



# Olka-akselien suunnittelu nostosiirtovaunuun

Petteri Toivonen

OPINNÄYTETYÖ  
Huhtikuu 2019

Ajoneuvotekniikan koulutus  
Ajoneuvo- ja työkonetekniikka

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Ajoneuvotekniikan koulutus  
Ajoneuvo- ja työkonetekniikka

TOIVONEN, PETTERI:  
Olka-akselien suunnittelu nostosiirtovaunuun

Opinnäytetyö 36 sivua, joista liitteitä 2 sivua  
Huhtikuu 2019

---

Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella ja mitoittaa olka-akselit Saofin Oy:n asiakkaan Jawiko Oy:n tilaamaan nostosiirtovaunuun. Tehtävänä oli suunnitella olka-akselien rakenne käyttökohteeseen sopivaksi, valita ja mitoittaa olka-akselien laakerit, sekä suorittaa tarvittavat lujuuslaskelmat, joilla varmistuttiin olka-akselien kestävydestä. Jawiko Oy:llä on tällä hetkellä jo käytössään nostosiirtovaunu, mutta se ei enää vastaa heidän vaatimuksiaan. Työn tavoitteena oli suunnitella paranneltu versio jo olemassa olevista olka-akseleista uuteen nostosiirtovaunuun, sillä uudelta vaunulta vaaditaan suurempaa kantavuutta kuin vanhalta.

Työn tuloksena olka-akselien rakenne saatiin suunniteltua työpiirustuksia myöden valmiiksi. Myös laakerien mitoitus, pyörän navan hitsaussauman mitoitus sekä FEM-laskelmat suoritettiin onnistuneesti. Myös muutoin uuden nostosiirtovaunun suunnittelu alkaa olla Saofin Oy:llä valmis, ja vaunun työpiirustukset ovat tekeillä asiakkaalle luovutusta varten. Tämän jälkeen Jawiko Oy voi aloittaa vaunun valmistuksen.

Työssä tavoitteena oli suunnitella olka-akselit, joilla saadaan uudelle nostosiirtovaunulle 30000 kg kantavuus. Tavoitteeseen ei aivan päästy, sillä kyseisellä kantavuudella ei ollut saatavilla riittävän pienikokoisia renkaita, jotka olisivat mahtuneet nostosiirtovaunuun. Tämän vuoksi kantavuudessa tyydyttiin 16000 kg:een.

## **ABSTRACT**

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Degree Programme in Vehicle Engineering  
Industrial Vehicle Engineering

TOIVONEN, PETTERI:  
Designing of Steering swivels of Roll Trailer

Bachelor's thesis 36 pages, appendices 2 pages  
April 2019

---

The objective of this thesis was to design roll trailer steering swivels for Jawiko Oy, a customer of Saofin Oy. To achieve this task a new construction for the steering swivels and new bearings had to be designed. The bearings were selected according to instructions of the bearing manufacturer and the wheel hub welds had to be calculated to verify their durability. A FEM calculation of the shear stresses and forces was performed to verify the integrity of the steering swivels design. Jawiko Oys current roll trailer no longer met their requirements in load capacity and thus it needed to be totally redesigned.

The result of the project was that the steering swivels were fully designed, and the drawings were made to be given to Jawiko Oy so they can start the production of the new steering swivels. The selection and calculation of the bearings and calculation of the wheel hub welds were successfully performed, and the FEM-calculation also succeeded.

As a conclusion, the aim of this project was not fully achieved. The primary target was to design steering swivels that can give the roll trailer a 30000 kg loading capacity. The main restraint was that there were no small enough tires to fit on the roll trailer and carry the required load. Therefore the loading capacity of the new steering swivels was reduced to 16000 kg.

---

Key words: roll trailer, steering swivel, design, bearing, FEM calculation

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO .....	6
2	TYÖN LÄHTÖKOHDAT .....	7
3	LAAKEROINTI .....	9
3.1	Vierintälaakerityyppejä .....	9
3.1.1	Painelaakeri.....	9
3.1.2	Urakuulalaakeri.....	10
3.1.3	Lieriörullalaakeri .....	11
3.1.4	Kartiorullalaakeri.....	13
4	OLKA-AKSELIEN SUUNNITTELU JA MITOITUS .....	15
4.1	Laakeroinnin sekä rakenteen valinta ja mitoitus.....	15
4.1.1	Laakerityyppien ja rakenteen valinta .....	16
4.1.2	Laakereiden mitoitus .....	20
4.1.3	Pyörän navan hitsaussauman mitoitus .....	23
5	LUJUUSLASKENTA .....	26
5.1	FEM ja FEA.....	26
5.2	Lujuuslaskennan tulokset.....	28
6	TYÖN LOPPUTULOS JA JOHTOPÄÄTÖKSET .....	31
	LÄHTEET.....	33
	LIITTEET .....	34
	Liite 1. Laakereiden mitoituslaskut.....	34

**ERITYISSANASTO tai LYHENTEET JA TERMIT (valitse jompikumpi)**

FEA	Finite Element Analysis; Rakenteiden analysointi käyttäen FEM-laskentaa.
FEM	Finite Element Method; Lujuuslaskenta käyttäen numeerista analyysiä.
Nostosiirtovaunu	Suurten kappaleiden siirtoon käytetty vaunu, joka kykenee siirtämään kuormia ilman nostureiden apua.
Olka-akseli	Rakenne, johon ajoneuvon ohjaavat pyörät kiinnitetään. Mahdollistaa pyörien kääntämisen.

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyö tehtiin suunnittelutoimisto Saofin Oy:n asiakkaalle, Jawiko Oy:lle. Jawiko Oy on Urjalassa sijaitseva nostolaitteiden teräsosien valmistaja, pääasiallisena tuotteenaan teollisuusnosturien siltapalkkien valmistus. Merkittävimpänä asiakkaanaan Jawiko Oy:llä on Konecranes Oyj (Jawiko Oy 2018)

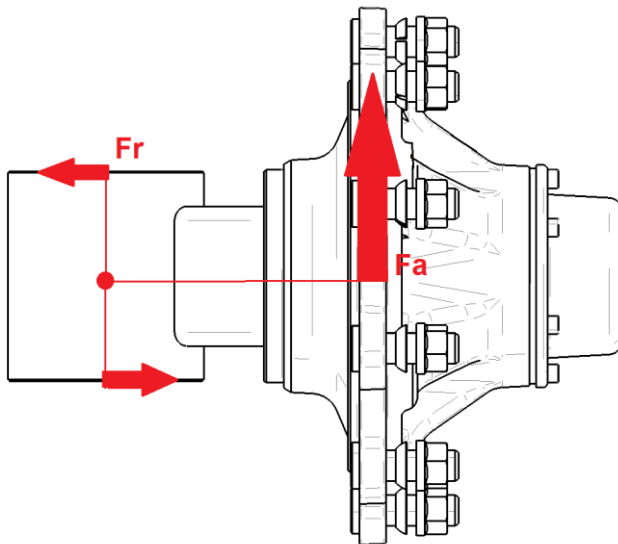
Opinnäytetyössä tehtävänä oli suunnitella olka-akselit nostosiirtovaunun teliin. Nostosiirtovaunu on kokonaisuudessaan vielä suunnitteluvaiheessa. Jawiko Oy:llä on jo ennestään käytössä omavalmisteinen nostosiirtovaunu, mutta yritys tarvitsee suuremman kantavuuden tarjoavaa vaunua. Opinnäytetyössä nostosiirtovaunuun viitataan myös nimityksellä vaunu. Nykyiselle vaunulle ei ole tehty minkäänlaista mitoitusta, vaan se on rakennettu oman kokemuksen ja tietotaidon perusteella. Täten on hyvin perusteltua suunnitella uusi vaunu, joka on mitoitettu käyttötarkoitukseensa sopivaksi. Nostosiirtovaunun käyttö on pääasiassa pitkien teräsrakenteiden, kuten aiemmin mainittujen siltapalkkien, siirtelyä Jawiko Oy:n tiloissa niin sisällä kuin ulkona. Vaunua liikutellaan trukin avulla ja sen pyörien ohjaus saadaan trukin hydrauliliikasta.

Työssä käsitellään olka-akselien rakenteen suunnitteluprosessia Solidworks-ohjelmistolla, olka-akselien laakereiden valinta- ja mitoitusprosessia sekä pyörän navan hitsaussauman mitoitusta. Tämän lisäksi käsitellään olka-akselien rakenteelle suoritettuja FEA-analyyseja.

## 2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT

Merkittävimpiä kehityskohteita uuteen nostosiirtovaunuun ovat vaunun suurempi nostokorkeus sekä kantavuus. Jawiko Oy haluaa uuden nostosiirtovaunun olevan myös suunniteltu ja mitoitettu oikein, jotta voidaan olla varmoja vaunun kestävydestä raskaita siltapalkkeja liikuteltaessa. Tässä opinnäytetyössä perehdytään kantavuuden parantamiseen olka-akselin suunnittelun osalta. Olka-akselien suunnittelu on hyvin tärkeä osa kokonaisuutta, sillä nostosiirtovaunun ja sen päällä olevan kuorman massa lepää lähes kokonaan niiden varassa, osan massasta levätessä kuitenkin trukin haarukassa. Olka-akselit mitoitettiin kuitenkin kantamaan koko nostosiirtovaunun massa, millä saatiin tarvittava varmuuskerroin rakenteelle. Myöskään vaunun liikuttaminen ei olisi mahdollista ilman toimivia olka-akseleita, sillä sitä olisi tällöin mahdotonta ohjata. Lisäksi olka-akselin pettäminen voisi johtaa vakavaan onnettomuuteen vaunun muuttuessa tällöin epävakaaksi aiheuttaen mahdollisen vaunun kaatumisen.

