

Henri Turunen

Formula Studentin törmäystestin FEM-analyysi

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

6.5.2014

Tekijä Otsikko	Henri Turunen Formula Studentin törmäystestin FEM-analyysi
Sivumäärä Aika	41 sivua + 6 liitettä 6.5.2014
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja	Yliopettaja Jyrki Kullaa
<p>Tämä opinnäytetyö tehtiin vuoden 2013 Metropolia Motorsportin HPF13E Formula Student -kilpa-autoon. Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli simuloida kilpa-autolle tehty sääntökirjan mukainen törmäystesti ja vertailla simuloinnista saatuja tuloksia käytännön testin tuloksiin, sekä tutkia olisiko simuloinnista hyötyä yhtenä suunnittelun työkaluista tulevia formuloiden törmäysvaimentimia suunniteltaessa.</p> <p>Työssä käydään aluksi läpi yleisiä autoteollisuudessa käytettäviä kolariturvallisuuden testejä sekä FEM-simuloinnin käyttöä yleisesti autotekniikassa. Yleiskatsauksen jälkeen työssä käsitellään törmäysvaimentimelle sekä törmäystestille asetetut vaatimukset. Vaatimusten jälkeen työssä käydään läpi simuloinnin valmistelu ja varsinainen törmäystestin simulointi, sekä tulosten analysointi. Kaikki simuloinnit suoritettiin Abaqus/CAE 6.13-1 -ohjelmalla sekä kaikki tarvittavat 3D-mallinnukset suoritettiin Catia V5R20 -ohjelmalla. Simuloinnin pääpaino oli törmäysvaimentimen simulointi ja sen tulosten vertailu dokumentoituun törmäystestiin.</p> <p>Asetettuihin tavoitteisiin päästiin ja työssä tehtiin hyödyllisiä huomioita tulevaisuutta varten törmäysvaimentimen suunnittelua helpottamaan ja nopeuttamaan. Työssä on kuvattu simulointi ja sen vaatimat valmistelut ja näin ollen työtä voidaan käyttää tukimateriaalina seuraavia törmäysvaimentimia suunniteltaessa.</p>	
Avainsanat	Formula Student, FEM-analyysi, törmäysvaimennin

Author(s) Title	Henri Turunen FEM Analysis of Formula Student Crash Test
Number of Pages Date	41 pages + 6 appendices 6 May 2014
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor	Jyrki Kullaa, Principal Lecturer
<p>This Bachelor's thesis was assigned by Metropolia Motorsport and their 2013 racing car HPF13E.</p> <p>The objective of the thesis was to simulate a frontal crash test based on the FSAE rules and compare the simulated results to the results from the real frontal crash test. One objective was also to find out if Metropolia Motorsport can get advantage with simulation when they design a new impact attenuator.</p> <p>First the main crash tests in the automotive industry and the use of FEM-analyses in the automotive industry were studied and analyzed. After this overview part the thesis explains/deals with the requirements and standards for FSAE impact attenuator and crash testing. After that thesis preparing the simulations, execution of the main crash test simulations and analyzing the results. All the simulations were carried out using Abaqus/CAE 6.13-1 software and all the 3D-models needed were made with Catia V5R20 -software. The main goal in the simulations was analyzing the impact attenuator and comparing the simulation results to the results from real crash tests that had been documented earlier</p> <p>Objectives set for the thesis were achieved. Also a few useful observations which will make the design of future impact attenuators easier and faster were made during the simulations.</p>	
Keywords	Formula Student, FEM-analysis, Impact attenuator

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
1.1	Työn tausta ja tavoitteet	1
1.2	Formula Student / Formula SAE	2
1.3	Autoalan lakisääteinen törmäystestaus	3
1.4	Autoalan kuluttajille suunnattu törmäystestaus	5
1.4.1	Euro NCAP -keulakolari	6
1.4.2	Euro NCAP -kylkikolari ja -pylväskylkikolari	7
1.4.3	Törmäysnuket	8
1.5	FEM-laskenta	10
2	Törmäysvaimennin	12
2.1	Vaatimukset	12
2.2	Materiaalit	13
2.3	HPF13E törmäysvaimennin	14
3	Törmäystesti	15
3.1	Teoreettiset energiat ja voimat	15
3.2	Vaatimukset	18
4	Simulointi Abaqus/CAE 6.13-1	20
4.1	Valmistelu	20
4.2	Simuloinnin testaus	21
4.2.1	Materiaali testi	21
4.2.2	Yksinkertainen törmäysanalyysi	24
4.3	Törmäyssimulaatiomallin luominen	27
4.3.1	Mallin aloitus ja materiaalimallit	28
4.3.2	Kokoonpano ja reunaehdot	29
4.3.3	Elementtiverkot	30
4.3.4	Täydellisen kokoonpanon simulaatiomallin luominen	31
4.4	Simuloinnin tulokset	34
5	Yhteenveto	38
	Lähteet	40

Liitteet

Liite 1. Klippanin testiraportti

Liite 2. Impact attenuator datareport

Liite 3. Puristustesti Corecell M80

Liite 4. Puristustesti DB 6329W

Liite 5. 2013 FSAE Structural equivalent spreadsheet

Liite 6. Törmäysanalyysin luominen FEM-menetelmällä Abaqus -ohjelmassa

Lyhenteet

FS/FSAE	Formula Student / Formula SAE
SAE	Society of Automotive Engineers
FEM	Finite element method
CAE	Computer-aided engineering
NHTSA	National Highway Traffic Administration
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
Euro NCAP	European New Car Assessment Program
US NCAP	The United States New Car Assessment Program
IIHS	Insurance institute for highway safety
ANCAP	The Australasian New Car Assessment Program
JNCAP	Japan New Car Assessment Programme
ADAC	Allgemeiner Deutscher Automobil-Club
ABS	Anti-lock braking system

1 Johdanto

Autoteollisuudessa turvallisuus on noussut yhdeksi keskeisimmistä asioista. Uutta autoa suunniteltaessa kuljettajan, matkustajien sekä jalankulkijoiden turvallisuus on erittäin tärkeää. Autoteollisuus sijoittaa suuria summia rahaa ja muita resursseja vuosittain kolariturvallisuuden parantamiseksi niin aktiivisella kuin passiivisella tasolla. Autovalmistajat käyttävät markkinoinnissa hyödyksi kolaritesteistä kuten Euro NCAPista saamiaan pisteytyksiä. Viimeisten vuosikymmenien aikana kolariturvallisuuteen panostaminen ja sen valvominen on tullut myös osaksi kilpa-autoilua, esimerkiksi Formula 1:ssä törmäystesti on ollut pakollinen vuodesta 1985 eteenpäin. Kilpa-autoilussa kolaritilanteen vaatimukset ovat erittäin vaativia suurien nopeuksien takia, minkä takia esimerkiksi Formula 1 -auton tulee läpäistä dynaamiset kolaritestit, joissa auton runko testataan edestä, takaa ja sivulta. Dynaamisiin testeihin kuuluu myös auton ohjauslaitteisto, jonka tulee joustaa riittävästi, mikäli kuljettajan pää osuu siihen. Dynaamisten testien lisäksi formuloiden rungon tulee läpäistä myös 13 erilaista staattisen kuorman testiä. Nykypäivänä kolariturvallisuuden kehittämisessä keskeisessä roolissa materiaalien kehittymisen kanssa on ajoneuvojen simulointi, koska näin voidaan testata tietokoneilla uusia materiaaleja ja niiden käyttäytymistä, sekä uusia rakenteita ja niiden käyttäytymistä. Simulointi on tuonut suuria säästöjä autovalmistajille, koska se vähentää oleellisesti kehitys- ja testauskuluja uutta autoa suunniteltaessa. Simuloinnilla voidaan jo aikaisessa vaiheessa arvioida autonrakenteiden käyttäytymistä kolaritilanteessa ja tarvittaessa suunnitelmia voidaan muuttaa jo ennen kuin auton varsinainen kori rakennetaan, jos simuloinnin tulokset eivät ole haluttuja.

1.1 Työn tausta ja tavoitteet

Tämä insinöörityö on tehty yhteistyössä Metropolia Motorsportin kanssa hyödyntäen CSC:itä saatua Abaqus -FEM-laskentalisenssiä. Tämä insinöörityö käsittelee Formula Student -kilpa-auton sääntöjen mukaisen törmäystestin simulointia, joka tehdään Abaqus -FEM-laskentaohjelmalla sekä simuloinnin tulosten totuudenmukaisuuden arviointia. Totuudenmukaisuutta arvioidaan ensin simuloidulla puristuskokeella, jolla tarkistetaan ohjelmaan syötettyjen materiaalien ominaisuuksien täsmäävän kokeellisesti todettuihin ominaisuuksiin. Puristuskokeen jälkeen suoritetaan yksinkertainen törmäyssimulaatio, jossa todetaan, että kineettisen energian loputtua törmäävästä kappaleesta sen

nopeus pysähtyy. Työn päätavoite käsittelee törmäysvaimentimen törmäyssimulaatiota, jossa suoritetaan sääntöjen mukaisesta törmäystestistä simulaatio ja verrataan siitä saatuja tuloksia aiemmin suoritettun todellisen törmäystestin testiraporttiin.

Työn tavoitteena on luoda toimiva törmäyssimulaatio Formula SAE -sääntökirjan mukaisesta törmäystestistä sekä vertailla saatuja tuloksia käytännön kokeessa saatuihin tuloksiin ja näin ollen selvittää, voidaanko simulointia hyödyntää yhtenä suunnittelun työkaluna seuraavaa formulaa suunniteltaessa.

Formula SAE -sääntökirja asettaa vaatimuksia myös muille formulan runkorakenteille, muuta niiden käsittely ja tutkiminen on päätetty rajata tämän insinööriyön ulkopuolelle, koska ne eivät liity keulakolari tilanteeseen.

1.2 Formula Student / Formula SAE

Kilpasarja on perustettu USA:ssa 1970- ja 1980-lukujen vaihteessa nimellä Formula SAE, autoinsinöörien järjestön toimesta, josta sarjan nimikin tulee. Kilpailu on ollut alusta asti suunnattu opiskelijoille, joiden tehtävänä on ollut suunnitella ja valmistaa formulatyypinen kilpa-auto ja kilpailla sillä. Kilpasarja rantautui Eurooppaan vuosittu-hannen vaihteessa nimellä Formula Student. Formula Student -kilpasarja on erittäin suosittu ympäri maailmaa. Helsingin Metropolia Ammattikorkeakoulu on ollut aktiivisena sarjassa vuodesta 2002 alkaen nimellä Stadia Motorsport viitaten vanhaan Helsingin ammattikorkeakoulu Stadia nimeen, ja vuonna 2008 nimeksi muuttui Metropolia Motorsport ammattikorkeakoulun nimenmuutoksen johdosta.

Perinteisesti Formula Studentissa on kilpailtu Formula Student Combustion -sarjassa eli polttomootorilla varustetuilla Formula Student kilpa-autoilla. Vuonna 2010 järjestettiin ensimmäinen Formula Student Electric -osakilpailu Saksan Hockenheimissä, jossa ajettiin vain sähkömootorisilla kilpa-autoilla. Työssä käsiteltävä HPF13E on sähkömootorilla varustettu Formula Student Electric -kilpa-auto ja se on Metropolia Motorsportin ensimmäinen sähköinen Formula Student -kilpa-auto (kuva 1).



Kuva 1. HPF13E

Osakilpailussa on seitsemän eri osa-alueita, ja jokainen niistä on pisteytetty, yhteispisteiden ollessa 1000. Osa-alueista kolme on staattisia osa-alueita ja neljä dynaamisia osa-alueita.

Kilpasarjassa on tiukat turvallisuusmääräykset nykypäivän mukaisesti. Säännöissä kerrotaan tarkasti voimat, joita formulan rakenteiden tulee kestää, sekä törmäystilanteissa sallitut hidastuvuudet, jotka pitää pystyä todistamaan dokumentoidulla törmäystestillä. Törmäystilanteissa syntyviä hidastuvuuksia tutkitaan tässä opinnäytetyössä simuloiden ja vertailemalla simuloinnin tuloksia virallisesti dokumentoidun törmäystestin tuloksiin.

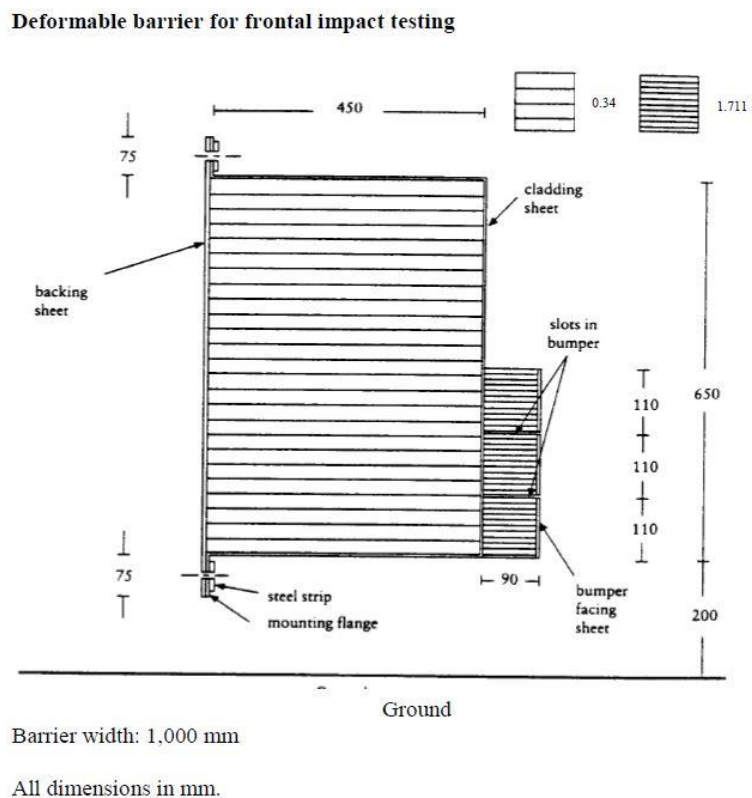
1.3 Autoalan lakisääteinen törmäystestaus

Nykypäivänä kaikkien myytävien autojen tulee läpäistä ennalta määrätyt kolaritestit, ennen kuin niitä saadaan alkaa myymään. Päätoimijat lakisääteisten kolaritestien luonnissa ovat USA ja Eurooppa. USA:ssa testit laatii NHTSA ja Euroopassa UNECE. Lakisääteisissä testeissä on määritelty erittäin tarkasti, mitä mitataan ja miten mitataan,

jotta testi voidaan hyväksyä. Koska mahdollisia kolaritilanteita on paljon, löytyy kolari-
turvallisuuteen liittyviä asetuksia myös monia. Asetuksissa on määrätty erilaisia kolariti-
lanteita ja niissä mitattavia asioita. Keulakolarin osalta USA:n asetus on FMVSS 208 ja
Euroopan ECE-R94.

ECE-R94

Euroopassa lain vaatima etutörmäystesti on Euroopan talouskomission määrittelemän
ECE-R94:n mukaisesti suoritettu törmäystesti. Törmäystesti tulee suorittaa hyväksytys-
ti, jotta autoa saa myydä Euroopan alueella. Määrittelyssä on kuvattu tarkasti koko
testin suorittaminen, suorittamiseen vaaditut olosuhteet, kuten törmäyseste (kuva 2),
sekä sallitut toleranssit törmäyskulmille. Jotta testi olisi mahdollisimman helppo suorit-
taa uudelleen ja se olisi aina samanlainen, määritelmässä [1] määrätään myös, mitä ja
miten testissä tulee mitata testin dokumentointia varten.



Kuva 2. ECE-R94-testissä käytettävä törmäyseste [1]

Etutörmäystestissä auton nopeuden tulee olla 56 -0/+1 km/h. Auton tulee törmätä edessä olevaan esteeseen 40 % ± 20 mm auton leveydestä. Auton tulee olla sarjatuotantoa vastaavassa kunnossa törmäystestissä, mutta auton nesteitä, kuten polttoainetta ja jarrunesteitä voidaan korvata esimerkiksi vedellä, siten että auton massa on kuitenkin normaalia vastaava. Auton tulee lisäksi olla varustettu kahdella Hybrid III -törmäysnukella, jotka on sijoitettu etupenkeille. Törmäystestissä iso osa arvostelusta perustuu törmäys nukkejen mittaamiin tietoihin. [1]

1.4 Autoalan kuluttajille suunnattu törmäystestaus

Euroopassa päätoimija kuluttajille suunnatun kolaritestauksen parissa on Euro NCAP. Euro NCAP on puolueeton tutkimuslaitos, jonka pää tavoitteena on tuottaa realistisia ja riippumattomia arvioita autojen kolariturvallisuudesta. Euro NCAP on perustettu vuonna 1997, ja se toimii yhteistyössä useiden Euroopan maiden liikenneministeriöiden ja autoilijoiden etujärjestöjen kanssa. Euro NCAP tuottaa kuluttajille puolueetonta testaustietoa autojen kolariturvallisuudesta, mutta myös autotehtaat hyötyvät testityöstä, koska näin autojen valmistajat voivat verrata Euro NCAPin tuloksia omiin tutkimustuloksiinsa.

Myös muilla mantereilla on vastaavia laitoksia kuin Euro NCAP. USA:ssa toimivat US NCAP ja USA:n vakuutusyhtiöiden testauslaitos IIHS. Australiassa toimii ANCAP ja Japanissa JNCAP. Saksassa toimiva ADAC toimii yhteistyössä Euro NCAPin kanssa. Testilaitoksilla on pieniä eroavaisuuksia testimenetelmissä, mutta testauksen periaatteet ovat laitoksesta riippumatta samat.

Euro NCAPin testit arvostellaan pääasiassa matkustajiin kohdistuvien voimien perusteella, mitä mitataan törmäysnukkeilla. Nykyisin arvosteluun vaikuttavat myös ajoavut, kuten ABS ja luistonesto. Euro NCAPilla on lukuisia testejä, joista kolme testiä voidaan nostaa pääasemaan [2]. Nämä testit ovat keulakolari ja kaksi eri versiota kylkikolarista. Kylkikolareissa toisessa jäljitellään toisen auton törmäämistä auton kylkeen ja toisessa auton osumista kylki edellä tolppaan. Muita testattavia kohteita ovat piiskaniskutesti eli niskanretkahdus testi sekä jalankulkijoiden ja lasten turvallisuus kolaritilanteessa.

Piiskanisku testissä kolaroidaan pelkkää penkkiä, johon törmäysnukke on kiinnitetty. Nukesta mitataan niskaan kohdistuvia voimia. Piiskaniskulla tarkoitetaan äkillisen kiih-

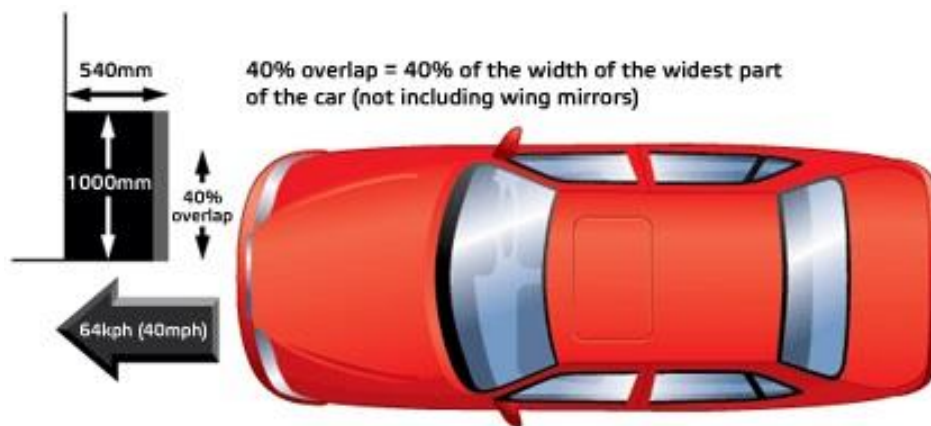
tyvyyden tai hidastuvuuden niskaan kohdistamaa voimaa, joka voi vammauttaa niskan. [3]

Lasten turvallisuuden testausmenetelmänä käytetään pienempiä nukkeja, joiden on tarkoitus jäljitellä puolitoista ja kolme vuotiaita lapsia. Lapsinukeilla mitataan pään liikkeitä sekä rintaan ja niskaan kohdistuvia voimia.

Jalankulkijoiden turvallisuutta mitataan iskemällä mitta-antureilla varustettuja kappaleita keularakenteita ja konepeltiä päin niihin kohtiin, joihin todennäköisesti jalankulkijan jalka, lonkka ja pää osuisi kolaritilanteessa. Jalankulkijatestissä jäljitellään osumaa 40 km/h vauhdista.

