



SAVONIA

■ OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

METSÄPERÄVAUNUN RUNGON DYNAAMINEN VÄSYMIS- TARKASTELU

Farmi Forest Oy

TEKIJÄ: Tero Halonen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala			
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma			
Työn tekijä(t) Tero Halonen			
Työn nimi Metsäperävaunun rungon dynaaminen väsymistarkastelu			
Päiväys	15.5.2017	Sivumäärä/Liitteet	44/2
Ohjaaja(t) lehtori Tatu Westerholm, lehtori Mika Mäkinen			
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Farmi Forest Oy			
Tiivistelmä <p>Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia Farmi Forest Oy:n metsäperävaunun uuden runkoversion kestävyyttä dynaamisella väsymiskokeella.</p> <p>Työ aloitettiin suorittamalla uudelle runkoversiolle ANSYS 15.0 -ohjelmalla FE-analyysit, joissa lähtöarvojen mukaisilla kuormitustiedoilla pyrittiin kartoittamaan uuden runkoversion heikot kohdat. FE-analyysien tulosten perusteella uuteen runkoversioon rakenteeseen tehtiin muutoksia. Tuotekehityksen myötä rungon kestävyys saatiin tyydyttävälle tasolle. Rungon lopullisesta versiosta suunniteltiin dynaamiseen kuormitustestaukseen soveltuva prototyypiversio sekä testipenkki, johon rungon prototyyppi kiinnitettiin testauksen ajaksi. Väsymiskoe suoritettiin käyttämällä Walter+Bai LFV-500 kN -dynaamista kuormituskehää. Väsymiskokeen tarkoituksena oli todentaa FE-analyysien tulokset venymäliuskamittauksilla sekä havainnoida muodostuvat vauriot visuaalisesti.</p> <p>Opinnäytetyön tuotoksina saatiin FE-analyysit metsäperävaunun vanhasta ja uudesta runkoversiosta. Lisäksi uudelle runkoversiolle saatiin laskettua vertailukelpoinen kestoikäarvio nykyiseen runkoon nähden. Dynaamisen väsymiskokeen osalta työtä ei voida pitää täysin onnistuneena. Testin aikana ilmenneiden erinäisten ongelmien ja tiukan aikataulun vuoksi testirungon todellinen väsymisikä jäi todentamatta. Laskennallinen kestoikäarvio testauksessa kuitenkin ylitettiin melkein 1,5-kertaisesti, mitä voidaan pitää positiivisena tuloksena. Saatuja tuloksia yritys voi pitää tulevien tuotekehitysprojektien pohjana.</p>			
Avainsanat metsäperävaunu, FEM, lujuuslaskenta, dynaaminen väsymistarkastelu, väsyminen, kestoikä			

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Tero Halonen			
Title of Thesis Dynamic Fatigue Testing of a Forest Trailer Frame			
Date	May 15, 2017	Pages/Appendices	44/2
Supervisor(s) Mr. Tatu Westerholm, Senior Lecturer and Mr. Mika Mäkinen, Senior Lecturer			
Client Organisation /Partners Farmi Forest Corp			
<p>Abstract</p> <p>The purpose of this final project was to determine the fatigue life of a new version of a forest trailer frame manufactured by Farmi Forest Corp with a dynamic fatigue test.</p> <p>First, a Finite Element Analysis to the frame was done by using ANSYS 15.0 engineering simulation software to find possible weak spots in the new design. Based on the results of the FEA the structure of the new frame version was modified and strengthened. After some product development the structural endurance of the new frame design achieved a satisfactory level. From the final version of the new frame a suitable prototype for dynamic fatigue testing and a testing configuration were designed and manufactured. The dynamic fatigue testing was carried out by using the Walter+Bai LFV-500 kN biaxial testing system. The purpose was to verify the FEA results by using strain gages attached to the test version of the trailer frame. During the test the frame was also visually inspected for any fatigue cracks or possible deformation.</p> <p>As a result of the project FE-analyses for both the old and the new version of the frame were done. Also a fatigue life estimate was calculated for the new version of the frame that can be compared to the current version. As for the dynamic fatigue test this work can not be considered completely successful. Due to various problems encountered throughout the fatigue test together with the strict schedule the actual fatigue life of the test frame was not verified. However, the calculated fatigue life estimate was exceeded by almost 1,5 times during the test which can be considered as a positive result. The company can use the achieved results as a basis for future product development projects.</p>			
Keywords forest trailer, FEM, structural analysis, dynamic fatigue testing, fatigue, fatigue life			

ESIPUHE

Haluan kiittää Farmi Forest Oy:tä mielenkiintoisesta ja haastavasta opinnäytetyöaiheesta. Kiitokset kaikille niille yrityksen henkilöille, jotka osallistuivat ja antoivat panoksensa työhöni. Kiitän lehtori Tatu Westerholmia ja lehtori Mika Mäkistä työni ohjauksesta sekä saamastani avusta. Kiitos myös Savonian hitsauslaboratoriossa työskenteleville henkilöille, jotka osallistuivat työhöni. Saamastani tuesta ja kannustuksesta kiitokset ansaitsevat myös avopuolisoni sekä vanhempani.

Espoossa 17.5.2017

Tero Halonen

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	8
2	FARMI FOREST OY	9
3	FEM.....	10
3.1	FE-analyysin prosessikuvaus	10
3.2	Elementtien valinta	11
3.3	Mallinnus ja verkotus	12
3.4	Kuormitustyytit ja reunaehdot.....	12
3.5	Tulokset ja niiden tulkinta.....	13
4	HITSATUN RAKENTEEN VÄSYMINEEN	14
4.1	Metallin väsymisen vaiheet	14
4.1.1	Särön ydintyminen	14
4.1.2	Särön eteneminen.....	14
4.1.3	Murtuminen	15
4.2	Väsymismitoitusmenetelmät	15
4.2.1	Nimellisten jännitysten menetelmä	15
4.2.2	Hot spot -menetelmä.....	16
4.3	Menetelmät rakenteen jännitysvaihtelujen ja kertymän selvittämiseksi	20
5	VENYMÄLIUSKAT.....	21
5.1	Toimintaperiaate.....	21
5.2	Venymämittauksen periaate	22
6	RUNGON FE-ANALYYSI	23
6.1	Uuden rungon FE-analyysi.....	23
6.2	Käytössä olevan runkoversion analysointi	27
6.3	Uuden runkoversion tuotekehitys	29
6.4	Lopullinen runkoversio	29
7	VÄSYTYSKOKEEN SUUNNITTELU	31
7.1	Prototyypin ja testipenkin suunnittelu.....	31
7.2	Prototyypin valmistus ja kokoonpano	33
8	KESTOIÄN LASKENTA	34
8.1	Maksimijännityksen mukainen kestoikä.....	34
8.2	Tyytetyjen kertoimien mukainen kestoikä	34

9	VÄSYTYSKOE	36
9.1	Venymäliuskojen kiinnitys.....	36
9.2	Kokeen valmistelut.....	37
10	TULOKSET	41
10.1	Uuden runkoversion kehitys.....	41
10.2	Kestoikäarvio ja dynaaminen väsytysoe	42
11	YHTEENVETO.....	43
	LÄHTEET	44
	LIITE 1: F100 UUDEN RUNGON HITSAUSJÄRJESTYSHAHMOTELMA.....	45
	LIITE 2: LÄHTÖARVOJA FARMI 100 RUNGON FEM-LASKENTAAN.....	46

KÄSITTEET

FEA	Finite Element Analysis, äärellisten elementtien analyysi
FEM	Finite Element Method, äärellisten elementtien menetelmä
CAD	Computer Aided Design
DOF	Degree of Freedom
FAT	Fatigue class, väsymislukka (IIW)
N	Jännityssyklien lukumäärä
C	Väsymiskapasiteetti
$\Delta\delta$	Jännitysvaihtelu
$\Delta\delta_c$	Väsymislukka (Eurocode 3)
γ_{Mf}	Väsymismitoituksessa käytettävä materiaalin osavarmuusluku
σ_{hs}	Jännityskeskityksessä vaikuttava hot spot -jännitys
K_s	Jännityskonsentraatiokerroin
$\sigma_{nom,mod}$	Modifioitu nimellinen jännitys hot spot -pisteessä
ε_{hs}	Hot spot -pisteen venymä
ε_A	0,4 t etäisyydellä hitsin rajaviivasta mitattu venymä
ε_B	1,0 t etäisyydellä hitsin rajaviivasta mitattu venymä
E	Kimmokerroin
ε_x	Hitsiä kohtisuoraan mitattu venymä
ε_y	Hitsin suuntainen venymä
ν	Suppeumavakio
U	Jännite (V)
e_0	Jännite (V)
R	Resistanssi (Ω)

1 JOHDANTO

Tämä opinnäytetyö on osa Savonia-ammattikorkeakoulun Materiaalien ja korroosion tutkimus- ja testaus (KorrTest) -hanketta. Hankkeen yhtenä tarkoituksena on tuottaa tutkimustuloksia materiaalien ja hitsattujen rakenteiden väsymiskestävyydestä ja lujuusominaisuuksista. Hankkeen puitteissa yhteistyöyrityksille tarjotaan testauspalveluja Savonian hitsauslaboratorioon hankitun dynaamisen kuormituskehän avulla.

Työn aiheena on tutkia Farmi Forest Oy:n valmistaman F100-metsäperävaunun rungon uuden version väsymiskestävyyttä. Työn lähtökohtana on nykyisessä rungossa ajan kanssa havaitut kestävyysongelmat, joiden perusteella yritys on suunnitellut uuden runkoversion. Lisäksi nykyinen runko vie tarpeettomasti tilaa kuljetuksen aikana. Uuden runkoversion myötä F100:n rungon kuormainkiinnitys saadaan monikäyttöisemmäksi ja yhdenmukaiseksi yrityksen muiden metsäperävaunujen kanssa.

Työn tarkoituksena on tarkastella F100-metsäperävaunun uutta runkoversionä FEM-laskennan avulla ja viimeistellä uusi runkoversionä jännitysanalyyysien tulosten perusteella. Mahdollisten rungon muutosten jälkeen rungolle suoritetaan dynaaminen väsytystarkastelu FEM-laskennan tulosten varmentamiseksi sekä kestoikäarvion saamiseksi. Väsytyiskoetta varten rungosta suunnitellaan ja valmistetaan testaukseen soveltuva prototyyppi sekä prototyypin kiinnitys kuormituskehään. Työn pääpaino on rungon väsymistarkastelussa dynaamisen kuormituskehän avulla, ei niinkään rungon uudelleen suunnittelussa.

Opinnäytetyön tavoitteena on saada yrityksen tuotteesta uudentyyppiseen testaukseen perustuvaa väsymiskestävyyystietoa. Koska metsäperävaunun rungon kestoikää ei ole aiemmin kokeellisesti määritetty, antaa tästä työstä saadut tulokset arvokasta pohjatietoa yritykselle entistä kestävämpien ja laadukkaampien tuotteiden suunnitteluun.

2 FARMI FOREST OY

Farmi Forest Oy on Iisalmessa, Peltosalrella toimiva maataloustraktoreihin liitettävien työkoneneiden kehittämiseen ja valmistamiseen keskittynyt yritys. Yrityksen päätuotteita ovat metsänhoidossa käytettävät hakkurit, kuormaimet, metsäperävaunuyhdistelmät ja juontovinssit. Kuvassa 1 on esitetty metsäperävaunuyhdistelmä FARMI 4670-100. (Farmi Forest 2015a.)

Farmi Forest Oy on saanut alkunsa vuonna 1962 perustetusta Peltosalmen Konepaja Oy:sta. Tuolloin toiminta alkoi traktoriin kiinnitettävien ja sitä voimanlähteenään käytettävien laitteiden – traktorityökoneneiden - valmistuksella. Vuonna 1971 yritys siirtyi Orion yhtiö Oy:n omistukseen ja toiminta jatkui konepajateollisuutta edustavassa Normet-tulosyksikössä. Toiminta irtaantui Orion-yhtiöstä vuonna 1999, jolloin perustettiin Normet Corp. (Farmi Forest 2015b.)

Vuonna 2002 metsätyökoneneisiin keskittynyt toiminta erillistettiin Farmi Forest Corp -tytäryhtiöksi. Toiminta jatkuu edelleen samoissa tiloissa Normet Oy:n kanssa Farmi Forest ja Farmi Profi -tuotemien alla. (Farmi Forest 2015b.)

Panostus tuotekehitykseen sekä vain parhaimpien raaka-aineiden ja kehittyneimpien komponenttien käyttö takaavat Farmi Forest Oy:n tuotteiden laadun. Laatuketjun suunnittelijalta loppukäyttäjälle takaa ISO 9001 -standardin mukaan sertifioitu laatujärjestelmä. (Farmi Forest 2015b.)

Farmi Forest Oy:n tuotteiden markkinointi kattaa koko maailman: Valmistetuista tuotteista yli 80 % päätyy ulkomaille yli 40 maahan. Tuotteiden myynti ja jakelu hoituu noin 30 maahantuojan ja edustajan välityksellä. Metsäperävaunujen päävientimaat ovat Ranska ja Yhdysvallat. (Farmi Forest 2015a.)



KUVA 1. FARMI 4670-100 -metsäperävaunuyhdistelmä (Farmi Forest 2015c.)

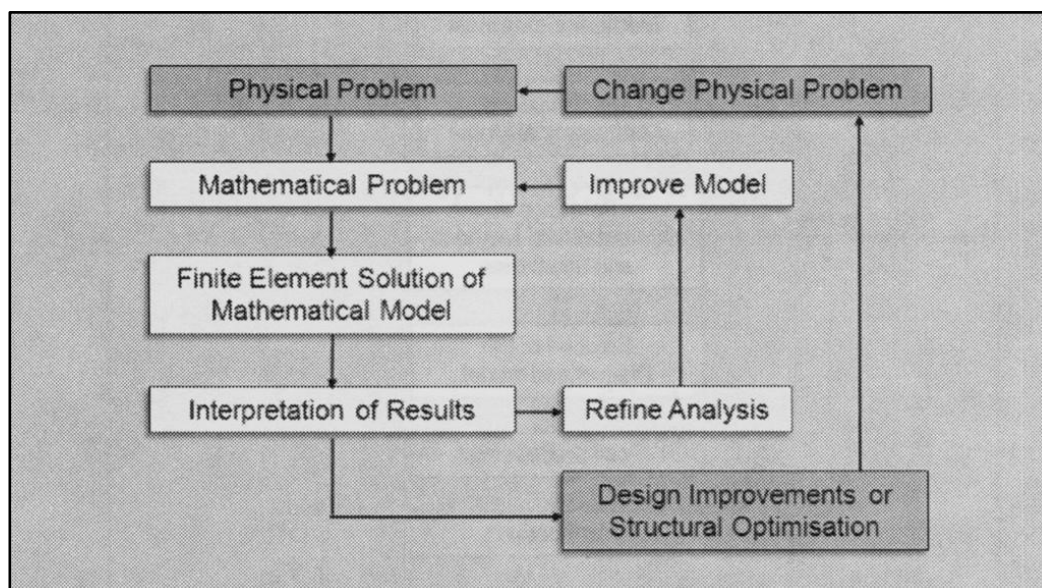
3 FEM

Finite Element Method (FEM) eli äärellisten elementtien menetelmä on matemaattinen ratkaisutapa, joka on tarkoitettu monimutkaisten kappaleiden lujuusopillisten ongelmien ratkaisuun. Kappaleen monimutkaisen geometrian, reunaehtojen tai muiden tosielämän vaikutteiden vuoksi kappaleen analysointi perinteisillä lujuusopillisilla laskentamenetelmillä voi olla vaikeaa tai jopa mahdotonta. (Mac Donald 2011, 4 - 5.)

Elementtimenetelmän periaatteena on pilkkoa monimutkainen ongelma tunnettuun määrään yksinkertaisempia yhtälöitä. Elementtimenetelmässä näitä yhtälöitä sanotaan elementeiksi. Elementit yhdistyvät toisiinsa solmujen kautta ja kattavat näin ollen koko analysoitavan geometrian. Tätä elementtien ja solmujen muodostamaa mallia sanotaan verkotukseksi. Verkotus on siis toisiinsa kytköksissä olevia integraali- ja differentiaaliyhtälöitä, jotka kattavat koko tutkittavan kappaleen eli ongelman. Nämä yhtälöt ratkaisemalla saadaan kuitenkin vain arvioituja tuloksia tutkittavasta ongelmasta. Tihentämällä verkotusta eli pienentämällä elementtien kokoa voidaan arvioitua tulosta teoriassa tarkentaa (Mac Donald 2011, 8 ; Mac Donald 2011, 4 -5.)

