolisessa kierrossa karakteristinen nopeus on yleensä suurempi kuin ulkopuolisessa kierrossa (Collins, 2019).

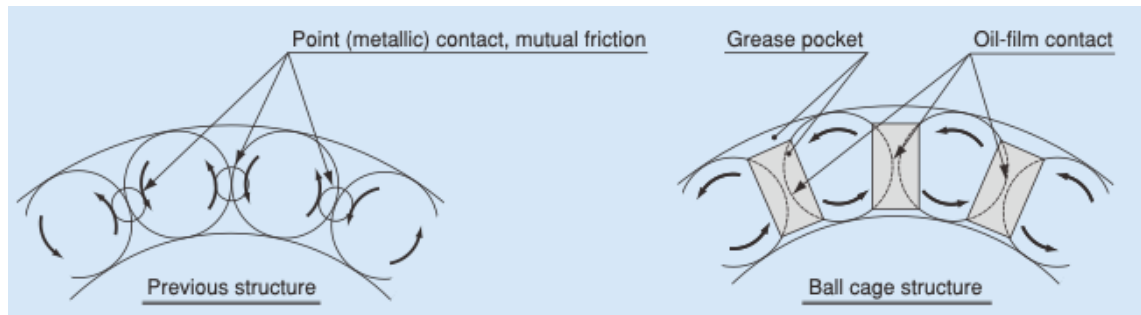
Kuulamuttereita voidaan helposti vertailla tähän tarkoitukseen kehitetyn DN-nopeusluvun avulla. Mitä kehittyneempi palautustyyppi sitä korkeampi DN-luku. Luku saadaan, kun kuularuuvin nimellishalkaisija kerrotaan maksimi pyörimisnopeudella. Se on suoraan verrannollinen kuulien nopeuteen ja sen yksikkö on mm/min. Sopivaa kuulamutteria ja palautustyyppiä valittaessa laskettua DN-lukua verrataan valmistajan ilmoittamiin DN-lukuihin, jotka vaihtelevat tyyppillisesti 60 000 ja 150 000 mm/min välillä. Tässä on kuitenkin huomioitava, että DN-luvun laskenta ei anna järkeviä tuloksia hyvin pienillä tai hyvin suurilla ruuvihalkaisijoilla, vaan sen kanssa on aina tarkasteltava kuularuuvin kriittistä nopeutta. (DN value, n.d.)

2.6.2 Kitka ja esijännitys

Vähäinen kitka ja näin ollen korkea noin 90 %:n hyötysuhde ovat tyyppisiä kuularuuveille, mitkä esiteltiin aiemmin kuviossa 2. Keksinnön myötä ruuvien ja mutterin vastinpintojen välinen liukukitka voitiin kuulien avulla muuttaa vierintäkitkaksi urakuulalaakerin tavoin. Kuularuuvijärjestelmän kokonaiskitka on kuitenkin yhdistelmä vierintä- ja liukukitkoja, joita muodostuu niin ruuvien ja mutterin kuin kuulienkin välissä, kuulien paluukanavissa, voiteluaineessa ja pyyhinrenkaissa. Kitka tuottaa lämpöä, mikä edelleen lisää kitkaa ja muuttaa sekä kuularuuvien että voiteluaineen ominaisuuksia. Siksi sen hallintaan on kiinnitettävä huomiota.

Kuten kuulalaakereissa, kuularuuveissa kaikki kuulat vierivät samaan suuntaan. Tämä aiheuttaa kuulien hankautumista toisiaan vasten ja on suurin syy kuulien kulumiselle, mikäli epäpuhtaudet pääsevät mutterin sisälle tai voitelu on heikko. Kuulalaakereissa ongelma on ratkaistu mm. erityisellä teräskehällä, jonka lovet

erottavat kuulat toisistaan säännölliselle etäisyydelle. Japanilainen THK on kehittänyt kuulien väliin muovilaakerin (kuva 10), jota vasten kuulat pyörivät (engl. *caged ball*) (Compact Caged Ball Screw, n.d.). Tämä vähentää kuulien toisiinsa kohdistamaa kitkaa ja kulumista sallien suuremman pyörimisnopeuden kuularuuveille. Joissain tapauksissa, esim. käyttölämpötilan ylittäessä 80 °C, muovilaakeri ei kestä ja muoviton ratkaisu on parempi (Logan, 2018).

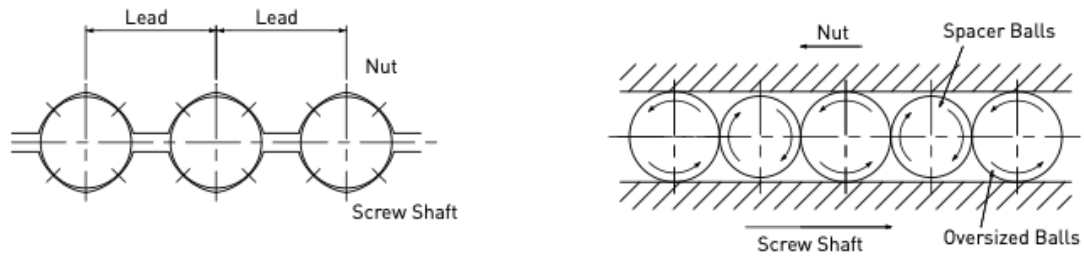


Kuva 10. Vasemmalla perinteinen kuularuuvirakenne, missä kuulat luistavat ja hioutuvat toisiaan vasten nuolien osoittamissa ja ympyröidyissä kohdissa. Oikealla kuulat erotettu toisistaan muovisilla laakereilla, mikä edistää voiteluainekerroksen säilymistä ja vähentää kuulien kulumista. (THK)

Kitkaan vaikuttaa myös ns. esijännitys, jolle on useita toteuttamistapoja. Suureen liiketarkkuuteen pyrittäessä aksiaalinen välys voidaan eliminoida esijännityksen avulla kokonaan, mutta tällöin on huomioitava lisääntynyt kitka ja sen vaikutus. Esijännitys aiheuttaa pienen elastisen muodonmuutoksen ruuvin, kuulan ja mutterin välillä lisäten sen vuoksi kitkaa ja vääntömomentin tarvetta sekä heikentäen hyötysuhdetta.

Ylisuurat kuulat koskettavat kuularuuvia ja kuulamutteria neljästä pisteestä kahden sijaan (vrt. kuvat 11 ja 12). Yhden kuulamutterin käyttö on kustannustehokasta ja säästää tilaa. Paras esijännitysvoima ylisuurille kuulille on alle 5 % dynaamisesta C-arvosta (Ballscrews Technical Information, n.d., s. 21).

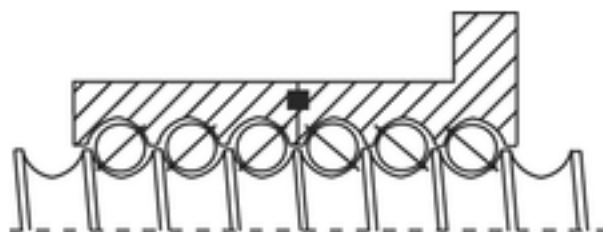
Hyöty esijännityksestä laskee, mikäli kuulat hioutuvat pienemmiksi liukuessaan toisiaan vasten. Muiden tavoin japanilainen valmistaja KSS on ratkaissut ongelman välikuulilla kuvan 11 oikean puolen tapaan, missä välikuulat ovat halkaisijaltaan hieman pienempiä ja pyörivät pääkuulien välissä vastakkaiseen suuntaan (Ball Screw Technical Description, n.d. s. A820).



Kuva 11. Vasemmalla esijännitys ylisuurilla kuulilla, missä lyhyet vinoviivat osoittavat kuulien neljä kosketuskohtaa ruuvissa ja mutterissa. Oikealla vastakkaiseen suuntaan pyörivät välikuulat ylisuurten kuulien väleissä. (KSS)

Säädettävä kuulamutteri on edullinen ja suosittu esijännitystapa sovelluksissa, joissa paikoitus- tai esijännitystarkkuudella ei ole suurta merkitystä. Kuulamutterin seinämä on halkaistu yhdeltä kohdista ja siihen on lisätty säätöruuvi, jota kiristämällä sisähalkaisijaa voidaan pienentää. Tämä aiheuttaa esijännitystä ylisuurten kuulien tavoin.

Kaksoiskuulamutteri välilevyllä tai jousella koostuu kahdesta peräkkäisestä kuulamutterista, joiden väliin lisätty välilevy tai jousi työntää niitä etäämmälle toisistaan. Kuvan 12 musta neliö osoittaa paikkaa, missä kuulamutterin kahden uran välistä etäisyyttä on kasvatettu välyksen verran lisättynä esijännityksellä. Kuulamutterin toinen osa poistaa välyksen toiseen liikesuuntaan ja toinen osa päinvas- taiseen liikesuuntaan. Kuulien kosketuspisteitä on vain kaksi, mikä lisää hyötysuhdetta, mutta maksimi kuormitukseen on kiinnitettävä huomiota. Esijännityksellä tavoiteltu välyksettömyys katoaa jousikuormitteisessa kaksoismutterissa, mikäli aksiaalinen kuormitus ylittää jousivoiman. Jousta käytettäessä esijännitys säilyy vakiona riippumatta uran nousun vaihtelusta (Spring Preloaded Double Nut, n.d.).



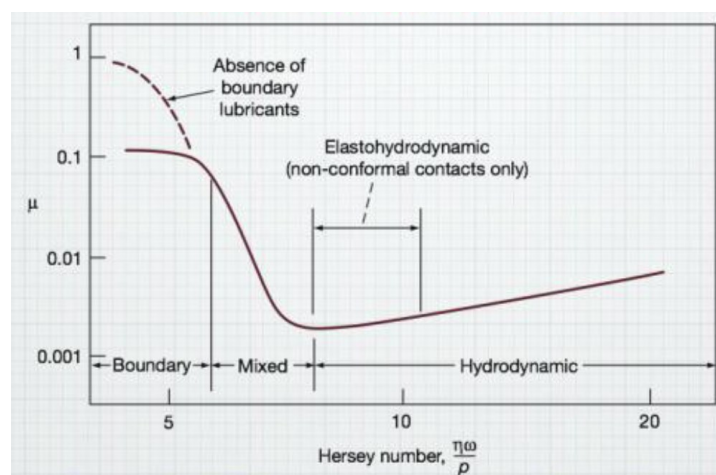
Kuva 12. Esijännitys kaksoismutterilla. Kuulat koskettavat ruuvia ja mutteria vain kahdesta kohtaa ja mutterin molempien osien kuulien kosketuspisteisiin piirretyt suorat (kuulien vinoviivat) ovat kohtisuorassa toisiaan vasten (Steinmeyer)

Edellä mainittujen lisäksi on vielä muita tapoja toteuttaa esijännitys, mutta käytännössä ne vastaavat monilta osin kaksoismutterin tapaa jakaa kuormitusta kuulille erisuunnissa.

