



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Mehaanika ja tööstustehnika instituut
Autotehnika õppetool

MEA70LT

Jan Tapver

**ET1/ VABA KLASSI VÕISTLUSSÕIDUKI
VEDRUSTUSE PROJEKTEERIMINE KASUTADES
ETTEANTUD KOMPONENTE**

Autor taotleb
tehnikateaduse magistri
akadeemilist kraadi

Tallinn
2016

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.

Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis Risto Kõiv juhendamisel

“.....”201...a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....”201...a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”201... a.

..... allkiri

TTÜ masinaehituse instituut

Autotehnika õppetool

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2016 aasta kevad semester

Üliõpilane: Jan Tapver, 144232MATM (nimi, üliõpilaskood)

Õppekava MATM02/11 - Tootearendus ja tootmistehnika

Eriala transporditehnika

Juhendaja: lektor Risto Kõiv (amet, nimi)

Konsultandid: (nimi, amet, telefon)

.....

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

(eesti keeles) ET1/ VABA klassi võistlussõiduki vedrustuse projekteerimine kasutades ette antud komponente.

(inglise keeles) Automotive suspension design of ET1/VABA class competition vehicle using predetermined components.

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Uue vedrustus tüübi valik.	28.02.2016
2.	Vedrustuse kinemaatika välja töötamine.	30.03.2016
3.	Õõõtshoobade tugevusanalüüsid.	23.04.2016
4.	Õõõtshoobade tugevdamine / uute õõõtshoobade välja töötamine.	12.05.2016
5.	Vedrude valik.	21.05.2016

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:

Saavutada sobiv vedrustuse geomeetria võimalikult suure kliirensi juures.

Täiendavad märkused ja nõuded:.....

Töö keel: Eesti keel

Kaitsmistaotlus esitada hiljemalt

Töö esitamise tähtaeg.....

Üliõpilane: Jan Tapver /allkiri/

kuupäev.....

Juhendaja: Risto Kõiv /allkiri/

kuupäev.....

SISUKORD

Eessõna.....	6
1. SISSEJUHATUS.....	7
1.1. Offroad ja 4x4 võistlused Eestis.....	7
1.2. Eesmärk.....	7
1.3. Lõputöö koostamine.....	9
2. PIIRAVAD TEGURID	10
2.1. Piirangud seoses komponentidega	10
2.2. Piirangud seoses Eesti MV Offroad Racing'us võistlussõidukite tehniliste tingimustega 2013-2018.....	12
2.3. Piirangud seoses EAL Eesti 4x4 Off-Road karikavõistluse võistlussõidukite tehniliste tingimustega 2013-2018.....	13
3. VEDRUSTUSE KINEMAATIKA	14
3.1. Vedrustuse tüübi valik.....	14
3.2. Kinemaatika väljatöötamine.....	15
3.2.1. Esisilla geomeetria	15
3.2.2. Tagasilla geomeetria	25
4. TUGEVUSANALÜÜSID	31
4.1. Valmistatud õõtshoovad.....	31
4.2. Koormusolukorrad	33
4.2.1. Frontaalkokkupõrge	37
4.2.2. Sõiduki maandumine ühele rattale	46
4.2.3. Lök sõiduki küljelt ratta tsentrisse	49
4.3. Õõtshoobade tugevdamine	52
4.3.1. Ülemine õõtshoob	52
4.3.2. Alumine õõtshoob	53

5. VEDRUDE VALIK	55
KOKKUVÕTE.....	59
SUMMARY	61
KASUTATUD KIRJANDUS	64
LISAD	66
Lisa 1. Sõiduki vedrustus	66
Lisa 2. Ülemine õõtsuob.....	68
Lisa 3. Alumine õõtsuob	69
Lisa 4. Õõtsuobade tugevduste joonised	70
Lisa 5. Valminud sõiduk	77

EESSÕNA

Antud lõputöö on koostatud offroadis võistleva meeskonna “Sookonn” tellimusel. Meeskonna liikmeteks on Marek Kruusenvald, Arvet Adson ja Mauri Randmaa. Lõputöö tulemuseks saadud vedrustuse praktiline koostamine toimus eelnimetatud meeskonna töökojas. Vajalikud andmed uue vedrustuse väljatöötamiseks saadi võistlusauto valmis komponentidelt ja ka meeskonna enda väljatöötatud toruraami pealt.

1. SISSEJUHATUS

1.1. Offroad ja 4x4 võistlused Eestis

Eesti MV Offroad Racing'us on spordiala, kus neljarattaveolise sõidukiga läbitakse võimalikult kiiresti erineva raskustasemega maastikku. Viimastel aastatel on offroad, kui spordiala kogunud populaarsust. Palju on juurde tulnud uusi meeskondi ja ka sõidukite ehitus on jõudsasti arenenud. Alates 2013 aastast on lisandunud ka uus võistlussari, millega kaasnesid uued tehnilised reeglid. Uuteks võistlusklassideks on ET1 ja ET2. Antud klassi sõidukitega on võimalik võistelda Eesti Meistrivõistlustel offroadis. Antud lõputöö käigus valmistatav sõiduk peab sobima võistlemiseks kahes klassis „ET1“ ja „vabaklass“.

Võistkond, kes sõidab lõputöös ehitatava autoga, alustas osalemisega offroad võistlustel 2008 aastal. Seniseks parimaks tulemuseks võib nimetada „FIA NEZ Cup 2009“ esimest kohta.

Võistlussõiduki ülessandeks on liikuda võimalikult kiiresti raskesti läbitaval maastikul ja sealjuures kahjustada võimalikult vähe pinnast. Viimasel ajal esikohtadele sõitvad võistlusmasinad kaaluvad 1300 – 1500 kg. Tänu uutele ja kiirematele radadele on oluliseks kohaks võistlussõiduki juures ka vedrustuse kinemaatika ja töö. Oluliseimaks võistlussõiduki parameetriks saab pidada põhjakõrgust.

1.2. Eesmärk

Sõidukiga võistelnud meeskonna soov ehitada konkurentsi võimelisemat võistlussõidukit. Endise autoga on võisteldud juba aastast 2008. Seega on võistlusauto tehnoloogia vananenud. Põhilisteks kriteeriumiteks oleksid sõiduki kaal ja sõiduki kliirens. Endine võistlussõiduk kaalus 2000kg mida on antud klassis võistlemiseks ülemäära palju. Sõiduki omanikud soovisid valmistada 1200 – 1400 kg raskust võistlusautot. Uue sõiduki ehitamisel peeti oluliseks ka vedrustuse kinemaatikat, kuna varem oli tunda, puudujääke vedrustuse disainis. Lõputöö käigus mõõdeti vana sõiduki vedrustuse kinemaatikat ja analüüsiti seda programmis SusProg3D. Vedrustuse analüüsimise tulemusena selgus, et sõidukil on kogu vedrustuse liikumise ulatuses väga suur parasiitoolimine. Seega otsustas meeskond, et uue sõiduki ehitamisel oleks vaja analüüsida kinemaatikat enne sõiduki ehitamist.

Lõpptulemusena valmiva sõidukiga peaks saama võistlusrajal või sellega sarnasel maastikul sõita võimalikult kiiresti. Sealjuures peaks juhil ja kaasreisijal olema sõidukit võimalikult lihtne käsitleda. Sõiduki põhjakõrgus peaks olema maast võimalikult kõrge, samas peavad õõtshoovad olema piisavalt tugevad, et kannatada vähemalt 2 meetri kõrguselt sõiduki maandumist ühele rattale.

Auto vedrustuse kinemaatika projekteerimise põhiliseks eesmärgiks oli rahuldada kõik meeskonna poolt seatud tingimused ja nende juures viia parasiitroolimine miinimumini. Põhilisteks tingimusteks mis meeskonna poolt :

- Rahuldava rooligeomeetria säilimine kogu vedrustuse töövahemikus. (Maksimaalsetes vedrustuse asendites võib teha mööndusi).
- Sajaprotsendiline Ackermannni roolimine
- Võimalikult väike pöörderaadius
- Sõiduasendis ja selle lähedal peaksid järeljooksu, kokkujooksu ja külgakalde nurgad olema sobivad sõiduki kasutusala.
- Vedrustus võiks kaasa aidata takistuste ületamisele, suurem osa tekkivast jõust võiks suunduda amortisaatoritesse ja vedrudesse.
- Võimalikult suure vedrustuse käigu ja kere kaldumise võimalus.
- Hea kurvi dünaamika
- Tagasilla anti-squat efekt
- Offroadiks piisav anti -dive
- Sõiduki raskusega kooskõlas olevad vedrud ja amortisaatorid
- Õõtshoobade mõlemad haarad ühe pikkused
- Külgakaldumistsentri kõrgus esisillal (100 – 150mm) ja tagasillal (150-200mm)

Teiseks suurimaks eesmärgiks võib pidada huvi leida konkurentsivõimelist alternatiivi enimlevinud sildade ja vedrustuse vastu. Enamik tänapäeva võistlussõidukeid kasutavad sildadena Volvo Laplander c303 sildasi, mille eeliseks on portaalülekanDED rataste juures. Tänu rattareduktoritele tõuseb sõiduki madalaim punkt 110mm kõrgemale ja takistuste ületamine on tunduvalt lihtsam. Suurimaks puudujäägiks taolistel sõidukitel on vedrustatud ja vedrustamata masside suhe. Tänu suurele vedrustamata massile on väga keeruline valida sobivaid amortisaatoreid ja vedrusid. Lahendust sellisele probleemile püütaksegi anda ehitades sõltumatu vedrustusega võistlussõiduk. Sõltumatu vedrustusega on võimalik

vedrustamata mass viia miinimumini. Samas suurimaks puudujäägiks sõltumatu vedrustuse juures võib pidada vähest kliirensit.

1.3. Lõputöö koostamine

Lõputöö tegemisel kasutatakse geomeetria väljatöötamiseks programmi Susprog3D. Nimetatud programm sobib enamike vedrustustüüpide analüüsimiseks ja väljatöötamiseks. Kõik 3D mudelid ja joonised koostatakse programmis Catia V5R21. Catia võimaldab vedrustuspunktide ümber disainida sobiva kujuga kinnitused. Tugevusanalüüside tegemisel kasutatakse programme Catia V5R21 ja Ansys 15.0. Eelnimetatud programmid võimaldavad analüüsida õõtshoobades tekkivaid jõudusid, pingeid ja nihkeid nii liikumises kui ka staatiliselt.

2. PIIRAVAD TEGURID

2.1. Piirangud seoses komponentidega

Uue sõiduki ehitamisel kasutatakse komponente meeskonna „Sookonn“ endiselt võistlussõidukilt, mida on näha Sele 2.1. Sõiduki ehitamisel kasutatakse palju ostutooteid, kuna nende saadavus on tunduvalt lihtsam ja kogu sõiduki ehitamine tuleb kokkuvõttes tunduvalt odavam.



Sele 2.1. Meeskonna „Sookonn“ endine võistlussõiduk [1]

Kasutusse tulevad endise võistlussõiduki komponendid:

- Mootor (4,6 Rover V8)
- Käigukast (ZF 4H22)
- Jaotuskast (L322)
- Esi- ja tagasilla reduktorid Toyota Hiace / Mercedes Benz Sprinter

- Esisilla roolisilinder
- Veovõllid
- Käänmikud Toyota Hilux
- Piduri komponendid
- Rehvid mõõtmetega 31x15,5x15
- Veljed laiusega 10“
- Toruraam

Mootoriks kasutatakse sõidukil 4,6 liitrist Land Rover Range Rover–lt pärit kaheksasilindrulist V mootorit. Tehase andmetel on mootoril 168kw ja 380Nm. Antud mootorit on toodetud aastatel 1996 - 2002. [2]

Käigukast ja jaotuskast on pärit Land Rover Discovery tüüpi sõidukilt. Käigukasti näol on tegemist ZFi neljakäigulise automaatkäigukastiga 4H22. Antud käigukasti ülekande arvudeks on välja toodud Tabel 2.1.

Tabel 2.1. ZF 4H22 ülekande arvud [3]

Käik	1	2	3	4	R
Ülekande arv	2,48	1,48	1,0	0,73	2,09

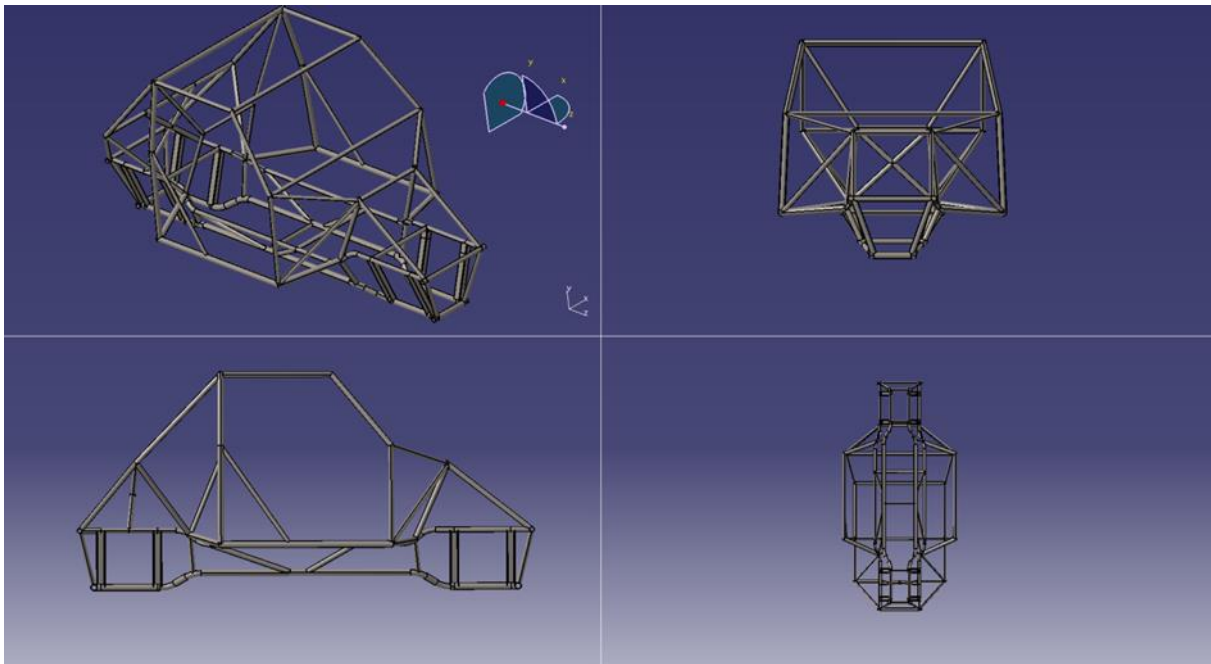
Jaotuskast on komplektis eelnimetatud automaatkäigukastiga. Antud jaotuskastiga on võimalik valida kas avatud keskdiferentsiaal või suletud ja aeglusti. Mootori, käigukasti ja jaotuskasti komplekti kaaluks on 400 kg koos juhtmestiku ja jahutusradiaatoritega, kuid ilma vedeliketa. Komplekt on kaalutud sõiduki omanike poolt.

Esi ja tagasilla reduktorid pärinevad erinevatelt sõidukitelt. Esisilla reduktor pärineb Toyota Hiace tagasillast. Reduktori ülekandeks on 4,35. Tagasilla diferentsiaali korpus ja peaülekanne on võetud Mercedes Benz Sprinteri tagasillast, mis on kohandatud sõltumatu silla jaoks. Diferentsiaal asendati Toyota Hiace omaga selleks, et paigaldada diferentsiaalilukusti. Kõik veovõllid on üksikkorras valmistatud materjalist 25CrMo4 ja karastatud HRC 25 juurde. Rattapoolseteks liigenditeks on klassikalised kardaani ristid, mis on võetud sõidukilt Kamaz 55111. Veovõllide läbimõõduks on 52 mm.

Käänmikud pärinevad Toyota Hilux esisillast, neid kasutatakse kõikide rataste juures. Kõik käänmikud on modifitseeritud võimaldamaks paigaldada originaalist suurema läbimõõduga veovõlle. Käänmike küljes on võimalik ümber paigutada rooliotsa kinnitusi.

Esi ja tagasilla roolilati ülesannet täidavad hüdrosilindrid, mis saavad liikuda kahes suunas. Esisillas kasutatava roolisilindri silmade vaheline kaugus on 520 mm, kogu esisilla geomeetria väljatöötamise juures peab arvestama, et seda muuta ei saa. Tagasilla roolisilindri mõõtmeid saab vedrustuse geomeetria väljatöötaja ise valida, kuid arvestama peab saadaolevate komponentide mõõtmetega.

Lisaks endise auto komponentidele, on lõputöö koostajale ette antud ka uue võistlussõiduki toruraami algne kontseptsioon, mida on küll võimalik muuta kohandamiseks seda paremini vedrustuse kinnituspunktidega, kuid üldine kuju peab jääma samaks. Toruraam (vt Sele 2.2) on valmistatud CHroMoly 4130 35x2,5 mm torust, peakaar on valitud FIA regulatsioonide järgi. Tulenevalt komponentide mõõtmetest on sõiduki teljevahe 2475 mm ja rööbe 1540mm nii esi- kui ka tagasillal.