Lähtökohtaisesti nostosiirtovaunulle haluttiin noin 30000 kg kantavuus. Ja kun vaunussa on neljä ohjaavaa pyörää, ja neljä olka-akselia, kohdistuu kullekin olka-akselille noin 7500 kg massa. Tämän myötä olka-akseleille kohdistuu hyvin suuria rasituksia, ja on erittäin tärkeää, että kaikki laskelmat tehdään huolellisesti. Kuhunkin olka-akseliin kohdistuu aksiaali-, eli pystysuunnassa vääntömomentti, jonka vipuvarsi on pyörännavan keskiakseli sekä säteis- eli vaakasuunnassa vääntömomentti, jonka vipuvarsi on olka-akselin keskiakselin puolikas (kuva 1).



KUVA 1. Olka-akseliin kohdistuvat voimat ja niiden vipuvarret

Työssä olka-akselien rakenne tullaan suunnittelemaan Solidworks-ohjelmistolla ja mitoittamaan olka-akselien laakerit laakerivalmistaja SKF:n ohjeiden mukaisesti. Olka-akselien rakenteelle suoritetaan myös lujuuslaskelmat Solidworksin FEA-simulaatio-ohjelmalla.



### 3 LAAKEROINTI

Tässä luvussa käsitellään ja vertaillaan erilaisia vierintälaakerityyppejä, sillä vierintälaakerit olivat käytännöllisin valinta tähän käyttötarkoitukseen, kun komponenttien liike on hidasta ja oskilloivaa, ja kun laakeriin kohdistuvat kuormat olivat melko suuria.

Laakerien valinnassa on tärkeää huomioida, että valittu laakeri sopii käyttötarkoitukseensa ja pystyy kantamaan kaikki siihen kohdistuvat aksiaali- ja säteiskuormat. Vierintälaakerien päätehtävänä on tukea ja ohjata pyöriviä ja oskilloivia koeneosia mahdollisimman pienellä kitkalla (Rolling bearings 2018, 20).

#### 3.1 Vierintälaakerityyppejä

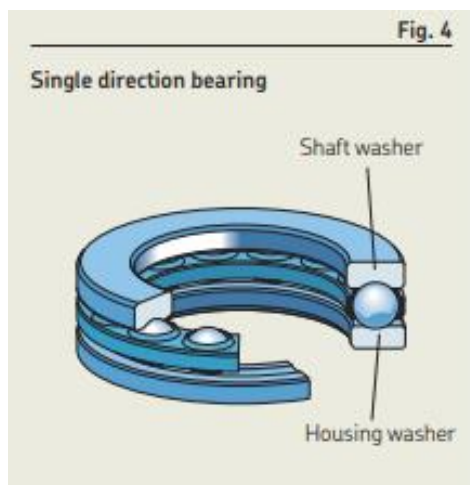
Vierintälaakerit voidaan jakaa vierintäelimien mukaan kuula- ja rullalaakereihin sekä erilaisten kuormien kantokyvyn mukaan säteis- ja painelaakereihin. Kuulaakereissa vierintäelimenä toimivat kuulat, kun taas rullalaakerissa vierintäelimet ovat lieriön muotoisia rullia. Säteislaakereissa laakeri kantaa etupäässä kuormia, jotka ovat säteissuunnassa eli kohtisuoraan akseliin nähden.

Painelaakerit sen sijaan kantavat pääasiassa aksiaalisuuntaista, eli akselin suuntaista kuormaa. Monet laakerit kuitenkin kantavat sekä säteis- että aksiaalikuormaa (Rolling bearings 2018, 21). Eri laakerityypeistä kerrotaan tarkemmin seuraavissa alaluvuissa.

##### 3.1.1 Painelaakeri

Painelaakerin päätehtävänä on kantaa ainoastaan aksiaalista kuormaa, eikä se yleensä siedä lainkaan säteiskuormaa, mikä rajoittaa laakerin käyttökohteita jonkin verran. Sen sijaan painelaakerin etuna on se, että se pystyy kantamaan hyvinkin suuria aksiaalikuormia. Painelaakerin näkyvin ero tavallisiin laakereihin on

se, että painelaakerissa ei ole ulko- ja sisäkehää, vaan laakerin kehät ovat päällekkäin vierintäelimien ylä- ja alapuolella (kuva 2).



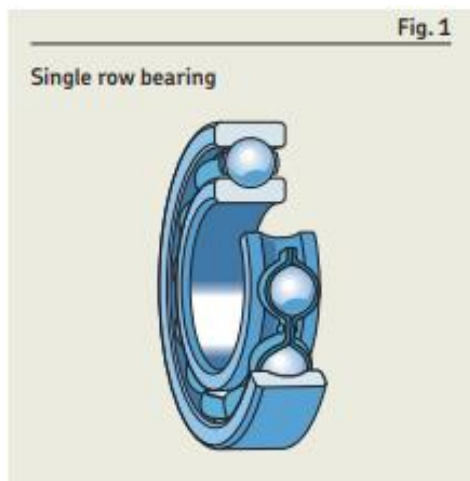
KUVA 2. Paineakuulalaakeri (Rolling bearings 2018)

Painelaakerit voidaan vielä jakaa muutamaan päätyyppiin; painekuula-, painelieriörulla-, sekä paineneulalaakereihin. Painelieriö- ja paineneulalaakerit eroavat painekuulalaakerista siten, että niissä vierintäelimet ovat kuulien sijaan rullia. Lieriö- ja neulalaakereiden etu kuulalaakereihin on jonkin verran parempi kuorman kantokyky (Rolling bearings 2018, 466)

### 3.1.2 Urakuulalaakeri

Urakuulalaakerit ovat hyvin monikäyttöisiä laakereita. Ne ovatkin yleisesti käytettyin laakerityyppi ja niitä on olemassa hyvin laajalla kokoskaalalla useisiin käyttökohteisiin. Niitä voidaan käyttää hyvin suurillakin nopeuksilla ja ne kantavat sekä säteis- että aksiaalivoimia molempiin suuntiin. Urakuulalaakereiden etuna on myös suhteellisen vähäinen huollontarve.

Urakuulalaakerissa vierintäelimenä on useita kuulia, jotka on sidottu toisiinsa pitimellä. Urakuulalaakerissa on ulkorengas ja sen sisäpuolella sisärengas, ja vierintäelimet liikkuvat näiden renkaiden välissä mahdollistaen renkaiden pyörimisen toisiinsa nähden (kuva 3).

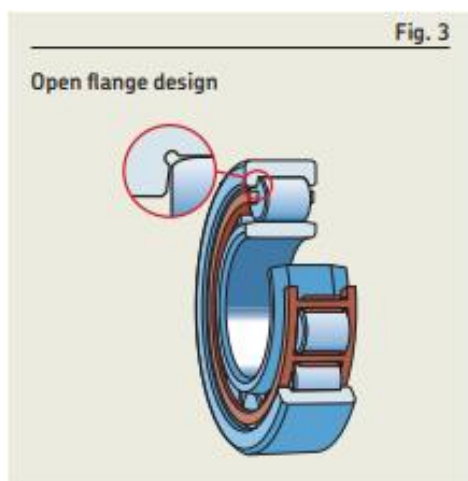


KUVA 3. Urakuulalaakeri. (Rolling bearings 2018)

Urakuulalaakeri voi olla yksi- tai kaksirivinen. Kaksirivisissä laakereissa on vierikkäin kaksi pidintä, joissa kuulat liikkuvat. Niitä käytetään usein tilanteissa, joissa yhdellä rivillä ei voida saavuttaa riittävää kantavuutta tai jäykkyyttä (Rolling bearings 2018, 240-243).

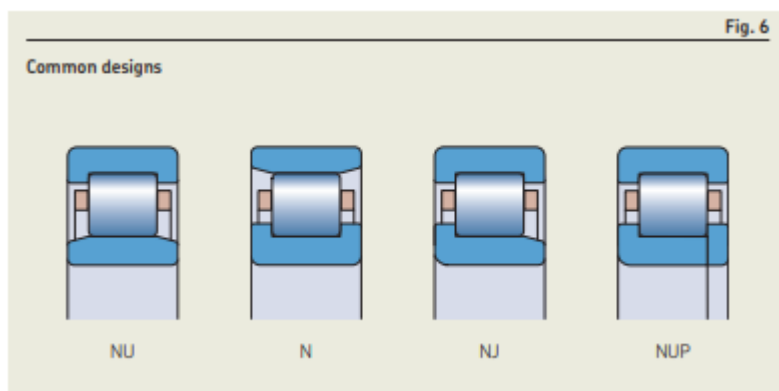
### 3.1.3 Lieriörullalaakeri

Lieriörullalaakeri muistuttaa rakenteeltaan hieman urakuulalaakeria, mutta siinä vierintäelimenä on lieriön muotoisia rullia kuulien sijaan (kuva 4). Lieriörullalaakeri kykenee kantamaan hyvin suuria säteiskuormia ja se sietää jonkin verran sisä- ja ulkorenkaan välistä aksiaaliliikettä. Laakerityyppi ei kuitenkaan aina sovellu kantamaan aksiaalikuormaa.