1.4.1 Euro NCAP -keulakolari

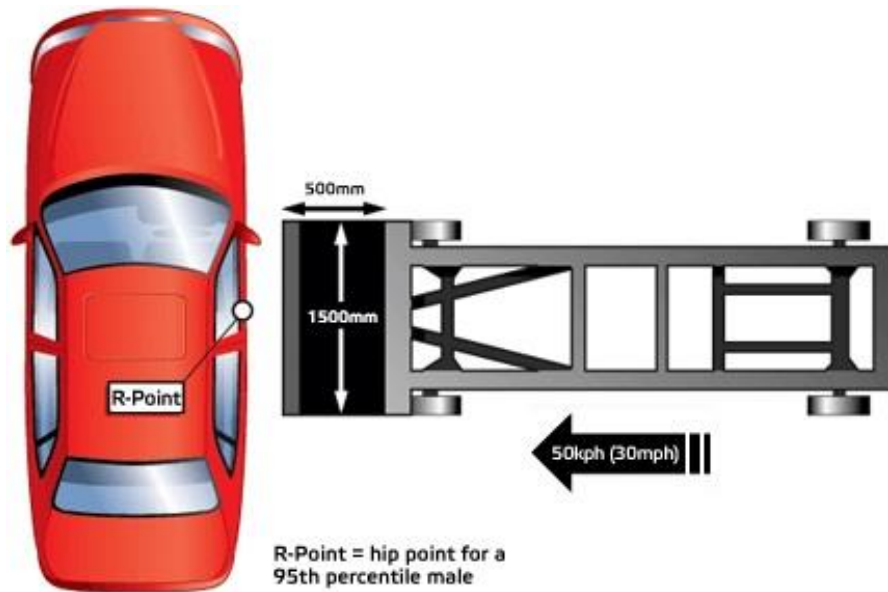
Keulakolarissa auton vauhti törmäyshetkellä on 64 km/h, ja tällä jäljitellään autojen yhteen osumista n. 55 km/h vauhdista. Autolla törmätään kiinteään seinään, johon on kiinnitetty alumiininen hunajakkeno, jolla pyritään tuomaan tilanteeseen myös toisen auton muodonmuutoskyky. Kolaria ei ajeta koko keulanleveydeltä vaan ainoastaan 40 % auton keulasta törmää esteeseen (kuva 3). Tällä tilanteella pyritään jäljittelemään yleisintä keulakolari tilannetta. [4]



Kuva 3. Euro NCAP -keulakolaritilanne [4]

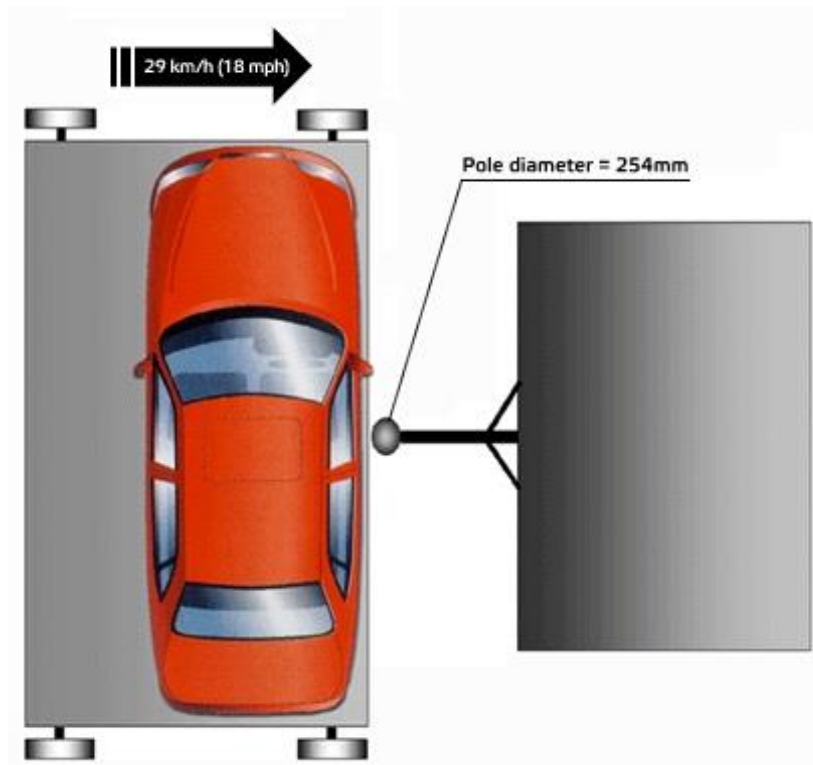
1.4.2 Euro NCAP -kylkikolari ja -pylväskylkikolari

Kylkikolaritilanteessa kelkka törmää autoon 50 km/h nopeudella. Samoin kuin keulakolarissa myös kylkikolarissa kiinteään kappaleeseen on kiinnitetty alumiininen hunajakkeno simuloimaan toisen auton muodonmuutoskykyä (kuva 4). Testillä pyritään jäljittelemään tilannetta, jossa toinen auto ajaa suoraan auton kylkeen kuten esimerkiksi risteyskolarissa [5].



Kuva 4. Euro NCAP -kylkikolaritilanne [5]

Pylväskolarissa reen vauhti on 29 km/h, ja sillä törmätään kylki edellä kapeaan tolppaan [6] (kuva 5).

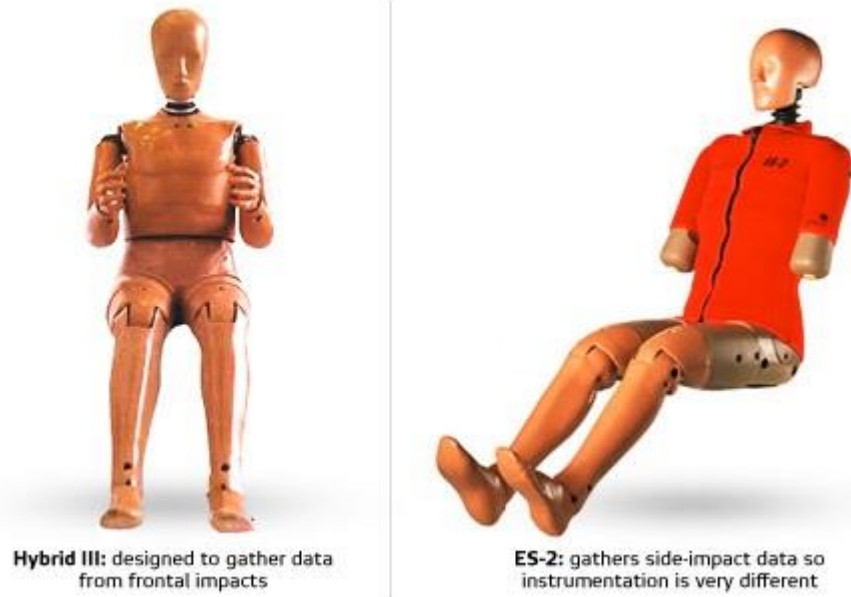


Kuva 5. Euro NCAP -pylväskylkikolaritilanne [6]

Nykyisin autovalmistajat ovat panostaneet paljon kylkikolaritilanteisiin, koska ne ovat yleisimmät vakavan niskavamman aiheuttajat niskan sivuttaisen nyrjähtämisen takia. Testien johdosta sivuttaiset turvatyynyt ja sivuverhot ovat lisääntyneet autoissa. Kylkikolaritilanteet ovat valmistajille erittäin hankalia, koska kyljissä ei ole tilaa muodonmuutoksille ja näin ollen törmäys pitää pysäyttää mahdollisimman nopeasti. Hankaluutta lisää erityisesti pylväskylkikolari, koska ohut pylväs tunkeutuu yleensä erittäin syvälle autoon.

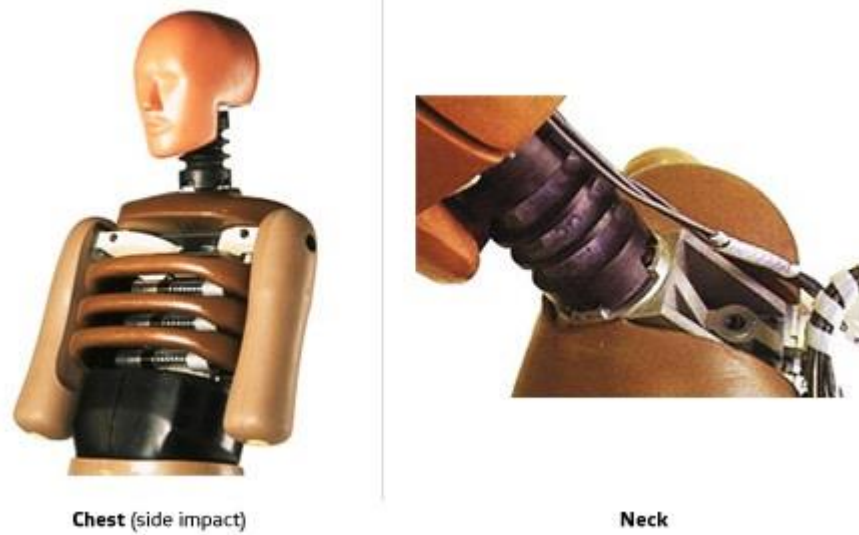
1.4.3 Törmäysnuket

Testit arvostellaan pääsääntöisesti matkustajiin kohdistuvien voimien perusteella. Näitä voimia mitataan niin sanotuilla törmäysnukkeilla, jotka on varustettu lukuisilla antureilla. Keulakolarissa ja kylkikolareissa käytetään erilaisia nukkeja (kuva 6).



Kuva 6. Keula- ja kylkikolareissa käytettävät nuket [7]

Kummassakin nukessa on päässä kolme anturia, jotka mittaavat voimia ja kiihtyvyyksiä. Nukeilla on myös niskassa anturit, jotka mittaavat niskan vääntymistä sekä niskaan kohdistuvia leikkaus- ja vetovoimia. Jalkojen alaosasta mitataan vääntymistä, leikkausta, puristusta ja vetoa, jotka voisivat aiheuttaa vamman sääriluihin tai nilkkoihin. Nuket eroavat toisistaan pääasiassa keskivartalon kohdalta. Keulakolari nukeille on tehty teräksistä kylkiluut, joilla mitataan kylkiluiden liikettä kolarin aikana. Keulakolarinukeilla mitataan myös lantioon, reisiluuhun ja polviin kohdistuvia voimia. Kylkikolarinukeilla taas on kolme kylkiluuta, joilla mitataan puristusta ja puristuksen kiihtyvyyttä kylkikolaritilanteessa (kuva 7). [7]



Kuva 7. Kylkikolari nukken rinnan rakenne ja nukkejen niskan rakenne [7]

Lisäksi kylkikolarinukeilta mitataan vatsasta voimia, jotka voisivat aiheuttaa vatsa vamman. Kylkikolarinukeilla on myös lantiossa anturit mittaamassa sivuttaisia voimia, jotka voisivat aiheuttaa lantion sijoiltaan menon tai murtumia lantioon. [7]

1.5 FEM-laskenta

Yleisin tietokoneavusteisen insinöörisuunnittelun simulointitekniikka mekaanisessa suunnittelussa on elementtimenetelmä eli FEM-menetelmä. Mekaanisessa suunnittelussa FEM-menetelmän käyttö alkoi lentokone-teollisuudessa 1950-luvulla. Lentokone-teollisuudesta FEM-menetelmä on siirtynyt melkein kaikille mekaanisen suunnittelun aloille kuten autoteollisuuteen. FEM-menetelmä pilkkoo ratkaisualueen osiin ja ratkaisee näin matemaattisen ongelman. FEM-menetelmä antaa likiarvoratkaisun matemaattiselle mallille, joka johtaa lähes aina diskreetointivirheeseen eli poikkeamaan mallin tarkasta ratkaisusta. Tämän takia eri vaiheiden vaikutuksia on pystyttävä analysoimaan ja kontrolloimaan, mikä on johtanut siihen, että virheanalyysistä on tullut merkittävä osa rakenneanalyysiä. FEM-menetelmässä diskreetointivirhettä voidaan pienentää luomalla tiheämpi elementtiverkko mallille, mutta se johtaa raskaaseen simulointimalliin. Tämän takia suunnittelussa ei yleensä pyritäkään mahdollisimman tarkkaan laskentamalliin, vaan parhaaseen kompromissiin tarvittavien tulosten, ajan sekä laskenta resurssien puitteissa. [8]

FEM-menetelmää käytetään yleisesti autojen rakenteiden suunnittelussa ja optimoinnissa sekä törmäysanalyysien suorittamisessa, ennen auton valmistamista niin kilpa-autoihin kilpatallien toimesta kuin muihinkin ajoneuvoihin ajoneuvovalmistajien toimesta [9; 10]. FEM-menetelmällä kyetään ennustamaan osien toimivuutta jo ennen valmistusta, sekä tarvittaessa osia voidaan keventää ja tutkia, vaikuttaako osien keventäminen lopulliseen jäykkyyteen.

2 Törmäysvaimennin

Formulan keulalla törmäysvaimentimen tehtävä on sama kuin henkilöauton keulalla poikittaisen etutörmäyspalkin ja pitkittäisten etuaisojen tehtävä. Törmäysvaimennin pusertuu kasaan kolaritilanteessa ja näin ollen omalla muodonmuutoksellaan imee törmäyksestä vapautuvaa energiaa, jotta rungon rakenteisiin johtuvat voimat olisivat mahdollisimman pienet. Törmäysvaimentimen ja auton keularakenteiden toinen ja tärkein tehtävä on hallita hidastuvuuksia kolaritilanteessa. Erittäin jäykkä runko- tai korirakenne autossa olisi hyvä sen takia, että kukaan ei jäisi puristuksiin auton sisään kolaritilanteessa, mutta tuollainen rakenne aiheuttaisi erittäin suuret hidastuvuudet, jotka kohdistuisivat kuljettajaan ja aiheuttaisivat vakavia vammoja tai kuoleman. Myöskään liikaa muotoaan muuttava rakenne ei ole hyvä, vaikka sillä saataisiin hyvin hallittua hidastuvuuksia, mutta lopputuloksena olisi koko auton pusertuminen kasaan, mikä ei ole toivottavaa. Tästä syystä hidastuvuuksien hallitseminen on tärkeää, mutta sitä ei tule toteuttaa muun turvallisuuden kustannukselle. Auto tulee suunnitella siten, että sillä on selvät muodonmuutosalueet ja selvät alueet, joissa muodonmuutoksia ei tapahdu. Formulassa varsinaisen rungon on oltava lähestulkoon muotoaan muuttamaton, koska kuljettajan jalat sijaitsevat aivan auton keulassa. Tästä syystä törmäysvaimennin hallitsee hidastuvuuksia ja imee törmäysenergiaa itseensä ennen voimien kohdistumista runkoon. Näin ollen formulassa on selvät osiot, joissa muodon muutos sallitaan ja joissa se pyritään estämään.

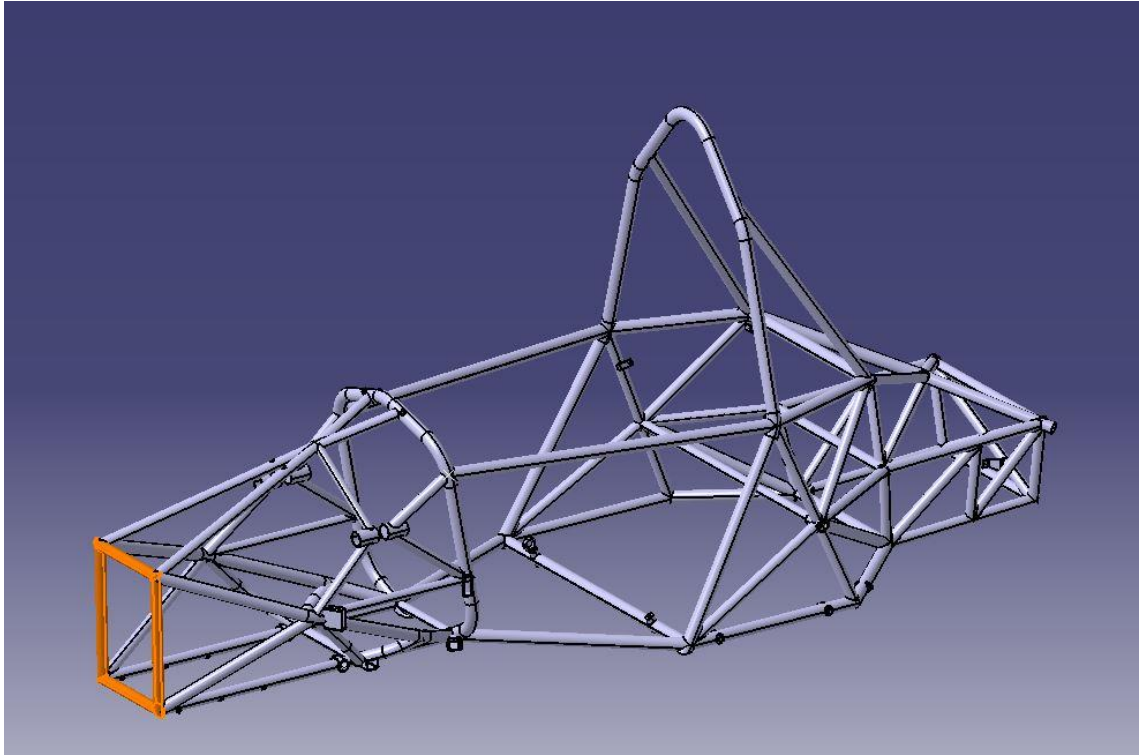
2.1 Vaatimukset

Törmäysvaimennin on pakollinen varuste Formula Student -kilpasarjassa ja FSAE -sääntökirja määrittää mitkä ominaisuudet sen tulee täyttää [11, s. 39]:

- asennettu bulkheadin etupuolelle
- vähintään 200 mm pitkä
- vähintään 100 mm korkea ja 200 mm leveä 200 mm:n päässä mitattuna bulkheadista
- ei saa lävistää bulkheadia kolaritilanteessa
- pitää kiinnittää varmasti ja suoraan bulkheadiin, eikä saa olla osa ei rakenteellista korirakennetta

- tulee muodostaa rakenteellaan ja kiinnityksellään käytännöllinen voimien kulkureitti poikittaisille ja kohtisuorille voimille epäsuorissa kolareissa

Sääntökirjassa asetetuissa vaatimuksissa bulkheadilla tarkoitetaan neliön muotoista putkirakennetta formulan keulassa (kuva 8).



Kuva 8. Kuva Catialla mallinnetusta HPF13E -formulan putkirungosta, kuvassa maalattu oranssilla bulkhead

Lisäksi törmäysvaimentimen tulee sisältää anti-intrusion -levy, joka tulee valmistaa 1,5 mm paksusta teräslevystä tai 4 mm paksusta alumiinilevystä. Jos anti-intrusion -levyä ei ole hitsattu koriin tulee kiinnityksessä käyttää vähintään neljää 8 mm:n 8.8 lujuusluokan pulttia, joilla levy kiinnitetään. Anti-intrusion -levy on metallinen levy, joka on kiinnitetty bulkheadiin.

2.2 Materiaalit

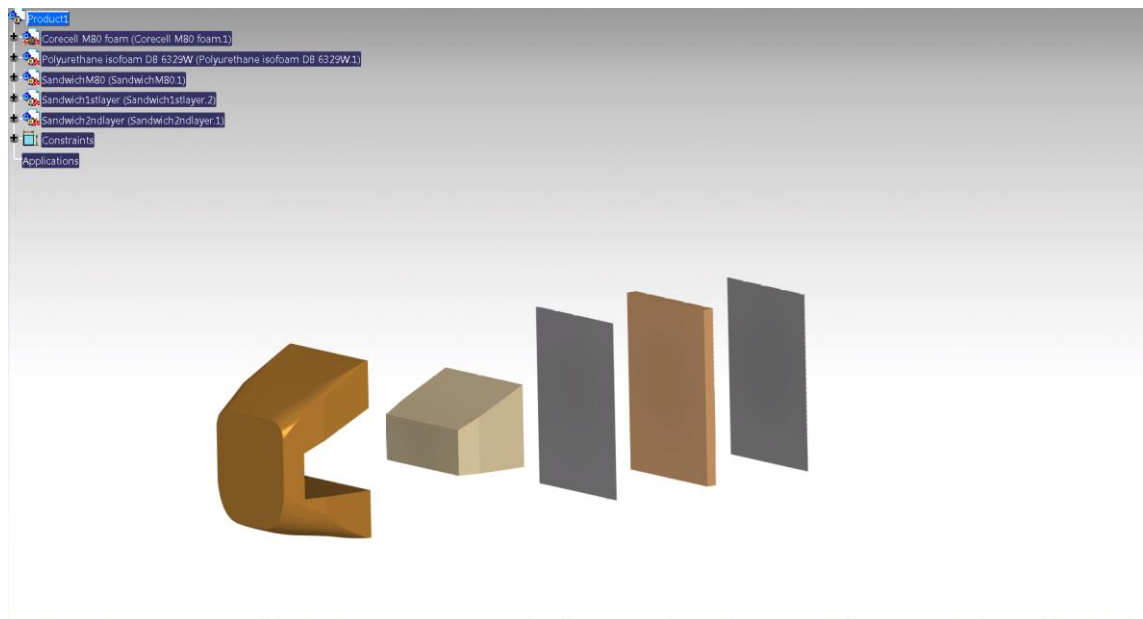
Törmäysvaimennin on mahdollista valmistaa eri materiaaleista tai jopa useammasta materiaalista, kunhan sääntökirjassa mainitut pykälät täyttyvät. Yleisimpiä materiaali- vaihtoehtoja ovat

- eri vaahdot
- hunajakkenno rakenteet
- muotoillut metalliset rakenteet
- tai näiden yhdistelmät

Myös hiilikuidusta ja puusta on mahdollista valmistaa törmäysvaimennin. Nämä materiaalit ovat kuitenkin Formula Student -kilpasarjassa melko harvinaisia.

