LUT-YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Nick Cederström

ROOTTORIKOELAITTEEN LAAKERIPESÄN TUENNAN JÄYKKYYDEN SÄÄDÖN JA LAAKERIN TUKIVOIMAN MITTAUKSEN TOTEUTUSVAIHTOEHDOT

16.3.2021
Työn ohjaaja: Jussi Sopanen
Työn tarkastaja: Eerik Sikanen

TIIVISTELMÄ

LUT-Yliopisto
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Nick Cederström

Roottorikoelaitteen laakeripesän tuennan jäykkyyden säädön ja laakerin tukivoiman mittauksen toteutusvaihtoehdot

Diplomityö

2021

63 sivua, 35 kuvaa, 7 taulukkoa ja 1 liite

Tarkastajat: Prof. Jussi Sopanen
TkT Eerik Sikanen

Hakusanat: Säädettävä jäykkyys, Laakerin tuennan jäykkyys, Roottoridynamiikka, Laakerivoiman mittaus

Tämän diplomityön aiheena on jäykkyydeltään säädettävän laakerin tuennan sekä laakeriin kohdistuvan voiman mittaukseen soveltuvan laitteen kehittäminen roottoritestilaitteeseen. Työ toteutetaan LUT-yliopiston konetekniikan laboratoriolle. Laitteelta vaadittuja ominaisuuksia ovat laakereiden tuennan jäykkyyden muuttaminen roottorin ollessa käynnissä sekä mahdollisuus mitata roottorin massaepäkeskisyydestä aiheutuvien dynaamisten voimien välittymistä laakereille. Laakereiden tuennan jäykkyyden muuttaminen mahdollistaa kriittisten nopeuksien ylittämisen ilman suuria värähtelyjä.

Työssä selvitetään ja vertaillaan olemassa olevia säädettävän jäykkyyden sovelluksia sekä luonnonilmiöitä, joita on mahdollista hyödyntää kyseiseen käyttötarkoitukseen. Työssä mallinnetaan roottoritestilaitteen dynaaminen käyttäytyminen RoBeDyn ohjelmalla. Saatujen lähtöarvojen perusteella tutkitaan eri vaihtoehtoisia toteutustapoja laitteen toteuttamiseksi.

Työssä saatiin tulokseksi suunnittelumalli jatkokehityskelpoisesta toteutusvaihtoehdosta. Suunnitellun mallin toiminta perustuu joustavan kappaleen pituuden muutoksesta aiheutuvaan jäykkyyden muutokseen. Suunnitellulla toteutustavalla laakeritukipisteen jäykkyyttä pystytään muuttamaan tarkasti laajalla 100–2000 kN/m jäykkyysalueella. Valitussa toteutustavassa laakereihin kohdistuvaa voimaa mitataan pyörrevirtoihin perustuvien siirtymäantureiden avulla, joista saatujen siirtymätietojen ja joustavan rakenteen tunnetun jäykkyyden perusteella pystytään määrittämään laakereihin kohdistuvat voimat.

ABSTRACT

LUT University
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Nick Cederström

Options for adjusting the stiffness of the rotor bearing housing support and for measuring the bearing support force in rotor test rig

Master's thesis

2021

63 pages, 35 pictures, 7 tables and 1 appendix

Examiner: Prof. Jussi Sopanen
D.Sc. (Tech.) Eerik Sikanen

Keywords: Adjustable stiffness, Bearing support stiffness, Rotor dynamics, Bearing force measurement

The subject of this master's thesis is the development of a device suitable for adjusting the stiffness of rotor bearing supports and measuring force applied to the bearing in a rotor test device. The work is carried out for the LUT University Mechanical Engineering Laboratory. The required features of the device are the adjusting of the stiffness of the bearing supports while the rotor is running and the possibility to measure the transmission of dynamic forces to the bearings due to the mass eccentricity of the rotor. Adjusting the stiffness of the bearing supports allows critical speeds to be exceeded without large vibrations.

The work investigates and compares the existing applications of adjustable stiffness as well as natural phenomena that can be utilized for that purpose. The dynamic behavior of the rotor test device is modeled with the RoBeDyn program. Based on the obtained initial values, various alternative implementations for implementing the device are investigated.

The result of the work was a design model of a feasible implementation option. The operation of the designed model is based on the change in stiffness due to the change in the length of the flexible part. With the planned implementation, the stiffness of the bearing support point can be accurately changed over a wide stiffness range of 100–2000 kN / m. In the chosen embodiment, the force on the bearings is measured by means of displacement sensors based on eddy currents, from which the displacement data and the known rigidity of the flexible structure make it possible to determine the forces on the bearings.

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ
ABSTRACT
SISÄLLYSLUETTELO
SYMBOLILUETTELO
LYHENNELUETTELO

1 JOHDANTO 9

1.1 Tutkimusongelma 10

1.2 Tavoitteet ja tutkimuskysymykset 10

1.3 Työn rajaus 11

2 ROOTTORIDYNAMIIKKA, LAAKERIN SÄÄDETTÄVÄ TUENTA JA VOIMAN MITTAUS 12

2.1 Roottoridynamiikka 12

2.2 Säädettävän jäykkyyden tuennat 19

2.2.1 Magneettilaakerit 19

2.2.2 Rakokalvovaimentimet 20

2.2.3 Materiaalin ominaisuuksiin perustuva jäykkyyden säätö 23

2.2.4 Paineistettuun kaasuun perustuva jäykkyyden säätö 23

2.2.5 Geometriaan perustuva jäykkyyden säätö 24

2.2.6 Voiman varren pituuden muutokseen perustuva jäykkyyden säätö 25

2.3 Laakeriin kohdistuvan voiman mittaus 26

3 JÄYKKYYDELTÄÄN SÄÄDETTÄVÄN LAAKERITUENNAN SUUNNITTELU 28

3.1 Tehtävän asettelu 28

3.2 Roottoritestilaitteen käyttäytyminen eri laakerijäykkyyksillä 35

3.3 Säädettävän laakeroinnin vaatimukset 39

3.4 Toteutusvaihtoehdot 39

3.5 Toteutustavan valitseminen 42

3.6 Mitoitus 43

4 SUUNNITELLUN LAITTEEN TOIMINTA JA ANALYSOINTI 46

4.1 Suunniteltu kokoonpano ja toiminta 46

4.2 Lujuustarkastelun analysointi 48

4.3 Dynaaminen analyysi 50

4.4 Mallin tarkkuus 54

4.5 Toteutettavuus 54

5 JOHTOPÄÄTÖKSET 56

5.1 Tutkitut vaihtoehdot ja niiden keskeiset ominaisuudet 56

5.2 Ongelmakohdat 58

5.3 Jatkotutkimuskohteet 59

5.4 Laitteella saavutettava hyöty 60

LÄHTEET 61

LIITTEET

LIITE I: Roottoritestilaitteen simulaatiot eri laakereiden tuennan jäykkyyksillä.

SYMBOLILUETTELO

Roomalaiset aakkoset

$\mathbf{A}$	Tilayhtälömatriisi
A_{ef}	Efektiivinen pinta-ala [m^2]
$\mathbf{C}$	Vaimennusmatriisi
c	Vaimennus [Ns/m]
D	Ulkohalkaisija [m]
d	Sisähalkaisija [m]
E	Kimmokerroin [Pa]
e	Epäkeskisyyden etäisyys keskilinjasta [m]
$\boldsymbol{F}$	Voimavektori
$\boldsymbol{F_c}$	Voima cosinin funktiona
$\boldsymbol{F_s}$	Voima sinin funktiona
F_{ub}	Massaepäkeskisyyden aiheuttama voima [N]
$\mathbf{G}$	Gyroskooppimatriisi
$\mathbf{I}$	Yksikkömatriisi
I	Jäyhyys [m^4]
i	Moodin numero
Im	Imagääriosa
J_{xx}	Inertiamomentti x–suunnassa [kgm^2]
J_{yy}	Inertiamomentti y–suunnassa [kgm^2]
J_{zz}	Inertiamomentti z–suunnassa [kgm^2]
$\mathbf{K}$	Jäykkyysmatriisi
k	Jousivakio [N/m]
L	Pituus [m]
$\mathbf{M}$	Massamatriisi
m	Massa [kg]
m_u	Epätasapainomassa [kg]
P	Siirtymän amplitudi [m]
p	Paine [Pa]
$\boldsymbol{q}$	Siirtymävektori
$\dot{\boldsymbol{q}}$	Siirtymävektorin ensimmäinen derivaatta ajan suhteen

$\ddot{\boldsymbol{q}}$	Siirtymävektorin toinen derivaatta ajan suhteen
$\boldsymbol{q_c}$	Siirtymä cosinin funktiona
$\boldsymbol{q_s}$	Siirtymä sinin funktiona
Re	Reaaliosa
t	aika[s]
$\boldsymbol{u}, \bar{\boldsymbol{u}}$	Moodimuodot
V	Tilavuus [m^3]
v	Siirtymä [m]
W	Taivutusvastus [m^3]
x	Siirtymä x–suunnassa [m]
$\dot{x}$	Nopeus x–suunnassa [m/s]
$\ddot{x}$	Kiihtyvyys x–suunnassa [m/s^2]
y	Siirtymä y–suunnassa [m]
$\dot{y}$	Nopeus y–suunnassa [m/s]
$\ddot{y}$	Kiihtyvyys y–suunnassa [m/s^2]
$\boldsymbol{z}, \bar{\boldsymbol{z}}$	Ominaisvektorit

Kreikkalaiset aakkoset

β	Vaihe-ero [rad]
γ	Kaasun lämpökapasiteettien suhde vakiopaineessa ja vakiotilavuudessa
ζ	Vaimennussuhde
Θ	Kaltevuuskulma [rad]
σ	Jännitys [Pa/m^2]
λ	Ominaisarvot
Ω	Kulmanopeus matriisilaskennassa [rad/s]
ω	Kulmanopeus [rad/s]
ω_c	Kriittinen kulmanopeus [rad/s]
ω_n	Luonnollinen kulmanopeus [rad/s]

LYHENNELUETTELO

FEM	Elementtimenetelmä (Finite Element Method)
RoBeDyn	Rotor Bearing Dynamics
SFD	Squeeze Film Damper

1 JOHDANTO

Pyörivät koneenosat ovat yksi tärkeimmistä konetekniikan osa-alueista. Pyöriviä koneenosia käytetään erittäin laajasti eri sovelluksissa teollisuudessa ja yksityisessä käytössä. Esimerkkejä, joissa pyöriviä koneen osia käytetään ovat muun muassa sähkömoottorit, mäntä- ja suihkumoottorit, työstökoneet, turbiinit, voimansiirtolaiteet ja lukemattomat muut käyttökohteet. Yhteistä näille kaikille käyttökohteille on se, että niissä on jokin pyörivä osa, joka on tuettu muuhun rakenteeseen laakeroinnilla. Laitteen pyörivästä osasta käytetään nimitystä roottori ja muuta paikallaan pysyvää osaa rakenteesta kutsutaan staattoriksi.

Roottoreiden massakeskipiste poikkeaa aina hieman pyörimisakselin keskilinjasta. Tämä voi johtua valmistusepätarkkuudesta, materiaalin epähomogeenisyydestä, ulkoisten voimien vaikutuksesta roottoriin tai viimekädessä maan vetovoiman taivuttaessa hieman roottoria. Pyörivä epätasapainomassa aiheuttaa roottoriin dynaamisia voimia, jotka välittyvät muihin rakenteisiin laakereiden välityksellä. Roottoriin vaikuttavat dynaamiset voimat eivät käyttäydy lineaarisesti suhteessa pyörimisnopeuteen vaan kasvavat huomattavasti suuremmiksi tietyillä kierrosalueilla. Näitä nopeuksia kutsutaan kriittisiksi pyörimisnopeuksiksi. Roottorin kriittiseen pyörimisnopeuteen vaikuttaa sen massa, jäykkyys ja gyroskooppinen vaimennus. Näitä ominaisuuksia voidaan muuttaa muuttamalla roottorin geometriaa tai materiaalia. Muuttamalla laakereiden tuennan jäykkyyttä voidaan vaikuttaa roottorin jäykkyyteen ja sitä kautta muuttaa kriittistä pyörimisnopeutta.

Tämän diplomityön aiheena on tutkia eri vaihtoehtoja laakerien tuennan jäykkyyden säätämiseen sekä tutkia minkälaisia vaikutuksia laakereiden tuennan jäykkyyden säätäminen aiheuttaa pyöriville laitteille. Työ tehdään LUT-Yliopiston konedynamiikan laboratoriolle. Työssä suunniteltavat laakereiden tuennan jäykkyydensäätölaitteet mitoitetaan olemassa olevaan roottoritestilaitteeseen. Roottoritestilaitetta on aikaisemmin käytetty aktiivimagneettilaakereiden tutkimiseen. Testilaitteen magneettilaakereiden turvalaakereille on myöhemmin suunniteltu myös öljykalvoperiaatteella toimivat vaimentimet. (Parviainen, 2019)

1.1 Tutkimusongelma

Roottorin pyörimisnopeuden ollessa lähellä kriittistä pyörimisnopeutta se värähtelee huomattavan voimakkaasti verrattuna muihin pyörimisnopeuksiin. Värähtelystä aiheutuu suuria voimia rakenteille, jolloin ne rikkoontuvat nopeammin. Jos roottoria halutaan pyörittää yli kriittisen pyörimisnopeuden, joudutaan roottoria pyörittämään hetkellisesti kriittisellä pyörimisnopeudella. Tämä kriittisen pyörimisnopeuden ylitys voi aikaansaada laitteen rikkoutumisen tai väsyttää rakenteita suunnitellusta poikkeavalla tavalla. Kriittisen pyörimisnopeuden ylitys on mahdollista saavuttaa myös muuttamalla laakereiden tuentaa ja tätä kautta muuttaa nopeasti roottorin kriittistä pyörimisnopeutta.

Aluksi roottoria pyöritetään laakerit jämäkästi tuettuna pyörimisnopeudella, joka on lähellä kriittistä pyörimisnopeutta. Tämän jälkeen laakereiden tuentaa löysätään, jolloin roottorin kriittinen pyörimisnopeus muuttuu pienemmäksi kuin sen pyörimisnopeus sillä hetkellä on. Nyt kriittinen pyörimisnopeus on ylitetty ajassa, joka on kulunut laakereiden jäykkyyden muuttamiseen. Tämän jälkeen roottoria voidaan edelleen kiihdyttää laakereiden tuennan ollessa löysä. Seuraavan kriittisen pyörimisnopeuden lähestyessä laakereiden tuenta voidaan vuorostaan jäykistää, jolloin kriittinen pyörimisnopeus muuttuu jälleen ja roottoria voidaan kiihdyttää edelleen. Vuorottelemalla laakereiden tuennan jäykkyyttä voidaan kriittiset nopeudet ylittää nopeasti eikä roottorin tarvitse toimia varsinaisesti vältettävällä pyörimisnopeusalueella. Vastaavasti kun roottorin pyörimisnopeutta halutaan laskea, proseduuri toistetaan, mutta päinvastaisessa järjestyksessä.

1.2 Tavoitteet ja tutkimuskysymykset

Työn tavoitteena on löytää konseptiratkaisu roottoritestilaitteen laakereiden tuennan jäykkyyden säätämiseen. Tavoitteena on tutkia ominaisuuksia, joita säätölaitteella on tai joita sillä voidaan saavuttaa. Työssä tutkitaan myös simulaatiomallien avulla säätölaitteella säädettyjen laakereiden vaikutusta roottorin käyttäytymiseen. Laitteella tulisi pystyä muuttamaan roottoritestilaitteen laakereiden tuennan jäykkyys- ja vaimennusominaisuuksia sillä tarkkuudella ja toiminta-alueella, että roottorin pyörimisnopeus voidaan kiihdyttää haluttuun pyörimisnopeuteen vaihtelemalla kriittistä pyörimisnopeutta sitä mukaa kun se alkaa lähestyä. Lähestyttäessä kriittistä nopeutta laakereihin kohdistuvat voimat kasvavat. Laitteessa tulisi olla ominaisuus, jolla laakereihin kohdistuva voima voidaan mitata.

Tutkimuskysymyksiä:

- Onko jo kehitetty vastaavaa laitetta?
- Mitä etuja erityyppisillä jäykkyydensäätömenetelmillä on?
- Kuinka laakereihin vaikuttava voima mitataan?
- Mikä aiheuttaa ongelmia tuennan jäykkyyden säädettävyydessä?
- Kuinka suurta hyötyä laakereiden tuennan jäykkyyden säädöllä saavutetaan?

1.3 Työn rajaus

Työn aiheen laajuuden vuoksi tässä työssä tutkitaan vain ratkaisuvaihtoehtoja tutkimusongelmaan teoreettisella tasolla. Laitteen toiminnasta tehdään suunnitelmat, mutta laitetta ei valmisteta tämän työn puitteissa. Tämän takia laitteen toiminnan varmistamiseksi tehtäviä mittauksia ei voida tehdä. Suunniteltavan laitteen toteutustavan valinnassa painotetaan yksinkertaista toteutustapaa, jonka toiminta voidaan kokonaisuudessaan käsitellä tämän työn puitteissa.

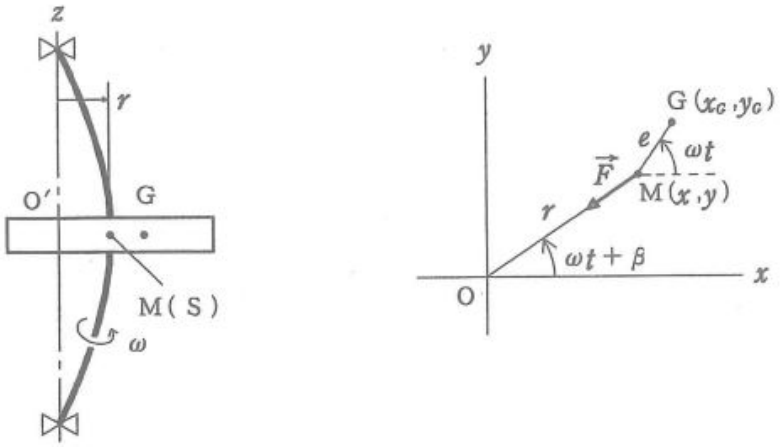
2 ROOTTORIDYNAMIIKKA, LAAKERIN SÄÄDETTÄVÄ TUENTA JA VOIMAN MITTAUS

Työn kirjallisuuskatsauksessa käydään läpi roottorin dynaamiseen mallintamiseen apuna käytettävää teoriaa sekä elementtimenetelmää, jota käytetään tietokoneavusteisessa laskennassa. Katsauksessa perehdytään olemassa oleviin tutkimuksiin ja muuhun materiaaliin, jotka käsittelevät säädettävän jäykkyyden toteutustapoja.

2.1 Roottoridynamiikka

Roottoridynamiikassa tutkitaan pyörimisestä aiheutuvien dynaamisten ilmiöiden vaikutusta kappaleen käyttäytymiseen. Roottorin ja sen tukirakenteiden suunnittelussa on otettava huomioon roottorin pyörimisestä aiheutuvat voimat ja värähtelyt. Keskeinen tavoite roottorin suunnittelussa on pyrkiä suunnittelemaan se siten, että värähtelyn amplitudi on mahdollisimman pieni. Tutkittavia asioita roottoridynamiikassa on roottorin pyörimisen kriittiset nopeudet, massaepäkeskisyyden vaikutus roottoriin, värähtelymuodot ja tukirakenteisiin kohdistuvat voimat. (Krämer 1993 s. 3)

Kuvassa 1 on esitetty yksinkertaistetun roottorin havainnekuva ja siihen vaikuttavat voimat. Kuvassa esitetty roottori on tuettu päistä laakereilla, jonka keskilinjaa kuvaa viiva O′. Roottorissa on kiekko, jonka geometristä keskipistettä kuvaa piste M. Massakeskipistettä kuvaa piste G. Geometrisen keskipisteen etäisyys massakeskipisteeseen on e. Akseli on yksinkertaisuuden vuoksi massaton eikä se vaimenna värähtelyä. Kiekon massa on m. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 9)



Kuva 1. Yksinkertaistetun roottorin havainnekuva (Yamamoto & Ishida 2001, s. 9).

Pyörivään roottoriin vaikuttavat liikeyhtälöt saadaan seuraavilla kaavoilla.

$$m\ddot{x} + kx = me\omega^2 cos\omega t \tag{1}$$

$$m\ddot{y} + ky = me\omega^2 sin\omega t \tag{2}$$

Joissa m on kiekon massa, $\ddot{x}$ ja $\ddot{y}$ kiihtyvyydet, k akselin jäykkyys, x ja y siirtymät. Massakeskipisteen etäisyys akselin keskilinjasta on e. Roottorin kulmanopeus on ω ja t on aika**.** (Yamamoto & Ishida 2001, s. 9)

Yksinkertaistetun roottorin kriittinen kulmanopeus saadaan seuraavasti.

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3}$$

Missä ω_c on kriittinen kulmanopeus. Kriittiseen nopeuteen vaikuttaa akselin jäykkyys ja kiekon massa. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 9)

Kiekon geometrisen keksipisteen siirtymiä x ja y voidaan tarkastella seuraavilla kaavoilla.

$$x = Pcos(\omega t + \beta) \tag{4}$$

$$y = Psin(\omega t + \beta) \tag{5}$$

Kaavoissa P kuvaa siirtymän amplitudia ja β vaihe-eroa. Siirtymien laskemiseksi täytyy ensin laskea kiekon geometrisen keskipisteen amplitudi ja vaihe-ero seuraavilla kaavoilla. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 10)

$$P = e\frac{\omega^2/\omega_c^2}{1-\omega^2/\omega_c^2} \tag{6}$$

$$\beta = \begin{cases} 0 & kun\ \omega < \omega_c \\ -\pi & kun\ \omega > \omega_c \end{cases} \tag{7}$$

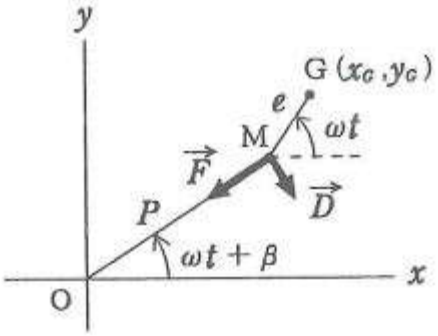
Sijoittamalla amplitudi P kaavoihin 4 ja 5 saadaan siirtymät laskettua. On huomioitava, että kuvassa 1 esitetty $r = P$ kaavassa 6. Siirtymät noudattavat seuraavia ehtoja. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 10)

$$P \rightarrow \infty, kun\ \omega = \omega_c \tag{8}$$

$$x, y \rightarrow \infty, kun\ P = \infty \tag{9}$$

Jos kulmanopeutena käytetään kaavasta 3 saatua kriittistä kulmanopeutta roottorin värähtelyn amplitudi kasvaa äärettömän suureksi. Vastaavasti siirtymät kasvavat. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 10)

Yksinkertaistetun roottorin tarkastelu ei ota huomioon järjestelmässä esiintyvää vaimennusta. Luonnossa esiintyvissä värähtelevissä systeemeissä on kuitenkin aina jonkun suuruinen vaimennus. Alla olevassa kuvassa 2 on esitetty voimakuvaaja roottorista, jossa vaimennus on otettu huomioon. $\vec{D}$ kuvaa vaimennuksen vaikutusta järjestelmään. Vaimennus vaikuttaa liikkeensuuntaan nähden vastakkaiseen suuntaan. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 12)



Kuva 2. Vaimennuksen huomioon ottavan roottorin voimakuvaaja (Yamamoto & Ishida 2001, s. 11).