KUVA 4. Yksirivinen lieriörullalaakeri (Rolling bearings 2018)

Jos lieriörullalaakerin halutaan kantavan sekä säteis- että aksiaalikuormaa, tulee laakeriin valita sellaiset sisä- ja ulkorenkaat, jotka estävät rullien poispääsyn renkaiden välistä. Tällaisia tyyppiejä ovat esimerkiksi kuvassa (kuva 5) näkyvät NJ- ja NUP-tyypit. NJ-tyypissä on kuitenkin huomioitava, että se kykenee kantamaan aksiaalikuormaa vain yhteen suuntaan NUP-tyypin kantaessa sitä molempiin suuntiin.

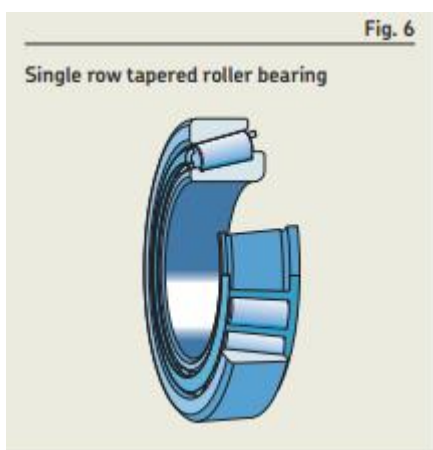


KUVA 5. Yksirivisen lieriörullalaakerin rakennetyyppejä (Rolling bearings 2018)

Kuten urakuulalaakereissa, myös lieriörullalaakerissa voidaan käyttää yhden rivin sijasta kahta vierintäelinriviä. Samaa tapaan kahden rivin käyttäminen lisää laakerin säteiskantavuutta sekä jäykkyyttä (Rolling bearings 2018, 494-501).

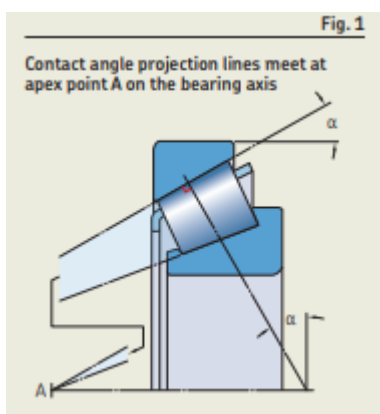
### 3.1.4 Kartiorullalaakeri

Kartiorullalaakerissa vierintäelininä toimivat nimensä mukaisesti viistetyt, kartion muotoiset rullat lieriörullalaakerin suorien rullien sijaan (kuva 6). Tällainen rakenne tarjoaa laakerille erinomaisen kyvyn kantaa yhtäaikaisesti sekä aksiaali- että säteiskuormaa.



KUVA 6. Kartiorullalaakeri (Rolling bearings 2018)

Kartiorullalaakereissa aksiaalikuorman kantokyky määritellään kontaktikulmalla  $\alpha$  (kuva 7). Mitä suurempi kontaktikulma on, sen paremmin laakeri kantaa aksiaalikuormaa. Kontaktikulman suuruus vaihtelee tyypillisesti välillä  $10\text{-}30^\circ$  ja se otetaan huomioon laakerin mitoituslaskuissa kullekin laakerille määritellyllä kertoimella  $e$ .



KUVA 7. Kartiorullalaakerin kontaktikulma  $\alpha$  (Rolling bearings 2018)

Koska kartiorullalaakerin ulkorengas on yleensä täysin irrallinen, on huomioitava, että se vaatii usein esikiristyksen. Tämä tulee huomioida suunnitellessa esimerkiksi akselia, johon laakeri asetetaan. Jos laakerille ei asennuksessa tule esikiristystä, saattaa joissain tapauksissa ulkorengas liikkua sisärenkaan suhteen niin paljon, että laakeri ei toimi kunnollisesti ja näin ollen vaurioituu (Rolling bearings 2018, 666-669).

## 4 OLKA-AKSELIEN SUUNNITTELU JA MITOITUS

Olka-akselien suunnittelu aloitettiin tutkimalla nykyisten olka-akselien rakennetta ja selvittämällä niiden tärkeimmät kehityskohteet. Tässä luvussa käsitellään olka-akselien suunnittelutyötä ja mitoittamista.

Suunnittelutyöhön kuului olka-akselien rakenteen mallintaminen, laakereiden mitoitus sekä pyörän navan hitsaussauman mitoitus.

### 4.1 Laakeroinnin sekä rakenteen valinta ja mitoitus

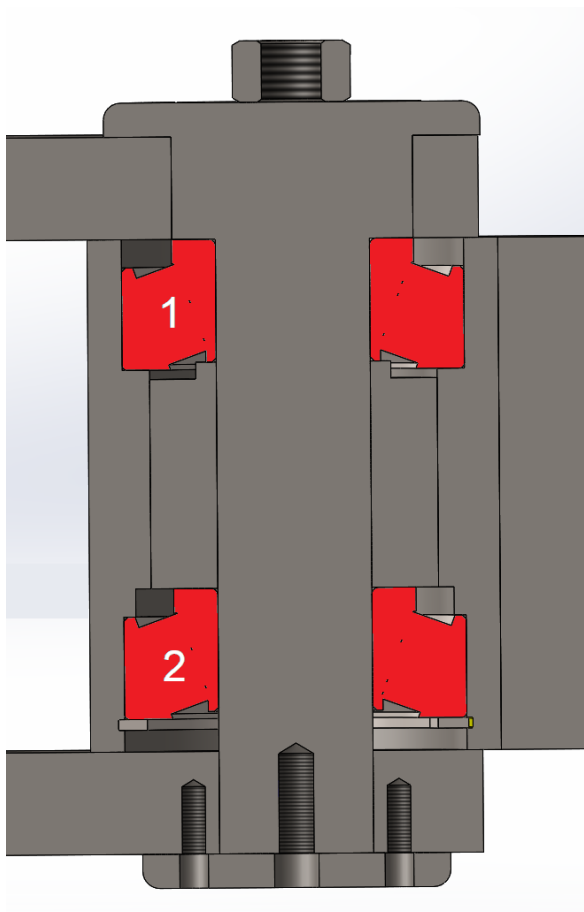
Laakeroinnin valinta aloitettiin laskemalla alustavasti, kuinka suurta kantavuusluokaa laakereilta vaaditaan ja sen myötä valitsemalla sopivat laakerityypit. Laakerityyppejä vertailtiin laakerivalmistajan ohjeessa olevalla taulukolla (Rolling bearings 2018, 72-73), josta nähdään esimerkiksi eri laakerityyppien soveltuvuus aksiaali- tai säteiskuormalle sekä erilaisille pyörimisnopeuksille. Laakerityyppien valinnasta kerrotaan tarkemmin luvussa 4.1.1. Kun laakerityypit oli valittu, voitiin suorittaa lopulliset laskelmat ja valita niiden perusteella oikeat laakerimallit valmistajan katalogista. Näistä kerrotaan luvussa 4.1.2.

Lähtökohtana oli saada nostosiirtovaunulle 30000 kg kantavuus, eli jokaiselle olka-akselille noin 7500 kg kantavuus. Kuitenkin kun vaunuun etsittiin sopivaa ja pyörännapaa ja renkaita, todettiin että niin suurella kantavuusvaatimuksella ei ole saatavilla tähän käyttötarkoitukseen järkevästi sovitettavia renkaita ja pyörännapaa. Yksi suurimmista ongelmista oli pyörän halkaisijan kasvaminen liian suureksi, jolloin se ei olisi mahtunut suunniteltuun runkoon. Lopulta päädyttiin suunnittelemaan nostosiirtovaunu 16000 kg kokonaismassan mukaan. Mitoituslaskelmat suoritettiin 20000 kg kokonaismassalla, jolloin saatiin rakenteelle riittävä varmuuskerroin.

#### 4.1.1 Laakerityyppien ja rakenteen valinta

Laakerityyppien valinta vaikutti oleellisesti myös itse olka-akselien suunnitteluun ja näin ollen olka-akselien rakenteen suunnittelu ja laakerien valinta kulkivat käsi kädessä. Tämä johtuu siitä, että erilaiset laakerityypit vaativat hieman erilaisia rakenteita, esimerkkinä kartiorullalaakeri, joka vaatii esikiristyksen toimiakseen oikein.

Aluksi suunniteltiin, että rakenteen voisi toteuttaa kahdella saman kokoisella kartiorullalaakerilla ja yhtenäisellä pitkällä akselilla, jonka alapäässä on erillinen laippa (kuva 8). Akseli olisi telin korvakkeissa kiinni M70-kierteellä. Kuvassa laakerit on numeroitu numeroilla 1 ja 2.