Sele 2.2. Uue võistlussõiduki toruraam [4]

2.2. Piirangud seoses Eesti MV Offroad Racing´us võistlussõidukite tehniliste tingimustega 2013-2018

- Kasutada tohib kõiki vedrustuse tüüpe.
- Sõitjateruumis ei tohi asuda vedrustuse liikuvaid osi.

- Amortisaatorid on vabad. Lubatud on lisaamortisaatorite paigaldamine, kuid võistlussõidukil ei tohi olla rohkem, kui 2 amortisaatorit ühe ratta kohta.
- Keelatud on rattareduktorite ja külgülekannete kasutamine.
- Üle 3500 kg täismassiga veoautode, põllumajandustehnika ja muu spetsiaaltehnikate telgede kasutamine on keelatud. [5]

2.3. Piirangud seoses EAL Eesti 4x4 Off-Road karikavõistluse võistlussõidukite tehniliste tingimustega 2013-2018

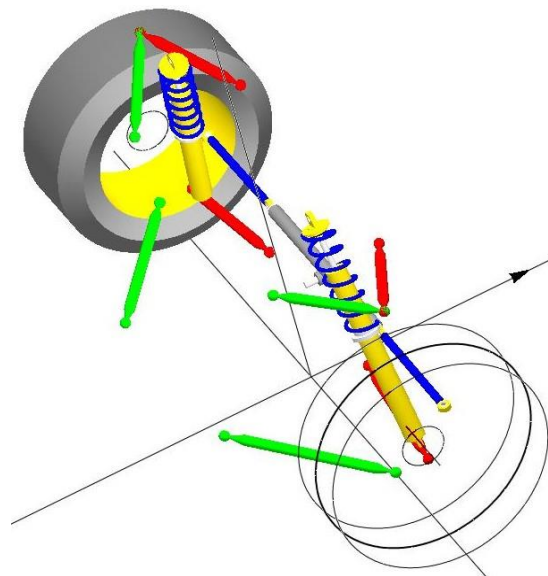
- Keerdvedrud: Pikkus, keerdude arv, traadi diameeter, väline diameeter, vedru tüüp (progresseeruv või mitte) on vaba.
- Lehtvedru: Vedrulehtede pikkus, laius, paksus ja vertikaalne kõverus on vaba. Lehtede arv ei ole piiratud.
- Torsioonid: diameeter pole piiratud.
- Sõitjateruumis ei tohi asuda vedrustuse liikuvaid osi.
- Amortisaatorid on vabad. Lubatud on lisaamortisaatorite paigaldamine, kuid võistlussõidukil ei tohi olla rohkem, kui 2 amortisaatorit ühe ratta kohta.
- Aktiivvedrustus ja vedrustuse reguleerimine salongist on keelatud.
- Lubatud on igasuguste telgede ja nende osade kasutamine, va. üle 3000 kg täismassiga veoautode, põllumajandustehnika ja muu spetsiaaltehnikate telgede kasutamine.
- Kliirens, mõõdetuna telje reduktori madalaimast punktist ei tohi olla suurem, kui 330 mm.
- Sõltumatu vedrustuse korral mõõdetakse kliirensit raamipoolse alumise õõtshoova kinnitusest.
- Reguleeritava vedrustuse korral peab võistlussõiduk olema mõõtmisel stardikaalus, meeskond on kohustatud kindlustama kliirensi püsimise lubatud piirides kogu võistluse jooksul.
- Mõõtmine toimub rehvidega, millistega võistlustel osaletakse, nõutav rehvirõhk mõõtmise momendil 1,0 bar.
- Kliirensit mõõdetakse mõlemal teljel, arvestatakse suuremat tulemust.
- Keelatud on kasutada detaile kliirensi kunstlikuks vähendamiseks. [6]

3. VEDRUSTUSE KINEMAATIKA

3.1. Vedrustuse tüübi valik

Uue vedrustuse projekteerimisega seoses tuli päevakorda ka võimalus uuendada vedrustuse tüüpi. Kasutades eelmise võistlussõiduki vedrustuse komponente, oli võimalik valida vaid sõltumatu vedrustuse tüüpide vahel.

- Topeltõõtskoovaga vedrustus
- Mitmikhoob vedrustus (multilink)



Sele 3.1. Näidis topeltõõtskoovaga esisilla vedrustusest [7]

Topeltõõtskoovaga vedrustus kujutab endast juhtsilla puhul kahe üksteise kohal asetseva V – kujulise õõtskoova ja roolivardaga sõltumatut vedrustust. Antud vedrustuse üldkuju on näha Sele 3.1. Raami poolelt kinnitatakse vedrustus viie punkti abil. Nendeks on nii ülemine, kui ka alumine õõtskoova haarade otsad ja sisemine rooliots. Ratta pool on vedrustusel kolm kinnituspunkti. Nendeks on ülemine õõtskoob, alumine õõtskoob ja rooliots. Sellise vedrustustüübi eelisteks antud sõiduki juures võib pidada:

- Sobivus uue raamiga
- Vastupidavus
- Lihtne ehitus
- Võimalus kinnitada amortisaator ülemise õõtskoova külge

- Saavutada rahuldav vedrustuse geomeetria

Mitmikhoob vedrustus kujutab endast sõltumatut vedrustust, kus sõiduki raam ja kere on omavahel ühendatud viiest erinevast punkist. Multilink vedrustuse positiivseks omaduseks on see, et õõtshoobade asendit saab suuremal määral muuta arvestades teiste komponentide asukohaga. Suurimaks miinuseks multilink vedrustuse puhul võib pidada selle koostamise keerukust ja antud projekti puhul ka etteantud käänmike liigset muutmise vajadust. Kõiki positiivseid ja negatiivseid omadusi arvesse võttes, otsustati kasutusse jätta topeltõõtshoovaga sõltumatu vedrustus.

3.2. Kinemaatika väljatöötamine

Uue vedrustuse kinemaatika väljatöötamine algas vana sõiduki vedrustuse üles mõõtmisest ja sisestamisest programmi SusProg3D. Taoline eeltöö lihtsustas tunduvalt vanade vedrustuskomponentide kasutusele jätmist ja erinevate komponentide mõõtmete teada saamist. Lisaks sellele sai uurida endise vedrustuse võimekust kinemaatilise poole pealt.

Geomeetria väljatöötamise aluseks seati sõiduki uus raam. Kogu uus vedrustuse geomeetria töötati välja programmis SusProg3D. Uue raami pealt oli võimalik mõõta raamipoolsete õõtshoova kinnituste minimaalset omavahelist kaugust. Seoses tahetud suurema vedrustuse käiguga, pakkus lõputöö koostaja välja lahenduse, kus raami laiust vähendatakse ja selle arvelt on võimalik pikendada õõtshoobasi. Pikemate õõtshoobade puhul on võimalik saavutada suurem ja paremini kontrollitud sillakäik. Algselt planeeritud raami toru külgedel olevad õõtshoobade kinnitused tõsteti raami torude kohale, mis samuti suurendas õõtshoobade pikkust.

3.2.1. Esisilla geomeetria

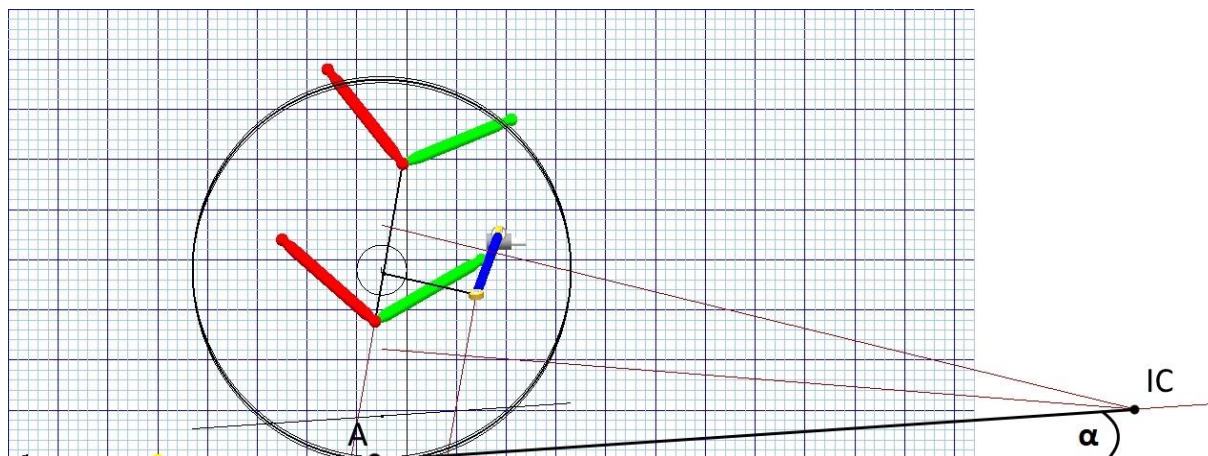
Lähtudes ette antud tingimustest ja seatud eesmärkidest, alustati sõiduki esisilla geomeetria välja töötamisest. Esisilla puhul tuli kasutada ette antud hüdrosilindrit, mis täitis sõiduki roolilati ülesannet. Roolisilindri pikkuseks silmast-silma on 520 mm. Saavutamaks väiksemat parasiitroolimist esisilla puhul, oli võimalik käänmike küljes muuta rooliotste kinnituste asukohti. Samuti oli võimalik vahetada parempoolne ja vasakpoolne käänmik omavahel ära, paigaldamaks roolisilindri esisillast taha poole. Sõiduki esisilla geomeetria puhul kõige olulistemateks tingimusteks võib nimetada:

- Vedrustus aitab ületada takistusi
- Külgakaldumise tšenter kuni 120mm kõrgusel staatilises asendis
- Parasiitroolimine viia miinimumini
- Järeljooksu nurk 10°
- Negatiivne ratta külgakalle ($-0,5 - 2,0^\circ$)
- Rooli geomeetria võimalikult lähedal 100% Ackermannn roolimisele
- Kinnituspunktide sobivus raamiga

Eelnimetatud eesmärkide saavutamiseks kasutati vedrustuse kinemaatika simulatsiooni programmi SusProg3D, kus on võimalik vastavalt hoobade kinnituspunktide asukohtade nihutamisele muuta väljundparameetreid. Saavutamaks vedrustuse kinemaatika, mis aitab takistusi ületada, peaks esisilla vedrustuse hetketsenter asetsema sõiduki esiratta tsentrist taga- ja allpool. Vahendid mida kasutatakse soovitud geomeetria saavutamiseks :

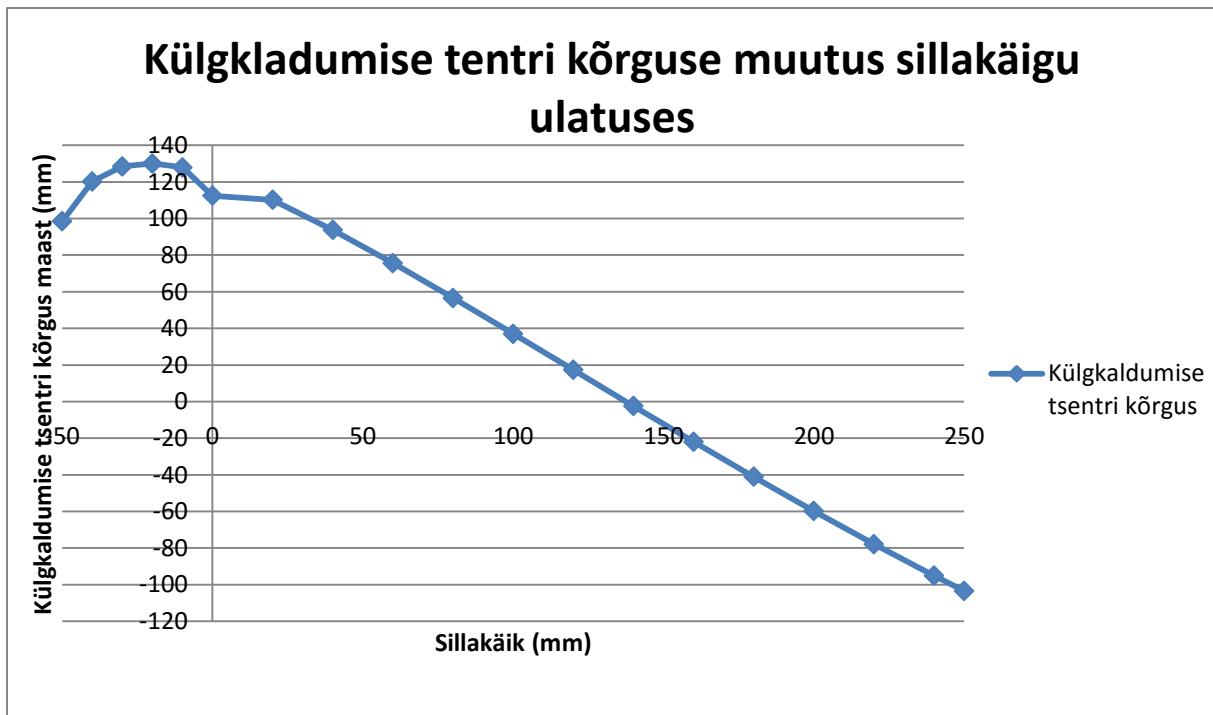
- Negatiivset anti-lift
- Positiivset anti-dive
- Hetketsentrid sõidukist väljaspool
- Sobiva roolilati asendi analüüs programmis SusProg3D
- Käändtelje pikikalle
- Roolilati paigutus tahapoole silla tsentrit
- Raami mudeli ja geomeetria mudeli viimine ühisesse koordinaatsüsteemi

Hetketsenter (pildil IC) on punkt, mille ümber sõiduki ratas liigub. Selle punkti asukoht määrab ära ka anti – dive ja anti – lift suurused. Anti – dive protsendi suurendamiseks peaks maapinna ja hetketsentrist punkti A mineva sirge vaheline nurk α olema võimalikult suur. Samal ajal muutub anti – lift protsentuaalselt väiksemaks. Seega, anti – lift protsendi suurendamiseks peaks maapinna ja hetketsentrist punkti A mineva sirge vaheline nurk olema võimalikult väike. Joonist selle kohta on võimalik näha Sele 3.2.



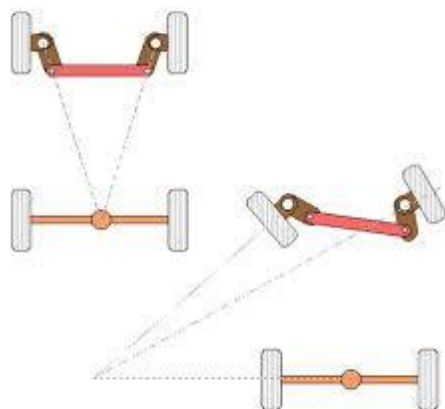
Sele 3.2. Anti-lift / anti-dive saavutamine

Õõtshoobade asukohta ja asendi muutmisel saab valida ka külgekaldumistsentri asukohta. Külgekaldumistsentrit saab määrata, leides eestvaates sõiduki õõtshoobade pikenduste ristumise punktid (hetketsentrid). Leitud punktide ja rehvi tsentrite vaheliste sirgete ristumispunkt on külgekaldumistsenter. Eelnimetatud jooned ja nende ristumiskohad määravad lisaks külgekaldumistsentrile ka ratta külgekaldumise kere kaldumise ajal. Kui hetketsentrid jäävad sõiduki rööpmest väljapoole, siis kere kaldumise ajal ratas kaldub kerest rohkem. Kui hetketsentrid jäävad rattast kere poole, siis ratas kaldub kerest vähem, kuid sellise konfiguratsiooni juures ei ole võimalik saavutada piisavalt madalat külgekaldumistsentrit. Kõrge külgekaldumistsentri puhul võib kurvis sõites sõiduk ümber paiskuda, sama võib juhtuda suure külgsuunalise kaldenurga alla sõites. Seega, mida madalamal on sõiduki külgekaldumistsenter, seda kiiremini on võimalik kurve läbida ja seda suurema kaldenurga all on võimalik sõidukiga liikuda. Samuti võib tekitada kõrge külgekaldumistsenter keretõste efekti. See tähendab, et ebatasasel pinnasel kiiresti sõites võib vedrustuse geometria tõsta sõiduki vedrustuse maksimaalselt välja ulatuvasse asendisse. Vedrustuse loomisel võeti seda arvesse ja saavutamaks sobivat külgekaldumistsentri asukohta ohverdati rataste suur külgekaldumine. Antud vedrustuse puhul on külgekaldumistsentri kõrgus vedrustuse staatilises asendis 112,49mm. Kogu külgekaldumistsentri kõrguse muutuse graafikut vedrustuse käigu ulatuses on võimalik näha Sele 3.3.