3.1 FE-analyysin prosessikuvaus

FE-analyysi tarkoittaa käytännössä fyysisen ongelman muuttamista matemaattiseksi ongelmaksi. Ennen varsinaisen FE-analyysin suorittamista suunnittelijan tulee täysin ymmärtää tutkittava fyysinen ongelma. Lisäksi on tehtävä päätöksiä, millä tavoin se muutetaan matemaattiseksi malliksi FE-analyysia varten. (Mac Donald 2011, 48.)





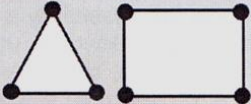
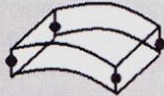

KUVIO 1. FEA-prosessin yleiskuvaus (Mac Donald 2011, 47.)

Fyysinen ongelma muutetaan matemaattiseksi tekemällä oletuksia tutkittavaan kappaleeseen vaikuttavista asioista, kuten geometriasta, materiaaleista, vaikuttavista voimista ja reunaehdoista. Nämä oletukset johtavat lopulta differentiaaliyhtälöiden joukkoihin, jotka määrittävät matemaattisen ongelman. Tehdyt oletukset ja määritelmät vaikuttavat suoraan FE-analyysin lopputulokseen, sillä FEM-ohjelma laskee ainoastaan käyttäjän antamien tietojen mukaisen matemaattisen mallin. (Mac Donald 2011, 48.)

FE-analyysiprosessia kuvataan kuviossa 1. Kuvion ulompi kehä kuvaa ratkaisujen tekoa tutkittavan fyysisen ongelman suhteen. Näissä vaiheissa tehtävät päätökset, kuten kappaleen geometrian parannukset ja rakenteelliset optimoinnit, vaativat suunnittelijalta kokemusta ja tietotaitoa tekniikan alalta. Sisempi kehä kuvaa tutkittavan ongelman matemaattiselle mallille tehtäviä ratkaisuja. Tämän osion hallitseminen on helpottunut huomattavasti analyysi- ja suunnitteluohjelmien kehityksen myötä. Kehittyneistä ohjelmista huolimatta tulosten tulkinta ja analysointi vaatii insinööriosaamista. (Mac Donald 2011, 47 - 48.)

3.2 Elementtien valinta

Ennen FE-analyysin suorittamista on valittava käytettävät elementtityypit. Matemaattisen mallin geometria, analysoitavaa kappaletta varten määritetty materiaalimalli ja vaikuttavat kuormitukset ovat riippuvaisia valituista elementtityypeistä ja niiden käyttäytymisestä analyysissä. Kuviossa 2 on kuvattuna suurimmassa osassa kaupallisista FE-analyysiohjelmissä käytössä olevat elementtityypit. (Mac Donald 2011, 79.)

<i>Basic Shape</i>	<i>Subtypes</i>	<i>Representative Geometry</i>
Point	Mass Element	
Line	Spar/Truss Element Spring Element Beam Element Pipe Elements Axisymmetric Shell Element 2D Contact/Gap Element 2D Surface Effect Element	
Area	2D Solid Element - Plane Stress - Plane Strain - Axisymmetric Plate Element	
Curved Area	Shell Element 3D Contact Element 3D Surface Effect Element	
Volume	3D Solid Element	

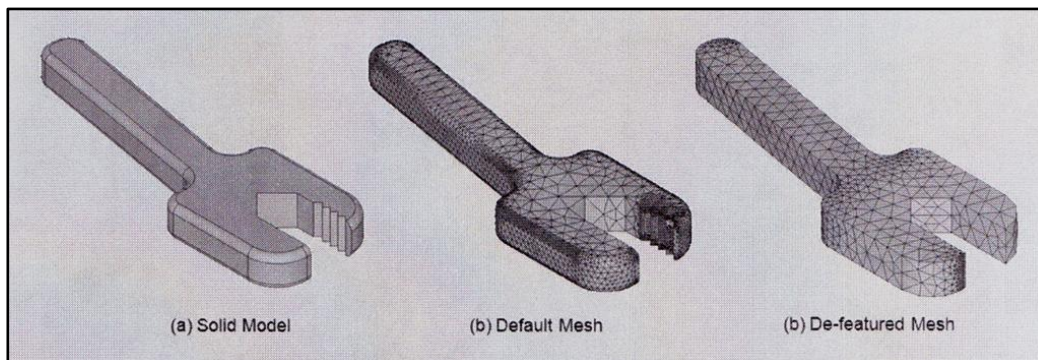
KUVIO 2. FE-analyysissä käytettävät elementtityypit (Mac Donald 2011, 79.)

3.3 Mallinnus ja verkotus

FE-analyysissa tulisi aina pyrkiä käyttämään yksinkertaisinta geometriaa ja elementtityyppejä, joilla saadaan vaaditut analyysitulokset (Mac Donald 2011, 191.). Analyysiohjelmat vaativat mallin koosta ja monimutkaisuudesta riippuen huomattaviakin määriä laskentatehoa. Vaikkakin nykyaikaiset tietokoneet ovat yleisesti ottaen tehokkaita, on FE-analyysissa hyvä aina pyrkiä mahdollisimman yksinkertaiseen malliin.

Analysoitavan geometrian CAD-mallia voidaan yksinkertaistaa monin eri tavoin. Kappaleen mahdollista symmetriaa hyödyntämällä saadaan mallista karsittua toistuvat muodot pois (Mac Donald 2011, 196.). Yleinen tapa mallin yksinkertaistamiseen on myös lujutta lisäämättömien piirteiden, kuten pienien yksityiskohtien, korvakkeiden, pyöristysten ja viisteiden poistaminen (Mac Donald 2011, 203.). Joissain tapauksissa myös ruuvien ja reikien poistaminen mallista on mahdollista. Yksinkertaisempi 3D-malli vähentää verkotuksen elementtien ja solmujen määrää, mikä johtaa yksinkertaisempaan verkotukseen ja nopeampaan analyysiin. Kuvassa 2 on esimerkki 3D-mallin yksinkertaistamisesta ja sen vaikutuksesta verkotukseen.

Mallin yksinkertaistamisessa tulee käyttää harkintaa etteivät poistettavat piirteet, kuten pyöristykset tai reiät ole maksimijännitysten alueella, jolloin niiden poistamisella voi olla negatiivisia vaikutuksia analyysin tulosten kannalta (Mac Donald 2011, 202.).



KUVA 2. 3D-mallin piirteiden poiston vaikutus verkotukseen (Mac Donald 2011, 203.)

3.4 Kuormitustyypit ja reunaehdot

Kappaleelle tehtävässä jännitystarkastelussa, siihen vaikuttavat kuormitukset voidaan jakaa kolmeen pääryhmään: massakuormiin, pintakuormiin ja pistekuormituksiin. Massakuormat aiheutuvat kappaleeseen vaikuttavista kiihtyvyyksistä. Yleisin vaikuttava kiihtyvyys kappaleisiin on maan vetovoima. Massakuormat jaetaan laskentamallin elementtien kesken vaikuttamaan kauttaaltaan tutkittavaan kappaleeseen. Pintakuormitukset vaikuttavat kappaleessa vain tiettyyn pintaan tai reunaan. Yleisimmät pintakuormitukset ovat paineen aiheuttama pintapaine tai tasaisesti jakautuva kuorma esimerkiksi palkin yläpintaan. Pintakuormitukset jaetaan tasaisesti vaikutuksen alla olevan pinnan elementtien kesken. Pistekuormitukset vaikuttavat ainoastaan tiettyyn pisteeseen kappaleessa tai tietyn pisteen kautta. Yleisimmin kyseessä on voimavektori tai momentti, joka on määritelty vaikuttamaan tiettyyn solmuun elementtiverkossa. (Mac Donald 2011, 228.)

Reunaehdoilla määritellään analysoitavan kappaleen fyysiset, todellista tilannetta vastaavat rajat, joiden mukaan sen sallitaan liikkua. Asetetut reunaehdot eivät saa estää muodonmuutoksia, joita analysoitava rakenne todellisuudessa kokee. Toisaalta reunaehtojen tulee estää sellaiset muodonmuutokset ja käyttäytyminen, mitkä eivät ole sallittuja tutkittavalle kappaleelle. (Mac Donald 2011, 230.)

3.5 Tulokset ja niiden tulkinta

Staattisen jännitysanalyysin yleisin tarkoitus on saada tietoa analysoitavan kappaleen kestävydestä oletettujen tai tunnettujen kuormitusten vaikutusten alla. Yleisimmin kiinnostavimmat tulokset ovat kappaleeseen muodostuvat maksimijännitykset sekä aiheutuvat muodonmuutokset.

Kappaleeseen muodostuvien maksimijännitysten suuruuksien ja sijaintien perusteella voidaan jo tehdä arvioita kestoiän suhteen. Maksimijännitysten paikantaminen mahdollistaa myös tarkemman kestoiän laskemisen. Jos tulosten ja mahdollisten tarkempien laskentojen perusteella todetaan kappaleen kestoikä riittämättömäksi, voidaan suunniteltuun kappaleeseen tehdä kestävyyttä parantavia muutoksia.

FE-analyysiohjelma ei aina pysty ratkaisemaan määritettyä laskentamallia ja analyysi keskeytyy. Ongelmatilanteissa käyttäjän on osattava tulkita ohjelman antamia virhesanomiamia ja tehdä tarvittavat korjaukset laskentamalliin. Analyysin epäonnistumiseen johtavia syitä voivat olla esimerkiksi tietokoneen puutteellinen laskentateho, laskentamallin tietojen virheellinen määrittäminen, ongelmat reunaehdoissa tai kontakteissa tai verkotuksen elementtien epänormaali käyttäytyminen. (Mac Donald 2011, 270 - 273.)

Tulosten tulkinta ja niiden oikeaksi toteaminen on analyysin vaikein vaihe ja vaatii käyttäjältä kokemusta. Analyysin antamat tulokset voidaan vahvistaa oikeiksi yhdellä tai useammalla seuraavista vaiheista: analyysin tuloksia verrataan ennalta oletettuihin tuloksiin, käsin laskettuihin tuloksiin tai kokeellisesti saatuihin tuloksiin. (Mac Donald 2011, 292 - 295.)

4 HITSATUN RAKENTEEN VÄSYMINEN

Hitsatun rakenteen elinikää lyhentää siihen käytön aikana kohdistuvat jännityksen vaihtelut, jotka aiheuttavat rakenteessa piilevien säröjen kasvua. Säröt voivat muodostua rakenteeseen jo valmistusvaiheessa tai vasta käytön aikana. Hitsattujen rakenteiden ongelmana ovat valmistusvaiheessa muodostuvat geometriset epäjatkuvuuskohdat, sekä hitsausvirheet. Hitsausvirheet pyritään karsimaan valmistuksen aikaisilla laadunvarmistustoimilla. Näistä toimista huolimatta rakenteisiin jää usein piileviä säröjä, joiden kasvusta johtuva rakenteiden väsyminen aiheuttaa arvioiden mukaan 80 - 90 % rakenneosien murtumista. (Niemi ja Kemppi 1993, 229.)

4.1 Metallin väsymisen vaiheet

Metallin väsyminen aiheutuu siis särönkasvuilmioista, jotka johtuvat toistuvista käytön aikaisista jännityksen vaihteluista (Niemi ja Kemppi 1993, 229.). Vaihtuva-amplitudisten jännitysten ei tarvitse olla suuruudeltaan merkittäviä, vaan huomattavastikin materiaalin myötörajan alapuolelle jäävät jännitykset aiheuttavat ajan kanssa särönkasvua (Lassen ja Recho 2006, 15.). Vaihtuvia jännityksiä rakenteisiin muodostavat mm. kuormien suuruuksien, suuntien ja sijaintien vaihtelut, liikkuvan rakenteen kiihdytykset ja jarrutukset, rakenteen värähtelyt sekä lämpötilan vaihteluiden aiheuttamat lämpöjännitykset (Niemi ja Kemppi 1993, 229 - 230.). Rakenteen särönkasvuilmioista johtuva väsyminen voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen, jotka käydään läpi tarkemmin seuraavaksi.

4.1.1 Särön ydintyminen

Jännitysten vaihdellessa vedon ja puristuksen välillä rakenteessa, tapahtuu siinä kohtaa materiaalin pintakerroksessa edestakaista myötäämistä eli vaihtoplastisoitumista. Veto aiheuttaa materiaalissa mikroskooppista liukumista, joka paljastaa uutta metallipintaa ja altistaa kohdan ympäristön hapettaville vaikutuksille. Puristuksessa tilanne ei täysin normalisoidu, jolloin seuraavan vedon myötä tapahtuu uusi eri tason suuntainen liukuminen. Tämä johtaa ennemmin tai myöhemmin särön ydintymiseen. (Niemi ja Kemppi 1993, 236.)

4.1.2 Särön eteneminen

Särön ydintymisen ja etenemisen välille ei voida vetää selvää rajaa. Esimerkiksi jälkikäsittelemättömien hitsausliitosten kohdalla voidaan olettaa särön kasvun saavan alkunsa hitsin rajaviivan pienistä alkuvioista ilman huomionarvoista ydintymisvaihetta. Erään määritelmän mukaan ydintymisellä tarkoitetaan vaihetta, kunnes särö on kasvanut noin 2 mm:n syvyiseksi selvästi havaittavaksi, makroskooppiseksi säröksi. Särön eteneminen tapahtuu rakenteessa esiintyvää suurinta päävetojännitystä kohtisuoraan (Lassen ja Recho 2006, 15.). Muutoin etenemisvaiheen tapahtumat särön kärjessä ovat samankaltaisia kuin ydintymisessä, korroosion vaikutus mukaan lukien. (Niemi ja Kemppi 1993, 236 - 238.)

4.1.3 Murtuminen

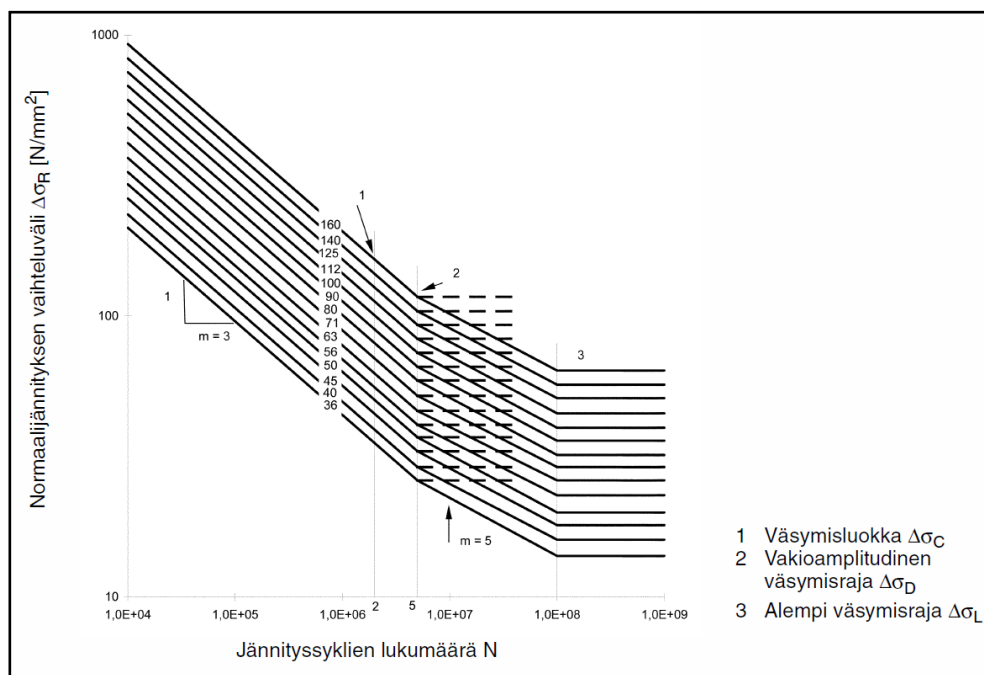
Särön kasvettua niin suureksi, ettei rakenteen jäännöspoikkileikkaus enää kestä hetkellistä rasiusta tapahtuu varsinainen väsymismurtuma. Murtumiseen johtavan särön kasvun osuus on rakennekohtainen, mutta myös materiaalilla on suuri merkitys. Sitkeissä rakenneteräksissä särö voi kasvaa kymmeniä senttimetrejä, kun taas hauraissa erikoislujissa materiaaleissa särön kasvu voi olla huomaamattoman pientä ennen lopullista murtumista. (Niemi ja Kemppe 1993, 238.)