Vaimennetun järjestelmän liikeyhtälöt on esitetty seuraavissa kaavoissa.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 cos\omega t \tag{10}$$

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = me\omega^2 sin\omega t \tag{11}$$

Joissa vaimennusta kuvaa kerroin c. $\dot{x}$ ja $\dot{y}$ kuvaavat kiekon tarkastelupisteen nopeutta X- ja Y-suunnassa. Vaimennetun järjestelmän värähtelyn amplitudi ja vaihe-ero saadaan seuraavista kaavoista. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 12)

$$P = \frac{e\omega^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega^2)^2 + (\frac{c\omega}{m})^2}} \tag{12}$$

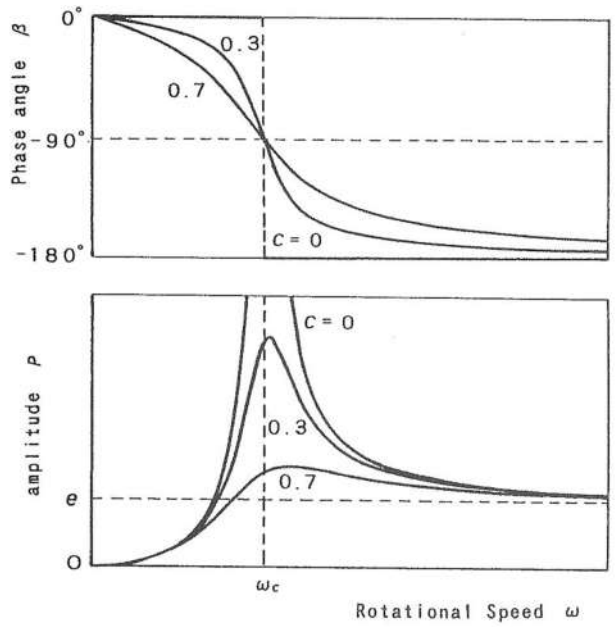
$$tan\beta = \frac{-c\omega/m}{\omega_c^2 - \omega^2} \tag{13}$$

Sijoittamalla amplitudi ja vaihe-ero seuraaviin kaavoihin saadaan laskettua tarkastelupisteen siirtymät. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 12)

$$x = Pcos(\omega t + \beta) \tag{14}$$

$$y = Psin(\omega t + \beta) \tag{15}$$

Kuvassa 3 on esitetty vaimennuksen vaikutusta roottorin värähtelyn amplitudiin ja vaihekulmaan. Kuvaajasta havaitaan, että vaimennus vaikuttaa merkittävästi värähtelyn amplitudin suuruuteen. (Yamamoto & Ishida 2001, s. 13)



Kuva 3. Vaimennuksen vaikutus rootorin värähtelyyn (Yamamoto & Ishida 2001, s. 9).

Edellä esitetyissä esimerkeissä käsiteltiin hyvin yksinkertaistettua roottoria. Monimutkaisempien roottoreiden mallintamisessa käytetään elementtimenetelmää (Finite Element Method, FEM). Menetelmä perustuu tutkittavan kappaleen jakamiseen useaan pieneen osaan eli elementtiin. Jokaisella elementillä on omat jäykkyys, massa ja geometriset ominaisuudet. Tutkittavan kappaleen jakaminen elementteihin mahdollistaa eri kohdissa geometrialtaan ja ominaisuuksiltaan vaihtelevien roottoreiden dynaamisen simuloinnin. Elementit ovat kiinni toisissaan kuvitteellisilla solmuilla, joiden välityksellä elementit vuorovaikuttavat toisiinsa. Kappaleen fyysisiä siirtymiä tarkastellaan näissä solmukohdissa. (Genta 2005, s–156).

Elementtimenetelmää käytettäessä laskenta muuttuu monimutkaisemmaksi ja roottorin ominaisuuksia käsitellään matriisimuodossa. Seuraavassa kaavassa on esitetty roottorin liikeyhtälö matriisimuodossa.

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{q}} + (\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G})\dot{\boldsymbol{q}} + \mathbf{K}\boldsymbol{q} = \boldsymbol{F}(t) \tag{16}$$

Kaava 16 on vastaava kuin aikaisempien esimerkkien liikeyhtälö, mutta nyt huomioidaan myös massan pyörimisestä johtuvat gyroskooppiset voimat. Kaavassa 16 **M** on massamatriisi. **C** on vaimennusmatriisi. **G** on kulmanopeudesta Ω riippuva

gyroskooppimatriisi. **K** on jäykkyysmatriisi. $\boldsymbol{q}$ on solmujen vapausasteiden siirtymiä kuvaava siirtymävektori. $\dot{\boldsymbol{q}}$ ja $\ddot{\boldsymbol{q}}$ on siirtymävektorin ensimmäinen ja toinen derivaatta ajan suhteen eli nopeus ja kiihtyvyys. $\boldsymbol{F}$ on voimavektori, joka muuttuu ajan t funktiona. Roottorin laakereiden jäykkyys ja vaimennusominaisuudet huomioidaan vaimennus- ja jäykkyysmatriiseissa. (Chen & Gunter 2005, s. 315)

Tutkittaessa roottorin luonnollisia taajuuksia tarvitaan ensin seuraavan kaavan mukainen tilayhtälömatriisi.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} & -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G}) \end{bmatrix} \tag{17}$$

Missä **A** on tilayhtälömatriisi, **0** on nollamatriisi ja **I** on yksikkömatriisi. Tasapainotilan matriisi sijoitetaan seuraavaan kaavaan. (Chen & Gunter 2005, s. 315)

$$\mathbf{A}\boldsymbol{z} = \lambda\boldsymbol{z} \tag{18}$$

Missä λ on ominaisarvo ja $\boldsymbol{z}$ on ominaisvektori. Ominaisvektrori määritellään seuraavasti. (Inman 2014. s. 402)

$$\boldsymbol{z}_i = \begin{bmatrix} \boldsymbol{u}_i \\ \lambda_i \boldsymbol{u}_i \end{bmatrix} \qquad \bar{\boldsymbol{z}}_i = \begin{bmatrix} \bar{\boldsymbol{u}}_i \\ \bar{\lambda}_i \bar{\boldsymbol{u}}_i \end{bmatrix} \tag{19}$$

Vaimennetun järjestelmän ominaisarvot ovat kompleksilukuja, jolloin $\bar{\boldsymbol{z}}$ on kompleksikonjugaatti. Kaavassa 19 $\boldsymbol{u}$ ja $\bar{\boldsymbol{u}}$ ovat kappaleen moodimuodot eli muodot, jolla roottori värähtelee. Alaindeksi i tarkoittaa moodin numeroa. Moodimuodoista saadaan laskettua roottorin pyörähdysmuodot (eng. whirling modes). Roottorin luonnolliset taajuudet saadaan laskettua seuraavalla kaavalla. (Inman 2014. s. 402)

$$\omega_n = \sqrt{Re(\lambda_i)^2 + Im(\lambda_i)^2} \tag{20}$$

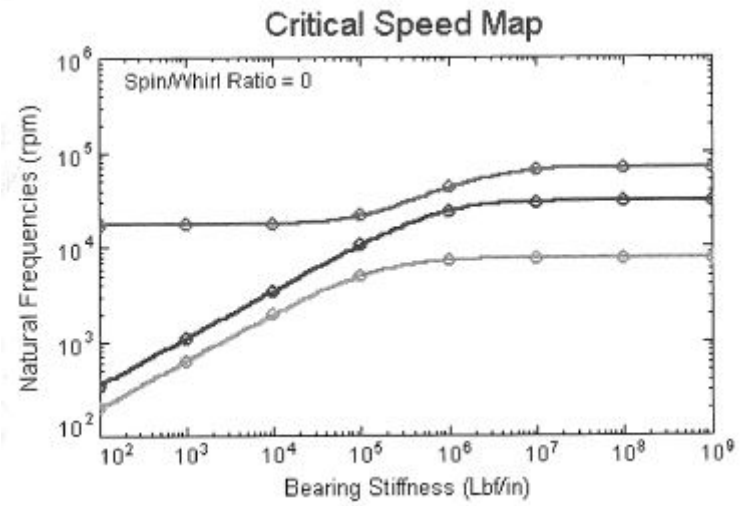
Missä ω_n on luonnollinen taajuus. Re ja Im tarkoittaa ominaisarvon reaali- ja imaginaariosaa. Vaimennussuhde saadaan seuraavalla kaavalla. (Inman 2014. s. 404)

$$\zeta_i = \frac{-Re(\lambda_i)}{\sqrt{Re(\lambda_i)^2 + Im(\lambda_i)^2}} \tag{21}$$

Missä ζ on vaimennussuhde. (Inman 2014. s. 404)

Elementtimenetelmällä laskenta on monimutkaista, joten se tehdään tietokoneella. Tässä työssä käytetään LUT-Yliopistolla kehitettyä RoBeDyn-nimistä Matlab-kirjastoa, jolla voi mallintaa roottorin ja sen tukirakenteiden käyttäytymistä. RoBeDyn nimi tulee sanoista Rotor Bearing Dynamics. Ohjelmalla saadaan graafiset kuvaajat värähtelymuodoista ja siirtymistä sekä Campbell diagrammi, josta nähdään kriittiset nopeudet. (Sopanen 2009)

Laakereiden tuennan jäykkyyden vaikutuksen tutkimisessa voidaan käyttää kuvassa 4 esitettyä kriittisten nopeuksien kuvaajaa (eng. critical speed map). Kuvaaja muodostetaan tekemällä testisimulointeja eri tuennan jäykkyyksillä ja interpoloimalla kuvaaja laskettujen arvojen välille. Kuvaajasta nähdään, että laakereiden tuennan jäykkyyden lisääminen muuttaa kriittisiä nopeuksia vain tiettyyn pisteeseen saakka, jonka jälkeen jäykkyyden lisäämisellä ei ole vaikutusta. (Chen & Gunter 2005. s. 183)



Kuva 4. Kuvaaja kolmesta enismmäisestä kriittisestä pyörimisnopeudesta laakereiden jäykkyyden suhteen (Chen & Gunter 2005. s. 183).

2.2 Säädettävän jäykkyyden tuennat

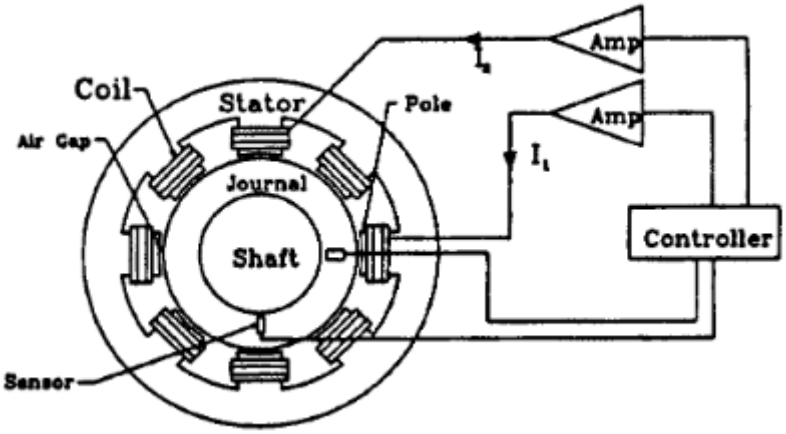
Tässä kappaleessa tutustutaan ja kartoitetaan olemassa olevia laakereiden jäykkyyden ja vaimennuksen säätöön olemassa olevia toteutustapoja. Kappaleessa tutkitaan eri luonnonilmiöitä, joita on mahdollista hyödyntää toteutettavan laakereiden jäykkyydensäätölaitteen toteutuksessa.

Roottorin värähtelyiden vähentämiseksi on kehitetty useita erilaisia toteutustapoja. Toteutustavat voidaan jakaa kolmeen pääryhmään: passiivisiin, puoliaktiivisiin ja aktiivisiin. Passiivisiin toteutustapoihin luokitellaan menetelmät, joissa roottorin pyöriminen lopetetaan säätämisen ajaksi. Tällaisia ovat esimerkiksi painojen lisääminen roottoriin tai laakereiden vaihtaminen. Puoliaktiivisissa toteutustavoissa järjestelmän ominaisuuksia kuten vaimennusta ja jäykkyyttä voidaan säätää roottorin pyöriessä. Aktiivisissa toteutustavoissa roottorin värähtelyä seurataan jatkuvasti antureilla ja järjestelmän ominaisuuksia voidaan säätää reaaliaikaisesti. (Blanco-Ortega & al 2012, s. 214)

2.2.1 Magneettilaakerit

Magneettilaakereissa liikkuvat osat eivät kosketa toisiaan. Laakerissa pyörivän ja paikallaan pysyvän osan välille muodostetaan magneettikenttä, jossa pyörivä osa pääsee leijumaan vapaasti. Magneettilaakeri voi olla aktiivinen tai passiivinen. Aktiivisessa magneettilaakerissa sensorilla tarkkaillaan akselin siirtymiä ja voidaan säätää kelojen virtaa, joka vaikuttaa akselin sijaintiin suhteessa staattoriin. Passiivisessa magneettilaakerissa käytetään kestomagneetteja, joiden magneettikenttien välissä roottorin akseli pyörii. (Earl, Ramendra 2003, s. 637)

Aktiivisesti ohjattu magneettilaakeri koostuu kuvassa 5 esitetyistä komponenteista. Laakerin toiminta perustuu staattorin napojen ja akselin väliseen magneettiseen vetovoimaan. Keloihin syötetty sähkövirta muodostaa magneettikentän staattorin napoihin. Roottorissa on vastakkainen magneettisuus, joka vetää roottoria staattoria kohti. Staattorissa on aseteltuna napoja tasaisesti joka puolelle suhteessa roottoriin, jolloin roottori pysyy tasapainoasemassa lähes keskellä koskematta staattoriin. Sensoreilla tarkkaillaan roottorin asemaa ja niistä saadun tiedon perusteella kelojen virtaa muutetaan ja saadaan roottori pysymään jatkuvasti lähellä keskiasentoa. (Schweitzer 2002)

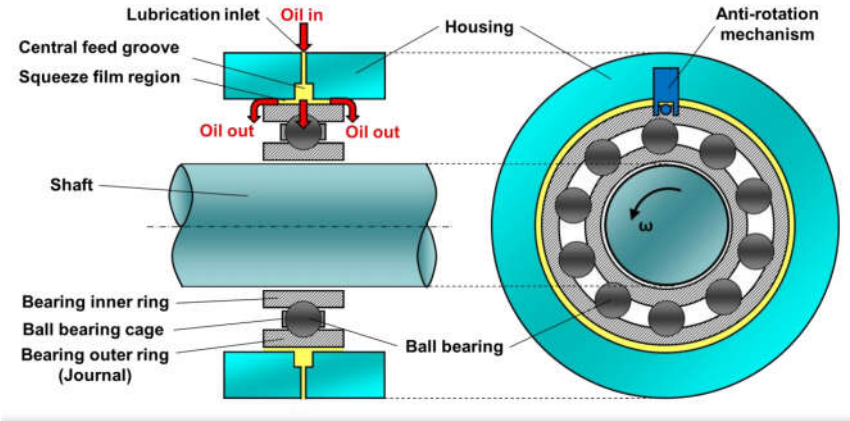


Kuva 5. Aktiivisesti ohjattu magneettilaakeri (Fittro & Knospe 2002, s. 238).

Kestomagneeteilla toimivassa magneettilaakerissa roottorin akseli pääsee liikkumaan laakerin tukisuuntaan nähden. Roottorin liikkuessa lähemmäs staattorin napaa energiaa varastoituu magneettikenttään vastaavalla tavalla kuin jouseen jousta puristettaessa. Erona mekaaniseen potentiaalienergian varastoitumiseen on se että, magneettikenttään varastoituva energia kasvaa eksponentiaalisesti, kun esimerkiksi jouseen varastoituva energia kasvaa lineaarisesti sitä puristettaessa. Kestomagneeteilla toteutetun laakeroinnin ongelmana on, ettei sen jäykkyyttä voi säätää jälkikäteen. Ongelmana on lisäksi huonot vaimennusominaisuudet. (Premkumar, Mohan & Sivamani 2017)

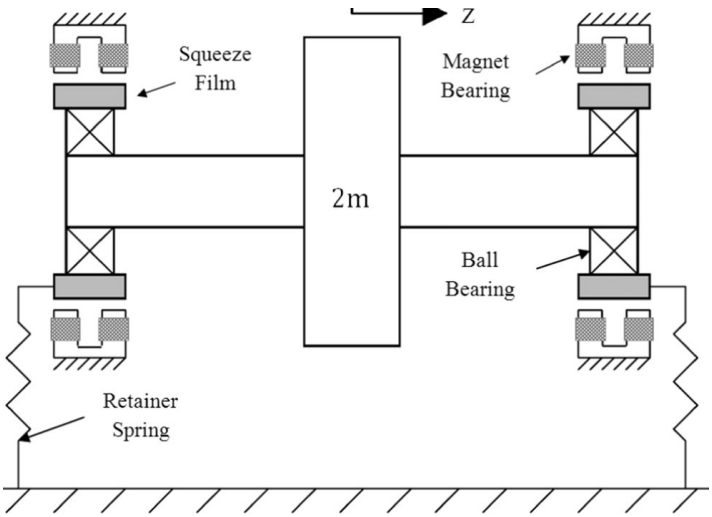
2.2.2 Rakokalvovaimentimet

Rakokalvovaimentimet (eng. squeeze film dampers (SFD)), joista käytetään myös nimitystä öljykalvovaimentimet, perustuvat öljyn viskositeetista johtuvaan vaimennukseen. Öljykalvovaimentimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 6. Laakerin ympärillä on ohut rako, jossa laakeri pääsee liikkumaan kehän suuntaisesti. Laakerin ulkokehä ei kuitenkaan pyöri vapaasti öljykalvoa vasten. Tämä estetään pyörimisen estävällä mekanismilla. Laakerin ulkokehän ja laakeripesän väliin jäävä rako on täytetty öljyllä, joka vastustaa laakerin liikkeitä. Öljykalvo voi olla joko paineistettu tai paineistamaton. (Goodwin 1989, s 48–49)



Kuva 6. Öljykalvovaimentimen toimintaperiaate (San Andrés 2010).

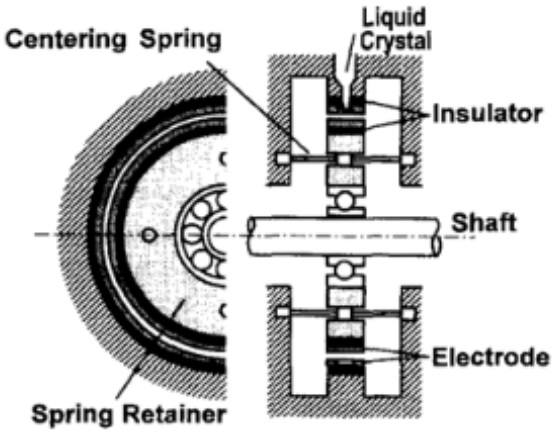
Öljyn viskositeetti eli sisäinen kitka riippuu öljyn laadusta ja lämpötilasta. Öljyllä toimivan rakokalvovaimentimen vaimennusominaisuuksia ei voida juuri muuttaa reaaliaikaisesti. Käytettävän öljyn laatua tai lämpötilaa muuttamalla vaimennusominaisuuteen voidaan vaikuttaa, mutta reaaliaikeinen säätö on hankalaa tällä tavoin. Toinen vaimennukseen vaikuttava tekijä on öljykalvon paksuus. Öljykalvolle varatun raon suuruutta muuttamalla muuttuu myös vaimennusominaisuudet. Öljykalvovaimentimien yhteyteen voidaan asentaa myös tuennan jäykkyyteen vaikuttavia joustavia komponentteja. Yhdistämällä öljykalvovaimentimen vaimennusominaisuudet ja magneettilaakerin joustavuuden säädettävyys saadaan molempien menetelmien hyvät puolet yhdistettyä. Kuvassa 7 on esitetty öljykalvovaimentimen ja magneettilaakerin yhdistelmä. (Heidaria & Safarpourb 2016)



Kuva 7. Öljykalvovaimentimen ja magneettilaakerin yhdistelmä (Heidaria & Safarpourb 2016).

Magneettilaakereilla tuetun ja öljykalvovaimentimella vaimennetun laakeroinnin heikkona puolena on magneettilaakereiden rajalliset jäykkyysominaisuudet sekä monimutkainen rakenne. Öljykalvovaimentimien yhteyteen on asennettu myös toimilaitteita, joilla saadaan tuettua kuulalaakeri tiukasti öljykalvovaimennus osan laitaan kiinni, jolloin öljykalvon vaimennus lakkaa ja laakeri on jäykästi tuettu. Tällä menetelmällä tuennan jäykkyyden tai vaimennuksen tarkka hallinta on hankalaa. Toimilaitteessa on käytännössä vain kaksi vaihtoehtoa, joko tuenta on jäykkä tai tuenta on vaimennettu öljykalvolla. Tuennan muutos tapahtuu hyvin nopeasti ja sillä on mahdollista siirtyä kriittisten nopeusalueiden ohitse ilman suuria värähtelyjä. (Changsheng, Robb & Ewins 2001, s. 1264–1269)

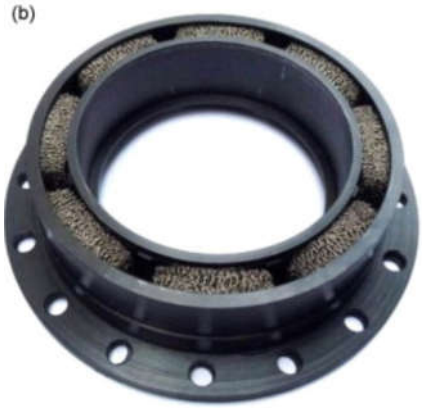
On kuitenkin kehitetty tapa, jolla voidaan säätää kalvovaimennuksen toimintaperiaatteella toimivia vaimentimia. Käyttämällä nestekidettä (eng. Liquid Chrystals (LC)) vaimennusnesteenä laakerin ympärillä voidaan sähkökenttää muuttamalla säätää nesteen vaimennusominaisuuksia reaaliaikaisesti. Sähköreologiset nesteet voivat muuttaa olomuotoaan kiinteästä nesteeksi välittömästi sähkökentän muuttuessa. Kuvassa 8 on esitetty nestekidettä käyttävän kalvovaimentimen toimintaperiaate. Vaimennuksen säätäminen on mahdollista toteuttaa usealla elektrodilla, jolloin vaimennus on mahdollista säätää eri suuntiin eri suuruiseksi. (Young-Kong, Shin & Bo-Suk 1998, s. 1197–1103)



Kuva 8. Nestekidevaimentimen toimintaperiaate (Young-Kong, Shin & Bo-Suk 1998, s. 1100).

2.2.3 Materiaalin ominaisuuksiin perustuva jäykkyyden säätö

Materiaalin sisäisiä ominaisuuksia muuttamalla voidaan vaikuttaa sen jäykkyyteen. Kiinteän aineen jäykkyyttä kuvaa sen kimmokerroin. Kimmokertoimeen vaikuttaa materiaalin mikrorakenne. Joidenkin metalliseosten kiderakennetta voidaan muuttaa kohtuullisen alhaisissa lämpötiloissa. Esimerkki tällaisesta metalliseoksesta on nikkelin ja titaanin seos nitinol jossa on noin puolet molempia alkuaineita. Seos on muistimetalliseos (eng. Shape Memory Alloy) eli siihen syntyvät plastiset muodonmuutokset palautuvat ennalleen sitä lämmitettäessä. Seoksen kimmokerroin on 20 °C lämpötilassa 23.1 GPa ja 90 °C lämpötilassa 61.3 GPa. Asentamalla nitinol seoksesta tehtyä verkkoa kuvan 9 osoittamalla tavalla laakeripesän ympärille saadaan laakerille joustava tuenta. Lämmittämällä tai jäähdyttämällä metalliverkkoa voidaan muuttaa sen jäykkyysominaisuuksia. (Yanhong & all 2015)



Kuva 9. Muistimetallivaimennin (Yanhong & all 2015).

