



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Wiljami Nurmela

DYNAAMINEN SIMULOINTIMALLI KARTIOMURSKAIMELLE

Diplomityö

Tarkastaja: professori Reijo Kouhia
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Konetekniikan tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 7. lokakuuta 2015

TIIVISTELMÄ

WILJAMI NURMELA: Dynaaminen simulointimalli kartiomurskaimelle.

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 72 sivua, 2 liitesivua

Helmikuu 2016

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Koneiden ja rakenteiden analysointi

Tarkastaja: professori Reijo Kouhia

Avainsanat: simulointi, simulointimalli, FEM, dynaaminen, kartiomurskain

Diplomityönä kehitettiin dynaaminen simulointimalli kartiomurskaimelle. Simulointimalli toteutettiin kaupallisella, elementtimenetelmää hyödyntävällä ohjelmistolla ANSYS. Työn tarkoituksena oli kehittää malli, jonka avulla voidaan selvittää rakenteen eri kohtiin ja komponentteihin kohdistuvien voimien suuruudet, niiden paikat ja vaikutusalueet eri kuormatapauksissa. Tämän lisäksi simulointimallilla pyrittiin lisäämään ymmärrystä kartiomurskaimen dynaamisesta käyttäytymisestä sekä havaitsemaan erilaisten reunaehtojen, kuten kierrosnopeuden, muutoksen vaikutus murskaimen toimintaan. Sekundaarisena työn tavoitteena oli todentaa ANSYS -ohjelmiston soveltuvuus simulointimallien kehittämiseen.

Simulointimallin kehitys käsitti monta osa-aluetta, joista osa muodostui hyvinkin kriittiseksi työn onnistumisen kannalta. Kehitykseen liittyi mm. CAD -geometrian muokkaaminen ja aseointi, elementtiverkon optimoiminen, simulointimallin liitoksien määrittely sekä simulointimallin reunaehdot. Erityisen tärkeiksi työssä koettiin hydrodynaamisia laakereita approksimoivien kitkakontaktien määrittely, erilaiset nivelmääritykset ja murskauskuorman sisällyttäminen simulointimalliin.

Simulointimallin lisäksi työssä kehitettiin analyttinen laskentamalli. Analyttisen mallin lähtökohtana toimi ymmärrys murskaimen toimintaperiaatteesta ja malli toteutettiin hyödyntäen ympyräliikkeen kaavoja, hitausvoima-ajattelutapaa sekä tasapainoyhtälöitä. Analyttisen laskentamallin sekä murskaimelle tehtyjen konedynaamisten ja jatkokäsiteltyjen mittauksien tuloksia verrattiin simulointimallin tuloksiin, erityisesti murskaimen hydrodynaamisten laakereiden osalta.

Tuloksien vertailun ja arvioinnin perusteella työssä onnistuttiin kehittämään todellisia voimia ja ilmiöitä kuvaava simulointimalli, jota voidaan käyttää yhtenä suunnittelun työkaluna. Työssä esitettyjä periaatteita, menetelmiä ja määrityksiä voidaan hyödyntää kehitettäessä simulointimalleja myös muille tuotteille, kuten esimerkiksi muille kartiomurskaimille tai muun tyyppisille murskaimille.

ABSTRACT

WILJAMI NURMELA: Dynamic Simulation Model of a Cone Crusher
Master of Science Thesis, 72 pages, 2 Appendix pages
February 2016
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering
Major: Analysis of Machines and Structures
Examiner: Professor Reijo Kouhia

Keywords: simulation, simulation model, FEM, dynamic, cone crusher

The thesis work consists of developing a dynamic simulation model for a cone crusher. The model is developed with a commercial software ANSYS which is based on the finite element method. The purpose of the thesis work is to develop a model that can simulate the forces affecting the cone crusher and the contact zones within the crusher in different load cases. In addition, the simulation model provides a better understanding of the dynamic behavior of the cone crusher and the effect of various boundary conditions such as the rotational velocity is observed. A secondary goal of the thesis is to verify the viability of ANSYS for the purposes of developing a dynamic simulation model.

The development of the simulation model consists of multiple sections, some of which are deemed critical considering the functionality of the model. Main sections include modifying of CAD -geometry for FEA purposes and careful placement of the crusher components, optimization of the element mesh, defining connections and boundary conditions within the simulation model. Defining frictional connections that approximate hydrodynamic bearings of the crusher, different joint definitions and defining a crushing load are considered of special importance.

An analytical model is developed in addition to the simulation model based on understanding the dynamic behavior of the crusher. Equations of circular motion, fictitious inertial forces and equilibrium equations for crusher assembly are used. The results of the analytical model and the results from a dynamic measurement performed on the crusher are compared to the results from the simulation model, the results on the hydrodynamic bearings in particular.

Based on the comparison of results and an evaluation of the simulation model a conclusion is made: the simulation model can simulate forces and phenomena that also affect an actual crusher and can be used as a tool in analysis and product development work. The methods, principles and definitions can also be applied to developing simulation models for other crushers or machines such as jaw crushers.

ALKUSANAT

Diplomityö toteutettiin Metso Minerals Oy:lle kuuden kuukauden projektina. Olen erittäin kiitollinen tästä diplomityöpaikasta Metso Minerals:lla ja tilaisuudesta viimeistellä diplomi-insinöörin tutkinnon opintoni.

Suuret kiitokset työn tarkastajana toimineelle professori Reijo Kouhialle avusta erityisesti työn kaavojen ja määrittelyjen kanssa sekä todella arvokkaasta palautteesta työn eri vaiheissa. Metso Minerals:n puolelta kiitän tietysti ohjaajana toiminutta Kari Kuvajaa, jonka ymmärrys työn kohteena olevan kartiomurskaimen toiminasta ja asiantuntevuus auttoivat työssä eteenpäin. Kolmanneksi haluan kiittää ystävää ja kollegaani Juuso Nänimäistä runsaasta tuesta, erityisesti simulointimallin toteutukseen liittyvissä asioissa sekä muita diplomityön kanssa avustaneita Metso Minerals:lla.

Lopuksi vielä kiitokset Tuulialle, perheelleni, kavereilleni ja muulle lähipiirille koko opintojeni aikaisesta tuesta! ;)

Tampereella, 22.2.2016

Wiljami Nurmela

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Tutkimuskysymyksen määrittely.....	1
1.2	Simuloinnista teollisuudessa	2
1.3	Metso Minerals Oy ja simulointi.....	3
2.	KARTIOMURSKAIN.....	4
2.1	Kartiomurskaimen pääkomponentit.....	5
2.2	Toimintaperiaate.....	8
2.2.1	Yleinen toimintaperiaate.	8
2.2.2	Tyhjäkäynti ja käynti kuormatilanteessa.....	9
3.	ANALYYTTINEN LASKENTAMALLI	12
3.1	Laskentamalli	12
3.2	Mallin soveltaminen	15
3.3	Alkuarvot ja laskentamallin tulokset	17
3.3.1	Laskentamallin alkuarvot	17
3.3.2	Laskentamallin tulokset.....	18
4.	SIMULOINTIMALLI	20
4.1	ANSYS -ohjelma ja simulointi.....	20
4.2	Elementtimenetelmä lyhyesti	22
4.3	Simulointimallin elementtiverkko	25
4.4	Liitokset	28
4.4.1	Nivel- ja palkkiliitokset.....	28
4.4.2	Kontaktit.....	30
4.4.3	Simulointimallin liitokset.....	30
4.5	Kitkakontaktien määrittely ja kitkakertoimien arvot.....	32
4.5.1	Kitkakontaktien määrittely	32
4.5.2	Kitkakertoimien arvot	34
4.6	Kuormat ja tukiehdot	36
4.6.1	Kuormien määrittely.....	37
4.6.2	Tukiehdot ympäristöön	40
5.	TULOSTEN TARKASTELO.....	42
5.1	Tutkittavat suureet	42
5.2	Simulointimallin tulokset.....	43
5.2.1	Tyhjäkäyntitilanne	43
5.2.2	Kuormatilanne	47
6.	MITTAUKSET JA TULOSTEN VERTAILU	50
6.1	Mittaustulokset	50
6.1.1	Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin painekuorma.....	50
6.1.2	Muut mittaustulokset.....	54
6.2	Tuloksien vertailua	54
6.3	Tulosten luotettavuuden arviointi.....	55

7. YHTEENVETO.....	60
7.1 Yhteenveto prosessista ja työn onnistumisen arviointi.....	60
7.2 Jatkokehitysmahdollisuudet	61
LÄHTEET.....	63

LIITE A: NEWMARK INTEGROINTIMENETELMÄ

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Merkinnät ja parametrit:

a	kiihtyvyys
a_n	normaalikiihtyvyys
a_t	ratakihtyvyys
s	rata-asema
v	nopeus
p	liikemäärä
F	voima
R	voimaresultantti
H	hitausvoima
φ	kulma, kulma minimiasetuksen ja kuorman resultantin paikan välillä
ω	kulmanopeus
α	kulmakihtyvyys
m	massa (hitaus)
e	epäkeskisen massakeskipisteen etäisyys rotaatioakselista
E	alaindeksi, viittaus epäkeskoakselin kokoonpanoon
H	alaindeksi, viittaus tukikartion kokoonpanoon
A, B, C, D, X	työssä käytettyjä pisteitä tai kyseisissä pisteissä olevia laakerivoimien tai tukireaktioiden suuruuksia
G	massakeskipiste
x	etäisyys x-akselilla, alaindeksi, viittaus x-akseliin
y	etäisyys y-akselilla, alaindeksi, viittaus y-akseliin
M	massamatriisi
C	vaimennusmatriisi
K	jäykkyysmatriisi
u	solmuisiirtymä
t	aika
Δt	aika-askel
δ, α	parametreja Newmarkin integrointimenetelmässä
F_n	normaalivoima
k_n	normaalin jäykkyyskerroin, sakkoparametri
x_p	tunkeutuman suuruus
λ	Lagrangen kerroin
β	resultantin kulma vaakatasosta
h	resultantin etäisyys pystyakselilla pivot-pisteestä

Murskaimille spesifistä sanastoa ja käsitteitä:

RPM	<i>Revolutions Per Minute</i> , kierrosta minuutissa
CSS	<i>Closed Side Setting</i> , pienin etäisyys murskauspintojen välillä, asetusarvo
Kammio	tila murskausterän ja rungon kulutusterien välillä, jossa murskaus tapahtuu
Mantteli	tukikartion päälle kiinnitettävä murskausterä

Isku	kammion seinän ja manttelin välisen suurimman ja pienim- män etäisyyden erotus työkierron aikana
Kapasiteetti	murskaimen tuotto esimerkiksi tonneina tunnissa
Pivot -piste	Kokoonpanojen rotaatioakselien kohtauspiste

ANSYS:lle spesifistä sanastoa ja käsitteitä:

FEM	<i>Finite Element Method</i> , elementtimenetelmä
FEA	<i>Finite Element Analysis</i> , analyysi käyttäen elementtimenetel- mää
<i>Fluent</i>	ANSYS -moduuli virtauslaskentaan
<i>Static structural</i>	ANSYS -moduuli ajasta riippumattomien tasapainotilojen rat- kaisuun
<i>Transient structural</i> <i>Explicit dynamics</i>	dynaamisten mallien ratkaisuun soveltuva ANSYS -moduuli lyhytkestoisten sovelluskohteiden dynaamisten mallien rat- kaisuun soveltuva ANSYS -moduuli
<i>ANSYS Spaceclaim</i> <i>Workbench</i> <i>Engineering data</i> <i>Geometry</i> <i>Model, setup</i> <i>Solution</i> <i>Results</i> <i>Meshing</i> <i>Solid</i> <i>Shell</i> <i>Rigid</i> <i>Body sizing</i> <i>Sweep method</i> <i>Hex-dominant method</i> <i>Number of divisions</i> <i>Face meshing</i> <i>Connections</i> <i>Joint</i> <i>Fixed joint</i> <i>Revolution joint</i> <i>Cylindrical joint</i> <i>General joint</i> <i>Beam</i> <i>Contact</i> <i>Target</i> <i>Bonded contact</i> <i>No separation contact</i> <i>Frictional contact</i> <i>Frictionless contact</i> <i>Formulation</i> <i>Normal stiffness factor</i> <i>Pinball</i> <i>Interface treatment</i> <i>Friction coefficient</i>	geometrian käsittelyyn soveltuva ohjelmisto työpöytä ANSYS -käyttöliittymässä materiaaliparametrit sisältävä ANSYS -mallin komponentti geometrian sisältävä ANSYS-mallin komponentti simulointimallin määrittelyn sisältävä ANSYS-moduuli simulointimallin ratkaisu simulointimallin tulosten tarkastelu verkottamisprosessi kolmiulotteinen kappale kuorimalli jäykkä kappale elementin koon määrittäminen pursotettavan elementin muodon määrittäminen heksaedrisen elementin muodon määrittäminen pursotussuunnan elementtijaon määrittävä asetus pinnan elementtijaon määrittävä asetus simulointimallin liitokset nivelliitos kiinteä nivelliitos kiertonivel sylinterinivel yleisnivel palkkiliitos kontakti, kontaktipinta kontaktipinnan vastinpinta hisiä muistuttava kiinteä kontakti Pintojen suuntaisen liikkeen salliva kontakti kitkakontakti kitkaton kontakti kontaktimäärittely normaalin jäykkyyskerroin pallomaisen alueen säde, jolta kontaktia etsitään kontaktipintojen käsittelyyn liittyvä asetus kitkakerroin

1. JOHDANTO

Simulointi on todellisen järjestelmän tai prosessin jäljittelemistä. Käytännössä tämä tarkoittaa todellisen järjestelmän kuvaamista riittävällä tasolla pääasiassa tietotekniikan avulla. Tähän tarkoitukseen tehtyä mallia kutsutaan simulointimalliksi. Simulointimallin tavoitteena on tuottaa todellista järjestelmää kuvaavia tuloksia ja ilmiöitä mallin lainalaisuuksia ja reunaehtoja noudattaen. Tämä on mahdollista, mikäli malli kuvaa todellisuutta riittävällä tarkkuudella ja järjestelmän toimintaan kriittisesti vaikuttavat tekijät on otettu huomioon. Usein todellisissa järjestelmissä esiintyvät ilmiöt ja mekanismit ovat hyvinkin monimutkaisia, joten simulointimallin luominen voi edellyttää oletuksien tekemistä ilmiöiden yksinkertaistamiseksi.

Työn tavoitteena on dynaamisen simulointimallin kehittäminen Metso Minerals Oy:n kartiomurskaimelle, joka on mahdollisesti useista koneista koostuvan murskausprosessin oleellinen osa. Työssä simuloitava murskain on useasta komponentista koostuva kokonaisuus, jolloin puhutaan monikappalesimuloinnista. Dynaamisella simulointimallilla täsmennetään, että työssä murskaimen toimintaa käsitellään ajan funktiona, eikä vain staattisessa tilanteessa. Koneen kokemat kuormitukset ovat ajasta riippuvia. Tutkimuskysymystä, käytettäviä tutkimusmenetelmiä ja aiheen rajausta on käsitelty luvussa 1.1. Luvussa 1.2 on käsitelty simulointia teollisuudessa yleisellä tasolla ja luvussa 1.3 esitellään Metso Minerals Oy sekä käydään läpi lyhyesti yrityksen kokemusta simuloinnista.

1.1 Tutkimuskysymyksen määrittely

Työn aiheena olevasta dynaamisesta simulointimallista on tarkoitus selvittää rakenteen eri kohtiin ja komponentteihin kohdistuvien voimien suuruudet, niiden paikat ja vaikutusalueet eri kuormatilanteissa. Samalla pyritään havaitsemaan ongelmakohtia rakenteessa ja ymmärtämään murskaimen dynaamista käyttäytymistä: miten murskaimen dynaaminen käyttäytyminen muuttuu eri tilanteissa ja mihin komponentteihin muutos kohdistuu. Sekundäärisenä työn tavoitteena on varmentaa FEA-ohjelman (FEA, *finite element analysis*) ANSYS soveltuvuutta dynamiikkamallien kehittämiseen spesifisille tapauksille, kuten esimerkiksi murskaimille.

Työssä käytetään kolmea eri tutkimusmenetelmää: analyyttistä ratkaisua, simulointimallin kehittämistä ja sen tulosten tarkastelua sekä olemassa oleviin mittaustuloksiin vertailua. Analyyttisen ratkaisun tarkoituksena on päästä suuruusluokaltaan todellisuutta vastaaviin voimien arvoihin geometrisesti mahdollisissa murskaimen ääriasennoissa. Työn pääpaino on simulointimallin kehityksellä ja kyseisen mallin tuloksien tarkastelulla. Analyyttisiä tuloksia ja simulointimallin tuloksia verrataan saatavilla oleviin mittaustuloksiin,

kuten hydrodynaamisista laakereista saatavaan paineanturidataan. Uusia mittauksia ei työn aikana toteuteta.

Diplomityö on päätetty rajata yhteen murskaintyyppiin, kartiomurskaimeen, minkä toiminta ja komponentit käsitellään luvussa 2. Kyseinen murskain sisältää kaksi hydrodynaamista laakeria, joiden mallinnus ja tarkka toiminta simulointimallissa on korvattu approksimoimalla laakereita kitkakontakteilla, mikä edelleen rajaa työn aluetta. Työn analyttinen osio on myös päätetty toteuttaa pelkistetysti eikä analyttisessä osiossa myöskään käsitellä hydrodynaamisten laakereiden teoriaa tai voimansiirtoa. Simulointimallissa keskitytään kahteen kuormatapaukseen, tyhjäkäyntiin ja kuormatilanteeseen sekä tutkitaan kierrosnopeuden vaikutusta.

1.2 Simuloinnista teollisuudessa

Simulointia käytetään useilla teollisuudenaloilla monista eri syistä, joista osa toimii myös motivaationa tämän työn toteutukselle. Suunnittelussa simuloinnin avulla voidaan selvittää järjestelmän, esimerkiksi koneen, kokemia jännityksiä eri kuormatilanteissa ja tutkia koneen käyttäytymistä. Myös prosessisimulointi on tärkeä sovelluskohde. Usein simulointi on yksinkertaisempaa toteuttaa kuin analyttisiin kaavoihin perustuva laskenta. Analyttiset kaavat voivat olla liian hankalia soveltaa tai niiden käyttö rajoittuu vain hyvin spesifiin ongelmiin. Mallintamalla järjestelmän toimintaa todellisuudessa vastaava simulointimalli, pystytään havaitsemaan järjestelmän toiminnan epäkohtia ja parantamaan sekä optimoimaan järjestelmää. Muuttamalla kuormitusparametreja tai reunaehtoja voidaan toimivalla mallilla suorittaa useita erilaisia analyyseja hyvinkin nopeasti. Simuloinnin tuloksia voidaan tarvittaessa verifioida prototyypille tai valmiille tuotteelle tehtävillä mittauksilla. Etenkin haastavissa ja monimutkaisissa tapauksissa tulosten varmentamista on hyödyllistä toteuttaa, sillä simulointia toteutettaessa tehdyt oletukset ja kuormatapaukset voivat olla virheellisiä ja johtaa väärin tuloksiin. Toisaalta mittausten ollessa liian kalliita, vaarallisia tai jopa mahdottomia toteuttaa, simulointi voi olla ainoa käytännöllinen keino tutkia järjestelmän toimintaa.

Simulointimalli voi tarjota käyttäjälle paremman näkemyksen kohteen toiminnasta, auttaa ymmärtämään mahdollisia kohteessa tapahtuvia ilmiöitä tai virhetilanteita. Tällä on suora yhteys myös turvallisuuspuutteiden havaitsemiseen, ja simulointia käytetäänkin työkaluna riskien arvioimiseen. Simulointia voidaan käyttää myös kouluttamistarkoitukseen, esimerkiksi kouluttamaan metsäkoneiden kuljettajia virtuaalisesta metsäkoneesta ja ympäristöstä koostuvan simulaattorin avulla. Todellisella koneella koulutettaessa esimerkiksi metsäkone joudutaan siirtämään tuottavasta työstä koulutuskäyttöön. Tämän lisäksi kokematon kuljettaja voi aiheuttaa vaaraa itselleen, muille ihmisille ja koneelle. Simulaattoria hyödyntäen koulutus voidaan jopa aloittaa ennen kuin varsinaista konetta on edes valmistettu.

Tuotekehityksen näkökulmasta simuloinnilla voidaan saavuttaa huomattavia kustannussäästöjä. Kustannussäästöjä ja kilpailuetua simulointi tarjoaa esimerkiksi lyhentämällä aikaa jona tuote saadaan markkinoille (*time to market*) ja pienentämällä korjauskustannuksia sekä reklamaatioita havaitsemalla ongelmia jo tuotekehitysvaiheessa, jolloin ongelmat voidaan korjata ennen tuotteen valmistusta. Samalla vähennetään tarvetta valmistaa usein kalliita prototyyppikoneita. Nykyisin tuotteita voidaan viedä markkinoille jopa täysin ilman fyysisistä prototyyppeistä ja prototyyppien valmistuksen vähentyminen onkin yksi simuloinnin helpon hahmotettavista, suorista eduista.

Varsinaisten teollisten sovellusten lisäksi simulointia hyödynnetään tieteellisissä sovelluksissa. Matemaattiset mallit erilaisille ilmiöille, kuten esimerkiksi sään ennustaminen tai aivojen neuroniverkon toimintaa vastaava malli, ovat osa simulointia. Tieteellisiä sovelluksia simuloinnille löytyy lähes jokaiselta tieteen osa-alueelta, esimerkiksi fysiikasta, kemiasta, tähtitieteestä, biologiasta, taloustieteestä ja psykologiasta.

1.3 Metso Minerals Oy ja simulointi

Metso Minerals Oy kuuluu Metso konserniin. Kyseessä on suuri, kansainvälisesti toimiva kaivos-, maanrakennus- ja virtaustekniikka-aloilla toimiva yritys. Metso työllistää yhteensä noin 13000 ihmistä yli viidessäkymmenessä maassa [9]. Metso Minerals keskittyy nimensä mukaisesti pääasiassa mineraaleja ja kiviainesta tuottavien koneiden laitevalmistukseen, huoltoon ja asiantuntijapalveluihin. Huollosta ja asiantuntijapalveluista koostuva, niin sanottu *service* -alue käsittää yli puolet yrityksen liikevaihdosta ja liikevoitosta. Laitevalmistajana Metso Minerals tarjoaa koneita murskausprosessin jokaiseen eri vaiheeseen: murskaukseen, seulontaan ja materiaalin kuljettamiseen. Koneita on saatavilla sekä kiinteinä laitoksina, että liikuteltavina laitoksina. Jälkimmäisestä esimerkkinä Metson tela-alustaiset Lokotrack -vaunut.

Simuloinnin käytöstä Metson suunnittelussa, teknisessä laskennassa ja tuotekehityksessä on saatu pääosin hyviä tuloksia. Simulointia hyödynnetään pienehköissä ja keskisuurissa analyyseissä jatkuvasti. Toisaalta suuria analyysejä, esimerkiksi kokonaisien koneiden tai järjestelmien simulointia, toteutetaan harvoin. Tämän lisäksi käytössä on ollut erilaisia ohjelmia erilaisissa applikaatioissa, eikä vakiintuneita käytäntöjä ole. Tämän työn sekundäärisenä tarkoituksena onkin selvittää ANSYS -ohjelmiston soveltuvuutta simuloinnin hyödyntämiseen. Kyseistä ohjelmaa käytetään runsaasti teknisessä laskennassa, mutta ongelmat ovat usein staattisia, ajasta riippumattomia tapauksia.

2. KARTIOMURSKAIN

Metso Minerals valmistaa useita erityyppisiä murskaimia. Murskaimet voidaan jakaa kahteen periaatteeltaan erilaiseen ryhmään: puristaviin murskaimiin ja impaktoreihin. Puristavissa murskaimissa kiviainesta puristetaan mekaanisesti kunnes se murtuu tuottaen pienempää kiviainesta. Puristavat murskaimet on edelleen jaettu leuka-, kara- ja kartiomurskaimiin. Impaktoreissa murskaus tapahtuu nopeita törmäyksiä aiheuttamalla, isku murskaa materiaalin.

Diplomityön aiheena olevan simulointimallin kohteena on noin 15 tonnia painava kartiomurskain. Monivaiheisessa murskausprosessissa kartiomurskain toimii primääri- tai sekundäärimurskaimena useimpien muiden kartiomurskainten tapaan. Primäärimurskain on murskausprosessin ensimmäinen murskain, jonka tarkoituksena on muokata esimerkiksi räjäyttämällä louhittu kiviaines sellaiseen kokoluokkaan, että sitä voidaan käsitellä murskausprosessin muilla murskaimilla. Sekundäärimurskaimen syötetään primäärimurskaimen tuotteena saatu, mahdollisesti seulottu kiviaines jota murskain murskaa edelleen kohti haluttua lopputuotteen kokoa ja muotoa. Murskaimen toiminnalliset pääkomponentit on esitetty luvussa 2.1 ja simulointimallin luomisen kannalta oleellinen murskaimen toimintaperiaate luvussa 2.2. kartiomurskaimen yleiskuva on nähtävillä kuvassa 1



Kuva 1. Kartiomurskain

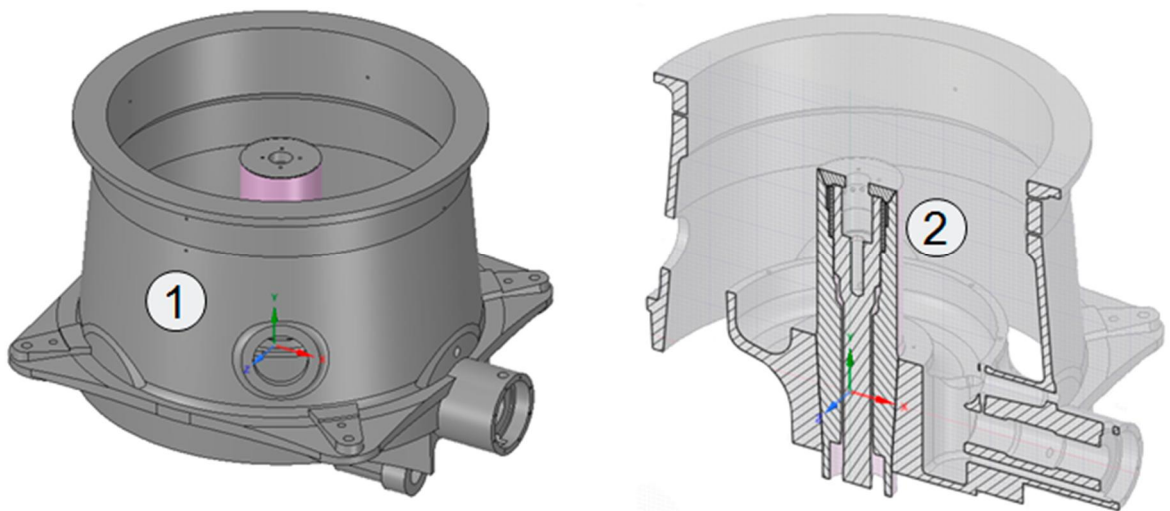
Kartiomurskain päätettiin valita työn tarkastelun kohteeksi, sillä kyseessä on tyyppikategoria jolle aiotaan suunnitella uusia murskaimia. Tästä syystä koettiin, että simulointimalli pystyisi tarjoamaan verrattain enemmän hyödyllistä tietoa kuin esimerkiksi siinä tapauksessa, että simulointimalli toteutettaisiin toiselle murskaintyyppille. Toinen valintaa painottava tekijä on että eräästä kartiomurskaimesta on saatavilla vain yksi malli, eikä

tuotetta ole laajennettu tuoteperheeksi. Yleensä tuotteita tarjotaan eri koko- ja kapasiteetti-tiluokissa vastaamaan sovelluksia eri käyttökohteissa. Mikäli tässä työssä simulointimallin käytöstä saadaan hyviä tuloksia, simuloinnin laajentaminen skaalattuihin koneisiin suunnittelun apuvälineenä on mahdollista.

