



SAVONIA

■ OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIKAN JA LIIKENTEEN ALA

ETUVAUNUN SUUNNITTELU JA RAKENNEANALYYSI

TEKIJÄ: Pekka Parviainen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala			
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma			
Työn tekijä(t) Pekka Parviainen			
Työn nimi Etuvaunun suunnittelu ja rakenneanalyysi			
Päiväys	17.4.2013	Sivumäärä/Liitteet	35
Ohjaaja(t) Projektipäällikkö Tatu Westerholm			
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Haapajärven Kome Oy			
<p>Tiivistelmä</p> <p>Työn tarkoituksena oli suunnitella kaksiakselinen etuvaunu maa-ainesta kuljettavan ajoneuvon perävaunussa käytettäväksi ja tarkastella sen lujuutta. Nykyistä kestävämmän rakenteen suunnittelu oli ajankohtaista, koska käytössä oleva yksiakselinen etuvaunu ei sovellu käytettäväksi raskaimmissa ajoneuvoyhdistelmissä, jos suunnitteilla oleva laki ajoneuvoyhdistelmien enimmäismassojen korotuksesta tulee voimaan.</p> <p>Etuvaunun 3D-malli suunniteltiin Vertex-ohjelmalla muokkaamalla olemassa olevaa yksiakselisen etuvaunun mallia. Tavoitteena oli saada aikaan yhtenäinen, kaikki sallitut ajoneuvoyhdistelmät kattava etuvaunujen mallisto. Etuvaunun mallille suoritettiin staattinen FE-analyysi Ansys 14.5 -ohjelmalla. Samanlaiset analyysit tehtiin myös kahdelle jo käytössä olleelle etuvaunulle, joiden tuloksia verrattiin suunnitellun etuvaunun tuloksiin. Lisäksi etuvaunun rakenteen väsymistä arvioitiin.</p> <p>Työssä saatiin aikaan etuvaunun 3D-malli, FE-analyysi ja väsymistarkastelu, jotka annettiin yrityksen käyttöön jatkojalostamista varten. FE-analyysin tulokset eivät olleet sellaisenaan käyttökelpoisia, koska etuvaunun todellisia kuormituksia ei tiedetty. Tulosten vertaamista kahteen käytännössä toimivaksi todettuun etuvaunuun voidaan kuitenkin pitää riittävänä menettelynä rakenteen kestävyuden arvioimiseksi. Uuden etuvaunun runkopalkkien jännitykset olivat noin 23 % alhaisemmat kuin vanhanmallisen etuvaunun. Todellisten kuormitusten selvittämiseksi olisi mahdolliselle prototyypille suoritettava venymäliuskamittauksia testiajojen aikana.</p>			
Avainsanat perävaunu, etuvaunu, FEM, lujuuslaskenta, väsyminen			

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Pekka Parviainen			
Title of Thesis The Design and Structural Analysis of a Front Dolly			
Date	April 17, 2013	Pages/Appendices	35
Supervisor(s) Mr. Tatu Westerholm, Project Manager			
Client Organisation /Partners Haapajärven Kome Oy			
<p>Abstract</p> <p>The purpose of this final year project was to design a truck trailer front dolly provided with an axle group and to perform a structural analysis to the designed model. Designing a new, but more durable structure became current because of the upcoming changes in the law concerning the weight of the combination vehicles. This final project was commissioned by Haapajärven Kome Oy.</p> <p>The front dolly was designed using Vertex software. The 3D model of the old single axle front dolly was modified to meet the new needs. The aim was to create a continuous product line that covers all the allowed vehicle combinations. A static finite element analysis was carried out to the designed model using Ansys 14.5 software. The results of the analysis were compared to the results of two other front dollies which have been in use for several years. The fatigue of the structure was also investigated.</p> <p>As a result of the project, a 3D model, a structural analysis and a fatigue analysis were made for the client to develop. The results of the structural analysis are not usable as they are because the loads of the front dolly were unknown. However, comparing the results to two other models that have been discovered functional in practice is a sufficient procedure for evaluating the structure. The stresses at the frame beams of the new front dolly were approximately 23 % lower compared to the old model. For more accurate results, testing and strain gauge measuring should be made to a prototype.</p>			
Keywords trailer, front dolly, FEM, structural analysis, fatigue			

ESIPUHE

Haluan kiittää Haapajärven Kome Oy:tä opinnäytetyön aiheen tarjoamisesta. Erityisesti kiitokset toimitusjohtaja Harri Komulaiselle, joka mahdollisti työn teon tarjoamalla vaadittavat resurssit sekä suunnittelija Ilkka Juutilaiselle, jolta sain opastusta suunnittelussa ja opinnäytetyön tekemisessä.

Lisäksi haluan kiittää opinnäytetyön ohjaajaa Tatu Westerholmia sekä EDR & Medeso Oy:tä avustalujuuslaskennassa.

Kuopiossa 6.5.2013

Pekka Parviainen

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	9
2	HAAPAJÄRVEN KOME OY.....	10
3	TAVARALIIKENNE SUOMEN TEILLÄ.....	12
4	SUUNNITELTAVA RAKENNE.....	13
4.1	Perävaunut.....	13
4.2	Etuvaunu	14
5	MODULOINTI.....	15
5.1	Moduloinnin tarkoitus	15
5.2	Modulaarinen tuoterakenne	16
6	FEM.....	18
6.1	Elementtimenetelmän määrittelmä	18
6.2	FE-analyysin suorittaminen.....	18
6.2.1	Ongelman ymmärtäminen.....	19
6.2.2	Matemaattisen mallin luominen	19
6.2.3	Geometrian muokkaaminen ja elementtiverkon rakentaminen.....	19
6.2.4	Menetelmien määrittäminen.....	20
6.2.5	Ongelman ratkaiseminen	20
6.2.6	Tulosten jälkikäsitteily	20
7	HITSAUSLIITOSTEN VÄSYMINEN.....	21
7.1	S-N-käyrät.....	21
7.2	Hot spot -jännitys.....	22
7.3	Tehollisen lovijännityksen menetelmä	24
7.4	Tyypitetyt kuormituskertymät	25
8	ETUVAUNUN SUUNNITTELU	26
8.1	Suunnittelu ja 3D-mallinnus.....	26
8.2	Modulaarinen tuoterakenne	27
8.3	FE-analyysi.....	28
8.3.1	Elementtiverkko ja kontaktit.....	28
8.3.2	Voimat ja tuennat	29
8.3.3	Etukorvallisen alimalli	29

9	VÄSYMISTARKASTELU	31
10	TULOKSET	32
10.1	Etuvaunun 3D-malli	32
10.2	FE-analyysi	32
10.3	Väsymistarkastelu	33
11	YHTEENVETO.....	34
	LÄHTEET	

TERMIT JA LYHENTEET

Alla olevassa luettelossa on selitetty tässä opinnäytetyössä käytetyt termit ja lyhenteet.

CAD	Computer-Aided Design
FAT	Fatigue class, väsymislukka
FEM	Finite Element Method, elementtimenetelmä
E	Kimmokerroin
K_m	Rakenteelle ominaisen muotovirheen kerroin
N	Jännityssyklien lukumäärä
t	Materiaalin ainepaksuus
$\Delta\sigma_C$	Väsymislukka
$\Delta\sigma_D$	Vakioamplitudinen väsymisraja
$\Delta\sigma_{ekv}$	Ekvivalentti jännitysten vaihteluväli
$\Delta\sigma_L$	Alempi väsymisraja
$\Delta\sigma_{max}$	Kuormitustilanteen suurin jännitysten vaihteluväli
$\Delta\sigma_R$	Normaalijännityksen vaihteluväli
ε_x	Hitsiä vastaan kohtisuora venymä
ε_y	Hitsin suuntainen venymä
γ_{Mf}	Väsymismitoituksessa sovellettava materiaalin osavarmuusluku
σ_A	Hitsin rajaviivasta 0,4 t etäisyydeltä mitattu jännitys
σ_B	Hitsin rajaviivasta 1,0 t etäisyydeltä mitattu jännitys
σ_{hs}	Hot spot -jännitys
σ_S	Hitsiä vastaan kohtisuora rakenteellinen jännitys
v	Suppeumavakio
ψ	Tyypitetyn kertymän kerroin

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön aiheena on suunnitella maa-aineksen kuljetukseen käytettävään perävaunuun kaksiakselinen etuvaunu ja tutkia sen lujuutta. Työn tilaaja on Haapajärven Kome Oy. Työ on ajan-kohtainen, koska hallituksen liikenne- ja viestintäpoliittinen ministeriyöryhmä on esittänyt, että raskaan liikenteen ajoneuvoyhdistelmien enimmäismassoja ja -mittoja korotettaisiin. Enimmäismassojen korotuksen myötä kuorma-autojen päällirakentajien on tarkasteltava nykyisiä rakenteita ja niiden soveltuvuutta muuttuneisiin määräyksiin.

Suunnittelun pohjana on Haapajärven Kome Oy:n valmistama yksiakselinen etuvaunu. Kyseinen etuvaunu on ollut tuotannossa vuodesta 2009 lähtien ja se on todettu toimivaksi käytännössä. Tavoitteena on suunnitella entisen yksiakselisen etuvaunun rinnalle kaksiakselinen, raskaille kuormille tarkoitettu etuvaunu. Uusi etuvaunu muodostaa yhdessä entisen etuvaunun kanssa modulaarisen tuoteperheen. Etuvaunun tulee olla mahdollisimman kevyt, jotta kuljetukset ovat kustannustehokkaita, mutta keveyttä ei haeta kestävyuden kustannuksella. Suunnittelussa hyödynnetään mahdollisimman paljon valmiiksi suunniteltuja komponentteja. Muokattujen komponenttien valmistusmenetelmät pidetään samankaltaisina kuin alkuperäisten komponenttien, jolloin valmistettavuudessa ei ole suuria eroja ja tuotteet pysyvät yhtenäisinä. Modulaarinen tuoterakenne muodostetaan sopivista osakokonaisuuksista, joka mahdollistaa tuotteiden helpon variaation.

Työssä suunnitellaan kaksiakselisen etuvaunun 3D-malli. Suunnittelun etuvaunun lujuutta tarkastellaan hyödyntämällä elementtimenetelmää ja vertailemalla kahden käytössä olleen etuvaunun tuloksia uuden etuvaunun tuloksiin. Lisäksi etuvaunun väsymistä tarkastellaan tyypitettyä kuormituskeräilyä käyttäen.

2 HAAPAJÄRVEN KOME OY

Haapajärven Kome Oy on kuorma-autojen päällirakentaja ja perävaunujen valmistaja, joka toimii neljällä paikkakunnalla. Yrityksen viidestä toimipisteestä kaksi sijaitsee Haapajärvellä ja loput toimipisteet sijaitsevat Iisalmessa, Rautalammilla ja Nummelassa. Yritys on omistuspuhjaltaan perheyri-tytys, ja se on aloittanut toimintansa nimellä Kokkolan Metallit vuonna 1964. Nykyisellä nimellään yritys on toiminut vuodesta 1984. Haapajärven Kome Oy:ssä on työntekijöitä noin 80 ja yrityksen liikevaihto on yli 10 miljoonaa euroa. Yrityksen valmistamia tuotemerkkejä ovat KOME, RKP, Briab ja Kome-akselit. Valmistettavat tuotteet kattavat sora-, vaihtokori-, rahti-, umpikori-, puutavara-, turve- ja hakekuljetuksiin tarvittavat rakenteet. (Komulainen 2013.)

Haapajärven Kome Oy:n Iisalmen toimipiste sijaitsee Parkatin teollisuusalueella. Tehdas on keskittynyt maa-ainesta kuljettavien ajoneuvojen päällirakenteiden ja perävaunujen valmistamiseen. Tehtaan päätuotteita ovat RKP-automaattikasettiperävaunut ja erilaiset soralavat (kuva 1). Iisalmen tehtaan pinta-ala on 4 555 m², joka sisältää tuotantotilat, varaosamyymälän, varaston, toimistotilat, sosiaalitalat, pesuhallin sekä hiekkapuhallus- ja maalausammiot. Edellä mainittujen tilojen lisäksi tehdasalueella on katettua varastotilaa 324 m²:n verran. Iisalmen tehdas kattaa noin puolet yrityksen liikevaihdosta, ja tehtaalla on 31 työntekijää sekä 7 toimihenkilöä. (Komulainen 2013.)



KUVA 1. Soralavalla varustettu automaattikasettiperävaunu. (Valokuva Pekka Parviainen 2013)

Haapajärvellä ja Rautalammilla sijaitsevat tehtaot valmistavat lähinnä rahti-, umpikori-, puutavara-, turve- ja hakepäällirakenteita. Nummelassa sijaitseva toimipiste on erikoistunut puutavarakäyttöön tarkoitettujen perävaunujen valmistamiseen. Haapajärvellä olevan tehtaon lisäksi kaupungissa toimii komponenttitehdas, joka valmistaa komponentteja muiden tehtaoiden tarpeisiin. Markkinatilanteiden vaihteluiden vuoksi tehtaot tekevät yhteistyötä tasoittamalla tehtaoiden kuormitusta siirtämällä osan tuotannosta tehtaalle, joiden kapasiteetissa on tilaa. (Komulainen 2013.)