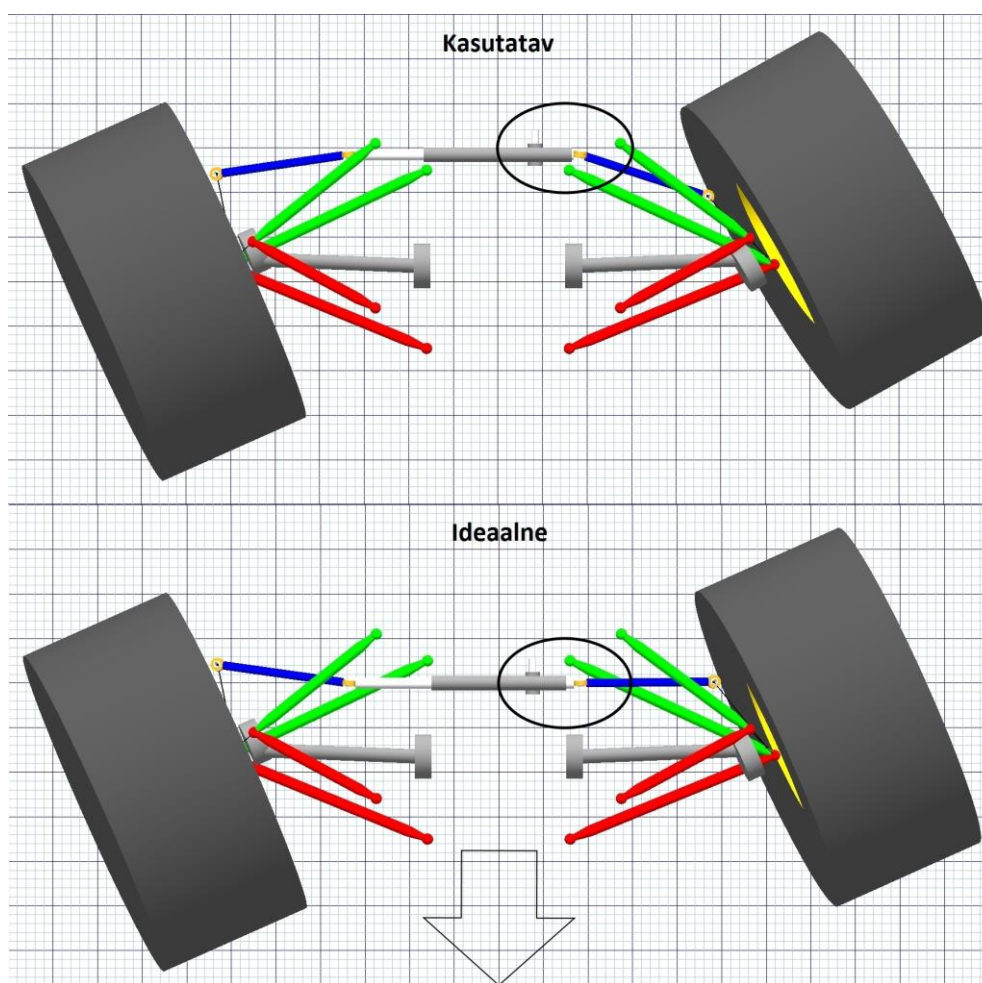
Sele 3.3. Külgladumise tsentri kõrguse muutus sillakäigu ulatuses

Võistkonna poolt soovitud täieliku Ackermanni geometria saavutamiseks tuli käänmikud omavahel ära vahetada ja roolisilinder paigaldada esisillast tahapoole. Tulenevalt originaal käänmike kujust ja velje ning rehvi asetusest ei olnud võimalik välimisi rooliotsi paigaldada soovitud asukohta. Täielik Ackermanni roolimise kujutab endast olukorda, kus kurvis sõites pöörduvad kõik rattad täpselt ümber ühe ja sama punkti ilma rehvide läbilibisemiseta. Saja protsendiliseks Ackermanniks nimetatakse roolisüsteemi, mille puhul mõlema maksimaalselt väljakeeratud ratta ristprojektsioon ratta tsentrist lõikub tagasilla pikendusega ühes ja samas punktis, mida on näha joonisel Sele 3.4. Saavutamaks täielikku Ackermanni roolimist peavad projektsiooni jooned, mis lähevad esirataste tsentritest välimiste rooliotste tsentritesse ristuma tagasilla keskpunktis. Ackermanni roolimise positiivseks omaduseks on see, et kurvis liikudes ükski sõiduki rehvi ei libise läbi ja ei tekita lisatakistust.



Sele 3.4. Ackermanni rooligeomeetria [8]

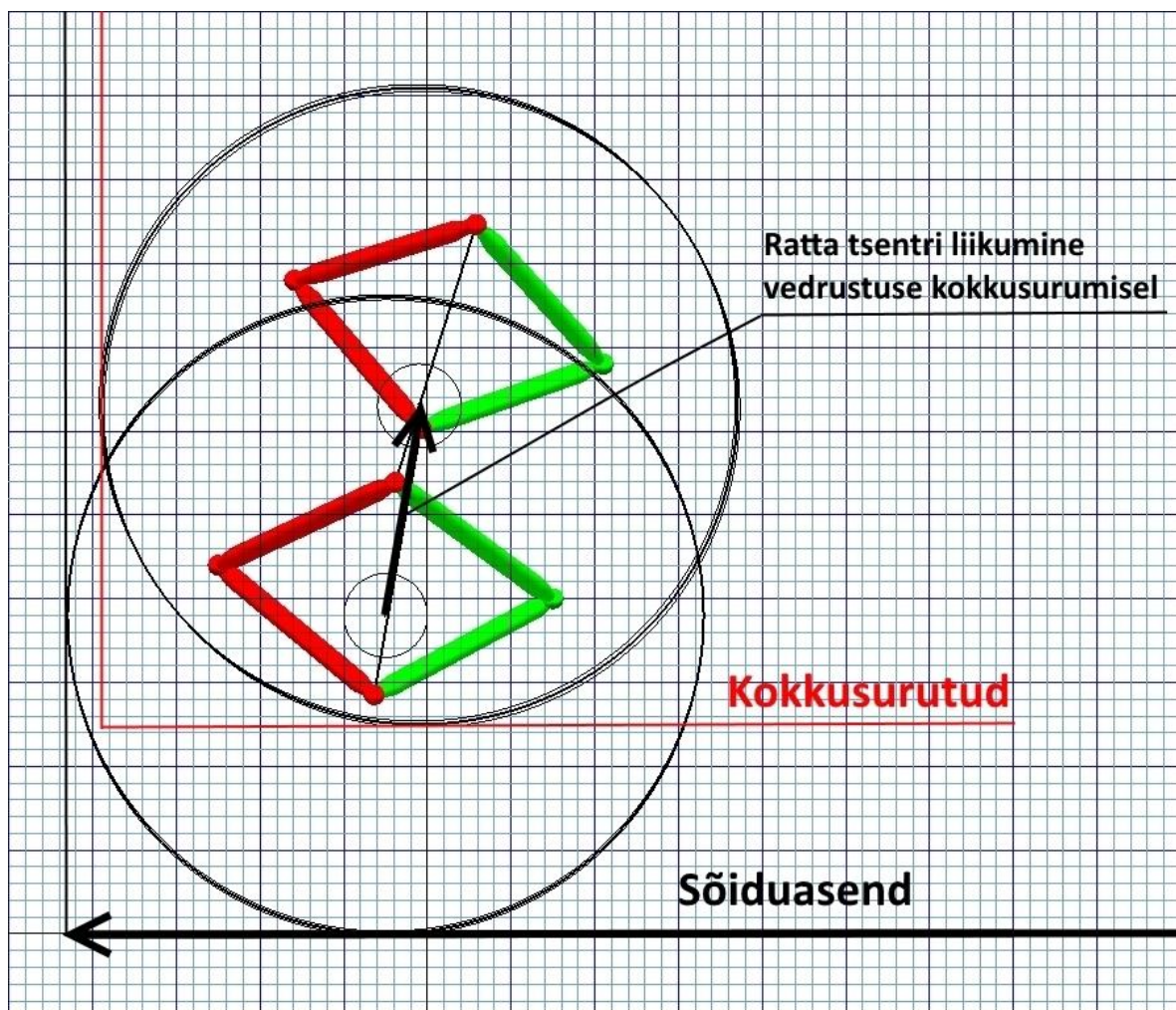
Paigutades roolilati sõiduki esisillast tahapoole peab jälgima ka seda, et täiesti väljapööratud rataste asendis roolivarraste süsteem lukku ei läheks. Roolisüsteemi lukku minek tähendab, et rooliots ja käänmiku küljes olev kinnitus satuvad ühele sirgele- seega puudub jõuõlg millega rattaid sirgeks pöörata (käänmiku poolne rooliotsa kinnitus ja rooliots jäävad ühele sirgele).



Sele 3.5. Roolilati paigutus

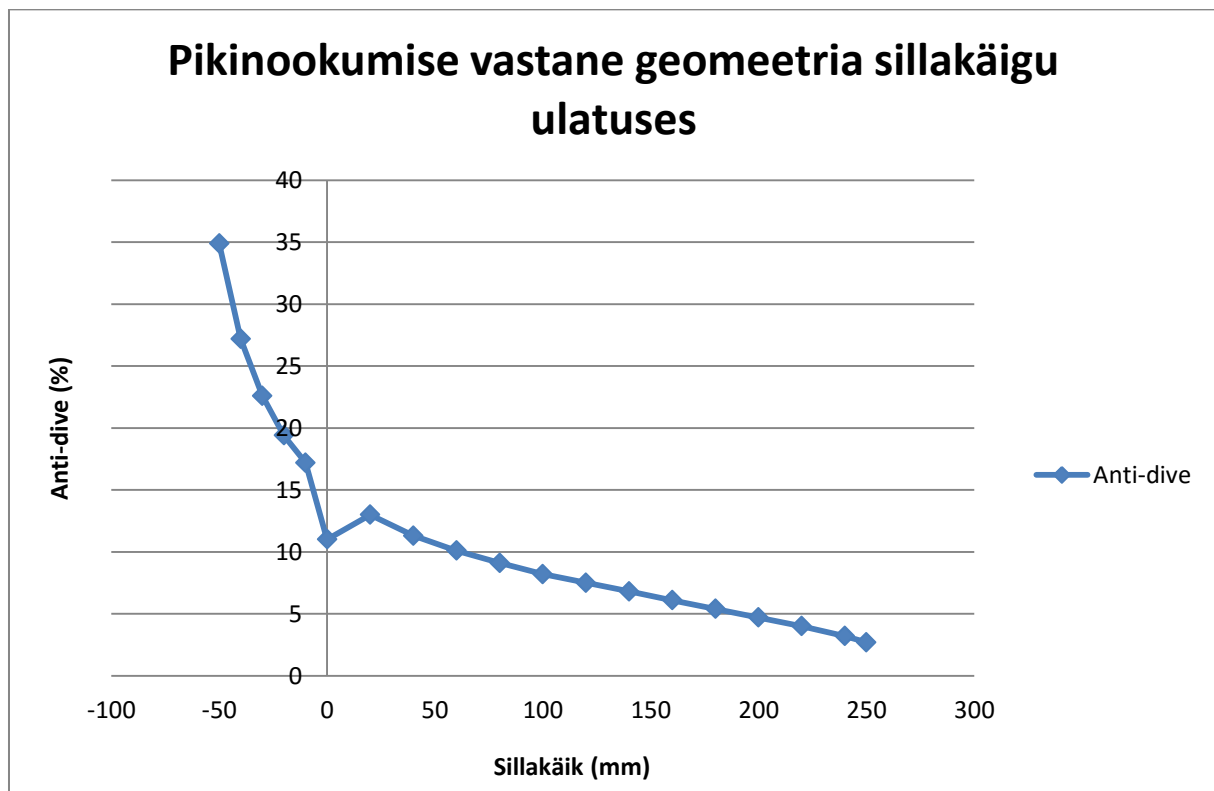
Sellist olukorda saab vältida, kui jälgida, et maksimaalselt väljakeeratud ratastega paigutuksid rooli hoovad ja lattu nii, et roolisilinder ja sisekurvi poolne rooliots satuksid ühele joonele. Joonisel Sele 3.5 on näidatud nii ideaalne roolilati asetus, kui ka antud projektis võimalikuks saanud roolilati asukoht. Antud sõiduki juures ei saanud seda nurka 0 kraadi juurde viia, kuna ideaalses roolilati asukohas on esisilla diferentsiaal. Seega kinnitati roolisilinder diferentsiaali korpuse külge, mis omakorda viis roolilati taha poole.

Offroadi võistlusspordis peab sõiduk pidevalt ületama takistusi nagu näiteks palke ja kive. Sellest tulenevalt on ka oluline, et sõiduki vedrustus aitaks ületada takistusi. Oluline on, et kui sõiduk liigub esisillaga üle takistuse ja ratas liigub raami suhtes üles, ei tohiks ratas tulenevalt hoobade asetusest liikuda ette poole. Ideaalses olukorras peaks liikuma ratas takistust ületades üles ja taha suunas, see on saavutatud ka uue vedrustuse juures. Seda on näha ka pildil Sele 3.6, selline vedrustuse käitumine vähendab tunduvalt õõtshoobades tekkivaid jõude ja suunab enamuse löögist vedrudesse ja amortisaatorisse.



Sele 3.6. Ratta tsentri liikumine

Pildil on näidatud ratta tsentri liikumise suunda alates vedrustuse sõiduasendist kuni maksimaalselt kokku surutud vedrustuse asendini. Õõtshoobade asetus määrab ära ka anti - dive ja anti - lift suuruse. anti – dive on pikinookumise vastane vedrustuse geometria. Mida suurem on anti-dive protsent, seda vähem sõiduki esisilla vedrustus komprimeerub pidurdamisel otse liikumise pealt. anti-dive ja ratta liikumise määrab ära punkt, mille ümber sõiduki ratas pöörduv ja ka õõtshoobade omavaheline nurk. anti – lift on pikinookumise vastane geometria kiirendamisel. Mida suurem on anti-lift protsentuaalselt, seda vähem surub sõiduki vedrustus keret esiratastest eemale kiirendamisel. Tulenevalt sellest projekteeriti uus vedrustus negatiivse anti-lift protsendiga. Negatiivne anti-lift aitab kaasa takistuste ületamisel ja järsult kiirendades võimaldab sõiduki nina kergitada, ning saavutada suurem kliirens. Hetketsentrit on võimalik leida topeltõõtshoovaga vedrustuse puhul ühendades alumise, kui ka ülemise õõtshoova kinnituspunktid omavahel sama õõtshoova teiste raamipoolsete kinnituspunktidega ja pikendades neid sirgeid, kuni nad omavahel lõikuvad. Võistlussõiduki vedrustuse puhul projekteeriti hetketsenter (IC) esisilla tsentrist taha- ja allapoole, joonist selle kohta on näha pildil Sele 3.2. Alloleval graafikul (Sele 3.7) on välja toodud uue vedrustuse pikinookumise vastase geometria muutus kogu sõiduki vedrustuse käigu ulatuses.

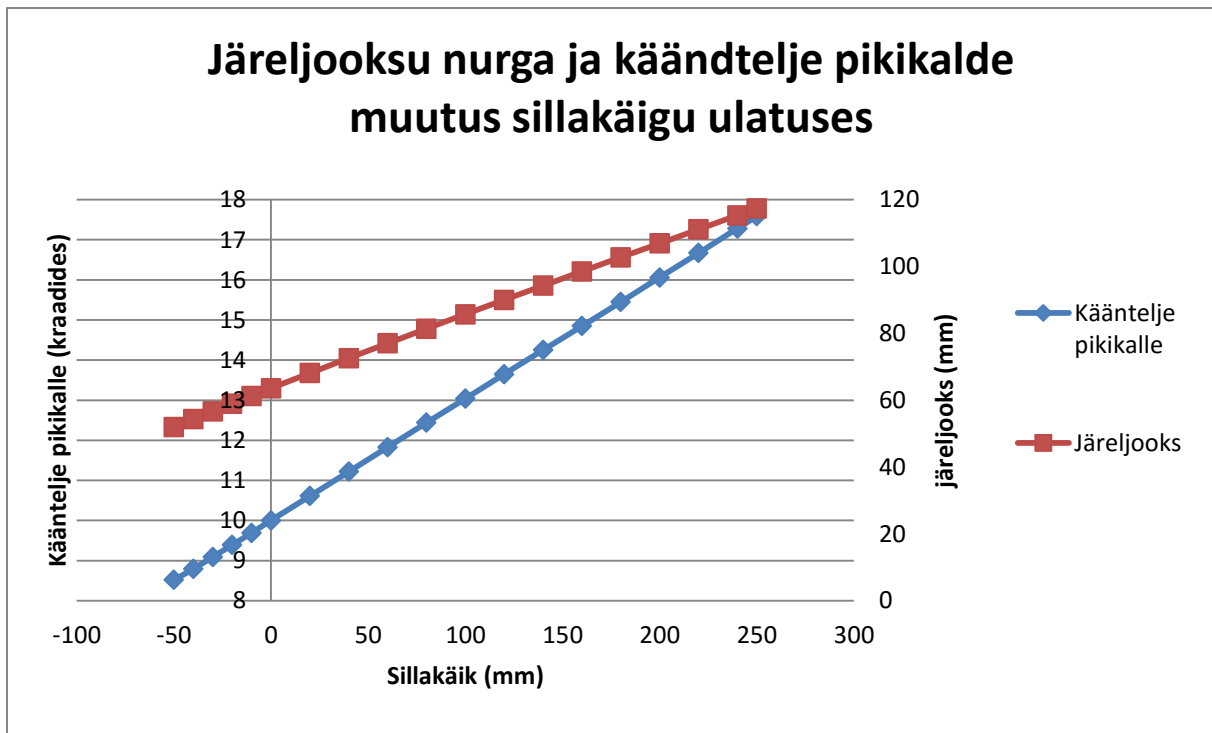


Sele 3.7. Pikinookumise vastane geometria sillakäigu ulatuses

Horisontaalsel teljel on välja toodud protsentuaalne vedrustuse nookumisele vastu töötamine. Sealjuures protsent näitab, kui suur osa vedrustusele mõjuvast jõust suunatakse sõiduki õõtshoobadesse, ülejäänud osa jääb vedrude ja amortisaatorite kanda. Vertikaalsel teljel on välja toodud sõiduki ratta liikumine kere suhtes. Disainitud vedrustuse käigust 250 mm ulatuses saab ratas liikuda kere suhtes üles ja 50 mm ulatuses alla.