2.1 Kartiomurskaimen pääkomponentit

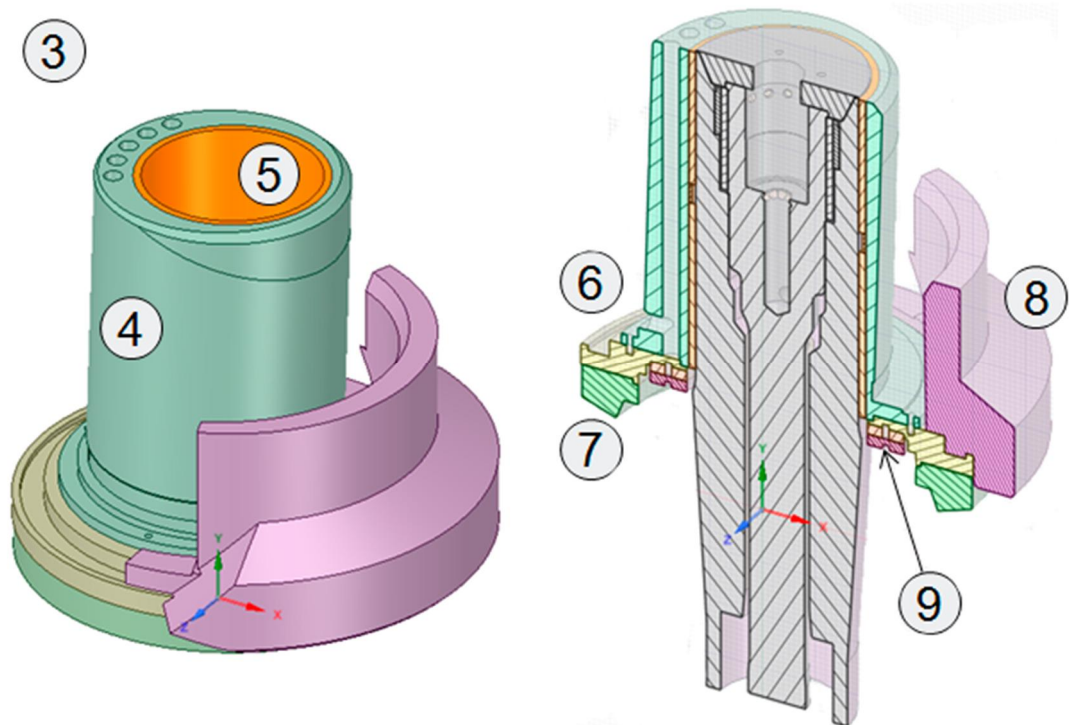
Tässä luvussa esitetään kartiomurskaimen pääkomponentit, joilla tässä työssä tarkoitetaan murskaimen toiminnan kannalta tärkeitä komponentteja. Suurin osa murskaimen saadoista yksittäisistä komponenteista on jätetty pois mallista, sillä simulointimalli on haluttu pitää mahdollisimman yksinkertaisena. Murskaimen pääkomponenttien läpikäyminen on oleellista, sillä ymmärrys yksittäisten komponenttien toiminnasta on edellytys onnistuneen simulointimallin luomiselle. Komponentit esitetään järjestelmällisesti numerojärjestyksessä ja ne on nimetty sekä suomeksi, että englanniksi. Nimeäminen, kuten usein jollekin alalle spesifisessä tekstissä, on toteutettu kahdella kielellä sillä suomenkieliset nimet ovat usein verrattain kankeita, vaikeasti ymmärrettäviä tai joissakin tapauksissa vakiintunutta suomenkielistä termistöä ei ole. Tätä menettelyä jatketaan myös simulointimallin määrittelyä käsittelevässä luvussa 4.

Murskaimen perustana toimii sen runko (1, *frame*). Pääakseli (2, *main shaft*) kulkee rungon läpi ja on simulointimallissa kiinnitetty kiinteästi runkoon. Pääakselin sisällä on hydraulisylinteri, jonka avulla voidaan säätää murskaimen asetusta. Hydraulisylinterin toisena funktiona on sen toiminta häiriötilanteissa. Esimerkiksi murskautumattoman materiaalin joutuessa murskaimeen, automatiikka reagoi paineiskuun suurentamalla asetusarvoa, jolloin murskautumaton materiaali pääsee kulkemaan murskaimen lävitse. Runko ja pääakseli kantavat muiden komponenttien painon ja voimat kulkevat edellä mainittujen komponenttien läpi tukirakenteisiin. Runko ja pääakseli ovat nähtävillä kuvassa 2.



Kuva 2. Runko (1) ja pääakseli (2)

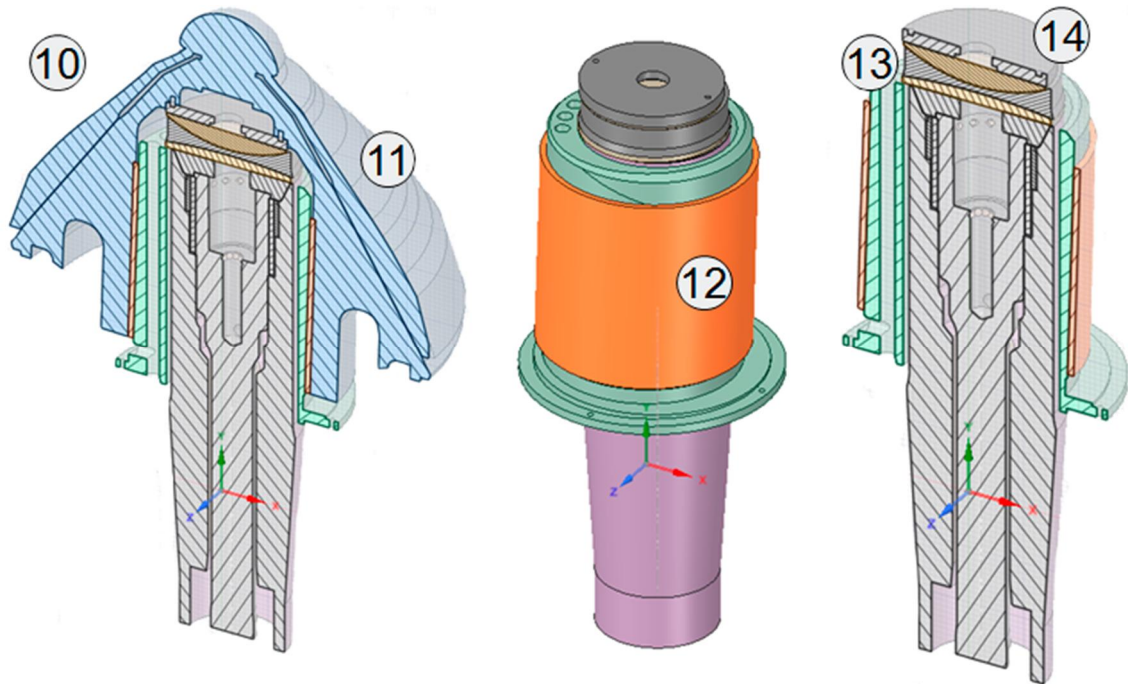
Murskain koostuu kahdesta alikokoonpanosta, joita runko ja pääakseli kannattelevat. Nämä alikokoonpanot ovat epäkeskoakselin kokoonpano (3, *eccentric assembly*) ja tukikartion kokoonpano (10, *head assembly*, ks. kuva 4). Epäkeskon kokoonpano kiinnittyy rungon päälle, pääakselin ympärille. Kokoonpano koostuu seuraavista osista: epäkeskoakselista (4, *eccentric shaft*), epäkeskoakselin hydrodynaamisesta laakerista (5, *eccentric bushing*), epäkeskoakselin laipasta (6, *eccentric flange*), lautaspyörästä (7, *bewel gear*), vastapainosta (8, *counterweight*) ja epäkeskoakselin painelaakerista (9, *eccentric thrust bearing*). Epäkeskoakselin kokoonpano ja sen komponentit ovat nähtävillä kuvassa 3.



Kuva 3. Epäkeskoakselin kokoonpano (3)

Epäkeskoakselin kokoonpano asetetaan rotaatioon pääakselin ympäri lautaspyörään kontaktissa olevan käyttöakselin välityksellä (ei kuvassa). Rungon ja epäkeskoakselin kokoonpanon välissä sijaitseva epäkeskoakselin painelaakeri sekä pääakseliin kontaktissa oleva epäkeskoakselin hydrodynaaminen laakeri mahdollistavat epäkeskoakselin kokoonpanon kiertymisen pääakselin ympäri. Hydrodynaaminen laakeri on liitetty epäkeskoakseliin valetun täytemetallin avulla ja muut komponentit toisiinsa ruuviliitoksilla. Raskaan vastapainon tarkoituksena on tasapainottaa murskainta kuormatilanteessa.

Kuvassa 4 nähtävät tukikartion kokoonpanon (10, *head assembly*) komponentit ovat tukikartio ja siihen kiinnitetty mantteli (11, *head, mantle*), tukikartion hydrodynaaminen laakeri (12, *head bushing*), kolmesta osasta koostuva tukikartion painelaakeri (13, *head thrust bearing*) ja painelaakerin ja tukikartion liitoskomponenttina toimiva laippa (14, *clutch flange*). Huomaa, että komponenttien suhteiden havainnoimiseksi tukikartion kokoonpanon lisäksi kuvassa ovat myös pääakseli ja epäkeskoakseli.



Kuva 4. Tukikartion kokoonpano (10)

Tukikartion kokoonpanoon kuuluu siis kaksi laakeria: tukikartion hydrodynaaminen laakeri ja tukikartion painelaakeri. Tukikartion hydrodynaaminen laakeri on liitetty kutistusliitoksella tukikartioon, kuten vastaavasti hydrodynaaminen laakeri epäkeskoakselissa. Kolmesta osasta koostuvan tukikartion painelaakerin alaosa on liitetty pääakseliin pultiliitoksella ja yläosa pultiliitoksella, liitoslevyn välityksellä tukikartioon. Tukikartion painelaakerin ylä- ja alapuolien välissä oleva keskiosa liikkuu vapaana laakeripintojen välissä. Laakereiden liitokset eivät ole täysin kitkattomia, vaan kontaktista aiheutuva kitkavoima pyrkii aiheuttamaan tukikartiolle rotaatioliikettä. Yhdessä laakerit sallivat sekä rotaation, että translaation jokaiselle kuudelle vapausasteelle. Translaatioiden ja x-, z-akselien (esimerkiksi kuvan 4 koordinaatistossa) ympäri tapahtuvien kiertymien suuruutta rajoittaa kuitenkin hydrodynaamisessa laakerissa olevan pienen välyksen suuruus ja y-suuntaisen translaation suuruutta tukikartion painelaakeri. Tukikartio, tukikartion kulusosana toimiva mantteli ja niiden väliset liitos- ja kiristysosat on simulointimallia varten yhdistetty yhdeksi osaksi.

Simulointimallin komponenttien materiaaleina on käytetty kahta eri materiaalia. Suurin osa komponenteista on valmistettu erilaisista teräksistä, mutta koska mallin toiminta ei ole teräksen osalta hyvin materiaaliriippuvainen, voidaan simulointimallissa käyttää tarkkojen materiaalitietojen sijaan ANSYS:n materiaalikirjastosta löytyvää rakenneteräksen materiaalitietoa. Tämän rakenneteräksen kimmokertoimen arvo on 205000 N/mm^2 ja tiheys on 7850 kg/m^3 . Toinen simulointimallissa käytettävä materiaali on pronssiseos EN1982-CuSn10Pb10-C. Pronssiseoksen kimmokertoimelle käytetään arvoa 80000 N/mm^2 [7] ja tiheydelle arvoa 9000 kg/m^3 [8]. Molemmille materiaaleille käytetään isotrooppista ja lineaarista materiaalmallia. Materiaalin isotrooppisuus tarkoittaa

materiaaliominaisuuksien olevan riippumattomia suunnasta ja lineaarinen materiaalmalli olettaa jännityksen ja venymän välille lineaarisen suhteen. Oletus voidaan tehdä sillä koneessa esiintyvien jännitysten oletetaan pysyvän materiaalien myötörajojen alapuolella.

Pronssiseosta käytetään kolmiosaisen tukikartion painelaakerin ylä- ja alaosissa (keskimäinen, vapaa osa on lujitettua terästä), epäkeskoakselin ja tukikartion hydrodynaamisissa laakereissa sekä kaksiosaisen, epäkeskoakselin painelaakerin ylemmässä osassa. Pronssimateriaalin terästä pienempi kimmokerroin vaikuttaa koneen toimintaan sekä todellisuudessa, että simulointimallissa: pronssiseos joustaa terästä enemmän kuormituksen alaisuudessa.

2.2 Toimintaperiaate

Erillisten komponenttien läpikäymisen jälkeen voidaan siirtyä tarkastelemaan murskaimen toimintaa kokonaisuutena. Murskaimen toiminnassa voidaan erottaa kaksi eri tilannetta: tyhjäkäynti ilman kuormaa ja käynti kuormatilanteessa. Yleinen toimintaperiaate käsitellään luvussa 2.2.1 ja tyhjäkäynti sekä käynti kuormatilanteessa luvussa 2.2.2.

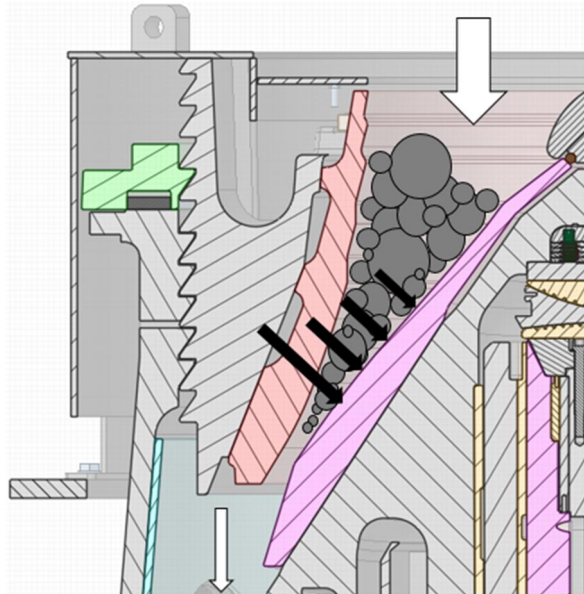
2.2.1 Yleinen toimintaperiaate.

Murskain saatetaan käyntiin käyttöakselin välittämällä momentilla. Momentti on peräisin moottorista, joka kytkeytyy käyttöakseliin tyypillisesti hihnapyörän välityksellä. Käyttöakseli pyörittää epäkeskon kokoonpanoa kontaktilla lautaspyörään. Lautaspyörä ja käyttöakseli toimivat hammaspyöräparina, ja käyttöakselin pyöriessä myötäpäivään, lautaspyörä pyörii vastapäivään. Koko epäkeskon kokoonpano pyörii lautaspyörän mukana, sillä komponentit on liitetty toisiinsa pultiliitoksella. Pientä tehohäviötä esiintyy hammaskosketuspinnassa ja laakeripinnoilla: epäkeskon hydrodynaamisessa laakerissa ja epäkeskon painelaakerissa.

Epäkeskoakselin, nimensäkin mukaisesti epäkeskinen, geometria luo pyörimisliikkeessä ollessaan epäkeskoakselin ulkopintaan kontaktissa olevalle tukikartion kokoonpanon massakeskipisteelle ylhäältäpäin katsottuna ympyrämäisen liikkeen. Massakeskipisteen ympyrämäisen liikkeen lisäksi pystysuorassa olevaan pääakseliin nähden 1,7 asteen kulmassa olevat epäkeskoakselin ulkoreunat aiheuttavat tukikartiolle iskevän liikkeen. Tukikartion liike koostuu siis kiertymästä tukikartioon sijoitetun koordinaatiston jokaisen koordinaattiakselin (x-, y- ja z-akseleiden) ympäri, sekä pienistä, laakereiden välysten sallimista translaatioiden arvoista.

Tyypillisesti käyttöakselia ajetaan nopeudella 900 – 1080 kierrosta minuutissa. Tällöin epäkeskoakselin kierrosnopeudeksi saadaan noin kolmen välityssuhteella noin 300 – 360 kierrosta minuutissa. Toisin sanoen tukikartio suorittaa epäkeskoakselin kierrosnopeutta vastaavan, koko tukikartion ulkokehän kiertävän, murskaavan iskun 300 – 360

kertaa minuutissa. Murskaus tapahtuu rungon sisällä olevassa kammiossa, kammion vuorauksen sekä tukikartion ja siihen kiinnitetyn manttelin välillä. Murskaustapahtumaa on havainnollistettu kuvassa 5. Kyseessä on kammioon kohdistettu leikkauskuva ja murskattava aines on havainnollistettu vain tässä osassa kammiota. Todellisuudessa kuormatilanteessa murskattava aines jakautuu joka puolelle kammiota. Optimaalisessa tilanteessa kammio on kauttaaltaan täynnä, jolloin murskain toimii tehokkaimmin.



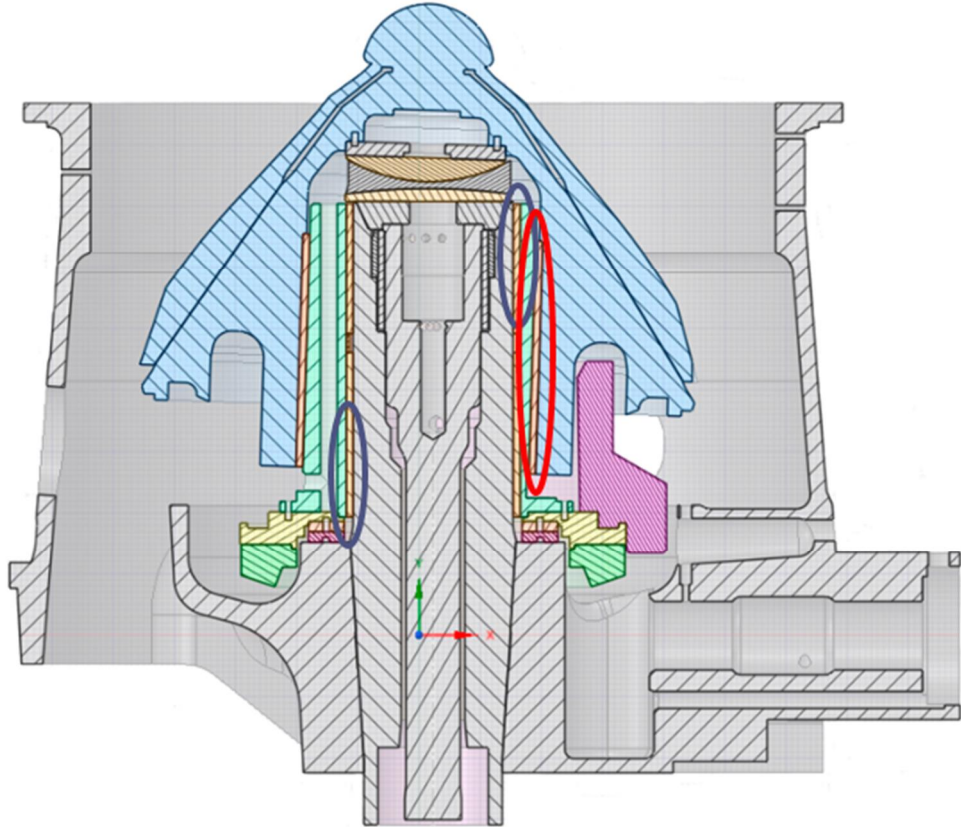
Kuva 5. Murskaava isku

Ylläolevassa kuvassa valkoiset nuolet kuvaavat materiaalivirtaa ja mustat nuolet murskauksesta syntyvää, mantteliin kohdistuvaa kuormaa. Voiman ja vastavoiman lain mukaisesti sama kuorma kohdistuu myös kammion vuoraukseen. Murskaus tapahtuu useassa eri tasossa samanaikaisesti. Murskattava aines puristuu tukikartion manttelin ja kammion vuorauksen pintojen lisäksi myös ainetta itseään vastaan. Murskaimelle tyypillisillä käytönopeuksilla on tavallista, että aines murskautuu useammin kuin kerran matkalla koneen lävitse. Aines ehtii putoamaan alaspäin vain pienen matkan ennen kuin murskain on suorittanut uuden työkierron ja iskee ainekseen uudestaan.

2.2.2 Tyhjäkäynti ja käynti kuormatilanteessa

Tyhjäkäyntitilanteessa rotaatiossa olevan epäkeskoakselin kokoonpanon ja etenkin raskaan vastapainon inertian oletetaan vetävän tukikartion kokoonpanoa vastapainon suuntaan. Tällöin tukikartio tukeutuu epäkeskoakselin 1,7 asteen kulmassa olevaan ulkopintaan vastapainon puolella. Tämä koko tukikartion hydrodynaamisen laakerin pituudella oleva kontakti on nähtävillä punaisella ympyröidyllä alueella kuvassa 6. Kontaktin läpi kulkevat voimat aiheuttavat joustoa laakeripinnoissa ja epäkeskoakselissa. Epäkeskoakselin kokoonpano pyrkii kallistumaan pääakselin suuntaan aiheuttaen välysten pienenty-
misen, ja lopulta kontaktin kuvassa 6 nähtävissä olevilla tumman sinisillä ympyröidyillä

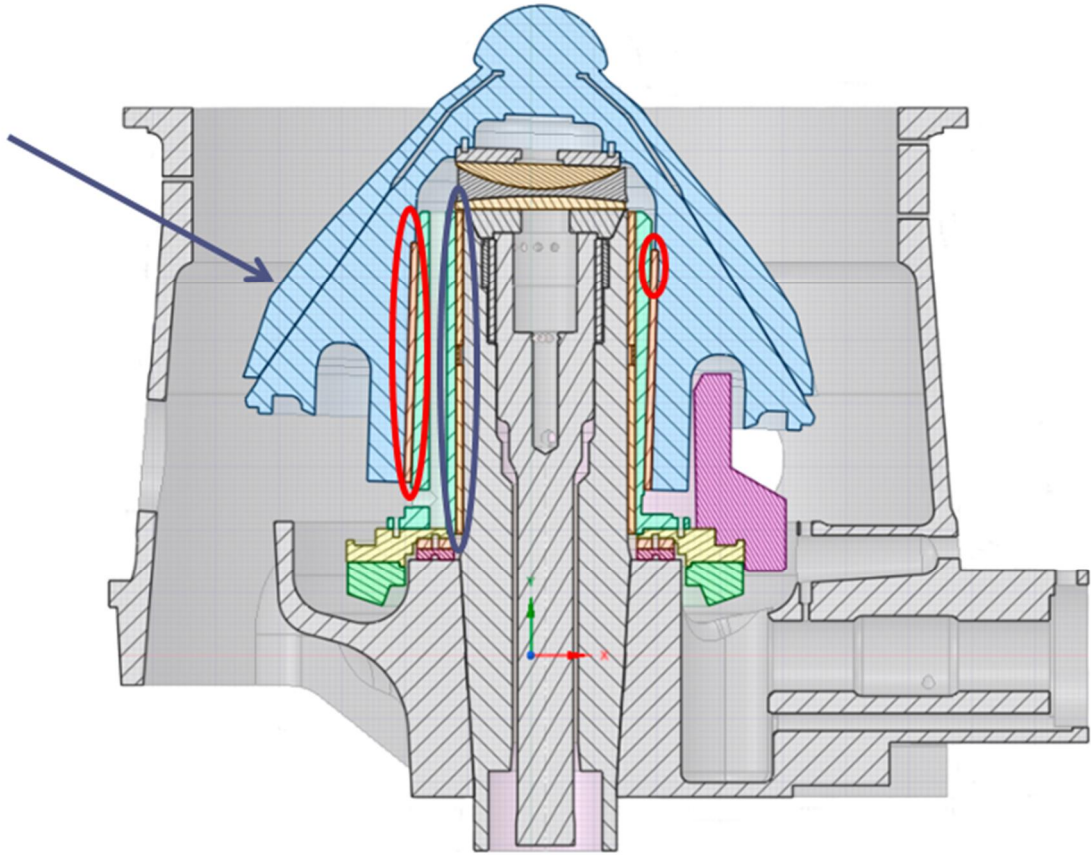
alueilla, molemmilla puolilla epäkeskoakselin hydrodynaamista laakeria. Tämän lisäksi pystysuuntainen tukireaktio epäkeskoakselin painelaakerissa voidaan olettaa kuvan vasemmalle puolelle epäkeskoakselin kallistumisesta johtuen. Painelaakerin voidaan ajatella joustavan laakerin kerrosmaisesta rakenteesta ja laakerin yläosan pronssiseosmateriaalista johtuen.



Kuva 6. Tyhjäkäynti, kontaktialueet

Murskan käydessä tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontakti saattaa muuttua tukikartion hitausvoimien vuoksi kierrosnopeuden muuttuessa. Epäkeskoakselin hydrodynaamisessa laakerissa kuorman oletetaan jakautuvan suhteellisen tasaisesti molemmille kontaktialueille tai painottuvan lievästi yläpuoliseen kontaktialueeseen epäkeskoakselin ulkopinnassa olevan pienen viisteen seurauksena.

Erona tyhjäkäynnin ja kuormatilanteen välillä on tietenkin murskauksesta aiheutuva kuorma tukikartion ulkopinnalla. Murskausvoima suuntautuu murskaimeen sisälle päin ja sen voidaan olettaa pyrkivän suoristamaan tukikartion kokoonpanoa, ja laakerikontaktien välityksellä painavan epäkeskoakselia vasten pääakselia. Tällöin tukikartion hydrodynaaminen laakeri on kontaktissa epäkeskoakseliin sen koko pituudella ja epäkeskoakselin hydrodynaaminen laakeri vastaavasti kontaktissa pääakseliin kuvan 7 mukaisesti. Vastapaino pyrkii estämään tätä liikettä ja toimii murskan käyntiä tasapainottavana elementtinä (dynaaminen tasapainotus).



Kuva 7. Kuormatilanne, kontaktialueet

Murskavoiman suuruudesta johtuen laakerikontaktit jakaantuvat tyhjäkäyntitilanteeseen verraten suuremmille alueille, etenkin epäkeskoakselin hydrodynaamisessa laakerissa. Kuvassa 7 nähtävä pieni kontaktialue tukikartion hydrodynaamisen laakerin yläosassa kuvan oikealla puolella saattaa muodostua murskauksen aikana, mutta sen esiintymisestä ei ole täyttä varmuutta.

Tässä luvussa esitettyä tietoa kontaktialueista voidaan käyttää hyväksi luvussa 3 murskaimen analyttisen laskentamallin johtamisessa ja ratkaisussa. Kontaktialueisiin ja kontaktialueiden käyttäytymiseen reunaehtojen, kuten kierrosnopeuden, muuttuessa palataan simulointimallin tulosten tarkastelun yhteydessä luvussa 5. Murskaimen dynaaminen käyttäytyminen on yksi tämän työn tutkimuskohteista.

3. ANALYYTTINEN LASKENTAMALLI

Tässä luvussa esitellään malli, joiden pohjalta murskaimessa esiintyvät tukireaktiot ja laakerivoimat on mahdollista ratkaista. Analyyyttinen laskentamalli toteutetaan hyvin pelkistetyllä tasolla: hydrodynaamisten laakereiden teoriaa ei liitetä ratkaisuun, osien joustoa ei huomioida eikä voimansiirtoa käsitellä. Tämän lisäksi oletetaan häviötön koneen käynti. Analyyyttinen laskentamalli on toteutettu ainoastaan tyhjäkäyntitilanteelle, sillä työn laajuutta haluttiin rajata.

Analyyyttisen laskentamallin tarkoituksena on saada karkea arvio murskaimen sisäisten voimien suuruuksista, niiden esiintymispaikoista ja kierrosluvun vaikutuksesta kyseisiin voimiin. Osaa tuloksista verrataan simulointimallin tuloksiin sekä mittaustuloksiin luvussa 6. Luvussa 3.1 on esitelty laskentamallissa käytetyt kaavat ja teoria, luvussa 3.2 sovellettu esitettyjä kaavoja työn kohteena olevalle murskaimelle ja luvussa 3.3 käyty läpi laskennassa tarvittavat alkuarvot ja saadut tulokset.

