

Juha Myllykangas

Kilpa-ajoneuvon rungon jäykkyyden ja turvakaarien kehittäminen FE-analyysien avulla

Opinnäytetyö

Kevät 2012

Kone- ja tuotantotekniikka

Auto- ja työkonetekniikka



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Seinäjoen Ammattikorkeakoulu

Koulutusohjelma: Kone- ja tuotantotekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Auto- ja työkonetekniikka

Tekijä: Juha Myllykangas

Työn nimi: Kilpa-ajoneuvon rungon jäykkyyden ja turvakaarien kehittäminen FE-analyyysien avulla

Ohjaaja: Matti Tervonen

Vuosi: 2012

Sivumäärä: 58

Liitteiden lukumäärä: 8

Lopputyö käsittelee kilpa-ajoneuvon kehitystyötä, erityisesti sen runko- ja turvakaarirakenteiden kehittämistä simulointiohjelmalla tehtyjen FE-analyyysien perusteella.

Runkorakenne on mallinnettu Ferrari 308 GTB kilpa-ajoneuvosta käyttäen Auto-Cad Inventor 3D -mallinnusohjelmää. Alkuperäiseen runkorakenteeseen on tehty muutoksia ja muutosten vaikutuksia rungon käyttäytymiseen on selvitetty analyyysien avulla. FE-analyyysit on tehty mallinnetulle lähtökohtana olevalle runko- ja turvakaarirakenteelle sekä muutetuille rakenteille.

Tavoitteena on parantaa runkorakenteen vääntö- ja taivutusjäykkyyttä. Turvakaarien muutokset tehdään Fédération Internationale de l'Automobile historic sääntöjen ja luokitustodistuksen sallimissa rajoissa. Korirakenteiden ja mukavuustekijöiden vaikutus muutostöihin otetaan huomioon suunnittelussa.

Parhaimmalla rakennemuutoksella saavutettiin vääntöjäykkyyden parannusta noin 9 % lähtökohtaiseen rakenteeseen verrattuna. Rakenneratkaisuiden painon muutokset otettiin huomioon yhteenvedossa ja niiden perusteella muodostettiin tehollinen vertailukaavio. Parasta rakennemuutosta verrattiin Nascar Winston Cup runkorakenteiden vääntöjäykkyyksarvoihin.

Valmiit ratkaisut ja tulokset lopputyöstä luovutetaan Mäkelä Auto-Tuning Oy:lle ja tulokset ovat suosituksia runko- ja turvakaarirakenteen parantamiselle. Tulokset osoittavat rakenteen heikot kohdat sekä parannusehdotukset.

Avainsanat: FE-analyysi, kilpa-ajoneuvo, runko, turvakaari

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Thesis abstract

Faculty: Seinäjoki School of Technology

Degree programme: Mechanical and Production Engineering

Specialisation: Automotive and Work Machine Engineering

Author: Juha Myllykangas

Title of thesis: Racing car chassis and roll cage deployment by using finite element analyses

Supervisor: Matti Tervonen

Year: 2012 Number of pages: 58 Number of appendices: 8

This thesis deals with the chassis development work of a racing car chassis and roll cage by using the finite element method computer program.

The chassis is modelled from the Ferrari 308 GTB racing car by using the AutoCad Inventor 3D -modeling program. There are upgrades that had already been done to original chassis and some of those upgrades are studied in the analyses. The finite element analyses are computed to the starting point structure and remodeled structures.

The goal of this thesis is to improve the torsional and bending stiffness of the chassis. The modifications of the roll cage will be made within the limits of the Fédération Internationale de l'Automobile historic regulations and certificate of classification. The body panels and comfort factors of the driver are taken into account when the modifications are sketched.

The best result of the analyses is the improvement by 9 % in torsional stiffness compared to the starting point structure. The remodeled structure weight change is taken into account. The effective value figure of the torsional stiffness and weight change has been done. The stiffest remodeled structure of Ferrari is compared to the values of the torsional stiffness of the Nascar Winston Cup racing car chassis.

The results of this thesis are presented to Mäkelä Auto-Tuning Oy and the results are the recommendations of the chassis and roll cage improvements. The results pointed the weak spots of the original chassis and gave the solutions of the chassis and roll cage improvement.

Keywords: chassis, FE-analysis, racing car, roll cage

SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract.....	3
SISÄLTÖ.....	4
Kuvio- ja taulukkoluetelo.....	6
Käytetyt termit ja lyhenteet	7
1 JOHDANTO	8
2 FE-analyysien teoria	10
3 Runko- ja turvakaarirakenne	12
3.1 Lähtökohtana oleva todellinen rakenne.....	12
3.2 Mallinnus.....	14
4 FE-analyysin periaatteet	16
4.1 Rakenteeseen vaikuttavat kuormitukset.....	16
4.2 Analyysin aikariippuvuus.....	16
4.3 Analyysiltä haettavat tulokset.....	17
4.4 Tulosten tarkkuusvaatimukset.....	17
4.5 Virhemahdollisuudet.....	17
5 FE-analyysin rakentaminen ja rajoitteet	19
5.1 Materiaali	19
5.2 Rajoitteet.....	20
5.3 Kuormitukset	21
5.4 Kiinnitykset.....	22
5.5 Elementtiverkko.....	23
6 Analysoitavat tilanteet	28
6.1 Ristikkäinen kuormitus	28
6.2 Pitkittäisvääntöjäykkyyden mittaaminen.....	29
6.3 Etu- ja takakulman erillinen kuormitus.....	30
6.4 Kaarrekäyttäytyminen	30
6.5 Pyöräparin jousto	31
6.6 Analysoitavien tilanteiden valinta	32

7	Analyyysin suorittaminen	33
8	Runko- ja turvakaarirakenne variaatioiden analysointi	36
8.1	Lähtökohtainen rakenne.....	36
8.2	Turvakaarien liitos etutuentaan	36
8.2.1	Rakenne 2.....	37
8.2.2	Rakenne 3.....	37
8.2.3	Rakenne 4.....	37
8.2.4	Rakenne 5.....	38
8.2.5	Rakenne 6.....	38
8.3	Ovikaarien ristituenta	38
8.3.1	Rakenne 7.....	39
8.3.2	Rakenne 8.....	39
8.4	Kattoristikon analysointi	39
8.4.1	Rakenne 9.....	40
8.4.2	Rakenne 10.....	40
8.5	Rungon takaosan tuennat.....	40
8.5.1	Rakenne 11.....	41
8.5.2	Rakenne 12.....	41
8.5.3	Rakenne 13.....	41
8.5.4	Rakenne 14.....	41
8.5.5	Rakenne 15.....	42
9	Tulokset	43
10	Yhteenveto.....	52
	LÄHTEET	57
	LIITTEET	59

Kuvio- ja taulukkoluetelo

Kuvio 1. Kymmenen solmupisteen tetraedrielementti (Tetrahedral Elements, 2012).....	11
Kuvio 2. Ferrari 308 GTB runko- ja turvakaarirakenne (Mäkelä Auto Tuning).	13
Kuvio 3. Ferrari 308 GTB:n mallinnettu 3D-runkorakenne	15
Kuvio 4. Takapään kuormitus z-akselin voimakomponenteilla.	21
Kuvio 5. Kääntökulma-asetus 15 astetta. Solmupisteitä 38 782 kappaletta.	24
Kuvio 6. Kääntökulma-asetus 60 astetta. Solmupisteitä 4 715 kappaletta.	24
Kuvio 7. Ensimmäisiä säätöasetuksia verkon tarkkuudelle.	26
Kuvio 8. Rungon verkkomalli, jossa on 1 516 868 solmupistettä ja 764 020 elementtiä.	27
Kuvio 9. Harvemman verkon määrittämiseen käytettävät asetukset.	27
Kuvio 10. Ristikkäistuenta. Vasen etutuenta ja oikea takatuenta kuormituksen alaisena.	29
Kuvio 11. Vääntöjäykkyyden analysointi etupään momenttikuormituksella.	30
Kuvio 12. Kaarrekiihdytys. Mäkelä Martini Ferrari (Mäkelä Auto Tuning).	31
Kuvio 13. Lähtökohtarakenteen kattoristikko.	40
Kuvio 14. Etu- ja takapään vääntöjäykkyys käytetyn momentin suhteen.	46
Kuvio 15. Vääntöjäykkyyksien prosentuaalinen suhde lähtökohtarakenteeseen. .	47
Kuvio 16. Painonmuutos verrattuna lähtökohtaiseen ajoneuvon painoon.	49
Kuvio 17. Vääntöjäykkyyden ja painon teholliset suhdeluvut.	51
Kuvio 18. Runkorakenteiden vääntöjäykkyyksien vertailu.	55
Taulukko 1. Rakenne 6 palkkien ja putkien muutostaulukko.....	38
Taulukko 2. Rakennemuutoksien vaikutus vääntöjäykkyyteen.	45
Taulukko 3. Rakennemuutoksien vaikutus painoon.	48
Taulukko 4. Teholliset painoarvot.	50
Taulukko 5. Runkorakenteiden vääntöjäykkyyksien vertailutaulukko.	55

Käytetyt termit ja lyhenteet

Autodesk Inventor	Tietokonepohjainen 3D-mallinnus ja monifysiikkaohjelmisto
Comsol	Monifysikaalinen, elementtimenetelmään perustuva simuloitiohjelmisto
FEM	Finite Element Method. Elementtimenetelmä
Luokitustodistus	Fédération Internationale de l'Automobilen luoma sääntökirja kilpa-ajoneuvolle, josta selviää sääntöjenmukaiset rakennemuutokset
Solmupiste	Kappaleelle määritelty piste, joka sisältää vapausasteita
Tetraedri	Nelitahkoinen kolmiulotteinen tilavuusalkio eli elementti, jolla on solmupisteitä nurkissa ja yleensä myös särmillä nurkkien välissä
Verkko	Verkko on kappaleen solmupisteiden välinen yhdysrakenne, jonka avulla lasketaan solmupisteiden väliset siirtymät
Solid-malli	Rakenne, jolle on määritelty ja mallinnettu tilavuus pintojen välille
Kuori-malli	Rakenteelle laadittu pintamalli, yleensä keskipintamalli
Vääntöjäykkyys	Rakenteeseen kohdistetun momentin aiheuttama kulma- muutos

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö suoritetaan Mäkelä Auto-Tuning Oy:lle. Työn tavoitteena on parantaa Ferrari 308 GTB:n runko- ja turvakaarirakenteen vääntöjäykkyyttä. Analyysien tuloksilla pyritään kehittämään valmistettavien kilpa-ajoneuvojen rakennetta, jotta saavutettaisiin ajoneuvojen parempi kilpailukyky. Analyysien tulokset muodostetaan vertailukelpoisiksi, jolloin niitä voidaan tarkastella kilpa-ajoneuvon ajokäyttämisen, turvallisuuden ja painonmuutoksen mukaan. Työssä esiintyvillä kuvilla on tekijänoikeus kuvan omistajalla.

Runko- ja turvakaarirakenteen vääntöjäykkyyden lisääminen parantaa jousitetun kilpa-ajoneuvon ajodynamiikkaa vähentämällä painonsiirtoon vaikuttavaa rungon vääntymistä. Tällöin ajoneuvon jousituksen geometria pystytään sovittamaan ajoneuvon ajodynamiikka paremmin tilanteiden ja olosuhteiden vaatimusten mukaisesti. (Thompson, Soni, Raju & Law 1998, 1.)

Esimerkkinä voidaan mainita kilpa-ajoneuvon kaarreajotilanne, jossa ajoneuvon runko pyrkii kääntymään akselikohtaisten kallistuskeskiöiden välisen, pituussuuntaisen kallistusakselinsa ympäri. Tällöin rungon kiertymä käännyttäessä kaarteeseen vähentää sisemmän takapyörän normaalivoimaa jarrutettaessa ja lisää ulomman etupyörän normaalivoimaa. Sama tilanne vaikuttaa myös kiihdytettäessä kaarteesta, jolloin runko pyrkii kiertymään pituussuuntaisen kallistusakselinsa ympäri ja vähentämään sisemmän etupyörän normaalivoimaa siirtämällä sitä diagonaalisesti ulommalle takarenkaalle. Kummassakin tilanteessa vaikuttavat kuormitukset syntyvät ajoneuvon painosta, nopeudesta, kaarteeseen säteestä sekä renkaan ja tien välisestä kitkakertoimesta. Ajoneuvon renkaalta vähennetty normaalivoima vähentää renkaan kykyä pysyä tiessä kitkan avulla. Renkaalle siirretty ylimääräinen paino aiheuttaa renkaan nopeampaa kulumista sekä pitokyvyn heikkenemistä. Ajoneuvon renkaiden normaalivoiman muutos ajotilanteesta riippuen muodostuu pääasiassa ajoneuvon painon siirtymisestä pituus- ja poikittaissuuntaisesti ajoneuvon painopisteen kautta. Painon siirtoon renkaiden välillä voidaan vaikuttaa ajoneuvon painopisteen ja akseleiden kallistuskeskiöiden korkeudella sekä jousien ja kallistuksenvakainten jäykkyydellä. Painonsiirtoa tapahtuu myös ristikkäisien pyö-

rien välillä johtuen edellä mainittujen painonsiirtomuotojen yhteisvaikutuksesta. (Smith 1978, 27–40.)

Akselipainojen muutos vaikuttaa negatiivisesti ajoneuvon renkaiden pitokykyyn. Ideaalisessa ajotilanteessa jokaisella pyörällä olisi staattinen asetettu nurkkapaino, jolle iskunvaimennus ja pyöränkulmat säädettäisiin. Yhden pyörän normaalivoiman väheneminen aiheuttaa sen, että muut pyörät ottavat vastaan siltä siirretyn painon.

Runkorakenteen joustoa voidaan käyttää hyödyksi esimerkiksi karting-autoissa, joissa ei ole omaa pyöräjousitusta. Tällä saadaan ajoneuvoon jousituksen kaltainen toiminta ilman pyöräkohtaista joustoa. Rata-autoissa on poikkeuksetta pyörä- tai akselikohtaiset jousitukset, jolloin jousituskomponentiksi ei haluta rungon kiertymää, joka vaikeuttaa pyörä- tai akselikohtaisen jousitusgeometrian määrittämistä.

Työn lopputuloksena pyritään mallintamaan rakenne, jonka vääntöjäykkyydsarvot olisivat verrattavissa Nascar-putkirunkokilpa-ajoneuvojen vääntöjäykkyydestien tuloksiin. Runko- ja turvakaarirakenteen muutoksien analysoinnin tarkoituksena on määrittää rakenne, joka tuottaa parhaimman prosentuaalisen yhdistetyn etu- ja takapäin vääntöjäykkyyden kasvun.

2 FE-analyysien teoria

Ajoneuvoteollisuudessa käytetään yleisesti elementtimenetelmien staattisia ja dynaamisia simulaatioita. Analyyseillä voidaan kehittää ajoneuvon käyttäytymistä eri ajotilanteissa, kuten korirakenteen muokkaantumista törmäystilanteessa. Simuloidun törmäystilanteen analyysit ovat esivalmisteluita todellisille törmäystesteille, koska tietokonepohjaisia analyysejä on halvempi suorittaa kuin todellisia törmäystestejä. FEM-ohjelmien käyttö on nykypäivänä yleistä eri tekniikan aloilla. Ohjelmistoilla pyritään määrittämään rakenteen jännitysjaakaumat, muodonmuutokset ja varmuuskertoimet. Supertietokoneiden laskentaprosessit mahdollistavat kokonaan mallinnettujen ajoneuvojen virtuaalisen testauksen. Näillä tietokoneilla yhden simulaation ajaminen voi kestää 6–10 tuntia (Pentikäinen 2006).

FE-analyysi rakennetaan tarkasteltavan ongelman ympärille. Ratkaistava ongelma ja siihen liittyvät fysikaaliset kuormitukset täytyy tunnistaa. Fysikaalisten kuormitusten perusteella jaetaan ratkaistava analyysi joko staattiseen tai dynaamiseen aikatasoon tai taajuustason tarkasteluun. Ratkaistavat arvot kartoitetaan ja niiden tarkkuusvaatimus määritellään esimerkiksi siirtymä- tai vertailujännitystarkastelu. Kokoonpanon fysiikkamallit sekä niiden kombinaatiot määritellään. Ratkaistavia fysiikkamalleja ovat muun muassa akustiikka-, sähkövirta-, nestevirta-, lämpövirta-, taajuus- sekä mekaaniset mallit. (Cook, Malkus, Plesha & Witt 2001, 3.)

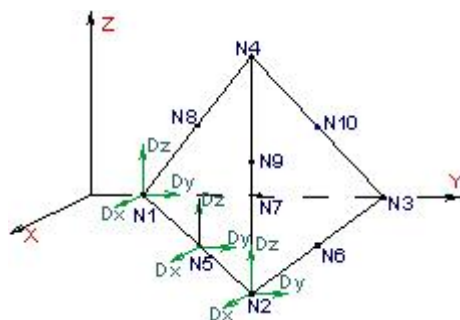
Elementtimenetelmän staattinen simulaatio koostuu kappaleen kuormittamisesta aikariippumattomassa tilassa pistevoimilla, jaetuilla voimilla tai momenteilla. Staattinen simulaatio on yksinkertaisempi kuin dynaaminen, koska siinä ei lasketa dynaamisia aikariippuvaisia osien muodonmuutoksia tai määritetä kappaleen dynaamista liikettä simulaatiossa. Staattisen simulaation tarkoituksena on kuormittaa elementtimallia ja selvittää solmusiirtymät, venymät, tukireaktiot sekä jännityshuiput. Tasotarkastelussa voidaan vielä pienillä malleilla ratkaista käsin, mutta analyysien vieminen kolmeulotteiseen avaruuteen vaatii välttämättä tietokonepohjaisen FEM-ohjelmiston.

Palkki- ja sauvarakenteet ovat yksinkertaisia viivamalleja, jotka jaetaan vapausasteiden mukaan kaksi- ja kolmiulotteisiin analyyseihin. Vapausasteiden määrä voidaan rajoittaa sauvarakenteen tasotarkastelussa kahteen vapausasteeseen sol-

mupistettä kohti, solmukohtien siirtymät ovat x - ja y -suunnissa. Palkkirakenteen solmupisteissä on vapausasteina samat x - ja y -siirtymät, sekä lisäksi kiertymät z -akselin ympäri. Rakenteen vapausasteiden määrä riippuu vapaista ja rajoitetuista liikesuunnista. Palkki- ja sauvarakenteissa voidaan jokaisen solmukohtan vapausasteita tarvittaessa rajoittaa, jos rakenteella on jäykästi tai nivelillä toteutettuja kiinnityksiä.

Vapausasteiden määrä kolmeulotteisessa sauvarakenteessa kasvaa solmupistettä kohti kolmeen vapausasteeseen. Palkkirakenteessa on kolmiulotteisessa avaruudessa kuusi vapausastetta solmupistettä kohti, eli edellä mainitut kolme translaatiota x -, y -, z -akseleilla, sekä rotaatiot ϕ_x , ϕ_y ja ϕ_z . (Tervonen 2012.)

Lujuuslaskennassa voidaan käyttää kappaleen kolmiulotteisena rakenteena solid-, kuori-, palkki- tai sauvarakenteita ja kaksiulotteisissa mallissa solid-, palkki- tai sauvarakenteita (Comsol 2012). Solid-malli on raskain FEM-ohjelmistolle syötettävä rakennemalli. Tämä johtuu siitä, että tilavuuden yli on tilavuuselementtien verkko esimerkiksi tetraedri (engl. tetrahedral), jota käytetään Autodesk Inventorin monifysikaalisessa ohjelmistossa (Kuvio 1). Tämä tilavuuselementtien verkko jäljentelee mahdollisimman tarkasti kappaleen muotoja ja laskee parabolisen siirtymäkentän kunkin elementin sisällä. Yleensä tulosten tarkkuus paranee, kun elementtiverkkoa tihennetään. Tarkkuuteen vaikuttaa myös käytetty elementtityyppi ja siirtymien kuvauksen asteluku. Kuorimallissa kappaleen keskipinta mallinnetaan ja pinnalle luodaan pintaelementtiverkko. Kappaleelle määritellään erikseen materiaalin ominaisuudet ja materiaalin paksuus.



Kuvio 1. Kymmenen solmupisteen tetraedrielementti (Tetrahedral Elements, 2012).

3 Runko- ja turvakaarirakenne

Group 4-luokkaan rakennettavan Ferrari 308 GTB kilpa-ajoneuvon pitää täyttää runko- ja turvakaarirakenteeltaan Fédération Internationale de l'Automobilen luokitustodistuksen vaatimat rakenteet vuodelta 1976 sekä nykyiset FIA:n Historic 2012-säännöt, jotta ajoneuvo voidaan kansainvälisesti luokitella kilpailukäyttöön. Lopputyöhön saatavilla ollut luokitustodistus n:o 648 on määritelty group 4-luokan Ferrari 308 GTB kilpa-ajoneuville FIA:n toimesta 1.11.1976 ja turvakaarien perusrakenne on valmistettu luokitustodistuksen n:o B-236 vuodelta 1.1.1983 mukaan.

Turvakaarien rakennetta koskeviin säännöksiin on tullut FIA:n toimesta päätös, joka astui voimaan 1.1.2012. Päätöksessä on määritetty, että historic kilpaajoneuvojen takapääkaaren mitta muuttuu $\varnothing 45 \times 2,5$ mm (Appendix K 2011, 171). Turvakaariston muut putkimitat säilyvät edelleen $\varnothing 38 \times 2,5$ mm koossa. Simulaatiot on suoritettu rakenteelle, jossa on $\varnothing 38$ mm takapääkaari, koska FIA:n päätös rakennemuutoksesta astui voimaan vasta kun lähtökohtaisella rakenteelle oli suoritettu 3D-mallinnus.

3.1 Lähtökohtana oleva todellinen rakenne

Runkorakenne Ferrari 308 GTB:ssä on toteutettu ristikkäisillä putki- ja palkkirakenteilla, eli se on niin sanottu putkirunkorakenne (Kuvio 2). Tämä rakennetyyppi oli tyypillinen vielä 1960- ja 1970-luvuilla urheiluautovalmistajilla kuten Ferrari, Lamborghini, Caterham ja TVR. Runkorakenteen muuttuminen itsekantaviin korirakenteisiin yleistyi samoina vuosina ja sen kehitys on jatkunut nykypäivään. Rungollisen ajoneuvon hyödyksi voidaan määrittää sen suurempi vääntöjäykkyys, mutta heikkoudeksi hitaampi valmistusaika. Itsekantavat korit käyvät kilpailukäyttöön alkuperäisenäkin, mutta yleisesti kilpailukäyttöön itsekantavaa koria vahvistetaan putki- ja palkkirakenteilla vastaamaan putkirungollisen ajoneuvon vääntöjäykkyyttä. Kilpailukäyttöön tarkoitettulta ajoneuvolta vaaditaan pääsääntöisesti turvakaarien asentamista kolariturvallisuuden takia. Itsekantavan korin hyöty on valmistustekninen, koska korirakenteen osat pystytään helpommin valmistamaan suurissa erissä. Peltiosien liittäminen yhteen on yksinkertaisempaa, eli valmistus voidaan

automatisoida, jolloin kustannukset laskevat. Itsekantavien koriosien materiaalilla ja sen määrällä pystytään myös vaikuttamaan ajoneuvon massaan, törmäysturvallisuuteen sekä ajomukavuuteen. Nykyaikaisista putkirunkoisista ajoneuvoista voitaisiin mainita Ariel Atom, jota valmistetaan katu- ja kilpakäyttöön yksityisille asiakkaille.



Kuvio 2. Ferrari 308 GTB runko- ja turvakaarirakenne (Mäkelä Auto Tuning).

Turvakaarirakenteen tehtävänä on suojata ajoneuvon sisällä olevia matkustajia törmäystilanteen voimilta, sekä toissijaisena tehtävänä toimia runkorakenteen jäykisteenä. Turvakaaret vaaditaan kilpa-ajoneuvoihin ajoneuvoluokkien mukaisesti, mutta tieliikenne ajoneuvoon niitä ei vaadita. Tehdasvalmisteisille tieliikenne ajoneuvoille suoritetaan kolariturvallisuustestit, joiden perusteella niiden turvallisuus on riittävä sallituilla maantienopeuksilla. Kilpa-ajoon tarkoitettulla ajoneuvoilla turvallisuusvaatimukset ovat suuremmat, koska ajoneuvon nopeudet kasvavat ja siten ulosajossa aiheutuvien voimien taso huomattavasti suurenee. Ajoneuvon törmäysenergia nelinkertaistuu, kun törmäysnopeus kaksinkertaistuu (Aktiivinen ja passiivinen turvallisuus, [viitattu 15.2.2012]).