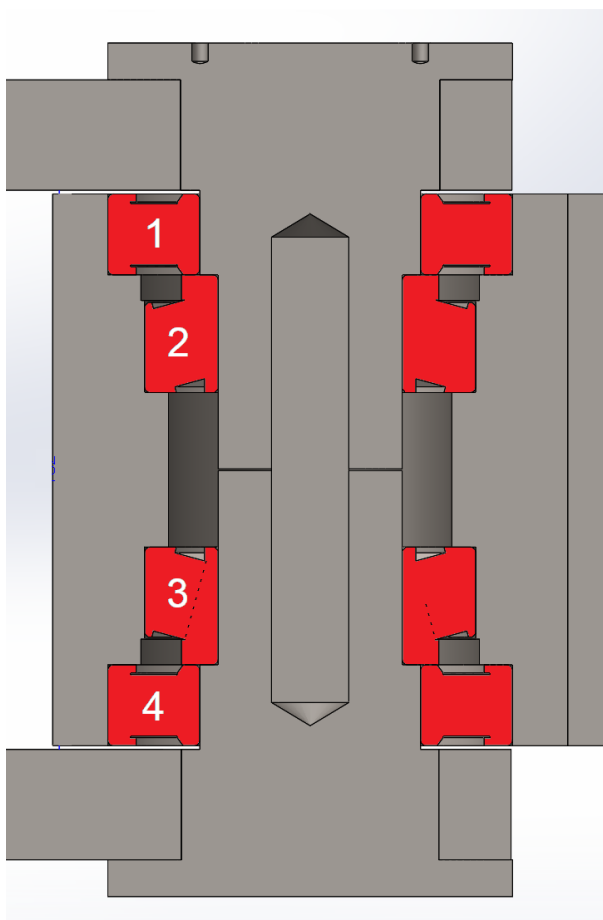
KUVA 8. Ensimmäinen luonnos kahdella kartiorullalaakerilla

Laakereiden kannalta tämä rakenne olisi ollut toimiva, mutta muutoin siinä havaittiin käytännön ongelmia. Ensinnäkin alemmaa laakeria paikoillaan pitävä luk-



korengas todettiin käyttökelvottomaksi, sillä FEM-laskenta osoitti sen liian heikoksi ratkaisuksi. Lisäksi havaittiin, että tällä rakenteella alempi laakeri ei kannalainkaan aksiaalikuormaa. Vaikka olka-akselin sisällä on holkki laakerien välissä, johtuu koko kuorma ylemmälle laakerille. Näin ollen olisi turhaa käyttää kartiorullalaakeria alempana laakerina. Rakenne todettiin myös hieman hankalaksi asennuksen kannalta, sillä siinä on melko monta liikkuvaa osaa.

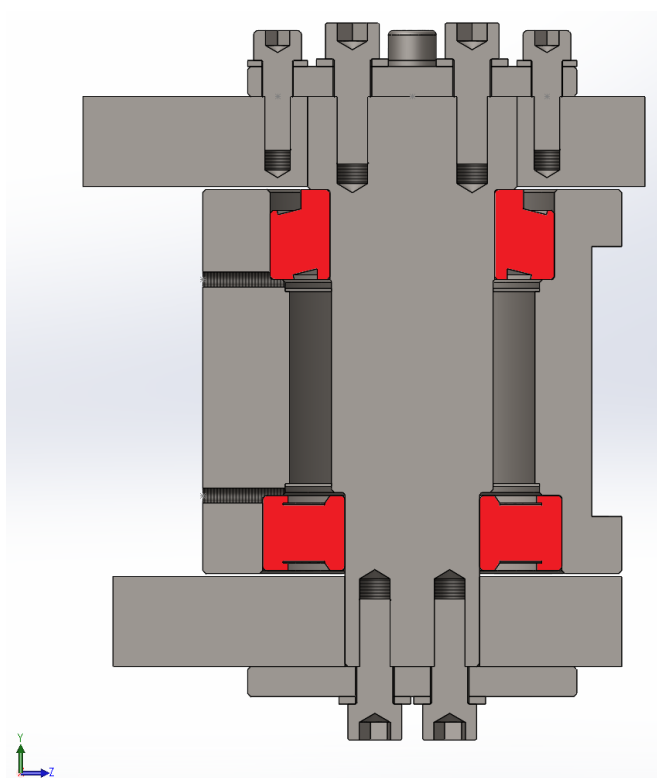
Toisessa luonnoksessa päädyttiin käyttämään peräti neljää laakeria; kahta lieriörullalaakeria ja kahta kartiorullalaakeria (kuva 9). Rakenteessa muutettiin hieman myös keskiakselia. Nyt akseli koostui kahdesta identtisestä akselistä, jotka olivat kiinni toisissaan kierretapin avulla. Ylempi akseli oli edelleen M70-kierrettellä telin korvakkeessa ja alempi akseli niin sanotusti kellui alemmassa korvakkeessa. Rakenteen ideana oli, että olka-akselin päissä olevat lieriörullalaakerit kantaisivat kaiken säteiskuorman ja kartiorullalaakerit kaiken aksiaalikuorman.



KUVA 9. Toinen luonnos kahdella lieriörulla- ja kartiorullalaakerilla

Rakenteen etuna oli se, että kun laakereita oli neljä, voitiin käyttää pienempiä ja edullisempia laakereita kuin kahden laakerin rakenteessa. Tämä todettiin toteutuskelpoiseksi ratkaisuksi ja sen suunnittelu vietiinkin hyvin pitkälle, laatien jo osa työpiirustuksista. Lopulta kuitenkin todettiin, että rakenne on hieman turhan monimutkainen etenkin paikalleen asennuksen kannalta. Ensinnäkin rakenne koostuu monesta eri osasta, kun akselitappi on jaettu kahteen osaan ja niitä yhdistää vielä kierretanko. Asennettaessa olka-askelia paikalleen asentajan tulisi ensin kiertää kierretanko ylem্পään akselitappiin, sitten asettaa itse olka-akseli paikoilleen. Tämän jälkeen kiertää ylempi akselitappi telin korvakkeeseen ja vielä lopuksi kiertää alempi akselitappi ylemmän tapin kierretankoon. Näin ollen päädyttiin suunnittelemaan vielä hieman yksinkertaisempi rakenne.

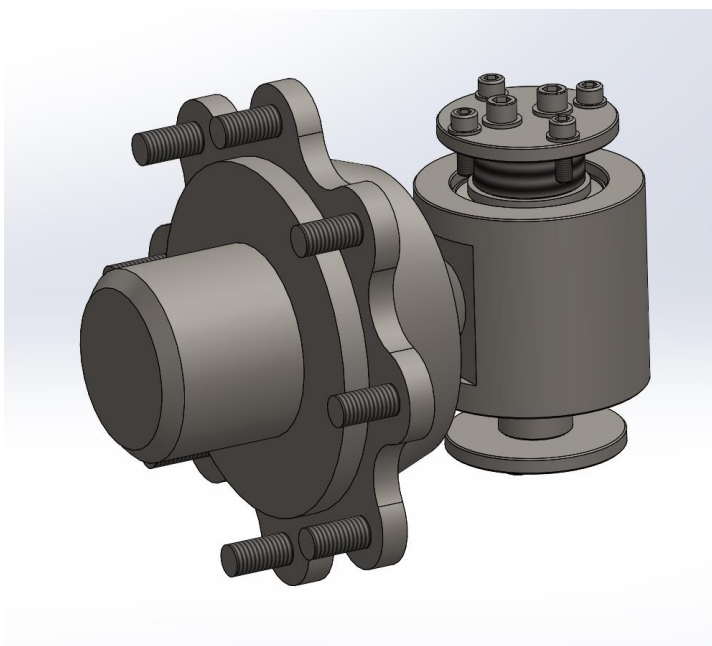
Lopullisessa rakenteessa päädyttiin käyttämään kahta laakeria; ylhäällä on kartiorullalaakeri ja alhaalla lieriörullalaakeri. Kartiorullalaakeri kantaa olka-akselille tulevan aksiaalikuorman sekä karkeasti puolet säteiskuormasta. Lieriörullalaakerin tehtävänä puolestaan on kantaa toinen puoli säteiskuormasta (kuva 10).



KUVA 10. Lopullisen rakenteen poikkileikkaus

Kuten kuvasta (kuva 10) nähdään, rakenteessa keskiakseli on irrallinen ylä- ja alapuolisista päätylaipoista asennuksen helpottamiseksi, ja se kierretään telin

yläkorvakkeeseen M70-kierteellä. Päätylaipat kiinnitetään akseliin ruuviliitoksella. Ylempi laippa puolestaan liitetään ruuveilla telin yläkorvakkeeseen. Näillä liitoksilla keskiakseli pysyy paikoillaan varmistaen olka-akselin kestävyden. Pyörännapa hitsataan kiinni olka-akselin kylkeen tehtävään syvennykseen (kuva 11). Olka-akselin osissa materiaalina päätettiin käyttää S355-rakenneterästä. Lopulta materiaali päädyttiin kuitenkin vaihtamaan kestävämpään S420J2-teräkseen FEA-simulaatioiden perusteella. FEA-simulaatioista kerrotaan tarkemmin opinnäytetyön luvussa 5.



KUVA 11. Valmis olka-akseli pyörän napa kiinnitettynä

Lopuksi olka-akseliin valittiin sopiva pyörän napa IKH:n valikoimasta. Navaksi valittiin 90 mm akselilla oleva napa, jonka kantavuus kaksiakselisessä ajoneuvossa on 4000 kg (IKH 2018). Näin ollen nostosiirtovaunulle saatiin haluttu 16000 kg kantavuus.