2.2.4 Paineistettuun kaasuun perustuva jäykkyyden säätö

Ilma tai kaasujousien käyttö on yleinen tapa vaimentaa värähtelyä etenkin liikkuvissa kulkuneuvoissa esimerkiksi junissa ja autoissa. Kaasujousien hyvänä puolena verrattuna tavallisiin kierrejousiin on niiden pieni koko suhteessa energian varastointikykyyn. Kaasujousien hyvänä puolena on myös mahdollisuus muuttaa jousen jäykkyyttä ja pituutta käytön aikana. (Presthus 2002, s. 9–13)

Kaasujousen toiminta perustuu energian varastoitumiseen paineistettuun kaasuun. Kaasun paine muuttuu jousessa tilavuuden muutoksen takia. Tilavuuden muutoksen aiheuttaa jouseen kohdistettu voima. Kaasujousen paine ja paineen vaikuttavan pinta-alan tulo on yhtä

suuri kuin jouseen vaikuttava voima tasapainotilanteessa. Kaasun määrää kaasujousessa voidaan kasvattaa ulkopuolisella pumpulla, jolloin kaasujousen pituus kasvaa. Vastaavasti kaasumäärän pienentäminen lyhentää jousta. Kaasujousen dynaaminen jousivakio saadaan seuraavasta kaavasta. (Spiroiu 2018, s. 25)

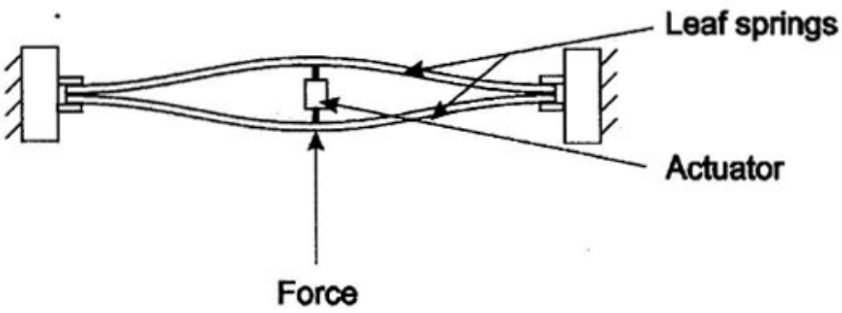
$$k = \frac{A_{ef}^2 p\gamma}{V} \tag{23}$$

Kaavassa 23 k on jousivakio, A_{ef} on pinta-ala, johon paine vaikuttaa. p on jousen paine. γ on kaasun lämpökapasiteettien suhde vakiopaineessa ja vakiotilavuudessa. Ilmalle γ arvo on 1.4. V on jousen kaasusäiliön tilavuus. (Spiroiu 2018, s. 25)

Kaasujousen jäykkyyteen voidaan vaikuttaa muuttamalla vaikuttavaa pinta-alaa, painetta tai tilavuutta. Kaasujousen jousivakio pysyy vakiona, jos jousen tilavuus pienenee samassa suhteessa kuin paine kasvaa. Kaasujousessa voi olla myös erillinen tankki kaasulle, jonka tilavuus pysyy vakiona jousta puristettaessa, tällöin jousivakio on epälineaarinen. (Presthus 2002, s. 12)

2.2.5 Geometriaan perustuva jäykkyyden säätö

Muuttamalla joustavan rakenteen geometriaa voidaan vaikuttaa rakenteen kykyyn varastoida potentiaalienergiaa. Kuvassa 10 on esitetty lehtijousi tyyppinen jousirakenne, jossa toimilaite taivuttaa lehtiä erilleen toisistaan. Geometrian muutos vaikuttaa kappaleen jäykkyyteen hyvin epälineaarisesti mikä mahdollistaa laajan säätöalueen. (Cronjé, Heyns, Theron & Loveday 2005,)



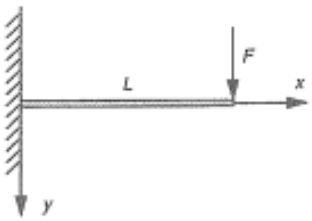
Kuva 10. Säädettävä lehtijousi (Cronjé, Heyns, Theron & Loveday 2005, s. 386).

Geometriaan perustuvassa jäykkyyden säädössä jäykkyyden muutos johtuu jäyhyyden muutoksesta. Alla esitetyssä kuvassa 11 on lehtijousi sijoitettu kierrejousen sisään. Lehtijousen asentoa vaihtamalla voidaan muuttaa jousiyhdistelmän jäykkyyttä. Tarkkaa säätöä hankaloittaa jouseen tulevat sivuttaissiirtymät, jos lehtijouset eivät ole kuvan mukaisesti suorassa tai 90 astetta käännettynä. Jousiyhdistelmään vaikuttavan voiman täytyy olla lehtijousien jäyhyysakselin suuntaista tai muuten jousi ei taivu suoraan voiman suuntaisesti. (Sugar & Hollander 2006)

Kuva 11. Käännettävä lehtijousi kierrejousen sisällä (Sugar & Hollander 2006).

2.2.6 Voiman varren pituuden muutokseen perustuva jäykkyyden säätö

Rakenteen jäykkyyttä voidaan muuttaa säätämällä jänneväliä. Pidentämällä jänneväliä rakenteen jäykkyys pienenee ja suurentamalla kasvaa. Esimerkkinä voidaan ajatella kuvassa 12 esitettyä toisesta päästä jäykästi tuettua ulokepalkkia, jonka jännevälinä on tukipisteen ja voiman *F* välinen etäisyys, eli kappaleen pituus *L*.



Kuva 12. Pistekuormitettu ulokepalkki (Karhunen 1997, s. 121).

Yksinkertaisen pistekuormitetun toisesta päästä jäykästi tuetun ulokepalkin siirtymä saadaan seuraavasta kaavasta.

$$v(L) = \frac{FL^3}{3EI} \tag{24}$$

Missä v on siirtymä, L on palkin pituus, E on kimmokerroin, F on pistevoima ja I palkin jäyhyys. Kaavasta huomataan, että palkin pituuden muuttaminen vaikuttaa kolmanteen potenssiin siirtymien suuruuteen. Voiman ja siirtymän välinen suhde eli rakenteen jousivakio saadaan seuraavasta kaavasta. (Karhunen 1997, s. 121)

$$\frac{F}{v} = \frac{3EI}{L^3} \tag{25}$$

Muuttamalla jännevälin pituutta myös jousivakio muuttuu kolmanteen potenssiin. Toisesta päästä jäykästi tuettuun ulokepalkkiin vaikuttava voima aiheuttaa palkkiin kaltevuuskulman, joka saadaan seuraavasta kaavasta.

$$\Theta(L) = \frac{FL^2}{2EI} \tag{26}$$

Missä Θ on kaltevuuskulma radiaaneina tarkastelupisteessä. Jos palkki olisi tuettu molemmista päistä ja voima vaikuttaa keskelle palkkia kaltevuuskulma on symmetrian vuoksi 0. (Karhunen 1997, s. 121)

2.3 Laakeriin kohdistuvan voiman mittaus

Laakeriin kohdistuvaa voimaa voidaan mitata mittaamalla roottorin siirtymiä laakerin kohdalla. Siirtymien mittaamiseen käytetään yleensä pyörrevirtoihin perustuvaa mittaustapaa. Menetelmä perustuu metalliin ulkoisesti aiheutettujen pyörrevirtojen muutosten mittaamiseen. Mittausanturissa on kela, jossa on jatkuvasti suunnaltaan vaihtuva virta. Virta aiheuttaa mitattavaan materiaaliin pyörrevirran ja magneettikentän. Magneettikentän voimakkuutta mitataan anturissa olevalla toisella kelalla, johon indusoituu virta pyörrevirroista. Mittausanturissa olevan mittaavan kelan virran suuruus on riippuvainen pyörrevirtojen etäisyydestä kelaan eli mitattavan materiaalin etäisyydestä anturiin. Mittausanturilla saadun siirtymän perusteella voidaan laskea vaikuttavan voiman suuruus, jos tunnetaan tutkittavan rakenteen muut jäykkyysominaisuudet. (Ritou, Garnier, Furet, Hascoët. 2013, s. 2)

Laakeriin kohdistuvaa voimaa voidaan mitata myös käyttämällä venymäliuskoja. Venymäliuska-anturin toiminta perustuu sähköisen resistanssin muutokseen venymän

suhteen. Anturi koostuu ohuesta sähköjohteesta, joka on asennettu kalvon sisälle. Anturi kiinnitetään mitattavan kappaleen pinnalle liimaamalla. Anturin sähkönjohtavuus muuttuu kappaleen venyessä tai puristuessa voiman vaikutuksesta. Sähkönjohtavuuden muutoksesta voidaan laskea vaikuttavan voiman suuruus, kun tunnetaan kappaleen jäykkyys. Laakeriin vaikuttavan voiman suuruus voidaan määrittää mittaamalla roottorin muodonmuutoksia. Tässä menetelmässä venymäliuska-anturit asennetaan roottoriin ja sen taipumasta voidaan laskea tukireaktiot laakereille. Menetelmän ongelmana on, että anturit pyörivät jatkuvasti. Antureille voidaan syöttää virta harjoilla harjallisen sähkömoottorin tapaan tai käyttää akkua ja lukea anturin arvo langattomalla tiedonsiirrolla. Laakeriin kohdistuvaa voimaa voidaan mitata myös laakereiden tukirakenteiden muodonmuutoksia mittaamalla. (ShiDong, JianGang, YanYong & Jie 2013)

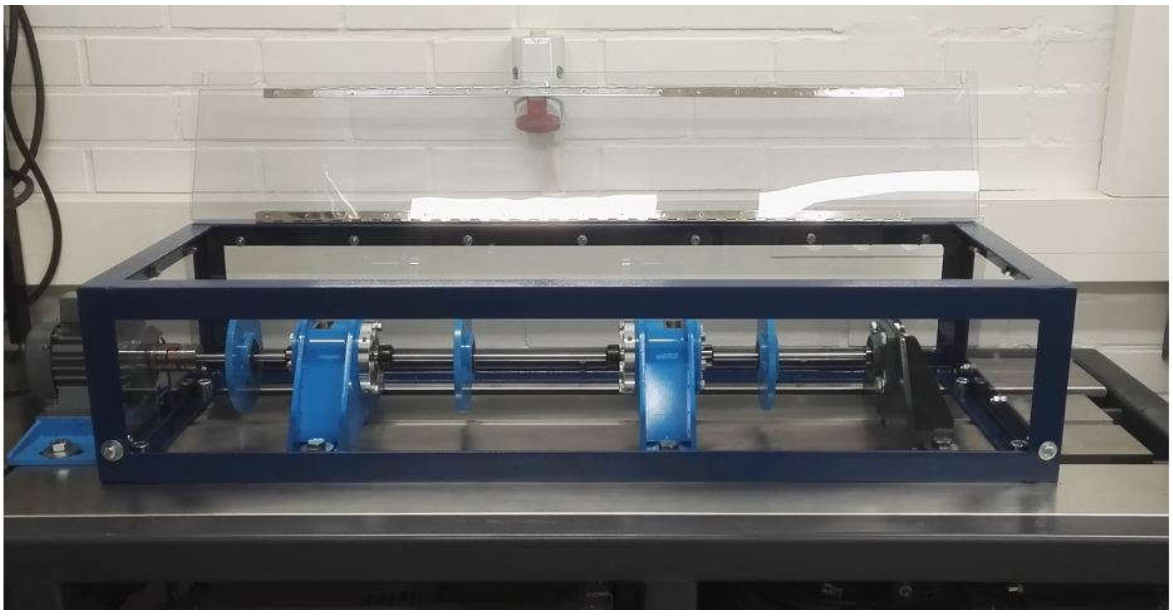
Voimaa voidaan mitata myös pietsosähköiseen ilmiöön perustuvilla antureilla. Anturin toiminta perustuu pietsosähköisen materiaalin pintojen välisen sähköisen jännitteen muutokseen, kun materiaalin pintaan vaikuttava voima muuttuu. Mittaustavan hyvänä puolena on, että anturilta saadaan mitattua jännite, joka on suoraan verrannollinen vaikuttavaan voimaan riippumatta rakenteiden muista ominaisuksista. Huonona puolena on se, että anturi täytyy sijoittaa tavalla, jossa mitattava voima kulkee kokonaisuudessaan anturin lävitse. (Regtien & Dertien 2018)

3 JÄYKKYYDELTÄÄN SÄÄDETTÄVÄN LAAKERITUENNAN SUUNNITTELU

Suunnittelun lähtökohtana on ensin tutustua roottoritestilaitteen rakenteeseen ja tehdä siitä dynaaminen mallinnus RoBeDyn-ohjelmalla. Dynaamisesta tarkastelusta saadaan lähtöarvot, joiden perusteella laakereiden tukirakenteita voidaan alkaa suunnittelemaan.

3.1 Tehtävän asettelu

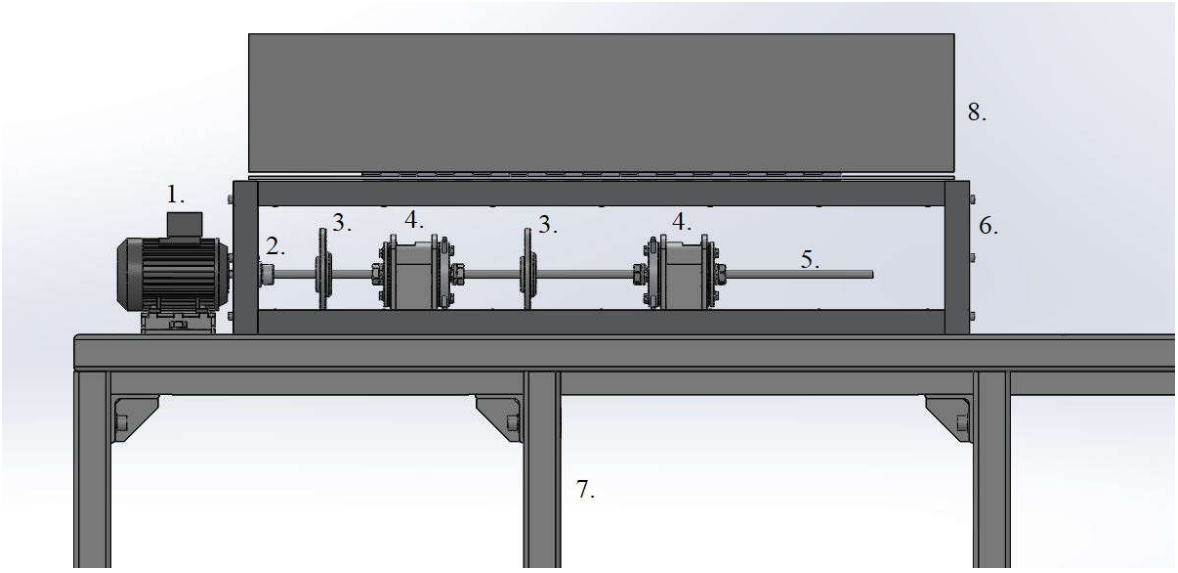
Olemassa oleva roottoritestilaite on esitetty kuvassa 13. Roottoritestilaitteen toimintaan vaikuttavien osien sijoittelua on mahdollista muuttaa helposti modulaarisen rakenteen ansiosta. Kuvassa 13 vaaleansiniset massakiekot voidaan sijoittaa haluttuihin kohtiin akselille pikakiinnitysten avulla. Massakiekkojen välissä olevat vaaleansiniset laakerointitukipisteet voidaan myös sijoittaa haluttuun kohtaan pöydässä oleviin T-urakiinnityksiin.



Kuva 13. Olemassa oleva roottoritestilaite.

Kuvassa 14 on esitetty roottoritestilaitteen osat 3-D mallista numeroituna. 1. sähkömoottori, jolla roottoria pyöritetään. 2. ROTEX-akselikytkin, jolla sähkömoottori on liitetty akseliin. 3. painokiekot, joihin voidaan asentaa erisuuruisia painoja ja vaikuttaa roottorin massa epäkeskisyyteen. 4. laakerointipisteet. Kuvan laakerointipisteissä on magneettilaakereille

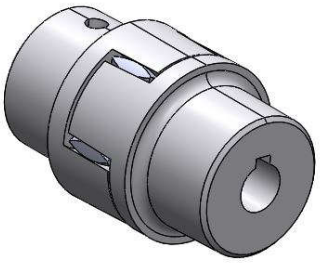
tarkoitetut laakeroinnin tukirakenteet ja kuulalaakerit magneettilaakereiden varalaakereina. Laakereiden tukirakenteessa on myös neljään eri suuntaan asennettavien siirtymiä mittaavien sensoreiden paikat. 5. roottorin akseli. 6. suojarakenteen runko. 7. jalusta. 8. suojamuovi.



Kuva 14. Olemassa olevan roottoritestilaitteen komponentit. 1. sähkömoottori. 2. akselikytkin. 3. painokiekot. 4. laakerointipisteet. 5. akseli. 6. suojarakenteen runko. 7. jalusta. 8. suojamuovi.

Roottoria pyörittävänä sähkömoottorina testilaitteessa on VEM Thurm K21R 63 K 2, jonka teho on 0.18 kW. Moottoria ohjataan taajuusmuuttajalla. Moottorin toiminta-alue on 0–3000 RPM.

Sähkömoottorin akseli on kiinnitetty roottoritestilaitteen akseliin ROTEX-akselikytkimellä, joka on esitetty kuvassa 15. Akselikytkimen joustavuudesta johtuen sen ei ajatella välittävän taivutusmomenttia moottorin ja roottorin akselien välillä, joten sähkömoottorin dynaamisia ominaisuuksia ei huomioida simuloinnissa.



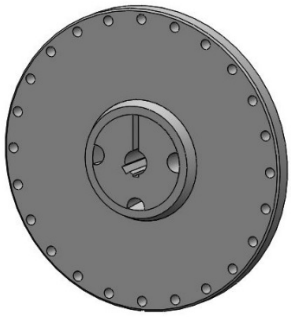
Kuva 15. Akselikytkin.

Akselikytkimen dynaamiseen tarkasteluun vaikuttavat arvot on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Akselikytkimen arvot.

Massa	0.1345 kg
Inertiamomentti X-suunnassa, J_{xx}	$2.5780 \cdot 10^{-5}$ kgm^2
Inertiamomentti Y-suunnassa, J_{yy}	$2.5040 \cdot 10^{-5}$ kgm^2
Inertiamomentti Z-suunnassa, J_{zz}	$2.4860 \cdot 10^{-5}$ kgm^2
Pituus	0.064 m
Ulkohalkaisija	0.041 m
Sisähalkaisija	0.012 m

Roottoritestilaitteessa käytetään simuloinnissa kahta massakiekkoa, joihin voi jälkikäteen asentaa painoja. Jälkikäteen asetettavat painot lisätään kuvassa 16 olevan kiekon ulkolaidoilla oleviin reikiin. Painoina käytetään M6 x 10 pultteja ja mutteria. Pulttien lisääminen vaikuttaa kiekon massaepäkeskisyyteen. Vaihtamalla massaepäkeskisyyden suuntaa tai suuruutta voidaan tutkia roottorin muutoksista johtuvaa käyttäytymistä.



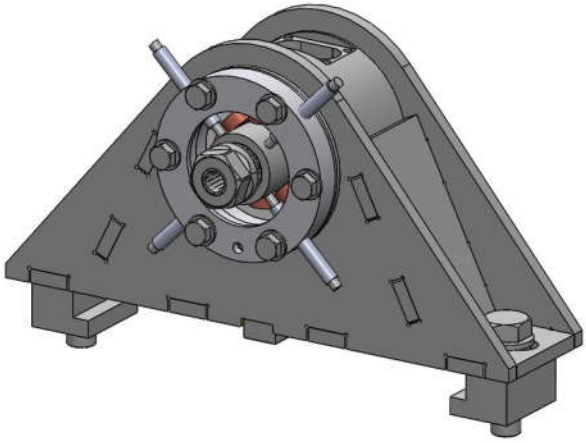
Kuva 16. Massakiekko.

Taulukkoon 2 on kerätty massakiekon dynamiikkaan vaikuttavat arvot.

Taulukko 2. Massakiekon arvot.

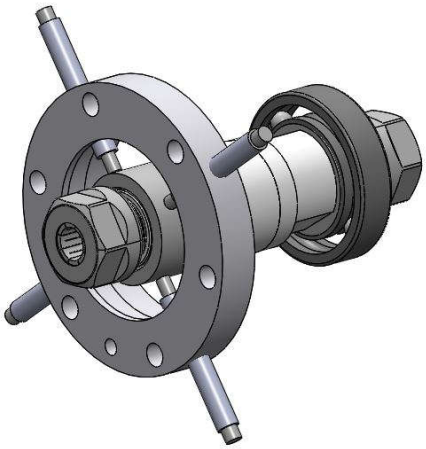
Massa	1.69 kg
Inertiamomentti X-suunnassa, J_{xx}	0.003895 kgm^2
Inertiamomentti Y-suunnassa, J_{yy}	0.0019907 kgm^2
Inertiamomentti Z-suunnassa, J_{zz}	0.0019890 kgm^2
Pituus	0.01 m
Ulkohalkaisija	0.15 m
Sisähalkaisija	0.012 m

Roottoritestilaite on laakeroitu kahdesta kohdasta tukirakenteeseen. Tukirakenne on esitetty kuvassa 17. Tukirakenne on alun perin suunniteltu magneettilaakereita varten. Kuvassa etupuolella näkyy siirtymien mittaamiseen tarkoitetut neljä anturia, jotka mittaavat siirtymiä magneettilaakereiden aktiivista ohjaamista varten. Tukirakenteen sisällä näkyy magneettilaakerin kuparin värinen käämi, joka ei ole käytössä tämän työn aikana. Tässä työssä on tarkoituksena korvata olemassa oleva tukirakenne uudella tukirakenteella, jossa on mahdollisuus muuttaa tuennan jäykkyyttä.



Kuva 17. Koko laakerointipiste.

Laakeroinnin tukirakenteen sisällä on kuvassa 18 esitetty sovitekappale, joka tulee akselin ja laakerin väliin. Sovitekappale kiristetään akseliin tiukasti kiinni kiristämällä päissä olevia muttereita. Sovitekappaleessa on tasainen pinta, josta voidaan mitata siirtymiä neljällä siirtymäanturilla. Siirtymäanturi ja kehä, johon anturit on kiinnitetty, eivät ole kosketuksessa toisiinsa suoraan. Mittausantureiden kiinnityskehä on kiinnitetty edellisessä kuvassa esitetyllä tavalla tukirakenteeseen. Kuulalaakerin ja mittausantureiden välissä olevassa kohdassa sovitekappaletta on magneettilaakereiden laminointi, jonka tarkoituksena on luoda magneettinen voima sovitekappaleen ja magneettilaakerin kelojen välille. Tällä ei kuitenkaan ole vaikutusta tässä työssä, koska magneettilaakerit eivät ole käytössä. Kuulalaakereina testilaitteen laakerointipisteissä ovat NSK 6007-ZZ laakerit.



Kuva 18. Laakerisovitekappale, laakeri ja siirtymien mittausanturit.

Taulukossa 3 on esitetty laakerisovitekappaleen dynamiikkaan vaikuttavat arvot.

Taulukko 3. Laakerisovitinkappaleen arvot.

Massa	0.6996 kg
Inertiamomentti X-suunnassa, J_{xx}	0.00015204 kgm^2
Inertiamomentti Y-suunnassa, J_{yy}	0.00131352 kgm^2
Inertiamomentti Z-suunnassa, J_{zz}	0.00131353 kgm^2
Pituus	0.127 m
Ulkohalkaisija	0.041 m
Sisähalkaisija	0.012 m

Taulukossa 4 on esitetty kuulalaakerin jäykkyys, vaimennusarvot sekä mitat.

Taulukko 4. Laakerin elementtimallissa käytetyt arvot.

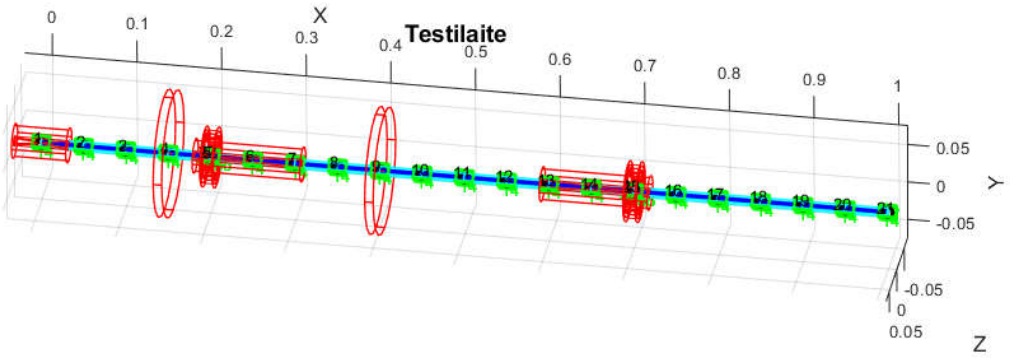
Jäykkyys Y-suunnassa	$2 \cdot 10^8$ N/m
Jäykkyys Z-suunnassa	$2 \cdot 10^8$ N/m
Vaimennus Y-suunnassa	2000 Ns/m
Vaimennus Z-suunnassa	2000 Ns/m
Tyyppi	Kuulalaakeri
Malli	NSK 6007-ZZ

Roottorin akselina on 12 mm terästanko, jonka pituus on 1 m. Laskennassa käytetään alla olevassa taulukossa 5 esitettyjä materiaaliominaisuuksia kaikille roottorin komponenteille.