2.3 HPF13E törmäysvaimennin

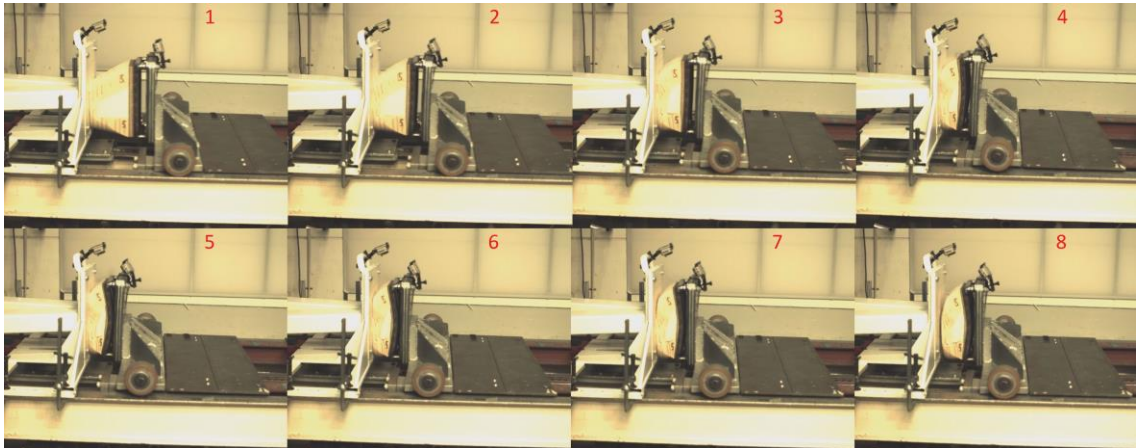
Työssä käsiteltävä törmäysvaimennin on valmistettu kahdesta eri vaahdosta: Corecell M80:stä, sekä DB 6329W kaksikomponenttisesta polyuretaanivaahdosta. Törmäysvaimentimen päällikerros on Corecell M80 -vaahtoa ja ydin on DB6329W -polyuretaani vaahtoa. Vaimentimen takaosa on valmistettu sandwich-rakenteella, jossa on kahden hiilikuitulevyn välissä Corecell M80 -vaahtoa (kuva 9).



Kuva 9. Catiilla mallinnetun törmäysvaimentimen räjäytyskuva, josta näkee eri kerrokset

3 Törmäystesti

Formula SAE:n sääntöjen mukaisesti törmäysvaimentimelle on suoritettu käytännön törmäystesti, joka on dokumentoitu (liite 1, 2). Törmäystestin on suorittanut Oy Klippan AB. Suoritettu törmäystesti on niin sanottu rekitesti, jossa törmäysvaimennin on kiinnitetty rekeen ja reki törmää kiinteään seinään (kuva 10).



Kuva 10. Kuvasarja törmäystestistä

3.1 Teoreettiset energiat ja voimat

Kun kappale kiihdyttää, niin siihen varastoituu liike- eli kineettistä energiaa. Kun kappale pysähtyy tai se pysäytetään, se luovuttaa tämän saman energian. Kineettinen energia muuttuu pysäytystilanteessa työksi ja lämmöksi. Jarruttaessa autolla huomaa esimerkiksi jarrujen lämpenevän. Törmäystilanteessa sitoutunut energia kuluu rakenteiden muodonmuutoksiin. [12, s. 159]

Kun kappale törmää kiinteään kohteeseen, voidaan kappaleeseen kohdistuva työ laskea kaavalla [12, s. 160]

$$W = FS$$

jossa

W on tehty työ

F on kappaleeseen kohdistuva voima

S on kappaleen liikkuma matka

Tämä työ suorittaa muodonmuutokset törmäävässä kappaleessa.

Kappaleen kineettisen energian voi määrittää kaavalla [12, s. 161]:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2$$

jossa

E_k on liike-, eli kineettinen energia

m on kappaleen massa

v on kappaleen nopeus

Kappaleeseen kohdistuva voima on helpoimmin laskettavissa Newtonin toista lakia hyväksi käyttäen eli niin sanottua dynamiikan peruslakia. Newtonin toisen lain mukaan kappaleeseen kohdistuvat voimat muuttavat kappaleen liikettä ja mitä suurempi kappaleen massa on, sitä enemmän voimaa tarvitaan sen kiihdyttämiseen [12, s. 104]. Newtonin toisen lain kaava saadaan muotoon:

$$F = ma$$

jossa

F on voima

m on kappaleen massa

a on kappaleen kiihtyvyys

Newtonin toinen laki kertoo tässä muodossa ainoastaan törmäävän kappaleen seinään kohdistaman voiman, mutta Newtonin kolmannen lain mukaisesti: *Kahden kappaleen vuorovaikutuksessa kappaleet vaikuttavat toisiinsa vastakkaissuuntaisilla, mutta yhtä suurilla voimilla*. Näin ollen seinä kohdistaa törmäävään kappaleeseen yhtä suuren voiman [12, s.117].

Teorian soveltaminen törmäysvaimentimen suunnitteluun

Koska vaimentimen halutaan vaimentavan koko törmäys, voidaan edellisessä kappaleessa esitetty työn kaava saattaa muotoon:

$$E_k = W = FS$$

Kun mukaan sovelletaan Newtonin toinen laki, josta saadaan laskettua voima F , voidaan laskea kappaleen tarvitsema muodonmuutosmatka, kun kineettisen energian kaavan nopeus korvataan nopeuden muutoksella [13, s. 12]:

$$S = \frac{E}{F} = \frac{\frac{1}{2}m\Delta v^2}{ma}$$

Kun tiedetään vaimentamiseen kuluva matka, halutulla hidastuvuuden arvolla tarvitsee etsiä materiaali, mikä kykenee tuolla matkalla imemään itseensä tarpeeksi energiaa. Materiaalin valintaa varten tarvitsee haluttu voima monesti muuntaa paineeksi kaavalla:

$$F = pA$$

jossa

p on paine

A on pinta-ala

Laskennassa pinta-alana voidaan pitää törmäysvaimentimen halkileikkauksen pinta-alaa. Paine venymän funktiona saadaan materiaali valmistajan datalehdestä [13, s. 12]. Materiaalin riittävä vaimennuskyky voidaan edellä mainituilla tiedoilla määrittää materiaalin jännitys-venymäkuvaajasta. Kuvaajasta voi katsoa materiaalin venymän tietyllä

paineella, ja tämän kuvaajan alle jäävä pinta-ala kuvaa materiaalin energian sitomiskykyä.

3.2 Vaatimukset

Formula SAE -sääntökirjassa [11, s. 39] on annettu testille tarkat määritelmät, miten testi tulee suorittaa, sekä raja-arvot, joiden sisälle testi tulosten tulee asettua, jotta se on hyväksyttävissä:

- reen massa 300 kg
- reen nopeus 7 m/s
- testin aikana anti-intrusion -levyn tulee sijaita vähintään 50 mm päässä lähimmästä kiinteästä rakenteesta
- keskimääräinen hidastuvuus ei saa ylittää 20 g:n rajaa
- hetkellisen hidastuvuuden tulee olla 40 g tai alle
- törmäysvaimentimen tulee vaimentaa törmäystilanteessa vähintään 7350 J kineettistä energiaa

Reen massa 300 kg jäljittelee formulan omaa massaa kilpailutilanteessa. Reen massan tulee olla 300 kg, vaikka formulan kilpailupaino olisikin alle sen.

Lisäksi törmäysvaimentimen tulee kuvata ennen ja jälkeen törmäyksen, jolloin sen toimivuutta arvioidaan vielä kuvien perusteella. Testissä törmäysvaimennin tulee olla kiinnitettynä formulan bulkheadiin, koska bulkheadille sallitaan ainoastaan 25,4 mm:n pysyvä siirtymä törmäystilanteessa [11, s. 40]. Tästä syystä kuvassa tulee olla jokin mitayksikköjä näyttävä komponentti, jotta kuvasta voidaan todeta myös bulkheadin taipuma (kuva 11). Törmäykestestin jälkeen jokaisen osallistuvan kilpatallin tulee toimittaa järjestäjille törmäykestestin data, josta tulee käydä ilmi, miten testi on suoritettu, sekä tärkeimmät törmäysvaimentimen tiedot (liite 2).



Kuva 11. Ennen ja jälkeen törmäystestin otetut kuvat, joista käy ilmi pysyvät muodonmuutokset törmäysvaimentimen rakenteessa.

4 Simulointi Abaqus/CAE 6.13-1

Työssä tavoitteena on luoda toimiva törmäyssimulaatio Formula SAE -sääntökirjan mukaiselle törmäystestille sekä analysoida sen tuloksia ja tulosten todenmukaisuutta vertailemalla saatuja tuloksia aiemmin suoritettujen virallisten törmäystestien tuloksiin. Tavoitteisiin pyrkiminen aloitetaan suorittamalla vaahtomateriaaleille simuloitu puristustesti sekä törmäyssimulaatio toiminnan varmentaminen yksinkertaisella törmäyssimulaatiolla. Näiden testien jälkeen suoritetaan varsinainen FEM-analyysi törmäystestistä. Työssä pyritään myös luomaan perusta törmäyssimulaation luonnille ja selvittämään, voidaanko simulointia hyödyntää seuraavien formuloiden törmäysvaimentimia suunniteltaessa.

4.1 Valmistelu

Simulaation valmistelu aloitetaan materiaalitietojen keräämisellä. Corecell M80 -vaahdolle, eikä DB 6329W -uretaanivaahdolle ei löytynyt valmistajan ilmoittamaa jännitys-venymäkuvaajaa. Metropolia Motorsport oli kokeellisesti selvittänyt jännitys-venymäkuvaajat materiaaleille ja heiltä sain käyttöön materiaalien testidatan (liite 3, 4). Materiaali testidatan mukaiset jännitys-venymäkuvaajat eivät kuitenkaan toimi sellaisenaan Abaquksessa. Abaqus tunnistaa ainoastaan yhdelle voimalle yhden mahdollisen venymäarvon. Työssä käytettäville vaahdoille oli kuitenkin ominaista, että myötörajan jälkeen materiaali venyy pienemmällä kuormalla kuin mitä myötöraja on siihen asti, kunnes materiaali lähtee puristuslujittumaan. Myötörajoja laskemalla saadaan materiaali puhtaasti myötölujittuvaksi, ja näin ollen Abaqus hyväksyy materiaalitiedot.

Formulassa käytetyt metallimateriaalit bulkheadin materiaaliarvoja varten löytyvät Formulan Structural Equivalency Spreadsheet -lomakkeelta, josta ilmenee metalleille asetetut minimivaatimukset (liite 5). Metropolia motorsportin käyttämän Ruukin suurlujuusteräksen myötörajan tiedetään olevan n. 450 MPa, teräsputkelle suoritettujen kokeiden perusteella.

Simulointiin tutustuttiin Abaqus Analysis User's Manualin, sekä Getting Started With Abaqus -oppaan avulla, koska ohjelman käyttöä ei opeteta auto- ja kuljetustekniikan opinnoissa [14; 15].

Kun simulointimallia luodaan, pitää olla tarkkana käytetyistä yksiköistä. Koska Abaqus on pelkkä numeerinen ohjelma, ei Abaqus itsessään anna mitään yksiköitä vastauksilleen eikä syötettyihin laskenta-arvoihin voida syöttää yksiköitä. Seuraavasta taulukosta ilmenee Abaquksen vaatimat yksikkömuodot (taulukko1).

Taulukko 1. Abaquksen käyttämät yksiköt [14, 2.3.1]

Quantity	SI	SI (mm)	US Unit (ft)	US Unit (inch)
Lenght	m	mm	ft	in
Force	N	N	lbf	lbf
Mass	kg	tonne (10^3 kg)	slug	lbf s^2 /in
Time	s	s	s	s
Stress	Pa (N/m^2)	MPa (N/mm^2)	lbf/ft ²	psi (lbf/in ²)
Energy	J	mJ (10^{-3} J)	ft lbf	in lbf
Density	kg/m ³	tonne/mm ³	slug/ft ³	lbf s^2 /in ⁴

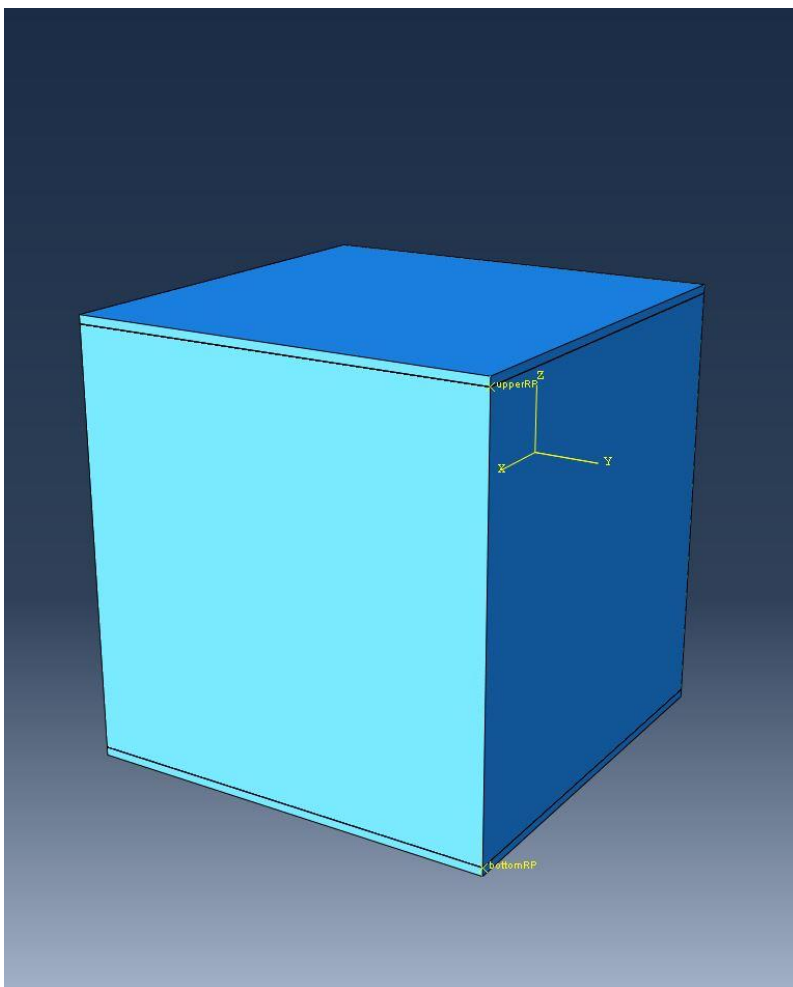
Esimerkiksi Catiasta suoraan siirretyt geometriat piirtyvät Abaquksessa mm -mitoilla ja näin ollen koko mallin laskenta tulee suorittaa SI (mm) -osion mukaisesti.

4.2 Simuloinnin testaus

Simuloinnin testi osuus koostuu kahdesta erilaisesta kevyestä simuloinnista, joissa toisessa vertaillaan syötetyn materiaalin ominaisuuksia todellisiin ominaisuuksiin simuloitulla puristustestillä ja toisessa varmennetaan törmäystilanteen toimivuus yksinkertaisella törmäykestestillä. Yksinkertaisella törmäykestestillä harjoitellaan myös törmäyssimulaation luomista ja ratkotaan siihen liittyviä ongelmia ennen varsinaista raskaampaa törmäyssimulaatiota.

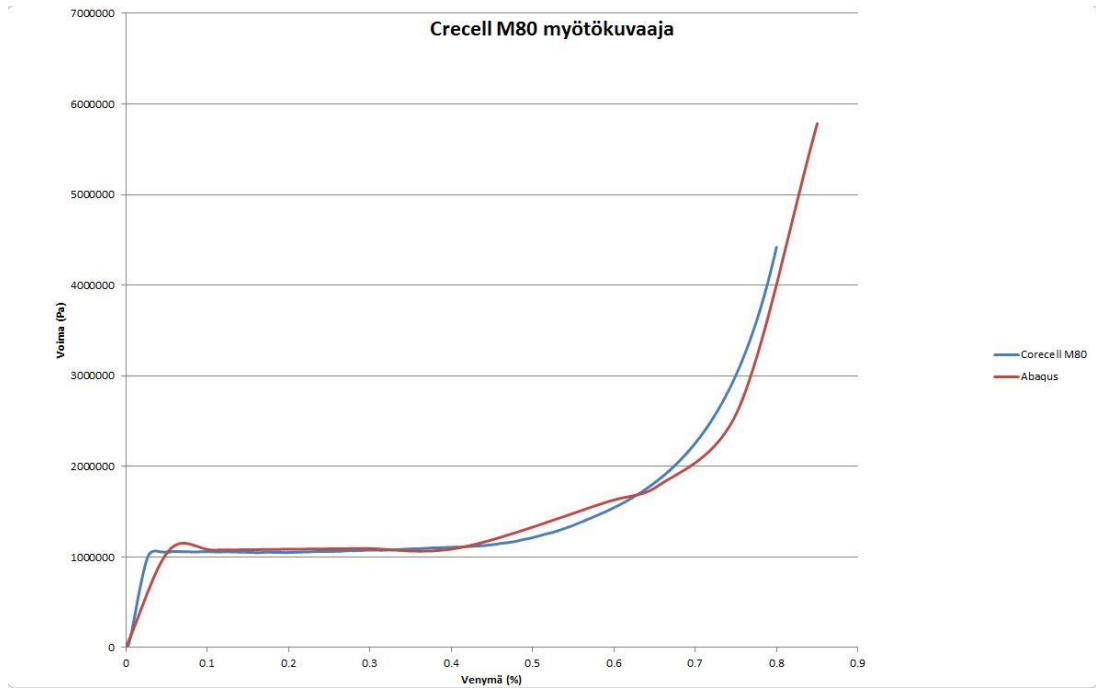
4.2.1 Materiaali testi

Materiaalitestissä Abaqukseen syötetään materiaalien ominaisuudet sekä jännitys-venymäkuvaajat ja suoritetaan simuloitu puristustesti. Simuloitun puristustestin jännitys-venymäkuvaajien tulee vastata todellisia jännitys-venymäkuvaajia mahdollisimman tarkasti. Simuloitu puristustesti suoritetaan mallintamalla kaksi jäykkää levyä sekä 100 * 100 * 100 mm:n mallinen muotoaan muuttava kuutio (kuva 12).

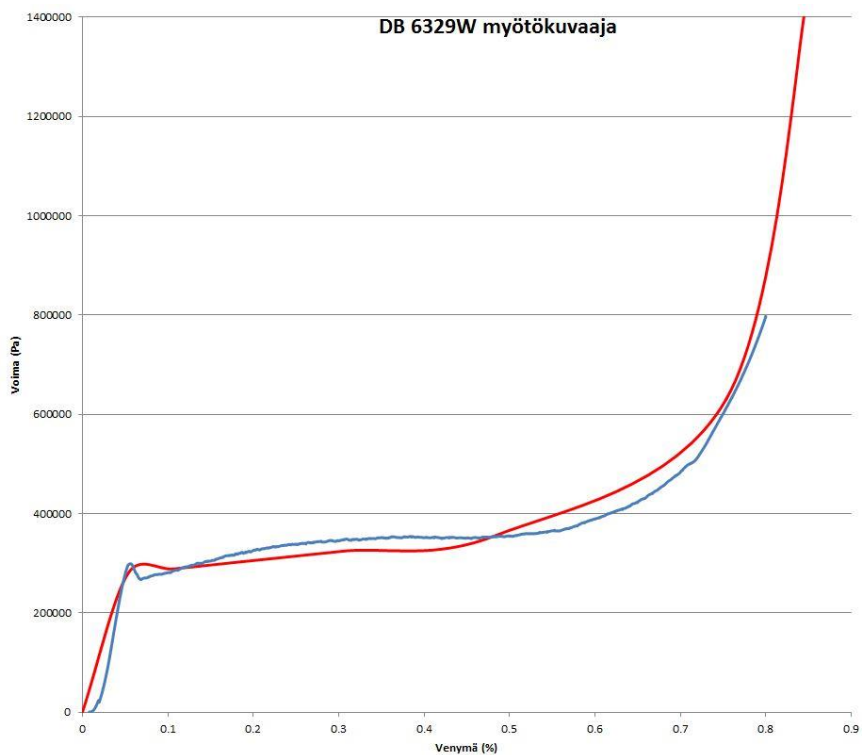


Kuva 12. Materiaalitestin kokoonpano Abaqus-ohjelmassa

Koska materiaalin oletetaan olevan homogeenista ympäri kuution, suoritetaan simulointi yhdellä C3D8R -elementillä. Simulaatiossa luodaan kontaktiparit kuution ja levyjen välille. Materiaali testin simuloinnissa käytetään Abaqus/Implicit -ratkaisijaa. Reunaehdoiksi asetetaan, että toinen levyistä pysyy paikoillaan ja toinen levyistä painuu 85 % kuution pituudesta toista levyä kohti. Levyn painuessa Abaqus-ohjelmaan on asetettu mitattaviksi suureiksi levyn liikematka ja liikematkaan tarvittava voima. Nämä tiedot yhdistämällä materiaaleille saadaan luotua jännitys-venymäkuvaajat, joita voidaan verrata todellisiin materiaaleille suoritettuihin puristustesteihin (kuvat 13 ja 14).