#### 4.1.2 Laakereiden mitoitus

Laakereiden mitoittaminen aloitettiin määrittelemällä laakereihin kohdistuvat aksiaali- ja säteiskuormat. Kuten aiemmin mainittiin, lopullisessa ratkaisussa käytettiin yhtä kartiorullalaakeria, joka kantaa sekä aksiaali-, että säteiskuormaa ja yhtä lieriörullalaakeria, joka kantaa vain säteiskuormaa. Nostosiirtovaunulle oli määritelty 16000 kg kokonaismassa, mutta laskennat suoritettiin 20000 kg massalla, jotta saatiin riittävä varmuuskerroin mahdollisen ylikuormituksen varalta.

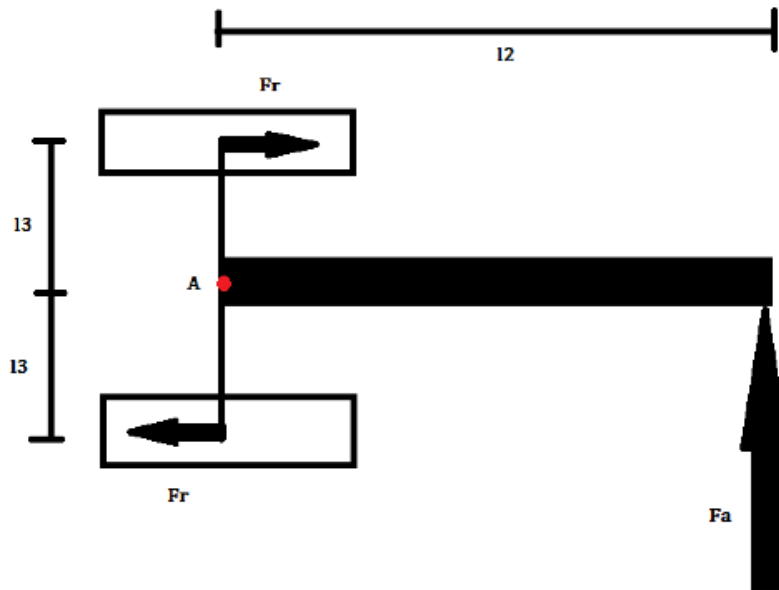
Laakereiden mitoitus aloitettiin ylemmäksi laakeriksi tulevasta kartiorullalaakerista. Ensin laskettiin vaunun telille kohdistuva kokonaisvoima  $F_p$ , jonka 20000 kg massa aiheuttaa (kaava 1).

$$F_p = m \cdot g = 20000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 196133 \text{ N} \quad (1)$$

Kokonaisvoimaksi saatiin noin 196 kN. Tämä jaettiin neljällä, sillä vaunussa on neljä pyörää ja sitä myöten myös neljä olka-akselia. Laskusta saatu voima on suoraan olka-akseliin kohdistuva aksiaalivoima  $F_a$ , sillä se on pystysuuntainen (kaava 2).

$$F_a = \frac{F_p}{4} = \frac{196133 \text{ N}}{4} = 49033 \text{ N} \quad (2)$$

Yhteen olka-akseliin kohdistuva aksiaalivoima oli noin 49 kN (kaava 2). Tätä voimaa voitiin käyttää kartiorullalaakerin mitoituksessa. Koska olka-akseliin kohdistuu myös momentti pyörien kautta, se aiheuttaa laakereihin säteiskuorman  $F_r$  (kuva 12).



KUVA 12. Laakereihin kohdistuvat kuormat (Järvensivu 2017)

Säteiskuorman määrittämiseksi on laskettava ensin olka-akselin keskikohtaan A (kuva 12) kohdistuva momentti  $M_{Ar}$  (kaava 3). Vipuvarsi  $l_2$  on pyörän kiinnityspinnan etäisyys olka-akselin keskiakselista.

$$M_{Ar} = l_2 \cdot F_a = 0,170 \text{ m} \cdot 49033 \text{ N} = 8336 \text{ Nm} \quad (3)$$

Kun momentti  $M_{Ar}$  oli laskettu, voitiin laskea säteiskuorma  $F_r$ . Se saatiin seuraavan kaavan (kaava 4) mukaisesti, jossa vipuvarsi  $l_3$  on laakerin keskikohdan etäisyys olka-akselin keskikohtaan.

$$F_r = \frac{M_{Ar}}{l_3 \cdot 2} = 0,170 \text{ m} \cdot \frac{8336 \text{ Nm}}{0,052 \text{ m} \cdot 2} = 80151 \text{ N} \quad (4)$$

Säteiskuormaksi laskettiin noin 80 kN (kaava 4). Nyt kun laakeriin kohdistuvat voimat oli laskettu, voitiin tarkastella valmistajan katalogista, mikä laakerimalli täyttäisi kantavuusvaatimukset. Katalogista valittiin yksirivinen kartiorullalaakeri SKF 33111 (Rolling bearings 2018, 698). Tälle laakerille oli määritelty seuraavat kantavuusluvut:

- Dynaaminen kantavuus  $C$ : 136 kN
- Staattinen kantavuus  $C_0$ : 156 kN

Kun laakeriin vaikuttavat kuormat oli laskettu, voitiin laskea laakerin staattinen ekvivalenttikuormitus  $P_0$ . Tässä tapauksessa laakerin kantavuus lasketaan staattisen kuormituksen mukaan, sillä olka-akselin laakeri pyörii hyvin hitaasti ja on myös pitkiä aikoja paikoillaan. Staattinen ekvivalenttikuormitus (kaava 5) lasketaan valmistajan antamalla kaavalla seuraavasti (Rolling bearings 2018, 105).

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 80151 \text{ N} + 0,9 \cdot 49033 \text{ N} = 84205 \text{ N} \quad (5)$$

Valmistajan kaavassa (kaava 5)  $X_0$  on valmistajan laakerille määrittelemä säteiskuorman laskentakerroin ja  $Y_0$  aksiaalikuorman laskentakerroin. Kun staattinen ekvivalenttikuormitus oli laskettu, tuli määrittää staattisen kuormituksen varmuusluku  $s_0$  (kaava 6).

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{156000 \text{ N}}{84205 \text{ N}} = 1,853 \quad (6)$$

Staattisen kuormituksen varmuusluku oli 1,853. Valmistajan mukaan varmuusluvun tulisi olla vähintään 2 (Rolling bearings 2018, 106). On kuitenkin otettava huomioon, että kartiorullalaakerin kuormitukset laskettiin kantamaan neljäsosa telin kokonaisvoimasta, ja tässä tilanteessa säteiskuorma on todellisuudessa pienempi kuin 80 kN, kun myös lieriörullalaakeri kantaa säteiskuormaa. Täten voidaan todeta varmuuskertoimen olevan riittävä.

Seuraavaksi mitoitettiin lieriörullalaakeri, joka tuli olka-akselin alaosaan. Lieriörullalaakerin mitoitus tapahtui lähes vastaavasti kuin kartiorullalaakerin mitoitus, mutta lieriörullalaakeri mitoitettiin kantamaan vain säteiskuormaa, sillä olka-akselien rakenne suunniteltiin niin, että kartiorullalaakeri kantaa kaiken aksiaalikuorman.

Koska säteiskuorma jakautui kartiorullalaakerille ja lieriörullalaakerille, käytettiin lieriörullalaakerin mitoituksessa kahdeksasosaa telin kokonaisvoimasta  $F_p$ . Täten aksiaalivoimaksi  $F_a$  saatiin 25517 N laskemalla se kaavan 2 mukaisesti, mutta käyttämällä kerrointa  $1/8$  kertoimen  $1/4$  sijasta. Tämän avulla voitiin jälleen laskea lieriörullalaakerin arvoilla kaavan 3 mukaan momentti  $M_{Ar}$ . Momentiksi saatiin

4168 Nm ja siitä laskettiin laakerille aiheutuva säteiskuorma  $F_r$  kaavan 4 mukaisesti lierirullalaakerin laskenta-arvojen mukaan. Säteiskuorma oli 40464 N. Lieriörullalaakeriksi valittiin valmistajan katalogista laakeri SKF NU 309 ECP. Laakerille oli annettu seuraavat kantavuusarvot (Rolling bearings 2018, 520):

- Dynaaminen kantavuus  $C$ : 112 kN
- Staattinen kantavuus  $C_0$ : 100 kN

Koska lieriörullalaakeri kantaa vain säteiskuormaa, sen staattinen ekvivalenttikuormitus  $P_0$  on sama kuin laskettu säteiskuorma  $F_r$ . Täten kuormitus  $P_0$  oli 40464 N. Kun ekvivalenttikuormitus oli määritetty, laskettiin jälleen staattisen kuormituksen varmuusluku  $s_0$  kaavan 6 mukaisesti käyttäen lieriörullalaakerin laskenta-arvoja. Varmuusluku oli 2,471 mikä on riittävä valmistajan suositellessa vähintään varmuuslukua 2 (Rolling bearings 2018, 106).

Kun olka-akselien laakerit oli valittu laskelmien mukaan, voitiin tehdä viimeistelyt olka-akselien rakenteeseen ja tämän jälkeen aloittaa teknisten piirustusten tekeminen. Kaikki tässä kappaleessa käsiteltävät laskut löytyvät myös liitteestä 1.

#### 4.1.3 Pyörän navan hitsausnauman mitoitus

Luvussa 4.1.1 mainitut pyörän navat tullaan kiinnittämään olka-akseleihin hitsaamalla. Tätä varten navan hitsausnauma tuli mitoittaa oikean kokoiseksi. Napa tullaan liittämään olka-akseliin pienahitsillä ja laskenta suoritettiin yksinkertaistetulla kaavalla, jossa hitsien oletettiin kantavan vain pitkittäisiä voimia. Tällainen laskentakaava on riittävän tarkka useimpiin käyttötarkoituksiin (Ekman ym., 267), kuten tässäkin tapauksessa. Laskennassa pyörän navan pystyhitsin oletetaan kantavan navasta tulevan leikkausvoiman ja vaakahitsin momentin.

