LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan koulutusohjelma

BK10A0401 Kandidaatintyö ja seminaari

TURVEPERÄVAUNUN VÄSYMISKESTÄVYYDEN PARANTAMINEN

IMPROVING THE FATIGUE STRENGTH OF A PEAT TRAILER

Lappeenrannassa 3.11.2013

Mikko Hartikainen

1 JOHDANTO 3
1.1 Työn rajaus 3
1.2 Tutkimusongelma 4
1.3 Tutkimuskysymykset ja tavoitteet 4
2 KIRJALLISUUSKATSAUS 5
2.1 Lujuusopin elementtimenetelmä 5
2.2 Väsymisanalyysissä huomioon otettavat jännitykset 10
2.3 Hot spot - menetelmä 13
2.4 Väsymiskestävyyden parantaminen 16
2.5 Tuotekehitysprosessi 19
3 TURVEPERÄVAUNUN RUNKORAKENTEEN KEHITTÄMINEN 22
3.1 Nykyisen rakenteen kehittäminen 22
3.2 Väsymiskestoiän arvioiminen hot spot - menetelmällä 28
4 TULOSTEN TARKASTELU 36
4.1 Valmistettavuuden arviointi 36
4.2 Väsymiskestävyysanalyysin tulokset 37
4.3 Tulosten luotettavuus 39
5 JOHTOPÄÄTÖKSET 41
LÄHTEET 42

LIITTEET

LIITE 1: Laskentatulokset

1 JOHDANTO

Tämä kandidaatintyö on tehty Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa konepaja Antti Ranta Oy:lle. Antti Ranta Oy on Liperissä toimiva yritys, joka valmistaa hakkeen ja turpeen kuljettamista varten suunniteltuja perävaunuja. Yritys on erikoistunut sivukaato- ja ketjupurkuperävaunujen valmistukseen. Antti Ranta Oy on aloittanut toimintansa vuonna 1977, jolloin perävaunuilla kuljetettavat kuormat olivat huomattavasti nykyistä pienempiä. Koska asiakkailla on tarve kuljettaa perävaunuilla yhä suurempia massoja, pitää myös runkorakenteen kestävyyttä kehittää eteenpäin. Väsymiskestävyydestä on tullut kriittinen tekijä osassa nykyisiä runkorakenteita.

1.1 Työn rajaus

Tässä työssä keskitytään tutkimaan yrityksen ketjupurkuperävaunun väsymiskestävyyttä. Ketjupurkuperävaunun runko koostuu kahdesta I-palkista, joiden uumat ottavat vastaan ylöspäin kapenevien koteloiden avulla renkailta välittyviä voimia. Voimia välittävät kotelot eli konsolit on kiinnitetty I-palkkien uumiin hitsaamalla. Tarkasteltava rakenne on havainnollistettu kuvassa 1. Konsoleita joudutaan käyttämään sen vuoksi, että ketjupurkukoneisto määrää I-palkkien välimatkan niin pieneksi, että renkaiden kiinnityspisteitä ei voida sijoittaa suoraan I-palkkien alle. Väsymiskestoiän tarkastelu rajataan koskemaan ainoastaan konsolin ja I-palkin uuman välistä hitsiliitosta, mikä on rakenteen väsymiskestävyyden kannata kriittisin kohta. Työssä ei pystytä määrittämään rakenteen tarkkaa väsymiskestoikää, sillä rakenteeseen käytön aikana kohdistunutta tarkkaa kuormitushistoriaa ei ole tiedossa.

Kuva 1. Perävaunun runkorakenne. Nuolet osoittavat väsymissäröjen alkamiskohtiin.

1.2 Tutkimusongelma

Työn tutkimusongelmana on löytää ratkaisu perävaunun runkorakenteen väsymiskestoiän parantamiseksi. Lisäksi työssä arvioidaan nykyisen runkorakenteen väsymiskestävyyttä ja selvitetään, kuinka paljon väsymiskestoikää on mahdollista parantaa uudella rakenneratkaisulla. Työtä tehtäessä perehdytään menetelmään, jolla väsymiskestoikä määritetään, ja tutustutaan keinoihin, joilla hitsatun levyrakenteen väsymiskestävyyttä voidaan parantaa.

1.3 Tutkimuskysymykset ja tavoitteet

Työssä keskitytään löytämään vastaukset seuraaviin tutkimuskysymyksiin:

1) Mikä on nykyisen runkorakenteen väsymiskestoikä oletetuilla kuormanvaihteluilla?
2) Millä ratkaisulla väsymiskestävyyttä voitaisiin parantaa?
3) Kuinka paljon väsymiskestoikä paranisi uudella ratkaisulla verrattuna jo käytössä olevaan rakenneratkaisuun?

Työn ensisijaisena tavoitteena on löytää mahdollisimman tehokas keino väsymiskestävyyden parantamiseksi. Lisäksi työssä tehdään käytettävissä olevien tietojen pohjalta mahdollisimman tarkkoja väsymiskestoiän arviointeja sekä nykyiselle, että työssä kehitellylle rakenneratkaisulle.

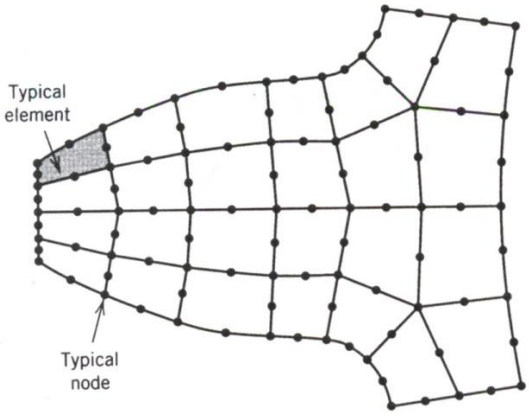
2 KIRJALLISUUSKATSAUS

Tässä luvussa käydään läpi työn käytännön osuutta tukevaa teoriaa. Luvussa käsiteltäviä asioita ovat lujuusopin elementtimenetelmä, väsymisanalyysissä huomioon otettavat jännitykset, hot spot – menetelmä, väsymiskestävyyden parantaminen sekä tuotekehitysprosessi.

2.1 Lujuusopin elementtimenetelmä

Yksinkertaisimmissa kuormitustilanteissa rakenteeseen syntyvät jännitykset voidaan ratkaista käyttämällä kirjallisuudesta löytyviä lujuusopin yhtälöitä. Mikäli tutkittava rakenne on monimutkainen, on lujuusopin yhtälöiden soveltaminen usein hankalaa tai mahdotonta. Tällöin vaihtoehtoina ovat jännitysten kokeellinen määrittäminen tai elementtimenetelmän eli FE – analyysin käyttö. Elementtimenetelmä on usein työläitä koejärjestelyjä helppokäyttöisempi valinta. (Hakala, K. M. 1986. s. 3)

Elementtimenetelmän toiminta perustuu siihen, että tutkittava rakenne jaetaan elementteihin, jotka ovat solmupisteiden kautta kiinni toisissaan. Tällöin yksittäisen elementin käsittely on suhteellisen yksinkertaista verrattuna siihen, että pitäisi johtaa suurempia kokonaisuuksia koskevia yhtälöitä. Menetelmässä elementtien määrä kasvaa helposti hyvinkin suureksi ja laskettavaa tulee paljon. Tämän vuoksi laskennassa on järkevää käyttää apuna tietokonetta ja elementtimenetelmään perustuvaa ohjelmistoa. Kuvassa 2 on esitetty hammaspyörän hampaasta tehty elementtimalli. (Cook, D. R. 1995, s.1)



Kuva 2. Hammaspyörän hampaasta parabolisia 2D-elementejä käyttämällä tehty elementtimalli. (Cook, D. R. 1995. s.2)

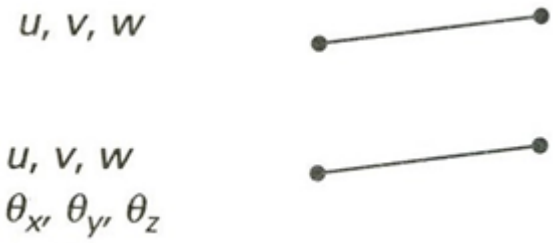
Ongelmanratkaisu elementtimenetelmää käyttävällä ohjelmistolla etenee tyypillisesti siten, että ensin määritellään elementtien solmupisteiden koordinaatit. Solmupisteet määrittävät tutkittavan rakenteen geometrian ja elementtiverkon tiheyden. Sitten ohjelmistoon syötetään elementtien geometriaa ja materiaalia koskevat tiedot, joiden pohjalta ohjelmisto muodostaa elementeille jäykkyysmatriisit. Tämän jälkeen ohjelmisto yhdistää elementtien jäykkyysmatriisit globaaliksi jäykkyysmatriisiksi [K]. Seuraavaksi ohjelmistoon syötetään rakenteeseen kohdistuvat kuormitustiedot ja rakenteen tuentoja koskevat tiedot eli reunaehdot, joiden pohjalta ohjelmisto muodostaa globaalin voimavektorin {F}. Näiden tietojen avulla saadaan muodostettua yhtälöryhmä, josta ohjelmisto ratkaisee solmusiirtymät {U}. Solmusiirtymät lasketaan alla esitetyn yhtälön 1 avulla. Kun solmusiirtymät on määritelty, voidaan niiden perusteella lopuksi määrittää elementteihin kohdistuvat sisäiset voimat ja jännitykset. (Hakala, K. M. 1986. s. 16 -17, 111 - 112)

$$\{U\} = [K]^{-1}\{F\} \tag{1}$$

Tätä laskentatapaa, jossa siirtymiä pidetään tuntemattomina, kutsutaan siirtymämenetelmäksi. Jos siirtymien sijaan voimavektoria {F} pidettäisiin tuntemattomana, puhuttaisiin voimamenetelmästä. Kolmas päämenetelmä on sekamenetelmä, jossa tuntemattomina suureina on sekä voimia, että siirtymiä. Insinööreille suunnitellut ohjelmistot käyttävät kuitenkin aina siirtymämenetelmää, sillä se soveltuu systemaattisuutensa vuoksi hyvin tietokoneelle ohjelmoitavaksi. (Hakala, K. M. 1986. s. 21)

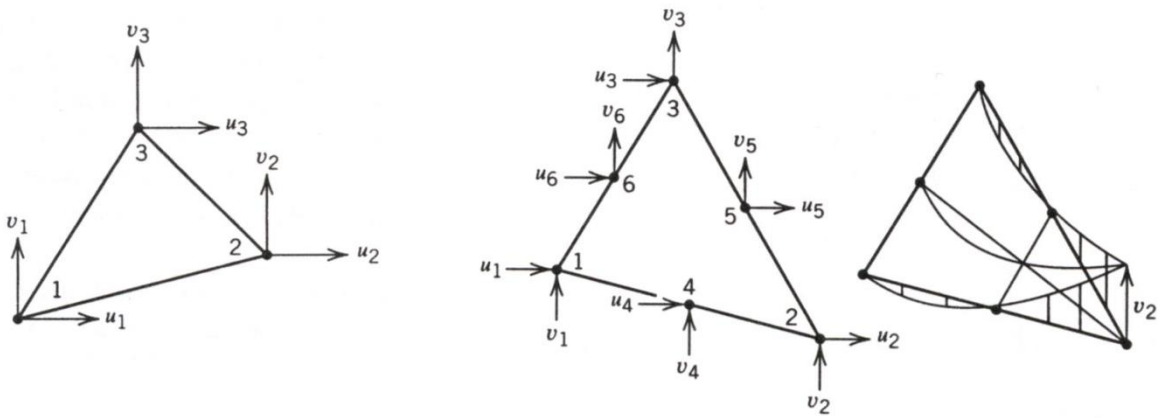
Ennen elementtimenetelmän soveltamista käyttäjän on tehtävä päätös siitä, millaisia elementtejä hän aikoo mallinnuksessa käyttää. Laskennallisesti yksikertaisimpia elementtejä ovat yksidimensionaaliset sauva- ja palkkielementit, jotka sisältävät ainoastaan kaksi solmupistettä. Sauvaelementeillä vapausasteina toimivat pelkästään solmusiirtymät, joita kolmiulotteisessa koordinaatistossa solmuilla on yhteensä kuusi. Sauvaelementtejä voidaan käyttää tilanteissa, joissa elementtien voidaan olettaa kantavan ainoastaan normaalivoimia. Esimerkiksi ristikkorakenteen vedolla olevan sauvan mallintamisessa voidaan käyttää sauvaelementtiä. Mikäli elementin taivutus voi nousta määrääväksi tekijäksi, on sauvaelementtien sijaan järkevää käyttää palkkielementtejä. Palkkielementeillä on solmusiirtymien lisäksi vapausasteina solmupisteiden kiertymät,

joiden perusteella voidaan laskea palkkielementissä vallitseva taivutusmomentti. Kuvassa 3 on esitetty periaatekuva sauva- ja palkkielementeistä vapausasteineen. Kuvassa ylempänä on sauvaelementti ja alempana palkkielementti. (Hakala, K. M. 1986. s. 27 - 29, 88)



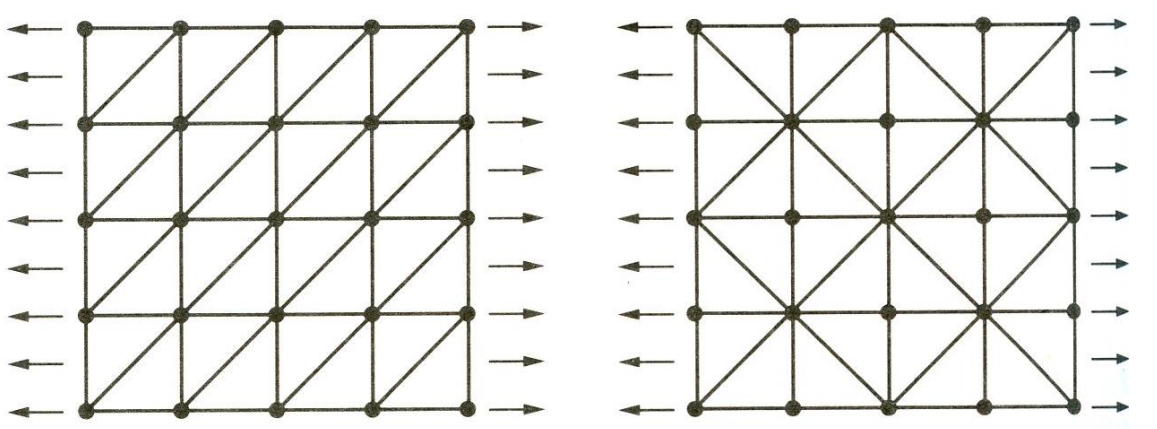
Kuva 3. Sauva- ja palkkielementtien solmujen vapausasteet. (Fagan, M. J. 1992. s 26)

Sauva- ja palkkielementtien lisäksi on olemassa 2D - elementtejä, joista yksinkertaisin on lineaarinen kolmioelementti, jossa solmut sijaitsevat kolmion kärjissä. Tällä elementillä vapausasteina toimivat solmujen siirtymät joita on kolmiulotteisessa koordinaatistossa yhteensä yhdeksän. Lineaarinen kolmioelementti kykenee kuvaamaan hyvin rakenteeseen syntyviä jännityksiä silloin, kun rakenteeseen ei synny suuria jännitysgradientteja. Tarkempia tuloksia saavutetaan kuitenkin käyttämällä parabolisia kolmioelementtejä, joissa on solmut kolmion kärkien lisäksi myös sivujen keskellä. Näin elementtiin tulee vapausasteita yhteensä 18. Sivujen keskellä olevien solmujen ansiosta parabolinen kolmioelementti kykenee käyristämään sivujaan ja kuvaavaan näin muodonmuutoksia paremmin kuin lineaarinen kolmioelementti, jonka sivut pysyvät aina suorina. Lineaaristen ja parabolisten kolmioelementtien ero käy ilmi kuvasta 4. (Cook, D. R. 1995, s. 46 - 48)