Kuva 13. Corecell M80 -puristustestillä ja Abaquksen simuloinnilla saadut myötökuvaajat



Kuva 14. DB 6329W -polyuretaanivaahdon puristustestillä ja Abaquksen simuloinnilla saadut myötökuvaajat

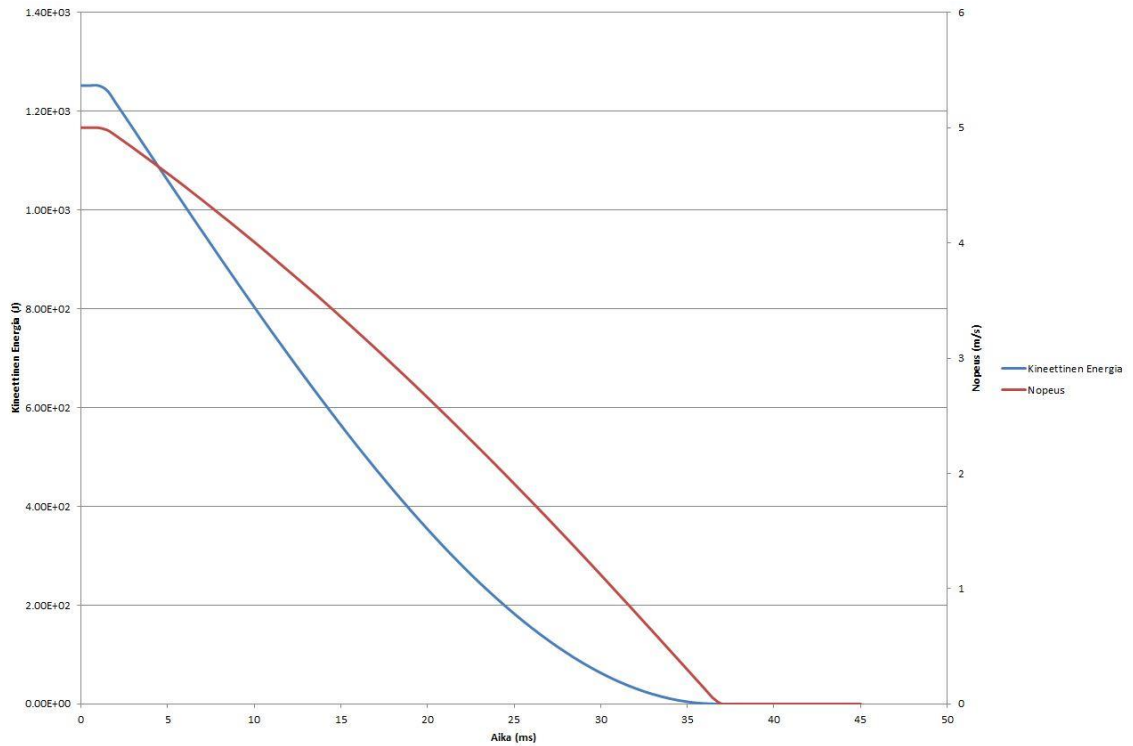
Simuloinnista saadut materiaaliominaisuudet poikkeavat hieman todellisen puristustestien tuloksista. Materiaaliominaisuudet poikkeavat kuitenkin niin vähän todellisista arvoista, että niillä tuskin on isoa vaikutusta lopullisen simulaation tuloksiin. Materiaalitestien voidaankin katsoa onnistuneen. Materiaalien myötörajalta huomattu lievä voimien väheneminen ennen muokkauslujittuvuutta on saatu aikaiseksi Abaquksen Crushable Foam -materiaalimallilla.

4.2.2 Yksinkertainen törmäysanalyysi

Yksinkertaisessa törmäystestissä suoritetaan nimen mukaisesti yksinkertaiselle osalle simuloitu törmäystesti. Yksinkertaisella simulaatiolla harjoitellaan ja luodaan myös pohja varsinaista törmäyssimulaatiota varten (liite 6).

Yksinkertainen törmäysanalyysi aloitetaan luomalla Abaqukseen kokoonpano, joka sisältää reen, seinän sekä yksinkertaisen kappaleen. Yksinkertainen muotoaan muuttava osa on halkaisupinta-alaltaan 10000 mm^2 ja 200 mm pitkä suorakulmio. Kokoonpanossa seinä määritetään paikoilleen kiinnitysreunaehdolla sekä törmääville kappaleille eli reelle ja yksinkertaiselle kappaleelle määritetään alkunopeus. Yksinkertainen kappale on kiinnitetty rekeen Tie -komennolla sekä kokoonpanolle on määritetty yleinen kontaktiehto (liite 6). Yksinkertaisessa törmäysmallissa käytettiin elementtityyppeinä seinälle ja reelle R3D4 -elementtejä sekä yksinkertaiselle muotoaan muuttavalle osalle C3D8R -elementtejä.

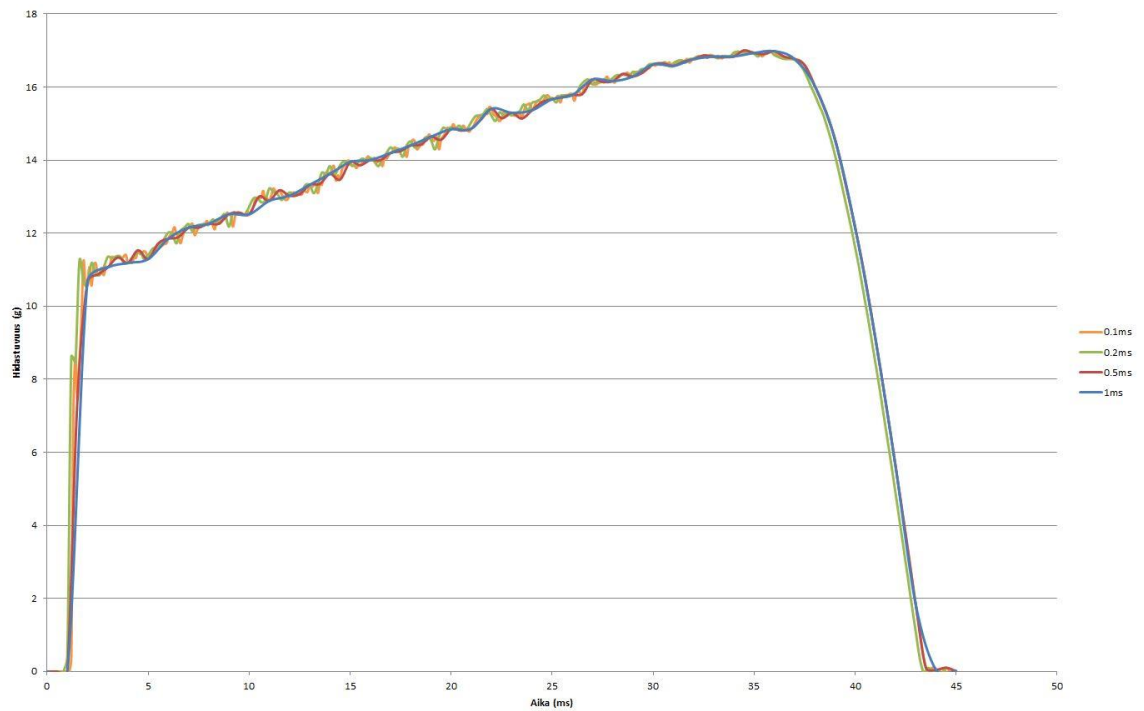
Yksinkertaisen törmäysanalyysin pääpaino on seurata kappaleen kineettistä energiaa sekä nopeutta. Kun kappaleen kineettinen energia on kulunut vaimentimen muodonmuutokseen, tulee myös kappaleen pysähtyä. Näillä mitta-arvoilla arvioidaan simulaation toimivuutta. Näin ollen kineettisen energian 0-pisteen sekä nopeuden 0-pisteen tulee sijaita samalla kohdalla aikajanaa (kuva 15).



Kuva 15. Yksinkertaisen törmäysanalyysin kineettisen energian ja nopeuden kuvaajat

Koska 0-pisteet sijaitsevat samoissa kohdissa eikä kuvaajissa esiinny poikkeavia heit-toja tai epäsäännöllisyyksiä, voidaan katsoa törmäyssimulaation onnistuneen.

Yksinkertaisella törmäykestillä haluttiin myös kokeilla näytteenottataajuuden vaikutusta simulaation lopputuloksiin ja simulaation laskenta-aikaan. (kuva 16).



Kuva 16. Neljällä eri näytteenottotaajuudella suoritettu yksinkertainen kolarisimulaatio

Kuvaajasta huomataan, että kaikilla näytteenottotaajuuksilla lopputulokset ovat erittäin lähellä toisiaan. Simulaatioiden laskenta-ajat kirjattiin (taulukko 2) ja niiden perusteella päädyttiin käyttämään 0,5 ms:n näytteenottotaajuutta. 0,5 ms:n näytteenottotaajuus ei vaikuta merkittävästi laskentanopeuteen. Testin aikana paljastui myös, että näytteenotto taajuus vaikuttaa oleellisesti Abaquksen antamaan tulostiedoston kokoon (taulukko 3). Myös tämä tukee 0,5 ms:n näytteenottotaajuutta, koska tällöin tiedoston koko pysyy resurssien puitteissa.

Taulukko 2. Laskenta-aikavertailu eri näytteenottotaajuuksilla

Näytteenottotaajuus (ms)	Laskenta-aika (s)
1	159,3
0,5	160,3
0,2	164,4
0,1	168,6

Taulukko 3. Näytteenottotaajuuksien vaikutus oheistiedostokokoihin

Näytteenottotaajuus (ms)	Tiedostokoko (MB)
1	29,4
0,5	47,3
0,2	101
0,1	190

4.3 Törmäyssimulaatiomallin luominen

Törmäys simulaatio päätettiin suorittaa ensin pelkälle vaimentimelle ja ainoastaan tarvittaessa simulaatioon lisätään bulkheadin, koska laskentaresurssit ja käytettävissä oleva aika ovat rajalliset. Bulkheadin pois jättäminen lyhentää laskenta-aikaa huomattavasti, koska metallilla on huomattavasti muita materiaaleja isompi kimmokerroin sekä tiheys ja näiden suhde vaikuttaa Abaquksessa huomattavasti asetettavaan initial time increment -arvoon, joka vaikuttaa oleellisesti ohjelman laskentanopeuteen. Myös bulkheadin geometria on monimutkaisempi kuin pelkkien vaahto-osien ja se johtaa pienempiin elementtikokoihin, joka on myös ratkaiseva tekijä laskentanopeuden suhteen. Kimmokertoimen ja tiheyden suhde sekä käytetyt elementtikoot vaikuttavat asetettavaan initial time increment -arvoon seuraavan yhtälön mukaisesti [14, 6.3.3]:

$$\Delta t \approx \frac{L_{min}}{c_d}$$

jossa

L_{min} on pienin käytetty elementtikoko

c_d on aallonnopeus kappaleessa

Aallon nopeus saadaan arvioitua kaavalla:

$$c_d \approx \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

jossa

E on materiaalin kimmokerroin

ρ on materiaalin tiheys

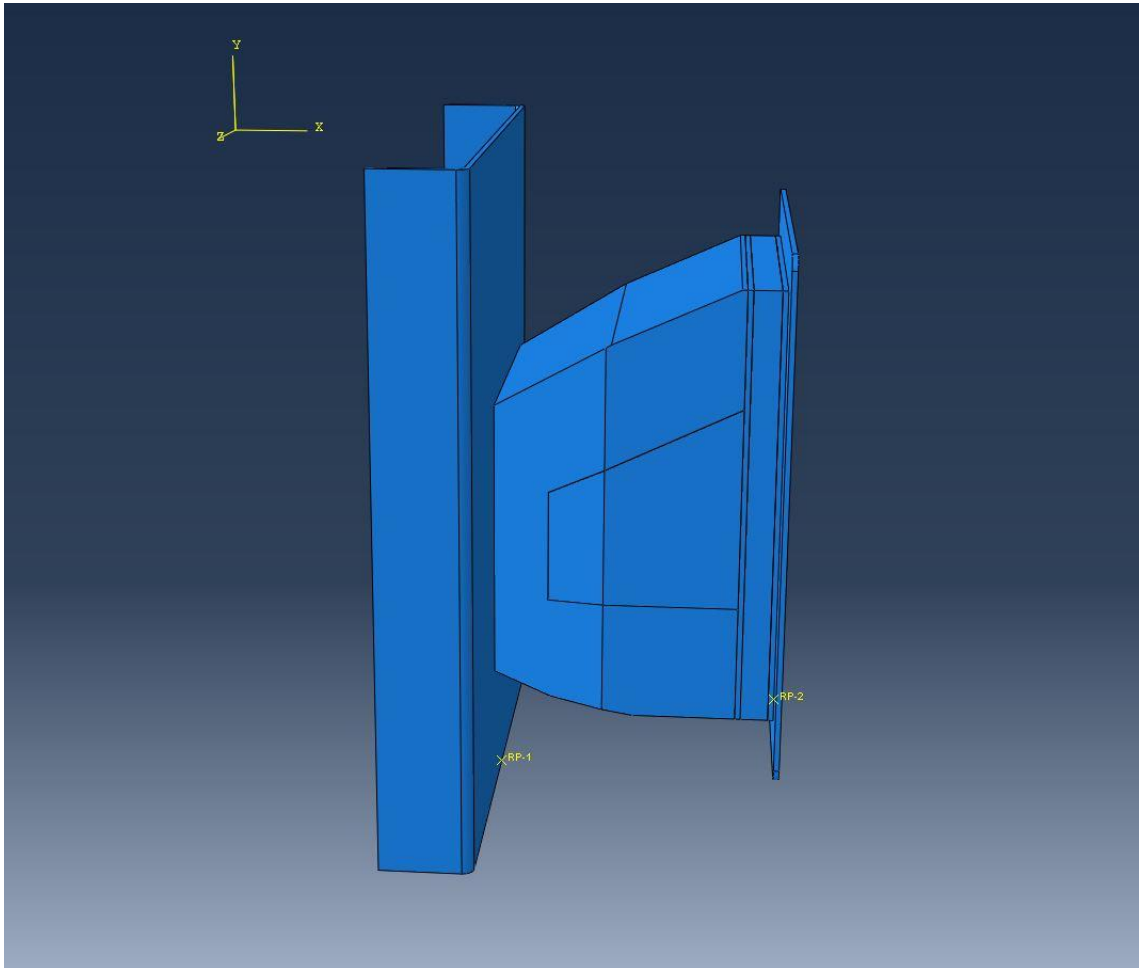
4.3.1 Mallin aloitus ja materiaalimallit

Simulaation luominen vastaa suurelta osin yksinkertaisen törmäyssimulaation luomista, eli simulaation luominen aloitetaan siirtämällä simulaatioon haluttavien kappaleiden geometriat Abaqukseen. Kun kappaleiden geometriat on siirretty, luodaan materiaalimallit. Työssä käytettäviä materiaaleja ovat Corecell M80 -vaahto, DB 6329W -polyuretaanivaaho sekä hiilikuitu. Materiaalitietojen luonnissa syötetään materiaaleille ensin perustiedot eli tiheys, kimmokerroin sekä Poissonin luku. Perustietojen syöttämisen jälkeen materiaalitietoihin syötetään materiaalitestin simulaatiossa varmennetut voimat sekä venymäarvot eli luodaan jännitys-venymäkuvaajat materiaaleille Abaqukseen. Vaahtomateriaalit päätetään luoda crushable foam -mallilla, koska tämä malli kuvaa parhaiten työssä käytettävien vaahtomateriaalien käyttäytymistä [14, 23.3.5]. Crushable foam -malliin tarvitsee syöttää vielä puristus -myötölujuuden suhde sekä hydrostaattinen myötösuhde. Koska kyseiset arvot eivät ole tiedossa, käytetään arvoina Abaquksen ohjekirjan suosittelemia yleisarvoja [14, 23.3.5]. Hiilikuitulevyjä sandwich-rakenteessa ei koettu tarpeellisiksi mallintaa Abaqukseen komposiittirakenteina, koska niiden käyttäytymisellä ei niiden sijainnin vuoksi ole oleellista vaikutusta vaimentimen toimintaan. Hiilikuitulevyt on mallinnettu Abaqukseen vastaavasti kuin esimerkiksi metallilevy. Tällöin Abaqus ei ota huomioon hiilikuitupunoksien suuntia ja niiden hajomista vaan levy taipuu metallilevyn tavoin. Hiilikuitulevyille syötetään ainoastaan tiheys, kimmokerroin ja Poissonin luku. Vaahtomateriaaleille on törmäys simulaatiossa ehdotonta luoda jännitys-venymäkuvaajat, koska törmäyksessä materiaalit muuttavat muotoaan voimakkaasti. Jännitys-venymäkuvaajan luonnilla ohjelma osaa ottaa huomioon osien muokkauslujittuvuuden, joka on oleellinen tieto vaimentimen toiminnan kannalta simulaatiossa.

Materiaalitietojen luomisen jälkeen osille määritetään luodut materiaalimallit, jotta ohjelma osaa laskea halutut osat oikeilla materiaalien arvoilla.

4.3.2 Kokoonpano ja reunaehdot

Kokoonpanossa osat määritellään omille paikoilleen (kuva 17).



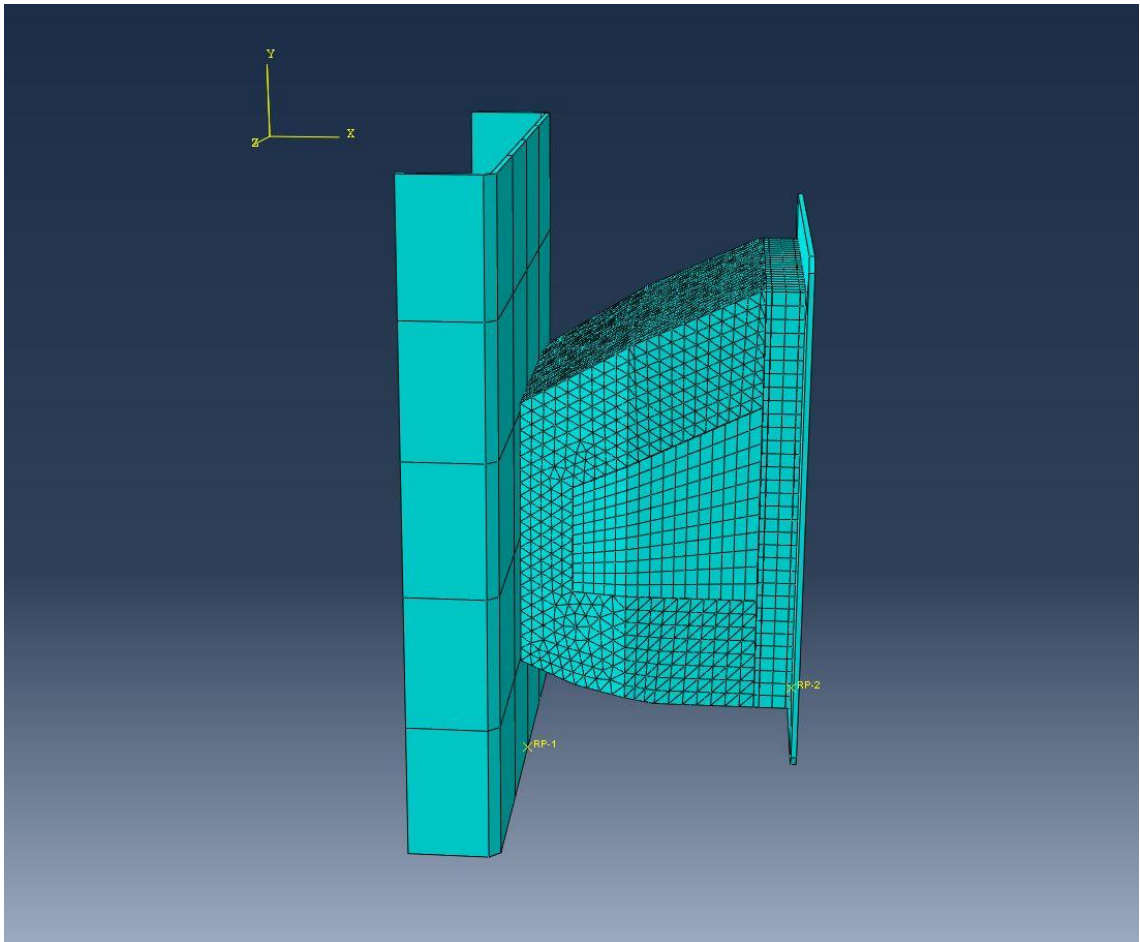
Kuva 17. Osat aseteltu paikoilleen Abaquksen kokoonpanossa

Kokoonpanon jälkeen voidaan määrittää simulaation reunaehdot ja vapausasteet. Jotta simulaatio olisi luonteva, määritetään seinä ja reki jäykiksi osiksi, eli ne eivät muuta muotoaan simulaatiossa. Tämä tehdään sen takia, että todellisessa törmäystestissä seinä ja reki ovat huomattavasti testattavaa osaa jäykempiä eikä niiden vaikutusta tarvitse huomioida simulaatiossa. Seinä määritetään kiinnitysreunaehdolla paikoilleen, jolloin se ei pääse liikkumaan missään tilanteessa mihinkään suuntaan, koska sen kaikki vapausasteet on estetty. Reelle määritetään alkunopeudeksi vaatimusten mukaisesti 7 m/s sekä reen vapausasteet estetään kaikkiin muihin paitsi x-akselin suuntaan. Näin ollen reki voi liikkua ainoastaan kokoonpanossa seinää kohti eikä reki voi kiertyä törmäyksen edetessä.