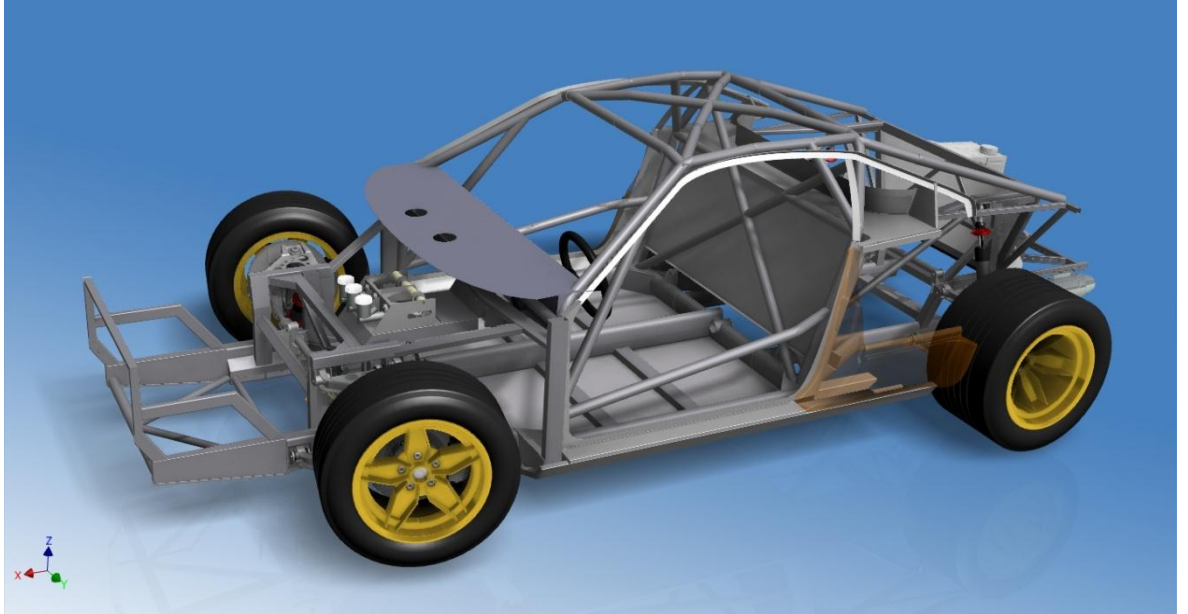
3.2 Mallinnus

Tämän työn lähteenä oleva ajoneuvo mallinnettiin Mäkelä Auto-Tuning Oy:n rakentamasta vm.1976 Ferrari 308 GTB:stä. Ajoneuvon runko ja turvakaarirakenne mallinnettiin Autocad Inventor 2012 3D-mallinnusohjelmalla. Mallinnustyöt suoritettiin harjoittelun ja projektiopintojen aikana. Mallinnetut osat on mitoitettu alkupeleistä kilpa-ajoneuvoa vastaavaksi rakennetusta ajoneuvosta. Ferrari rakennetaan FIA:n historic -luokitustodistuksen ja AKK Motorsport Liite J -sääntöjen mukaan.

Ajoneuvosta mallinnettiin rungon ja turvakaarirakenteen lisäksi jousituksen osat sekä siihen vaikuttavat komponentit. Jousituksen osat mallinnettiin Jarno Arkon alustageometrian kehitystyöhön liittyvää lopputyötä varten. Lopputyöt suoritetaan samalle yritykselle ja ajoneuville, jolloin lopputöiden yhteisenä tavoitteena on parantaa kyseisen kilpa-ajoneuvon ajodynamiikkaa.

Runkopalkit, turvakaaret ja muut komponentit on mallinnettu solid-mallina, sekä liitetty kokoonpanossa toisiinsa kiinteästi. Osien tai niiden välisten liitosten pysyviä muodonmuutoksia ei ole tarkasteltu, koska analyysi kohdistuu normaaliin tilanteeseen, jossa siirtymät ovat pieniä ja palautuvia. Osien välille ei myöskään ole liitetty kaikkia hitsausaumoja, koska ne kuormittaisivat turhan paljon analyysejä elementtiverkon pistemäärän lisääntyessä, eikä hitsausaumojen vertailujännityksiä ole tarkoitus tutkia tässä työssä.

Rakenteen mallintamiseen on käytetty lähes vuosi aikaa, koska tavoitteena oli mallintaa mahdollisimman tarkasti lähtökohtainen rakenne seuraavia projekteja varten (Kuvio 3). Mallin pohjalle voidaan rakentaa esimerkiksi kokonaan uusia turvakaariratkaisuja, erilaisia rungon vahvistusratkaisuja sekä jousitusgeometrian komponenttimuutoksia.



Kuvio 3. Ferrari 308 GTB:n mallinnettu 3D-runkorakenne

4 FE-analyysin periaatteet

Analyysin periaatteiden tarkka määrittäminen on kulmakivi analyysin onnistumisen kannalta. Ensin on selvitettävä mitä rajoitteita analyysin suorittamiselle asetetaan. Seuraavaksi on määriteltävä analyysin periaatteet tämän opinnäytetyön osalta. (Cook ym. 2001, 3.)

4.1 Rakenteeseen vaikuttavat kuormitukset

Rakenteeseen vaikuttavat voimat määritellään painon ja kiihtyvyyden mukaan, sekä momentti voiman ja momenttivarren mukaan. Staattisessa analyysissä kuormitukset syntyvät dynaamisen ajotilanteen muuntamisesta staattiseksi tai kuormittamalla vakiolla kuormalla rakennetta. Voiman massakomponentteina voidaan pitää tässä tarkastelussa ajoneuvon, koneen, polttoainetankkien ja kuljettajan painoa, kiihtyvyytenä hetkellistä ajoneuvon kiihtyvyyttä tai hidastuvuutta ajotilanteessa. Momenttivartena voimakomponenteilla on vääntöjäykkyydeltään tarkastelussa iskunvaimentimien välinen etäisyys.

4.2 Analyysin aikariippuvuus

Analyysissä rakenteiden kuormitukset määritellään staattiseksi tutkimuksen määräjän puitteissa, koska analyysin tekeminen dynaamisessa muodossa vaatisi enemmän aikaa ja resursseja. Rakenteeseen kohdistettavien voima komponenttien kiihtyvyys, eli dynaamisten massojen hidastumisen aikariippuvuus muutetaan staattiseksi kuormitukseksi seuraavasti esitetyllä tavalla.

Ajoneuvon hidastuminen ajanhetkellä t saadaan hetkellisen kiihtyvyyden kaavasta

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (1)$$

Kiihtyvyyden a vaativa voima saadaan Newton II laista

$$F = m \times a \quad (2)$$

Edellä mainituilla kaavoilla voidaan määrittää dynaamiset kuormitukset eri massoille ajotilanteissa ja muuntaa ne staattiseen tarkasteluun.

4.3 Analyysiltä haettavat tulokset

Tämän analyysin tavoitteena on määrittää rakenteen vääntöjäykkyys kuormitusten aiheuttaman y- ja z-suuntaisten siirtymien avulla sekä taipuma kuormituspisteiden z-suuntaisesta siirtymien avulla. Rakennemuutoksista havainnollistetaan suurimmat vertailujännityskeskittymät.

4.4 Tulosten tarkkuusvaatimukset

Analyysissä rakenteen elementtiverkon tarkkuusvaatimuksena on, että turvakaarien elementtiverkko noudattaa putkien muotoja sekä vertailujännitystarkastelussa verkko on tarpeeksi tiheä tulosten oikeellisuuden saamiseksi. Rakenne koostuu pääasiassa palkkirakenteista, joten niiden tarkkuus voidaan pitää suhteellisen pienenä siirtymätarkastelussa. Rakenteen kokonaistarkkuus, eli solmupisteiden ja elementtien määrän vaatimukset eivät ole suuret, koska rakenteessa on useampi sata komponenttia. Tarvittaessa vaativimmille turvakaarirakenteen osille voidaan suorittaa verkon tihennystä vertailujännityksiä tarkastellessa. Verkon tarkkuusvaatimusten määrittäminen perustuu siihen, että rakenteen analysointiin käytettävä läpimenoaika pystytään pitämään lyhyenä, mutta analyysin tulokset realistisina.

Rakenteesta myös karsitaan tuloksiin vaikuttamattomat tai vähän vaikuttavat osat kuten: hattuhylly, takaseinän levy, pohjalevyt ja kynnykotelot, jolloin saadaan analyysin rakennetta kevennettyä tuloksen tarkkuuden kärsimättä.

4.5 Virhemahdollisuudet

Kappaleen FE-analyysien tuloksien tarkastelussa tulee ottaa huomioon, että mallin rakentamisessa on virhemahdollisuuksia, jotka vaikuttavat lopputuloksiin. Analyysi-

sin tuloksen virhemarginaali tulee määrittää ennen mallin rakentamista. Virhemahdollisuudet voidaan jakaa kolmeen eri ryhmään. (Cook ym. 2001, 3–4.)

1. Mallinnetun kappaleen geometrian tarkkuus verrattuna todellisen kappaleen muotoihin: mallista voidaan yksinkertaistaa kappaleen muotoja, poistaa reikiä ja välttää pyöristyksiä, jos olettaa kappaleen muotojen olevan epäolennaisia analyysien tuloksien kannalta. Tämä säästää kappaleiden mallinnuksen ja analyysien prosessoinnin läpimenoaika, mutta vähentää tuloksien tarkkuutta.
2. Mallinnetun kappaleen solmukohtien ja elementtien määrä, eli rakenteen verkon tarkkuus: vaikka kappale itsessään olisi tarkkaan mallinnettu, voi silti siihen liitettyjen solmupisteiden määrä olla liian pieni riittävän tarkkojen tulosten saamiseksi. Todellisuudessa kappaleella olisi solmupisteiden verkko mitättömällä solmukohtaisilla etäisyyksillä, mutta käytännön laskennassa tämä ei ole mahdollista laskentatehon puitteissa.
3. Numeerinen epätarkkuus: tietokone käyttää matemaattisia malleja rakenteen/kolmioverkon määrittämisessä. Malleihin liittyy aina numeerinen epätarkkuus desimaalien rajallisen määrän takia ja tämä vaikuttaa laskettuun lopputulokseen. Vaikutus on suhteellisen pieni.

Virhemahdollisuuksien tiedostamisen jälkeen voidaan määritellä analyysin tarkkuusvaatimus ja suorittaa analyysi. Analyysin suorittamisen kannalta ei ole järkevää heti aluksi luoda mahdollisimman tiheää elementtiverkkoa, koska laskentaan käytetty aika kasvaa voimakkaasti verkkoa tihentäessä. Suositeltavana käytäntönä olisi luoda ensin mahdollisimman harva elementtiverkko ja lisätä solmupisteitä, jos analyysin tulokset ovat liian epätarkat. Elementtiverkon tarkkuutta voi myös lisätä erikseen niihin kulmiin, joissa analyysin mukaan ovat suurimmat jännitykset. Silloin ei mallin muiden pintojen solmupisteiden määrä lisääny, vaan vain tarkasteltavan pinnan, jolloin mallin analyysin läpimenoaika ei tarpeettomasti kasva.

5 FE-analyysin rakentaminen ja rajoitteet

FE-analyysissä määritetään osalle tai kokoonpanolle elementti- ja solmupisteverkko, liitospinnat, kiinnityspisteet sekä kuormitukset. Rajoitteiden tarkoituksena on määrittää laskentaohjelmistolle kiinnitetyt tai rajoitetut vapausasteet sekä määrittää kappaleiden liitokset toisiinsa. Seuraavaksi on kerrottu tarkemmin analyysin rakentamisesta ja määrittämisestä.

5.1 Materiaali

Materiaalin valinta vaikuttaa analyysin tuloksiin, eli siirtymiin ja jännityksiin. Materiaalin valinnalla voidaan vaikuttaa yksittäisen osan tai rakenteen painoon sekä jäykkyyteen. Jokaisella materiaalilla on erilaiset ominaisuudet, minkä takia useista materiaaleista muodostettuja kombinaatioita käytetään nykyään yleisesti ajoneuvoteollisuudessa. Materiaalikombinaatioilla pyritään saamaan rakenteelle turvallisuutta ja painoa parantavia ominaisuuksia.

Nykyaikaisissa ajoneuvoissa käytetään hyvin paljon suurlujuusteräksiä, alumiinia sekä komposiittimateriaaleja yhdessä, jotta saavutettaisiin hyvät ominaisuudet ajoneuvon törmäysturvallisuudelle sekä kokonaispainolle. Materiaalin käyttö vanhemmissa ajoneuvoissa on rajoittunut lähinnä teräkseen, jonka hyvänä ominaisuutena voidaan pitää jäykkyyttä, mutta huonoina ominaisuuksina ruostealttiutta sekä ominaispainoa. Korimateriaalina on käytetty Ferrarin 308 GTB:ssä lasikuitua sekä terästä. Lasikuitu on kevyempi materiaali, mutta sen iskunkestävyys tai jäykkyys ei ole teräksen ominaisuuksien tasoisia. Lasikuituisia korimalleja 308 GTB:stä on valmistettu vain muutamia satoja, jotka olivat tarkoitettu lähinnä kilpailukäyttöön.

Simulaatiossa voidaan tarkastella materiaalien vaikutusta rakenteen jäykkyyteen, jännityksiin ja painoon. Kilpa-autoilussa on hyvin tärkeää löytää rakenne, jolla voidaan saada parhain vääntöjäykkyys ilman liiallista ajoneuvon painon lisääntymistä. Tietokonepohjaisten simulaatioiden rakentaminen on helpompaa kuin kokeilupe-
räinen rakentaminen, koska kilpa-ajoneuvon rakennetta saadaan kehitettyä vähäisemmällä työmäärällä. Tietokonemallissa pystytään jatkuvasti seuraamaan raken-

nemuutoksien vaikutusta ajoneuvon painoon ja verrata sen suhteellisuutta rakenteen jäykkyyden lisääntymisenä.

Tässä työssä rakenteen materiaalina on pääasiassa teräs, koska ajoneuvossa on teräksinen runkokehikko, johon on asennettu teräksestä valmistetut turvakaaret. Muutamia osia rakennemuutoksiin toteutetaan alumiinista. Rakennemuutoksien mukaan muodostetaan painon ja vääntöjäykkyyden vertailukaavio.

5.2 Rajoitteet

Rajoitteet ovat rakenteelle asetettavia vapausasterajoitteita, jotka määrittävät simuloitavan rakenteen kiinnityskohdille siirtymäehdot. Kappaleen rajoitteena voidaan käyttää neljää eri vaihtoehtoa:

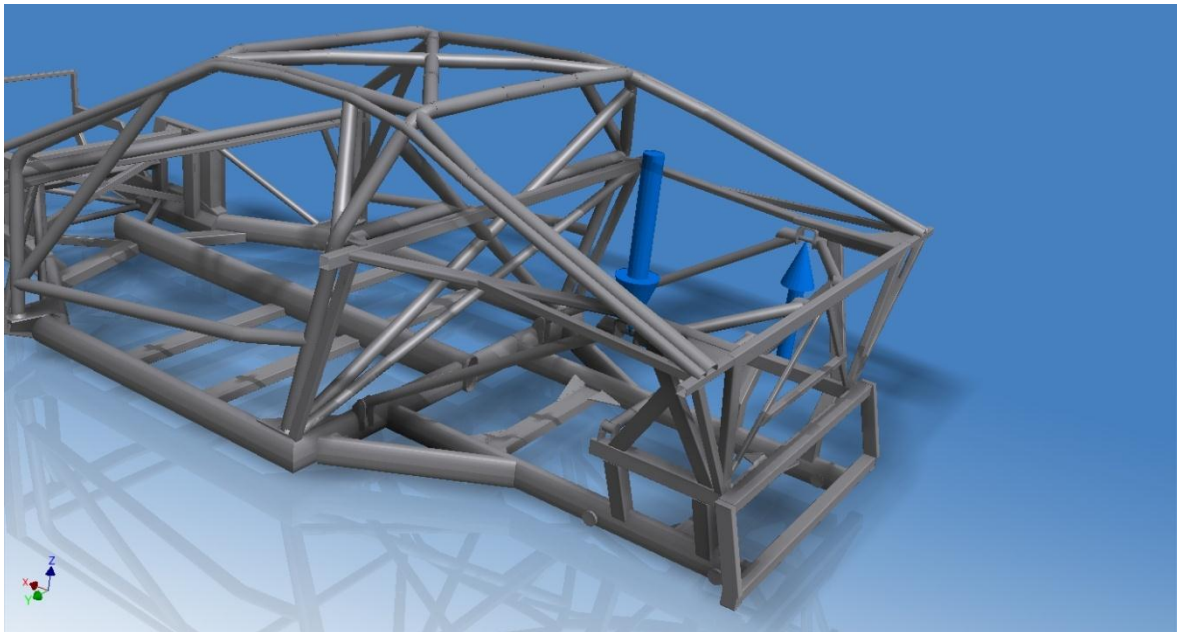
1. Liikkumaton rajoite (Fixed Constraint): kappaleen pintaan, kulmiin tai pysty-akseliin voidaan määrittää rajoite, joka estää aksiaalsiirtymät ja kiertymät. (Prepare for analysis 2012.)
2. Kitkaton rajoite (Frictionless Constraint): kappaleen normaalisuunnan mukaiset siirtymät ja muodonmuutokset ovat rajoitettu, mutta kappale voi kiertyä, siirtyä tai muokkaantua rajoitteen tangentiaalisuunnassa. (Prepare for analysis 2012.)
3. Akselirajoite (Pin Constraint): kaarevan tai sylinterimäisen pinnan vapausasteita rajoitetaan, joko aksiaaliseen, säteen- tai tangentin suuntaiseen liikkeeseen. (Prepare for analysis 2012.)
4. Siirtymärajoite (Prescribed Displacement): pinnalle tai reunalle määritellään erikseen siirtymärajoitteet jokaiselle koordinaattisuunnalle. (Comsol 2012.)

Yleisin kiinnitys kappaleelle on Fixed constraint, jolloin asetetaan kappaleelle tai pinnalle täysin jäykkä rajoite. Rajoitteet täytyy aina määrittää simulaatiolle, jotta ratkaisut saataisiin muodostettua, koska rajoitteet ovat ainoat pisteet tai pinnat, joiden lukitut vapausasteet eivät liiku kuorman vaikutuksesta. Ilman tätä määrittystä

kappale tai kokoonpano joutuisi voiman aiheuttamaan jäykän kappaleen liikkeeseen.

5.3 Kuormitukset

Simuloitavan kappaleen kuormitukset määritetään kappaleeseen todellisuudessa vaikuttavien voimien aiheuttamasta rasituksesta, jota se joutuu ottamaan vastaan suunnitellun toiminnan aikana (Kuvio 4). Kuormitukset aiheuttavat kappaleeseen jännityksiä, siirtymiä ja muodonmuutoksia (Prepare for analysis 2012). Kuormituksen aiheuttajia voi esiintyä useampia samaan aikaan, kuten voima, paine ja momentti. Kappaleeseen vaikuttaa aina myös painovoima massan ja maan vetovoiman yhteisvaikutuksesta. Analyysin yksinkertaistamisen kannalta gravitaation vaikutus kappaleen rasitukseen tai muodonmuutokseen voidaan jättää huomiotta, jos sen vaikutus kokonaistulokseen on olematon.



Kuvio 4. Takapään kuormitus z-akselin voimakomponenteilla.

Kappaleen kuormituksen määrittelyssä täytyy tarvittaessa ottaa myös huomioon värähtelytarkastelu, jos kappaleen käyttötilanteeseen liittyy dynaamisia rasituksia. Ulkoiset värähtelyn aiheuttajat, kuten iskut sekä harmoniset voimat, voivat herättää rakenteen ominaisvärähtelyn ja aiheuttaa kappaleelle hetkellisiä, tai pysyviä

muodonmuutoksia. Värähtelyanalyysijä ei suoriteta tässä opinnäytetyössä, koska ajotilanteen suurimpina kuormituksina eivät ole iskut tai värähtelyt.

Rakenteen kuormituksen ja analyysien tulosten perusteella täytyy saavuttaa haluttu varmuuskerroin. Sillä varmistetaan, ettei kappaleeseen kohdistuvien kuormitusten suuruus aiheuta pysyvää muodonmuutosta. Varmuuskerroin määritellään kappaleelle sen käyttötarkoituksen ja kestoajan mukaan. Varmuuskertoimia on määritetty eri rakenteille standardeissa, jotta varmistuttaisiin rakenteen kestävyys riittävästä käyttötarkoituksen mukaan. Rakenteet, jotka ovat vaikutuksessa ihmisten kanssa, kuten sillat, hissit ja rakennukset, vaativat suuremman varmuuskertoimen kuin käyttölaitteet, kuten työkalut.

5.4 Kiinnitykset

Kiinnitykset määrittelevät kappaleiden suhteet toisiinsa kokoonpanossa sekä niiden väliset vapausaste-rajotteet. Kappaleiden väliset kiinnityksrajotteet vaikuttavat suuresti analyysin lopputulokseen, koska kuormitus jakaantuu kiinnitysten mukaan rakenteen eri osille. Kiinnitysten määrittämiseen rakenteen kappaleiden välille käytetään seuraavia määrittelyjä Autodesk Inventor -ohjelmassa:

1. Jäykkä kiinnitys (Bonded contact): kappaleiden väliset pinnat tai reunat on liitetty yhteen kiinteästi, eli niiden väliset vapausasteet ovat lukittuja. Osat eivät voi irrota toisistaan simulaatiossa. (Prepare for analysis 2012.)
2. Irtaantuminen (Separation): kappaleiden väliset liitospinnat tai reunat voivat irrota simulaatiossa toisistaan kuormituksen aiheuttamasta muodonmuutoksesta johtuen, joko kokonaan tai osittain. (Prepare for analysis 2012.)
3. Liukuminen (Sliding): kappaleiden väliset liitospinnat tai -reunat voivat liukua toisiinsa nähden simulaatiossa. (Prepare for analysis 2012.)
4. Kutistusliitos (Shrink Fit): kappaleiden väliset pinnat tai reunat voivat painautua toisiaan vasten simulaatiossa. (Prepare for analysis 2012.)
5. Jousi (Spring): kappaleiden välille voidaan asettaa kuvitteellinen jousi, joka vastustaa kokoonpanon muodonmuutoksia. (Prepare for analysis 2012.)

Irtautumista, liukumista ja painautumista voidaan kaikkia käyttää toistensa yhteydessä, jotta kappaleiden välille saadaan määriteltyä halutut vapausasteet. Kiinnitysten määrittäminen simulaatioon arvioidaan käytännön rakenteen liitosten mukaisesti.

Tässä lopputyössä on kaikki kiinnitykset toteutettu jäykällä kiinnityksellä, koska ajoneuvon runkorakenteen liitoskohdat ovat hitsattuja. Kappaleiden välisiä siirtymiä ei huomioida, koska ne ovat pieniä verrattuna kokonaissiirtymään.

5.5 Elementtiverkko

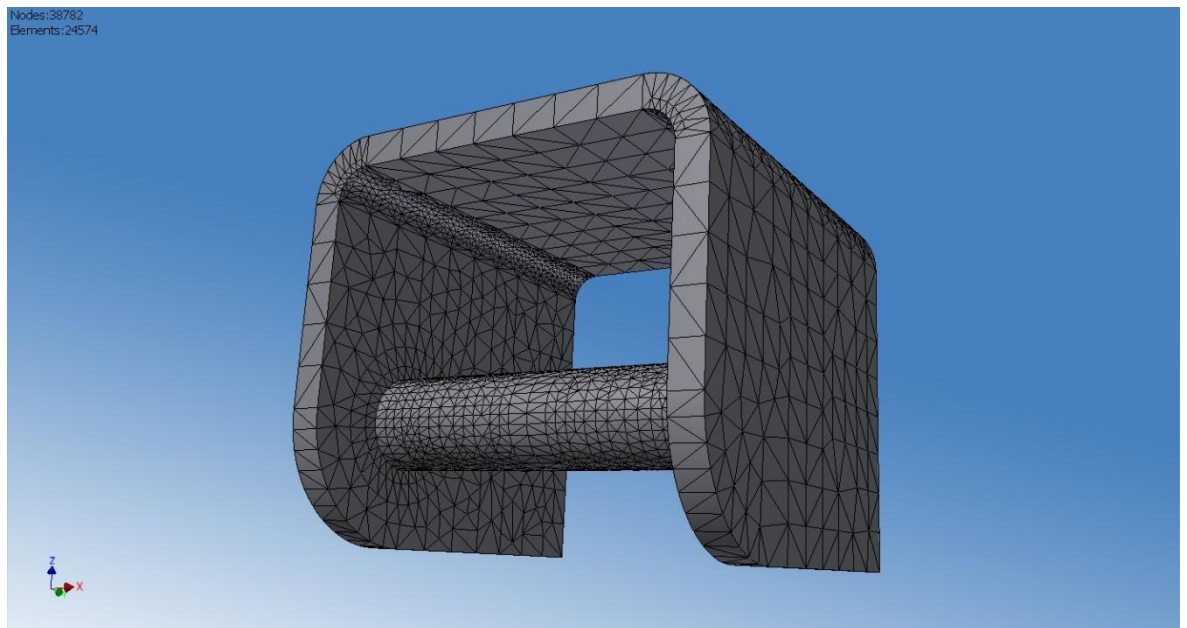
Kappaleen muodon määrittelemiseksi luodaan elementtiverkko, joka koostuu solmupisteistä ja pisteiden välisistä liitoskäyristä. Analyysitulosten tarkkuus on verrannollinen solmupisteiden määrään. Yksinkertaistaen, mitä enemmän tarkastelupisteitä on, sitä tarkemmin saadaan määriteltyä solmupisteiden etäisyyksien muutos toisiinsa nähden.

Elementtiverkon rakenne tulisi määrittää kappaleiden pinnan muodon mukaan. Mitä yksinkertaisempi rakenne on, sitä vähemmän tarvitaan solmupisteitä ja tämä keventää rakenteen simulaatiota. Jos kappaleella on monimutkaisia muotoa, täytyy verkon tarkkuutta lisätä, että saadaan jännitykset riittävän tarkasti.