4.2 Väsymismitoitusmenetelmät

Väsyttävästi kuormitettujen rakenteiden mitoittamiseen on olemassa useita menetelmiä. Mitoitusmenetelmän valinta voidaan tehdä esimerkiksi sen mukaan onko rakenne hitsattu vai ei. Hitsattu rakenne johtaa yleensä suoraan äärelliseen väsymiskään ja usein myös murtumismekaaniseen analyysiin. Hitsaamattomat rakenteet, kuten nopeasti pyörivät tai yli satoja miljoonia kertoja vakiokuormituksia kestävät kappaleet mitoitetaan yleensä väsymisrajan mukaan. Hitsattujen rakenteiden äärellisen väsymisiän yleisimmät mitoitusmenetelmät esitellään seuraavaksi. (Sipilä;Solin ja Öberg 1988, 3.)

4.2.1 Nimellisten jännitysten menetelmä

Nimellisten jännitysten menetelmä perustuu kokeellisesti määritettyjen liitostyyppien väsymiskestävyksiin. Julkaistujen koetulosten pohjalta International Institute of Welding (IIW) on koonnut tasavälisen S-N-käyrästön. Uusin IIW:n suositus poikkeaa hieman käytössä olevan standardin (Eurocode 3) S-N-käyrästä, mutta molempien käyrästöt ovat yhteneviä viittä miljoonaa pienemmillä syklimäärillä ja edustavat todellisia rakenteita ottamalla huomioon mm. todellisten jäännös-jännitysten vaikutukset. Kuviossa 3 on esitetty Eurocode 3:n mukainen S-N-käyrästö. (Björk, ym. 2014, 199.)



KUVIO 3. Eurocode 3:n mukaiset S-N-käyrät (SFS-EN 1993-1-9 2005, 15.)

S-N-käyrästössä erilaisten liitosdetaljien nimellisjännityksiin perustuvat väsymiskestävyydet on jaettu väsymiskestävyyssluokkiin. Näitä luokkia IIW kuvaa FAT-arvolla ja Eurocode 3 $\Delta\sigma_c$ -arvolla. Väsymiskestävyyssluokka ilmaisee kuinka suuren jännitysvaihtelun liitos kestää murtumatta 2 miljoonan jännitysjakson kestoajalla. Yleisimmille liitostyypeille väsymiskestävyyssluokat on taulukoitu standardeissa. Yleisimmät rakenteiden mitoitusstandardit teräsrakenteiden ja nostureiden osalta perustuvat juuri nimellisiin jännityksiin. (Niemi ja Kemppi 1993, 246.)

S-N-käyrältä liitostyyppin kestoikä (jännityssyklien lukumäärä N) voidaan laskea kaavalla:

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

missä C on "väsymiskapasiteetti", $\Delta\sigma$ on jännitysvaihtelu ja eksponentti $m = S-N$ -käyrän kaltevuuskerroin, jonka arvoksi hitsatuilla rakenteilla annetaan yleensä 3,0. (Björk, ym. 2014, 192.)

Ottamalla huomioon väsymislujuuden osavarmuusluku, saadaan "väsymiskapasiteetin" C :n mitoitusarvoksi:

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

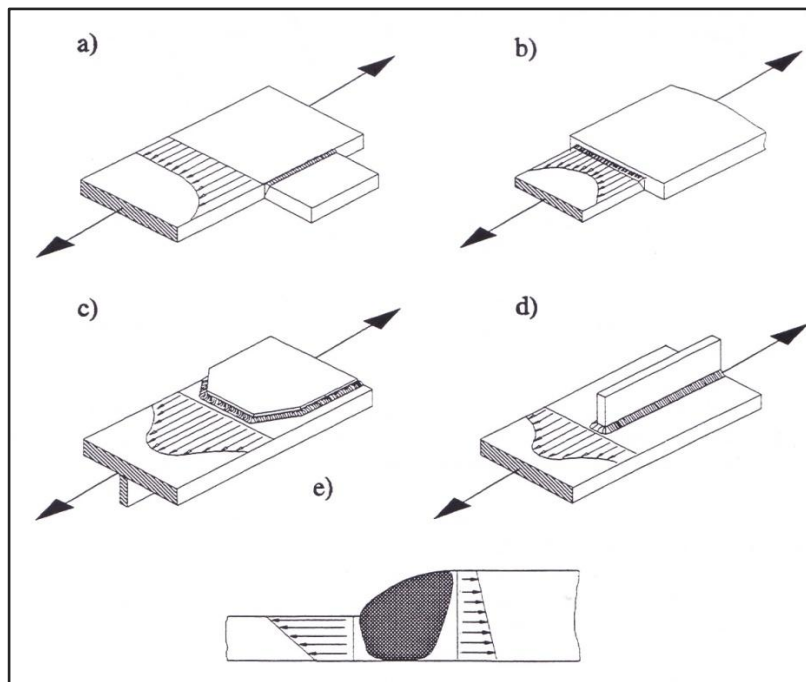
missä γ_{Mf} on väsymimitoituksessa käytettävä materiaalin osavarmuusluku, joka valitaan rakenteen käyttötarkoituksen ja luotettavuusvaatimusten mukaan standardin SFS-EN-1993-1-9 taulukosta 3.1. (Niemi 2003, 96.)

4.2.2 Hot spot -menetelmä

Hot spot -menetelmä perustuu rakenteiden levymäisissä osissa esiintyviin jännityskeskittymiin, joita aiheuttavat erilaiset rakenteelliset epäjatkuvuuskohdat. Tällaisia elementtejä rakenteissa ovat mm. levyihin kiinnittyvät korvakkeet, peitelevyjen ja pitkittäisjäykisteiden päät, sekä leveyksien ja paksuuksien muutoskohdat (kuva 3). (Niemi 1996, 13.)

Rakenteelliset jännitykset koostuvat levymäisen osan kalvo- ja taivutusjännityksistä, joiden muodostama jännityskeskittymä on melko laaja-alainen suhteessa aineenpaksuuteen. Rakenteellisessa jännityskeskittymässä jännityksen oletetaan jakautuvan lineaarisesti koko levyn paksuudelle (Niemi ja Kemppi 1993, 234.). Rakenteellisten jännitysten synnyttämät säröt muodostuvat yleisimmin jännityskeskittymän vaikutusalueella sijaitsevan hitsin rajaviivalle. Tämän kriittisen kohdan rakenteellista jännitystä sanotaan hot spot -jännitykseksi. (Björk, ym. 2014, 189 - 190.)

Hot spot -menetelmän käyttö hitsatuille rakenteille on suositeltavaa kun geometrian monimutkaisuudesta johtuen ei voida määrittää selvästi nimellisjännityksiä tai kun liitostyyppiä ei voida luokitella standardin mukaan. (Hobbacher 1996, 24.)



KUVA 3. Rakenteellisten epäkohtien aiheuttamia jännityskeskittymiä (Hobbacher 1996, 23.)

Hot Spot -jännitysten määrittämiseen on kolme eri vaihtoehtoa. Jännitykset voidaan määrittää kokeellisesti elementtimenetelmän avulla tai venymäliuskamittauksilla prototyypistä. Kolmas tapa on käyttää jännityskonsentraatiokertoimia. (Niemi 2003, 100.)

4.2.2.1 Hot spot -jännitykset jännityskonsentraatiokertoimien avulla

Helpoin tapa hot spot -jännitysten määrittämiseen olisi käyttää jännityskonsentraatiokertoimia. Kertoimien avulla hot spot -jännitys saadaan laskettua suoraan nimellisistä jännityksistä:

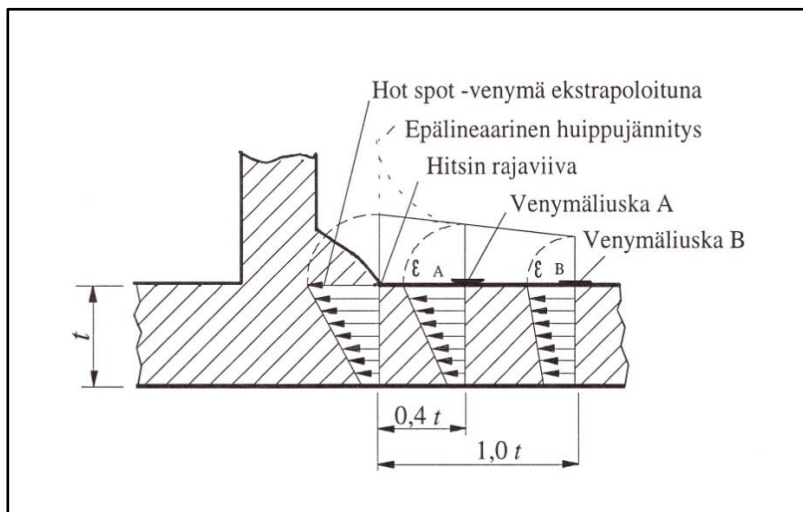
$$\sigma_{hs} = K_s \cdot \sigma_{nom,mod} \quad (3)$$

jossa K_s on jännityskonsentraatiokerroin ja $\sigma_{nom,mod}$ on modifioitu nimellinen jännitys hot spot -pisteessä.

Menetelmän ongelmana on luotettavien kertoimien löytäminen. Kirjallisuudesta on saatavilla erilaisia jännityskonsentraatiokertoimia, mutta ne eivät useinkaan vastaa IIW:n mukaista hot spot -jännitysten määritelmää. Tästä syystä hot spot -jännitysten määrittämiseksi turvaudutaan usein kokeellisiin menetelmiin. (Niemi 2003, 103.)

4.2.2.2 Hot spot -jännitykset määrittäminen kokeellisin menetelmin

Kokeellisin menetelmin hot spot -jännitykset voidaan määrittää venymäliuskamittauksin tai elementtimenetelmän avulla. Venymäliuskamittauksia hot spot -jännitysten määrittämiseksi käytetään esimerkiksi prototyyppien suunnittelussa laadun varmentamiseksi tai edellä mainittujen jännityskonsentraatiokertoimien määrittämiseksi erilaisille liitostyypeille. (Niemi 2003, 100.) Tässä työssä käsiteltävien "a"-tyypin hot spot -jännitysten määrittäminen venymäliuskoilla on esitetty kuviossa 4.



KUVIO 4. Hot spot -venymävaihtelun mittaus ekstrapoloimalla (Niemi 1996, 17.)

Venymäliuskamittauksilla on tarkoitus määrittää rakenteellinen jännitys, joka ei sisällä hitsin rajapinnan loven aiheuttamaa epälineaarista huippujännitystä. Tästä syystä mittaukset tulee tehdä paikallisen loven vaikutusalueen ulkopuolelta. FE-analyyseilla on voitu osoittaa, että lovivaikutus on käytännössä hävinnyt 0,4 kertaa levypaksuuden (t) etäisyydellä hitsin rajaviivalta mitattuna (Niemi 2003, 100.). Venymäliuskat sijoitetaan pisteisiin A ja B. Mitatut venymät ekstrapoloidaan, jolloin saadaan arvioitua hot spot -pisteen venymä. (Niemi 2003, 100.)

Käytettäessä kuvion 4 mittauspisteitä hot spot -pisteen venymä ε_{hs} saadaan arvioitua kaavalla:

$$\varepsilon_{hs} = 1,67 \cdot \varepsilon_A - 0,67 \cdot \varepsilon_B \quad (4)$$

jossa ε_A on mitattu venymä $0,4t$ etäisyydellä hitsin rajaviivasta ja ε_B mitattu venymä $1,0t$ etäisyydellä hitsin rajaviivasta (Björk, ym. 2014, 100.).

Jos rakenteen jännitystila on lähellä yksiakiaalista, hot spot -jännitys σ_{hs} saadaan laskettua tukeutumalla Hooken lakiin:

$$\sigma_{hs} = E \cdot \varepsilon_{hs} \quad (5)$$

jossa E on materiaalikohtainen kimmokerroin, ε_{hs} hot spot -pisteen venymä.

Mikäli rakenteen jännitystila on kaksiakiaalinen, hot spot -jännitys σ_{hs} saadaan laskettua kaavalla:

$$\sigma_{hs} = E \varepsilon_x \cdot \frac{1 + \nu \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}}{1 - \nu^2} \quad (6)$$

jossa ε_x on hitsiä kohtisuoraan mitattu venymä, ε_y hitsin suuntainen venymä ja ν suppeumavakio. (Niemi 1996, 16.)

Hot spot -jännitykset voidaan määrittää kokeellisesti myös elementtimenetelmällä. Elementtimenetelmän käytön yleistymisen suunnitteluohjelmien ohessa on edistänyt myös hot spot -menetelmän kehittymistä. Elementtimenetelmän käytön etuna on rakenteellisten jännitysten helpompi paikannettavuus. Toisaalta FE-mallin laatiminen jännitysten laskentaa varten vaatii FE-analyysin tekijältä hyviä tietoja ja kokemusta elementtimenetelmästä sekä hot spot -menetelmästä. (Niemi 2003, 101.)

Elementtimenetelmällä hot spot -jännitykset saadaan määrittämällä tarkastelualueelta pääjännitykset samoista pisteistä kuin venymäliuskoilla tehtävät venymämittaukset (kuvio 4). Luotettavien tulosten saamiseksi FEM-mallin verkotuksen tulee olla kriittisen pisteen lähellä tarpeeksi tiheä, jotta jännitykset saadaan määritettyä tarkasti. Verkotuksessa käytettävät elementit valitaan jännityskeskittymän jakautumisen mukaan. Normaalisti käytetään 4-solmuisia kuori tai solidielementtejä, mutta jyrkästi kasvavan jännityskeskittymän lähellä suositellaan käytettäväksi 8-solmuisia kuorielementtejä tai 20-solmuisia solidielementtejä. Lisäksi on huomioitava, että FEM-malli esittää aina rakenteen ideaalia muotoa eikä näin ollen sisällä rakenteellisia muotovirheitä. Tästä syystä saadut tulokset tulisi kertoa muotovirheet huomioon ottavilla K_m -kertoimilla (Niemi 2003, 101.). Kuitenkaan kaikille rakenteille ei ole saatavilla muotovirhekertoimia. Jos tutkittavalle rakenteelle ei ole K_m -kerrointa, hot spot -jännitykset lasketaan käyttämällä maksimipääjännityksiä. (Hobbacher 1996, 24 - 25.)

4.3 Menetelmät rakenteen jännitysvaihtelujen ja kertymän selvittämiseksi

Rakenteen todenmukaisen kestoikälaskelman pohjaksi tulisi pystyä määrittämään sen elinaikanaan kokemien jännitysvaihtelujen jakauma tai kertymä. Yhtenä mahdollisuutena on tutkia jännityksiä eri kuormitustilanteissa, jolloin pitäisi pystyä selvittämään myös työjakson aikana esiintyvät vaihteluvälit. Toisena mahdollisuutena on taltioida pidempiaikainen jännityshistoria koneen tai laitteen todellisesta käytöstä. Jollei edellä mainittujen keinojen käyttö ole mahdollista, voidaan arvioidun kestoiän laskennassa turvautua rakenteiden suunnitteluohjeissa annettuihin tyypitettyihin kertoimiin. (Björk, ym. 2014, 198.)