3 TAVARALIIKENNE SUOMEN TEILLÄ

Suomen keskeisimpiä kilpailutekijöitä nykypäivän globaalissa ympäristössä ovat hyvät ja toimivat liikenneyhteydet maailmalle. Yhteiskunta tarvitsee toimiakseen hyvän liikenneverkon, jotta ihmisten ja tavaroiden liikkuminen olisi sujuvaa ja turvallista. Tämän takia Liikenneviraston tärkeimpiä tehtäviä ovat päivittäinen liikennöitävyys ja elinkeinoelämän toiminnan turvaaminen. (Liikennevirasto 2011, 3 - 6.)

Suurin osa Suomen tavaraliikenteestä on kuorma-autojen kuljettamaa, ja elinkeinoelämän kannalta tiekuljetuksia pidetäänkin tärkeimpänä kuljetusmuotona. Vuonna 2010 kuorma-autojen kuljettama tavaramäärä oli 397 miljoonaa tonnia, kun taas rautateitse kuljetettu tavaramäärä oli noin 35,8 miljoonaa tonnia. Kuorma-autojen kuljetukset koostuvat suurelta osin rakentamiseen liittyvistä maaineuksista ja muista rakennustuotteista. Maataloustuotteet, elintarvikkeet ja metsäteollisuustuotteet ovat myös merkittävässä roolissa kuljetuksissa. (Liikennevirasto 2012.)

Suomen kilpailukyvyyn edistämiseksi sekä liikenteen päästöjen ja logistiikkakustannusten vähentämiseksi hallituksen liikenne- ja viestintäpoliittinen ministerityöryhmä on esittänyt, että raskaan liikenteen kaluston enimmäismassoja ja -mittoja korotetaan. Linjaus käsitti, että jatkossa Suomen teillä sallitun ajoneuvoyhdistelmän kokonaispaino olisi enimmillään 60 tonnin sijasta 76 tonnia. Ajoneuvon maksimikorkeutta on määrä nostaa 4,2 m:stä 4,4 m:iin. Esitys piti sisällään sekä viiden vuoden väliaikaisia että pysyviä korotuksia.

Liikenne- ja viestintäministeriön tilaamat selvitykset osoittavat korotuksien tuovan huomattavia taloudellisia hyötyjä. Arvioiden mukaan muutokset aiheuttaisivat ensimmäisinä vuosina noin 60 miljoonan euron vuosisäästöt, minkä jälkeen säästöt kasvaisivat noin 200 miljoonaan euroon vuodessa liikenneverkolle aiheutuneet lisäkustannukset huomioituna. Valtion teknillisen tutkimuskeskuksen VTT:n selvityksen mukaan myös päästökustannukset vähenisivät muutosten ansiosta. Muutosten toteuttamiseen tarvitaan asetusmuutos sekä Euroopan unionin komission hyväksyntä. Tavoitteena on saada muutokset voimaan vuoden 2013 alkupuolella. (Liikenne- ja viestintäministeriö 2012.)

4 SUUNNITELTAVA RAKENNE

4.1 Perävaunut

Perävaunut jaetaan rakenteen mukaan kolmeen alaluokkaan, joita ovat puoliperävaunut, varsinaiset perävaunut ja keskiakseliperävaunut. Puoliperävaunuksi kutsutaan perävaunua, joka aiheuttaa olennaisen kohtisuoran kuormituksen vetoautoon tai apuvaunuun, johon se on kytketty. Varsinaisessa perävaunussa on vähintään kaksi akselia, ja sen etuakselistoa ohjaava vetolaite on nivelöity pystysuunnassa, jolloin vetävään ajoneuvoon ei välity merkittäviä pystysuuntaisia voimia. Keskiakseliperävaunussa vetoaisa on nivelöimätön ja sen akselisto on sijoitettu perävaunun painopisteeseen, jolloin vain vähäinen osa kokonaismassasta kohdistuu kytkentäkohtaan. Keskiakseliperävaunuiksi luetaan myös puoliperävaunujen kytkemiseen tarkoitettut apuvaunut (dollyt). (Liikenne- ja viestintäministeriön asetus autojen ja perävaunujen rakenteesta ja varusteista 2002.)

Useimmiten perävaunuissa käytetään tikapuurunkoja, jotka koostuvat sivupalkeista ja poikkipalkeista. Perävaunujen runkoihin kohdistuu kolmenlaisia voimia: pystysuoria-, sivu- sekä kiertovoimia. Sivupalkkeihin kohdistuvat pystysuorat ja sivuvoimat, jotka johtuvat esimerkiksi jousituksesta ja kuormasta. Poikkipalkit antavat rungolle kiertojäykkyyttä ja estävät sivupalkkien vääntymistä sivuvoimien johdosta. Rungossa on neutraaliakseli, jonka kohdalla ei ole jännityksiä. Reiät ja hitsit rungon neutraaliakselin kohdalla eivät vaikuta rungon kestävyysmerkittävästi, mutta palkkien ylä- ja alapinnoilla ne voivat aiheuttaa rungon pettämisen väsyttävän kuormituksen alaisena. (Weber 2005.)

Perävaunu koostuu pääsasiassa rungosta, akseleista, jousituksesta ja jarruista. Euroopassa on kourallinen yrityksiä, jotka dominoivat akseli-, jousitus- ja jarrumarkkinoita. Tämän johdosta perävaunujen rakentajat vastaavat lähinnä rungon valmistamisesta, joka kattaa noin 20 - 40 % lopputuotteen hinnasta. Kevytrakenteisten perävaunujen kysyntä on kasvanut, koska rangaistukset ylikuormasta ovat enenevässä määrin otsikoissa. Kuljetuksista halutaan myös tehdä mahdollisimman kustannustehokasta. Perävaunun rungon rakenne on yksi harvoista asioista, jota määräykset eivät koske, toisin kuin ulkomittoja, jarruja, renkaita, turvavarusteita ja valaistusta. Säädösten vähyyks antaa vapaat kädet uusien runkorakenteiden ja tekniikoiden kokeiluun, mutta valmistaja on vastuussa rungon kestävydestä ja turvallisuudesta. (Verhaeghe 2006.)

4.2 Etuvaunu

Täysperävaunun etuakselistoa ohjaava vetolaitetta kutsutaan etuvaunuksi. Etuvaunu on osa runkoa, ja se kiinnitetään vetoautoon pystysuunnassa nivelöidyn vetoaisan avulla. Etuvaunun ja varsinaisen rungon välissä oleva kääntökehä mahdollistaa etuvaunun kääntymisen rungon suhteen. Etuvaunun tehtäviä ovat vetoauton liikkeen välitys perävaunuun ja kuorman aiheuttaman pystysuuntaisen voiman välitys tiehen yhdessä taka-akseleiden kanssa. Etuvaunuun kohdistuu vetoauton vetoaisaan kohdistaman voiman sekä perävaunussa olevan kuorman aiheuttaman pystysuuntaisen voiman lisäksi erilaisten kääntöliikkeiden sekä tiessä olevien epätasaisuuksien aiheuttamia voimia. Etuvaunua kuormittavien voimien suuruudesta ei ole tarkkaa tietoa, lukuunottamatta laissa sallittuja akselimassoja. Vetoauton etuvaunuun kohdistamia voimia ei ole mitattu, mutta vetoaisan rakenteen lujuus on testattu; testaustulosta voidaan käyttää etuvaunun mitoituksen pohjana. (Komulainen 2013.) Kuvassa 2 on valmistusvaiheessa oleva etuvaunu kiinnitettyä perävaunun runkoon.



KUVA 2. Etuvaunu kiinnitettyä perävaunuun. (Valokuva Pekka Parviainen 2013)

5 MODULOINTI

Jatkuvasti muuttuvan toimintaympäristön takia yritykset pyrkivät kehittämään ja markkinoimaan uusia tuotteita yhä nopeammin. Pysyäkseen kilpailukykyisenä on yritysten sopeuduttava muuttuvaan markkinatilanteeseen ja asiakkaiden lisääntyviin erikoistarpeisiin. Kilpailukyvyyn parantamiseksi ja mahdollisimman monen asiakkaan tarpeiden tyydyttämiseksi on yrityksissä siirrytty kohti tuoteperheajattelua ja modulaarisia tuoterakenteita. (Österholm ja Tuokko 2001, 4, 6.)

Ongelmana saattaa olla, että tuoteperhe näyttää ulospäin yhtenäiseltä, mutta todellisuudessa kaikilla tuotteilla on toisistaan poikkeava rakenne. Myös tuotevarianttien määrä saattaa kasvaa tarpeettomasti, jos vanhoja jo suunniteltuja tuoterakenteita ei osata hyödyntää, mikä johtuu suunnittelijoiden tarpeesta luoda uusia luovia ratkaisuja entisten tilalle. Jo kerran suunnitellut ratkaisut saatetaan suunnitella uudelleen ilman todellista tarvetta, minkä seurauksena varianttien määrä kasvaa ja ongelmat laajenevat. (Österholm ja Tuokko 2001, 4, 6.)

Toinen merkityksellinen tekijä varianttien määrän lisäksi on aika. Tuotteet on saatava markkinoille mahdollisimman nopeasti, mikä nostaa läpimenoajat yhdeksi tärkeimmistä kilpailutekijöistä. Lyhyt tuotekehityksen läpimenoaika mahdollistaa vastaamisen asiakkaiden tarpeisiin nopeasti. Tämä myös mahdollistaa suuremmat tuotot, koska kilpailijoiden vastaavaa tuotetta aikaisemmin lanseeratulla tuotteella on paremmat mahdollisuudet menestyä. (Österholm ja Tuokko 2001, 4, 6.)

5.1 Moduloinnin tarkoitus

Moduloinnissa tuote jaetaan itsenäisiin yksiköihin toisin sanoen moduuleihin. Jokaisella moduulilla on tarkasti määritellyt rajapinnat, jotka mahdollistavat eri moduulien vaihdettavuuden. Tämä mahdollistaa suuren standardikomponenttien lukumäärän ja tuotevariaatioiden paremman hallinnan, koska varioinnin vaikutukset rajataan koskemaan vain osaa tuotteesta. Asiakasvaatimukset pyritään tunnistamaan ja tuotteiden variointi rajataan strategisesti tärkeisiin ominaisuuksiin. (Österholm ja Tuokko 2001, 8.)

Tuoteperheen moduloinnilla voidaan lyhentää tuotteiden kehitysaikaa. Tuotteisiin tehtävien muutoksien tekeminen nopeutuu, koska muutosten vaikutukset koskevat vain osaa tuotteesta. Moduloinnilla on mahdollista lyhentää tuotannon läpimenoaikaa ja laatua, koska kokoonpanoa voidaan rinnakkaisistaa ja moduulit voidaan testata erillisinä toiminnallisina yksiköinä. (Österholm ja Tuokko 2001, 8.)

Modulointi aloitetaan asiakastarpeiden selvittämällä. Asiakastarpeiden on kuvastettava todellisia markkinatarpeita, ja niiden avulla muodostetaan tuoteominaisuuksia sekä tuotteiden teknisiä ratkaisuja. Tuotteen sisältämät moduulit määritetään modulointia ohjaavien tekijöiden avulla, jotka perustuvat yrityksen strategiaan. Tekijät liittyvät yrityksen toimintojen, toimintaympäristön ja tuotteen elinkaaren asettamiin vaatimuksiin. Tuotteen teknisiä ratkaisuja verrataan ohjaaviin tekijöihin ja sen perusteella määritetään tuotteen modulaarinen rakenne. Moduuleja voivat olla erilaiset alikokoonpa-

not, mutta myös yksittäiset osat tai komponentit, jotka täyttävät moduulin vaatimukset. (Österholm ja Tuokko 2001, 8 - 9.)