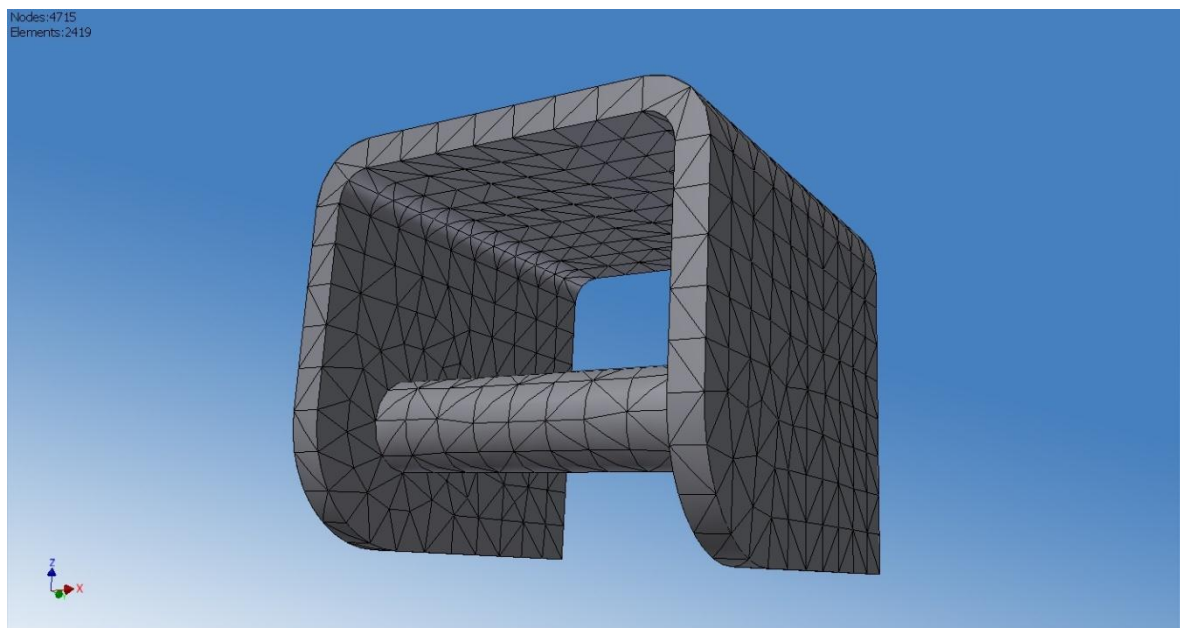
Verkon rakennus kokoonpanoon tai kappaleeseen voidaan toteuttaa muutamalla eri tavalla. Verkko voidaan rakentaa kuorimallina, jolloin kappaleelle mallinnetaan keskipinta ja määritetään paksuus. Kuorimallille verkko luodaan vain keskipinnalle, eikä koko materiaalin paksuudelle. Yleisesti kuorimallin verkkoa käytetään ohuiden kappaleiden simuloinnissa tai virtaussimulaatioissa. Toinen yleinen verkkomalli on niin sanottu solidimalli, jossa koko rakenteen tilavuudelle muodostetaan kolmiulotteinen verkkorakenne.

Verkon tarkkuuteen voidaan vaikuttaa esimerkiksi määrittelemällä suurin solmupisteiden välinen kääntökulma. Tämä asetus vaikuttaa verkon kykyyn seurata kappaleen muotoja pyöristyksissä ja rei`issä, eli kuinka monta solmupistettä verkko joutuu luomaan kaarevan pinnan määrittämiseen. Tässä työssä käytetään siirtymiä määritettäessä 47 asteen kääntökulma-asetusta. Alla on esimerkki iskunvaimenti-

men tuesta eri kääntökulma-asetuksilla, josta voi havaita verkon solmupisteiden eron (Kuvio 5 ja 6).



Kuvio 5. Kääntökulma-asetus 15 astetta. Solmupisteitä 38 782 kappaletta.



Kuvio 6. Kääntökulma-asetus 60 astetta. Solmupisteitä 4 715 kappaletta.

Autodesk Inventorin stress analysis -toiminnossa on tetraedriverkon määrittämiselle helppokäyttöiset säätömahdollisuudet (Kuvio 7). Tämän työn analyseissä käytetyn verkon asetukset on kuvattu alla, sekä ensin lyhyesti määritelty säätömahdollisuuksien toiminta.

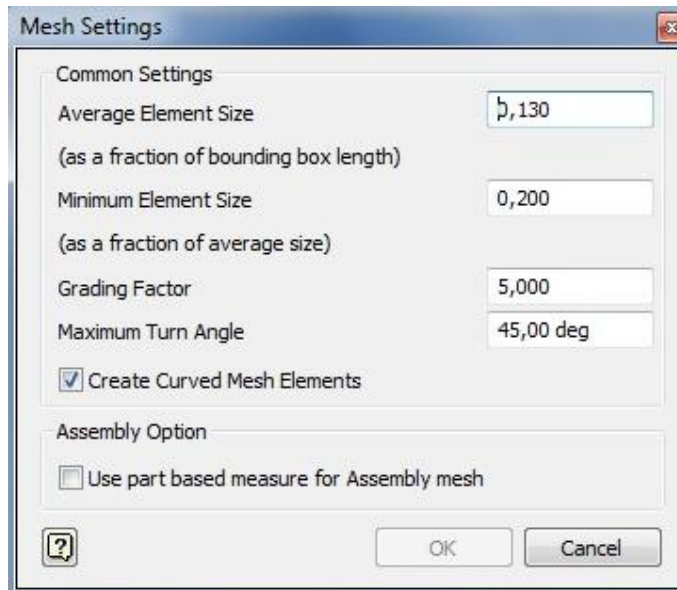
Grading factor on verkon säätömahdollisuus, jolla määritellään tiheän ja karkean verkon yhteneväisyyskerroin. Eli kerroin, joka määrittää tiheän verkon muuttumisen harvemmaksi verkoksi. (Prepare for analysis 2012.)

Average element size määrittää keskimääräisen elementtikoon määritellyllä alueella. Tämä asetus vaikuttaa voimakkaasti elementtien ja solmupisteiden määrään sekä tulosten tarkkuuteen. (Prepare for analysis 2012.)

Minimum element size on keskimääräisen elementtikoon suhteellinen osa, joka määrittää pienimmän mahdollisen elementtikoon. Arvon pienentäminen lisää solmupisteiden määrää dramaattisesti. (Prepare for analysis 2012.)

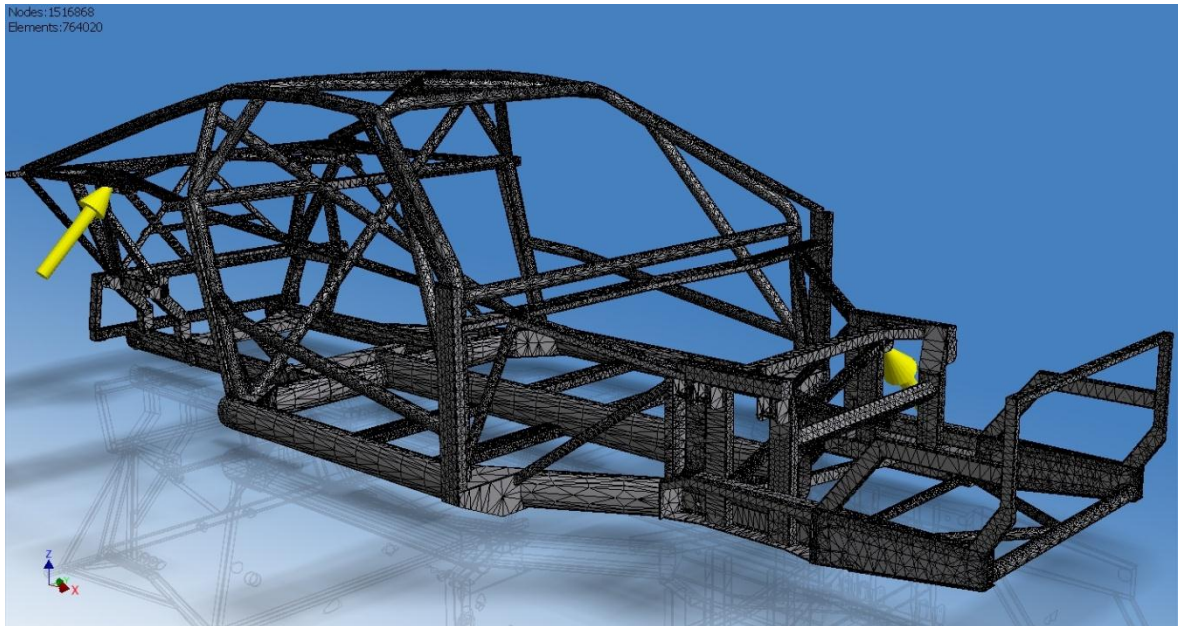
Create curved mesh elements -asetus määrittää elementin solmupisteiden muodostuksen reunojen pyöristyksissä ja pinnan muodoissa. (Prepare for analysis 2012.)

Kokoonpanossa on mahdollisuus valita aktiiviseksi Use part based measure for assembly mesh -valinta, jolloin kappaleen koko vaikuttaa oman verkkonsa tiheyteen. Ilman asetuksen aktivointia kokoonpanon osat käyttävät verkon tiheyttä, joka on suhteellinen kokoonpanon mittoihin. (Prepare for analysis 2012.)

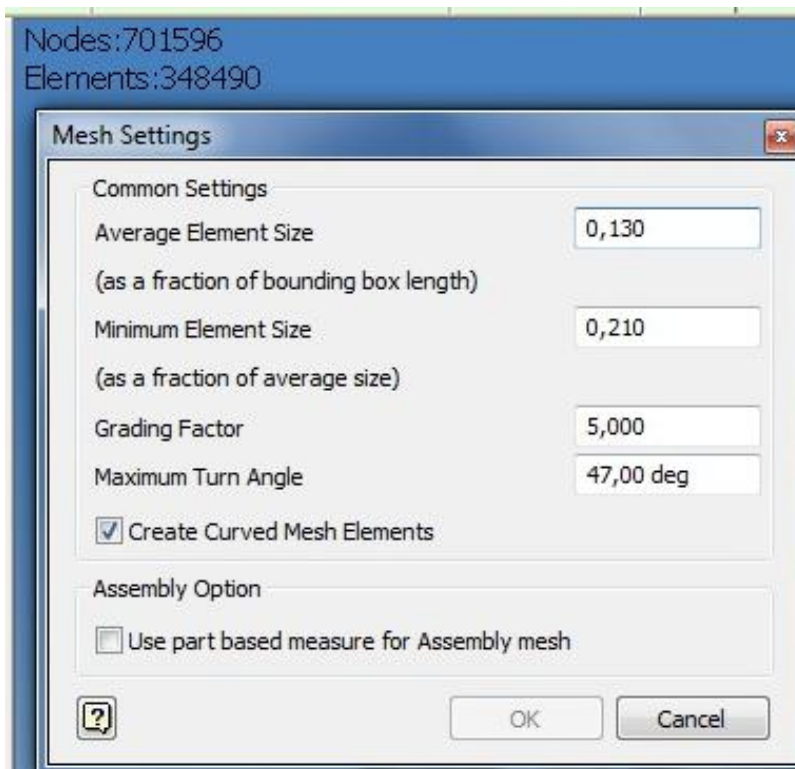


Kuvio 7. Ensimmäisiä säätöasetuksia verkon tarkkuudelle.

Ensimmäisillä säätöasetuksilla (Kuvio 7) verkon koko kasvoi liian tiheäksi, mikä aiheutti prosessin läpimenoajan lisääntymistä. Verkon luonti vei noin viisi tuntia ja analyysin ratkaisu kesti kolme tuntia (Kuvio 8). Koska työssä suoritetaan useita ratkaisuja eri voimilla eri rakenteille, kyseiset prosessiajat olivat liian pitkiä. Säättöjen parantamiseksi muutettiin suurin käänkökulma 47 asteeseen ja pienimmän elementin kerroin arvoon 0,210 (Kuvio 9). Näillä muutoksilla solmupisteiden määrä tippui 1 516 868 solmupisteestä 738 202 solmupisteeseen ja elementtien määrä pieneni 764 020 kappaleesta 396 005 kappaleeseen. Prosessointiajat muuttuivat merkittävästi. Läpimenoaika simulaatiolle väheni yhteensä kolme tuntia.



Kuvio 8. Rungon verkkomalli, jossa on 1 516 868 solmupistettä ja 764 020 elementtiä.



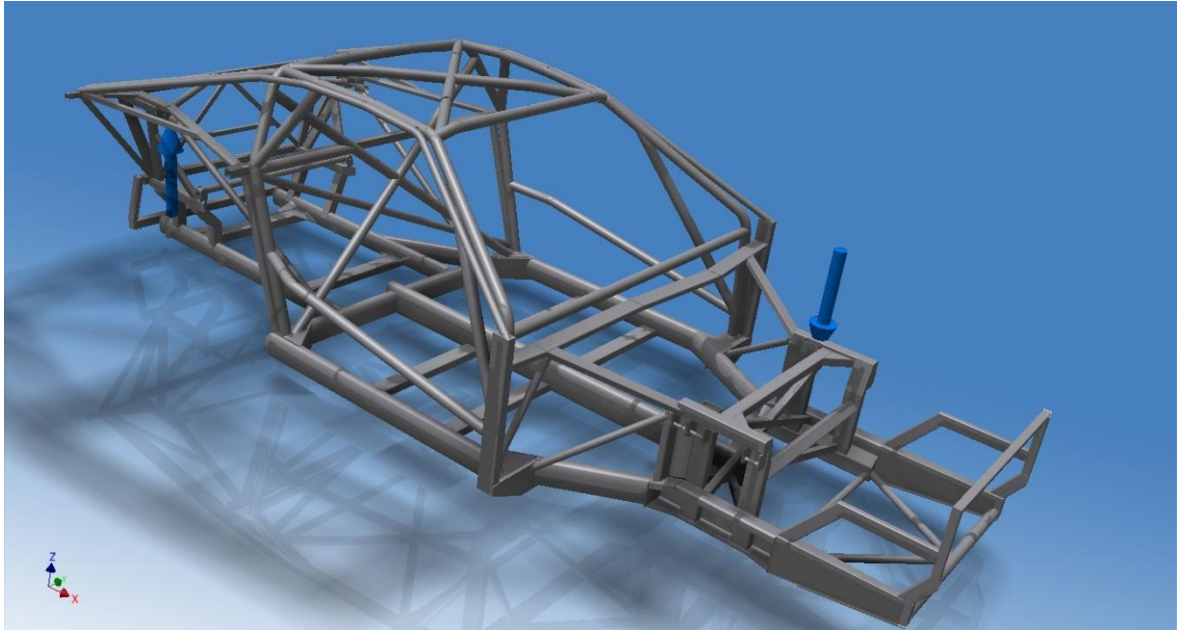
Kuvio 9. Harvemman verkon määrittämiseen käytettävät asetukset.

6 Analysoitavat tilanteet

Runkorakenteen kuormitukset simulointia varten pyritään määrittämään mahdollisimman todenmukaisilla menetelmillä ajotilanteista sekä ajoneuvoteollisuudessa käytetyistä teknisistä kokeista. Tilanneanalyysillä pyritään saamaan vertailukelpoisia tuloksia, joita voitaisiin rinnastaa muiden ajoneuvojen arvoihin. Mahdollisia tilanneanalyysieja ja kuormitustilanteita on määritelty seuraavaksi ja niiden pohjalta tehdään lopulliset valinnat lopputyössä suoritettaville analyyseille.

6.1 Ristikkäinen kuormitus

Ajoneuvoa voidaan kuormittaa ristikkäisistä kulmista kokonaisuudessaan ja maan vetovoiman aiheuttamilla voimakomponenteilla (Kuvio 10). Tilanne on otettu auto-teollisuudessa käytetystä jousituksen testauslaitteesta, jossa ajoneuvoa ajetaan testiradalla, johon on asetettu erivaiheisesti pyöräparille kuoppia ja kumpuja. Ristikkäisiin jousituntoihin kohdistuvista voimakomponenteista aiheutuu rakenteelle diagonaalista vääntöä. Rakenteessa määritellään kiinnitetyiksi komponenteiksi ajoneuvon vastakkaiset diagonaaliset pyörätuennat. Tuentakohtaiset voimakomponentit jakautuvat ajoneuvon määriteltyjen akselimassojen ja pyöräntuenta-tyypin mukaan. Tilanteella voidaan tarkastella etu- ja takarunkorakenteen suhteellisia kulma- ja siirtymämittaeroja, eli rakenteen jäykkyysjakaumaa.

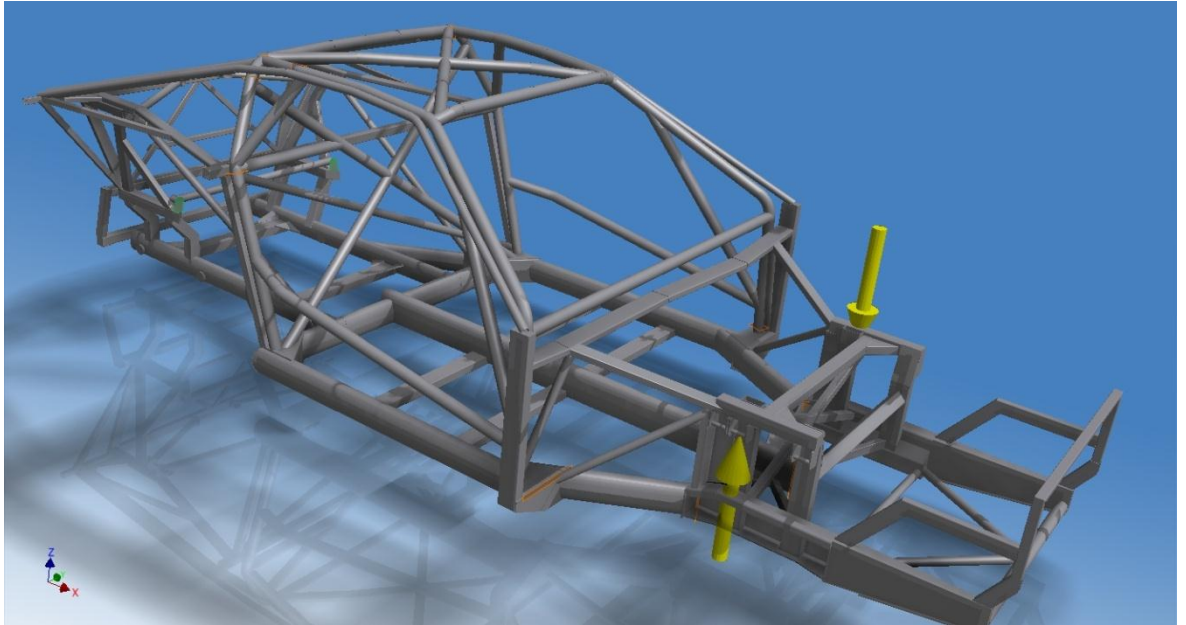


Kuvio 10. Ristikkäistuenta. Vasen etutuenta ja oikea takatuenta kuormituksen alaisena.

6.2 Pitkittäisvääntöjäykkyyden mittaaminen

Ajoneuvon iskunvaimentimen kiinnikkeisiin liitetään vastakkaissuuntaiset, mutta samansuuruiset voimat, jotka aiheuttavat momentin kiinnityskohtien poikkisuuntaisen etäisyyden keskipisteen ympäri (Kuvio 11). Voimat kohdistetaan kiinnikkeisiin z-akselin suuntaisesti. Vastakkaiset iskunvaimentimen kiinnikkeet lukitaan aksiaalissuuntaisilta vapausasteilta. Testi suoritetaan kuormittamalla etutuenta ja kiinnittämällä takatuenta, sekä kiinnittämällä etutuenta ja kuormittamalla takatuenta. Analyysin tuloksia etu- ja takapään kuormituksista verrataan keskenään. Analyysia voidaan suorittaa erisuuruilla voimilla ja määrittellä siten rungon kulma muutos suhteessa käytettyyn momenttiin. Testi suoritetaan SAE International NASCAR Winston Cup kilpasarjan ajoneuvojen vääntöjäykkyyden määrittämiseen käytettävällä laskentamenetelmällä (Thompson, Lampert & Law 1998, 1–2).

Simulaatiossa käytetty momentti etu- ja takatuennan kuormituksessa on 20 000 Nm. Testit voidaan suorittaa muillakin momenttikuormituksilla, koska yhden asteen vääntöjäykkyys määritellään matemaattisesti. Kuormitusten ja kulmamuuotoksien mukaan muodostetaan jokaiselle rakenteelle vääntöjäykkyykskuvaajat.



Kuvio 11. Vääntöjäykkyyden analysointi etupään momenttikermituksella.

6.3 Etu- ja takakulman erillinen kuormitus

Yhden kulman kuormittamisessa simuloidaan dynaamista ajotilannetta, jossa ajoneuvon paino ja kiihtyvyys vaikuttavat hetkellisesti yhteen pyörätuentaan. Tämä simuloitu tilanne on käytännössä harvinainen, koska vain äärimmäisissä tilanteissa ajoneuvon koko paino siirtyy yhdelle pyörälle. Tällaisia tilanteita voi sattua esimerkiksi ralliautolla, jonka ajoradoilla on suuriakin hyppyjä. Ajoneuvon laskeutuminen yhdelle pyörälle on mahdollista tällaisessa maastossa ja sen takia rungon ja jousituksen käytös ei saisi dramaattisesti muuttua kontaktissa. Muutos aiheuttaisi ajoneuvon ajettavuuden menetyksen ja pahimmillaan ulosajon. Pyöräkohtainen kuormitus on siten pahin mahdollinen tilanne, johon alustarakenteen suunnittelussa voidaan varautua. Tämän dynaamisen tilanteen muokkaaminen staattiseksi analyysiksi käytetään tiettyjä oletuksia ajoneuvon painosta, nopeudesta ja hidastuvuudesta. Oletukset tehdään käsiteltävän ajoneuvon saaduista tiedoista.

6.4 Kaarrekäyttäytyminen

Ajotilanne, jossa ajoneuvo jarruttaa kaarteeseen tai kiihdyttää kaarteesta on tyypillinen kilpa-ajoneuvon dynaaminen tilanne, jossa ajoneuvon massan kiihtyvyydestä

aiheutuvat voimat rasittavat runkoa (Kuvio 12). Ajoneuvon kaarreaajossa kohdistuu tangentin suuntainen kiihtyvyys, sekä keskeiskiihtyvyys. Suurin rasitus kohdistuu runkorakenteelle silloin, kun kaarteeseen käännytessä käytössä on renkaiden pidon mahdollistama suurin hidastuvuus. Ajotilanteen aiheuttama runkorasitus voi esiintyä esimerkiksi sisemmän takapyörän normaalivoiman vähenemisellä jarrutuksessa ajoneuvon kääntyessä. Kyseisessä tilanteessa täytyy ottaa huomioon alustageometrian, painopisteen, jousien ja kallistuksenvakainten vaikutus kaarreaajotilanteen pyöräkohtaisiin painonmuutoksiin.



Kuvio 12. Kaarrekiihdytys. Mäkelä Martini Ferrari (Mäkelä Auto Tuning).

6.5 Pyöräparin jousto

Pyöräparin joustotilanteella voidaan tarkastella rungon pituussuuntaista taipumaa. Tilanne on yleinen ralliautoilla, jotka ajavat hyppyristä ja laskeutuvat mahdollisesti etu- tai takapyörien varaan. Dynaaminen tilanne voidaan mallintaa staattiseksi käyttäen ajoneuvokohtaisia olettamuksia hyppytilanteesta, eli laskeutumiskulmasta, ajonopeudesta ja ajoneuvon painosta. Analyysillä pyritään määrittämään runkorakenteen heikkoja kohtia notkahtamisen välttämiseksi.

6.6 Analysoitavien tilanteiden valinta

Opinnäytetyön analysoitavaksi tilanteeksi valittiin pitkittäisvääntöjäykkyyden tarkastelu, koska runkorakenteen vääntöjäykkyys on merkityksellinen ajoneuvon kaarrekäyttäytymisen parantamisen kannalta. Pitkittäisvääntöjäykkyyden simuloiminen momenttikuormitusten avulla on verrattavissa kaarrekäyttäytymiseen, koska kaarreaajossa kuormittavana tekijänä on ajoneuvon painonsiirron aiheuttama momentti. Vääntöjäykkyyden analysointi suoritetaan kaikille rakennemuutoksille etu- ja takapään tarkasteluina. Pitkittäisen vääntöjäykkyyden analysointia voidaan soveltaa kaikkiin tilannevariaatioihin, koska se tuo esiin runkorakenteen heikot kohdat vertailujännitystuloksissa. Rakenteiden vääntöjäykkyyttä parantamalla parannetaan myös sen pituussuuntaista taivutusvastusta sekä ristikkäiskuormituksen jäykkyyttä, joten kyseisten tilanteiden simuloimista erikseen ei nähdä tarpeelliseksi. Kilpa-ajoneuvon kannalta vääntöjäykkyys on merkitsevin tekijä kehittäessä ajodynamiikkaa runkorakennemuutoksilla. Vääntöjäykkyyden analysointi on myös hyödyllisintä siksi, että eri kilpa-ajoneuvoista on saatavilla vertailuarvoja, joihin analyysin tuloksia voidaan verrata.

Pitkittäisvääntöjäykkyyden tarkastelussa erillisillä etu- ja takapään analyyseillä saadaan tulokset kummankin pään vääntöjäykkyyksisarvoille. Tuloksista voidaan tarkastella ajoneuvon suhteellista jäykkyydjakaumaa etu- ja takapään välillä. Tätä voitaisiin tarkastella myös ristikkäiskuormituksella. Ristikkäiskuormituksen analyysejä ei suoriteta, koska tulokset voidaan lukea prosentuaalisesta vääntöjäykkyyssuhteesta.

7 Analyysin suorittaminen

Staattisen simulaation FE-analyysin mallintamiseen käytetään tässä lopputyössä Autodesk Inventor Professional 2012 Student Version -ohjelmistoa, johon on sisällytetty stress analysis -toiminto. Kyseisellä monifysiikkaohjelmistolla voidaan luoda simulaatio, jolla kuormitetaan mallinnettua runko- ja turvakaarirakennetta staattisessa tilanteessa.