3.1 Laskentamalli

Voimaopin, kinetiikan ja statiikan, yhtälöiden tarkastelun lähtökohtana voidaan käyttää Newtonin II lakia, jota kutsutaan dynamiikan peruslaiksi [1, s. 189]. Tämän mekaniikan peruslain, liikemäärän taseyhtälön mukaan

$$\mathbf{F} = \dot{\mathbf{p}}, \quad (3.1)$$

jossa \mathbf{F} on voima ja \mathbf{p} on liikemäärän ensimmäinen aikaderivaatta. Hyödyntämällä liikemäärän lauseketta

$$\mathbf{p} = m\mathbf{v}, \quad (3.2)$$

jossa m on massa ja \mathbf{v} on nopeus sekä kiihtyvyyden lauseketta

$$\mathbf{a} = \dot{\mathbf{v}}, \quad (3.3)$$

jossa \mathbf{a} absoluuttinen fysikaalinen kiihtyvyys, kaava (3.1) saadaan tämän työn kannalta käyttökelpoisempaan muotoon

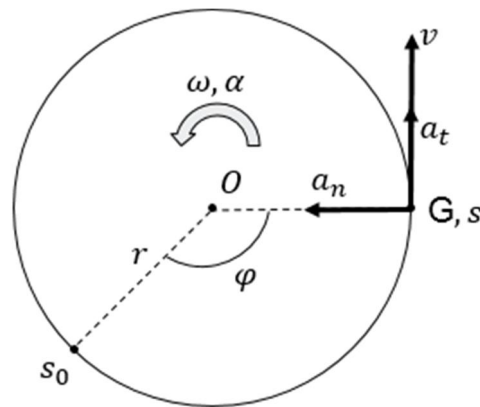
$$\mathbf{F} = m\mathbf{a}. \quad (3.4)$$

Lain mukaan voima antaa partikkelille kiihtyvyyden, joka on voimavektorin suuntainen [1, s. 195]. Tarkasteltaessa jäykkää partikkelisysteemiä useasta partikkelista ja niiden massoista koostuva systeemi voidaan pelkistää yhdeksi partikkeliksi, jonka massa on partikkelisysteemin massojen summa ja sijaitsee näiden massakeskipisteessä. Tämän lisäksi

partikkelisysteemin partikkeleihin vaikuttavat ulkoiset voimat voidaan yhdistää yhdeksi resultantiksi. Systeemin sisäiset voimat kumoavat toisensa, jolloin sisäisten voimien resultantti on nolla. Näin ollen, yhtälö (3.4) voidaan kirjoittaa jäykälle kappaleelle muodossa

$$\mathbf{R} = m\mathbf{a}_G, \quad (3.5)$$

jossa \mathbf{R} on kappaleeseen vaikuttavien ulkoisien voimien resultantti ja \mathbf{a}_G on systeemin massakeskipisteen kiihtyvyydvektori [1, s. 266]. Kyseinen yhtälö on tämän työn kannalta hyödyllinen, sillä analyttisessä mallissa ollaan kiinnostuneita kappaleiden (tukikartion ja epäkeskoakselin kokoonpanojen) massakeskipisteiden liikkeistä. Edellä mainittu jäykkä kappale määritellään äärellisestä määrästä partikkeleita koostuvaksi, kiinteäksi partikkelisysteemiksi, jossa partikkelien kaikki keskinäiset välimatkat säilyvät muuttumattomina kuormitetaan kappaletta miten tahansa.



Kuva 8. Massakeskipisteen (partikkelin) ympyräliike

Kuvassa 8 on havainnollistettu pisteen O suhteen ympyräliikkeessä oleva pisteessä G sijaitseva massakeskipiste. Kuvassa r on ympyrän säde, s on rata-asema ja s_0 tämän alkupiste, φ on kulma, v on nopeus, ω on kulmanopeus ja α on kulmakiihtyvyys. Massakeskipisteen kiihtyvyys koostuu kahdesta komponentista: ratakihtyvyydestä \mathbf{a}_t ja keskeiskiihtyvyydestä \mathbf{a}_n . Massakeskipisteen G rata-asemalle voidaan kirjoittaa kulma-asemaa vastaava yhteys

$$\mathbf{s} = r\boldsymbol{\varphi}. \quad (3.6)$$

Massakeskipisteen hetkellinen nopeus on rata-aseman ensimmäinen aikaderivaatta ja ratakihtyvyys nopeuden aikaderivaatta, ts. rata-aseman toinen aikaderivaatta. Normaalkiihtyvyys saadaan nopeuden ja säteen avulla. Kulmanopeus ja kulmakiihtyvyys ovat kulman avulla ilmaistuna

$$\boldsymbol{\omega} = \frac{d\boldsymbol{\varphi}}{dt} = \dot{\boldsymbol{\varphi}}, \quad (3.7)$$

$$\boldsymbol{\alpha} = \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} = \ddot{\boldsymbol{\varphi}}. \quad (3.8)$$

Yhtälöt (3.7) ja (3.8) huomioiden nopeudelle, ratakiihtyvyydelle ja normaalikiihtyvyydelle saadaan seuraavat lausekkeet:

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{s}} = r\dot{\boldsymbol{\phi}} = r\boldsymbol{\omega}, \quad (3.9)$$

$$\mathbf{a}_t = \dot{\mathbf{v}} = r\ddot{\boldsymbol{\phi}} = r\boldsymbol{\alpha}, \quad (3.10)$$

$$\mathbf{a}_n = \frac{v^2}{r} = \frac{(r\dot{\boldsymbol{\phi}})^2}{r} = r\boldsymbol{\omega}^2. \quad (3.11)$$

Mikäli kappaleen massakeskipiste on ympyräliikkeessä tasaisella kulmanopeudella, kulmakiihtyvyyden arvo on nolla ja massakeskipisteen kiihtyvyydsvektori koostuu ainoastaan normaalikiihtyvyydestä. Massakeskipisteen kiihtyvyydeksi saadaan

$$\mathbf{a}_G = e\boldsymbol{\omega}^2, \quad (3.12)$$

jossa e on sädetä r vastaava epäkeskisen kappaleen massakeskipisteen etäisyys rotaatioakselin pisteestä.

Sijoittamalla yhtälö (3.12) yhtälöön (3.5) ja siirtämällä termit yhtälön vasemmalle puolelle saadaan

$$\mathbf{R} - m\mathbf{e}\boldsymbol{\omega}^2 = 0 \quad (3.13)$$

ja merkitsemällä

$$\mathbf{H} = -m\mathbf{e}\boldsymbol{\omega}^2, \quad (3.14)$$

jossa suuretta \mathbf{H} kutsutaan hitausvoimaksi, saadaan tasapainoyhtälö

$$\mathbf{R} + \mathbf{H} = 0 \quad (3.15)$$

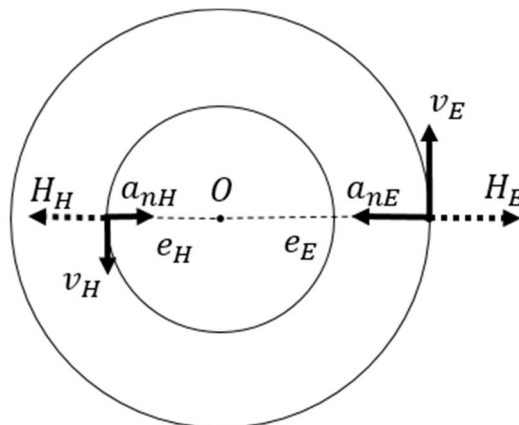
Yhtälön (3.15) mukaisesti partikkelin (tässä tapauksessa kappaleen massakeskipisteen) hitausvoima kuvitellaan lisätyksi partikkeliin vaikuttaviin todellisiin voimiin. Hitausvoima ei kuitenkaan ole todellinen voima, koska sillä ei ole vastavoimaa voiman ja vastavoiman lain mukaisesti. Tällöin hitausvoimaa kutsutaan kuvitelluksi voimaksi ja voimasysteemiä kuvitelluksi tasapainosysteemiksi. Tätä kuviteltujen hitausvoimien ja kuvitellun tasapainoyhtälön käyttöä kutsutaan hitausvoima-ajattelutavaksi [1, s. 357].

Jäykän kappaleen tasapainon yhtenä edellytyksenä on tasapainoyhtälön (3.15) toteutuminen. Jos jäykkään kappaleeseen vaikuttavien kaikista ulkoisista voimista, ja kuvitellun tasapainoyhtälön tapauksessa myös hitausvoimista, koottu summa on nolla ja tämän lisäksi jäykän kappaleen johonkin pisteeseen laskettu momentti on nolla, on kappale tasapainossa. Tasapainoyhtälö (3.15) voidaan jakaa spesifisiin suuntiin, esimerkiksi pystysuuntaiseen tasapainoyhtälöön ja vaakasuuntaiseen tasapainoyhtälöön. Tämä on hyödyllistä useissa sovelluksissa, kuten myös tässä työssä.

3.2 Mallin soveltaminen

Kartiomurskaimen toiminta voidaan ymmärtää jäykän kappalesysteemin avaruuskinetiikan tehtävänä. Käyttämällä hyväksi tietoa murskaimen ääriasemista tyhjäkäynnissä voidaan kolmiulotteinen tilanne kuitenkin pelkistää kaksiulotteiseksi tapaukseksi. Tämän kaksiulotteisen tapauksen, ulkoisten voimien, hitausvoimien ja tukireaktioiden voidaan ajatella kiertyvän koneen kierrosnopeudella tasatahtia koneen käynnin kanssa. Tällöin yksinkertaistamalla mallia, voidaan luopua avaruuskinetiikan yhtälöistä ja ratkaista pelkistetty tilanne käyttämällä esitettyjä yhtälöitä tasotehtävälle. Lisäksi hyödyntämällä edellisessä luvussa esitettyä hitausvoima-ajattelutapaa, voidaan dynaaminen tehtävä palauttaa staattiseksi tasapainotehtäväksi.

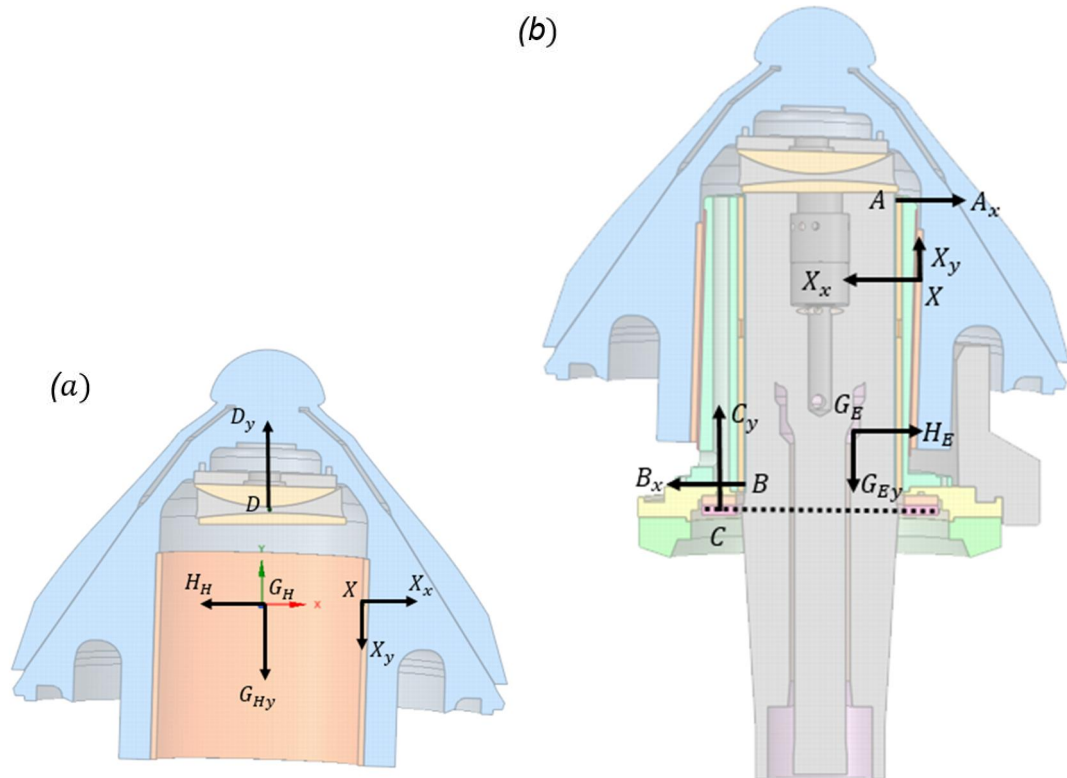
Tarkastellaan tilannetta, jossa tyhjäkäyntitilanteessa ja ääriasemassa oleva murskain on kuvattu ylhäältäpäin. Epäkeskoakselin kokoonpano kiertää rotaatioakselina toimivan pääakselin ympäri spesifisellä kierrosnopeudella, joka aiheuttaa epäkeskoakselin kokoonpanolle nopeuden v_E , rotaatioakselin pisteeseen suuntautuvan normaalikiiihtyvyyden a_{nE} ja vastakkaissuuntaisen hitausvoiman H_E . Tukikartion kokoonpanon tilanne ei vastaa epäkeskoakselin kokoonpanon tilannetta, sillä tukikartion kierrosnopeus rotaatioakselin ympäri voidaan olettaa pieneksi ja siitä aiheutuvat voimat jättää pois tarkastelusta. Epäkeskoakseli kuitenkin pakottaa tukikartion massakeskipisteelle ylhäältäpäin katsottuna ympyräliikkeen, minkä seurauksena tukikartion kokoonpanon massakeskipiste koee epäkeskoakselin kokoonpanon massakeskipisteen tapaan nopeuden v_H , normaalikiiihtyvyyden a_{nH} ja hitausvoiman H_H . Tämä tilanne on nähtävillä kuvassa 9. Kuvassa e_H on tukikartion kokoonpanon massakeskipisteen etäisyys rotaatioakselista ja e_E on epäkeskoakselin kokoonpanon massakeskipisteen etäisyys rotaatioakselista.



Kuva 9. Tukikartion ja epäkeskoakselin kokoonpanojen hitausvoimat

Tyhjäkäyntitilanteessa murskaimen oletettiin käyttäytyvän luvun 2.2.2 mukaisesti ja kontaktien syntyvän kuvan 6 kontaktialueille. Kontaktialueet huomioden voidaan tukikartion kokoonpanolle esittää kuvassa 10a nähtävä vapaakappalekuva. Kolmiosaisen painelaakerin vapaan keskiosan keskelle kuvan pisteeseen D on sijoitettu painelaakerin, oletustusti täysin pystysuuntainen tukireaktio D_y . Painelaakerista kuorma siirtyy pääakseliin ja

sitä kautta koko rakenteen tuentaan. Epäkeskoakselin ja tukikartion hydrodynaamisen laakerin välisen tukireaktion resultantin voidaan olettaa sijaitsevan pisteessä X . Piste sijaitsee korkeudella, joka vastaa tukikartion massakeskipisteen korkeutta y-akselilla. Tukireaktio on kohtisuorassa vasten $1,7$ asteen kulmassa y-akseliin (esimerkiksi kuvan 10a koordinaatistossa) nähden olevaa epäkeskoakselin ulkopintaa, joten se voidaan jakaa x-akselin ja y-akselin suuntaisiin komponentteihin X_x ja X_y . Kuvassa on lisäksi tukikartion kokoonpanon massakeskipisteeseen G_H sijoitettu tukikartion kokoonpanon hitausvoima H_H ja tukikartion kokoonpanon paino G_{Hy} .



Kuva 10. Tukikartion (a) ja epäkeskoakselin (b) kokoonpanojen vapaakappalekuvat

Kuvassa 10b on esitetty epäkeskoakselin kokoonpanon vapaakappalekuva. Vapaakappalekuvassa on nähtävillä pisteessä X sijaitseva, tukikartion kokoonpanon hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin välinen laakerivoima. Voimat A_x ja B_x ovat pisteissä A ja B esiintyviä x-akselin suuntaisia tukireaktioita pääakselista epäkeskoakselin hydrodynaamiseen laakeriin ja C_y on pisteessä C sijaitseva pystysuuntainen tukireaktio epäkeskoakselin painelaakerissa. Epäkeskoakselin kokoonpanon hitausvoima H_E ja epäkeskoakselin kokoonpanon paino G_{Ey} ovat myös esillä kyseissä kuvassa epäkeskoakselin massakeskipisteeseen G_E sijoitettuina.

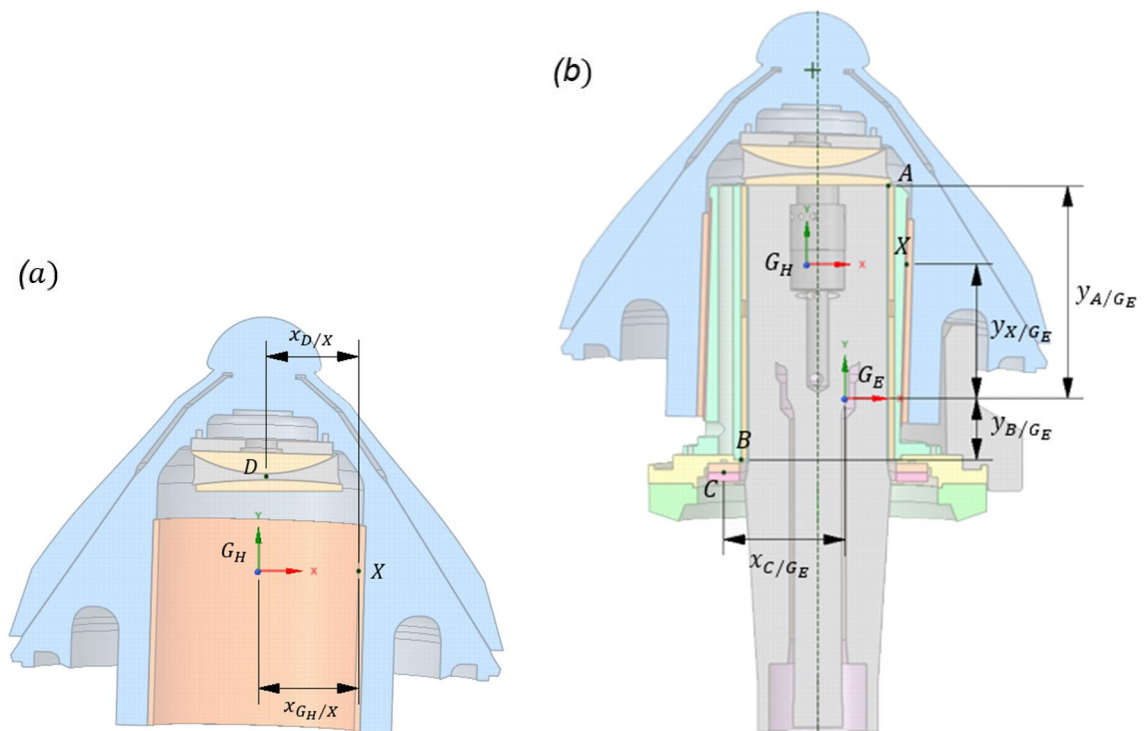
Muodostamalla x- ja y-akselien suuntaiset tasapainoehdot sekä momenttitasapainoehto esimerkiksi pisteen X suhteen ja tuntemalla pisteiden G_H ja D x-akselin suuntaiset etäisyydet pisteestä X , voidaan ratkaista Kuvassa 10a esitetyt tuntemattomat tukireaktiot.

Tukikartion kokoonpanon tasapainoyhtälöistä ratkaistuja tukireaktioita X_x ja X_y hyödynnetään epäkeskoakselin vapaakappalekuvan perusteella muodostettujen tasapainoyhtälöiden ratkaisussa. Mikäli X_y ja G_{Ey} tunnetaan, voidaan pystysuuntaisesta tasapainoyhtälöstä ratkaista C_y . Vastaavasti soveltamalla vaakasuuntaista tasapainoyhtälöä, mikäli X_x ja H_E tiedetään, saadaan arvojen A_x ja B_x välinen yhteys. Sijoittamalla saatu arvo C_y ja arvojen A_x ja B_x välinen yhteys esimerkiksi epäkeskoakselin kokoonpanon massakeskipisteen ympäri laskettuun momenttitasapainoyhtälöön, saadaan ratkaistuksi A_x ja B_x . Momenttitasapainoyhtälön ratkaisemiseksi on lisäksi tiedettävä voimien vaikutuspaikkojen, voiman suuntaa kohtisuoraan olevat etäisyydet momenttipisteestä. Nämä dimensiot ja muut analyyttisen ratkaisun kannalta oleelliset alkuarvot on käsitelty luvussa 3.3.1.

3.3 Alkuarvot ja laskentamallin tulokset

3.3.1 Laskentamallin alkuarvot

Momenttitasapainoyhtälöiden ratkaisuun vaadittavat etäisyydet saadaan CAD -ohjelmaa tai ANSYS:ta hyväksi käyttäen kuvien 11a ja 11b mukaiset etäisyydet. Kuvassa 11a etäisyydet on esitetty tukikartion kokoonpanolle ja kuvassa 11b epäkeskoakselin kokoonpanolle.



Kuva 11. Etäisyydet tukikartion kokoonpanon (a) ja epäkeskoakselin kokoonpanon (b) massakeskipisteistä

Etäisyyksien lisäksi alkuarvoina tarvitaan kokoonpanojen massat, epäkeskisyydet ja kulmanopeudet. Epäkeskoakselin ja tukikartion kokoonpanojen kulmanopeudelle käytetään kahta arvoa: 29,322 rad/s ja 37,699 rad/s. Kierroksina minuutissa nämä kulmanopeuden arvot ovat 280 ja 360 kierrosta minuutissa. Näillä kulmanopeuksilla saadaan hitausvoimille, yhtälön (3.11) mukaisesti, taulukossa 1 esitetyt arvot. Voimien suunnat vastaavat kuvissa 10a ja 10b esitettyjä suuntia. Taulukossa on esitetty myös kokoonpanojen massat ja epäkeskisyydet.

Taulukko 1. Massat, epäkeskisyydet ja hitausvoimat eri kokoonpanoille

ω [rpm]	m_E [kg]	e_E [mm]	H_E [kN]	m_H [kg]	e_H [mm]	H_H [kN]
280	m_E	e_E	59,80	m_H	e_H	58,14
360			98,85			96,11

Taulukon 1 hitausvoimien arvoista nähdään, että murskain ei ole (ainakaan simulointimallin tapauksessa) täysin dynaamisesti tasapainossa. Tästä aiheutuu laakereiden tukireaktioille noin 2 – 3 kN ylimääräinen kuorma.

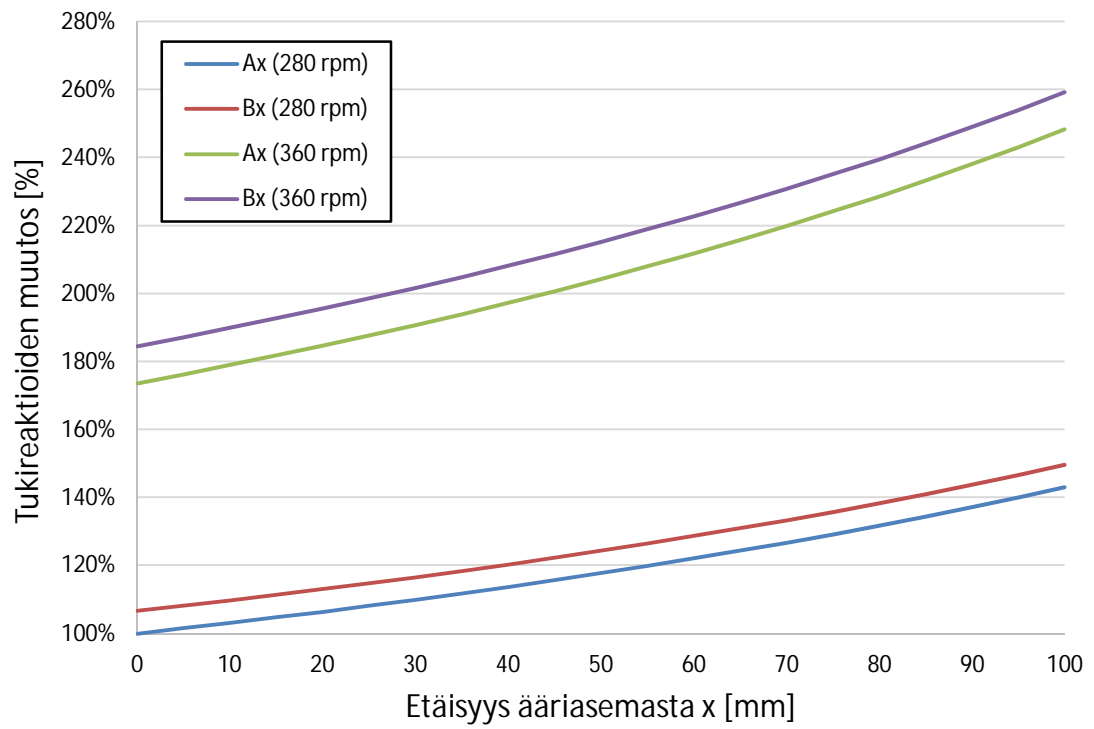
3.3.2 Laskentamallin tulokset

Laskentamallin tulokset lasketaan soveltamalla luvussa 3.1 esitettyjä kaavoja luvun 3.2 mukaisesti. Tuloksena saadaan taulukon 2 mukaiset suhteelliset arvot rakenteen tukireaktioille kahdella eri kulmanopeuden arvolla. Tulokset on ilmaistu suhteessa laakerivoimaan tukikartion hydrodynaamisessa laakerissa (yhdistetty X_x ja X_y) kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa, joka on merkitty taulukossa violetilla.

Taulukko 2. Laakerivoimat laskentamallissa

ω [rpm]	X [%]	A_x [%]	B_x [%]	C_y [%]	D_y [%]
280	100	43	46	14	48
360	165	75	79		

Tuloksista nähdään, että pääakselin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin välinen tukireaktio jakautuu suhteellisen tasaisesti laakerin ylä- ja alaosien välille. Mikäli tukireaktioiden A_x ja B_x etäisyyttä laakerin reunoista (ääriasemista) kasvatetaan, tukireaktiot saavat suurempia arvoja. Todellisuudessa resultanttien paikat eivät sijaitse ääriasemissa. Merkitsemällä kyseistä etäisyyttä x :llä tukireaktiot A_x ja B_x käyttäytyvät kuvan 12 mukaisesti x :n funktiona. Kuvan arvot on suhteutettu tukireaktion A_x arvoon kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa.



Kuva 12. Tukireaktioiden A_x ja B_x muutos etäisyyden x funktiona

Tuloksia vertaillaan simulointimallin tuloksiin ja mittaustuloksiin luvussa 6.

4. SIMULOINTIMALLI

Simulointimallin toteuttamisessa päädyttiin käyttämään kaupallista FEM -ohjelmaa ANSYS (*finite element method*, elementtimenetelmä). Simulointimallin toteutus koostuu pääosiltaan geometrian ja komponenttien mallinnuksesta, komponenttien liittamisestä toisiinsa ja ympäristöön liitosmäärittelyjä ja reunaehtoja hyödyntämällä sekä itse laskennan suorittamisesta. Myös tulosten tulkinta ja tulosten jatkokäsittely ovat iso osa työtä.

ANSYS -ohjelman toimintaa käsitellään luvussa 4.1, elementtimenetelmää luvussa 4.2 ja simulointimallin elementtiverkkoa luvussa 4.3. Simulointimallin muut määrittelyt, kuten kontaktit, nivelliitokset, kuorma ja muut reunaehdot käsitellään luvuissa 4.4 ja 4.6. Kitkakontaktien määrittely on siirretty omaan lukuunsa sen monimutkaisuudesta johtuen. Kitkakontaktia käsitellään luvussa 4.5.

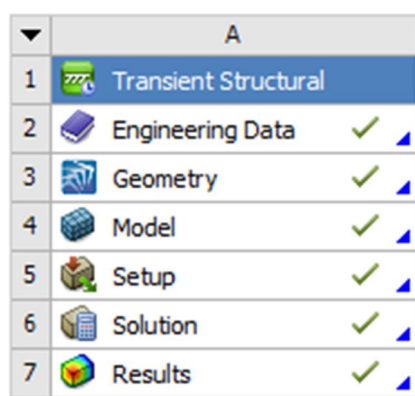
4.1 ANSYS -ohjelma ja simulointi

ANSYS on teknilliseen laskentaan ja simulointiin tarkoitettu, elementtimenetelmää hyödyntävä kaupallinen ohjelmisto. ANSYS koostuu useasta erityyppisiin laskentoihin kykenevistä ohjelmista, esimerkiksi virtauslaskentaan tarkoitettusta *fluent* -moduulista ja ajasta riippumattomien tasapainotilojen ratkaisuun tarkoitettusta *static structural* -moduulista. Tämän työn kannalta oleellisia moduuleja ovat dynaamisten mallien ratkaisuun soveltuvat *transient structural* ja *explicit dynamics* -moduulit sekä geometrian mallinnukseen ja muokkaukseen tarkoitettu ohjelma *ANSYS Spaceclaim direct modeler* [3].

ANSYS valittiin työssä käytettäväksi ohjelmaksi useasta syystä. ANSYS on Metso Minerals:lla eniten käytetty elementtimenetelmää hyödyntävä ohjelma teknillisessä laskennassa, joten sen valinta vastasi hyvin yrityksen toimintatapoihin ja käyttäjän kokemukseen. Vakiintunut käyttö takasi myös sen, että yrityksestä löytyi jo valmiiksi laskentaan vaadittavat lisenssit, eikä lisähankintoja tarvinnut toteuttaa. ANSYS pystyy käsittelemään tarvittaessa monipuolista laskentaa ja yhdistämään tuloksia tai alkuarvoja eri laskentamoduulien välillä. Mahdollisuus mallintaa joustavia osia koettiin kriittiseksi tekijäksi ohjelmaa valittaessa, sillä komponenttien joustaminen ja muodonmuutos vaikuttavat koneen toimintaan todellisuudessakin. Näin ollen ANSYS koettiin ohjelmaksi, jolla simulointimallin vaatima todellisuuden kuvaus riittävällä tarkkuudella voitiin toteuttaa. Edellä mainittujen ominaisuuksien lisäksi ANSYS kykenee myös parametrisointiin ja optimointiin, tosin näitä ominaisuuksia ei tässä työssä käytetä.