Simulaatiossa käytetään kontaktiparien sijaan yleistä kontaktiehtoa, koska se on isommassa kokoonpanossa huomattavasti helpompi määrittää kuin lukuisat eri kontaktiparit. Simulaatio suoritetaan törmäyksen dynaamisen luonteen vuoksi Abqus/Explicit -ratkaisijalla.

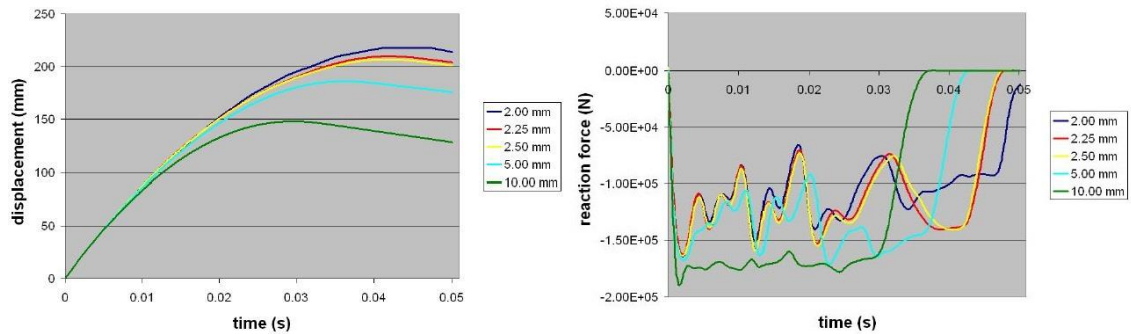
4.3.3 Elementtiverkot

Elementtiverkot luodaan kappaleiden geometrioihin (kuva 18). Työssä käytetään elementtityyppinä reelle ja seinälle R3D4 -elementtejä ja törmäysvaimentimen päällikerokselle C3D10M -elementtejä ja lopuille kokoonpanon osille elementtityypiksi on asetettu C3D8R. Koska elementtiverkko ei ole suoraan yhteensopiva, on työssä käytetty elementtien sidosyhtälönä Tie -komentoa.



Kuva 18. Elementtiverkot luotuna kappaleiden geometrioihin

Koska elementtiverkon tiheyden tiedetään vaikuttavan simuloinnin lopputulosten tarkkuuteen, pyritään käyttämään mahdollisimman tiheää elementtiverkkoa. Tiheämmällä elementtiverkolla saadaan pienennettyä työssä esiintyvää diskretointivirhettä. Tutkimusten perusteella on olemassa raja, jossa elementtiverkon tihentäminen ei vaikuta enää oleellisesti lopputuloksiin (kuva 19) [16 s. 85-86]. Työssä käytetään 10 mm tiheää elementtiverkkoa, koska pienemmillä elementeillä simulaation laskenta-aika kasvaa liian suureksi aiemmin annetun time increment -kaavan mukaisesti.

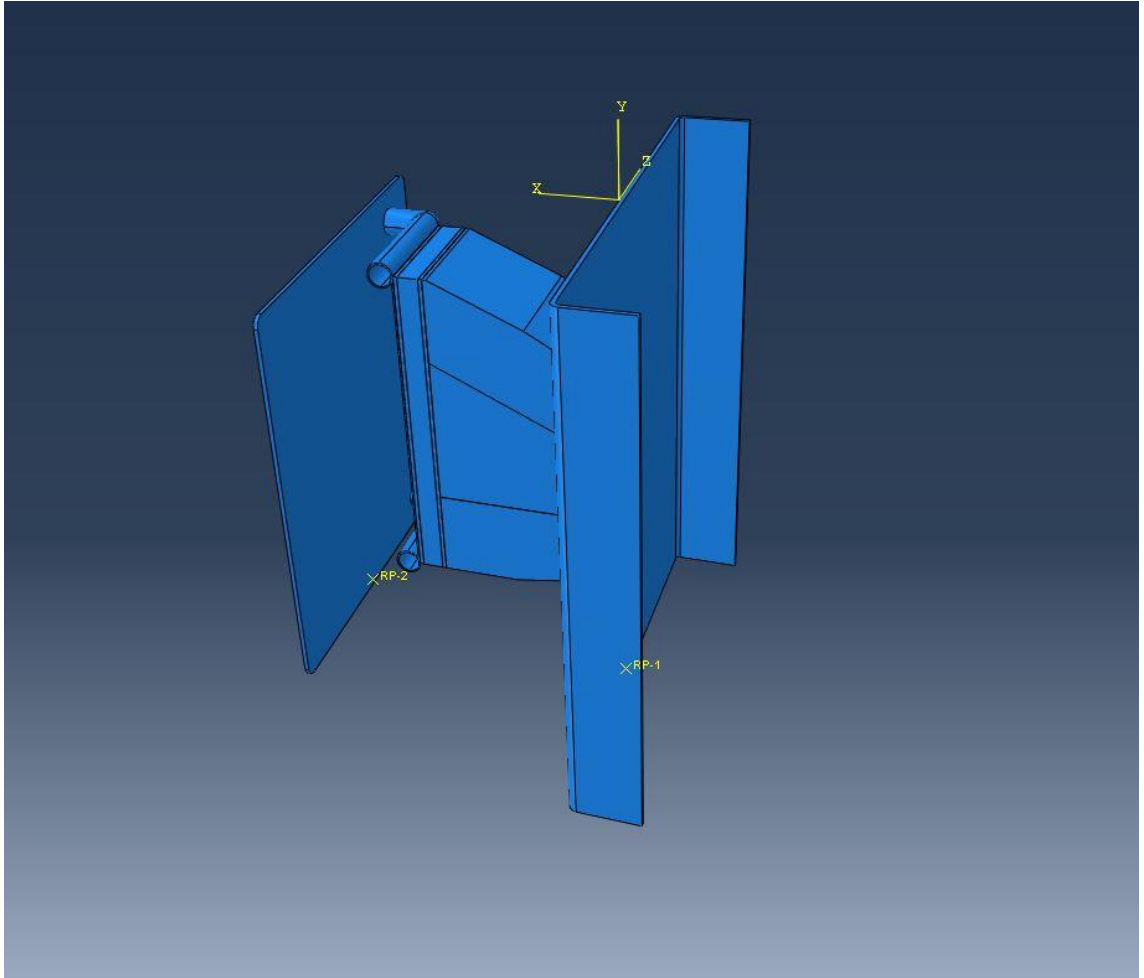


Kuva 19. Abaquksessa simuloitun henkilöauton etuisan törmäystestistä mitatut siirtymät ja voimat erikokoisilla elementeillä laskettuna [16, s. 85]

Ensimmäisissä simulaatioissa paljastui virhe, joka johti työn laskennan keskeytymiseen. Virhe tapahtui törmäystilanteessa, kun kappale muutti muotoaan ja luotu elementtiverkko alkoi painua kasaan. Laskenta keskeytyi aina, kun Abaqus katsoi elementtiverkon olevan liian vääristynyt laskennan jatkamiseksi. Virheen korjaamiseksi määritettiin kappaleelle elementtityypinmääritysvalikosta distortion control -asetus päälle, mikä lieventää elementtiverkon vääristymistä törmäystilanteessa. Kun distortion control -asetus oli päällä, saatiin simulaation laskenta suoritettua.

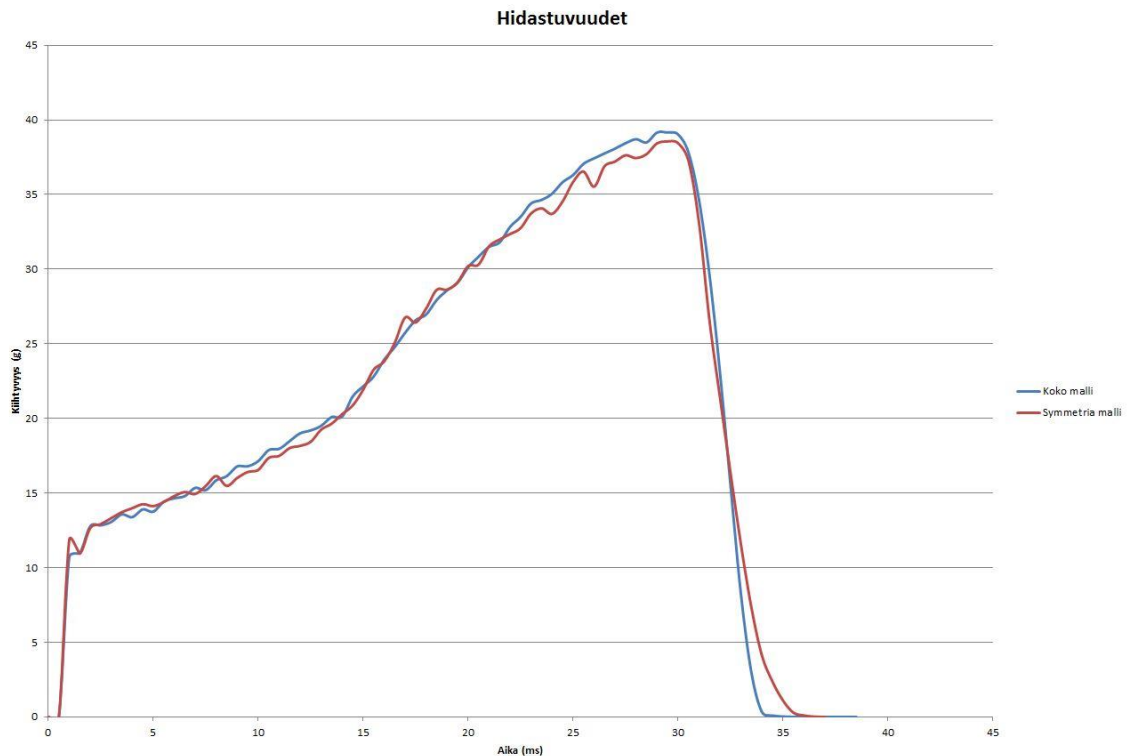
4.3.4 Täydellisen kokoonpanon simulaatiomallin luominen

Koska pelkän törmäysvaimentimen simulaatiosta saadut tulokset poikkeavat huomattavasti oikean törmäystestin tuloksista, päätettiin simulaatio suorittaa myös täydelliselle kokoonpanolle. Koska täydellinen kokoonpano on erittäin raskas simuloida, päätettiin simuloitava malli puolittaa symmetria reunaehdolla ja näin saadaan laskenta-aikaa pienennettyä huomattavasti (kuva 20).



Kuva 20. Törmäysvaimennin ja bulkhead tuotuna puolikkailla geometrioilla Abaqukseen

Symmetria reunaehdolla puolitetun mallin lopputulosten tarkkuutta kokeillaan ensin pelkälle törmäysvaimentimelle suoritettulla simuloinnilla, jonka tuloksia vertaillaan ilman symmetriaa suoritettun simulaation tuloksiin (kuva 21).



Kuva 21. Vertailukuvaaja pelkälle törmäysvaimentimelle suoritetusta törmäysanalyysistä kokonaisella mallilla sekä puolikkaalla mallilla symmetriaa hyödyntäen

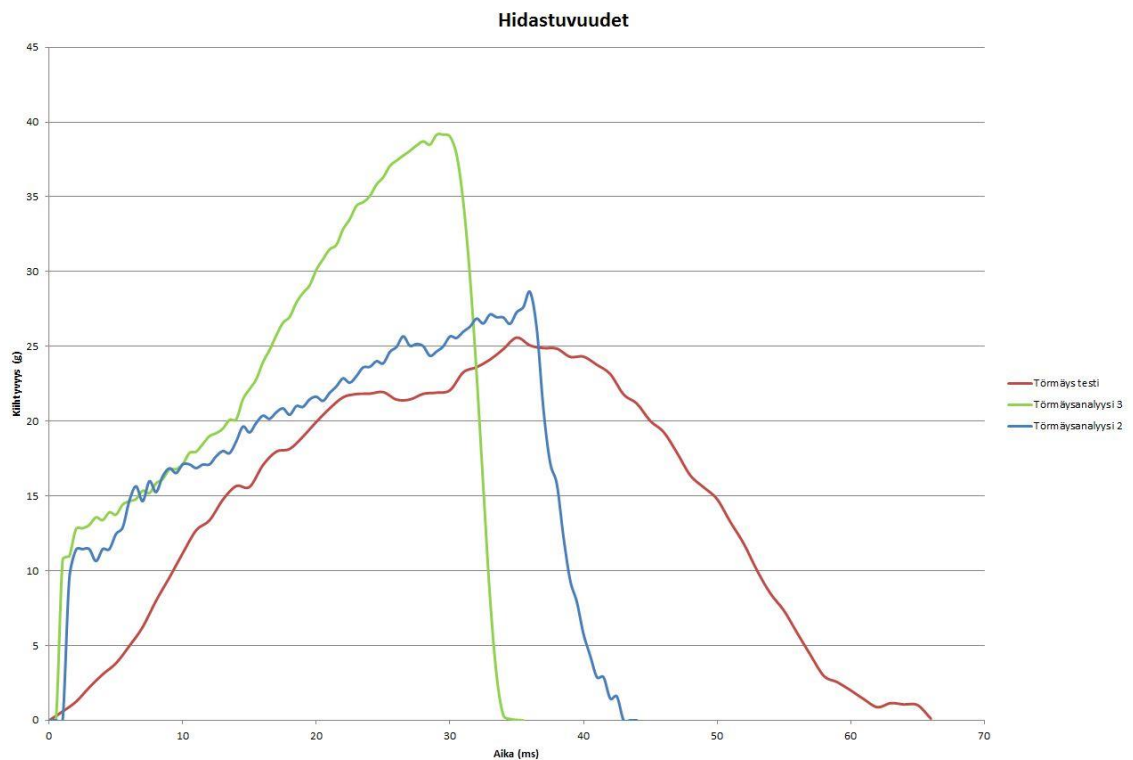
Vertailussa ei havaita suuria eroja tulosten välillä, joten symmetriaa voidaan käyttää täydellisen kokoonpanon simulointiin.

Täydellisen kokoonpanon luonti aloitetaan tuomalla bulkheadin geometria Abaqukseen, jossa bulkhead sidotaan Tie -komennolla jo kokoonpanossa olevaan törmäysvaimentimeen. Bulkheadille määritetään elementtityypiksi C3D10M sen monimutkaisen geometrian vuoksi. Symmetria reunaehto määrätään kokoonpanon halkaisu reunalle, jonka suhteen kappale on symmetrinen. Bulkheadia varten Abaqukseen luodaan materiaali-malli teräkselle, johon syötetään tiheys, kimmokerroin, Poissonin luku sekä tiedossa oleva isotrooppinen myötöraja. Isotrooppisen myötärajan luomiseen teräkselle käytetään plastic -mallia, koska se on tarkoitettu mallintamaan normaaleja metallien muodonmuutoksia [14, 23.2.1].

4.4 Simuloinnin tulokset

Ensin simuloitun pelkän vaimentimen hidastuvuudet poikkesivat huomattavasti oikeasta törmäystestistä saaduista arvoista (kuva 22). Koska oikeassa testissä bulkhead myötää ja tämä voi vaikuttaa hidastuvuuteen kasvaneen muodonmuutosalueen, sekä teräksen plastisoitumisen myötä. Tämän takia koettiin tarpeelliseksi ajaa simulaatio myös täydelliselle kokoonpanolle. Vaikka täydellisen kokoonpanon simulointi veikin aikaa ja laskentaresursseja huomattavasti, sen tarpeellisuus oli perusteltua kyseisessä tilanteessa. Symmetria reunaehdolla laskenta-aikaa saatiin lyhennettyä hyväksyttäväksi, mutta se vei silti melko pitkään. Symmetriaa hyödyntäen laskenta aika täydelliselle kokoonpanolle oli 6 h 56 min 29s. Vertailuna voidaan pitää pelkälle törmäysvaimentimelle suoritettua laskentaa, jonka laskenta aika oli 36 min 50 s.

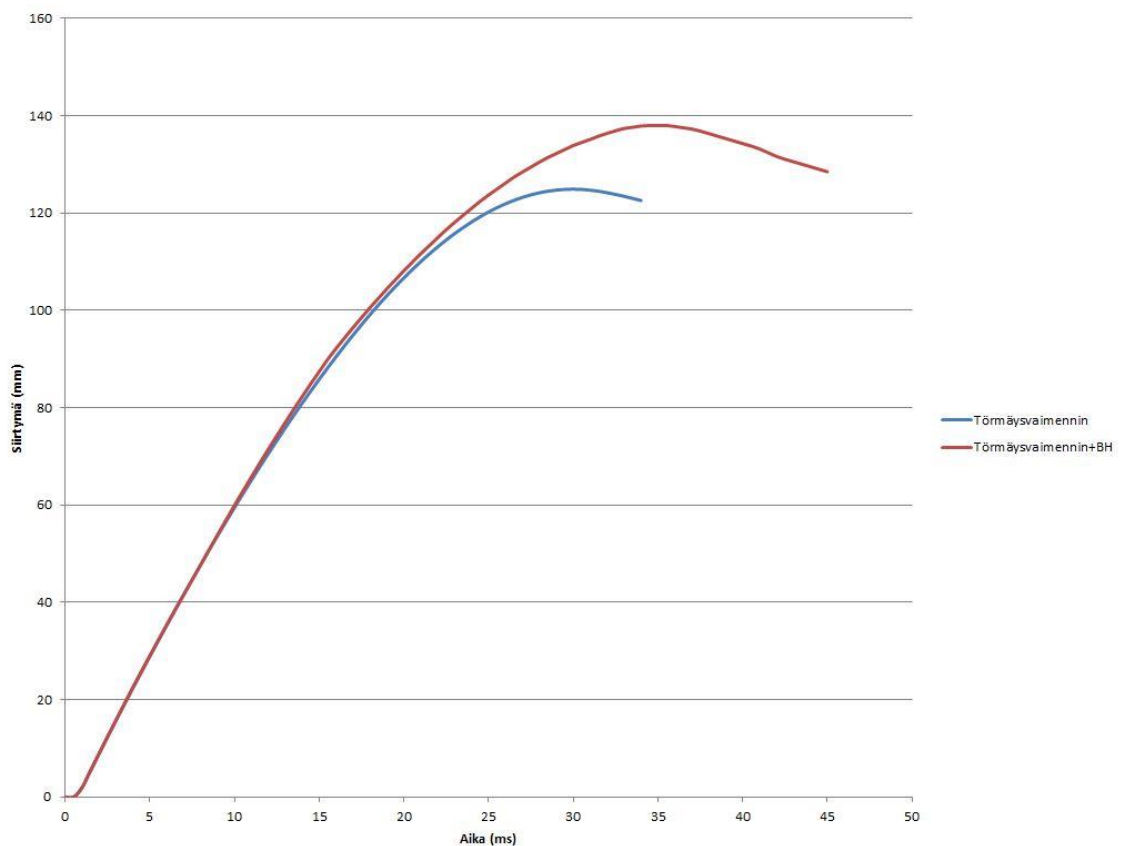
Täydelliselle kokoonpanolle tehdyn simuloinnin lopputulokset ovat lähempänä todellisuutta (kuva 22). Vaikka tuloksissa on poikkeamia, voidaan törmäystestin simulointia pitää onnistuneena.