Ohjelmiston käyttämiseen ja säätötoimenpiteisiin käytettiin ohjeena Autodesk'in HelpCenter -nettisivustoa, jossa valmistaja kuvaa ohjelmiston ominaisuuksia ja käyttöä. Ohjelmiston käyttö on helppoa yksinkertaisen käyttöjärjestelmän ansiosta eikä yhteensopivuusongelmia syntynyt 3D-mallin ja simulaation kanssa, koska kummatkin on luotu samalla ohjelmistolla. Malli siirrettiin myös Autodesk Simulation -ohjelmistoon, mutta siirrossa syntyi ongelmia kappaleiden muodon kanssa ja rakenteen käsittelyaika kasvoi liian suureksi. Malli siirrettiin myös Comsol Multiphysics -ohjelmistoon, jonka kanssa myöhemmin tuli yhteensopivuusongelmia eikä malli enää myöhemmin siirtynyt kyseiseen ohjelmistoon. Yhteensopivuusongelmien takia päätettiin tässä työssä käyttää parhaiten yhteensopivaa ohjelmistoa, eli Autodesk Inventor 2012 -ohjelmistoa.

3D-mallin rakentamisen jälkeen määriteltiin simulaatio stress analysis -toiminnon avulla. Simulaatioksi valittiin rakenteen staattinen analysointi ja mallinnusvirheiden vuoksi liitospintojen suurimmaksi etäisyydeksi määriteltiin 0,5 mm. Kokoonpanossa osien yhteensopivuusongelmia voi sattua, koska osien pyöritykset ja osien väliset raot saattavat jäädä huomaamatta mallinnuksen aikana. Automaattinen liitosmäärittelijä ei tällöin yhdistä simulaatiossa rakenteita mitkä ovat kauempana toisistaan kuin 0,5 mm.

Osien mallinnuksen aikana määritetään kappaleille materiaali, jonka simulaatio-ohjelmisto hakee suoraan 3D-mallista. Simulaatiossa kokoonpanon osien materiaalit tarkastetaan ja haluttaessa materiaalia muutetaan Material Assign -työkalulla. Simulaation ratkaisuja ei voida suorittaa, jos rakenteessa on yksikään osa jolle ei ole määritetty materiaalia. Simulaatiossa muutetut materiaalit eivät muuta alkuperäistä mallinnetun osan materiaalivalintaa, joten poistuttaessa simulaatiosta muuttuu materiaali alkuperäiseksi.

Simulaatiolle valittu tilanne, eli kokoonpanoon vaikuttavat kuormat ja kiinnityspisteet määritellään rakenteelle vääntöjäykkyydestin mukaisesti. Constraints - työkalulla määritellään kokoonpanon kiinnityskohdat. Kiinnityksien rajoitus mahdollisuuksia Inventorin analyysitoiminnossa on kappaleiden pinnoille ja reunoille liikumatonta, kitkaton ja aksiaalinen. Pitkittäisvääntöjäykkyyttä simuloitaessa asetetaan työssä iskunvaimentimien kiinnikkeille aksiaalirajoite. Lukituksi vapausasteeksi määritellään säteen suuntainen liike, jolloin kiinnityspisteelle jäävät vapaiksi vapausasteiksi rotaatio kiinnikkeen akselin ympäri ja x-suuntainen liike. Säteen suuntaisen liikkeen rajoittaminen estää z- ja y-akselin paikanmuutoksen. Säteen suuntainen rajoite mallintaa kaikkein tarkimmin unibal-niveliä, jota käytetään kiinnikkeenä Winston Cup rata-auton vääntöjäykkyyksikokeen käytännön testeissä. Simulaatiossa rakennetta kuormittavia voimia, momenteja ja painetta voidaan määrittää osien pintoihin, reunoihin ja pisteisiin, mutta tässä simulaatiossa voimia kiinnitetään vain iskunvaimentimien kiinnikkeiden akselin pintaan (Kuvio 5).

Rakenteelle suoritetaan automaattinen kiinnityspintojen määrittäminen, jolloin ohjelmisto suorittaa kontaktipintojen määrittämisen rakenteen osien pintojen yhteensopivuuden mukaan, ottaen huomioon määritellyn liitospintojen suurimman etäisyyden. Liitospintojen määrittämiseen manuaalisesti palataan analyysin tulosten jälkeen.

Kontaktipintojen määrittäminen mahdollistaa verkon luomisen rakenteelle, koska osien välisiin liitoksiin voidaan määrittää yhdistävät solmupisteet. Verkon tarkkuuden määrittäminen on aikaa vievää työskentelyä. Sen vaikutus tuloksiin ja läpimenoaikaan on suuri. Verkon määrittämiseen käytettiin useita kymmeniä tunteja tässä työssä, jotta saataisiin tarpeeksi tarkka verkko määrittämään rakenteen muotoja, mutta silti säilyttämään realistinen läpimenoaika simulaatiolle. Simulaation kontaktipintojen määrittämisen, verkon rakennuksen ja ratkaisujen suorittamisen yhteinen läpimenoaika oli yhteensä noin kolme tuntia, kun verkon tarkkuus oli noin 800 000 solmupistettä.

Luodulle mallille suoritetaan ratkaisu, jolloin ohjelmisto laskee rakenteen siirtymät, muodonmuutokset ja jännitykset. Verkko mahdollistaa yhdessä liitospintojen kanssa rakenteen osien riippuvuuden toisistaan kuormitusten vaikutuksen alaisena. Ratkaisun jälkeen tarkastetaan, että kaikki rakenteen osat ovat ottaneet vastaan kuorman aiheuttaman jännityksen, eli osilla on tarvittavat liitokset. Tarkastelu on-

nistui helpoiten, kun tuloksien kuvakerroin oli vähintään kaksinkertainen todelliseen siirtymään verrattuna. Jos jokin kappale ei ole siirtynyt alkuperäisestä paikastaan, täytyy sille määrätä manuaalisesti liitospinnat. Ratkaisusta havaittiin, että takapalkin vasen vahvikelevy, runkoputken tukilevyt ja lattian poikkiputki olivat ai-noat kappaleet, joille automaattinen kiinnitystoimenpide ei muodostanut rajoitteita (Liite 7). Liitospintojen päivitykset kappaleille suoritettiin manuaalisesti ratkaisun jälkeen. Liitospintojen päivityksen jälkeen suoritetaan verkon luominen ja tuloslas-kennat uudelleen sekä tarkastellaan liitospintojen päivitysten onnistuminen. Tulosten tarkastelussa täytyy olla kriittinen, koska yhdenkin komponentin liitospintojen puuttuminen tai väärä liitostyyppi vaikuttaa lopputulosten tarkkuuteen. On myös mahdollista suorittaa konvergointiratkaisuja, jolloin ohjelmisto laskee usealla ver-kon tarkkuudella rakenteelle vertailujännitykset ja siirtymät. Tällöin voidaan tarkas-tella ratkaisujen tarkkuutta eri verkkorakenteille ratkaisujen viivadiagrammista. Ky-seinen moniratkaisuanalyysi on hyvin raskas suurien kokoonpanojen laskennassa, joten sitä käytetään tässä työssä vain vertailujännityksiä tarkastellessa.

8 Runko- ja turvakaarirakenne variaatioiden analysointi

Tavoitteena on parantaa lähtökohtana olevan runkorakenteen jäykkyyttä erilaisilla rakenteellisilla muutoksilla. Rakenteeseen liitetään tai rakenteesta poistetaan osakomponentteja. Rakenteiden muutokset esitetään kuvissa punaisella pintavärillä. Osien poistoilla pyritään analysoimaan mitkä komponentit eivät vaikuta ajoneuvon jäykkyyteen ja lisäävät ajoneuvon painoa. Rakenteen parannukset havainnollistetaan lähtökohtana olevan rakenteen simuloidusta jännitys jakaumasta, sekä kokemusperäisestä tiedosta. Luokitustodistuksen perusteella rakennettavaan ajoneuvoon saa tehdä muutoksia vain alkuperäisen luokitellun group 4-kilpa-ajoneuvon kuvien ja FIA:n historic -sääntöjen mukaan. Kaikki rakennemuutokset on pystyttävä perustelemaan luokitellun ajoneuvon kuvien avulla, mutta turvavarusteissa rakentajalle on annettu vapauksia. Turvavarusteiden parannusta voidaan suorittaa luokiteltavaan ajoneuvoon. Turvavarusteisiin lasketaan turvakaaret, joiden rakennemuutoksia on määritetty FIA:n historic -sääntökirjassa (Appendix K 2011). Kuvia alkuperäisestä kilpa-ajoneuvosta on luokitustodistuksen yhteydessä, sekä Mäkelä Auto-Tuning Oy:n kuva-arkistossa.

8.1 Lähtökohtainen rakenne

Simulaatiot suoritetaan lähtökohtana olevalle runko- ja turvakaarirakenteelle (Rakenne 1), jotta rakennemuutosten vaikutuksia voidaan verrata lähtökohtaisiin tuloksiin. Rakenteen verkon tarkkuus on määritetty kyseisellä rakenteella, eikä verkon tarkkuutta muokata myöhempien testien aikana. Rakenteeseen suoritettavia muutoksia hahmoteltiin tutkimalla rakenteen jännitys jakaumaa etu- ja takapäätä kuormittamalla (Liite 1).

8.2 Turvakaarien liitos etutuentaan

Puolisivukaarien tukevaa liitosta etutuentaan ei aikaisemmin vakiorakenteessa ole käytännössä ollut, koska etutuennan vastaanottamat voimat kulkevat pääosin pohjan runkopalkkien kautta puolisivukaarien tukikiinnityksiin. Vääntöjäykkyyden kan-

nalta on tärkeää, että etutuennan ja turvakaarien välistä tuentaa parannettaisiin, koska vakiorakenteessa suurimmat voimat etutuennasta vaikuttavat juuri A-pilarin ja etutuennan välisiin putki- ja palkkirakenteisiin.

Rakennemuutoksissa puolisivukaarien rakenne pysyy alkuperäisenä, mutta puolisivukaarien kiinnitystä A-pilarien väliseen palkkiin muokataan. Rakennemuutoksen ansiosta pyritään saamaan etutuennan ja turvakaarirakenteen paranneltu kytkentä toisiinsa pohjan runkopalkkien sekä puolisivukaarien kautta. Lisäputkien asentaminen turvakaarirakenteeseen on sallittua AKK Motorsport Liite J:n ja FIA:n Appendix K -sääntöjen mukaan.

8.2.1 Rakenne 2

Lähtökohtana olevan rakenteen vertailujännitysjakautumia tutkimalla päätettiin muuttaa etupään ja pohjan runkopalkkien välisen rakenteen diagonaalitukien halkaisija $\varnothing 25 \times 2 \text{ mm}$ $\varnothing 30 \times 2,5 \text{ mm}$ ja tarkastella putkien mittamuutoksen vaikutuksia vääntöjäykkyyteen (Liite 2).

8.2.2 Rakenne 3

A-pilarien välinen palkkirakenne korvataan poikkiputkella $\varnothing 38 \times 2,5 \text{ mm}$ ja liitetään puolisivukaareen AKK:n Liite J -sääntöjen mukaisella kulmavahvikkeella (Autojen tekniset määräykset ja kuljettajien ajovarusteet 2010, 16). Lähtökohtaisessa rakenteessa etutuennan ja A-pilarin poikittaisen tukipalkin välillä olevat tukipalkit korvataan $\varnothing 30 \times 2,5 \text{ mm}$ putkilla. Diagonaalinen tukiputki $\varnothing 30 \times 2,5 \text{ mm}$ liitetään oikean etutuennan takapästä poikittaisputken keskelle. Rakennemuutoksen tarkoituksena on tarkastella putki- ja palkkirakenteen vääntöjäykkyyseroja. (Liite 2.)

8.2.3 Rakenne 4

Runkorakenteeseen tehdään rakenne 2:n mukaiset muutokset sekä lisäksi etutuennan ja pohjan runkopalkkien väliset diagonaaliset tukiputket ja A-pilarin väli-

sen poikkiputken tukiputket muutetaan $\varnothing 25 \times 2$ mm $\varnothing 30 \times 2,5$ mm. Diagonaalinen tukiputki oikean etutuennan ja poikittaisputken väliltä poistetaan, koska sen vaikutus vääntöjäykkyyteen todettiin vähäiseksi edellisessä rakenneanalyysissä. (Liite 2.)

8.2.4 Rakenne 5

A-pilarien välisen poikkiputken liitos muutetaan A-pilarin palkeista puolisivukaaren pystyputkiin. Kyseinen rakenne ei ole sallittu luokitustodistuksen mukaan, koska muutettujen osien määrä luokitustodistuksen mukaiseen ajoneuvoon havaitaan liian suureksi. Rakenteen testit suoritetaan tulosten vertailun vuoksi muiden rakenteiden kanssa. Muut rakennemuutokset ovat samat kuin mitä rakenteelle 4 suoritettiin. (Liite 2.)

8.2.5 Rakenne 6

Etupään ristikkäiset ja poikittaiset palkit korvataan vastaavan kokoisilla putkilla (Taulukko 1). Muutoksen tarkoituksena on tarkastella, saavutetaanko vastaavalla putkirakenteella vääntöjäykkyyden parannusta. Kyseistä rakennetta on käytetty vastaavissa luokitelluissa Ferrari 308 GTB group 4-kilpa-ajoneuvoissa. (Liite 2.)

Taulukko 1. Rakenne 6 palkkien ja putkien muutostaulukko

Palkit [mm]	Paino [kg]	Putket [mm]	Paino [kg]
40x20x2	1,376	40x2,5	1,38
40x30x1,5	1,016	40x2,5	1,438
25x25x1	1,04	25x1,5	1,234
Yht.	3,432		4,052

8.3 Ovikaarien ristituenta

Ovikaaret on rakennettu ja mallinnettu luokitustodistuksen ja AKK:n sääntöjen mukaisesti, mutta niiden vahvistamiseksi voidaan lisätä sääntöjen puitteissa toinen ristikkäinen putki. Tämä rakennelma muodostaa oviaukkoihin X-tuennan puolisivu-

kaaren ja pääkaaren välille. Oviputkien rakenneratkaisuista on hahmoteltu useita-kin eri versioita, joissa esimerkiksi lisätyn oviputken takapään kiinnityskohta sijaitsee lattiatasossa eikä kyseinen putki risteä tuulilasipilariputken kanssa. Lähtökoh- tana olevan turvakaarirakenteen oviputken etupään kiinnityspiste on noin 100 mm korkeudella lattiatason kiinnityspisteestä, koska alkuperäisessä kilpa-ajoneuvossa kiinnitys on toteutettu siten.

8.3.1 Rakenne 7

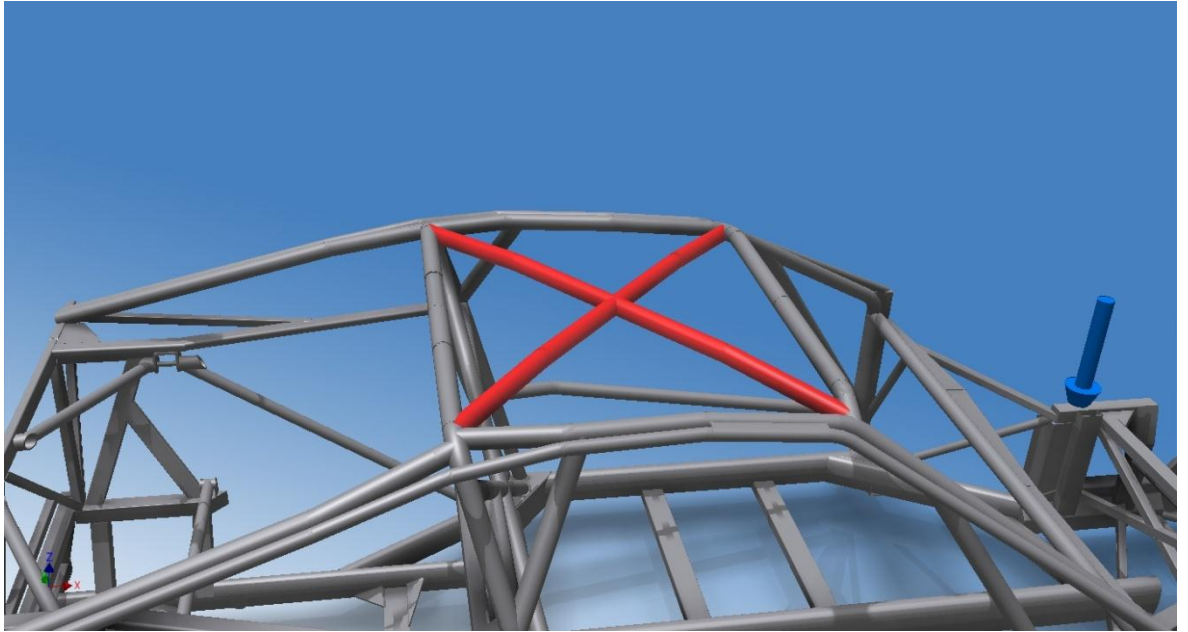
Lisätty ristikkäinen putki on korkeussuuntaisilta liitoskohdiltaan identtinen alkupe- räisen oviputken kanssa, jolloin putkien risteyskohta sijaitsee pituussuuntaisesti keskellä oviaukkoa eikä putkien kokonaiskorkeus kasva (Liite 3). Tämä mahdollis- taa käytännössä vielä suhteellisen helpon sisäänpääsyn ajoneuvoon. Oviputkien rakenteeseen on annettu määritelmä oviaukkovahvistuksista, josta ilmenee, että oviputkien kiinnityspisteet eivät saa ylittää oviaukon korkeuden puoliväliä (Autojen tekniset määräykset ja kuljettajien ajovarusteet 2010, 21).

8.3.2 Rakenne 8

Oviputken X-tuennan toinen versio on hieman muunneltu rakenteesta 7. Erona edelliseen rakenteeseen on lisätyn putken takapään kiinnitys lähemmäs lattiatasoa sekä etupää nosto sallittuun oviaukon puolivälin korkeuteen. Rakennemuutokses- sa tarkastellaan lisäputken kulmamuuoksen vaikutusta vääntöjäykkyyden lisään- tymiseen. (Liite 3.)

8.4 Kattoristikon analysointi

Lähtökoh- tana olevan luokitellun kilpa-ajoneuvon turvakaarirakenteen kattoristikon merkitystä rakenteen painoon ja jäykkyyteen tarkastellaan (Kuvio 13). Rakenteen merkitystä jäykkyyteen simuloidaan poistamalla toinen ristikkäinen putki, sekä asentamalla ainoastaan yksi pitkittäissuuntainen putki.



Kuvio 13. Lähtökohtarakenteen kattoristikko.

8.4.1 Rakenne 9

Kattoristikon vaikutusta runkorakenteen jäykkyyteen voidaan tarkastella poistamalla toinen diagonaalinen putki. Rakenteeseen jätetään diagonaalinen putki, joka risteytyy kuljettajan puolella poikittaisputken ja puolisivukaaren risteykseen. Kyseinen rakenne voidaan asentaa vain kilpailuihin, joissa ei ole apukuljettajaa. (Liite 4.)

8.4.2 Rakenne 10

Kattoristikon muuttamista yhdeksi pitkittäiseksi tukiputkeksi tutkitaan pitkittäisjäykkyyden muutoksena. Kyseinen rakenne on ollut käytössä toisen yrityksen rakentamassa samanlaisessa group 4-luokan Ferrari 308 GTB kilpa-ajoneuvossa. (Liite 4.)

8.5 Rungon takaosan tuennat

Runkorakenne on lähtökohtaisesti avonainen takaosastaan, koska ajoneuvon moottori, polttoainetankit ja muita tilaa vieviä rakenteita on sijoitettu takapäähän.

Takapäähän mallinnetulla poikittaisella kolmiotuennalla saataisiin vahvistettua rakennetta ilman, että moottoritilan huoltohelppous kärsisi. Tuennat on mallinnettu siten, että kaikki tukirakenteet ovat huollon aikana helposti irrotettavissa.

8.5.1 Rakenne 11

Runkorakenteen jäykkyyden parantamiseksi lisätään takaiskunvaimentimien tukien välille poikkituenta sekä takakehikon diagonaaliset putkituennat liitetään toisiinsa alumiinituella. Kyseinen rakenne ei ole alkuperäinen, mutta sillä pyritään lisäämään ajoneuvon runkorakenteen takakehikon jäykkyyttä. (Liite 5.)

8.5.2 Rakenne 12

Takakehikon seinän kolmiotukirakenne on alkuperäisesti toteutettu 20 x 10 x 1,5 mm ja 20 x 20 x 2 mm palkkirakenteella. Palkit korvataan 40 x 20 x 2 mm palkkirakenteella ja tutkitaan rakennemuutoksen vaikutusta jäykkyyteen. (Liite 5.)

8.5.3 Rakenne 13

Lähtökohtana olevassa runko- ja turvakaarirakenteessa on tuettu takapään ylätukivarsien kiinnikepalkit poikittaisella tukitangolla. Tukitangon merkitystä tarkastellaan vääntöjäykkyyden muutoksena lähtökohtaisen ja ilman tukitankoja olevan rakenteen mukaan. (Liite 5.)

8.5.4 Rakenne 14

Takaseinään on asennettu lähtökohtaisessa rakenteessa tukitanko, jonka tehtävänä on yhdistää takaseinän pystypalkkien vasen alapää ja oikea yläpää diagonaalisesti. Tukiputken merkitystä tarkastellaan lähtökohtaisen rakenteen ja muutetun rakenteen jännitys- ja siirtymämuutosten avulla. (Liite 5.)

8.5.5 Rakenne 15

Turvakaaren kiinnitys hattuhyllyn poikittaispalkkiin on toteutettu 3 mm paksuisella levyllä, joka toimii hyvin pituus- ja poikittaissuuntaisessa rasituksessa. Tuen merkitys vääntöjäykkyyden kannalta on olematon, koska levyn normaalinsuuntainen jäykkyys on hyvin pieni korin rotaatioiden alaisena. Tukien vääntöjäykkyyden parantamiseksi muokataan kiinnikkeitten muotoa kulmaprofiiliksi, jolloin sen liitos turvakaareen on parempi kiertymätilanteessa. (Liite 5.)

9 Tulokset

Tulokset kirjataan jokaisen rakennemuutoksen jälkeen ja tuloksista muodostetaan palkkidiagrammi, jossa havainnollistetaan momentin ja kulmamuutoksen suhde. Kullekin rakennemuutokselle suoritetaan vähintään kaksi ratkaisua, jotka suoritetaan ajoneuvon etu- ja takapäälle. Jokaisesta ratkaisusta tulostetaan raportti, mutta liitteeksi tulee vain yksi esimerkkitapaus etupään kuormituksesta (Liite 8). Kiinnityspaikkojen sijainti etu- ja takapään analysoinnissa ei muutu, pelkästään voiman suuruus muuttuu momenttivarren pituuden muutoksen mukaan, joten mittatuloksista voidaan muodostaa lineaarinen viivadiagrammi. Momentin ja kulmamuutoksen lähtiessä nolasta tarvitaan tarkastelupisteitä vain yksi, että saadaan muodostettua lineaarinen kuvaaja momentin ja kiertymän suhteen.

Momentin suuruus yhden asteen kiertymälle määritellään mitatun momentin ja kulmamuutoksen sekä halutun kulmamuutoksen verrannosta

$$\frac{\text{Mitatun kulmamuutos}}{\text{Mitatun momentti}} = \frac{\text{Haluttu kulma}}{\text{Tarvittava momentti}} \quad (3)$$

Jokaisen rakennemuutoksen tulostarkastelussa joudutaan erikseen valitsemaan ”silmämääräisesti” tarkastelupisteet, joista tarkastellaan kuormitettujen kiinnikkeiden siirtymät. Siirtymäpaikkojen määrittäminen manuaalisesti lisää mittaustulosten virhemahdollisuutta, koska mittauspisteet on valittu aina kiinnikkeiden ulommasta terävästä kulmasta. Mittauspiste määräytyy kuitenkin aina lähimmästä solmupisteestä, eli kiinnikkeen kulmassa, jolloin virhemarginaali mittapisteelle on hyvin pieni.

Kuvaajasta määritellään jokaisella rakennemuutoksella pitkittäisjäykkyyden muutos sekä prosentuaalinen muutos verrattuna vakiorakenteeseen. Vakiorakenteella tarkoitetaan yrityksessä valmistetun ajoneuvon mukaan tehtyä runko- ja turvakäärakenteen 3D-mallia. Vertailuarvona rakenteiden välillä käytetään yhden asteen kulmamuutosta vastaavaa momenttia.