Taulukko 5. Materiaalin ominaisuudet.

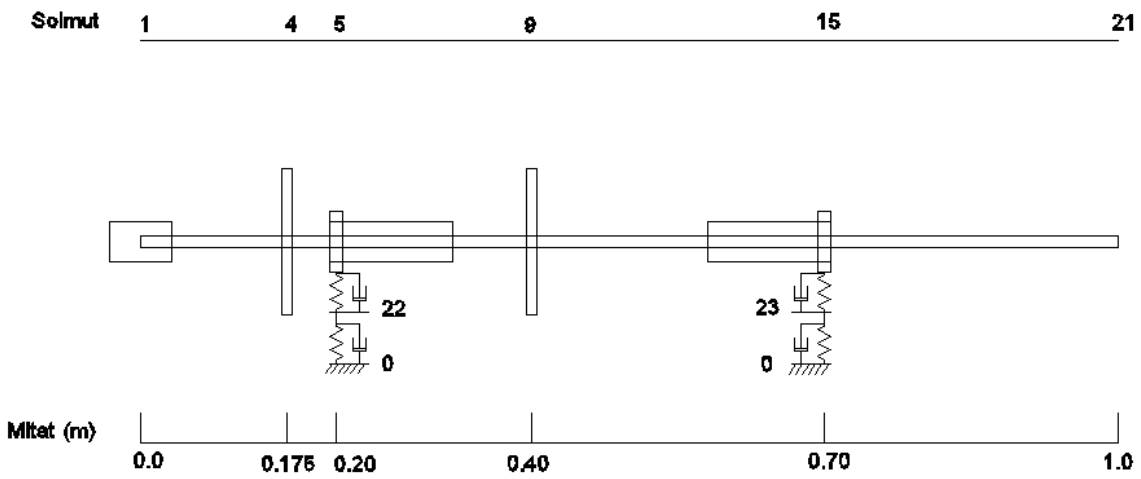
Materiaalin tiheys	$7800\ \mathrm{kg/m^3}$
Kimmokerroin	$2.1 \cdot 10^{11}$ Pa
Poissonin vakio	0.3

RoBeDyn-mallin roottorissa on 20 elementtiä ja 21 solmua. Lisäksi mallissa on erilliset elementit ja niihin liittyvät solmut laakereiden jäykkyydelle sekä laakereiden tuennan jäykkyydelle. Kuvassa 19 näkyy mustalla numeroituna solmujen numerot. Mittojen yksikkönä on metri. Lukittuja vapausasteita on jokaisessa solmussa siirtymä X-suunnassa ja kiertymä X-akselin ympäri. Nämä vapausasteet eivät vaikuta työssä tutkittaviin roottorin kriittisiin nopeusalueisiin.



Kuva 19. RoBeDyn-mallin solmut ja mitat.

Kuvassa 20 on esitetty dynaamisen tarkastelun kannalta oleellisimmat solmut. Kaaviokuvassa näkyy myös laakereiden ja laakereiden tukirakenteen toimintaperiaate. Laakereiden jäykkyyttä kuvaavat elementit ovat solmujen 5 ja 22 sekä 15 ja 23 välillä. Laakereiden tuennan jäykkyyttä kuvaavat elementit ovat solmujen 22 ja 0 sekä 23 ja 0 välillä. Solmu numero 0 kuvaa, että se on tuettu jäykästi tukirakenteeseen eikä sillä ole siirtymiä. Suunniteltavan tukirakenteen tarkkaa massaa ei vielä tiedetä, joten massana on käytetty 1 kg.



Kuva 20. Kaaviokuva solmuista ja mitoista.

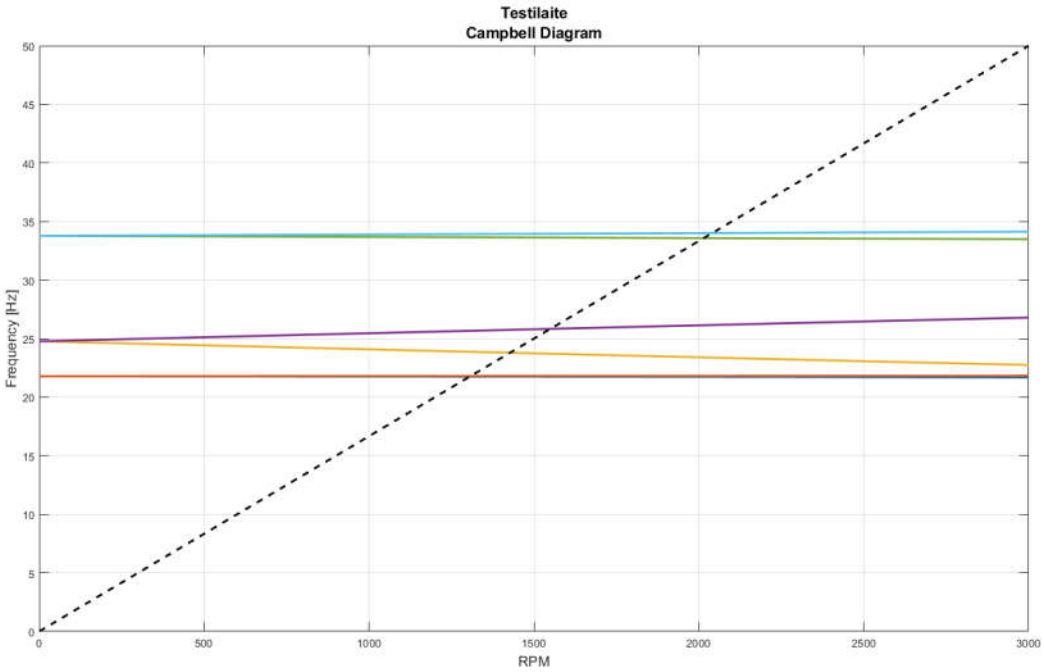
Kiekkojen 1 ja 2 massaepäkeskisyyksinä laskennassa käytetään taulukossa 6 esitettyjä arvoja. Kiekkojen massaepäkeskisyys johtuu kiekkoihin lisätyistä painoista. Laskennassa roottorin muut osat oletetaan olevan massaepäkeskisydeltään merkityksettömiä.

Taulukko 6. Kiekkojen massaepäkeskisyydet.

	Massaepäkeskisyys (kg·m)	Kulma (rad)
Kiekko 1	$7.140 \cdot 10^{-5}$	0
Kiekko 2	$7.140 \cdot 10^{-5}$	0

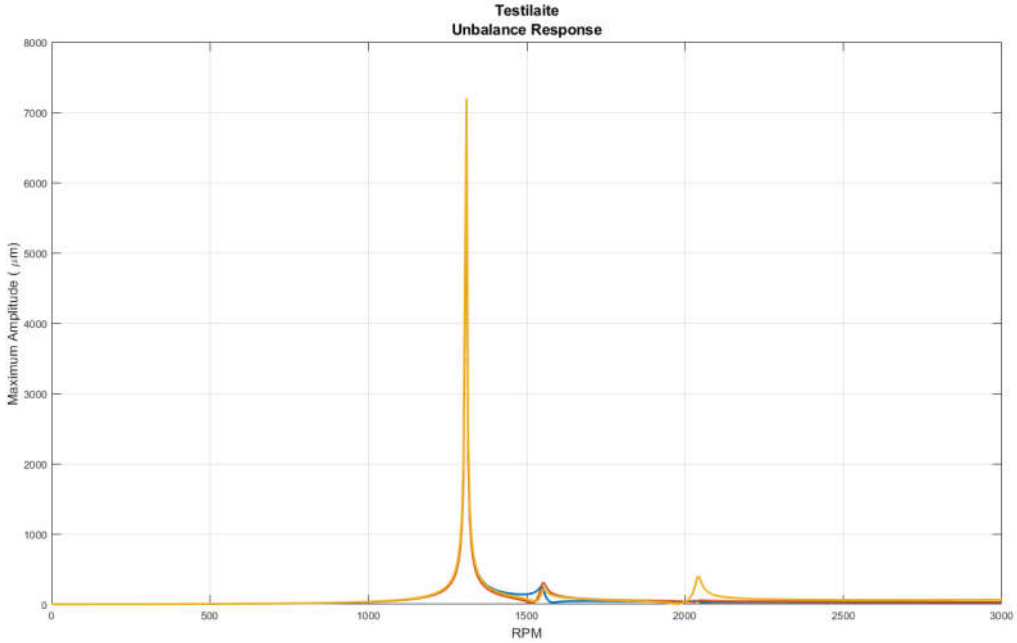
3.2 Roottoritestilaitteen käyttäytyminen eri laakerijäykkyyksillä

Roottoritestilaitteen käyttäytymistä tutkitaan simuloimalla eri laakerijäykkyyksiä. Simuloinnissa käytettävät roottorin arvot on esitetty kappaleessa 3.1. Simuloinnissa käytetään laakerin tuennan jäykkyytenä 25, 50, 100, 150, 200 ja 300 kN/m. Laakerin tuennasta aiheutuvaa vaimennusta ei oteta laskennassa huomioon. Simuloinnista saadaan Campbell-diagrammi ja massaepäkeskisyyden aiheuttamat vasteet. Campbell-diagrammista nähdään roottorin kriittiset nopeudet leikkauskohdissa, joissa musta katkoviiva leikkaa vaakasuuntaisia viivoja. Kuvassa 21 on esitetty Campbell-diagrammi laakerin tuennan jäykkyyden ollessa 100 kN/m.



Kuva 21. Campbell-diagrammi laakereiden tuennan jäykkyydellä 100 kN/m.

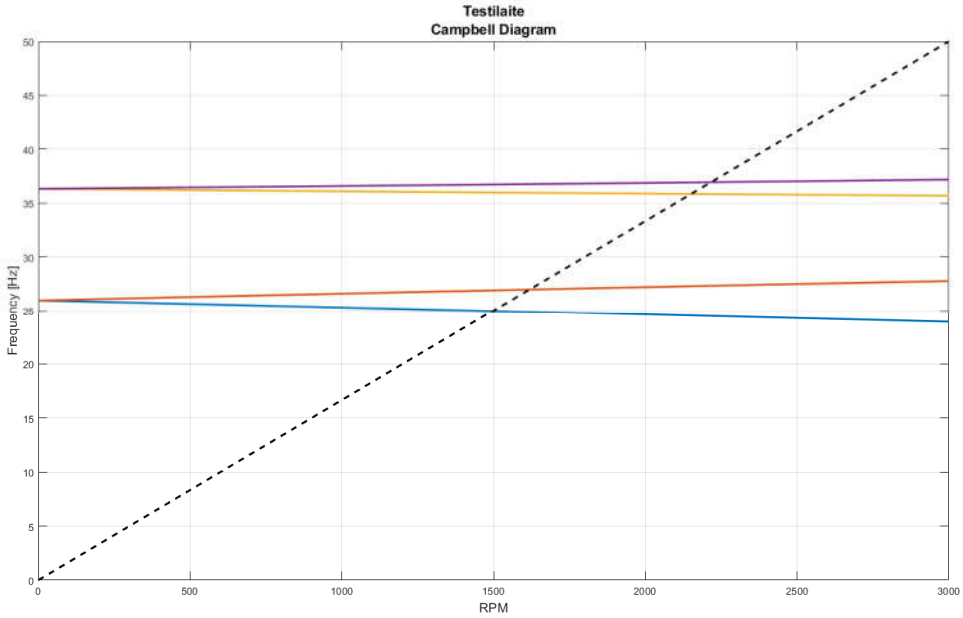
Värähtelystä aiheutuvat siirtymät roottorin eri kohdissa saadaan epätasapainon vasteita (eng. unbalance responce) kuvaavasta kuvaajasta. Kuvaajissa siirtymiä tarkastellaan kolmessa kohdassa. Kuvassa 22 on esitetty roottorin siirtymien amplitudi eri pyörimisnopeuksilla laakereiden tuennan jäykkyyden ollessa 100 kN/m.



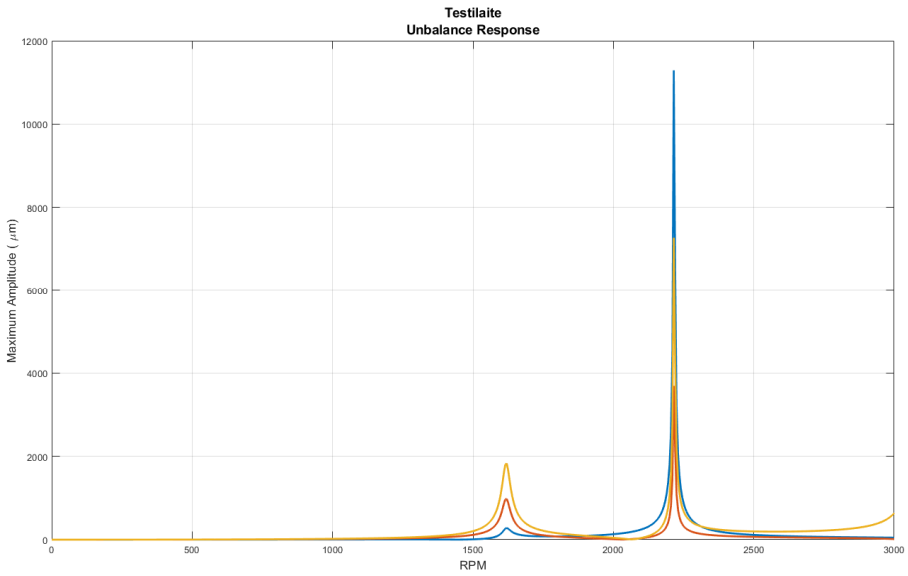
Kuva 22. Roottorin siirtymät tuennan jäykkyydellä 100 kN/m. Keltainen viiva = akselin vapaa pää, punainen viiva = kiekko 1 ja sininen viiva = kiekko 2.

Laakereiden tuennan jäykkyyden ollessa 100 kN/m suurin värähtely tapahtuu ensimmäisellä kriittisellä ominaistaajuudella n. 1320 RPM pyörimisnopeudella. Värähtelyn suurin amplitudi on n. 7200 mikrometriä.

Seuraavaksi tarkastellaan vastaavia kuvaajia jäykemmällä laakereiden tuennalla. Kuvassa 23 on esitetty Campbell diagrammi laakereiden tuennan jäykkyyden ollessa 300 kN/m.



Kuva 23. Campbell-diagrammi laakereiden tuennan jäykkyydellä 300 kN/m.

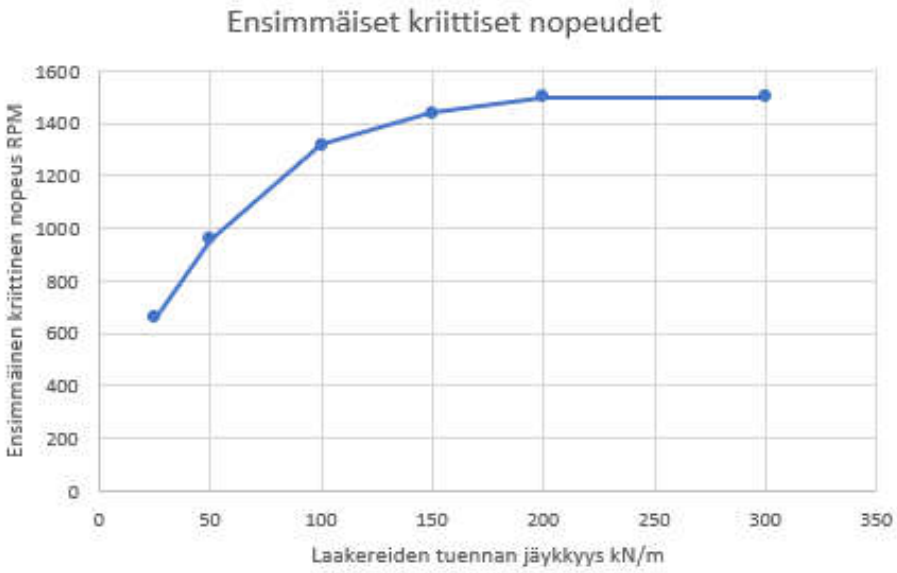


Kuva 24. Roottorin siirtymät tuennan jäykkyydellä 300 kN/m. Keltainen viiva = akselin vapaa pää, punainen viiva = kiekko 1 ja sininen viiva = kiekko 2.

Jäykemmällä 300 kN/m laakeroinnin tuennalla ensimmäinen luonnollinen taajuus on 1500 RPM kierrosalueella ja siirtymien huippu 1600 RPM kierrosalueella. Suurimmat värähtelyt ilmenevät toisella kriittisellä nopeusalueella n. 2200 RPM kierrosalueella.

Kuvista 22 ja 23 voidaan tarkastella toteutustapaa, jolla roottori voidaan kiihdyttää maksiminopeuteen ilman että siirtymät kasvavat missään vaiheessa suuriksi. Kiihdyttäminen aloitetaan laakereiden tuennan jäykkyydellä 300 kN/m, jolloin roottori voidaan kiihdyttää pyörimisnopeuteen 1500 RPM ilman suuria värähtelyjä. Seuraavaksi laakereiden tuenta muutetaan arvoon 100 kN/m, jolloin kiihdytystä voidaan jatkaa 3000 RPM asti ilman suuria värähtelyjä. Kiihdytystä jatkettaessa 100 kN/m tuennan jäykkyydellä joudutaan kuitenkin ylittämään kaksi kriittistä nopeutta, joissa värähtelyt eivät kuitenkaan ole suuria.

Muille laakereiden tuennan jäykkyyksille tehdään vastaavat simulaatiot ja saaduista tuloksista tehdään kuvaaja, josta nähdään tuennan jäykkyyden muutoksen vaikutus ensimmäiseen kriittiseen pyörimisnopeuteen. Saatu kuvaaja on esitetty kuvassa 25. Loppujen tuennan jäykkyyksien Campbell-diagrammit ja siirtymien kuvaajat on esitetty liitteessä 1.



Kuva 25. Kriittiset nopeudet eri tuennan jäykkyyksillä.

Kuvaajasta huomataan, että tuennan jäykkyyden lisääminen yli 200 kN/m ei enää muuta ensimmäisen kriittisen nopeuden esiintymisaluetta. Suuremmat jäykkyydet vaikuttavat kuitenkin värähtelyn amplitudiin roottorissa. Suunniteltavan laakerin tuennan jäykkyydensäätöalueen tulisi olla alle ja yli 200 kN/m. Säätöalueella ei ole ylärajaa, mutta alarajana voidaan pitää vähintään 100 kN/m, jotta voidaan saavuttaa haluttua säätöä. Tätä pienemmillä jäykkyyksillä ensimmäistä kriittistä nopeutta voitaisiin muuttaa vielä enemmän, mutta välttämätöntä tarvetta näin pieniin jäykkyyksiin ei ole.

3.3 Säädettävän laakeroinnin vaatimukset

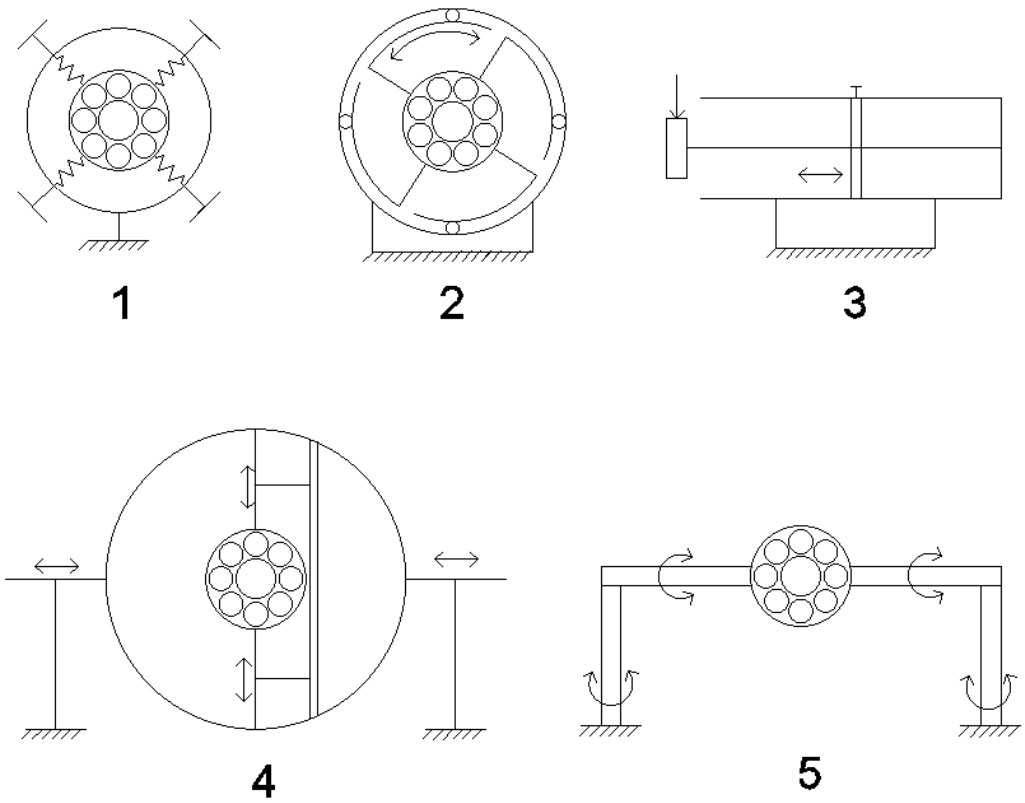
Suunniteltavan säädettävän laakerointipisteen tulisi olla fyysisiltä mitoiltaan mahdollisimman kompakti. Fyysistä kokoa rajoittaa roottorin akselin ja tukipöydän välinen etäisyys sekä itse akselin pituus. Akselin keskilinjan etäisyys pöydän pinnasta, johon laakerointi kiinnitetään, on 92.03 mm. Akseli itsessään on pituudeltaan 1 m ja siihen tulee kaksi laakerointipistettä. Laakerointipisteen enimmäispituutta akselin suuntaisesti ei varsinaisesti rajoita muu kuin se, että akselille pitää mahtua massakiekot, siirtymien mittaus ja kiinnitys sähkömoottoriin. Laakeripisteiden liian suuri pituus rajoittaa kuitenkin testilaitteen massakiekkojen sijoittelua, joten säädettävän laakerointipisteen pituus akselin suuntaisesti tulisi olla enimmillään 0.25 m. Pöydän kiinnityskisko, johon laakeritukipiste kiinnitetään, on 320 mm leveä.

Laakerointipisteen jäykkyyttä tulisi pystyä säätämään mahdollisimman laajalla alueella. Jäykkyydensäätöalueen alaraja voi olla niin pieni kuin mahdollista ja yläraja niin suuri kuin mahdollista. Säätöalueen tulisi kattaa kuitenkin vähintään jäykkyysväli 100–300 kN/m. Laakeriin kohdistuvan voiman mittaukseen tulisi pystyä käyttämään olemassa olevaa pyörrevirtoihin perustuvaa mittausanturia ja sen runkorakennetta.

3.4 Toteutusvaihtoehdot

Kirjallisuuskatsaus osiossa käsiteltiin eri toteutustapoja laakeroinnin jäykkyyden säätöön ja laakeriin kohdistuvan voiman mittaukseen. Laakeroinnin jäykkyyden säätövaihtoehdoista rajattiin aluksi pois toimintatavaltaan hankalasti toteutettavat vaihtoehdot. Hankaliksi toteutustavoiksi todettiin lämmöllä säädettävä materiaalin ominaisuuksiin perustuva toteutustapa sekä paineistettuun kaasuun ja sähkömagneettisiin vuorovaikutuksiin

perustuvat toteutustavat. Jäljelle jääneistä eri toteutustavoista koottiin idealuonnokset, jotka on esitetty seuraavassa kuvassa 26.



Kuva 26. Toteutusvaihtoehdot. 1 Jouset suoraan laakeripesälle. 2 joustavat osat kehämäisesti laakeripesän ympärillä. 3 joustava osa putken sisällä. 4 jännevälillä säädettävät palkit. 5 muuttuva jäyhyys.