Kuva 4. Lineaaristen ja parabolisten kolmioelementtien ero. (Cook, D. R. 1995. s. 48)

Kolmioelementtien ohella 2D - elementteihin kuuluvat lineaariset ja paraboliset suorakaide-elementit. Lineaarisessa suorakaide-elementissä on neljä solmua ja kaksitoista vapausastetta, kun taas parabolisessa suorakaide-elementissä solmuja on kahdeksan ja vapausasteita 24. Suorakaide-elementeillä on kolmioelementteihin nähden etuna se, ettei niiden asettelulla ole vaikutusta laskentatuloksiin. Kolmioelementtien asettelu voidaan sen sijaan tehdä usealla eri tavalla, jotka johtavat hieman eri tuloksiin. Tätä on havainnollistettu kuvassa 5. Kolmioelementtejä käytettäessä syntyvää laskennallista virhettä voidaan pienentää tihentämällä verkotusta. Kolmioelementtien etuna on se, että niiden avulla on huomattavasti helpompaa kuvata monimutkaisia geometrioita, kuin suorakaide-elementeillä. Kaksidimensionaalisten elementtien käyttö on perusteltua silloin, kun halutaan tietää rakenteeseen tietyssä tasossa syntyvät jännitykset tai muodonmuutokset. 2D - elementit eivät pysty kuvaamaan muodonmuutoksia tai jännityksiä 2D - tason paksuussuunnassa. Ehtona 2D - elementtien käytölle on se, että rakenne voidaan mallintaa vakiopaksuisina tasoina. (Hakala, K. M. 1986. s. 269 - 270)



Kuva 5. Kolmioelementtien asettelu voidaan tehdä usealla eri tavalla. (Fagan, M. J. 1992. s 234)

Parhaiten fysikaalista todellisuutta kuvaavia elementtejä ovat 3D - elementit eli solidielementit. Yksinkertaisin solidielementti on lineaarinen tetraedrielementti, jolla kolmivapausasteisia solmupisteitä on neljä. Lineaarisella särmiöelementillä solmujen määrä on puolestaan kahdeksan. Solidielementit voivat olla samalla tavalla parabolisia, kuin 2D - elementitkin. Tällöin elementtien sivujen keskellä on solmuja, jotka mahdollistavat elementin käyristymisen ja siten myös tarkemmat laskentatulokset. Kolmidimensionaalisten elementtien käyttö on perusteltua silloin, kun tutkittavan

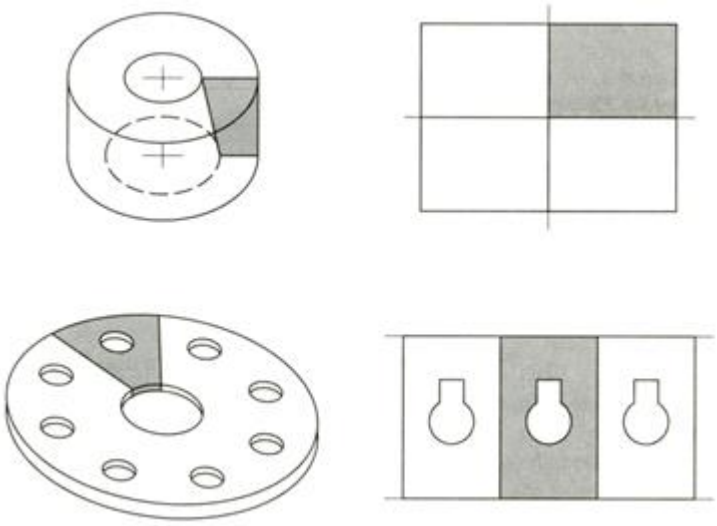
rakenteen käyttäytymistä ei voida riittävällä tarkkuudella kuvata 2D - elementeillä. Solidielementtejä käyttävä malli on hankalin luoda ja vaatii tietokoneelta eniten laskentakapasiteettia. Lisäksi solidimalliin jää helpoiten mallinnusvirheitä. Kuvassa 6 on esitetty erilaisia solidielementtejä. (Cook, D. R. 1995. s. 145)

Kuva 6. Erilaisia solidielementtejä. (Fagan, M. J. 1992. s 26)

Elementtityypin valinnan jälkeen tulee mallintajan miettiä sitä, kuinka monella elementillä tarkasteltava rakenne kannattaa kuvata. Pääsääntöisesti tiheämpi elementtiverkotus johtaa tarkempiin laskentatuloksiin. On kuitenkin muistettava se, että tiheämpi verkotus vaatii aina suurempia laskenta-aikoja, mikä yritysmaailmassa lisää kustannuksia. Usein harvemmalla verkotuksella saadaan nopeammin aikaan riittävän tarkkoja tuloksia. Verkotustiheyden optimaalisuutta voidaan testata tihentämällä verkotusta hieman ja katsomalla kuinka paljon harvemmalla verkotuksella saadut tulokset eroavat tiheämmällä verkotuksella saaduista tuloksista. Jos ero ei ole merkittävä, on käytetty verkotustiheys sopiva. Toinen, ja ehkä enemmän käytetty tapa verkotustiheyden optimaalisuuden selvittämiseksi on tutkia, kuinka paljon laskentatulokset muuttuvat, jos siirrytään parabolisten elementtien sijaan käyttämään lineaarisia elementtejä tai päinvastoin. (Fagan, M. J. 1992. s. 29 - 30, 235)

Yleensä mallinnuksessa ei ole järkevää käyttää tasaista verkotustiheyttä, vaan verkotusta kannattaa tihentää rakenteessa sellaisiin kohtiin, joista halutaan saada tarkempia laskentatuloksia. Tämä pienentää huomattavasti tietokoneen laskenta-aikaa. Lisäksi varsinkin sellaisissa kohdissa, joissa halutaan saada tarkkoja tuloksia, on 2D- ja 3D - elementtien syytä olla mahdollisimman säännöllisen muotoisia. Tämä tarkoittaa sitä, että elementin sivujen pituuksien ja sivujen välisten kulmien suuruuksien tulisi olla mahdollisimman lähellä toisiaan. Verkotuksen tihentäminen kiinnostavaan kohtaan kannattaa tehdä jouhevasti, jotta elementtien muodot eivät vääristy tutkittavan kohdan läheisyydessä liikaa. (Fagan, M. J. 1992. s 30 - 32)

Usein rakenteesta tehtävän elementtimallin geometriaa on mahdollista yksinkertaistaa, mikä säästää mallinnus- ja laskenta-aikaa. Yksinkertaistaminen voi tapahtua sillä perusteella, ettei jollain tietyllä rakenteen yksityiskohdalla ole tulosten kannalta merkitystä. Rakenteen voi yksinkertaistaa myös käyttämällä apuna symmetriaa. Tällöin kuormitusten ja reunaehtojen asettelussa tulee olla erityisen huolellinen. Kuvassa 7 on esitetty miten symmetriaa voidaan käyttää hyväksi erilaisten kappaleiden analysoinnissa. (Fagan, M. J. 1992. s. 20 - 21)



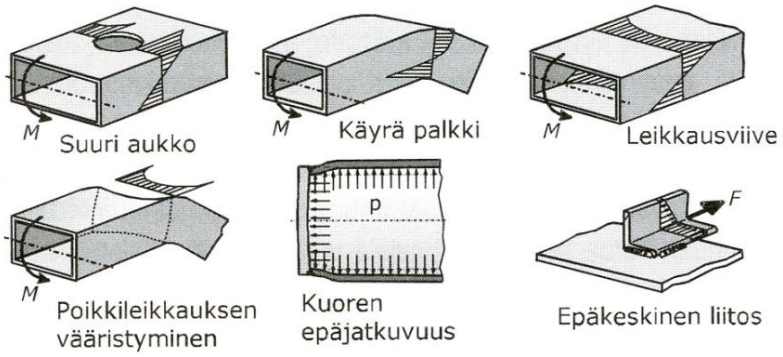
Kuva 7. Erilaisia keinoja symmetrian hyödyntämiseksi. (Fagan, M. J. 1992. s 21)

2.2 Väsymisanalyysissä huomioon otettavat jännitykset

Kun FE – analyysillä saatuja tuloksia tulkitaan on tärkeää ymmärtää, että kaikki jännitykset eivät ole samanarvoisia. Väsymisanalyysissä käytettävät jännitykset voidaan jakaa nimellisiin jännityksiin, rakenteellisiin jännityksiin ja lovijännityksiin. Nimelliset jännitykset ovat rakenteen kestävyyden kannalta välttämättömiä jännityksiä eli ilman niitä ei saavutettaisi tasapainoa kappaleeseen kohdistuvien ulkoisten voimien ja sisäisten rasitusten välille. Yleisesti ottaen nimelliset jännitykset ovat laskettavissa yksinkertaisella lujuusopin perusyhtälöllä 2, missä σ on nimellinen jännitys, *F* on voima, *A* on pinta-ala, *M* on taivutusmomentti, *I* on palkin jäyhyys ja *y* on taivutusmomentin varsi. (Niemi, E. 2003. s. 12 - 13; Niemi, E. 1996. s. 7)

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{My}{I} \tag{2}$$

Nimellisiä jännityksiä laskettaessa on kuitenkin otettava huomioon makrogeometriset jännitykset, jotka luetaan nimellisiksi jännityksiksi. Makrogeometriset jännitykset aiheutuvat erilaisista epäjatkuvuustekijöistä, jotka muuttavat kalvojännityksen jakautumista. Joillekin makrogeometrisille jännityksille löytyy kirjallisuudesta analyyttisiä laskentakaavoja. Makrogeometrisiä jännityksiä aiheuttavia tekijöitä on esitetty kuvassa 8. (Niemi, E. 1996. s. 12 - 13)

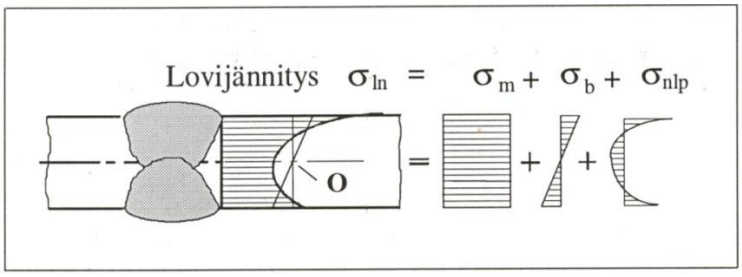


Kuva 8. Makrogeometrisiä jännityksiä aiheuttavia tekijöitä. (Niemi, E. 2003. s. 94)

Rakenteellinen jännitys on nimellistä jännitystä laajempi käsite. Rakenteellinen jännitys pitää sisällään nimellisten jännitysten lisäksi rakenteellisista epäjatkuvuuskohdista, osien muotoviheistä, jäännösjännityksistä sekä lämpötilaeroista aiheutuvat jännitykset. Yleensä rakenteellinen jännitys on nimellistä jännitystä suurempi. Usein rakenteellisten jännitysten suuruuksia ei voida laskea kirjallisuudesta löytyvien yhtälöiden avulla, vaan ne tulee selvittää joko kokeellisesti tai FE – analyysin avulla. Näillä menetelmillä nimellisten ja rakenteellisten jännitysten erottaminen toisistaan tuottaa monesti hankaluuksia. (Niemi, E. 2003. s. 13; Niemi, E. 1996. s. 7-8)

Lovijännitys sisältää kaikki kolme edellä mainittua jännitysluokkaa. Rakenteellisen jännityksen lisäksi lovijännitykseen kuuluu paikallisen loven aiheuttama jännitys. Paikallinen lovivaikutus on luonteeltaan rakenteellisen jännityksen kaltainen, mutta sen vaikutusala on pieni. Rakenteessa paikallisen loven voi aiheuttaa esimerkiksi pieni porattu reikä, mutta tyypillisimmillään paikallinen lovi esiintyy hitsatuissa levyrakenteissa. Hitsatuissa rakenteissa lovi aiheuttaa levyn paksuussuunnassa epälineaarisen jännitysjakauman, jonka vaikutusalue ulottuu noin 0,4 kertaa levyn paksuuden päähän hitsin rajaviivasta. Mikäli rakenteellinen jännitys on selvillä, saadaan lovijännitys laskettua kertomalla rakenteellinen jännitys kirjallisuudesta löytyvällä lovenmuotoluvulla K_t. Jos

lovenmuotolukua ei ole saatavilla, voidaan lovijännitys laskea myös FE – menetelmällä käyttäen tiheää verkotusta. Usein lovijännityksen suuruus ylittää materiaalin myötölujuuden, mikä johtaa paikalliseen plastisoitumiseen. Kuvassa 9 on esitetty komponentit, joista lovijännitys muodostuu. Kuvassa σ_m on nimellinen jännitys, σ_b on rakenteellinen jännitys ja σ_{nlp} on paikallisen loven aikaansaama jännitys. (Niemi, E. 2003. s. 13, Niemi, E. 1996. s. 13-14)



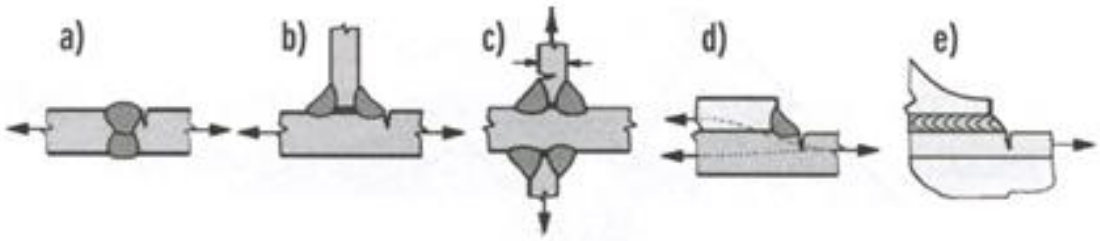
Kuva 9. Lovijännityksen muodostavat komponentit. (Niemi, E. 1996. s. 8)

Väsymiskestävyyden kannalta tärkein parametri on jännitysheilahdus, jolla tarkoitetaan jännityksen suurimman ja pienimmän arvon välistä erotusta. Rakenteeseen syntyvää jännitysheilahdusta ei useimmiten voida laskea suoraan, vaan jännityksen suurin ja pienin arvo on laskettava erikseen eri kuormituksilla. Jännitysheilahdukset voivat johtua kuormituksen suuruuden, suunnan tai sijainnin vaihteluista, rakenteen värähtelyistä tai lämpötilojen muutoksista. (Niemi, E. 2003. s. 92; Niemi, E. 1996. s. 8)

Yleensä väsyttävästä kuormituksesta aiheutuva jännitysvaihtelu on muuttuva-amplitudista. Esimerkiksi hitsatuissa rakenteissa jännitysvaihtelu on huomattavasti yleisemmin muuttuva-amplitudista. Joissain tapauksissa, kuten pyörivien koneenosien kohdalla, jännitysvaihtelun voidaan katsoa olevan vakioamplitudista. Väsymiskestävyyden selvittämiseksi on välttämätöntä tietää tutkittavan kohdan jännityshistoria. Vakioamplitudisen kuormituksen jännityshistoria on suhteellisen helppo määrittää. Sen sijaan muuttuva-amplitudisen kuormituksen aikaansaama jännityshistoria on melkein mahdoton selvittää ilman venymäliuskamittausta tai jotain muuta koejärjestelyä. Kun jännityshistoria on saatu selville, lasketaan sen perusteella kuormitukselle ekvivalentti jännitysvaihtelu. Ekvivalentin jännitysvaihtelun laskentaan on olemassa eri menetelmiä, mutta nykyään Rainflow – analyysi on jokseenkin yleisesti hyväksytty jännitysvaihtelujen luokittelumenetelmä. (Niemi, E. 2003. s. 92-93; Niemi, E. 1996. s. 8; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 241)