Momenttikuormituksen mukaan saadaan runkorakenteiden kulmamuutokset pituusakselinsa ympäri (Liite 6). Kulmamuutos radiaaneina saadaan kuormitettujen pisteiden siirtymien δ_1 ja δ_2 sekä momenttivarren L avulla. (Thompson, Lampert & Law 1998, 6).

$$\theta = \frac{|\delta_1| + |\delta_2|}{L} \quad (4)$$

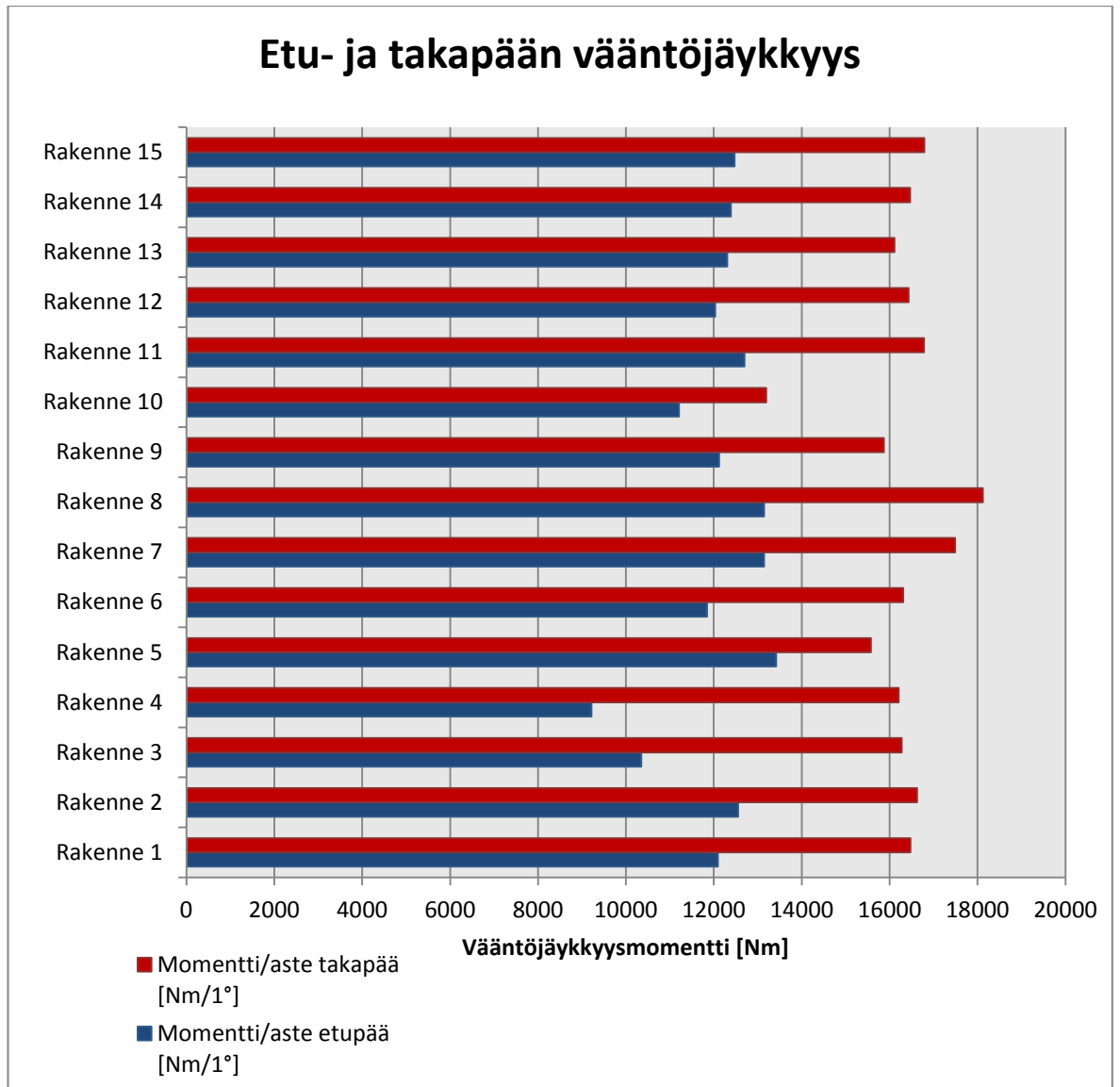
Rakenteiden vääntöjäykkyyksien arvot eli kuormitukset etu- ja takapäässä, jotka aiheuttavat yhden asteen kulmamuutoksen, on laskettu kaavan 3 mukaisesti. Vertailu rakenteiden välillä on suoritettu prosentuaalisesti lähtökohtarakenteen 1 arvoihin. Vääntöjäykkyyden muutosprosentin ratkaisuun (Taulukko 2) käytetään kaavaa 5, jossa rakennemuutoksen etu- ja takapään vääntöjäykkyyksiarvojen summa jaetaan lähtökohtaisen rakenteen etu- ja takapään vääntöjäykkyyksiarvojen summalla.

$$\left(\left(\frac{\text{Rakenne } n: o}{\text{Rakenne } 1} \right) \times 100 \right) - 100 = \text{muutosprosentti} \quad (5)$$

Näin laskettu arvo on soveltuva jäykkyyvertailuun, koska simuloinnissa ovat aina mukana kummankin pään joustot. Etu- ja takapään laskelmissa vaihtuvat kuormituspisteet ja tukipisteet keskenään.

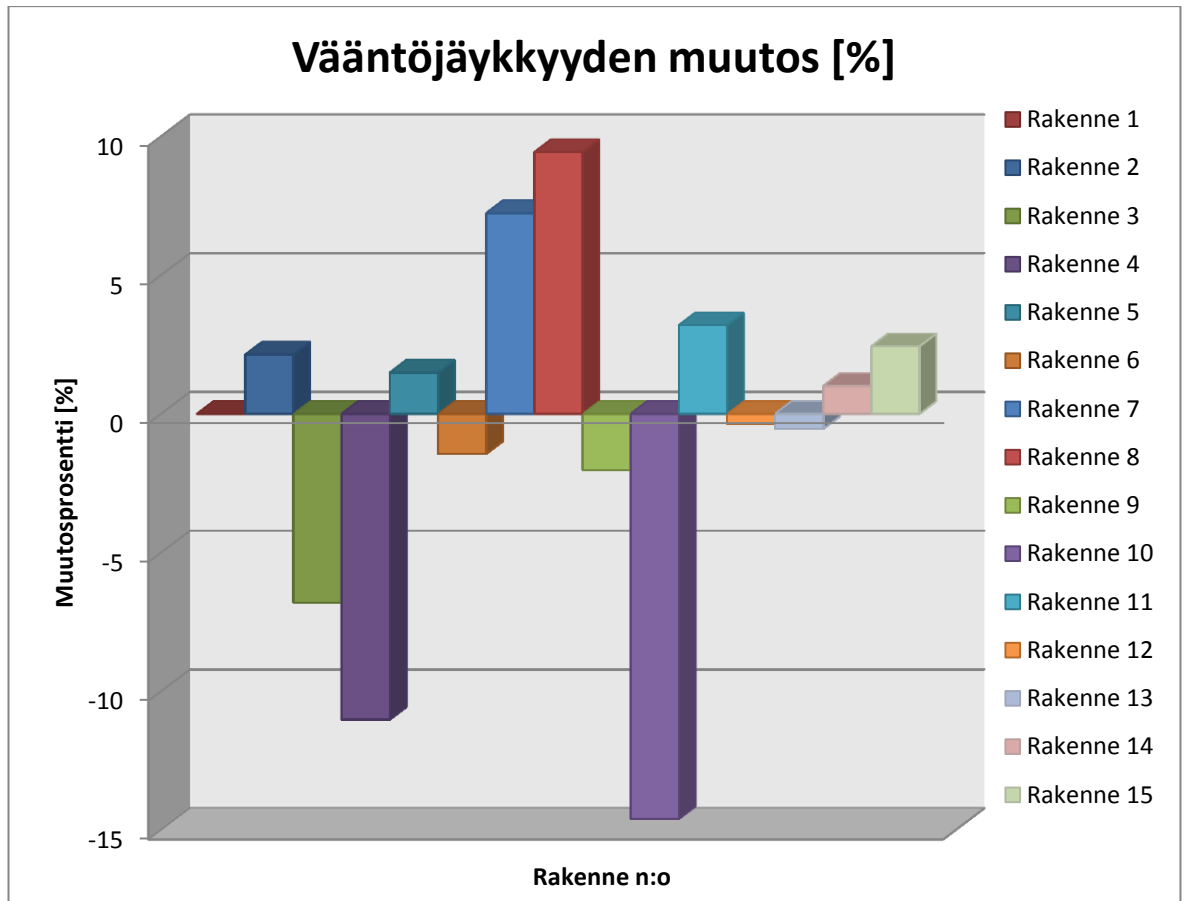
Taulukko 2. Rakennemuutoksien vaikutus vääntöjäykkyyteen.

	Momentti/aste etupää [Nm/1°]	Momentti/aste takapää [Nm/1°]	Vääntöjäykkyyden muutos [%]
Rakenne 1	12092,042	16475,618	0,0000
Rakenne 2	12554,579	16622,183	2,1321
Rakenne 3	10349,045	16273,049	-6,8104
Rakenne 4	9213,404	16206,629	-11,0181
Rakenne 5	13421,332	15571,075	1,4868
Rakenne 6	11848,274	16306,464	-1,4454
Rakenne 7	13142,157	17491,736	7,2328
Rakenne 8	13142,157	18120,361	9,4332
Rakenne 9	12121,040	15866,630	-2,0302
Rakenne 10	11207,258	13191,442	-14,5933
Rakenne 11	12699,682	16780,239	3,1933
Rakenne 12	12034,461	16433,002	-0,3507
Rakenne 13	12303,976	16108,008	-0,5449
Rakenne 14	12388,42	16467,08	1,0075
Rakenne 15	12474,02	16789,11	2,4345



Kuvio 14. Etu- ja takapään vääntöjäykkyys käytetyn momentin suhteen.

Kuviossa 14 on esitetty taulukon 2 momenttiarvot pylvädiagrammina. Kulmamuu-
tosta ei ole otettu huomioon, koska se on yhteinen tekijä jokaisella momenttiarvol-
la. Kuvioista voidaan verrata rakenteiden vääntöjäykkyyksien eroja. Mitä suurempi
kulmamutoksen tarvitsema momentti on, sitä suurempi on ajoneuvon pituussuun-
tainen vääntöjäykkyys.



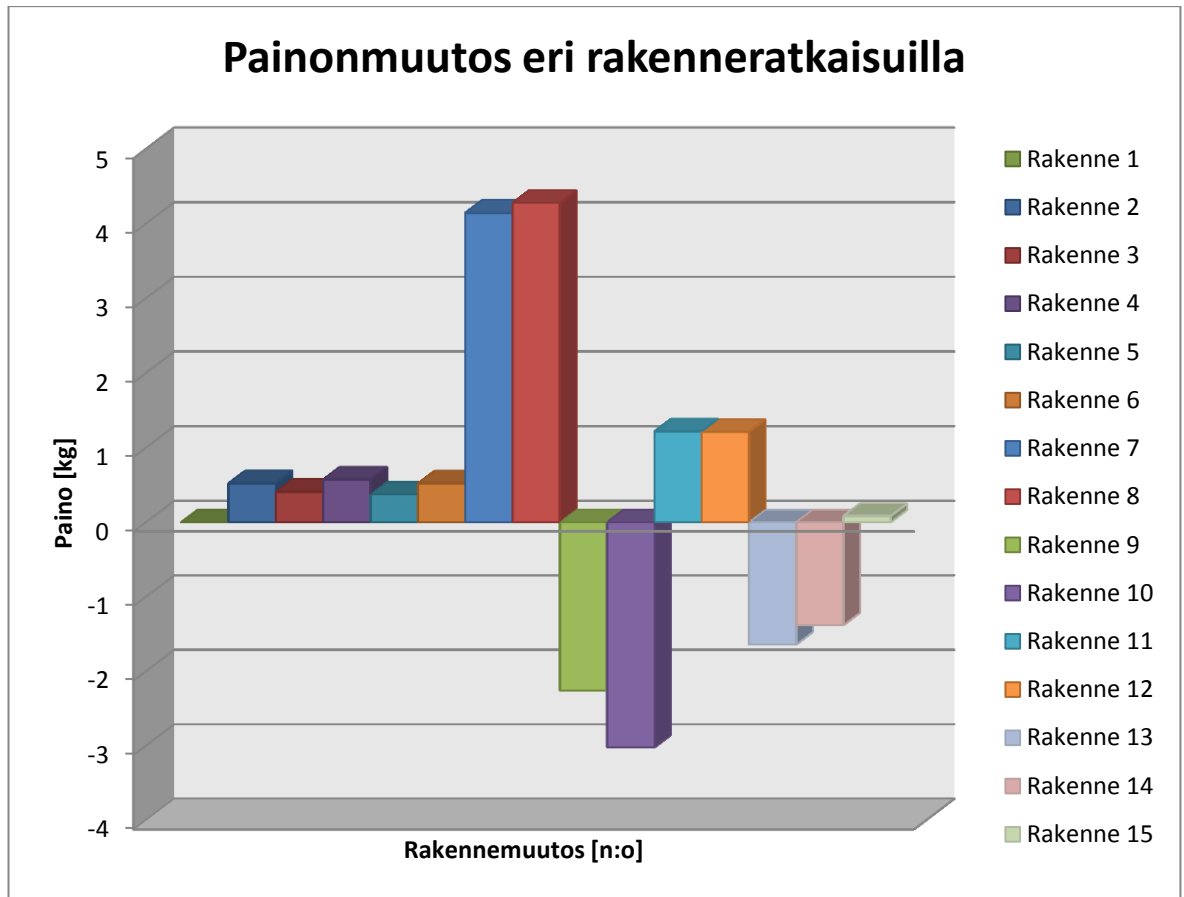
Kuvio 15. Vääntöjäykkyyksien prosentuaalinen suhde lähtökohtarakenteeseen.

Kuvion 15 tarkastelussa lähtökohtana oleva rakenne 1 on arvolla nolla prosenttia, jolloin kaikkien rakennemuutosten vaikutusta verrataan prosentuaalisesti rakenteeseen 1. Kaikkien rakenteiden vertailuarvot on laskettu kaavalla 5. Negatiivisen muutosprosentin vaikutus on vääntöjäykkyyttä vähentävä ja positiivinen sitä lisäävä.

Taulukko 3. Rakennemuutoksien vaikutus painoon.

	Osien alkuperäinen paino [kg]	Uusi paino [kg]	Painon muutos [kg]
Rakenne 1	0	0	0
Rakenne 2	1,052	1,576	0,524
Rakenne 3	5,178	5,588	0,41
Rakenne 4	7,21	7,785	0,575
Rakenne 5	7,21	7,585	0,375
Rakenne 6	2,912	3,435	0,523
Rakenne 7	17,314	21,46	4,146
Rakenne 8	17,314	21,594	4,28
Rakenne 9	4,52	2,26	-2,26
Rakenne 10	4,52	1,498	-3,022
Rakenne 11	0	1,219	1,219
Rakenne 12	1,058	2,27	1,212
Rakenne 13	1,641	0	-1,641
Rakenne 14	1,382	0	-1,382
Rakenne 15	0,065	0,15	0,085

Jokaisessa rakennemuutoksessa joko lisättiin osia, tai poistettiin osia rakenteesta. Alkuperäisellä osien painolla tarkoitetaan osia, joiden paino on mitattu ennen muutosta ja uudella painolla tarkoitetaan osamuutoksen jälkeistä painoa. Jos alkuperäistä painoa ei ole ilmoitettu, osa on liitetty uutena osana rakenteeseen. Painonmuutoksella tarkoitetaan alkuperäisten osien painosta vähennettyä uusien osien painoa (Kuvio 16). Negatiivinen painonmuutosarvo tarkoittaa ajoneuvon painoon vähentävästi vaikuttavia rakenneratkaisuja (Taulukko 3).



Kuvio 16. Painonmuutos verrattuna lähtökohtaiseen ajoneuvon painoon.

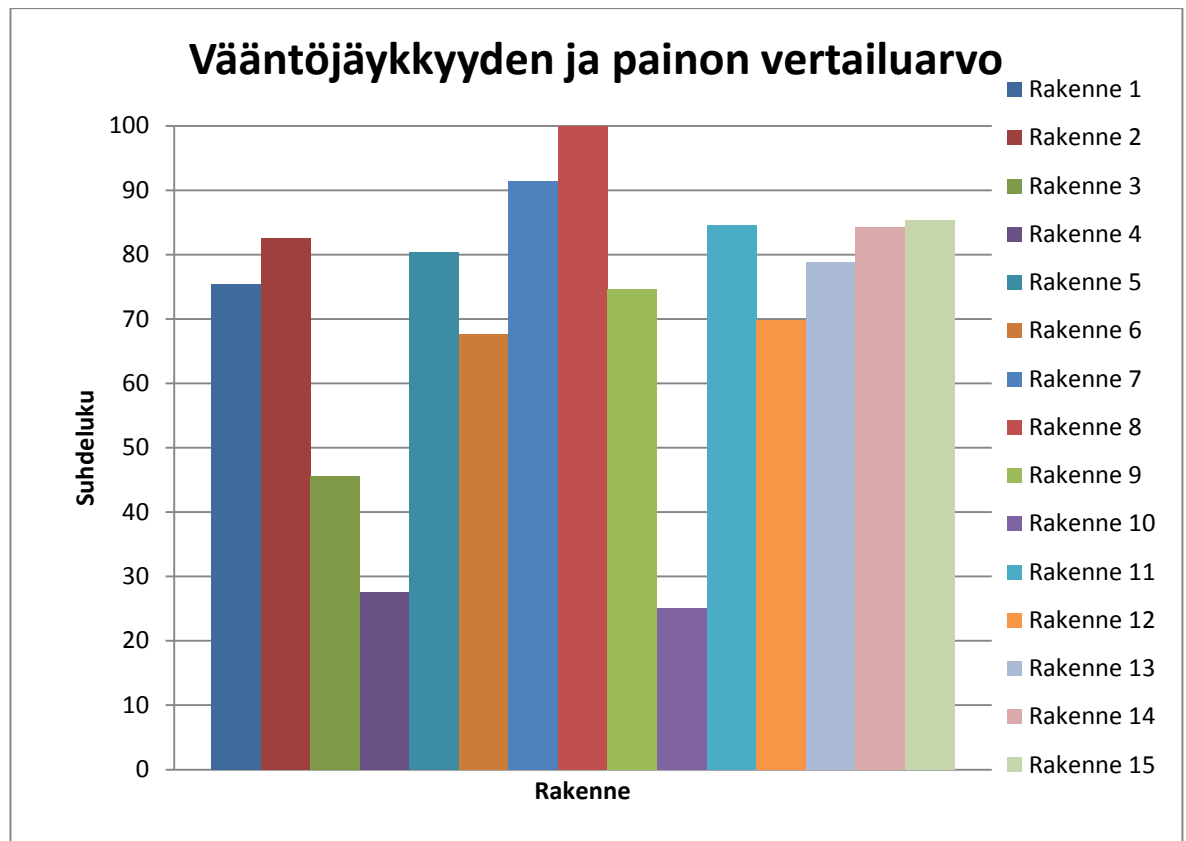
Ajoneuvon kokonaispainon vähentämisellä saavutetaan parempi teho/painosuhte, jolloin ajoneuvon kilpailukyky paranee, mutta runko- ja turvakaarirakenteesta otettu paino vähentää lähes aina vääntöjäykkyyttä. Vääntöjäykkyyden väheneminen huonontaa ajoneuvon kaarrekäyttäytymistä. Runkorakenteen vääntöjäykkyyden väheneminen tarkoittaa rungon osallistumista enemmän jousitukseen kiertymällä, jolloin voidaan ajatella rungon jousivakion vähentyvän.

Vääntöjäykkyyden ja painonmuutoksen yhteenlaskettu tehollinen suhdeluku määritellään vääntöjäykkyyden painoarvolla 1,0 ja massan painoarvolla 0,25 (Taulukko 4). Suhdeluku on laaduton arvo, joka mahdollistaa rakenteiden vertailun keskenään. Vääntöjäykkyyden vaikutus teholliseen arvoon arvioitiin massaa suuremmaksi, jonka takia massan painoarvon kerroin on pienempi. Vääntöjäykkyydsprosentin ja painonmuutoksen raja-arvot otettiin taulukosta 4. Niiden avulla laskettiin erotuksen yhden prosentin arvot. Vääntöjäykkyyden suurin negatiivinen arvo sai painoarvon nolla ja suurin positiivinen arvo sai painoarvon 100. Painon suurin po-

sitiivinen arvo sai painoarvon nolla ja suurin negatiivinen eli vähentynyt paino sai arvon 25.

Taulukko 4. Teholliset painoarvot.

	Vääntöjäykkyyden muutos [%]	Tehollinen vääntöjäykkyys painoarvo [1]	Painon muutos [kg]	Tehollinen painoarvo [0,25]	Yhteensä
Rakenne 1	0,000	60,738	0,000	14,654	75,392
Rakenne 2	2,132	69,612	0,524	12,859	82,472
Rakenne 3	-6,810	32,393	0,410	13,250	45,643
Rakenne 4	-11,018	14,880	0,575	12,685	27,565
Rakenne 5	1,487	66,926	0,375	13,370	80,296
Rakenne 6	-1,445	54,722	0,523	12,863	67,585
Rakenne 7	7,233	90,841	4,146	0,459	91,300
Rakenne 8	9,433	100,000	4,280	0,000	100,000
Rakenne 9	-2,030	52,288	-2,260	22,391	74,679
Rakenne 10	-14,593	0,000	-3,022	25,000	25,000
Rakenne 11	3,193	74,029	1,219	10,480	84,509
Rakenne 12	-0,351	59,278	1,212	10,504	69,782
Rakenne 13	-0,545	58,470	-1,641	20,272	78,742
Rakenne 14	1,008	64,932	-1,382	19,385	84,317
Rakenne 15	2,434	70,871	0,085	14,363	85,233



Kuvio 17. Vääntöjäykkyyden ja painon teholliset suhdeluvut.

Parhaimman suhdeluvun vääntöjäykkyyden ja massan tehollisessa vertailussa (Kuvio 17) saivat ovikaaren X-tuennat (Rakenne 7 ja 8). Tehokkaita ratkaisuja olisivat myös turvakaaren kiinnikkeen muutos hattuhyllyllä (Rakenne 15) ja takaseinän poikittaistuen irrotus (Rakenne 14).

10 Yhteenveto

Analyysien suorittamisen jälkeen tuloksia verrattaessa voidaan todeta, että suurin parannus ajoneuvon vääntöjäykkyyteen saadaan ovikaaren X-tuennalla (Rakenne 7 ja 8), jotka parantavat vääntöjäykkyyttä 7,2–9,4 % (riippuen kallistuskulmasta) verrattuna lähtökohtana olleeseen rakenteeseen. Vääntöjäykkyyttä ovikaarirakenne lisää eniten takapäähän (Rakenne 8), jonka vääntöjäykkyys lisääntyy 10 % lähtökohtarakenteeseen verrattuna. Ovikaarituennan tuottama vääntöjäykkyyden kasvu vaatii kumminkin noin 4,8 kilon painon lisäyksen rakenteeseen, johtuen lisättyjen putkien painosta. Painon lisäys ovikaaresta asettuu korkeussuuntaisesti painopisteen lähelle, jolloin sen vaikutus painonsiirtoon ei ole suuri. Ovituen vääntöjäykkyyden parannus vaikuttaa ajodynamiikkaan merkittävästi, mutta vaikeuttaa kuljettajan nousua ajoneuvoon. Vertailujännitysjakautamaa rakenteissa voidaan tarkastella lähtökohtarakenteen ja rakenteen 8 välillä ja sitä kuinka ovituenta ottaa vastaan korin kiertymää (Liite 1).

Vääntöjäykkyyttä eniten vähentävä rakenne oli kattoristikon korvaaminen yhdellä pitkittäisellä kattotuennalla (Rakenne 10). Pitkittäinen tuenta laskee vääntöjäykkyyttä 14,6 %, mikä on merkittävä vähennys ajodynamiikan kannalta. Painonsäästöä rakennemuutoksella katon ristikkotuentaan verrattuna saatiin vain kolme kiloa. Painon vähentäminen kattoristikosta vaikuttaa eniten verrattuna muihin irrotettuihin osiin, koska sen korkeussuuntainen sijainti painopisteeseen on suurin. Kattoristikon osien painon vaikutus painopisteen korkeuteen ajoneuvossa on huomattava. Vääntöjäykkyyden kannalta kattotuenta on kriittinen kokonaisuus, jonka muutosmahdollisuuksiin tulisi perehtyä syvemmin kuin mitä tässä työssä on ollut mahdollisuus.

Helpoimmat vääntöjäykkyyttä lisäävät muutokset ovat alempien diagonaalisten tukiputkien halkaisijamuutos (Rakenne 2) sekä turvakaaren ja hattuhyllyn välisen kiinnikkeen muutos (Rakenne 15). Tukiputken halkaisijamuutos vaikutti 2,1 % lisäävästi vääntöjäykkyyteen ja turvakaaren kiinnike vaikutti 2,4 % lisäävästi. Painon lisäys tukiputken halkaisijamuutoksella oli 0,52 kiloa ja kiinnikkeen muutoksella 0,09 kiloa. Pienillä muutoksilla kriittisiin komponentteihin saadaan helposti ajoneuvon vääntöjäykkyyttä parantavia ominaisuuksia. Tukiputken muutostarve huo-

mattiin tarkastelemalla lähtökohtana olevan rakenteen vertailujännityskuvaa (Liite 1). Hattuhyllyn kiinnikkeen muutostyöt pääteltiin yrityksessä olevassa palaverissa, jossa osallistujat pohtivat kiinnikkeen vaikutusta turvakaaren ja rungon liikkeeseen kiertymisen aikana.

Takaseinän diagonaalisen poikkiputken poistaminen (Rakenne 14) vaikutti tuloksissa vääntöjäykkyyden parantumiseen 1 %. Vääntöjäykkyyden pieni parannus voi johtua muuttuneista voimien kulkusuunnista rakenteessa tai laskentavirheestä. Painonsäästöä putken irrottamisella saadaan 1,38 kiloa. Diagonaalinen putki ei ole vaikuttava tekijä vääntöjäykkyyteen, koska turvakaaren pääkaaren diagonaaliputket korvaavat sen tarkoituksen, kun hattuhyllyn kiinnikkeille suoritetaan rakenteen 15 mukaiset muutokset. Takaseinän putken poistamista suositellaan näillä perusteilla.

Takapään alemman poikkituen irrottaminen (Rakenne 13) vaikutti vääntöjäykkyyden huonontumiseen 0,55 %, mutta pudotti ajoneuvon painoa 1,6 kiloa. Poikkiputken tarkoitus on vähäinen vääntöjäykkyyden kannalta, mutta sen merkitys suurentuisi lähinnä kolaritilanteessa, jossa takarenkaaseen kohdistuisi sivusuuntainen isku. Siinä tilanteessa poikkituki jakaisi voimaa myös toisen puolen tuennalle ja jäykistäisi rakennetta sulkemalla takapään avonaisen rakenteen. Takapään alemman poikittaistuennan irrotusta ei suositella kolariturvallisuuden huonontumisen takia, koska käytännössä on todettu, että Ferrari 308 GTB:n takatuenta on heikkorakenteinen.