Kuva 22. Mitatut hidastuvuudet törmäystestistä sekä törmäysanalyseistä

Kiihtyvyyksistä huomataan, että vaikka pelkän törmäysvaimentimen simulaatiossa huippuhidastuvuus jää alle säännöissä annetun 40 g:n maksimiarvon, niin keskihidastuvuus ei ole sallittujen rajojen sisällä. Keskihidastuvuudelle on annettu maksimiarvo 20 g ja simulaatiosta saatujen tulosten perusteella keskihidastuvuus on 23,2 g. Täydellisen kokoonpanon maksimihidastuvuus on n. 28,6 g ja keskihidastuvuus on 17,6 g. Näin ollen myös simulaatiosta saadaan hyväksyttävät tulokset törmäystestistä.

Simulaatiosta mitattiin myös kappaleen muodonmuutos matkaa. Matkaa mitattiin mitaamalla reen siirtymää simulaation aikana (kuva 23). Kuvaajasta käy ilmi myös simulaatiosta saatu törmäyksen pysähtymisaika.

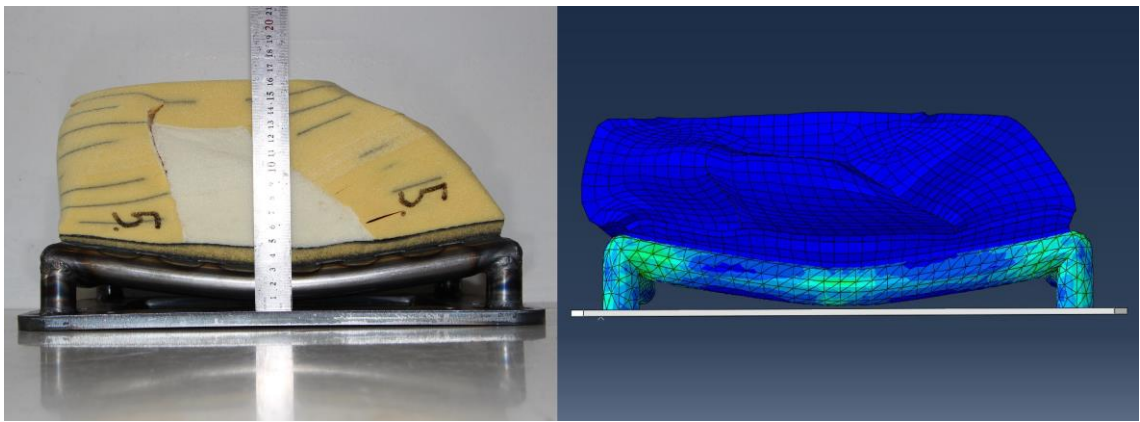


Kuva 23. Simulaatiosta mitattu muodonmuutos matka pelkälle törmäysvaimentimelle sekä täydelliselle kokoonpanolle

Suoritetusta oikeasta törmäystestistä saatujen tietojen mukaan, vaimentimen muodonmuutos matka törmäyksessä oli 130 mm ja pysähtymisaika 66 ms. Kuvaajasta nähdään, että simulaatioiden pysähtymisajat olivat 30 ms ja 36 ms. Kokoonpanojen muodonmuutos matkat olivat 125mm ja 143mm. Muodonmuutos matkat ovat melko

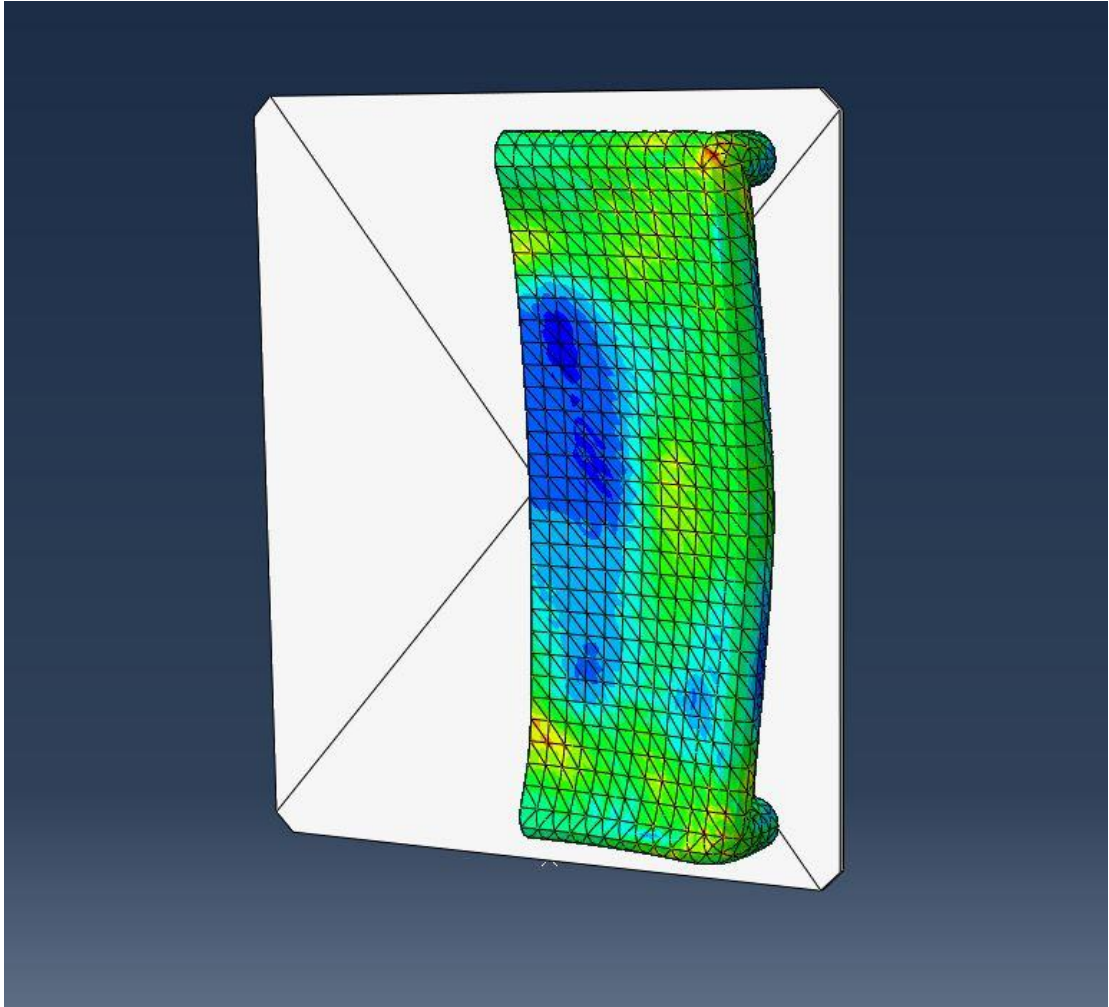
lähellä todellista muodonmuutosmatkaa, mutta pysähtymisajoissa oli odotettavissakin heittoa jo hidastuvuus kuvaajien perusteella. Maksimi muodonmuutosmatkan jälkeen kuvaajasta näkee kun kappale palautuu osittain muotoonsa. Täydellisellä kokoonpanolla palautuminen on huomattavasti isompi bulkheadin jouston takia. Lopullinen bulkheadin vääntymä on todellisissa testeissä 23 mm ja simulaatiossa 18 mm.

Simulointia voidaan pitää myös visuaalisesti onnistuneena, koska vaimentimen muoto törmäyksen jälkeen vastaa melko hyvin todellisen vaimentimen muotoa sille ajetun törmäyksen jälkeen (kuva 24). Myös kappaleen muodonmuutokset törmäyksen aikana ovat lähes vastaavia kuin todellisessa testissä.



Kuva 24. Kuvassa lopputilanne simuloitulle törmäysvaimentimelle sekä olemassa olevalle törmäysvaimentimelle

Simuloinnin lopputuloksista voidaan myös nähdä voimien siirtyminen bulkheadiin ja anti-intrusion -levyyn (kuva 25). Tämä tieto on hyödyllinen simuloinnissa, koska sillä voidaan nähdä, mihin kohti törmäysvaimennin ohjaa voimat ja tarvittaessa niitä kohtia voidaan vahvistaa.



Kuva 25. Bulkhead irroitettuna muusta kokoonpanosta Abaqus -ohjelmassa

Erot törmäysanalyysien hidastuvuuksissa verrattuna oikeaan törmäystestiin johtuvat todennäköisesti siitä, että Abaquksessa materiaaleille ei ole määritetty murtolujuutta. Suurnopeuskameralla kuvatusta törmäystestin videosta sekä lopputilannekuvasta nähdään kuitenkin, että törmäysvaimennin murtuu törmäys tilanteessa. Vaahtomateriaalin murtuminen sallii osittain lisää liikettä vaimentimen osille, mikä todennäköisesti vaikuttaa hidastuvuuteen. Myös materiaali mallien tarkemmalla kalibroimisella Abaqukseen olisi päästy tarkempiin lopputuloksiin.

5 Yhteenveto

Tämän insinööriyön tavoitteena oli suorittaa törmäyssimulaatio Formula Student -kilpa-autolle sekä arvioida, voitaisiinko insinööriyötä hyödyntää yhtenä suunnittelu työkaluna seuraavaa törmäysvaimenninta suunniteltaessa.

Työ aloitettiin tutustumalla törmäysvaimentimien vaatimuksiin ja simuloitavaan törmäysvaimentimeen sekä fysiikkaan törmäyksen taustalla. Samaan aikaan kun tutustuttiin aiheeseen, perehdyttiin Abaqus -ohjelmaan Abaqus Analysis User's Guiden sekä Gettin Started With Abaqus-oppaan avulla [14; 15]. Abaqus ohjelmaan perehtyminen vaati erittäin paljon aikaa, koska Abaquksen käyttöä ei opeteta auto- ja kuljetustekniikan opinnoissa. Aiheeseen tutustumisen ja simulaatio ohjelman käytön opiskelun jälkeen kerättiin tarvittavat materiaalitiedot ja 3D-mallit sekä aloitettiin simulaatioiden suunnittelu ja toteutus.

Ongelmia ja paljon työtä insinööriyössä aiheutti Abaquksessa törmäyksen simulointi. Simuloinnissa suurin ongelma oli saada simulointimalli toimimaan halutulla tavalla.

Insinööriyössä kuitenkin päästiin mielestäni tavoitteisiin ja saatiin suoritettua toimiva törmäyssimulaatio törmäysvaimentimelle, minkä lisäksi opinnäytetyötä voi mielestäni hyödyntää myös tulevaa vaimenninta suunniteltaessa. Esimerkkinä simulaatiolla olisi huomattu jo suunnitteluvaiheessa se, että vaimennin todennäköisesti täyttää sääntökirjan vaatimukset ainoastaan bulkheadin vääntyessä. Tähän olisi voitu puuttua vaimentimen rakenteen muuttamisella jo ennen valmistusta, koska bulkheadin taipuma on erittäin lähellä sallitun rajoja ja optimaalisen vaimentimen toiminnassa bulkhead ei pääse vääntymään. Simuloinnilla olisi kyetty välttämään bulkheadin taipuminen todennäköisesti kokonaan. Simulointia voidaan hyödyntää myös voimien jakautumisen seurantaan. Simuloinnissa näkee voimien jakautumisen bulkheadin sekä anti-intrusion -levyn eri puolille, ja tarvittaessa vaimentimeen voidaan tehdä muutoksia, jos voimia halutaan ohjata tiettyihin paikkoihin levyssä tai bulkheadissa.

Tätä insinööriyötä voi jatkaa suunnittelemalla seuraavan formulan törmäysvaimentimen käyttäen työssä tarjottuja tietoja. Työssä voidaan vertailla simuloinnilla eri materiaalien hyötyjä ja haittoja törmäysvaimenninta suunniteltaessa sekä verrata FEM-analyysin tuloksia törmäysvaimentimille myöhemmin suoritettavien törmäystestien tuloksiin. Näin päästäisiin paremmin vertailemaan simuloinnin hyötyjä suunnittelun työka-

luna törmäysvaimenninta suunniteltaessa ja nähtäisiin, voitaisiinko simuloinnilla saada taloudellista hyötyä vaimentimien testausvaiheessa.

Työssä onnistuttiin resurssien puitteissa luomaan pohja tulevien törmäysvaimentimien simuloinneille. Simuloinnin hyötyä suunnittelun työkaluna oli kuitenkin vaikea arvioida, koska FEM-analyysin tuloksia verrattiin jo valmiiksi rakennetun törmäysvaimentimen testituloksiin ja näin ollen varsinaista suunnittelutyötä ei tämän insinööriyön puitteissa ole suoritettu. Hyötyä kuitenkin havaittiin vaimentimen toiminnan ennustamisessa ja siinä, että mahdollisiin epäkohtiin voitaisiin puuttua jo ennen vaimentimen rakentamista, jos simulaatiota hyödynnetään suunnittelussa. Insinööriyön laajuus olisi ollut mielestäni hyvä, jos Abaqus -ohjelmiston käytöstä olisi ollut jo valmiiksi enemmän kokemusta. Näin ollen työssä ei olisi kulunut niin paljon aikaa ohjelmiston käytön harjoitteluun ja ongelmien ratkaisuun simulointi tilanteissa.

Lähteet

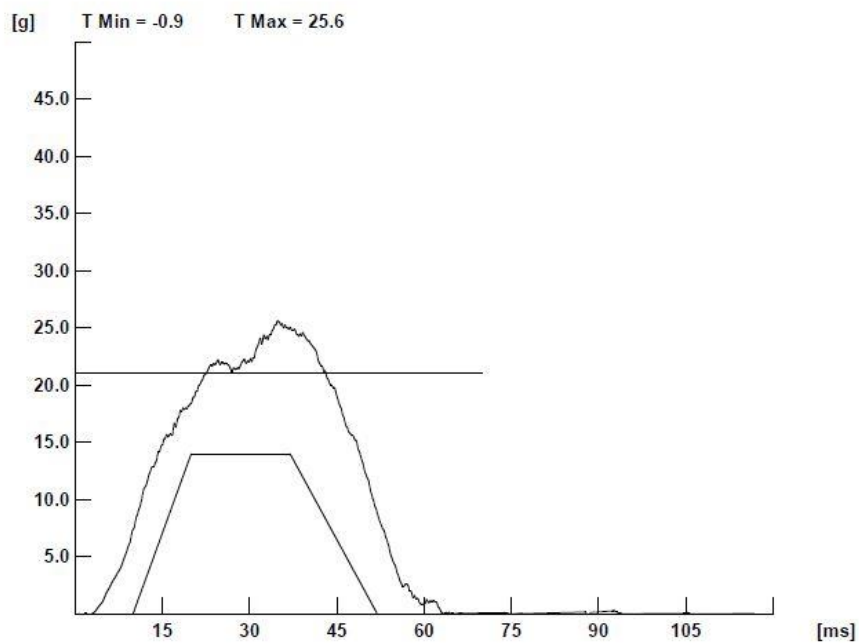
- 1 UNECE. 2013. Regulation No.94 - Rev.2 - Frontal collision protection. Verkkodokumentti.
<<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R094r2e.pdf>>. Luettu 20.4.2014.
- 2 Euro NCAP. 2013. The Tests Explained. Verkkodokumentti.
<<http://www.euroncap.com/testprocedures.aspx>>. Luettu 12.12.2013.
- 3 Saarelma, Osmo. 2012. Lääkärikirja Duodecim: Piiskaniskuvamma (whiplash, niskan terkahdusvamma). Verkkodokumentti.
<http://www.terveyskirjasto.fi/terveyskirjasto/tk.koti?p_artikkeli=dlk00850>. Luettu 23.4.2014.
- 4 Euro NCAP. 2013. Frontal Impact. Verkkodokumentti.
<<http://www.euroncap.com/tests/frontimpact.aspx>>. Luettu 12.12.2013.
- 5 Euro NCAP. 2013. Car to Car Side Impact. Verkkodokumentti.
<<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/106f41f7-d486-46bf-bfbc-80fb4c79f679/car-to-car-side-impact.aspx>>. Luettu 12.12.2013.
- 6 Euro NCAP. 2013. Pole Side Impact. Verkkodokumentti.
<<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/90769bbc-bb74-4129-a046-e586550c3ece/pole-side-impact.aspx>>. Luettu 12.12.2013.
- 7 Euro NCAP. 2013. Meet the Drivers. Verkkodokumentti.
<<http://www.euroncap.com/Content-Web-Page/824956bc-6a5e-4ddd-af9c-d500167327b0/meet-the-drivers.aspx>>. Luettu 12.12.2013.
- 8 Niiranen, Jarkko & Vuorinen Mari. 2009. Rakenteiden Mekaniikka Vol.42, Nro.3: Elementtimenetelmän adaptiivinen verkontihennys laattarakenteiden analysoinnissa, 2009. Verkkodokumentti.
<http://rmseura.tkk.si/rmlehti/2009/nro3/RakMek_42_3_2009_4.pdf>. Luettu 22.4.2014.
- 9 Heimbs, S. ym. 2009. Crash Simulation of an F1 Racing Car Front Impact Structure. Verkkodokumentti. <http://www.dynamore.de/en/downloads/papers/09-conference/papers/B-I-02.pdf/at_download/file>. Luettu 22.4.2014.
- 10 Dirschmid, F. ym. 2005. Migration of Crash Simulation Software at BMW. Verkkodokumentti.
<http://www.simulia.com/download/solutions/automotive_cust%20references/crash_migration_auc05_bmw.pdf>. Luettu 22.4.2014.

- 11 Formula SAE. 2013. FSAE Rules 2013. Verkkodokumentti.
<<http://www.fsaeonline.com/content/2013%20FSAE%20Rules%2002%2026%2013%20FINAL.pdf>>. Luettu 20.11.2013.
- 12 Suvanto, Kari. 2005. Tekniikan Fysiikka 1. Helsinki: Edita.
- 13 Chu, Bryan ym. 2007. Crash Absorption Structure for Formula Ford. Verkkodokumentti.
<<http://www.rohacell.com/sites/dc/Downloadcenter/Evonik/Product/ROHACELL/technical/Formula%20Ford%20Report.pdf>>. Luettu 20.11.2013.
- 14 Dassault Systèmes. 2013. Abaqus Analysis User's Guide. Verkkodokumentti.
<http://www.oulu.fi/tietohallinto/unix/abaqus_docs/v6.13/books/usb/default.htm>. Luettu 28.8.2013.
- 15 Dassault Systèmes. 2013. Getting Started with Abaqus: Interactive Edition. Verkkodokumentti.
<http://www.oulu.fi/tietohallinto/unix/abaqus_docs/v6.13/books/usb/default.htm>. Luettu 24.9.2014.
- 16 Sorg, Annika. 2008. Crashworthiness Assessment of Automobile Front Ends using Explicit Finite Element Formulations. Verkkodokumentti.
<<http://www.ibb.uni-stuttgart.de/publikationen/fulltext/2008/sorg-2008.pdf>>. Luettu 13.4.2014.

Klippanin testiraportti

Klippan Oy
Trolley 10.4.2013

Metropolia-motorsport Testi 4
TNO10, 75kg
Regulation R44
Test number 23452
Nominal speed 30 km/h
26.5km/h
Stop distance 250.00



Impact attenuator datareport

APPENDIX B-2

2013 FSAE™ IMPACT ATTENUATOR DATA REPORT – Page 1 of 3

This form must be completed and submitted by all teams no later than the date specified in the Action Deadlines on specific event website. The FSAE Technical Committee will review all submissions which deviate from the FSAE® rules and reply with a decision about the requested deviation. All requests will have a confirmation of receipt sent to the team. Impact Attenuator Data (IAD) and supporting calculations must be submitted electronically in Adobe Acrobat Format (*.pdf). The submissions must be named as follows: schoolname_IAD.pdf using the complete school name. Submit the IAD report as instructed on the event website. For Michigan and California events submit through fsaonline.com.