2.6.3 Voitelu

Oikein toteutettu voitelu on kuularuuveille ja -muttereille välttämätön. Se on verrattavissa kuulalaakereihin, mutta vain kuulalaakerit voivat olla täysin suljettuja. Voiteluaineina käytetään pääsääntöisesti rasvaa tai öljyä ja kummallakin päästään monipuolisiin mekaanisiin ominaisuuksiin. Merkittävän eron muodostaa käyttöympäristön vaikutus voiteluaineeseen ja voiteluainejärjestelmän vaatimukset. Kitkan pienentämisen lisäksi voiteluaineella suojataan kuularuuvia muun muassa korroosiolta.

Yleisesti mekaanisten laitteiden voitelussa on kolme aluetta, joita määrittävät voiteluaineen viskositeetti, vastinpintojen välinen nopeusero ja kuormitus. Nämä yhdessä vaikuttavat voiteluaineen käyttäytymiseen pintojen välissä. Kuvion 3 ns. Stribeck-kuvaajassa esitetään pintojen välisen Hersyn luvun yhteys voitelulla saavutettuun kitkakertoimeen. Hersyn luku on suoraan verrannollinen pintojen väliseen nopeuseroon. Koska Hersyn luku ottaa huomioon myös voiteluaineen viskositeetin ja kuormituksen, yksinkertaisempi tapa on pitää nämä suureet vakioina ja muuttujana vain nopeutta (Generating a Stribeck Curve in a Reciprocating Test, n.d.).



Kuvio 3. Stribeck-kuvaaja esittää kitkakertoimen suhteessa Hersyn lukuun eri voitelualueilla. Hersyn lukua voidaan verrata nopeuteen, kun viskositeetti ja kuormitus säilyvät vakioina. (Hamrock et al).

Kuviossa 3 ensimmäinen vaak-akselin alue on raja-alue (engl. *boundary*), missä vastinkappaleiden pinnanmuodot kantavat kuormituksen lähes täysin. Tällä alueella liike on joko pysähtynyt tai nopeus on pieni ja vastinpintojen kuluminen on suurinta. Kuviossa huomioidaan katkoviivalla myös täysin voitelemattoman kosketuspinnan kitka.

Toinen voitelualue on seka-alue (engl. *mixed*), missä nopeuseron kasvaessa pinnanmuodot kantavat kuormaa yhä vähemmän ja voiteluainekerroksen paksuus ja osuus kuormasta kasvaa. Tälle alueelle on tyypillistä huomattava kitkan väheneminen.

Kolmas alue on hydrodynaaminen alue (engl. *hydrodynamic* tai *HD*), missä kappaleiden pinnat eivät ole enää kosketuksissa toisiinsa, vaan niiden välissä on yhtenäinen voiteluainekerros. Tällöin nopeusero on riittävän suuri ja hydrodynaaminen noste erottaa vastinpinnat toisistaan. HD-alueeseen kuuluu elastohydrodynaaminen alue (engl. *elastohydrodynamic* tai *EHD* tai *EHL*). Tämä alue liittyy vain ei-yhdenmuotoisten vastinpintojen (engl. *non-conformal contacts*) väliseen voiteluun esim. kuulalaaakereissa ja kuularuuveissa. Toisin sanoen vastinpintoja, jotka muutoin liukuvat toisiaan vasten, erottaa vierivä elementti: kuula tai rulla (Hamrock et al, 2004, s. 1). Tällä alueella ilmenee vastinkappaleiden suurta pistemäistä kuormitusta ja näin ollen elastista muodonmuutosta yhdessä hydrodynaamisen nosteen kanssa (Lubrication Regimes Explained, n.d.).

Hitaasti pyörivillä ja kuormitetuilla kuularuuveilla ei päästä lainkaan EHD-alueelle, jolloin raja- ja seka-alueen ominaisuuksia voidaan parantaa esimerkiksi EP-lisäaineilla (engl. *extreme pressure*). Kosketuspintojen välisen suuren paineen ja lämpötilan alaisena lisäaineet reagoivat ja muodostavat suojaavan kalvon vastinpintojen väliin (Lubrication Regimes Explained, n.d.). EP-lisäaineita on sekä voitelurasvoissa, että voiteluöljyissä.

Voitelurasvan etuja ovat edullisuus, monipuolisuus ja parempi lämmönkesto voiteluöljyyn verrattuna. Monipuolisuus tarkoittaa laajaa valikoimaa viskositeetteja ja lisäaineita, minkä vuoksi käyttötarkoitukseen ja -ympäristöön sopivan tuotteen

löytäminen vaatii huolellista harkintaa. Lämpö muuttaa voitelurasvojen viskositeettia vähemmän kuin voiteluöljyn, mikä tekee niiden käytöstä helpommin hallittavan.

Kuularuuviin kiinnittyvä rasva kerää itseensä ympäristön epäpuhtauksia, jotka voivat päätyä kuulamutteriin pyyhkimistä ja tiivisteistä huolimatta. Säännöllinen rasvan lisääminen kuulamutteriin on välttämätöntä voitelun ja puhtauden säilyttämiseksi. Lisäys voidaan suorittaa käsin tai automaattisesti riippuen uudelleen voitelun aikavälin pituudesta. On myös kuularuuveja, joiden voitelu on mitoitettu ruuvin koko käyttöajaksi, eikä siihen tarvitse puuttua (Automatic or Manual Grease Lubrication, n.d.). Näissä sovelluksissa rasvavoitelu on käytännössä ainoa vaihtoehto (Johnson et al, 2016).

Öljyvoitelujärjestelmän etuja ovat voitelun optimointi sekä lämmön ja puhtauden hallinta. Öljyn käytöllä tavoitellaan EHD-voitelualueita, missä nopeudella on suuri merkitys ja samasta syystä sitä ei käytetä hitaasti liikkuvissa systeemeissä. Näille voitelurasva soveltuu paremmin. Öljyvoitelun selkeä haitta on järjestelmän aloituskustannukset. Öljyn kiertoa varten on toteutettava erillinen järjestelmä säiliöineen, pumppuineen ja suodattimineen. Kun järjestelmä on saatu rakennettua, saavutetaan sillä kuitenkin merkittäviä etuja rasvavoiteluun nähden. Öljykierto huuhtelee epäpuhtauksia pois kuularuuvisyteemistä ja suodatin pitää voiteluöljyn puhtaana ja tasalaatuisena. Kiertävä öljy jäähdyttää ja auttaa hallitsemaan lämpölaajenemisesta johtuvia tarkkuusongelmia ja lisääntynyttä kulumista. Öljyn tilavuusvirtaa voidaan hallita kohtuullisen helposti ja säilyttää optimaalinen öljyn määrä kuulamutterissa (Collins, 2018). Liian suuri tai liian pieni viskositeetti tai öljyn määrä lisäävät lämpöä ja kitkaa (Johnson et al, 2016)

2.6.4 Tiivistys ja suojaus

Kuten on todettu, kuulamutteri ei ole tiivis ja voiteluaineen kulkeutumista mutterin ulkopuolelle ei voida, eikä pidä täysin estää. Tiivisterengasta osuvammin asiaa kuvaa pyyhinrenkas. Ne sijaitsevat kuulamutterin molemmissa päissä pyyhkien kuularuuvien uraa epäpuhtauksilta ennen sen päätyä kuulamutteriin. Toki pyy-

hinrenkaiden tehtävä on myös estää voiteluaineen pääsyä kuulamutterin ulkopuolelle mahdollisimman tehokkaasti. Pyyhinrenkaiden valintaan vaikuttaa niin käytettävä voiteluaine ja sen lisäyksen aikaväli, kuin ympäristön vaatimuksetkin.



Kuva 14. Segmentti- ja huopapyyhinrenkaan yhdistelmä. Segmenttiosa poistaa suuret likapartikkelit ja huopaosa pienet. Lisäksi huoparengas säilyttää voiteluaineen pääosin mutterissa ja sen vuotaminen ulkopuolelle on hallittua. (Linear-motiontips)

Pyyhinrengastyyppejä on erilaisia valmistajasta riippuen, mutta eniten käytetty tyyppi on segmenttipyyhinrengas. Segmentit kaapivat uran puhtaaksi ja likapartikkelit siirtyvät kaltevia pintoja pitkin pois päin ruuvien urasta. Segmenttirenkaan sijaan tai lisäksi voidaan käyttää huoparenkaita edelleen parantamaan uran puhtausta. Huovan haittapuoli materiaalina on, että se sitoo vettä ja sen vuoksi soveltuvuus käyttökohteeseen täytyy punnita tarkoin (Lubrication and Wipers, n.d.).

Kuularuuvien puhtaanapito on haastava tehtävä ja kokonaisuuden kannalta parhaaseen tulokseen päästään, kun kuularuuvi on koko pituudeltaan suojattu ympäristön vaikutuksilta esimerkiksi teleskooppi- tai haitarisuojalla (Ball Screw Technical Description, n.d., s. A834). Tämä on sitä olennaisempaa mitä tarkemmasta kuularuuvista ja haastavammasta käyttöympäristöstä on kyse.

3 KUULALAAKEROITU LINEAARIJOHDE

Tämä on tutkittavan toimilaitteen kannalta yhtä olennainen osa kuin kuularuuvikin, mutta jätetään tässä työssä tarkemmin käsittelemättä. Lähes poikkeuksetta kuularuuvit toimivat yhdessä kuormaa kantavan lineaarijohteen kanssa, mikä olennaisesti vaikuttaa toimilaitteen kokonaiskitkavastukseen.