2.3 Hot spot - menetelmä

Hitsattujen rakenteiden väsymiskestävyyden määrittämiseksi on olemassa neljä vaihtoehtoista menetelmää. Nämä menetelmät ovat nimellisen jännityksen menetelmä, rakenteellisen jännityksen menetelmä, tehollisen lovijännityksen menetelmä ja murtumismekaaninen menetelmä. Tässä luvussa käsitellään rakenteellisen jännityksen menetelmää eli hot spot – jännitykseen perustuvaa menetelmää. Hot spot – menetelmää joudutaan usein käyttämään tilanteissa, joissa nimellisten jännitysten menetelmän käyttö ei syystä tai toisesta ole mahdollista. Esimerkiksi rakenteen hankala geometria voi estää nimellisen jännityksen menetelmän käytön. Hot spot – menetelmän käytön ehtona on se, että särö syntyy hitsin rajaviivalle. Kuvassa 10 on esitetty tilanteet, joissa hot spot - menetelmää voidaan käyttää. (Niemi, E. 2003. s. 95; Niemi, E. 1996. s. 20)



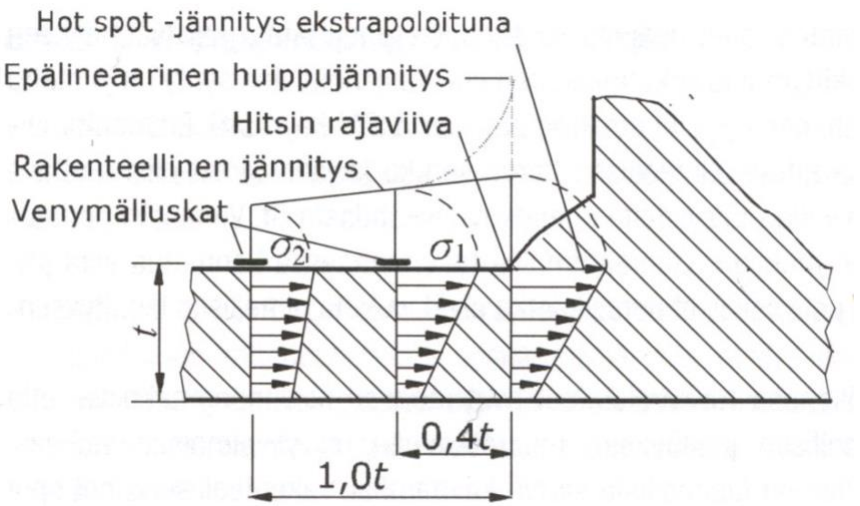
Kuva 10. Hot spot - menetelmää voidaan soveltaa näissä kuormitustilanteissa. (Niemi, E. 2003. s. 100)

Hot spot – menetelmän mukainen väsymiskestävyyden määrittäminen etenee siten, että ensin selvitetään rakenteen tutkittavaan kohtaan syntyvän hot spot – jännityksen vaihtelu ja arvioidaan kirjallisuuden perusteella kyseisen kohdan väsymisluokka eli FAT – luokka. Tämän jälkeen näitä tieoja käyttämällä katsotaan Wöhler – käyrästä rakenteelle odotettavissa oleva kestoikä. Wöhler käyrän antamia tuloksia on muistettava vielä korjata varmuuskertoimilla, paksuuden huomioon ottavalla kertoimella sekä muotovirheen suurennuskertoimella. Mikäli Wöhler – käyrän kulmakerroin on tiedossa, voidaan väsymiskestävyyden määrittämiseen käyttää yhtälöä 3, jossa N on kuormanvaihtojen lukumäärä, $\Delta\sigma$ on hot spot – jännityksen vaihtelu, k_s on paksuuden huomioon ottava kerroin, FAT on liitoksen väsymisluokka, γ_{Mf} on materiaalin osavarmuuskerroin, γ_{Ff} on kuormituksen osavarmuuskerroin, K_m on muotovirheen suurennuskerroin ja m on Wöhler käyrän kulmakerroin. Menetelmän hankalimmaksi kohdaksi muodostuu hot spot – jännityksen vaihtelun määrittäminen. Jännityksen vaihtelu voidaan määrittää

venymäliuskamittauksella, K_s – kertoimia käyttävien yhtälöiden avulla tai FE – analyysin avulla. (Niemi, E. 2003. s. 95-96, 104-105; Arila, M. et al. 2010. s. 61; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 246)

$$N = \left(\frac{k_s \cdot FAT}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot K_m \cdot \Delta\sigma}\right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 \qquad (3)$$

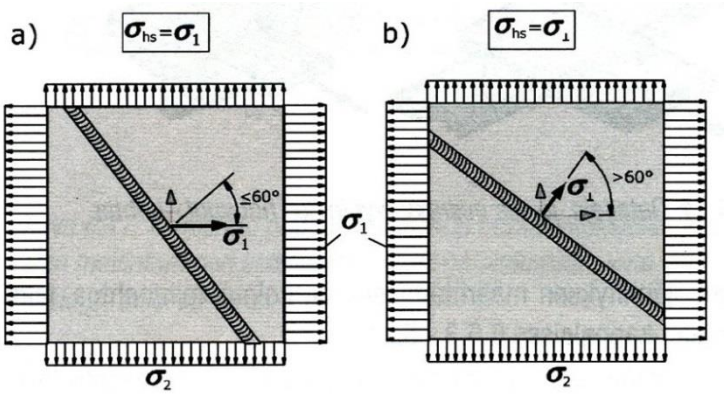
Jotta hot spot – jännityksen suuruus saataisiin hitsin rajaviivalla selville, on kaikki kolme jännityskategoriaa sisältävästä lovijännityksestä eliminoitava paikallisen loven vaikutus. Kuten edellisessä luvussa mainittiin, paikallisen loven vaikutus ulottuu noin 0,4 kertaa ainepaksuuden päähän hitsin rajaviivasta. Lovijännityksen vaikutus saadaan näin ollen eliminoitua pois lineaarisen ekstrapoloinnin avulla. Lineaarinen ekstrapolointi tapahtuu siten, että hot spot – jännityksen arvot lasketaan ensin hitsin rajaviivaan nähden kahdesta eri etäisyydestä, joihin paikallisen loven vaikutus ei ulotu. Sitten jännitysten suuruuksien ja etäisyyksien perusteella voidaan laskea, miten suuri rakenteellinen jännitys vaikuttaa hitsin rajaviivalla. Yleensä ekstrapolointia varten käytettävät etäisyydet hitsin rajaviivasta ovat 1,0 ja 0,4 kertaa ainepaksuus. Lineaarista ekstrapolointia havainnollistaa kuva 11. (Niemi, E. 2003. s. 100; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 253-254)



Kuva 11. Lineaarinen ekstrapolointi. (Niemi, E. 2003. s. 100)

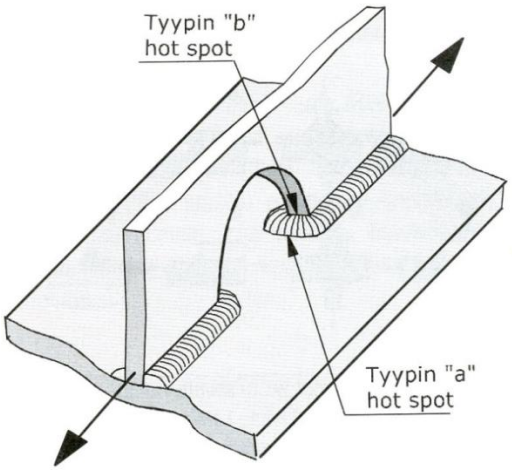
Tilanteesta riippuen hot spot – jännityksenä käytetään laskennassa joko rakenteeseen syntyvää pääjännitystä tai normaalijännitystä. Kaksiakselisen jännitystilan tapauksessa hot spot – jännitykseksi valitaan pääjännitys, mikäli pääjännitys on ± 60 asteen alueella hitsin

rajaviivan normaaliin nähden. Mikäli näin ei ole, valitaan jännitykseksi hitsin rajaviivaa vastaan kohtisuora normaalijännitys. Hot spot – jännityksen valintaa on havainnollistettu kuvassa 12. (Niemi, E. 2003. s. 99)



Kuva 12. Hitsin suunta vaikuttaa hot spot – jännityksen valintaan. (Niemi, E. 2003. s. 99)

Hot spot - jännitykset jaetaan kahteen eri tyyppiin, jotka on esitetty kuvassa 13. Jos särö kasvaa levyn tasossa, puhutaan a-tyypin jännityksestä. Jos särö kasvaa levyn paksuussuunnassa, on kyse b-tyypin jännityksestä. Kuten aiemmin todettiin, määritettäessä hot spot – jännityksen suuruutta hitsin rajaviivalla, on paikallisen loven vaikutus eliminoitava pois. Jos kyseessä on a-tyypin hot spot - jännityksen laskeminen, tapahtuu paikallisen loven vaikutuksen eliminointi normaalisti käyttämällä lineaarista ekstrapolointia. B-tyypin hot spot - jännityksen laskeminen voi laskentatavasta riippuen vaatia kolmipisteisen epälineaarisen ekstrapoloinnin. (Niemi, E. 2003. s. 99)



Kuva 13. Hot spot – jännitykset jakautuvat kahteen eri tyyppiin. (Niemi, E. 2003. s. 99)

Elementtimenetelmän käytön yleistyminen on viimeaikoina lisännyt hot spot – menetelmän suosiota väsymistarkastelussa. Seuraavaksi tutustutaan siihen, miten hot spot – jännitys voidaan laskea FE - analyysiä käyttämällä. Elementtien, joita hot spot - menetelmässä käytetään, tulee olla joko 2D - kuorielementtejä tai solidielementtejä. Suositeltavaa on käyttää joko kahdeksan solmuisia kuorielementtejä tai 20 - solmuisia solidielementtejä. Jotta hot spot – menetelmä toimisi, on elementtimenetelmällä tehtävät laskelmat toteutettava siten, että jännitysjakauma on lineaarinen ainepaksuuden yli. Tämän vuoksi solidielementtejä käytettäessä on syytä luoda vain yksi elementtikerros kuvaamaan tutkittavan rakenteen ainepaksuutta. Yleensä kuorielementtimalli on riittävän hyvä hot spot – jännitystä laskettaessa, mutta jos risteilevien levyjen liittymät ovat lähellä toisiaan, on suositeltavaa käyttää solidielementtejä. (Niemi, E. 2003. s. 101; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 252 - 253)

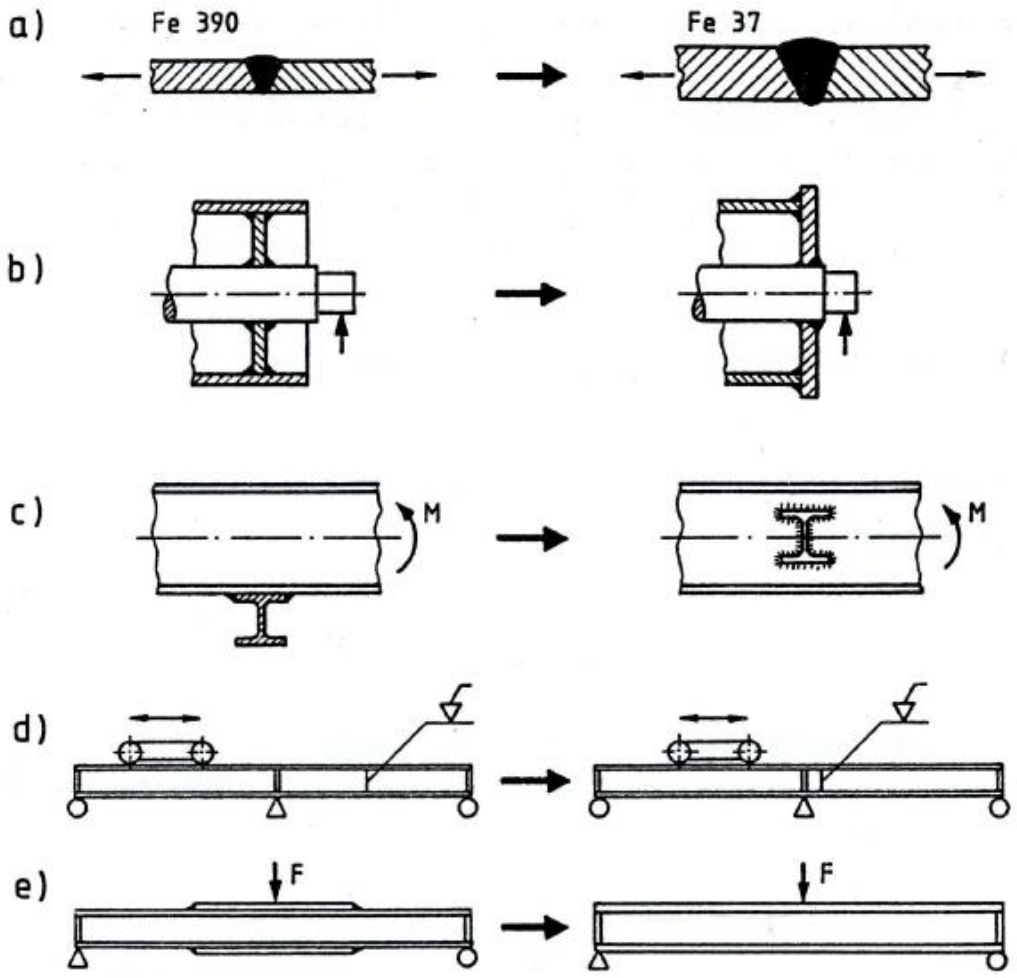
Kun väsymiskestävyyttä määritetään FE – analyysin avulla, esittää elementtimalli yleensä rakenteen ideaalista muotoa. Käytännössä rakenteeseen syntyy valmistuksen aikana aina jonkin verran muotovirheitä, kuten sovitusvirheitä ja kulmavetäymiä. Tämän vuoksi elementtimenetelmällä saadut tulokset on muistettava korjata kirjallisuudesta tapauskohtaisesti löytyvän K_m – kertoimen avulla. (Niemi, E. 2003. s. 94-95, 101)

2.4 Väsymiskestävyyden parantaminen

Suositeltavia keinoja väsymiskestävyyden parantamiseksi ovat rakennemuotoilun, mitoituksen, laadun tai jälkikäsittelyn kehittäminen. Yleensä ainevahvuuksien kasvattaminen ei ole paras mahdollinen keino väsymiskestävyyden parantamiseksi. Materiaalin lujuusluokan nostamisella ei ole lainkaan vaikutusta rakenteen väsymiskestävyyteen. Sitkeyden nostaminen parantaa rakenteen väsymiskestävyyttä vain vähän. Tosin materiaalin sitkeyden kasvattaminen tekee väsymissäröt helpommin havaittaviksi. (Niemi, E. 2003. s. 95, 113; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 281-282)

Tehokkain tapa parantaa väsymiskestävyyttä, on keskittyä nimellisten jännitysten pienentämiseen. Nimellisen jännityksen suuruuteen voidaan vaikuttaa hitsien sijoittelulla, makrogeometristen tekijöiden pienentämisellä tai rakennepaksuuden lisäämisellä. Rakennemuotoilulla voidaan usein esimerkiksi pienentää väsyttävään kohtaan kohdistuvaa momenttia, mikä pienentää nimellistä jännitystä. Hitsi kannattaa mahdollisuuksien mukaan

