



VAIHDEKOTELON FEM-ANALYYSI

Valtteri Vuorimaa

Opinnäytetyö
Syyskuu 2015
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

VALTTERI VUORIMAA:
Vaihdekotelon FEM-analyysi

Opinnäytetyö 62 sivua, joista liitteitä 1 sivua
Syyskuu 2015

Opinnäytetyön tarkoitus oli tutkia laivan vinssin vaihteen kotelorakenteen käyttäytymistä ja mallintaa valettavuudeltaan ja toiminnallisuudeltaan realistinen kotelomalli. Työn taustalla oli laivan hinausvinssin vaihteen tuotespesifikaatio, joka sisältää yksityiskohtaista tietoa vaihteen vaatimuksista. Ongelmana suuren kokoluokan vaihteen kotelorakenteessa on kotelorakenteen käyttäytymisen ymmärtäminen suurilla kuormituksilla. Opinnäytetyössä kotelorakenteen käyttäytymistä tutkittiin FEM-analyyseistä saaduilla tuloksilla ja rakennetta muokattiin analyysitulosten lisäksi valuteknisten vaatimusten mukaiseksi.

Tuloksissa käsiteltiin neljän mallivaihtoehdon FEM-analyyseistä saatuja tuloksia. Rakennelaskelmien tuloksista tarkasteltiin rakenteen jännityksiä ja muodonmuutoksia. Kotelon käyttäytymistä simuloitiin myös lämpökuormien ja laakerikuormien avulla. Tulokset osoittivat selkeästi suuren kokoluokan rakenteen käyttäytymisen ja geometrisien ominaisuuksien merkityksen jännitysten ja muodonmuutosten suhteen.

Opinnäytetyön päätelmissä pohdittiin kotelorakenteen käyttäytymisen syitä. Laakeripesien tukirivat pienentävät kotelorakenteen muodonmuutoksia. Suuri seinämävahvuus, isot pyöristykset ja suurimuotoiset tukirivat pienentävät jännityshuippuja sekä tasoittavat kotelorakenteen jännityskenttää.

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Vehicle Engineering
Industrial Vehicle Engineering

VALTTERI VUORIMAA:
Gearbox FEM-analysis

Bachelor's thesis 62 pages, appendices 1 page
September 2015

The objective of this thesis was to study the behavior of a ship winch gear casing and also create a 3D-CAD model with functionality and castability of a realistic gear casing. This thesis is based on a ship winch gear product specification, which includes detailed information of the gearbox requirements. The problem with big sized gearbox casing is to understand the behavior of the casing under great stress. This was conducted using FEM-analysis. The structural modification was done by using the results from the FEM-analysis and by researching the requirements of a big sized cast iron product.

Four different concept models were analyzed and compared in the results. The principal stresses and deformations of the structures were inspected from the results of static structural calculations. In addition to the static structural simulation, the models were calculated using a thermal-stress simulation, which includes thermal expansion in addition to bearing loads as boundary conditions. The results point out the behavior of a large cast gear casing and the relation of the geometrical properties, stresses and deformations.

The conclusions, lead from results, include reasons for the behavior of the casing. The shapes supporting bearing housing reduce the deformations of the casing. Large wall thickness, big rounds and big sized support shapes reduce the peak stresses and even out the stress field of the casing.

Key words: FEM-analysis, gearbox, founding, static analysis, thermal stress

ALKUSANAT

Esitän kiitokset EDR & MEDESO Oy:lle Ansys -tukipalveluista, sekä Uudenmaan Rautavalimo Oy:n menetelmäsuunnittelijoille suunnittelemani valumallin tarkastelusta ja kehitysideoista. Lisäksi esitän kiitokset Katsa Oy:n suunnitteluporukalle avunannosta opinnäytetyöni parissa.

Tampereella syyskuussa 2015

Valtteri Vuorimaa

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	8
2	TEORIA	9
2.1	FEM	9
2.1.1	Verkotus	10
2.1.2	Solmusuureet.....	11
2.1.3	Tuenta.....	12
2.1.4	Laakerikuorma reunaehtona.....	14
2.1.5	Staattinen analyysi	16
2.1.6	Lämpöjännitysanalyysi	17
2.2	Valumallin analysointi.....	18
2.3	Luokituslaitoksen rooli suunnittelussa.....	19
3	TYÖN KULKU	21
3.1	Lähtötiedot	21
3.2	Kuormitustapaukset	23
3.3	Työn tavoitteita	24
3.4	Mallien muodostus.....	25
3.4.1	Versio 1	26
3.4.2	Versio 4	28
3.5	Valurakenteen tarkastelu.....	29
3.5.1	Kotelomalli 25 mm seinämävahvuudella.....	31
3.5.2	Tuentamuodollinen kuorimalli.....	31
4	FEM-analyysi	33
4.1	Asetukset ja verkotus	34
4.2	Rakenneanalyysin reunaehdot	37
4.3	Lämpöjännitysanalyysin reunaehdot	39
4.3.1	Lämpökuormitukset	40
4.3.2	Tuenta.....	42
5	TULOKSET	44
5.1	Staattisien analyysien tulokset	44
5.2	Lämpöjännitysanalyysi	48
5.2.1	Kuorimallin tulokset	49
5.2.2	Tuentamuodollisen kuorimallin tulokset.....	51
6	TULOSTEN ANALYSOINTIA	53
6.1	Tulosten tulkintaa	53
6.2	Laakerivälyksen tarkastelu	55
6.3	Virhetarkastelua	56

6.3.1 Bearing Load -reunaehto.....	56
6.3.2 Tuennan ja kontaktiominaisuuksien merkitys.....	57
7 LOPPUSANAT	59
LÄHTEET	60
LIITTEET	62
Liite 1. Mallien veto- ja puristuspääjännitykset sekä muodonmuutokset	62

LYHENTEET JA TERMIT

FEM	Finite Element Method
MPJH	Maksimipääjännityshypoteesi
KISSsys	KISSsoftin koneensuunnitteluohjelmisto
URV	Uudenkaupungin Rautavalimo Oy
MPa	jännityksen yksikkö
Bearing Load	laakerikuorma

1 JOHDANTO

Opinnäytetyön toimeksiantajana toimi Katsa Oy. Katsa on vuonna 1955 perustettu suomalainen voimansiirtokomponentteja ja räätälöityjä vaihteita valmistava yritys. Katsalla on tavoitteena siirtyä suurten kokoluokan vaihteiden valmistukseen. Opinnäytetyö käsittelee suuren kokoluokan vaihdekotelon käyttäytymisen tutkimista.

Työn aiheena oli laivan vinssin vaihdelaatikon käyttäytymisen tutkiminen FEM-analyysiä käyttäen, sekä tuotteen optimoiminen mekaanisten raja-arvojen, massan ja kotelon valettavuuden ehdoilla. Työn lopputuloksena oli FEM-laskennan avulla tehty konseptimalli laivan vinssin vaihdekotelosta.

Koko vaihteiston suunnittelua ei aloitettu alusta asti, vaan lähtötietoihin sisältyi jo valmiiksi mitoitettu hammaspyörästö, akselisto ja laakerit. Esisuunniteltu tuote on 4-akselinen vaihteisto, jonka ympärille on suunniteltu noin 3 m pitkä, 2 m korkea ja 1 m leveä kotelomalli. Tämä opinnäytetyö keskittyy kotelorakenteen FEM-analyysiin, kotelorakenteen kehitystyöhön ja kotelorakenteen käyttäytymisen tutkimiseen.

2 TEORIA

Lujuusoppi tutkii kappaleiden käyttäytymistä ulkoisten kuormitusten vaikutusten alaisina. Lujuusopin tavoite on selvittää levossa tai liikkeessä olevan kappaleen rasitukset ja niistä johtuvat jännitykset, muodonmuutokset sekä kuormitukset. Lujuusopin teoria käsittelee kappaleiden mekaanista käyttäytymistä hallitsevia lakeja. Lujuuslaskennassa käytettävät yhtälöt tunnetaan lujuusopin teoriasta. Näitä yhtälöitä sovelletaan käytännön työssä. Käytännön vaurioita ovat esimerkiksi murtuminen, myötö, liian suuret siirtymät, nurjahdus, kiepahdus ja lommahdus. [1]

2.1 FEM

FEM (Finite Element Method) on likimääräinen numeerinen ratkaisumenetelmä. Vaikeissa laskentatapauksissa tarkkaa ratkaisua ei saada ja saadut tulokset ovat likimääräisiä. Elementtimenetelmä, ts. FEM, perustuu tietokonepohjaiseen ratkaisuun ja sen käyttö on levinnyt teknillisen mekaniikan parista laajalti esimerkiksi lämmönsiirron, virtausopin, maamekaniikan, kalliomekaniikan, sähkötekniikan ja akustiikan ongelmien ratkaisemisessa. FEM-ohjelmistoja on useita ja opinnäytetyössä käytetty ohjelmisto on Ansys Workbench v16.1. [2]

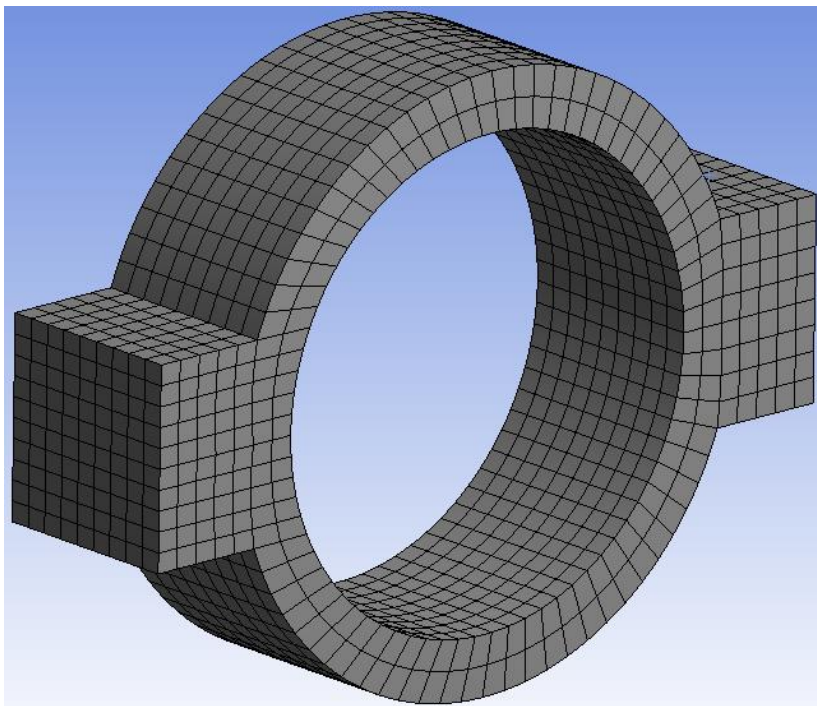
FEM-analyysissä kolmiulotteisen kappaleen geometrialle annetaan materiaaliominaisuudet, muodostetaan verkotus ja määritetään reunaehdot. Näiden tietojen pohjalta ratkaistaan lujuusopin yhtälöiden perusteella tuloksia, joita voidaan tarkastella eri lujuushypoteesien mukaisesti. FEM-malli on yksinkertaistettuna jousien/elementtien yhdistämä kokonaisuus, jossa malliin vaikuttava ulkoinen kuorma muokkaa jousien asemaa ja muotoa kunnes systeemi saavuttaa tasapainonsa. [3]

Viimeisten vuosikymmenten aikana FEM on kehittynyt insinööriyön yleiseksi työkaluksi. Kuitenkin suunnitteluprosessissa FEMin käyttö ilmenee suunnittelun loppuvaiheella tai suunnitellun tuotteen hyväksymisessä. FEMin iteratiivinen käyttö tuotteen rakenteen suunnittelussa on aikaa vievää työtä ja mahdollisimman realistisen ja luotettavan simulaation luominen vaatii enemmän tietotaitoa kuin vain ohjelman käytön osaamista. Elementtimenetelmän laskentatuloksen luotettavuus perustuu suunnittelijan

kykyyn arvioida tuotteen kuormitustapausten ja ongelmakohtien ominaisuuksia ja kääntää ne FEM-ohjelmalle loogiseksi tiedoksi. [4]

2.1.1 Verkotus

Lujuusopin yhtälöiden ratkaiseminen onnistuu vain yksinkertaisen geometrian, kuormituksen ja tuennan tapauksissa. Verkotuksella lujuusopissa tarkoitetaan geometrisesti mutkikkaan kappaleen jakamista äärellisiin osiin, jotka ovat geometrialtaan tarpeeksi yksinkertaisia. Näitä osia kutsutaan elementeiksi. Kolmiulotteisen mallin elementit voivat olla neli-, viisi- ja kuusitahokkaita, joiden reunapinnat ovat tasoja tai kaarevia pintoja. Kuvassa 1 on laakeripesän geometria verkotettu kuusitahokaselementeillä. Kuusitahokaselementtien reunapinnat sylinterimäisessä piirteessä ovat kaarevia. [2]



Kuva 1. Kuusitahokaselementeistä koostuva verkotus (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Työssä käytetyssä ohjelmassa verkotus voidaan muodostaa mallin geometrialle automaattisesti. Kappaleen geometria voi sisältää hyvinkin yksityiskohtaisia ja tarkkoja muotoja, joissa voidaan käyttää tiheämpää ja tarkempaa verkotusta. Kappaleen laajemmille pinnoille voidaan muodostaa yksinkertaisempi ja väljempi verkotus. Verkotuksen koko ja tyyppi voi vaihdella paljonkin tarkasteltavan ongelman luonteesta riippuen. [2]

Verkotuksen asetuksilla on suuri merkitys tulosten tarkkuuteen. Tietokonepohjainen laskenta voi viedä paljon aikaa, jos kappale on monimutkainen ja laskettavalle mallille on annettu tarkkoja reunaehtoja. Tiheä verkotus ja tarkasti määritetyt asetukset verkotukselle antavat tarkempia tuloksia, mutta laskenta-aika kasvaa huomattavasti. Tuotteen suunnittelutyössä pitkien laskenta-aikojen odotteluun ei välttämättä ole aikaa ja haluttu tarkkuus riippuu useimmiten valmistustarkkuudesta. Jos kappale pystytään valmistamaan tietyllä tarkkuudella, tulee haluttujen tulosten vastata valmistustarkkuutta.

2.1.2 Solmusuureet

Elementtiverkon solmuihin vaikuttavat siirtymä- ja voimasuureet. Siirtymäsuureet ovat translaatio- ja rotaatiosiirtymiä. Voimasuureisiin kuuluvat jännityskomponentit, kannattimen poikkileikkauksen rasitukset ja pintarakenteen leikkauksen rasitustiheydet. [2]

Solmusuureiden ratkaiseminen on elementtimenetelmän keskeinen tehtävä. Useista ratkaisumenetelmistä tehokkaimmaksi ratkaisutavaksi on osoittautunut siirtymämenetelmä. Siirtymämenetelmässä ratkaistaan elementin perusyhtälön (2.1) avulla solmuvoimavektori, kun solmusiirtymävektori tunnetaan. [2]

$$[k]^e \{u\}^e = \{f\}^e \quad (2.1)$$

$[k]^e$ on elementin jäykkyysmatriisi, joka muodostuu elementin geometristen ja materiaaliominaisuuksien perusteella. $\{u\}^e$ on elementin solmusiirtymävektori ja $\{f\}^e$ on elementin solmuvoimavektori. [2]

Siirtymämenetelmässä tarkastellaan myös elementtiverkon perusyhtälöä (2.2),

$$[K]\{U\} = \{R\} \quad (2.2)$$

jossa $\{U\}$ on solmusiirtymävektori, $\{R\}$ on kokonaiskuormitusvektori ja $[K]$ on elementtiverkon jäykkyysmatriisi. Elementtiverkon kokonaisjäykkyysmatriisi koostuu elementtien jäykkyysmatriiseista yhtälön (2.3) mukaisesti, jossa M on elementtien määrä. [2]

$$[K] = \sum_{e=1}^M [k]^e \quad (2.3)$$

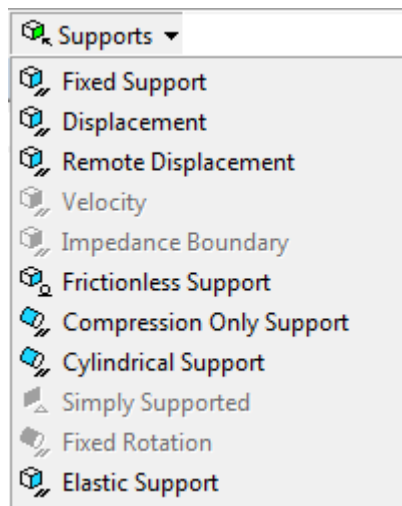
Elementtiverkon perusyhtälössä solmusiirtymävektori $\{U\}$ koostuu tuntemattomista vapaista solmusiirtymistä sekä tunnetuista tukisiirtymistä. Kokonaiskuormitusvektori $\{R\}$ koostuu tuntemattomista tukireaktioista, jotka tunnettujen ulkoisten solmu- ja elementtikuormitusten kanssa muodostavat kokonaiskuormitusvektorin $\{R\}$. [2]

Elementtiverkon perusyhtälössä on tuntemattomia yhtä paljon molemmin puolin yhtäsuuruusmerkkiä. Siitä johtuen ryhmää ei voi ratkaista kääntämällä matriisi $[K]$. Käytännön sovelluslaskelmissa elementtiverkon perusyhtälö sisältää paljon yhtälöitä, minkä takia yhtälöiden ratkaisu vaatii tietokonepohjaista laskentaa. [2]

2.1.3 Tuenta

FEM-ohjelmistoon malli tuodaan avaruuteen, jossa ei ole tuentaa. Mallin tuettuihin pintoihin tulee lisätä tuentaominaisuus, jonka tarkoitus on jäljitellä oikean tuennan ominaisuuksia. FEM-ohjelmissa tuenta merkitsee mallin liikkuvuuden rajoittamista, eli tuetun elementin vapausasteita rajoitetaan. Tulosten kannalta tuennan merkitys on suuri.

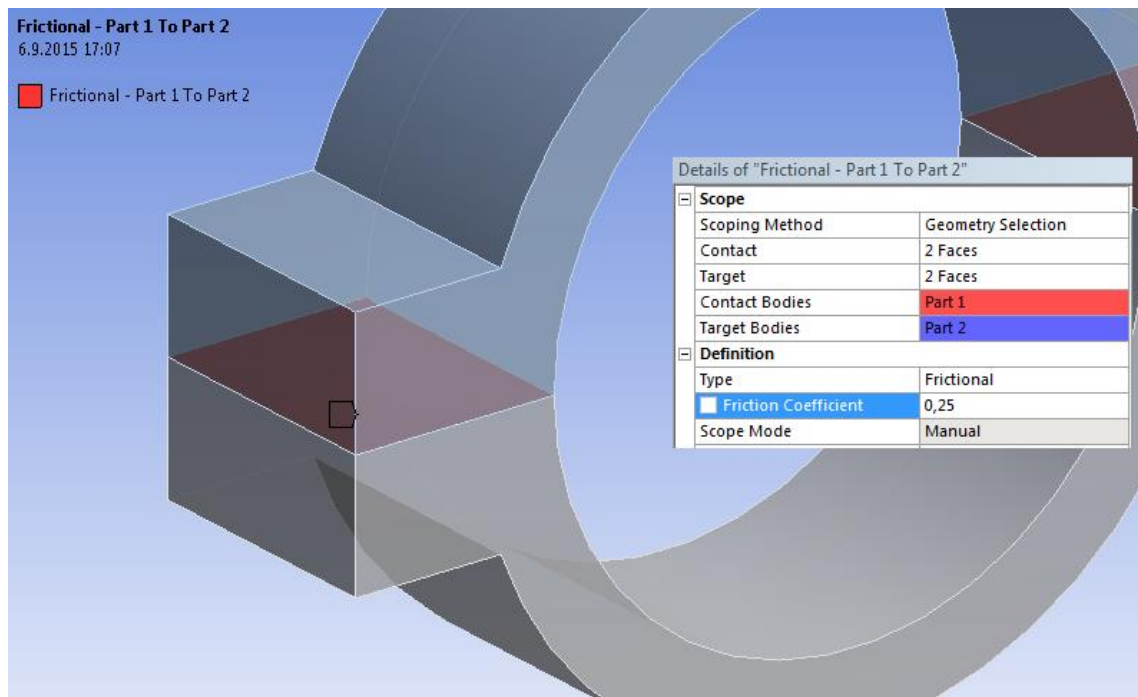
Tuentamahdollisuuksia on useita, mutta riippuen analyysityypistä ja määritetyistä reunaehdoista pitää tuennan ja sen asetuksien olla mahdollisimman tarkkoja. Esimerkiksi Ansys Workbenchissä lämpökuormien alaisena olevia elementtejä ei voida tukea täysin jäykäksi, koska se rajoittaa elementin kaikki vapausasteet nolaksi, mikä johtaa epäai-toihin tuloksiin. Kuvassa 2 on esitetty Ansys Workbenchin erilaisia tuentavaihtoehtoja.



Kuva 2. Ansys Workbenchin tuentavaihtoehtoja (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Fixed Support on jäykkä tuentavaihtoehto, joka rajoittaa valitun tukipinnan vapausasteet nollassi. Displacement -tuennalla voidaan muodostaa rakenteeseen pakkosiirtymä, tai muuten rajoittaa valitun geometrisen ominaisuuden siirtymä nollassi. Frictionless Support rajoittaa valitun tuentapinnan tason kohtisuoran liikkeen, mutta mahdollistaa tason suuntaisen liikkeen. Remote Displacement -tuennalla voidaan esimerkiksi valita sylinterin pinnan solmupisteet ja määrittää solmupisteiden siirtymä- ja rotaatiovapausasteita. Tämä tuentavaihtoehto mahdollistaa tuentapinnan kevyen muodonmuutoksen käyttäytymisasetuksella ”deformable”, vaikka tuentapinnan vapausasteet olisivat täysin rajoitettuja. [5]

Tuennan määrittämisessä voidaan käyttää epätarkempaa tuentaa, jos tuennan luonne jäljittelee oikeaa tilannetta. Tarkin mahdollinen tulos kappaleen tuennan puolesta saadaan mallintamalla tukimalli, johon kappale tuetaan FEMissä ja liitoselementeille annetaan mahdollisimman realistiset asetukset. Kuvassa 3 on esitetty kitkaliitoksellinen kontakti kahden osan välillä 0,25 suuruisella kitkakertoimella. Kitkaliitoksellista tuentaa voidaan käyttää esimerkiksi kotelorakenteen pohjatuennassa, kun mallinnetaan kotelon osan alle tukilevy. Kotelon ja tukilevyn yhteisille kontaktipinnoille voidaan antaa kitkaliitoksellinen kontaktiominaisuus. Kitkaliitoksellisen tuennan lisäksi voidaan myös mallintaa esikivistysvoimilla kotelon tukilevyyn kiinnittävät pultit.