ANSYS -käyttöliittymä rakentuu päätasolla korteista, jotka kuvaavat laskentamoduuleja tai muita komponentteja. Tässä työssä mallin päätason rakenne on yksinkertainen: työ koostuu yhdestä *transient structural* -kortista. Kyseessä on laskentamoduuli joka käsittelee materiaalien ominaisuudet (*engineering data*), geometrian lukemisen (*geometry*), mallin

määrittelyn (*model* ja *setup*), ratkaisun (*solution*) ja tulosten evaluoinnin (*results*). Ratkaisua ei tosin suoriteta lokaalisti vaan laskentakapasiteetiltaan paljon suuremmalla palvelimella. Yleiskuva simulointimallin *workbench* -näkyvästä on nähtävillä kuvassa 13.



Kuva 13. Simulointimalli *workbench* -näkyvässä

Analyysissä käytetään edellä mainitun mukaisesti yhtä *transient structural* -moduulia. ANSYS:n dokumentoinnin [2] mukaan *transient structural* -moduuli soveltuu dynaamisen vasteen sekä rakenteessa esiintyvien voimien, jännitysten ja siirtymien ratkaisuun tilanteissa missä rakennetta kuormittavat jatkuvat tai hetkelliset kuormitukset. Moduulin käyttö on perusteltua, sillä kartiomurskaimen käytössä esiintyy sekä jatkuvia, että hetkellisiä kuormituksia. Esimerkiksi jatkuvana kuormituksena voidaan pitää painovoiman aiheuttamaa kiihtyvyyttä ja hetkellisenä kuormituksena murskavoimaa, joka sisällytetään simulointimalliin vasta määrättyllä ajanhetkellä. Tämän lisäksi *transient structural* -moduulin käyttämiseen päädyttiin, sillä sen vaihtoehtona oleva *explicit dynamics* -moduuli soveltuu paremmin hyvin lyhyille, alle sekunnin kestäville tapahtumille kuten törmäyksille. *Explicit dynamics* -moduulin käyttö edellyttää myös hyvin tiheän elementtiverkon käyttöä, ja suurella mallilla elementtien määrä voi kasvaa todella suureksi hyvin nopeasti. Elementtejä ja elementtimenetelmää käsitellään seuraavassa luvussa.

Valittu *transient structural* -moduuli käyttää implisiittistä ratkaisijaa. Implisiittisyydellä tarkoitetaan sitä, että tasapainotilanne lasketaan jokaisella laskennan aika-askeleella. Yksittäisen aika-askelen tasapainotilanteen löytäminen on sitä helpompaa, mitä pienempää aika-askelta työssä käytetään. Tämä on suoraa seurausta siitä, että rakennetta kuormittavat voimat, tai niiden muutos, voidaan jakaa jokaiselle aika-askeleelle, jolloin pienellä aika-askeleella ollaan oletuksena lähempänä tasapainotilaa. Toisaalta, liian pieni aika-askelen arvo voi johtaa tarpeettoman pitkiin laskenta-aikoihin. Kokeilun kautta mallissa päädyttiin käyttämään suurimmalle mahdolliselle aika-askeleelle arvoa 0,001 sekuntia.

Geometrian käsittelyyn työssä käytettiin *ANSYS Spaceclaim direct modeler* -ohjelmaa. Ohjelma tarjoaa tehokkaita työkaluja suoramallintamiseen ja soveltuu hyvin käytettäväksi muiden ANSYS tuotteiden kanssa. Ohjelmaan tuotiin alkuperäinen CAD -geomet-

ria, joka muokattiin ANSYS -laskentaan soveltuvaksi. Käytännössä tämä tarkoitti geometrian yksinkertaistamista monimutkaisia piirteitä muokkaamalla tai poistamalla ne kokonaan sekä viallisen geometrian korjaamista. Muokkauksen kohteita olivat esimerkiksi tarpeettomat reiät, tarpeettomat viisteet, ylimääräiset pinnat ja ylimääräiset viivat. Geometriaa käsiteltiin myös lisäämällä epäkeskoakselin ja pääakselin pinnalle kontaktialueet leikkaamalla sylinterimäinen pinta kyseisten komponenttien ulkopinnoista. Tällä saatiin varmistettua hyvälaatuinen elementtiverkko kyseisille kontaktipinnoille pienemmällä elementtien lukumäärällä.

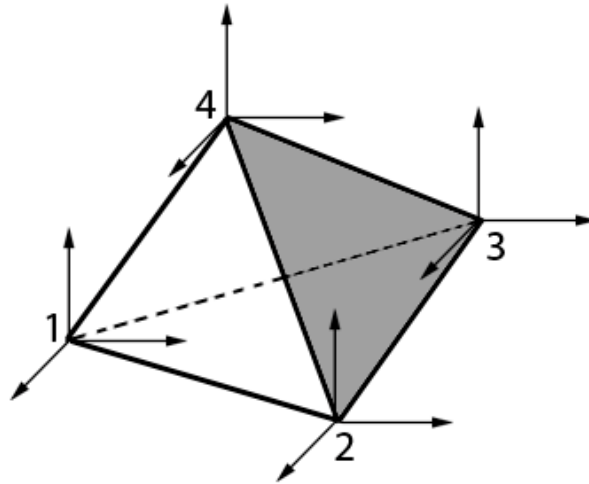
Mallin toiminnan kannalta kriittistä oli suorittaa geometrian asemointi mahdollisimman hyvin, sillä todellisuudessa mahdottomat geometriset tilanteet haittaavat laskentaa tai saattavat jopa estää laskennan kokonaan. Tässä työssä geometria asemoitiin käyttämällä ohjelman kokoonpanotyökaluja luomaan geometriaehtoja komponenttien välille, sekä manuaalisesti siirtämällä komponentteja, jolloin geometriaehdoin määritetyt komponentit siirtyivät liikkeen mukana. Asemoinnin apuna käytettiin törmäystarkasteluun soveltuvaa työkalua, jolloin varmistuttiin siitä, että penetraatiota ei tapahtunut missään kohdassa rakenteen komponenttien välillä.

4.2 Elementtimenetelmä lyhyesti

Elementtimenetelmä on osittaisdifferentiaaliyhtälöiden numeeriseen ratkaisuun tarkoitettu, viime vuosisadan jälkipuoliskolla kehitetty laskentamenetelmä [4, s. 317]. Elementtimenetelmää voidaan soveltaa mm. erilaisten staattisten ongelmien, dynaamisten ongelmien ja ominaisarvo-ongelmien ratkaisuun. Elementtimenetelmän vahvuutena on sen perusosien, elementtien yksinkertaisuus. Elementti määritellään kolmen kohdan [15, s. 44]:

1. elementin muodon eli geometrian,
2. elementin alueella suureita kuvaavien interpoloivien funktioiden ja
3. elementin vapausasteiden määrittelyn avulla.

Elementin määrittelyn tuloksena määräytyvät elementin solmujen lukumäärä ja sijainnit. Esimerkkinä elementistä on kuvassa 14 nähtävillä oleva kolmiulotteinen tetraedrielementti, sen neljä solmua ja solmujen vapausasteet. Elementtien yksinkertaisuudesta johtuen, tasapainoyhtälöiden muodostus ja ratkaisu on muihin menetelmiin verrattuna suoraviivaista. Elementtien lukumäärän kasvaessa elementtimenetelmän hyödyntäminen käsin laskettuna on raskasta, mutta tietotekniikkaa hyödyntämällä pystytään käsittelemään jopa miljoonista elementeistä koostuvia kokonaisuuksia. Käytännössä elementtimenetelmä voidaan katsoa pelkästään tietokonelaskentaan tarkoitetuksi.



Kuva 14. *Tetraedrielementti*

Elementtimenetelmää sovellettaessa tutkittava järjestelmä idealisoidaan elementtien joukkona. Teoriassa mikä tahansa järjestelmä voidaan idealisoida koostuvan elementtien joukosta, mikäli järjestelmä jaetaan riittävään määrään elementtejä. Tällä tarkoitetaan sitä, että idealisointi on tarpeen suorittaa riittävällä tarkkuudella, jotta tutkittavan järjestelmän kaikki geometriset ja mekaaniset ominaisuudet sisältyvät tähän elementtien joukkoon. Elementtien lukumäärä vaikuttaa myös tulosten tarkkuuteen. Esimerkiksi elementtien lokaalia lukumäärää on hyödyllistä lisätä, mikäli halutaan tarkkoja tuloksia joltakin alueelta. ANSYS -ohjelmalla tätä järjestelmän idealisointia vastaa elementtiverkon luominen, jota käsitellään luvussa 4.3.

Elementit on sidottu toisiinsa tai ympäristöön erilaisin reunaehdoin solmujen välityksellä. Vierekkäisten elementtien voidaan ajatella jakavan saman, päällekkäisen solmupisteen. Elementteihin kohdistuvat kuormat voidaan myös kuvata solmupisteiden kuormina elementin muodon huomioivien yhtälöiden avulla. Näiden reunaehto- ja elementtien ominaisuuksien avulla voidaan elementin määritetylle järjestelmälle määrittää globaali liikeyhtälö, jonka ratkaisuna saadaan esimerkiksi järjestelmän siirtymien arvot solmupisteissä, solmuvoimat, elementtien kokemat jännitykset ja tukireaktiot. Tässä työssä käytettävä globaali, dynamiikan peruslaista johdettu liikeyhtälö [2] [5, s. 125] on seuraavaa muotoa:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{R}, \quad (4.1)$$

jossa \mathbf{M} on massamatriisi, \mathbf{C} vaimennusmatriisi, \mathbf{K} jäykkyysmatriisi, $\ddot{\mathbf{u}}$ solmujen kiihtyvyyksvektori, $\dot{\mathbf{u}}$ solmujen nopeusvektori, \mathbf{u} solmujen siirtymävektori ja \mathbf{R} voimien resultanttivektori. Kyseistä yhtälöä voidaan käyttää, sillä simulointimallissa ei käytetä epälineaarisia materiaalimalleja ja epälineaarisuutta esiintyy ainoastaan kontakteissa.

Yksittäisen elementin jäykkyysmatriisi \mathbf{K} sisältää elementin jokaisen solmun vapausasteen jäykkyyttä kuvaavat termit. Yhdistämällä yksittäisten elementtien jäykkyysmatriisit

elementeille yhteiset solmut huomioiden, esimerkiksi sijoittelusummaamalla, saadaan järjestelmän globaali jäykkymatriisi \mathbf{K} .

Massamatriisi \mathbf{M} sisältää elementtien massat (hitaudet). Yhdistettynä kiihtyvyyssvektoriin, termi $\mathbf{M}\dot{\mathbf{u}}$ kuvaa järjestelmän hitausvoimia. Tässä työssä massamatriisina käytetään konsistenttia massamatriisia. Spesifisissä tapauksissa massamatriisia voidaan yksinkertaistaa määrittelemällä se keskitetyksi. Keskitetty massamatriisi on lävistäjämatriisi, jossa muut alkioit ovat nollia, jolloin massa (hitaus) on keskitetty rakenteen solmuihin. [12, s. 9].

Useimmissa tapauksissa idealisoitava järjestelmä sisältää jonkinlaista vaimennusta. Tämä vaimennus voi olla numeerista tai rakenteellista. Rakenteellinen vaimennus otetaan huomioon termillä $\mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}$. Oletusarvona *transient structural* -tyyppisessä analyysissä ANSYS käyttää ainoastaan numeerista vaimennusta, joka vaimentaa järjestelmästä korkeataajuuksisia ominaismuotoja [13]. Rakenteellista vaimennusta, esimerkiksi Rayleigh -vaimennusta, ei tässä työssä käytetä, mutta sen sisällyttäminen laskentamalliin on mahdollista.

ANSYS ratkaisee tasapainoyhtälön (4.1) käyttämällä Newmarkin menetelmää (*Newmark time integration method*) [2]. Kyseessä on numeerinen integrointimenetelmä, joka käyttää seuraavia päivityskaavoja [5, s. 511]:

$$\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{u}}_t + [(1 - \delta)\ddot{\mathbf{u}}_t + \delta\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}]\Delta t, \quad (4.2)$$

$$\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{u}_t + \dot{\mathbf{u}}_t\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\ddot{\mathbf{u}}_t + \alpha\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}\right]\Delta t^2, \quad (4.3)$$

joissa δ ja α ovat integroinnin tarkkuuteen ja stabiiliuteen liittyviä parametreja. Arvoilla $\delta = \frac{1}{2}$ ja $\alpha = \frac{1}{6}$ laskenta vastaa lineaarisen kiihtyvyyden metodia (*linear acceleration method*) [5, s. 512]. ANSYS:n käyttämiä parametrien arvoja ei ole tarkennettu, mutta yleisesti sallittuja arvoja ovat yhtälöiden

$$\delta \geq \frac{1}{2}; \alpha \geq \frac{1}{4}\left(\frac{1}{2} + \delta\right)^2 \quad (4.4)$$

mukaiset arvot, jolloin yhtälöt (4.2) ja (4.3) käyttäytyvät stabiilisti. Yhtälöiden (4.2) ja (4.3) lisäksi liikeyhtälö (4.1) saatetaan aika-askleet sisältävään

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{R}_{t+\Delta t} \quad (4.5)$$

muotoon. Määrittämällä laskennassa käytettävä aika-askel Δt , tuntemalla alkutilanne sekä tuntemalla massamatriisi \mathbf{M} , vaimennusmatriisi \mathbf{C} ja jäykkymatriisi \mathbf{K} , voidaan yhtälöistä (4.2), (4.3) ja (4.5) ratkaista solmujen kiihtyvyyssvektori $\ddot{\mathbf{u}}$, solmujen nopeusvektori $\dot{\mathbf{u}}$ ja solmujen siirtymävektori \mathbf{u} ajanhetkellä $t + \Delta t$. Newmark integrointimenetelmän ratkaisu on esitetty työn lopussa, liitteessä A. Ratkaisuun sisältyy efektiivisen

jäykkyysmatriisin muodostaminen ja tämän matriisin kolmiointi, mikä on runsaasti laskentakapasiteettia vaativa operaatio [5, s. 512] [6, s. 7].

Yhtälön ratkaisun tuloksena saatavasta solmujen siirtymävektorista voidaan edelleen ratkaista solmuvoimat, tukireaktiot ja elementtien jännitykset. Mallin minkä tahansa pisteen siirtymä voidaan ratkaista solmusiirtymien ja interpolaatiofunktioiden avulla. Siirtymän avulla saadaan edelleen laskettua venymät, ja venymien avulla jännitykset. Koska kyseessä on dynaaminen simulointimalli, jännitykset ja siirtymät saadaan myös ajan funktiona.

4.3 Simulointimallin elementtiverkko

Elementtimenetelmän käytön lähtökohtana on verkottamisprosessi (*meshing*), jonka tuloksena saatu elementtiverkko jakaa komponentit elementteihin laskentaa varten. ANSYS:lla verkottaminen onnistuu jopa automaattisesti, mutta käytännössä käyttäjän tulisi huomioida muutamia mallin toiminnan kannalta oleellisia, verkottamiseen liittyviä asioita. Tällaisia kriteerejä ovat elementtien koko ja lukumäärä, elementtien tyyppi ja muoto sekä elementtiverkon laatu. Tässä työssä kartiomurskaimen komponentit verkotetaan kolmiulotteisina kappaleina (*solid*), eikä esimerkiksi kuorimallien (*shell*) verkottamista käsitellä.

Toimiva verkko saadaan aikaan lähes poikkeuksetta aina asettamalla elementtien koko riittävän pieneksi. Toisaalta pieni elementtikoko kasvattaa mallin elementtien kokonaisuutta hyvinkin nopeasti, mikä voi johtaa liian pitkiin laskenta-aikoihin. Edellisen luvun mukaisesti jokaisen elementin vapausasteiden jäykkyyttä kuvaavat termit sijoitetaan jäykkyysmatriisiin, mikä johtaa jäykkyysmatriisin koon kasvuun elementtien lukumäärän lisääntyessä. Tässä työssä tuhansista aika-askeleista johtuen laskenta-aika on yksi työn kriteereistä, eikä elementtiverkkoa voida tihentää loputtomasti ilman negatiivisia vaikutuksia. Toimiva ja stabiili malli tulisi siis pyrkiä saavuttamaan mahdollisimman suurella elementtien koolla, jotta elementtien kokonaislukumäärä pysyy pienenä.

Elementtien kokonaislukumäärän lisäksi elementtiverkkoa tulisi optimoida tarkemmin alueilla jotka ovat suuren kuormituksen alla, jotka koetaan kriittisiksi tai joilta halutaan lukea tuloksia. Esimerkkinä tilanne, jossa luetaan jännitystä elementin alueelta. Elementtikoon ollessa suuri solmupisteet saattavat olla kaukana tarkasteltavasta pisteestä, jolloin käytettyjen interpolaatiofunktioiden tarkkuus voi vaikuttaa negatiivisesti lukematarkkuuteen. Elementtien kokoon liittyy edellisen lisäksi yksi erityispiirre: verkotettavat komponentit tulisi verkottaa koostumaan vähintään kahdesta elementistä kahdessa suunnassa tarkasteltuna. Yhden elementin paksuiset piirteet johtavat usein laskennan epäonnistumiseen elementtien vääristyessä. ANSYS sisältää työkaluja tämän ongelman välttämiseen.

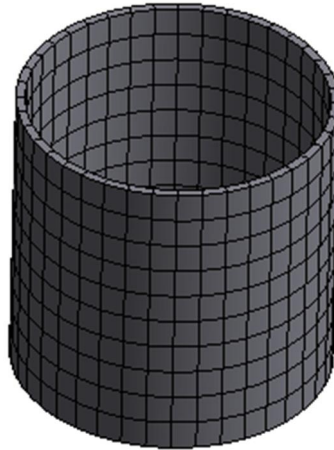
Tehokas keino vähentää elementtien määrää on yksinkertaisesti määrittää komponentteja jäykiksi kappaleiksi (*rigid*). Varsinaista elementtiverkkoa ei luoda jäykillä osilla, ne eivät

jousta tai deformatu, eikä niiltä voida lukea jännityksiä. Vaikka elementtiverkkoa ei luoda, jäykkä osa voidaan kuitenkin ymmärtää koostuvan yhdestä jäykästä elementistä. Simulointimalleissa jäykkien komponenttien käyttöä tulee tarkoin harkita, sillä virheellinen käyttö saattaa hyvin nopeasti johtaa tuloksiin, jotka eivät vastaa todellisuutta. Tässä työssä käytetään runsaasti jäykkiä kappaleita, jotta elementtien solmujen lukumäärä saadaan tarpeeksi alhaiseksi laskennan tuhansista aika-askeleista johtuen. Jäykiksi osiksi voidaan määrittää osia, joiden jouston voidaan ajatella vaikuttavan vain vähän, jos ollenkaan, koneen toimintaan. Tässä määrittelyssä käytettiin apuna luvussa 2 esitettyä tietoa murskaimen komponenteista, toiminnasta ja kontaktialueista. Tällaisia osia ovat esimerkiksi murskaimen runko ja tukikartio.

Joustaviksi ja verkotettaviksi osiksi on pyritty valitsemaan murskaimen toiminnan kannalta kriittisimmät komponentit. Nämä komponentit ovat tukikartion hydrodynaaminen laakeri, epäkeskoakselin painelaakeri ja tämän vastinpinta sekä epäkeskoakselin hydrodynaaminen laakeri. Tämän lisäksi elementtiverkko rakennetaan hydrodynaamisten laakereiden kitkakontaktien joustaville kohdepinnoille. Näitä pintoja mallissa ovat epäkeskoakselin ulkopinta ja pääakselin ulkopinta, jotka on geometriatyökalulla erotettu varsinaisista jäykistä komponenteistaan.

Elementtien muodolla on myös vaikutusta laskennan onnistumiseen. Oletuksena ANSYS verkottaa kiinteät osat useimmiten tetraedrin muotoisilla elementeillä, mutta tässä työssä on hyödyllisempää käyttää heksaedrin muotoisia elementtejä. Heksaedreistä koostuva verkko on usein tetraedriverkkoa parempi pinnoilla, joiden välillä on kitkallinen kontakti. Heksaedriverkon generointi on ANSYS:lle kuitenkin vaikeampaa kuin tetraedriverkon. Tämä on yksi syy miksi aiemmin suoritettu geometrian muokkaaminen, piirteiden yksinkertaistaminen tai poistaminen on hyödyllistä. Heksaedriverkolle elementtien koko määritellään *body sizing* -määrityksellä.

Toinen hyödyllinen elementtiverkon määrittäminen on *sweep method* -verkko. Tällä määrityksellä saadaan pursotettaviin kappaleisiin, esimerkiksi sylinterimäisiin tai lieriömäisiin kappaleisiin, tasainen heksaedrielementeistä koostuva verkko halutulla elementtijaolla. *Sweep method* -verkolle haluttu elementtikoko määritellään *body sizing* -määrityksen lisäksi *number of divisions* -määrityksellä, joka jakaa geometrian pursotuksen suunnassa määritettyyn lukumäärään kerroksia. Tämän lisäksi käyttämällä *face meshing* -työkalua lieriön päätypinnoille voidaan lieriön verkko määrittellä tasaisesti jaetuksi myös radiaalisuunnassa. Tuloksena saadaan esimerkiksi sylinterigeometrialle kuvan 15 mukainen, hyvin tasainen verkko. *Sweep* -verkko on lähes aina laadultaan parempi kuin *hex dominant* -verkko.

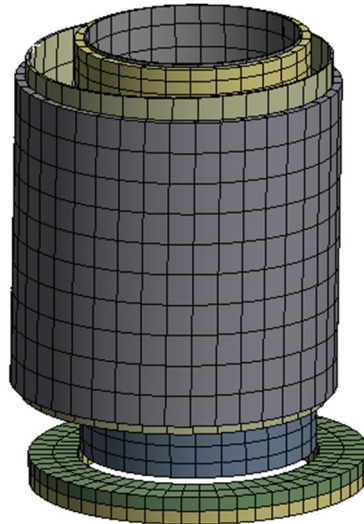


Kuva 15. Sweep method ja face meshing määrittämisellä muodostettu verkko

Mallissa on yhteensä kymmenen joustavaa osaa: kuusi laakeripintaa, kaksi kontaktipintaa ja kaksi kuormapintaa. Kuormapinnat, joihin palataan tekstissä myöhemmin, verkotetaan, sillä painekuorman asetus vaatii verkotetun osan. Jäykkiä osia ei verkoteta elementtiverkolla erästä poikkeustapausta lukuun ottamatta. Verkottamalla komponentit taulukon 3 määritysten mukaisesti ja huomioiden aiemmin tekstissä mainitut verkottamiskriteerit, päädytään yhteensä alle kahteen tuhanteen elementtiin ja noin 14000 solmuun. Yllä mainittu poikkeustapaus on kolmeen osaan jaetun epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin pieni, jäykkänä mallinnettu keskiosa, jonka ylä- ja alapinnoille on rakennettu elementtiverkko. Kyseinen osa vaatii elementtiverkon, sillä se on liitetty ylä- ja alaosaan *bonded*-kontakteilla, jota käsitellään muiden kontaktien yhteydessä luvussa 4.4.2.

Taulukko 3. Elementtiverkon määrittäykset

Verkotettava osa	Tukikartion hyd. dyn. laak.	Kontakti- pinta	Epäkeskon hyd. dyn. laak.	Kontakti- pinta	Epäkeskon painelaakeri
Menetelmä (method)	Sweep	Sweep	Sweep	Sweep	Hex-dominant
Verkon koko (body sizing) [mm]	40	40	40	40	40
Pinnan verkotus (sweep method, # of divisions)	10	10	16	12	-
Päätypinnan verkotus (face meshing, # of di- visions)	1	1	1	1	2



Kuva 16. Simulointimallin elementtiverkko

Tuloksena saadaan kuvan 16 mukainen elementtiverkko. Kuvaa varten murskaimen jäykät osat on poistettu näkyvistä. Hyvänä merkinä verkon toimivuudesta voidaan pitää sitä, että verkko on visuaalisestikin tasaisen ja järjestelmällisen näköinen.

4.4 Liitokset

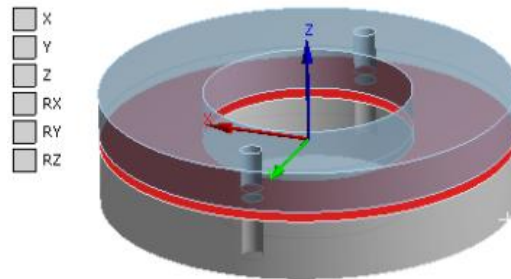
Oikein asemoidun geometrian ja hyvän elementtiverkon kanssa simulointimallin toteutuksen kannalta kriittisiä ovat mallin sisältämät liitokset (*connections*). Liitoksilla tarkoitetaan käytännössä ehtoja, joita komponentit tai tarkemmin niiden sisältämät elementtien solmut, noudattavat suhteessa toisiinsa. Liitosten toisena funktiona on siirtää rakenteessa vaikuttavat voimat rakenteen komponenteilta toisille komponenteille. ANSYS -ohjelmalla liitos voidaan toteuttaa muutamalla eri tavalla. Käytettävää menetelmää rajaa oikeastaan vain se, onko kyseessä liitos verkotettujen, joustavien osien välillä vai liitos jäykkien osien välillä. Jaetaan liitokset kolmeen ryhmään: nivelliitoksiin (*joints*) ja palkkiliitoksiin (*beams*) ja kontakteihin (*contacts*).

4.4.1 Nivel- ja palkkiliitokset

Useat komponenttien väliset liitokset simulointimallissa voidaan toteuttaa nivel- tai palkkiliitoksilla. Nämä liitokset, kontakteista poiketen, eivät vaadi elementtiverkkoa, joten niillä voidaan helposti liittää jäykkiä osia sekä toisiin jäykkiin osiin, että joustaviin osiin. Mikäli nivel- tai palkkiliitos määritetään joustavien komponenttien välille, liitokset voidaan määrittää ottamaan huomioon komponenttien jouston liitospinnoissa.

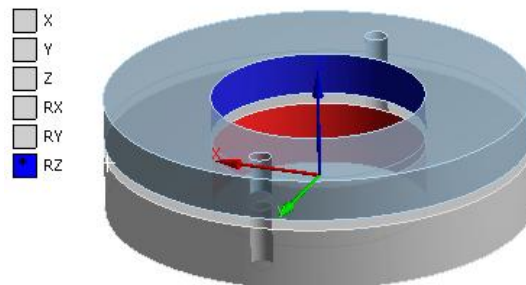
Kiinteä liitos voidaan olettaa mallissa useiden eri komponenttien välillä, jotka eivät liiku suhteessa toisiinsa nähden. Tämä vastaa esimerkiksi jäykkää hitsiliitosta kahden kappaleen välillä. Yksinkertaisin tapa toteuttaa tämä on käyttää kiinteää niveltä (*fixed joint*).

Kiinteällä nivelellä toteutettu kontakti jäykistää kaikki kuusi vapausastetta valittujen pintojen elementtien solmujen välillä ja estää oletusasetuksena pintojen muodonmuutoksen. Kiinteä nivel on havainnollistettuna kuvassa 17. Kuvassa estetyt vapausasteet ovat harmaita.



Kuva 17. Kiinteä nivel

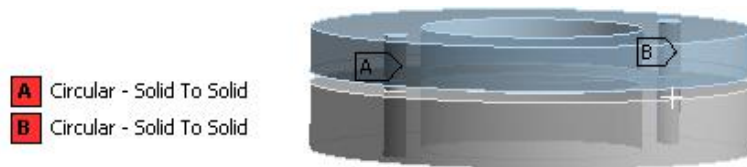
Toisiinsa nähden yhden akselin ympäri pyörivässä liikkeessä olevien komponenttien välille voidaan rakentaa kontakti kierto- tai sylinterinivelellä (*revolution joint, cylindrical joint*). Kiertonivel on nähtävillä kuvassa 18. Nivelet sallivat rotaation z-akselin ympäri, joten niitä voidaan hyödyntää esimerkiksi laakeripintojen välillä. Sylinterinivel eroaa kiertonivelestä siten että se sallii myös translaation z-akselilla. Spesifisissä tapauksissa, komponenttien välisissä liitoksissa kiertonivel ja sylinterinivel koetaan liian rajoittaviksi. Tällöin on yksinkertaisinta käyttää vapaasti määriteltävää yleisniveitä (*general joint*). Tälle nivelyypille käyttäjä voi itse määrittää sallitut ja estetyt vapausasteet.