Lineaarijohteella liikkuva kappale voi liukua johdetta pitkin liukulaakerin ja voiteluaineen avulla. Liukumisen voi korvata kuuliin perustuvalla lineaarilaakerilla, jonka rakenne muistuttaa läheisesti kuularuuvia. Toisiaan vasten liukuvat pinnat on erotettu kuulilla, jotka vierivät katkeamattomana jonona palautuskanavaa pitkin takaisin lineaarilaakerin ja johteen väliin. Thomsonin Industries:n mukaan lineaarilaakeri pohjautuu John Thomson Sr:n keksintöön vuodelta 1945, jolla voitiin säätää lentokoneiden potkurien lapakulmaa lähes kitkattomasti. (Ball Bushing Bearings - History, n.d.).

Kuularuuvista poiketen lineaarilaakerit voivat toimia kuulien sijaan myös rullilla. Kuulamallien vastakappaleena toimii pyöreä johde ja rullat vaativat vastakappaleeseen tasaisen profiilin. Kuulia toisistaan erottava muovinen välilaakerointi on saatavissa myös lineaarilaakereihin (Caged Technology, n.d.). Kitkakerroin on samaa luokkaa kuularuuvien kanssa. Voiteluun ja suojaukseen sekä lämmön ja puhtauden hallintaan pätee sama, mitä edellä on kerrottu kuularuuveihin liittyen.

4 TUTKITTAVA KUULARUUVIKÄYTTÖINEN LINEAARIJOHDE

Tutkitun toimilaitteen historiasta on vähän tietoa. Laite on ollut aiemmin käytössä nk. lentävänä sahana, mutta ei ole tiedossa siinä käytettyjä kuormituksia, liikenopeuksia tai mahdollisia epänormaaleja tilanteita kuten törmäyksiä tai ylisuuria nopeuksia. Lisäksi on hyvin todennäköistä, että vain kuularuuvi johteineen ja laakereineen on ollut aiemmin käytössä ja tämä kokonaisuus on siirretty kuvan 14 alumiiniprofiileista ja teräsosista rakennettuun runkoon. Toimilaitteen useimpien komponenttien valmistajaksi löytyi saksalainen ISEL AG ja yhtiön internetsivuilta löytyy identtisiä tai vastaavia komponentteja, joiden ominaisuudet on siirretty sellaisenaan lähtötiedoiksi liitteeseen 1 (Mechanics. n.d.).



Kuva 15. Kuularuuvikäyttöinen lineaarijohde koneautomaatiolaboratorion lattialla ennen tutkimuksen aloittamista.

”Lentävä saha” on eräänlainen yleisnimitys koneelle, joka voi suorittaa liikkeessä olevalle kappaleelle toimenpiteitä ikään kuin se olisi paikallaan. Kappale voidaan esimerkiksi leikata määrämittaan sen liikkuessa kuljettimella. Kuularuuvikäyttöinen lineaarijohde on tässä tapauksessa ollut sopiva valinta sahan liikuttamiseen

sen tarkkuuden, nopeuden ja jäykkyyden suhteen. Lineaarijohde ja lineaarilaakerit kantavat kuorman ja säilyttävät liikkeen suunnan samalla, kun kuularuuvi tuottaa liikkeen. Laitteen keskeinen ominaisuus on, että mitkään sen osat eivät liiku toisiinsa nähden liukumalla, vaan ne on laakeroitu kuulilla.

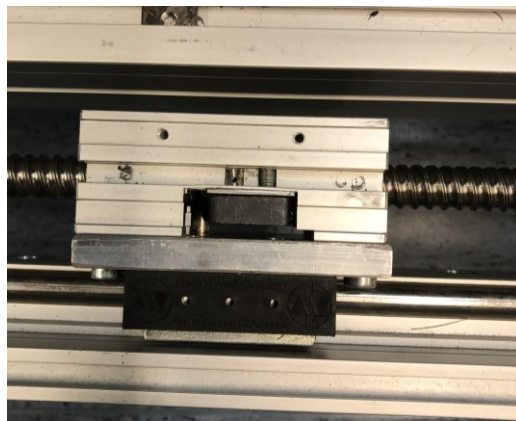
Laitetta käytettäneen tulevaisuudessa osana koneautomaation laboratoriotöitä, minkä vuoksi käyttöominaisuuksia ja kriittisiä arvoja tutkitaan. Todellisten liikeprofiili- ja kuormitustietojen puuttuessa, laskennassa käytettävät liikeprofiilin raja-arvot, kuten maksimiliikenopeus ja kuormitus, on määritelty käyttäjän tarpeiden mukaisina raja-arvoina liitteeseen 1.

4.1 Runko, johde ja lineaarilaakerointi

Kuularuuvia ja johdetta kannatteleva päärunko muodostuu kahdesta 15 mm ja 30 mm leveästä, 75 mm korkeasta ja 1400 mm pitkästä alumiiniprofiilista. Nämä on yhdistetty toisiinsa teräksisillä 10 mm vahvoilla päätylevyillä. Päätylevyihin on kiinnitetty tukilaakerit ja kapeampaan profiiliin lineaarijohde.



Kuva 16 vasemmalla. Runkoprofiilien ja lineaarijohteen pääty. Tukevuuden kannalta olisi parempi, jos lineaarijohde olisi kiinnitetty vahvempaan profiiliin.



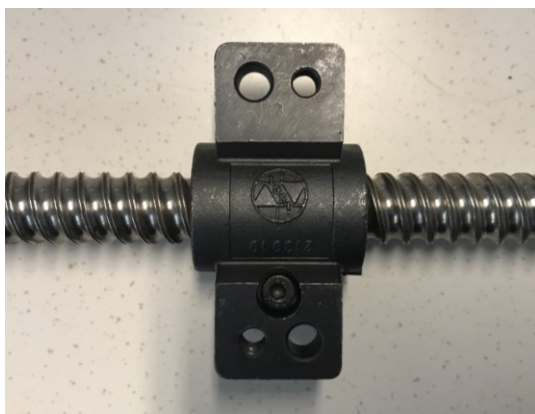
Kuva 17 oikealla. Johteen varassa liikkuva yhdyskappale, johon on kiinnitetty kuulamutteri (musta osa keskellä, yhdyskappaleen sisällä) ja lineaarilaakeri (alempi musta kappale johteen edessä).

Vaikka kuularuuvi johteineen olisikin mitoitettu oikein alkuperäiseen käyttöön, niin nykyisessä rakenteessa on selvät puutteensa. Monet laitteen osat ovat valmistetut ja asennetut epätarkasti, mistä syystä ainakaan tarkkojen kuularuuvien asennustoleranssit eivät täyty.

Kuorman liikkeessa johteella, sen aiheuttama taipuma kohdistuu täysin kapeammalle profiilille ja johteelle. Lisäksi kuorma ei liiku suoraan johteen päällä, vaan sivussa aiheuttaen vääntöä lineaarilaakeroinnille ja rasitus kohdistuu epätasaisesti laakerin kuulille. Käyttäjän tarpeiden mukainen kuormitus ei aiheuta mainittavaa vääntöä tai taipumaa.

4.2 Kuularuuvi, kuulamutteri ja tukilaakerit

Lähtötietojen lisäksi kuularuuvi on kaksieurainen, nousukulma on 12° ja nousun suhde halkaisijaan on 0,625. Kuularuuvissa on valmiiksi vähäistä taipumaa, mikä aiheuttaa vaihtelua kitkavastuksessa ja sisäänrakennettua herkkyyttä kriittiselle pyörimisnopeudelle ja nurjahtamiselle. Ruuvin tuenta on kannatteleva molemmista päistään kiinteän tuennan sijaan, mikä edelleen vaikuttaa molempiin arvoihin laskevasti. Tarkkuus on määritelty kuularuuviluokituksen sijaan valmistustoleranssina IT7, mikä vastaa kuularuuvin 1400 mm:n pituudella 125 μm .



Kuva 18 oikealla. Kuulamutteri kuularuuvilla. Kuulamutterin alaosassa kiinnitysreikien yläpuolella sijaitsee esijännityksen säätöruuvi.

Kuva 19 oikealla. Kuulamutteri purettuna ja sen päällä kuulien ohjain. Mutteria ei ole puhdistettu kuvausta varten. Voitelun puute on ilmeistä, eikä mutterissa ole pyyhinrenkaita. Muutoin osat ovat ehjät.

Kuulamutterissa on sisäpuolinen kierto ja siinä on kaksi kuulakehää, yksi ruuvin kummallekin uralle. Se on säädettävää mallia ja esijännitys tapahtuu ruuvia kiristämällä (kuva 17). Pyyhinrenkaat puuttuvat kokonaan ja koko ruuvi on suojaamaton, joten ympäristön epäpuhtaudet kulkeutuvat kuulamutteriin esteettä (kuva 18). Myös voitelu puuttuu ja kuularuuvi toimii ns. kuivana. Kyseisen kuulamutterin tietoja ei löydy valmistajan internetsivuilta ja sen on korvannut uudempi tuote, joka vaikuttaa olevan toiminnaltaan ja ominaisuuksiltaan vastaava. Uudemman

tuotteen ominaisuudet on kirjattu sellaisinaan lähtötietoihin. Valmistaja ei ilmoita DN-nopeutta, joten tähän perustuvaa maksimipyörimisnopeutta ei voi laskea. Käsin arvioitaessa kuulamutterin välitys kuularuuviin on tuntuva. Kiristysruuvilla tapahtuva esijännityksen säätö on karkeaa ja tutkimuksia varten kuulamutteri on jätetty mahdollisimman väljäksi niin, että se pyörii omalla painollaan alaspäin ruuvien ollessa pystyasennossa. Esijännitys lisää kitkaa ja näin ollen lämpöä, minkä vuoksi riittävän voitelun toteuttaminen ja lialta suojaaminen olisi vähintään, mikäli kuularuuvien tarkkuutta halutaan parantaa esijännitystä käyttämällä.

KFL000 tukilaakerit ovat laipalla varustettuja urakuulalaakereita, jotka sallivat akselin kääntymisen pysty- ja vaaka-akselin suunnassa enemmän kuin tavalliset urakuulalaakerit. Tämä ratkaisu rasittaa tukilaakereita vähemmän siinä tapauksessa, että kuularuuvien yhdensuuntaisuus lineaarijohteen kanssa on epätarkka. Toisaalta tämä tekee kuularuuvien herkemmäksi taipuman synnyttämälle värähtelylle ja laskee omalta osaltaan kriittistä nopeutta.



Kuva 20. KFL000 tukilaakeri. Laakeri on kiinnitetty taustalla näkyvään päätylevyyden välikappaleen avulla, minkä vuoksi epätarkan asennuksen riski kasvaa.