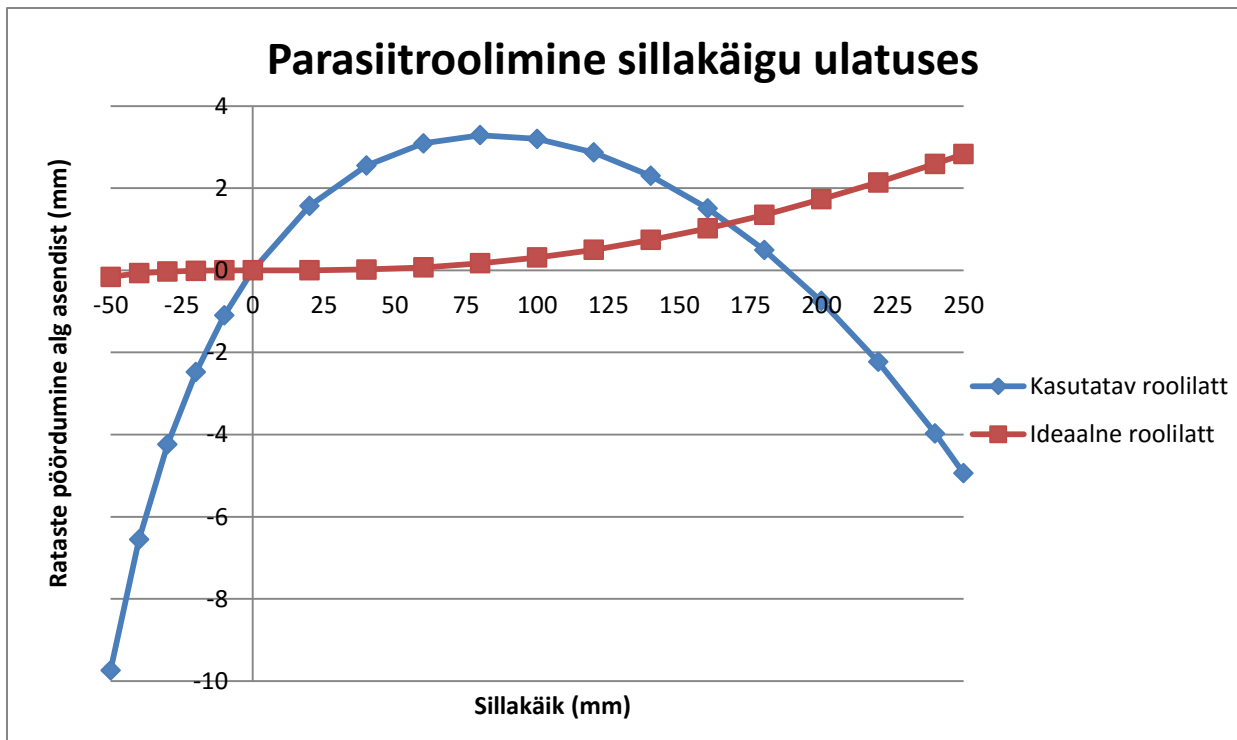
Õõtshoobade paigutamisel tuli silmas pidada ka seda, et õõtshoobade mõlemad haarad oleksid ühepikkused, ehk mõlema õõtshoova puhul oleksid nii esimene, kui ka tagumine kinnitus käänmiku poolsest kinnituspunktist samal kaugusel. See lihtsustab tunduvalt edasist sõiduki projekteerimist ja koostamist.

Käänmiku asendi paika panemisel tuli silmas pidada ka järeljooksu ja kääntelje pikkikallet. Eelnimetatud suurused mõjutavad sõiduki iseeneslikku stabiliseerumise võimet. Ehk siis aitavad sõidukil rattaid otse hoida, kui sõiduki roolist lahti lasta. Nende suuruste valimisel osutusid otsustavaks käänmiku kuju, roolisüsteemi liik (hüdrauliline) ja see, et sõidukile peab olema võimalik paigaldada kuni 1000 mm läbimõõduga ratast. Seega peab järeljooksu nurk olema suhteliselt suur, et stabiliseerida hüdraulika süsteemi ebakindlust ja suutma mõjutada ka väga suure rehvi suunda. Staatilises olukorras valiti sõiduki kääntelje pikikalle 10 kraadi. Järgnevalt on välja toodud graafik (vt Sele 3.8), mis näitab kuidas muutuvad järeljooksu nurk ja kääntelje pikikalle sõiduki kogu vedrustuse käigu ulatuses. Kääntelje pikikalde nurk aitab ebatasasel teel hoida sõidu suunda, tekitab juhile parema tagasiside tunde, kuid muudab keeramise raskemaks. Mida suurem on mehaaniline järeljooks, seda raskemaks muutub rool, kuid seda stabiilsem on sõiduk auklikul teel. Uue geomeetria puhul võeti neid omadusi arvesse ja sõiduki käänmik asetati nii, et sõiduki juhtimine muutuks raskeks, kuid sõiduk oleks stabiilsem.



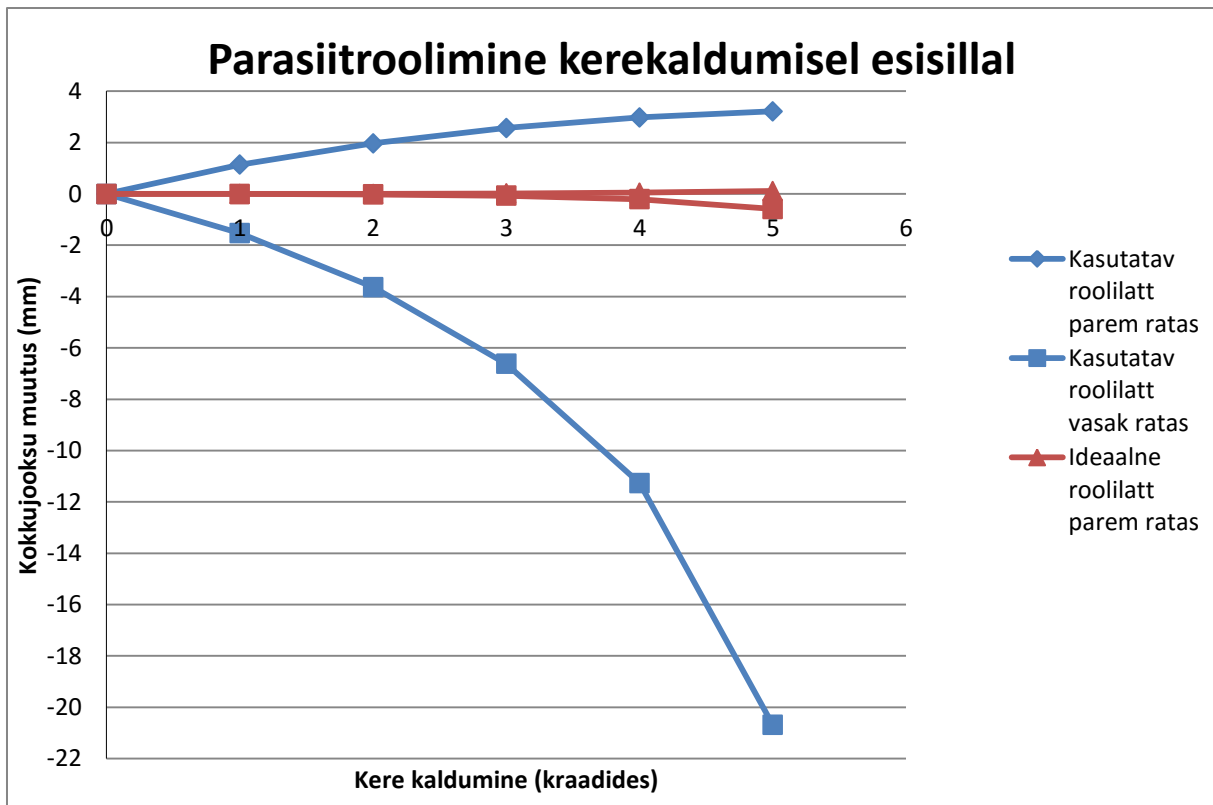
Sele 3.8. Järeljooksu nurga ja kääntelje pikikalde muutus sillakäigu ulatuses

Üheks olulisemaks teguriks vedrustuse geomeetria väljatöötamise juures võib pidada parasiitroolimise suurust. Seda saab mõjutada roolilati asukohaga. Parasiitroolimine kujutab endast sõiduki iseeneslikku kursi muutust tulenevalt tee ebatasasusest. Mida väiksem on parasiitroolimine nii kere kaldumisel, kui ka vedrustuse käigu ulatuses, seda parem. Uue vedrustusgeomeetria juures peeti silmas, et sõiduki vedrustus liigub pigem kokku, seega pöörati tähelepanu sellele, et vedrustust kokku surudes jääks parasiitroolimise suurus võimalikult väikseks. Ette antud roolisilindriga oli väga keeruline saavutada head tulemust, kuna antud sõiduki esisilla jaoks oleks sobivam olnud lühem roolisilinder. Samas peeti silmas ka seda, et sõiduki vedrustus töötab pigem keskmiste vedrustuse liikumiste juures ja maksimaalsetes asendites liigub sõiduk väga aeglaselt, seega võis ohverdada maksimaalse parasiitroolimise suuruse selleks, et saavutada võimalikult ühtlane juhitavus vedrustuse käigu keskmiste mõõdete juures. Seega kõige suurem parasiitroolimine tekib, kui sõiduki rattad on kerest maksimaalselt (-50mm) eemal. Sellises asendis pööravad rattad oma algsest asendist 9,74 mm. Vedrustuse maksimaalsel kokku surumisel (250mm) on rattad oma algsest asendist pöördunud 4,94 mm. Kui sõidukil kasutada uut ja sobivamat roolisilindrit, siis oleks võimalik 250 mm vedrustuse kokku surumisel viia rataste suuna muutus 2,83 mm juurde ja 50 mm vedrustuse lahtitulekul 0,16 mm juurde.



Sele 3.9. Prasiitroolimine sillakäigu ulatuses

Valides sobivama roolisilindri on parasiitroolimist võimalik viia tunduvalt väiksematele suurustele. Kogu graafikut parasiitroolimise kohta nii kasutatava kui ka ideaalse roolilattiga on võimalik näha Sele 3.9. Samuti on oluline kontrollida parasiitroolimist sõiduki kere kaldumise suhtes. Kere kaldumine on tavapärane kurvis sõites, kuid ka olukorras, kus üks ratas on kõrgemal kui teine sama telje ratas. Tänu etteantud veovõllide pikkustele ja sellest tulevatele õõtshoobade pikkustele, võib selle geomeetriaga saavutada maksimaalselt 5 kraadise kere kaldumise. Kerekaldumisel püüti samuti parasiitroolimine viia miinimumi, kuid ette antud piirangute tõttu jäi see tunduvalt suuremaks tahetust. Seega viie kraadise kere kaldumise puhul paremale on suurim parasiit roolimine veljelt mõõdetuna 20,69 mm vasakul rattal ja 3,22 mm paremal rattal. Kui sõidukile paigaldada uus roolisilinder, saaks parasiitroolimise sama kerekaldumise nurga juures viia paremal rattal 0,11mm juurde ja vasakul rattal 0,59 mm juurde. Kogu graafikut kerekaldumisel tekkiva parasiitroolimise kohta on võimalik näha Sele 3.10. Graafikul on välja toodud nii kasutatava, kui ka ideaalse roolilatti parasiitroolimise graafik kogu kere kaldumise ulatuses.



Sele 3.10. Parasiitroolimine kerekaldumisel esisillal

3.2.2. Tagasilla geomeetria

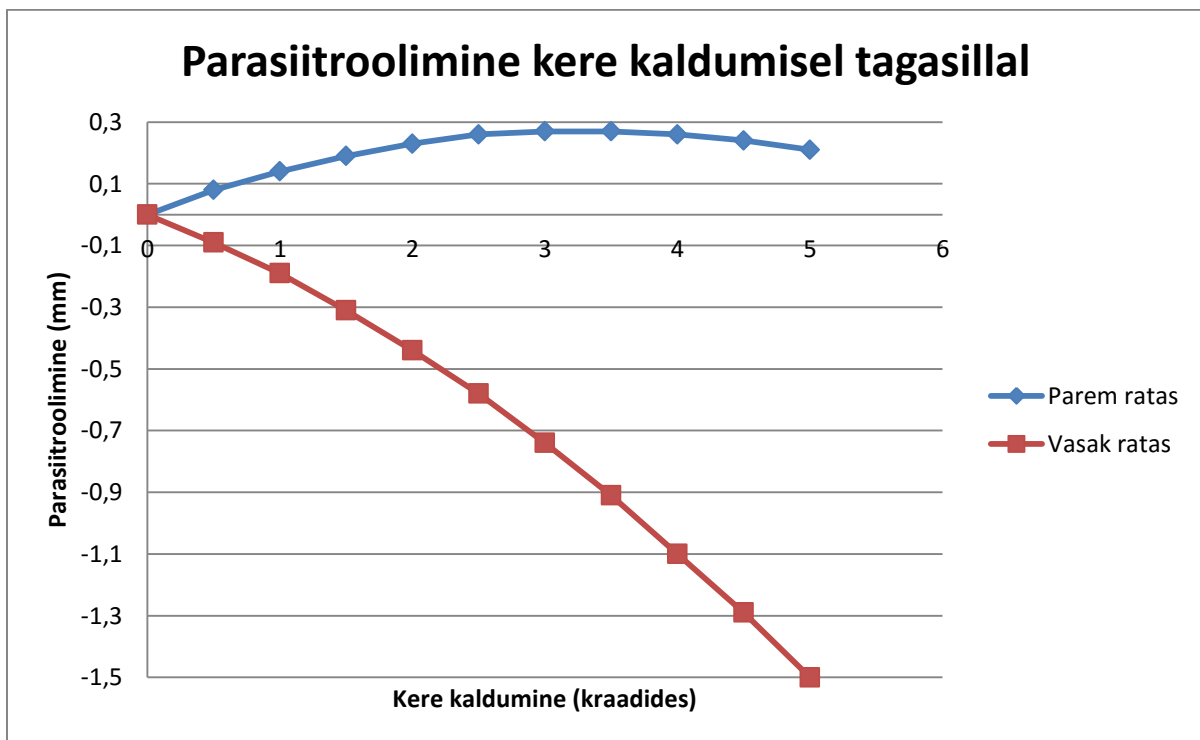
Tagasilla vedrustuse projekteerimisel pidi arvestama etteantud tingimustega milleks on :

- Tagasild peab olema juhitud
- Külgekaldumise tsenter 200mm lähedal
- Positiivne anti – lift
- Positiivne anti – squat
- Minimaalne parasiitroolimine
- Kinnituspunktide sobivus raamiga
- Negatiivne ratta külgekalle
- Järeljooks nurk 0 kraadi
- Peab arvestama mootori asukohaga
- Samasugused õõtshoovad esisillaga

Saavutamaks geomeetriat, mis sobib eelnimetatud tingimustega ja vastab tehnilistele reeglitele, võeti kasutusele järgnevad vahendid :