Kuva 18. Kiertonivel

Koneen geometria saattaa sisältää suhteellisen pieniä geometriavirheitä, kuten välyksiä tai eroja komponentteihin sijoitettujen koordinaatistojen origojen sijainnissa. Kiinteää niveltä käytettäessä nämä virheet saattavat estää mallin toimintaa tai johtaa jopa geometrisesti mahdolliseen tilanteeseen, mikä johtaa laskennan epäonnistumiseen. Tämä tilanne on hyvinkin mahdollinen mallissa joka sisältää jäykiksi määriteltäviä osia ja jäykkiä nivelliitoksia. Tästä syystä osa kiinteistä nivelliitoksista on järkevää korvata palkkiliitoksilla (*beam*). Palkkiliitoksen avulla kaksi pintaa voidaan sitoa toisiinsa niiden välille muodostettavan palkin avulla. Tilanne approksimoi pulttiliitosta kahden kappaleen välillä. Palk-

kiliitos on joustava, joten mallissa palkkiliitoksen jousto voi toimia vastavaikuttajana pienille geometriavirheille. Kuvassa 19 on nähtävissä yksinkertainen kahden levyn välinen palkkiliitoksilla toteutettu liitos.



Kuva 19. Palkkiliitos

4.4.2 Kontaktit

Kontakti voidaan käsittää eri komponenttien välille muodostettuna määrittelyä, jota komponentit noudattavat suhteessa toisiinsa. Fyysisessä mielessä kontakti on helppo ymmärtää tilanteeksi missä kontaktipinnat koskettavat toisiaan, eivätkä tunkeudu toistensa sisään. Rakenteen sisäiset voimat siirtyvät komponenteilta toisille kontaktien välityksellä nivel- ja palkkiliitosten tapaan. Erona kontaktien ja muiden liitoksien välillä ovat kontaktin kyky mallintaa ja välittää kitkavoimia sekä kontaktin eri perustilat: kontakti voi olla auki, kiinni tai näiden kahden tilan välillä, jolloin ANSYS varautuu kontaktin syntymiseen. Jälkimmäinen ominaisuus on hyödyllinen etenkin dynaamisissa analyyseissä, sillä kontaktien tila saattaa vaihdella eri ajanhetkillä. Käytännössä kontakti tapahtuu elementtien solmujen välillä, joten kontaktit edellyttävät elementtiverkon käyttöä, sekä kontaktipinnalla (*contact*), että vastinpinnalla (*target*). Myös jäykän kappaleen pinta voidaan ANSYS:ssä määritellä vastinkappaleeksi, jolloin kyseiselle pinnalle generoidaan verkko, mutta tällaisia joustava – jäykkä -kontakteja ei tässä työssä käytetä yhtä poikkeusta lukuun ottamatta.

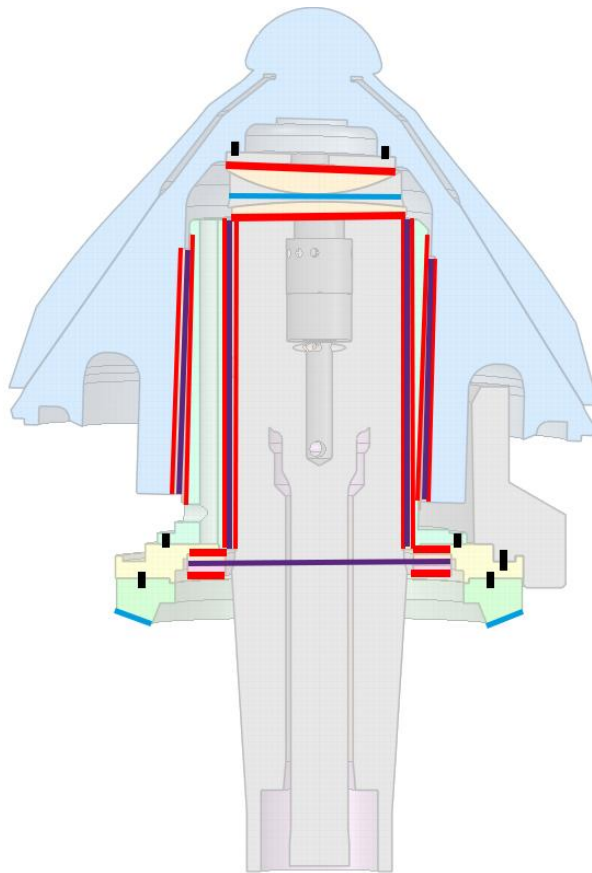
Kontaktityyppejä on useita. Kontakti voi esimerkiksi olla kiinteä, *bonded* -kontakti kappaleen pintojen välillä tai esimerkiksi *no separation* -kontakti, joka estää pintojen eriyymisen ja tunkeutumisen toistensa sisälle, mutta sallii pintojen suuntaisen liikkeen. Kontaktit, joita tässä työssä käytetään, ovat pääosin kitkakontakteja. Kitkakontaktien määrittelyä käsitellään luvussa 4.5.1.

4.4.3 Simulointimallin liitokset

Simulointimallissa toteutetaan kiinteillä nivelillä liitokset, jotka oikeassa koneessa on toteutettu kutistusliitoksilla. Vastaavasti toimitaan liitoksissa, jossa osan geometriaa on jouduttu pelkistämään poistamalla pulttien reiät. Tällaisia liitoksia ovat hydrodynaamisten laakereiden liitokset tukikartioon ja epäkeskoakseliin sekä pääakselin liitos runkoon. Myös tukikartion painelaakerin liitokset tukikartion laippaan ja pääakseliin, sekä epäkeskoakselin painelaakerin liitokset epäkeskoakselin laippaan ja runkoon on toteutettu kiinteillä nivelillä.

Komponenttien, joiden geometriaan pulttien reiät on voitu jättää, välillä käytetään palkkiliitosta. Palkkiliitoksia käytetään yhtä poikkeusta lukuun ottamatta ainoastaan epäkeskoakselin kokoonpanossa: palkkiliitos on määritelty epäkeskoakselin ja epäkeskoakselin laipan sekä edelleen epäkeskoakselin laipan ja vauhtipyörän välille. Myös vastapaino on liitetty epäkeskoakselin laippaan pulttiliitoksella. Poikkeustapauksena on tukikartion laipan ja tukikartion välinen palkkiliitos tukikartion kokoonpanossa.

Laakeripintojen väliset liitokset on simulointimallissa toteutettu kitkakontakteilla tukikartion painelaakeria lukuun ottamatta. Hydrodynaamisissa laakereissa ja epäkeskoakselin painelaakerissa on käytetty kitkakontakteja. Tukikartion painelaakerin toiminnan määräävä liitos on toteutettu ainoastaan pystysuunnan rajoittavalla yleisnivelellä painelaakerin ylä- ja alaosien välillä. Tämä vähentää simulointimallin elementtien lukumäärää merkittävästi, sillä painelaakerin keskiosa voidaan jättää pois laskennasta ja ylä- ja alaosa asettaa jäykiksi kappaleiksi. Tällä määrittelyllä ei todettu olevan negatiivista vaikutusta tuloksiin tai koneen toimintaan verrattuna malliin missä painelaakeri oli määritelty kolmiosaiseksi, joustavaksi ja jossa käytettiin kitkakontakteja. Kuvassa 20 on nähtävillä simulointimallin liitokset värikoodattuina. Mustilla viivoilla on kuvattu palkkiliitoksia, punaisella värillä kiinteitä nivelliitoksia, sinisellä värillä yleisniveleitä ja violetilla kitkakontakteja.



Kuva 20. Simulointimallin liitokset

Suurin osa kuvan 20 kiinteistä nivelliitoksista on mahdollista korvata palkkiliitoksilla, ja vastaavasti suurin osa palkkiliitoksista voidaan korvata kiinteillä nivelliitoksilla. Epäkeskoakselin painelaakerin kitkakontaktin paikalla voidaan vaihtoehtoisesti käyttää kitkatonta kontaktia, sillä kyseisessä kontaktissa kitkavoiman ei todettu työn laskennan aikana vaikuttavan suuresti tuloksiin. Kitkaton *frictionless* -kontakti vastaa kitkakontaktia kitkakertoimella nolla.

4.5 Kitkakontaktien määrittely ja kitkakertoimien arvot

Kitkakontakti on kontaktityyppi, joka nimensäkin mukaisesti pystyy ottamaan huomioon kitkan ja siitä seuraavat tangentialiset kuormitukset kontaktipintojen välillä. Kitkakontaktille määritellään useita kitkakontaktiin liittyviä muuttujia, jotka vaikuttavat kitkakontaktin toimintaan laskentamallissa. Tällaisia ominaisuuksia ovat elementtiverkon koko ja tyyppi (*method*) kontaktialueella, kontaktin penetraatioon liittyvät menetelmä (*formulation*) ja normaalin jäykkyyserroin (*normal stiffness factor*), alue jolta kontaktia haetaan (*pinball*) sekä kitkakontaktissa olevien pintojen geometriaan liittyvä määrittely *interface treatment*. Nämä työn kannalta oleelliset määrittelyt tehdään luvussa 4.5.1. Kitkakontaktin toimintaan vaikuttaa myös oleellisesti kitkakontaktille oleellinen kitkakerroin (*friction coefficient*), jonka määrittelyä käsitellään luvussa 4.5.2.

4.5.1 Kitkakontaktien määrittely

Kitkakontakti, kuten muutkin kontaktit, on tyypiltään epälineaarinen kontakti, joten se voi vaihdella auki ja kiinni -tilojen välillä. Epälineaarisuudesta johtuen laskennassa tasapainotilanteen löytäminen yksittäisellä aika-askeleella nopeutuu, mikäli elementtiverkko on hyvin toteutettu. Pieni elementtikoko johtaa lähes aina ratkaisun löytymiseen, mutta kasvattaa laskenta-aikaa. Liian suurella elementtikoolla taas tasapainotilanteen vaatimien, momentin ja siirtymien tasapainon löytämisen (konvergoinnin) vaikeus saattaa kasvattaa laskenta-aikaa tai jopa estää ratkaisun löytymisen kokonaan. Työn mallilla riittävään nopeuteen päästiin käyttämällä kitkakontaktipintojen elementtiverkon koolle maksimissaan 40 mm asetusta.

Kontaktin penetraatioon, pintojen tunkeutumiselle toistensa sisään, vaikuttavat valittu kontaktin menetelmä (*formulation*) sekä normaalin jäykkyyserroin (*normal stiffness factor*). ANSYS:ssa kitkalliselle kontaktille voidaan käyttää joko sakkofunktiomenetelmää (*pure penalty method*), Lagrangen menetelmää (*normal lagrange method*) tai laajennettua Lagrangen menetelmää (*augmented lagrange method*). Menetelmät pyrkivät estämään kontaktissa olevien pintojen tunkeutumista luomalla kontaktipintojen välille kohdepinnan normaalin suuntaisen normaalivoiman. Normaalivoima pyrkii työntämään tunkeutuvaa pistettä pois päin kohdepinnasta kohdepinnan normaalin suuntaisesti. Menetelmissä normaalivoimaa iteroidaan mallin ratkaisun aikana, kunnes järjestelmä saavuttaa tasapainotilan penetraation ollessa määrätyn toleranssin sisällä.

Ensimmäinen menetelmävaihtoehto, sakkofunktiomenetelmä, kuvaa normaalivoiman käyttämällä seuraavaa yhtälöä

$$F_n = k_n x_p, \quad (4.8)$$

jossa F_n on normaalivoima, k_n on normaalin jäykkyyskerroin, eli sakkoparametri, ja x_p on tunkeutuman suuruus [10, s. 475]. Normaalin jäykkyyskerroin annetaan parametrina kontaktimäärittelyssä ja se vaikuttaa oleellisesti tunkeutumaan.

Lagrangen menetelmässä rajoiteyhtälö toteutetaan tarkasti. Normaalivoima ilmaistaan ylimääräisenä elementin vapausasteena yhtälön

$$F_n = \lambda \quad (4.9)$$

mukaisesti, missä λ on kontaktipainetta kuvaava, puhtaasti laskennallinen termi, jota kutsutaan Lagrangen kertoimeksi [10, s. 475]. Normaalivoima määritetään Lagrangen kertoimen avulla eksplisiittisesti, jolloin se estää tunkeutumisen etenemisen. Luonnolliselta valinnalta saattaisi vaikuttaa estää tunkeutuminen kokonaan käyttämällä kyseistä menetelmää, mutta menetelmällä on kuitenkin heikkoutena laskenta-ajan kasvu ylimääräisestä vapausasteesta johtuen. Menetelmän käyttö myös vaatii tarkkaa koskettavien pintojen määrittelyä, esimerkiksi kupera pinta pitää asettaa kontaktipinnaksi ja kovera pinta vastinpinnaksi. Edeltävien heikkouksien lisäksi, menetelmän käyttö saattaa johtaa eräänlaiseen tärinäan (*chattering*) mallissa, sillä eksaktista määrittelyä johtuen kontakti voi oskilloida auki ja kiinni -tilojen välillä [10, s. 475]. Tämä ilmiö huomattiin simulointimallissa työn kehityksen aikana, ja sen todettiin johtavan laskennan epäonnistumiseen useimmissa tapauksissa.

Jäljelle jäävä vaihtoehto, laajennettu Lagrangen menetelmä, kuvaa tunkeutuvien kontaktipisteiden kokeman normaalivoiman käyttämällä seuraavaa yhtälöä

$$F_n = k_n x_p + \lambda, \quad (4.10)$$

jossa F_n , k_n , x_p ja λ ovat kuten edellä. Menetelmä voidaan ymmärtää eräänlaisena sakkofunktiomenetelmän ja Lagrangen menetelmän yhdistelmänä, joka sallii penetraatiota. Yhtälössä (4.10) esiintyvä Lagrangen termi vähentää järjestelmän herkkyyttä normaalin jäykkyyskerroimen arvon suhteen ja helpottaa tasapainotilanteen löytymistä. Laajennettua Lagrangen menetelmää voidaan siis pitää kahta muuta menetelmää luotettavampana menetelmänä, mistä syystä tämä menetelmä valitaan käytettäväksi työn kitkakontaktien määrittelyssä.

Seuraavana askeleena määritetään normaalin jäykkyyskerroimien arvot. Suurella normaalin jäykkyyskerroimella saavutetaan vähäisempi tunkeutuma ja parempi tulosten tarkkuus, mutta liian suuri jäykkyyskerroin vaikeuttaa laskennan konvergointia ja voi mahdollisesti johtaa samaan *chattering* -ongelmaan kuin *normal lagrange* -menetelmällä.

Työssä päädyttiin käyttämään normaalin jäykkyyškertoimelle alkuarvoja välillä 0,01 – 0,1. Kyseinen arvo saatiin iteroimalla, pieni varmuus huomioiden, mahdollisimman suuri normaalin jäykkyyškertoimen arvo, millä tärinää ei esiintynyt ja murskain käyttäytyi las-kennassa stabiilisti. Lisäasetuksena kitkakontakti määrättiin muuttamaan normaalin jäyk-kyyskertoimen arvoa joka iteraatiolla (*update stiffness – each iteration*). Tällöin konver-goinnin ollessa vaikeaa, ANSYS yrittää korjata ongelmaa pienentämällä normaalin jäyk-kyyskerrointa.

Pinball -ominaisuudella voidaan kontakteille määrittää säteen avulla pallomainen alue, jonka sisällä kontakteja etsitään. Mikäli kontaktin kohdepinta ja sitä lähellä oleva kontak-tipiste ovat kontaktipisteeseen sijoitettavan *pinball* -alueen sisäpuolella, kontaktin katso-taan olevan niin sanotussa lähellä -tilassa. Tässä tapauksessa ANSYS varautuu kontaktin syntymiseen tällaisilla alueilla ja jättää alueen ulkopuolella olevat kontaktipisteet tarkas-telematta. ANSYS:n mukaan hyvä arvo pallomaisen alueen säteelle on noin 10 % välystä suurempi arvo [11, s. 63]. Tässä työssä käytetään hydrodynaamisissa laakereissa *pinball* -alueen säteelle kuitenkin hieman suurempaa arvoa 0,3 mm ja painelaakereissa 0,1 mm vastaavasti. Valinnalla yritetään välttää lähes pistemäisten kuormitusten syntymistä laa-keripinnoissa.

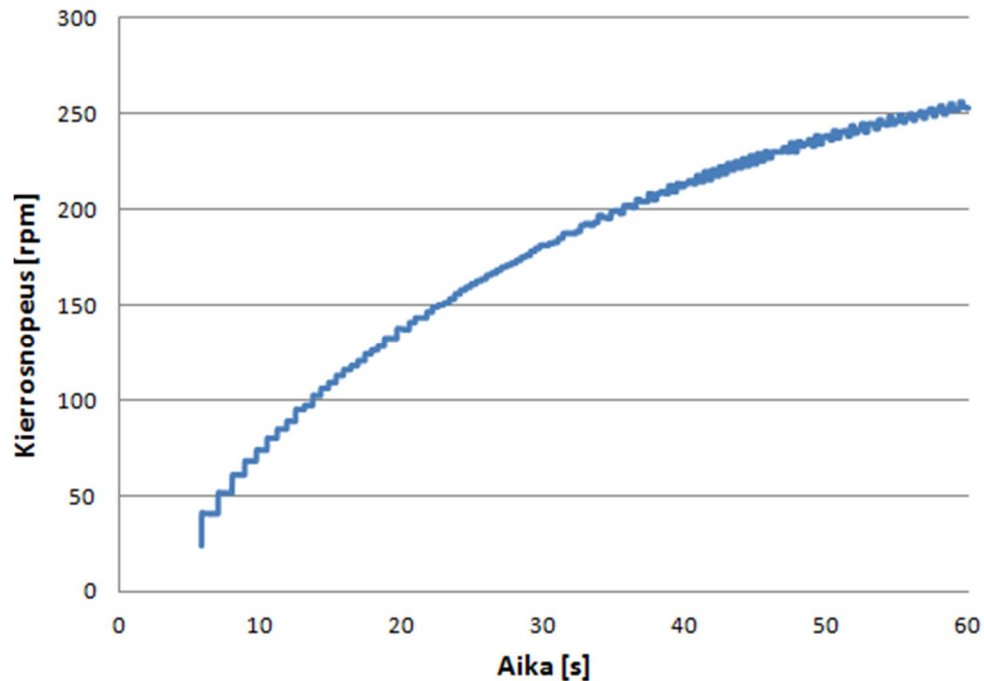
Kontaktimäärittelyssä on mahdollista myös vaikuttaa kontaktissa olevien pintojen geo-metriaan *interface treatment* -määrittelyllä. Pintojen etäisyyttä toisiinsa nähden voidaan kasvattaa tai lyhentää valitsemalla *add offset* ja asettamalla sille etäisyyden arvo tai pinnat voidaan suoraan asettaa koskettamaan toisiaan *adjust to touch* -määrittelyllä. Käytän-nössä määrittelyt ovat hyödyllisiä pienten geometriavirheiden korjaamiseen, ja etenkin *adjust to touch* -määrittely on usein tehokas keino parantaa kitkakontaktien laskentaa. Tätä ominaisuutta ei kuitenkaan voitu tässä työssä hyödyntää, sillä haluttiin varmistaa kitkakontaktipintojen kyky irrota toisistaan murskaimen käynnin aikana. Tämän lisäksi *Spaceclaim* -ohjelmalla muokattu geometria koettiin riittävän tarkaksi. Laakerien kitka-kontaktien määrittelyksi valittiin *add offset* asetuksella nolla, jolloin *interface treatment* -määrittely ei muokkaa simulointimallin geometriaa.

4.5.2 Kitkakertoimien arvot

Tukikartion hydrodynaamisen laakerin kitkakertoimella on olennainen merkitys tukikar-tion kokoonpanon kierrosnopeuteen. Mikäli kontakti oletetaan täysin kitkattomaksi, tuki-kartion kokoonpano ei pyöri simulointimallissa. Tämä ei vastaa todellista tilannetta, sillä tukikartion kierrosnopeuden on havaittu kasvavan mittauksissa. Laakeripinnoille voi-daankin olettaa pieni kitkakerroin. Kitkakertoimen suuruutta päätettiin selvittää kokeelli-sesti tukikartion kierrosnopeudesta tehdyn mittauksen avulla.

Mittauksessa kartiomurskain käynnistettiin ja tukikartion kierrosnopeutta seurattiin usean minuutin ajan. Epäkeskoakselin kierrosnopeudeksi oli mittauksessa asetettu 330 kierrosta

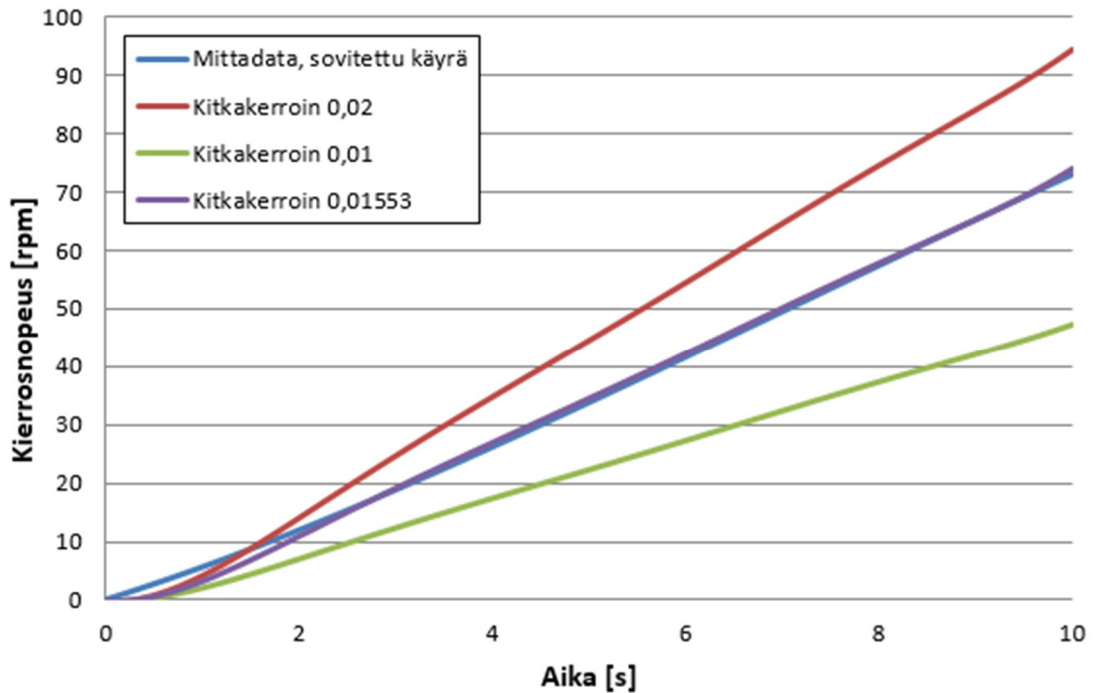
minuutissa. Tuloksena saatiin kuvan 21 mukainen käyrä tukikartion kierrosnopeudesta kierroksina minuutissa ajan funktiona.



Kuva 21. Tukikartion kierrosnopeus ajan funktiona mittauksissa

Kuvaajasta nähdään kierrosnopeuden kasvavan noin 74 kierrokseen minuutissa kymmenessä sekunnissa ja noin 255 kierrokseen minuutissa minuutin aikana. Kuvaajan rosoisuus johtuu siitä, että mittapiste mitattiin paikallaan olevan laukaisijan antaessa mittauskäskyn epäkeskoakselin kokoonpanon spesifisen kohdan ohittaessa laukaisijan. Kierrosnopeuden kasvaessa mittauspisteiden aikaero pienenee ja kuvaaja käyttäytyy tasaisemmin.

Kierrosnopeudesta mittauksessa saatua tietoa käytetään hyväksi tarkastelemalla vastaavaa käynnistystilannetta simulointimallissa. Kuten edellä mainittiin, tukikartion kierrosnopeuden oletetaan riippuvan ajasta ja kitkakertoimesta. Simulointimallia laskettiin alustavasti kahdella eri hydrodynaamisten laakereiden kitkakertoimien arvoilla 0,01 ja 0,02. Verrattaessa simulointimallin tuloksia kuvan 21 kuvaajaan voidaan päätellä todellisen kitkakertoimen olevan kitkakertoimien 0,01 ja 0,02 välillä. Olettamalla kitkakertoimen ja kierrosnopeuden välille lineaarinen suhde ja pyrkimällä mittaustuloksia vastaavaan kierrosnopeuden arvoon ajanhetkellä $t = 10$ s, saadaan kitkakertoimeksi 0,01553. Kyseisellä kitkakertoimella saadaan kuvassa 22 nähtävä, mittaustuloksiin sovitettua käyrää hyvin vastaava käyrä. Kuvassa ovat esillä myös tukikartion kierrosnopeuden kehittyminen ajan funktiona kitkakertoimilla 0,01 ja 0,02. Kuvan ensimmäisen sekunnin kohdalla oleva ero mittadataan sovitetun käyrän ja muiden käyrien välillä on selitettävissä mittadatan puutteella pienillä kierrosnopeuksilla.



Kuva 22. Tukikartion kierrosnopeus ajan funktiona kitkakertoimilla 0,01; 0,02 ja 0,01553 sekä vertailukuvaaja

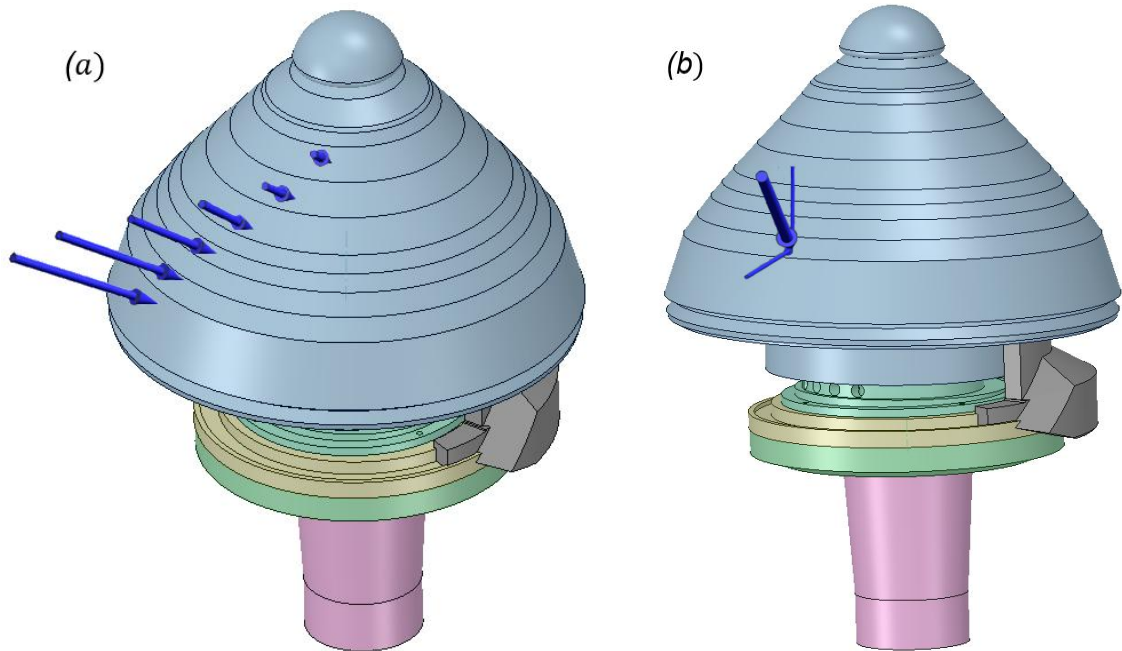
Kitkakerroin riippuu todellisessa tilanteessa myös hydraulinesteen, tässä tapauksessa öljyn, lämpötilasta. Lämpötilan nousu johtaa viskositeetin laskuun, mikä taas edelleen laskee kitkakerrointa. Lämpötilan lisäksi myös paine vaikuttaa viskositeetin arvoon. Tästä voidaan päätellä, että kitkakerroin pienenee koneen käynnin aikana, kunnes öljyn lämpötila saavuttaa kriittisen raja-arvon, jolla kitkan ja koneen tuottama lämpö on yhtä suuri kuin lämmönsiirto ympäristöön. Mittaustilanteessa murskain on käynnistetty ns. kylmänä, joten kitkakertoimelle voidaan alkutilanteessa olettaa suurehko arvo. Simulointimallissa yksinkertaisuuden vuoksi kitkakerroin voidaan pitää vakiona. Vaikka kitkakerroimen muutosta lämpötilan suhteen ei tässä työssä huomioida, ollaan pysyvästi suureholla kitkakertoimella kuitenkin konservatiivisella ja turvallisella puolella.

4.6 Kuormat ja tukiehdot

Kuormilla tarkoitetaan tässä työssä murskauksesta aiheutuvaa kuormaa ja maan vetovoimaa. Tukiehdolla taas tarkoitetaan murskaimen simulointimallin määrittelyksiä, joilla murskain on kiinnitetty ympäristöön: murskaimen käyttöä, joka pakottaa murskaimelle määrätyn kulmanopeuden ja jousia, jotka kuvaavat murskaimen tukirakenteisiin liittäviä kumivaimentimia. Edellä mainitut määrittelyt on esitetty seuraavissa luvuissa.