4.3 Kriittisten arvojen määrittäminen

Kuularuuvien kriittiset arvot lasketaan edellä esitettyjä kaavoja käyttäen liitteen 1 tiedoilla.

Lasketaan sallittu aksiaalinen voima. Hyötypituudeksi L_H on määritelty 1000 mm ja kokopituudeksi L_K on mitattu 1368 ± 1 mm. Oletetaan, että hyötypituus sijoitetaan keskeisesti. Tällöin suurin vapaa pituus L on

$$L = \frac{L_K - L_H}{2} + L_K = \frac{1368 \pm 1 \text{ mm} - 1000 \text{ mm}}{2} + 1000 \text{ mm} = 1184 \pm 1 \text{ mm}$$

Yhdistetään hitausmomentin kaava (2) ja sallitun aksiaalisen voiman kaava (1) samaan lausekkeeseen (5). Valitaan tuentavakioksi $\beta = 1$, koska tukilaakerit molemmissa päissä ovat kannattelevia. Suurin vapaa pituus L on laskettu edellä ja pienimmäksi halkaisijaksi d on mitattu $14,5 \pm 0,1$ mm. Kimmokerroin E löytyy lähtötiedoista. Nurjahdusvoimaksi F_P saadaan

$$\begin{aligned} F_P &= 0,5 \cdot \frac{\beta \pi^2 E}{2L^2} \cdot \frac{\pi d^4}{64} \\ &= 0,5 \cdot \frac{\beta \pi^3 d^4 E}{128L^2} \\ &= 0,5 \cdot \frac{\pi^3 \cdot (14,5 \text{ mm})^4 \cdot 206 \cdot 10^3 \text{ MPa}}{128 \cdot (1184 \text{ mm})^2} \\ &= 1573 \text{ N} \end{aligned} \quad (5)$$

Nurjahdusvoiman absoluuttinen virhe ΔF_P saadaan laskemalla ensin suhteellisen virheen kaava logaritmisien osittaisderivoimien avulla. Otetaan yhtälöstä 3 logaritmi puolittain

$$\ln F_P = \ln \left(0,5 \cdot \frac{\beta \pi^3 d^4 E}{128L^2} \right) = \ln \left(0,5 \cdot \frac{\beta \pi^3 E}{128} \right) + \ln(d^4) + \ln \left(\frac{1}{L^2} \right)$$

derivoidaan ja lisätään itseisarvomerkkit virheen yläraja-arvon laskemiseksi. Suhteellisen virheen kaavaksi saadaan

$$\frac{\Delta F_P}{F_P} = 0 + \left| 4 \cdot \frac{\Delta d}{d} \right| + \left| (-2) \cdot \frac{\Delta L}{L} \right|$$

Kerrotaan puolittain F_P :llä ja sijoitetaan mittausvirheet Δd ja ΔL sekä lähtöarvot d , L ja F_P . Tulos pyöristetään ylöspäin ja absoluuttiseksi virheeksi ΔF_P saadaan

$$\Delta F_P = \left(4 \cdot \frac{\Delta d}{d} + 2 \cdot \frac{\Delta L}{L} \right) \cdot F_P = \left(4 \cdot \frac{0,1}{14,5} + 2 \cdot \frac{1}{1184} \right) \cdot 1573 \text{ N} = 46,05 \text{ N} \approx 50 \text{ N}$$

Lopulliseksi tulokseksi virherajoineen saadaan

$$F_p = 1570 \pm 50 \text{ N}$$

Lasketaan kriittinen nopeus. Yhdistetään poikkipinta-alan (4) ja hitausmomentin (2) kaavat kriittisen nopeuden kaavaan (3). Valitaan tuentavakioksi $\lambda = \pi$. Suurin vapaa pituus L , pienin halkaisija d ja kimmokerroin E ovat kuten edellä ja materiaalin tiheys ρ on määritelty liitteessä 1. Kriittiseksi nopeudeksi N saadaan

$$\begin{aligned} N &= 0,8 \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot 10^3 \cdot \pi d^4 \cdot 4}{64 \cdot \rho \cdot \pi d^2}} \\ &= 0,8 \cdot \frac{60\pi^2}{2\pi L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot 10^3 \cdot \pi d^2}{16 \cdot \rho}} = \frac{30 \cdot \pi}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot 10^3 \cdot \pi}{16 \cdot \rho}} \cdot d \\ &= 0,8 \cdot \frac{30 \cdot \pi}{(1184 \text{ mm})^2} \cdot \sqrt{\frac{(206 \cdot 10^3 \text{ MPa}) \cdot 10^3 \cdot \pi}{16 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3}} \cdot 14,5 \text{ mm} \\ &= 1770,27 \frac{1}{\text{min}} \end{aligned}$$

Kuten edellä sallitun aksiaalisen voiman virheen laskennassa, virhekaava muodostuu tässä samalla tavoin, joten sen esitys sivuutetaan. Sijoittamalla mittausvirheet Δd ja ΔL sekä lähtöarvot d , L ja N , kriittisen pyörimisnopeuden absoluuttiseksi virheeksi ΔN saadaan

$$\Delta N = \left(2 \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta d}{d}\right) \cdot N = \left(2 \cdot \frac{1}{1184} + \frac{0,1}{14,5}\right) \cdot 1770,27 \frac{1}{\text{min}} = 15,2 \frac{1}{\text{min}} \approx 20 \frac{1}{\text{min}}$$

ja lopulliseksi tulokseksi virherajoineen saadaan

$$N = 1770 \pm 20 \frac{1}{\text{min}}$$

Käyttäjä on arvioinut, että liikkeenhallinnan laboratoriotyössä tulitaisiin liikuttamaan 5 kg:n kuormaa liikenopeuden ollessa 1 m/s tai enemmän. Liikenopeus 1

m/s vastaa kuularuuvien 6000 1/min pyörimisnopeutta, mikä ei tule toteutumaan. Edellä laskettu kriittinen pyörimisnopeus vastaa noin 0,3 m/s liikenopeutta.

Akselin suuntaista kuormitusta ottavat vastaan kuularuuvien lisäksi kuulamutteri ja tukilaakerit. Valmistajan mukaan kuulamutterin dynaaminen kuormituskesto on 4200 N, joten se ei muodosta ongelmaa. Tukilaakerin KFL000 vastaava arvo on 1906 N, mutta kuten yleensä kuulalaakereille, dynaamisen kuormituskeston C-arvo ilmoitetaan säteen suuntaiselle kuormitukselle. Kuormituskeston suunta voidaan muuttaa kertoimen avulla. Laakerivalmistaja SKF:n mukaan pienille kuulalaakereille, joiden sisähalkaisija on alle 12 mm, muuntokerroin on 0,25 tai vähemmän muutettaessa säteittäistä kuormitusta akselin suuntaiseksi (Loads, n.d.).

Kerrointa 0,25 käyttämällä KFL000-tukilaakerin aksiaalinen kuormituskesto on vain 477 N, mikä rajoittaa kuularuuvien käyttöä enemmän kuin sallittu aksiaalinen voima kuularuuville. Tämä tuskin muodostaa ongelmaa laboratoriokäytössä, mutta osoittaa sen, että laitteen osien suorituskyky ei ole keskenään yhtenevä ja tukilaakerin valinta ei ole ollut paras mahdollinen.

Kuularuuvien akselin suuntainen voima F_a voidaan muuttaa sitä vastaavaksi vääntömomentiksi T seuraavalla kaavalla 6, kun tiedetään hyötysuhde η ja kuularuuvien nousu P (KURODA Ball Screws Catalog, n.d., F-21)

$$T = \frac{F_a \cdot P}{2\pi \cdot \eta} \quad (6)$$

Oletetaan tutkittavan kuularuuvien hyötysuhteeksi η tavanomainen 90 %. Kuularuuvien nousu P on 10 mm. Lasketaan vääntömometti T , kun F_a on 477 N.

$$T = \frac{477 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm}}{2\pi \cdot 0,9} = 844 \text{ Nmm} = 0,84 \text{ Nm}$$

Valmistajan määrittämä tukilaakerin akselin suuntainen kuormituskesto vastaa siis 0,84 Nm:n vääntömomenttia tutkittavalla kuularuuvilla, kun hyötysuhde on 90 %:n. Vertailun vuoksi kitkamittauksessa käytetyn sähkömoottorin maksimi vääntömometti on noin 0,35 Nm, mikä voidaan nähdä moottorin kiihdytysvaiheesta kuvion 11 vasemmasta laidasta.

5 KITKAMITTAUS

Yksittäisten komponenttien, kuten kuularuuvien, kitkaominaisuuksien sijaan tässä työssä tutkitaan koko toimilaitteen tasaista liikettä vastustavaa kokonaiskitkaa ja kuormituksen vaikutusta siihen. Moottorin vääntömomentin ilmoittama kitkavasutus jakaantuu kaikille laitteen liikkuville komponenteille, eikä niitä voida erikseen määrittää työssä käytetyin metodein. Joitain arvioita voidaan tehdä kuormituksen vaikutuksesta laitteen eri osissa.

Kitkavoima määrittää olennaisesti minkä tahansa mekaanisen laitteen ominaisuuksia. Se heikentää mekaanisen laitteen dynaamista hyötysuhdetta, mutta parantaa staattisuutta, milloin osien on pysyttävä paikallaan. Uuden laitteen kitkaominaisuudet eivät välttämättä ole parhaimmillaan. Toimiessaan osat liikkuvat toisiaan vasten ja hioutuvat ”kohdalleen”. Ajan kuluessa pienenkin kitkan aiheuttama osien kuluminen ja mekaaninen toimivuus laskee kasvattaen kitkaa entisestään ja heikentäen hyötysuhdetta. Tietyn käyttöajan jälkeen osia on vaihdettava toiminnallisuuden säilyttämiseksi. Kuten edellä on todettu, laakerointi kuulien avulla vähentää kitkakerrointa dramaattisesti liukuviin pintoihin verrattuna, mikäli se vain sopii käyttötarkoitukseen. Kuulalaakereiden, kuularuuvien ja lineaarilaakereiden kitkakerroin on parhaimmillaan jopa 0,001—0,005 luokkaa, mutta samalla ne ovat herkkiä epäpuhtauksille ja asennustoleransseille.