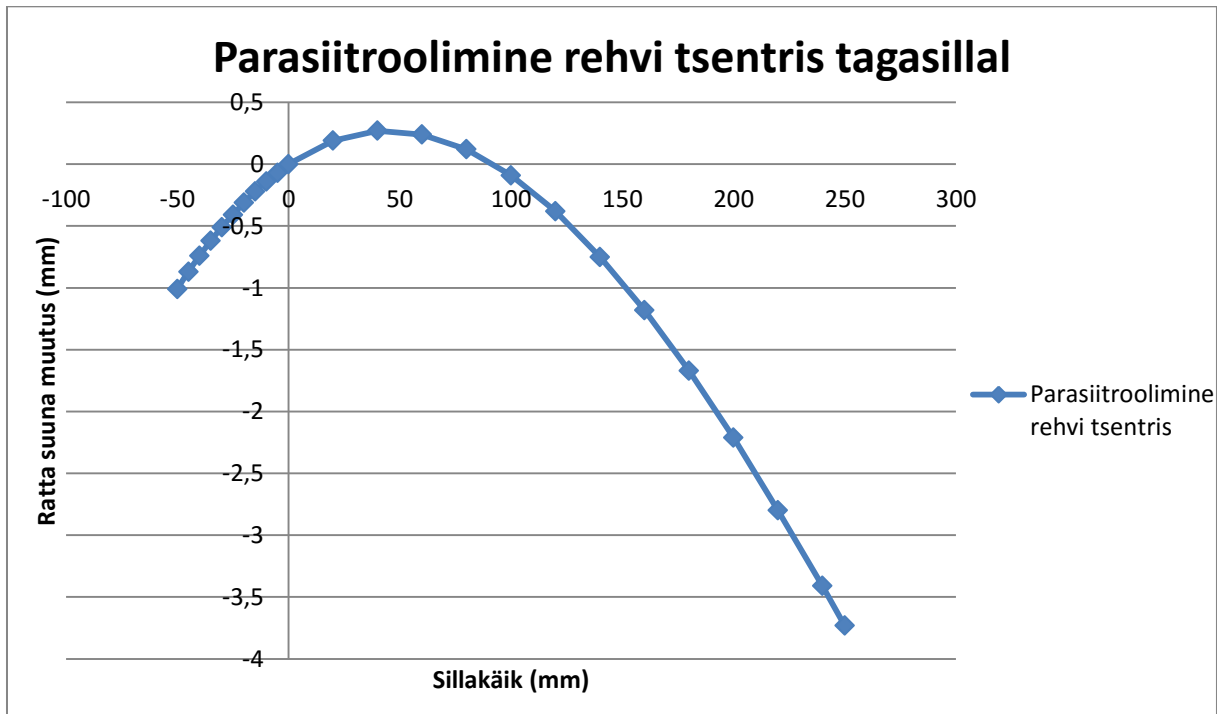
- Õõtshoobade asendi analüüs programmis SusProg3D
- Uue roolilati kasutusele võtmine
- Roolilati asendi analüüs programmis SusProg3D
- Raami ja kinemaatika mudeli viimine ühesugusesse koordinaatsüsteemi
- Käänmike asendi valimine vastavalt soovitud nurkadele
- Mootori asukoha kindlaks määramine mudeli koordinaatsüsteemis
- Õõtshoova haarade võrdlemine esisillaga

Tagasilla geomeetria väljatöötamist alustati varem sisse mõõdetud vedrustusgeomeetria modifitseerimisest, mis aitas ka käänmiku asukoha samaks jätta. Tagasilla puhul on lõputöö koostajal võimalik valida ka uus roolisilinder, see lihtsustab rooligeomeetria koostamist ja tagab tunduvalt väiksema parasiitroolimise. Uue roolilatiga suudeti saavutada ideaali lähedane parasiitroolimine arvestades sõiduki olemust ja kasutusala. Tulemuseks saadi parasiitroolimine kerekaldumisel, kus maksimaalse (5 kraadise) kere kaldumise juures paremale on vasaku ratta parasiitroolimine rehvi tsentrist mõõdetuna 1,5 mm ja paremal rattal 0,21 mm. Kogu graafikut parasiitroolimise kohta on võimalik näha Sele 3.11.



Sele 3.11. Parastiitroolimine kere kaldumisel tagasillal

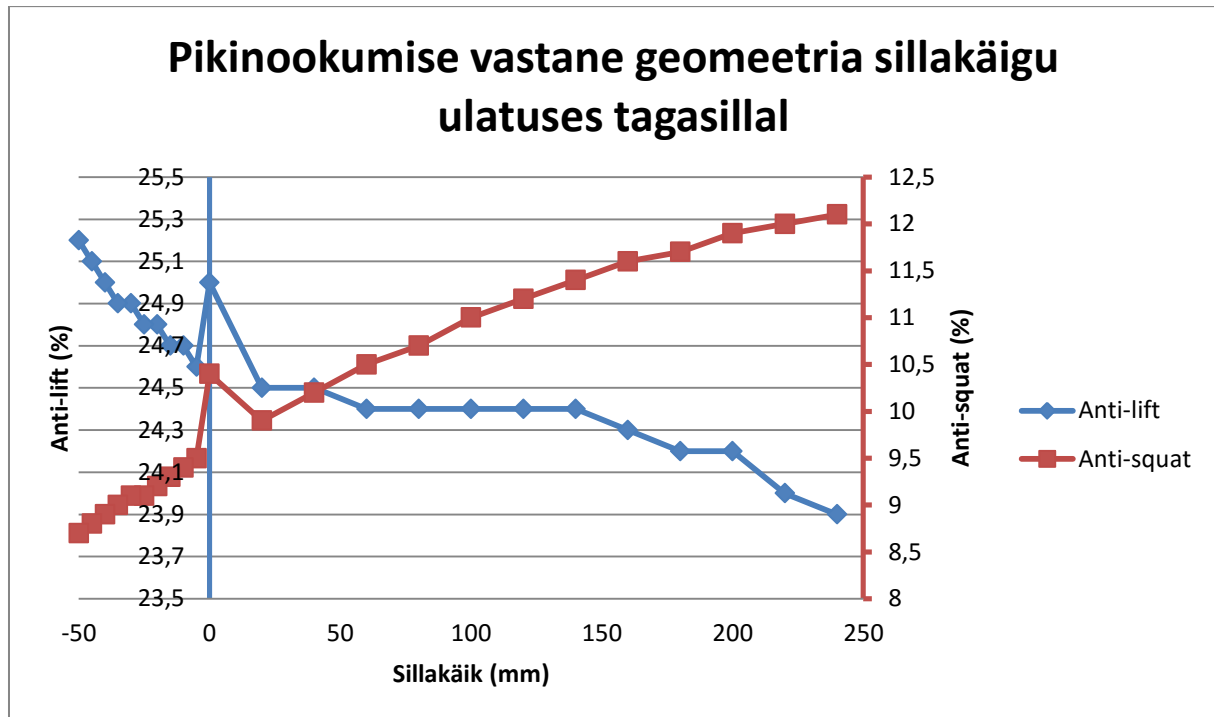
Maksimaalne parasiitoolimine kogu vedrustuse käigu ulatuses on 3,73 mm vedrustuse maksimaalses kokkusurutud asendis. Parasiitoolimise graafikut silla käigu ulatuse juures on võimalik näha graafikul Sele 3.12.



Sele 3.12. Parasiitoolimine rehvi tsentris tagasillal

Tagasilla vedrustusgeomeetria väljatöötamist alustati õõtshoobade asendi leidmiseks. Kuna õõtshoobade mõõtmed olid ette teada, tuli leida nende jaoks sobivad asendid. Hoobade asendite leidmisel jälgiti enim seda, et parameetrid anti – lift ja anti - squat jääksid soovitud piirkonda. Tagasillal parameeter anti – lift mõjutab otse liikudes pidurdusel sõiduki vedrustuse lahti tulekut. Mida suurem on protsentuaalselt anti –lift, seda vähem tagavedrustus lahti tuleb ja seda vähem toimub kaalu ümberjaotumist esisillale. Anti – squat parameeter mõjutab sõiduki sõidusuunas kiirendamisel tagasilla vedrustuse kokku minekut. Mida suurem on protsentuaalselt anti – squat parameeter, seda vähem tagavedrustus kompresserub sõiduki kiirendamisel. Offroadis kasutataval võistlussõidukil oleks soovitatav kasutada positiivset anti – lift geomeetria, mis vähendab pidurdades kaaluümberejaotust esisillale. Erinevate teelolevate takistuste tõttu võib see põhjustada lisakinnijäämist. Anti – squat parameeter võiks protsentuaalselt olla pigem positiivne, kuid mitte liialt suur. Selline geomeetria annab võimaluse liikuda suurel kiirusel ebatasasel pinnasel ja aitaks hoida sõiduki rehve kontaktis maapinnaga. Väljatöötatud tagasilla vedrustuse juures on anti – lift parameeter staatilises vedrustuse asendis 25 protsenti ja anti – squat parameeter staatilises asendis 10,4 protsenti.

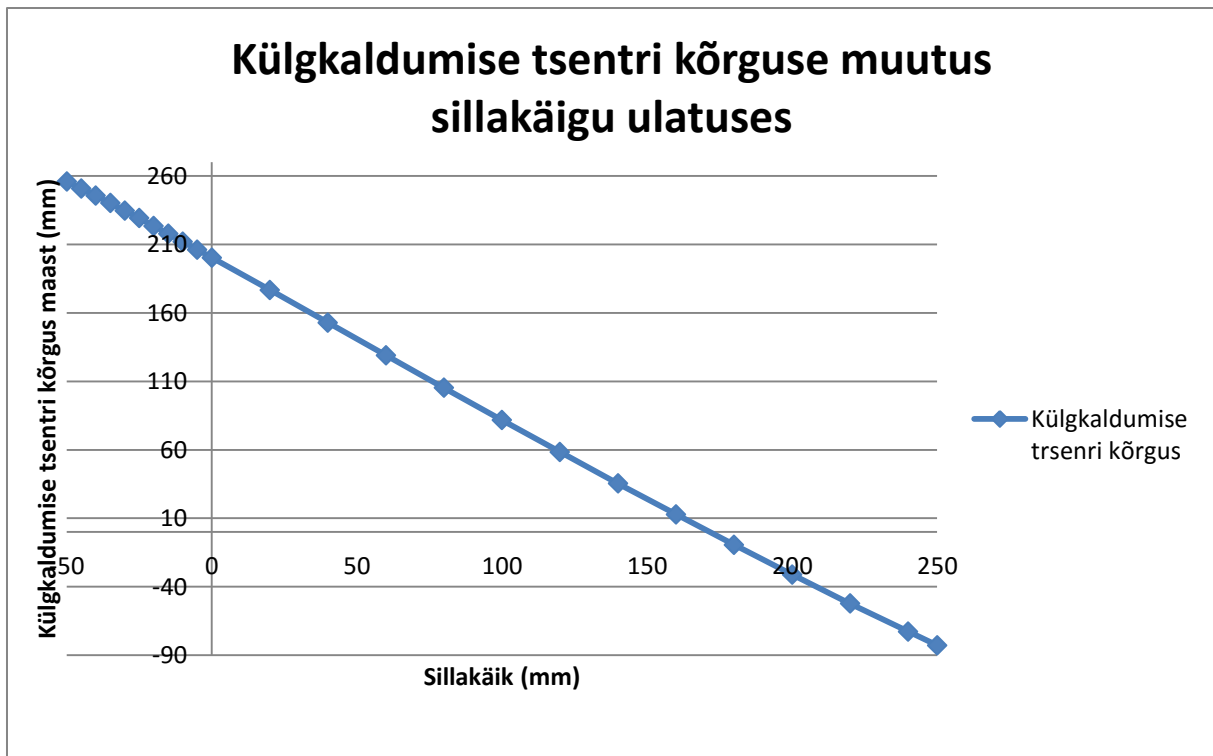
Kogu graafikut anti – squat ja anti – lift parameetrite muutuse kohta kogu sillakäigu ulatuses on võimalik näha graafikult Sele 3.13.



Sele 3.13. Pikinookumise vastane geomeetria vedrustuse käigu ulatuses tagasillal

Ka tagasilla puhul on oluline külgekaldumise tsentri kõrgus, kuid see võib olla oluliselt kõrgemal kui esisillas. Külgekaldumistsentri asukoht määratakse sõiduki raskuskeskme järgi. Tavaliselt püütakse külgekaldumistenter viia raskuskeskmele võimalikult lähedale, et ei tekiks jõuõlga raskuskeskme ja külgekaldumistsentri vahel. See vähendab omakorda sõiduki kere kaldumist, õige külgekaldumistsentri kõrguse valimine rahustab sõiduki käitumist ja muudab selle ebatasasel pinnasel paremini juhitaavaks. Antud sõidukil on tagasillale toetuva raskuse kese kõrgemal kui esisillale toetuva raskuse kese tänu taga-keskmootorile. Seega seati eesmärgiks maksimaalselt 200 mm kõrgune külgekaldumistsenter. Väljatöötatud tagasilla vedrustuse puhul on külgekaldumistsentri kõrgus vedrustuse staatilises asendis 200,38mm. Kogu külgekaldumistsentri kõrguse muutuse graafikut vedrustuse käigu ulatuses on võimalik näha graafikult Sele 3.14.

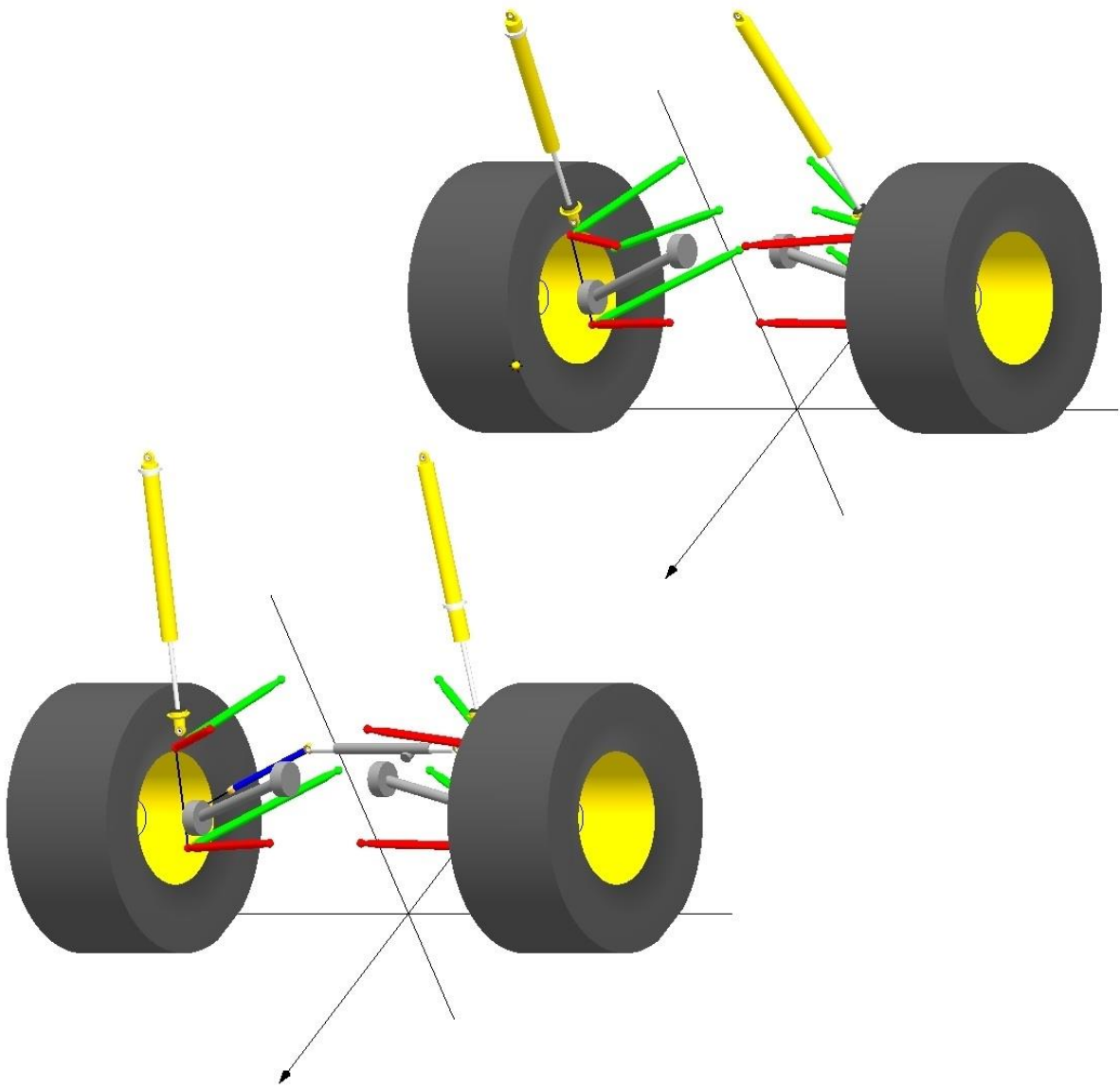
Tulenevalt sõiduki tagamootorist on tagasilla õõtshoova kinnituspunktide asukohtade valimine keerukam. Tuleb jälgida, et õõtshoovad ei jääks ette mootorile ja komponentidele, mida on vaja mootori käitamiseks. Ruumi kokkuhoiu eesmärgil tuleb paigaldada tagasilla roolisilinder sillast taha poole.