4.6.1 Kuormien määrittäminen

Kuormatilanteessa kiviaines murskataan iskulla tukikartion manttelin ja kammion vuorauksen välissä. Tapahtumasta syntyvä painekuorma kiertää murskaimen manttelin ympäri koneen työkierron aikana. Tämä painekuorma muodostaa painekuplan. Jakamalla painekupla vyöhykkeisiin manttelin vyöhykkeiden mukaisesti sekä määrittämällä jokaisen vyöhykkeen painekuplan resultantti saadaan kuvan 23a mukainen havainnollistava esitys painekuplasta.



Kuva 23. Resultantit eri vyöhykkeissä (a) ja yhdistetty resultantti (b)

Painekuplan yhdistetty resultantti voidaan laskea ja jakaa kolmeen komponenttiin: pystysuuntaiseen komponenttiin, säteen suuntaiseen komponenttiin ja radiaaliseen komponenttiin kuvan 23b mukaisesti. Resultantin paikka sijaitsee, koneen liike huomioiden, kulman φ (*lead angle*) verran edellä murskaimen minimiasetusta CSS (*closed side setting*) (katso kuva 24). Minimiasetuksella tarkoitetaan lyhintä mahdollista etäisyyttä manttelin ja kammion seinämän välillä murskauksen aikana. Resultantin radiaalista komponenttia ei ole huomioitu kuvassa 23b, sillä sen oletetaan olevan hyvin pieni.

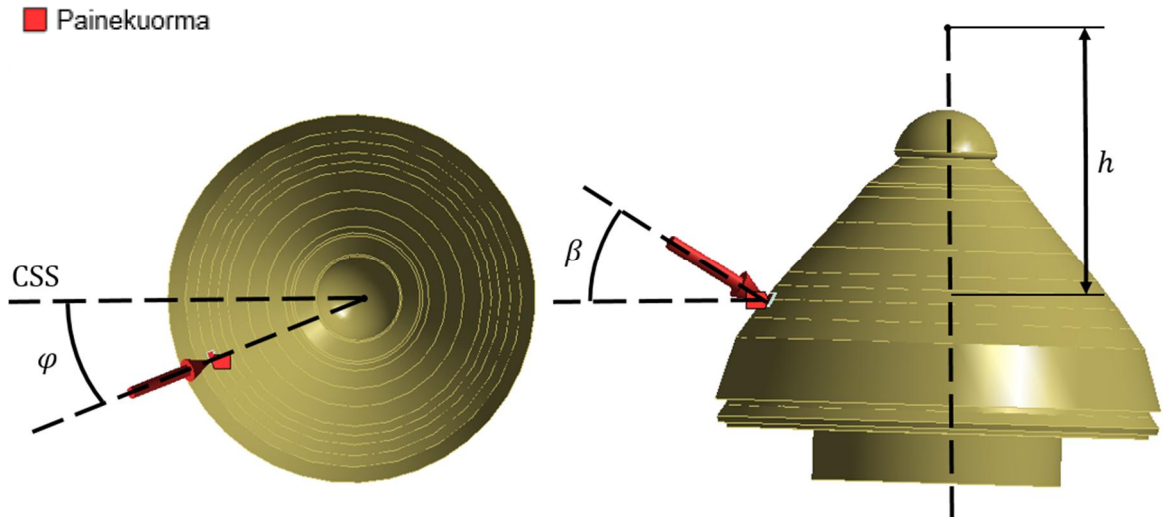
Resultanttia voidaan käyttää kuorman määrittämiseen simulointimallissa ilman ongelmia, sillä tukikartio ja mantteli ovat simulointimallissa jäykkiä osia. Toisin sanoen tukikartiosta simulointimallin kannalta kriittisiin osiin siirtyvä voima siirtyy edellä mainittuihin osiin samanlaisena huolimatta siitä onko murskausvoima jaettu vyöhykkeisiin vai käytetäänkö resultanttia.

Resultantin suuruus, paikka ja suunta eivät ole vakioita, vaan riippuvat useista muuttujista. Tällaisia muuttujia ovat esimerkiksi kammion muoto, syötetyn murskattavan materiaalin koko sekä laatu, murskattavan materiaalin määrä, iskun pituus, murskaimen asetus ja murskaimen pyörimisnopeus. Esimerkiksi lyhemmällä iskulla tai pienemmällä kierrosnopeudella murskavoiman resultantti siirtyy kauemmaksi minimiasetuksesta. Resultantin suuruus ja paikka voidaan laskea hyödyntämällä Metso Minerals:lla käytössä olevaa, kammiosimulointiin tarkoitettua MathCAD -ohjelmaa. Kyseessä on Tero Onnelan diplomityönään [14] kehittämä ohjelma, jonka osatuloksena murskausvoiman resultantin suuruus ja paikka voidaan laskea simuloidun, murskautuvan materiaalin ja murskaimen tehonkulutuksen avulla. Ohjelman toimintaa ei tässä työssä käsitellä tarkemmin.

Tuloksena saadaan resultanttivoima, jonka suuruus on useita satoja kilonewtoneita. Saatu resultanttivoiman suuruus ei riipu huomattavasti murskan kierrosnopeudesta, ja resultanttivoimana voidaankin käyttää samaa arvoa sekä murskan käyntinopeudella 280 kierrosta minuutissa, että murskan käyntinopeudella 360 kierrosta minuutissa. Ohjelman tuloksena saadaan myös kulma φ , jonka arvon todetaan vaihtelevan kierrosnopeuden muuttuessa. Kulma φ pienenee kierrosnopeuden kasvaessa. Tämän lisäksi saadaan resultantin kulma vaakatasosta, β , ja resultantin vaikutuspaikan korkeus h tukikartion pivot -pisteestä. Näiden ominaisuuksien ei todettu suuresti riippuvan kierrosnopeuden arvosta. Murskausvoiman radiaalinen komponentti oletetaan pieneksi murskausvoiman suuruuteen nähden ja se jätetään huomioimatta. Mainittakoon, että MathCAD -ohjelmalla saadut murskavoiman arvot eivät välttämättä tarkasti vastaa todellisuudessa esiintyviä arvoja. Murskausvoimien arvojen voidaan ajatella olevan ideaalisia. Ohjelmalla saatujen resultanttivoiman suuruuden, suunnan ja paikan koettiin kuitenkin olevan hyviä lähtöarvoja simulointimallissa käytettäväksi. Kuorman resultantin määrittävät etäisyydet ja kulmien arvot on havainnollistettu kuvassa 24

Resultantin, jonka paikka riippuu ajasta, asettaminen reunaehdoksi simulointimalliin ei ole aivan yksinkertaista, sillä ANSYS ei tarjoa tähän tarkoitukseen valmista työkalua. Ongelma voidaan ratkaista kolmella tapaa: kirjoittamalla resultantin määrittävä ohjelmakoodi ANSYS:n APDL -kielellä, approksimoimalla resultantti erilaisten kiertävien voimien kombinaationa taulukkkodataa hyväksikäyttäen tai käyttämällä voiman määrittämisen apuna ylimääräistä kuormapintaa. Simulointimallissa resultantti toteutettiin käyttämällä jälkimmäistä vaihtoehtoa, ylimääräisen kuormapinnan avulla.

Spaceclaim -ohjelmalla mallinnettiin tukikartion ulkopinnalle neliömäinen kappale etäisyydelle h tukikartion pivot -pisteestä, minimiasetuksen CSS kohdalle ja sitä kierrettiin kulman β verran minimiasetuksen suuntaa kohtisuoran akselin ympäri sekä kulman φ verran tukikartion pystysuuntaisen akselin ympäri. Tälle pinnalle määritettiin resultanttivoimaa vastaava painekuorma. Painekuorman käytön etuna on, että painekuorma pysyy jatkuvasti murskauspinnan normaalin suuntaisena. Tuloksena saadaan kuvan 24 mukainen painekuorma kuormapinnalla.



Kuva 24. Kuormapinta, painekuorma ja muut suureet

Kuorman määrittämisen seuraavana vaiheena oli simuloida kuorman kierto tukikartion ympäri koneen työkierron aikana. Mikäli kuormapinnan ja tukikartion välille määritellään kiertonivel, voidaan kuormapinta määrittää kiertämään tukikartiota halutulla kierrosnopeudella *joint – rotational velocity* -määrittelyllä. Tukikartio voi olla kuitenkin itsessään jo kiertävässä liikkeessä pääakselin ympäri, ja tällöin ylläolevalla menettelyllä päädytään tilanteeseen, jossa kuormapinnan absoluuttinen kierrosnopeus on tukikartion ja kuormapinnan kierrosnopeuksien erotus. Tällöin kuorma jää jälkeen koneen työkierrosta. Ongelma kierrettiin määrittelemällä kuormapintaan täysin vapaa yleisnivel (*general joint*) ja asettamalla kierrosnopeus tälle nivelelle globaalien, paikallaan pysyvän koordinaatiston suhteen kiertonivelen sijaan. Kiertonivel määrittely jätettiin kuitenkin malliin, jotta kuormapintaan kohdistuvan resultantin vaikutus siirtyy tukikartiota.

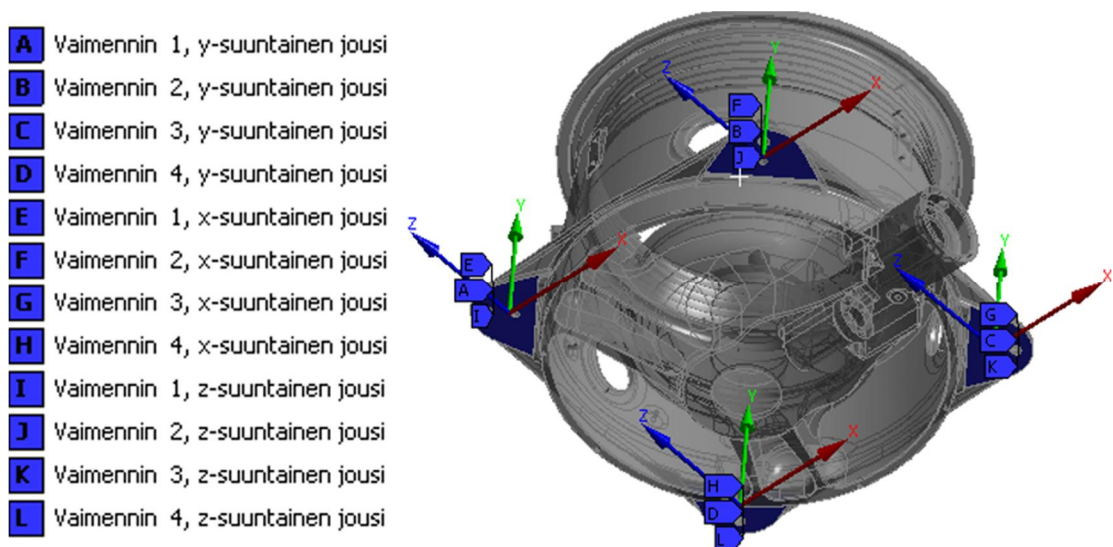
Luvun 2.2 mukaisesti murskaus tapahtuu tukikartion sekä rungon kammion vuorauksen välissä. Tämän seurauksena kammion seinään kohdistuu murskausvoiman resultantin kanssa yhtä suuri, mutta vastakkainen voima. Tämä voima toteutettiin simulointimallissa vastaavasti kuin murskavoiman resultantti. Vastavoiman lisäys simulointimalliin on tärkeää, sillä kyseessä on järjestelmän sisäinen voima, eikä sen tule siirtyä tukireaktioiden välityksellä ympäristöön.

Toisena simulointimallin kuormana voidaan pitää maan vetovoimaa. Reunaehto lisätään käyttäen *Standard Earth Gravity* – työkalua ja sen oletetaan vaikuttavan murskaimen toimintaan simuloinnin jokaisella aika-askeleella. Käytetty maan kiihtyvyydentien arvo on $9,8066 \text{ m/s}^2$.

4.6.2 Tukiehdot ympäristöön

Rakenteen tuenta on simulointimallissa toteutettu jousilla maahan (*spring-to-ground*). Tukipisteitä mallissa on neljä kappaletta, yksi rungon jokaisessa kulmassa. Yksi tukipiste koostuu kolmesta jousesta, jotka ovat suunnattu x-, y- ja z-suuntiin. Kolmen jousen yhdistelmä vastaa todellista tilannetta, missä runko on tuettu tukirakenteisiin kumivaimentimilla. Pystysuuntaan (y-suuntaan) asetetaan kumivaimentimen materiaaliominaisuuksia ja dimensioita vastaava ekvivalentti puristusjousivakio ja muihin suuntiin vastaavasti kumivaimentimen ekvivalentti leikkausjousivakio. Kumivaimentimet myös vaimentavat värähtelyä ja ovat esijännitetyjä murskaimen painosta johtuen.

Jousien paikan, suunnan ja ominaisuuksien määrittäminen simulointimalliin on verrattain yksinkertaista. Jousen paikka voidaan määrittää geometrian avulla. Tässä mallissa jouset on sidottu kuvassa 25 nähtäviin sinisiin alueisiin ja niiden suunta on määrätty globaalin koordinaatiston mukaisesti. Jousien pituus, 100 mm, on määrätty kahden koordinaatiston pisteen suhteen, mutta käytännössä jousien tarkalla pituudella ei ole merkitystä. Esimerkiksi x-suuntainen jousi on määritetty käyttämällä liitosalueen pintakeskiöön asetetun, globaalin koordinaatiston suuntaisen koordinaatiston kahta pistettä: (0,0,0) ja (100,0,0). Jousivakio määritellään ominaisuudella *longitudinal stiffness*, vaimennuskerroin ominaisuudella *longitudinal damping* ja esijännitys ominaisuudella *preload – load*.



Kuva 25. Rakenteen tuenta simulointimallissa

Kumivaimentimia likimääräisellä tarkkuudella kuvaavien jousien lisäksi toisena tukiehdotona voidaan pitää murskaimen käyttöä. Simulointimalli asetetaan liikkeeseen saattamalla epäkeskoakselin kokoonpanoon kuuluva lautaspyörä pyörimään. Tämä toteutetaan antamalla lautaspyörässä olevalle yleisnivelelle maahan (*joint-to-ground, general*) määrätty kulmanopeus *joint – rotational velocity* -komennolla. Kyseisen yleisnivelen jokainen va-

pausaste on asetettu vapaaksi, sillä nivelen ei haluttu tukevan rakennetta. Nivel määritellään siis ainoastaan kulmanopeuden asettamisen mahdollistamiseksi. Reunaehto sisältää murskaimen käynnistyksen, sillä kulmanopeuden alkuarvoksi on määrätty 0 rad/s . Kulmanopeus kasvatetaan murskaimelle suunniteltuun kulmanopeuden arvoon sekunnin kuluessa, jonka jälkeen laskentaa jatketaan vakiokulmanopeudella. Tällöin käytön pakottama vakio kulmanopeus voidaan ymmärtää tukiehtona. Vakio kulmanopeuden sijaan malliin voitaisiin syöttää myös suoraan momenttia. Mallin rakentamisen yksinkertaistamiseksi päädyttiin kuitenkin käyttämään ainoastaan kulmanopeutta.

5. TULOSTEN TARKASTELU

Tässä luvussa keskitytään tulosten tarkasteluun sekä määritellään joukko mitattavia suureita ja komponentteja joille tulosten tarkastelu keskittyy. Osaa simulointimallin tuloksista on mahdollista verrata kartiomurskaimelle tehtyihin mittaustuloksiin ja analyyttisen laskentamallin tuloksiin. Tutkittavat suureet määritellään luvussa 5.1 ja simulointimallin tulokset käydään läpi luvussa 5.2.

5.1 Tutkittavat suureet

Työn johdannossa määriteltyjen tutkimuskysymysten mukaisesti työssä on tarkoitus selvittää murskaimen rakenteen eri kohtiin ja komponentteihin kohdistuvat voimat eri kuormatilanteissa. Käytännössä kiinnostavimmat komponentit ovat murskaimen toiminnan kannalta kriittiset epäkeskoakselin ja tukikartion hydrodynaamiset laakerit sekä painelaakerit. Hydrodynaamisten laakereiden kokemat voimaresultanttien arvot ovat simulointimallin oleellisimpia tuloksia. Hydrodynaamisten laakereiden kontaktipaineet voidaan myös lukea simulointimallista, mutta näitä arvoja ei voida suoraan verrata mittaustuloksina saatuihin paineantureiden arvoihin, sillä varsinaista painetta tasaavaa öljykalvoa ja tämän kalvon toimintaa ei ole sisällytetty simulointimalliin.

Simulointimallista voidaan todentaa luvussa 2.2.2 oletetut kontaktialueet tyhjäkäynti- ja kuormatilanteissa ja arvioida kontaktien voimaresultanttien paikat. Voimaresultanttien paikoilla on merkitystä laakereiden mitoituksessa. Mikäli simulointimallin tuloksissa nähtävät kontaktialueet eroavat oletetuista kontaktialueista, voidaan tutkia simulointimallissa tehtyjä määrittelyjä ja näiden oikeellisuutta. Toisaalta kontaktialueista tehdyt oletukset voivat olla virheellisiä, ja näiden tutkiminen ja uudelleenarviointi voi johtaa parempaan ymmärrykseen koneen dynaamisesta käyttäytymisestä. Simulointimallista voidaan myös lukea useita etäisyyksiä ja kulmia työkierron eri vaiheissa, kuten esimerkiksi epäkeskoakselin painelaakerin jouston seurauksena kallistuneen epäkeskoakselin kulma vaakatasoon nähden tai tukikartion painelaakerin vapaan keskiosan liikkeen suuruus tyhjäkäyntitilanteessa.

Kiinnostavia tutkimuskohteita ovat myös muutokset koneen toiminnassa ja laakereiden kokemissa kuormissa eri epäkeskoakselin kierrosnopeuksilla. Kierrosnopeuden kasvaessa voidaan olettaa laakerivoimien ja tukireaktioiden kasvavan suurempien hitausvoimien seurauksena, mutta myös muidenkin ilmiöiden esiintyminen simulointimallissa on mahdollista. Luvussa 3 esitetyn kaavan (3.14) mukaan hitausvoiman lausekkeessa kulmanopeus esiintyy toisessa potenssissa, joten tämä kasvu voi olla voimakasta kierrosno-

peuden kasvaessa. Epäkeskoakselin kierrosnopeuden lisäksi myös tukikartion kierrosnopeuden voidaan olettaa vaikuttavan koneen toimintaan, joskaan ei yhtä voimakkaasti. Myös tätä voidaan tarkastella simulointimallissa.

Simulointimallista voidaan edellä mainittujen lisäksi tutkia tarvittaessa hyvin monenlaisia suureita, joista osa voi edellyttää pieniä muutoksia simulointimalliin. Esimerkiksi eri osien ja kokoonpanojen kineettiset energiat on mahdollista lukea simulointimallista. Toisena esimerkkinä tarkasteltaessa simulointimallin laskennan konvergointia, konvergoimisessa esiintyvistä häiriöistä on mahdollista tulkita murskaimen kierrosnopeuksien muutosten aikana, kuten käynnistyksessä, ilmenevät ominaistajuudet. Ominaisajuudet saadaan selville myös suorittamalla ominaistajuusanalyysi (*modal*).

5.2 Simulointimallin tulokset

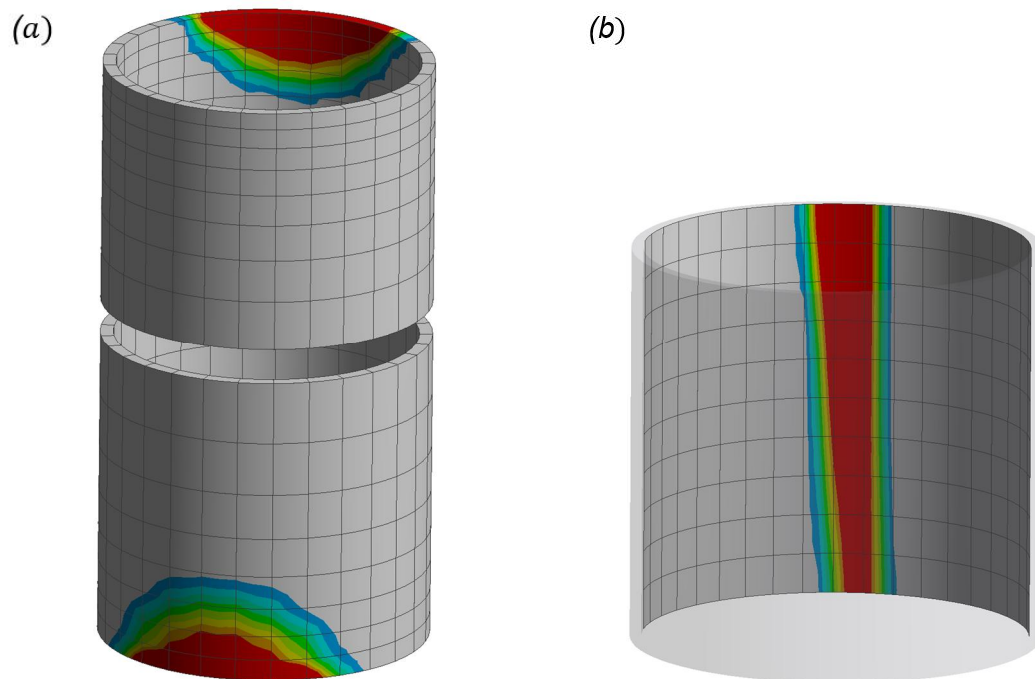
Tähän lukuun on kerätty työn kannalta oleellimmat simulointimallista saadut tulokset. Koska tyhjäkäyntitilanne ja kuormatilanne eroavat merkittävästi toisistaan, on niiden tulokset luontevaa käsitellä erikseen. Tyhjäkäyntitilanteen tuloksia käsitellään luvussa 5.2.1 ja kuormatilanteen tuloksia luvussa 5.2.2.

Visuaalisesti simulointimallin tuloksista on hyvin nähtävissä mallin oikealta vaikuttava toiminta, sekä tyhjäkäyntitilanteessa, että murskaustilanteessa. Kontaktialueet näyttävät hyvin tasaisilta ja kiertävät koneen ympäri työkierron mukana. Myöskään havaittavaa tärinää ei esiinny käynnistyksen alkua lukuun ottamatta. Osa tästä tärinästä saattaa johtua käynnistyksen aikana ilmenevien ominaistajuuksien herätteiden ja niiden laskennan suppenemista (konvergointia) vaikeuttavasta vaikutuksesta.

5.2.1 Tyhjäkäyntitilanne

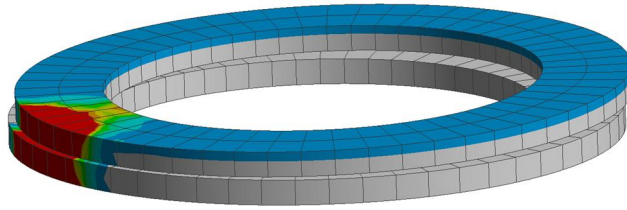
Koneen ollessa levossa ja vain maan vetovoimakentän kuormittamana, tukikartion kokoonpano tukeutuu epäkeskoakselin paksulle ja lievästi viistetylle puolelle. Käynnistettäessä murskain, tukikartion hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin välinen kontakti siirtyy nopeasti epäkeskoakselin paksulta puolelta vastapainon puolelle epäkeskisen massan aiheuttaman hitausvoiman seurauksena. Tilanne vastaa luvussa 2.2.2 esitettyä kuvaa 6. Simulointimallissa kyseinen kontakti painottuu lievästi laakerin yläpäähän ja on nähtävillä vastapainon puolella jo hyvin pienillä kierrosnopeuksilla. Myös muut kuvassa 6 esitetyt kontaktialueet käyttäytyvät oletetusti epäkeskoakselin kokoonpanon painautuessa tukikartiota vasten, mikä edelleen aiheuttaa epäkeskoakselin kokoonpanolle kulmautumisen. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin kontakti pääakseliin on ylhäällä vastapainon puolella, ja samanaikaisesti alhaalla epäkeskoakselin vastakkaisella, epäkeskoakselin paksulla puolella. Samalla epäkeskoakselin kokoonpano painaa epäkeskoakselin painelaakeria toispuolisesti. Tukikartion painelaakeri tekee pientä ympyrämäistä liikettä käynnin aikana, minkä seurauksena tukikartion aseman muutos työkierron aikana on mahdollista.

Kuvassa 26a on nähtävillä epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin kokema painekuorma eräällä ajanhetkellä ja kuvassa 26b tukikartion hydrodynaamisen laakerin kokema painekuorma samalla ajanhetkellä. Kuvien ajanhetkellä murskain käy tyhjäkäynnillä kierrosnopeudella 360 kierrosta minuutissa tukikartion iskun ollessa katsojaa kohti. Painekuormien arvoja ei kuitenkaan ole esitetty, sillä ne eivät ole oleellisia. Suurin voima kulkee laakereiden läpi punaisilla merkityillä alueilla, kun taas harmaana olevat alueet eivät pääosin koe kuormitusta. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin kuormittuneet alueet kiertävät koneen työkierron mukana lähes muuttumattomina. Kontaktit näyttävät painottuvan hyvin lähelle laakerin ylä- ja alareunoja. Tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontaktialue taas kokee pientä edestakaista, pinnan normaalin ympäri suuntautuvaa huojuunaa. Ilmiö on seurausta murskaimen jousilla mallinnetuista kumivaimentimista.



Kuva 26. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin (a) ja tukikartion hydrodynaamisen laakerin (b) kokemat painekuormat tyhjäkäyntitilanteessa

Epäkeskoakselin painelaakerissa kontakti sijoittuu voimakkaasti iskun puolelle, suhteellisen pienelle alueelle. Kontakti on hyvin lähellä epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin alaosan kontaktia. Epäkeskoakselin kulmamuutoksen ja rakenteessa vaikuttamien voimien suuruuksien seurauksena epäkeskoakselin painelaakeri joustaa kontaktialueella puristuen kasaan, ja toisaalta ollessaan kiinnitettynä epäkeskoakselin laippaan, pyrkii nousemaan kontaktialueen ulkopuolella irti runkoon kiinnitetystä painelaakerin vastinkappaleesta. Tämä tulos on nähtävillä kuvassa 27 moninkertaisesti liioiteltuna.



Kuva 27. Epäkeskoakselin painelaakerin deformaatio

Tyhjäkäyntitilanteessa tukikartion hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosien laakerivoimien suhteelliseksi arvoiksi saadaan eri kierrosnopeuksilla taulukon 4 mukaiset arvot. Tämän lisäksi taulukossa on esitetty painelaakerien pystysuuntaiset tukireaktiot. Taulukon arvot on suhteutettu violetilla vahvistettuun tukikartion hydrodynaamisen laakerin laakerivoimaan kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa.

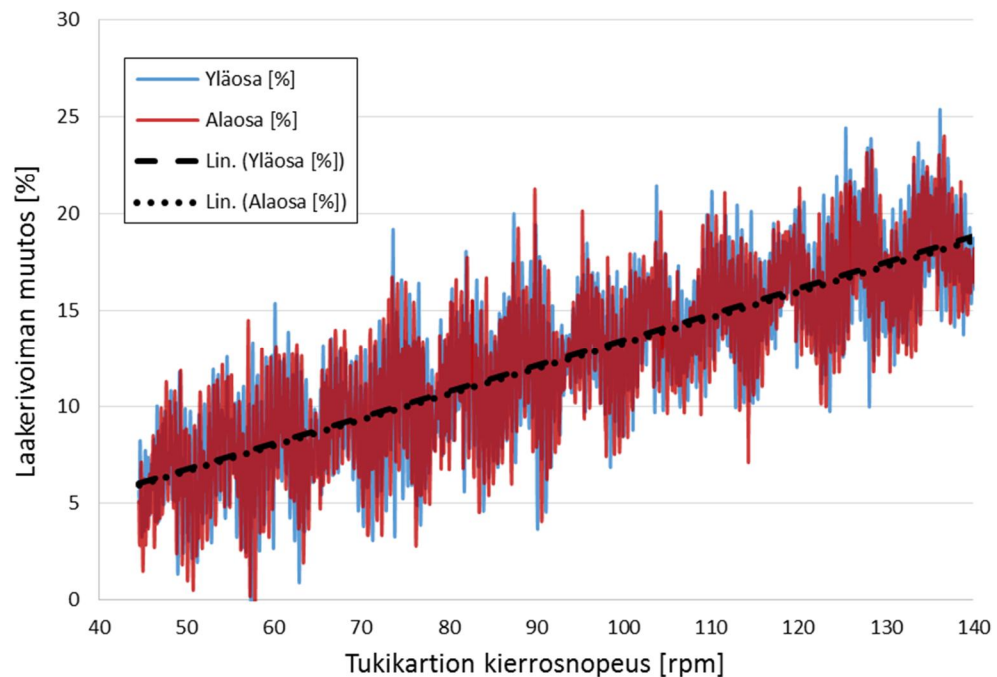
Taulukko 4. Laakerivoimat tyhjäkäyntitilanteessa

ω [rpm]	Tukikartion hyd. dyn. laakeri	Voimaresultanttien suhteelliset arvot [%]			
		Epäkeskoakselin hyd. dyn. laakeri		Epäkeskoakselin painelaakeri	Tukikartion painelaakeri
		Yläosa	Alaosa		
280	100	50	50	14	46
360	166	90	90	13	47

Tarkastelemalla laakerireaktioiden voimaresultanttien suuntia simulointimallissa, voidaan havaita että tukikartion hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin yläosan voimaresultantit suuntautuvat kohti vastapainoa, ts. pois päin iskun ja minimiasetuksen kohdasta. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin alaosan voimaresultantti taas suuntautuu vastakkaiseen suuntaan, kohti iskun ja minimiasetuksen kohtaa. Mikäli epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosien resultantit yhdistetään, saadaan muutaman kilonewtonin suuruinen voimaresultantti, joka suuntautuu hieman vastapainon edelle. Kyseessä on luvussa 3.3.1 huomioitu tukikartion ja epäkeskoakselin kokoonpanojen hitausvoimien erotusta vastaava voima.