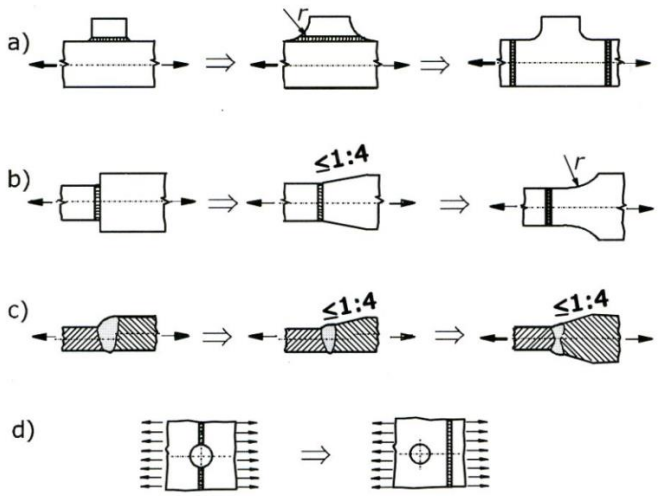
sijoittaa rakenteessa aina sellaiseen kohtaan, että siihen kohdistuvat kuormitukset ovat mahdollisimman pieniä. Kappaleen 2.2 kuvassa 8 esitettyjä makrogeometrisiä vaikutuksia voidaan pienentää erilaisten tuentojen ja jäykisteiden avulla tai liitosten symmetrisellä muotoilulla. Alla olevassa kuvassa 14 on esitetty joitain keinoja nimellisten jännitysten pienentämiseksi. (Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 274-275)



Kuva 14. Erilaisia tapoja pienentää hitsin rajaviivalle syntyviä nimellisiä jännityksiä. (Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 275)

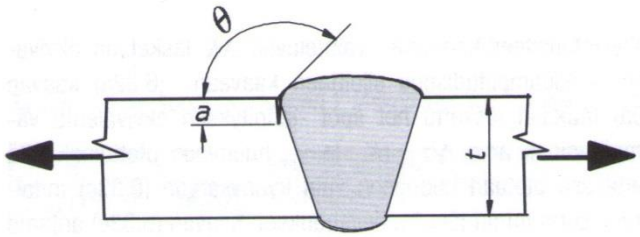
Lähes yhtä tehokas keino väsymiskestävyyden parantamiseksi on rakenteellisten jännitysten pienentäminen. Rakenteellisten jännitysten pienentämiseksi on olemassa monia keinoja, joita on esitetty kuvassa 15. Tärkeä tekijä väsymiskestävyyden suhteen on jännitysvuon jouheva eteneminen. Esimerkiksi kuvan 15 tapauksessa a väsymiskestävyys voi nousta jopa kahdeksankertaiseksi, kun jännitysvuo johdetaan jouhevasti rakenteen läpi.

Kuvan tapauksessa d on jälleen kyse hitsin sijoittelusta. (Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 276; Niemi, E. 2003. s. 113-114)



Kuva 15. Erilaisia tapoja pienentää hitsin rajaviivalle syntyviä rakenteellisia jännityksiä. (Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 275)

Hitsin lovijännitysten pienentäminen onnistuu joko kehittämällä hitsausprosessia tai panostamalla jälkikäsittelyyn. Hitsausprosessi ja parametrit tulisi valita siten, että hitsauksessa syntyvä kupu olisi matala ja että kuvassa 16 esitetty kuvun liittymäkulma θ olisi mahdollisimman suuri. Nämä toimet edesauttavat jännitysvuon jouhevaa etenemistä hitsin yli. Jälkikäsittelyn väsymiskestävyyttä parantava vaikutus perustuu joko hitsauksessa syntyvien alkusäröjen pienentämiseen tai jäännösjännitysten muuttamiseen. Tyypillisiä alkusärön pienentämiskeinoja ovat hionta, TIG – käsittely ja plasmakäsittely. Hionta on näistä menetelmistä kallein. Hitsauksessa syntyviä jäännösjännityksiä voidaan pienentää esimerkiksi kuulapuhalluksen, paikallisen ylikuormituksen tai myöstöhehkutuksen avulla. (Niemi, E. et al. 2004. s. 60; Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. s. 280-282; Niemi, E. 2003. s. 114)



Kuva 16. Hitsin kuvun liittymäkulma. (Niemi, E. 2003. s. 109)

2.5 Tuotekehitysprosessi

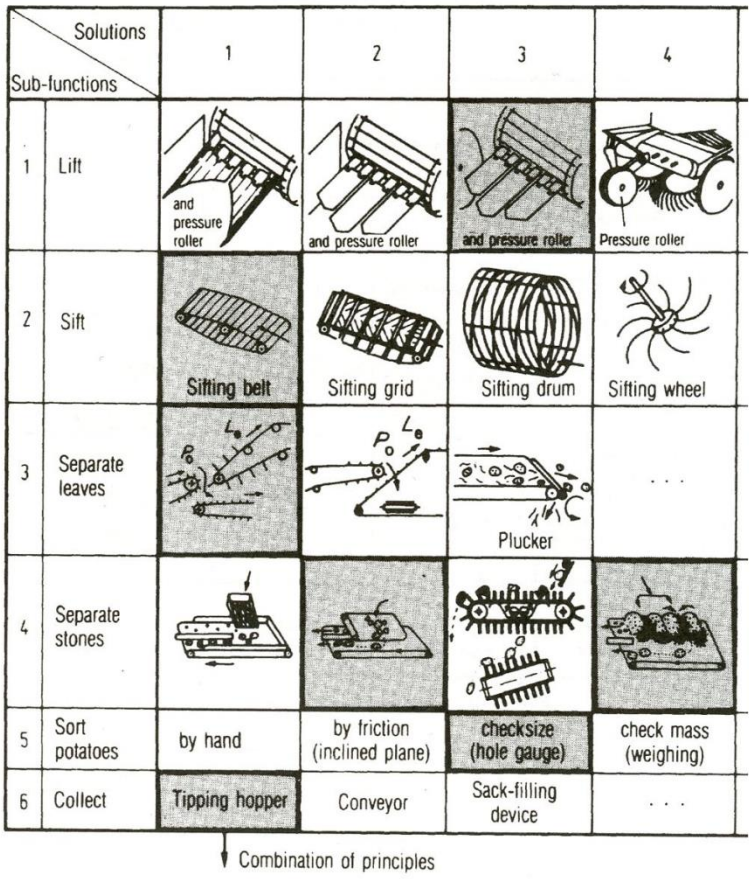
Suunnittelu- ja tuotekehitysprosesseista on kirjallisuudessa olemassa paljon erilaisia kuvauksia ja malleja. Osa malleista määrittelee prosessin etenemisen hyvinkin tarkkaan, kun taas osa jättää enemmän tilaa suunnittelijan luovuudelle. Prosessimallit ovat kehittyneet huomattavasti vuosien varrella. Nykyisissä prosessimalleissa on kiinnitetty aiempaa enemmän huomiota asiakkaan tarpeiden tunnistamiseen. Paljon käytetty tuotekehityksen prosessimalli sisältää seuraavat vaiheet. (Hietikko, E. 2008. s. 41-42; Cross, N. 2008. s. 29)

1) Tarpeen tunnistaminen
2) Ongelman määrittely
3) Synteesi
4) Analyysi
5) Optimointi
6) Arviointi

Usein tarve kehittää tuotetta eteenpäin syntyy markkinoilta saatavasta palautteesta. Tämän takia yrityksen kannattaa kerätä tietoa siitä, miten hyvin jo myyty tuote on vastannut asiakkaan tarpeita. Asiakkaan tarve voidaan selvittää esimerkiksi tekemällä erilaisia haastatteluja tai tarkkailemalla tuotteen loppukäyttäjiä. Asiakkaiden kesken järjestettävät ryhmäkeskustelutilaisuudet ovat tehokas tapa tarpeiden selvittämiseksi. Tarve tuotteen kehittämiseksi voi syntyä myös uuden teknologian tai suunnittelijan saamien parannusideoiden myötä. (Hietikko, E. 2008. s. 42, 56-57)

Ongelman määrittelyvaiheessa tuotteeseen kohdistuvat tarpeet pitää arvottaa ja päättää sen perusteella, mihin niistä lähdetään etsimään parannusta. Osa tarpeista muutetaan tuotekehitysprojektin tavoitteiksi. Tässä vaiheessa pitää etsiä yksityiskohtaisempaa tietoa siitä, millainen tavoite kannattaa asettaa ja millaisia reunaehtoja tuotekehitysprosessilla on. Tavoitteita asetettaessa on usein syytä tutustua myös kilpailevien tuotteiden ominaisuuksiin. Ongelman määrittelyvaiheessa kannattaa jo hieman pohtia mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja, jottei tuotekehitysprojektin tavoitetta tule asetettua liian korkealle. Tässä vaiheessa saatetaan myös huomata, ettei tuotekehitysprojektia kannata toteuttaa. (Hietikko, E. 2008. s. 42, 66; Pahl, G. et al. 2007. s.126, 131)

Synteesivaiheessa tapahtuu luova työ ja varsinainen ratkaisuvaihtoehtojen ideointi. Ideoinnin aikana ei tule olla turhan kriittinen, vaan kaikki mahdolliset ratkaisuvaihtoehdot kannattaa pitää vielä avoinna. Kun hyviä ideoita on saatu kasaan riittävän suuri määrä, on aika yhdistellä niistä parhaat toimivaksi konseptiksi eli periaateratkaisuksi. Tässä vaiheessa voidaan käyttää hyväksi tuotteen osatoimintoihin jakamista. Tällöin kaikki tuotteelta vaadittavat toiminnot eritellään ja jokaiseen niistä etsitään erikseen useita mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja. Tämän jälkeen jatkokehitykseen valitaan kunkin osatoiminnon toteuttamisen kannalta paras vaihtoehto. Näin saadaan aikaan tuotteen konsepti. Tarvittaessa jatkokehitykseen voidaan valita useampiakin konsepteja. Kuvassa 17 on esimerkki siitä, miten perunannostokoneen osatoimintoihin jako voidaan toteuttaa. (Hietikko, E. 2008. s. 42, Cross, N. 2008. s. 138-141)



Kuva 17. Perunannostokoneen toimintorakenne. (Cross, N. 2008. s. 141)

Analyysivaiheessa arvioidaan valitun konseptin toimivuutta. Tässä vaiheessa tarvitaan insinööriosaamista, jotta osataan kiinnittää huomiota tuotteen toiminnan kannalta oleellisiin asioihin. Analyysivaihe sisältää tiedonkeruuta ja erilaisten laskelmien tekemistä,

joiden pohjalta voidaan arvioida konseptin kykyä ratkaista aiemmin määritelty ongelma. Esimerkiksi FE -analyysiä voidaan käyttää apuna tässä vaiheessa tuotekehitysprosessia. Jos konseptin toimivuudessa havaitaan ongelmia, voidaan joutua palaamaan takaisin synteesivaiheeseen. (Hietikko, E. 2008, s. 42; Cross, N. 2008, s. 34-36)

Optimointivaiheessa tehdään lopulliset päätökset kaikista tuotteen ominaisuuksista. Näitä ominaisuuksia ovat esimerkiksi materiaalivalinnat, mitoitus, pinnanlaatuvaatimukset sekä osien valmistusmenetelmät. Optimointivaiheessa laaditaan valmiiksi kaikki tuotetta koskevat valmistuspiirustukset ja muut dokumentit. Tuotteen valmistuskustannukset määräytyvät pääosin tässä vaiheessa tuotekehitysprosessia, joten suunnittelijalla on oltava perustelut jokaiselle tässä vaiheessa tehdylle valinnalle. (Hietikko, E. 2008. s. 42-43; Pahl, G. et al. 2007. s.132-133)

Viimeisessä vaiheessa arvioidaan kriittisesti uuden tuotteen kykyä toteuttaa ensimmäisessä vaiheessa määritelty tarve. Menestyvän tuotteen tulee aina vastata asiakkaan tarpeita, saavuttaa markkinat oikeaan aikaan ja olla oikein hinnoiteltu. Teknisesti hyvien ratkaisujen tekeminen ei näin ollen vielä takaa tuotteen hyvää myyntiä. (Hietikko, E. 2008. s. 42-43, Pahl, G. et al. 2007. s.134)

3 TURVEPERÄVAUNUN RUNKORAKENTEEN KEHITTÄMINEN

Tässä luvussa kerrotaan, kuinka turveperävaunun runkorakenteen väsymiskestävyyttä kehitettiin eteenpäin ja kuinka väsymiskestävyysanalyysit suoritettiin. Runkorakenteen väsymiskestävyyttä lähdettiin kehittämään seuraamalla tuotekehityksen prosessimallia. Rakenteiden väsymiskestävyysanalyysit suoritettiin hot spot – menetelmällä.

3.1 Nykyisen rakenteen kehittäminen

Runkorakenteen väsymiskestävyyttä lähdettiin parantamaan seuraamalla luvussa 2.5 esitettyä tuotekehityksen prosessimallia. Tarve turveperävaunun väsymiskestävyyden parantamiseksi syntyi yrityksen saaman asiakaspalautteen perusteella. Käyttäjäkokemukset osoittivat, että ketjupurkuperävaunuihin syntyy väsymissärö noin 600 000 – 900 000 ajokilometrin jälkeen. Ketjupurkuperävaunuja käytetään yrityksen tietojen mukaan kuitenkin niin paljon, että tämä kilometrimäärä saavutetaan jo kahden tai kolmen käyttövuoden jälkeen. Sivukaatoperävaunujen kohdalla vastaavaa väsymisongelmaa ei ole, vaan niillä voidaan asiakkaiden kokemusten mukaan ajaa helposti yli kolme miljoonaa kilometriä ilman vaurioita. Asiakaspalautteen perusteella perävaunuilla kuljetetaan keskimäärin noin 41 tonnin kuormia. Yrityksen saamasta asiakaspalautteesta kävi myös ilmi, että turveperävaunuja käytettään hakkeen ja turpeen ajamisen lisäksi tilapäisesti myös puutavaran ja isojen kivenlohkareiden kuljettamiseen.

Asiakaspalautteen pohjalta siirryttiin ongelman määrittelyvaiheeseen. Runkorakenteen väsymiskestävyys oli käyttäjäkokemusten mukaan suurin parannusta vaativa asia. Koska väsymissärön tiedettiin syntyvän aina runkorakenteen I-palkin ja konsolin välisen hitsin rajaviivalle, päätettiin tuotekehitysprojekti rajata koskemaan ainoastaan tätä aluetta rakenteesta. Voitiin päätellä, että rakenteessa I-palkin ja konsolin välinen liitos muodostaa rakenteellisen epäjatkuvuuskohdan, joka aiheuttaa rakenteessa dynaamisen kuormituksen aikana väsymisen kannalta liian suuren jännitysvaihtelun. Tuotekehitysprojektin ongelmaksi asetettiin sellaisen rakenneratkaisun suunnitteleminen, jossa hitsin rajaviivalle syntyvät jännitysvaihtelut ovat nykyistä pienemmät. Tuotekehitysprojektin tavoitteeksi asetettiin rakenteen väsymiskestoiän nelinkertaistaminen. Tavoitetta aseteltaessa vertailukohdaksi otettiin sivukaatoperävaunun kestoikä, jonka tiedettiin

käyttäjäkokemusten perusteella olevan noin nelinkertainen ketjupurkuperävaunuun verrattuna. Kuvassa 18 on esitetty konsolin ja I-palkin muodostama rakennekohta, jonka väsymiskestävyyttä lähdettiin kehittämään. Kuvaan on merkitty väsymissäröjen syntymiskohdat. Nykyisessä rakenteessa väsymissäröt saavat alkunsa konsolin yläpäässä olevasta poikkihitsistä ja etenevät I-palkin suuntaisina uumalevyä pitkin molempiin suuntiin.