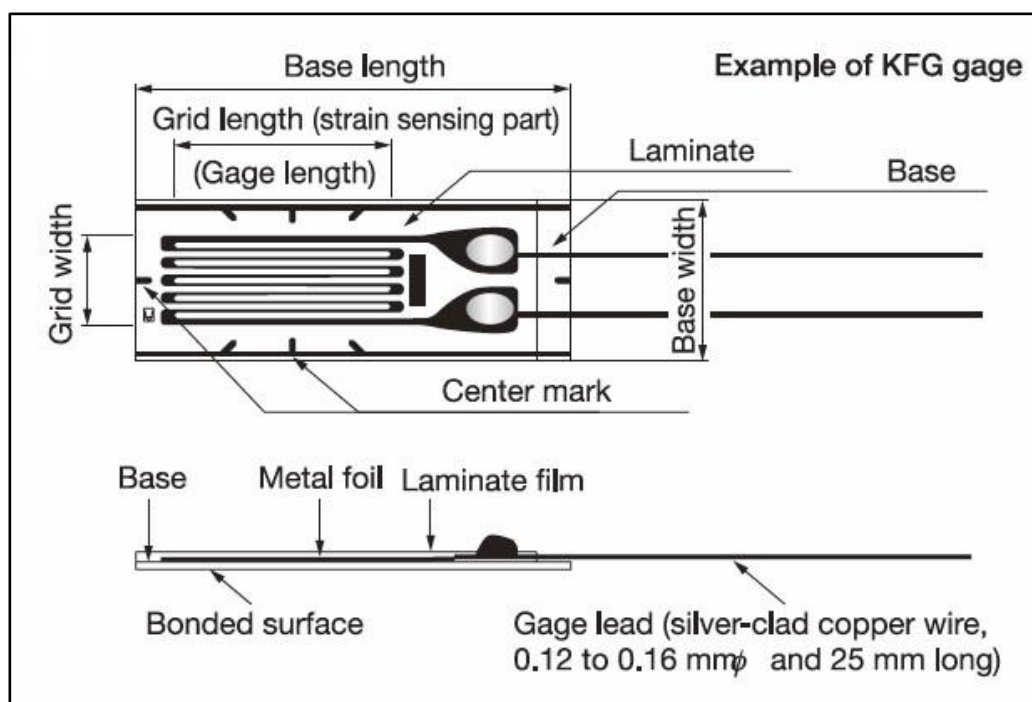
Rakenteen kestoiän laskeminen rasitetuimman tilanteen mukaisilla jännityksillä ei vastaa todellisen käytön mukaista kestoikää. Tyypitettyjen kertoimien avulla tutkittavasta kohdasta tarvitsee saada selville vain suurimman ja pienimmän kuormitustilanteen mukaiset jännitykset. Tyypitettyjen kertoimien etuna on se, että suunnittelijan tarvitsee saada tutkittavasta kohdasta selville vain suurin ja pienin jännitys. Tyypitettyjen kertoimien yhtälö ottaa huomioon kaikki muut kuormitustilanteet. (Niemi ja Kemppi 1993, 245.)

5 VENYMÄLIUSKAT

Venymäliuskoja käytetään rakenteessa vallitsevien jännitystilojen määrittämiseen. Kokeellisista jännitysanalyseista venymäliuskamittaus on käytetyin menetelmä. (Niemi 1996, 36.) Venymäliuskoja käytetään erityisesti koneiden, koneenosien ja liikkuvien kappaleiden jännitysten määrittämiseen. Niiden avulla pystytään havaitsemaan rakenteiden huomaamattomat muodonmuutokset. Lisäksi venymäliuskojen voidaan käyttää paineiden, kiihtyvyyksien, siirtymien tai vääntöjen havaitsemiseen. (Kyowa 2015, 1.)

5.1 Toimintaperiaate

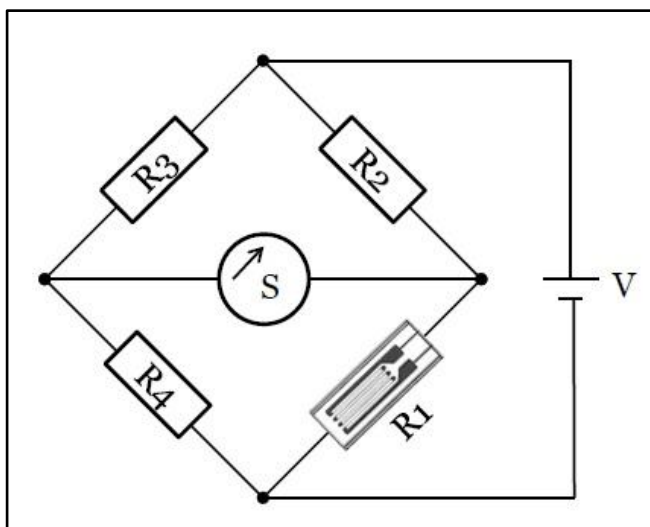
Venymäliuskan rakenne koostuu muovi- ja laminaattikerroksista sekä niiden välissä olevista kuparivastuslangoista. Yleismallisen venymäliuskan rakenne on esitetty kuvassa 4. Venymäliuskojen toiminta perustuu sen vastuslankojen muodonmuutokseen. Kun venymäliuska on kiinnitetty rakenteeseen joka venyy, myös vastuslangat pitenevät. Lankojen pidentyessä niiden resistanssi eli sähköinen vastus kasvaa. Vastaavasti puristuksen yhteydessä vastuslangat lyhentyvät, jolloin niiden vastus pienenee. Mittalaitteistoon kytkettyjen venymäliuskojen resistanssien muutoksista saadaan selville rakenteen venymä. (Kyowa 2015, 1.)



KUVA 4. Yleismallisen venymäliuskan rakenne (Kyowa 2015, 6.)

5.2 Venymämittauksen periaate

Koska venymäliuskojen lankojen venymät ovat erittäin pieniä, ovat myös resistanssin muutokset pieniä. Siksi venymäliuskojen kytkennässä käytetään Wheatstonen siltaa. Tällä tavalla resistanssin muutokset saadaan muutettua jännitteen muutokseksi. Yleisimmin käytetty $\frac{1}{4}$ -siltakytkentä on esitetty kuvassa 5. Siinä sillan yhteen haaraan on kytketty mittausta tekevä venymäliuska. Muut haarat on korvattu tarkkuusvastuksilla. Käyttötarkoituksen mukaan venymäliuskoja voidaan kytkeä Wheatstonen siltaan useampiakin. $\frac{1}{2}$ -siltakytkennässä sillan kahdessa haarassa on venymäliuskat ja täyssiltakytkennässä sillan kaikissa haaroissa on venymäliuskat. (Kyowa 2015, 7.)



KUVA 5. Wheatstonen $\frac{1}{4}$ -siltakytkentä

Wheatstonen sillasta ulostuleva jännite e_0 saadaan laskettua kaavalla:

$$e_0 = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot U \quad (7)$$

jossa R_1 , R_2 , R_3 ja R_4 ovat vastusten resistansseja (Ω) ja U on sillan viritysjännite (V)

Olettaen että R_1 on venymäliuska ja sen venymästä johtuva resistanssin muutos on ΔR , ulostuleva jännite saadaan kaavasta

$$e_0 = \frac{(R_1 + \Delta R)R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + \Delta R + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot U \quad (8)$$

Koska resistanssin muutokset venymäliusassa ovat hyvin pieniä, myös jännitteen muutokset ovat vain milli- tai mikrovoltteja. Tämän takia jännitteen muutosta vahvistetaan, jotta päästään halettuihin mittaustarkkuuksiin. Jännitteen muutosta voidaan mitata ja analysoida herkällä yleismittarilla, oskilloskoopilla tai tietokoneeseen liitetyn mittakortin ja mittausohjelmiston avulla. (Kyowa 2015, 1.)

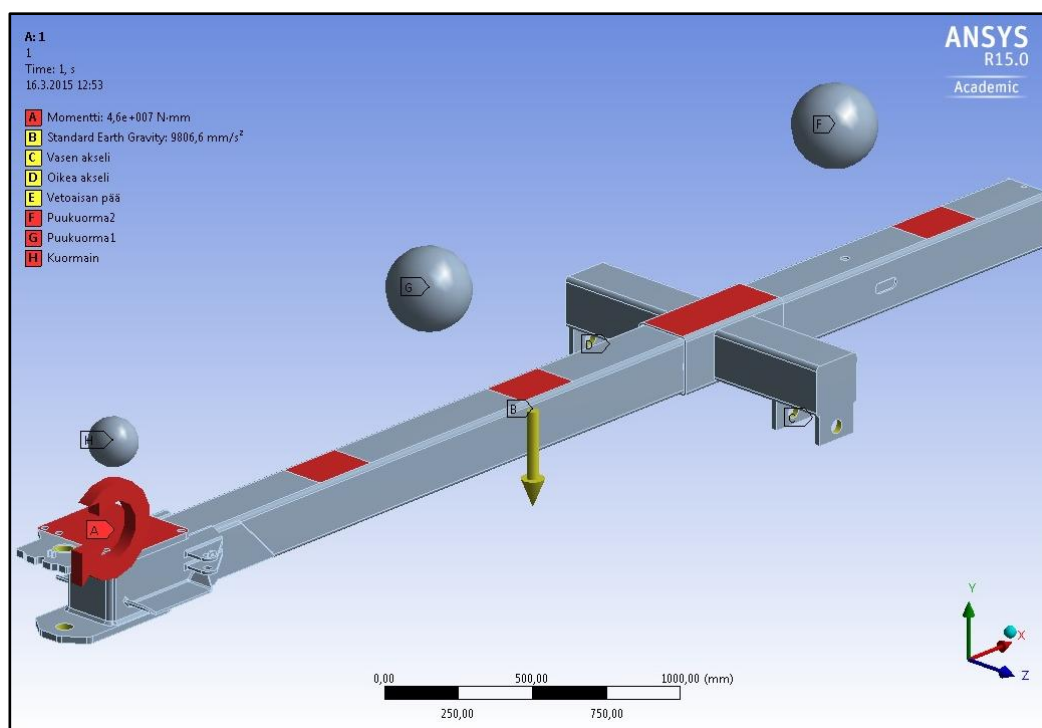
6 RUNGON FE-ANALYYSI

Työ aloitettiin Farmi Forest F100 -metsäperävaunun nykyisen rungon korvaavaksi suunnitellun uuden runkoversion pohjalta. Ensimmäiseksi rungon AutoCAD Inventor 3D -malli muunnettiin SolidWorks-malliksi, jotta myöhemmin 3D-mallin vieminen ANSYS Workbenchin puolelle FE-analyysia varten onnistuisi. Rungon kaikki mallinnus- ja muokkaustyöt tehtiin SolidWorks 2014 -ohjelmalla.

Koska rungon uusi 3D-malli muunnettiin Inventor-mallista SolidWorks-malliksi, jouduttiin rungon hitsaussaumot mallintamaan rungon malliin uudestaan. Hitsaussaumot mallinnettiin F100 uuden rungon hitsausjärjestyshahmotelman mukaisesti (Liite 1.). Muut hitsit mallinnettiin käytössä olevan runkoversion hitsausohjeiden mukaisesti. Seuraavaksi rungon FE-analyysia alettiin valmistella ANSYS Workbench -ohjelmassa.

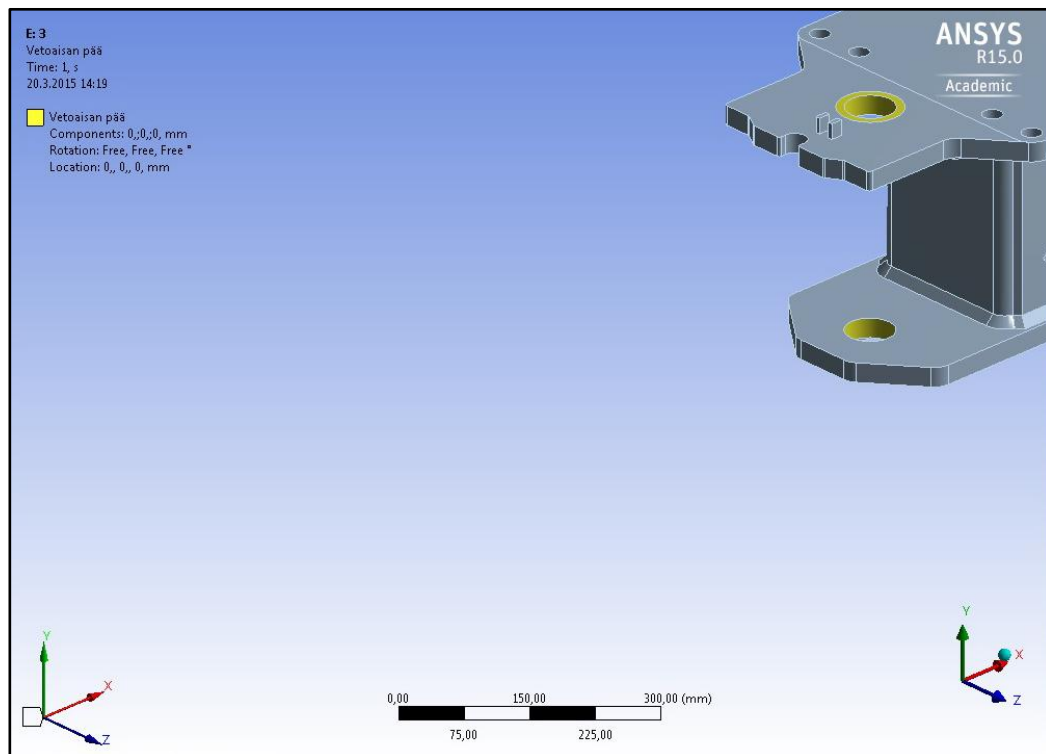
6.1 Uuden rungon FE-analyysi

Uuden rungon FE-analyysi suoritettiin ANSYS Workbench 15.0 -ohjelmalla. Analyysia varten yritykseltä saatiin lähtöarvot (Liite 2.), joiden mukaan kuormitukset määritettiin. Lähtöarvoissa oli määritelty runkoon vaikuttavat puukuormat, nosturista ja asennuspukista aiheutuvat kuormat sekä nosturin maksimikuormat lähialueella ja maksimiulottumalla. Puukuormat välittyvät runkoon pankkojen välityksellä, joiden kiinnityspinnat määritettiin runkoon perävaunun kokoonpanopiirustuksen mukaisesti. Asennuspukin ja nosturin aiheuttamat kuormat vaikuttavat rungon etupään asennuspintaan. Ulotetusta nosturista ja nosturin kuormasta aiheutuva momentti määritettiin niin ikään vaikuttamaan rungon etupään asennuspintaan. Runkoon vaikuttavat kuormitukset on esitetty kuvassa 4.



KUVA 4. Runkoon vaikuttavat kuormat (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

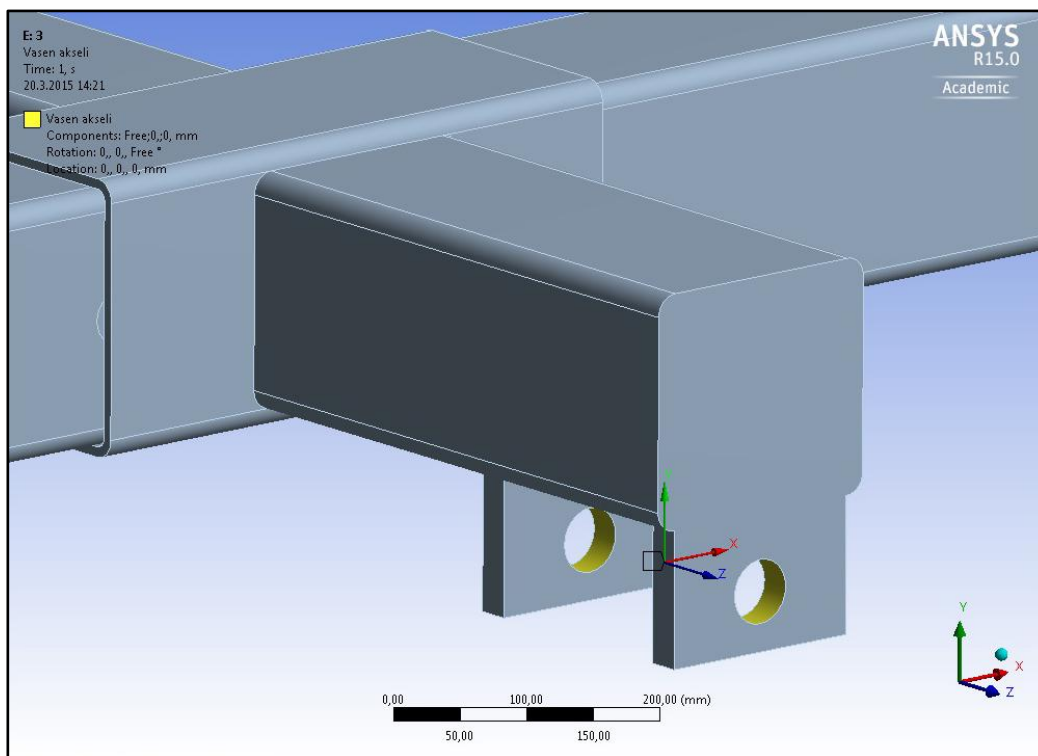
Runko kiinnittyy etupäästä vetoaisan kautta traktorin vetokoukkuun. Näin ollen etupään tuentapisteeksi määritettiin vetoaisan vetosilmän keskipiste. Runko tuettiin vetoaisan kontaktipintojen kautta remote displacement -komennolla tähän pisteeseen. Kontaktipintojen X-, Y- ja Z-akselien suuntaiset siirtymät lukittiin tuentapisteen suhteen, mutta kiertyminen kaikkien akselien ympäri sallittiin. Näin etupään tuenta saatiin todellista tilannetta vastaavaksi. Etupään tuentapiste ja kontaktipinnat on esitetty kuvassa 5.