Takakehikon seinän kolmiotukirakenteen (Rakenne 12) vahvistaminen ei vaikuttanut vääntöjäykkyyden paranemiseen halutulla tavalla. Vääntöjäykkyys huononi 0,35 %, mutta mittavirheiden takia voidaan olettaa, ettei muutosta syntynyt rakenteeseen. Kolmiotukirakenteen palkkien leveydet kaksinkertaistettiin, minkä seurauksena ajoneuvon paino kasvoi 1,2 kiloa. Rakennemuutosta ei suositella, koska sillä ei saatu mitään konkreettista vaikutusta jäykkyyteen.

Takapään ylemmän poikkituennan lisääminen ja diagonaalitukien liittäminen (Rakenne 11) vaikutti vääntöjäykkyyden parantumiseen 3,2 % sekä vaikutti painon nousuun vain 1,22 kiloa. Poikkituenta on helppo rakentaa irrotettavaksi, jolloin se ei vaikuta ajoneuvon huoltotoimenpiteisiin.

Kattoristikon diagonaalitukien toisen putken poistaminen (Rakenne 9) ei vaikuttanut vääntöjäykkyyden vähenemiseen kuin 2 %, mutta painoa säästy 2,26 kiloa. Kattotuennan vääntöjäykkyyttä simuloitiin putken irrottamisen jälkeen kiertämällä koria myötä- ja vastapäivään pituussuunnassa, mutta sillä ei ollut vaikutusta tulokseen. Putken irrotuksella oli hyvin vähäiset vaikutukset jäykkyyden vähenemiseen, kun odotukset jäykkyyden vähenemiselle vertailujännitystarkastelun mukaan olivat suuremmat. Putken irrotus katosta vaikuttaa myös hieman ajoneuvon painopisteen madaltumiseen, koska paino on hyvin kaukana painopisteestä korkeussuunnassa.

Etutuennan palkkirakenteiden muuntaminen putkirakenteiksi (Rakenne 6) ei vaikuttanut lisäävästi vääntöjäykkyyteen. Tuennan muutos vähensi vääntöjäykkyyttä 1,4 % ja lisäsi painoa 0,52 kiloa. Putkien asentamista ei suositella, koska siitä ei ole käytännön hyötyä vääntöjäykkyyden parantamiseksi ja muutostyö on aikaa vievä.

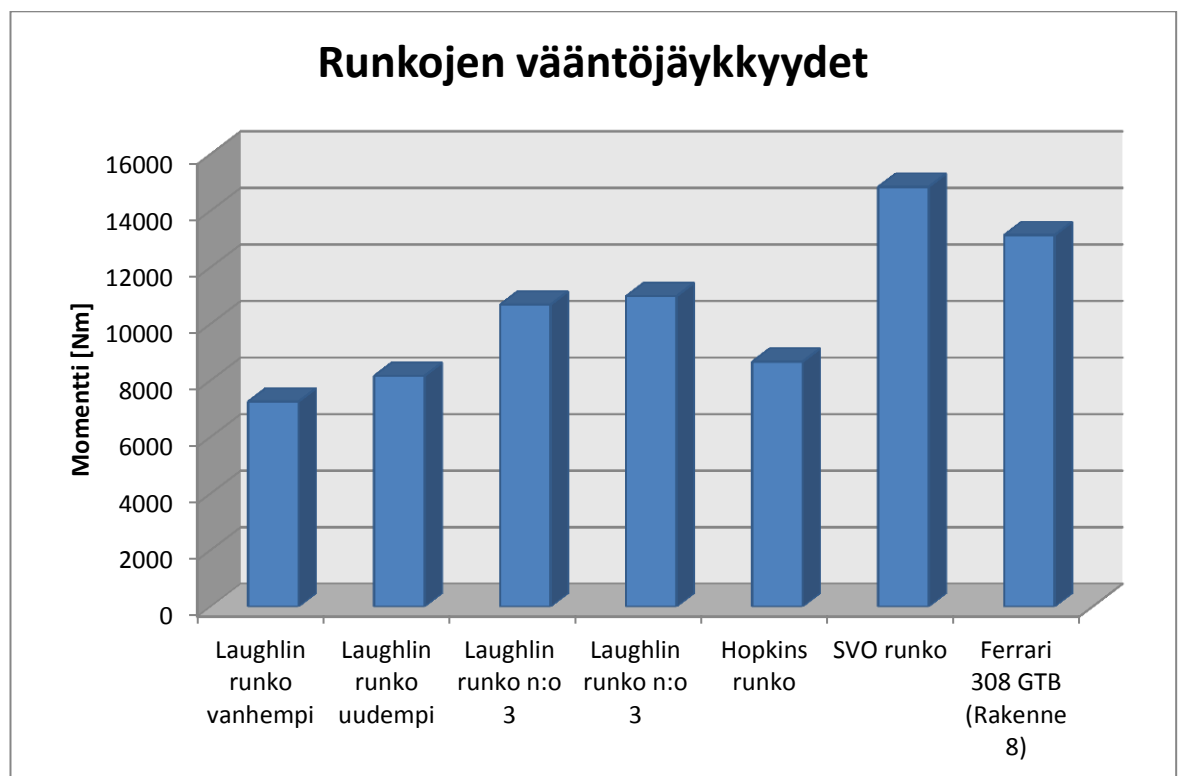
A-pilareiden välisen tukipalkin korvaaminen taivutetulla poikittaisputkella (Rakenne 5) vaikutti hyvin vähän rakenteen jäykkyyteen, vain 1,48 %, eikä painossa säästynyt kuin 0,38 kiloa verrattuna vastaavaan suorakulmiopalkkirakenteeseen. Rakeneratkaisu on sääntöjen tulkitsemisen kannalta kyseenalainen eikä se luultavimmin täyttäisi historic-sääntöjä. Myös rakenteissa 3 ja 4 poikittaispalkki on korvattu poikittaisputkella, mutta näissä rakenteissa vääntöjäykkyys väheni merkittävästi. Rakenteessa 3 poikittaisputken lisäksi oli diagonaalinen tuki oikeasta etutuennasta poikittaisputken keskelle, mutta ratkaisun vääntöjäykkyys jäi silti 6,8 % vakiorakennetta matalammaksi. Painoa rakenne 3 lisäsi 0,41 kiloa ja rakenne 4 lisäsi 0,58 kiloa. Rakenteessa 4 ei ollut etutuennan ja poikittaisputken välistä diagonaalitukea, vaan rakennetta vahvistettiin tukiputkien halkaisijamuutoksilla. Rakenne 4 vähensi silti kokonaisvääntöjäykkyyttä 11 %. Yhteenvetona etupään tukirakennemuutoksista voidaan todeta, että alkuperäisellä palkkirakenteella on parhaat ominaisuudet vääntöjäykkyyden ja painon suhteen. Poikittaisen putken taivutus päistä ja liitos suoraan puolisivukaariin (Rakenne 5) paransi hieman runkorakenteen jäykkyyttä, mutta ei silti niin merkittävästi että kannattaisi suorittaa niin suuri muutostyö.

Vertailukohtana todetulle parhaalle rakennemuutokselle, eli ovikaaren X-tuenta (Rakenne 8), voidaan pitää lähteissä saatuja Nascar Winston Cup -runkojen vään-

töjäjyyksisarvoja (Thompson, Lampert & Law 1998, 9–10). Lähteestä otetut arvot rungon vääntöjäykkyyksille on mitattu useilla kokeilla runkorakenteiden etupään vääntymänä, joten vertailuarvona pidetään rakenteen 8 etupään vääntöjäykkyyksisarvoa. Lähteissä on ilmoitettu virhemarginaalit mittaustuloksille, koska mittaukset on tehty kokeellisesti ja muuttujia on enemmän kuin virtuaalisessa testissä.

Taulukko 5. Runkorakenteiden vääntöjäykkyyksien vertailutaulukko.

Runko	Koripaneelit	Moottori	Vaihteisto	Vääntöjäkykyys [Nm/1°]	Virhemarginaali
Laughlin runko vanhempi	Ei	Ei	Ei	7253	±97,2
Laughlin runko uudempi	Ei	Ei	Ei	8162	±119,72
Laughlin runko n:o 3	Kyllä	Ei	Ei	10683	±238,08
Laughlin runko n:o 3	Kyllä	Kyllä	Kyllä	10982	±222,35
Hopkins runko	Ei	Ei	Ei	8663	±175,71
SVO runko	Ei	Ei	Ei	14846	±262,49
Ferrari 308 GTB (Rakenne 8)	Ei	Ei	Ei	13142	



Kuvio 18. Runkorakenteiden vääntöjäykkyyksien vertailu.

Kuviosta 18 ja taulukosta 5 voidaan päätellä, että Ferrarin simuloitu rakenne 8 on täysin vertailukelpoinen putkirunkoisten Nascar-kilpa-ajoneuvojen kanssa. Vaikka Ferrarin alkuperäinen runko on vuodelta 1976, on siitä silti turvakaarirakenteella ja vahvistuksilla saatu korirakenne, joka vastaa 90-luvun loppupuolen Nascar-kilpa-ajoneuvojen rakennetta. Useammassa Nascar-runkorakenteessa oli ollut kori-paneeleita, moottori, vaihteisto, tulipelti tai lattiapellit paikoillaan, joita ei mallinnuksessa Ferrarin rungossa simulaation aikana ollut. Tämä saattaa vaikuttaa Ferrarin vääntöjäykkyyssarvoon heikentävästi vertailussa.

Tekemällä useampia vääntöjäykkyyttä lisääviä rakenneratkaisuja kerralla on mahdollista saavuttaa arviolta selvästi yli 10 % vääntöjäykkyyden kasvu. Lisäyksen tarkempi arviointi vaatisi lisäsimulointeja sekä niiden analysointia.

Analyysien suorittamisella saatiin hyvä tuntuma kilpa-ajoneuvojen kehittämiseen tietokoneohjelmistojen avulla. Nykyaikainen teknologia mahdollistaa suurempienkin rakenteiden simuloinnin suhteellisen lyhyessä ajassa. Kilpa-ajoneuvon virtuaalinen optimointi ja kehitystyö on menestyvän kilpatallin avaintekijä, minkä ansiosta pystytään kehittämään ajoneuvoa ilman, että ajoneuvo on paikan päällä. Kilpailun aikanakin voidaan tiedonkeruun avulla tarkastella muun muassa jousituksen, moottorin ja vaihteiston arvoja, jonka mukaan voidaan kehitystyötä suorittaa samanaikaisesti.

LÄHTEET

- Aktiivinen ja passiivinen turvallisuus. [WWW-dokumentti]. Helsinki: Liikenneturva. [Viitattu 15.2.2012]. Saatavana: www.liikenneturva.fi/www/fi/turvallitteet/aktiivinen_ja_passiivinen_turvallisuus.php
- Appendix K. 2011. [Verkkajulkaisu]. Fédération Internationale de l'Automobile. [Viitattu 11.4.2012]. Saatavilla: www.fia.com/sport/regulations/histracing.html
- Autojen tekniset määräykset ja kuljettajien ajovarusteet. 2010. [Verkkajulkaisu]. AKK Motorsport. [Viitattu 13.3.2012]. Saatavana: www.autourheilu.fi/saannot
- Cmsol. 2012. Cmsol Multiphysics. [Ohjelmisto]. 4.2a. Cmsol AB.
- Cook, R., Malkus, D., Plesha, M. & Witt, R. 2001. Concepts and applications of finite element analysis. 4. uud. p. United States: John Wiley & Sons. Inc.
- Mäkelä Auto Tuning. 2011.[Valokuva]. Kannus: Kari Mäkelä. [Viitattu 14.2.2012]. Saatavana: www.mat.fi
- Pentikäinen, J. 2006. Virtuaaliset törmäystestit yleistyvät. [Verkkolehdistiartikkeli]. Tekniikka & Talous. [Viitattu 15.2.2012]. Saatavana: www.tekniikkatalous.fi/innovaatiot/virtuaaliset+tormaystestit+yleistyvat/a31347
- Prepare for analysis. 2012. [WWW-dokumentti]. Autodesk WikiHelp. [Viitattu 12.1.2012]. Saatavana: http://wikiphelp.autodesk.com/Inventor/enu/2013/Help/1310-Autodesk1310/3275-Stress_A3275/3342-Stress_A3342/3345-Prepare_3345
- Smith, C. 1978. Tune to win: The art and science of race car development and tuning. United States: Aero Publishers.
- Tetrahedral Elements. 2012. [Kuvio]. Autodesk WikiHelp. [Viitattu 15.3.2012]. Saatavana: http://wikiphelp.autodesk.com/Simulation_Mechanical/enu/2013/Help/0031-Autodesk31/0237-Setting_237/0271-Analysis271/0272-Linear272/0273-Element_273/0287-Tetrahed287
- Tervonen, M. 2011. Finite Element Method: Elementtimenetelmät. Luentomoniste. 5.11.2011. Seinäjoen Ammattikorkeakoulu. Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma. Julkaisematon.

Thompson, L., Lampert, J. & Law, E. 1998. Design of a twist fixture to measure the torsional stiffness of a Winston Cup chassis. [Verkköjulkaisu]. SAE international. [Viitattu 21.2.2012]. Saatavana: papers.sae.org/983054/

Thompson, L., Soni, P., Raju, S. & Law, E. 1998. The effects of chassis flexibility on roll stiffness of a Winston Cup race car. [Verkköjulkaisu]. SAE international. [Viitattu 21.2.2012]. Saatavana: papers.sae.org/983051/

LIITTEET

LIITE 1. Vertailujännitys lähtökohtana olevassa rakenteessa

LIITE 2. Turvakaaren liitos etuuntaan

LIITE 3. Ovikaaren ristituenta

LIITE 4. Kattoristikon analysointi

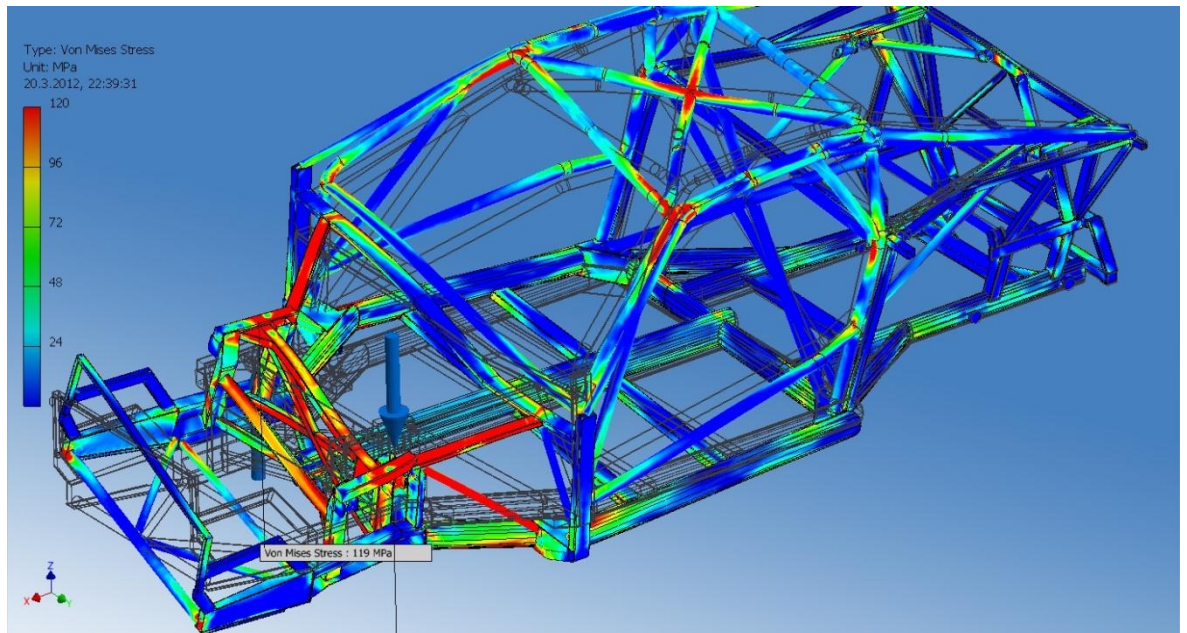
LIITE 5. Rungon takaosan tuennat

LIITE 6. Vääntöjäykkyydestaulukko rakenneratkaisuille

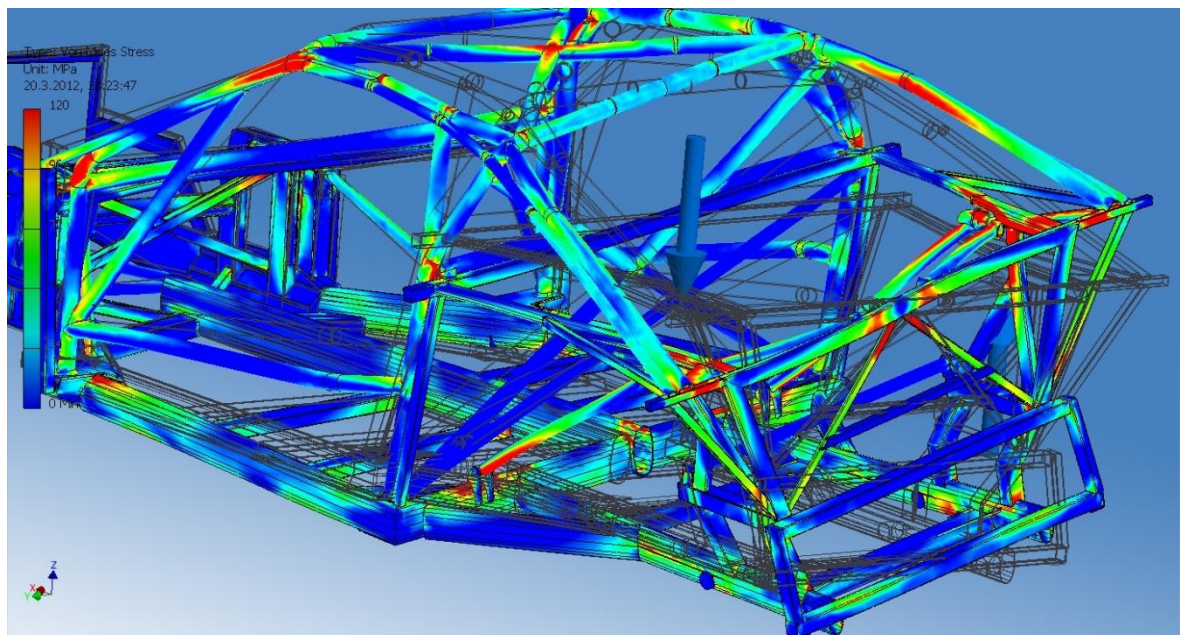
LIITE 7. Runkorakenteen simulaation kontaktiongelmat

LIITE 8. Analyysiohjelmiston tulostaulukko rakenteesta 8

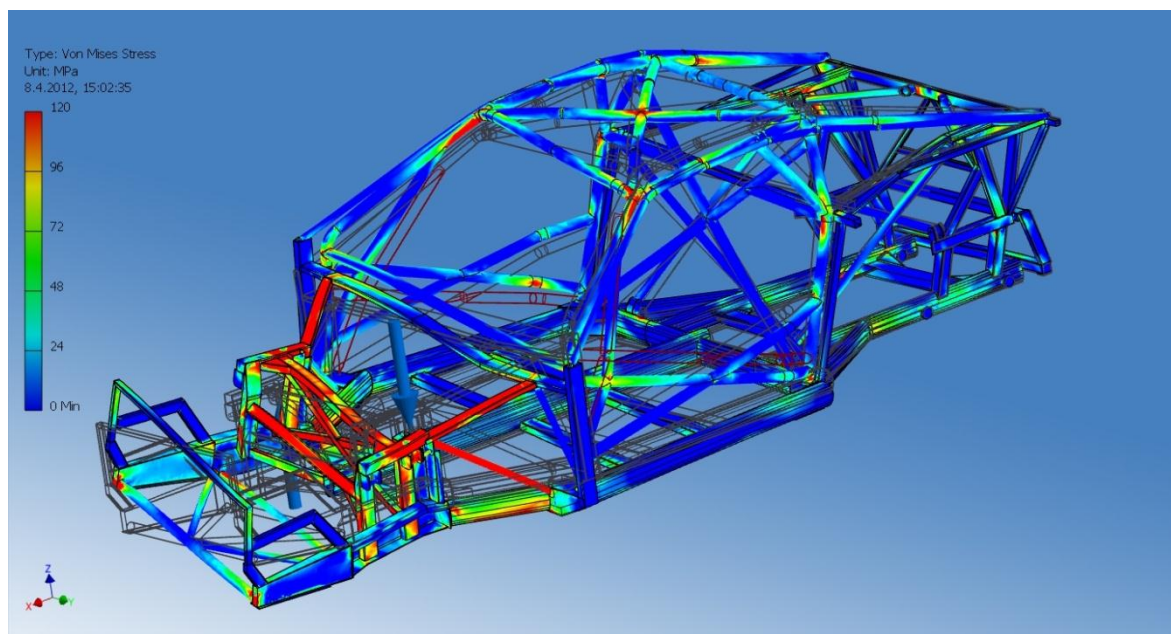
LIITE 1. Vertailujännitys lähtökohtana olevassa rakenteessa



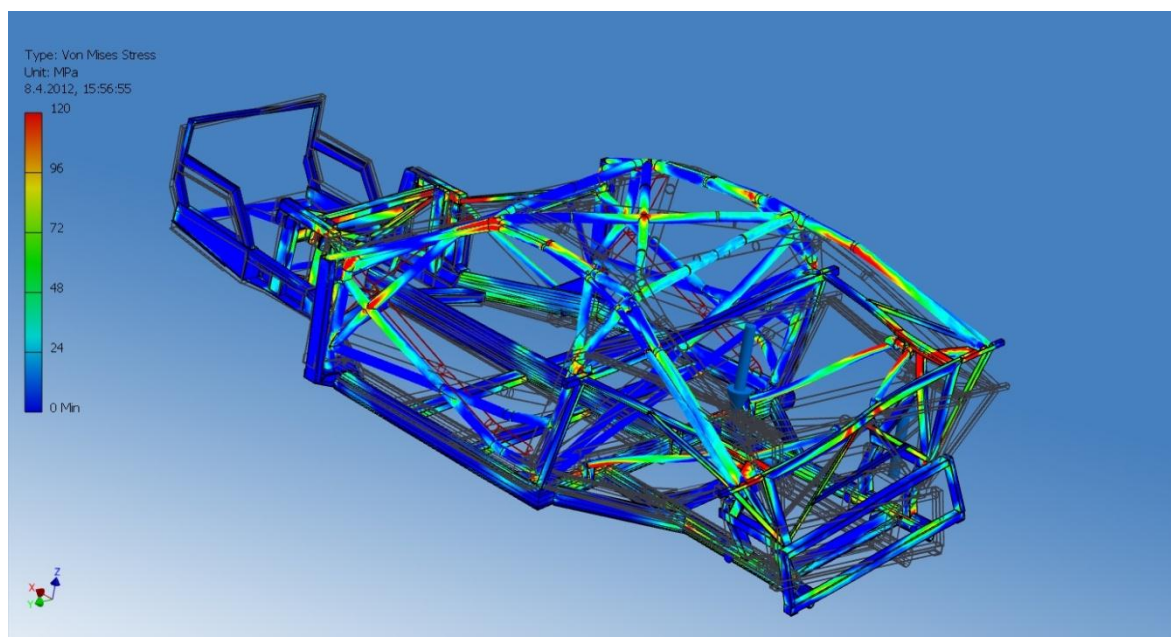
Lähtökohtana olevan rakenteen vertailujännitysjaakauma etupään kuormituksen vaikutuksen alaisena.



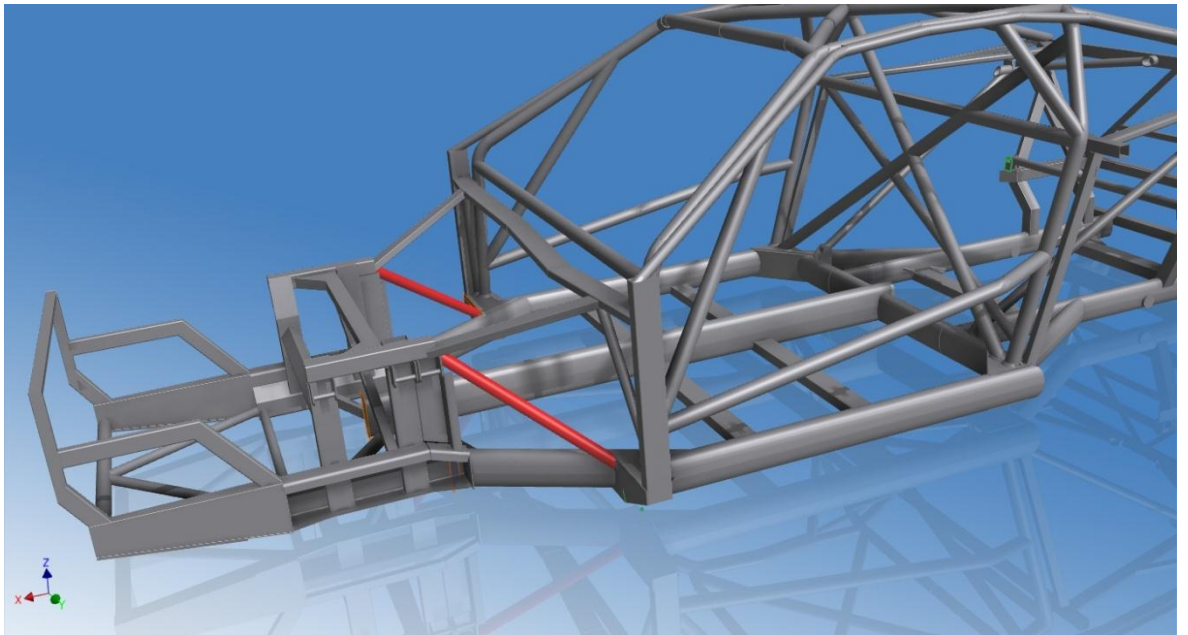
Takapään vertailujännitysjaakauma. Takapään kiinnikkeitä kuormitetaan vastakaissuuntaisilla voimilla.