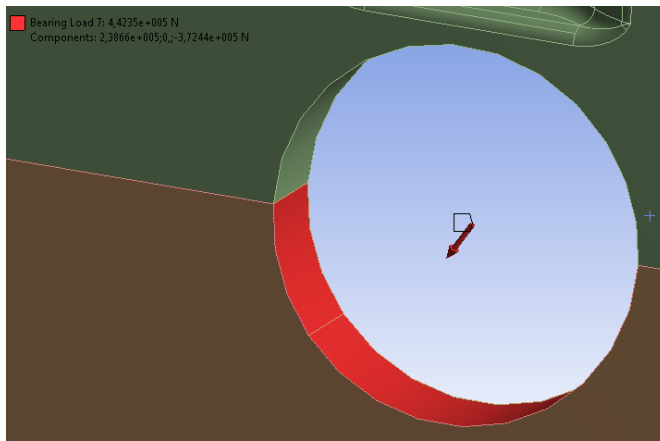


Kuva 3. Laakeripesän kitkalliset kontaktipinnat (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

2.1.4 Laakerikuorma reunaehtona

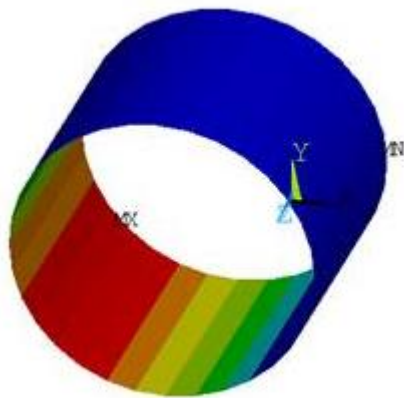
ANSYS Workbenchissä laakerikuormaa simuloidaan tuomalla laakeripesän sylinterimäiseen pintaan Bearing Load -reunaehto. Reunaehto koostuu kahdesta radiaalikomponentista, joiden resultanttivoima määrää laakerikuorman suurimman painekuormituksen sijainnin.

Kuvassa 4 on esitetty laakeripesän sylinteripinnan puolikkaaseen tuotu laakerikuorma. Tulosten virheellisyyteen vaikuttaa reunaehtojes ominaisuuksien lisäksi reunaehtojes oikea käyttötapa. Esimerkiksi kuvassa 4 laakerikuorma on annettu simulaatiossa Bearing Load -reunaehdolla vain laakeripesän puolikkaaseen, koska sylinterimäinen piirre on kahden eri bodyn yhteinen piirre ja Bearing Load -reunaehto ei voi antaa kahteen eri bodyyn. ANSYS Helpin mukaan sylinterimäisen piirteen kaikki pinnat tulisi valita Bearing Load -reunaehto käyttäessä. [6]



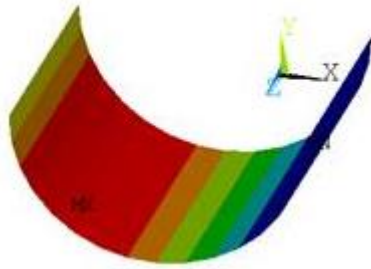
Kuva 4. Bearing Load -reunaehto annettuna sylinterin puolikkaaseen (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Bearing Load -reunaehdon oikea käyttö perustuu laakerikuorman muodostamaan muuttuvaan painekuormaan. Painekuorma on suurimmillaan resultanttivoiman kohdalla, ja pyrkii jakautumaan siitä kuvan 5 mukaisesti 180 asteen alueelle sylinterimäisellä pinta-alalla, kun reunaehto on kohdistettu koko sylinterimäiselle alalle.



Kuva 5. Bearing Load -reunaehdon painekuorma annettuna koko sylinterialalle [7]

Kuvassa 6 sylinterin puolikkaalle asetettu laakerikuorma muodostaa korkeamman painekuorman resultantin kohdalla, koska se ei jakaudu tasaisesti sylinterialalle.



Kuva 6. Bearing Load -reunaehdon painekuorma sylinterin puolikkaassa [7]

Jos reunaehto on kohdistettu vain sylinterialan puolikkaaseen ja laakerikuorman resultantti osoittaa sylinterin alakuolokohtaan siten, että muuttuva painekuorma pääsee kuvan 5 mukaisesti jakautumaan koko 180 asteen alalle, on reunaehto annettu oikein.

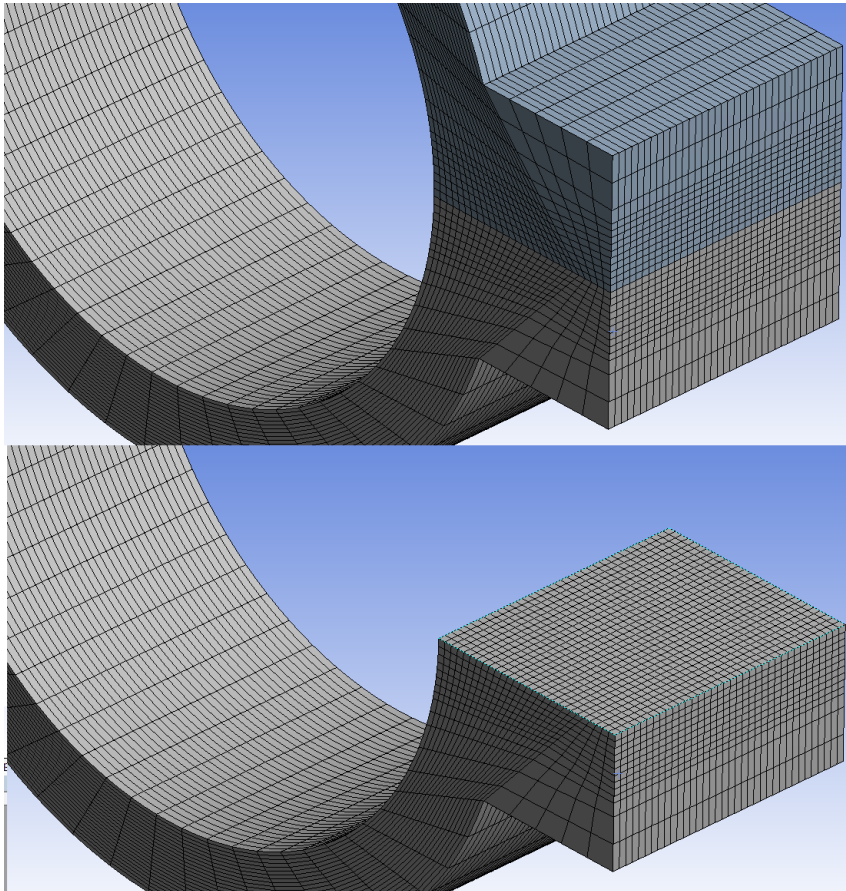
Mitä kauempana sylinterin puolikkaan ala- tai yläkuolokohdasta resultantti on, kun reunaehto on asetettu vain sylinterin puolikkaaseen, sitä virheellisempi painekuorma on. Painekuorma on aina suurempi, mitä vähemmän painekuorma pääsee jakautumaan sylinterialalle. Painekuorman vaikutus projisoidaan kaikille solmuille 360 asteen ympäri, mutta vaikutus on nolla resultantin selkäpuolella 180 asteen alalla. Periaatteessa resultanttivoimaa vastaava tukivoima on oikein, vaikka laakerikuorma olisi annettu väärin. Reunaehdon oikein antaminen on merkitsevintä, kun resultanttivoima on suuri ja kohdistuu sylinterimäisellä alalla kahden bodyn rajapintaan.

2.1.5 Staattinen analyysi

Staattisessa analyysissä lasketaan staattisten kuormitusten vaikutuksia rakenteeseen. Vaikka todellisuudessa vaihteen kuormitukset muuttuvat ajan mukaan, laskenta suoritetaan tarkastelemalla suurinta kuormitustapausta yhtenä jatkuvana kuormituksena. Rakenteen hitautta tai vaimenemisilmiöitä ei oteta huomioon staattisessa analyysissä. [8]

Staattisen analyysin tuloksista voidaan tarkastella siirtymiä, jännityksiä, venymiä ja reaktiovoimia. Analyysi voi olla lineaarinen ja epälineaarinen. Kaikkia epälineaariset käyttäytymiset ovat sallittuja, kuten suuret muodonmuutokset, plastinen käyttäytyminen ja kontaktipintojen käyttäytyminen. Epälineaarisen käyttäytymisen alueella tulisi olla

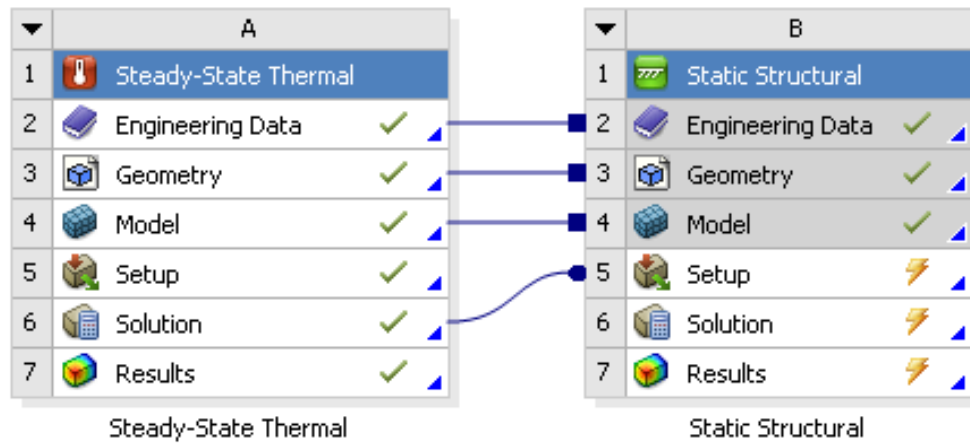
kontaktipintojen välillä samankaltainen verkotus, jotta verkotus pystyy nappaamaan kiinni epälineaariseen käyttäytymiseen. Kuvassa 7 on esitetty kontaktipinnan ympärille tehty tihennetty ja yhdenmukainen verkotus. [8];[9];[10]



Kuva 7. Kahden osan välisen kontaktipinnan verkotuksen tihennys (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

2.1.6 Lämpöjännitysanalyysi

Ansys Workbenchissä voidaan tarkastella lämpötilan sekä ulkoisten voimien vaikutusta tarkasteltavaan rakenteeseen. Tämä tapahtuu ns. lämpöjännitysanalyysillä (Thermal-Stress Analysis), jossa analysoidaan rakenteen lämpökuormitusten ja rakenteellisten kuormitusten yhteisvaikutusta. Kuvassa 8 on havainnollistettu kahden eri laskentajärjestelmän toimintaa.



Kuva 8. Lämpöjännityssimulaatio kahden eri laskentajärjestelmän avulla (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Molemmat laskentajärjestelmät jakavat samat materiaalitiedot, geometrian ja mallipuu. Ainoastaan reunaehdot ovat erilaiset lämpöanalyysissä (Stead-State Thermal) ja rakenneanalyysissä (Static Structural). Lämpöanalyysin reunaehtojen (Setup) perusteella lasketaan lämpökuormitusten vaikutus. Tämä ratkaisu (Solution) siirretään rakenneanalyysin reunaehdoksi. Rakenneanalyysin reunaehtoina toimii silloin lämpökuorman lisäksi rakenteellisia reunaehtoja, kuten laakerikuormat, aksiaalisvoimat ja tuennat. Rakenneanalyysin tuloksissa (Results) näkyy kaikkien kuormitusten vaikutus rakenteeseen. [11]

2.2 Valumallin analysointi

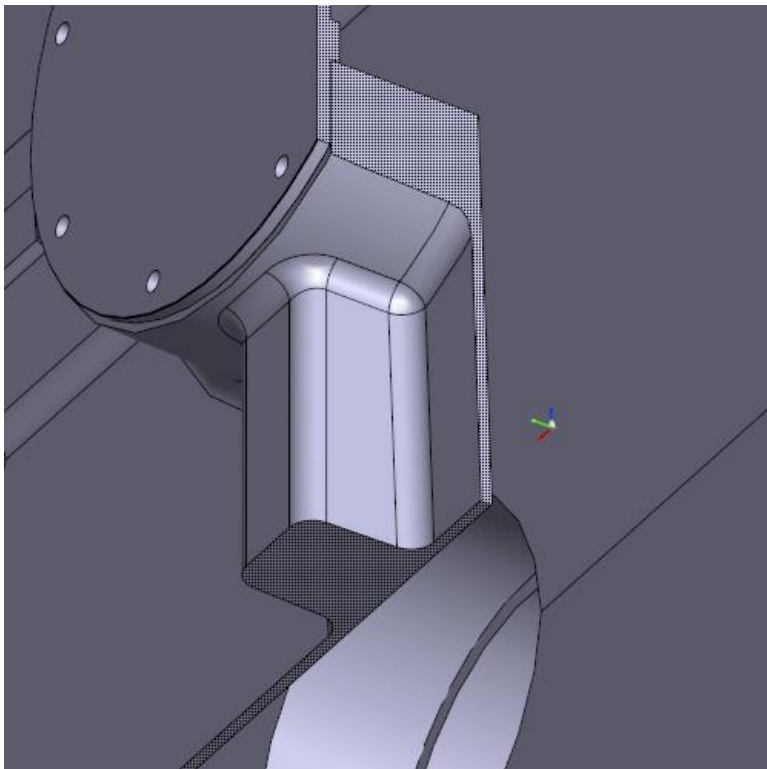
MPJH eli maksimipääjännityshypoteesi sopii parhaiten hauraan materiaalin murtumisen määrittämiseen. Materiaali murtuu, jos suurin vetopääjännitys saavuttaa materiaalin vetomurtolujuuden tai suurin puristuspääjännitys saavuttaa puristumurtolujuuden. MPJH soveltuu valurautojen jännitysten analysointiin.

Valumallin jännityksistä tarkastettiin suurinta vetopääjännitystä sekä suurinta puristuspääjännityksen itseisarvoa. Vetopääjännityksen arvoa verrataan $R_{p0,2}$ -rajaan, jossa materiaali on venynyt plastisesti 0,2 %. Valuraudan käyttäytyminen rakenteellisten ominaisuuksiensa puolesta on erilaista vedossa ja puristuksessa. [12]

Valettavuudessa tulee huomioida suunniteltujen muotojen toteutettavuus valamalla. Valumallissa ei voi olla muotoja, jotka estävät mallin irrottamisen valamallista. Valumallin suunnittelun haastavuutta lisää vaihdekotelon suuri koko. Suurikokoisessa mal-

lissa on tärkeä antaa riittävästi varaa koneistusta, toleransseja ja valuvirheitä varten. Valumallin jakotaso on hahmoteltu selkeästi. [13]

Myös suuria ainekeskittymiä tulisi välttää niin, että paksut ainekeskittymät eivät poikkea pienimmästä ainekeskittymästä liian paljoa. Kotelon valamisessa tämä tarkoittaa sitä, että paksujen tukiripojen valaminen voi epäonnistua seinämävahvuuden ollessa 12 mm. Suuren ainekeskittymän jäähtyminen kestää pidempään kuin pienen ainekeskittymän, jonka takia eri ainevahvuuksien välille voi jäädä jäähtymisen jälkeen jännityksiä. Koneistuksessa tai käytössä kyseiset jännitykset voivat purkaantua ja kappale voi murtautua. Kuvassa 9 on havainnollistettu ongelmakohta valumallista jossa ainekeskittymä on suuri verrattuna seinämävahvuuteen. [13]



Kuva 9. Laakeripesän ja tukirivan ainekeskittymä on suuri verrattuna seinämävahvuuteen (Kuva: Valteri Vuorimaa 2015)

2.3 Luokituslaitoksen rooli suunnittelussa

Merenkulun alalla toimii erillisiä yksityisiä laitoksia, jotka luokittelevat alukset luokkiin ja myöntävät niille luokitustodistuksen. Luokituslaitos antaa alusten suunnitteluun ja tarkastuksiin liittyviä sääntöjä. Luokitustodistus on todistus aluksen turvallisuudesta ja

merikelpoisuudesta. Luokituslaitoksia ovat muun muassa: Lloyd's Register, Bureau Veritas ja Det Norske Veritas. Esimerkiksi Det Norske Veritas on muodostanut sääntöjä pyörivien koneiden sekä voimansiirron suunnitteluun. Opinnäyetyön aiheena olevan vaihdekotelon suunnittelussa huomioitiin Det Norske Veritasin sekä Lloyd's Registerin antamia ohjeita kotelon suunnitteluun.

Vaihdekotelossa tulee olla tarkastusaukot hammaspyöriä, sisäisiä kytkimiä ja laitteita varten. Myös pääsy kytkimen hätäpulteille tulee olla olemassa. Jos tarkastusaukkoa ei voida muodostaa vakavasti rakennetta heikentämättä, tulee rakenteessa olla tarkastusreiät boroskooppi varten. Tarkastusreiät tulee sijoittaa niin, että kaikki vaihteiston elementit ovat tavoitettavissa. Tarkastusaukoille pitää olla hyvä pääsy, eli muut komponentit eivät saa vaikeuttaa tarkastusta. Ruostumisen estämiseksi kotelolla tulee olla asianmukainen ilmanvaihto. [14];[15]

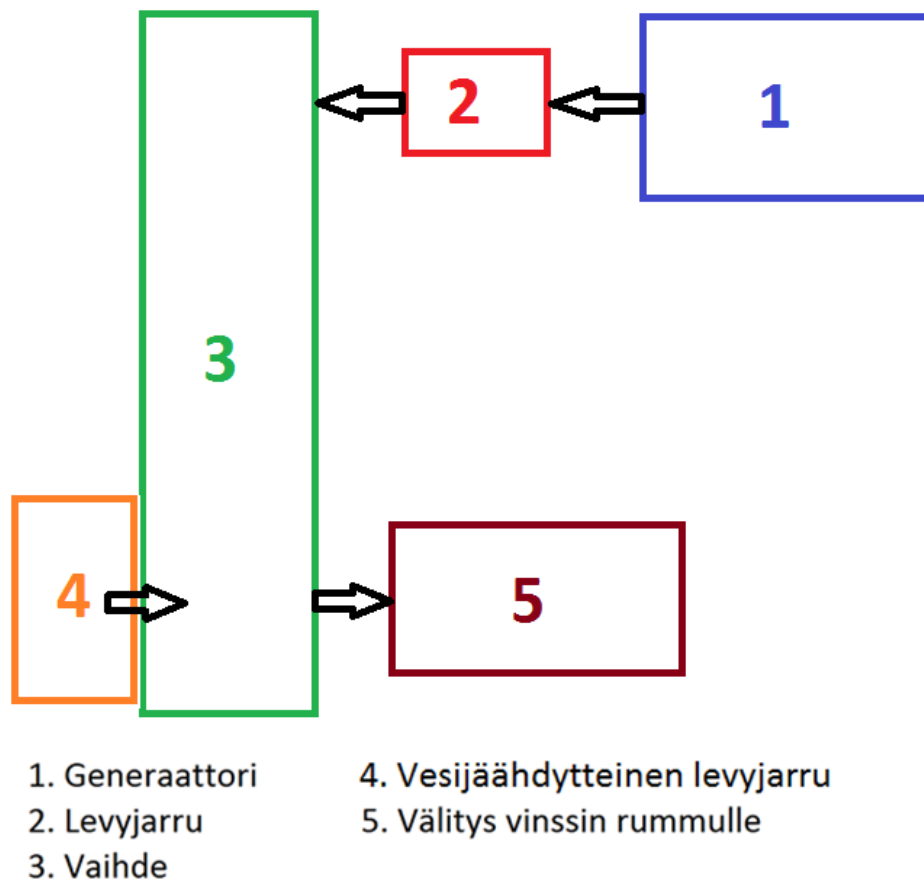
Kotelon ja sen tuentojen pitää olla suunniteltu niin, että ulkoiset kuormitukset ja lämpötilat eivät häiritse hammaskontaktia. Esimerkiksi merellä kulkevan laivan vinssin vaihde voi olla käytössä vaihtelevissa lämpötiloissa ja liian pienen tilavaran omaava kotelo voi käyttäytyä hammaskontaktia haitaten. Myös elektroniset komponentit vaihteen sisällä tulee kestää öljykontaktia ja öljyn suihkuaminen suoraan komponenttia päin pitää ottaa harkintaan. Kaikki elektroniset komponentit tulee maadoittaa laivan runkorakenteeseen. Myös öljyvoitelussa toimivien venttiilien sijoitus ei saa vaikuttaa voitelun toiminnallisuuteen. [14]

Kotelorakenteessa käytetyn valurautamateriaalin vetolujuus ei saa olla alle 200 MPa. Komponentit tulee suunnitella kestäväksi oletetut ympäristöolosuhteet ja kuormitukset yleisesti hyväksytyillä varmuuskertoimilla. Jos mitoitukseen ja materiaalivalintaan ei ole annettu tarkkoja vaatimuksia, voidaan käyttää yleisesti tunnettuja standardeja ja suunnitteluperiaatteita. Suunnittelijan tulee harkita valumateriaalin eri testausmenetelmillä saatuja materiaaliarvoja ja niiden suhdetta todellisen komponentin materiaaliarvoihin. [16];[17];[18]

3 TYÖN KULKU

3.1 Lähtötiedot

Työn lähtötiedot perustuivat vinssivaihteen tuotespesifikaatioon. Tuote on kaksinopeuksinen vaihde, jota käytetään laivan hinausvinssissä. Vaihdetta käyttää vaihtovirtasähkömoottori. Moottorin ja vaihteen välillä on levyjarru ja vaihteen ulostuloakselin toisessa päässä on kiinni vesijarru 150 kNm maksimivääntökapasiteetilla. Ulostuloakseli on välityksessä vinssin hammaspyörän kanssa. Kuvassa 10 on esitetty vinssin voimansiirtolinja.