5.1 Koesuunnitelma ja toteutus

Mittausta varten laitteeseen lisättiin yksinkertainen sähkökäyttö DC-moottorilla ja rajakytkimet liikkeen hallitsemiseksi. Moottoria varten rakennettiin erillinen tuki, joka liitettiin laitteen runkoon ja moottorin akseli kytkettiin kuularuuviin sakarakytkimellä, jossa on käynnistystä pehmentävä kumirengas. Moottoriin kytkettiin jännitteen säädöllä varustettu laboratoriovirtalähde ja pyörimissuuntaa ohjattiin yksinkertaisesti käsin johtimien napaisuutta vaihtamalla. Näin laitetta voitiin käyttää molempiin suuntiin.

Moottoriksi valittiin Control Techniques:n pyörimisnopeus- ja asema-anturilla varustettu DC-moottori Matador DCM2B 30/03 A2, koska sen ominaisuuksissa oli

valmiiksi määritelty vääntömomenttivakio ja tehon arveltiin riittävän kokeen suorittamiseen. Asema-anturia ei käytetty, mutta pyörimisnopeus laskettiin sitä mittaavan anturin tuottamasta jännitteestä. Tulokset on laskettu käyttäen moottorin valmistajan määrittämiä vakioita: Vääntömomenttivakio K_T arvolla 0,07 Nm/A sekä pyörimisnopeusanturin jännitekerroin 10 V/1000rpm.

Moottorin vääntömomentti T on suoraan verrannollinen virran I määrään vääntömomenttivakion K_T kertoimella.

$$T = I \cdot K_T$$

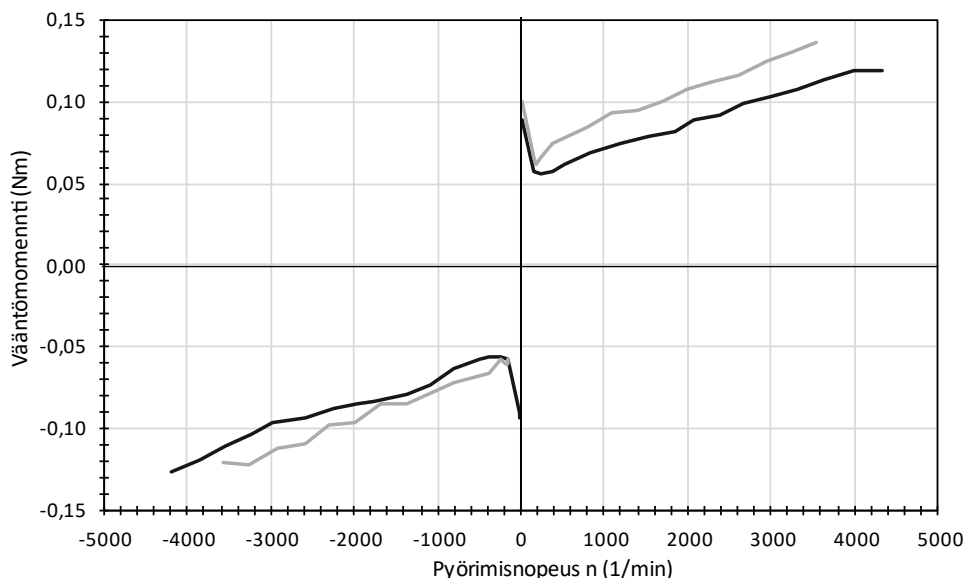
Moottorin pyörimisnopeus on myös suoraan verrannollinen pyörimisnopeusanturin antamaan jännitteeseen kertoimella 1000 (1/min) / V.

Mittaus suoritettiin sekä 5 kg:n kuormalla, että ilman, molempiin suuntiin ja eri jännitteillä. Kustakin mittauksesta tallennettiin jännite- ja virta-arvot ajan suhteen digitaalisella oskilloskoopilla ja siirrettiin tietokoneen taulukkolaskentaohjelmaan. Ohjelmassa jännite ja virta-arvot muunnettiin pyörimisnopeuksiksi ja vääntömenteiksi edellä mainituilla kertoimilla ja näistä piirrettiin kuvaajat jokaiselle koeajolle erikseen. Vääntömomentin keskiarvo laskettiin valitsemalla silmämääräisesti jokaisesta kuvaajasta se alue, jossa vääntömomentti on pienimmillään pois lukien kiihtyvä tai hidastuva liike. Näin saatu tasaisen liikkeen vääntömomenttiarvo vastaa mahdollisimman tarkasti kitkan aiheuttamaa vääntömomentin tarvetta. Pienimmän vääntömomentin aluetta projisoitiin saman koeajon pyörimisnopeuskuvaajalle ja tältä alueelta laskettiin keskimääräinen pyörimisnopeus.

5.2 Tulokset ja havainnot

Koeajotulokset on kerätty liitteen 2 taulukkoon. Järjestys on pienimmästä suurimpaan negatiivisten arvojen kuvatessa paluuliikettä kohti moottoria. Pyörimisnopeuksien ja vääntömomenttien tuloksista koottu kuvio 4 vastaa muodoltaan kitkapiirroksia. Kitkavoimaa tai -kerrointa kuvataan yleisesti suhteessa vastinpintojen väliseen nopeuseroon, kuten aiemmin Stribeck-kuvaajassa kappaleessa 2.6.3. Kuviosta 4 havaitaan, että kitkan aiheuttama vastus eli vääntömomentin tarve kasvaa nopeuden ja kuormituksen kasvaessa.

Toiseksi havaittiin kuularuuveille keskeinen kriittinen nopeus ja sen vääntömomenttia lisäävä vaikutus. Kolmas havainto oli kuularuuvin pysyvän taipuman aiheuttama epätasainen pyöriminen ja siitä aiheutunut pyörimisnopeuden sekä vääntömomentin vaihtelu. Kaksi jälkimmäistä havaittiin sekä empiirisesti että tiettyistä koeajokuvaajista.

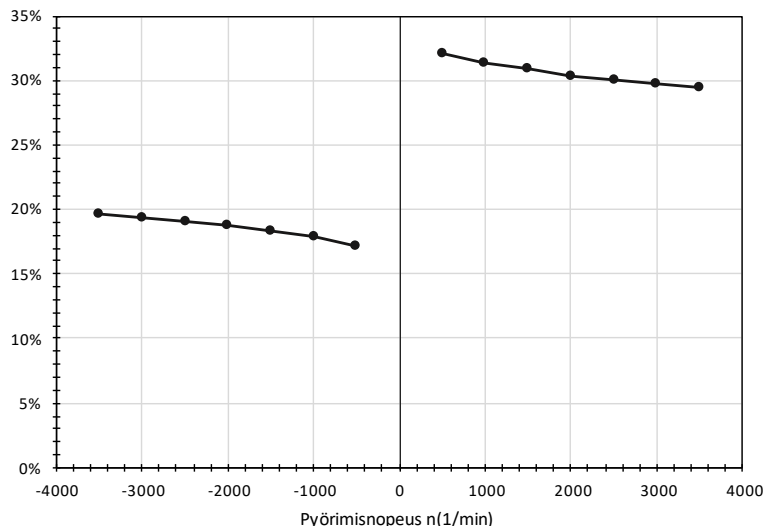


Kuvio 4. Vääntömomentin ja pyörimisnopeuden välinen riippuvuus kahdella eri kuormituksella. Musta käyrä vastaa kuormittamatonta tilannetta ja harmaa 5 kg:n kuormituksella.

Kaikissa kitkamittauksen kuvioissa positiivinen pyörimisnopeus ja vääntömomentti vastaavat menoliikettä moottorista poispäin ja vastaavasti negatiiviset arvot paluuliikettä.

Kitkan lisääntyminen kuormitettaessa oli odotettavissa. Sen sijaan 5 kg:n lisäys kuormitukseen aiheuttaa menoliikkeessä jopa noin 30 %:n ja paluuliikkeessä noin 20 %:n kasvun vääntömomentin tarpeeseen kuormittamattomaan tilanteeseen verrattuna (kuvio 5). Kokonaiskitkavoimasta ei voida päätellä, mistä laitteen osasta tai osista kyseinen vaikutus syntyy, mutta ero meno- ja paluuliikkeen välillä saattaa johtua siitä, että kuularuuvin ja mutterin ura on kulunut epäsymmetrisesti. Toiseksi menoliikkeen aikana aksiaalista voimaa vastaanottavan moottoripäädyn tukilaakerin kunto voi olla heikko lisäten siten kitkaa. Kuormaa pääosin

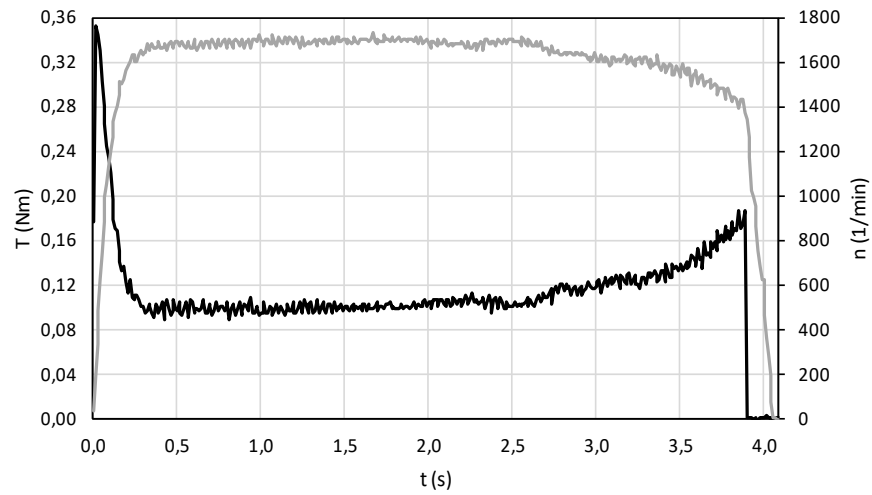
kannattelevat lineaarilaakerit kuluvat tasaisesti liikkeen suunnasta riippumatta, joten niiden vaikutus voitaneen sulkea pois.