Vaihtoehdossa 1 laakeri on tuettu kehältä jousilla, joiden kireyttä voidaan säätää kehän ulkopuolella olevilla kiristimillä. Joustavuuden säätö voidaan toteuttaa joko kiristämällä tai puristamalla joustavaa osaa. Joustavana osana voi olla kierrejousi tai suora metallilanka. Toteutustavan huonona puolena on joustavuuden muutoksen säätämisen heikkous, koska jousen esikiristämisellä voidaan vaikuttaa vain hyvin vähän sen jäykkyyteen. Menetelmän toisena heikkoutena on se, että sitä täytyy säätää useasta kohdasta saman aikaisesti.

Vaihtoehdossa 2 laakeripesältä lähtee suoraan kehän suuntaan tukivarret, jotka kääntyvät kaareviksi lähellä ulkokehää. Ulkokehällä on tukipisteet, joihin kaarevat osat tukeutuvat. Kaarevan osan pituutta muuttamalla muuttuu myös jäykkyysominaisuudet. Menetelmän toiminta perustuu joustavan rakenteen pituuden muuttamiseen. Toteutustavan hyvänä

puolena on rakenteen kompakti koko roottorin pituussuunnassa ja laaja jäykkyydensäätöalue. Hyvänä puolena on myös säätämisen yksinkertaisuus, joka on mahdollista toteuttaa yhdellä säätöliikkeellä. Kiertämällä laakeria tukevaa osaa nuolen osoittamiin suuntiin voidaan pienentää tai suurentaa tuennan jäykkyyttä. Huonona puolena on tukipisteiden ja joustavien kaarien välinen kosketuspinta, josta voi helposti tulla haittaavaa välystä. Lisäksi jäykkyys ei ole välttämättä symmetristä kaikkiin suuntiin.

Vaihtoehdossa 3 on sivusta katsottuna jäykkä putki, jonka sisällä on joustava tanko tai putki. Joustavan elementin jäykkyyttä säädetään muuttamalla vaikuttavaa pituutta. Säätö toteutetaan joustavan kappaleen ja jäykän ulkoputken välissä olevaa holkkia siirtämällä. Rakenne on joustava, kun holkki on jäykän putken oikeassa päädyssä, jolloin joustava osa pääsee joustamaan koko pituudeltaan. Rakenne on jäykkä, kun holkki on lähellä voiman vaikutuspistettä vasemmassa laidassa, jolloin joustava osa pääsee joustamaan mahdollisimman vähän. Menetelmän etuna on rakenteen yksinkertaisuus ja liikkuvien osien pieni määrä. Menetelmän huonona puolena on joustavan rakenteen vaatima tilan tarve pituussuunnassa ja taipumasta aiheutuva kulmavirhe, joka johtuu epäsymmetrisyydestä. Joustavan osan taipuessa siinä tapahtuu siirtymää sekä sen kulma muuttuu. Kulmamuutoksen syntyminen voidaan estää käyttämällä symmetristä rakennetta, jossa olisi toinen vastaava rakenne peilikuvana vasemmalla puolella. Tällöin tuenta vastaisi päistään tuettua palkkia, jossa voima vaikuttaa keskelle ja kulmapoikkeamaa ei esiintyisi siinä pisteessä. Tässä tapauksessa jäykkyyttä säädetään molempia holkkeja symmetrisesti säätämällä. Epäsymmetrisellä toteutuksella voidaan säästää tilaa pituussuunnassa ja toteuttaa säätö vain yhtä holkkia liikuttamalla. Taipumisen aiheuttaman kulmamuutoksen voi korjata käyttämällä laakerityyppiä, joka estää taivutusmomentin välittymisen roottorin akselille.

Vaihtoehto 4 perustuu myös joustavan rakenteen pituuden muuttamiseen. Vaihtoehdon toiminnan voi ajatella keskeltä kuormitettuna molemmista päistä tuettuna palkkina, jossa laakeri on keskellä palkkia. Palkin päissä olevia tukipisteitä siirtämällä muuttuu myös rakenteen jäykkyys. Asettamalla tukipisteet lähelle laakeria tuenta on jäykkä ja tukipisteiden ollessa kaukana laakerista tuenta on löysä. Menetelmässä X- ja Y-suunnalle tarvitaan omat säätömekanismit. Y-suuntainen jäykkyys saadaan säädettyä kuvassa alaspäin osoittavilla tuennoilla. X-suunnan jäykkyys säädetään vastaavalla toimintatavalla, mutta joustava

rakenne on tuettu kehään, joka kytkeytyy Y-suunnan joustavaan rakenteeseen. Menetelmän huonona puolena on, että jäykkyyden säätö pitää tehdä saman aikaisesti useasta paikasta. X- ja Y-suunnan jäykkyyden säädön tulisi olla symmetrinen, joten molempien akselien säädön ja joustavien osien tulisi olla vastaavanlaiset, sekä niitä tulisi pystyä säätämään samanaikaisesti.

Vaihtoehdon 5 jäykkyyden säädön toiminta perustuu rakenteen jäyhyyden muuttamiseen asentoa säätämällä. Tuennan vaaka- ja pystyosat ovat muodoltaan esimerkiksi lattoja tai vastaavia, joiden jäyhyysmomentti on eri suuruinen eri suuntaan. Y-suuntainen jäykkyys säädetään vaaka asennossa olevan tukirakenteen osan asentoa muuttamalla. Rakenne on joustava, kun laakeria tukeva vaakapalkki on asennossa, jossa sen pienempi jäyhyysmomentti on Y-akselin suuntaisesti. Rakenne muuttuu jäykemmäksi, kun sitä kierretään 90 astetta, jolloin suurempi jäyhyysmomentti on Y-akselin suuntaisena. Vastaava jäykkyydensäätö X-akselin suuntaisesti tehdään muuttamalla tukirakenteen pystyosien asentoa, jolloin vaikuttava jäyhyysmomentti muuttuu. Huonona puolena menetelmässä on, että säätö joudutaan tekemään useasta eri kohdasta samaan aikaan. Rakenne pyrkii myös kiepahtamaan, kun sitä kuormitetaan vinosti jäyhyysakseleihin nähden. Kiepahduksen estämiseksi rakennetta täytyy tukea. Kiepahtamista estävät tuet taas jäykistävät rakennetta. Menetelmällä pystyy muuttamaan jäykkyyttä suureksi tai pieneksi mutta säätö näiden välillä on ongelmallista.

3.5 Toteutustavan valitseminen

Esitetyistä toteutusvaihtoehdoista karsittiin ensin pois huonoiten soveltuvat vaihtoehdot. Vaihtoehdon 1 todettiin olevan käyttökohteeseen huonosti soveltuva, koska säätöalue jää pieneksi. Vaihtoehto 5 mahdollistaisi laajan säätöalueen, mutta säätämisen hankaluus useasta kohdasta yhtäaikaisesti ja mahdollinen pykälämäisyys säädössä poissulkivat tämän vaihtoehdon.

Vaatimuksiin nähden sopivimmaksi toteutustavaksi jäi näin ollen joustavan kappaleen pituuden muutokseen perustuva jäykkyyden säätötapa, joihin perustuvia vaihtoehtoja on kolme kappaletta. Vaihtoehdon 2 huonona puolena esitetyt välyksistä mahdollisesti aiheutuvat ongelmat poissulkivat tämän vaihtoehdon. Vaihtoehdossa 4 säätämisen hankaluus ja siitä johtuva epäsymmetrinen jäykkyys eri suuntiin poissulkivat tämän

vaihtoehdon. Jäljelle jäi vaihtoehto 3 joka todettiin parhaiten käyttökohteeseen sopivimmaksi. Sen hyvänä puolena on yksinkertainen yhdellä liikkuvalla osalla tapahtuva säätö, joka muuttaa jäykkyyttä laakerin joka liikesuuntaan saman verran. Vaihtoehdon 3 valinta rajasi laakeriin kohdistuvan voiman mittauksen vaihtoehtoja ja sulki pois venymäliuskojen ja pietsosähköisten voima-antureiden käytön, koska niille ei vaihtoehdossa ole sopivaa sijoituspaikkaa. Voiman mittaukseen sopivaksi menetelmäksi jäi pyörrevirtoihin perustuvien siirtymäantureiden käyttö. Olemassa olevia pyörrevirta-antureita voidaan käyttää siirtymien mittaukseen.

Rakenne voidaan toteuttaa käyttämällä joustavana rakenneosana putkea, jonka sisällä roottorin akseli pyörii. Putki on toisesta päästä tuettu tiukasti runkorakenteeseen ja toisessa päässä on laakeri, joka on kiinnitetty roottorin akseliin. Rakennetta voidaan ajatella toisesta päästä kuormitettuna ulokepalkkina, jonka pituutta voidaan muuttaa holkin paikkaa säätämällä.

3.6 Mitoitus

Suunniteltavalle laitteelle mitoitetaan joustava rakenneosa simuloinnista saatujen jäykkyysvaatimusten perusteella. Jäykkyyden tulisi olla välillä 100–300 kN/m. Joustavan rakenneosan tulisi olla putki, jonka sisällä roottorin akseli mahtuu pyörimään ja taipumaan. Joustavan rakenneosan tulee kestää roottorin omasta painosta aiheutuvat staattiset kuormat sekä massaepäkeskisyydestä johtuvat dynaamiset kuormat. Roottorin kiekkojen ja akselin massa on 4.26 kg, joka jakautuu kahdelle laakerille, jolloin laakeria kohden voidaan ajatella tulevan n. 21.3 N voima.

Dynaaminen kuorma riippuu massaepäkeskisyydestä ja muuttuu pyörimisnopeuden mukaan. Laakereihin vaikuttava massaepäkeskisyydestä johtuva voima saadaan seuraavasta kaavasta.

$$F_{ub} = m_u \cdot e \cdot \omega^2 \tag{27}$$

Kaavassa 27 F_{ub} on massaepäkeskisyyden aiheuttama voima. ω on kulmanopeus rad/s. m_u on epätasapainomassan suuruus ja e epätasapainomassan keskipisteen etäisyys pyörimisakselista. (Wowk 2015, s. 13)

Käyttämällä massaepäkeskisyytenä mielivaltaisesti valittua lähtöarvoa 0.0016 kgm päästään iteraatiossa eteenpäin ja voidaan laskea seuraavia vaiheita. Massaepäkeskisyyden lähtöarvolla 0.0016 kgm ja roottorin suurimmalla pyörimisnopeudella 3000 RPM = 314 rad/s saadaan dynaamiseksi voimaksi 158 N, jonka voidaan ajatella jakutuvan karkeasti tasan molemmille laakereille, jolloin laakeria kohden tulee 79 N dynaamista kuormaa. Staattista ja dynaamista kuormaa tulee yhtä laakeria kohden nyt yhteensä n. 100 N.

Seuraavaksi tutkitaan kahta eri materiaalista tehtyä putkea, jotka soveltuvat sisämitoiltaan kyseiseen käyttökohteeseen. Putken haluttu pituus saadaan kirjallisuuskatsaus osiossa esitetyn kaavan 25 perusteella. Siirtymät ja taivutuksesta aiheutuva kulmapoikkeama saadaan kirjallisuuskatsauksen kaavojen 24 ja 26 perusteella. Jännitysten määrittämisessä käytetään seuraavia kaavoja.

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \tag{28}$$

Kaavassa 28 W on taivutusvastus, D putken ulkohalkaisija ja d on sisähalkaisija. Putkeen kohdistuva suurin jännitys saadaan seuraavalla kaavalla. (Karhunen 1997, s. 94).

$$\sigma = \frac{L\,F}{W} \tag{29}$$

Kaavassa 29 σ on jännitys. (Karhunen 1997, s. 94).

Taulukkoon 7 on laskettu molemmille putkivaihtoehdoille pituus, jolla saavutetaan haluttu 100 kN/m vähimmäisjäykkyys sekä jännitykset, siirtymät ja kulmapoikkeamat, jotka putkeen syntyy siihen vaikuttavan 100 N voiman vaikutuksesta.

Taulukko 7. Joustavan putken mitoitus

	Teräsputki	Alumiiniputki
Ulkohalkaisija, *D*	0.019 m	0.019 m
Sisähalkaisija, *d*	0.017 m	0.017 m

Taulukko 7 jatkuu. Joustavan putken mitoitus

Kimmokerroin, *E*	$210\cdot\ 10^{9}$ Pa	$70\cdot 10^{9}$ Pa
Jäyhyys, *I*	$2.3\cdot 10^{-9}\ \mathrm{m}^{4}$	$2.3\cdot 10^{-9}\ \mathrm{m}^{4}$
Laskennassa käytettävä voima, *F*	100 N	100 N
Pituus 100 kN/m jäykkyydellä, *L*	0.24	0.17
Jännitys 100 kN/m jäykkyydellä, σ	99 MPa	70 MPa
Siirtymä putken päässä, *v*	0.95 mm	1.02 mm
Kulmapoikkeama putken päässä, Θ	0.34°	0.51°

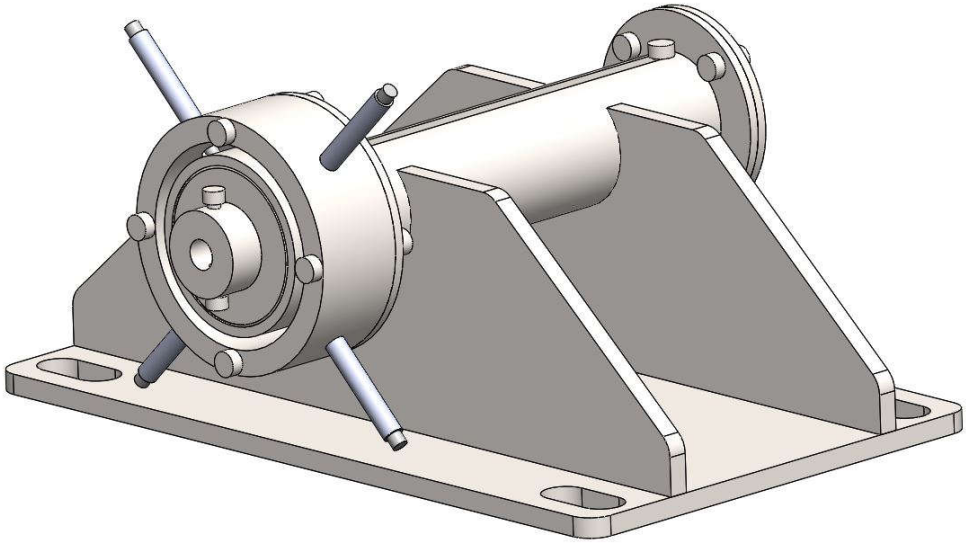
Taulukosta huomataan, että halutun jäykkyyden aikaansaamiseksi teräsputken tulisi olla 0.24 m pitkä ja alumiiniputken 0.17 m. Joustavaan putkeen syntyvät jännitykset kasvavat suhteellisen korkeiksi jo pienilläkin voimilla. Voiman kaksinkertaistaminen kasvattaa pintajännityksen kaksinkertaiseksi. Siirtymät ja taipumasta johtuvat kulmapoikkeamat pysyvät molemmilla materiaaleilla pieninä. Alumiiniputken etuna on lyhyempi pituus, mutta huonona puolena jännityksen lähestyminen myötörajaa. Kaikista suurimmat dynaamisten kuormien aiheuttamat jännitykset voidaan välttää säätämällä tuennan jäykkyydensäätö jäykemmäksi suurilla kierrosnopeusalueilla, jolloin putkeen muodostuvat jännitykset pienenevät.

4 SUUNNITELLUN LAITTEEN TOIMINTA JA ANALYSOINTI

Mitoituksesta saatujen lähtöarvojen pohjalta laakereiden tuennan jäykkyydensäätölaitteesta suunniteltiin 3-D malli Solid Works -ohjelmalla. Tässä kappaleessa on esitelty laitteen eri osat ja toiminta käytännössä. Analyyttisen laskennan tueksi on tehty lisäksi elementtimenetelmään perustuva lujuustarkastelu koko kokoonpanolle.

4.1 Suunniteltu kokoonpano ja toiminta

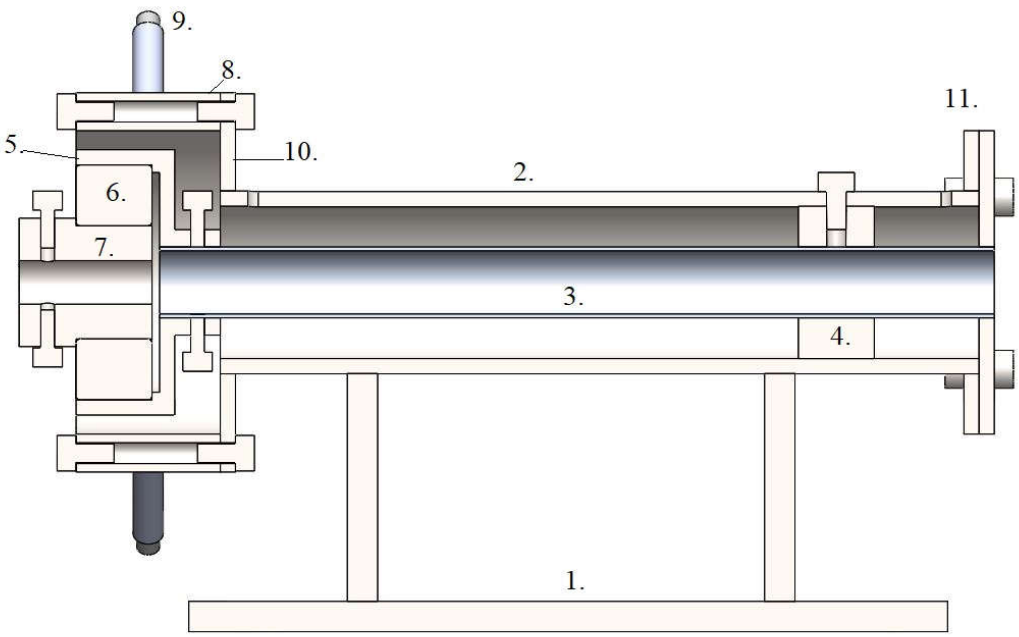
Suunnittelun tuloksena saatu kokoonpano on esitetty kuvassa 27. Olemassa olevia laakereiden tukirakenteita ei pystytty hyödyntämään uudessa kokoonpanossa. Ainoat olemassa olevat osat, joita uudessa laitteessa voidaan hyödyntää ovat voiman mittaukseen käytettävät siirtymäanturit. Uusi suunniteltu laakerointipiste voidaan kuitenkin kiinnittää suoraan olemassa olevaan roottoritestilaitteen pöytään ja korvata vanhat laakeritukipisteet, eikä muita rakenteellisia muutoksia tarvitse tehdä.



Kuva 27. Kokonaiskuva suunnitellusta laitteesta.

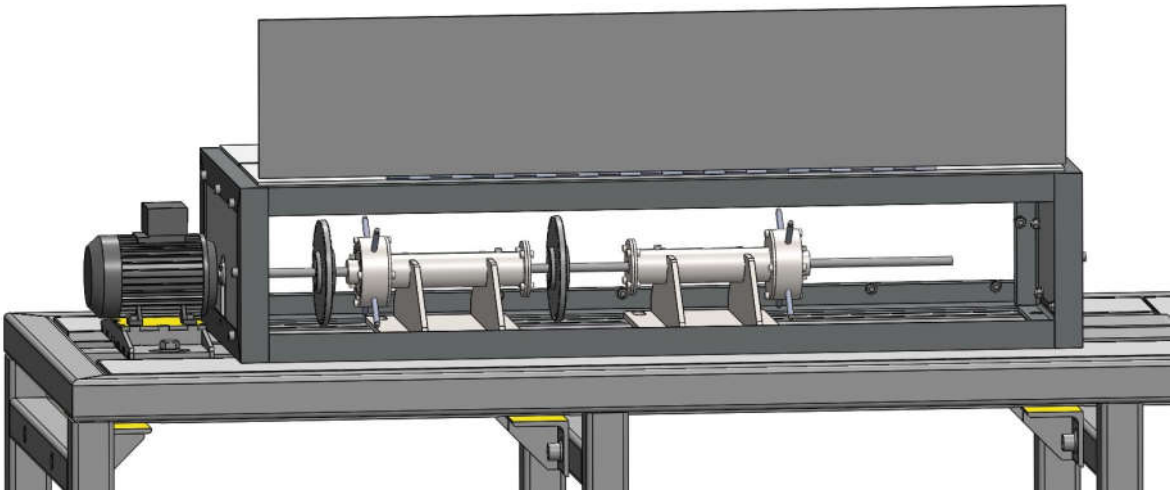
Laite koostuu kuvassa 28 esitetyistä komponenteista. 1. runkorakenteesta, jolla se kiinnitetään roottoritestipenkkiin. 2. ulommasta putkesta, johon säätöholkki tukeutuu. Putkena on käytetty 48.3 x 4 mm teräsputkea. Putken kyljessä on ura, josta käsin sisällä olevaa holkkia voidaan liikuttaa. 3. sisempi putki eli joustavana osana toimiva alumiiniputki.

Putkimateriaalina on 19 x 1.5 mm alumiiniputki. 4. säätöholkki, joka on sisemmän ja ulomman putken välissä. Säätöholkkia liikuttamalla säätyy joustavan putken jäykkyys. Säätöholkin päällä on pultti, jolla holkin paikkaa voidaan muuttaa ja lopuksi kiristää haluttuun asentoon. 5. laakeripesä on kiinnitetty joustavan sisemmän putken päähän neljällä pultilla. 6. laakerina kokoonpanossa on käytetty pallomaista kaksirivistä kuulalaakeria 2206 30x62x20. Pallomaisen kuulalaakerin tarkoituksena on ottaa vastaan joustavan putken taipumisesta johtuvaa kulmapoikkeamaa. 7. liitosholkki asennetaan laakerin ja akselin väliin. Holkki kiristetään akseliin kahdella pultilla. 8. kiinnityskehä siirtymien mittausantureille. 9. mittausanturit. 10. laippa kiinnityskehän ja putken välille. 11. laipat, joilla sisempi joustava putki ja ulompi jäykkä putki on kiinnitetty toisiinsa.



Kuva 28. Leikkauskuva suunnitellusta laitteesta.

Kuvassa 29 suunnitellut laakereiden tuennan jäykkyydensäätölaitteet on asennettu roottoritestilaitteen 3-D malliin. Mallista havaitaan, että uudet laakerointipisteet vievät akselin pituussuunnassa huomattavasti enemmän tilaa kuin vanhat laakerointipisteet. Uusien laakerointipisteiden pituus rajoittaa roottoritestilaitteen käyttöä siinä määrin, ettei massakiekkoja voida sijoittaa akselille yhtä vapaasti kuin olemassa olevilla laakerointipisteillä on mahdollista. Pituudesta huolimatta uudet laakerituet eivät vaikuta tai koske roottorin akseliin muuta kuin laakerin välityksellä yhdessä pisteessä laakerin kohdalla.



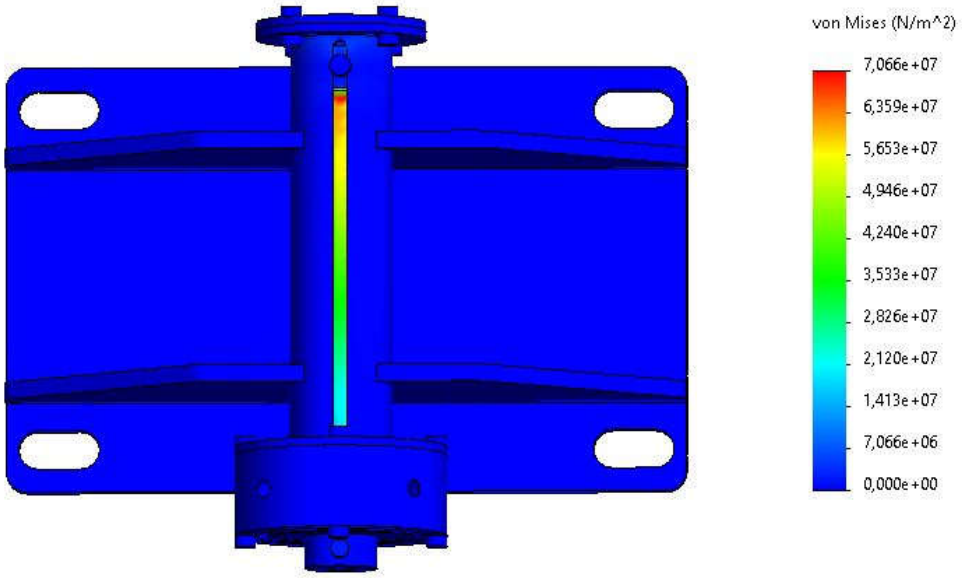
Kuva 29. Roottoritestilaite uusilla laakerituennoilla.