Kuva 10. Voimansiirtolinja sähkömoottorilta vinssin rummulle (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

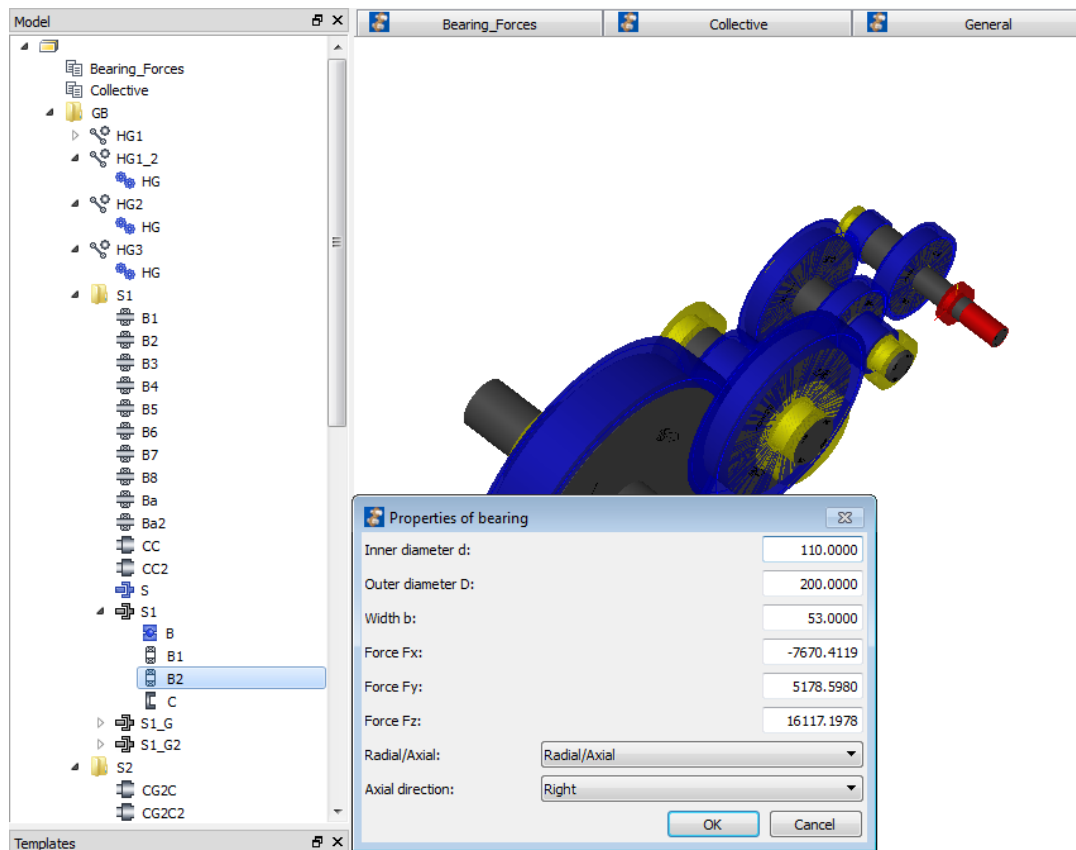
Vinssivaihdetspesifikaatioissa on annettu kolme erilaista kuormitusspektriä, joista tuli tarkastaa kotelon mitoittava kuormitusspektri. Kuormitusspektrien aiheuttamat laakerikuormat tarkastettiin molemmilla vaihteen pyörityssuunnilla ja molempien nopeuksien välityssuhteilla. Alustavat välityssuhteet olivat 1:62 (Low Speed-LS) ja 1:19 (High

Speed-HS). Esisuunniteltu tuote on 4-akselinen vaihde, joka on noin kolme metriä pitkä, 2 metriä korkea ja metrin leveä. Kuormituspektrit on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Kuormituspektrit vaihteelle

Alternative load spectrums:	T [Nm]	n [rpm]	t [h]
Load spectrum input 1:	7500	20	100
	5000	500	2400
	1500	800	7500
Load spectrum input 2:	7500	0	1000 times
	1650	1200	10000
Load spectrum input 3:	7500	60	480
	3850	800	1920

Kuormitustapaukset määritettiin KISSsys -laskentaohjelmistolla. KISSsys -mallin pohjalta määritettiin suurimmat laakerikuormat molempiin pyörimissuuntiin. Kuormituspektristä syötettiin lähtötietoja KISSsys-malliin, joka laskee laakereihin kohdistuvat radiaali- ja aksiaalisvoimat. Kuvassa 11 on KISSsys mallin näkymä ensimmäisen akselin toisesta laakerista ja siihen kohdistuvista voimista.



Kuva 11. KISSsys -malli (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

3.2 Kuormitustapaukset

Suurimmat kuormitustapaukset määritettiin vaihteen positiivisessa ja negatiivisessa pyörityssuunnassa. Taulukossa 2 ja 3 on esitetty kriittisimmät kuormitustapaukset. Vaihteen ollessa nopealla välityksellä (High Speed-HS 1:19), kuormitukset eivät olleet yhtä suuria kuin hitaalla välityksellä (Low Speed-LS 1:62). Taulukoissa 2 ja 3 Shaft tarkoittaa akselia sekä B1 ja B2 tarkoittavat akselin kahta eri laakeria. Voimat Fx ja Fz ovat laakerikuorman radiaalikomponentit ja Fy on laakerikuorman aksiaalivoima. Kaikki voimat ovat yksiköiltään Newtonia [N].

Taulukko 2. Laakerikuormat hitaalla välityksellä positiivisella pyörityssuunnalla

Load spectrum 1, Low-Speed LS 1:62					
		T [Nm]	n [rpm]	P [kW]	
		7500	20	15,708	
		Shaft 1		Shaft 2	
		B1	B2	B1	B2
Fx		-20617	-5549,3	16425,06	-70694
Fy		0	11161,82	0	21185,986
Fz		59526,967	8596,3	-110790	-196580
		Shaft 3		Shaft 4	
		B1	B2	B1	B2
Fx		-56255	-86848	238662,644	-17402
Fy		0	77745,98	-109030	0
Fz		398472,49	443955,3	-372440	-289460

Taulukko 3. Laakerikuormat hitaalla välityksellä negatiivisella pyörityssuunnalla

Load spectrum 3, Low-Speed LS 1:62					
		T [Nm]	n [rpm]	P [kW]	
		7500	-60	47,1234	
		Shaft 1		Shaft 2	
		B1	B2	B1	B2
Fx		-24416	-1774	-5274,9	-49079
Fy		-11172	0	-21220	0
Fz		-61629	-11111	103977,082	193134,082
		Shaft 3		Shaft 4	
		B1	B2	B1	B2
Fx		-157300	14487,233	10537,2571	209963,501
Fy		-77585	0	0	108657,097
Fz		-405990	-460220	325865,504	252078,804

Kriittisimmät kuormitustapaukset positiivisessa pyöritysuunnassa saatiin, kun vaihdetta käytettiin 7500 Nm vääntömomentilla pyörimisnopeuden ollessa 20 rpm. Negatiivisen pyöritysuunnan kriittisimmät kuormitustapaukset saatiin, kun vaihdetta pyöritettiin 7500 Nm vääntömomentilla pyörimisnopeuden ollessa 60 rpm.

3.3 Työn tavoitteita

Valurautamallia tarkastellessa tavoitteena oli saada ylisuuri varmuus rakenteen myötöön nähden. Koska valuraudan myötöraja ei ole selvä, arvioitiin vetopääjännityksen varmuutta $R_{p0,2}$ -rajaan. Mitoitus $R_{p0,2}$ -rajan suhteen tulee tehdä ylisuurella varmuudella, jotta myötörajan ylitykseltä vältytään.

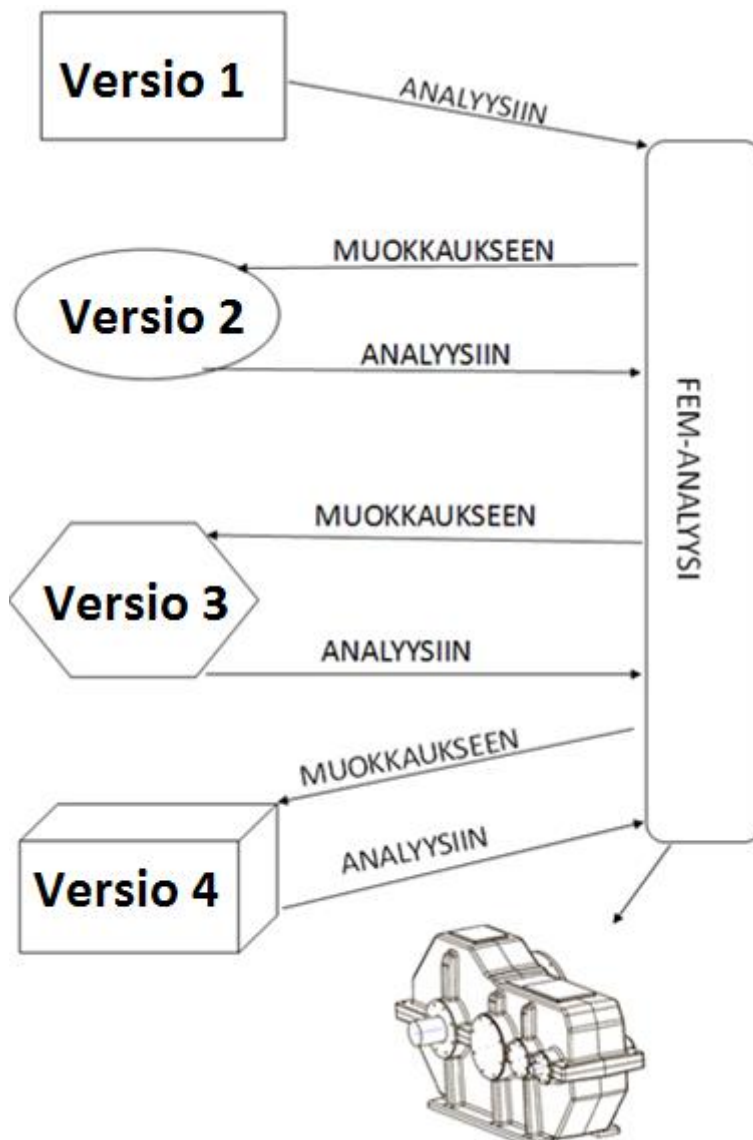
Valurautatarkastelussa muodonmuutokset ovat keskeinen osa tuotteen toimivuuden arviointia. Tulosten tarkastelussa tulee ottaa huomioon valuraudan taipumus muodonmuutoksiin. Valuraudan kimmomoduuli on pienempi kuin esimerkiksi rakenneteräksen, ja sen takia valuraudan muodonmuutokset ovat suurempia.

Vaihteen hammaspyörä- ja akselimitoitus on tehty suunnitteluprosessin alkuvaiheessa, mistä saadaan tarvittavat sisä- ja ulkomitat. Sisämitoissa tulee huomioida sisäkomponenttien (voitelukomponentit, hammaspyörät, akselit, elektroniset komponentit ja aktuaattorit) tarvitsema tila. Ulkomitoissa tulee huomioida asiakkaan mahdolliset ulkomittarajoitukset, tuentapinnat ja komponentit, jotka sijoitetaan vaihteen ulkopuolelle.

FEM-analyysiä varten muodostetuissa malleissa ei pyritty valmiiseen lopputuotteeseen, vaan mallien tulisi olla muodoiltaan realistisia. Tämä tarkoittaa sitä, että tuote on valuminaisuuksiltaan realistinen, liitoslaipoissa ja pohjatuennassa on tilaa ruuviliitoksia varten ja mallissa on tilaa hammaspyörille, akseleille ja laakereille.

3.4 Mallien muodostus

Prosessi versiosta 1 loppumalliksi tapahtui FEM-analyysien avulla iteroimalla. Iterointiprosessi on esitetty kuvassa 12. Iterointiprosessin tarkoitus on analysoida 3D-mallia ja analyysin perusteella muokata 3D-mallin geometriaa. Iterointiprosessissa tarkasteltiin jännityshuippujen ja siirtymien suuruksien lisäksi rakenteen valuominaisuuksia. Iterointi ei siis perustunut pelkästään mekaanisilta raja-arvoiltaan ongelmallisten kohtien korjaamiseen, vaan tarkoitus oli ymmärtää kotelorakenteen käyttäytymistä.



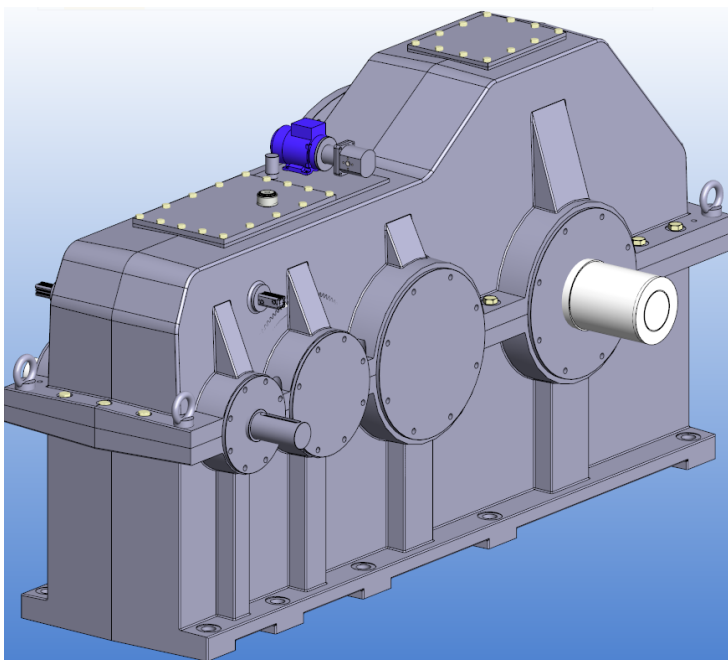
Kuva 12. Iterointiprosessi mallin analysoinnissa (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Työn teko aloitettiin versiosta 1. Rakenteen jännityshuippuja sekä siirtymiä tarkasteltiin ja niiden perusteella pääteltiin miten rakenne käyttäytyy. Rakenteen käyttäytymisen ymmärtämisen jälkeen version 1 malli avattiin uudestaan, ja sitä muokattiin rakenteelli-

silta ominaisuuksiltaan toimivampaan suuntaan. Muutamista välimalleista koostuva prosessi toistettiin lopulliseen versioon asti, kunnes kotelorakenne oli mekaaniselta toimivuudeltaan hyväksyttävä.

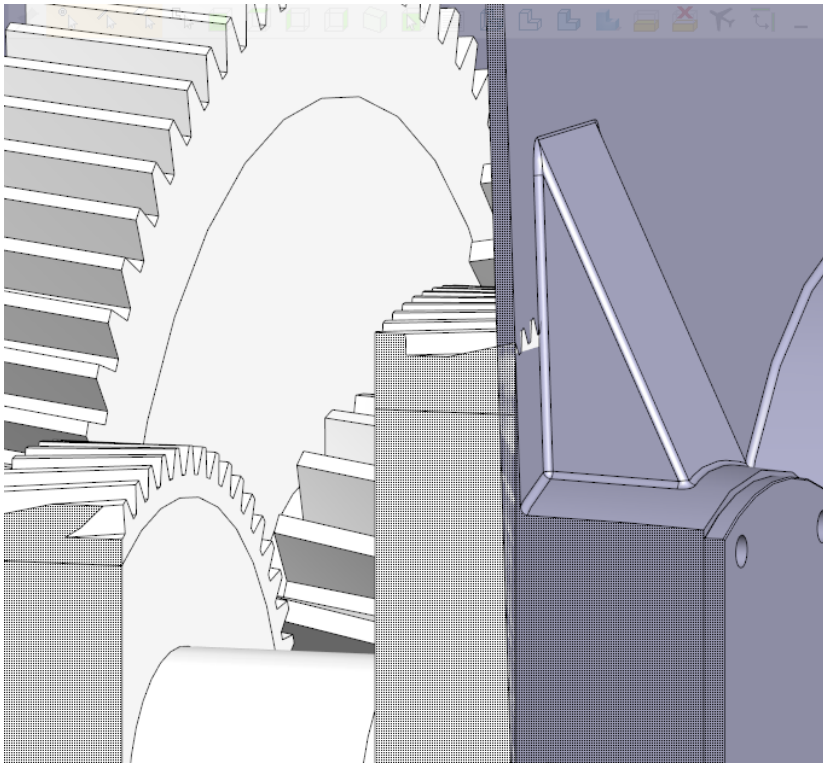
Piirteet, jotka eivät olleet FEM-analyysin kannalta merkitseviä, jätettiin pois FEM-analysoinnin nopeuttamiseksi. Malleja pyrittiin idealisoimaan, eli tuomaan FEMin kannalta yksinkertaisemmiksi ja sulavammiksi. Esimerkiksi kotelon liitoslaipan ja pohjalaiipan poraukset jätettiin pois FEM-mallin geometriasta.

3.4.1 Versio 1



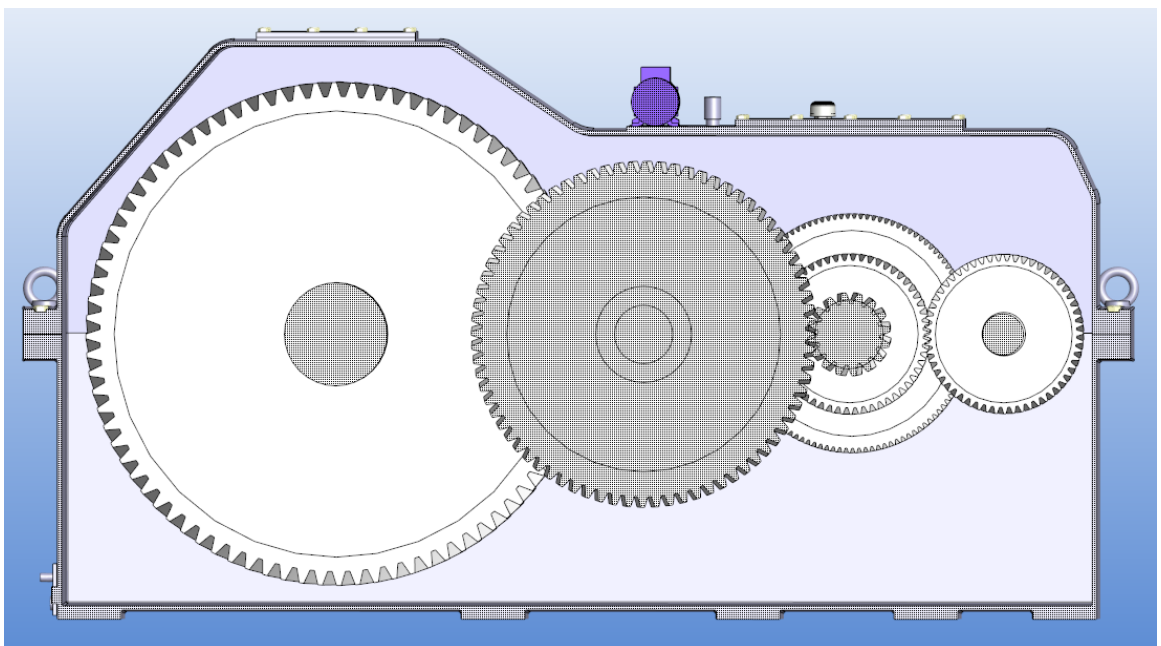
Kuva 13. Alkuperäinen malli (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Versiossa 1 oli ongelmina jännityshuipun suuruus sekä pieni tilavara. KISSsys-laskelmien mukaan mitoitettu akselisto ja vaihteisto eivät mahtuneet koteloon kuvan 14 mukaisesti.



Kuva 14. Alkuperäisen mallin pieni tilavara (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

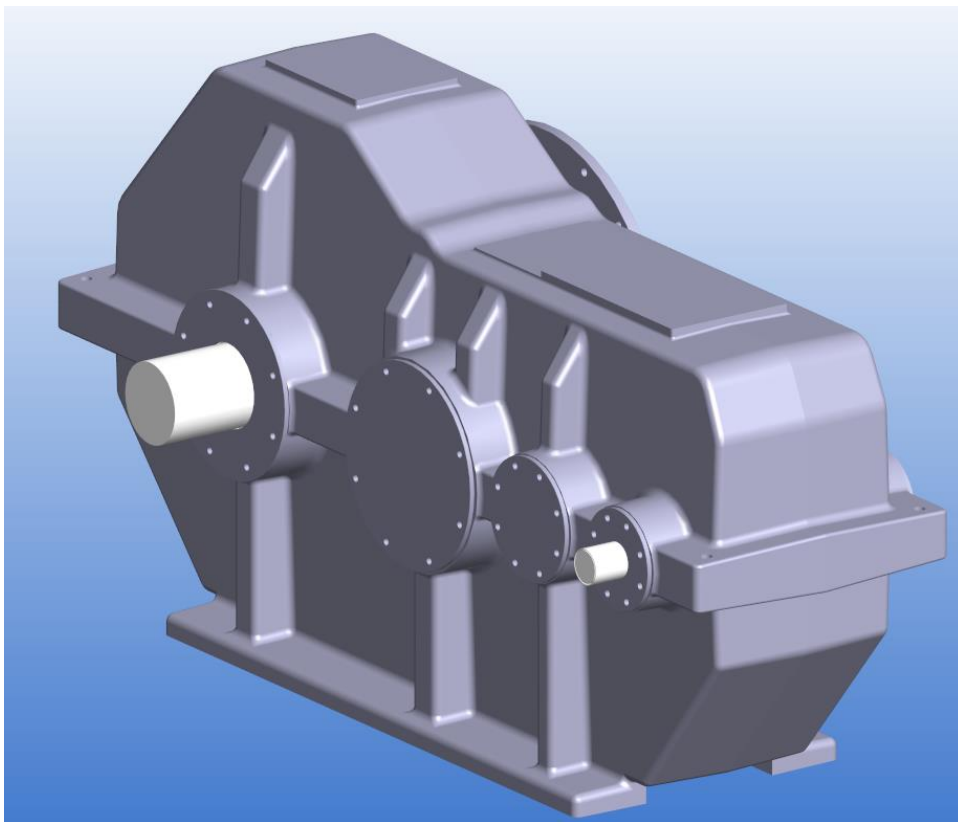
Kuvassa 15 alkuperäisen kotelon geometria salli tyhjää tilaa paikoissa, jonka takia kotelon massa oli suuri. Mallissa ei ollut huomioitu valumallin hellityksiä kokonaisuudessaan ja kappaleen suuruusluokan takia valettavuudessa oli yksityiskohtia, jotka olivat hankala toteuttaa. Malli sisälsi suuria massakeskittymiä tukipilareiden ja laakeripesien kohdilla.