Kuva 18. Väsymissäröjen syntyminen rakenteeseen.

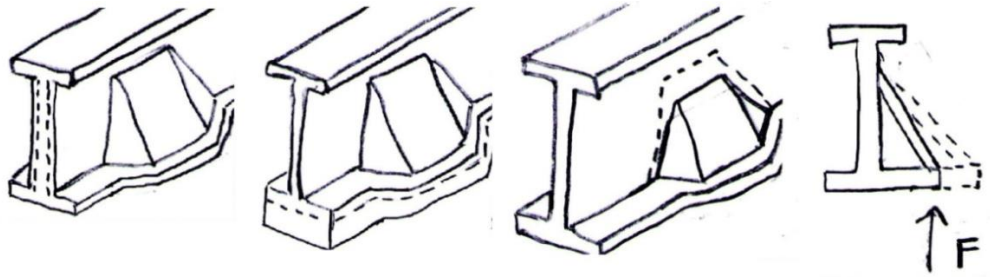
Synteesivaiheessa ongelmaan lähdettiin ideoimaan erilaisia ratkaisuvaihtoehtoja. Yksinkertaisin ideoinnin aikana esiin noussut vaihtoehto rakenteen väsymiskestoiän parantamiseksi oli rakenteen uudelleen mitoittaminen. Työn päämääräksi olisi voitu ottaa optimaalisen mitoituksen löytäminen. Tämä lähestymistapa olisi ollut siinä mielessä hyvä, että pelkän mitoituksen muuttaminen ei olisi monimutkaistanut tuotteen valmistusta. Mitoituksen parantaminen ei kuitenkaan tässä tapauksessa olisi todennäköisesti ollut tehokkain tapa väsymiskestävyyden parantamiseksi. Toinen mahdollisuus parantaa väsymiskestävyyttä olisi ollut hitsien jälkikäsittelyyn panostaminen. Jälkikäsittelyn parantaminen olisi ollut myös suhteellisen yksinkertainen ratkaisutapa, mutta se olisi johtanut suurempiin valmistuskustannuksiin. Lisäksi jälkikäsittelyllä ei välttämättä olisi saavutettu merkittävästi parempaan väsymiskestoikää. Kolmantena vaihtoehtona oli lähteä hakemaan ratkaisua rakennemuotoilun avulla. Rakennemuotoilun keinoilla olisi periaatteessa ollut mahdollista päästä erittäin hyvään väsymiskestoikään ilman merkittäviä haittavaikutuksia.

Väsymiskestävyyttä lähdettiin lopulta parantamaan sekä rakennemuotoilun, että mitoituksen keinoilla. Hitsien jälkikäsittelyn mahdollisuus päätettiin jättää kokonaan pois tarkasteluista, sillä jälkikäsittelyn katsottiin olevan tässä tapauksessa liian tehoton vaihtoehto väsymiskestävyyden parantamiseksi. Rakennemuotoilun ja mitoituksen keinoja lähdettiin kartoittamaan siten, että ensin konsolin ja I-palkin liitokselta vaadittavat

toiminnot jaettiin osatoimintoihin. Tämän jälkeen eri osatoimintojen toteuttamiseksi ideoitiin vaihtoehtoisia ratkaisuja. Osatoiminnoiksi valittiin mahdollisimman pienten nimellisten ja rakenteellisten jännitysvaihteluiden aikaansaaminen, helppo valmistettavuus sekä konsolin tarkoituksenmukainen kiinnitys.

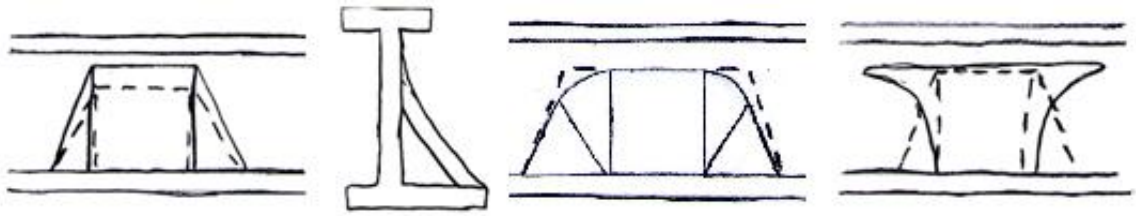
Ideoinnin aikana nousi esiin neljä erilaista keinoa rakennekohdan nimellisten jännitysvaihteluiden pienentämiseksi. Yhtenä mahdollisuutena oli konsolin ja I-palkin uuman levynpaksuuden kasvattaminen. Suuremman ainepaksuuden ansiosta perävaunun renkailta lähtevällä voimavuolla olisi käytössä suurempi etenemispinta-ala, jolloin myös tarkasteltavan rakennekodan nimelliset jännitysvaihtelut olisivat pienempiä. Toisena mahdollisuutena nimellisten jännitysvaihteluiden pienentämiseksi oli I-palkin alalaipan ainepaksuuden lisääminen niin suureksi, ettei konsolia enää tarvittaisi ollenkaan. Huonoina puolina kahdessa ensimmäisessä vaihtoehdossa olisivat lisääntynyt materiaalin tarve ja valmistettavuuden heikkeneminen.

Kolmantena mahdollisuutena nimellisten jännitysvaihteluiden pienentämiseksi oli konsolin korkeuden madaltaminen I-palkin uuman puoliväliin. Runkorakenteen I-palkin ylä- ja alalaipat ovat tässä tapauksessa identtiset, joten puhtaassa taivutuksessa uuman keskellä vaikuttava nimellinen jännitys on nolla. Mikäli konsoli olisi kiinnitetty ainoastaan I-palkin uuman puolivälistä, ei I-palkin puhdas taipuminen aiheuttaisi teoriassa lainkaan nimellisiä jännitysvaihteluita konsolin kiinnityskohtaan. Vaihtoehdon huonona puolena olisi konsolin levyn ja I-palkin uuman välisen kulman pieneneminen, mikä hankaloittaisi voimavuon jouhevaa kulkemista rakenteen läpi. Neljäntenä vaihtoehtona oli konsolin ulkoneman pienentäminen, mikä pienentäisi rakenteeseen syntyvää momenttia kappaleen 2.2 kuvan 14 tapaan. Tämän vaihtoehdon huonona puolena olisi se, että I-palkkien välistä etäisyyttä jouduttaisiin kasvattamaan, mikä aiheuttaisi haasteita ketjupurkukoneiston suunnittelulle. Nimellisten jännitysvaihteluiden pienentämisvaihtoehtoja on havainnollistettu kuvassa 19.



Kuva 19. Keinoja pienentää rakennekotaan syntyviä nimellisiä jännitysvaihteluita.

Myös rakenteellisten jännitysvaihteluiden pienentämiseksi ideoitiin neljä erilaista vaihtoehtoa. Yhtenä vaihtoehtona oli konsolin korottaminen. Konsolin tekeminen korkeammaksi mahdollistaisi jännitysvuon jouhevamman etenemisen ja pienemmät rakenteelliset jännitykset. Konsolin korottaminen johtaisi konsolin yläpäässä kuitenkin suurempiin nimellisiin jännitysvaihteluihin, joten se ei välttämättä lopulta johda parempaan väsymiskestävyyteen. Toisena mahdollisuutena oli pyöristää jyrsimällä konsolin reunoja siten, että jännitysvuo etenee mahdollisimman jouhevasti. Tämä ratkaisu olisi kuitenkin valmistettavuuden kannalta huono. Kolmas vaihtoehto oli konsolin reunojen muotoileminen pyöreämmiksi, jolloin konsolin reunoille ei syntyisi niin suurta rakenteellista jännityskeskittymää. Neljäntenä vaihtoehtona oli konsolin muotoileminen ylöspäin laajenevaksi siten, että jännitysvuo kulkisi jouhevasti. Kaikkia näitä ratkaisuvaihtoehtoa on havainnollistettu alla olevassa kuvassa 20.

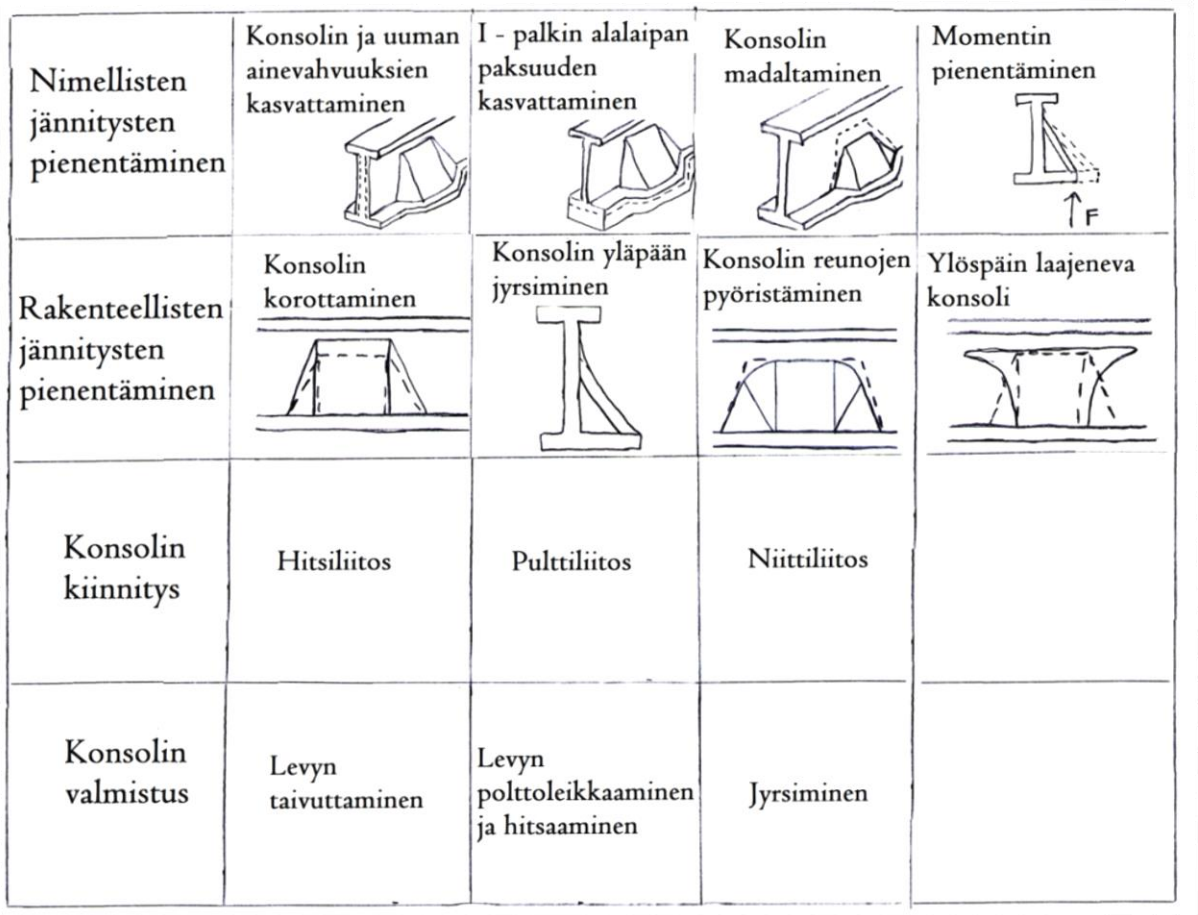


Kuva 20. Keinoja pienentää rakenteellisia jännitysvaihteluita.

Konsolin kiinnitys olisi mahdollista toteuttaa hitsaamisen sijasta joko ruuviliitoksella tai niittiliitoksella. Ruuviliitoksen etuna olisi se, että konsolin vaurioituessa se olisi helppo vaihtaa uuteen. Tällä hetkellä konsolin kestävyys ei kuitenkaan ole ongelmana, vaan väsymissärö syntyy I-palkin uumaan. Ruuvi- tai niittiliitoksella päästäisiin eroon hitsin lovivaikutuksesta, mutta tilalle tulisi niitin reiän lovivaikutus. Niitti- tai ruuviliitoksen käyttäminen voisi olla hyvä vaihtoehto, jos rakenne olisi huonosti hitsattava tai rakennetta kuormittavat voimat olisivat pieniä.

Ideoinnin aikana pohdittiin myös konsolin eri valmistusmenetelmiä. Nykyinen konsoli on valmistettu taivutetusta teräslevystä. Levyn taivuttaminen vähentää hitsaamisen tarvetta ja mahdollistaa samalla jännitysvuon jouhevamman kulkemisen rakenteessa. Konsoli voitaisiin valmistaa myös hitsatuista levyistä. Tämän valmistusmenetelmän etuna olisi se, että levyjä voitaisiin liittää toisiinsa myös levykentän keskeltä. Kolmas ideoinnin aikana esiin noussut valmistusmenetelmä oli konsolin jyrsiminen. Jyrsimällä valmistetussa konsolissa jännitysvuon kulkeminen olisi varmasti jouhevaa, mutta jyrsiminen olisi myös

erittäin kallis valmistusmenetelmä. Eri osatoimintojen ratkaisuvaihtoehdoista koottiin kuvan 21 kaltainen ideamatriisi.



Kuva 21. Konsolin tuotekehityksen ideamatriisi.

Ideoinnin aikana syntyneitä tärkeimpiä ratkaisuvaihtoehtoja vertailtiin seuraavalla sivulla olevan taulukon 1 mukaisesti. Valintakriteereiksi asetettiin rakenneratkaisun kyky parantaa väsymiskestävyyttä, rakenneratkaisun helppo valmistettavuus ja käyttöönotto, rakenteen esteettisyys sekä rakenteen keveys ja materiaalin säästö. Jokaisen rakennevaihtoehdon kykyä toteuttaa kukin vaatimus arvioitiin asteikolla yhdestä viiteen. Eri valintakriteerien tärkeyttä painotettiin painokertoimien avulla. Tärkeimmäksi valintakriteeriksi asetettiin luonnollisesti rakenteen väsymiskestävyyden paraneminen, sillä työn ensisijaisena tavoitteena oli löytää mahdollisimman tehokas keino väsymiskestävyyden parantamiseksi. Lähes yhtä tärkeäksi kriteeriksi asetettiin rakenteen helppo valmistettavuus. Myös esteettisyys oli tärkeä valintakriteeri, sillä tuote on saatava aikanaan myytyä asiakkaille.

Rakenneratkaisulla ei ole juurikaan merkitystä perävaunun painoon eikä materiaalin kulumiseen, joten tätä kriteeriä ei painotettu kovin korkealle.

Taulukko 1. Ratkaisuvaihtoehtojen vertailu.