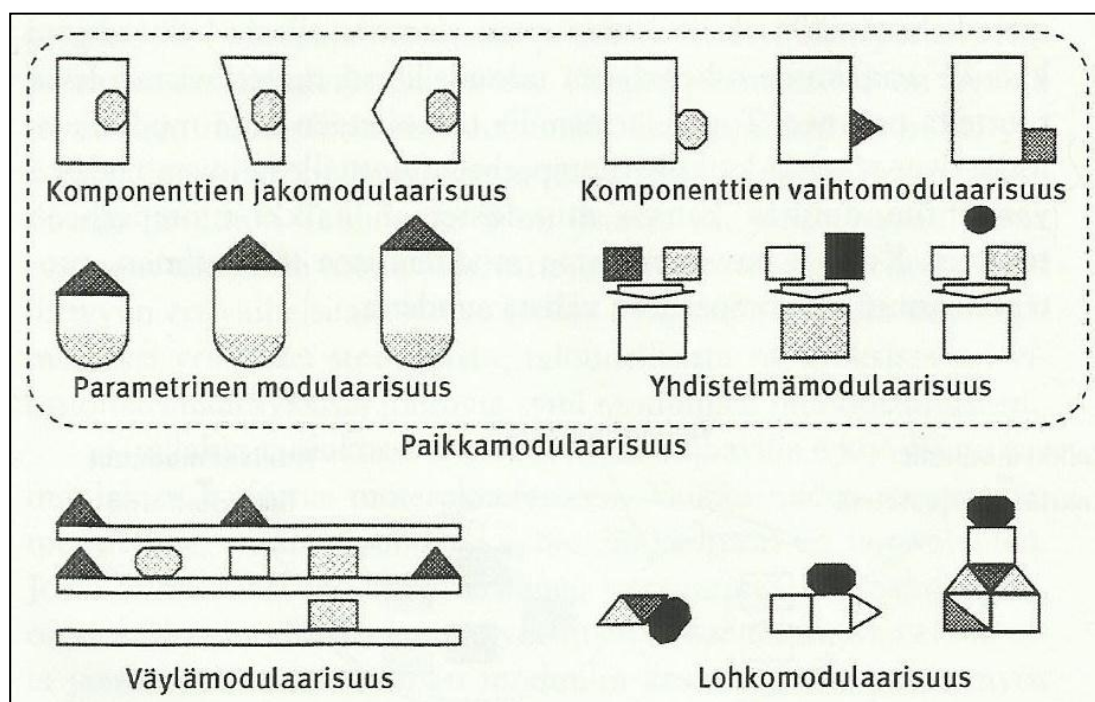
5.2 Modulaarinen tuoterakenne

Modulaarinen tuoterakenne sisältää kaksi seuraavaa ominaisuutta:

- moduulit sisältävät yhden tai useamman toiminnallisen elementin
- toiminnot moduulien välillä on tarkasti määritelty ja ne ovat välttämättömiä tuotteen perustoimintojen kannalta.

(Ulrich ja Eppinger 2011, 185; Österholm ja Tuokko 2001, 9.)

Parhaassa tapauksessa jokainen tuotteen toiminto toteutetaan omana moduulinaan, jolloin moduulien välinen vuorovaikutus on mahdollisimman pieni. Tämänkaltainen rakenne mahdollistaa muutosten tekemisen moduuliin ilman, että vaikutukset kohdistuvat muihin moduuleihin sekä moduulien itsenäisen suunnittelun. (Ulrich ja Eppinger 2011, 185; Österholm ja Tuokko 2001, 9.) Tuoterakennetta määriteltäessä on pyrittävä mahdollisimman pieneen määrään moduuleja, joilla voidaan tyydyttää halutut asiakastarpeet. Kaikki itsenäiset asiakastarpeet ja niiden yhdistelmät, jotka vaativat tuotteen variointia, tulisi sijoittaa omaan moduuliinsa. Tällä tavalla aikaisemmin valittua asiakastarvetta ei ole poistettava, kun toinen asiakastarve lisätään. Yhdisteltävien asiakastarpeiden avulla muodostetaan kaikki halutut asiakastarpeet sisältävä kokonaisuus. (Österholm ja Tuokko 2001, 9 - 10.) Modulaarisia tuoterakenteita on pääasiassa kolmea tyyppiä, joita ovat paikka-, väylä- ja lohkomodulaarisuus (kuvio 1). (Österholm ja Tuokko 2001, 10.)



KUVIO 1. Modulaarisen tuoterakenteen tyypit (Österholm ja Tuokko 2001, 11.)

Lohkojärjestelmässä variantit voidaan muodostaa yhdistelemällä moduuleja standardoituja rajapintoja hyödyntäen. Väylämodulaarisuudessa on perusmoduuli, johon voidaan kiinnittää monenlaisia moduuleja eri asennoissa standardoitujen rajapintojen avulla. Paikkamodulaarisuudessa eri moduulityypit liitetään tiettyyn asentoon standardirajapinnoilla, ja se voidaan jakaa kolmeen osaan, jotka ovat komponenttien vaihtomodulaarisuus, komponenttien jakomodulaarisuus ja parametrinen modulaarisuus. (Ulrich ja Eppinger 2011, 186 - 187; Österholm ja Tuokko 2001, 10.) Neljäs paikkamodulaarisuuden tyyppi on yhdistelmämodulaarisuus, joka sisältää piirteitä kolmesta edellisestä tyypistä. Tuotteiden moduuleja voidaan myös luokitella niiden tärkeyden, käytön, toimintojen tai jonkun muun tärkeän ominaisuuden perusteella. (Österholm ja Tuokko 2001, 11.)

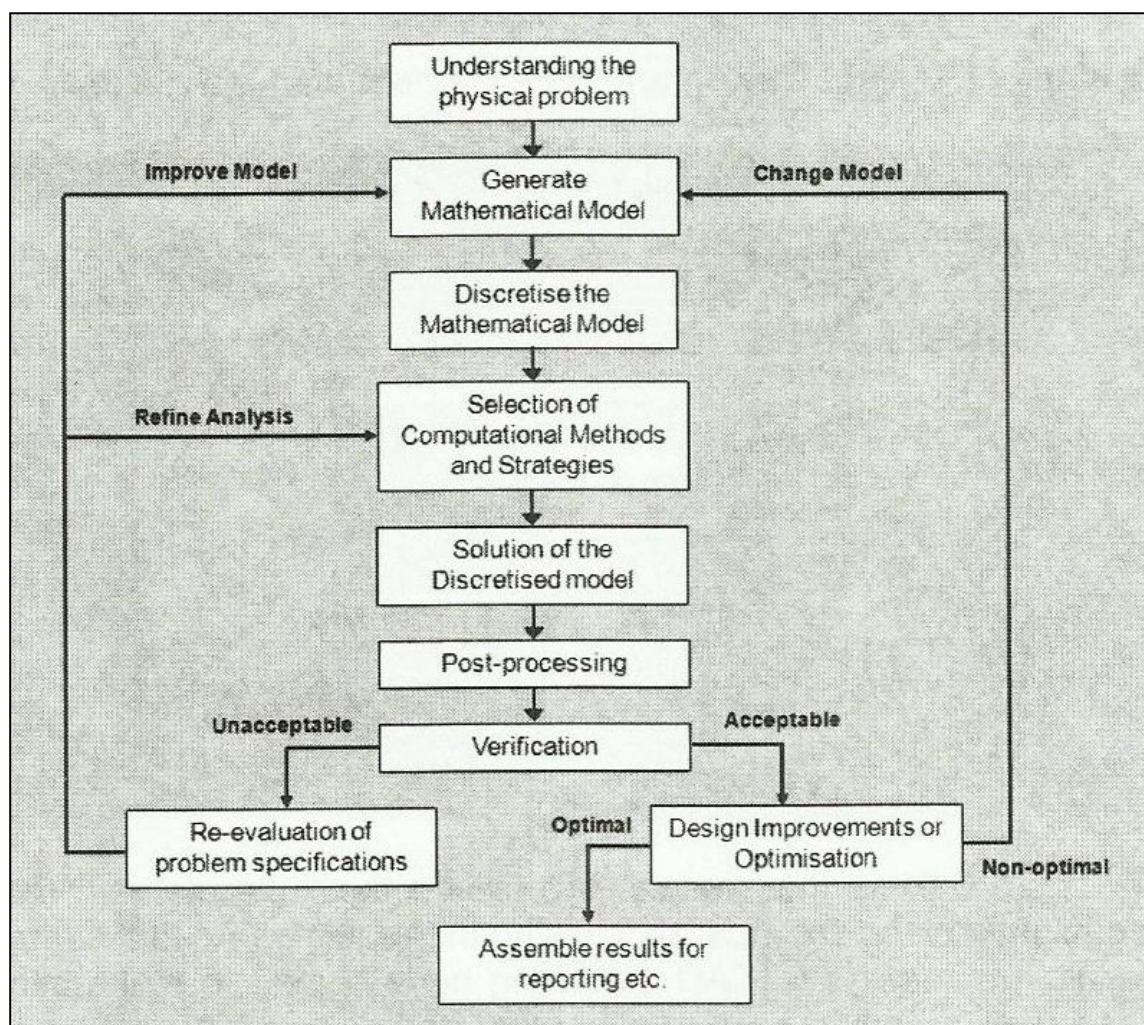
6 FEM

6.1 Elementtimenetelmän määrittelmä

Elementtimenetelmän (FEM, Finite Element Method) avulla saadaan arvioituja tuloksia monimutkaisista matemaattisista ongelmista, joita ei voi ratkaista perinteisillä menetelmillä. Menetelmän perimmäinen ajatus yksinkertaistettuna on pilkkoa monimutkainen ongelma useiksi yksinkertaisiksi osiksi, joiden tulokset yhdistetään ja saadaan aikaan alkuperäisen ongelman arvioitu tulos. Useimmat käytännön ongelmat voidaan esittää matemaattisten mallien avulla, jotka koostuvat pääasiassa differentiaali- ja integraaliyhtälöistä. Koska tosielämän ongelmat ovat liian monimutkaisia käsin laskettaviksi, on FEM erittäin hyödyllinen menetelmä arvioitujen tulosten saamiseksi. (Mac Donald 2011, 4 - 5.)

6.2 FE-analyysin suorittaminen

FE-analyysi on hyvä suorittaa tiettyjä vaiheita noudattaen, koska sillä tavoin minimoidaan virheiden syntyminen ja analyysin onnistuminen on todennäköisempää. Kuviossa 2 on esitetty Bryan J. Mac Donaldin näkemys analyysin vaiheista, joita käsitellään tarkemmin seuraavissa kappaleissa.



KUVIO 2. FE -analyysin vaiheet (Mac Donald 2011, 48.)

6.2.1 Ongelman ymmärtäminen

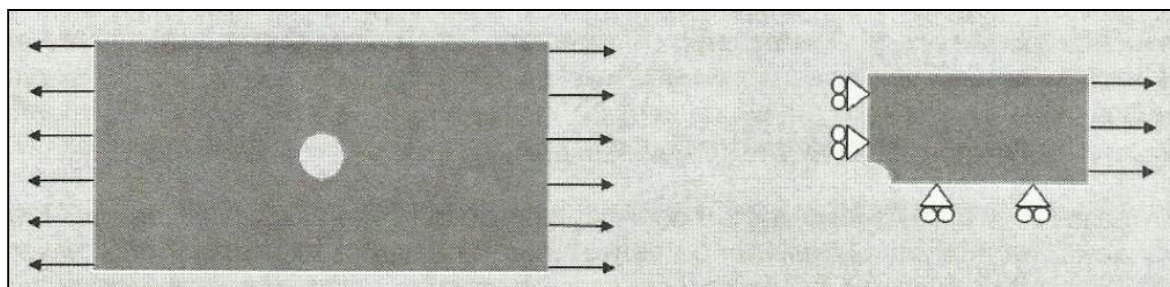
Ensimmäinen analyysin suorittamisen vaihe on itse ongelman ymmärtäminen. Tämä vaihe on vaativin, varsinkin aloitteleville käyttäjille. Heillä on tapana kiirehtiä ja ongelman ratkaisu yleensä aloitetaan rakentamalla malli FE-ohjelmistolla. Tässä vaiheessa olisi paras tutkia analysoitavaa rakennetta ja sen ominaisuuksia sekä siihen kohdistuvia kuormia ja ympäristön aiheuttamia vaikutuksia. Tämä prosessin vaihe on hyvin pitkälti ”kynä ja paperi” tyyppinen. (Mac Donald 2011, 49.)