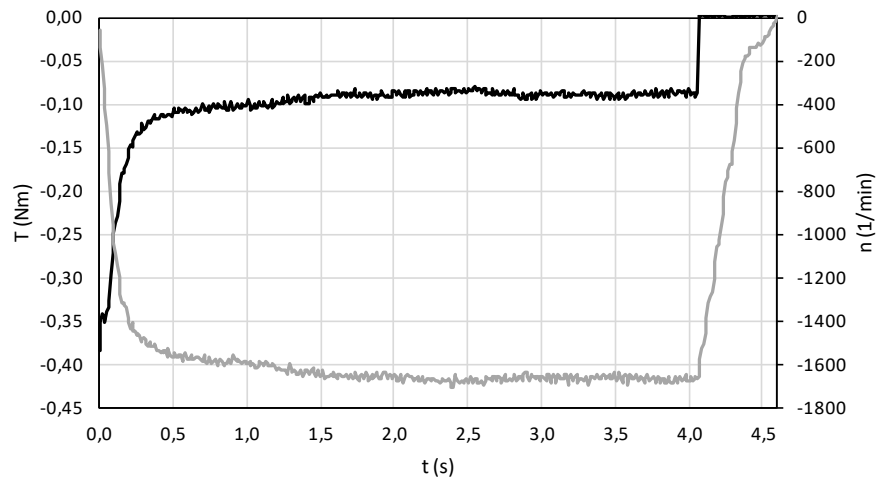
Kuvio 5. Kuormituksen aiheuttama kasvu vääntömomentissa eri pyörimisnopeuksilla suhteessa kuomittamattomaan tilanteeseen.

Kuvioista 6 ja 7 havaitaan, että alle 1800 1/min pyörimisnopeudella liike on tasaista. Vääntömomentin nousu menoliikkeen 2,5 s:n jälkeen kuvaa rakenteesta johtuvaa kitkaa, kun kuorman aluslevy ottaa kiinni runkoon ja liukuu sitä pitkin. Hitaammilla pyörimisnopeuksilla kuvaajat säilyvät kriittisen nopeuden suhteen tasisina, mutta kuten kuviosta 8 havaitaan, valmiiksi taipunut ruuvi aiheuttaa sitä suurempaa pyörimisnopeuden vaihtelua mitä hitaammin ruuvi pyörii. Taipuman aiheuttamalla värinällä on todennäköisesti myös kriittistä nopeutta alentava vaikutus, kuten myöhemmin havaitaan.

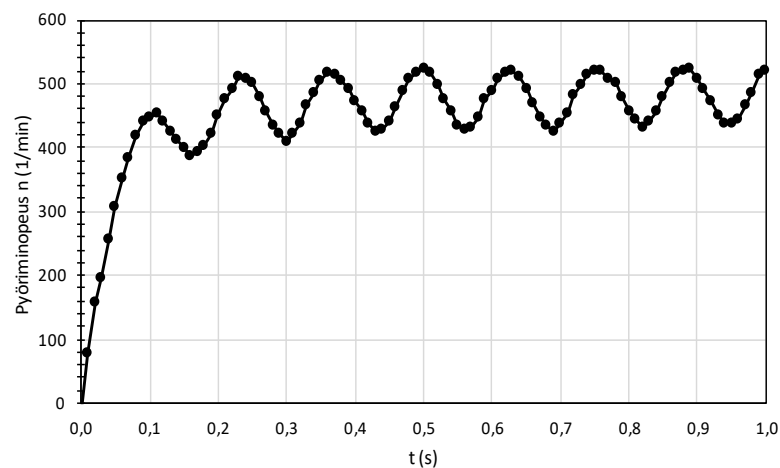
Kuularuuvien ja ylipäättään kuulalaakeroidun rakenteen pieni kitka sekä erityisesti aiemmin mainitun yliajovaran (2.5.2 Kuularuuvien pituudet) tarpeellisuus havaitaan kuviosta 7. Kuormatun kuulamutterin saavuttaessa rajakytkimen noin 4 s:n kohdalla, virta katkeaa ja moottorin vääntömomentti lakkaa äkillisesti. Koska koeajomoottoria ei ole varustettu erillisellä jarrulla, kuorma jatkaa kulkuaan liike-energiensa avulla vielä puoli sekuntia. Kuviosta arvioiden tämä vastaa noin 70 mm:n matkaa. On huomattava, että kyse on monilta ominaisuuksiltaan puutteellisesta käytetystä kuularuuvista. Esimerkiksi yksin kunnollisen voitelun lisääminen saattaa lisätä matkaa merkittävästi, mikä on otettava huomioon yliajovaraa mitoitettaessa.



Kuvio 6. Menoliike kuormalla ja 14 V:n jännitteellä. Musta käyrä kuvaa vääntömomenttia T ja harmaa pyörimisnopeutta n .

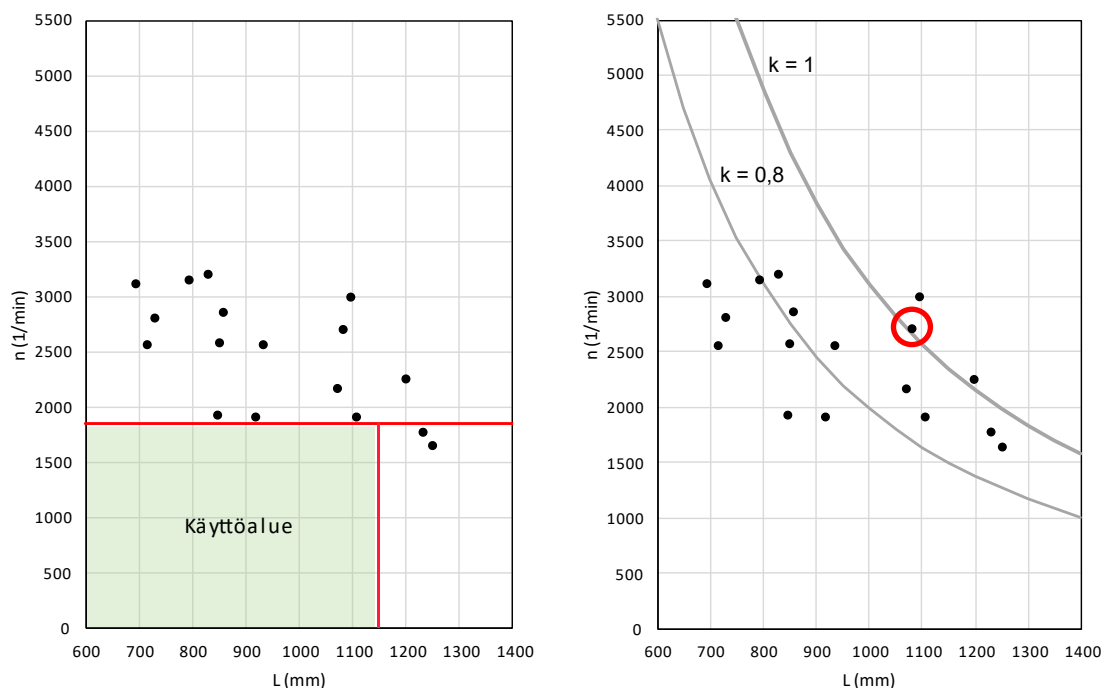


Kuvio 7. Paluuliike kuormalla ja 14 V:n jännitteellä. Musta käyrä kuvaa vääntömomenttia T ja harmaa pyörimisnopeutta n .



Kuvio 8. Pyörimisnopeuden vaihtelu menosuuntaan ensimmäisen sekunnin aikana 6 V:n jännitteellä.

Kuviossa 9 ja 10 mustien arvopisteiden joukko kuvaa koetuloksista havaittuja värähtelykohtia eri pyörimisnopeuksilla n ja suurimmilla vapailla pituuksilla L . Kuviossa 9 laskennallinen kriittinen nopeus ja sitä vastaava vapaa pituus on esitetty punaisilla viivoilla. Nämä rajaavat vaalean vihreän käyttöalueen. Kuvioista havaitaan, että kaikki värähtelyä kuvaavat pisteet sijaitsevat käyttöalueen ulkopuolella, mutta muutamat niistä sijaitsevat kriittisen nopeuden rajalla varmuuskertoimesta huolimatta. Hyötypituutta näyttäisi voitavan hieman kasvattaa tai sen asemaa ruuvilla muuttaa, mutta ei kovin paljon.



Kuvio 9 vasemmalla. Värähtelykohtien pistejoukko sekä kriittisen nopeuden ja sitä vastaavan vapaan pituuden rajaama käyttöalue.

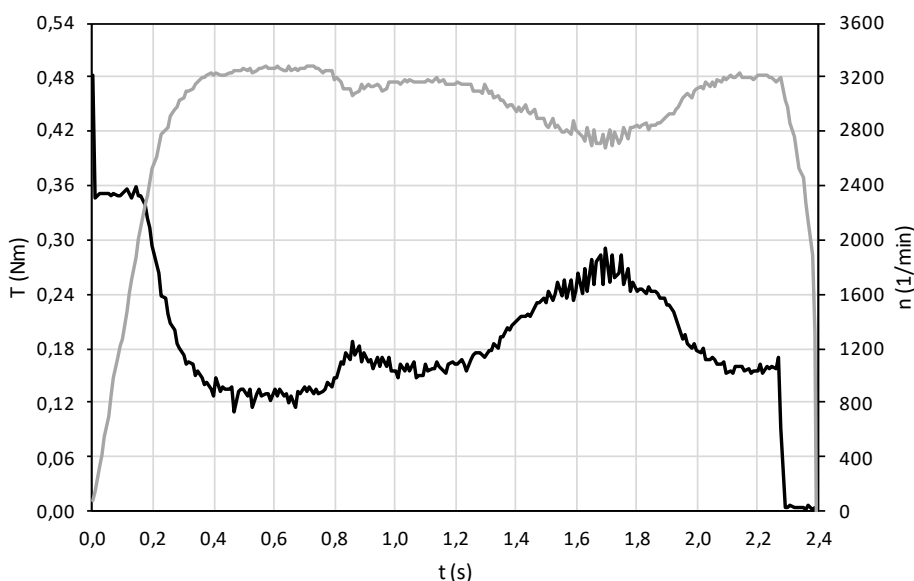
Kuvio 10 oikealla. Harmaat käyrät kuvaavat tutkitun kuularuuvien kriittisen pyörimisnopeuden suhdetta vapaaseen pituuteen varmuuskertoimella ($k = 0,8$) ja ilman ($k = 1$). Punaisella renkaalla on merkitty kuviossa 11 havaittu suuri värähtely.