Laskenta aloitettiin määrittämällä lähtöarvot. Materiaalina navassa on S355 rakenneteräs, jolloin sen leikkauslujuus  $f_{wd}$  on 228 N/m<sup>2</sup>. Osavarmuuslukuna  $\gamma_{MV}$  käytettiin koneenosien suunnittelu -kirjan (Ekman ym., 260) antamaa arvoa 1,25. Näiden tietojen avulla voitiin aloittaa hitsisaumojen laskenta.

Ensin laskettiin pystysauman a-mitta. A-mitta saatiin laskemalla ensin sauman leikkausvoima  $F_{pysty}$  (kaava 7). Kaavassa  $F_p$  on vaunun telille kohdistuva kokonaisvoima.

$$F_{pysty} = \gamma_{MW} \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot F_p\right) = 1,25 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 196133 \text{ N}\right) = 61292 \text{ N} \quad (7)$$

Tästä voitiin laskea pystyhitsin a-mitta, kun sauman pituus  $l_{pysty}$  oli saatu suoraan pyörän navan halkaisijasta laskemalla. Kaavassa (kaava 8) a-mitta saadaan jakamalla edellä laskettu leikkausvoima leikkauslujuuden ja sauman pituuden tulolla.

$$a_d = \frac{F_{pysty}}{f_{wd} \cdot l_{pysty}} = \frac{61292 \text{ N}}{228 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,1074 \text{ m}} = 0,002503 \text{ m} = 2,503 \text{ mm} \quad (8)$$

A-mitaksi saatiin noin 2,5 mm. Hitsaussaumojen laskennassa a-mitat kuitenkin yleensä pyöristetään seuraavaan kokonaislukuun, joten pystysauman a-mitaksi valittiin alustavasti 3 mm.

Sauman pituuden ja a-mitan suhteelle on olemassa ehto (Ekman ym., 262), jonka mukaan pituuden ja a-mitan osamäärän on oltava välillä 8...100. Tarkistetaan vielä, että tämä ehto täyttyy (kaava 9).

$$\frac{l_{pysty}}{a_d} = \frac{0,1074 \text{ m}}{0,003 \text{ m}} = 35,8 \quad (9)$$

Ehto täyttyy, joten voidaan jatkaa laskentaa vaakasauman a-mitan laskennalla. Vaakasauman a-mitan laskenta suoritettiin samoin kuten pystysauman, mutta koska vaakasauma kantaa vääntömomenttia, tuli vääntömomentti ja sen aiheuttama voima (kaava 10) hitsisaumassa laskea ensin.

$$M_{vaaka} = F_{pysty} \cdot l_{vipu} = 61292 \text{ N} \cdot 0,00115 \text{ m} = 7049 \text{ Nm} \quad (10)$$



Kaavassa  $l_{vipu}$  saatiin suoraan pyörän navan akselin pituudesta ja voima  $F_{pysty}$  oli laskettu jo aiemmin (kaava 7). Nyt voitiin laskea momentin aiheuttama voima hitsisaumassa (kaava 11).

$$F_{vaaka} = \frac{M_{vaaka}}{\left(\frac{l_{pysty}}{2}\right)} = \frac{7049 \text{ Nm}}{\left(\frac{0,1074 \text{ m}}{2}\right)} = 131258 \text{ N} \quad (11)$$

Kun voima  $F_{vaaka}$  oli määritetty, voitiin laskea a-mitta samoin kuten kaavassa X. Tällä kertaa kaavassa käytettiin pystyvoiman sijasta vaakavoimaa, ja sauman pituutena vaakasauman pituutta  $l_{vaaka}$  (kaava 12).

$$a_d = \frac{F_{vaaka}}{f_{wd} \cdot l_{vaaka}} = \frac{131258 \text{ N}}{228 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,0836 \text{ m}} = 0,006886 \text{ m} = 6,886 \text{ mm} \quad (12)$$

Hitsin a-mitaksi saatiin noin 6,9 mm. Kuten pystysauman tapauksessa, nytkin a-mitta pyöristettiin seuraavan kokonaislukuun ja a-mitaksi valittiin 7 mm. Tämän jälkeen tuli taas tarkistaa a-mitan ja sauman pituuden välinen ehto (kaava 13).

$$\frac{l_{pysty}}{a_d} = \frac{0,0836 \text{ m}}{0,007 \text{ m}} = 11,943 \quad (13)$$

A-mitan ja sauman pituuden osamäärä oli 11,9 joten aiemmin mainittu ehto (Ekman ym., 262) täyttyy. Pystyhitsin a-mitaksi laskettiin 3 mm ja vaakahitsin mitaksi 7 mm. Molemmissa saumoissa tullaan kuitenkin käyttämään a-mittana 7 mm:ä, sillä pystyhitsin a-mitan on oltava vähintään yhtä suuri kuin vaakahitsin a-mitan (Ekman ym., 267).

## 5 LUJUUSLASKENTA

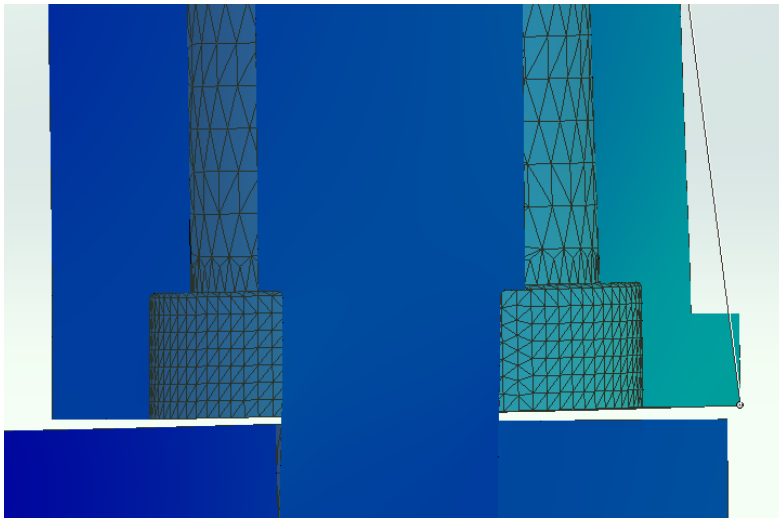
Olka-akselien suunnitteluun liittyi oleellisesti myös lujuuslaskenta, eli FEM-laskenta. FEM-laskennalla varmistettiin olka-akselien rakenteen kestävän kaikki siihen kohdistuvat kuormitukset. Laskennassa kriittisimmiksi kohdiksi havaittiin olka-akselien keskiakseli ja laakeripesien olakkeet.

FEM-laskenta suoritettiin Solidworks-ohjelmiston FEA-simulaatiolla, sillä myös itse suunnittelu tapahtui Solidworks-ohjelmistolla ja täten rakenteen siirtäminen FEM-laskentaan ja muutosten tekeminen laskennan perusteella oli hyvin vaivatonta ja suoraviivaista.

### 5.1 FEM ja FEA

FEA, eli Finite Element Analysis on tietokoneella tehty simulaatio, jossa on tarkoitus selvittää, onko suunniteltu rakenne riittävän vahva kantamaan siihen kohdistetut rasitukset. FEA-simulaatiossa tietokone laskee rakenteen kestävyyttä käyttäen FEM-, eli Finite Element Method -laskentatapaa (Simscale 2019).

FEM-laskennassa laskettavasta kappaleesta luodaan verkko (kuva 13), jonka perusteella laskenta suoritetaan. FEM-laskennan tarkkuutta voidaan vaihdella sillä, kuinka tiheä tai harva verkko kappaleesta luodaan. Tiheällä verkolla saadaan tarkkoja laskentatuloksia, mutta haittapuolena siinä on laskennan muodostuminen monimutkaisemmaksi ja sitä myöden enemmän aikaa vieväksi, kun jokainen verkon osa on laskettava yksitellen.



KUVA 13. Olka-akselin sisäpinnan verkotus FEA-simulaatiossa

Se, kuinka tarkkoja tuloksia tarvitaan, riippuu aina laskettavasta kappaleesta ja sen käyttötarkoituksista. FEA-simulaatio-ohjelmissa verkotuksen kokoa voidaan yleensä muokata eri kokoiseksi simuloitavan kappaleen eri osissa. Tämä mahdollistaa sen, että kriittisimmiksi todetut kohdat voidaan laskea tarkemmalla ja varmemmin kestävät kohdat harvemmillä verkotuksella. Tällöin simulaation laskenta-aikaa saadaan lyhyemmäksi kuitenkin tinkimättä laskennan tarkkuudesta tärkeissä kohdissa. Tässä työssä esimerkiksi juuri laakeripesien olakkeet laskettiin hyvin tarkalla verkotuksella, jotta saatiin riittävän tarkkoja tuloksia.