Suunnitellun laitteen käytönaikainen säätäminen tapahtuu yksinkertaisesti liikuttamalla sisemmän joustavan putken ja ulomman jäykän putken välissä olevaa holkkia. Holkin ja putkien välisten liukupintojen välysten täytyy olla mahdollisimman pieniä, mutta holkin täytyy kuitenkin liukua pintoja vasten. Liukupintojen kitkan pienentämiseksi niitä on mahdollista voidella ulommassa putkessa olevan uran kautta. Holkissa on päällä pultti, josta kiinni pitämällä holkkia voidaan liikuttaa. Pultti voidaan kiristää, kun holkki on halutussa asennossa, jonka jälkeen se ei lähde esimerkiksi resonoinnin takia liikkumaan. Jäykän ulkoputken kylkeen voidaan merkitä asteikko, josta nähdään tuennan jäykkyys holkin eri säätöasennoissa. Laitteen kehityksen prototyyppivaiheessa säätäminen toteutetaan käsin. Myöhemmin säätäminen voidaan toteuttaa lineaaritoimilaitteella.

4.2 Lujuustarkastelun analysointi

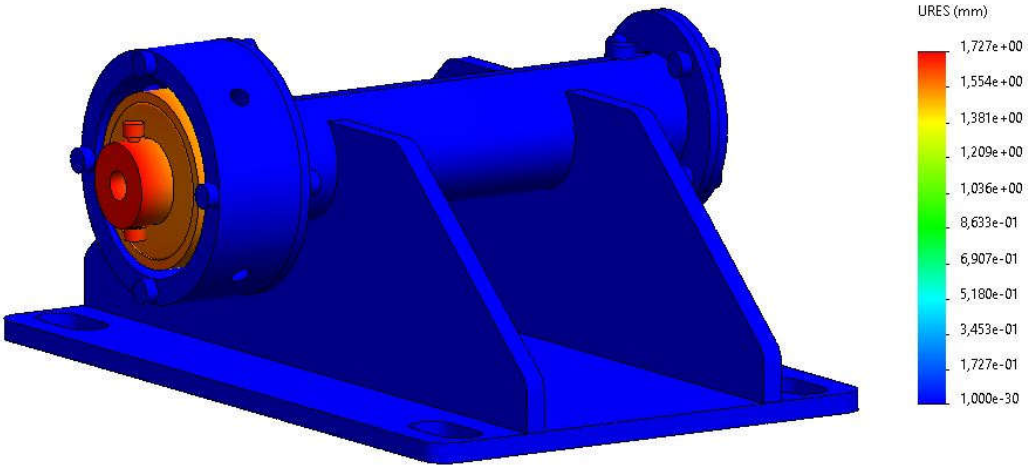
Kokoonpanolle suoritettiin elementtimenetelmään perustuva lujuustarkastelu Solid Works:in omalla lujuuslaskenta sovelluksella. Laskennassa käytetään solid-elementtejä, joita mallissa on 37556 ja solmuja on 71092. Materiaalina mallissa on teräs kimmokertoimella $210 \cdot 10^9$ Pa lukuunottamatta joustavaa putkea, jonka materiaalina on alumiini kimmokertoimella $70 \cdot 10^9$ Pa. Rakenne on tuettu tukirakenteen pohjan alaosan kaikista solmuista kaikkiin vapausasteisiin. Tukirakenne kiinnitettään todellisuudessa neljästä pisteestä pöytään, mutta yksinkertaisuuden vuoksi mallissa koko pohja on tuettu jäykästi. Pohjalevyn jäykkyys on huomattavan suuri verrattuna laitteen muihin tarkasteltaviin osiin, eikä siihen oleteta syntyvän merkityksellisiä jännityksiä. Rakenteeseen

vaikuttavana voimana on käytetty aiemmin mitoituksessa käytettyä 100 N, joka vaikuttaa laakerin soviteholkin kiristyspultin kohdalla alaspäin kohtisuorasti joustavaan rakenteeseen nähden. Kuvassa 30 on esitetty rakenteeseen vaikuttavat yhteisjännitykset.



Kuva 30. Yhteisjännitykset elementtimenetelmällä.

Tarkastelussa havaitaan, että jännitykset vastaavat hyvin lähelle aiemmin mitoitusosiossa analyyttisellä laskennalla saatuja arvoja. Kokoonpanon ainoat merkittävät jännitykset syntyvät joustavan putken juureen, kun holkki on säädetty ääriasentoon ja rakenne on joustavimmillaan. Kuvassa 31 on esitetty rakenteessa tapahtuvat siirtymät.



Kuva 31. Siirtymät elementtimenetelmällä.

Suurimmat siirtymät tapahtuvat odotetusti joustavan rakenteen päädyssä, jossa tukirakenne kytketään roottorin akseliin. Elementtimenetelmällä suurimmaksi siirtymäksi saatiin 1.727 mm, jossa on selvä ero analyyttisella laskennalla saatuun 1.02 mm siirtymään verrattuna. Syynä suurempaan siirtymään on laakeripesästä ja laakerin ja akselin kiinnitysholkista syntyvän pituuden lisäys, joka kasvattaa siirtymää rakenteen uloimmassa kohdassa. Joustavana putkena käytetyn alumiiniputken sisähalkaisija on 17 mm ja sen sisällä pyörivän roottorin akselin halkaisija on 12 mm. Liikkumavaraa roottorin akselin siirtymille on siis 2.5 mm suuntaansa, joten akseli ei ota vielä joustavaan putkeen kiinni pyöriessään.

4.3 Dynaaminen analyysi

Laakereiden tuennan jäykkyydensäätölaitteeseen vaikuttavat voimat laakerin kohdalla saadaan seuraavasta kaavasta. (Chen & Gunter 2005, s. 322)

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} - \Omega^2\mathbf{M} & \Omega\mathbf{C} \\ -\Omega\mathbf{C} & \mathbf{K} - \Omega^2\mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{q_c} \\ \boldsymbol{q_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{F_c} \\ \boldsymbol{F_s} \end{bmatrix} \tag{30}$$

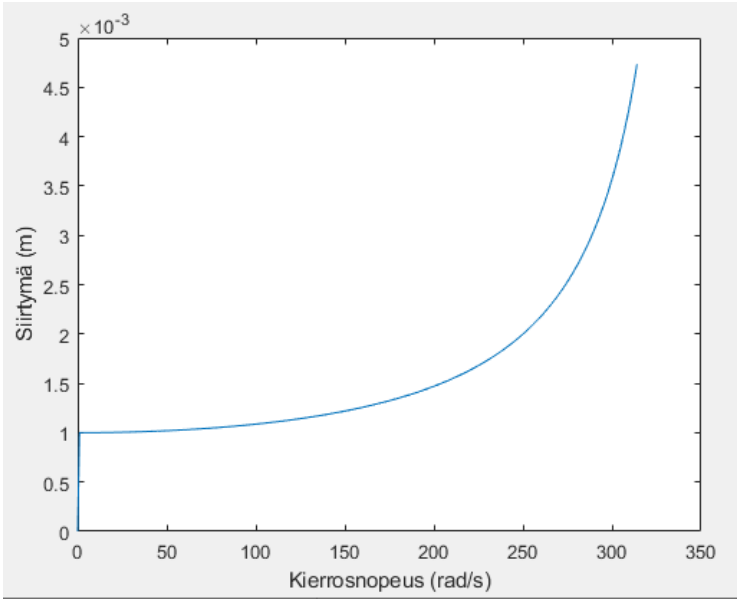
Missä $\boldsymbol{F_c}$ ja $\boldsymbol{F_s}$ ovat laakeriin vaikuttavat voimat tukisuunnissa. $\boldsymbol{q_c}$ ja $\boldsymbol{q_s}$ ovat siirtymät tukisuuntien mukaisessa koordinaatistossa. Alaindeksit $\boldsymbol{c}$ ja $\boldsymbol{s}$ tulevat kosini- ja sinifunktioiden mukaan. Voimien ja siirtymien kokonaismäärä saadaan seuraavilla kaavoilla. (Chen & Gunter 2005, s. 322)

$$\boldsymbol{q} = \boldsymbol{q_c} cos(\Omega t) + \boldsymbol{q_s} sin(\Omega t) \tag{31}$$

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{F_c} cos(\Omega t) + \boldsymbol{F_s} sin(\Omega t) \tag{32}$$

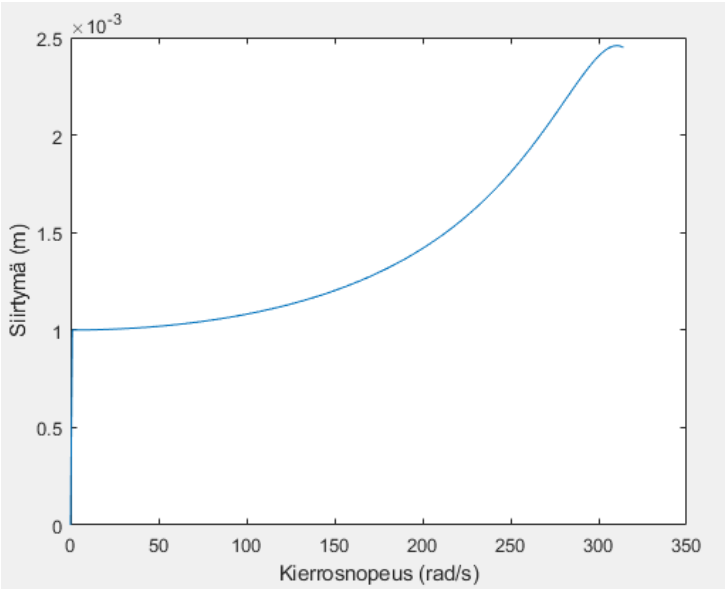
Siirtymäantureilla mitattujen siirtymien ja laakeriin kohdistuvan voiman verrannollisuus voidaan laskea edellä esitettyjen kaavojen 30, 31 ja 32 avulla, kun tunnetaan säädettävän tuennan jäykkyys, massa, vaimennus ja kulmanopeus. Seuraavaksi tarkastellaan suunniteltua säädettävää tuentapistettä dynaamisella analyysillä. Suunnitellun laitteen liikkuvien osien massa on 0.8 kg. Jäykkyys matalimmassa asetusarvossa on 100 kN. Vaimennuksen arvona käytetään 1 Ns/m. Voimana käytetään staattisessa analyysissä

käytettyä 100 N. Kuvassa 32 on esitetty säädettävän tuennan dynaaminen siirtymä kulmanopeuksilla 0–314 rad/s, joka vastaa 0–3000 RPM pyörimisnopeuksia roottorissa.



Kuva 32. Säätölaitteen dynaaminen analyysi 1 Ns/m vaimennuksella.

Kuvasta 32 huomataan, että siirtymät kasvavat yli halutun 2.5 mm kierrosnopeusalueen loppupäähän mentäessä. Vaimennuksen kasvaessa siirtymät pienenevät. Seuraavassa kuvassa 33 on esitetty edellistä vastaava analyysi, mutta vaimennuksen ollessa nyt 65 Ns/m.

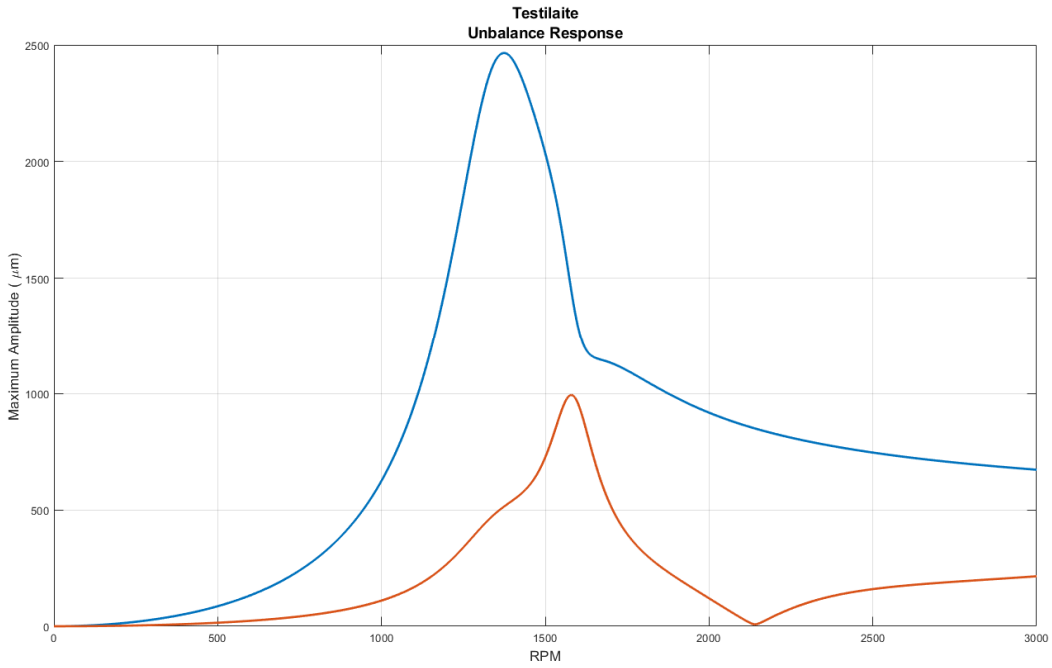


Kuva 33. Säätölaitteen dynaaminen analyysi 65 Ns/m vaimennuksella.

Edellisestä kuvasta havaitaan, että vaimennuksen ollessa 65 Ns/m pysytään juuri 2.5 mm siirtymän rajoissa. Koko roottoritestilaitteen toimintaa rajoittaa siirtymien pitäminen tarpeeksi pieninä laakereiden kohdalla. Siirtymien pitämiseen pienenä on kaksi syytä. A) Siirtymien mittaukseen käytettävien antureiden käyttöalue on rajallinen. B) Roottorin akseli ottaa joustavan putken sisäpintaan kiinni siirtymien ollessa yli 2.5 mm. Siirtymiä voidaan pienentää vähentämällä massaepäkeskisyydestä aiheutuvaa voimaa tai lisäämällä laakeritukipisteiden vaimennusta.

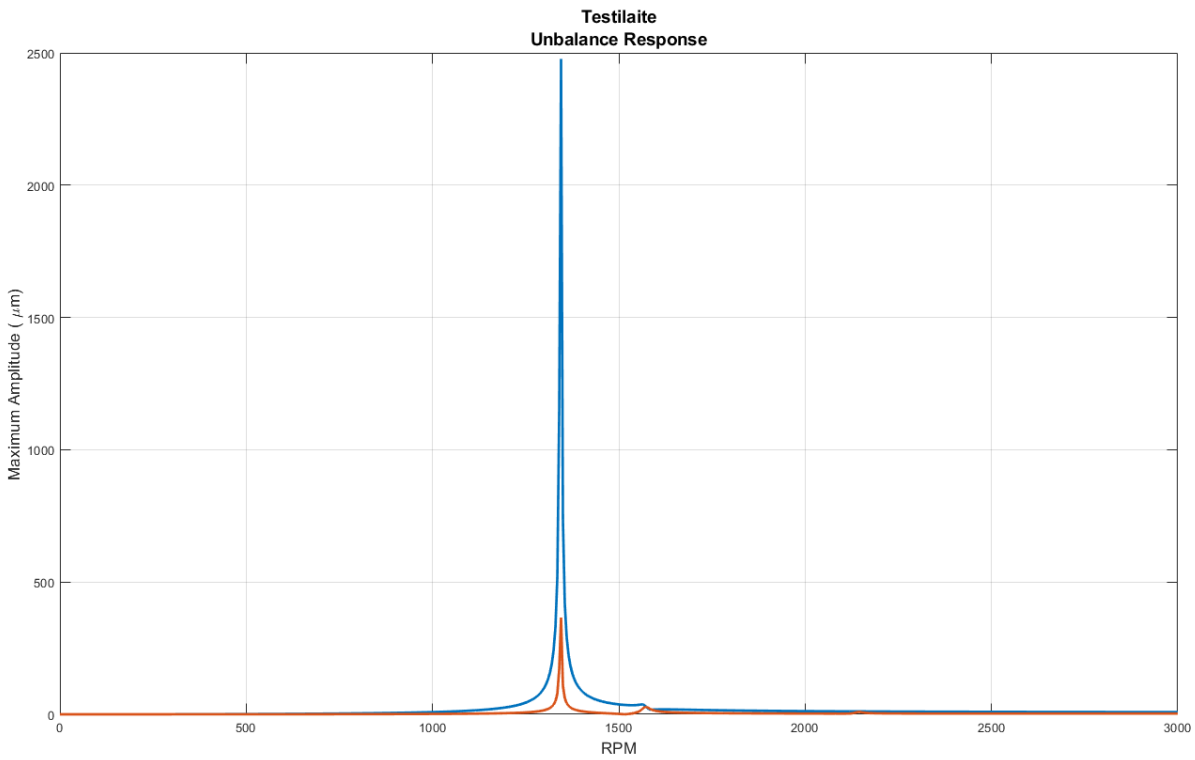
Seuraavaksi on esitetty kaksi vaihtoehtoista tapaa, joilla laakeritukipisteiden siirtymät saadaan pidettyä halutuissa rajoissa tutkittaessa koko roottoritestilaitteen dynamiikkaa. Molemmissa testiajoissa roottoritestilaitteen mitat ja mallin ominaisuudet ovat vastaavat kuin kappaleessa 3 esitetyissä testiajoissa, lukuun ottamatta uuden suunnitellun säädettävän tuennan tarkentunutta painoa, joka on nyt 0.8 kg. Roottoritestilaitetta tutkitaan säädettävien laakerituentojen matalimmassa jäykkyydessä 100 kN/m.

Kuvassa 34 on esitetty roottoritestilaitteen massaepäkeskisyyden aiheuttama vaste RoBeDyn-ohjelmalla. Nyt massaepäkeskisyytenä molemmissa kiekoissa on aiemmin mitoituksessa käytetty 0.0016 kgm ja laakereiden tuennan vaimennuksena on 180 Ns/m Y- ja Z-tukisuuntiin.



Kuva 34. Roottoritestilaitteen massaepäkeskisyyden vaste vaimennuksella. Sininen viiva on laakerin 1 siirtymä. Oranssi viiva on laakerin 2 siirtymä.

Seuraavaksi on esitetty vaihtoehto, jossa säädettävästä tuennasta ei synny järjestelmään ollenkaan vaimennusta. Nyt molempien kiekkojen massaepäkeskisyytenä on 0.00002 kgm. Kuvassa 35 on testiajon massaepäkeskisyyden vaste.



Kuva 35. Roottoritestilaitteen massaepäkeskisyyden vaste ilman vaimennusta. Sininen viiva on laakerin 1 siirtymä. Oranssi viiva on laakerin 2 siirtymä.

Molemmilla vaihtoehdoilla pysytään suurimpien sallittujen siirtymien rajoissa. Vaimentamattomassa vaihtoehdossa roottorin massaepäkeskisyys on kuitenkin huomattavan pieni ja näin ollen järjestelmä tarvitsee vaimennusta, jos halutaan tai joudutaan käyttämään massaepäkeskisyydeltään suurempia osia. Jäykkyydeltään säädettävän laakeritukipisteen joustavan osan vaimennusominaisuuksia ei tarkasti tunneta ja lisäksi ne muuttuvat sitä säädettäessä, joten simuloinnissa ei pystytä tarkasti määrittämään lopullisia siirtymiä.

4.4 Mallin tarkkuus

Roottoritestilaitteen simuloinnissa on useita epävarmuustekijöitä. Suurimpana epävarmuustekijänä on rakenteellisen vaimennuksen suuruus käytännössä. Jos joustavan osan rakenteellinen vaimennus jää liian pieneksi laitteeseen täytyy jälkikäteen lisätä vaimennusta lisääviä elementtejä.

Roottorin massojen ja laakeroinnin sijoittelussa on myös yksinkertaistuksia ja mahdollisia epävarmuustekijöitä. Suunnitellun laitteen säätöalue kattaa kuitenkin laajan jäykkyysalueen, joten lähtöarvoista, mahdollisista roottoritestilaitteen muutoksista tai simuloinnin muista virhelähteistä aiheutuvat epävarmuudet mahtuvat laajan säätöalueen sisään.

Voiman mittauksessa ongelmana ja mahdollisena virhelähteenä on, ettei voimaa mitata suoraan tutkittavasta rakenteesta. Nyt voimaa mitataan siirtymäantureilla, joiden mittaustietojen perusteella voidaan määrittää rakenteessa vaikuttava dynaaminen voima, kun tunnetaan rakenteen massa, jäykkyys, vaimennus ja voiman värähtelytaajuus. Siirtymäantureilla laakerin siirtymät pystytään määrittämään tarkasti. Voiman värähtelytaajuus saadaan roottorin kierrosnopeudesta sekä värähtelevän massan suuruus tunnetaan. Ongelmia aiheuttaa jäykkyyden ja vaimennuksen muuttuminen, kun tuentaa säädetään. Tuennan jäykkyys pystytään laskemaan joustavan osan pituuden funktiona, mutta tarkkuuden kasvattamiseksi jäykkyys ja vaimennus täytyy mitata kokeellisesti eri säätöasennoissa ja muodostaa näitä kuvaavat käyrästöt. Voiman mittauksen virhelähteeksi voi muodostua epätarkat mitatut lähtötiedot rakenteen jäykkyydestä tai vaimennuksesta.

4.5 Toteutettavuus

Lopullisen toteutuksen kannalta ensisijainen asia on rakentaa laitteesta prototyyppi, joka sisältää vähintään toiminnan kannalta keskeiset osat. Keskeisiä osia ovat joustava sisempi putki, holkki, ulkoputki ja laipat, joilla putket kiinnitetään toisiinsa. Näistä toiminnan kannalta keskeisistä osista kootulla prototyypillä voidaan suorittaa mittauksia, joilla voidaan varmentaa laitteen toimintaa ja määritellä jatkokehityksen kannalta tarvittavia arvoja.

Mittauksissa on oleellista selvittää laitteeseen syntyvää vaimennusta, joka aiheutuu rakenteellisesta vaimennuksesta ja voideltujen liukupintojen välisistä vaimennuksista.

Mitattujen arvojen avulla voidaan määritellä tarkemmat toleranssit liukupintojen välille sekä arvioida tarvetta vaimennuksen kasvattamisesta.

Laitteen valmistuksessa tarvittavia työmenetelmiä ovat koneistaminen, laserleikkaus ja hitsaus. Koneistettavia osia ovat holkki, laakeripesä ja mitta-antureiden tukikehä. Levyosat ja ulompi putki voidaan laserleikata tarvittavaan tarkkuuteen. Levyosien ja putkien liitokset hitsataan yhteen. Komponentit kiinnitetään toisiinsa pulttiliitoksilla.

Voiman määritystä varten täytyy ohjelmoida tietokoneohjelma, joka määrittää laakeriin vaikuttavan voiman siirtymäantureiden mittausten, pyörimisnopeuden ja säätöasennon etukäteen mitatun jäykkyyden sekä vaimennuksen perusteella.

Laitteen toteutettavuutta edesauttaa yksinkertainen rakenne, joka mahdollistaa valmistuskustannuksiltaan edullisen valmistamisen. Toteutettavuutta hankaloittaa mahdollinen jatkokehityksen tarve riittävien vaimennusominaisuuksien saavuttamiseksi.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tavoitteena oli kehittää roottoritestilaitteeseen jäykkyydeltään säädettävät laakeritukipisteet, joilla voidaan mitata laakeriin kohdistuva voima. Työssä tutustuttiin eri olemassa oleviin toteutustapoihin, joilla laakereiden tuennan jäykkyyttä voidaan säätää sekä menetelmiin, joilla laakeriin kohdistuva voima voidaan mitata. Alempana on koottuna menetelmien keskeiset ominaisuudet.