6.2.2 Matemaattisen mallin luominen

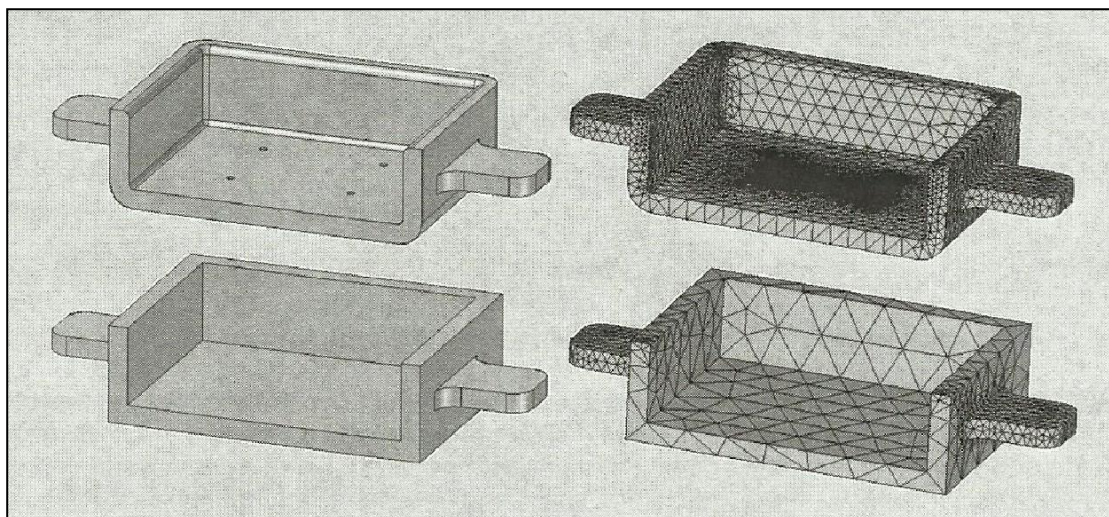
Ongelman pääpiirteiden tunnistamisen jälkeen, on niitä mietittävä matemaattiselta kannalta. Tähän vaiheeseen kuuluu ongelman vaikutusalan määrittäminen ja rakenteen fyysistä käyttäytymistä parhaiten kuvaavien matemaattisten kaavojen valinta. On mietittävä tehdäänkö analyysi kolme- vai kaksiuulotteiselle geometrialle sekä onko olemassa mahdollisuutta käyttää symmetriaa hyväksi, jolloin mallin koko pienenee ja laskentaan kuluva aika vähenee. Tässä vaiheessa tulisi myös valita käytettävä elementtityyppi, jonka ominaisuudet sopivat suoritettavaan analyysiin. (Mac Donald 2011, 49.)

6.2.3 Geometrian muokkaaminen ja elementtiverkon rakentaminen

Elementtityyppien ja laskentatapojen valinnan jälkeen muodostetaan analyysissä käytettävä malli ja elementtiverkko. Useimmiten geometriasta on olemassa CAD-malli, mistä voidaan muokata analyysiä varten oma malli. Jos on päätetty, että kappaleen symmetriaa hyödynnetään analyysissä, poistetaan mallista turhat piirteet (kuvio 3). Usein on myös tarpeellista yksinkertaistaa kappaletta poistamalla esimerkiksi ylimääräisiä viisteitä tai pyöristyksiä, joilla ei ole merkitystä kappaleen lujuuteen (kuva 3). (Mac Donald 2011, 64.) Useimmat FE-ohjelmistot pystyvät luomaan elementtiverkon automaattista verkottajaa käyttäen. Automaattinen verkottaja ei osaa arvioida mihin jännitykset sijoittuvat ja täten se ei osaa tehdä tiheämpää elementtiverkkoa tarvittaviin paikkoihin. Elementtiverkon hienosäätö täytyy tehdä aluksi kokemuspohjaisesti, jota helpottaa fyysisen ongelman ymmärtäminen. (Mac Donald 2011, 49.)



KUVIO 3. Symmetrian käyttö mallin rakentamisessa (Mac Donald 2011, 64.)



KUVA 3. Turhien piirteiden poistamisen vaikutus elementtiverkkoon (Mac Donald 2011, 64.)

6.2.4 Menetelmien määrittäminen

Käytettävien menetelmien valitseminen perustuu lähinnä käyttäjän aikaisempiin kokemuksiin. FE-ohjelmistot tarjoavat useita eri vaihtoehtoja ongelmien ratkaisemiseksi. Käyttäjän vastuulla on haluttujen tulosten sekä aika- ja kuormitusaskeleiden määrittäminen. (Mac Donald 2011, 50.)

6.2.5 Ongelman ratkaiseminen

Tässä vaiheessa kaikki analyysia koskevat päätökset on tehty ja ohjelma noudattaa annettuja käskyjä muodostaakseen ongelman ratkaisun. Joissain tapauksissa ohjelmisto ei pysty ratkaisemaan ongelmaa ja laskenta pysähtyy ohjelman antaman virheilmoituksen myötä. Laskennassa tapahtuneen virheen korjaamiseksi käyttäjän on itse etsittävä vika ohjelman antamien viestien ja omien kokemusten perusteella. Vaikka ratkaisu saataisiin laskettua, on tulosten kriittinen tarkastelu ja hyväksyminen käyttäjän vastuulla. (Mac Donald 2011, 50.)

6.2.6 Tulosten jälkikäsittely

Jälkikäsittelyvaiheessa käytetään ohjelmiston tarjoamia ominaisuuksia tulosten tarkasteluun. Jos tulokset eivät ole odotetunlaisia, täytyy mallista etsiä virhe, jonka jälkeen ratkaisu lasketaan uudelleen. Vaikeinta analyysin hyväksymisessä on tulosten tulkinta. Käyttäjän on osattava tarkastella onko jännitykset ja muodonmuutokset hyväksyttävissä rajoissa. (Mac Donald 2011, 50.)

7 HITS AUSLIITOSTEN VÄSYMINEN

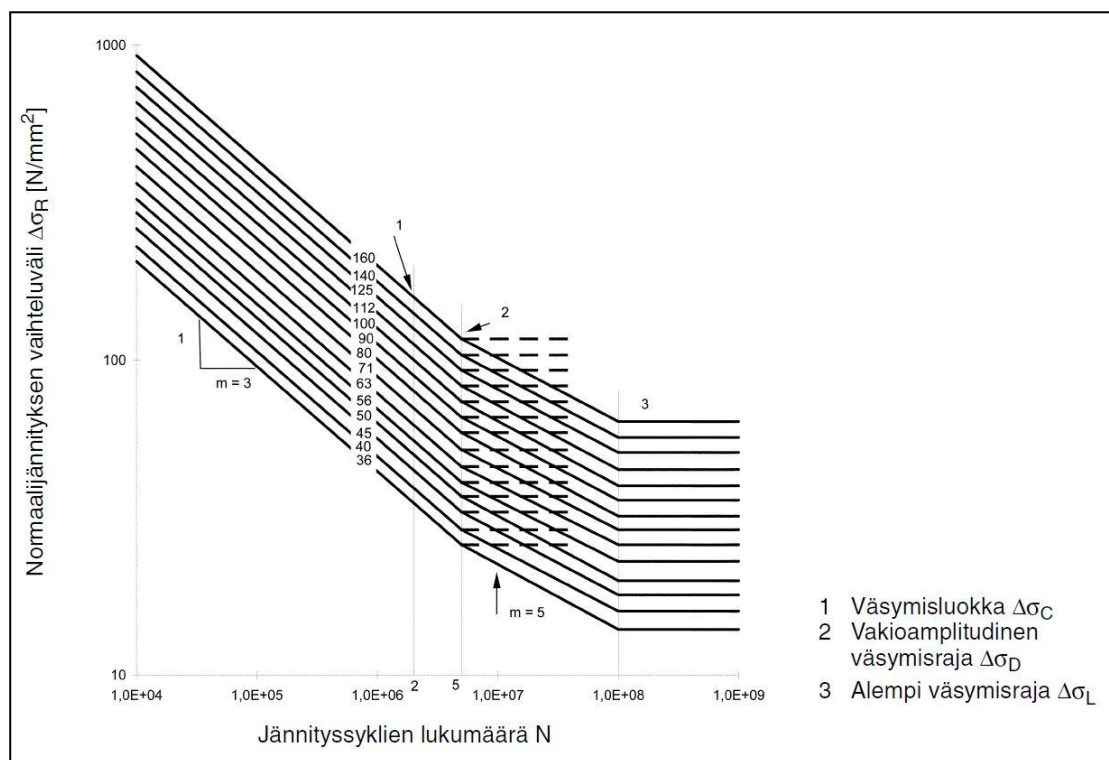
Väsyminen voidaan määrittää seuraavasti:

“Vaihtuvista jännityksistä aiheutuva rakenneosassa tapahtuva säröjen ydintyminen ja kasvu”
(SFS-EN 1993-1-9 2005, 7).

Erilaiset särönkasvuilmiöt rajoittavat hitsattujen rakenteiden elinikää. Valmistusvaiheessa tai käytön aikana muodostuneet alkusäröt saattavat kasvaa esimerkiksi vaihtelevan jännityksen tai korroosion takia. Rakenteen elinikä päättyy, kun säröt ovat niin suuria, että syntyy murtumisvaara. Hitsatuille rakenteille ominaisia geometrisia virheitä ovat hitsausvirheet. Hitsauksen laadunvalvonnasta huolimatta käytössä olevissa rakenteissa tavataan säröjä. Arviolta 80 - 90 % rakenteiden murtumista johtuu väsymisestä. (Niemi ja Kemppi 1993, 229.)

7.1 S-N-käyrät

Yleisimmissä väsymistarkastelumenetelmissä väsymislujuus ilmaistaan $S-N$ -käyrän muodossa. $S-N$ -käyrän pystyakselina ovat jännitykset S (Stress) ja vaak-akselina kuormituskertojen lukumäärä N . (Niemi 2003, 95.) Kuviossa 4 on esitetty Eurokoodin 3 mukaiset väsymislujuuden $S-N$ -käyrät normaalijännitysten vaihteluväleille.



KUVIO 4. Väsymislujuuden $S-N$ -käyrät (SFS-EN 1993-1-9 2005, 15.)

S - N -käyrän kaltevilla osalla pätee

$$N = \frac{C}{(\Delta\sigma)^3} \quad (1)$$

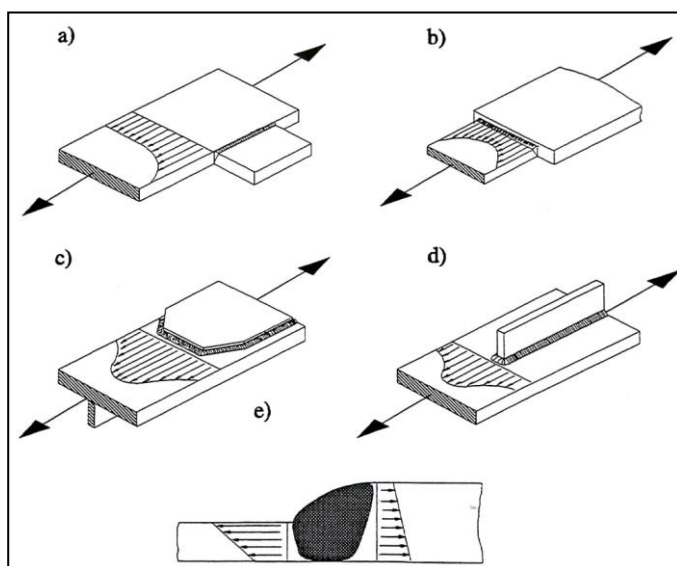
jossa C on väsymiskapasiteetti. Perinteisesti väsymislujuus ilmoitetaan $2 * 10^6$ jännitysjakson kohdalla, minkä vuoksi tietyn liitosdetaljin S - N -käyrä ilmaistaan kyseisen väsymislujuusarvon avulla. International Institute of Welding on antanut väsymisluokalle nimen FAT, kun taas Eurokoodi 3 käyttää symbolia $\Delta\sigma_c$. Tietyn S - N -käyrän väsymiskapasiteetin mitoitusarvo C_d voidaan ratkaista tukeutulla yhtälöön 1 seuraavasti:

$$C_d = 2 * 10^6 \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}} \right)^3 \quad (2)$$

jossa γ_{Mf} on materiaalin osavarmuusluku. (Niemi 2003, 96.)

7.2 Hot spot -jännitys

Kuvassa 4 on esitetty tavallisimpia hitsatuissa rakenteissa esiintyviä epäjatkuvuuskohtia. Epäjatkuvuuskohdat aiheuttavat rakenteeseen jännityskeskittymiä, joita kutsutaan rakenteellisiksi jännityksiksi. Kyseiset jännitykset ovat kalvojännityksestä ja levyn taivutusjännityksestä koostuvia, levymäisissä kappaleissa esiintyviä jännityksiä. Rakenteessa esiintyvän epäjatkuvuuskohdan vaikutusalue on melko laaja, ja sen oletetaan jakautuvan levyn paksuudelle lineaarisesti. Säröt, joista rakenteiden väsyminen alkaa, syntyvät useimmiten hitsin rajaviivalle, joka sijaitsee jännityskeskittymän alueella. Tässä kriittisessä kohdassa esiintyvän jännityksen arvoa kutsutaan hot spot -jännitykseksi. (Niemi ja Kemppe 1993, 234.) Hot spot -menetelmän käyttöä suositellaan hitsatuille rakenteille, joiden geometria on liian monimutkainen perinteisillä keinoilla ratkaistavaksi. (Hobbacher 1996, 24.)