Kuva 15. Poikkileikkaus alkuperäisestä mallista (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

3.4.2 Versio 4

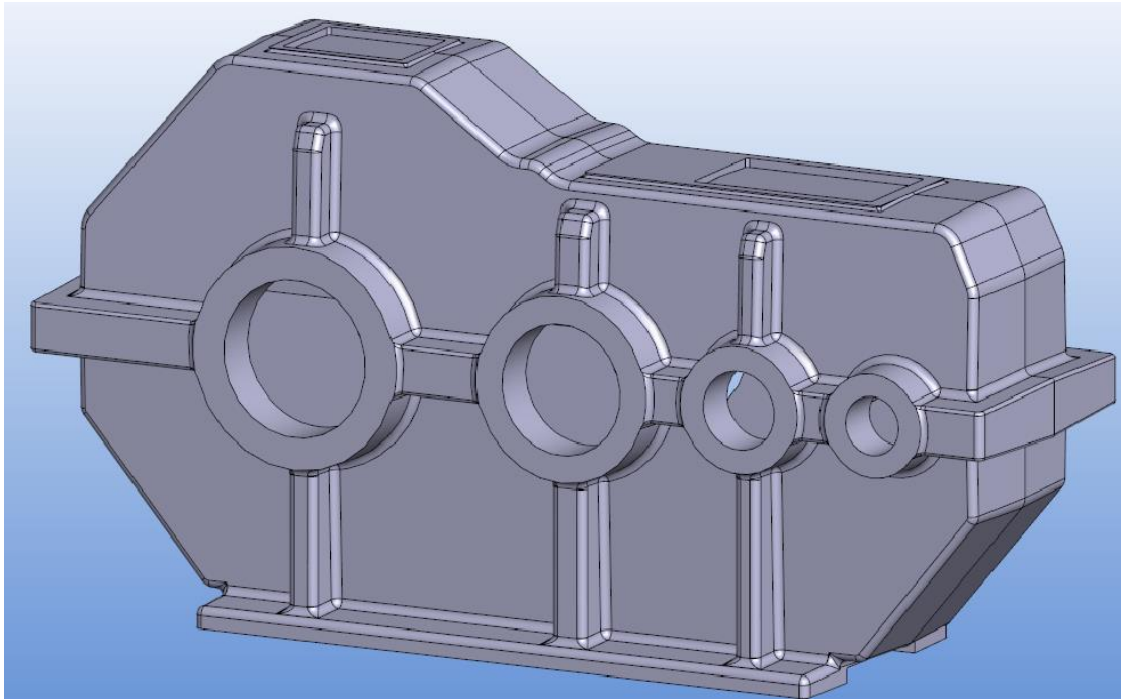
Välimallien tulosten ja alkuperäisen mallin käyttäytymisen perusteella päädyttiin versioon 4 muotoratkaisuun. Ylimääräinen tila on karsittu. Laakeripesien ja kotelon kiinnityslaippojen vahvuutta on lisätty siirtymäsuuntaan. Tukipilarit on myös optimoitu tukemaan rakennetta siirtymäsuuntaan vasten. Pohjatuennan koko on pienempi kuin alkuperäisessä mallissa, koska mallin muotoa karsittiin tyhjistä paikoista. Pohjatuenta on muodostettu kahdella pitkällä tukipinnalla. Kuvassa 16 esitetyn kotelon rakenteessa on selkeä kehikkorakenne, jolla on tavoiteltu siirtymien vastustamista.



Kuva 16. Versio 4 (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

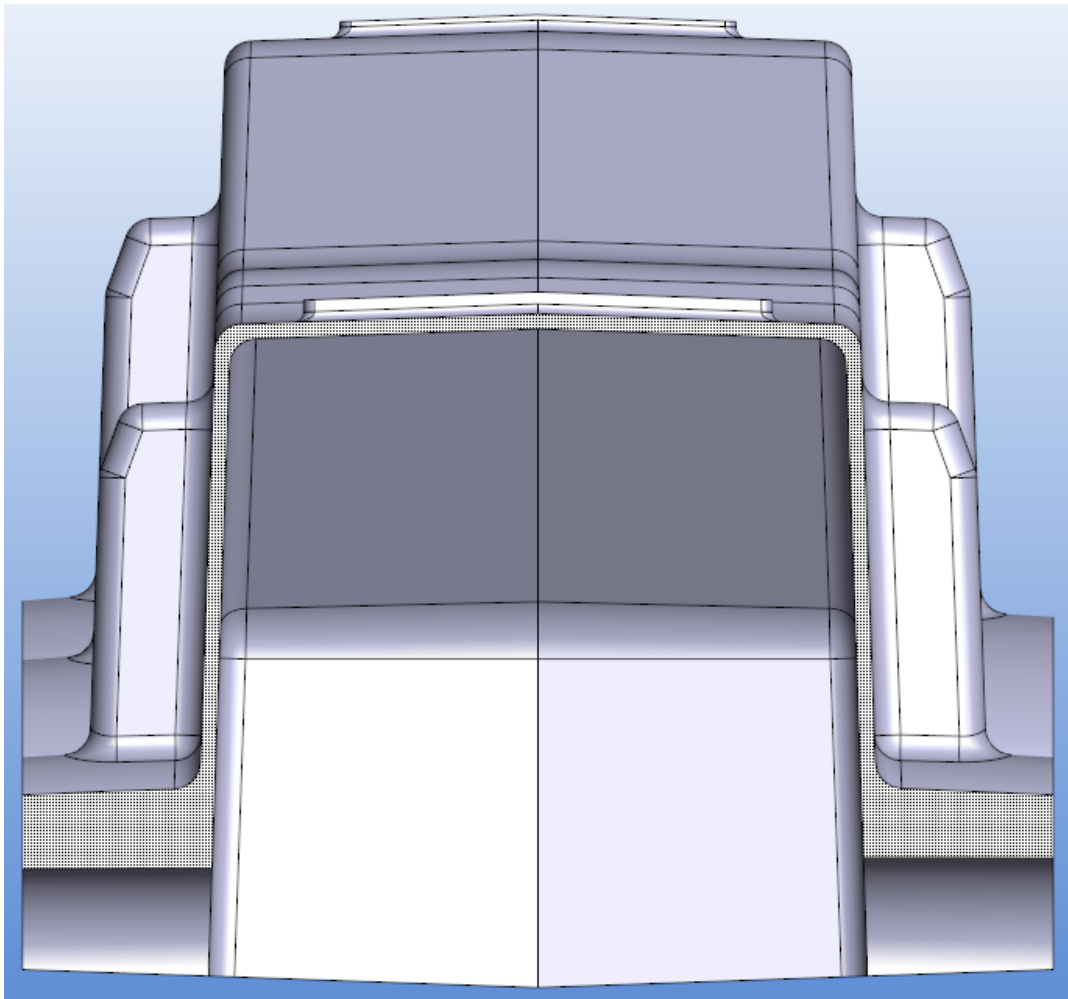
Malli on muodostettu valettavuudeltaan toimivaksi. Päästöt on huomioitu oikeisiin suuntiin ja suuren kokoluokkansa takia käytetään myös isoja säteittäismittoja pyöristyksissä. Seinämävahvuus jätettiin mallissa 12 mm vahvuiseksi, joka on FEM-analyysin mukaan riittävä.

3.5 Valurakenteen tarkastelu



Kuva 17. URV:n menetmäsuunnittelioiden kanssa tarkasteltu Versioon 4 pohjautuva valumalli (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 17 esitetyn mallin valettavuutta tarkasteltiin URV:n menetmäsuunnittelijoiden kanssa. Malli oli toteutettavissa jakotason, päästöjen, pyörityksien ja yleisesti muotojen puolesta, mutta mallin suurin ongelmakohta oli seinämävahvuus. Kuvassa 18 on esitetty poikkileikkaus valumallista. Kotelon yläosan valun jakotaso asettuu keskelle kappaletta vertikaalisti.



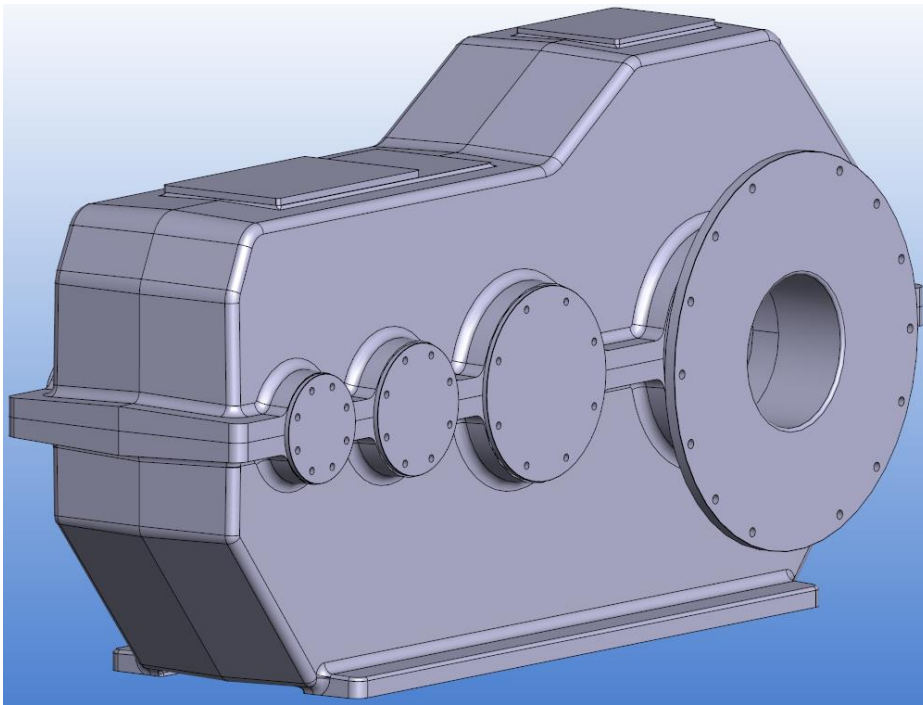
Kuva 18. Kotelon yläosan poikkileikkaus (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Koska mallin kokoluokka on erittäin suuri (3 m pitkä), on 12 mm seinämävahvuuden toteuttaminen valamalla erittäin vaikeaa. Ohjearvojen mukaan valukappaleen pienin seinämävahvuus 2 m pitkälle valulle on 15 mm [12]. Päämitaltaan 3 metriselle kappaleelle tulisi seinämävahvuuden olla URVin mukaan 25 mm. [19]

Suunnittelijan näkökulmasta kotelon rakenne muuttuu huomattavasti, jos kotelon seinämävahvuus pitää olla 25 mm. 25 mm seinämävahvuus on niin paksu, että paksujen tukirakenteiden merkitys kotelon jäykkyyden parantamisessa heikkenee merkittävästi. Myös kotelon muotoilu muuttuu seinämävahvuuden kasvaessa. Muotoilu kannattaisi valun onnistumisen kannalta toteuttaa isoilla pyöristyksillä ja ilman jyrkkiä geometrisia muutoksia. Kaarevat ja sulavat muodot ovat suositeltuja valun onnistumisen kannalta.

3.5.1 Kotelomalli 25 mm seinämävahvuudella

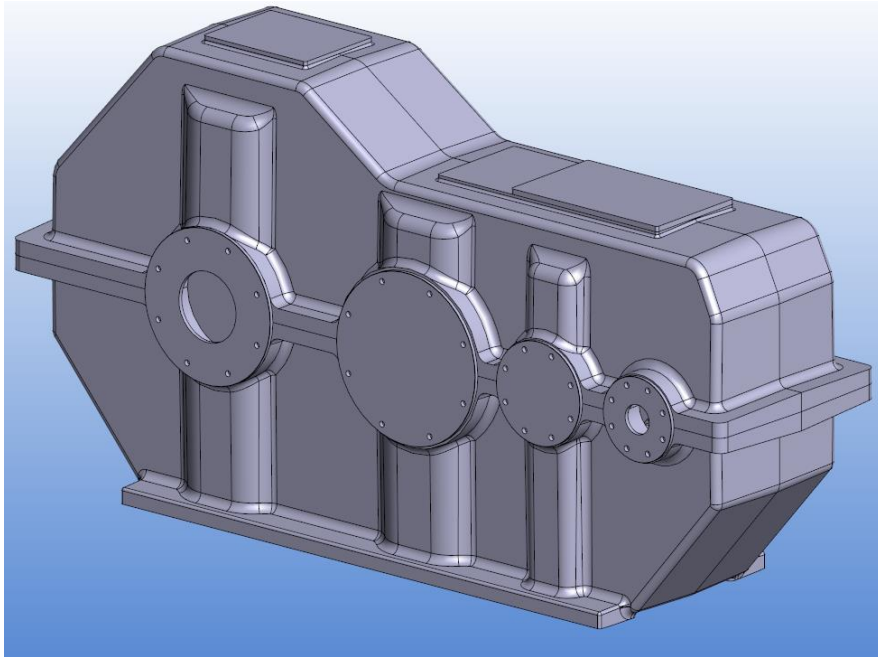
Valuarvioinnissa olleen kotelon kommenttien perusteella työstettiin FEM-analyysiä varten seinämävahvuudeltaan 25 mm vahva kotelomalli. Tavoitteena oli tarkastella pelkän 25 mm seinämävahvuuksisen kotelomallin käyttäytymistä FEMissä. Kotelon laakeripesät ja kiinnityslaipat pysyivät ennallaan, kotelon sisätilan mitat pysyivät ennallaan, mutta seinämävahvuutta kasvatettiin ulospäin 25 mm paksuiseksi. Kuvassa 19 on esitetty kotelomalli 25 mm seinämävahvuudella ilman tukiripoja. Malli nimettiin kuorimalliksi.



Kuva 19. Kuorimalli (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

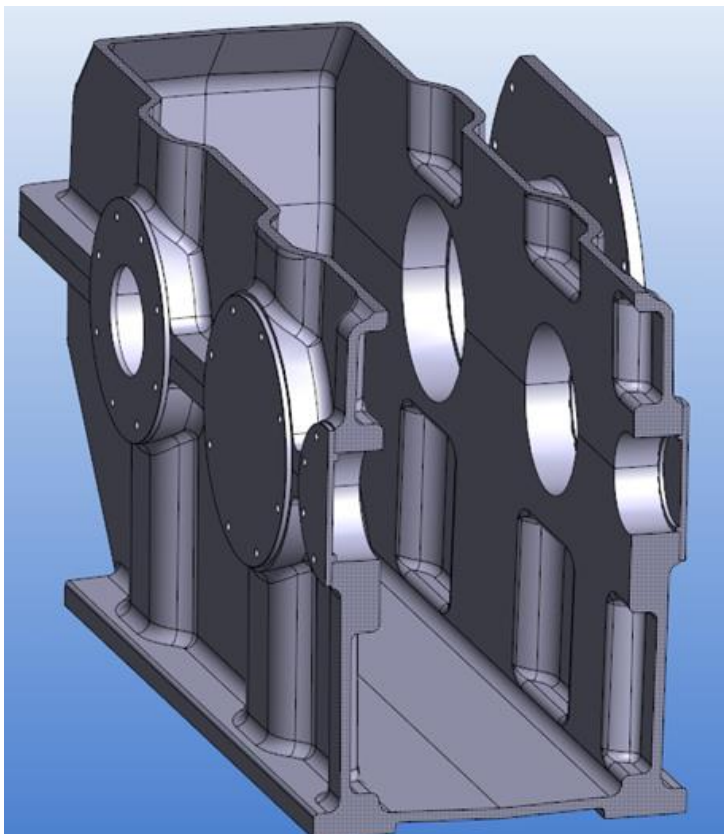
3.5.2 Tuentamuodollinen kuorimalli

Uudelleenmuokatusta kotelosta tehtiin kaksi versiota. Ensimmäinen versio oli ilman laakeripesiä tukevia muotoja. Ensimmäinen versio, eli kuorimalli, näkyy kuvassa 19. Kuvassa 20 on toinen versio, jossa laakeripesille on muodostettu tuentoja. Tuennat ovat seinämävahvuudeltaan 25 mm, eli tuennat ovat saman seinämävahvuuden kaarevia muotoja, kuten kuvassa 21 näkyy.



Kuva 20. Tuentamuodollinen kuorimalli (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

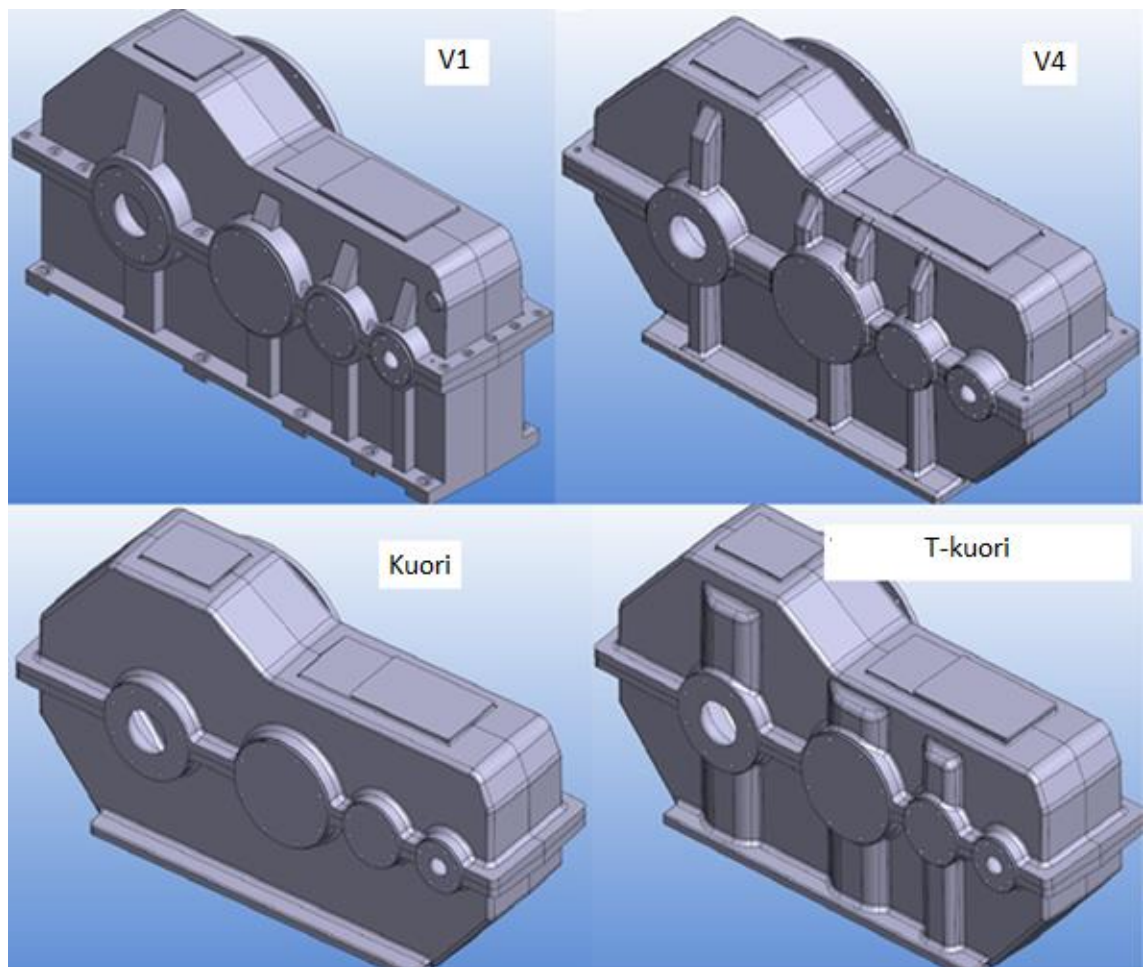
Tuentamuodollisen kuorimallin, myöhemmin mainittuna T-kuorimallin, rakenteessa on laakeripesien ja kiinnityslaippojen kohdilla vielä ainekeskittymiä, mutta ne eivät ole suuria seinämävahvuuteen verrattuna. Muotoilussa on otettu huomioon suuret pyöristykset, päästöt, jakotaso ja ainekeskittymien pienet erot.



Kuva 21. T-kuorimallin kahden tason poikkileikkauskuva (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

4 FEM-analyysi

Lopulliset rakennelaskelmat tehtiin alkuperäisestä versiosta, versiosta 4, kuorimallista, ja T-kuorimallista (kuva 22). 25 mm seinämävahvuksisen kuorimallin lisäksi myös 26 mm ja 27 mm seinämävahvuksiset kuorimallit analysoitiin. Jokainen malli laskettiin kolmella eri verkotusasetuksella. Kuormitustapauksena käytettiin taulukossa 2 esitettyä positiivisen pyörityssuunnan kuormitustapausta. Lisäksi T-kuorimalli laskettiin negatiivisessa pyörityssuunnassa taulukon 3 kuormitustapauksen mukaisesti.



Kuva 22. Mallit V1, V4, Kuori ja tuentamuodollinen kuori (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Rakennelaskelmien lisäksi tarkasteltiin kuorimallin sekä T-kuorimallin käyttäytymistä kuormitusten alaisena korkealla lämpötilalla. Rakennelaskelmaan tuotiin lämpölaskennan tulos, joka toimi reunaehtona laakerikuormien ohella. Koteloiden muodonmuutosten käyttäytymistä tarkasteltiin myös -50 °C lämpötiloissa ilman laakerikuormia.