Olemassa olevista jäykkyyden säätämistavoista karsittiin tämän työn puitteissa hankalasti toteutettavat vaihtoehdot pois. Jäljelle jäi jännevälin pituuden ja jäyhyyden muuttamiseen perustuvat säätötavat. Näihin valittuihin luonnonilmiöihin perustuen tehtiin alustavat luonnokset viidestä eri toteutustavasta. Toteutusvaihtoehtojen ominaisuuksia tarkasteltiin ja karsittiin vähiten sopivat vaihtoehdot pois. Kehitettäväksi vaihtoehdoksi valittiin lopuksi jännevälin muutokseen perustuva toteutustapa, jossa laakeriin kohdistuva voima määritetään mitattujen siirtymien perusteella. Siirtymien mittaamiseen suunnitellussa laitteessa käytettään pyörrevirtoihin perustuvia siirtymäantureita.

Kehitettävään laitteeseen mitoitettiin laakerin tuentaan vaikuttava joustava säätöosa ja suunniteltiin mekanismi sen säätämiseksi. Työn tuloksena saatiin vaatimuksiin soveltuva suunnittelumalli. Suunnitellun laitteen rajoitteita, ongelmia ja jatkokehityskohteista käsitellään tässä luvussa. Suunniteltua laitetta ei tämän työn puitteissa rakennettu, joten sen toimintaa käsitellään vain teoria tasolla. Laitteen toimintaa analysoitiin staattisella ja dynaamisella analyysillä. Luvun lopussa on käsitelty laitteella saavutettavaa hyötyä.

5.1 Tutkitut vaihtoehdot ja niiden keskeiset ominaisuudet

Laakereiden tuennan jäykkyyden säätöön on olemassa useita eri vaihtoehtoisia toteutustapoja. Kirjallisuuskatsaus osiossa perehdyttiin ratkaisuihin, joita yleisesti on käytetty sovelluksissa, joissa tarvitaan säädettävää jäykkyyttä. Alla on listattuna eri luonnonilmiöitä, joilla rakenteen jäykkyyttä voidaan säätää, sekä esitetty niiden toiminnan keskeisiä ominaisuuksia.

- Sähkömagneettinen
    - Epälineaarinen
    - Pieni vaimennus
    - Säädettävissä elektronisesti

- Kaasun paineeseen perustuva
    - Epälineaarinen jousivakio jos käytetään erillistä kaasusäiliötä
    - Lineaarinen jousivakio jos paine ja tilavuus muuttuvat samassa suhteessa

- Materiaalin sisäiset ominaisuudet
    - Kimmokerroin eri lämpötiloissa
    - Rajoitettu säätöalue
    - Säätäminen vaatii tarkasti kontrolloidun lämpötilan

- Materiaalin muoto
    - Jäyhyys eri suuntiin
    - Hankala säädettävyys pääjäyhyysakselien välisellä alueella

- Jännevälin muuttaminen
    - Laaja säätöalue
    - Yksinkertainen säätö

Suunnitellulla laitteella saavutettava laakereiden tuennan säätöalue on verraten laaja, mistä on hyötyä erityisesti roottoritestilaitteen kaltaisessa käyttökohteessa, jossa roottorin parametrit voivat jälkikäteen muuttua merkittävästi erilaisissa testikokoonpanoissa. Käyttökohteessa, jossa roottorin ominaisuudet ei muutu jälkikäteen yhtä merkittävällä tavalla voi olla tarkoituksenmukaisempaa käyttää toteutustapaa, jossa säätöalue ei ole yhtä laaja.

Laakeriin kohdistuvan voiman mittaukseen työssä käsiteltiin seuraavilla periaatteilla toimivia toteutusvaihtoehtoja.

- Pyörrevirtoihin perustuvat siirtymäanturit
    - Ei kosketuksissa mitattavaan osaan
    - Sijoitettavissa vapaammin, ei vaikuta muuhun toimintaan
    - Rajallinen mittausetäisyys
    - Voiman määrittämiseksi täytyy tuntea rakenteen jäykkyys ja vaimennus

- Venymäliuska
    - Vaatii vapaan kiinnityspinnan, mikä rajoittaa sijoittamista
    - Voiman määrittämiseksi täytyy tuntea rakenteen jäykkyys ja vaimennus

- Pietsosähkö
    - Voima voidaan mitata suoraan, ei tarvitse tuntea rakenteiden muita ominaisuuksia
    - Mitattavan voiman täytyy kulkea anturin läpi

5.2 Ongelmakohdat

Suunnitellun laitteen suurimpana ongelmana on sen rajallinen kyky ottaa vastaan suuria voimia. Skaalatessa laitetta käytännön sovelluksiin testilaitteen sijaan voi ongelmaksi tulla nopeasti staattisesta kuormasta johtuva rajoite. Joustavan rakenteen aikaansaaminen pieneen tilaan vaatii ohuita rakenneosia, joihin muodostuu helposti suuria jännityksiä. Vaihtoehtoisesti joustavia rakenteita voisi suurentaa, jolloin niiden koko sekä paino kasvaa nopeasti.

Laakereiden siirtymät kasvavat suuriksi laakerin tuennan jäykkyyden ollessa matala. Tätä ongelmaa voidaan ehkäistä lisäämällä laakereiden tuennan vaimennusta tai vähentämällä laakereihin kohdistuvaa voimaa pienentämällä roottorin massaepäkeskisyyttä.

Kehitetyn laitteen pituus on myös rajoittava tekijä. Valitulla toteutustavalla viedään tilaa roottorin akselin suuntaisesti, mikä vähentää mahdollisuuksia sijoittaa kiekkoja tai muita komponentteja roottorin akselille.

Joustavan rakenneosan jäykkyyden ja vaimennuksen muutos eri säätöasennoissa hankaloittaa laakeriin kohdistuvan voiman määrittämistä. Staattisessa tilassa voima pystytään määrittämään yksinkertaisesti vertaamalla siirtymiä rakenteen tunnettuun jäykkyyteen. Roottorin pyöriessä laakeriin kohdistuva voima muuttuu dynaamisesti, joten sen määrittämiseksi täytyy tuntea rakenteen jäykkyyden lisäksi vaimennus, massa ja värähtelytaajuus. Säätöasennon epätarkkuudesta tai mitattujen jäykkyys- ja vaimennusominaisuuksien epätarkkuudesta eri säätöasennoissa voi syntyä virhelähde lopulliseen voiman määritykseen.

5.3 Jatkotutkimuskohteet

Suunnittelutyön jälkeen seuraava vaihe on rakentaa laitteesta prototyyppi, jolla voidaan varmentaa toiminta käytännössä. Prototyypin valmistuksen yhteydessä voi ilmetä odottamattomia asioita, joita kaikkia suunnittelussa ei ole osattu ottaa huomioon. Merkittävin simuloinnissa huomioimaton asia on jäykkyyden säädön muutokseen kuluva aika. Jäykkyyden muutos vie väistämättä aikaa suhteellisen paljon suhteessa roottorin värähtelyn taajuuteen eli jäykkyyden säätämisen aikana roottorissa kerkeää tapahtua useita värähtelysyklejä. Laakereiden tuennan jäykkyyttä täytyy myös säätää molemmilta laakeritukipisteiltä saman aikaisesti. Tuennan säätö on nyt suunniteltu toteutettavaksi käsikäyttöisesti. Säätö on mahdollista toteuttaa myös toimilaitteen avulla, jolloin molempien laakereiden tuentaa voidaan säätää tarkasti sekä yhtäaikaisesti.

Ongelmakohtana esitettyä laitteen rajallista kykyä ottaa vastaan roottorin omasta painosta johtuvaa staattista kuormaa pystyisi mahdollisesti parantamaan jatkokehittämällä laitetta. Staattisesta kuormasta aiheutuvaa ongelmaa suunniteltuun laitteeseen ei aiheudu, jos roottori on pystyasennossa, jolloin sen oma paino muodostuu roottorin akselin suuntaisesti. Ongelma on hankalin, mikäli roottori on liikkuvassa laitteessa ja omasta painosta johtuvan voiman vaikutussuunta muuttuu liikkuvan laitteen liikkeen mukana. Yhtenä jatkokehityskohteena on tutkia vaihtoehtoa, jossa voidaan vähentää staattisen kuorman vaikutusta yhdistämällä suunniteltuun laitteeseen puristusjouset laakerin kohdalle laakeripesän ja siirtymäantureiden tukirakenteen väliin. Jousia esikiristämällä laakeri saadaan asetettua keskelle, jolloin joustavaan putkeen ei synny staattisesta kuormasta aiheutuvia jännityksiä. Esikiristettävien jousien vaikutus koko laitteen tuennan jäykkyyteen pysyy pienenä, kun käytetään jousia, joiden jousivakio on pieni. Esikiristettäviä jousia tulee laittaa tasaisesti laakerin tukisuuntiin

nähden, jotta laakerin tuenta on symmetrinen kaikkiin liikesuuntiin nähden. Esikiristettävät jouset on mahdollista asentaa vastaavalla tavalla kuin voiman mittaukseen tarkoitetut siirtymäanturit tasaisesti joka suuntaan laakeripesän ympärille. Esikiristettävien jousien yhteyteen on mahdollista kehittää lisäksi mekanismi, jolla voidaan säätää laakerituennan vaimennusta.

Jatkokehityskohteena on lisäksi vielä pienempien jäykkyyksien aikaansaaminen muuttamalla joustavaa putkiosaa. Joustavan putkiosan jäykkyyttä voi muuttaa vaihtamalla putken materiaalia tai pienentämällä putken jäykkyyttä tekemällä siihen uria tai muulla vastaavalla tavalla poistamalla siitä materiaalia. Joustavan putken halkaisijan kasvattaminen antaa myös pelivaraa suurimpien sallittujen siirtymien osalta. Rakenne on modulaarinen, joten uusien joustavien elementtien asentaminen jälkikäteen on mahdollista.

5.4 Laitteella saavutettava hyöty

Laitteelle asetettu ensisijainen vaatimus oli, että kriittinen pyörimisnopeus voidaan ylittää jäykkyyttä säätämällä. Tämän vaatimuksen suunniteltu laite mahdollistaa suurimmalta osin. Kaikkia kierrosnopeusalueita, joissa värähtelyä esiintyy, ei ole mahdollista suunnitellulla laitteella simuloinnista saatujen ajojen mukaan välttää, mutta suurimmat värähtelyn huiput on mahdollista ohittaa tuennan jäykkyyttä säätämällä.

Laitteella voidaan mitata myös laakereille aiheutuvan voiman suuruus. Laakereille kohdistuvan voiman mittauksella pystytään kartoittamaan kierrosalueita, joilla roottori värähtelee merkittävästi. Värähtelyn ja siitä laskettavan voiman mittauksella voidaan varmentaa simuloinnilla saatuja tuloksia.

Laitteelle asetetun ensisijaisen tavoitteen lisäksi se mahdollistaa myös sen, että uudella suunnitellulla säädettävällä laakerin tuennalla roottoritestilaitetta voidaan käyttää jatkuvasti millä tahansa moottorin mahdollistamalla kierrosalueella välillä 0–3000 RPM ilman merkityksellisiä värähtelyjä. Kyseistä ominaisuutta voidaan käyttää sovelluksissa, joissa täytyy pystyä säätämään roottorin pyörimisnopeutta laajalla alueella tekemättä roottoriin muita muutoksia ja pitämällä se jatkuvasti käynnissä.

LÄHTEET

Blanco-Ortega, A., Silva-Navarro, G., Colín-Ocampo, J., Oliver-Salazar, M., & Vela-Valdés, G. 2012. Advances on Analysis and Control of Vibrations - Theory and Applications- Automatic Balancing of Rotor-Bearing Systems. s. 214.

Changsheng, Z., Robb, D. & Ewins, D. 2001. A variable stiffness damping support for passing through the critical speeds of rotors. Proceedings of the International Modal Analysis Conference - IMAC. 2. s. 1264–1269.

Chen, W. J. & Gunter E. 2005. Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems, Trafford Publishing.

Cronjé, J., Heyns, S., Theron, N. & Loveday, P. 2005. Development of a Variable Stiffness and Damping Tunable Vibration Isolator. Journal of Vibration and Control. 3. s. 381–396.

Earl, L. & Ramendra R. 2003. Handbook of Turbomachinery, 2nd Edition, Revised and Expanded. Marcel Dekker. New York.

Fittro, R. & Knospe C. 2002. Rotor compliance minimization via μ-control of active magnetic bearings. IEEE transactions on control systems technology, vol. 10. s. 238.

Genta, C. 2005. Dynamics of rotating systems. Springer.

Goodwin, M. 1989. Dynamics of Rotor-Bearing Systems. Unwin Hyman Ltd.

Heidaria H. & Safarpourb P. 2016. Mechanism and Machine Theory. Design and modeling of a novel active squeeze film damper. s. 235–243.

Inman, D. 2014. Engineering Vibration, 4th edition. Pearson. s. 402–404.

Karhunen J. 1997. Lujuusoppi. 5. korj. p. Otatieto. Helsinki.

Krämer, E. 1993. Dynamics of Rotors and Foundations. s. 3.

Parviainen, T. 2019. Design and simulation of squeeze film dampers in test rig. Opinnäytetyö. LUT–Yliopisto.

Premkumar, M., Mohan T. & Sivamani S. 2017. Design and Analysis of a Permanent Magnetic Bearing for Vertical Axis Small Wind Turbine. 1st International Conference on Power Engineering, Computing and Control, PECCON-2017. VIT University, Chennai Campus.

Presthus, M. 2002. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation. Master Thesis. Luleaå University of Technology. s. 8–13.

Regtien, P. & Dertien, E. 2018. Piezoelectric sensors. Sensors for Mechatronics (Second Edition)

Ritou, M., Garnier, S., Furet, B. & Hascoët J.Y. 2013. Angular approach combined to mechanical model for tool breakage detection by eddy current sensors. Mechanical Systems and Signal Processing, s. 2.

San Andrés, L. 2010. Modern Lubrication Theory: Lecture Notes 13. [Rotorlab www–sivut]. Päivitetty 2010. [Viitattu 5.2.2021] Saatavissa: https://rotorlab.tamu.edu/me626/default.htm

Schweitzer, G. 2002. Active magnetic bearings - chances and limitations, International Centre for Magnetic Bearings. Zurich.

ShiDong, Z., JianGang Y., YanYong L. & Jie L. 2013. Identification of bearing load by three section strain gauge method: Theoretical and experimental research, Measurement, Volume 46, Issue 10

Sopanen, J. 2009. User Manual RoBeDyn Rotor-Bearing Dynamics Toolbox for Matlab. LUT–Yliopisto.

Spiroiu, M. 2018. Railway Vehicle Pneumatic Rubber Suspension Modelling and Analysis, Materiale plastice, Vol 55. Politehnica University of Bucharest. s. 25.

Sugar, T. & Hollander, K. 2006. Adjustable stiffness leaf spring actuators. US patent: US20070040312A1.

Wowk, V. 2015. What is Centrifugal Force?. Sound & vibration. 49. s. 13–15.

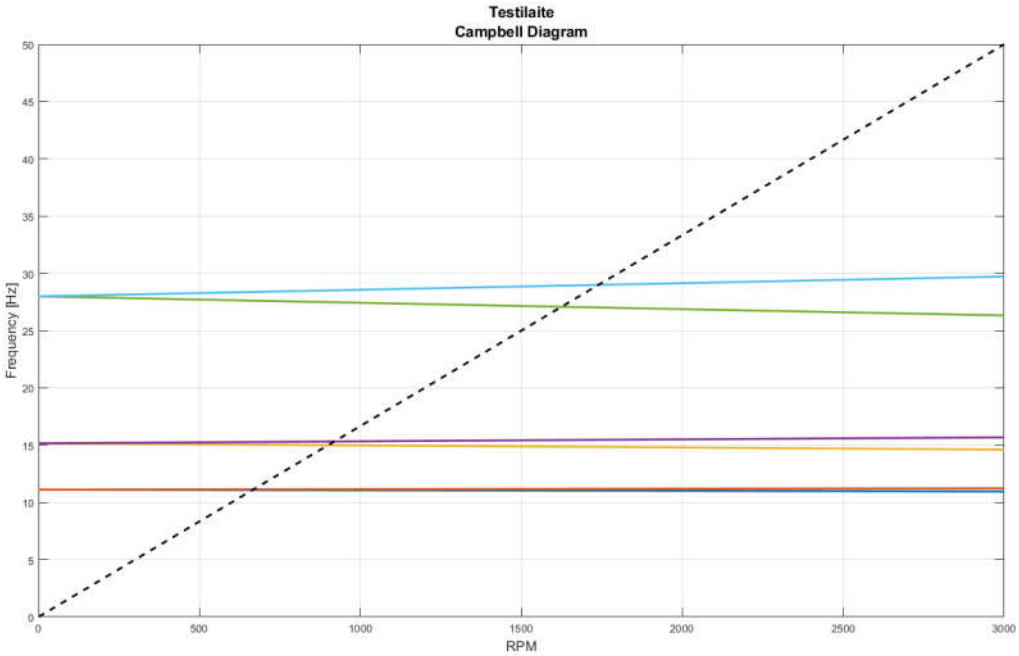
Yamamoto, T. & Ishida Y. 2001. Linear and Nonlinear Rotordynamics – A Modern Treatment with Applications. Julkaisija: John Wiley & Sons, Inc.

Yanhong, M. & al. 2015. Journal of Sound and Vibration. Volume 351. Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports. s. 1–16.

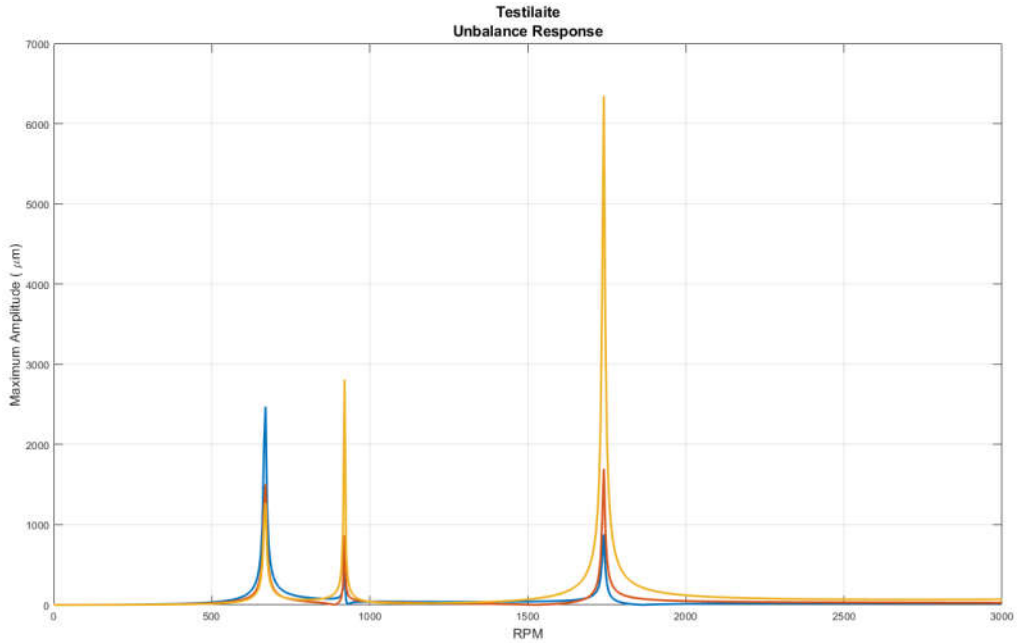
Young-Kong, A., Shin M. & Bo-Suk Y. 1998. Directionally Controllable Squeeze Film Damper Using Liquid Crystal. KSME International Journal, Vol 12. No. 6. s. 1097–110

Roottoritestilaitteen simulaatiot eri laakereiden tuennan jäykkyyksillä.

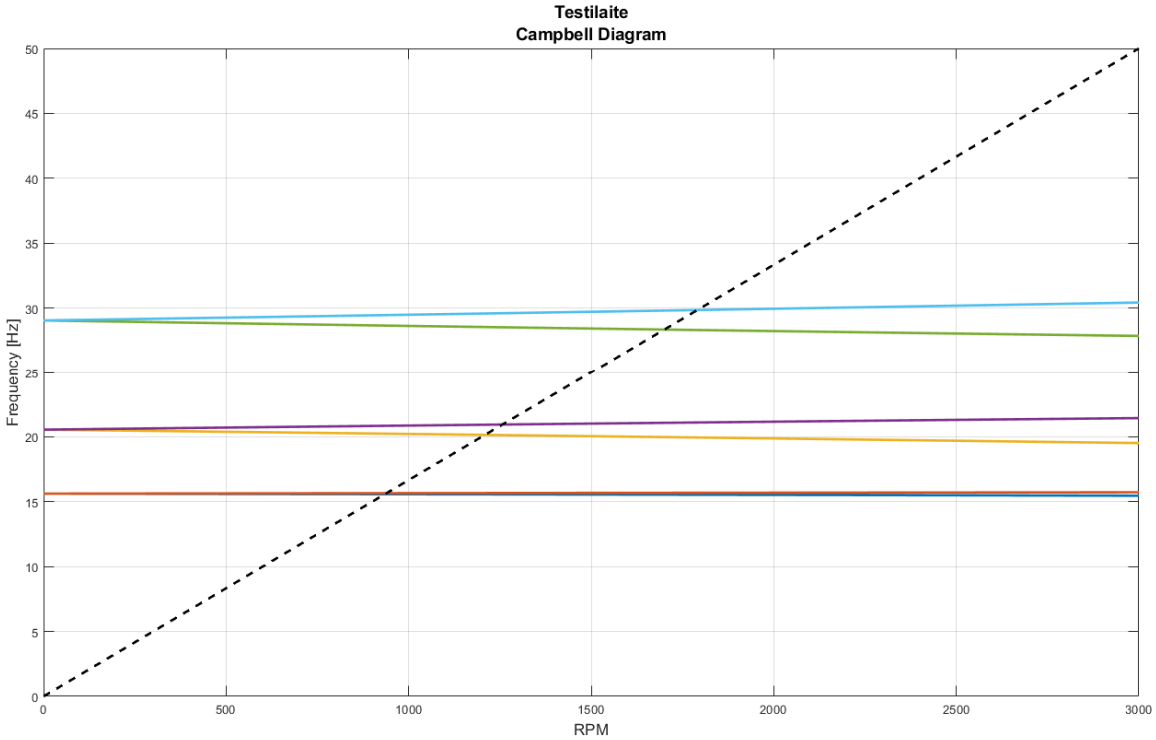
Alla on esitettynä Campbell ja Unbalance Responce kuvaajat roottoritestilaitteen ajoista eri laakereiden tuennan jäykkyyksillä. Testiajoissa tuennan vaimennuksena on 0 Ns/m. Unbalance Response kuvaajissa: keltainen viiva = akselin vapaa pää, punainen viiva = kiekko 1 ja sininen viiva = kiekko 2.