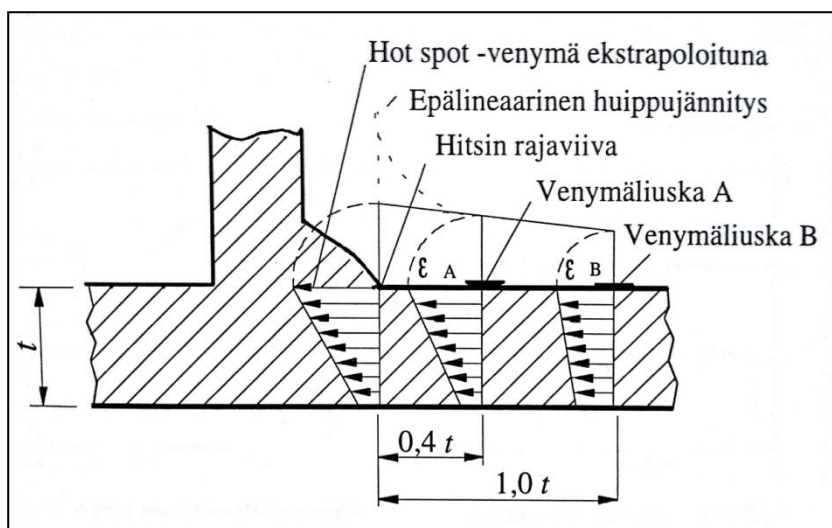
KUVA 4. Tyypillisiä rakenteiden epäjatkuvuuskohtia ja niiden aiheuttamia jännityskeskittymiä (Hobbacher 1996, 23.)

Hot spot -jännitysten menetelmässä väsymistarkasteluun käytetään yleensä vain yhtä $S-N$ -käyrää, joka saadaan erilaisille kappaleille suoritettavien väsytykskoekiden aikana tehtyistä venymäliuskamittauksista. Mittaamalla särön ydintymiskohdan venymiä sopivalta etäisyydeltä voidaan määrittää ydintymiskohdan rakenteellisen jännityksen heilahdukset. On suositeltavaa, että mittaukset suoritetaan kahdesta pisteestä, joiden etäisyys hitsin rajaviivasta on $0,4t$ ja t , missä t on hitsatun levyn ainevahvuus. $S-N$ -käyriä määritettäessä on tärkeää, että venymäliuskat ovat oikealla etäisyydellä hitsin rajaviivasta, jolloin tuloksista ekstrapoloitu hot spot -jännitys sisältää sekä makrogeometristen tekijöiden että rakenteellisten epäjatkuvuuksien vaikutuksen. Tällä tavoin hitsin aiheuttama epälineaarinen huippujännitys ei vaikuta mittaustulokseen. (Niemi 1996, 16 - 17.) Kuviossa 5 on havainnollistettu hot spot -jännityksen mittausta käyttäen lineaarista ekstrapolointia. Jos mitataan hitsin rajaviivaa vastaan kohtisuoria ja hitsin suuntaisia jännityksiä sekä oletetaan, että leikkausjännitys hitsin läheisyydessä on olematon, voidaan kohtisuora rakenteellinen jännitys σ_s laskea yhtälöstä

$$\sigma_s = E \varepsilon_x \frac{1 + \nu \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}}{1 - \nu^2} \quad (3)$$

jossa ε_x on hitsiä vastaan kohtisuora venymä, ε_y hitsin suuntainen venymä, E kimmokerroin ja ν suppeumavakio. (Niemi 1996, 16 - 17.)

Hot spot -pisteen jännitys voidaan määrittellä myös FE-analyysillä tarkastelemalla pääjännitystuloksia hitsin läheisyydessä (Hobbacher 1996, 24; Niemi 1996, 17). Tuloksia verrataan liitosta vastaavaan väsymisluokkaan. Hot spot -menetelmässä käytettäviä Eurokoodin 3 mukaisia väsymisluokkia ovat FAT 90, 100 ja 112. (SFS-EN 1993-1-9 2005, 40.) Hot spot -menetelmän idean toteutumiseksi jännitysjakuman on oltava lineaarinen ainepaksuuden yli ja paikallisen loven kohdalla. Tämän takia mittaavalla alueella ei kannata käyttää useita päällekkäisiä elementtikerroksia. (Niemi ja Kemppi 1993, 252.)



KUVIO 5. Hot spot -venymävaihtelun mittausta (Niemi 1996, 17.)

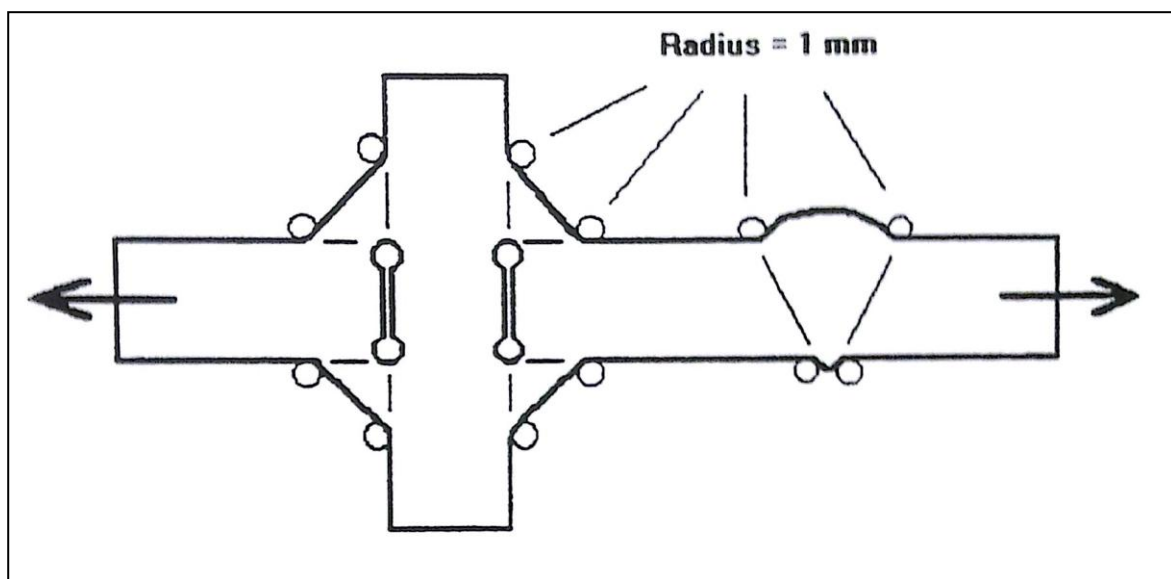
Kuvion 5 mukaisten mittauspisteiden jännitystuloksista voidaan laskea hot spot -jännitys σ_{hs} käyttämällä kaavaa

$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_A - 0,67\sigma_B \quad (4)$$

jossa σ_A on pisteessä A ja σ_B pisteessä B mitattu jännitys. Koska elementtimalli esittää yleensä rakenteen ideaalia muotoa, tulokset on muistettava korjata käyttämällä muotovirheitä vastaavia K_m -kertoimia. (Niemi 2003, 100 - 101.)

7.3 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

Effective Notch Stress Method eli tehollisen lovijännityksen menetelmä ilmaisee jännityksen loven juuressa, kun materiaalin oletetaan käyttäytyvän lineaarisesti. Hitsin muoto ja materiaalin epälineaarinen käyttäytyminen loven juuressa otetaan huomioon korvaamalla oikea hitsin muoto tehollisella muodolla. Rakenneteräksiä käytettäessä on todettu, että hitsin rajapinnan sekä juuren pyöristäminen 1 mm:n säteellä antaa luotettavia tuloksia (kuvio 6). (Hobbacher 1996, 28 - 29.) Väsymistarkasteluja tehtäessä pääjännitystuloksia verrataan väsymislukan FAT 225 mukaiseen $S-N$ -käyrään (Hobbacher 1996, 75). Menetelmä soveltuu hitsausliitosten tarkasteluun, joiden väsymisen uskotaan alkavan hitsin juuresta tai rajapinnasta. Menetelmää ei voida käyttää, jos hitsiin tai sen juureen kohdistuu samansuuntaisia jännityksiä. Effective Notch Stress -menetelmä on verifioitu vain yli 5 mm:n ainevahvuuksia käytettäessä. Koska menetelmä on idealisaatio, jännityksiä ei voi mitata valmiista hitsatusta kappaleesta. (Hobbacher 1996, 28 - 29.)



KUVIO 6. Pyöristykset hitsin rajapinnoissa ja juuressa (Hobbacher 1996, 29.)

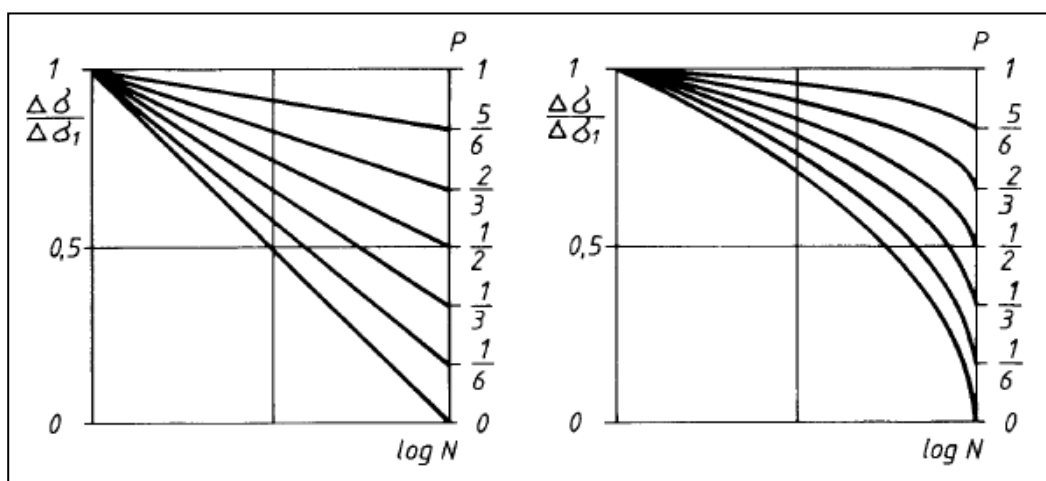
7.4 Tyypitetyt kuormituskertymät

Rakenteisiin niiden elinaikana kohdistuneita jännityskertymiä voidaan selvittää useilla eri keinoilla. Jännityksiä voidaan esimerkiksi tutkia eri kuormitustilanteissa ja selvittää niistä työjakson aikana esiintyvät vaihteluvälit tai käytössä olevasta koneesta voidaan taltioida jännityshistoriaa. (Niemi ja Kemppi 1993, 244.) Käytännössä jännitysten vaihteluvälin tapauskohtaisia kertymiä voidaan laatia harvoin. Tällöin mitoituksessa voidaan käyttää rakenteen suunnitteluohjeissa annettuja tyypitettyjä kertymiä. Käytännön mitoitustilanteessa ei välttämättä vielä tiedetä jännitysten suuruuksia, joten niiden suhteellisia arvoja voidaan käyttää sopivan mitoituksen saavuttamiseksi. (SFS 2378 1992, 27.) Tyypitetyssä kertymässä pystyakselilla on jännitysvaihteluiden suhteelliset arvot ja vaaka-akselilla on jännitysjaksojen lukumäärä N (kuvio 7). Suurin huomioon otettava jännitysvaihtelu saa arvon 1. Kertymä määrittelee myös täyteläisyyttä kuvaava parametri P ja käyrän muoto. (Niemi ja Kemppi 1993, 245; SFS 2378 1992, 27.)

Ekvivalenttia vaihteluväliä voidaan kuvata yhtälöllä

$$\Delta\sigma_{ekv} = \psi \Delta\sigma_{max} \quad (5)$$

jossa $\Delta\sigma_{max}$ on pienimmän ja suurimman kuormitustilanteissa esiintyvän jännityksen vaihteluväli ja ψ on kerroin, joka ottaa huomioon erilaiset kertymät sekä jännitysvaihteluiden lukumäärät ja jonka arvo saadaan standardiin SFS 2378 liitetystä taulukosta. Suunnittelijan tarvitsee siis tietää vain kaksi kuormitustilannetta; ne joissa esiintyy suurin ja pienin jännitys. Yhtälö ottaa huomioon muut kuormitustilanteet. (Niemi ja Kemppi 1993, 245.)