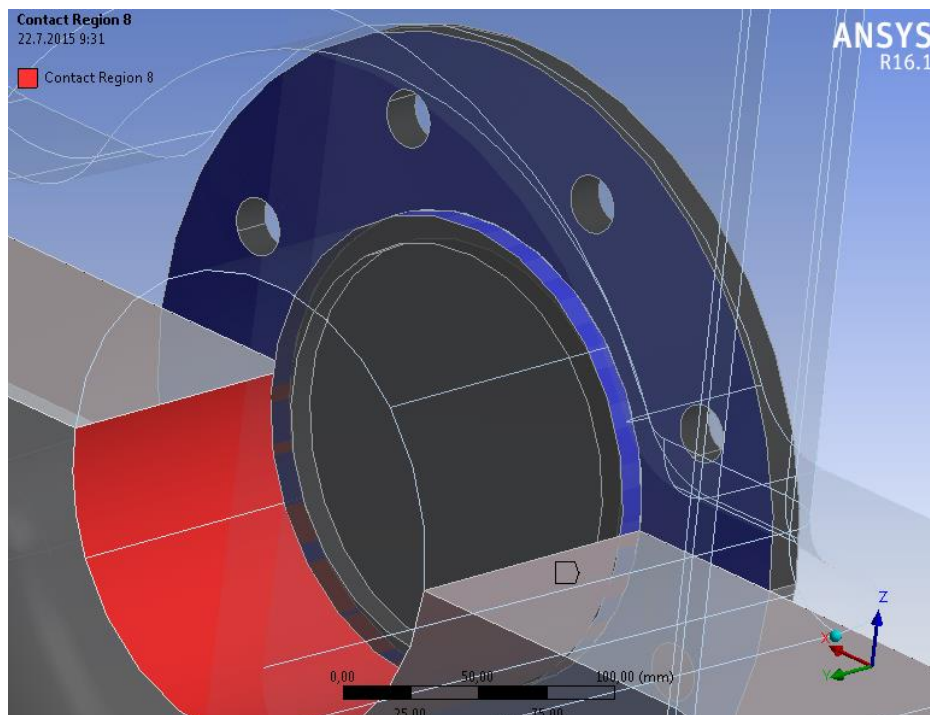
4.1 Asetukset ja verkotus

Valumateriaalina käytetään valurautaa EN-GJS-500-7. Materiaalitiedot laskentaa varten on määritetty standardin SFS-EN 1563 pallografiittivalurautojen materiaalitietojen mukaan. Taulukossa 4 on esitetty laskennassa käytetyt materiaalitiedot. [20]

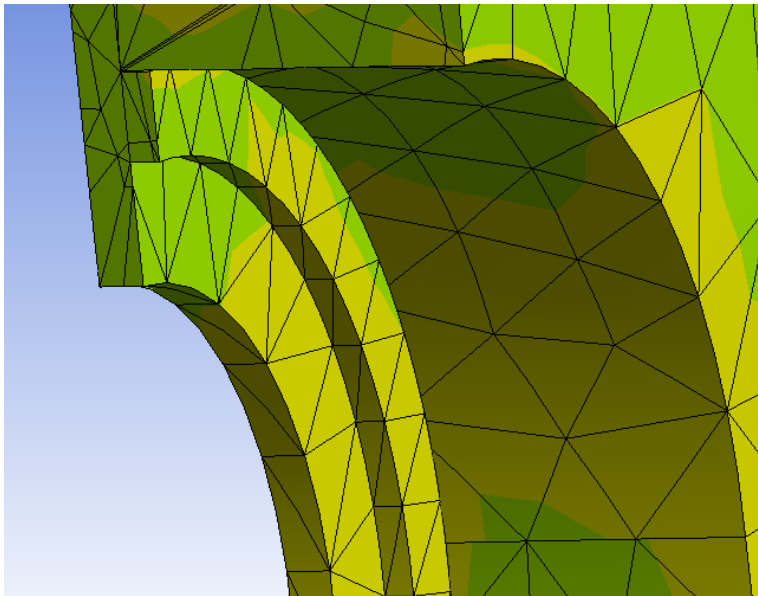
Taulukko 4. EN-GJS-500-7 materiaalitiedot SFS-EN 1563 mukaan

EN-GJS-500-7	Pallografiittivalurauta		
Tiheys	ρ	7100	kg/m ³
Kimmomoduuli	E	169	GPa
Poissonin luku	ν	0,275	
0,2% venymisraja	$R_{p0,2}$	300	MPa
Vetomurtolujuus	R_m	500	MPa
Lineaarinen lämpölaajenemiskerroin	α	12,5	$\mu\text{m}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Lämmönjohtuvuus	λ	36,2	$\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m})$

Liitospinnat on määritetty osien välille, jotka ovat laippaliitoksella kiinni toisissaan. Liitosasetus bonded, muodostaa lineaarisen kontaktin kontaktipintojen välille ja estää liitosobjektien läpäisyn toistensa läpi. Kuvassa 23 on sama kontakti määritetty laakeripesien sylinteripinnan ja laakeripesän kannen olakkeen sylinteripinnan välille. Kuvassa 24 on esitetty kuormitetun laakeripesän ja pesän kannen käyttäytymistä bonded -kontaktilla. Laakeripesän kansi ei läpäise laakeripesää kontaktiominaisuuden takia.

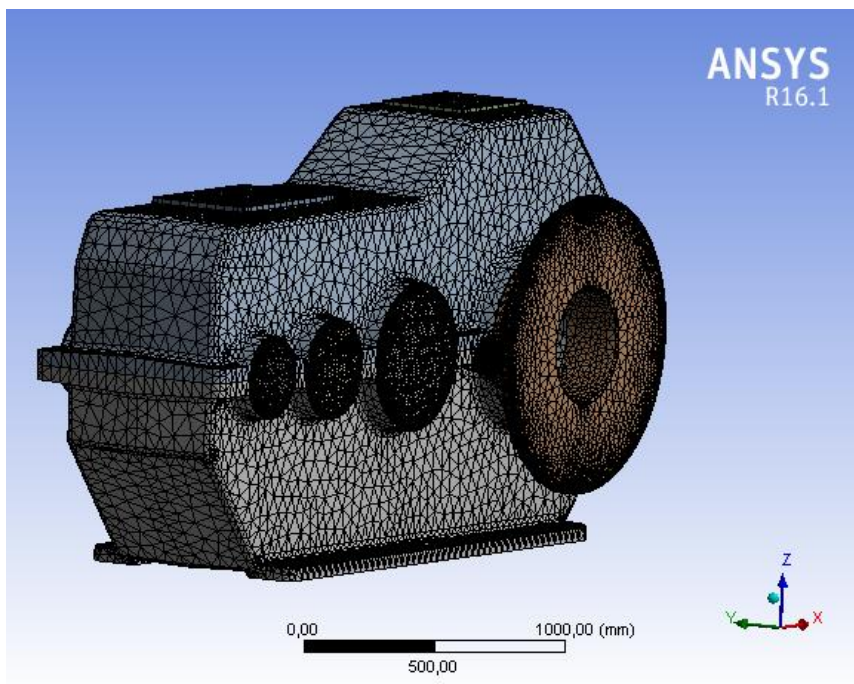


Kuva 23. Laakeripesän ja laakeripesän kansion väliset liitospinnat (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)



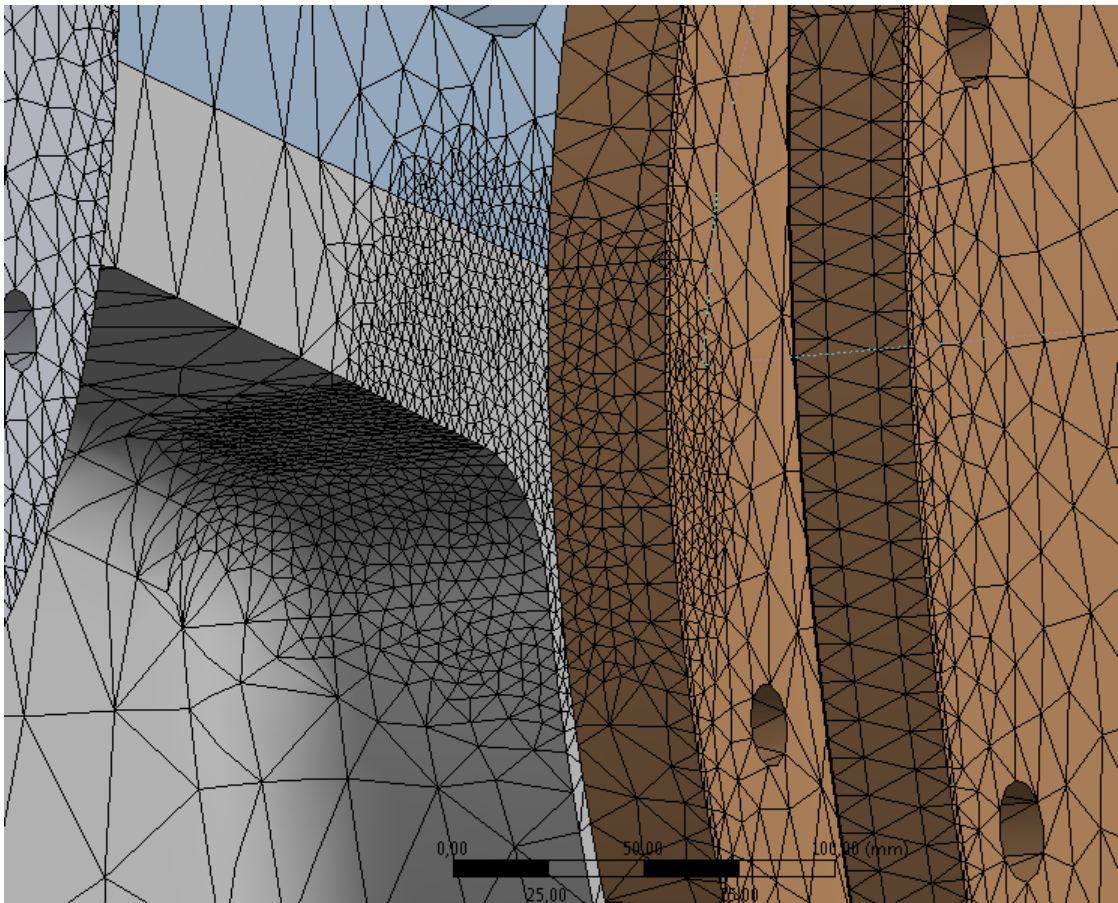
Kuva 24. Poikkileikkauskuva laakeripesän ja laakeripesän kannesta (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Verkotus on toteutettu automaattiverkotustyökalulla käyttäen nelitahokaselementtejä. Laskennoissa käytettiin muutamia eri verkotusasetuksia: löysä, tiheä ja muokattu verkotusasetus. Löysässä verkotuksessa on verkotuksessa käytetty Relevance asetusta 0 ja Relevance Center asetusta Coarse, kun taas tiheässä verkotuksessa on käytetty Relevance Center arvoina 40-50 ja Relevance Center Medium tai Fine. Relevance -asetuksilla voidaan säätää automaattisen verkotuksen kokonaista tiheyttä. Kuvassa 25 on esitetty kotelomallin verkotus.



Kuva 25. Kotelon verkotus (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

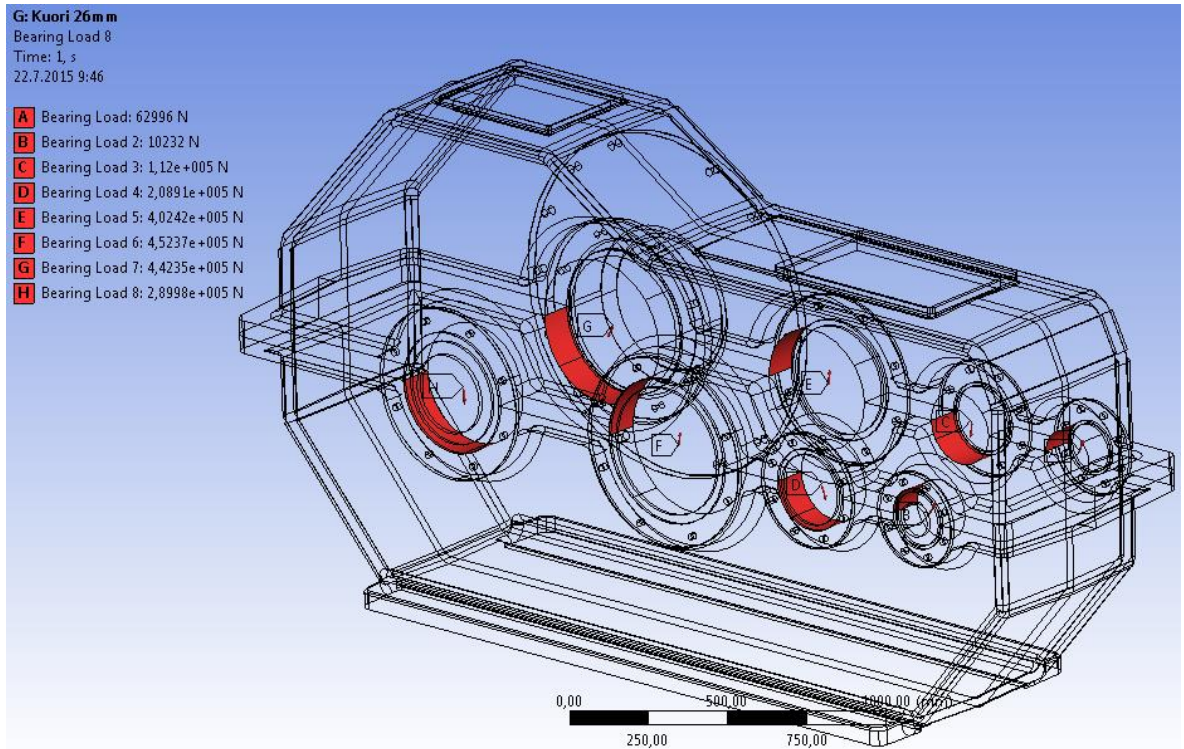
Muokatussa verkotuksessa on tehty löysän verkotuslaskennan pohjalta paikallinen verkotuksen tihennys jännityshuipun ympärille. Paikallinen verkotus on muodostettu Sphere of Influence -työkalulla, jolla voidaan muodostaa pallotilavuuksinen verkon tihennys haluttuun paikkaan. Kuvassa 26 on esitetty Sphere of Influence -työkalulla muodostettu verkotuksen tihennys. Jotta ero paikallisen tihennyksen ja perusverkotuksen välillä ei olisi liian suuri, on myös automaattiverkotus muodostettu korkealla Relevance -asetuksella ja Relevance Center -asetuksella Fine.



Kuva 26. Pallotilavuuksinen verkotuksen tihennys jännityshuipun kohdalla (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

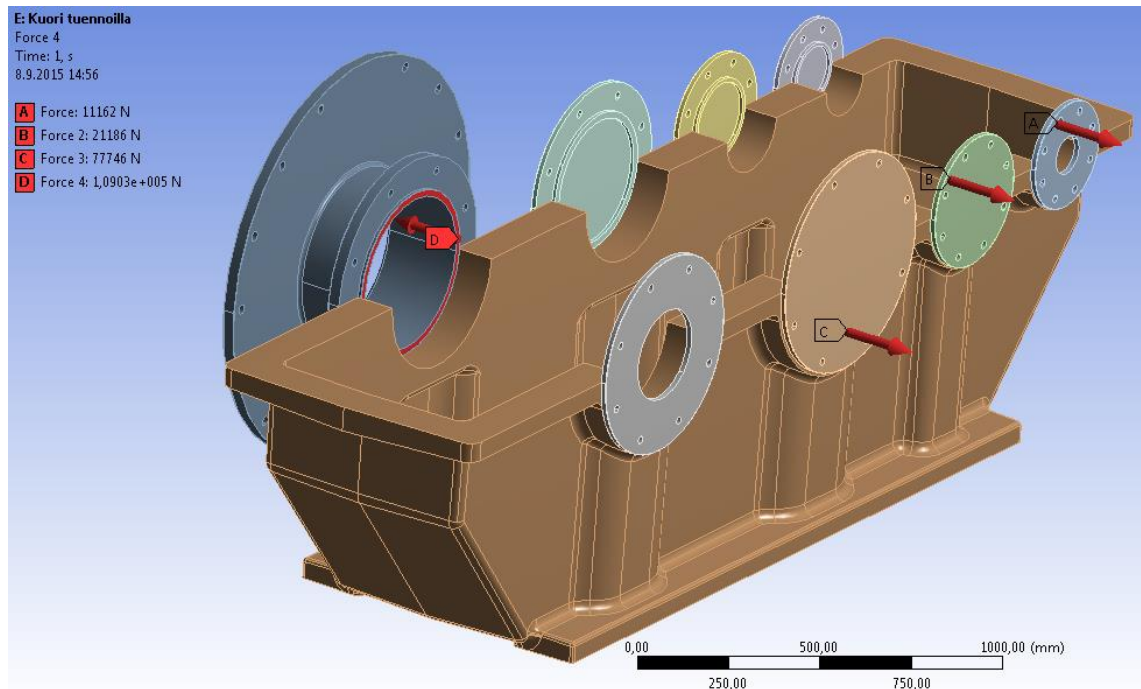
4.2 Rakenneanalyysin reunaehdot

Laakerikuormat on muodostettu Workbenchin Bearing Load -reunaehdolla laakeripesien sylinterimäisiin pintoihin. Kuvassa 27 näkyy laakeripesien puolikkaat, joihin laakerikuormat on annettu.



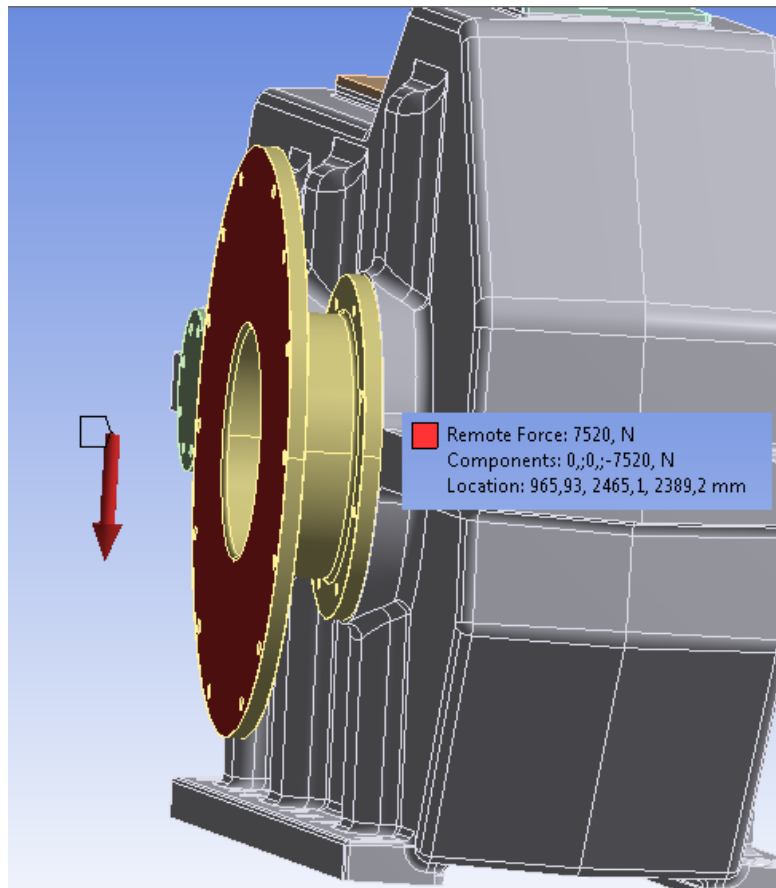
Kuva 27. Bearing Load -reunaehdot laakeripesien sylinteripinnoilla (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Aksiaaliskomponentti on annettu aksiaalisuuntaisena voimana laakeripesän kannen olakkeen otsapintaan, jota vasten laakerin asettuu. Kuvassa 28 on esitetty laakeripesien kansien pintoja, johon laakerikuorman aksiaalivoima kohdistuu.



Kuva 28. Laakerikuorman aksiaalinen komponentti laakeripesän kannen olakkeen otsapintaa vasten (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Vaihteen ulostuloakselia jarruttava vesijähdytteinen jarru on kiinnitetty laippaliitoksella vaihteen kotelon laipparakenteeseen. Jarru ei ole kiinni maassa. Jarrun massa on noin 752 kg ja reunaehto FEM-malliin luodessa arvattiin, että jarrun massakeskipiste on jarrun geometrisessa keskipisteessä. FEM-malliin luotiin reunaehdoksi jarrun massan suuruinen etäinen voima. Etäinen voima sijoitettiin laipan pinnasta laipan ja jarrun geometrisen keskipisteen väliselle etäisyydelle, suuntana suoraan alaspäin. Jarrun massakeskipiste oletettiin olevan ulostuloakselin kanssa samalla linjalla 250 mm päästä laippapinnasta. Remote Force -reunaehdolla asetettiin alaspäin suuntaava voima 7520 N arvolla 250 mm päästä laippapinnasta kuvan 29 mukaisesti.



Kuva 29. Jarrun massan suurin etäinen voima kiinnityslaipassa (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

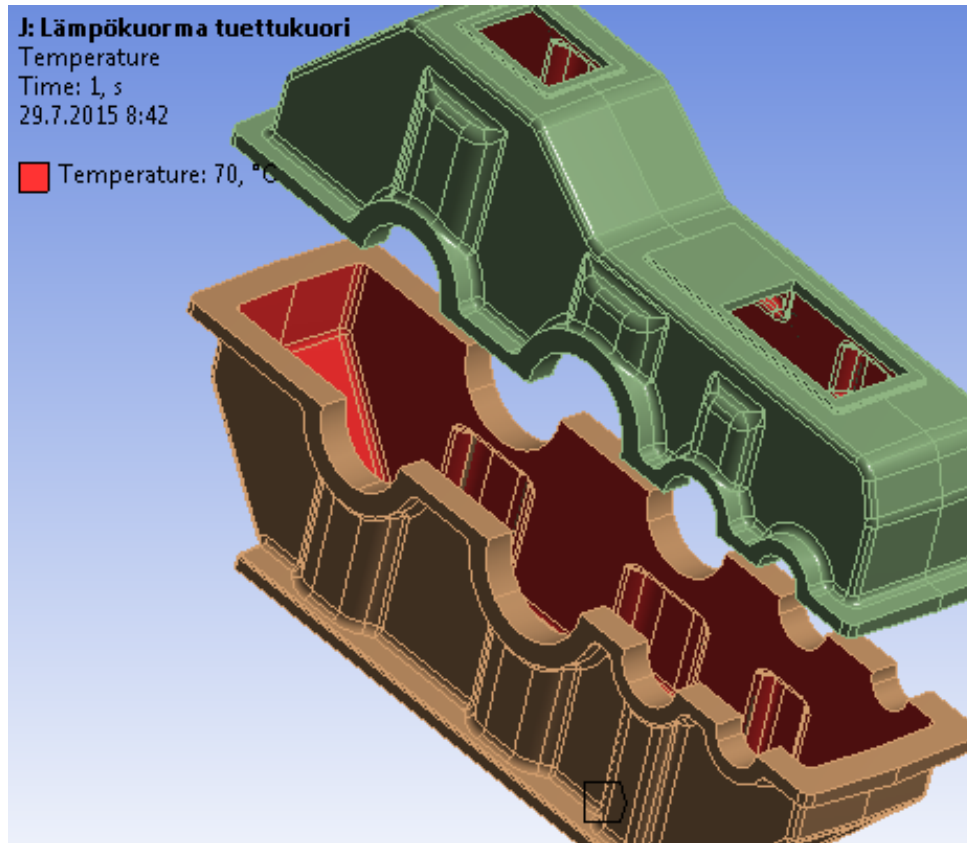
Kotelo on tuettu oikeasti pulttiliitoksilla kiinnityskappaleeseen, mutta FEM-mallissa päätettiin tuenta muodostaa Fixed support -tuennalla. Jäykkä tuenta simuloi mahdollisista tuentavaihtoehdoista tilannetta, jossa tuentalaippa on puristettu tiukasti kiinni kiinnityspintaan esikiristetyillä pulttiliitoksilla. Fixed support -tuenta asetettiin pohjalaippojen alapintoihin.

4.3 Lämpöjännitysanalyysin reunaehdot

Lämpöjännitysanalyysissä tarkasteltiin mallien käyttäytymistä samoilla kuormituksilla kuin rakenneanalyysissä, mutta reunaehdoissa on lisäksi määriteltynä kotelon eri pinnoille lämpöominaisuuksia. Lämpökuormituksissa simuloitiin tilannetta kriittisimmissä kuormitustilanteissa korkeassa lämpötilassa, sekä tilannetta -50 °C lämpötilassa ilman kuormituksia.