Kierrosnopeuden nousu kasvattaa erityisesti epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoimaa. Simulointimallia ajettiin, kitkakertoimen laskenta pois lukien, epäkeskoakselin kierrosnopeuksilla 280 ja 360 kierrosta minuutissa. 29 % kierrosnopeuden kasvatuksella päädytään noin 66 % kasvuun tukikartion hydrodynaamisen laakerin laakerivoimassa ja lähes kaksinkertaiseen epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoiman arvoon. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosien laakerivoimat muuttuvat lähes samassa suhteessa. Laakerivoimien kasvua lukuun ottamatta epäkeskoakselin kierrosnopeuden kasvun ei todettu vaikuttavan simulointimallin tai koneen komponenttien toimintaan tarkastelluilla kierrosnopeuksilla.

Laakereissa esiintyvän kitkan aiheuttaman tukikartion kulmakiihtyvyyden ja kulmanopeuden todettiin kasvattavan laakereissa esiintyviä voimia useiden sekuntien mittaisissa laskennoissa. Tukikartion kulmanopeuden aiheuttama reaktio ei johdu epäkeskoakselin tapaan epäkeskisestä massasta ja sen kulmanopeudesta, sillä tukikartio pyörii oman symmetria-akselinsa ympäri, eikä ole näin ollen siis epäkeskinen. Reaktion pääteltiin johtuvan tukikartioon kohdistuvasta hyrrävoimasta, joka pyrkii suoristamaan 1,7 asteen kulmassa olevaa tukikartiota ja painamaan tukikartiota epäkeskoakselia vasten. Ilmiön tutkimiseksi suoritettiin lisälaskenta, jossa tukikartion hydrodynaamisen laakerin kitkakerrointa nostamalla aiheutettiin tukikartion kokoonpanolle lähes lineaarisesti kasvava kierrosnopeus. Tämän laskennan tulos, epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosien laakerivoimien kasvu tukikartion kierrosnopeuden funktiona on nähtävissä kuvassa 28. Kuvassa laakerivoimat on suhteutettu tuloksiin, jossa tukikartion kierrosnopeus on lähes nolla. Kuvassa on lisäksi nähtävissä laakerivoimien muutoksien lineaariset sovitteet, jonka perusteella voidaan todeta laakerivoimien kasvavan lineaarisesti.



Kuva 28. Laakerivoimien kasvu tukikartion kierrosnopeuden funktiona

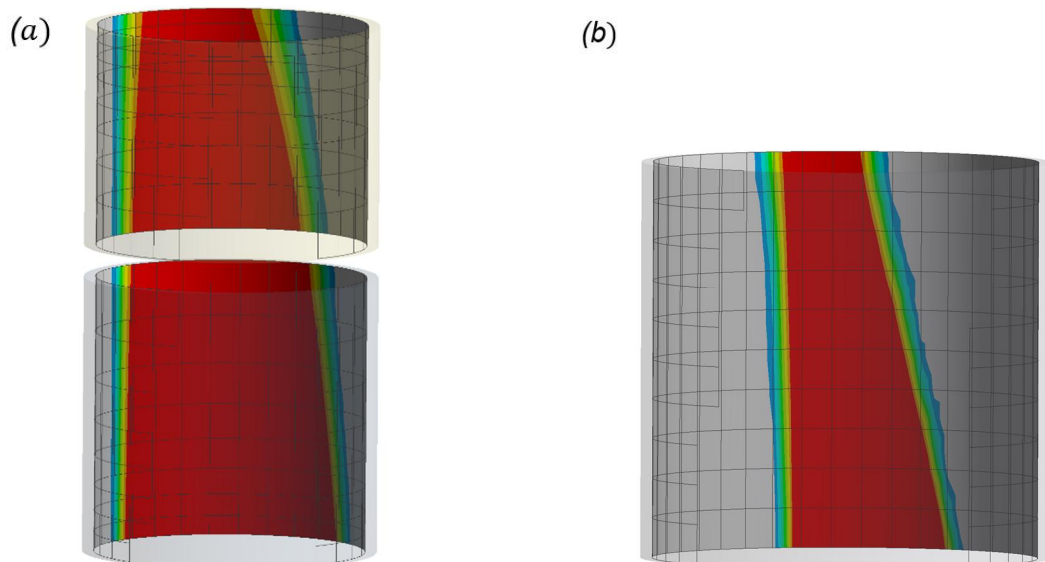
Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin tuloksien lisäksi laskennan tuloksista nähtiin tukikartion hydrodynaamisen laakerin laakerivoiman pysyvän vakiona tukikartion kierrosnopeuden muutoksesta huolimatta. Tulos on looginen sillä tukikartion hydrodynaamisen laakerin läpi kulkeva voima on seurausta tukikartion hitausvoimasta, joka taas on epäkeskoakselin kierrosnopeuden aiheuttama. Tukikartion kiertymä ei vaikuta tukikartion hitausvoimaan, eikä näin ollen siis kasvata laakerivoimaa. Hyrrävoima pyrkii suoristamaan tukikartiota ja aiheuttaa tukikartion hydrodynaamiseen laakeriin momenttitukireaktion, jonka vaikutus nähdään edelleen epäkeskoakselin laakerivoimien muutoksina. Hyrrävoimalla on verrattain suuri vaikutus, esimerkiksi tukikartion kierrosnopeuden kasvassa 100:n kierrokseen minuutissa, epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja

alaosien laakerivoimissa havaittiin noin 13 % kasvu. Analyttisessä laskentamallissa hyrrävoimaa ei otettu huomioon ja tukikartion kulmanopeus oman symmetria-akselinsa ympäri oletettiin nolllaksi.

5.2.2 Kuormatilanne

Simulointimallissa kuormatilanteessa esiintyvät kontaktialueet ovat luvun 2.2.2 kuvan 7 mukaisia pientä, kuvassa oikealla ja ylhäällä näkyvää tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontaktialuetta lukuun ottamatta. Tätä laakerin ja epäkeskoakselin välistä kontaktia ei simulointimallissa todeta. Simulointimallin tulosten perusteella tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontakti epäkeskoakseliin, ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin kontakti pääakseliin ovat molemmat kuorman resultantin puolella murskainta.

Tukikartion hydrodynaamisen laakerin kokema painekuorma eräällä ajanhetkellä on esitetty kuvassa 29a ja epäkeskoakselin kokema painekuorma vastaavalla ajanhetkellä kuvassa 29b. Tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontaktialueen huomataan olevan edellä minimiasetusta ja kontaktialueen voidaan todeta olevan huomattavasti laajempi kuin tyhjäkäyntitilanteessa. Ilmiö on seurausta kuorman suuruudesta ja kuorman resultantin paikan kulmasta φ minimiasetukseen nähden. Vastaavasti kuin tyhjäkäyntitilanteessa, tukikartion hydrodynaamisen laakerin kontaktialueen voidaan todeta kokevan pientä huojuntaa. Hydrodynaamisten laakereiden kokemat painekuormat painottuvat selkeästi laakereiden alaosiin sekä tukikartion hydrodynaamisessa laakerissa, että epäkeskoakselin hydrodynaamisessa laakerissa. Suuri murskausvoima ja voiman paikan vaikutus pyrkivät kallistamaan tukikartiota ja aiheuttamaan laakerivoiman resultantit laakereiden alaosiin.



Kuva 29. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin (a) ja tukikartion hydrodynaamisen laakerin (b) kokemat painekuormat kuormatilanteessa

Epäkeskoakselin painelaakerissa kontaktialue ja tilanne vastaavat kuvan 27 tilannetta tyhjäkäynnillä, mutta laakerivoimat ovat huomattavasti suurempia. Epäkeskoakselin painelaakeri ottaa vastaan osan murskavoiman resultantin pystykomponentista.

Kuormatilanteessa tukikartion hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosien laakerivoimien suhteellisiksi arvoiksi saadaan eri kierrosnopeuksilla taulukon 5 mukaiset arvot. Tämän lisäksi taulukossa on esitetty painelaakerien pystysuuntaiset tukireaktiot. Taulukon arvot on suhteutettu violetilla vahvistettuun tukikartion hydrodynaamisen laakerin laakerivoimaan kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa.

Taulukko 5. *Laakerivoimat kuormatilanteessa*

ω [rpm]	Tukikartion hyd. dyn. laakeri	Voimaresultanttien suhteelliset arvot [%]			Tukikartion painelaakeri
		Epäkeskoakselin hyd. dyn. laakeri Yläosa	Alaosa	Epäkeskoakselin painelaakeri	
280	100	37	73	4	69
360	93	32	78	4	69

Laakerivoima painottuu kuormatilanteessa voimakkaasti laakereiden alaosaan. Esimerkiksi epäkeskoakselin hydrodynaamisessa laakerissa, tuloksista päätellen 73 % laakerivoimasta on laakerin alaosassa kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa ja noin 78 % kierrosnopeudella 360 kierrosta minuutissa. Tämän lisäksi laskennoissa havaittiin kuorman paikkaa ja suuntaa vaihtelemalla että kuormatilanteessa laakerivoimien painottuminen spesifiseen osaan laakeria ja laakerivoimien suuruus riippuu suhteellisen voimakkaasti voiman resultantin paikan pystykoordinaatista ja resultantin kulmasta vaaka-akseliin nähden. Tämän perusteella kuorman resultantin paikan määrittäminen on syytä tehdä mahdollisimman hyvin. Tukikartion painelaakeri ottaa vastaan tukikartion kokoonpanon painon lisäksi myös kuorman resultantin pystysuuntaisen komponentin, joten sen suuruus on huomattavasti suurempi kuin tyhjäkäyntitilanteessa.

Simulointimallin tulosten perusteella epäkeskoakselin kierrosnopeuden kasvattaminen pienentää tukikartion hydrodynaamisen laakerin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin yläosan läpi kulkevia voimia. Vastaavasti kyseisten hydrodynaamisten laakereiden alaosien laakerivoimat kasvavat. Tämä voi johtua minimiasetuksen ja resultanttivoiman paikan välisestä kulmasta φ , jonka arvo on kulmanopeudella 280 kierrosta minuutissa noin kolmasosan suurempi kuin arvo kulmanopeudella 360 kierrosta minuutissa.

Toisin kuin tyhjäkäynnillä, kuormatilanteessa tukikartion kierrosnopeuden vaikutus laakerivoimiin ja tukireaktioihin voidaan sivuuttaa. Todellisessa kuormatilanteessa tukikartion ympärillä oleva kuorma estää tukikartion kiertymän tukikartion symmetria-akselin

ympäri. Simulointimallissa vastaava ilmiö olisi hankala toteuttaa esimerkiksi määrittelemällä vastavoima. Yksinkertaisinta on estää kitkan aiheuttama tukikartion kulmakiihtyvyys pienentämällä kitkakerrointa lähes nolleen tai asettamalla kontakti kokonaan kitkattomaksi. Kitkavoiman aiheuttamat ilmiöt voidaan joka tapauksessa kuormatilanteessa olettaa pieniksi murskavoiman aiheuttamiin jännityksiin verrattuna.

6. MITTAUKSET JA TULOSTEN VERTAILU

Analyyttisen laskentamallin tuloksien lisäksi simulointimallin tuloksia voidaan verrata todelliselle murskaimelle tehtyihin mittaustuloksiin. Jotta tuloksia voidaan verrata, on käytävä läpi kartiomurskaimelle saatavilla oleva mittadata ja muokattava tämä tieto vertailukelpoiseen muotoon.

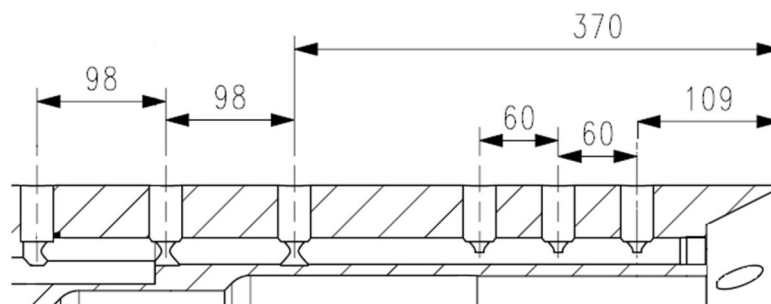
Murskaimelle tehdyt konedynaamiset mittaukset ja niistä saadut mittaustulokset on esitetty luvussa 6.1. Tuloksia on vertailtu sekä simulointimallin tuloksiin, että analyttisen mallin tuloksiin luvussa 6.2. Luvussa 6.3 arvioidaan tulosten luotettavuutta.

6.1 Mittaustulokset

Murskaimesta on mitattu epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin painekuormaa painantureilla, murskaimen kierrosnopeutta, murskaimen tehonkulutusta ja painetta pääakselin sisällä olevan hydraulisylinterin männässä. Mittauksia on toteutettu useita erilaisilla lähtöarvoilla, murskaimen ominaisuuksilla ja kuormilla. Tällaisia lähtöarvoja tai ominaisuuksia ovat esimerkiksi kammion tyyppi, asetusarvo ja isku. Näistä mittauksista on valittu tarkasteltaviksi sellaiset tapaukset, joissa murskain vastaa komponenteiltaan ja asetusarvoiltaan simulointimallissa käytettyä murskainta. Simulointimallin kannalta oleellimpien, painekuorman mittausten tuloksia käsitellään luvussa 6.1.1. Muita mitattuja suureita ja mittaauksissa havaittuja ilmiöitä käsitellään luvussa 6.1.2.

6.1.1 Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin painekuorma

Työn kannalta oleellisimmissa kartiomurskaimelle suoritetuissa mittaauksissa on mitattu epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin painekuormaa kuudella anturilla. Anturit on asennettu pääakselin sisälle tehtyihin porauksiin kuvan 30 mukaisesti. Huomaa että kuvassa mitat on annettu etäisyyksinä pääakselin yläreunasta. Pääakseli on kuvassa vaakatasossa.



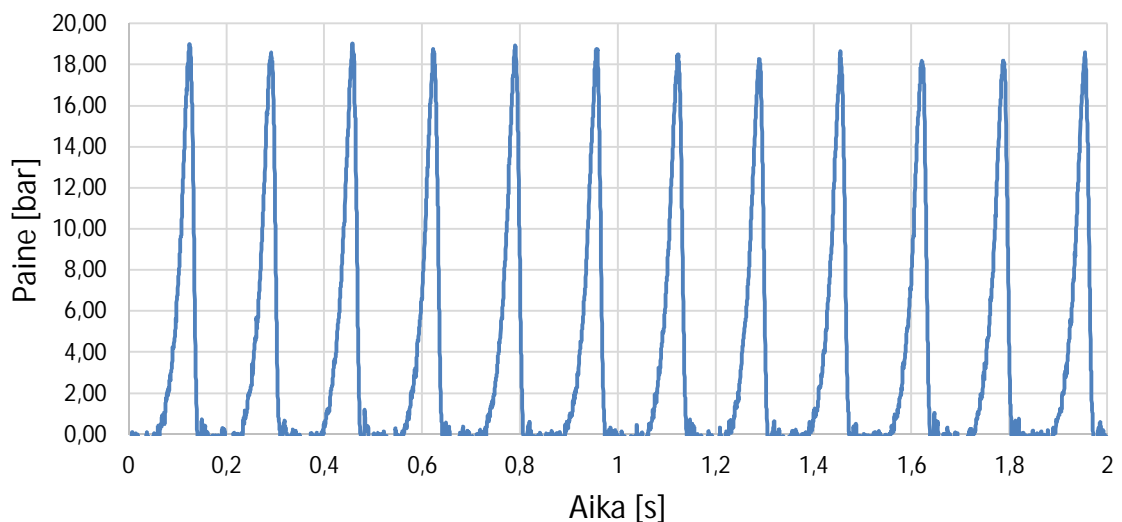
Kuva 30. Paineantureiden sijainti

Antureiden paikkojen etäisyydet epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin yläreunasta on kerätty alla olevaan taulukkoon 6. Epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin korkeus on 664 mm ja sisähalkaisija 170 mm. Tämän lisäksi laakerissa on 40 mm öljyura 257 mm etäisyydellä laakerin yläreunasta.

Taulukko 6. Antureiden etäisyydet laakerin yläreunasta

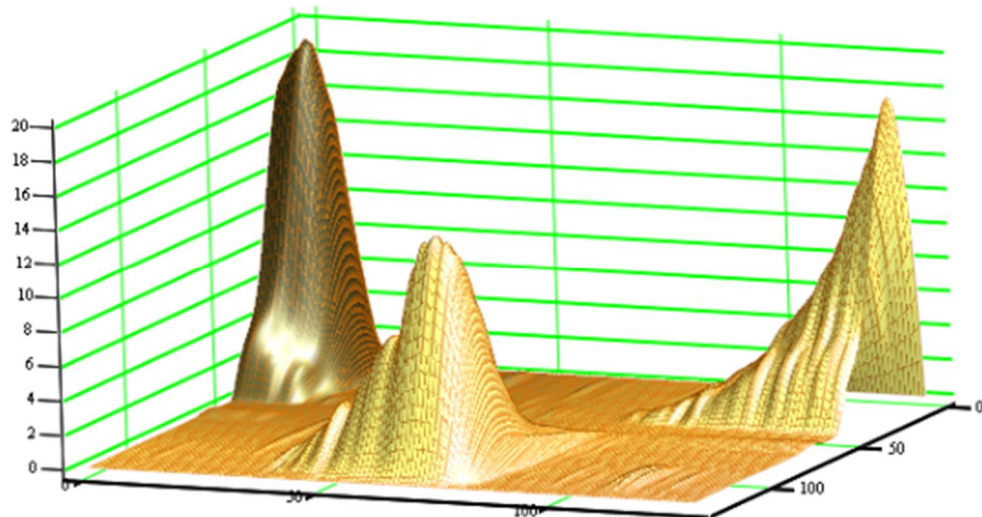
Anturi #	1	2	3	4	5	6
etäisyys laakerin yläreunasta [mm]	107	167	227	368	466	564

Kuvassa 31 on havainnollistettuna tyypillinen paineanturista saatava mittasignaali. Kuvassa voidaan nähdä koneen käyvän nopeudella 360 kierrosta minuutissa ja anturin arvojen lähestyvän paineen arvoa 20 bar. Painearvojen jaksollisuudesta voidaan päätellä, että kyseessä on tyhjäkäyntitilanne.



Kuva 31. Anturista saatava mittasignaali

Antureiden signaalien lukemiseen on käytetty DASYLab -ohjelmaa. Ohjelmalla voidaan käsitellä useista antureista saatua tietoa samanaikaisesti ja kirjoittaa data ulos ASCII -muodossa jälkikäsitteilyä varten. Kokoamalla yhteen eri antureista saatavat mittasignaalit ja huomioimalla joukko murskaimen sekä laakerin ominaisuuksia, useiden sekuntien mittaisista signaaleista voidaan rakentaa keskiarvostettu, laakerin työkierron aikana kokema painekupla. Tähän tarkoitukseen on Metso Minerals:lla kehitetty MathCAD -ohjelma, jota käytetään tämän työn apuna. Anturien sijainnit huomioiden, ohjelma sovittaa paineanturidataan käyriä, jotka painottuvat laakerin ylä- tai alaosaan. Syöttämällä ohjelmaan joukko laakerin dimensioita ja muita alkuarvoja sekä paineantureiden mittasignaaleista saatu ASCII -tyyppinen data, saadaan esimerkiksi kuvan 32 mukainen visuaalinen esitys laakerin kokemasta painekuorman suuruudesta paikan funktiona.



Kuva 32. Painekuorman visuaalinen esitys

Kuvassa 32 on esitetty paineanturidataan sovitetut käyrät auki levitetyn laakerin päällä. Pystyakselilla kuvaajasta voidaan lukea paineen arvo ja muut akselit kuvaavat auki levitetyn laakerin skaalattuja dimensioita. Kuvassa on nähtävillä myös ohjelman reunaehtoina käyttämät paineen arvot: paineen arvoiksi on oletettu nolla laakerin reunoilla sekä laakerin keskivaiheilla olevalla öljyuralla. Kuvan 32 esimerkitapauksessa nähdään kaksi painepiikkiä 180 asteen vaiheessa toisiinsa nähden (toinen painepiikki koostuu kahdesta puoliskosta). Maksimiarvo, noin 20 bar, saadaan hydrodynaamisen laakerin ylemmällä puoliskolla, suhteellisen lähellä laakerin yläreunaa. Koska painekuorma esiintyy eri puolilla laakeria, voidaan luvun 2.2 tai luvun 5.2.1 tietojen perusteella päätellä kyseessä olevan tyhjäkäyntitilanne.

Visuaalisen esityksen lisäksi MathCAD -ohjelma tuottaa laakerin ylä- ja alaosassa esiintyvän paineen maksimiarvon sekä paineesta aiheutuvan voimaresultantin ja tämän paikan. Taulukoissa 7 ja 8 on esitettyinä voimaresultanttien suhteelliset arvot epäkeskolaakerin ylä- ja alaosille sekä tyhjäkäynnille, että kuormatilanteelle. Taulukoissa arvot on suhteutettu toisiaan vastaavista mittaustuloksista laskettuihin keskiarvoihin, jotka on tummennettu violetilla värillä. Taulukkoihin on sisällytetty tuloksia kahdeksasta eri mittauksesta, kahdella eri kierrosnopeudella, joista jokaiseen sisältyi noin 30 sekunnin tyhjäkäyntijakso ja kolmen minuutin jakso kuormatilanteessa. Kierrosnopeutta ja vaihtelevaa murskauskuormaa lukuun ottamatta mittaustilanteet voidaan olettaa identtisiksi ja vertailukelpoiksi. Vaihtelevan ja ongelmallisen murskauskuorman vuoksi noin kolmen minuutin kestoista kuormatilanteista on jouduttu manuaalisesti valitsemaan ja lukemaan suuren ja mahdollisimman tasaisen kuormituksen alueita. Vaikka valinta on yritetty toteuttaa mahdollisimman hyvin, tämä vähentää mittaustulosten luotettavuutta. Ideaalisessa tilanteessa mittaustilanteessa murskaimelle syötettäisiin tasaisena virtana hyvin samanlaista murskattavaa kiviainesta. Tämän lisäksi murskaimen kammion täyttöasteen tulisi olla jatkuvasti korkea.

Taulukko 7. Tyhjäkäyntitilanteen mittaustulokset

Mittaus	ω [rpm]	Laakerin yläosa, voima [%]	Laakerin alaosa, voima [%]
1	280	91	82
2	280	107	92
3	280	109	93
4	280	93	84
Keskiarvo		100	88
5	360	165	103
6	360	162	109
7	360	176	115
8	360	179	107
Keskiarvo		170	108

Tuloksena saadaan 280 kierrokselle minuutissa epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin yläosaan lievästi painottuva kuorma. Kierrosnopeudella 360 kierrosta minuutissa laakerille saadaan huomattavasti suurempia arvoja. Kuorma painottuu voimakkaasti laakerin yläosaan. Mittaustulosten mukaan tyhjäkäyntitilanteessa laakerin yläosan kuorma kasvaa noin 70 % ja alaosan kuorma noin 24 % kierrosnopeuden kasvaessa 280 kierroksesta minuutissa 360 kierrokseen minuutissa.

Taulukko 8. Kuormatilanteen mittaustulokset

Mittaus	ω [rpm]	Laakerin yläosa, voima [%]	Laakerin alaosa, voima [%]
1	280	78	400
2	280	109	304
3	280	99	268
4	280	113	337
Keskiarvo		100	327
5	360	149	344
6	360	145	369
7	360	118	349
8	360	161	386
Keskiarvo		143	360

Kuormatilanteessa laakerivoima painottuu selkeästi epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin alaosaan molemmilla kierrosnopeuksilla. Kuormatilanteessa laakerin yläosan läpi kulkeva voima kasvaa noin 43 % kierrosnopeuden muuttuessa ja alaosan noin 10 %. Kuorman aiheuttama laakerivoiman resultantti siis näyttää siirtyvän lähemmäs laakerin yläosaa kierrosnopeuden kasvaessa.

6.1.2 Muut mittaustulokset

Kartiomurskaimelle toteutetuissa mittauksissa on epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin paineen arvojen lisäksi seurattu muutamaa muuta suuretta. Nämä suureet ovat murskaimen kierrosnopeus, murskaimen tehonkulutus ja pääakselin sisällä olevan hydraulisynterin männän paine.

Muita mittaustuloksia ei tässä työssä esitetä tarkemmin, sillä niiden käyttöarvo on vähäinen. Esimerkiksi hyvin vähän vaihtelevaa kierrosnopeutta ei sisällytetty analyttisen laskentamalliin eikä käynnistystä lukuun ottamatta simulointimalliin. Muita mittaustuloksia on tässä työssä käytetty lähinnä verifioimaan murskaimen tasainen käynti, murskausvoiman laskennassa ja apuna mahdollisten poikkeustilanteiden havaitsemisessa paineantureiden arvoja luettaessa.

6.2 Tuloksien vertailua

Analyttisellä laskentamallilla, simulointimallilla ja mittaustuloksina, saadut vertailukelpoiset tulokset kerätään yhteen ja niitä vertaillaan keskenään tässä luvussa. Mittaustuloksina epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoimien ohella saadut painekuormat eivät ole vertailukelpoisia simulointimallin kontaktipaineisiin hydraulineen tai öljyn painetta tasaavasta vaikutuksesta johtuen. Tämän lisäksi vertailukelpoisia tuloksia on saatu jokaisella kolmella tutkimusmenetelmällä ainoastaan epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoimista. Edellä mainituista syistä johtuen painekuorman arvot ja painelaakereiden sekä tukikartion hydrodynaamisen laakerin tulokset voidaan sivuuttaa tässä tarkastelussa ja tarkastelu keskittyy vain epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoimiin. Painelaakereiden ja tukikartion hydrodynaamisen laakerin tuloksia voidaan tarkastella simulointimallin ja analyttisen laskentamallin osalta taulukkoja 2, 4 ja 5 hyödyntämällä. Eri menetelmillä saadut epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin tulokset on esitetty taulukossa 9 ja ne on suhteutettu taulukossa violetilla vahvistettuun, simulointimallista saatuun laakerin yläosan tulokseen kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa. Tyhjäkäyntitilanne ja kuormatilanne on käsitelty erikseen.

Taulukko 9. Laakerivoimat eri menetelmillä

ω [rpm]	Menetelmä	Tyhjäkäynti		Kuormatilanne	
		Yläosa [%]	Alaosa [%]	Yläosa [%]	Alaosa [%]
280	Simulointimalli	100	100	100	197
	Laskentamalli	83	90	-	-
	Mittaus	100	87	66	216
360	Simulointimalli	180	180	86	212
	Laskentamalli	143	153	-	-
	Mittaus	170	107	95	238

Vertailtaessa analyttisen laskentamallin ja simulointimallin tuloksia, huomataan että tulokset ovat hyvin samantapaisia: simulointimalli ja analyttinen laskentamalli antavat epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosille lähes yhtä suuret voimien arvot. Taulukossa 9 esitetyt analyttisen laskentamallin tulokset on laskettu etäisyyden x arvolla nolla, ja x :n arvoilla 40 – 60 mm saataisiin suuruudeltaan simulointimallin tuloksia vastaavia arvoja (ks. kuva 12). Koska analyttisen laskentamallin tuloksena saadut laakerivoimat eivät ole yhtä suuria, on todennäköistä, että laakerivoimien resultantit sijaitsevat eri etäisyyksillä laakerien reunoista.