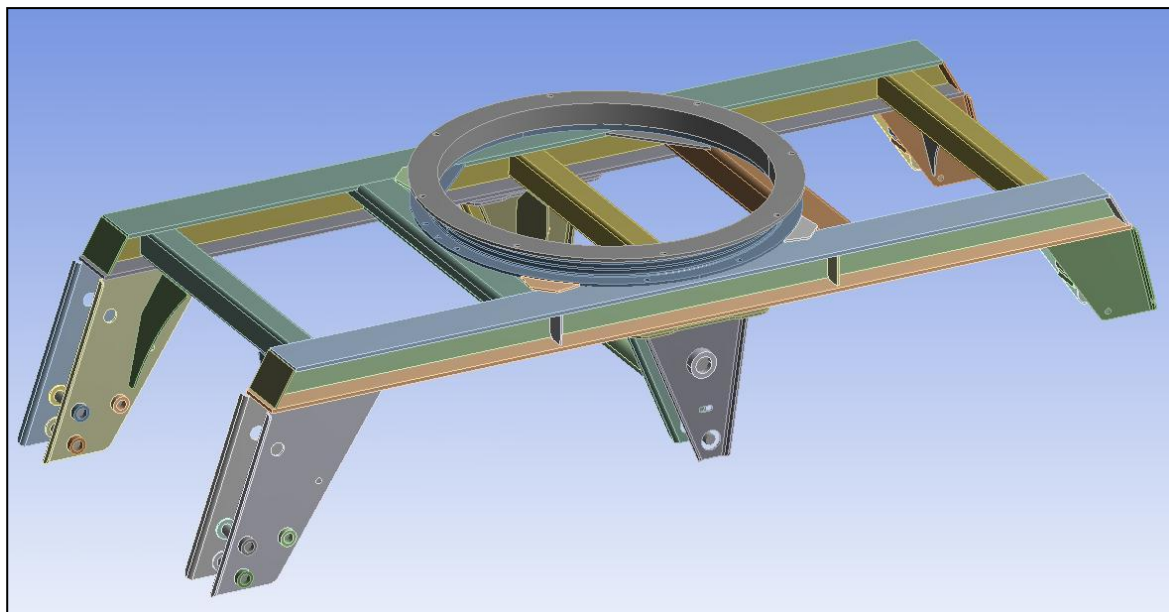


KUVIO 7. Tyypitetyjä kertymiä (SFS 2378 1992, 27.)

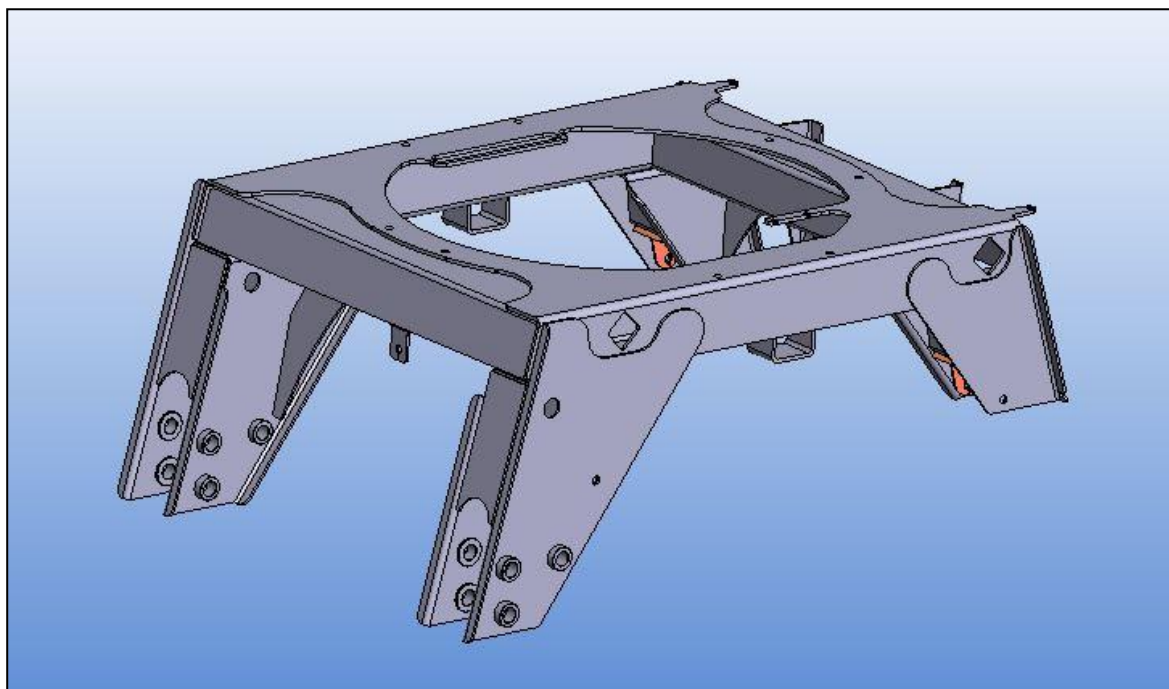
8 ETUVAUNUN SUUNNITTELU

8.1 Suunnittelu ja 3D-mallinnus

Työ aloitettiin selvittämällä mitat, jotka määräävät etuvaunun pituuden ja telikeinun korvallisten mitat. Telikeinun korvallisten mitat haluttiin pitää samoina kuin aikaisemmassa I-palkkirunkoisessa mallissa (kuva 5), jolloin muutokset voitiin rajata etuvaunuun muiden rungon osien pysyessä ennallaan. Lähtökohtana ollut uudenmallista yksiakselista etuvaunua (kuva 6) pidennettiin, jotta akseliväliltään 1360 mm olevat pyörät voidaan asentaa etuvaunuun. Yksiakselisesta etuvaunusta saatiin hyödynnettyä etu- ja takakorvalliset sekä poikittaispalkit. Muut osat muokattiin sopimaan pidennettyyn runkoon tavoitteena säilyttää rungon korkeus, leveys, valmistettavuus ja valmistusmenetelmät samanlaisina kuin yksiakselisessa mallissa. Suunnittelussa meneteltiin siten, että ensin tehtiin karkea malli etuvaunusta, jolle tehtiin FE-analyysi. Analyysin tuloksien perusteella runkoa vahvistettiin kriittisistä kohdista. Etu- ja takakorvallisten muotoilua päätettiin muuttaa paremman kestävyuden saavuttamiseksi. Muutettuja korvallisista voidaan käyttää myös yksiakselisessa etuvaunussa, jolloin samoja nimikkeitä hyödynnetään molemmissa tuotteissa.



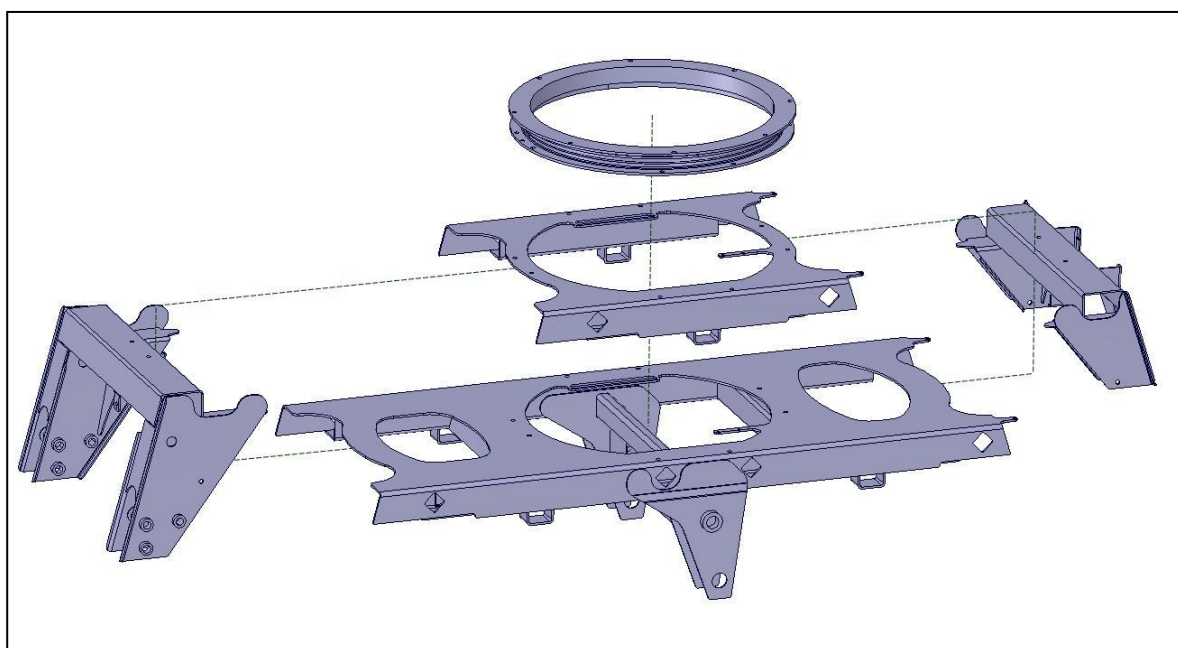
KUVA 5. Vanha I-palkkirunkoinen etuvaunu. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)



KUVA 6. Suunnittelun lähtökohtana ollut yksiakselinen etuvaunu. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

8.2 Modulaarinen tuoterakenne

Modulaarinen tuoterakenne koostuu neljästä osakokonaisuudesta. Osakokonaisuuksia ovat runko, kääntökehä, etukorvalliset ja takakorvalliset. Runkoja on kaksi erilaista, yksi- ja kaksiakselinen. Kaksiakselinen runko on yksiakselista pidempi ja siihen on lisätty korvalliset telikeinua varten sekä vahvikepalkkeja jäykistämään runkoa. Sekä etu- että takakorvalliset poikittaispalkkeineen käyvät molempiin runkovaihtoehtoihin, kuten myös kääntökehä. Tuotteiden variointi tapahtuu vain runkoa vaihtamalla. Tuoterakennetta on havainnollistettu kuvassa 7.



KUVA 7. Modulaarinen tuoterakenne, joka koostuu kahdesta eri runkovaihtoehdosta, kääntökehästä sekä etu- ja takakorvallisista. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

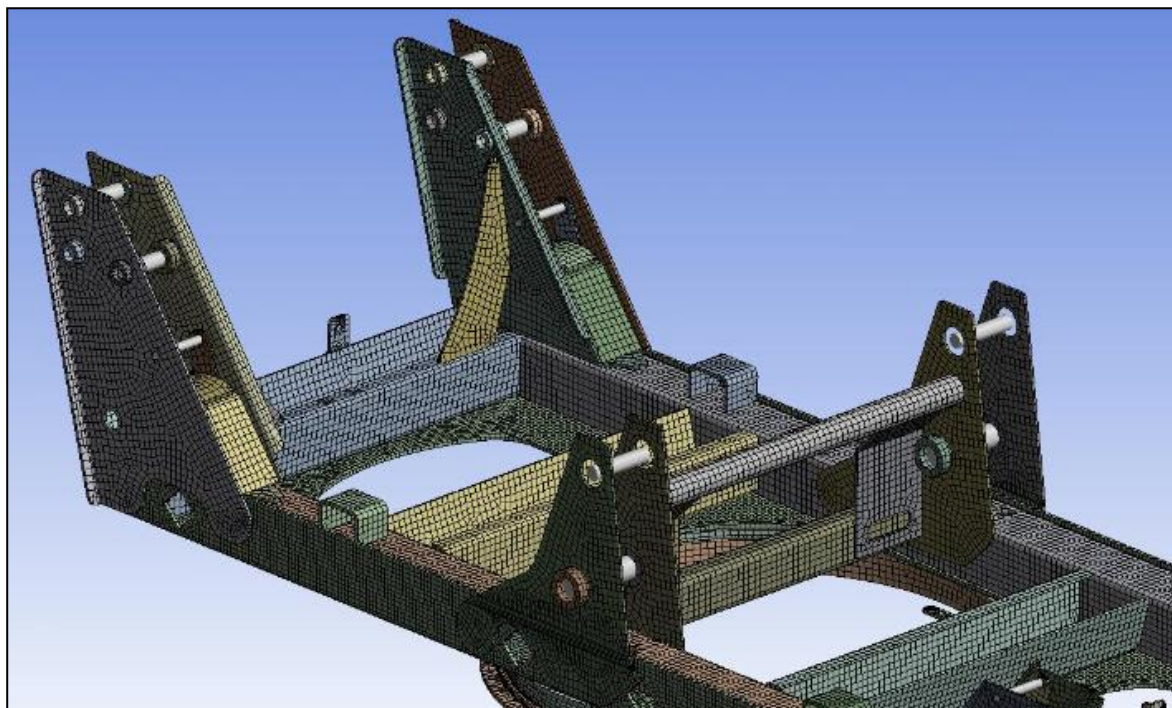
8.3 FE-analyysi

Kolmelle eri etuvaunun mallille suoritettiin staattinen FE-analyysi Ansys 14.5 -ohjelmaa käyttäen. Analyysi suoritettiin kolmelle etuvaunulle, koska etuvaunuun kohdistuvien voimien suuruus ei ollut tiedossa. Uuden etuvaunun jännitys- ja muodonmuutostuloksien vertaamista kahden toimivaksi todetun etuvaunun tuloksiin pidettiin riittävänä menettelynä etuvaunun lujuuden määrittämiseksi. Analyysissä käytettiin lineaarista materiaalimallia. Etuvaunun kuormituksena käytettiin pystysuuntaisia akselimassoja ja vetoaisan aiheuttamaan vetävää voimaa. Vääntöä aiheuttavia voimia ei käytetty, koska niiden suuruudesta ei ollut tietoa ja niiden arvioitiin olevan häviävän pieniä verrattuna kahteen edellä mainittuun voimaan.