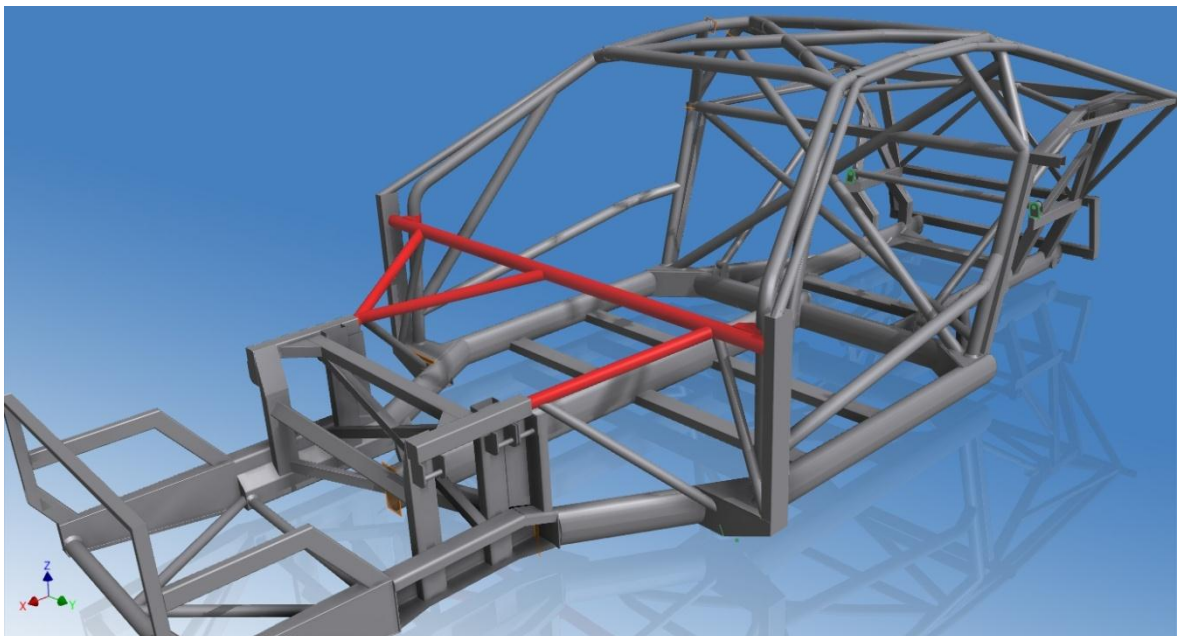
Rakenne 8. Vertailujännitysjaakauma etupään kuormituksen alaisena.



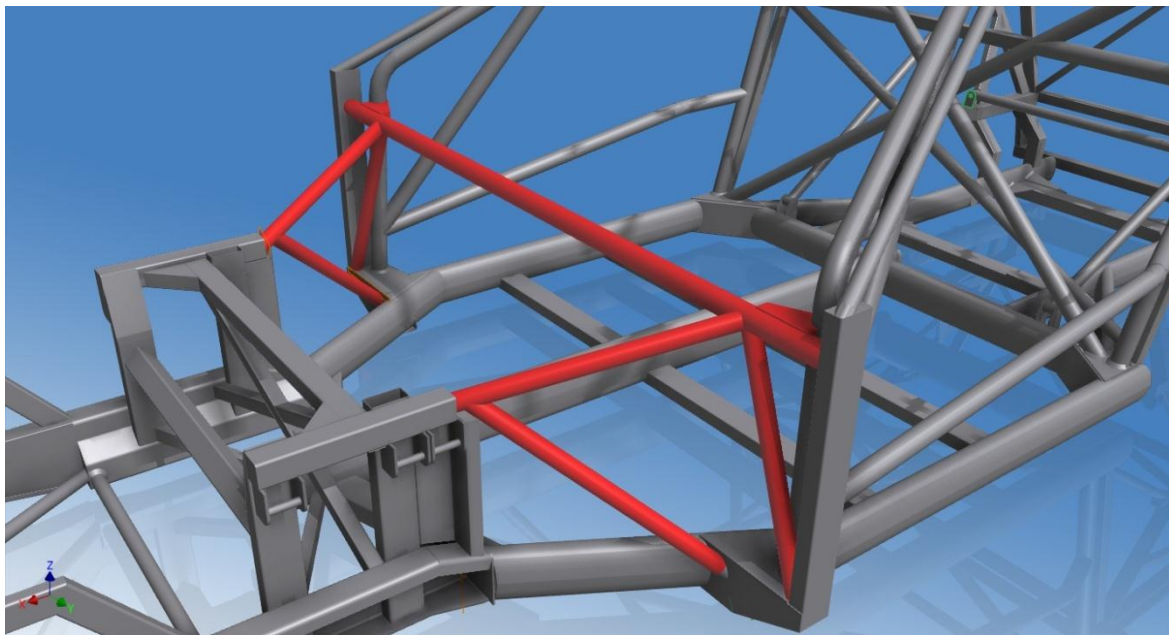
Rakenne 8. Vertailujännitysjaakauma takapään kuormituksen alaisena.

LIITE 2. Turvakaaren liitos etutuentaan

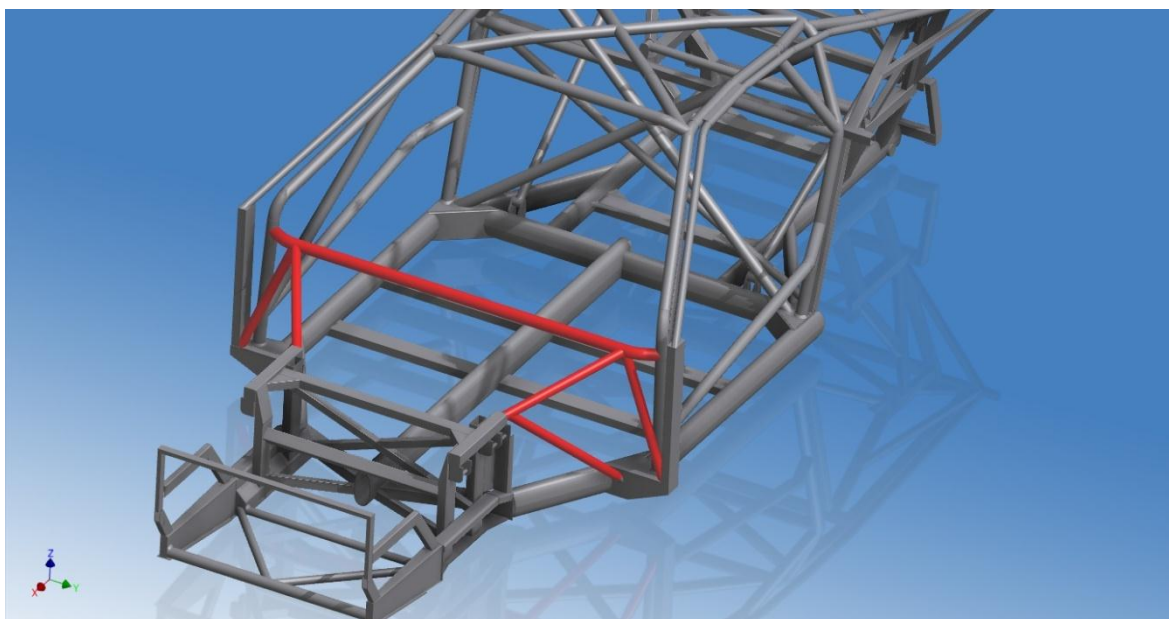
Rakenne 2. Alempien diagonaaliputkien halkaisijamuutos.



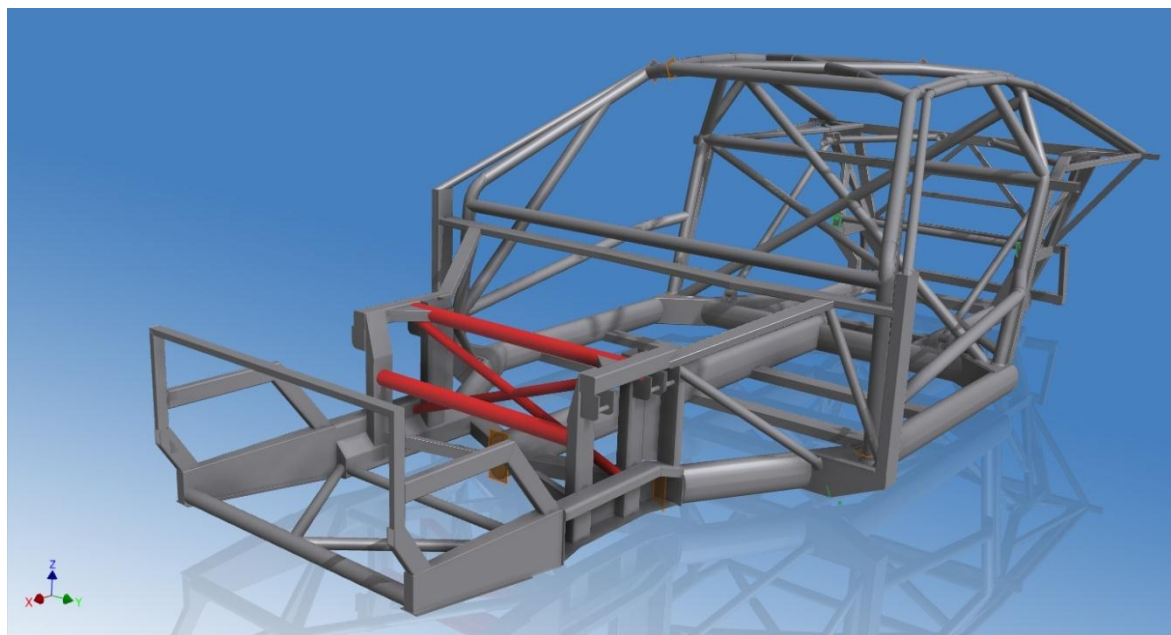
Rakenne 3. Poikittaispalkin ja ylempien diagonaalitukien muutos putkirakenteeksi.



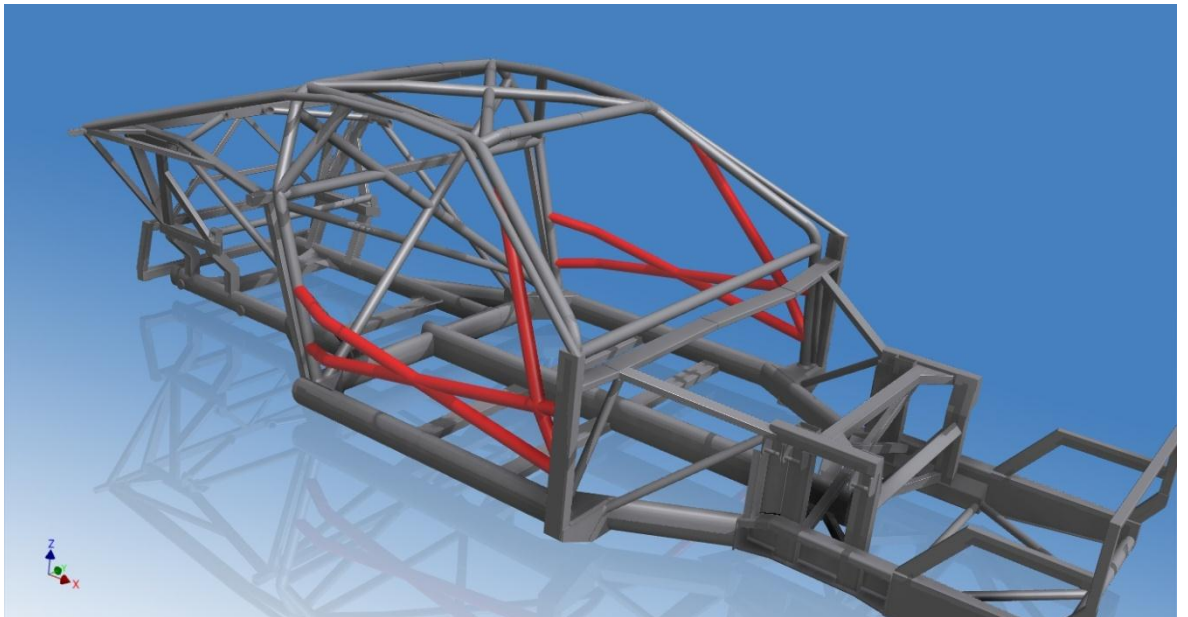
Rakenne 4. Alempien tukiputkien halkaisijamuutos.



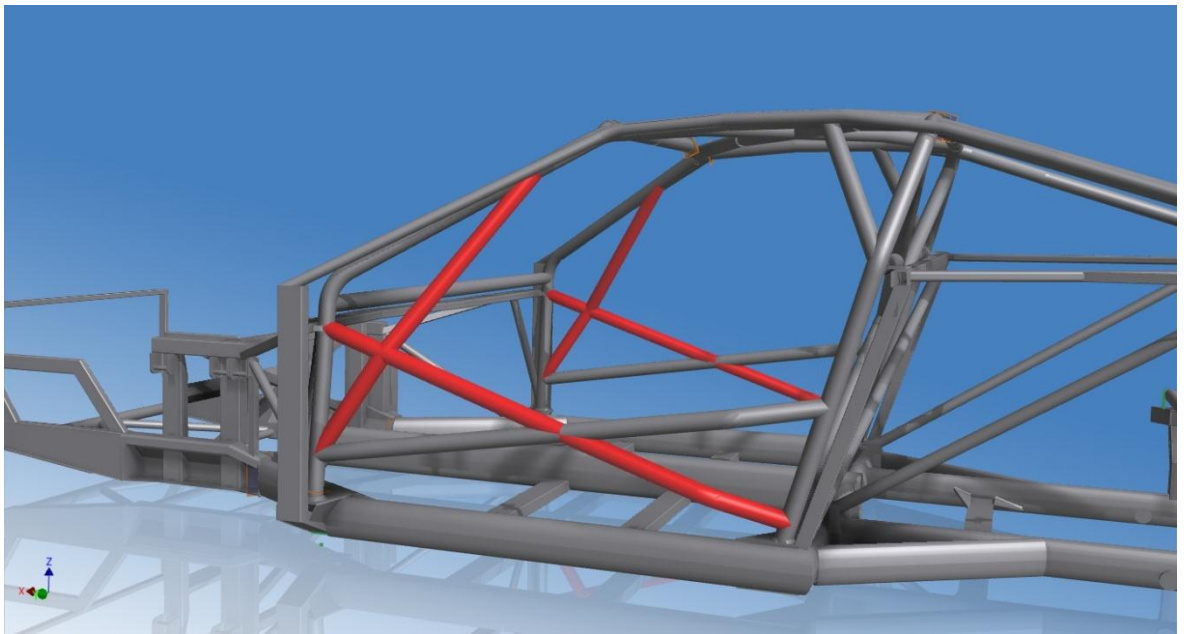
Rakenne 5. Poikittaisputken liitos suoraan puolisivukaareen.



Rakenne 6. Etuennan palkkirakenteen muutos putkirakenteeksi.

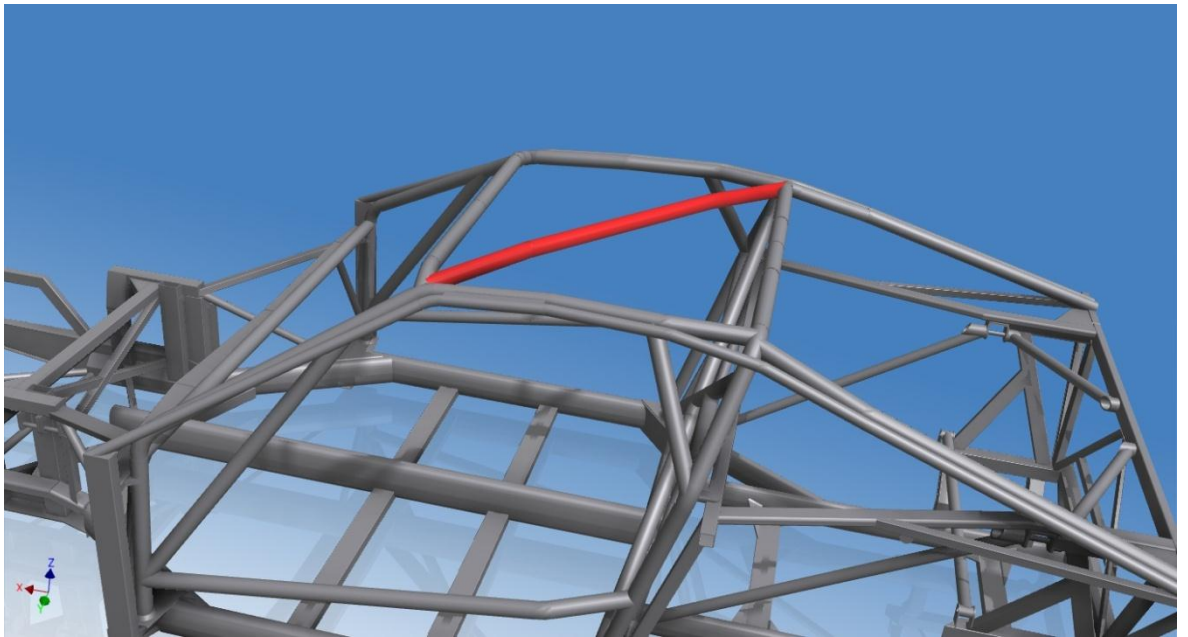
LIITE 3. Ovikaaren ristituenta

Rakenne 7. Ovikaaren muutos yksittäisputkesta X-tuentaan.

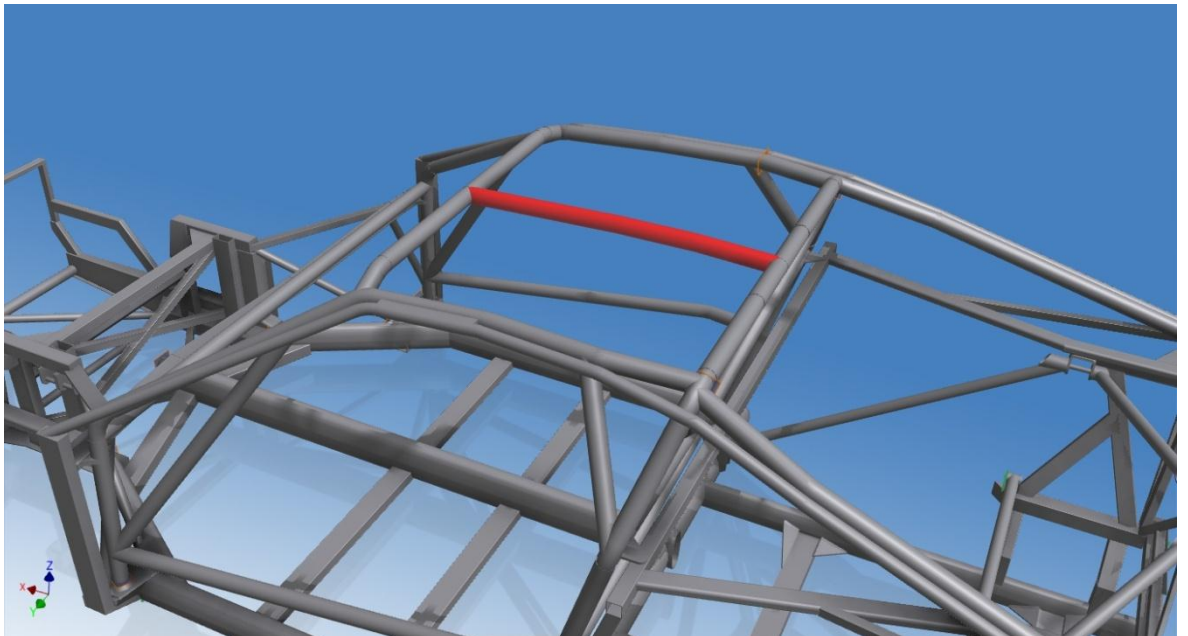


Rakenne 8. Ovikaaren X-tuenta jyrkemmällä asennuskulmalla.

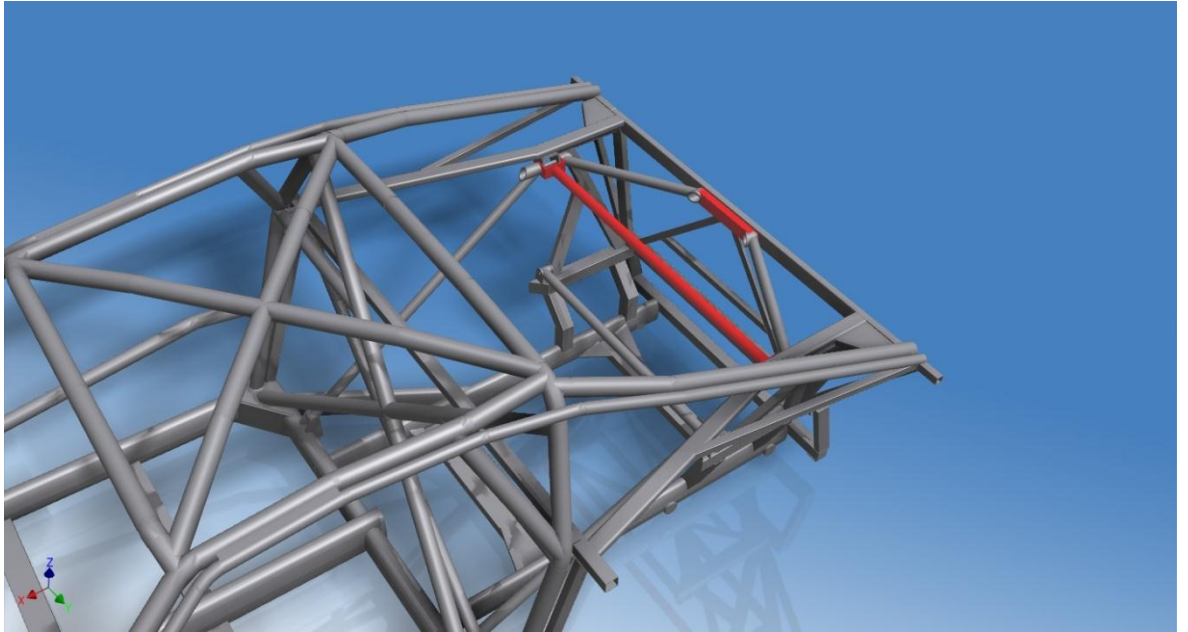
LIITE 4. Kattoristikon analysointi



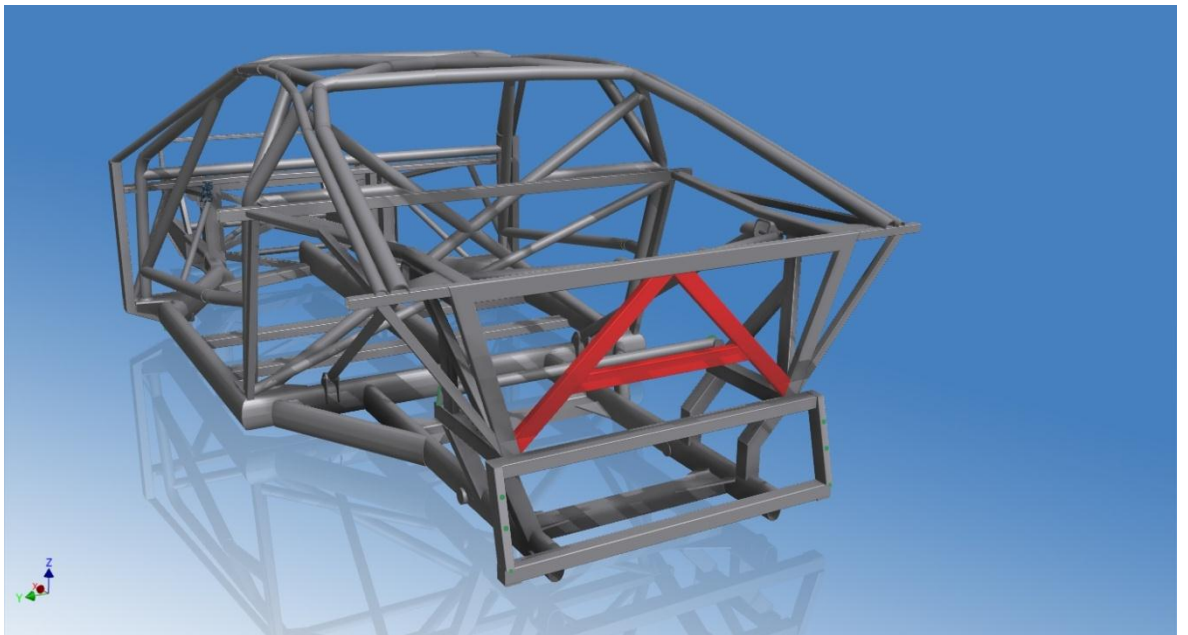
Rakenne 9. Kattoristikon muutos yhteen diagonaaliseen tukiputkeen.