Tyhjäkäynnillä murskaimen kierrosnopeudella 360 kierrosta minuutissa mittaustuloksien pohjalta laskettu laakerivoima eroaa selkeästi muista tuloksista ja se on merkitty taulukkoon punaisella. Mittaustulos antaa laakerin alaosalle huomattavasti yläosaa pienemmän voiman arvon. Tämä ilmiö on nähtävissä lievempänä myös alemmalla kierrosnopeudella, 280 kierrosta minuutissa.

Kuormatilanteessa laakerin ylä- ja alaosan laakerivoimien väliset suhteet näyttävät vastaavan toisiaan yhtä poikkeusta lukuun ottamatta sekä simulointimallin, että mittaustuloksien perusteella. Kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa saadaan mittaustuloksen ja simulointimallin tuloksen suhteeksi vain 66 % epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin yläosalle. Tämä tulos on merkitty taulukkoon oranssilla. Tulosten luotettavuutta ja edellä mainittujen ilmiöiden syitä käsitellään luvussa 6.3.

6.3 Tulosten luotettavuuden arviointi

Eri tutkimusmenetelmillä saadut tulokset vastaavat pääpiirteittäin toisiaan. Erityisesti simulointimalli ja analyttinen laskentamalli antavat hyvin samanlaisia tuloksia, eikä näiden mallien toimintaan vaikuta satunnaisilmiöitä. Simulointimalli ja analyttisen laskentamallin sisältävät kuitenkin runsaasti pelkistys- ja oletuksia koneen toiminnasta sekä muutamia muita virhelähteitä.

Analyttisessä laskentamallissa avaruskinetiikan tehtävä pelkistettiin 2-ulotteiseksi tapaukseksi, hydrodynaamisten laakereiden tai painelaakereiden teoriaa ei huomioitu ja tukireaktiot ja laakerivoimat oletettiin suurelta osin ainoastaan vaaka- tai pystysuuntaisiksi. Tämän lisäksi laakerivoimien ja tukireaktioiden resultanttien paikat oletettiin spesifisiin pisteisiin, jotka eivät välttämättä täysin vastaa todellista tilannetta. Selkeimmin tämä on nähtävissä pääakselin ja epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin välisessä tukireaktioissa, joiden suuruudet riippuivat suuresti etäisyyden x arvosta. Analyttisen laskentamallin tuloksia voidaan kuitenkin pitää varsin hyvinä ja kohtalaisen luotettavina mallin yksinkertaisuuteen nähden.

Analyttisen laskentamallin tapaan simulointimalli ei huomioi hydrodynaamisten laakereiden tai painelaakereiden teoriaa, sillä simulointimallissa laakereiden toiminta on korvattu kitkakontakteilla. Painetta tasaavaa öljykalvoa ei simulointimallissa esiinny, eivätkä

paineen arvot vastaa todellisuutta. Kontaktien läpi kulkevien voimien arvot voidaan kuitenkin olettaa suuruusluokiltaan todellisuutta vastaaviksi ja suurimman kuormitusten alueet sekä voimaresultanttien paikat voidaan olettaa suurelta osin todellisten laakereiden mukaisiksi.

Simulointimallissa käytetyt, luvussa 4 esitellyt määrittelyt vaikuttavat tuloksiin ja ovat mahdollinen virhelähde. Tätä virhelähdettä pyrittiin kuitenkin minimoimaan suorittamalla useita eri laskentoja erilaisilla määrittelyillä ja valitsemalla määrittelyjä, joilla tulokset ja mallin toiminta käyttäytyivät johdonmukaisesti. Simulointimallin tulosten tarkkuutta olisi voinut kuitenkin lisätä tihentämällä elementtiverkkoa erityisesti suuren kuormituksen alueilla ja tarkentamalla kontaktimäärittelyjä, kuten esimerkiksi suurentamalla pinnan normaalin jäykkyyserroa ja pienentämällä aluetta, jolta etsitään kontaktia (*pinball* -asetus). Lisäksi useampi osa olisi voitu määrittää joustavaksi ja näin ollen tarkemmin huomioida jouston vaikutus tuloksiin. Tuloksiin vaikuttavia pelkistyskohtia on yllä mainittujen kohtien lisäksi myös saatettu tehdä esimerkiksi CAD -geometriaa luodessa tai sitä muokatessa FEA -mallia varten: Mallin tuloksiin vaikuttavia piirteitä on saatettu pelkistää tai eliminoida kokonaan.

Komponenttien massat ja massakeskipisteiden sijainnit saattavat erota todellisesta koneesta, mikä vaikuttaa suoraan eri kokoonpanojen hitausvoimiin, laakerivoimiin ja tukireaktioihin. Myös edellä mainittu geometrian pelkistäminen on saattanut muuttaa näitä suureita. Todellinen ja käytössä oleva kone ei myöskään ole massaltaan vakio, vaan esimerkiksi murskausteränä toimivan manttelin kuluminen vaikuttaa tukikartion kokoonpanon massaan. Komponenttien geometrian, massojen ja massakeskipisteiden virheet vaikuttavat sekä simulointimallin, että analyttisen laskentamallin tuloksiin, sillä ne toimivat analyttisen laskentamallin lähtöarvoina. Massoihin ja massakeskipisteisiin liittyvät virheet voidaan kuitenkin arvioida pieniksi, sillä esimerkiksi muutamien kilogrammojen virheet tuhansien kilogrammojen kokoonpanoissa voidaan arvioida suurelta osin merkityksettömiksi.

Kuormatilannetta simuloitaessa testilaskennoissa huomattiin, että murskausvoiman resultantin laskennassa käytetyn MathCAD -ohjelman tulokset vaikuttivat huomattavasti simulointimallin tuloksiin. Ohjelman avulla saadaan ideaalinen murskausvoima ja sen paikka määrättyillä oletuksilla. Kuormatilanteen tulosten todettiin olevan hyvin riippuvaisia sekä murskavoiman paikasta, että murskavoiman resultantin kulmasta vaakatasoon nähden. Resultantin paikan korkeuden vaikutusta epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin laakerivoimaan tutkittiin kahdella lisälaskennalla. Ensimmäisessä laskennassa resultantin vaikutuspaikkaa laskettiin 25 mm kohti tukikartion alareunaa ja toisessa laskennassa vaikutuspaikkaa nostettiin 25 mm ylemmäs manttelin pinnalla. Näiden laskentojen tulokset verrattuna taulukossa 9 esitettyihin kuormatilanteen tuloksiin ovat nähtävillä taulukossa 10. Eri laskentojen arvot on suhteutettu erikseen violetilla korostettuihin laakerin yläosan arvoihin.

Taulukko 10. Resultantin vaikutuspaikan korkeuden vaikutus

ω [rpm]	-25 mm		Vertailulaskenta		+25 mm	
	Yläosa [%]	Alaosa [%]	Yläosa [%]	Alaosa [%]	Yläosa [%]	Alaosa [%]
280	100	255	100	197	100	157
360	83	273	86	212	88	170

Taulukossa 10 esitetyistä tuloksista nähdään, että murskaimen mittakaavassa suhteellisen pienellä resultantin vaikutuspaikan korkeuden muutoksella voidaan vaikuttaa merkittävästi tuloksiin. Esimerkiksi määritettäessä resultantin paikka ylemmäs manttelin pinnalla saadaan simulointimallilla tulos jonka mukaan noin 34 – 39 % laakerivoimasta kohdistuu laakerin yläosaan. Vastaavasti resultantin paikka alemmas määritettäessä kyseinen luku on vain 23 – 28 %. Kuorman resultanttivoiman määrittäviin arvoihin vaikuttivat MathCAD -ohjelmassa useat alkuarvot ja asetukset. Kuorman resultanttivoiman paikan arviointi, ohjelmaa apuna käyttäen, tulisi siis suorittaa mahdollisimman huolellisesti. Tämän lisäksi kuormatilanteen tuloksia voitaisiin haastavissa tapauksissa verifioida mittauksilla.

Eri menetelmien tulokset vastaavat pääpiirteittäin toisiaan muutamaa mittaustuloksista laskettua poikkeusta lukuun ottamatta. Mittaustulosten luotettavuuteen vaikuttaa suhteellisen monta asiaa. Tyhjäkäyntitilanteen mittaustuloksia tarkastellessa huomattiin mittaustuloksien antavan epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin alaosalla huomattavasti yläosaa pienemmän laakerivoiman arvon. Simulointimallin ja analyttisen mallin tulokset taas viittasivat ylä- ja alaosien kokevan lähes yhtä suuren kuormituksen. Tyhjäkäyntitilanteen mittaustuloksiin ja niiden tulkintaan todettiin vaikuttavan ainakin kaksi tuloksia vääristävää asiaa: paineanturien sijainti ja niiden tarkkuus.

Tarkastelemalla kuvassa 30 esitettyjä paineantureiden sijainteja ja aiemmissä luvuissa esitettyjä analyttisen mallin ja simulointimallin tuloksena saatuja kontaktialueita ja resultanttivoimien likimääräisiä paikkoja, voidaan todeta että reunimmaisat paineanturit ovat liian etäällä suurimman kuormituksen alueista. Koska alaosan arvo on huomattavasti yläosan arvoa pienempi, voidaan todeta että anturi on liian kaukana laakerin reunasta erityisesti laakerin alaosassa. Ongelman seurauksena painekuplan muodostamiseen ja laakerivoiman laskentaan käytetty MathCAD -ohjelma ei pysty sovittamaan syötettyyn mitatdataan todellisuutta hyvin vastaavaa sovitetta, ja tuloksena saadaan liian alhaisia laakerivoimien arvoja. Laakerin alaosaan kohdistuvaa ongelmaa ei kuormatilanteessa esiinny, sillä kuorma jakautuu kuormatilanteessa huomattavasti tasaisemmin laakerin alaosalle. Toisena tyhjäkäyntitilanteen mittaustuloksiin mahdollisesti vaikuttavana virhelähteenä voidaan pitää paineantureiden tarkkuutta ja tyhjäkäynnissä esiintyviä suhteellisen pieniä paineen arvoja. Murskaimen ollessa sammutettuna, antureiden painearvojen voidaan nähdä vaihtelevan arvojen -2 bar ja 2 bar välillä. Tyhjäkäyntitilanteessa laakerin keskellä olevat anturit eivät koe suuria paineen arvoja, joten antureiden tarkkuudella voidaan päätellä olevan vaikutusta tuloksiin.

Luvussa 6 mittaustuloksia tarkastellessa, taulukoissa 7 ja 8 nähdään eri mittaustuloksien välillä suurta hajontaa. Hajonta on erityisen suurta kuormatilanteessa kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa. Mittaustuloksia tulkitessa olisi ollut edullista, mikäli vertailukelpoisia mittaustuloksia olisi ollut huomattavasti enemmän. Varsinainen ongelma mittaustuloksia tulkitessa oli kuitenkin murskaimen syötteen, murskaimelle syötetyn kiviaineksen määrän, satunnaisuus. Mittasignaaleja tarkastellessa voitiin todeta, että murskain kävi suurella kuormalla ja täyttöasteella vain ajoittain. Tämän seurauksena murskaimen mittasignaaleista jouduttiin valitsemaan manuaalisesti suuren kuormituksen alueita tarkastelua varten, ja suurin osa signaaleista jouduttiin sivuuttamaan käyttökelvottomina. Mittaustuloksien tulkitseminen on hankalaa myös siitä syystä, että murskaimessa olevan kiven määrä ja poikkeuksellisen kokoiset kivet vaikuttavat murskauksesta syntyvän resultantin paikkaan ja edelleen, esimerkiksi taulukon 10 perusteella, laakerivoiman jakautumiseen ylä- ja alaosille. Mikäli murskain ei ole täydessä kuormassa, kiviaines pääsee putoamaan alemmas manttelia pitkin ennen murskautumistaan. Toisaalta taas suuret kivilohkareet murskautuvat pienempiä kiviä aikaisemmin kammion suppenemisestä johtuen.

Edellä mainitut virhelähteet mittauksissa eivät kuitenkaan yksiselitteisesti selitä taulukossa 9 oranssilla merkittyä suhteellisen voiman arvoa laakerin yläosassa kierrosnopeudella 280 kierrosta minuutissa. Mahdollisesti kyseessä on tyhjäkäyntitilanteessa esiintyvää antureiden paikkaan liittyvää ongelmaa vastaava ongelma: laakerin yläosan ylimmäinen anturi ei ole riittävän lähellä laakerin yläreunaa. Tiedetään, että kuorman resultantin sijainti siirtyy lähemmäs minimiasetusta kierrosnopeuden noustessa, mikä vaikuttaa myös kontaktialueisiin laakereissa ja siirtää laakerivoimaa kohti yläosaa. Mikäli oletetaan voimakkaammin laakerin yläosan yläreunaan painottuva kuorma pienemmällä kierrosnopeudella kuin suuremmalla kierrosnopeudella, paineanturin sijainnit ja mittadataan tehdyt sovitteet voivat tarjota uskottavan selityksen ilmiölle. Toisena vaihtoehtona on simulointimallissa käytetyn ideaalisen murskausvoiman resultantin suuruus tai paikan määrittämiseen käytettyjen kulmien ja etäisyyksien arvojen eroaminen todellisista arvoista. Kolmantena vaihtoehtona voidaan pitää sitä, että todellisen hydrodynaamisen laakerin toiminta vaikuttaa kuorman jakautumiseen laakerin ylä- ja alaosille, eivätkä simulointimallin kitkakontakteiksi pelkistetyt hydrodynaamiset laakerit kykene simuloimaan tätä ilmiötä. Ilmiön todentaminen vaatii kuitenkin lisälaskentoja, uusia mittauksia ja tutkimusta.

Mittaustuloksia ja niiden tulkintaa voidaan pitää työn kannalta yhtenä suurimmista virhelähteistä. Mittauksien lukumäärää lisäämällä, parantamalla syötteen tasaisuutta ja optimoimalla anturien paikkoja voidaan kuitenkin lisätä mittauksien luotettavuutta. Toisena suurena virhelähteenä voidaan pitää hydrodynaamisten tarkan simuloinnin puuttumista. Simulointimallin ja analyttisen laskentamallin tuloksia voidaan kuitenkin pitää luotettavina riittävällä tarkkuudella. Tuloksena saatuja laakerivoimien suuruuksia voidaan hyödyntää laakeita mitoitettaessa tai optimoidessa. Myös tietoa laakerivoimien resultanttien

sijainnista ja kontaktialueista voi olla arvokasta. Laakerivoimien lisäksi luvussa 5.1 esitettyt muut laskentamallista saatavat suureet tuottavat lisäarvoa.

7. YHTEENVETO

Tämän työn viimeisessä luvussa suoritetaan yhteenveto työstä ja arvioidaan työn onnistumista. Tämän lisäksi pohditaan runsaita jatkokehitysmahdollisuuksia, joiden avulla tässä työssä käytettyjä menetelmiä, ja etenkin simulointimallia voidaan laajentaa ja syventää. Lisäksi käsitellään muutamia kohteita, joille simulointimallia voidaan soveltaa. Yhteenveto prosessista ja työn onnistumisen arviointi käsitellään luvussa 7.1 ja työn jatkokehitysmahdollisuudet luvussa 7.2.

7.1 Yhteenveto prosessista ja työn onnistumisen arviointi

Työn toteutus aloitettiin tutkimalla työn kohteena olevan kartiomurskaimen dynaamista käyttäytymistä ja ymmärtämällä sen toimintaan vaikuttavat komponentit ja mekanismit. Lähtökohtana koneen toiminnan ja komponenttien sisäistäminen koettiin kriittiseksi edellytykseksi työn tekemiselle. Vaadittava työ toteutettiin lähinnä koneen asiantuntijoita haastatteleamalla ja omatoimisesti koneen toimintaa tutkimalla esimerkiksi CAD -geometriaa ja piirustuksia hyödyntäen. Myös muista murskaimista ja etenkin kartiomurskaimista saatavilla oleva tieto koettiin hyödylliseksi.

Työn pääpaino keskittyi simulointimallin luomiselle ja simulointimallin tulosten tarkastelulle. Simulointimallin kehittämisessä edettiin loogiselta tuntuvassa järjestyksessä. Kehitys aloitettiin CAD -geometrian käsittelyllä, josta edettiin ANSYS määrittelyyn, elementtiverkon luomiseen, mallin liitosten tekemiseen ja reunaehtojen määrittämiseen. Simulointimallin kehittämisen apuna käytettiin ANSYS:n ohjekirjaa sekä useita muita lähteitä. *Transient structural* -moduulin käyttö koettiin paikoittain hyvinkin haastavaksi kohtuullisen monimutkaisen monikappalesysteemin takia, ja useissa laskentatapauksissa simulointimallia jouduttiinkin parantamaan ennen ratkaisun laskennan onnistumista. Yhteenvetona simulointimallin kehitystä tämän työn tapauksessa voidaan pitää hyvin iteraatiivisena prosessina. Sovellettaessa tässä työssä esitettyjä periaatteita ja määritelmiä, voidaan jatkossa, dynaamisia simulointimalleja kehitettäessä kuitenkin säästää aikaa ja saada aikaan toimiva, mutta tehokas malli pienemmällä määrällä parannuskertoja.

Simulointimallin ja analyttisen mallin tuloksia verrattiin sekä keskenään että mittaustuloksiin hyvin tuloksin ottaen huomioon useat mahdolliset virhelähteet. Johtopäätöksenä työn tuloksena onnistuttiin kehittämään todellisia koneen kokemia ilmiöitä ja kuormituksia tuottava simulointimalli, jota pystytään käyttämään suunnittelun työkaluna.

7.2 Jatkokehitysmahdollisuudet

Laskentakapasiteetin lisääntyessä, optimoimalla nykyistä simulointimallia tai sallittaessa suurempi laskenta-aika, voidaan simulointimallia laajentaa ja kehittää edelleen. Määrittämällä yhä useampi osa joustavaksi, voidaan ottaa huomioon kyseisten osien jousto ja jouston seurauksena tapahtuva muutos tukireaktioissa ja laakerivoimissa. Tällainen komponentti voisi olla esimerkiksi epäkeskoakseli, sillä sen läpi kulkee suuri osa rakenteen kokemista voimista ja sen joustavuudella voi olla vaikutusta epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin ylä- ja alaosan laakerivoimien suhteeseen. Myös tukikartion joustavuuden vaikutusta simulointimallin tuloksiin olisi mielenkiintoista tutkia. Toisena elementtien lukumäärää lisäävänä, mutta simulointimallia mahdollisesti kehittävänä jatkokehitysmahdollisuutena olisi simulointimallin elementtiverkon tihentäminen. Suurin hyöty saataisiin tihentämällä elementtiverkkoa suuren kuormituksen alueilla kriittisissä komponenteissa. Elementtiverkon tihennyksen seurauksena myös simulointimallin liitoksien määrittelyjä voitaisiin tarkentaa.

Hyvin mielenkiintoisena jatkokehitysmahdollisuutena olisi simuloitujen hydrodynaamisten laakereiden lisääminen malliin. Tämä edellyttäisi huomattavia laskentaresursseja sekä ymmärrystä hydrodynaamisten laakereiden toiminnasta sekä virtauslaskennasta. Työssä käytettyyn *transient structural* -moduuliin voitaisiin liittää virtauslaskentaan soveltuva moduuli, jonka avulla laskettaisiin hydraulineesteeseen kohdistuvat muutokset ja näiden vuorovaikutus murskaimen komponenttien kanssa jokaisella laskenta-askeleella. Toinen vaihtoehto olisi yrittää pelkistää dynaamisessa laskennassa saadut tulokset staattiseen tilanteeseen, ja yhdistää tämä virtauslaskentaan. Tämä voisi olla mahdollista esimerkiksi tämän työn suorituksessa käytössä olleella laskentakapasiteetilla. Tuloksena saataisiin muun muassa paineantureiden arvojen kanssa suoraan verrannollisia painekuormien arvoja murskaimen hydrodynaamisista laakereista sekä mahdollisesti tarkempia laakerivoimien arvoja ja tarkempaa tietoa kontaktialueista.

Luonnollisena jatkokehitysmahdollisuutena voidaan pitää simulointimallin soveltamista muille murskaimille. Simulointimalleja voidaan kehittää esimerkiksi tämän työn kohteena olevan, uudentyyppisen murskaimen skaalatuille versioille ilman suurempia muutoksia geometrian korvausta lukuun ottamatta. Simulointimallia voidaan siis käyttää suunnittelun työkaluna tässä työssä käytetyn murskaimen tuoteperheelle. Muun tyyppiset kartiomurskaimet eivät eroa huomattavasti tämän työn kartiomurskaimesta, joten simulointimallin soveltamista muille kartiomurskaimille voidaan pitää suoraviivaisena. Kartiomurskainten lisäksi, tässä työssä käytettyjä määrittelyjä ja toimintatapoja voidaan soveltaa kehitettäessä simulointimallia myös muun tyyppisille murskaimille. Soveltaminen edellyttää muiden murskainten, esimerkiksi leukamurskainten, toimintaperiaatteiden ja dynaamisen käyttäytymisen ymmärtämistä.

Simulointimallin lisäksi analyyttisen laskentamallin kehitys voi johtaa arvokkaisiin tuloksiin. Analyyttinen laskentamalli voidaan laajentaa käsittämään myös murskaustilanteen. Tämän lisäksi, vastaavasti kuin simulointimallin tapauksessa, analyyttisen laskentamallin periaatteita voidaan soveltaa myös muille murskaimille.

Simulointimallin jatkokehityksen kannalta hyödyllistä olisi toteuttaa sekä jo olemassa olevia mittaustuloksia vahvistavia, että kokonaan uusia mittauksia. Toteuttamalla uusia epäkeskoakselin hydrodynaamisen laakerin painekuorman mittauksia, mahdollisesti tasisemmalla syötteellä ja optimaalisemmalla anturien sijainnilla, voitaisiin lisätä simulointimallin luotettavuutta. Lisäksi murskaimen muista laakereista voitaisiin mitata vertailukelpoisia arvoja. Kehitettäessä simulointimallia muille murskaintyypeille, vastaavia mittauksia voitaisiin mahdollisuuksien mukaan toteuttaa simulointimallin tulosten verifiointiseksi tai hyödyntää jo tehtyjä mittauksia.

LÄHTEET

- [1] T. Salmi, S. Virtanen, *Dynamiikka*, Pressus Oy, Tampere, 2006, 480 s.
- [2] ANSYS Structural Analysis Guide, Transient Dynamic Analysis, ANSYS Inc., 2016.
- [3] ANSYS Spacelaim Direct Modeler. Saatavissa: <http://www.ansys.com/Products/Other+Products/ANSYS+SpaceClaim+Direct+Modeler>
- [4] T. Salmi, K. Kuula, *Rakenteiden mekaniikka*, Pressus Oy, 2012, 464 s.
- [5] K. Bathe, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1982, 735 s.
- [6] E. Wang, T. Nelson, *Structural Dynamic Capabilities of ANSYS*, CADFEM GmbH, Munich, Germany, 2002, 21 s. Saatavissa: <http://easc.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2002-Int-ANSYS-Conf-200.PDF> [Viitattu 1.12.2015].
- [7] Keskipakovalu Oy, PROMET 1010 lyijytinapronssi, materiaalien vertailutaulukko. Saatavissa: <http://www.keskipakovalu.fi/fi/tuotteet-ja-palvelut/materiaalit/promet-1010-lyijytinapronssi> [Viitattu 17.12.2015]
- [8] Keskipakovalu Oy, PROMET 1010 lyijytinapronssi, materiaalitiedote CuSn10Pb10-C Ltp110. Saatavissa: <http://www.keskipakovalu.fi/fi/tuotteet-ja-palvelut/materiaalit/promet-1010-lyijytinapronssi> [Viitattu 17.12.2015].
- [9] Metso Oy, Metso yrityksenä. Saatavissa: <http://www.metso.com/fi/yritys/metso-yrityksena/> [Viitattu 5.1.2016].
- [10] H. Lee, *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 16*, SDC Publications, 2015, 610 s.
- [11] ANSYS, *Workbench Mechanical Contact Best Practices*, ANSYS Inc., 2014, 94 s. Saatavissa: <http://www.ansys.com/staticassets/ansys/staticassets/resourcelibrary/presentation/2014-sd-mechanical-contact-best-practices.pdf> [Viitattu 8.1.2016]
- [12] T. Salmi, *Rakenteiden dynamiikka*, luentomateriaali, Tampere, 1993, 192 s.
- [13] ANSYS Structural Analysis Guide, Damping Controls, ANSYS Inc., 2016.
- [14] T. Onnela, *Puristavan murskauksen simulointi*, diplomityö, Tampereen teknillinen korkeakoulu, 2002, 113 s.

- [15] R. Kouhia, M. Tuomala, Johdatus mekaniikan ja sähkömagnetiikan numeerisiin menetelmiin, luentomoniste. Tampere, 2014, 426 s.

LIITE A: NEWMARK INTEGROINTIMENETELMÄ

Perusyhtälöt:

Dynamiikan peruslaista johdettu liikeyhtälö sekä Newmark integrointimenetelmän solmuisiirtymävektorien, solmunopeusvektorien ja solmukiihtyvyyksvektorien päivityskaavat ovat:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{R}_{t+\Delta t}, \quad (1)$$

$$\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{u}}_t + [(1 - \delta)\ddot{\mathbf{u}}_t + \delta\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}]\Delta t, \quad (2)$$

$$\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{u}_t + \dot{\mathbf{u}}_t\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\ddot{\mathbf{u}}_t + \alpha\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}\right]\Delta t^2. \quad (3)$$

Yhtälöstä (3) voidaan ratkaista $\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ ja sijoittamalla tämä yhtälöön (2) saadaan määriteltyä $\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$ ja $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ ainoastaan solmuisiirtymävektorin $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ avulla. Sijoittamalla nämä ratkaisut yhtälöön (1) voidaan ratkaista solmuisiirtymävektori $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$.

Alkuarvojen määrittäminen:

Määritetään jäykkyyden matriisi \mathbf{K} , massamatriisi \mathbf{M} ja vaimennusmatriisi \mathbf{C} .

Määritetään solmukiihtyvyyksvektori, solmunopeusvektori ja solmuisiirtymävektori alkutilassa, $\ddot{\mathbf{u}}_0$, $\dot{\mathbf{u}}_0$ ja \mathbf{u}_0 vastaavasti.

Määritetään aika-askel Δt .

Määritetään parametrit δ ja α , huomioimalla seuraavat ehdot parametreille:

$$\delta \geq \frac{1}{2}; \quad \alpha \geq \frac{1}{4}\left(\frac{1}{2} + \delta\right)^2,$$

jolloin yhtälöt (2) ja (3) ovat ehdoista stabiileja. Laskentaan lisäksi muutama integrointivakio:

$$a_0 = \frac{1}{\alpha\Delta t^2}; \quad a_1 = \frac{\delta}{\alpha\Delta t}; \quad a_2 = \frac{1}{\alpha\Delta t}; \quad a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1$$

$$a_5 = \frac{\Delta t}{2}\left(\frac{\delta}{\alpha} - 2\right); \quad a_6 = \Delta t(1 - \delta); \quad a_7 = \delta\Delta t$$

Muodostetaan efektiivinen jäykkyyden matriisi $\hat{\mathbf{K}}$

$$\hat{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + a_0\mathbf{M} + a_1\mathbf{C}; \quad \hat{\mathbf{K}} = \mathbf{LDL}^T$$

Jokaiselle laskenta-askeleelle:

Lasketaan efektiivinen kuormitus ajanhetkellä $t + \Delta t$:

$$\widehat{\mathbf{R}}_{t+\Delta t} = \mathbf{R}_{t+\Delta t} + \mathbf{M}(a_0\mathbf{u}_t + a_2\dot{\mathbf{u}}_t + a_3\ddot{\mathbf{u}}_t) + \mathbf{C}(a_1\mathbf{u}_t + a_4\dot{\mathbf{u}}_t + a_5\ddot{\mathbf{u}}_t)$$

Ratkaistaan solmuisiirtymävektori ajanhetkellä $t + \Delta t$:

$$\mathbf{LDL}^T\mathbf{u}_{t+\Delta t} = \widehat{\mathbf{R}}_{t+\Delta t}$$

Ratkaistaan solmuisiirtymävektorin avulla solmunopeusvektori ja solmukiihtyvyyssvektori ajanhetkellä $t + \Delta t$:

$$\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} = a_0(\mathbf{u}_{t+\Delta t} - \mathbf{u}_t) - a_2\dot{\mathbf{u}}_t - a_3\ddot{\mathbf{u}}_t$$

$$\dot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{u}}_t + a_6\ddot{\mathbf{u}}_t + a_7\ddot{\mathbf{u}}_{t+\Delta t}$$

Nämä arvot toimivat lähtöarvoina seuraavalle laskenta-askeleelle. Laskentaa toistetaan kunnes saavutetaan viimeinen aika-askel.