KUVA 5. Etupään tuenta vetoaisan kautta (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

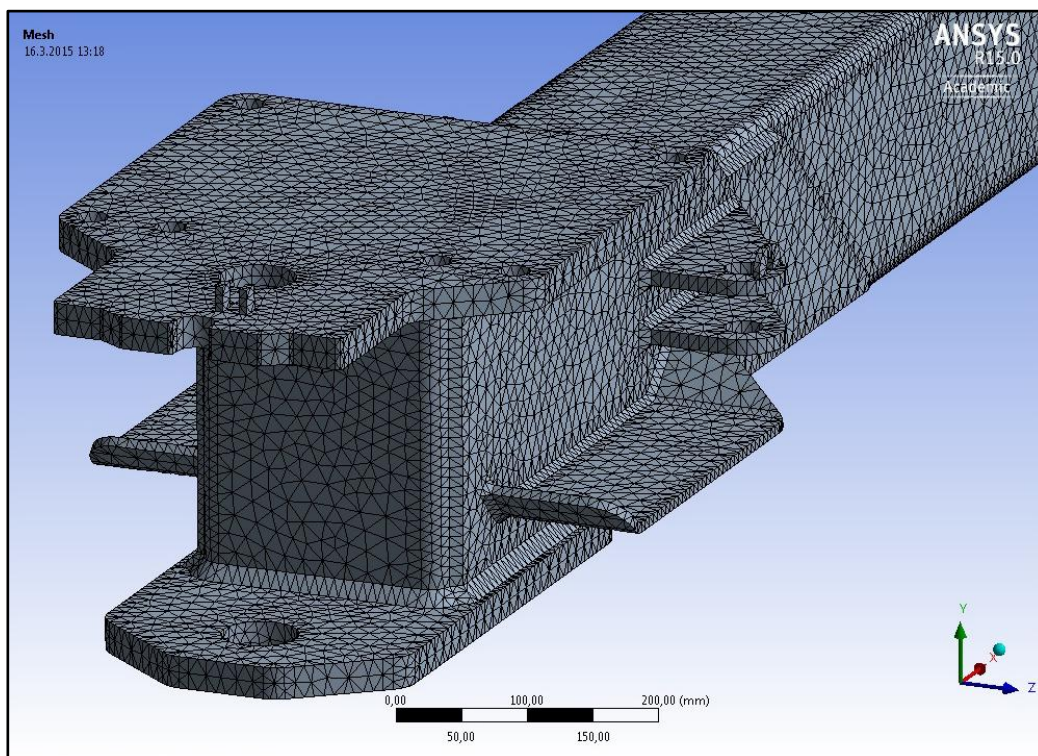
Rungon takapäähän tuenta maahan tapahtuu telin välityksellä. Tuennan todenmukaista toteuttamista varten telistä mallinnettiin jäykkärakenteinen näköismalli. Telin mitat saatiin perävaunun kokoonpanopiirustuksesta. Rungosta ja telistä tehtiin yhtenäinen SolidWorks-kappale. Näin saatiin eliminoidua ylimääräiset kontaktit analysoitavasta mallista ja laskentaa varten malli saatiin pidettyä mahdollisimman yksinkertaisena.

Runko tuettiin telin akselien kontaktipinnoista akselin keskipisteeseen niin ikään remote displacement -komennolla. Tuennat määritettiin todellisuutta vastaaviksi siten, että siirtymä X-akselin suunnassa sallittiin, mutta Y- ja Z-akselien suuntaiset siirtymät estettiin. Lisäksi sallittiin kiertyminen Z-akselin ympäri, mutta kiertyminen muiden akselien ympäri estettiin. Telin vasemman puolen tuennat on esitetty kuvassa 6. Tuennat telin vasemmalla ja oikealla puolen ovat identtiset.



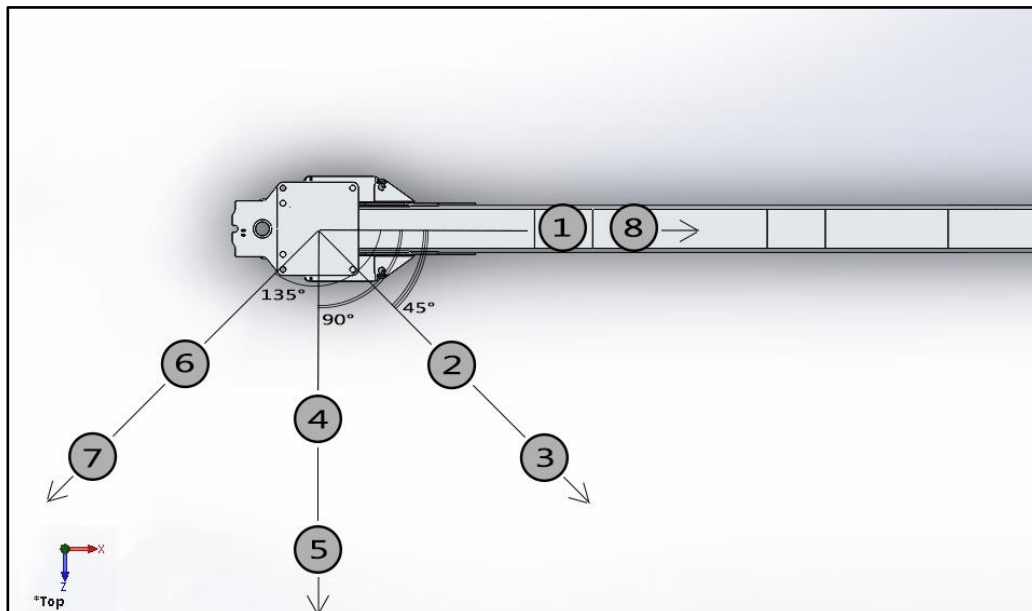
KUVA 6. Takapää tuettuna telin akselipinnoista (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

Runkomalli verkotettiin ANSYS-ohjelman automaattiverkotustoiminnolla. Verkotuksessa käytettiin 8 mm:n elementtikokoa, jolloin verkotus koostui 438 290 solmusta ja 233 390 elementistä. Verkotetun rungon etupää on esitetty kuvassa 7.



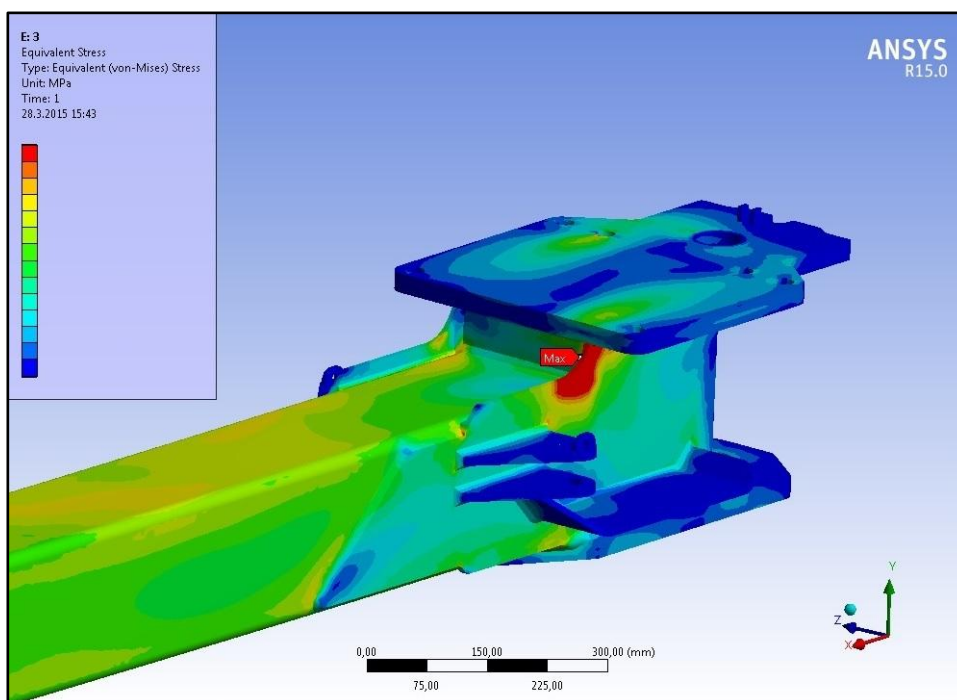
KUVA 7. Verkotettu runko (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

Rungolle suoritettiin 8:n eri kuormitustapauksen (Liite 2.) mukaiset staattiset jännitysanalyysit. Kuormitustapaukset käsittävät nosturin puomin pääasennot, sekä nosturin maksimikuormat eri kuormaustilanteissa. Kuormituksissa otettiin huomioon lähtöarvotietojen mukaiset dynaamiset kertoimet. Kuormitustapauksien mukaiset nosturin puomin asennot on havainnollistettu kuvassa 8.



KUVA 8. FE-analyysin kuormitustapaukset (Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Kuormitustapausten avulla saatiin määritettyä rungon väsymisen kannalta rasitetuin tilanne. Analyysien perusteella rasitetuimmaksi tilanteeksi ilmeni tapaus 3, jolloin nosturin puomi on 45 asteen kulmassa runkoon nähden, maksimilottumalla ja -kuormalla. Tällöin runkoon aiheutunut maksimijännitys oli X MPa.



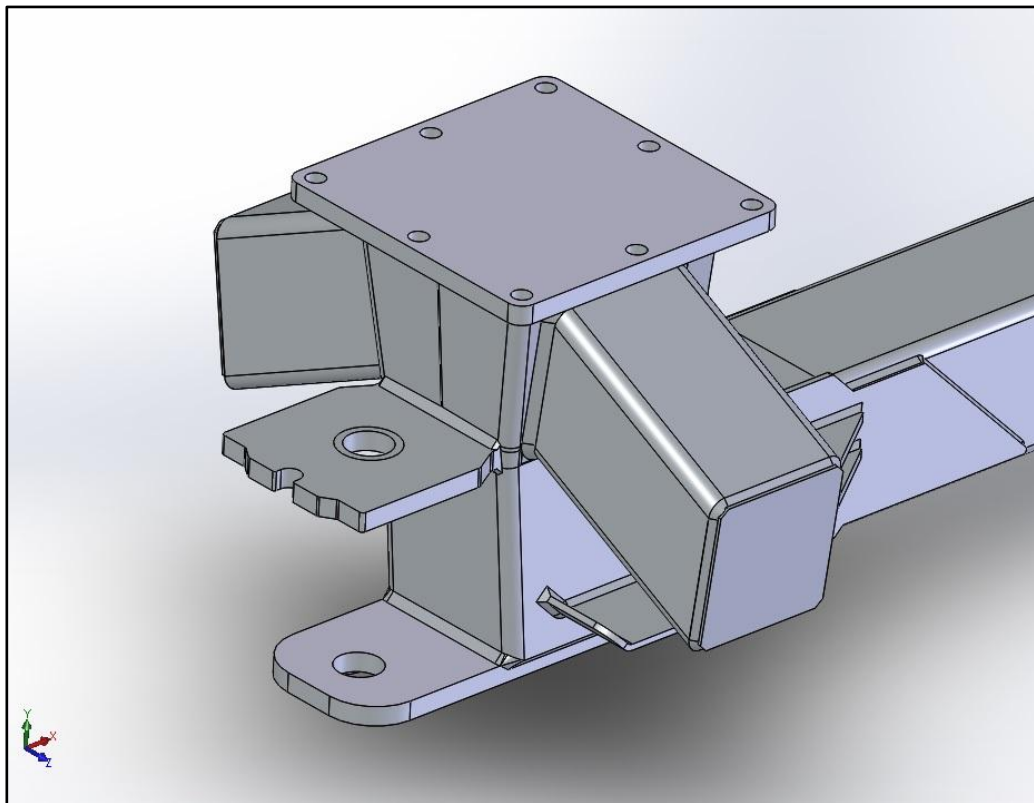
KUVA 9. Rasitetuimman tilanteen mukaiset jännitykset. (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

Kriittisiksi kohdiksi rungossa paljastui sivulevyjen pyöristykset kiinnityslevyn liitoskohdan läheisyydessä (kuva 9). Rungon symmetriasta johtuen maksimijännitys muodostuu aina sille puolelle, kummalta puolen kuormaus tapahtuu. Muita jännityskeskittymiä muodostui edellä mainittujen kohtien vastaisiin kulmiin, sekä rungon alapuolelle runkoputken ja alalevyn takaosan liitoskohtaan. Jännitykset näissä kohdissa jäivät kuitenkin huomattavasti pienemmiksi kuin muodostuneet maksimijännitykset. Näin ollen tarkastelu keskitettiin yksinomaan kriittisiin kohtiin.

Analyysien osoittamat maksimijännitykset olivat huomattavan suuria. Käytetyillä kuormitusarvoilla jännitykset ylittivät materiaalin myötörajan yli kaksinkertaisesti. Vertailutulosten saamiseksi päätettiin analysoida myös nykyinen käytössä oleva F100-metsäperävaunun runkoversio.

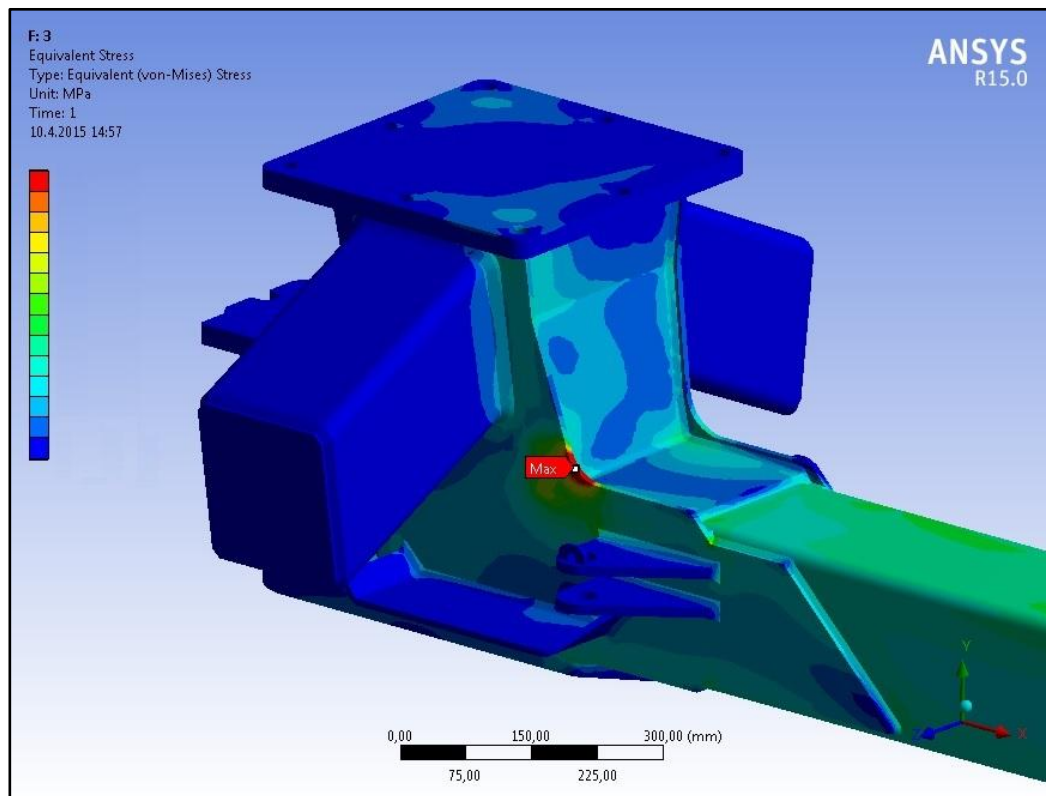
6.2 Käytössä olevan runkoversion analysointi

Käytössä olevan runkoversion 3D-malli muunnettiin ensin Inventor-mallista SolidWorks-malliksi, jonka jälkeen mallinnettiin hitsit rungon hitsauspiirroksen mukaisesti. 3D-mallia yksinkertaistettiin karsimalla pois tukijalkojen kiinnityselementtejä, sillä niillä ei ole tarkasteltavien kohtien kannalta merkitystä. Nykyisen runkoversion SolidWorks-malli on esitetty kuvassa 10. ANSYS-ohjelman puolella runkomallille tehtiin samat valmistelut, kuin uudelle runkoversiolle ensimmäisissä analyyseissa. Tuennat, verkotus ja kuormitukset dynaamisten kerrointen kanssa olivat samat. Rungolle tehtiin jännitysanalyysit samojen kuormitustapausten mukaan kuin edellä.