8.3.1 Elementtiverkko ja kontaktit

Elementtiverkon rakentamisessa käytettiin Ansysin automaattiverkottajan Hex Dominant menetelmää, jolla osiin saatiin siisti pääasiassa heksaedrielementeistä koostuva elementtiverkko. Osien tehtiin kokosäätöjä mahdollisimman hyvän lopputuloksen aikaansaamiseksi ja lopulta elementtiverkko koostui 609 000 solmusta ja 139 000 elementistä (kuva 8).

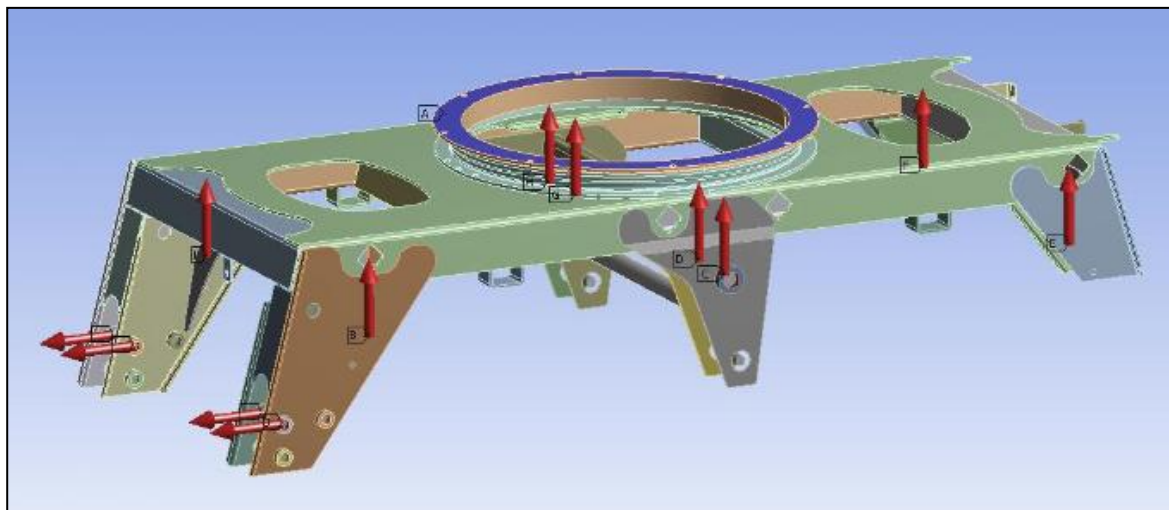
Kokoonpanon osat sidottiin toisiinsa irtoamattomia lineaarisia kontakteja käyttäen. Kontakteja käytettiin, koska silloin elementtiverkon muodostaminen tämän kokoluokan malliin on helpompaa verrattuna yhdestä tilavuudesta tehtyyn malliin. Lisäksi malliin lisättiin palkkeja (kuva 8) kuvaamaan korvallisissa olevia liitoksia, joilla on merkittävä vaikutus korvallisten jäykkyyteen.



KUVA 8. Etuvaunun elementtiverkko ja korvallisiin lisätyt palkit. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

8.3.2 Voimat ja tuennat

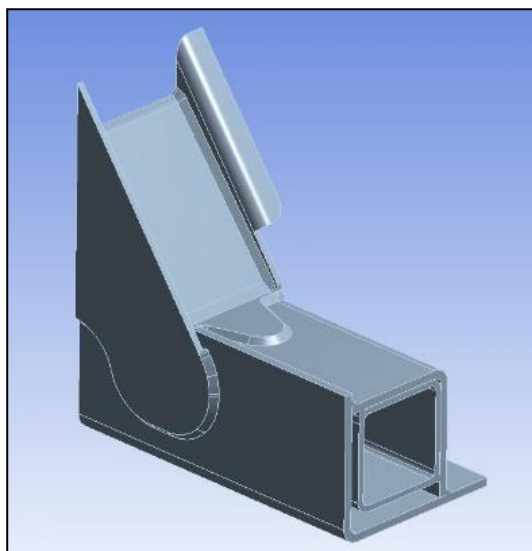
Koska etuvaunuun kohdistuvien voimien suuruudesta ei ollut mitattua tietoa, päätettiin kuormituskäytössä vetoaisan testauksessa käytettyä X kN:n suuruista refenssivoimaa, joka kohdistettiin vetoaisan kiinnitysholkkeihin, sekä perävaunun kuorman aiheuttamaa kääntökehään pystysuunnassa kohdistuvaa X kN:n suuruista akselimassaa. Pystysuuntainen voima kohdistettiin korvallisissa oleviin lehtijousien vastakappaleisiin sekä telikeinun pusliin, kun taas kääntökehä lukittiin paikoilleen kaikki vapausasteet sitovalla tuennalla. Kuvassa 9 on esitetty analyysissä käytetty kuormitustilanne.



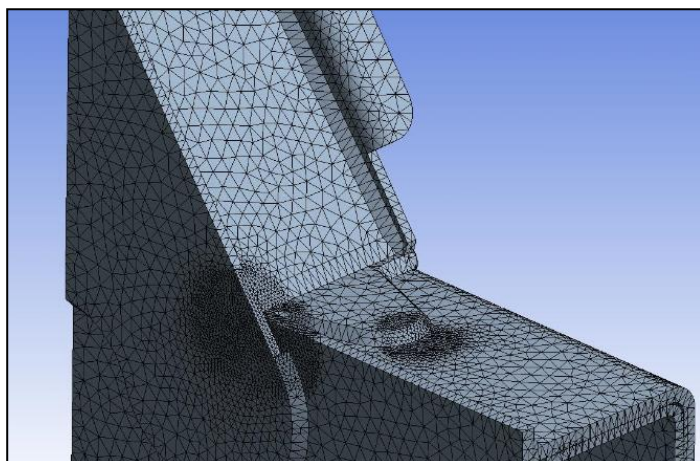
KUVA 9. Etuvaunun kuormitus. Punaiset nuolet kuvaavat asetettujen voimien suuntia. Sinisellä värillä korostettu kääntökehän pinta on tuettu sitomalla kaikki vapausasteet. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

8.3.3 Etukorvallisen alimalli

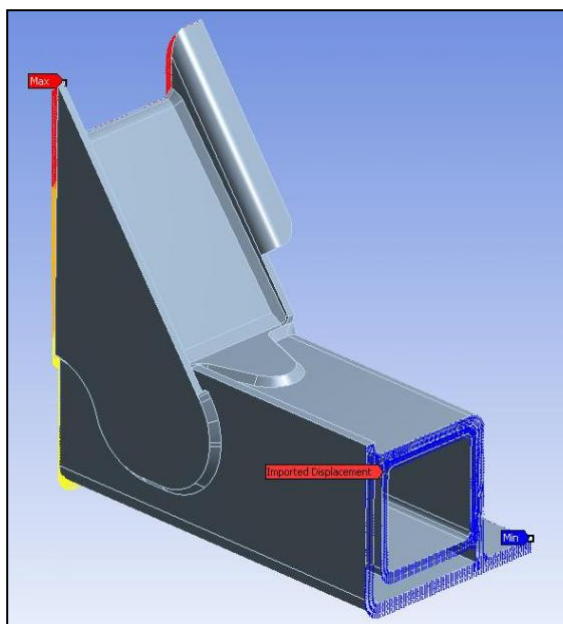
Koska kontaktit eivät kuvaa täydellisesti hitsattua rakennetta, tehtiin jännitysten osalta kriittiseksi osoittautuneesta etukorvallisesta alimalli, joka koostui yhdestä tilavuudesta. Alkuperäisestä geometriasta leikattiin haluttu osa, johon mallinnettiin hitsit mahdollisimman todenmukaisesti. Hitsattujen levyjen väliin jätettiin 0,1 mm:n suuruinen rako, jolloin hitsatun rakenteen ominaisuudet tulevat parhaiten esille jännitysten kulkiessa vain hitsien kautta. Kuvassa 10 on alimalli, johon on mallinnettu hitsit. Elementtiverkkoa tihennettiin alueilta, joissa esiintyi suurimmat jännitykset (kuva 11). Alimallin kuormituksena käytettiin kokonaiselle etuvaunulle suoritettujen analyysien tuloksena saatuja siirtymiä, jotka siirrettiin alimallin rajapintoihin Ansysin Sub-Modeling toiminnon avulla (kuva 12).



KUVA 10. Etukorvallisen alimalli, johon on mallinnettu hitsit. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)



KUVA 11. Alimallin elementtiverkkoa tihennettiin alueilta, joissa esiintyi korkeita jännityksiä. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)



KUVA 12. Alkuperäisestä analysistä tuloksena saadut siirtymät siirrettiin alimallin rajapintoihin. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

9 VÄSYMISTARKASTELU

Etuvaunun väsymistä arvioitiin tyypitettyä kuormituskertymää käyttäen, koska saatavilla ei ollut todellisia kuormitustietoja. Yleensä tyypitetyn kertymän käyrä annetaan tuotekohtaisissa ohjeissa tai määräyksissä, mutta koska vastaavia ohjeita ei etuvaunulle tai perävaunun rungolle ole, täytyi käyrän muoto arvioida. Todellisten kuormitustietojen puutteen johdosta myös suurin jännitysheilahdus täytyi olettaa yhtä suureksi kuin FE-analyysin tuloksista saatu korkein hot spot -jännitys.

Etuvaunuun kohdistuu normaalin käytön aikana maksimikuormitus vain harvoin. Suurin osa jännitysheilahdeiluista aiheutuu normaalin ajon aikana kiihdytysten ja tienepätasaisuuksien johdosta. Tyypitetyn kertymän parametriksi P valittiin X , jonka oletettiin kuvaavan käyttöä parhaiten. Jännitysjaksojen lukumääräksi valittiin X . Valintojen perusteella saatiin standardin SFS 2378 taulukosta 5 kertoimelle ψ arvo X , minkä jälkeen laskettiin ekvivalentin jännitysvaihtelun arvo soveltamalla yhtälöä 5 seuraavasti:

$$\Delta\sigma_{ekv} = X * X \text{ MPa} = X \text{ MPa} \quad (6)$$

jossa $\Delta\sigma_{max}$:n arvo on suurin mitattu hot spot -jännitys. Hot spot -jännitystä käytettäessä liitoksen väsymislukokka on FAT 100. Materiaalin osavarmuusluvaksi γ_{Mf} valittiin 1,15, minkä perusteella voitiin väsymiskapasiteetin mitoitusarvo laskea yhtälöä 2 käyttäen:

$$C_d = 2 * 10^6 \left(\frac{100 \text{ MPa}}{1,15} \right)^3 = 1,3 * 10^{12} \text{ MPa}^3 \quad (7)$$

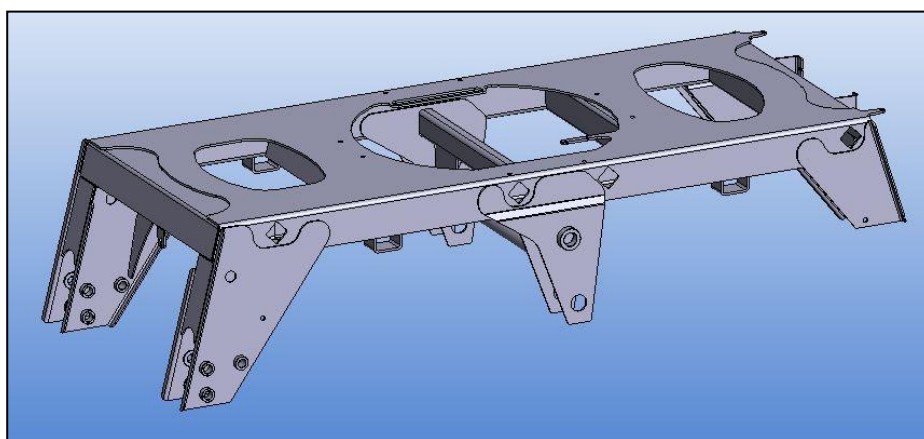
Kun väsymiskapasiteetti ja ekvivalentti jännitysvaihtelu olivat laskettu, voitiin kuormitus syklien määrä laskea yhtälöä 1 soveltamalla. Mahdolliset muotovirheet otettiin huomioon käyttämällä kerrointa K_m , jonka arvoksi valittiin 1,2. Yhtälöä 1 soveltamalla väsymiskestävyydeksi saatiin:

$$N = \frac{C_d}{(K_m \Delta\sigma_{ekv})^3} = \frac{1,3 * 10^{12} \text{ MPa}^3}{(1,2 * X \text{ MPa})^3} = X \quad (8)$$

10 TULOKSET

10.1 Etuvaunun 3D-malli

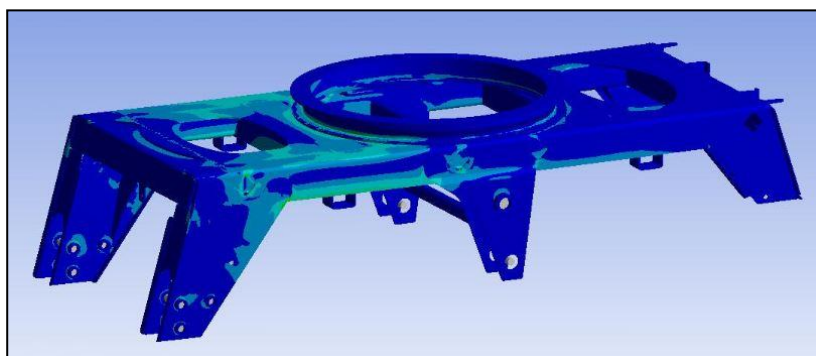
Suunnittelussa muokattiin vanhan yksi akselisen etuvaunun mallia vastaamaan uusia tarpeita. Vanhaa mallia pidennettiin ja vahvistettiin tarpeen mukaan. Suunnittelun tuloksena saatiin uuden kaksi akselisen etuvaunun malli, joka muodostaa yhdessä entisen yksi akselisen etuvaunun kanssa modulaarisen tuoteperheen. Etuvaunuissa käytetään samoja valmistusmenetelmiä ja komponentteja, mikä tekee tuoteperheestä yhtenäisen. Suunnittelussa otettiin huomioon etuvaunun massa, jonka haluttiin olevan mahdollisimman alhainen kuljetusten kustannustehokkuuden parantamiseksi. Kuvassa 13 on suunniteltu kaksi akselinen etuvaunu.