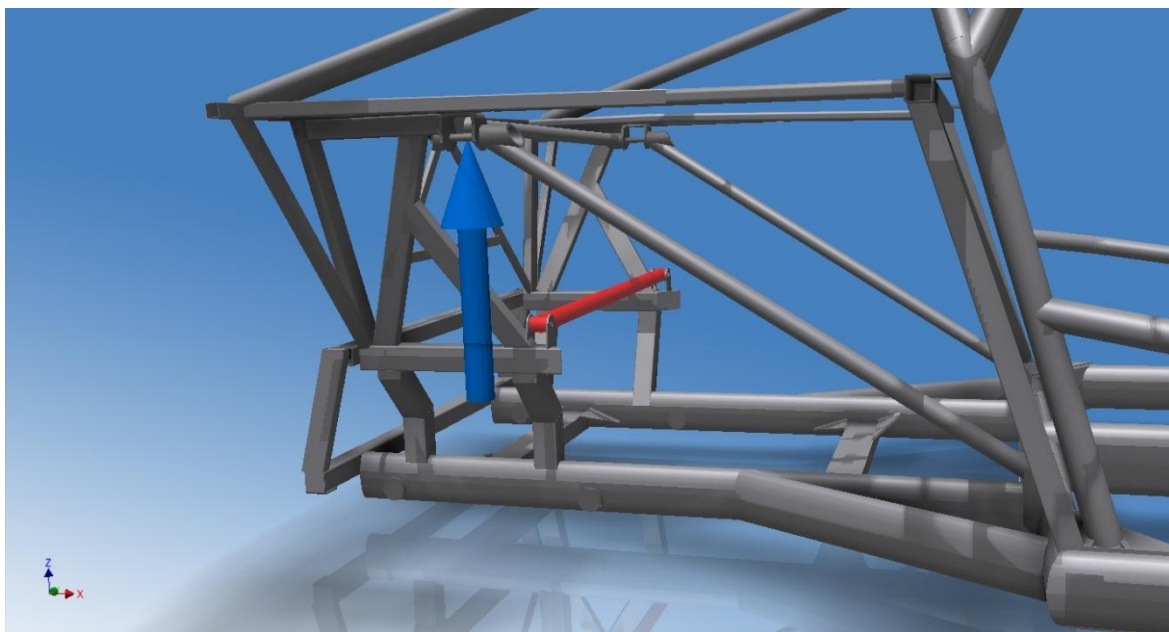
Rakenne 10. Kattoristikon muutos pitkittäiseen tukiputkeen.

LIITE 5. Rungon takaosan tuennat

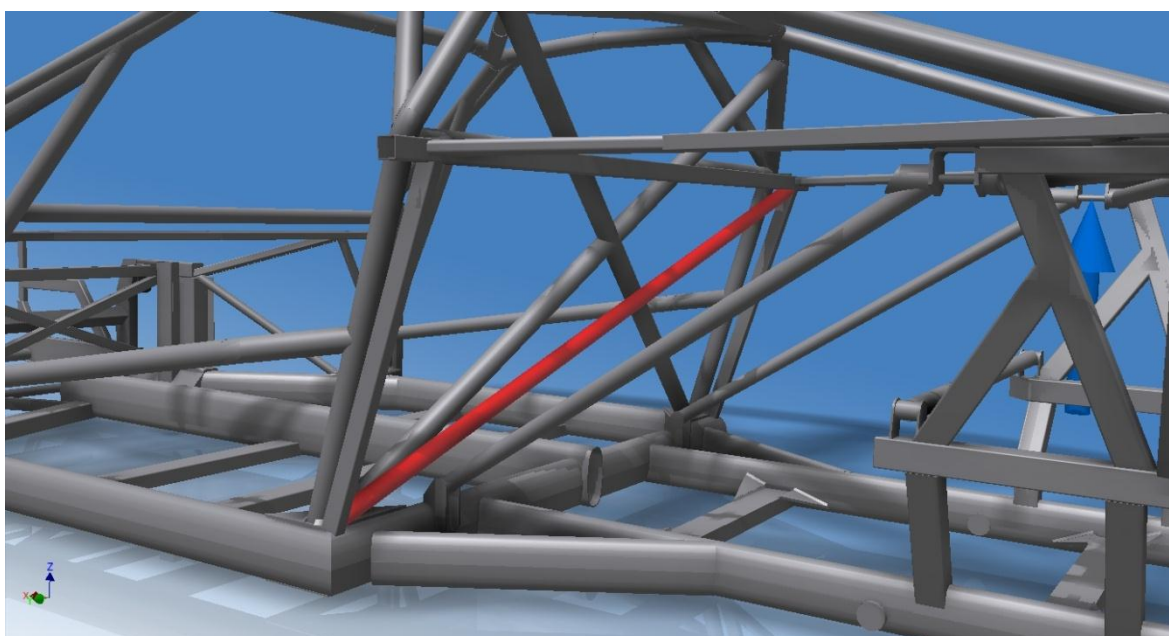
Rakenne 11. Takapään poikittaistuennan asennus ja diagonaaliputkien liitos.



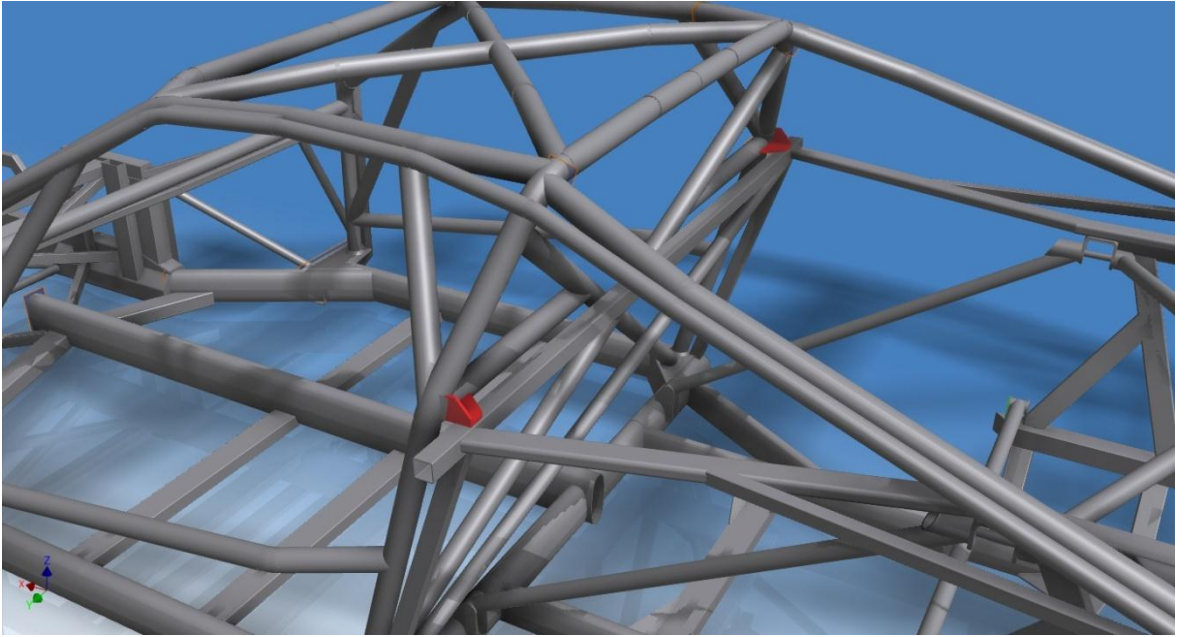
Rakenne 12. Takakehikon seinän kolmiotuennan halkaisijamuutos.



Rakenne 13. Alemman poikittaistuennan irrotus.



Rakenne 14. Takaseinän diagonaaliputken irrotus.



Rakenne 15. Takapääkaaren kiinnikkeiden muutos.

LIITE 6. Vääntöjäykkyydestaulukko rakenneratkaisuille

Vääntöjäykkyydestaulukko.

Momentti	Vakio rakenne	Etupää kuormitettuna	Rakenne 1				
Momentti [Nm]	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,52	10,38	20,9	0,0289	1,6540	27624,3	12092,04
Momentti	Vakio rakenne	Takapää kuormitettuna	Rakenne 1				
Momentti [Nm]	vasen takapää	oikea takapää	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,66	9,62	19,28	0,0212	1,2139	21978	16475,62

Momentti	Takatukirakenne kolmio	Etupää kuormitettuna	Rakenne 11				
Momentti [Nm]	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,99	9,91	19,9	0,0275	1,5748	27624,3	12699,68
Momentti	Takatukirakenne kolmio	Takapää kuormitettuna	Rakenne 11				
Momentti [Nm]	vasen takapää	oikea takapää	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,52	9,41	18,93	0,0208	1,1919	21978	16780,24

Momentti	Ovikaari x-tuenta	Etupää kuormitettuna	Rakenne 7				
Momentti [Nm]	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,7	9,53	19,23	0,0266	1,5218	27624,3	13142,16
Momentti	Ovikaari x-tuenta	Takapää kuormitettuna	Rakenne 7				
Momentti [Nm]	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	8,98	9,18	18,16	0,0200	1,1434	21978	17491,74

Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitäntä	Etupää kuormitettuna	Rakenne 5				
Momentti [Nm]	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,38	9,45	18,83	0,0260	1,4902	27624,3	13421,33

Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitäntä	Takapää kuormitettuna	Rakenne 5				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,16	10,24	20,4	0,0224	1,2844	21978	15571,07

Momentti	Takapään alemman poikkituen irrotus	Etupää kuormitettuna	Rakenne 13				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,35	10,19	20,54	0,0284	1,6255	27624,3	12303,98

Momentti	Takapään alemman poikkituen irrotus	Takapää kuormitettuna	Rakenne 13				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10	9,72	19,72	0,0217	1,2416	21978	16108,01

Momentti	Takaseinän diagonaalituen irrotus	Etupää kuormitettuna	Rakenne 14				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,26	10,14	20,4	0,0282	1,6144	27624,3	12388,42

Momentti	Takaseinän diagonaalituen irrotus	Takapää kuormitettuna	Rakenne 14				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,66	9,63	19,29	0,0212	1,2145	21978	16467,08

Momentti	Turvakaaren kiinnike hattuhyllyssä	Etupää kuormitettuna	Rakenne 15				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,34	9,92	20,26	0,0280	1,6033	27624,3	12474,02

Momentti	Turvakaaren kiinnike hattuhyllyssä	Takapää kuormitettuna	Rakenne 15				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,36	9,56	18,92	0,0208	1,1912	21978	16789,11

Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitántä 2	Etupää kuormitettuna	Rakenne 3				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	12,11	12,31	24,42	0,0337	1,9325	27624,3	10349,04
Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitántä 2	Takapää kuormitettuna	Rakenne 3				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,85	9,67	19,52	0,0215	1,2290	21978	16273,05

Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitántä 3	Etupää kuormitettuna	Rakenne 4				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	13,76	13,67	27,43	0,0379	2,1708	27624,3	9213,40
Momentti	Etutuenta ja turvakaari liitántä 3	Takapää kuormitettuna	Rakenne 4				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,72	9,88	19,6	0,0215	1,2341	21978	16206,63

Momentti	Turvakaari liitántä ja tuki-putki halk. muutos	Etupää kuormitettuna	Rakenne 2				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,15	9,98	20,13	0,0278	1,5930	27624,3	12554,58
Momentti	Turvakaari liitántä ja tuki-putki halk. muutos	Takapää kuormitettuna	Rakenne 2				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,6	9,51	19,11	0,0210	1,2032	21978	16622,18

Momentti	Kattoristikko pitkittäisrakenne	Etupää kuormitettuna	Rakenne 10				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]

20000	11,45	11,1	22,55	0,0311	1,7846	27624,3	11207,26
Momentti	Kattoristikko pitkittäisraakenne	Takapää kuormitettuna	Rakenne 10				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	12,12	11,96	24,08	0,0265	1,5161	21978	13191,44

Momentti	Kattoristikko diagonaaliputken poisto	Etupää kuormitettuna	Rakenne 9				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,53	10,32	20,85	0,0288	1,6500	27624,3	12121,04
Momentti	Kattoristikko diagonaaliputken poisto	Takapää kuormitettuna	Rakenne 9				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,09	9,93	20,02	0,0220	1,2605	21978	15866,63

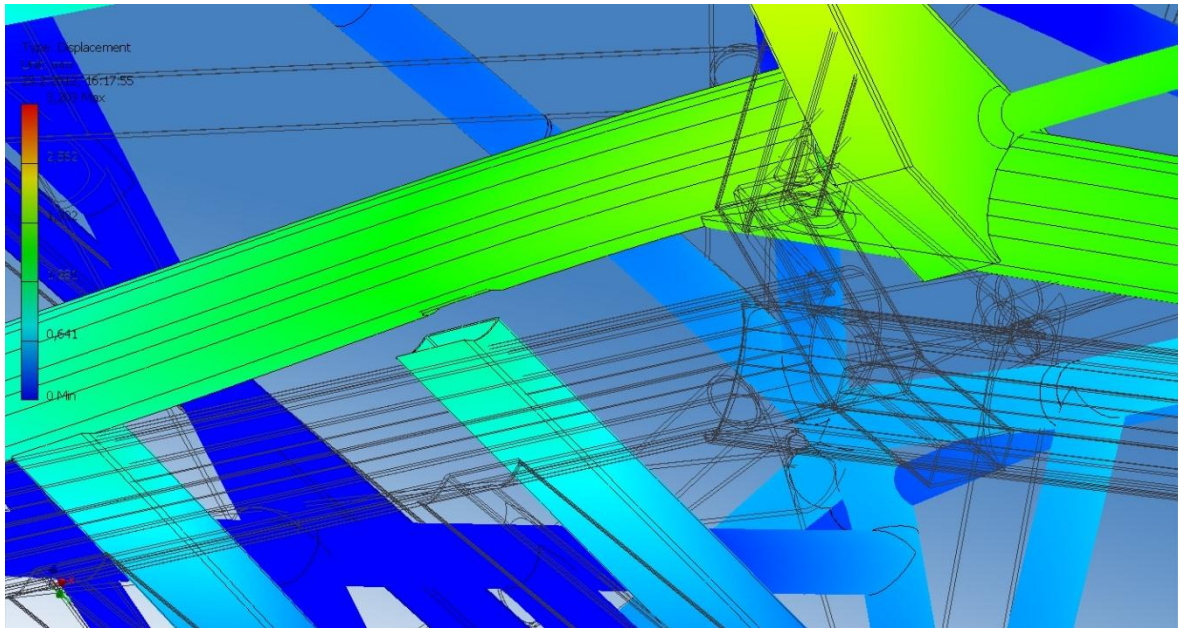
Momentti	Takapään palkkimuutos	Etupää kuormitettuna	Rakenne 12				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,55	10,45	21	0,0290	1,6619	27624,3	12034,46
Momentti	Takapään palkkimuutos	Takapää kuormitettuna	Rakenne 12				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,62	9,71	19,33	0,0212	1,2171	21978	16433,00

Momentti	Etupään palkit putkiksi	Etupää kuormitettuna	Rakenne 6				
Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	10,88	10,45	21,33	0,0295	1,6880	27624,3	11848,27
Momentti	Etupään palkit putkiksi	Takapää kuormitettuna	Rakenne 6				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,68	9,8	19,48	0,0214	1,2265	21978	16306,46

Momentti	Ovikaari X-tuenta 2	Etupää kuormitettuna	Rakenne 8				
-----------------	----------------------------	----------------------	-----------	--	--	--	--

Momentti	vasen etupää [mm]	oikea etupää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	9,33	9,9	19,23	0,0266	1,5218	27624,3	13142,16
Momentti	Ovikaari X- tuenta 2	Takapää kuormitettuna	Rakenne 8				
Momentti	vasen takapää [mm]	oikea takapää [mm]	Siirtymä yht [mm]	Kulma [rad]	Kulma [deg]	Voima [N]	[Nm/1°]
20000	8,61	8,92	17,53	0,0193	1,1037	21978	18120,36

LIITE 7. Runkorakenteen simulaation kontaktiongelmat



Lattiapalkin ja runkoputken kiinnityspintojen puuttuminen.

LIITE 8. Analyysiohjelmiston tulostaulukko rakenteesta 8

Vääntöjäykkyys_etupaa_20000Nm

Autodesk®

Analyzed File:	ONT_tilanne4.iam
Autodesk Inventor Version:	2012 (Build 160160000, 160)
Creation Date:	8.4.2012, 15:33
Simulation Author:	Juha Myllykangas
Summary:	

 Project Info (iProperties)
 Summary

Title	
Subject	
Author	Juha

 Project

Part Number	ONT_tilanne4
Designer	Juha

 Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

 Physical

Mass	183,297 kg
Area	21089000 mm ²
Volume	23331100 mm ³
Center of Gravity	x=365,976 mm y=38,6644 mm z=283,594 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

torsional stiffness

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	8.4.2012, 15:00
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	Yes
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

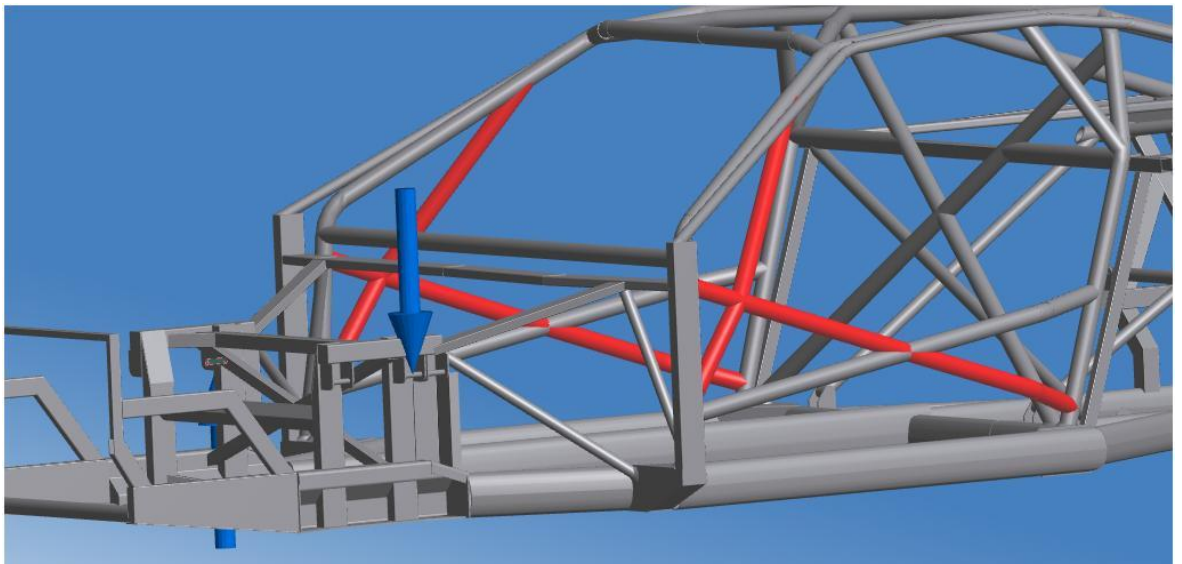
Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,13
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,21
Grading Factor	5
Max. Turn Angle	47 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	No

☐ Operating conditions

☐ Force:1

Load Type	Force
Magnitude	27624,300 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	27624,300 N

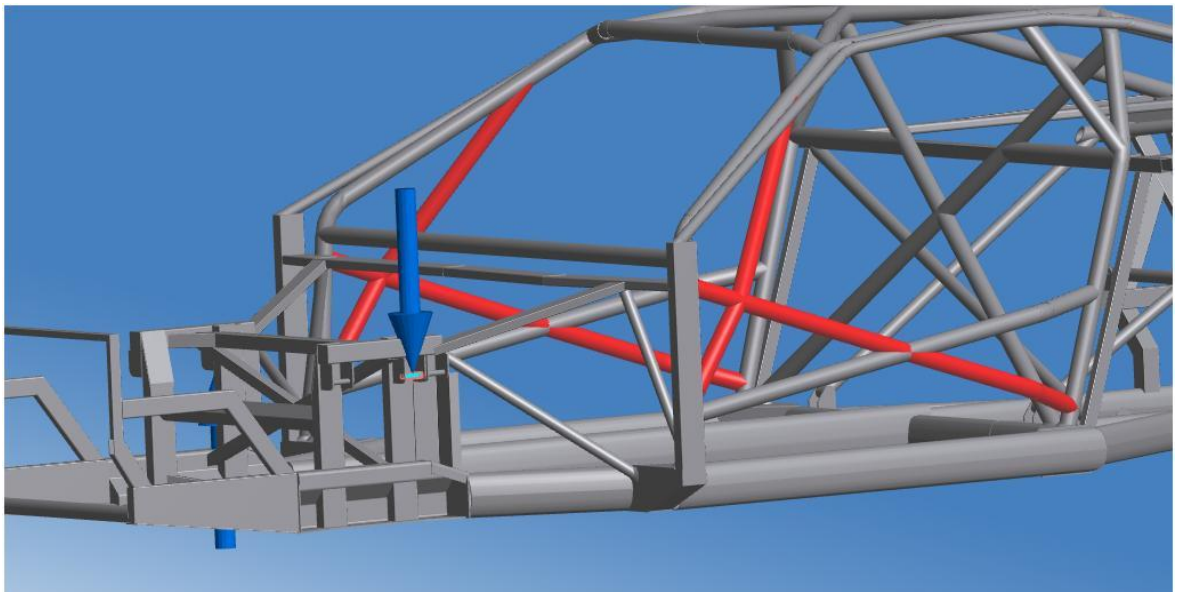
☐ Selected Face(s)



☐ Force:2

Load Type	Force
Magnitude	27624,300 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-27624,300 N

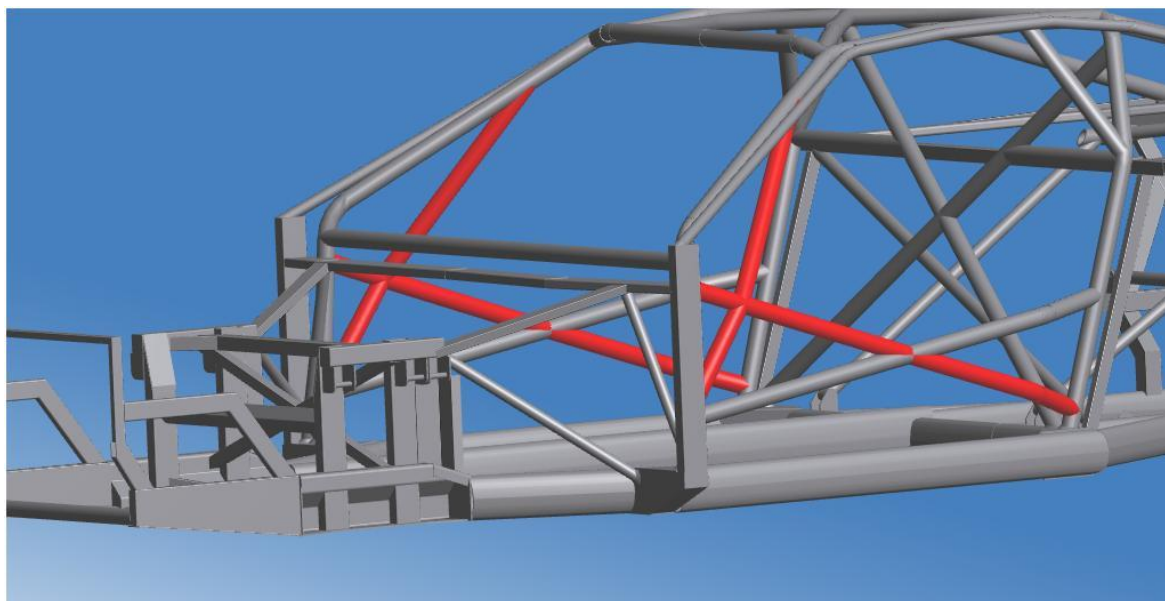
Selected Face(s)



Takatuenta_vasen

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	No

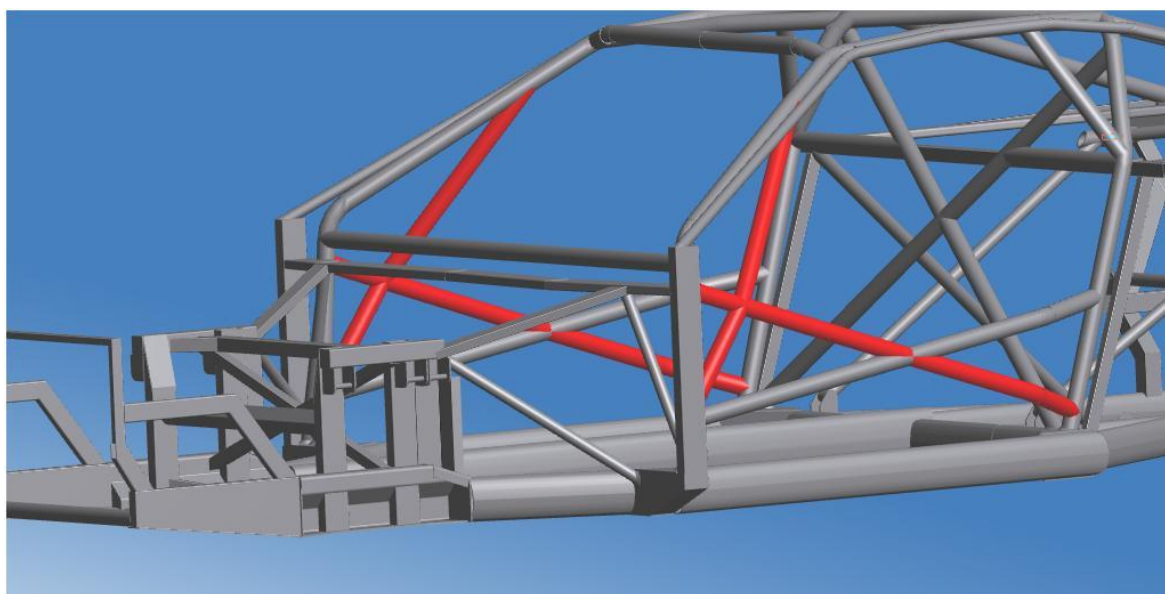
Selected Face(s)



☐ Takatuenta_oikea

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	No
Fix Tangential Direction	No

☐ Selected Face(s)



☐ Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Takatuenta_vasen	11091,2 N	0 N	178,019 N m	0 N m
		301,098 N		86,4647 N m
		11087,1 N		-155,611 N m
Takatuenta_oikea	11041,7 N	0 N	177,988 N m	0 N m
		116,739 N		-100,159 N m
		-11041,1 N		-147,132 N m

 Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	23312300 mm ³	
Mass	180,045 kg	
Displacement	0 mm	15,1532 mm

 Figures

 Displacement