Suoritettaessa lujuuslaskentaa FEA-simulaatiolla voidaan tarkastella käytännössä kaikkia kappaleen lujuuteen liittyviä asioita, kuten jännityksiä, venymää ja muodonmuutosta. Yleensä ensimmäinen tarkastettava asia on kappaleeseen kohdistuva jännitys. Materiaaleille on määritetty myötöraja, joka kertoo kappaleen sietämän jännityksen ilman näkyvää muodonmuutosta. Rakenteita suunniteltaessa materiaalin myötöraja ei näin ollen saa missään tilanteessa ylittyä, sillä jos jännitys ylittää myötörajaa, kappale alkaa hajota. Esimerkiksi yleisten rakenneteräksien myötöraja on 355 MPa ja olka-akselin laskennassa pyrittiin pitämään suurin jännitys alle 200 MPa:ssa. Tällä voitiin varmistaa, että jännitys ei mahdollisissa odottamattomissa ääritilanteissakaan ylitä materiaalin myötörajaa.

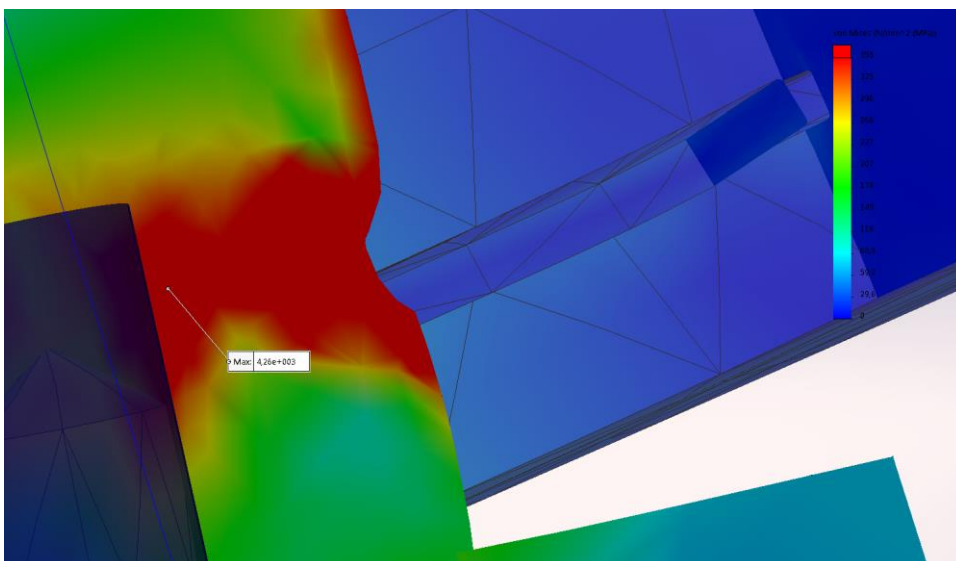
Simulaation avulla voidaan havaita syntyvät jännitykset kappaleen eri osissa ja sen perusteella tehdä muutoksia kappaleeseen. Muutokset voivat olla niin kappaleen vahvistamista tai jopa materiaalin poistamista. Materiaalin poistamista

tehdään yleensä topologisessa optimoinnissa, kun halutaan optimoida kappaleen kestävyys ja massa. Eräissä FEA-simulaatio-ohjelmissa on jopa ominaisuuksia, joilla ohjelma muokkaa kappaleen rakennetta automaattisesti optimoiden lujuusmassasuhteen. Tässä työssä tällaista optimointia ei kuitenkaan suoritettu, vaan keskityttiin lähinnä siihen, että rakenne kestää vaaditut rasitukset (Manor 2019).

## 5.2 Lujuuslaskennan tulokset

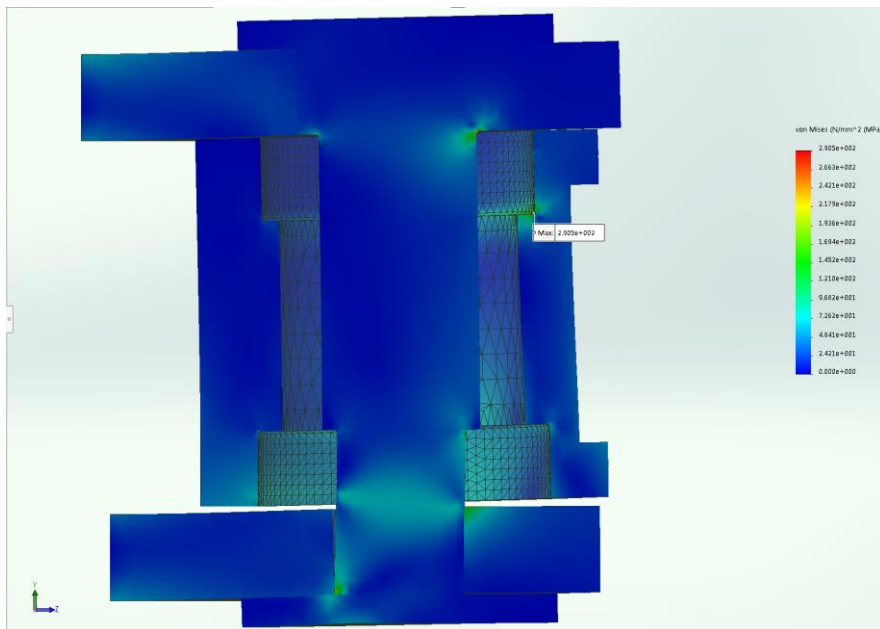
Lujuuslaskenta onnistui odotusten mukaisesti, ja sen avulla tehtiin jonkin verran muutoksia olka-akselin rakenteeseen, kun laskennan perusteella todettiin tiettyjen ratkaisuiden olevan liian heikkoja. Laskennan suorittaminen ei kuitenkaan ollut täysin suoraviivaista ja laskentatuloksissa havaittiin selkeitä ohjelmiston tekemiä virheitä.

Ensimmäisissä FEA-tuloksissa havaittiin kohtalaisia virheitä jännitysten suhteen. Olka-akseliin ja sen keskiakseliin tuli pistemäisiä, suuruusluokaltaan gigapascalleja olevia jännityksiä laakereiden kulmien kohdalle. Esimerkiksi kuvan (kuva 14) tapauksessa keskiakseliin kohdistui ohjelman mukaan 4,26 GPa jännitys. Nämä eivät voineet olla todellisia jännityksiä, ja niiden aiheuttajan selvittämiseen kului jonkin verran aikaa. Lopulta selvisi, että kyse oli Solidworksin FEA-ohjelman virheestä, joka on tapahtunut olka-akselin verkotusta luodessa. Ongelma saatiin korjattua muuttamalla kappaleen verkotusta hieman.



KUVA 14. FEA-ohjelmassa ilmennyt virhe jännityksen laskennassa

Kun ensimmäisissä simulaatioissa olleet virheet oli saatu eliminoitua, olka-akselin FEA-simulaatioissa havaittiin, että ensin valittu S355-rakenneteräs ei ole riittävän kestävää tähän käyttötarkoitukseen sillä simulaatioiden jännitykset olivat 250...300 MPa luokkaa. Vaikka teräksen myötöraja onkin 355 MPa, ei kappaleessa käytännössä voida sallia niin suuria jännityksiä. Simulaatioiden perusteella päädyttiin vaihtamaan materiaali S420J2-rakenneteräkseen, jonka myötöraja on nimensä mukaisesti 420 MPa. Materiaalin iskusitkeydeksi valittiin vielä kylmiä lämpötiloja sietävä luokka J2, sillä nostosiirtovaunua käytetään ympäri vuoden ulkotiloissa ja näin estetään teräksen mahdollinen haurastuminen talvella.



KUVA 15. Lopullisen rakenteen lujuuslaskennan tulos.

Kun teräslaatu oli vaihdettu S420J2:een, laskentatulokset muuttuivat huomattavasti paremmiksi. Kuvasta (kuva 15) nähdään, että suurin jännitys kohdistuu kartiorullalaakerin olakkeeseen pyörän navan puolella olka-akselin yläosassa. Jännitys olakkeessa oli viimeisissä simulaatioissa noin 290 MPa. Myös keskiakselin yläolakkeessa havaittiin hieman alle 300 MPa jännityksiä. Ne olivat odotetustikin suurimman jännityksen alueita, sillä kun pyörän navasta tuleva momenttivarsi vääntää olka-akselia, kohdistuu rasitus ensimmäiseksi juuri niihin kohtiin juuri kuten rakenne on suunniteltukin. Tällöin kartiorullalaakeri hoitaa tehtävänsä oikein kantaen massan, joka aiheuttaa tämän momentin. Lisäksi kuvasta havaitaan, että

myös olka-akselin alaosassa oleva lieriörullalaakeri toimii odotetusti kantaen olka-akselille tulevaa säteiskuormaa. Tämä havaitaan kuvassa (kuva 15) olevasta turkoosin värisestä alueesta olka-akselin alaosassa. Jännitys lieriörullalaakerin pesän seinämässä oli hieman alle 100 MPa.

Kokonaisuutena voidaan todeta, että FEA-simulaatioilla saatiin hyviä tuloksia. Ja kuten viimeisen simulaation kuvasta (kuva 15) nähdään, että jännitykset ovat yleisesti hyvin alhaisia, vain kymmeniä megapascalja. Näin voidaan varmistua, että suunniteltu rakenne kestää rasitukset käyttökohteessaan ilman merkittäviä riskejä.