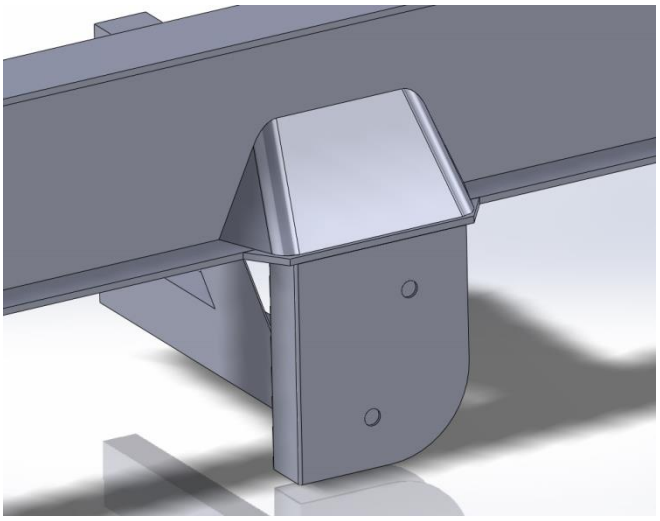
	Paino-kerroin	Konsolin ja uuman ainevah-vuuksien kasvatta-minen	I- palkin alalaipan ainepak-suuden kasvatta-minen	Konsolin madalta-minen	Momentin pienen-täminen	Konsolin korotta-minen	Konsolin yläpään jyrsi-minen	Konsolin reunojen pyöristä-minen	Ylöspäin laajeneva konsoli
Väsymis-kestoiän paraneminen	0,50	2	1	4	5	2	2	4	2
Helppo valmistettavuus ja käyttöönotto	0,30	4	3	5	2	5	1	3	3
Esteettinen ulkonäkö	0,15	5	4	5	5	3	2	4	3
Keveys ja materiaalin säästö	0,05	2	1	5	5	3	2	4	4
Summa	**1,00**	**3,05**	**2,05**	**4,50**	**4,10**	**3,10**	**1,70**	**3,70**	**2,55**

Vertailun jälkeen rakennekohdan väsymiskestävyyteen päätettiin lähteä hakemaan parannusta tekemällä konsolista entistä matalampi ja muotoilemalla konsolin reunoista entistä pyöreämpiä. Myös konsolin ulkonemaa päätettiin pienentää, vaikka sen tiedettiin hankaloittavan ketjupurkukoneiston suunnittelua. Kehitetyn rakennekohdan oletettiin kestävän entistä paremmin väsyttävää kuormitusta kolmesta eri syystä:

1) Matalamman konsolin ylälaidassa nimellisen jännityksen vaihtelu on pienempää.
2) Konsolin ulkoneman pienentäminen vähentää konsolin läpi kulkeutuvaa voimavuota ja näin ollen myös nimellistä jännitysvaihtelua hitsin rajaviivalla.
3) Konsolin reunojen muotoileminen pyöreämmiksi mahdollistaa jännitysvuon jouhevamman kulkemisen, mikä johtaa pienempiin rakenteellisiin jännitysvaihteluihin.

Lopulta konsolia päätettiin madaltaa siten, että konsolin yläreuna on I-palkin puolivälissä. Konsolin ulkonemaa päätettiin pienentää 20 mm. Uuden konsolin taivutussäteenä päätettiin käyttää 40 mm sädettä. Kuvassa 22 on esitetty 3D - malli tuotekehitysprosessissa

kehitetystä konsolista. Seuraavassa luvussa kerrotaan, kuinka tuotekehitysprojektin analysointivaihe toteutettiin.



Kuva 22. Uudesta rakenteesta tehty 3D – malli.

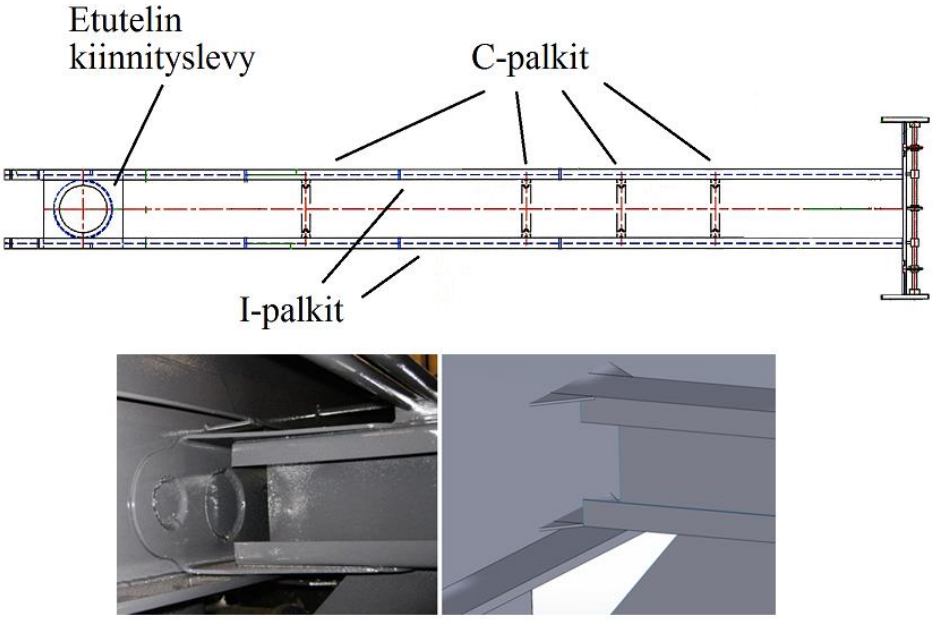
3.2 Väsymiskestoiän arvioiminen hot spot - menetelmällä

Tässä luvussa kerrotaan, kuinka nykyisen rakenteen väsymiskestoiän arvioiminen toteutettiin. Tuotekehitysprosessin synteesivaiheessa valitun rakenneratkaisun väsymiskestoikää arvioitiin täysin samalla tavalla. Molempien analyysien tulokset on esitetty luvussa 4.

Väsymiskestoiän arvioiminen päätettiin toteuttaa hot spot – menetelmällä. Hot spot – menetelmän käyttäminen oli mahdollista, sillä väsymissärön tiedettiin syntyvän hitsin rajaviivalle ja tutkittava kuormitustilanne vastasi luvussa kaksi esitetyn kuvan 10 d-kohdan tilannetta. Hot spot - menetelmää päätettiin käyttää, koska perävaunun runkorakenne oli liian monimutkainen nimellisen jännityksen menetelmällä analysoitavaksi. Tehollisen lovijännityksen menetelmän käyttö olisi ollut myös mahdollista, mutta tämä menetelmä ei olisi ollut tässä tapauksessa kovin optimaalinen. Tehollisen lovijännityksen menetelmän käyttö soveltuu parhaiten hitsin kuvun muodon, vajaan tunkeuman ja rajaviivan hionnan vaikutuksen tutkimiseen. (Niemi. 2003. s. 106) Hot spot – menetelmässä tarvittavat jännitykset päätettiin ratkaista FE – analyysin avulla, sillä venymäliuskamittausta ei ollut mahdollista toteuttaa.

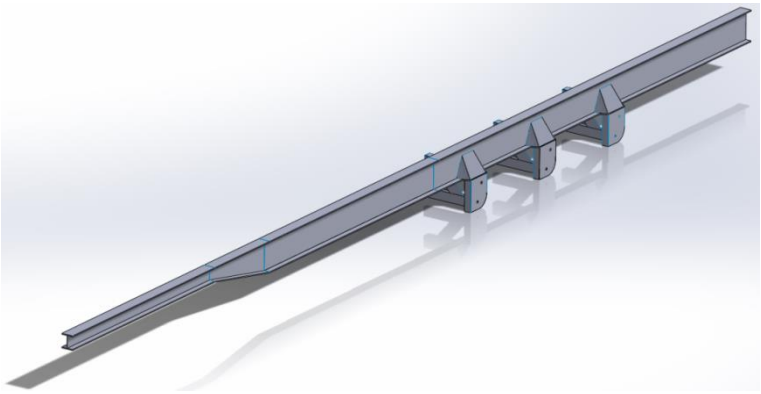
Väsymiskestoiän arvioiminen lähti liikkeelle elementtimallin luomisella. Mallinnus voitiin toteuttaa käyttämällä joko 2D- tai 3D - elementtejä. Elementtityypiksi valittiin 2D - kuorielementit, sillä levyistä koostuva rakenne oli helposti mallinnettavissa tasapaksuilla kuorielementeillä. Lisäksi 2D - elementtimallin tekeminen oli nopeampi vaihtoehto ja 2D - elementtimallilla saavutettiin nopeammat laskenta-ajat. Koska risteileviä levyjä ei jännitysten laskentakohdassa ollut paljon, voitiin myös olettaa, ettei 3D - elementtien käytöllä olisi päästy merkittävästi tarkempiin laskentatuloksiin.

Ennen mallinnuksen aloittamista tehtiin päätös myös siitä, mitkä yksityiskohdat malliin kannattaa ottaa mukaan ja mitkä puolestaan on syytä jättää mallista pois. Runkorakenteen elementtimallista jätettiin kokonaan pois levy, jonka avulla perävaunu kiinnitetään etuteliin sekä etummainen I-palkkien välissä olevista C-palkeista. Elementtimallista pois jätetyt yksityiskohdat on esitetty kuvassa 23. Lisäksi jäljelle jääneiden C-palkkien kiinnitystä yksinkertaistettiin huomattavasti, mikä on myös esitetty kuvassa 23. Edellisten lisäksi rakennetta päätettiin vielä yksinkertaistaa symmetrian avulla. Symmetrian ansiosta ainoastaan puolet runkorakenteesta mallinnettiin. Yksinkertaistamalla tilannetta säästettiin huomattavasti mallinnus- ja laskenta-aikaa. Yksinkertaistuksilla ei todennäköisesti ollut merkittävää vaikutusta laskentatuloksiin.



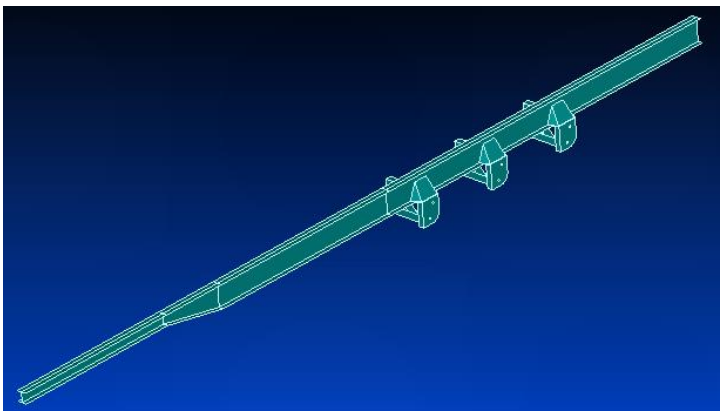
Kuva 23. Mallinnuksen aikana tehtiin yksinkertaistuksia.

Kun mallinnuksessa käytettävä elementtityyppi ja yksinkertaistukset oli valittu, voitiin aloittaa varsinainen elementtimallin luominen. Mallinnus eteni siten, että aluksi yksinkertaistetusta perävaunun runkorakenteesta tehtiin 3D - malli käyttämällä SolidWorks – ohjelmistoa. Tässä vaiheessa määriteltiin ainoastaan mallin mittasuhteet eli esimerkiksi materiaaliin ei otettu vielä kantaa. SolidWorks – ohjelmistolla luotu 3D – malli on esitetty kuvassa 24.



Kuva 24. SolidWorks – ohjelmistolla tehty 3D - malli.

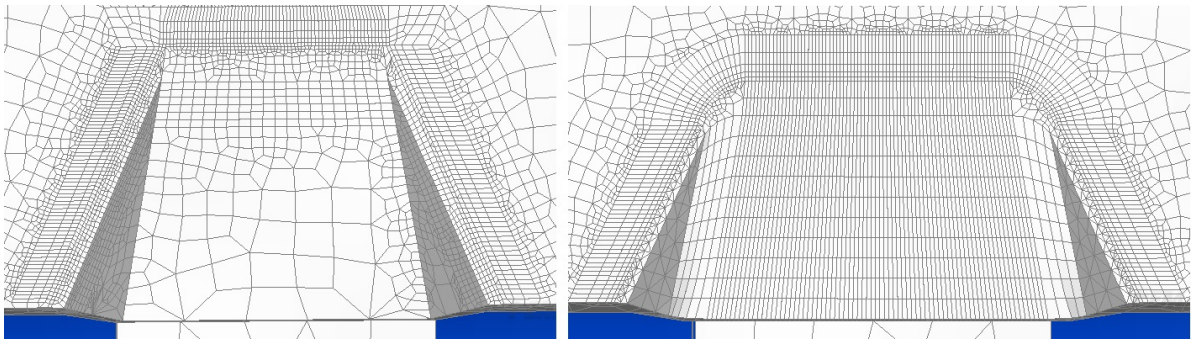
Tämän jälkeen 3D – mallin työstämistä jatkettiin Femap – ohjelmistolla. Femap – ohjelmistolla 3D - mallin sisälle luotiin keskipinnat, jonka jälkeen alkuperäinen 3D - malli poistettiin. Jäljelle jääneet keskipinnat mahdollistivat myöhemmin 2D - elementtiverkotuksen luomisen pintojen päälle. Kuvassa 25 on esitetty perävaunun runkorakenteen keskipintamalli. Keskipintamallia jouduttiin vielä tässä vaiheessa hieman korjaamaan, sillä 3D - mallista oli tullut muunnoksen aikana mukaan myös analyysin kannalta tarpeettomia geometrioita. Mikäli mallia ei olisi alun perin yksinkertaistettu, olisi keskipintamallin geometriaa jouduttu korjaamaan huomattavasti enemmän.



Kuva 25. Perävaunun runkorakenteen keskipintamalli.

Ennen verkotuksen aloittamista malliin lisättiin vielä perävaunun menosuunnasta katsottuna ensimmäisen konsolin ympärille hitsin a-mittaa kuvaavat pinnat. Konsolin ympärillä hitsin a-mitan suuruus oli 5 mm. Tutkittavaksi liitoskohdaksi valittiin etummaisen konsolin ja I-palkin uuman liitoskohta, koska suurimpien jännitysvaihteluiden tiedettiin syntyvän sinne.

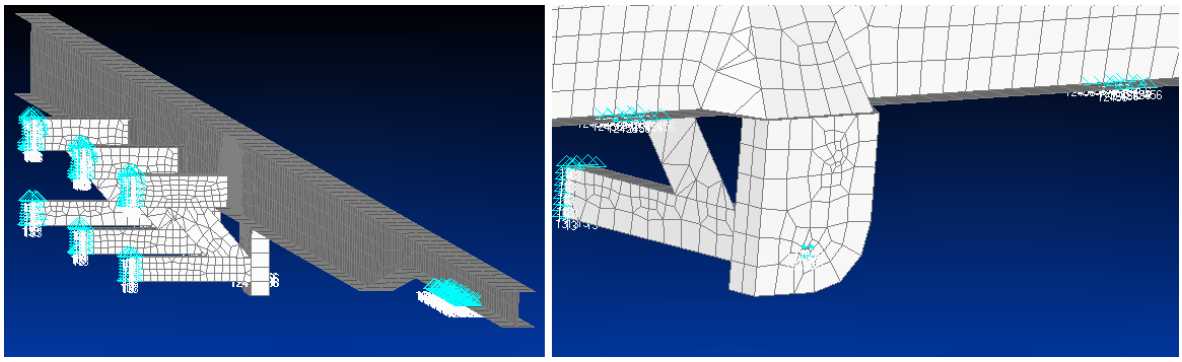
Malli verkotettiin eri paksuisilla kuorielementeillä, joiden materiaalina toimi teräs. Teräksen kimmomoduulina käytettiin arvoa 210 000 MPa ja Poissonin vakiona arvoa 0,3. Teräksen tiheydeksi asetettiin 7850 kg/m³. Mallin verkotus toteutettiin käyttämällä parabolisia suorakaide-elementtejä. Kolmioelementtien käyttäminen olisi ollut myös mahdollista, mutta perävaunun runkorakenne oli geometrialtaan niin yksinkertainen, että verkotus oli helppo toteuttaa tarkempia tuloksia antavilla suorakaide-elementeillä. Verkotusta tihennettiin jouhevasti hitsin rajaviivan tuntumaan siten, että hitsin rajaviivalla elementtikoko oli 0,4 kertaa I-palkin seinämänpaksuus. Seuraava elementtikerros puolestaan sisälsi elementtejä, joiden koko oli 0,6 kertaa I-palkin seinämänpaksuus. Tämä järjestely mahdollisti myöhemmin ekstrapolointia varten tarvittavien jännitysten selvittämisen mallista. Elementtimallin verkotusta on havainnollistettu kuvassa 26.