***In the event that the FSAE Technical Committee requests additional information or calculations, teams have one week from the date of the request to submit the requested information or ask for a deadline extension.**

University Name: Helsinki UAS
 Team Contact: John-Robert Yrjölä
 Faculty Advisor: Vesa Linja-Aho

Car Number(s) & Event(s): 102 FSA & FSH
 E-mail Address: formula@metropolia-motorsport.fi
 E-mail Address: Vesa.Linja-aho@metropolia.fi

Material(s) Used	Corecell M80, Polyurethane isofoam DB 6329W, 200g/m ² Twill weave carbon fiber, Gurit Prime 20LV epoxy and Hysol 9484.
Description of form/shape	Sloped bipedal.
IA to Anti-Intrusion Plate mounting method	Bonded with Hysol 9484.
Anti-Intrusion Plate to Front Bulkhead mounting method	Welded
Peak deceleration (<= 40 g's)	25,6
Average deceleration (<= 20 g's)	13,6

Confirm that the attenuator contains the minimum volume 200mm wide x 100mm high x 200mm long

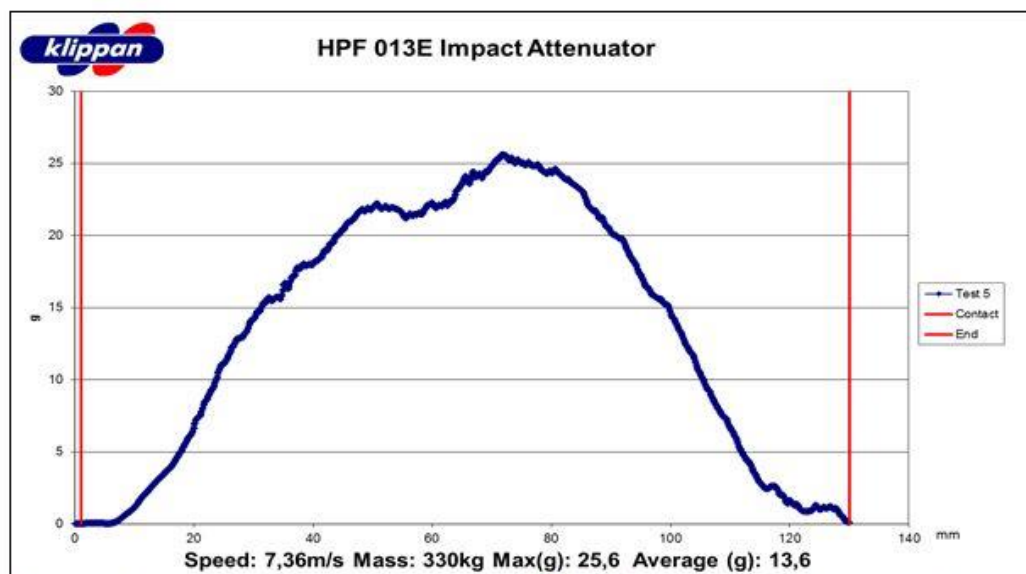


Figure 1: Force-Displacement Curve (dynamic tests must show displacement during collision and after the point $v=0$ and until force becomes = 0)

ATTACH PROOF OF EQUIVALENCY
 TECHNICAL COMMITTEE DECISION/COMMENTS

Approved by _____ Date _____

NOTE: THIS FORM AND THE APPROVED COPY OF THE SUBMISSION MUST BE PRESENTED AT TECHNICAL INSPECTION AT EVERY FORMULA SAE EVENT ENTERED

APPENDIX B-2
2013 FSAE™ IMPACT ATTENUATOR DATA REPORT – Page 2 of 3

University Name: Helsinki UAS

Car Number(s) & Event(s): 102 FSA & FSH

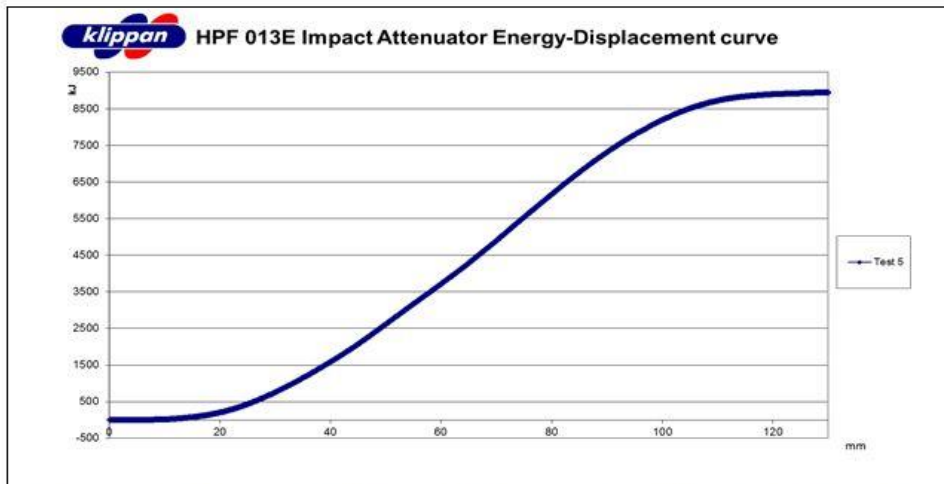


Figure 2: Energy-Displacement Curve (dynamic tests must show displacement during collision and after v=0)

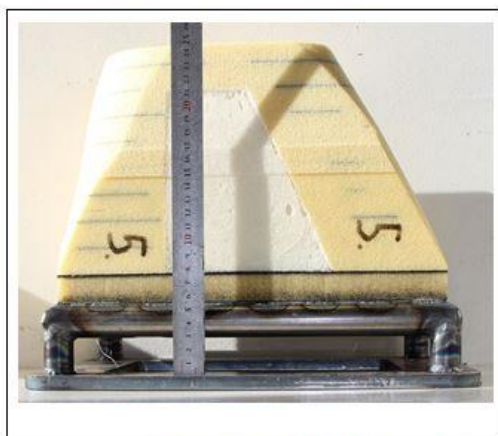


Figure 3: Attenuator as Constructed

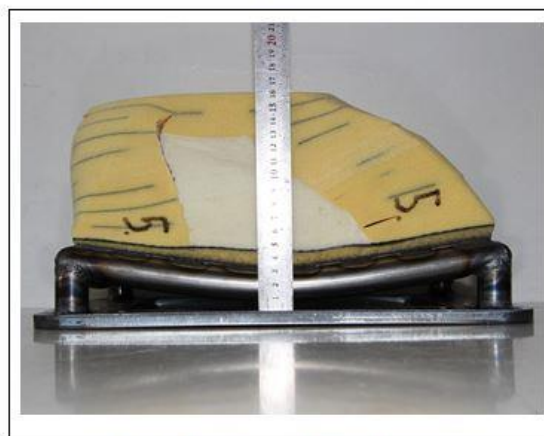


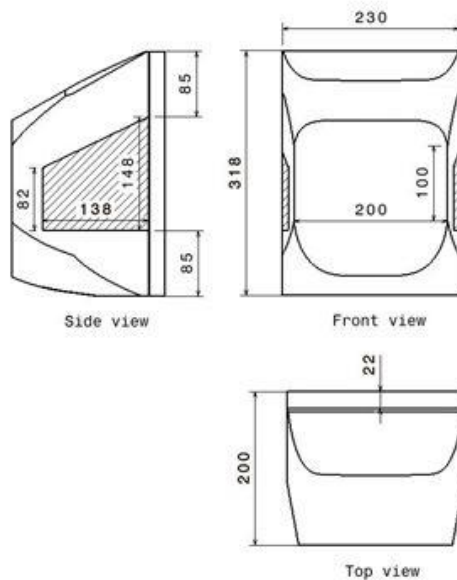
Figure 4: Attenuator after Impact

Energy Absorbed (J): Must be \geq 7350 J	8941 J	Vehicle includes front wing in front of front bulkhead?	Yes/No
IA Crushed Displacement (mm):	130 mm	Wing structure included in test?	Yes/No
IA Post Crush Displacement - demonstrating any return (mm):	165 mm	Test Type: (e.g. barrier test, drop test, quasi-static crush)	Barrier Test
Anti-Intrusion Plate Deformation (mm)	23 mm	Test Site: (must be from approved test site list on website for dynamic tests)	Oy. Klippan Ab

APPENDIX B-2
2013 FSAE™ IMPACT ATTENUATOR DATA REPORT – Page 3 of 3

University Name: Helsinki UAS

Car Number(s) & Event(s): 102 FSA & FSH



Insert 3 View Technical Drawing

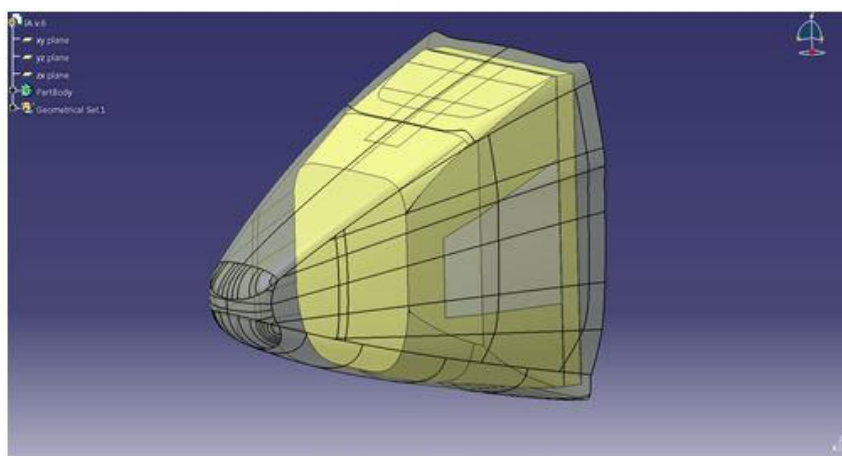


Figure 5: Design Drawings

Length (fore/aft direction): 200mm ($\geq 200\text{mm}$)

Width (lateral direction): 200mm ($\geq 200\text{mm}$)

Height (vertical direction): 100mm ($\geq 100\text{mm}$)

Attenuator is at least 200mm wide by 100mm high for at least 200mm: Yes/No

Attach additional information below this point and/or on additional sheets

Test schematic, photos of test, design report including reasons for selection and advantages/disadvantages, etc.
Additional information shall be kept concise and relevant.

METROPOLIA MOTORSPORT Formula Student Austria 2013

Impact Attenuator Data Report

Contents

1. Introduction	4
2. Design	5
3. Results	5
4. Results of development.....	5
5. Materials.....	6
6. Description of test setup	6
7. Test company contact details:.....	7
8. Data	7

1. Introduction

The HPF013E impact attenuator was designed to distribute the force of an impact to the corners of the front bulkhead.

The foam IA is more capable of taking impacts with similar absorption properties from different angles and with different shapes of impacting objects than for example a honey comb IA.

2. Design

The IA is constructed of a bonded structural foam bipedal block sloping to a common flat front level. All of the space between the legs is filled with lightweight foam. At the bottom of the IA there is a carbon fiber–foam–carbon fiber sandwich-structure. The foam block is machined to a specific shape to fit perfectly into the bodywork of the car. Figure 5 displays the IA design.

3. Results

The attenuator collides on a test track with the non-yielding wall at a velocity of 7,36m/s. The mass of the vehicle with our test adaptor is 330kg. The kinetic energy absorbed is calculated with the equation $E_k = \frac{1}{2}mv^2 = 8941 \text{ J}$ and exceeds the requirement of 7350 J. Picture 3 displays a deceleration curve of the Impact attenuator absorbing the kinetic energy of the collision.

Average deceleration was calculated between the point where the foam makes contact with the wall and the point where the trolley comes to halt against the wall. Average deceleration value was 13,6 g. Peak value was at 25,6 g.

4. Results of development

The IA design was based on our earlier experience of impact attenuator tests, where there was neither too little of material to achieve the required deceleration or the deflection of the AI plate was more than 25,4mm.

The dimension of the HPF 013E front bulkhead rose significantly in a vertical direction compared to our earlier car which caused problems with the front bulkhead deflection. The leverage which the force is affecting to the center of the bulkhead sides is bigger which makes the front bulkhead tubes bend easily. We tried to prevent this by adding a carbon fiber-foam-carbon fiber sandwich structure to the bottom of the IA.

We made a compression tests for different kind of foams to find out how much energy those really do absorb. From these results we made calculations to find out how much foam will be needed to absorb all of the energy of an impact.

The crush distance in the collision test was 130 mm. The complete length of the energy absorption material is 200 mm so this means that the IA compresses to roughly 65% of its original size. This is logical because the compression tests indicated that after 60% compression the force increased significantly.

Based on our earlier IA tests we also noticed that there can't be a lot of thick foam at the center of the IA because it will bend front bulkhead tubes easily so we had to do a compromise with a quantity of the foam. We also noticed that the best way to avoid bending was to conduct the impact force as straight as possible in a horizontal direction to the corners of the front bulkhead. We achieved this by machining the foam block to a specific shape to fit tightly into the bodywork of the car.

5. Materials

Structural foam used in bipedal block is [Corecell M 80](#) 80kg/m³. The foam was selected because it has a great energy absorbing capability. The center is filled up with a light 42 kg/m³ two-component polyurethane [isofoam DB 6329W](#) + MDI [isocyanate](#). The function for this material is to keep the foam block together and prevent the cracking of the bipedal legs. The sandwich structure is made of [Hexforce®](#) 200 g/m² twill 2/2 3K carbon fiber and [Corecell M80](#) foam.

6. Description of test setup

Impact attenuator tests were conducted in co-operation with [Oy Klippan Ab](#). They specialize in product development and testing for special products. They also hold the only crash test equipment useful for the test in Finland.

The test vehicle with our test adaptor weight 330 kg.

Speed was measured to 7,36 m/s. Schematics of the test method are shown in Figure 6.

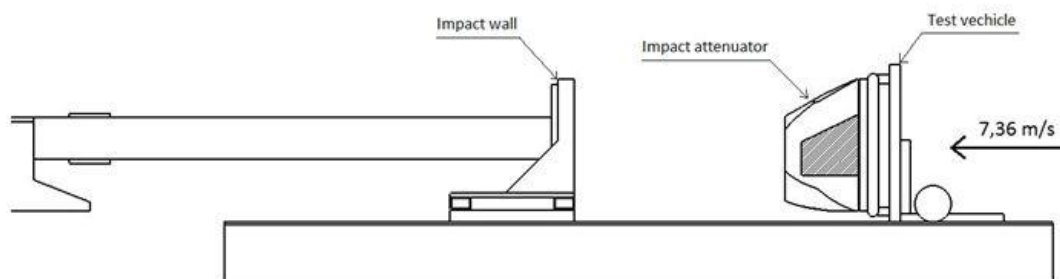


Figure 6

7. Test company contact details:

Oy Klippan Ab
Santaradantie 8
FIN-01370 Vantaa
FINLAND
<http://www.klippan.fi/content/en/1/5/5.html>

Technical Director
Bror Martin
Tel. +358 9 836 243 41

8. Data

Impact data was recorded with an acceleration sensor in the vehicle. Magnitude of deceleration was logged 30000 times/s. Channel Filter Class (CFC) 60 (100 Hz) was used. Impacts were filmed with a high speed camera.

Puristustesti Corecell M80



Rakennetekniikan laboratorio
(Agricolankatu 1-3, 00500 Helsinki)
PL 4023, 00079 Metropolia



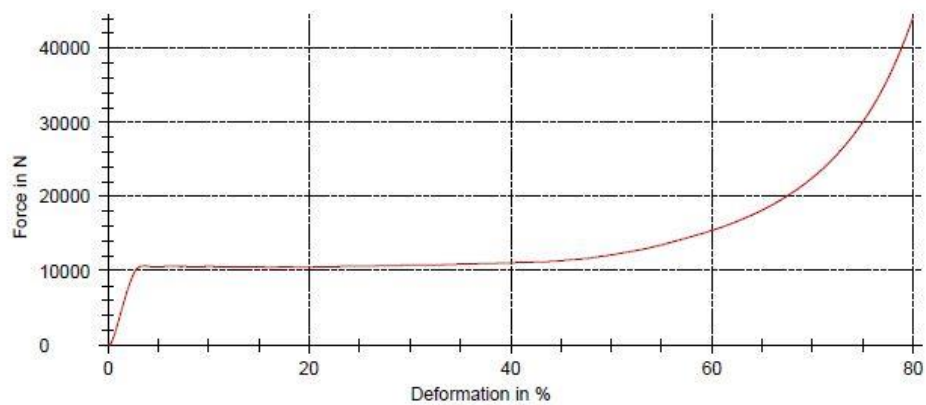
Test report

Customer : Metropolia Motorsport ry Tester :
Type and designation of : Machine data :
Material : Divinycell H80
Pre-load : 5 N
Test speed : 10 mm/min

Test results:

Nr	F _{max} N	dL at F _{max} mm	F _{Break} N	dL at break mm	a ₀ mm	b ₀ mm	S ₀ mm ²
1	44200	80,0	-	-	100	100	10000,00

Series graph:



Statistics:

Series n = 1	F _{max} N	dL at F _{max} mm	F _{Break} N	dL at break mm	a ₀ mm	b ₀ mm	S ₀ mm ²
\bar{x}	44200	80,0	-	-	100	100	10000,00
s	-	-	-	-	-	-	-
v	-	-	-	-	-	-	-

Puristustesti DB 6329W



Rakennetekniikan laboratorio
(Agricolankatu 1-3, 00500 Helsinki)
PL 4023, 00079 Metropolia



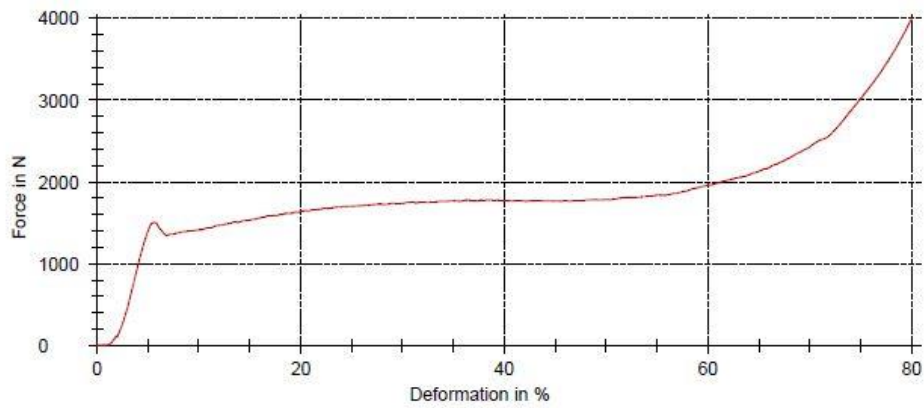
Test report

Customer : Metropolia Motorsport ry Tester :
 Type and designation of : Machine data :
 Material : Divinycell H80
 Pre-load : 5 N
 Test speed : 10 mm/min

Test results:

Nr	F _{max} N	dL at F _{max} mm	F _{Break} N	dL at break mm	a ₀ mm	b ₀ mm	S ₀ mm ²
1	4010	74,4	-	-	61	82,5	5032,50

Series graph:



Statistics:

Series n = 1	F _{max} N	dL at F _{max} mm	F _{Break} N	dL at break mm	a ₀ mm	b ₀ mm	S ₀ mm ²
\bar{x}	4010	74,4	-	-	61	82,5	5032,50
s	-	-	-	-	-	-	-
v	-	-	-	-	-	-	-

2013 FSAE Structural equivalency spreadsheet

2013 FSAE™ STRUCTURAL EQUIVALENCY SPREADSHEET - CHASSIS PICTURES

University Name Helsinki UAS Car No (s) & Event(s) 102 FSA & FSH

Please attach pictures of the frame and/or monocoque in the table below for review during the SES process. Please colour code all tubes to show outer diameter and wall thickness. Three view drawings and isometric views of the structure (CAD, FEA models, etc) are acceptable. Note: The final decision about all designs will be made at technical inspection. Approval of an SES does not guarantee passing Technical Inspection.