KUVA 10. Käytössä olevan runkoversion SolidWorks-malli
(Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Verrattaessa analyysien tuloksia edellisiin huomattiin jännityskeskittymien muodostuvan rungossa samoihin kohtiin (kuva 11). Myös tällä kertaa maksimijännitykset ylittivät materiaalin myötörajan merkittävästi. Tässä vaiheessa alettiin miettiä käytettyjen dynaamisten kerrointen paikkansa pitävyyttä. Huomioitiin, että vaikka käytössä olevassa rungossa kestävyysongelmia onkin havaittu, eivät ne ole olleet niin merkittäviä, kuin tulosten mukaiset jännitykset aiheuttaisivat. Tähän huomioon pohjautuen pääteltiin, että käytetyt dynaamiset kertoimet saattoivat olla liian suuret eivätkä analysissa käytetyt kuormat näin olleet todenmukaiset.



KUVA 11. Nykyisen rungon maksimijännityskeskittymä (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

Nykyinen runkoversio päätettiin analysoida uudelleen ilman dynaamisia kertoimia. Kahdeksan kuormitustapausta analysoitiin staattisilla kuormilla. Tällä kertaa muodostuneet jännitykset olivat noin puolta pienempiä kuin aiemmin. Vaikka jännitykset paikoin ylittivätkin myötörajan, voitiin tuloksia kuitenkin pitää todenmukaisempina. Yhdenmukaisuutta tuloksille antoi kuitenkin se, että suurimmat jännitykset muodostuivat tilanteessa, jossa nosturin puomi on ulotettuna 45° kulmassa sivulle. Ilman dynaamisia kertoimia suurimmat jännitykset muodostuivat kuormitustilanteessa 2. Seuraavaksi uutta runkoversiota ryhdyttiin kehittämään kestävämmäksi staattisilla kuormitusarvoilla.

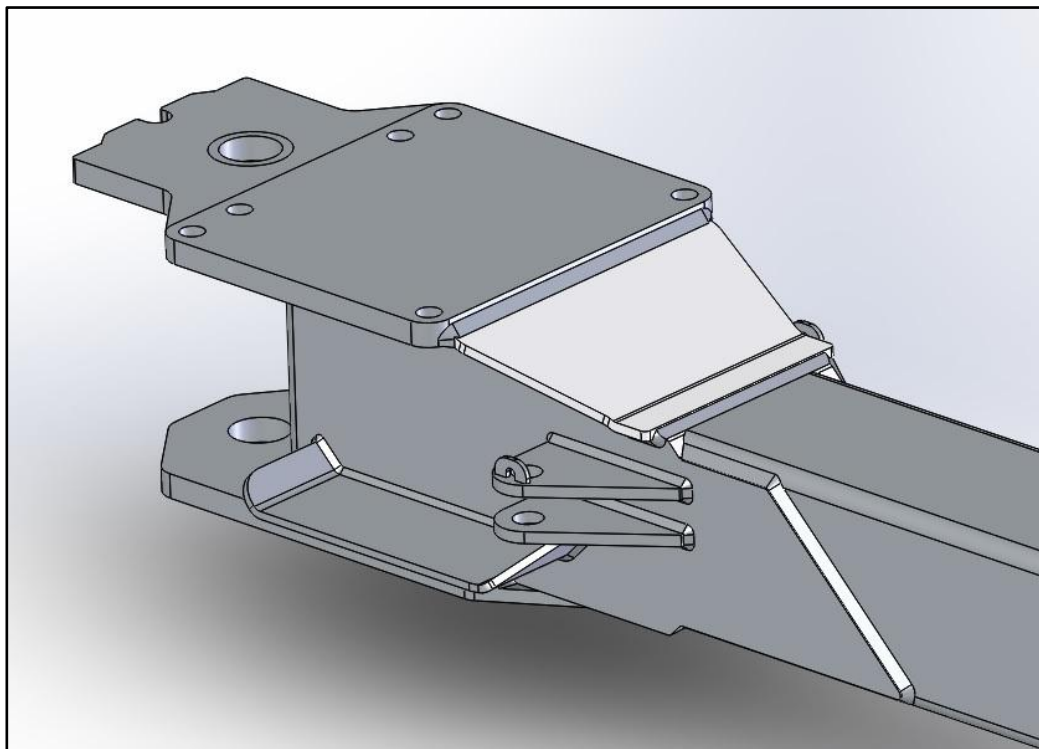
6.3 Uuden runkoversion tuotekehitys

Ensimmäisenä vaiheena uuden runkoversion tuotekehityksessä analysoitiin runko staattisilla kuormitusarvoilla kaikkien kuormitustapausten mukaisesti. Näin saatiin vertailukohdaksi maksimijännitysarvot, joita ryhdyttiin pienentämään. Kehityksen aikaisissa analyyseissä keskityttiin kuitenkin vain rasi-tetuimman tapauksen jännitysten pienentämiseen. Tavoitteeksi asetettiin saada kriittisten pisteiden maksimijännitykset selvästi myötörajan alapuolelle.

Runkoa kehitettiin yhdessä Farmi Forestin suunnittelijan kanssa. Suunnittelijan vastuulla oli runkoon tehtävät muutokset ja mallinnus Inventor-ohjelmalla. Opinnäytteen tekijän tehtävänä oli runkoversioiden kääntäminen SolidWorks-malleiksi, hitsien mallinnus, FE-analyysin teko ja tulosten julkaisu. Opinnäytteen tekijä osallistui myös rungon kehitysideointiin esittämällä omia ideoitaan analyyseitulosten ja havaintojen pohjalta. Kehitystyössä tehtiin analyysejä kaikkiaan 7 - 8 virallisemmalle runkoversiolle ennen lopullisen ratkaisun löytymistä. Lisäksi opinnäytteen tekijä analysoi lukuisia kokeiluluonteisia runkomuutoksia.

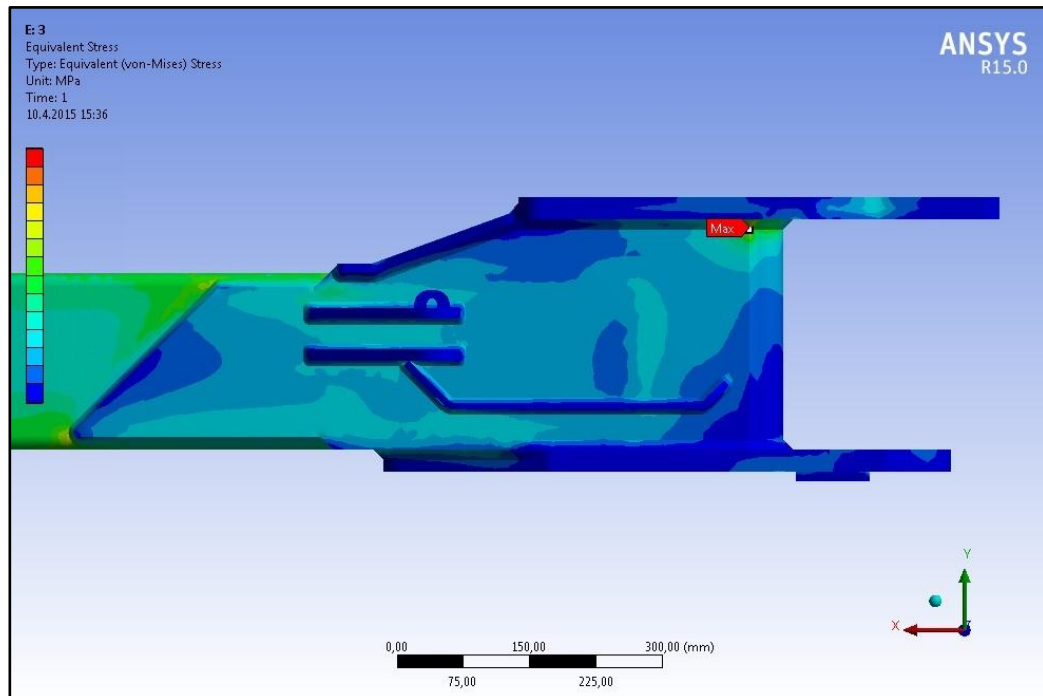
6.4 Lopullinen runkoversio

Ennen kuin lopulliseen runkoversioon päädyttiin muutoksia oli tehty mm. hitsien mittoihin ja levyjen paksuuksiin sekä suunniteltu uudenlainen takalevy. Kuvassa 12 on esitetty uuden rungon lopullinen versio. Tehdyillä muutoksilla runkoon muodostuvat maksimijännitykset eivät enää sijainneet entisten kriittisten pisteiden alueilla. Lopullisessa runkoversiossa maksimijännitykset muodostuivat etupään etukulmiin (kuva 13). Nykyiseen runkoversioon verrattuna maksimijännitykset saatiin puolitettua.



KUVA 12. Uuden runkoversion lopullinen malli
(Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Tavoiteltuihin maksimijännitysarvoihin tuotekehityksessä ei aivan päästy, mutta jännitysten puolittuminen voitiin katsoa lisäävän rungon väsymiskestävyyttä merkittävästi nykyiseen runkoversioon verrattuna. Näin ollen voitiin päättää uuden F100-metsäperävaunun rungon kehitys ja siirtyä suunnittelemaan rungon prototyyppiä ja väsytykskokeen koejärjestelyä.



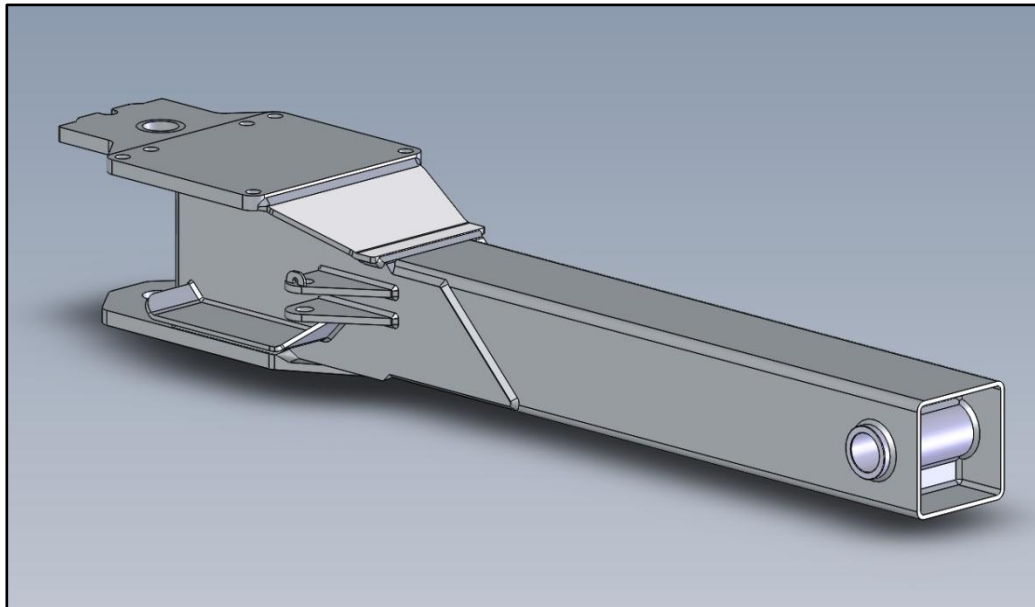
KUVA 13. Lopullisen runkoversion maksimijännitysten sijainti (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

7 VÄSYTYSKOKEEN SUUNNITTELU

Väsytykskokeen suunnittelussa lähtökohtana oli miettiä testausta varten valmistettavan rungon prototyypin malli sekä testauksen mahdollistava kiinnitys kuormituskehään. Lisäksi tuli ottaa huomioon prototyypin todenmukainen käyttäytyminen testauksen aikana. Haastetta suunnitteluun aiheutti ensiksikin se, ettei Savonian dynaamista kuormituskehää ole suunniteltu aivan tämänkaltaiseen väsytystestaukseen. Testattavaa runkoa rasittaa todellisuudessa nosturin ja kuorman massa sekä niistä rungon asennuslevyyn aiheutuva vääntömomentti. Tämän vääntömomentin aiheuttamiseksi oli testauskokoontaan keksittävä ratkaisu.

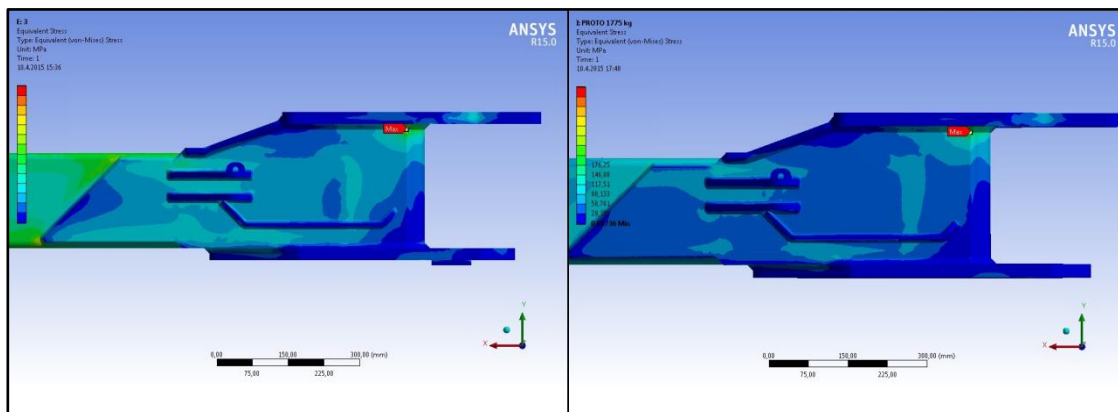
7.1 Prototyypin ja testipenkin suunnittelu

FEM-laskennasta saatujen jännityskeskittymien ja aiemmin rungossa havaittujen kestävyysongelmien sijainnin perusteella voitiin kestävyystarkastelu kohdistaa yksinomaan rungon etupäähän. Lisäksi puukuormista aiheutuvat kuormitukset katsottiin olevan käytännössä mahdotonta toteuttaa testaustilanteessa. Näistä syistä oli tarpeetonta ja tilanpuutteen takia mahdotontakin testata täyspitkää runkoa. Näin ollen rungon prototyypiksi suunniteltiin kokonaisesta rungosta lyhennetty versio (kuva 14).



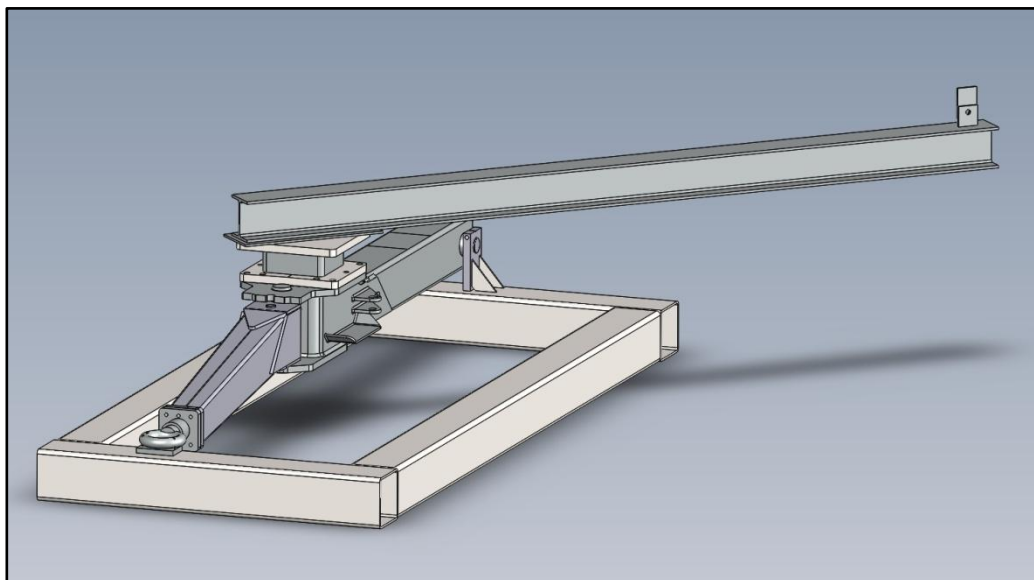
KUVA 14. Uuden rungon prototyypiversio
(Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Rungon prototyyppiversiolle tehtiin testaustilannetta vastaava FE-analyysi. Lisäksi analysoitiin kokonaisen rungon malli ilman puukuormia. Saatuja jännitystuloksia verrattiin ja todettiin niiden olevan samansuuruisia keskenään (kuva 15). Näin voitiin olettaa suunnitellun testausjärjestelmän tuottavan todenmukaisia tuloksia.