## 6 TYÖN LOPPUTULOS JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella olka-akselit Jawiko Oy:n uuteen nostosiirtovaunuun. Merkittävimpana tavoitteena oli uudelle vaunulle ja sitä myöden myös olka-akseleille oli nykyistä suurempi kantavuus. Nykyisen vaunun ollessa täysin kokemuspohjalta rakennettu, ei sen todellisesta kantavuudesta ole täyttä varmuutta. Alun perin Jawiko Oy asetti vaunulle 30000 kg kantavuustoiveen, mutta suunnittelun edetessä todettiin tämän olevan erittäin vaikeasti toteutettavissa. Suurimpana haasteena toivotulle kantavuudelle olivat renkaat. Jotta renkaiden kantavuus olisi ollut riittävä, olisi niiden halkaisija kasvanut liian suureksi tähän käyttöön haitaten nostosiirtovaunun lavan käytettävyyttä. Umpikumisista renkaista olisi ollut saatavilla riittävän pieniä malleja, mutta umpirenkaiden todettiin soveltuvan huonosti nostosiirtovaunun käyttöolosuhteisiin etenkin ulkotiloissa hiekkapäällysteisellä pihalla.

Myös pyörännavan valinnassa ilmeni ongelmia riittävän kantavuuden saavuttamiseksi. Pyörännavat, joissa kantavuus olisi neljällä navalla riittänyt 30000 kg asti, olivat pulttijaoltaan sellaisia, että sopivan rengas-vanne -yhdistelmän löytäminen oli erittäin haasteellista. Napoihin sopivien vanteiden koot olivat niin suuria, että niihin sopivat vain liian suuret renkaat nostosiirtovaunun käyttöön. Täten pyörännapa-vanne-rengas -yhdistelmästä tuli ikään kuin oravanpyörä, jossa yhden asian muuttaminen sopivaksi estää taas toisen soveltuvuuden.

Voidaankin todeta, opinnäytetyön alkuperäinen tavoite ei täyttynyt, vaan oli tyydyttävä kompromissiratkaisuun. Lopulta Jawiko Oy:n kanssa päädyttiin suunnittelemaan nostosiirtovaunu 16000 kg kantavuudella. Tämä on melko suuri, lähes 50% pudotus alkuperäisestä tavoitteesta.

Olka-akselien suunnittelu sujui kuitenkin muilta osin odotusten mukaisesti ja pienemmän kantavuuden olka-akselit saatiin suunniteltua valmiiksi työpiirustuksia myöden. Itse rakenteen suunnitteluprosessissa olka-akselien rakenne saatiin muutamien konseptien jälkeen optimoitua melko hyvin yksinkertaiseksi niin toimivuudeltaan, valmistettavuudeltaan kuin asennettavuudeltaan. Rakenteen opti-

moinnissa käytettiin myös FEA-simulaatiota, jotta saatiin täysi varmuus sen kestävydestä. Myös laakereiden valinta ja mitoitus sujui melko suoraviivaisesti, sillä laakerivalmistaja SKF:n ohjeissa oli annettu kaavat oikeiden laakereiden valitsemiseksi. Itse oli vain valittava käytettävät laakerityypit ja tämän jälkeen laskettava vaadittavat kantavuusluvut laakereille.

Kokonaisuutena opinnäytetyötä voidaan pitää onnistuneena, vaikka haluttua kantavuutta ei saavutettukaan. Olka-akselit saatiin suunniteltua tuotantoa vaille valmiiksi ja asiakas Jawiko Oy pääsee valmistamaan itselleen uutta nostosiirtovauhua.



## LÄHTEET

Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M., Välimaa, V., Airila, M. 1995. Koneenosien suunnittelu. 1. painos. Porvoo: WSOY.

IKH. 2018. NAPA 90MM 8X220X275. Luettu 30.10.2018  
<https://www.ikh.fi/fi/napa-90mm-8x220x275-t0991>

Jawiko Oy. 2018. Yritys. Luettu 30.10.2018. <http://www.jawiko.fi/content/yritys>

Järvensivu, V. 2017. Lauttavaunun akseliston suunnittelu. Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma. Tampereen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö.

Manor. 2019. The Benefits of Finite Element Analysis in Manufacturing.  
<https://www.manortool.com/finite-element-analysis>

Pere, A. 2012. Koneenpiirustus 1 & 2. 11. painos. Espoo: Kirpe.

Simscale. 2019. What is FEA? Luettu 2.2.2019.  
<https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/fea/whatisfea.html>

SKF. 2018. Rolling bearings. Luettu 30.10.2018. [http://www.skf.com/binary/tcm:12-121486/Rolling%20bearings%20-%2017000\\_1%20EN\\_tcm\\_12-121486.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:12-121486/Rolling%20bearings%20-%2017000_1%20EN_tcm_12-121486.pdf)

## LIITTEET

### Liite 1. Laakereiden mitoituslaskut

1 (2)

Lasketaan vaihtoehto, jossa ylempi kartiorullalaakeri kannattelee aksiaalikuormaa ja kaksi lieriörullalaakeria radiaalikuormaa:

Todetaan, että laakerin valinta on tässä tapauksessa tehtävä staattisen kuorman mukaisesti.

(<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>)

Telin maksimitukivoima:  $F_{p1} := 20000 \text{ kg} \cdot g = 196.133 \text{ kN}$

**Kartiorullalaakerin mitoitus:**

Mitoitetaan kartiorullalaakeri kantamaan 1/4 telille tulevasta kuormasta  $F_{p1}$ . Aksiaalikuorma kohdistuu yhdelle kartiorullalaakerille.

Kartiorullalaakerin aksiaalikuormitus:

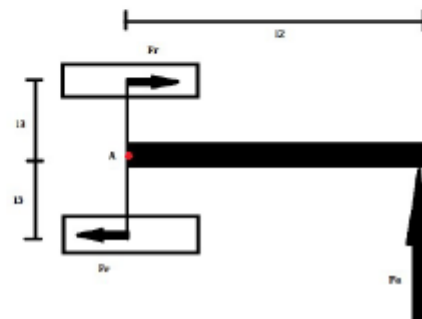
$$\text{Aksiaalivoima: } F_a := \frac{1}{4} \cdot F_{p1} = 49033 \text{ N}$$

$$\text{Pyörännavan vipuvarsi: } l_2 := 170 \text{ mm}$$

$$\text{Olka-akselin vipuvarsi: } l_3 := 52 \text{ mm}$$

Momentti pisteen A ympäri:

$$M_{Ar} := l_2 \cdot (F_a) = 8336 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Yhdelle laakerille aiheutuva radiaalikuormitus:

$$\text{Radiaalivoima: } F_r := \frac{M_{Ar}}{l_3 \cdot 2} = 80151 \text{ N}$$

Valitaan alustavasti kartiorullalaakeri SKF

33111:

$$\text{Dyn. kantavuusluku: } C_{ww} := 136 \text{ kN}$$

$$\text{Staat. kantavuusluku: } C_0 := 156 \text{ kN}$$

$$\text{Laskentakero: } Y_0 := 0.9$$

Lasketaan SKF:n kaavan

(<http://www.skf.com/in/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads/index.html>) mukaisesti laakerin staattinen ekvivalenttikuormitus:

$$P_0 := 0.5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 84.205 \text{ kN}$$

Lasketaan staattisen kuormituksen varmuusluku:

$$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 1.853 \quad \text{SKF:n suosituksen mukaan varmuusluvun olisi hyvä olla ainakin 2.}$$

2 (2)

Todetaan, että valittu laakeri on tarpeeksi kestävä.

#### Lieriörullalaakerien mitoitus:

Mitoitetaan yksi laakeri kantamaan 1/8 tälle tulevasta kuormasta  $F_{p1}$ , koska laakeri kantaa vain radiaalikuormaa, ja se jakautuu kartiorullalaakerille ja lieriörullalaakerille.

Yhdeltä pyörältä yhdelle laakerille tuleva kuormitus:

$$\text{Aksiaalivoima: } F_{aV} := \frac{1}{8} \cdot F_{p1} = 24517 \cdot \text{N}$$

$$\text{Pyörännavan vipuvarsi: } l_{2A} := 170 \text{ mm}$$

$$\text{Olka-akselin vipuvarsi: } l_{3A} := 51.5 \text{ mm}$$

Momentti pisteen A  
ympäri:

$$M_{AA} := l_2 \cdot F_a = 4168 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Yhdelle laakerille aiheutuva  
radiaalikuormitus:

$$\text{Radiaalivoima: } F_{rA} := \frac{M_{AA}}{l_3 \cdot 2} = 40464 \cdot \text{N}$$

Valitaan alustavasti lieriörullalaakeri SKF NU 309 ECP:

$$\text{Dyn. kantavuusluku: } C_{dV} := 112 \text{ kN}$$

$$\text{Staat. kantavuusluku: } C_{d0V} := 100 \text{ kN}$$

$$\text{Laskentakerroin: } Y_{d0V} := 0.6$$

Lasketaan SKF:n kaavan

(<http://www.skf.com/in/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/loads/index.html>) mukaisesti laakerin staattinen ekvivalenttikuormitus olettaen laakerin kantavan vain radiaalikuormaa:

$$F_{0A} := F_r = 40.464 \text{ kN}$$

Lasketaan staattisen kuormituksen varmuusluku:

$$s_{d0V} := \frac{C_0}{P_0} = 2.471 \quad \text{SKF:n suosituksen mukaan varmuusluvun olisi hyvä olla ainakin 2.}$$

Todetaan laakerin olevan tarpeeksi kestävä.