Ylisuuresta pyörimisnopeudesta on esimerkkinä kuvio 11. Ensimmäisen 4:n sekunnin kymmenyksen aikana moottori kiihdyttää ruuvien jännitettä vastaavaan pyörimisnopeuteen. Värähtely aiheuttaa nopeita muutoksia vääntömomentissa, mistä syytä kuvaajassa esiintyy terävää sahalaita kuviointia. Ruuvien värähtely eskaloituu kahdessa kohtaa, joista ensimmäinen tapahtuu 0,8 s:n jälkeen lyhyesti vastaten kuulamutterin asemana ruuvien keskikohtaa. Siitä alkanut värähtely laan-

tuu hieman seuraavan sekunnin aikana pyrkien jälleen kasvamaan 1,3 s:n jälkeen. Vapaa pituus lähtöpään tukilaakerin ja mutterin välillä on tällöin noin 890 mm. Liikevastuksen kasvaessa nopeus laskee noin 2700 kierrokseen minuutissa. Hetkellinen pyörimisnopeus ja vapaa pituus resonoi ruuvin luonnollisen värähtelytaajuuden kanssa. Tämä havaitaan 1,7 s:n kohdalla ja vastaa noin 1070 mm:n pituutta. Kuviossa 10 luonnollinen värähtelytaajuus vapaan pituuden suhteen on kuvattu käyrällä $k = 1$, jolle edellä mainittu havaintopiste on ympäröity punaisella.

Mutterin edetessä ja vapaan pituuden kasvaessa, värähtely laantuu ja pyörimisnopeus kasvaa lähes alkuperäiseen lukemaan ennen virran katkaisua noin 2,3 s:n kohdalla.

Tämä tulos on mielenkiintoinen siksi, että kuularuuvia näyttäisi voitavan käyttää ylisuurilla pyörimisnopeuksilla niillä kohdin missä vapaa pituus ei kohtaa pyörimisnopeutta luonnollisen värähtelytaajuuden käyrällä ja resonanssia ei synny. On kuitenkin huomattava, että värinän alkulähde ei ole välttämättä pelkästään resonanssitaajuus, vaan myös kiihtyvyyden ja kuormituksen aiheuttama taipuma ruuvissa sekä muut epätarkkuudet ruuvin muodossa. Lisäksi tällaisen käytön tarkka määrittäminen ilman käytännön tutkimusta on vaikeaa ja käytön tarpeellisuus on ylipäätään kyseenalaista.



Kuvio 11. Menoliike 5 kg:n kuormalla ja 24 V:n jännitteellä. Musta käyrä kuvaa vääntömomenttia T ja harmaa pyörimisnopeutta n.

5.3 Virhetarkastelu

Mittausvirheen tarkastelun kannalta digitaalisen oskilloskoopin mittaustarkkuus on vähintään riittävä ja näin ollen sen vaikutus tuloksiin hyvin vähäinen. Sen sijaan tuloksiin sisältyy vääntömomentti- ja pyörimisnopeuskuvioiden tulkinnasta aiheutuvaa epävarmuutta. Näiden suureiden keskiarvo on laskettu kaikissa koeajoissa aina vähintään kolmestakymmenestä mittauspisteestä lukumäärän ollessa sitä suurempi mitä hitaampi pyörimisnopeus on kysymyksessä. Koska ruuvin taipuma yhdessä pyörimisliikkeen kanssa aiheuttaa säännöllistä vaihtelua, tarkasteluvälin pituudella on pyritty luotettavaan keskiarvoon niin, että se sisältää useita vaihtelun syklejä.

Tulosten virheellisyyttä voi lähestyä keskihajonnan avulla, mutta silloin on arvioitava säännöllisen vaihtelun merkitystä keskihajontaan. Mikäli koeajoista valitaan ne, joiden kuvaajista ei voida havaita säännöllistä vaihtelua pyörimisnopeuden suuruuden vuoksi, suhteellinen virhe voidaan muodostaa tarkasteluvälin mittauspisteiden keskihajonnan suhteesta niiden keskiarvoon. Moottorin lähdejännitteen ollessa 10 V ja yli, pyörimisnopeudet ovat niin suuria, että kuvaajat näyttävät keskenään samanlaisilta kriittisen nopeuden aiheuttamia muutoksia lukuun ottamatta. Näiden kuvaajien tarkasteluväleille lasketuista keskihajonnoista ja keskiarvoista on voitu laskea suhteellinen virhe kullekin. Tällä tavoin vääntömomenttien tuloksille on saatu keskimäärin 4,6 %:n ja pyörimisnopeuksille 0,7 %:n suhteellinen virhe. Vääntömomentin ollessa 0,1 Nm:n luokkaa absoluuttiseksi virheeksi saadaan 0,005 Nm.

Pyörimisnopeuden pieni suhteellinen virhe indikoi sitä, että taipuman aiheuttama säännöllinen vaihtelu laskentaan valituista kuvaajista on saatu eliminoitua kohtuullisen hyvin. Vertailun vuoksi taipuman aiheuttaman säännöllisen vaihtelun keskihajonnan suuruus suhteessa pyörimisnopeuden keskiarvoon on hitailla pyörimisnopeuksilla jopa kymmeniä prosentteja.

Lisäksi tuloksiin voi vaikuttaa moottorin vääntömomenttivakion muuttuminen lämpötilan vaikutuksesta toistuvissa koeajoissa. Tätä ei kuitenkaan havaittu aistinvaraisesti moottorin runkoa koskettamalla. Koeajot kestivät suurilla nopeuksilla vain muutaman sekunnin ajan ja niiden välissä pidettiin noin puolen minuutin tauko.

6 POHDINTA

Kuularuuveista on tarjolla paljon kaupallista informaatiota ja lukuisilla valmistajilla on kattavia oppaita sopivien kuularuuvien valintaan. Myös tieteellistä tutkimusta on tarjolla runsaasti, mutta ne liittyvät yleensä johonkin tarkasti määritellyyn ominaisuuteen, kuten kitkan matemaattiseen mallintamiseen. Tutkimusten aiheet olivat mielenkiintoisia, mutta spesifisyyden vuoksi niiden käyttäminen lähteinä tässä opinnäytetyössä ei ollut kovin tarkoituksenmukaista.

Tieteellisen tutkimuksen määrän perusteella voidaan todeta, että kuularuuvi ei ole vanhaa teknologiaa. Kehitystä tapahtuu ja ongelmiin etsitään ratkaisuja. Valmistajia on lukuisia ja käyttökohteita enenevässä määrin. Kuularuuvien jo valmiiksi korkea mekaaninen hyötysuhde korostuu aikana, jossa energiatehokkuudella on yhä suurempi merkitys. Kun tähän lisätään kuularuuveilla saavutettava tarkkuus ja voimansiirtokyky, on niille vaikea löytää vaihtoehtoa. Valmistava ja oikeastaan mikä tahansa teollisuuden ala vaatii yhä nopeampia ja tarkempia ratkaisuja ja niihin kuularuuvi näyttää soveltuvan hyvin. Kaiken kaikkiaan kuularuuvien tulevaisuus näyttää lupaavalta.

Olemassa olevan käytetyn toimilaitteen ominaisuuksien määrittelyssä onnistuttiin niiltä osin, mitä tässä opinnäytetyössä on käsitelty. Kitkamittauksen toteutus oli yksinkertainen, mutta riittävän tarkka laitteen kokonaiskitkan määrittämiseen. Tuloksista muodostettu vääntömomentin tarvetta kuvaava kitkapiirros vastaa muodoltaan muita kitkapiirroksia ja kuormituksen vaikutus kitkan aiheuttamaan vääntömomenttiin on looginen.

Tulosten perusteella voidaan ensinnäkin todeta, että kuularuuvin värinättömään käyttöön liittyy haasteita, mutta toimilaitteella on selkeästi havaittava käyttöalue. Toiseksi käytetty kuormitus on kaukana kuularuuvin rakenteellisista raja-arvoista, mutta riittävä lisäämään merkittävästi kitkaa kuormittamattomaan tilanteeseen verrattuna. Tämä on suoraan yhteydessä puutteelliseen voiteluun ja asennustoleransseihin.

Tiettyjä määrittäviä ominaisuuksia tärkeämpää on saattaa koko laite toiminnallisesti parempaan kuntoon. Voitelun ja suojauksen täydellinen puuttuminen niin kuularuuvien kuin lineaarilaakerien ja johteen osalta vaikuttaa merkittävästi kitkaan ja sitä kautta käyttöikään. Voitelun lisääminen ja ylläpito sallii esijännityksen käyttämisen, mikä parantaa tarkkuutta ja lisää laitteen käyttömahdollisuuksia. Suojauksella puolestaan on ennen kaikkea käyttöturvallisuutta lisäävä merkitys. Vaikka suunniteltu laboratoriokäyttö merkitseekin melko puhdasta käyttöympäristöä, suojauksella parannetaan myös puhtauden hallintaa.

Valmiiksi taipuneen kuularuuvien suoristaminen saattaa olla tarkoitukseen nähden kohtuuttoman suuri operaatio. Sen sijaan kiinnityksiä ja niiden myötä asennustoleransseja voidaan helpostikin parantaa. Pelkkä toimilaitteen kokoaminen huolellisesti uudelleen voi parantaa tilannetta. Mittauksista käy ilmi, että kitkaa lisää myös osien liukuminen toisiaan vasten silloin kun niiden ei pitäisi. Tämä johtuu yksinomaan kuularuuvien tuennan keskeisten mittojen, kuten etäisyys tai korkeusasema, eroista johteeseen nähden toimilaitteen kummassakin päässä.

Liikkeenhallintaan liittyvään laboratoriotyöhön voi kuulua käytön hallintaa epänormaaleissa tilanteissa ja liikkeen optimointia ulkoisilta häiriöiltä. Tähän tarkoitukseen puutteellisestikin toimiva laite on käyttökelpoinen opetusväline, mutta sen rikkominen voitelun, suojauksen tai ylläpidon puuttumisella ei ole perusteltavissa.

Laitetta kannattaa tutkia opinnäytetyömielessä edelleen. Mahdollisia tutkimuksen kohteita ovat esimerkiksi suuremman kuormituksen ja voitelun vaikutus kitkaan ja rakenteeseen tai joidenkin komponenttien uusimisen, ruuvien tuennan muuttamisen tai asennustarkkuuden parantamisen vaikutus laitteen toimivuuteen. Kokonaan oma osa-alueensa on myös lineaarilaakeroinnin ja johteen toiminta yhdessä ja niiden toiminnan parantaminen.

Kuularuuveihin liittyy monia fysikaalisia, teknisiä ja materiaalitekniisiä haasteita, joita tutkitaan ja kehitetään. Näihin asioihin perehtyminen toimilaitetta tutkittaessa on ollut motivoivaa eikä kaikkea ole voitu sisällyttää tähän opinnäytetyöhön.