KUVA 15. Jännitystulosten vertailu (Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

Vääntömomentin aiheuttamiseksi runko tuli sijoittaa niin etäälle kuormituskehästä, ettei sitä voitu suunnitella kiinnitettäväksi kuormituskehän kiinnityspöytään. Testauksen aikaista kiinnitystä varten suunniteltiin testipenkki, johon rungon prototyyppi vetoaisoineen kiinnitetään. Runkoon kohdistuvan vääntömomentin aiheuttamiseksi suunniteltiin momenttipalkki, joka kiinnitetään rungon asennuslevyyn. Momenttipalkin vapaata päätä kuormitettaessa saadaan runkoon muodostettua tavoiteltu vääntömomentti. Rungon väsytysoetta varten suunniteltu testausjärjestely on esitetty kuvassa 16.



KUVA 16. Suunniteltu testausjärjestely (Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Testausjärjestely pyrittiin pitämään mahdollisimman yksinkertaisena mutta kuitenkin toimivana. Suunnittelussa hyödynnettiin mahdollisimman paljon Farmi Forestin valmiita osia, jotta erikseen valmistettavien osien määrä pysyisi vähäisenä. Yritykselle tehtiin valmistettavista osista valmistuskuvat sekä prototyypistä ja testipenkistä kokoonpanokuvat.

7.2 Prototyypin valmistus ja kokoonpano

Farmi Forest Oy valmisti rungon prototyypin ja testipenkin tehtyjen osa- ja valmistuspiirustusten mukaan. Prototyyppi maalattiin tavallisesta poikkeavasti ohuella valkoisella maalikerroksella. Näin rasituskokeen aikana kriittisiin kohtiin mahdollisesti muodostuvat säröt havaittaisiin helpommin. Valmistetut osat toimitettiin Savonian hitsauslaboratorioon, jossa testausjärjestely koottiin ja valmisteltiin väsytyiskoetta varten. Testausjärjestely on esitetty kuvassa 17.



KUVA 17. Prototyypin testausjärjestely (Halonen 2015-04-02.)

8 KESTOIJÄN LASKENTA

Väsytysoetta varten laskettiin FE-analyysin maksimijännityksiin perustuva kestoikäarvio, jotta saatiin vertailutulos ja voitiin arvioida testin kesto. Lisäksi laskettiin vanhan rungon FE-analyysin tulosten perusteella ja tyypitettyjen kertoimien laskentatavan mukainen kestoikä. Näin voitiin vertailla kahden eri laskentatavan antamaa kestoikäarviota.

8.1 Maksimijännityksen mukainen kestoikä

Jännitysheilahduksen oletettiin olevan suurimman hot spot -jännityksen mukainen. FEM-mallista mitattiin kriittisimmän pisteen (A) hot spot -jännitykset.

$$\sigma_{hsA} = X \text{ MPa}$$

$$\sigma_{hsB} = X \text{ MPa}$$

Kriittisimmän pisteen hot spot -jännitys saatiin yhtälöstä 7 seuraavasti:

$$\sigma_{hs} = 1,67 * X - 0,67 * X = X \text{ MPa} \quad (9)$$

Hot spot -jännityksiin perustuvassa menetelmässä liitoksen väsymisloukka $\Delta\sigma$ on aina 100.

Väsymislujuuden osavarmuus luvuksi γ_{Mf} valittiin rakenteen käyttötarkoituksen ja luotettavuusvaatimusten mukaan standardin SFS-EN-1993-1-9 taulukosta 3.1. Väsymiskapasiteetin mitoitusarvo saatiin nyt laskettua yhtälöstä 2:

$$C_d = 2 \cdot 10^6 \left(\frac{100 \text{ MPa}}{1,15} \right)^3 = 1,315 \cdot 10^{12} \text{ MPa}^3 \quad (10)$$

Väsymiskestävyys kuormitus syklien lukumääränä saatiin soveltamalla kaavaa 1:

$$N = \frac{C_d}{(\Delta\sigma_{hs})^3} = \frac{1,315 \cdot 10^{12} \text{ MPa}^3}{(X \text{ MPa})^3} = X \text{ kuormituskertaa} \quad (11)$$

8.2 Tyypitettyjen kertoimien mukainen kestoikä

Vanhan rungon jännityskeskittymästä arvioitu jännitysheilahduksen ominaisarvo $\Delta\sigma_E = X \text{ MPa}$.

Ottamalla huomioon väsymismitoituksessa sovellettava kuormituksen osavarmuusluku γ_{Ff}

(tyypitetty kerroin) saatiin yhtälöä 1 soveltamalla γ_{Ff} ratkaistua:

$$\gamma_{Ff} = \sqrt[3]{\frac{C_d}{(\Delta\sigma_E)^3}} = \sqrt[3]{\frac{1,315 \cdot 10^{12} \text{ MPa}^3}{(X \text{ MPa})^3}} = X \quad (12)$$

Hyödyntämällä saatua γ_{Ff} arvoa saatiin uuden rungon väsymiskestävyys arvioitua yhtälöstä

$$N = \frac{C_d}{(\gamma_{Ff} \Delta\sigma_{hs})^3} = \frac{1,315 \cdot 10^{12} \text{ MPa}^3}{(X \cdot X \text{ MPa})^3} = X \text{ (vuotta)} \quad (13)$$

Metsäperävaunu on suunniteltu 5000 motin vuotuiselle käyttömäärälle. Puumotin oletettiin painavan 860 kg. Tällöin vuotuinen puuajomäärä on 4 300 000 kg. Huomioimalla kuorman lastaus ja kuorman purku maksimi kuormituksen mukaisia nostoja vuodessa tulee

$$\frac{4\,300\,000\text{ kg}}{800\text{ kg}} \cdot 2 = 10\,750\text{ sykliä/vuosi} \quad (14)$$

Uuden rungon kestoikä sykleinä nykyisen rungon kestävyyyteen perustuen on näin ollen

$$N = X \cdot 10\,750 = X\text{ sykliä} \quad (15)$$

Laskentatapojen välinen syklimäärä ero on 10 205 (13,4%).

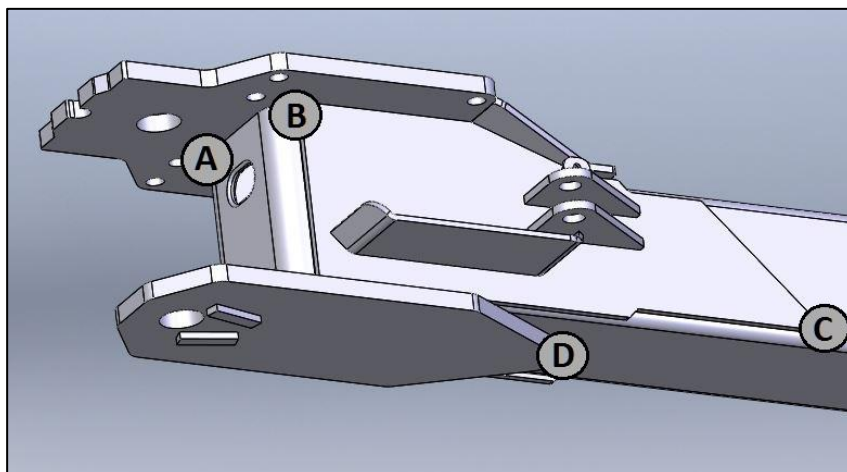
9 VÄSYTYSKOE

Rungon prototyypin dynaamisella väsytykskokeella oli tarkoitus todentaa FE-analyysillä saadut rungon jännitystilat sekä konkreettisesti määrittää rungon kestoikä havainnoimalla visuaalisesti rungon kriittisimpiin pisteisiin muodostuvat väsymissäröt. Rungon väsyminen pystyttäisiin todentamaan myös runkoon kiinnitettyjen venymäliuskojen mittaustuloksissa tapahtuvista muutoksista.

9.1 Venymäliuskojen kiinnitys

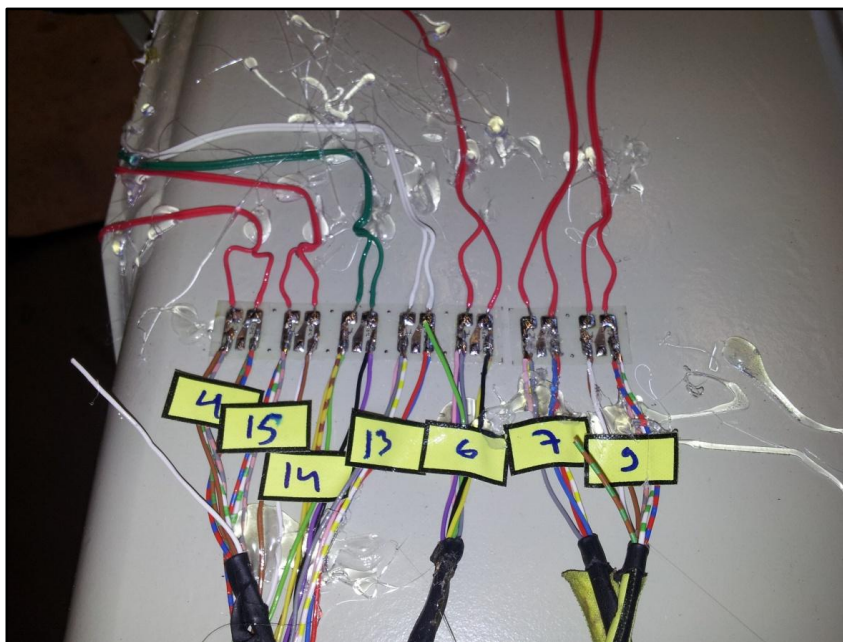
Rungon jännitysten mittauspisteiksi valittiin FE-analyysillä havaitut suurimmat jännityspisteet (kuva 18.)

- piste A = maksimijännityspiste (rungon etukulma)
- piste B = vastakkainen etukulma
- piste C = rungon sivu (takalevyn liitoskulma)
- piste D = rungon pohja (alalevyn pyöristys)



KUVA 18. Venymäliuskojen kiinnityspisteet
(Kuvankaappaus SolidWorks 2014; Tero Halonen 2015.)

Venymäliuskojen kiinnityskohdista pinnat hiottiin huolellisesti ja puhdistettiin elektroniikalle tarkoitetulla puhdistusaineella. Liuskat liimattiin erityisellä liuskaliimalla edellä mainittuihin kohtiin. Liuskat suojattiin vielä lakkakerroksella sekä liuskasilikonilla. Venymäliuskojen johtimet yhdistettiin mittauslaitteelle lähteviin kaapeleihin kytkentäterminaalissa (kuva 19). Mittauslaite liitettiin tietokoneeseen ja mittausohjelmiston avulla venymäliuskojen tulokset saatiin kerättyä talteen.



KUVA 19. Venymäliuskojen kytkentäterminaali (Halonen 2015-04-14.)

9.2 Kokeen valmistelut

Ennen dynaamisen testauksen aloittamista koejärjestelyn toimivuus tarkastettiin muutamilla staattisilla kuormituskerroilla. Havaittuja ongelmia olivat mm. testipenkin yhden kulman sekä vetoaisan pään nouseminen kuormituksen yhteydessä. Testipenkin pieni eläminen oli oletettavaa. Testipenkki vakautettiin käyttämällä lisäpainona 1300 kg:n betonipalkkia (kuva 20). Vetoaisa sidottiin kuormaliinalla testipenkkiin.



KUVA 20. Testipenkin vakautus lisäpainoilla (Halonen 2015-04-16.)

Prototyypin dynaaminen kuormittaminen aloitettiin kuvan 21 mukaisella kuormitusjärjestelyllä. Kuormituskehä alkoi pian värähdellä voimakkaasti, mikä havaittiin myös kehän ohjaussignaalin voimakkaana kasvuna. Värähtelyjen pääteltiin johtuvan I-palkin ja kuormituskehän pään välisestä hankauksesta sekä pääsylinterin vaakasuuntaisesta kuormittumisesta, jonka I-palkin taipuma aiheuttaisi.



KUVA 21. Palkin kuormitus teräsakselilla (Halonen 2015-04-16.)

Kuormitusjärjestely jouduttiin ideoimaan uusiksi ja päädyttiin ratkaisuun, jossa momenttipalkkina toimivaa I-palkkia kuormitettiin vaijerin ja väkipyörien välityksellä (kuva 22). Koejärjestelyn ajateltiin poistavan kuormituskehän värähtelyt, sillä näin sylinteri kuormittuisi vain aksiaalisesti. Testausta jatkettaessa kuormituskehä kitenkin värähteli kuten aimmin. Asiaan paneuduttiin huolellisemmin ja todettiin, että värähtelyjen syy on kuormituskehän ohjaussignaalin PID-kontrolliarvoissa. Tämän kaltaista pitkän iskunpituuden dynaamista testausta ei oltu ko. kuormituskehällä aiemmin tehty, joten ohjaussignaalin arvojen soveltumattomuus tuli yllätyksenä kaikille testaukseen osallistuneille.

Ohjaussignaalin arvoja optimoitiin ja kokeilemalla löydettiin arvot, joilla kuormituskehän värähtelyt saatiin minimoitua. Kuormitustaajuus säädettiin 0,3 Hz:iin. Suurempaa taajuutta ei voitu käyttää, sillä I-palkin taipuman ja testirungon vääntymisen takia kuormituskehän sylinterin iskun pituus oli n. 60 mm. Näin suurella iskun pituudella koneen ohjaussignaaliarvot eivät sallineet suurempaa taajuutta. Testausta jatkettiin, kunnes n. 3000 kuormitussyklin jälkeen järjestelyn heikkoudeksi paljastui vaijeri, joka katkesi. Vaijerin heikon kestävyys takia kuormitusjärjestely jouduttiin ideoimaan uudestaan.



KUVA 22. Kuormittaminen vaijerin välityksellä. (Halonen 2015-04-21.)

Testausta päädyttiin jatkamaan kuvan 23 mukaisella järjestelyllä. Kun saatiin selville, ettei kehän värähtelyt johtuneet sivuttaisesta kuormituksesta, voitiin palkin painatusta harkita uudelleen. Hankauskitkan poistamiseksi palkkia kuormittaa akseli, jossa on kestävä laakeri. Tällä järjestelyllä testausta voitiin jatkaa eteenpäin.

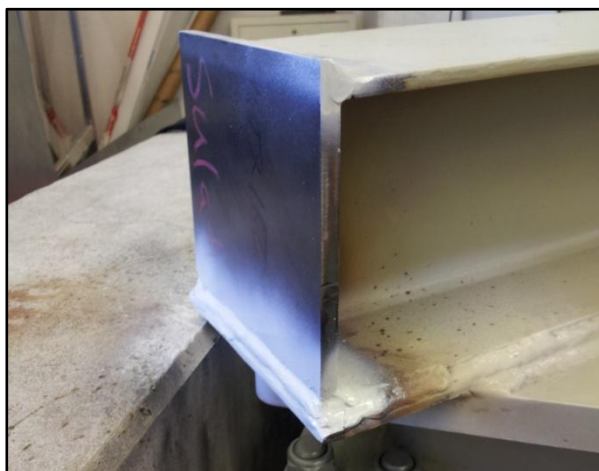


KUVA 23. Laakerijärjestely (Halonen 2015-04-22.)

Testauksessa päästiin hyvään tasaiseen vauhtiin ja kuormituskertoja kertyi 0,3 Hz:n taajuudella 1080 tunnissa. Väsytysoetta jatkettiin useiden päivien ajan n. 8 h päivässä ja alkupäivien jälkeen testikoneisto uskallettiin jättää myös yön yli käyntiin. Testauksen lopun alku käynnistyi kun momenttipalkin päädyn hitsisauma repesi (kuva 24). Palkin pääty hiottiin auki ja hitsattiin uudelleen. Lisäksi päätyyn hitsattiin vielä lisävahvikelevy (kuva 25). Korjattu palkki kesti yllättävän pitkään kunnes paikkailtu palkin pääty repesi uudelleen niin pahasti (kuva 26), että korjaamiseen olisi kulunut liikaa aikaa. Väsytystestaus lopetettiin aikataulullisista syistä.



KUVA 24. Palkin päädyn ratkeaminen (Halonen 2015-04-23.)



KUVA 24. Palkin päädyn paikkaus (Halonen 2015-04-28.)