Sele 3.14. Külgkaldumise tsentri kõrguse muutus sillakäigu ulatuses tagasillal

Tagasilla käänmike paigaldamisel tuli arvesse võtta, et originaalsed rooliotsa kinnituskohad jääksid sõidukist tahapoole, kuid järellooksu nurk oleks staatilises vedrustuse asendis 0 kraadi. Kuna enamus sõidust on tagasilla juhtimine lukustatud ja tagasilla juhtimist kasutatakse ainult aeglaselt liikudes ning järeljooksu nurk ei annaks sellises olukorras mingit eelist, siis valiti tagasillal järeljooksu nurgaks 0 kraadi.

Kasutatavate vedrustuspunktide koordinaatidega on sõiduki vedrustus võimalik näha Sele 3.15. Joonisel on näha õõtshoobade asetus, esisilla roolilati asukoht, veovõllide asukohad mõlemas sillal ja amortisaatorite asukohad. Tagasilla roolisilindrit joonisel ei ole, kuna programm SusProg3D ei võimalda nelja ratta juhtimisega sõiduki projekteerimist. Reaalset õõtshoobade kuju on võimalik näha peatükis „Tugevusanalüüsid“ ja pilte valmis sõiduki vedrustusest on võimalik näha Lisa 1. Sõiduki vedrustus 1.

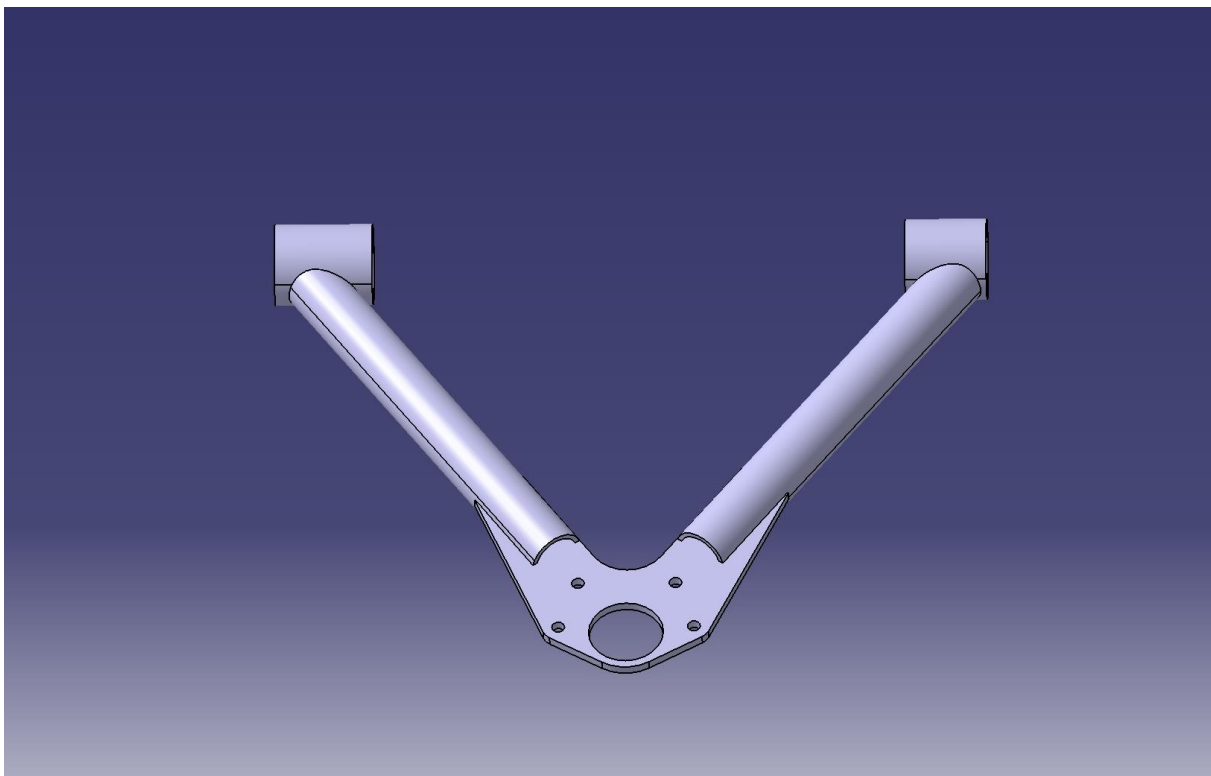


Sele 3.15. Projekteeritud vedrustuse illustratsioon

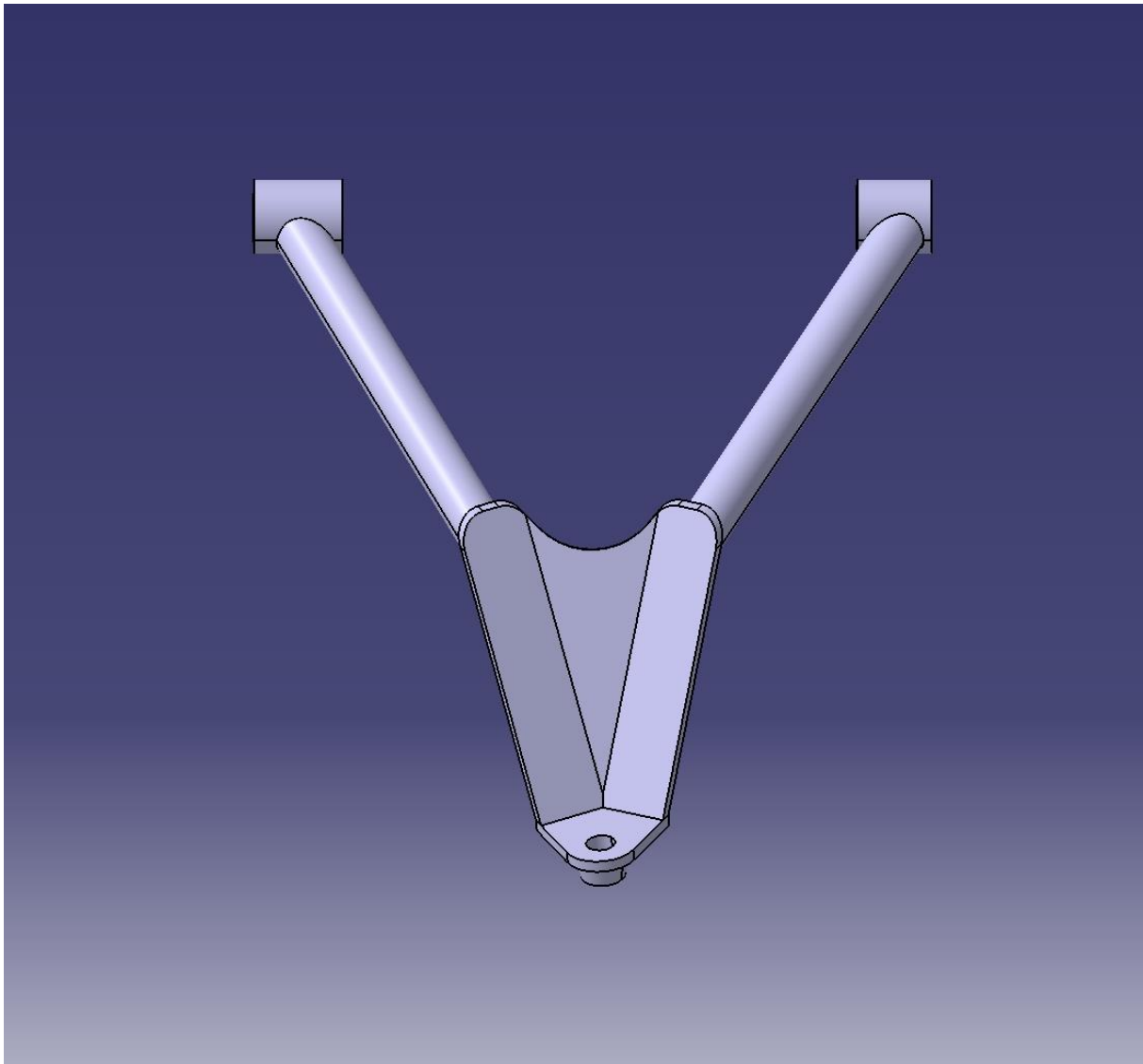
4. TUGEVUSANALÜÜSID

4.1. Valmistatud õõtshoovad

Pärast vedrustuse kinemaatika väljatöötamist valmistasid meeskonna liikmed sõidukile uued õõtshoovad. Õõtshoovad on valmistatud ümartorust mõõduga 35x3 mm ja 8 mm paksusest lehtmetailist. Alumiste sarniiride kinnitused on võetud vanade õõtshoobade küljest. Ülemisel õõtshooval (vt Sele 4.1) on materjalideks valitud ümartorul 25CrMo4 ja lehtmaterjalil teras s355. Pildil on näha ülemise õõtshoova mudelit ja Lisas 2 on võimalik näha ka pilti reaalsest õõtshoovast. Alumisel õõtshooval (vt Sele 4.2) on materjalideks valitud ümartorul 25CrMo4 ja lehtmaterjalil Hardox 450. Pildil on näha alumise õõtshoova mudelit ja Lisas 3 on võimalik näha pilti reaalsest õõtshoovast. Hardox 450 tõmbetugevus on normaal olukorras 1000 – 1300 Mpa [9] ja CHroMoly 4130 tõmbetugevus normaalolukorras on 590 – 760 Mpa [10].



Sele 4.1. Ülemise õõtshoova mudel



Sele 4.2. Alumise õõtshoova mudel

Järgnevalt mõõdeti üle valmistatud õõtshoovad ja koostati neist mudelid programmis Catia V5R21. Tugevusanalüüside eesmärgiks on teada saada, kas valmistatud õõtshoovad peavad vastu kõikides koormusolukordades, mis võivad ette tulla. Kui selgub, et õõtshoovad kõikidele ettenähtud koormusolukordadele vastu ei pea, on lõputöö koostaja ülesandeks projekteerida õõtshoovad, mis ei puruneks ja oleksid võimalikult lihtsa ehitusega või tugevdada olemasolevaid õõtshoobasid.

4.2. Koormusolukorrad

Koormusolukorrad mida kasutatakse õõtsuobade testimiseks tulenevad :

- Meeskonna varasemast kogemusest.
- Kõige tõenäolisematest koormusolukordadest.

Õõtsuobasid testitakse kolmes erinevas koormusolukorras. Kõikides olukordades arvestatakse sõiduki massiks 1500 kg ja jõu leidmiseks kasutatakse kolmekordset raskuskiirendust, sinna sisse on arvestatud ka varutegur. Selline suurus on tavapärase erinevate verdustuskomponentide tugevuse varu leidmiseks. Kõikides olukordades kasutatakse jõudu, mida on võimalik leida Newtoni II seadusega:

$$F = m \cdot a, \quad (4.1) [11]$$

kus F – jõud

m – kehamass (sõiduki)

a – kiirenudus (raskuskiirendus $9,81 \text{ m/s}^2$)

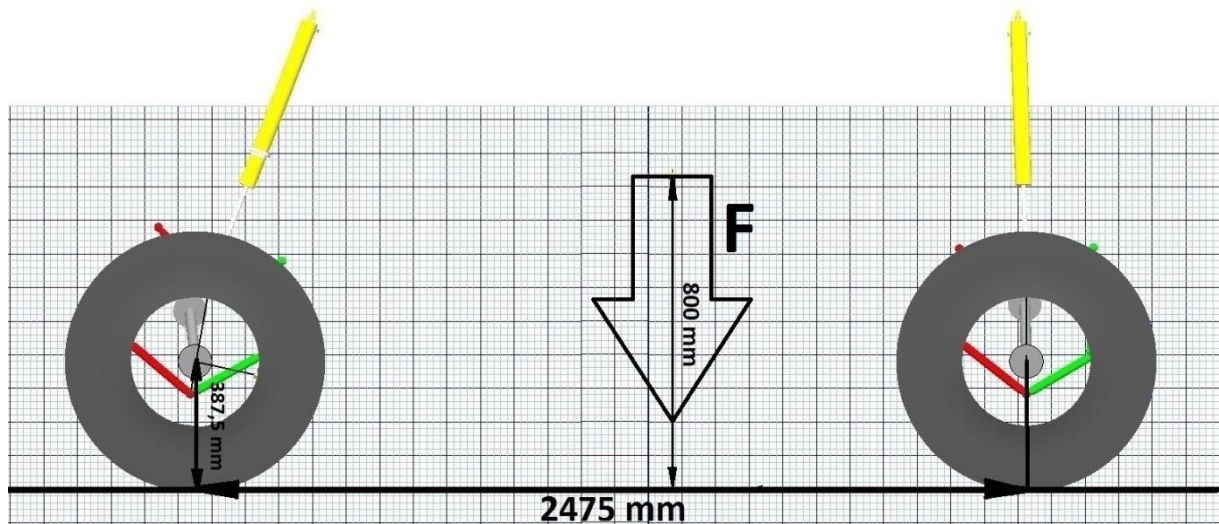
$$F = 1500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F = 14715 \text{ N}$$

Saadud jõud tuleb omakorda läbi korrutada kolmega, kuna tugevusarvutused tehakse sõidukile mõjuva kolmekordse raskuskiirendusega, seega.

$$14715 \text{ N} \cdot 3 = 44145 \text{ N}$$

Kõikide koormusolukordade juures arvestatakse teise jõuna sõiduki staatilise massi ja kaalu ümberjaotumisest tulenevat jõudu. Teada on, et sõiduki esisillale toetuv mass on 675 kg. Kogu sõiduki mass on 1500 kg. Sõiduki massi ümberjaotumist esisillale on võimalik arvutada järgnevalt:



Sele 4.3. Kaalu ümberjaotumise jõudude skeem

Sele 4.3 on näidatud sõiduki teljevahe 2475 mm, massikeskme kõrgus maast 800 mm ja rehvi raadius 387,5 mm. F tähistab sõiduki massi poolt tekitatavat jõudu. Järgnevalt leitakse reaktsioonid, mis tekivad kaalu ümberjaotumise tulemusena ja sõiduki staatilise massi vastu. Mass mis jaotub ümber 3g suuruse kiirendusega, saab leida toereaktsioonide leidmise meetodiga :

$$\Sigma M = 0 \quad (4.2) [11]$$

$$F \cdot (h - r_w) = F_t \cdot wb$$

$$F_t = \frac{F \cdot (h - r_w)}{wb},$$

kus F – sõiduki massi poolt tekitatav jõud 3g suuruse piki kiirenduse puhul (N)

h – massikeskme kõrgus (mm)

r_w – rehvi läbimõõt (mm)

F_t – ümber jaotuv mass (kg)

wb – teljevahe (mm)

$$F_t = \frac{44145 \text{ N} \cdot (800 \text{ mm} - 387,5 \text{ mm})}{2475 \text{ mm}}$$

$$F_t = \frac{44145 \text{ N} \cdot 412,5 \text{ mm}}{2475 \text{ mm}}$$

$$F_t = \frac{18209812,5}{2475 \text{ mm}}$$

$$F_t = 7357,5 \text{ N}$$

Saadud tulemus tuleb jagada kahega, kuna kaalu ümberjaotumine toimub mõlemale esirattale korraga.

$$\frac{7357,5 \text{ N}}{2} = 3678,5 \text{ N}$$

Leidmaks kogu ühele esirattale tekkiva jõu (F_r), tuleb eelnevale tulemusele liita pool sõiduki esisillale toetuva massi poolt tekitatud jõudu.