LÄHTEET

Otaki, T. Development and History of Ball Screws. 1991. Journal of JSPE Oct. 1991. Luettu 14.4.2021.

www.moogscrews.com/evolution/topic-2-1453FD-4048LF.html

Linear Motion Solutions by Thomson. 2020. Luettu 14.4.2021.

www.thomsonlinear.com/downloads/capabilities/Mechanical_Motion_Solutions_cpen.pdf

S-curve Analysis of Screw Technology. 2021. Moogscrews. Luettu 14.4.2021.

www.moogscrews.com/evolution/topic-three-1453FD-4045LF.html

Johnson, J G. n.d. Luettu 14.4.2021.

www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Selecting_Sizing_Ball_Screw_Drives_taeen.pdf

Collins, D. 2018. Ball screw standards: What you need to know about DIN, ISO, and JIS.

www.linearmotiontips.com/ball-screw-standards-what-you-need-to-know-about-din-iso-and-jis

Collins, D. 2015. Common ball screw terms explained. 2015.

www.linearmotiontips.com/common-ball-screw-terms-explained/

Collins, D. 2016. Examining screws from three different angles.

www.linearmotiontips.com/examining-screws-three-different-angles/

Collins, D. What is back driving and why is it important? 2017. Luettu 14.5.2021

www.linearmotiontips.com/what-is-back-driving-and-why-is-it-important/

Ball Screw Assembly Terms and Definition. n.d. PSTGroup. Luettu 20.4.2021.

thepstgroup.com/ball-screw-assembly-terms-and-definitions

Preload and Rigidity. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021

www.steinmeyer.com/en/technology/preload-and-rigidity/

Ball Screw Technical Description. n.d. KSS. Luettu 20.4.2021.

www.kssballscrew.com/us/pdf/catalog/05_v13.3_bs_t.pdf

Precision Lead Accuracy. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021

www.steinmeyer.com/en/technology/precision-accuracy/

KURODA Ball Screws Catalog. n.d. KURODA Precision Industries Ltd. n.d.

www.kuroda-precision.com/products/e-manual_BS.pdf

Ball Screw General Catalog. n.d. THK CO., LTD. Luettu 14.4.2021.

tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=511E_15_BallScrew.pdf

Collins, D. 2019. What's the difference between ball screw critical speed and characteristic speed?

www.linearmotiontips.com/whats-the-difference-between-ball-screw-critical-speed-and-characteristic-speed/

Ballscrews Technical Information. Hiwin Corporation. n.d. Luettu 15.4.2021.

www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf

Gretz, B. 2016. Ball-Screw Design: The Advantages of Internal Ball Returns.

www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21834592/ballscrew-design-the-advantages-of-internal-ball-returns

Collins, D. 2019. What's the difference between ball screw critical speed and characteristic speed?

www.linearmotiontips.com/whats-the-difference-between-ball-screw-critical-speed-and-characteristic-speed/

DN value. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021.

www.steinmeyer.com/en/technology/speed-limits/dn-value/

Compact Caged Ball Screw. n.d. THK CO., LTD. Luettu 14.4.2021.

tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/354E_SDA.pdf

Logan, W. 2018. Caged Balls Boost Lifetime, Reduce Noise.

www.motionsolutions.com/caged-balls-boost-lifetime-reduce-noise/

Spring Preloaded Double Nut. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021

www.steinmeyer.com/en/technology/preload-and-rigidity/nut-designs/spring-preloaded-double-nut/

Generating a Stribeck Curve in a Reciprocating Test. Bruker Corporation. Luettu 15.5.2021.

www.bruker.com/en/products-and-solutions/test-and-measurement/tribometers-and-mechanical-testers/stribeck-curves-in-reciprocating-test.html

Hamrock, Schmid & Jacobson. 2004. Fundamentals of Fluid Film Lubrication.

ISBN 0-8247-5371-2. www.slideserve.com/chavi/conformal-non-conformal-surfaces

Lubrication Regimes Explained. Noria Corporation. n.d. Luettu 10.5.2021.

www.machinerylubrication.com/Read/30741/lubrication-regimes

Johnson, J. Hamper, R Sr., Kellond, K. Selecting a Lubricant for Ball Screws. 2016.

www.machinedesign.com/motors-drives/article/21834700/selecting-a-lubricant-for-ball-screws

Automatic or Manual Grease Lubrication. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021.

www.steinmeyer.com/en/technology/lubrication-and-wipers/grease-lubrication/

Collins, D. 2018. Is oil suitable for ball screw lubrication? Luettu 12.5.2021.
www.linearmotiontips.com/is-oil-suitable-for-ball-screw-lubrication/

Lubrication and Wipers. August Steinmeyer GmbH & Co. KG. n.d. Luettu 25.4.2021.
www.steinmeyer.com/en/technology/lubrication-and-wipers/

Ball Bushing Bearings - History. Thomson Industries. Luettu 12.4.2021.
www.thomsonlinear.com/en/training/ball_bushing_bearings/history_LB

Caged Technology. n.d. THK CO., LTD. Luettu 14.4.2021.
tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/268-5E_cagadtechnology.pdf

Mechanics. n.d. isel Germany AG. Luettu 10.4.2021.
www.isel.com/en/products/mechanics.html

Loads. SKF. Luettu 15.5.2021.
www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads

KUVALÄHTEET

Kuva 1. us.misumi-ec.com/blog/ball-screw-steel-ball-recirculation/

Kuva 2. www.moogscrews.com/evolution/topic-2-1453FD-4048LF.html

Kuvio 1. www.kssballscrew.com/us/pdf/catalog/05_v13.3_bs_t.pdf, s. A804

Kuva 3. www.thomsonlinear.com/en/support/tips/what-is-the-difference-between-pitch-and-lead-when-referring-to-a-screw

Kuva 4. www.kssballscrew.com/us/pdf/catalog/05_v13.3_bs_t.pdf, sivu A802

Kuva 5. www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf. s. 17.

Kuva 6. www.motioncontroltips.com/key-tips-for-specifying-ball-screws/

Kuvat 7, 8 ja 9. www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf, s. 8

Kuvio 2. www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf s. 2

Kuva 10. tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/354E_SDA.pdf s. 2

Kuva 11. www.kssballscrew.com/us/pdf/catalog/05_v13.3_bs_t.pdf s. A820

Kuva 12. www.steinmeyer.com/en/technology/preload-and-rigidity/nut-designs

Kuvio 3. Hamrock, Schmid & Jacobson. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. www.slideserve.com/chavi/conformal-non-conformal-surfaces s. 12

Kuva 14. www.linearmotiontips.com/how-to-protect-ball-screws-in-harsh-environments/

Kuvat 15–20. Oma arkisto

LIITTEET

Liite 1. Lähtötiedot

Kuularuuvi ja mutteri*ISEL Ball Screw Spindle 211 135 2136*

Nimellishalkaisija D	16 mm
Pienin halkaisija d (mitattu)	14,5 ± 1 mm
Pituus L _K (mitattu)	1368 ± 1 mm
Nousu P	10 mm
Materiaali	CF53
Kovuus	60 HRC
Kimmokerroin E	206 GPa
Toleranssiluokka IT7@1400mm	125 µm

ISEL Ball Nut

Ulkohalkaisija	28 mm
Pituus	50 mm
Materiaali	16MnCr5
Staattinen kuormitus C0	6500 N
Dynaaminen kuormitus C	4200 N

Linearijohde ja lineaarilaakerit*ISEL Linear Guide Rail LFS-12-10*

Pituus	1400 mm
Johdetangon halkaisija	12 mm
Johde materiaali	teräs
Taipuma keskellä @50N	0,8 mm
Pienin sallittu vääntömomentti	21 Nm

ISEL Medium Linear Ball Bearing

Pituus	60 mm
Staattinen kuormitus C0	1275 N
Dynaaminen kuormitus C	863 N

Tukilaakerit*KFL000, yksi molemmissa päissä*

Staattinen kuormitus C0	4606 N
Dynaaminen kuormitus C	1906 N

Runko*ISEL 15x75 alumiini profiili*

Pituus	1400 mm
Kimmokerroin E	69 GPa
Hitausmomentti pystysuuntaan I _y	25,93 cm ⁴

Käyttäjän tarpeisiin liittyvät määrittelyt

Hyötypituus	1000 mm
Lineaariliikkeen nopeus	1 m/s
Maksimi kuormitus	5 kg

Liite 2. Mittaustulostaulukko

Moottorin jännite	Pyörimisnopeus ilman kuormaa	Vääntömomentti ilman kuormaa	Pyörimisnopeus kuormattuna	Vääntömomentti kuormattuna
U (V)	n1 (1/min)	T0 (Nm)	n2 (1/min)	T5 (Nm)
-30	-4186	-0,126		
-28	-3845	-0,120		
-26	-3542	-0,110	-3559	-0,120
-24	-3246	-0,103	-3258	-0,123
-22	-2970	-0,096	-2929	-0,112
-20	-2582	-0,094	-2591	-0,110
-18	-2255	-0,088	-2291	-0,098
-16	-1976	-0,085	-1983	-0,096
-14	-1771	-0,084	-1679	-0,086
-12	-1374	-0,079	-1374	-0,085
-10	-1084	-0,074	-1102	-0,080
-8	-801	-0,064	-806	-0,073
-6	-499	-0,058		
-5	-388	-0,056	-388	-0,066
-4	-238	-0,056	-252	-0,058
-3,6			-175	-0,060
-3,5	-141	-0,058		
-3,4			-156	-0,060
-3,3			-147	-0,058
-3	-7	-0,091		
-2	-5	-0,093		
<i>suunnanvaihto</i>				
2	6	0,086		
3	8	0,089		
3,3			7	0,101
3,4			142	0,066
3,5	154	0,058		
3,6			198	0,062
4	245	0,056	247	0,065
5	386	0,057	375	0,075
6	533	0,062		
8	830	0,068	802	0,084
10	1210	0,074	1077	0,093
12	1548	0,078	1389	0,095
14	1850	0,082	1698	0,101
16	2063	0,088	2005	0,107
18	2374	0,092	2284	0,111
20	2679	0,099	2612	0,117
22	2998	0,103	2943	0,124
24	3322	0,107	3258	0,131
26	3625	0,113	3551	0,136
28	3983	0,119		
30	4343	0,118		