Kuva 26. Elementtimallien verkotukset konsolia ympäröivän hitsin rajaviivalla.

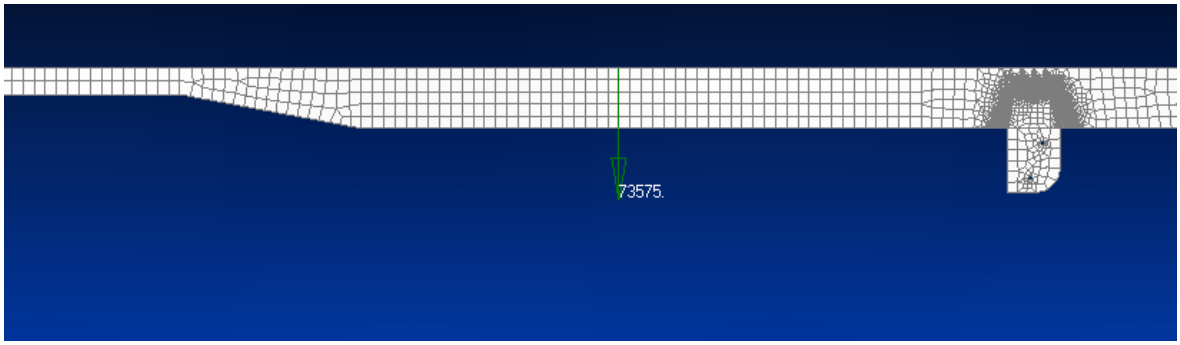
Seuraavaksi malliin aseteltiin reunaehdot ja kuormitus. Symmetrian käytöstä aiheutuvat reunaehdot aseteltiin siten, että mallin symmetriatasossa olevien solmujen siirtyminen symmetriatason normaalin suuntaan sekä solmujen kiertyminen runkorakenteen pituussuuntaisen akselin ympäri estettiin. Lisäksi malliin aseteltiin etutelin kiinnityslevyä ja kolmen takatelin kiinnitystä koskevat reunaehdot. Rakennetta kuormittavana peruskuormituksena käytettiin ensimmäisessä analyysissä 41 000 kg massasta aiheutuvaa painovoimaa, joka aseteltiin vaikuttamaan tasaisesti I-palkkien ylälaippojen päälle. Myös

rakenteen omasta massasta aiheutuvat voimat otettiin laskelmissa huomioon. Kuvassa 27 on havainnollistettu reunaehtojen asettelua.



Kuva 27. Reunaehtojen asettelu elementtimalliin.

Tämän jälkeen elementtimalliin aseteltiin peruskuormituksen lisäksi erisuuruisia kuormituksia, joiden avulla rakenteen väsymiskestoikää arvioitiin. Kuormitusten sijainniksi valittiin etutelin kiinnityskohdan ja etummaisen konsolin puoliväli, sillä analyyseissä todettiin että kyseinen kohta on väsyttävän kuormituksen sijaintina kriittisin. Lisäksi on hyvin todennäköistä, että ajon aikana kyseiseen kohtaan syntyy massan hitauden vuoksi väsyttävää kuormitusta. Kuten myöhemmin käy ilmi, rakenteen väsymiskestävyyttä testattiin hyvin erilaisilla kuormanvaihteluilla. Kuvassa 28 on havainnollistettu rakennetta väsyttävän kuormituksen asettelua.



Kuva 28. Rakennetta väsyttävän kuormituksen asettelu.

Väsymiskestoiän määrityksessä tarvittavat vertailujännitykset laskettiin konsolia ympäröivän hitsin rajaviivalta yhdeksästä eri kohdasta. Jännitysten laskentakohdat on esitetty kuvassa 29. Kun vertailujännityksiä laskettiin konsolin sivuilla olevien hitsien rajaviivoilta, valittiin hot spot – jännitykseksi aina suurempi pääjännitys, sillä pääjännityksen suunta sijoittui ± 60 asteen alueelle hitsin rajaviivan normaaliin nähden.

Konsolin ylälaidassa olevan hitsin kohdalla hot spot – jännityksenä käytettiin sen sijaan hitsin rajaviivaa vastaan kohtisuoraa normaalijännitystä. Tässä tapauksessa oli kyse aina tyypin a hot spot – jännityksestä, sillä särön tiedettiin kasvavan I-palkin uuman tasossa.

Kuva 29. Vertailujännitysten laskentakohdat.

Hot spot – jännityksistä saatiin vertailujännitykset lineaarisen ekstrapoloinnin avulla. Lineaarinen ekstrapolointi toteutettiin yhtälön 4 avulla, missä σ_{vrt} on vertailujännitys, $\sigma_{0,4T}$ on hot spot – jännitys 0,4 kertaa I-palkin uuman paksuuden päässä hitsin rajaviivasta ja $\sigma_{1,0T}$ on hot spot – jännitys 1,0 kertaa I-palkin uuman paksuuden päässä hitsin rajaviivasta.

$$\sigma_{vrt} = \frac{\sigma_{0.4T} - \sigma_{1.0T}}{0.6} + \sigma_{1.0T} \tag{4}$$

Hitsin rajaviivalle syntyvät vertailujännitykset laskettiin aluksi pelkällä tasaisella 41 000 kg peruskuormituksella. Tämän jälkeen peruskuormituksen lisäksi aseteltiin edellä kuvattuun kohtaan lisäkuormitukseksi vuoroin 2000 kg, 5000 kg, 10 000 kg, 15 000 kg ja 20 000 kg massoista aiheutuvat painovoimat. Massan lisäyksistä aiheutuneet vertailujännitysten muutokset kirjattiin ylös. Myös perävaunun täytöstä aiheutuva vertailujännityksen muutos laskettiin. Taulukossa 2 on esimerkki nykyisen rakenteen vertailujännitysten muutosten laskennasta. Taulukon vertailujännitykset laskettiin

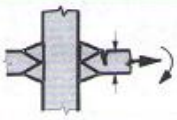
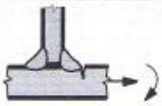
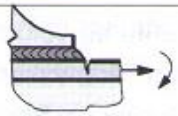
peruskuormituksen ja 10 000 kg lisäkuormituksen aikana. Eri kuormitusvaihteluilla syntyneitä vertailujännitysten muutoksia käytettiin myöhemmin rakenteen väsymiskestoiän määrittämiseen.

Taulukko 2. Esimerkki vertailujännitysten muutosten laskemisesta.

Mittauspiste	Vertailujännitys peruskuormituksella [MPa]	Vertailujännitys 10 000 kg lisäkuormituksen aikana [MPa]	Vertailujännityksen muutos [MPa]
1	10,45	20,91	10,46
2	17,59	32,92	15,33
3	14,80	28,43	13,63
4	24,87	44,82	19,95
5	38,01	65,80	27,79
6	59,18	104,63	45,45
7	52,19	93,03	40,84
8	10,96	27,83	16,87
9	8,23	14,77	6,54

Kun vertailujännitykset oli määritelty, voitiin rakenteen kestoikä laskea erikseen kunkin kuormitusvaihtelun osalta. Kestoiän laskennassa käytettiin luvussa 2.3 esitettyä yhtälöä 3. Tässä tapauksessa FAT – luokan arvioitiin olevan 100 MPa. Arvion tekeminen perustui Erkki Niemen Levyrakenteiden suunnittelu – kirjan sivun 103 taulukkoon. Arviota tehdessä hitsiluokkana käytettiin C:tä. k_m - kertoimena voidaan tässä tapauksessa käyttää arvoa 1,20 (Hobbacher 2013, s. 107). Teräsrakenteille paksuuden huomioon ottava k_s – kerroin on yksi, mikäli levyn paksuus on alle 25 mm. (Niemi. 2003. s. 98) Koska perävaunun I-palkin uuman paksuus oli konsolin kohdalla 8 mm, käytettiin k_s – kertoimena arvoa yksi. Materiaalin osavarmuuskertoimeksi γ_{Mf} valittiin 1,15, sillä rakenteelle haluttiin varma kestoikä, mutta mahdollisen vaurion seurauksia voitiin kuitenkin pitää suhteellisen

vähäisinä. Kuormituksen osavarmuusluvuksi γ_{Ff} valittiin 1,5. Wöhler - käyrän kulmakertoimena *m* käytettiin tässä tapauksessa varmuuden vuoksi arvoa kolme. Alla olevassa kuvassa 30 on esitetty FAT – luokan ja k_m kertoimen valinnassa käytetyt taulukot.

Liitos	Laatuvaatimus	FAT $\Delta\sigma_c$	$\Delta\sigma_D$	n
 Ristiliitos tai T-liitos läpi-hitsatuin K-hitsein.	Ei lamellirepeämiä			
 Kuormitusta kantamattomat pienahitsit	Hitsin kuvun liittymä-kulma < 60°	100	74	0.3
 Korvakkeen pää (ei vält-tämättä ymparihitsattu)	Hitsit ilman jälkikäsittelyä			
Hitsi peitelevyn yms. päässä				

Hitsiliitoksen tyyppi	k_m otettu huomioon jo FAT luokassa	k_m otettu huomioon jo SN käyrissä	Jännityksissä huomioon otettava km kerroin
Pajalla vaaka-asennossa tehty päittäisliitos	115	105	1.10*
Muut päittäisliitokset	1.30	105	1.25*
Ristiliitokset	1.45	105	1.40*
Pienahitsit levyn pinnalla	125	105	1.20**

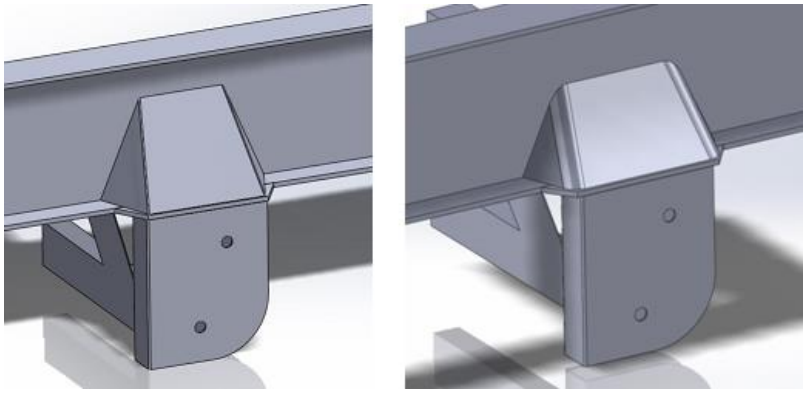
*) Ei kuitenkaan enempää kuin (1 + 2.5e_{max}/t), missä e_{max} = sallittu siirtymä ja t= kuormitetun levyn seinämänpaksuus

**) Ei kuitenkaan enempää kuin (1 + 0.2A tref/t), missä tref = referenssi seinämän paksuus väsymiskestävyys käyrästössä

Kuva 30. FAT – luokan ja k_m – kertoimen valinta. (Niemi, E. 2003. s. 103; Hobbacher 2013, s. 107)

4 TULOSTEN TARKASTELU

Tässä luvussa arvioidaan sitä, kuinka hyvin työssä päästiin ennalta asetettuihin tavoitteisiin. Luvussa arvioidaan työssä kehitetyn rakenteen valmistettavuutta, tarkastellaan väsymiskestävyysanalyysin tuloksia, arvioidaan tulosten luotettavuutta sekä pohditaan millaisia jatkotutkimuskohteita työllä voisi olla. Alla olevassa kuvassa 31 on esitetty sekä nykyinen että työssä kehitetty konsolirakenne.



Kuva 31. Kuvassa sekä nykyinen että työssä kehitetty rakenneratkaisu.

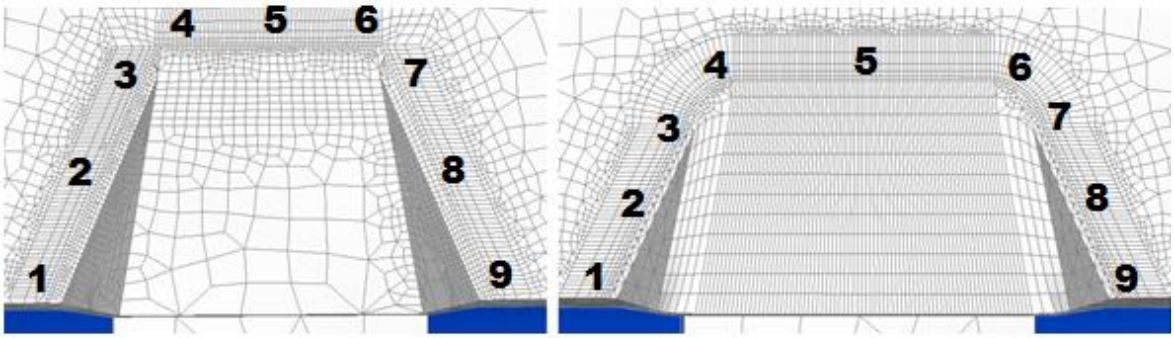
4.1 Valmistettavuuden arviointi

Työssä kehitetyn konsolin valmistettavuutta voidaan pitää lähes yhtä hyvänä, kuin vanhan rakenteen valmistettavuutta. Konsolin ulkoneman pienentäminen ja konsolin madaltaminen ovat mitoituksen keinoilla tehtyjä muutoksia, jotka eivät tässä tapauksessa vaikuta juurikaan rakenteen valmistettavuuteen. Konsolilevyn taivutussäteen kasvattaminen 40 mm:iin vaatii hieman taivutuksen suunnittelua sekä tarkoituksenmukaisen painimen ja vastimen levyä taivuttavaan särmäyspuristimeen. Tämä ei kuitenkaan merkittävästi hankaloita konsolin valmistettavuutta.

Vaikka konsolin ulkoneman pienentäminen 20 mm:llä ei hankaloita konsolin valmistettavuutta, johtaa se runkorakenteen I-palkkien välimatkan kasvamiseen, minkä vuoksi ketjupurkukoneiston kiinnitys joudutaan suunnittelemaan uusiksi. Tämä on valituksi tulleen konseptirakenteen suurin ongelma. Ongelman ratkaiseminen jää tämän työn jatkotutkimuskohteeksi.