$$F_r = 3678,5 \text{ N} + \frac{675 \text{ kg} \cdot g}{2}$$

$$F_r = 3678,5 \text{ N} + \frac{675 \text{ kg} \cdot 9,81}{2}$$

$$F_r = 3678,5 \text{ N} + \frac{6621,75 \text{ N}}{2}$$

$$F_r = 3678,5 \text{ N} + 3310,875 \text{ N}$$

$$F_r = 6989,375 \text{ N}$$

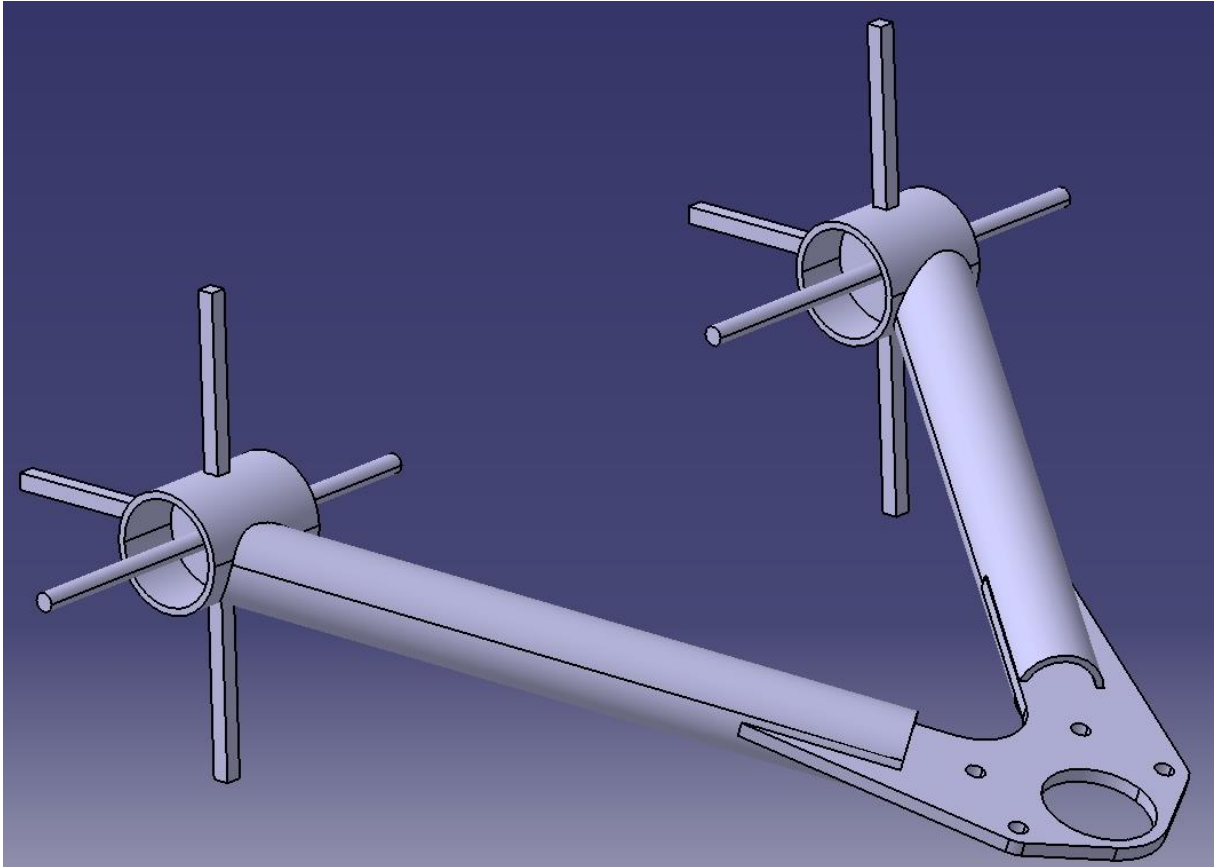
Saadud tulemused on jõud, mida kasutatakse õõtsuobadele mõjuvateks koormusteks kõikides koormusolukordades. Kõikide koormusolukordade jaoks mõõdetakse Catia-s sensorite abil õõtsuovale mõjuvad jõud. Lisaks sellele arvestatakse iga meetodi puhul ka sõiduki massi poolt tekkivat jõudu, mis leiti eelnevate arvutuste tulemusena.

Õõtsuobades tekkivate pingete leidmiseks kasutatakse kolme meetodit:

- Väändevarda meetod
- Ansys 15.0
- Universaal liigendi meetod

Väändevardameetodi puhul kasutatakse programmi CatiaV5R21. Väändevarda meetod kujutab endast meetodit, kus õõtsuovale lisatakse kõikides suundades väga väikese läbimõõduga vardad, mille otstest kinnitatakse õõtsuob. Teada on, et programm ei tuvasta olukorda, kus materjal puruneb, vaid arvutab kehas mõjuvad pinged lõpuni. Tulemusena on

võimalik näha pingete jaotust üle õõtshoova konstruktsiooni. Näidisjoonist väändevarraste kohta on võimalik näha Sele 4.4, tegu on ülemise õõtshoovaga. Kõikide ristlõikelt ruudu-kujuliste väändevarraste külgede pikkuseks on valitud 7mm ja ringi-kujuliste väändevarraste läbimõõduks 8mm. Väändevarraste pikkuseks valitakse 100 mm alates puksi tsentrist. Need mõõdud on valitud tühiselt väiksed selleks, et õõtshoob saaks liikuda suunas milles ta realselt pukside peal liikuda saab. Kõikidest väändevarda otstest on liikumine jäigalt kinni ja jõud rakendatakse käänmiku sama õõtshoova poolsesse sarniiri keskpunkti.



Sele 4.4. Väändevarraste meetodil kasutatav ülemise õõtshoova mudel

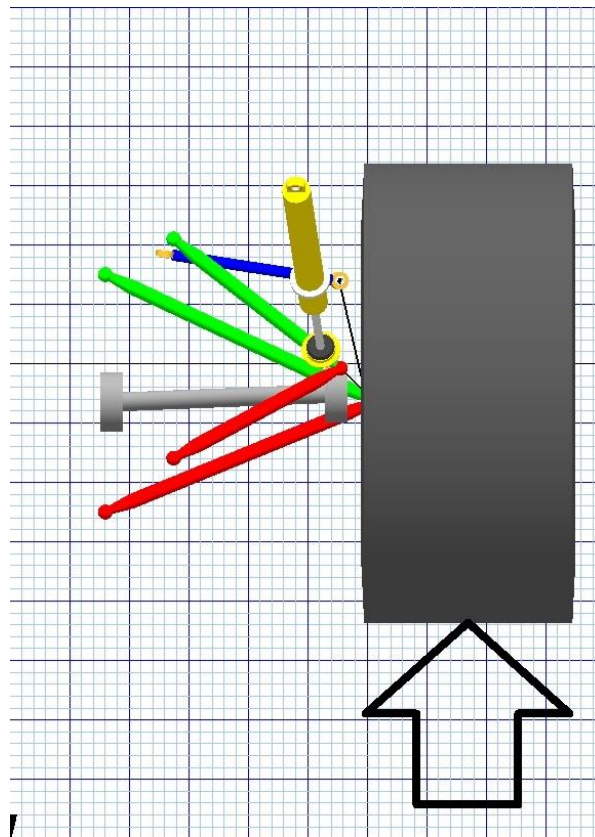
Ansys 15.0 abil sisemiste pingete leidmine koormusolukorras hõlmab kõikides kinnituspunktidest õigete kinnituste määramist. Sellisel juhul määratakse kerepoolsete pukside asemele silindrilised kinnitused ja välis servadesse hõõrdeta toed. See olukord on kõige ligilähedasem reaalsele olukorrale, mida on võimalik modelleerides saavutada. Jõud pannakse samuti mõjuma sarniiri keskpunkti ja suund valitakse vastavalt koormusolukorrale.

Kolmandaks kasutatavaks meetodiks on universaalliigendite meetod, kus määratakse kõikide kerepoolsete liigendite tsentritesse punktid, mis omakorda kinnitatakse jäiga kinnitusega. Järgnevalt määratakse, et õõtshoova puksi ümber asuvad seinad liiguvad ümber ette antud

punkti. Seejärel mõjutatakse keha jõuga, mis on varem välja arvatud ja tulemuseks saadakse kehas tekkivad pinged. Saades kõigi kolme meetodi kasutamisel sarnased pinged, võib kindel olla, et koormusolukorrad on kirjeldatud õigesti.

4.2.1. Frontaalkokkupõrge

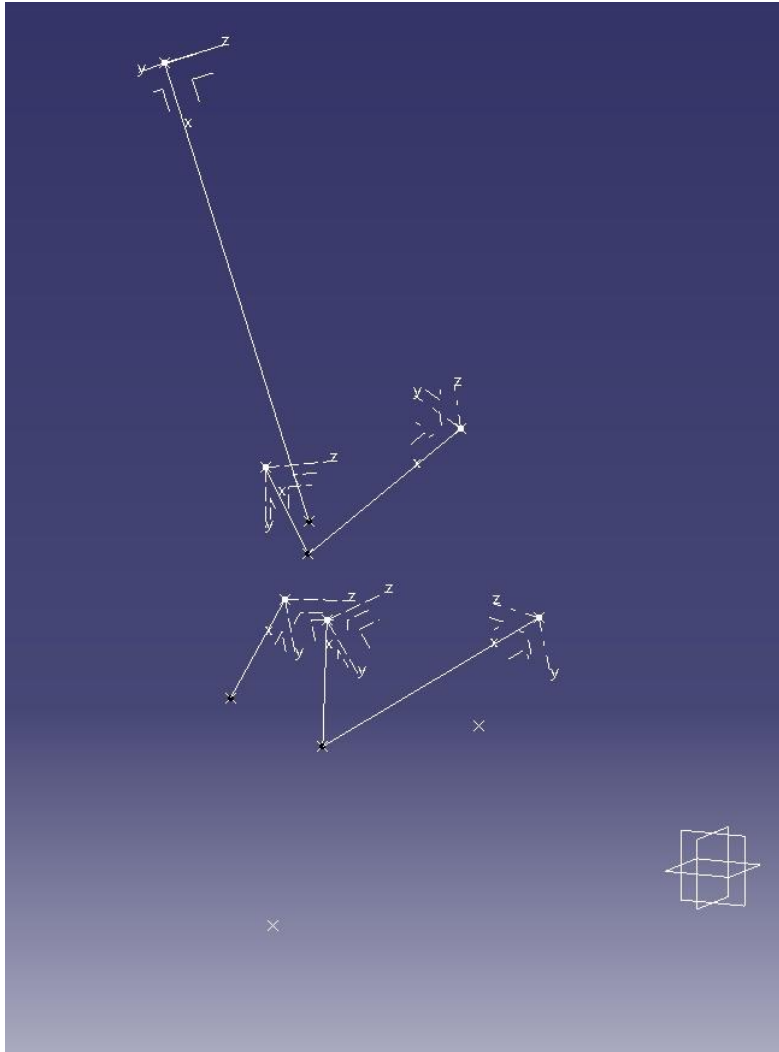
Esimeseks kontrollitavaks koormusolukorraks valitakse situatsioon, kus sõiduk sõidab ühe esirattaga vastu jäika takistust (vt Sele 4.5). Pildil on näidatud sõiduki parempoolset esiratast sõidu suunaga alla ja jõu suunda, mis on tähistatud noolega ratta ette. Koormusolukord on valitud, kuna varem on võistlusolukorras sellist juhust ette tulnud ja varasemal korral purunes sõiduki esivedrustus.



Sele 4.5. Koormusolukord - frontaal kokkupõrge

Esmalt arvutatakse välja reaktsiooni jõud õõtshoobades. Antud koormusolukorras ei võeta arvesse amortisaatori liikumist ja rooliotsa liikumist. Järgnevalt leiti kõikides õõtshoova kerepoolsete kinnituste suundades mõjuvad jõud. Need jõud oli võimalik leida kasutades programmi CatiaV5R21. Kõigepealt toodi kõik parema esimese ratta vedrustuse kinnituse punktid programmi. Seejärel lisati neile sõiduki ratta kontaktpunkt maapinnaga ja ratta kõige esimene punkt, mis puutub kokku takistusega. Järgnevalt ühendati punktid joonelementidega

nii, et tulemuseks saadi joonelementides koosnev vedrustuse makett. Kõikide hoobade otstesse paigutati eraldi koordinaatsüsteemid, selleks, et saaks määrata sensorite mõõte koordinaatsüsteemi. Pildil on kujutatud parempoolse esivedrustuse kõiki punkte, rehvi kontaktpinda maaga ja rehvi kõige eesmist punkti ning joonelementidena õõtsuobasid ja amortisaatorit.



Sele 4.6. Parempoolse esivedrustuse punktid

Järgnevalt ühendati omavahel kõik punktid mis asuvad ratta pool :

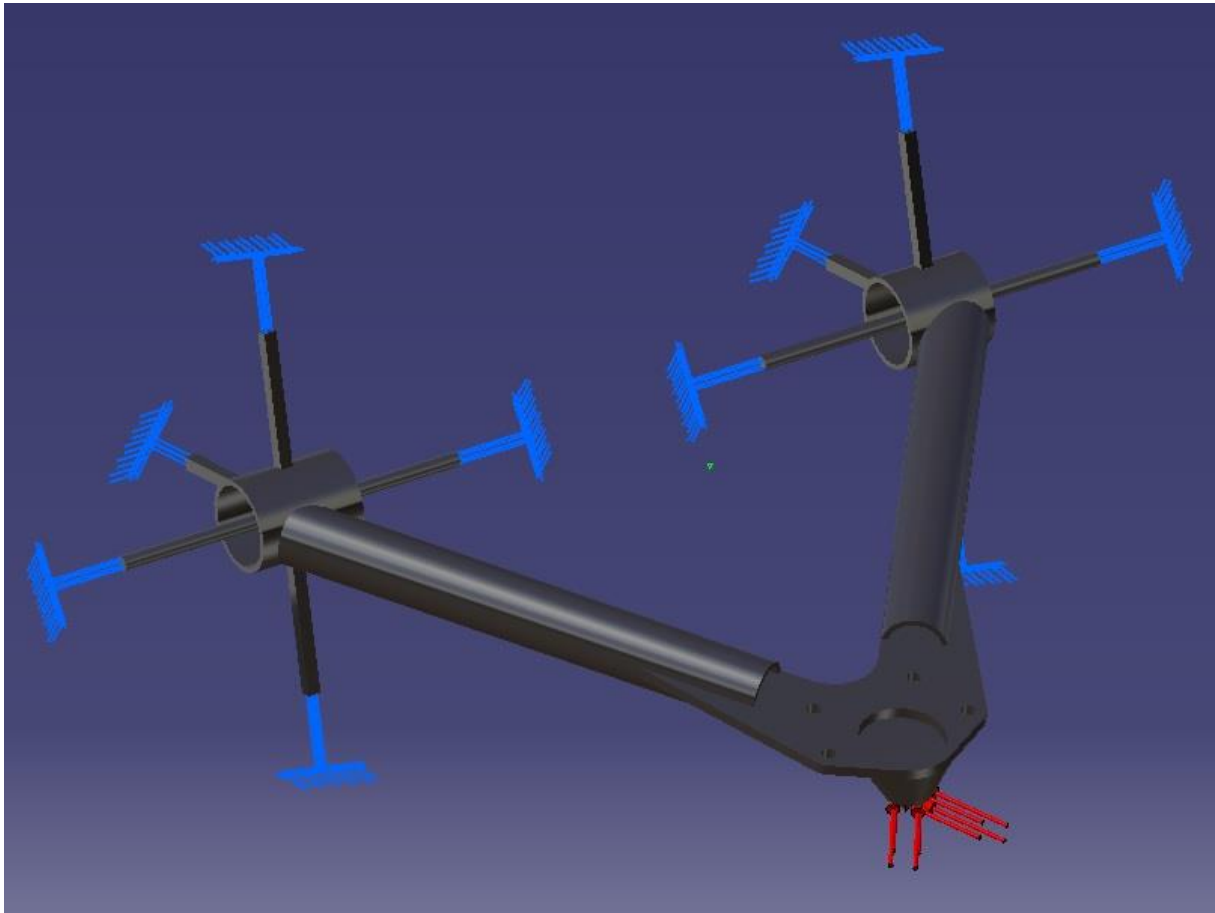
- Rehvi kontaktpind maaga
- Rehvi kontaktpind takistusega
- Välimine rooliots
- Alumine käänmiku sarniir
- Ülemine käänmiku sarniir

Ning seejärel paigutati saadud joonisele rajatingimused ja jõud õigetes suundades. Rehvi kontaktpinnale suunaga alla paigutati jõud, mis tekib tänu kaalu ümberjaotumisele ja rehvi eesosasse paigutati jõud suunaga rehvi tsentri poole, mis tekib kokkupõrkel jäiga objektiga. Kõikidesse õõtsuhoobadesse ja ka rooliotsa paigutati sensorid mis mõõdavad jõudu, mis antud vardale tekib. Jõudu mõõdeti ainult piki varda suunda, kuna õõtsuhood võtavad vastu ainult surve- ja tõmbejõudu. Tulemuseks oli Tabel 4.1. , mis kirjeldab kõikides varrastes tekkinud jõudusid. Tabelis olevad positiivsed numbrid tähendavad, et tegemist on survega hoovale ja negatiivsed numbrid näitavad, et tegemist on tõmbejõuga.