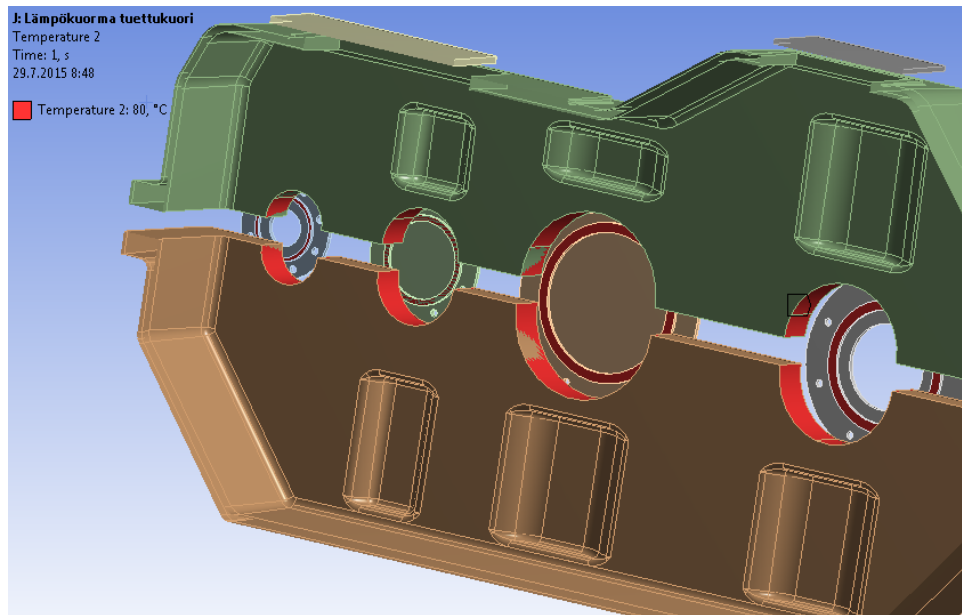
4.3.1 Lämpökuormitukset

Kuvassa 30 on esitetty kuinka lämpökuormitusten reunaehdot määritettiin antamalla kotelon sisäpinnoille 70 °C lämpötila.



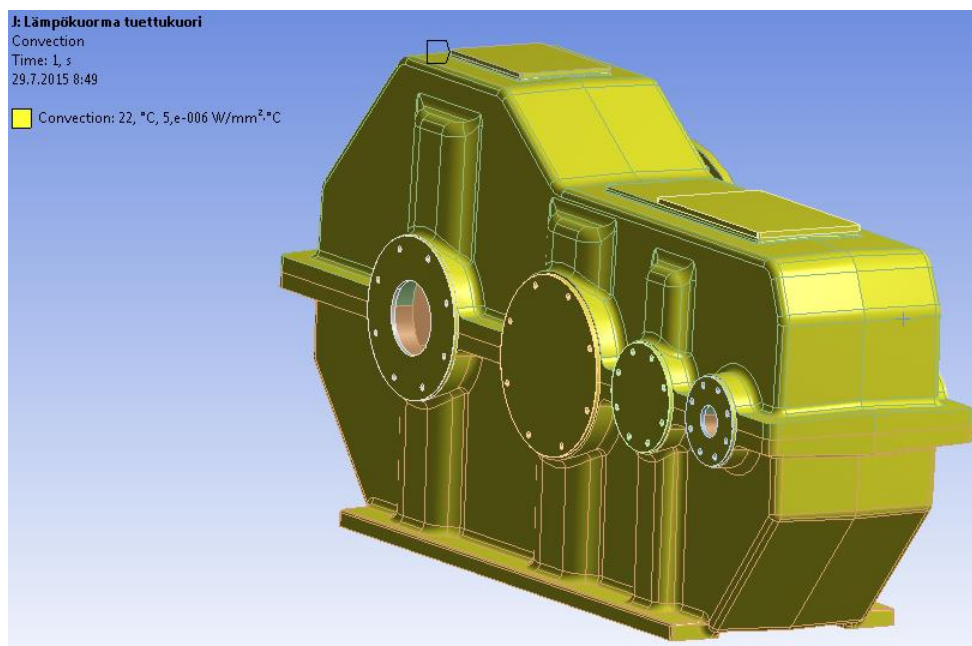
Kuva 30. 70 °C lämpötila kotelon sisäpinnoilla (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Öljyn lämpötilan arveltiin olevan 70 °C kotelon sisäpinnoilla. Kotelon alkuperäinen lämpötila ja ympäristön lämpötila on 22 °C. Kuvassa 31 laakerien lämpökuormaksi määritettiin 80 °C. Lämpökuorma kohdistettiin laakerien, kotelon ja laakeripesien kontaktipintoihin.



Kuva 31. 80 °C lämpötila laakerien, kotelon ja laakeripesien kansien kontaktipinnoilla. (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 32 on esitetty kotelon ulkopinnoille määritetty konvektio-ominaisuus, joka tässä tapauksessa simuloi lämmön siirtymistä 22 °C lämpimään seisovaan ulkoilmaan.



Kuva 32. Kotelon ulkopintojen lämmön konvektio seisovaan ilmaan (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

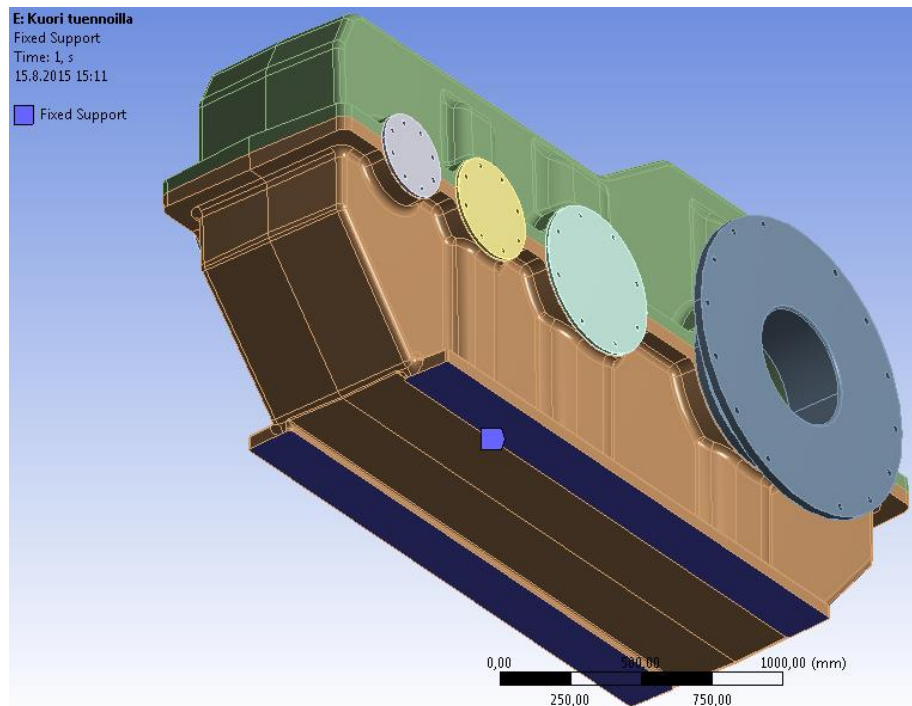
4.3.2 Tuenta

Lämpöjännitysanalyysissä tuentaa testattiin useammalla eri vaihtoehdolla. Tuennan perusideana oli saada kotelo käyttäytymään mahdollisimman realistisesti, eli tuentalaipalla saa olla hyvin rajoitetusti muodonmuutosta. Todellisessa kiinnitystilanteessa kiinnityspulttien esikiristysvoima puristaa kotelon pohjan kiinni kiinnityslevyyn niin lujasti, että koteloon vaikuttavat voimat pääse aiheuttamaan leikkausta pultteihin eikä kotelon pohja pääse liikkumaan.

Kotelon pohjan tulee siis käyttäytyä erittäin jäykästi, mutta ei täysin jäykästi. Tuennan muodostus muodostuikin vaikeaksi tehtäväksi ja useiden eri tuentavaihtoehtojen joukosta valittiin kaksi tuentavaihtoehtoa tarkasteluun:

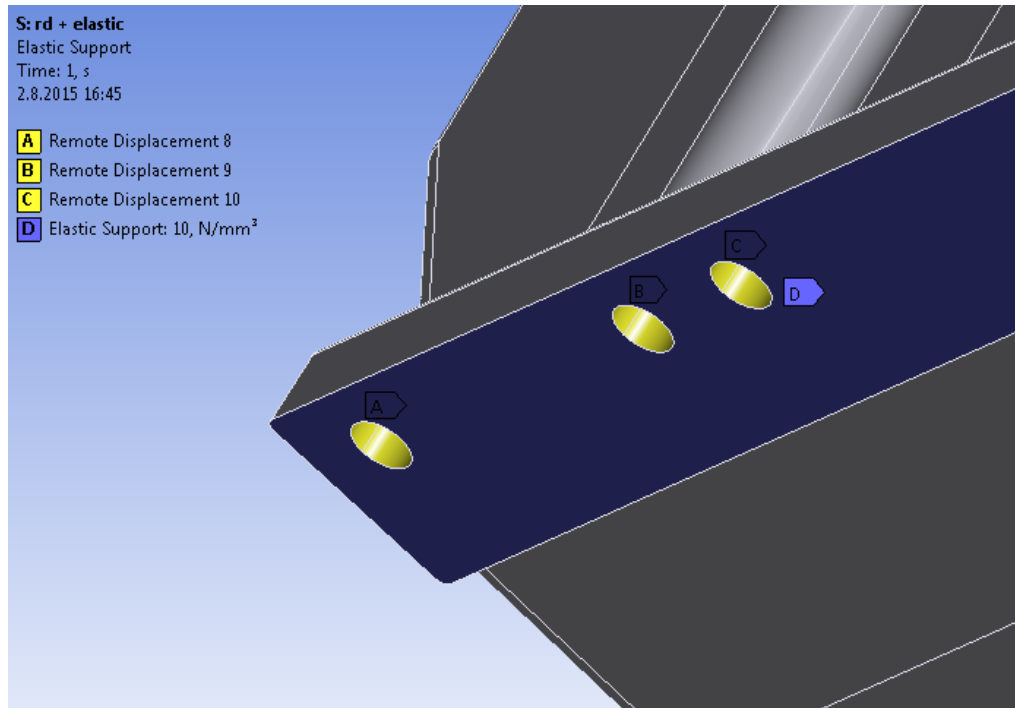
- Fixed Support, eli täysin jäykkä tuenta kotelon pohjasta.
- Elastic Support kotelon pohjapinnoilla, sekä Remote Displacement tuenta pultinreikien sylinteripinnoilla.

Kuvassa 33 on esitetty Fixed Support, eli täysin jäykkä tuenta määritettynä kotelon pohjalaippojen pintaan. Tämä tuenta on täysin jäykkä, eli pohjalaipan pinnassa ei tapahdu muodonmuutoksia.



Kuva 33. Fixed -tuenta kotelon kiinnityslaippojen alapinnoilla (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 34 Elastic Support määritettiin pohjalaipoille muodostamaan tuenta, joka sallii pinnan muovautua jäykkyyden mukaan. Elastic Support -tuenta on ”perustus” - tyyppinen tuenta, jonka jäykkyydeksi määritettiin 10 N/mm^3 . Tämä tuenta sallii tuenta-tason liikkua noin 0,1 mm tason suunnassa.



Kuva 34. Elastic support kotelon pohjapinnassa, ja remote displacement sylinterimäisissä pinnoissa (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Jotta malli ei pääsisi täysin vapaasti liikkumaan pohjatuennan tasossa, Elastic Supportin lisäksi pultinreikien sylinteripintoihin määritettiin Remote Displacement -tuenta, jolla rajoitettiin kotelon liikettä pohjataso suunnassa sekä korkeussuunnassa. Pultinreikien sylinteripintojen tuennalle määritettiin käyttäytymisasetukseksi ”deformable”, joka sallii tuentapinnan käyttäytyä kevyesti muotoaan muuttaen.

5 TULOKSET

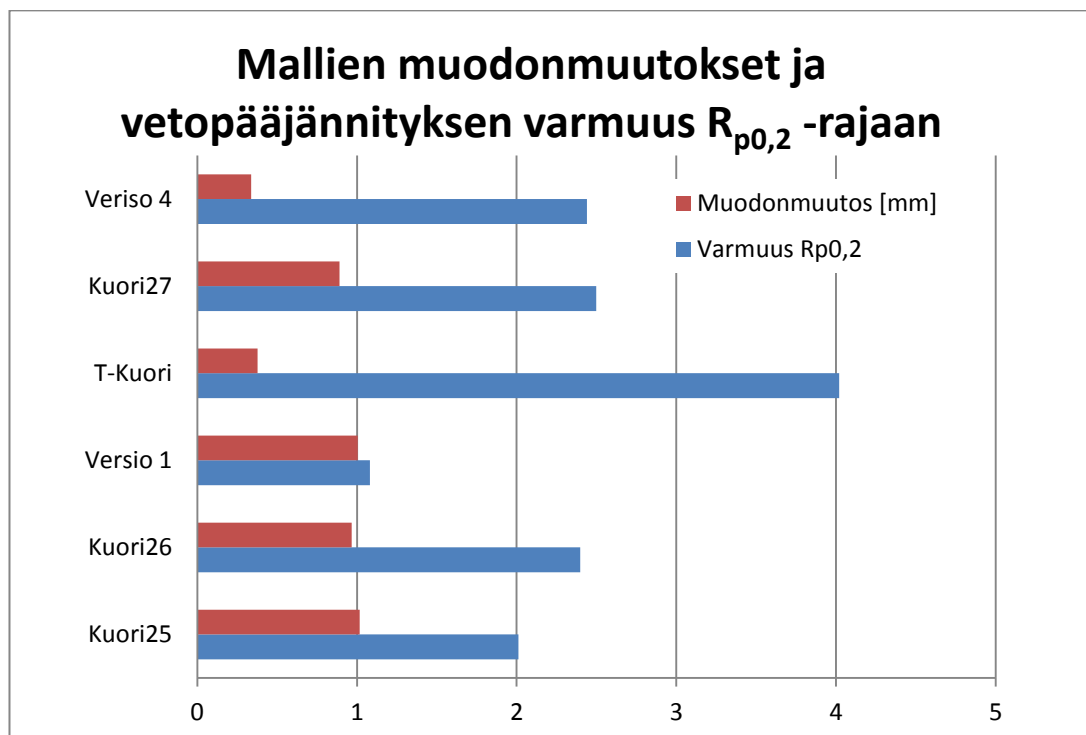
Mallien rakennelaskelmien tuloksista tarkasteltiin jälkikäsitteilytyökaluilla:

- muodonmuutosta (Total Deformation)
- suurinta vetopääjännitystä (Maximum Principal Stress)
- suurinta puristus pääjännityksen itseisarvoa (Minimum Principal Stress).

Lämpöjännityslaskelmien tuloksista tarkasteltiin jälkikäsitteilytyökaluilla muodonmuutoksia.

5.1 Staattisten analyysien tulokset

Kuviossa 1 on esitetty eri mallien käyttäytyminen samalla kuormituksella. Muodonmuutos on esitetty millimetreissä punaisella ja suurimman vetopääjännityksen varmuus $R_{p0,2}$ -arvoon on esitetty sinisellä. $R_{p0,2}$ -arvona on käytetty SFS standardin mukaista arvoa 300 MPa. Mallit ovat lueteltu pystyakselilla ylhäältä alaspäin painavimmasta mallista kevyimpään.



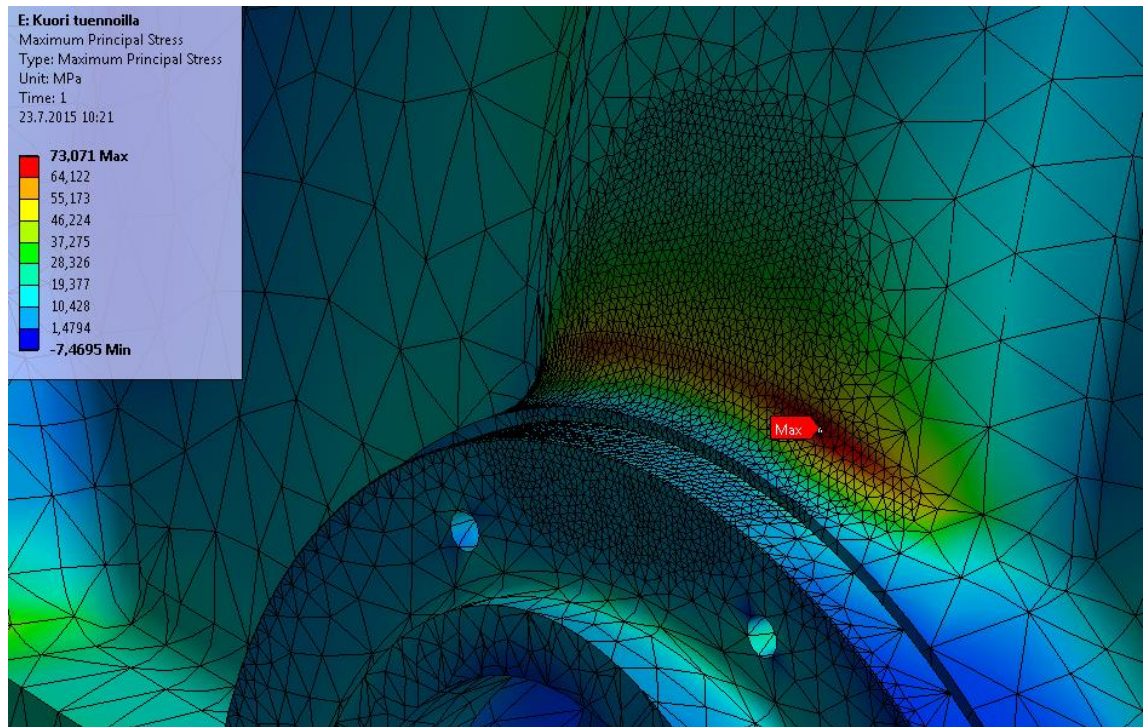
Kuvio 1. Eri mallien suurin muodonmuutos ja varmuus $R_{p0,2}$ -rajaan (Kuvio: Valtteri Vuorimaa 2015)

Taulukossa 5 on esitetty tarkemmin eri verkotuksilla tehdyt analyysit. Taulukossa 5 on esitetty suurin vetopääjännitys, suurin muodonmuutos sekä mallin massa.

Taulukko 5. Eri mallien jännitys ja muodonmuutostulokset järjestettynä massan mukaan

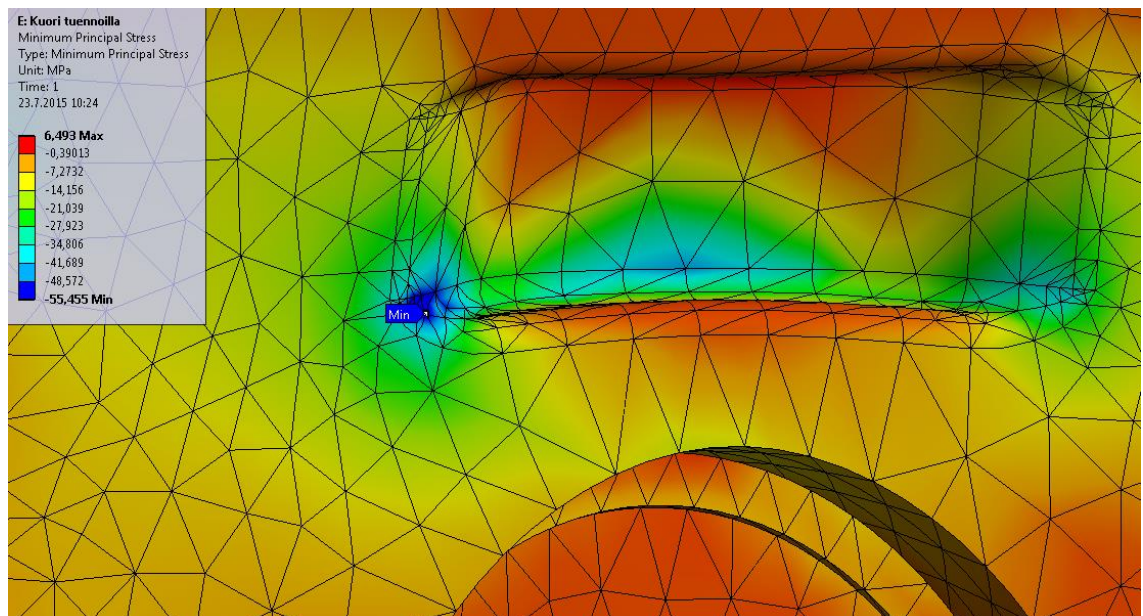
Versio 4	Vetopääjännitys [MPa]	Muodonmuutos [mm]	Massa [kg]
Löysä verkko:	69,973	0,23481	
Tiheä verkko:	87,682	0,31	
Sol verkko:	114,1	0,3265	
Fine, Sol3mm verkko	122,99	0,3371	3574
Kuori27			
Tiheä verkko:	84,907	0,8325	
Fine, Sol5mm verkko	120,04	0,89034	3516
T-Kuori25			
Löysä verkko:	59,371	0,34835	
Tiheä verkko:	60,437	0,3668	
Fine, Sol5mm verkko	74,642	0,37818	3485
T-Kuori25 neg.			
Löysä verkko:	59,649	0,38079	
Tiheä verkko:	62,191	0,39265	
Fine verkko:	61,517	0,39949	3485
Versio 1			
Löysä verkko:	110,069	0,54716	
Tiheä verkko:	218,16	1,0043	
Fine, Sol verkko:	277,72	1,0695	3437
Kuori26			
Tiheä verkko:	119,6	0,95428	
Fine, Sol5mm verkko	125,09	0,96651	3433
Kuori25			
Löysä verkko:	75,635	0,67232	
Tiheä verkko:	108,81	0,93598	
Fine, Sol5mm verkko	149,21	1,0164	3344

Verkotuksen asetus on löysimmillään löysässä verkossa, ja tiheimmillään Fine -verkossa, jossa on käytetty myös jännityshuipun alueella paikallista tihennystä verkotuksessa. Kuvassa 35 on esitetty T-kuorimallin suurin vetopääjännityshuippu, joka sijaitsee laakeripesän tukimuodossa kotelon ulkopuolella.