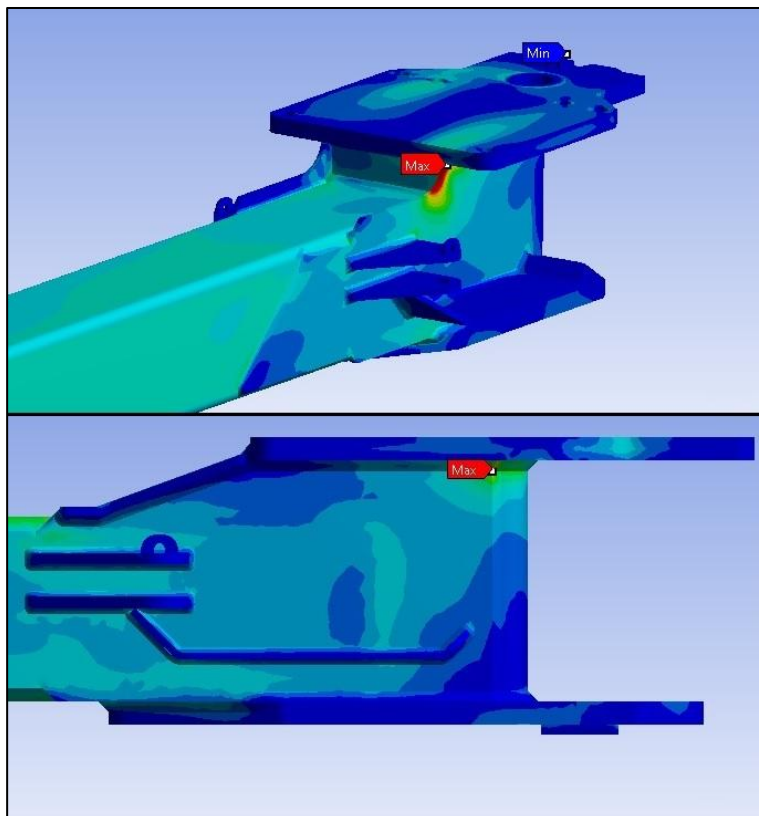


KUVA 24. Palkin päädyn lopullinen tuho (Halonen 2015-05-10.)

10 TULOKSET

10.1 Uuden runkoversion kehitys

FE-analysien avulla metsäperävaunun uuden runkomallin heikkoudet havaittiin (kuva 25.) ja niihin voitiin puuttua jo ennen kuin mitään oltiin valmistettu. Tuotekehityksen avulla, rungon konstruktiota saatiin parannettua siten, että maksimijännitykset vanhaan runkomalliin verrattuna saatiin puolitettua. Lisäksi maksimijännitysten paikat saatiin siirrettyä pois kohdista (kuva 25.), joissa ne ennenkin sijaitsivat. Tämä ansiosta samankaltaisia kestävyysongelmia kuin vanhassa rungossa, ei uudessa runkomallissa tulisi esiintymään.



KUVA 25. Uuden runkomallin jännitysten vertailu. Ylhäällä ensimmäinen versio, alhaalla lopullinen versio.
(Kuvankaappaus ANSYS 15.0; Tero Halonen 2015.)

10.2 Kestoikäarvio ja dynaaminen väsytysoe

Uuden rungon kestoikäarvio laskettiin ensin hot spot -jännitysten avulla. Kestoikäarvio saatiin maksimi nostokyvyn kuormituskertojen määränä. Vertailuksi rungon kestoikäarvio laskettiin myös tyypitettyjen kertoimien laskentatavalla. Vuotuisen käyttöarvion ja puukuorma ajomäärän avulla vanhan rungon FE-analyysin maksimijännityksistä saatiin laskettua tyypitetty kerroin. Tämän tyypitetyn kertoimen avulla uudelle runkoversiolle voitiin laskea toinen kestoikäarvio.

Laskettujen kestoikäarvioiden avulla voitiin tulevan dynaamisen väsytysokeen kestoa arvioida. Työn pääpaino oli lähtökohtaisesti väsytysokeella saatavissa tuloksissa. Väsytysokeella oli tarkoitus määrittää konkreettisesti uuden runkoversion kestoikä. Tämä olisi todettu joko muutoksina venymäliuskamittausten tuloksissa tai visuaalisesti rungossa tapahtuneina muodonmuutoksina. Kuitenkaan siihen asti kun väsytysokeessa päästiin, ei mitään muutoksia havaittu. Väsytysokeen positiivisena tuloksena kuormituskertoja testirungolle kertyi miltei 1,5 kertaa laskennalliseen kestoikään verrattuna, ilman väsymisen merkkejä. Syy laskennallisen kestoian ja väsytysokeessa saadun viitteellisen kestoian välinen ero saattaa selittyä FE-analyysin tulosten tulkinnan virheellisyydestä. FE-analyysillä saadut suuret jännitykset, joiden pohjalta kestoikä laskettiin, ovat saattaneet olla geometrisista epäjatkuvuus kohdista johtuvia paikallisia jännityksiä. Todellisuudessa nämä jännitykset ovat voineet jäädä pienemmiksi, eivätkä siksi aiheuttaneet rakenteen väsymistä oletetulla tavalla.

Koska rungon konkreettinen kestoikä jäi väsytysokeessa selvittämättä joudutaan tämän työn merkittävimmiksi tuloksiksi toteamaan FE-analyysin tulokset, sekä niiden myötä rungon kehittäminen ensimmäisestä versiosta kestävämmäksi.

11 YHTEENVETO

Työn lähtökohtana oli yrityksen alulle panema metsäperävaunumallin runkouudistus. Uudistuksen myötä F100-mallin runko tulisi vastaamaan tuoteperheen muita metsäperävaunuja. Päivityksellä oli tarkoitus myös päästä eroon vanhan runkomallin kestävyysongelmista.

Työn pääpaino oli lähtökohtaisesti uudelle runkomallille tehtävällä väsytykskokeella. Ensimmäisestä versiosta paljastuneet heikkoudet ja niiden poistamiseksi käynnistynyt rungon kehittäminen vei työn alussa enemmän aikaa kuin oli suunniteltu. Rungon kehitystyö toteutettiin yhdessä yrityksen suunnittelijoiden kanssa. FE-analyyysien teko kuului opinnäytetyöntekijän vastuulle ja mahdollinen virheellinen tulosten tulkinta saattoi johtaa rungon tarpeettomaan vahvistamiseen. Tämä osittain selittäisi eron teoreettisen ja kokeellisen väsymiskestävyuden välillä.

Suoritettu väsytykskoe oli laajuudessaan Savonian dynaamisella kuormituskehällä tehdyistä ensimmäinen laatuaan. Tästä syystä yllättäviä ongelmia ilmeni koko testauksen ajan. Testissä käytettyä kuormituskehää ei välttämättä ole tarkoitettu aivan tämän mittakaavan testauksiin. Testin aikana viivästyksiä ja ongelmia aiheuttivat mm. kehän ohjaussignaalien arvot, prototyypin kuormitustavan hakeminen sekä testausjärjestelmän heikkous. Väsytykskokeella ei loppujen lopuksi saatu haettua tulosta, kun testausjärjestelmän osana toimineen momenttipalkin huonon suunnittelun vuoksi väsytykskoe päättyi ennenaikaisesti.

Vaikka väsytykskokeen tuloksiin ei voidakaan olla tyytyväisiä, oli väsytykskoe kuitenkin ensimmäinen laatuaan Farmi Forest -tuotteelle tehty. Työstä yritys sai pohjatietoa tuleviin tuotekehitysprojekteihin. Lisäksi opinnäytetyön myötä yrityksen tuoteuudistus saatiin tarkasteltua FEM-laskennan avulla ja parannettua alkuperäisestä. Saatujen tulosten valossa yritys pystyy tekemään varmempia päätöksiä uuden runkomallin käyttöönotosta.

Tämä opinnäytetyö antoi laajuudessaan monipuolisen kuvan tuotekehitysprojektiin liittyvistä vaiheista ja haasteista. Työ opetti myös käytännönläheisen tuotetestauksen ja tuotteen kestoian määrityksen merkityksestä luotettavien ja laadukkaiden tuotteiden suunnittelussa.

LÄHTEET

FARMI FOREST OY 2015a. Etusivu. [Viitattu 2015-1-16.] Saatavissa:

<http://farmiforest.fi/fi/>

FARMI FOREST OY 2015b. Historia. [Viitattu 2015-1-16.] Saatavissa:

http://farmiforest.fi/fi/index.php?option=com_content&view=article&id=6&Itemid=7

FARMI FOREST OY 2015c. Tuotekuva. [Viitattu 2015-1-16.] Saatavissa:

http://farmiforest.fi/fi/components/com_tuotekatalogi/tuotekuvat/03_4670-100_v2.jpg

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.

LASSEN, Tom ja RECHO, Naman 2006. Fatigue Life Analyses of Welded Structures. London: ISTE Ltd.

BJÖRK, Timo, HAUTALA, Pekka, HUHTALA, Kalevi, KIVIOJA, Seppo, KLEIMOLA, Matti, LAVI, Markku, MARTIKKA, Heikki, MIETTINEN, Juha, RANTA, Aarno, RINKINEN, Jari ja SALONEN, Pekka . 2014. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

SIPILÄ, Sisko, SOLIN, Jussi ja ÖBERG, Tero 1988. Tekninen tiedotus 12/88: Vaihtelevasti kuormitettujen koneenosien väsymismitoitus. Helsinki: Metalliteollisuuden Keskusliitto.

EUROCODE 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen. SFS-EN 1993-1-9. Vahvistettu 2005. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

HOBACHER, A. 2008. Fatigue Design of Welded Joints and Components: Recommendations of IIW Joint Working Group XIII-XV. Cambridge: Abington Publishing.

NIEMI, Erkki 1996. Tekninen tiedotus 3/96: Hitsattujen rakenteiden väsymistarkastelussa käytettävät jännitykset. Helsinki: Metalliteollisuuden Keskusliitto.

NIEMI, Erkki 2003 Levyrakenteiden suunnittelu: Tekninen tiedotus 2/2003. Helsinki: Teknologiateollisuus ry

KYOWA 2014. Strain Gages. [Viitattu 2015-04-21.] Saatavissa: http://www.kyowa-ei.com/eng/support/download/catalog/strain_gage/index.html

LIITE 1: F100 UUDEN RUNGON HITSAUSJÄRJESTYSHAHMOTELMA

FARMI
FOREST

Raportti

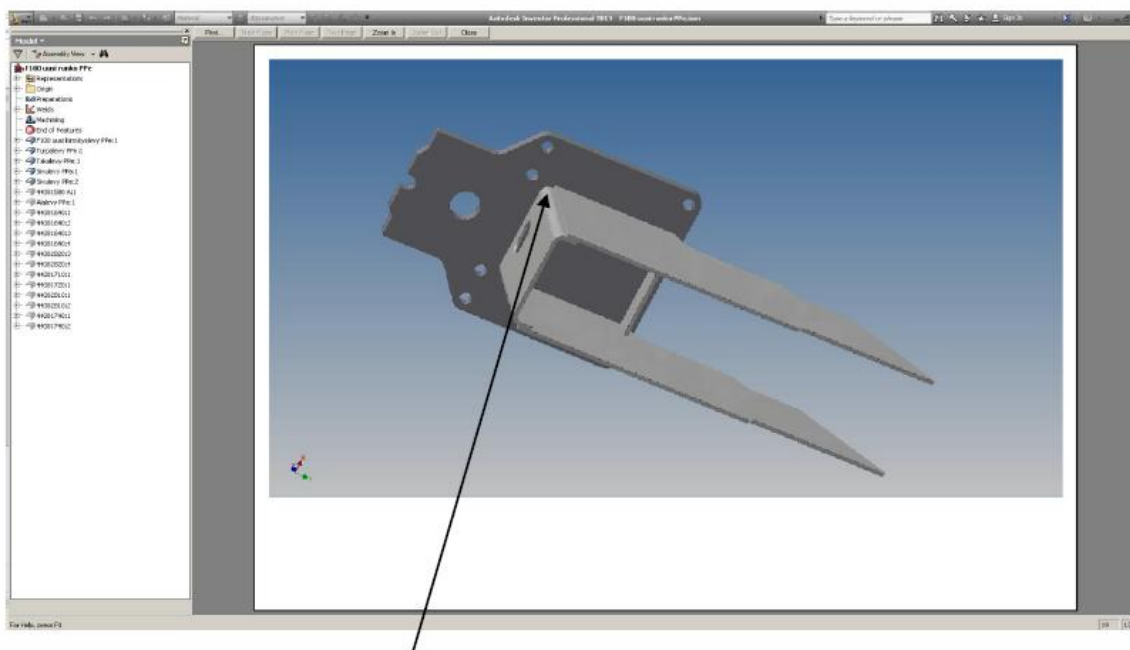
1(1)

PPe

30.9.2014

F100 uuden rungon hitsausjärjestys hahmotelma

1. Paikoitetaan kiinnityslevy, turpalevy, takalevy ja sivulevyt.
2. Hitsataan osat yhteen (kaikki levyt molemmilta puolilta, ylälevyn hitsisaumat sisäpuolelta a5, ulkopuolelta a8, muut saumat a5).



Nurkan kohdalla hitsataan ensin pystysauma ja sitten kiinnityslevyn ulkosauma. Tarkoituksena, että hitsisaumassa ei ole nurkan kohdalla sivuttaissiirtymiä vaan tasainen kaari.

3. Paikoitetaan runkoputki ja hitsataan ainakin niiltä osin sivulevyihin ja takalevyyn, jotka jää alalevyn paikoituksen jälkeen piiloon.
4. Paikoitetaan alalevy ja hitsataan kaikki jäljelle jääneet hitsit.
5. Paikoitetaan loput osat ja hitsataan.

Farmi Forest Corporation
Ahmolantie 6
FIN-74510 IISALMI
FINLAND

Tel +358 (0)17 83 241
Fax +358 (0)17 8324 372
www.farmiforest.fi

Reg.No. 1756303-7
VAT No. FI17563037
Domicile: Iisalmi

Bank: Pohjola Bank PLC
BIC: OKOYFIHH
IBAN: FI59 5000 0120 2550 12

LIITE 2: LÄHTÖARVOJA FARMI 100 RUNGON FEM-LASKENTAAN

FARMI[®]
FOREST

Raportti

1(1)

PPe

2.10.2014

Lähtöarvoja FARMI 100 rungkon FEM-laskentaan

- Tukipisteet: vetosilmä ja teliakselit (kuormaustukijalkojen tukea ei huomioida)
- Vetosilmä on pyörivä, sallii rungkon kiertymisen
- Kuormitukset nosturista ja kuormasta:
 - Nosturin max. staattinen momentti 46 kNm
 - Massa nosturin asennuslevyn keskelle 1400/1775 kg (asennuspukki 275 kg, nosturi 700 kg, kuorma 425 kg(maksimiulottumalla)/800 kg(lähialueella))
 - Nosturin momentin suunnat: Suoraan kuormatilaan, 45° kulmassa sivulle, 90° kulmassa sivulle ja 135° kulmassa sivulle (etuviistoon)
 - Puukuorma 9000 kg
 - Puukuorma jaettu kahteen 2m nippuun á 4500 kg
 - Massa jakautuu rungolle irtopankkojen välityksellä (pistekuormat rungolle, ei tasainen kuorma)
- Materiaalit S355
- MAG käsinhitsaus
- Kuormituslaskelmat:
 1. Nosturin momentti suoraan kuormatilaan, massa 1775 kg, dyn. kerroin 1,6
 2. Nosturin momentti 45° kulmassa sivulle, massa 1775 kg, dyn. kerroin 1,6
 3. Nosturin momentti 45° kulmassa sivulle, massa 1400 kg, dyn. kerroin 1,75
 4. Nosturin momentti 90° kulmassa sivulle, massa 1775 kg, dyn. kerroin 1,6
 5. Nosturin momentti 90° kulmassa sivulle, massa 1400 kg, dyn. kerroin 1,75
 6. Nosturin momentti 135° kulmassa sivulle, massa 1775 kg, dyn. kerroin 1,6
 7. Nosturin momentti 135° kulmassa sivulle, massa 1400 kg, dyn. kerroin 1,75
 - Edellä oleviin laskelmiin lisätään puukuorma, dyn. kerroin 1,3
 8. Nosturin momentti 12,5 kNm suoraan kuormatilaan, massa 975 kg, dyn. kerroin 1,6
 - Edellä olevaan laskelmaan lisätään puukuorma, dyn. kerroin 1,6