4.2 Väsymiskestävyysanalyysin tulokset

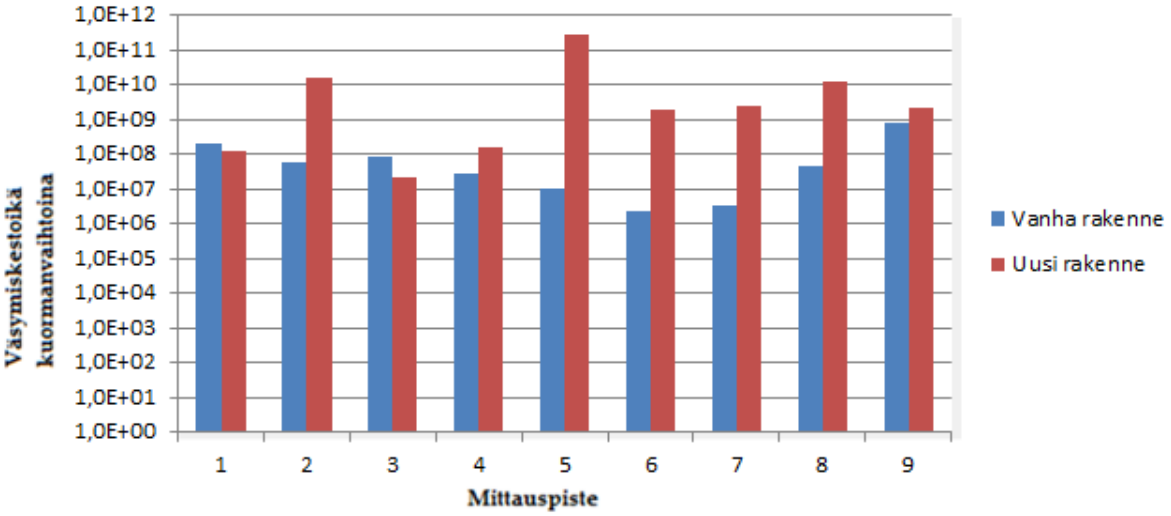
Hot spot - menetelmällä laskettujen tulosten mukaan väsymissärö syntyy helpoiten nykyisessä rakenteessa konsolin yläpäässä olevan poikittaisen hitsin rajaviivalle. Erityisen kriittinen kohta on kyseisen hitsin oikeanpuoleinen pää eli alla olevan kuvan 32 piste kuusi. Tämä kohta on myös käytännössä osoittautunut väsymiskestävyyden kannalta kriittiseksi kohdaksi. Tutkimustulosten mukaan lähes yhtä suurella todennäköisyydellä väsymissärö syntyy nykyisessä rakenteessa konsolin oikeanpuoleisen pystyhitsin yläpäähän pisteeseen seitsemän.



Kuva 32. Vertailujännitysten laskentakohdat vanhassa ja uudessa rakenteessa.

Uudessa rakenteessa väsymiskestävyyden kannalta kriittisimmäksi kohdaksi osoittautui konsolin vasemmanpuoleisen pystyhitsin yläpää eli kuvassa 32 näkyvä piste kolme. Pisteessä kolme saatiin muita mittauspisteitä selkeästi huonompia väsymiskestävyystuloksia, sillä madalletun konsolin tapauksessa I-palkit yhdistävä C-palkki johtaa jännityksiä juuri mittauspisteen kolme läheisyyteen. Uudessa rakenteessa mittauspisteen kolme väsymiskestävyys on jopa hiukan huonompi, kuin vanhan rakenteen väsymiskestävyys vastaavassa laskentakohdassa. Tämä johtuu siitä, että vanhassa rakenteessa mittauspiste kolme oli hieman kauempana C-palkin ja I-palkin uuman liitoskohdasta. Toinen laskentakohta, jossa uusi rakenne osoittautui hieman vanhaa rakennetta huonommaksi, oli mittauspiste yksi. Tässä pisteessä laskentatulosten ero ei kuitenkaan ole merkittävä. Muissa laskentapisteissä uusi rakenne osoittautui selkeästi väsymiskestävyyden osalta vanhaa rakennetta paremmaksi, eikä C-palkin ja I-palkin uuman välinen liitoskohta ole ainakaan nykyisessä rakenteessa johtanut välittömästi uuman toisella puolella säröjen syntymiseen.

Kuvassa 33 on pylväsdiagrammi, jossa on esitetty sekä nykyiselle että kehitetylle rakenteelle 10 000 kg kuormanvaihtelulla lasketut väsymiskestoiät. Väsymiskestoiät on esitetty diagrammissa logaritmisella asteikolla. Tarkemmat laskentatulokset on esitetty työn lopussa olevassa liitteessä 1. Tulosten mukaan vanhan rakenteen mittauspisteeseen kuusi syntyy väsymissärö esimerkiksi silloin, jos perävaunu täytetään 1,1 miljoonaa kertaa tai jos 10 000 kg kuormanvaihto vaikuttaa rakenteeseen 2,4 miljoonaa kertaa. Nykyiselle rakenteelle saatiin kohtuullisen hyviä väsymiskestävyystuloksia, mutta on muistettava, että ajokilometrit kyseisillä perävaunuilla ovat suuret ja perävaunuja käytetään välillä haastavissakin olosuhteissa. Perävaunuilla kuljetetaan toisinaan esimerkiksi kiviä ja puutavaraa, jolloin kuormitus perävaunun lavalla ei välttämättä ole kovin tasainen. Eri kuormanvaihteluiden yhteisvaikutus voi johtaa näin ollen siihen, että pisteeseen kuusi syntyy väsymissärö käyttäjäkokemusten mukaisten 600 – 900 tuhannen ajokilometrin aikana. Asiakaskokemukset tosin kerättiin aikana, jolloin I-palkkien uuman paksuutena käytettiin 5 mm nykyisen 8 mm sijaan, joten nyt analysoitu rakenne kestää todennäköisesti hieman paremmin.



Kuva 33. Vanhan ja uuden rakenteen väsymiskestoiät eri mittauspisteissä.

Kuten kuvan 33 diagrammissa näkyy, uuden rakenteen väsymiskestoikä on laskentatulosten mukaan noin kymmenkertainen verrattuna nykyisin käytössä olevaan rakenteeseen. Tulosten mukaan uusi rakenne kestää kriittisimmässä kohdassa eli mittauspisteessä kolme noin 8,3 miljoona perävaunun täyttökertaa ja noin 23 miljoonaa diagrammissa esitettyä 10 000 kg kuormanvaihtoa. Työn tavoitteena oli löytää

rakenneratkaisu, jonka avulla väsymiskestoikä saataisiin nelinkertaistettua. Laskentatulosten perusteella näyttäisi siltä, että tämä tavoite onnistuttiin saavuttamaan.

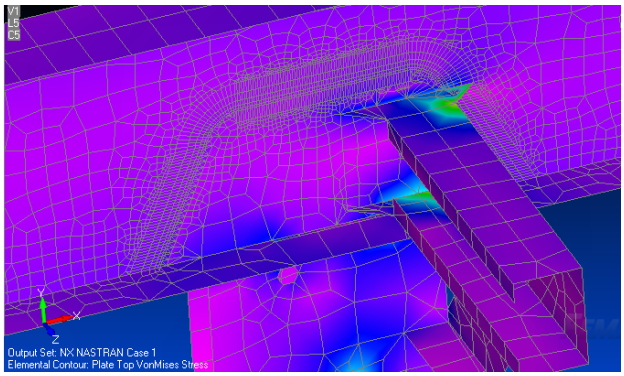
Erityisen paljon väsymiskestävyys parani uuden rakenteen myötä konsolin oikeassa yläkulmassa eli kuvan 33 pisteissä kuusi ja seitsemän, jotka eivät enää uudessa rakenteessa ole väsymiskestävyyden kannalta kriittisiä kohtia. Laskentapisteissä kaksi, kuusi, seitsemän ja kahdeksan väsymiskestävyys parani noin kaksikymmentäkertaiseksi. Eniten väsymiskestävyys parani uuden rakenteen myötä pisteessä viisi, jonka väsymiskestävyys nousi laskentatulosten mukaan yli neljäkymmentä kertaa paremmaksi. Tämä johtuu luultavasti konsolin madaltamisesta. Konsolin alareunassa eli pisteissä yksi ja yhdeksän väsymiskestävyys säilyi hyvänä myös uudessa rakenteessa.

4.3 Tulosten luotettavuus

Analyyseissä saatuja laskentatuloksia voidaan pitää siinä mielessä luotettavina, että ne sopivat ainakin nykyisin käytössä olevan rakenteen osalta hyvin yksiin käytännön havaintojen kanssa. Nykyisestä rakenteesta tehdyn elementtimallin mukaan suurin hot spot – jännitysvaihtelu syntyy juuri siihen kohtaa, johon väsymissärön tiedetään ensimmäisenä syntyvän myös käytännössä. Analyyseissä käytetyt elementtimallit luotiin symmetrian hyväksikäyttöä lukuun ottamatta koko runkorakenteesta, mikä mahdollisti reunaehtojen ja kuormitusten totuudenmukaisen huomioon ottamisen. Analyysien luotettavuutta lisää myös se, että sekä nykyistä että työssä kehitettyä runkorakennetta varten luotiin alusta alkaen omat elementtimallit. Näin ollen mahdolliset ensimmäisen rakenteen kohdalla tehdyt mallinnusvirheet eivät päässeet enää vaikuttamaan toisesta rakenteesta tehdyssä elementtimallissa.

Laskentatulosten luotettavuutta haittaa se, että kuormitusvaihteluita mallinnettiin ainoastaan yhteen rakenteen kohtaan, jossa kuormituksen suunta oli aina suoraan alaspäin. Todellisuudessa kuormitusvaihtelut kohdistuvat eri puolille rakennetta ja kuormituksia tulee rakenteeseen myös eri sunnista. On hyvin mahdollista, että analyyseissä käytettyjen kuormitusten sijaan on olemassa jokin toinen rakenteen käytön aikana esiintyvä kuormitus, jolla on suurempi vaikutus rakenteen väsymiskestoikään. Työssä kehitetyn rakenteen väsymiskestävyyttä rajoittavaksi tekijäksi jäi I -palkit yhdistävää C-palkkia pitkin johtuva jännitysvuo, joka tuo mukanaan suurempia jännitysvaihteluita hitsin rajaviivalle. Tätä

ilmiötä tulisi tutkia vielä lisää, jotta uuden rakenteen väsymiskestoikä saataisiin analysoitua tarkemmin. Tarkempaa analyysiä varten kyseisestä rakennekohdasta voitaisiin tehdä solidielementtimalli. Tämä jää työn jatkotutkimuskohteeksi. Alla olevassa kuvassa 34 on havainnollistettu edellä mainittua rakennekohtaa.



Kuva 34. C-palkkia pitkin johtuva jännitysvuo aiheuttaa suuria jännitysvaihteluita.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tehokkain tapa parantaa hitsatun rakenteen väsymiskestävyyttä on keskittyä nimellisten ja rakenteellisten jännitysvaihteluiden pienentämiseen. Tässä työssä konsolia ympäröivän hitsin rajaviivalle syntyviä jännitysvaihteluita pienennettiin mitoituksen ja rakennemuotoilun keinoilla. Elementtimenetelmällä saatujen tulosten mukaan konsolirakenteen väsymiskestoikä noin kymmenkertaistui. On kuitenkin muistettava, että rakenteeseen kohdistuvaa tarkkaa kuormitushistoriaa ei pystytty tässä työssä mallintamaan, joten tulokset ovat lähinnä suuntaa antavia.

Uudelleenmitoituksen myötä runkorakenteen I -palkkien välimatka tuli 40 mm suuremmaksi. Jos I–palkkien välimatkaa kasvatetaan, joudutaan perävaunun ketjupurkukoneiston kiinnitys suunnittelemaan uudelleen. Tämä jää työn jatkotutkimuskohteeksi. Työssä kehitetyn rakenteen väsymiskestävyyttä rajoittavaksi tekijäksi jäi C-palkkia pitkin konsolin läheisyyteen johtuvan jännitysvuon aiheuttamat jännitysvaihtelut. Tätä ilmiötä tulisi tarkastella vielä lisää, jotta tiedettäisiin kuinka suuri vaikutus sillä on rakenteen väsymiskestävyyteen.

Tarkempien laskentatulosten aikaansaamiseksi olisi hyvä toteuttaa venymäliuskamittauksia perävaunuilla, jotka ovat asiakkaiden käytössä. Asiakaspalautteen kerääminen on tärkeää ja asiakkaiden kokemukset antoivat arvokasta tietoa, jota hyödynnettiin tämänkin työn tekemisessä.

LÄHTEET

Arila, M. & Ekman, K. & Hautala, P. & Kivioja, S. & Kleimola, M. & Martikka, H. & Miettinen, J. & Niemi, E & Ranta, A. & Rinkinen, J. & Salonen, P. & Verho, A. & Vilenius, M. & Välimaa, V. 2010. 4.-5. Painos. Koneenosien suunnittelu. Porvoo : WSOY

Cook, D. R. 1995. Finite element modeling for stress analysis. New York: Wiley

Cross, N. 2008. Engineering design methods: strategies for product design. 4. Painos. Chichester: Wiley

Fagan, M. J. 1992. Finite Element Analysis: theory and practice. Harlow: Longman

Hakala, K. M. 1986. Lujuusopin elementtimenetelmä. Kolmas korjattu painos. Espoo: Otakustantamo.

Hietikko, E. 2008. Tuotekehitystoiminta. 1. Painos. Kuopio : Savonia-ammattikorkeakoulu

Hobbacher, A. 2013. Recommendations for fatigue design of welded joints and components. IIW-document. XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07

Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. Hitsatun rakenteen suunnittelun perusteet. Helsinki: Painatuskeskus.

Niemi, E. 1996. Hitsattujen rakenteiden väsymistarkastelussa käytettävät jännitykset. Helsinki : Metalliteollisuuden kustannus

Niemi, E. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Helsinki: Teknologiainfo Teknova

Niemi, E. & Kilkki, J. & Poutiainen, I & Lihavainen, V. 2004. 4. Painos. Väsymättömän hitsausliitoksen suunnittelu. Lappeenranta : Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Pahl, G. & Beitz, W. & Feldhusen, J. & Drote, K. H. 2007. Engineering design: a systematic approach. 3. Painos. Berlin : Springer

LIITE 1

Vanhan rakenteen väsymiskestoikä kuormanvaihteluina.

Mittauspiste	Kuormanvaihtelu					
	2 000 kg	5 000 kg	10 000 kg	15 000kg	20 000 kg	Täyttö
1	2,3E+10	1,5E+09	2,0E+08	5,9E+07	2,5E+07	2,0E+08
2	7,8E+09	5,0E+08	6,3E+07	5,7E+06	3,1E+06	4,1E+07
3	8,2E+09	8,8E+08	8,9E+07	1,5E+07	7,1E+06	7,0E+07
4	3,5E+09	2,3E+08	2,8E+07	9,7E+06	4,0E+06	1,5E+07
5	1,6E+09	8,8E+07	1,1E+07	1,7E+06	3,7E+06	4,1E+06
6	2,0E+08	1,8E+07	2,4E+06	1,1E+06	5,0E+05	1,1E+06
7	1,0E+08	3,1E+07	3,3E+06	1,2E+06	5,0E+05	1,6E+06
8	7,4E+08	1,9E+08	4,7E+07	7,7E+06	4,4E+06	1,7E+08
9	9,9E+10	6,4E+09	8,1E+08	3,2E+08	1,3E+08	4,0E+08

Kehitetyn rakenteen väsymiskestoikä kuormanvaihteluina.

Mittauspiste	Kuormanvaihtelu					
	2 000 kg	5 000 kg	10 000 kg	15000kg	20 000 kg	Täyttö
1	8,8E+09	8,4E+08	1,2E+08	3,7E+07	1,6E+07	1,5E+08
2	2,0E+12	1,8E+10	1,6E+10	1,3E+09	5,6E+08	5,3E+08
3	8,2E+09	1,8E+08	2,3E+07	6,8E+06	2,9E+06	8,3E+06
4	2,1E+10	1,3E+09	1,7E+08	4,9E+07	2,1E+07	5,8E+07
5	1,6E+13	4,9E+12	2,8E+11	5,4E+10	2,1E+09	2,2E+11
6	1,9E+11	1,2E+10	2,0E+09	4,5E+08	1,9E+08	4,2E+08
7	1,1E+11	1,5E+10	2,6E+09	8,5E+08	3,8E+08	1,2E+09
8	2,7E+12	3,2E+11	1,2E+10	3,7E+09	2,1E+09	1,0E+10
9	2,7E+11	1,6E+10	2,1E+09	6,1E+08	2,6E+08	1,0E+09