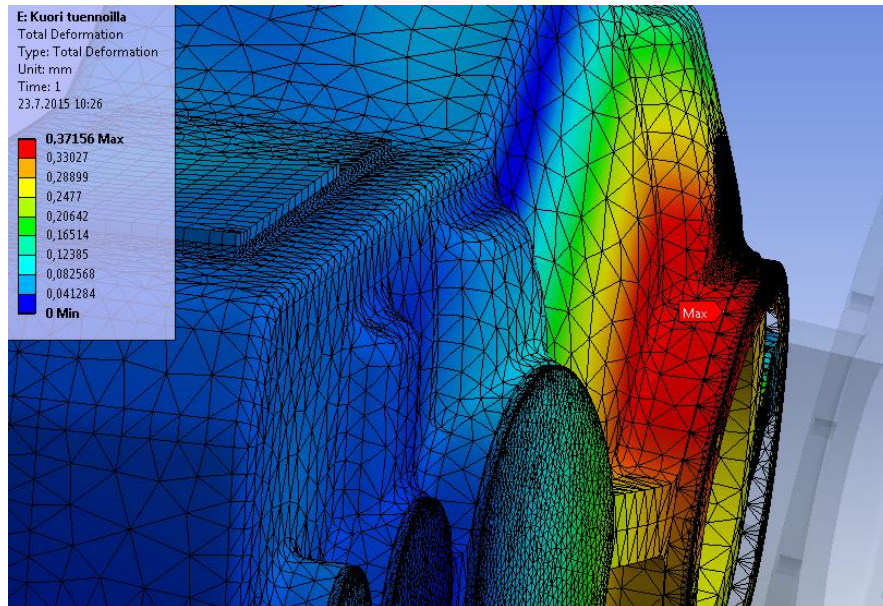
Kuva 35. T-kuorimallin vetopääjännityshuippu (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 36 on esitetty suurin T-kuorimallin puristus pääjännityksen arvo, joka on -55 MPa.



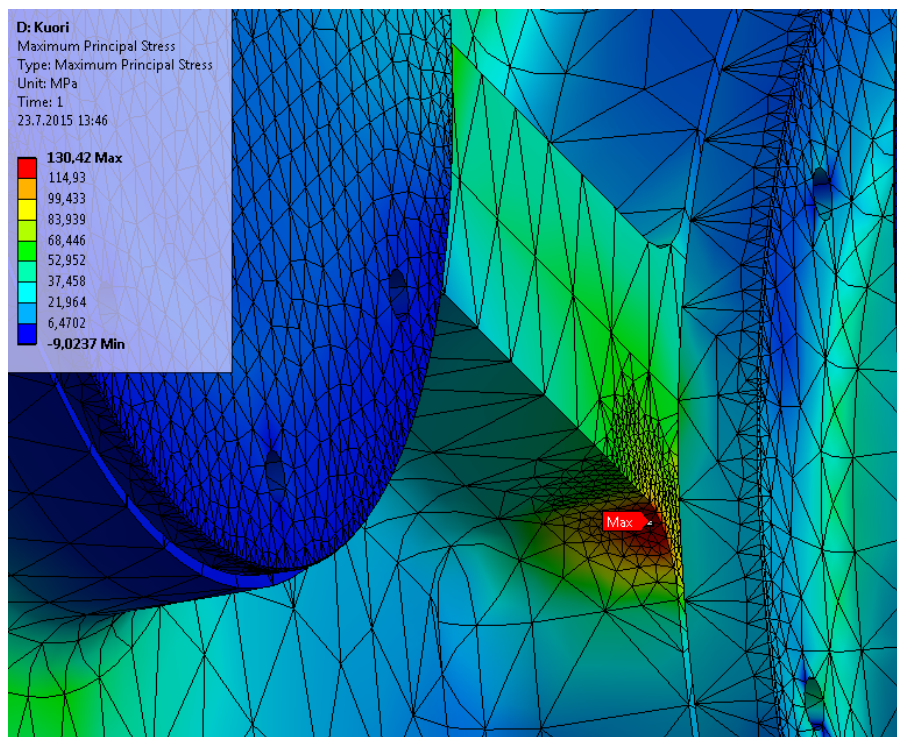
Kuva 36. T-kuorimallin puristus pääjännityksen arvo (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 37 T-kuorimallin suurin muodonmuutos sijaitsee samalla alueella missä suurin vetopääjännitys. Suurin muodonmuutos on 0,37 mm.



Kuva 37. T-kuorimallin suurin muodonmuutos (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

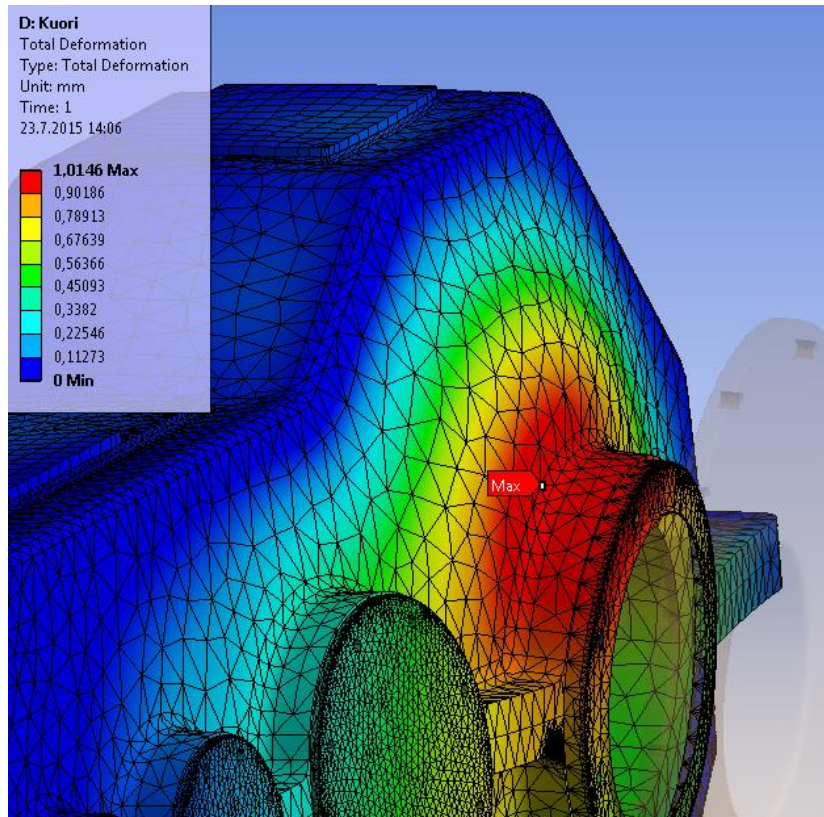
Kuvassa 38 on esitetty kuorimallin suurin vetopääjännityshuippu 130 MPa. Jännityshuippu sijaitsee laakeripesän ja liitoslaipan taitteessa.



Kuva 38. Kuorimallin suurin vetopääjännityshuippu (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 38 on esitetty kuorimallin suurin vetopääjännityshuippu 130 MPa. Jännityshuippu sijaitsee laakeripesän ja liitoslaipan taitteessa. Kuvassa 39 on esitetty kuorimal-

lin suurin muodonmuutos, joka sijaitsee samalla alueella kuin T-kuorimallin suurin muodonmuutos.



Kuva 39. Kuorimallin suurin muodonmuutos (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

5.2 Lämpöjännitysanalyysi

Lämpöjännitysanalyysin tuloksista tarkasteltiin lähinnä muodonmuutoksia, koska jännitustulosten tulkinta muodostui hankalaksi puutteellisen tuentasysteemin takia. Muodonmuutoksia tarkasteltiin kuorimallista ja T-kuorimallista. Verkotusasetus on tiheä kaikissa lämpöjännityslaskuissa. Taulukossa 6 on esitetty lämpöjännityslaskelmien muodonmuutoksia kuorimallista sekä T-kuorimallista.

Taulukko 6. Lämpökuormitusten ja laakerikuormien aiheuttamat muodonmuutokset

Suurin muodonmuutos	Kuorimalli [mm]	T-kuorimalli [mm]
RD + elastic	1,622	1,184
Fixed	1,5746	1,192
Aksiaalissiirtymä kokonaisuudessaan	Kuorimalli [mm]	T-kuorimalli [mm]
RD + Elastic	2,59	1,269
Fixed	2,412	1,001

Molempia malleja laskettiin kahdella eri tuentasysteemillä RD + Elastic Support ja Fixed Support. Aksiaalisiirtymä kokonaisuudessaan tarkoittaa 3. akselin laakeripesien siirtymien itseisarvojen summaa, kun laakeripesät siirtyvät toisistaan poispäin korkean lämpötilan ja laakerikuormien takia. Taulukossa 7 on esitetty mallin suurin muodonmuutos kutistumana, kun malli on $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa.

Taulukko 7. Muodonmuutokset $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa

Lämpötilassa $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$	Kuorimalli [mm]	T-Kuorimalli [mm]
Suurin muodonmuutos	1,795	1,762
Aksiaalisiirtymä kokonaisuudessaan	Kuorimalli [mm]	T-Kuorimalli [mm]
	1,355	1,017

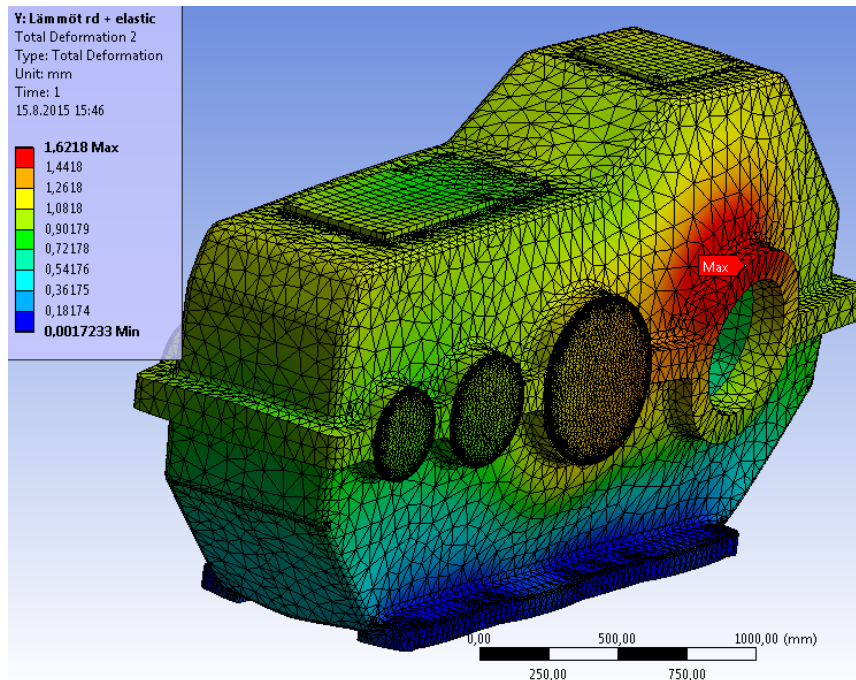
Taulukossa 8 on esitetty 3. akselin toisen laakeripesän kokonaissiirtymää $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa kuormitetun ja $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa kuormittamattoman tilanteen välillä.

Taulukko 8. 3. akselin toisen laakeripesän kokonaissiirtymä

Laakeripesän siirtymä	Kuori25	T-Kuori
$+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ja $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ välillä	2,06257	1,24678

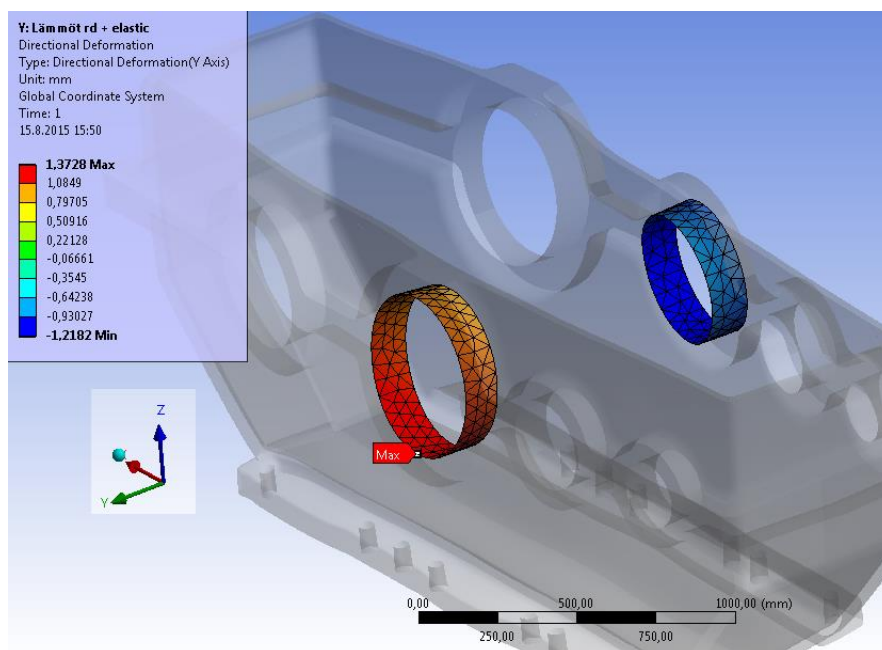
5.2.1 Kuorimallin tulokset

Kuvassa 40 on esitetty laakerikuormien ja korkean lämpötilan vaikuttaessa kuorimallin suurin muodonmuutos, joka sijoittuu ulostuloakselin laakeripesän yläosaan vesijäähdytteisen jarrun puolelle.

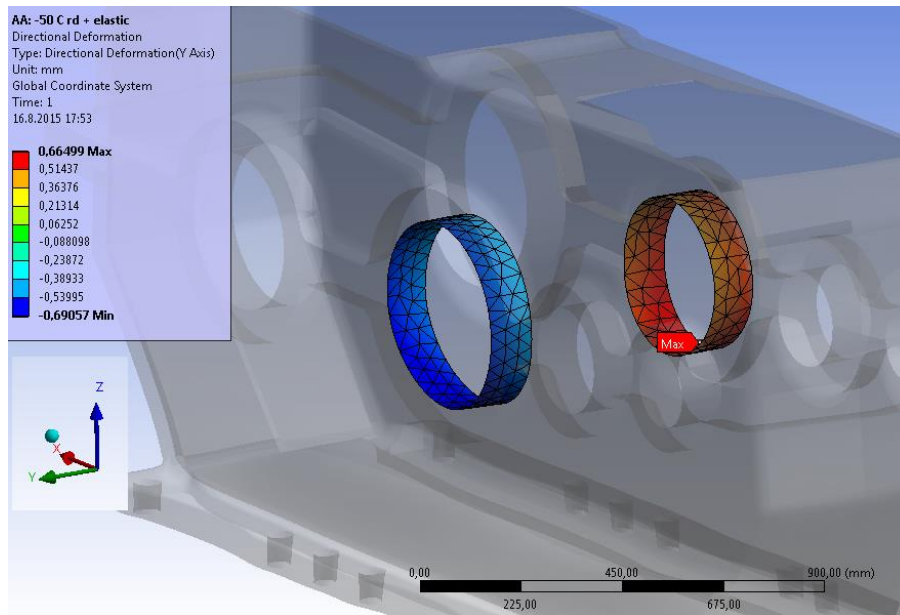


Kuva 40. Kuorimallin suurin muodonmuutos (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Kuvassa 41 on esitetty 3. akselin laakeripesien siirtymää y-akselin suunnassa eli aksiaalissuunnassa laakerikuormien ja korkean lämpötilan vaikuttaessa ja kuvassa 42 on esitetty samojen laakeripesien siirtymä $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa ilman kuormaa.



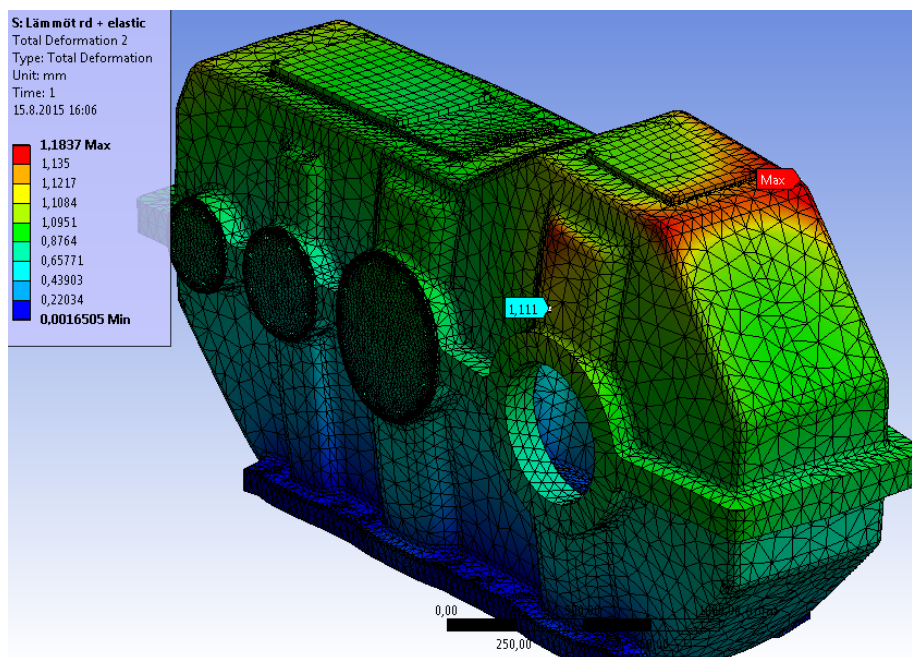
Kuva 41. Kuorimallin laakeripesien aksiaalissuuntainen siirtymä korkeassa lämpötilassa kuormitettuna (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)



Kuva 42. Kuorimallin laakeripesien aksiaalissuuntainen siirtymä -50 °C lämpötilassa ilman kuormaa (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

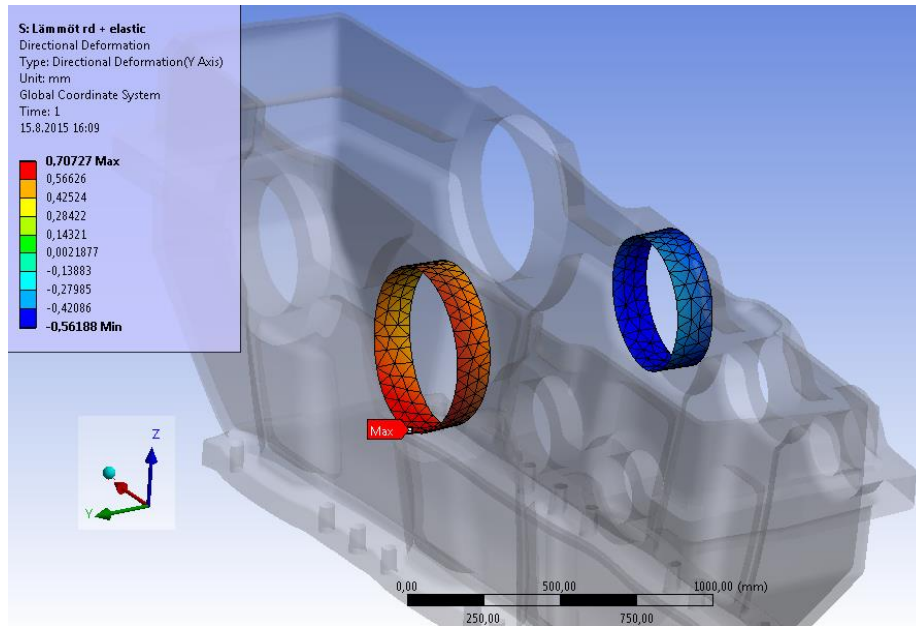
5.2.2 Tuentamuodollisen kuorimallin tulokset

Kuvassa 43 on T-kuorimallin kokonaismuodonmuutokset. Suurin muodonmuutos ei esiintynyt enää samassa kohtaa, kuin kuorimallin tuloksissa. Kuvassa 43 on tarkasteltu erikseen ulostuloakselin jarrun puoleisen laakeripesän suurin muodonmuutos 1,111 mm.

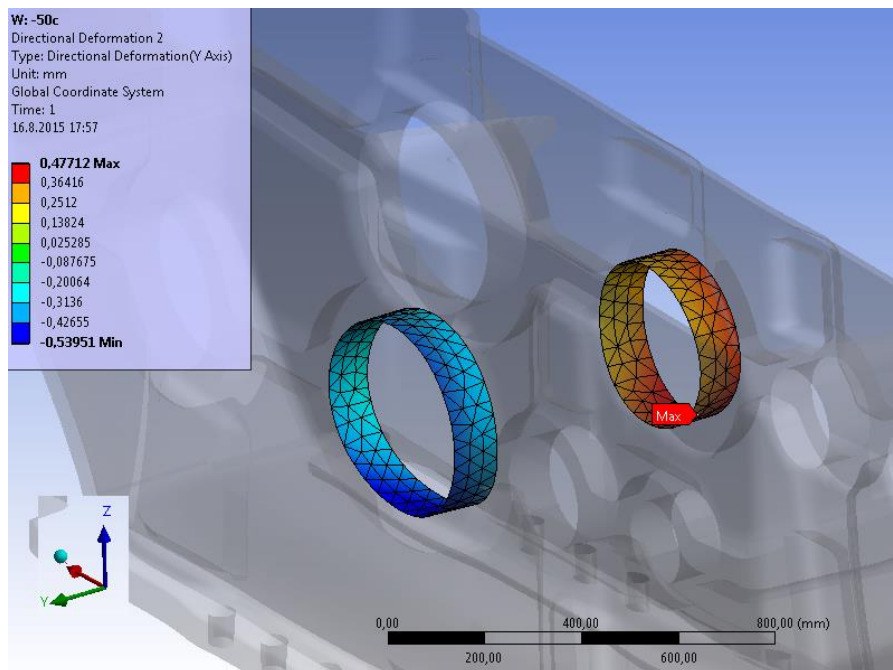


Kuva 43. T-kuorimallin kokonaismuodonmuutos (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

T-kuorimallin 3. akselin laakeripesien aksiaalissuuntainen siirtymä on esitetty kuvassa 44 ja kuvassa 45 on esitetty samojen laakeripesien siirtymä $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa.



Kuva 44. T-kuorimallin laakeripesien aksiaalissuuntainen siirtymä (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)



Kuva 45. T-kuorimallin 3. akselin laakeripesien siirtymä $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

6 TULOSTEN ANALYSOINTIA

6.1 Tulosten tulkintaa

Mallien tuloksista voidaan todeta pyöristysten, tukiripojen ja seinämävahvuuden merkitys jännityshuippujen ja muodonmuutosten pienentämisen suhteen. Tulosten tarkkuuden suhteen taulukossa 5 näkyy tiheän ja harvajakoisen verkotuksen ero. Tiheällä verkotuksella saadaan tarkempia tuloksia kuin harvajakoisella verkotuksella.