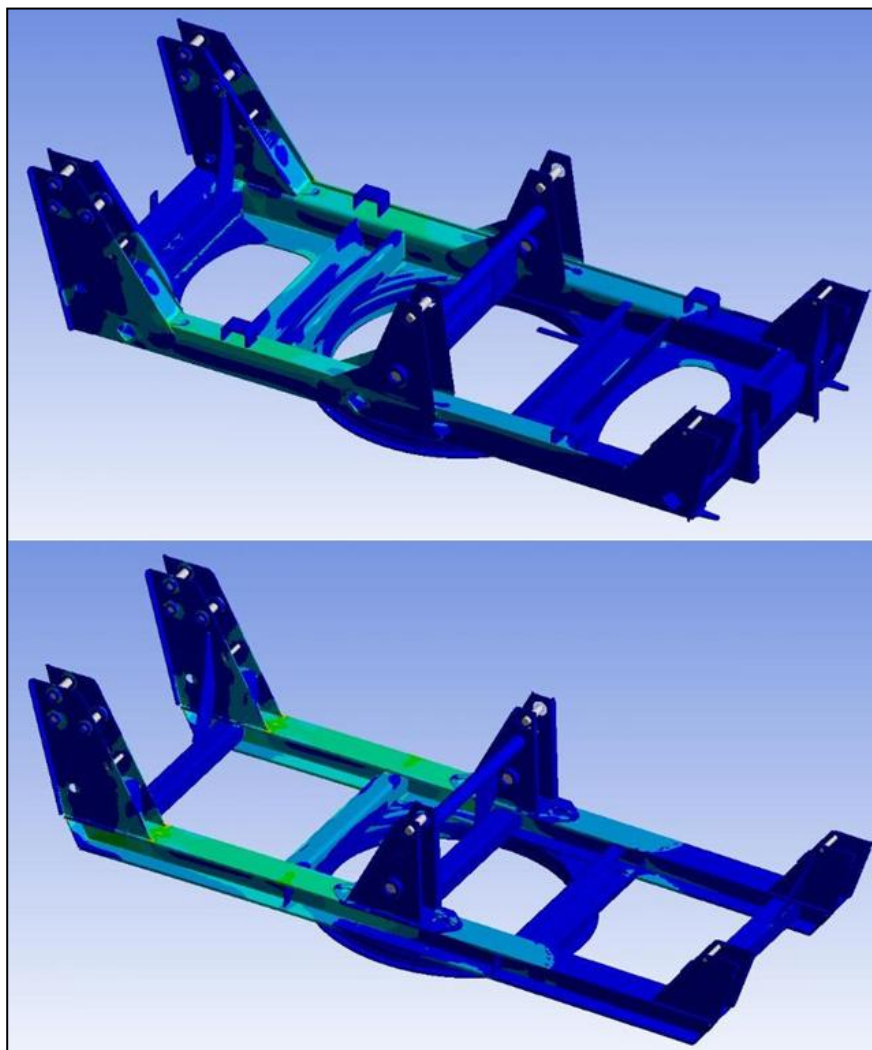
KUVA 13. Suunniteltu kaksi akselinen etuvaunu. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

10.2 FE-analyysi

Kolmelle eri etuvaunulle suoritetun FE-analyysin tuloksia verrattiin keskenään. Uuden etuvaunun runkopalkkien keskimääräiset jännitykset olivat noin 23 % alhaisemmat verrattuna kuvan 8 mukaisen I-palkkirunkoiset etuvaunun jännitystuloksiin. Korvallisten jännityksiä vertailtiin uuden kaksi akselisen ja yksi akselisen etuvaunun (kuva 9) kesken, koska kyseisten etuvaunujen korvallisten muoto oli samankaltainen. Korvallisten jännitykset olivat noin 13 % alhaisemmat uudessa etuvaunussa. Kuvassa 14 näkyy uuden etuvaunun vertailujännitystulokset ja kuvassa 15 on uuden ja vanhan etuvaunun jännitysten vertailu.



KUVA 14. FE-analyysin tuloksia. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)



KUVA 15. Jännitysten vertailu. Ylhäällä on uusi ja alhaalla vanha etuvaunu. (Kuvankaappaus Pekka Parviainen 2013)

Jännitystulosten lisäksi vertailtiin uuden ja vanhan kaksiakselisen etuvaunun muodonmuutoksia. Uusi etuvaunun runko oli edeltäjänsä jäykempi muodonmuutosten ollessa noin 35 % pienemmät.

10.3 Väsymistarkastelu

Väsymistarkastelussa käytettiin tyypitettyä kuormituskertymää, koska etuvaunun todellinen kuormitushistoria ei ollut tiedossa. Tarkastelussa käytetyn suurimman jännitysvaihtelun oletettiin olevan FE-analyysin tuloksista saadun suurimman hot spot -jännityksen suuruinen. Etuvaunun väsymiskestävyydeksi saatiin X kuormitusyksiä, mikä on melko alhainen, kun mietitään tuotteen elinkaarta. Väsymistarkastelun tuloksien paikkansapitävyys voidaan kyseenalaistaa ottamalla huomioon, että aikaisempien tuotteiden kanssa ei ole ollut väsymisongelmia ja että uuden etuvaunun jännitystulokset olivat alhaisempia kuin vanhojen etuvaunujen tulokset. Tarkastelun tuloksia väärentävät todennäköisesti todellisen kuormitushistorian puute sekä reilusti ylimitoitettu FE-analyysin kuormitus, joka johtaa todellista korkeampiin jännitystuloksiin.

11 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella uusi kaksiakselinen etuvaunu perävaunuun, jota käytetään maa-aineksen kuljetuksessa. Suunnittelun pohjana käytettiin käytössä olleen yksiakselisen etuvaunun mallia. Tavoitteena oli, että uusi etuvaunu muodostaa modulaarisen tuoteperheen yhdessä vanhan etuvaunun kanssa. Uuden etuvaunun suunnittelu oli ajankohtaista suunnitteilla olevan ajoneuvoyhdistelmien enimmäismassoja koskevan lakimuutoksen takia. Lakimuutoksen tullessa voimaan nykyinen yksiakselinen etuvaunu ei ole käyttökelpoinen raskaimmissa yhdistelmissä.

Suunnittelun aikana ongelmaksi muodostui lähtötietojen puute. Etuvaunuun kohdistuvista voimista ei ollut tarkkaa tietoa, mikä saattoi aiheuttaa ylimitoittamista. Turhaa ylimitoittamista välttämällä valmistaja voi säästää huomattavasti valmistuskustannuksissa. Hyvin optimoitu kevyt rakenne auttaa tekemään kuljetuksista mahdollisimman kustannustehokkaita. Edellä mainitut seikat ovat tärkeitä yrityksen kilpailukykyä tehostavia tekijöitä.

Kuormitustietojen puute ratkaistiin vertailemalla uutta etuvaunua kahteen jo käytössä olleeseen etuvaunuun. Näin uudesta etuvaunusta saatiin vähintään yhtä kestävä kuin aikaisemmista hyväksi todetuista malleista. Jokaiselle etuvaunun mallille tehtiin FE-analyysi, minkä jälkeen sekä muodonmuutos että jännitystuloksia verrattiin keskenään. Tuloksena uuden etuvaunun muodonmuutokset sekä jännitykset olivat alhaisemmat jokaisella tarkastelualueella verrattuna vanhoihin malleihin.

Mielestäni opinnäytetyön lopputulos antaa Haapajärven Kome Oy:lle mahdollisuuden kehittää tuotteitaan entistä enemmän. Tuloksia voidaan pitää riittävinä uuden etuvaunun prototyypin valmistuksen ja testauksen aloittamiseksi. Perävaunujen kuormitus voitaisiin selvittää tarkemmin esimerkiksi venymäliuskamittauksia tekemällä, mikä mahdollistaisi rakenteiden entistä tarkemman lujuustarkastelun. Elementtimenetelmän käytön kehittäminen perävaunujen suunnittelussa mahdollistaisi rakenteiden tarkan optimoinnin, mikä edistäisi yrityksen kilpailukykyä.

LÄHTEET

- HOBACHER, A. 1996. Fatigue Design of Welded Joints and Components: Recommendations of IIW Joint Working Group XIII-XV. Cambridge: Abington Publishing.
- KOMULAINEN, Harri 2013-04-12. Toimitusjohtaja. [haastattelu]. Iisalmi: Haapajärven Kome Oy.
- LASSEN, Tom ja RECHO, Naman 2006, Fatigue Life Analyses of Welded Structures. London, ISTE.
- LIIKENNE- JA VIESTINTÄMINISTERIÖ 2012. Ministeriyöryhmä linjasi raskaan liikenteen mittoja ja massoja. Tiedote [verkkajulkaisu]. [viitattu 2013-02-21]. Saatavissa: <http://www.lvm.fi/web/fi/tiedote/-/view/4131649>
- LIIKENNE- JA VIESTINTÄMINISTERIÖN ASETUS AUTOJEN JA PERÄVAUNUJEN RAKENTEESTA JA VARUSTEISTA. L 2002/1248. Finlex. Lainsäädäntö. [viitattu 2013-03-27]. Saatavissa: <http://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/2002/20021248#L2P11>
- LIIKENNEVIRASTO 2011. Suomen liikenne lukuina. Esite [verkkajulkaisu]. Tilastotietoja liikenteestä. [viitattu 2013-02-21]. Saatavissa: http://portal.liikennevirasto.fi/portal/page/portal/f/uutiset/2012/2012_9_10/22102012_suomen_liikenne_lukuina/iData_final.pdf
- LIIKENNEVIRASTO 2012. Tavaraliikenne. Artikkelit [verkkajulkaisu]. [viitattu 2013-02-21]. Saatavissa: <http://portal.liikennevirasto.fi/sivu/www/f/liikenneverkko/liikennejarjestelma/tavaraliikenne>
- MAC DONALD, Bryan J. 2011. Practical Stress Analysis with Finite Elements: Second Edition. Dublin: Glasnevin Publishing.
- NIEMI, Erkki ja KEMPPI, Juha 1993. Hitsatun rakenteen suunnittelun perusteet. Helsinki: Painatuskeskus.
- NIEMI, Erkki 1996. Hitsattujen rakenteiden väsymistarkastelussa käytettävät jännitykset. Helsinki: Metalliteollisuuden Keskusliitto.
- NIEMI, Erkki 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Helsinki: Teknologiainfo Teknova.
- SFS 2378. Hitsaus. Väsyttävästi kuormitettujen teräsrakenteiden hitsausliitosten mitoitus ja lujuuslaskenta. Vahvistettu 1992. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- SFS-EN 1993-1-9. Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen. Vahvistettu 2005. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- ULRICH, Karl T. ja EPPINGER Steven D. 2011. Product Design and Development. 5. painos. New York: McGraw-Hill/Irwin.
- VERHAEGHE, Jan 2006. Introducing an affordable composite trailer to a conservative market. Reinforced Plastics. Osa 50. Numero 5. Elsevier Ltd, 34-37.
- WEBER, Rick 2005. Tips on truck frames. Trailer / Body Builders. Osa 46. Numero 8. Houston: Penton Business Media Inc And Penton Media Inc, 22.
- ÖSTERHOLM, Jussi ja TUOKKO, Reijo 2001. Systemaattinen menetelmä tuotemodulointiin: Modular Function Deployment. Helsinki: Metalliteollisuuden kustannus.