Images must include dimensions/labels indicating the following:

Angle of main and front hoops

Distance from top of main hoop to main hoop brace attachment

Distance from top of front hoop to front hoop brace attachment

Outer diameter and wall thickness of all tubes

Teams entering cars with EV Powertrains must show the location of all HV components in these images

Size mm	Use	Rules reqd.
1 25.4 x 1.6	Hoop bracing, FB, Accumulator prot.	25.4 x 1.6
2 30.0 x 2.0	Hoops, Shoulder harness bar	25.0 x 2.5
3 28.0 x 1.5	Accumulator prot; MH brace support; lap belt mount	25.4 x 1.6
4 25.4 x 1.25	BH support; HV prot.	25.4 x 1.25
5 30.0 x 1.0	SI Structure	-
6 22.0 x 1.5	Front rocker support	-
7 22.0 x 1.25	General	-
8 25.0 x 1.25	Front rocker support; General	-
9 34.0 x 2	Inverter front mount	-
10 41.4 x 1.0	Front rocker mount	-
11 rectangular	CRP profile support beam	-

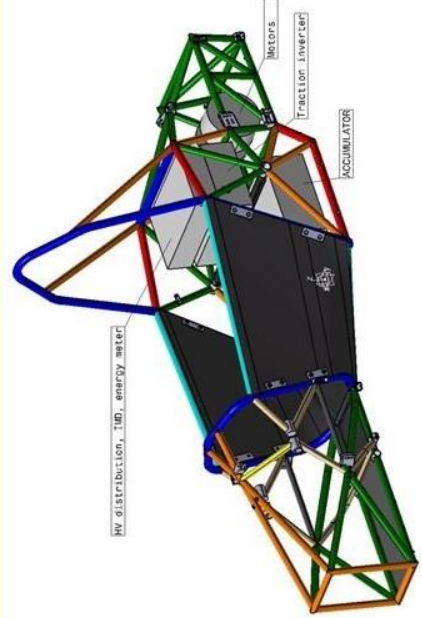
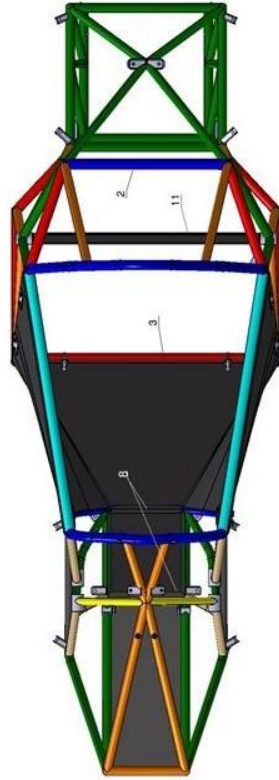
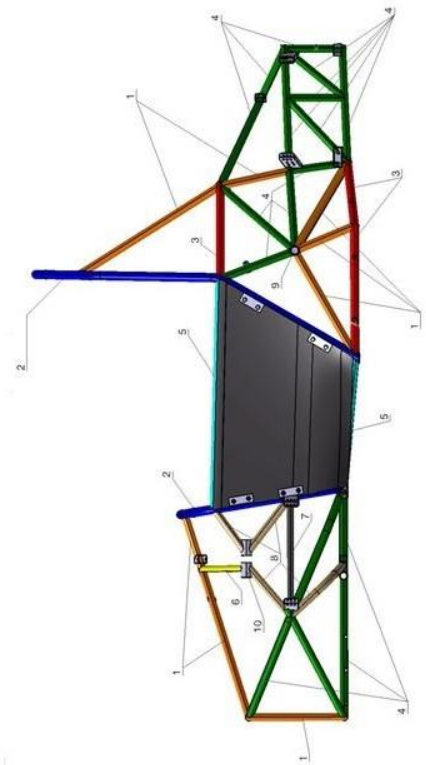
Front hoop angle to vertical
9.293 deg forward

Main hoop angle to vertical
1.176 deg rearward

Angle between main hoop and MH braces
33.321 deg

Front hoop top to FH braces
27.318mm

Main hoop top to MH braces
157.832mm



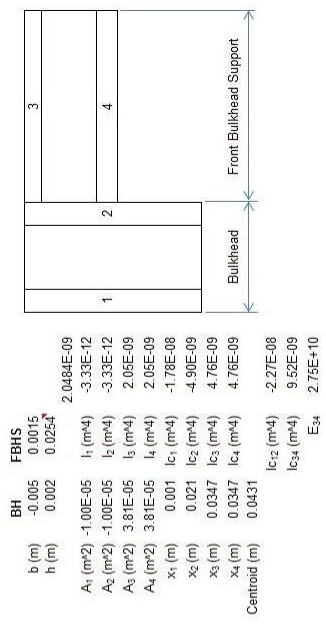
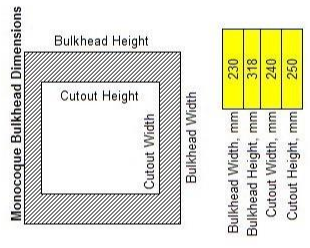
Material Data Sheet

Material Spreadsheet Code	Steel	Aluminium 1	Aluminium 2	Carbon	Other 1	Other 2	Other 3	Other 4	Other 5	Other 6
Material name	Steel	Aluminium	Aluminium	2 ply	Your Mat. 1	Your Mat. 2	Your Mat. 3	Your Mat. 4	Your Mat. 5	Your Mat. 6
Youngs Modulus, E	2.00E+11	7.00E+10	2.00E+10	2.75E+10	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00
Yield strength, Pa	3.05E+08	1.00E+00	2.00E+00	1.47E+08	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00
UTS, Pa	3.65E+08	1.00E+00	2.00E+00	1.47E+08	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00
Yield strength, welded, Pa	1.80E+08	1.00E+00	2.00E+00	N/A	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00
UTS welded, Pa	3.00E+08	1.00E+00	2.00E+00	N/A	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00
UTS shear, Pa	2.19E+08	1.00E+00	2.00E+00	1.00E+00	1.00E+00	2.00E+00	3.00E+00	4.00E+00	5.00E+00	6.00E+00

Steel properties based on SAE 1010 and are given in Rule T3.4.1 Note 1. Per rule T3.5 all steels are treated equally and are to use the above properties. Results from extra physical test required by T3.31.1 should be entered in the "Other x" materials column as required.

Front Bulkhead

Enter construction type		Tubing only		Your Composite		Your Total	
Material Property	Baseline	Your Tube	Your Composite				
Material Type	Steel	Steel	Carbon				
Tubing Type	Round	Round	NA				
Material name /grade	Steel	Steel	2 ply				
Youngs Modulus, E	2.00E+11	2.00E+11	2.75E+10				
Yield strength, Pa	3.05E+08	3.05E+08	1.47E+08				
UTS, Pa	3.65E+08	3.65E+08	1.47E+08				
Yield strength, welded, Pa	1.80E+08	1.80E+08	N/A				
UTS, welded, Pa	3.00E+08	3.00E+08	N/A				
Number of tubes	2	2		22			
Tube OD, mm	25.4	25.4		18			
Wall, mm	1.6	1.6		2			
Thickness of panel, mm							
Thickness of core, mm							
Thickness of skins, mm							
Panel height, mm							
OD, m	0.0254	0.0254					
Wall, m	0.0016	0.0016					
Tube OD, mm	8.51E-09	8.51E-09					8.51E-09
Wall, mm	3.40E+03	3.40E+03					3.40E+03
EI	239.3	239.3					239.3
Area, mm ²	7.30E+04	7.30E+04					7.30E+04
Yield tensile strength, N	8.73E+04	8.73E+04					8.73E+04
UTS, N	4.31E+04	4.31E+04					4.31E+04
Yield tensile strength, N as welded	7.18E+04	7.18E+04					7.18E+04
UTS, N as welded	1.96E+03	1.96E+03					1.96E+03
Max. load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	1.20E-02	1.20E-02					1.20E-02
Max. deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.17E+01	1.17E+01					1.17E+01
Energy absorbed up to UTS, J							



Front Bulkhead Support Structure

Enter construction type **Tubing only**

Material Property	Baseline
Material type	Steel
Tubing Type	Round
Material name /grade	Steel
Youngs Modulus, E	2.00E+11
Yield strength, Pa	3.05E+08
UTS, Pa	3.65E+08
Yield strength, welded, Pa	1.80E+08
UTS welded, Pa	3.00E+08

Number of tubes	3
Tube OD, mm	25.4
Wall, mm	1.25

Thickness of panel, mm	
Thickness of core, mm	
Thickness of skins, mm	
Panel height, mm	

Your Tube type 1	Your Tube type 2	Your Tube type 3	Your Tubes Total	Your Composite	Your Total
Steel	Steel	Steel		Carbon	
Round	Round	Round		NA	
Steel	Steel	Steel		2 ply	
2.00E+11	2.00E+11	2.00E+11		2.75E+10	
3.05E+08	3.05E+08	3.05E+08		1.47E+08	
3.65E+08	3.65E+08	3.65E+08		1.47E+08	
1.80E+08	1.80E+08	1.80E+08		N/A	
3.00E+08	3.00E+08	3.00E+08		N/A	
1	2	0			
25.4	25.4	25.4			
1.6	1.25	1.25			
Baseline design?					
0.0254	0.0254	No tubes			
0.0016	0.00125				
8.51E-09	6.93E-09		1.54E-08	Tubing Only	1.54E-08
1.70E+03	2.77E+03		4.48E+03		4.48E+03
119.6	189.7		309.3		309.3
3.65E+04	5.79E+04		9.43E+04		9.43E+04
4.37E+04	6.92E+04		1.13E+05		1.13E+05
2.15E+04	3.41E+04		5.57E+04		5.57E+04
3.59E+04	5.69E+04		9.28E+04		9.28E+04
9.78E+02	1.59E+03		2.57E+03		2.57E+03
2.93E-02	1.80E-02		1.11E-02		1.11E-02
5.86E+00	9.54E+00		1.54E+01		1.54E+01

If FEA is required for Composite structures then add this information below

OD, m	0.0254
Wall, m	0.00125
I, m ⁴	6.93E-09
EI	4.16E+03
Area, mm ²	284.5
Yield tensile strength, N	8.68E+04
UTS, N	1.04E+05
Yield tensile strength, N as welded	5.12E+04
UTS, N as welded	8.54E+04
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	2.39E+03
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.20E-02
Energy absorbed up to UTS, J	1.43E+01

Impact Attenuator Anti-Intrusion Plate

Material Property	Baseline	Your Plate
Material type	Steel	Steel
Material name /grade	Steel	Steel
Youngs Modulus, E	2.00E+11	2.00E+11
Yield strength, Pa	3.05E+08	3.05E+08
UTS, Pa	3.65E+08	3.65E+08
Yield strength, welded, Pa	1.80E+08	1.80E+08
UTS welded, Pa	3.00E+08	3.00E+08
UTS shear, Pa	2.19E+08	2.19E+08
Thickness of panel, mm	1.5	1.5
Panel height, mm	305	305
I, m ⁴	8.58E-11	8.58E-11
EI	1.72E+01	1.72E+01
Area, mm ²	457.5	457.5
Yield tensile strength, N	1.40E+05	1.40E+05
UTS, N	1.67E+05	1.67E+05
Yield tensile strength, N as welded	8.24E+04	8.24E+04
UTS, N as welded	1.37E+05	1.37E+05
Perimeter shear strength for 25mm dia punch, N	2.58E+04	2.58E+04
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	1.67E+02	1.67E+02
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	2.03E-01	2.03E-01
Energy absorbed up to UTS, J	1.69E+01	1.69E+01

University Name Helinki UAS Car No. (s) & Event(s) 102 FSA & FSH University Name Car No. (s) & Event(s)

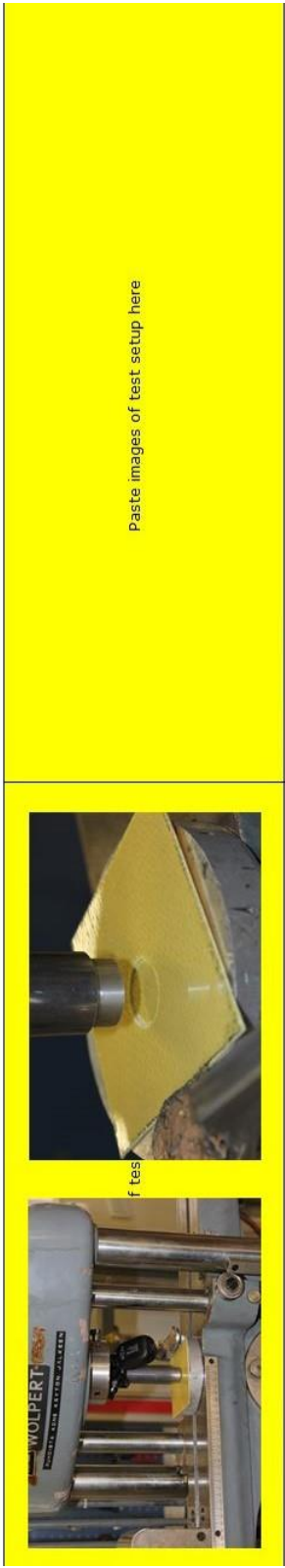


Figure 1: Test setup

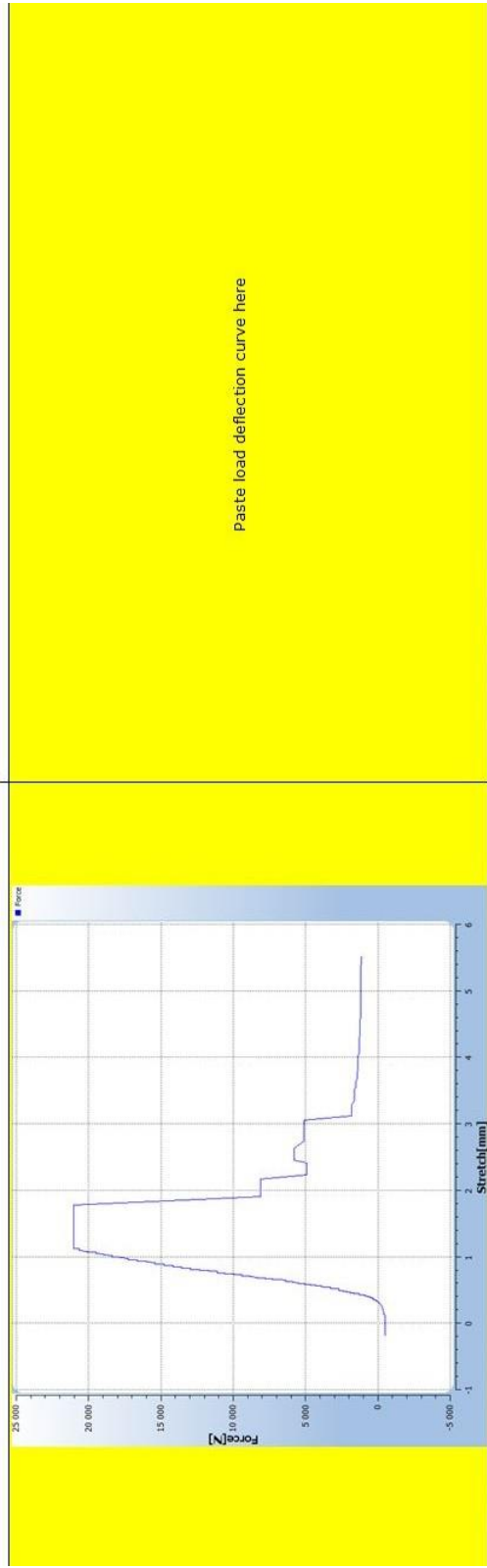


Figure 2: Load Deflection Curve

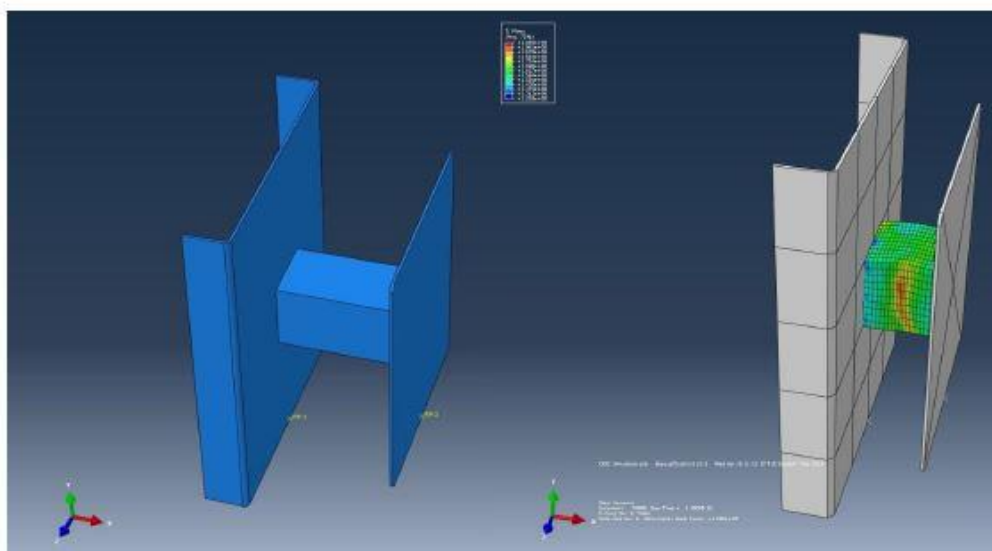
Enter value for force at failure or maximum tested force
 y_{max} (N)

Enter details of skin thickness
 t (mm)

σ_{shear} (Mpa) Shear strength of skin, used for attachment calcs where appropriate

Törmäysanalyysin luominen FEM-menetelmällä Abaqus-ohjelmassa

Törmäystesti
FEM-analyysi



Kuvaus

Ohjeistuksessa käydään läpi törmäysanalyysin luominen elementtimenetelmällä. Työssä luodaan ns. rekitesti. Työssä käytetään Abaqus-ohjelmaa.

Analyysin luominen Abaqus -ohjelmalla

Esikäsittely

Käynnistys

1. Käynnistä esikäsittelijä Abaqus CAE ja luo uusi malli (Create New Database)
2. Muista käyttämäsi yksiköt! [Getting Started with Abaqus: Interactive Edition, kappale 2.3.1]

Geometriamalli

3. Luo haluamasi osat Abaquksessa (Create Part) tai tuo valmiit geometriamallit Abaqukseen (File → import → Part). Jos tuot valmiit geometriamallit Abaqukseen, tulee geometriat vielä määrittää (Part Attributes → Modelling Space 3D → Type Deformable/Discrete rigid). Deformable tai Discrete rigid määrittäyty sen mukaan, onko osa muotoamuuttava vai jäykkä analyysissä.
4. Halutessa osat voi skaalata uudelleen (Scale), esim. Catia-ohjelmistosta tuodut geometriat mallintuvat oletuksena mm -mitoilla Abaqukseen.
5. Seinästä ja reestä tulee luoda kuori (Shape → Shell → From Solid)
6. Seinälle ja reelle tulee luoda referenssipisteet, jota hyödynnetään myöhemmin kun osat määrätään jäykiksi osiksi analyysissä (Tools → Reference Point).

Törmäystesti
FEM-analyysi

Materiaalivakiot

7. Luo materiaalimalli (Materials). Anna materiaalitiedot tiheys (General), kimmokerroin ja Poissonin luku (Elastic) sekä halutessa luo materiaaliin myötömalli (Plasticity). Plasticity valikosta valitse käytettävälle materiaalille sopivin myötömalli. Tarkista parhaiten materiaalin ominaisuuksille sopiva myötömalli Abaqus Analysis User's Guidesta.
8. Jokaiselle käytettävälle materiaalille tulee luoda oma materiaalimalli.

Fysikaaliset vakiot

9. Määritä osien materiaali ja mahdolliset muut fysikaaliset ominaisuudet (Create Section).

Ominaisuuksien liittäminen malliin

10. Liitä haluttuihin muotoamuuttaviin osiin materiaali ja mahdolliset muut fysikaaliset ominaisuudet (Section Assignment).

Kokoonpano

11. Tuo kaikki geometriamallit kokoonpanoon (Assembly → Instances), koska elementtiverkot halutaan luoda osille valitaan Instance Type:Dependent (mesh on part).
12. Määritä vuorovaikutuksen ehdot (Interaction Properties → Contact)
13. Määritä vuorovaikutus (Interactions → General contact (Explicit)). Yleisen kontaktiehdon pystyy luomaan Included surface pairs: All* with self.

Analyysityypin määrittäminen

14. Luo analyysiaskel, jossa törmäys tapahtuu (Steps, Dynamic, Explicit). Määritä törmäyksen arvioitu kesto (Time period). Kesto kannattaa määrittää hieman pidemmäksi, kuin varsinainen kesto on. Näin ollen analyysi ei keskeydy ennen kuin törmäys on kokonaan tapahtunut.

Laskettavat tulokset

15. Määritä oletustulokset (Field Output Request → F-Output-1 → Edit, sekä History Output Request → H-Output-1 → Edit).

Kuormat

16. Ulkoisia voimia ei tarvita, koska kyseessä on törmäysanalyysi. Liikkuville osille määritetään alkunopeus (Predifinied Fields → Velocity) ja nopeus aktivoidaan ensimmäisellä analyysiaskeleella (Step:Initial).
17. Reelle asetetaan haluttu massa (Engineering Features -> Inertias -> Point mass/inertia)

Reunaehdot

18. Reunahtoja törmäysanalyysissä on seinän kiinnittäminen (BC → Symmetry/Antisymmetry/Encastre → Encastre), sekä reen vapausasteiden rajoittaminen (BC → Displacement/Rotation). Reen vapausasteet rajoitetaan kaikkiin muihin suuntiin, paitsi seinää kohden. Kummatkin reunaehdot aktivoidaan ensimmäisellä analyysiaskeleella (BC, Step:Initial).
19. Osien pinnat, joiden ei haluta irtoavan toisistaan analyysin aikana sidotaan yhteen Tie -komennolla (Constrains → Tie).
20. Reestä ja seinästä tehdään jäykkiä osia (Constrains → Rigid body). Referenssipisteiksi asetetaan aiemmin luodut pisteet.

Törmäystesti
FEM-analyysi

Elementtiverkon luominen

21. Valitse kappale, jolle elementtiverkko luodaan ja valitse haluttu elementin koko (Mesh → seed part).
22. Luo elementtiverkko (solmut ja elementit) (Mesh part).

Ratkaisu

23. Luo työmääräys (Jobs) ja anna työlle nimi.
24. Lähetä työmääräys ratkaisijalle (Submit).
25. Tarkastele työn etenemistä (Monitoring) sekä mahdollisia varoituksia ja virhe ilmoituksia (Errors, Warnings).

Jälkikäsittely

26. Lataa tulokset (Job manager → results).
27. Piirrä erimuotojen siirtymätila ja animoi törmäystä (Plot Deformed shape).
28. Piirrä asetetuista oletustuloksista kuvaajat halutuille mittasuureille (Create XY Data).