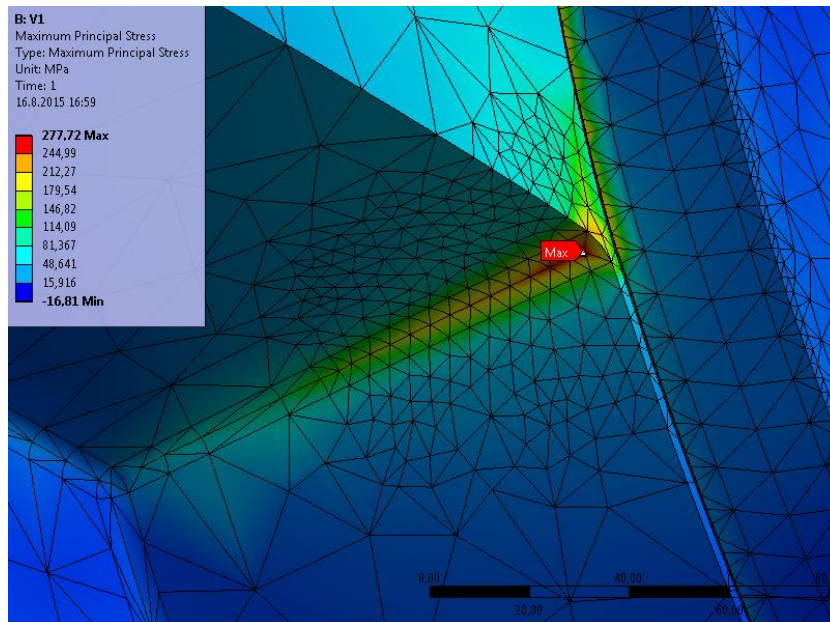
Versiolla 4 ja T-kuorimallilla on yhteistä pienet muodonmuutokset. Molemmissa malleissa on laakeripesien tuenta vahvistettu tukirivoilla, jotka vaikuttavat selkeästi siirtymien suuruuteen. Muodonmuutokset ovat T-kuorimallilla ja versiolla 4 yli puolta pienemmät mitä muilla malleilla. Laakeripesien ympärille sijoitetut tuentamuodot pienensivät laakeripesien muodonmuutosta huomattavasti.

Lämpöjännityssimulaation tuloksista selviää taulukossa 6 kuorimallin ja T-kuorimallin erot muodonmuutoksissa. T-kuorimallin suurin muodonmuutos on noin kolmasosan pienempi kuin pelkän kuorimallin. Myös 3. akselin laakeripesien aksiaalissiirtymä kokonaisuudessaan on yli puolet pienempi T-kuorimallilla mitä kuorimallilla.

Lämpötilan ollessa -50 °C kutistuu malli huomattavasti. Taulukosta 7 selviää, kuinka suurin kokonaismuodonmuutos on molemmissa malleissa melkein 1,8 mm. 3. akselin laakeripesien aksiaalissuuntainen siirtymien itseisarvojen summa on noin kolmasosan suurempi kuorimallilla. Kuorimallin 3. akselin toisen laakeripesän kokonaissiirtymä $+80\text{ °C}$ lämpötilassa kuormitetun ja -50 °C lämpötilassa kuormittamattoman tilanteen välillä on 60 % suurempi mitä T-kuorimallin vastaava siirtymä.

Mallien massat eivät poikenneet paljoa toisistaan. Pienimmän ja suurimman mallin massoilla on 7 % eroa. Kuori27 -mallin ja T-kuorimallin massat ovat lähes samat, mutta T-kuorimallin muodonmuutokset ovat pienemmät ja varmuus $R_{p0,2}$ -rajaan on tuplasti suurempi. Puristus pääjännitykset olivat malleissa paljon pienemmät mitä vetopääjännitykset. Puristus pääjännitykset ovat liitteessä 1.

Versiossa 1 on suurin jännityshuippu ja pienin varmuus. Rakenteellisesti Versio 1 ja kuorimalli poikkeavat toisistaan huomattavasti. Versio 1:llä on ohut seinämävahvuus ja pienet pyöritykset. Kuorimallilla on taas paksu seinämävahvuus ja suuret pyöritykset. Kuvassa 46 Jännityshuippu Versiolla 1 kohdistuu laakeripesän ja liitoslaipan taitteeseen ja kuvassa 36 kuorimallin jännityshuippu kohdistuu samalle alueelle, mutta paljon pienempänä.



Kuva 46. Version 1 vetopääjännityshuippu (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

Version 1 jännityshuippu on paikallinen, ja muualla rakenteessa on tukiripojen kohdilla noin 150 MPa vetopääjännityksiä. Kuorimallin pyöritykset ovat 30–40 mm säteittäismitaltaan, kun taas Versiossa 1 pyöritykset ovat 5 mm suuruisia.

Kuviossa 1 ja taulukossa 5 on molemmissa mallien tulokset esitetty massoiltaan ylhäältä päin suurimmasta pienimpään. Pienin malli massaltaan on kuorimalli, jonka jännityskentät ja suurin vetopääjännitys ovat selkeästi alle $R_{p0,2}$ -rajan. Kuorimalli 25 mm seinämävahvuudella ei myöskään poikkea laajalti kuorimallista 27 mm seinämävahvuudella, paitsi mallien massoilla on eroa 5 %. Kuorimallien tuloksista voidaan todeta, että seinämävahvuuden lisääminen, ja sitä kautta massan kasvattaminen ei ole oikea tapa pienentää muodonmuutoksia ja jännityksiä.

6.2 Laakerivälyksen tarkastelu

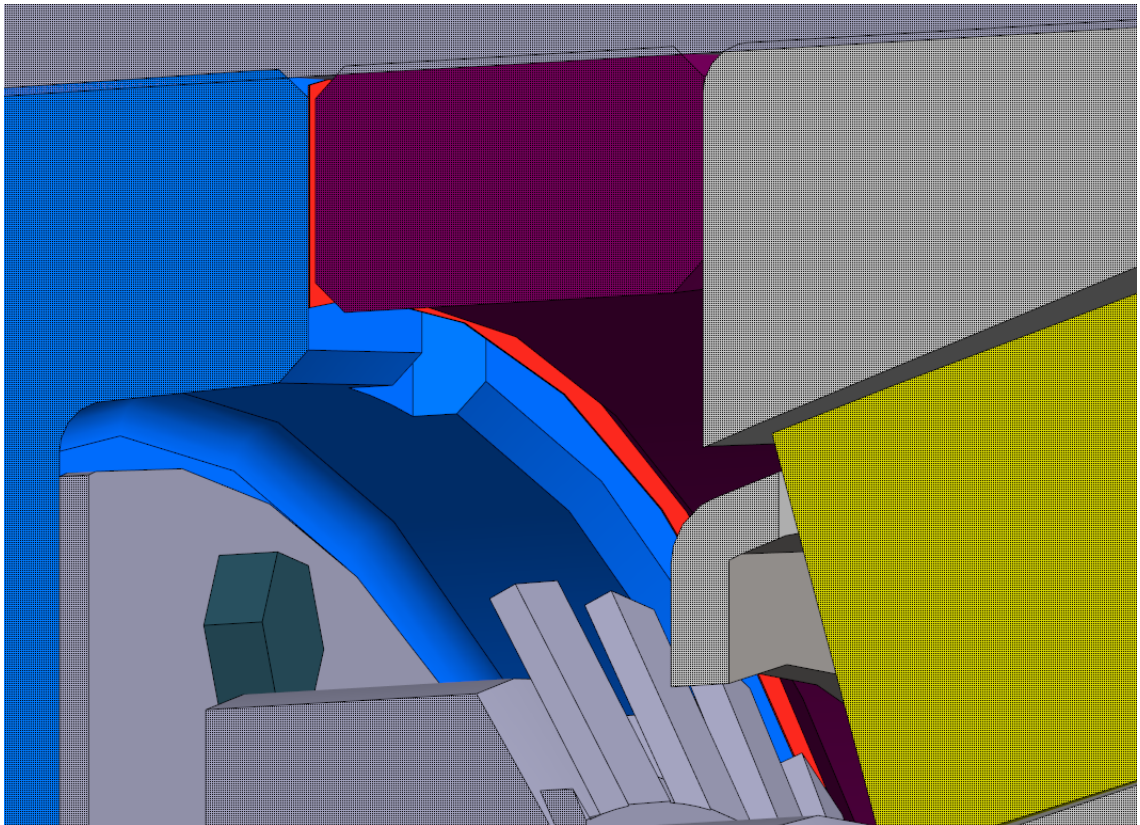
Lämpöjännitysanalyysiä voidaan käyttää käytännössä laakeripesän ja laakerin aksiaalisuuntaisen välyksen arviointiin. Välys muodostuu eri materiaalisten osien lämpölaajenemisesta. Esimerkiksi, kun laakeripesä ja sen kansi siirtyy lämpölaajenemisen takia, niin akseli ja laakeri eivät laajene samassa suhteessa ja osien välille muodostuu välys.

Taulukossa 9 on esitetty karkeasti lasketun 830 mm pituisen akselin lämpölaajenemisesta aiheutuva akselin pituuden muutos. Pituuden muutoksella ja laakeripesän siirtymää vertaamalla saadaan selville minkälainen välys laakeripesän kannen ja laakerin välille syntyy.

Taulukko 9. Karkeasti laskettu laakeripaketin välys

Teräksen lineaarinen lämpölaajenemis-kerroin	0,0000121	1/K
Lämpötilan muutos	60	K
Alkuperäinen pituus	0,83	m
Pituuden muutos	0,0006026	m
3. akselin pituuden muutos	0,60258	mm
3. akselin pituuden muutos puolitettuna	0,30129	mm
T-kuori s3b2 siirtymä	0,707	mm
Kuori25 s3b2 siirtymä	1,372	mm
Välys T-kuori	0,40571	mm
Välys Kuori25	1,07071	mm

T-kuorimallin laakerin ja kannen välys on 0,4 mm ja kuorimallin välys on noin 1,1 mm. Korkeassa käyttölämpötilassa välys voi kasvaa liian suureksi, jonka vuoksi vaihdetta asennettaessa voidaan käyttää välyksen kompensoimiseksi hyvin ohuita shim-levyjä. Kuvassa 47 on havainnollistettu levyn käyttöä laakeripesän ja laakerin välissä. Shim-levy näkyy kuvassa 47 punaisena pintana.

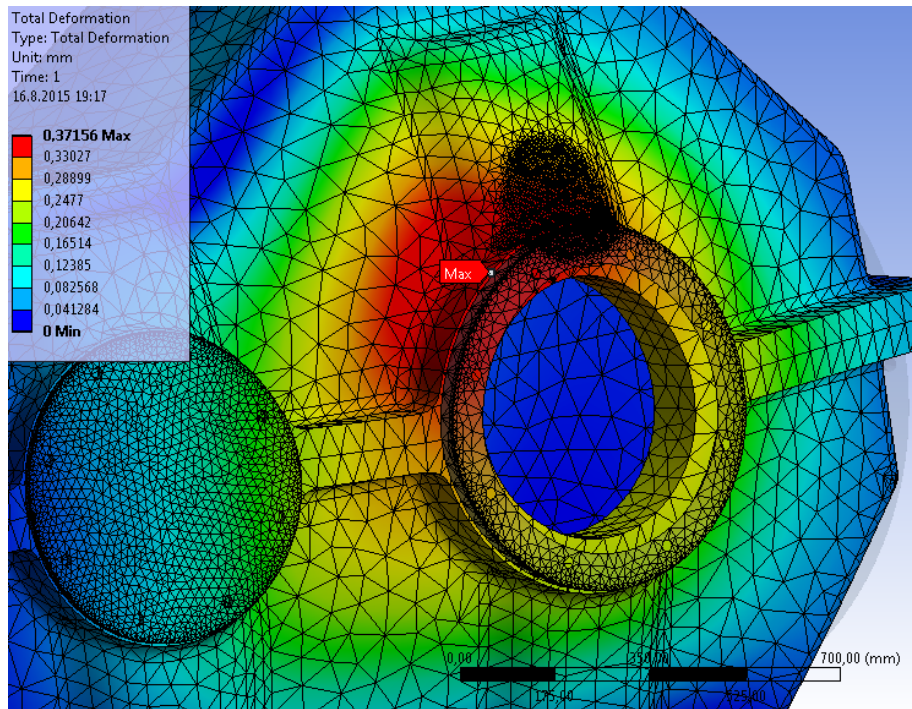


Kuva 47. Kuvassa vasemmalta oikealle on laakeripesän kansi (sininen), shim-levy (punainen), laippa (lila) ja laakerin ulkokehä (harmaa) (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

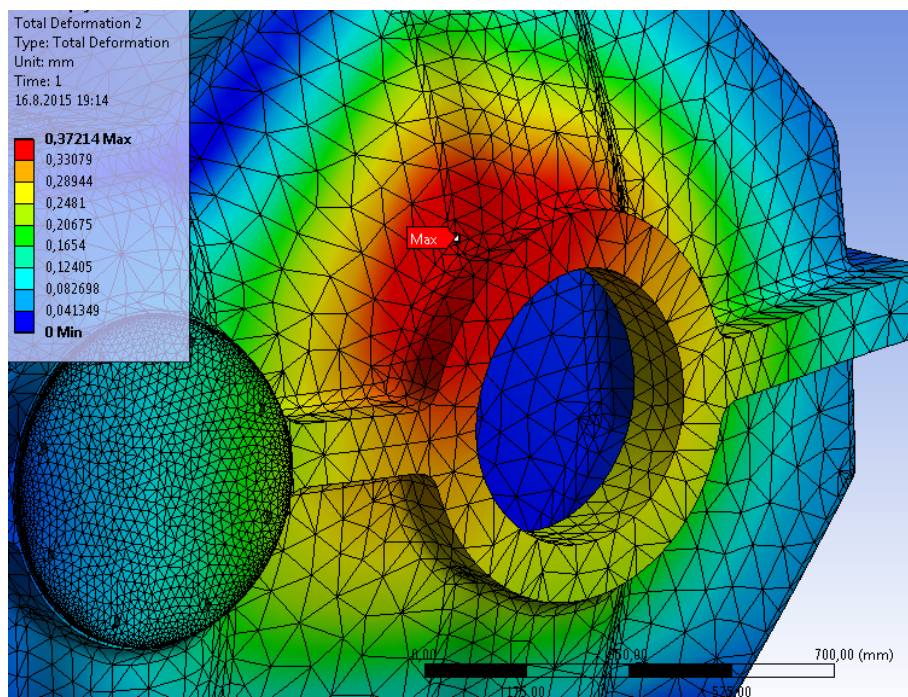
6.3 Virhetarkastelua

6.3.1 Bearing Load -reunaehto

Bearing Load -reunaehdon virheellinen sijoitus sylinteripinnan puolikkaaseen ei tuottanut merkitsevää virhettä analyysissä. Kuvassa 48 on T-kuorimalli tuotuna siten, että kotelon pohja ja kansi ovat kaksi eri bodya. Kuvassa 49 on sama malli tuotuna siten, että kotelon pohja ja kansi ovat sama osa. Molemmissa tapauksissa suurin muodonmuutos on melkein sama. Jännitystulokset eivät myöskään poikenneet merkitsevästi toisistaan. Suuruusluokaltaan tulokset olivat samoja ja jännityshuiput kohdistuivat samoille alueille.



Kuva 48. Suurin muodonmuutos Bearing Load annettuna sylinterin puolikkaaseen (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)



Kuva 49. Suurin muodonmuutos Bearing Load annettuna koko sylinterille (Kuva: Valtteri Vuorimaa 2015)

6.3.2 Tuennan ja kontaktiominaisuuksien merkitys

Taulukossa 6 on esitetty lämpöjännityssimulaation muodonmuutostuloksia kahdella eri tuennalla. Kahden eri tuennan RD + Elastic Support ja Fixed Support merkitys näkyy

selkeästi tarkastellessa akselin 3. laakeripesien aksiaalissuuntaista siirtymää. Täysin jäykällä pohjatuennalla siirtymät ovat noin 7 % pienempiä mitä RD + Elastic Support tuennalla. Liikkuvuus on 0,1 – 0,2 mm luokkaa X, Y ja Z -suunnissa.

Jos FEM-analyysistä haetaan tarkkoja siirtymäarvoja, on hyvä ymmärtää eri tuentavaihtoehtojen merkitys siirtymien suuruuteen. Mitä tarkempaa arvoa haetaan, sitä tärkeämpää on muodostaa mahdollisimman realistinen tuentamalli. Myös tarkasteltavan mallin kokoluokka vaikuttaa paljon tulosten suuruuteen. Suuret kappaleet laajenevat lämpökuormien alaisena enemmän mitä pienet kappaleet.

7 LOPPUSANAT

Opinnäytetyön jatkotyönä voisi kehittää valumalleja toimivampaan muotoon. Valumalleissa ei ole otettu huomioon tarkempia komponenttisijoituksia, voitelun toteutusta tai muita tarkempia kotelosuunnittelun ominaisuuksia. Myös valumallien hinta-arviota voi selvittää, ja tutkia massoiltaan sekä geometrialtaan erilaisten mallien hintaeroa.

FEM-analyysin jatkokehityksenä voisi muodostaa FEM-mallin, jossa tuenta on muodostettu pulttiliitoksellisena pohjatuennana, missä pulttiliitosten esikiristysvoimat puristavat pohjan kiinni kiinnityslevyyn. Kitkaliitokselliset kontaktit pultin kierteen ja reiän kierteen välillä, esikiristetyt pultit ja kotelon pohjalaipan ja kiinnityslevyn välinen kitka muodostaisivat mahdollisimman lähelle oikeaa tilannetta vastaavan tuennan. Tämän tuentamallin tuloksia voisi vertailla yksinkertaisemman tuennan malleihin.

Eri komponenttien erisuuruudesta lämpölaajenemisesta johtuvien välyksien tarkastelua FEM-analyysiä käyttäen voisi myös olla jatkotyön aihe. Pienemmän luokan kokoonpanoissa välykset eivät pääse kasvamaan suureksi, mutta suuren kokoluokan rakenteessa laajeneminen on suurempaa ja välykset ovat myös suurempia.

LÄHTEET

- [1] Lähteenmäki, M. 2013. Lujuusoppi 1, Luettu 6.9.2015
http://personal.inet.fi/koti/m/lahteen/arkistot/luj1_pdf/luku_1_k.pdf
- [2] Lähteenmäki, M. 2012. Elementtimenetelmän perusteet, Luettu 6.9.2015
http://personal.inet.fi/koti/m/lahteen/arkistot/elpe_pdf/johdanto.pdf
- [3] Mäkinen, K. 2011. 3D- ja FEM-mallinnus. Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma. Vaasan ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö.
- [4] Shephard M. S. n.d. Reliable finite element modeling for engineering design. Department of Civil Engineering. Rensselaer Polytechnic Institute.
- [5] ANSYS Help Viewer. Ohjelmiston apumateriaali. Luettu 6.9.2015, ANSYS Help Viewerin osoitteesta, help/wb_sim/ds_Support_Types.html
- [6] ANSYS Help Viewer. Ohjelmiston apumateriaali. Luettu 6.9.2015, ANSYS Help Viewerin osoitteesta, help/wb_sim/ds_Bolt_Load.html
- [7] EDR & MEDESO tekninen tuki. 2015. Valtteri Vuorimaa Gearbox FEM-analysis. Sähköpostiviesti. ansys@edrmedeso.com. Luettu 6.9.2015.
- [8] ANSYS Help Viewer. Ohjelmiston apumateriaali. Luettu 6.9.2015, ANSYS Help Viewerin osoitteesta, help/wb_msh/msh_specialized_contact.html
- [9] Ansys Training Manual. 2005. Nonlinear Structural Analysis. Luettu 6.9.2015.
http://www-eng.lbl.gov/~als/FEA/ANSYS_V9_INFO/Workbench_Simulation_9.0_Nonlin/ppt/AWS90_Structural_Nonlin_Ch02_Nonlinear.ppt
- [10] ANSYS Help Viewer. Ohjelmiston apumateriaali. Luettu 6.9.2015, ANSYS Help Viewerin osoitteesta, help/wb_msh/msh_specialized_contact.html
- [11] ANSYS Help Viewer. Ohjelmiston apumateriaali. Luettu 6.9.2015, ANSYS Help Viewerin osoitteesta, help/wb_sim/ds_thermal_stress.html
- [12] Lähteenmäki, M. 2012. Lujuusoppi 2, Luettu 6.9.2015
http://personal.inet.fi/koti/m/lahteen/arkistot/luj2_pdf/hypot_k.pdf
- [13] Honkavaara, T. 2014. Valutuotteiden suunnitteluopas. Luettu 6.9.2015.
http://www.valuatlas.fi/tietomat/docs/valutuotteiden_suunnitteluopas.pdf
- [14] Lloyd's Register. 2015. Rules and Regulations for the Classification of Naval Ships. Volume 2, Part 3, Chapter 1, Section 7.8.
- [15] Det Norske Veritas. 2013. Rules for Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft. Pt.4, Ch.4, Sec.2, Page 46.
- [16] Det Norske Veritas. 2013. Rules for Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft. Pt.2, Ch.2, Sec.8, Page 78.

[17] Det Norske Veritas. 2013. Rules for Classification of Ships. Pt.4, Ch.1, Sec.3, Page 14.

[18] Det Norske Veritas. 2011. Rules for Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft. Pt.4, Ch.2, Sec.3, Page 10.

[19] Järvinen, T. menetelmäsuunnittelija. 2015. Haastattelu 25.6.2015. Haastattelija Vuorimaa, V. Uusikaupunki.

[20] SFS-EN 1563. 2013. Valut. Pallografiittivaluraudat. 4. painos. Helsinki: Suomen standardoimisliitto. 73 s.

LIITTEET

Liite 1. Mallien veto- ja puristus pääjännitykset sekä muodonmuutokset

V1	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Löysä verkko:	110,069	-59,225	0,54716
Tiheä verkko:	218,16	-102,11	1,0043
Sol5mm verkko:	277,72	-127,15	1,0695
V4	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Löysä verkko:	69,973	-55,617	0,23481
Tiheä verkko:	87,682	-72,271	0,31
Sol verkko:	114,1	-71,982	0,3265
Fine, Sol3mm verkko	122,99	-73,168	0,3371
Kuori	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Löysä verkko:	75,635	-56,335	0,67232
Tiheä verkko:	108,81	-61,6902	0,93598
Fine, Sol5mm verkko	(149,21) 132	-65,348	1,0164
Kuori26	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Tiheä verkko:	119,6	-64,695	0,95428
Fine, Sol5mm verkko	125,09	-65,94	0,96651
Kuori27	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Tiheä verkko:	84,907	-63,987	0,8325
Fine, Sol5mm verkko	120,04	-64,464	0,89034
TuettuKuori	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Löysä verkko:	59,371	-58,496	0,34835
Tiheä verkko:	60,437	-54,529	0,3668
Fine, Sol5mm verkko	74,642	-55,614	0,37818
Tuettukuori neg.	Veto [MPa]	Puristus [MPa]	Muodonmuutos Δs [mm]
Löysä verkko:	59,649	-52,051	0,38079
Tiheä verkko:	62,191	-56,419	0,39265
Fine verkko:	61,517	-56,466	0,39949