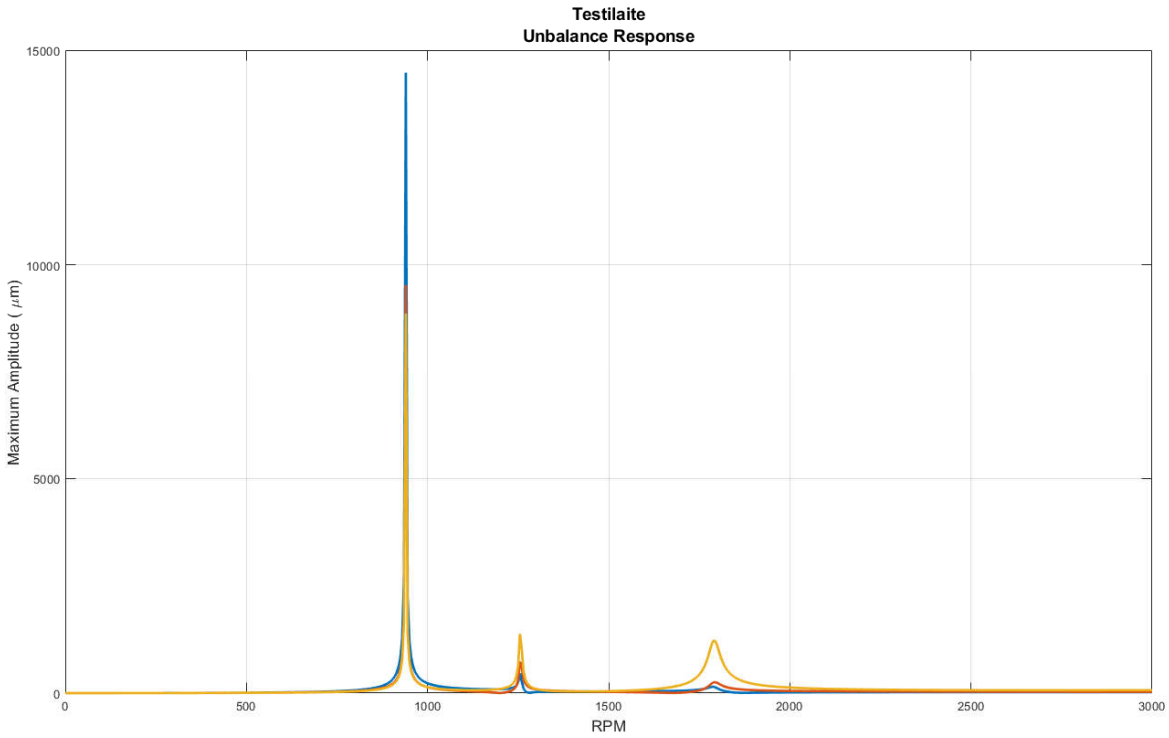
Liitekuva 1. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 25 kN/m.



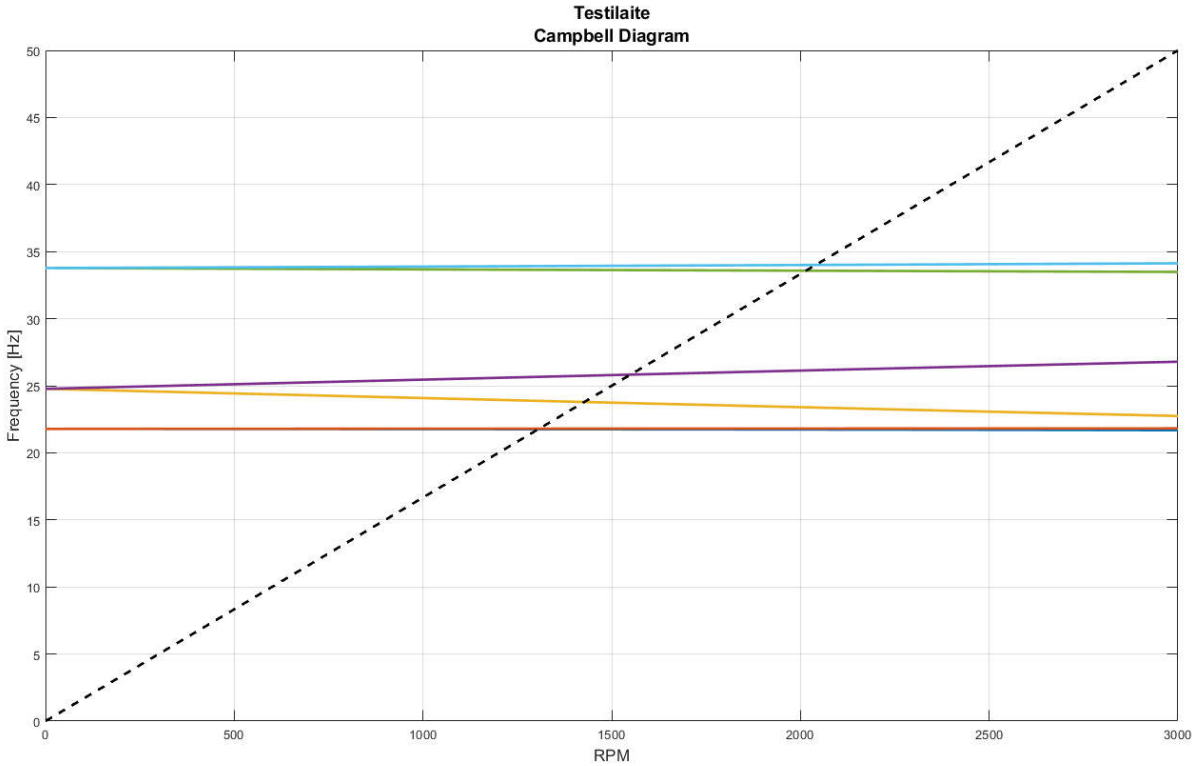
Liitekuva 2. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 25 kN/m.



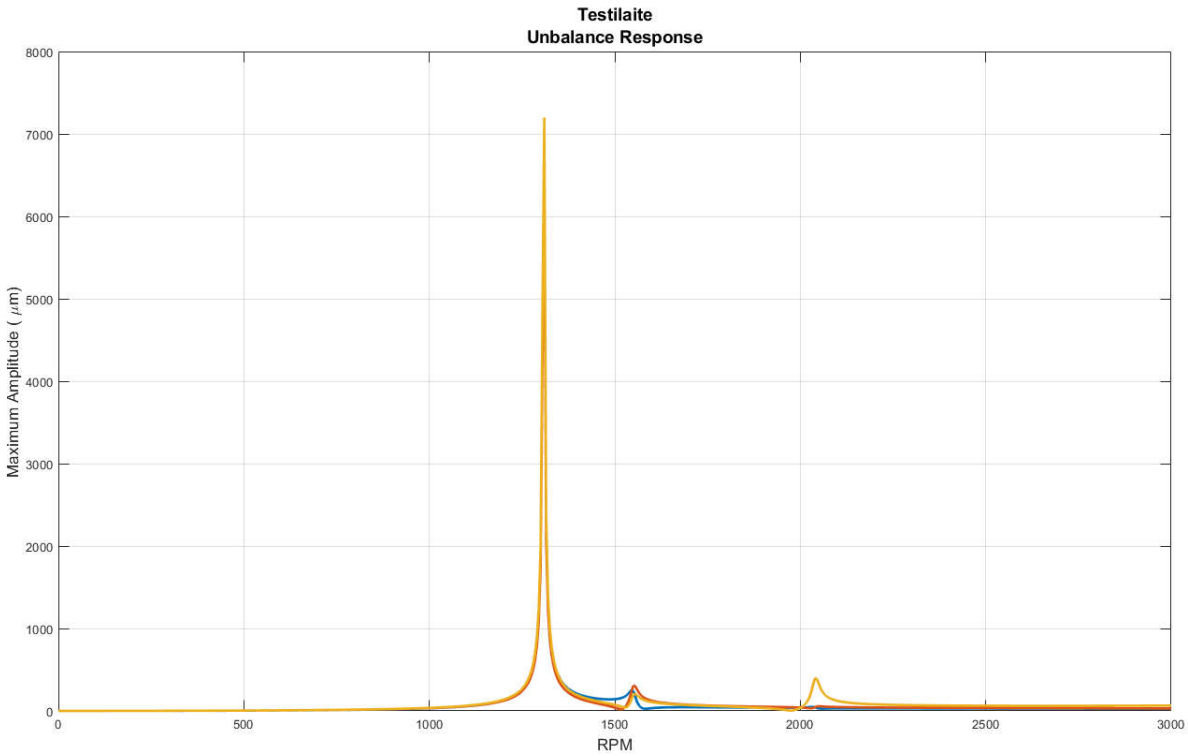
Liitekuva 3. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 50 kN/m.



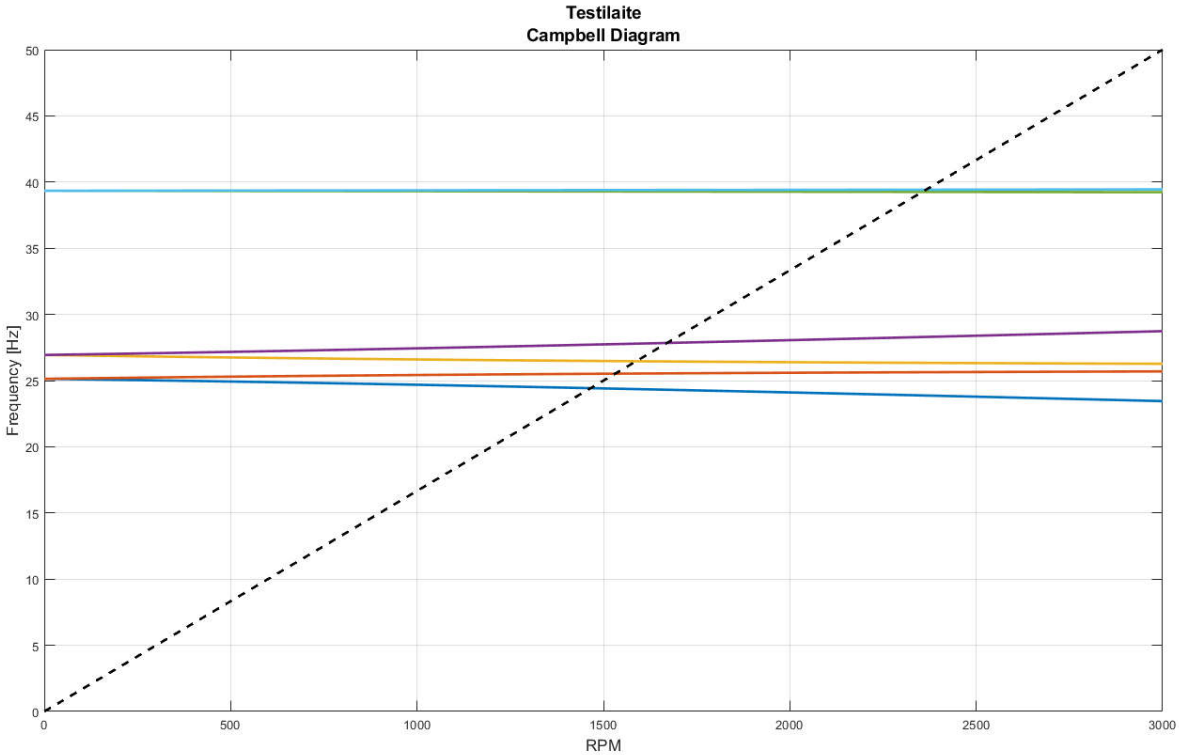
Liitekuva 4. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 50 kN/m.



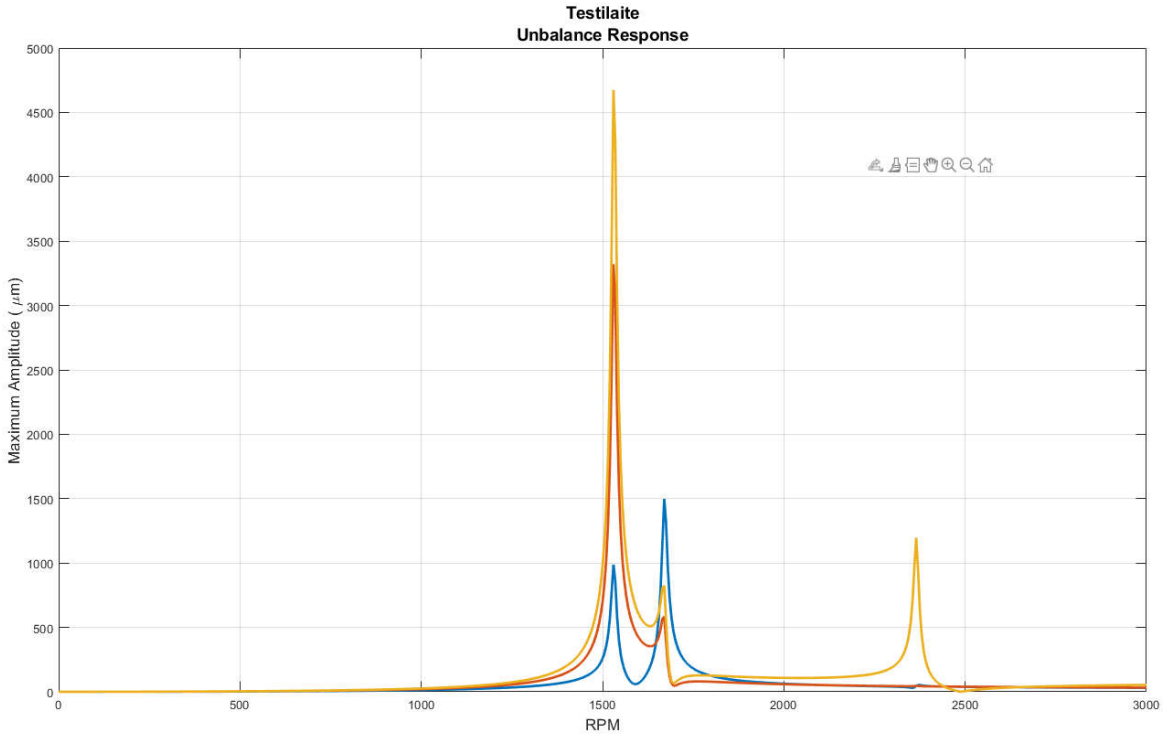
Liitekuva 5. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 100 kN/m.



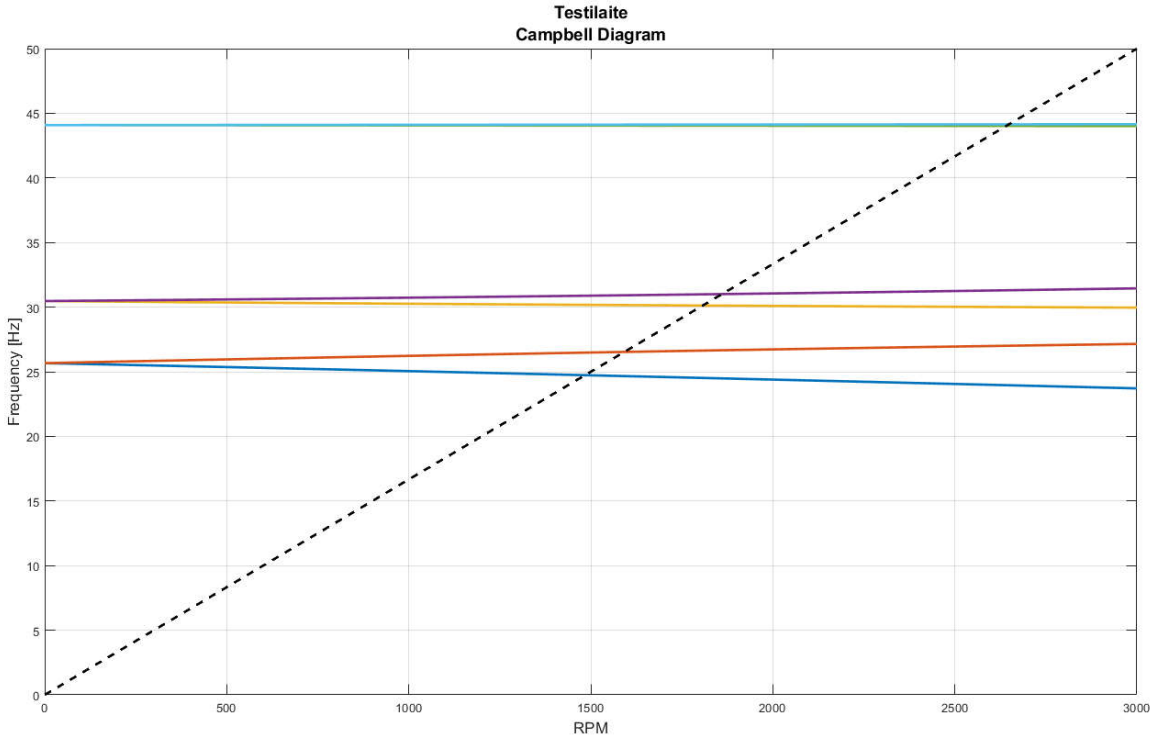
Liitekuva 6. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 100 kN/m.



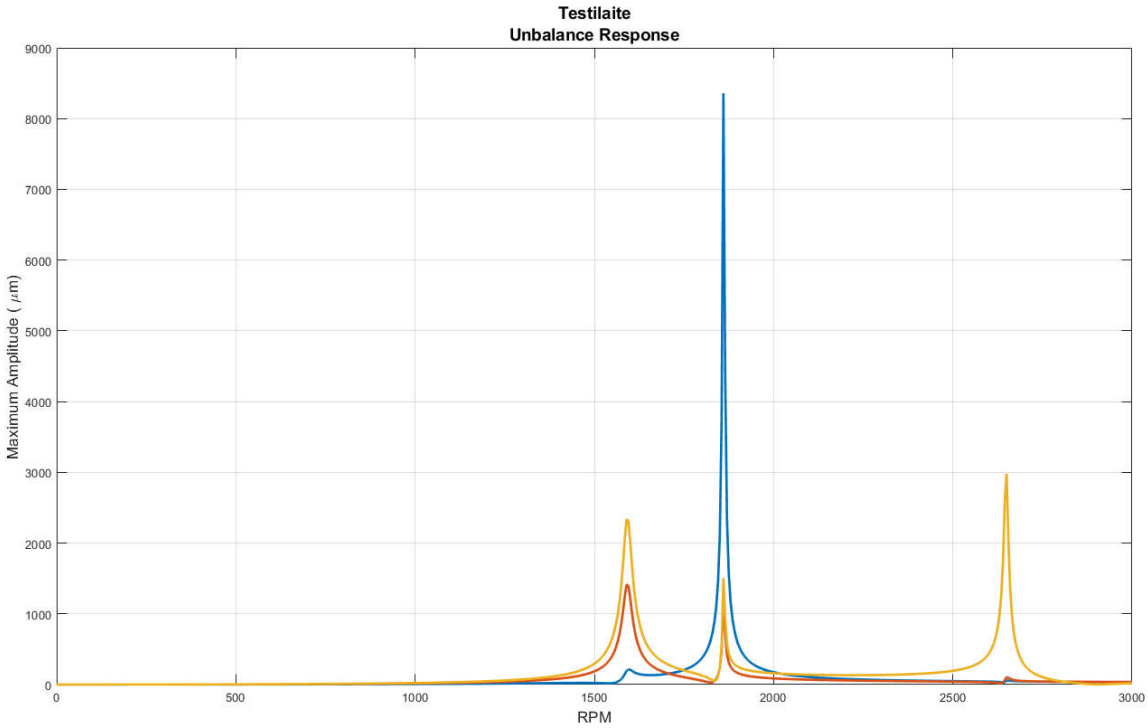
Liitekuva 7. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 150 kN/m.



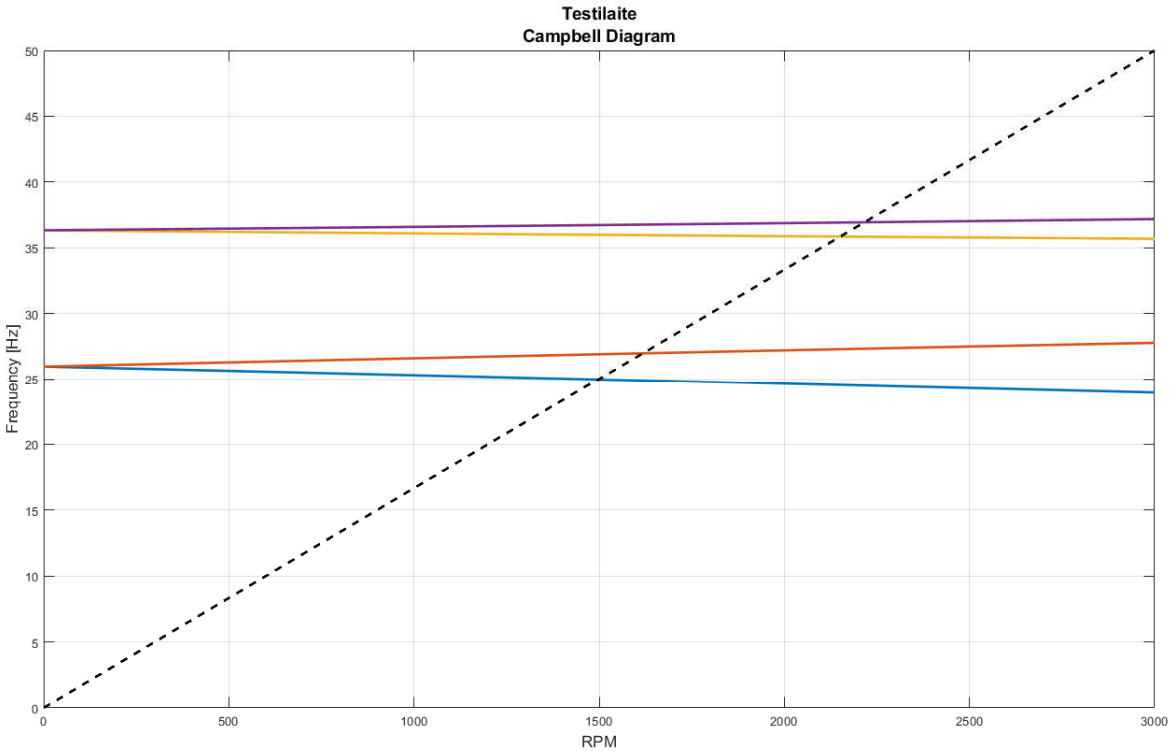
Liitekuva 8. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 150 kN/m.



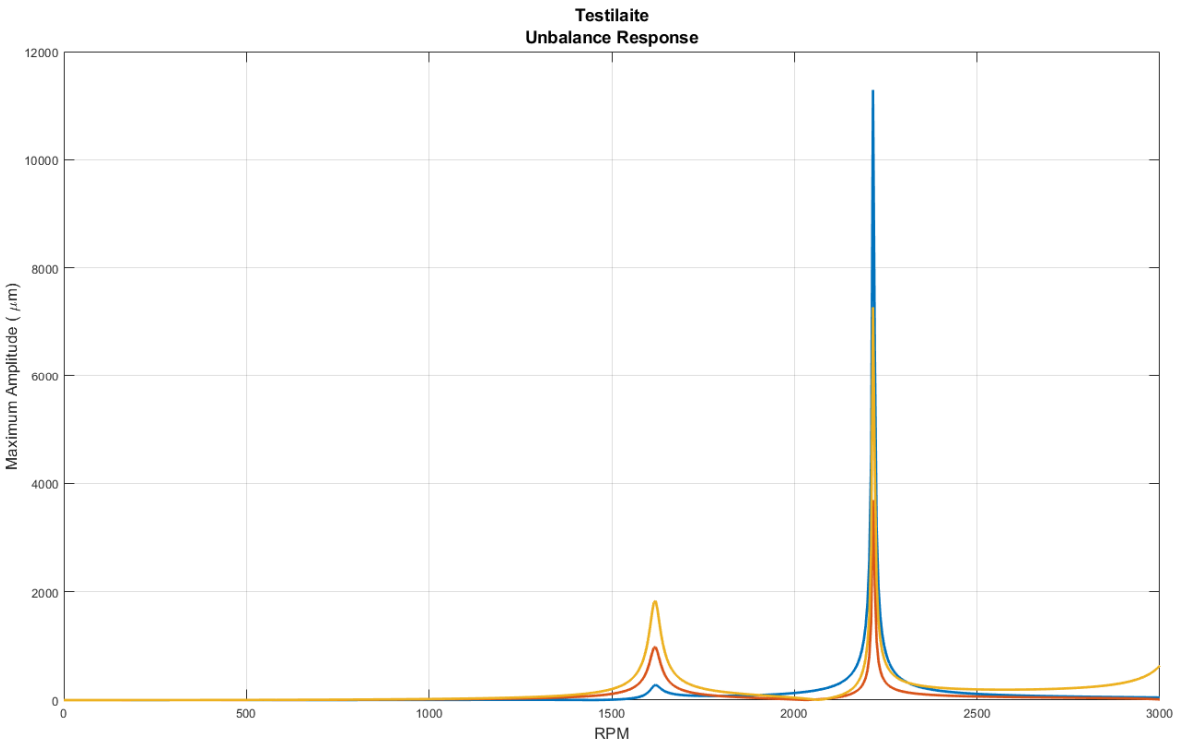
Liitekuva 9. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 200 kN/m.



Liitekuva 10. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 200 kN/m.



Liitekuva 11. Campbell kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 300 kN/m.



Liitekuva 12. Unbalance Response kuvaaja laakereiden tuennan jäykkyydellä 300 kN/m.