Tabel 4.1. Frontaalkokkupõrkel tekkivad jõud vedrustuse hoobades

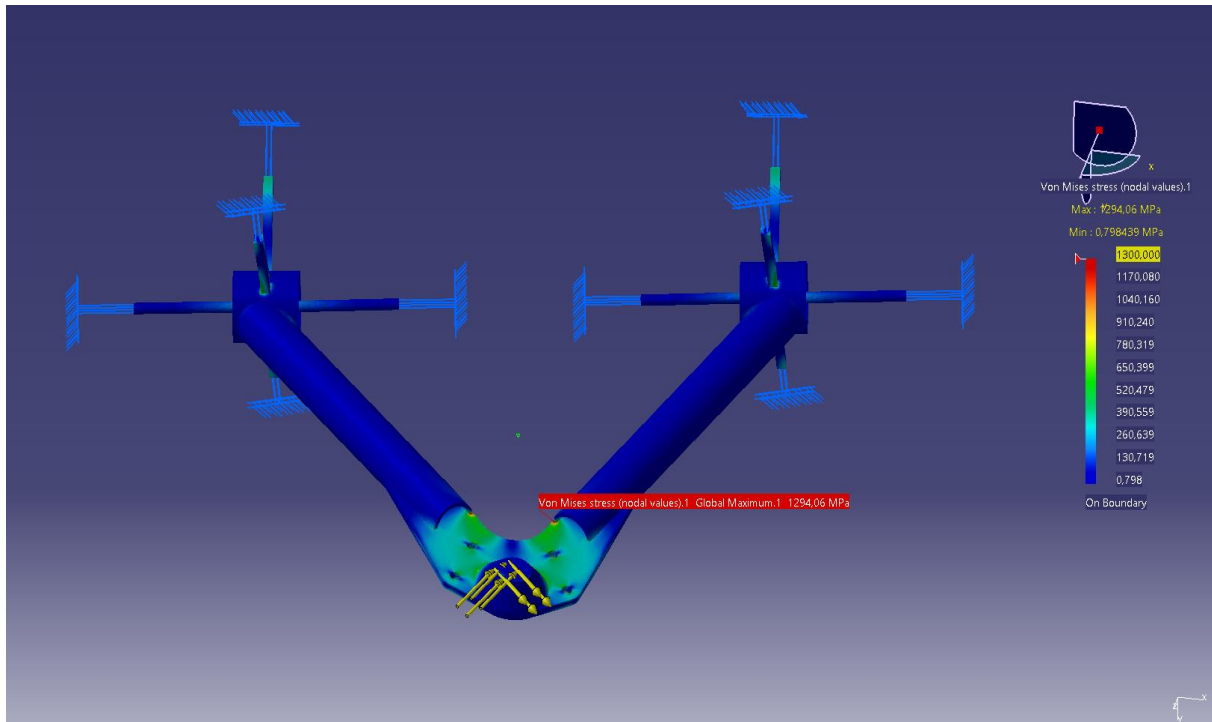
LIIGEND	JÕUD (N)
ROOLIOTS	48097,746
ALUMINE TAGUMINE HOOB	-37642,254
ALUMINE ESIMENE HOOB	-49740,09
ÜLEMINE TAGUMINE HOOB	11052,889
ÜLEMINE ESIMENE HOOB	-10604,797

Järgnevalt kasutati õõtsuhoobade 3D mudelitel saadud jõudusid ja kontrolliti, kas õõtsuhood peavad vastu. Seda kolme erineva meetodiga, et veeduda tulemuste õiguseses. Esmalt kasutati väändevarda meetodit. Lisaks õõtsa küljes olevatel väändevarrastele tuli õõtsale lisada ka jõuõlg, mis tähistaks ülemise sarniiri asukohta. Ülemisele õõtsuhoovale tekkivad jõud on mõlemad suunaga sõiduki raami poole. Tagumisele haarale surutakse jõuga 11052,889 N ja esimesele haarale 10604,797 N. Antud meetodi juures valiti lõplike elementide suuruseks 3mm ja maksimaalseks materjali pinna hälbeks 0,1mm. Mõlemad jõud on suunatud sarniiri keskosast otse raamipoolse puksi keskosasse Sele 4.7. Pildil on kujutatud jõudude mõjumise suunad ja kinnitused, mis hoiavad õõtsuhooba.



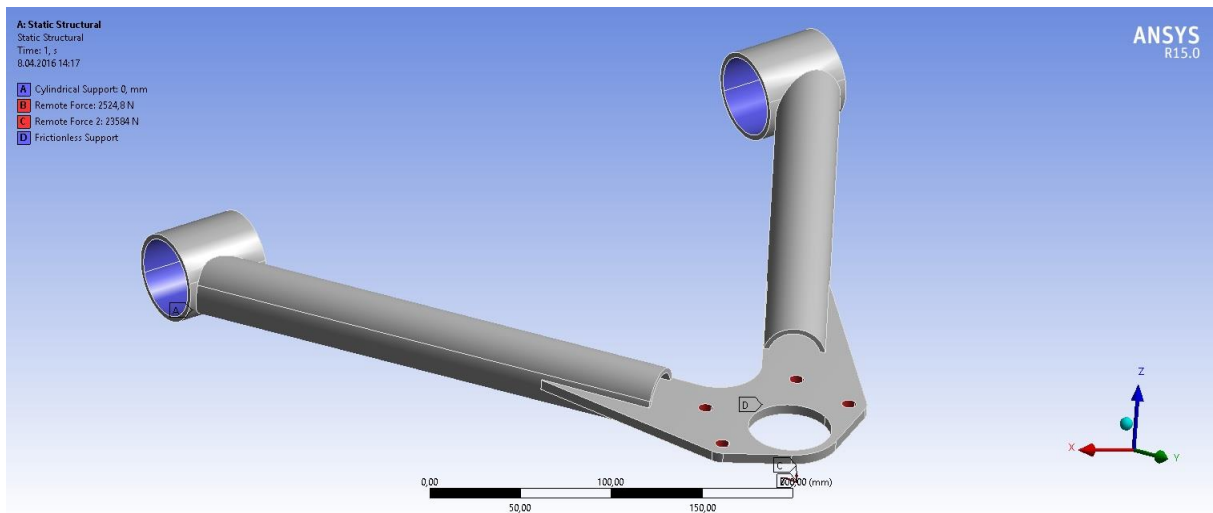
Sele 4.7. Frontaalkokkupõrkel tekkiv koormusolukord lahendades väändevara meetodiga

Kasutades väändevarraste meetodit saadi maksimaalseks pingeks 1294,06 Mpa. Pinge konsentraatorid tekkisid nurkadesse, kus tegelikkuses on keeviliited ja taolised konsentraatorid puuduvad. Sele 4.8 on näha pingete jaotus üle õõtshoova. Värvidega on tähistatud erinevad pingete suurus. Punase värviga on kõige suurem pinge ja tumesinisega kõige madalam pinge. Lisaks on ära tähistatud ka maksimaalse pingete konsentraator, mis asetseb kahe erineva ristlõike kohtumispunktis. Reaalses olukorras sinna pingete konsentraatorit tekkida ei saa, sest antud koha peal on keevitus.

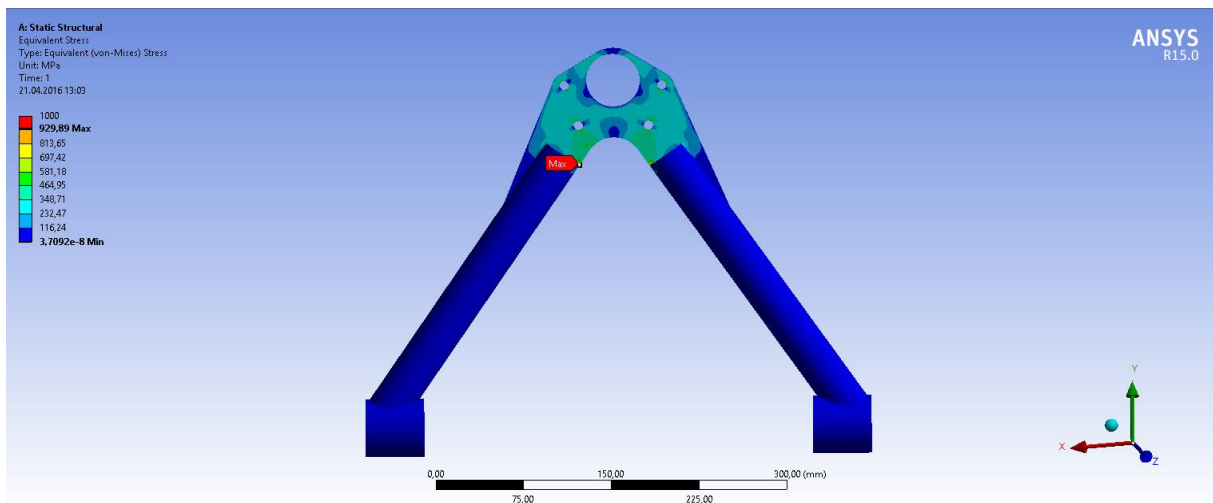


Sele 4.8. Väändevarraste meetodiga saadud pinged ülemises õõtshoovas frontaalkokkupõrkel

Ansyst 15.0 tugevusanalüüside meetodi juures oli võimalik kasutada ülemist õõtsa ilma lisavarrasteta. Programmis määrati ära rajatingimused, kus kerepoolsetesse kinnitustesse määrati silindrilised toed. See kirjeldab kõige paremini realselt tekkivat olukorda. Jõu suund ja suurus jäid samaks eelneva meetodiga. Sele 4.9 on näha pindasid, mis on valitud silindriliste tugede jaoks sinise värviga ja jõurakendamise kohad punase värviga. Antud tugevusarvutuse jaoks on paigaldatud õõtsale lisa tugi, mis modelleerib sarniiri kinnitust õõtshoova küljes ja lõplike elementide võrgustiku suuruseks määrati 1mm. Tänu selle lisamisele ei muutu pinged sarniiri kinnitusplaadil ebamääraselt suureks. Tulemuseks on eelneva meetodiga sarnased pinge jaotused ja ka pinge konsentraatori asukoht, ning maksimaalne pingeline konsentraatoris. Sele 4.10 on värvidega tähistatud erinevad pingete alad materjalis, maksimaalne pingeline on 929,89 Mpa.



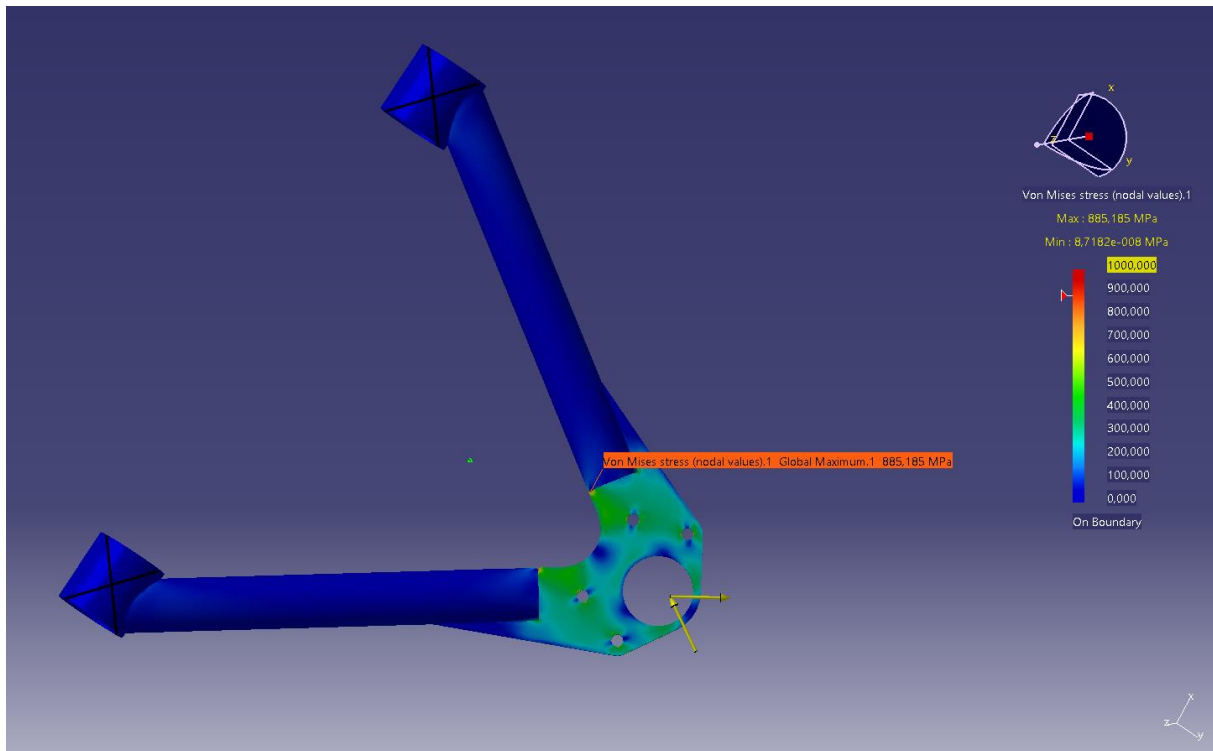
Sele 4.9. Ansys 15.0 kasutatavad rajatingimused frontaal kokkupõrkel ülemises õõtsuovas



Sele 4.10. Ansys 15.0 saadud pinged ülemises õõtsuovas frontaalkokkupõrkel

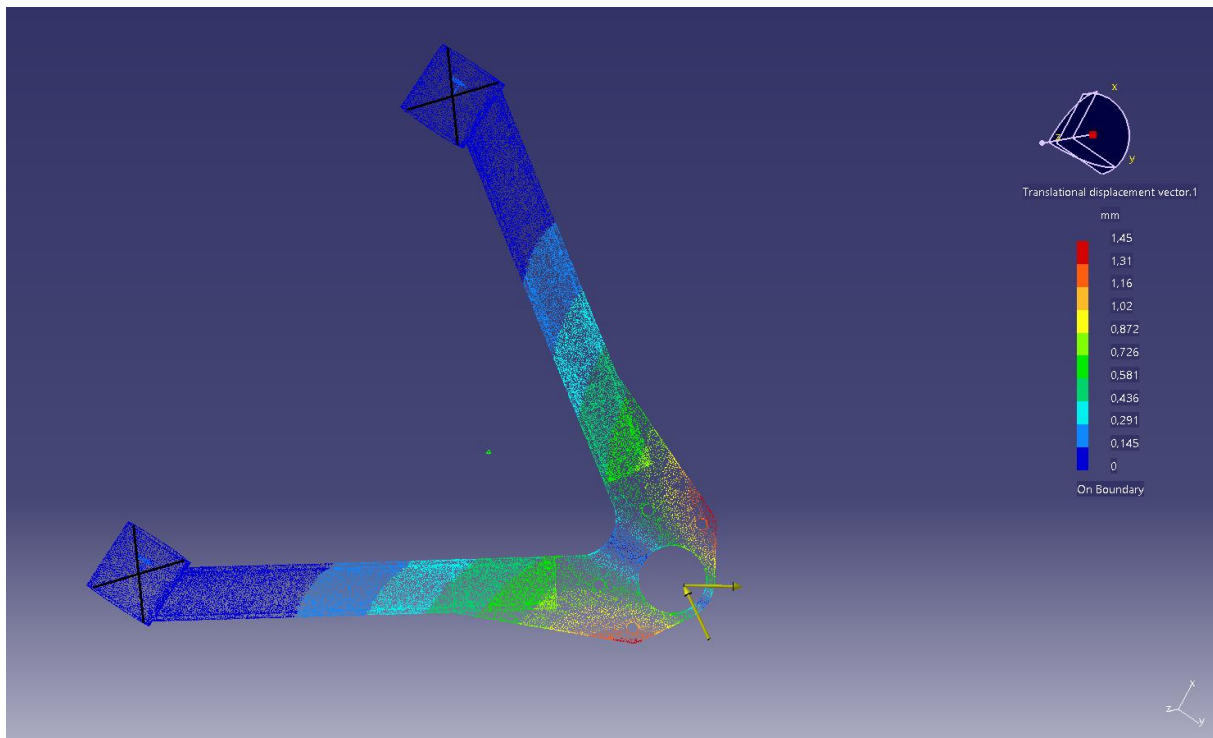
Universaalliigendi meetodiga sai kasutada detaili originaal kujul. Antud meetodit võib nimetada neist kolmest kõige täpsemaks. Kerepoolsete pukside tsentritesse paigutatakse punkid, mis tähistavad kohta, mille ümber puks liigub. Eelnimetatud punktid ja õõtsuobade sisemiste seinte vahele paigutati virtuaalne ühendus. Tsentri punktid kinnitatakse järgalt keskkonda. Sarniiri poolsesse õõtsuova otsa paigutati samuti tsentri punkt, mis tähistab sarniiri keskosa. Eelnevalt määratud koordinaatsüsteemide abil on võimalik määrata jõu mõjumise suund. Jõud rakendatakse sarniiri kinnitusavadesse ja jõu rakendamise õlaks määrati sarniiri tsentri punkt. Mõlemale õõtsuova haarale on määratud erinevad jõud. Pildil on näha jõudude suundasid, mis on tähistatud kollaste nooltega ja kerepoolsete kinnituspunktide keset, mis on tähistatud musta värvi ristiga. Samuti on näha materjali sisepingeid Sele 4.11. Pildi paremas servas on skaala, mis näitab pingete suurust vastavalt

värvile. Maksimaalne pinge 885,185 Mpa on tähistatud punase värviga ja minimaalne tumesinisega.



Sele 4.11. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged ülemises õõtshoovas frontaalkokkupõrkel

Maksimaalset nihet oli võimalik mõõta vaid universaalliigendite meetodi juures. Väändevarraste meetod annab vale tulemuse, kuna programm arvestab ka väändevarrastes tekkivaid nihkeid. Nii Ansys, kui ka universaalliigendite meetodiga saadud tulemus oli samas suurusjärgus. Maksimaalne nihe 1,45 mm tekkis õõtshoova kõige välimises servas, mis on pildil tähistatud punasega. Sele 4.12 on välja toodud nihete suurused kogu detaili ulatuses.

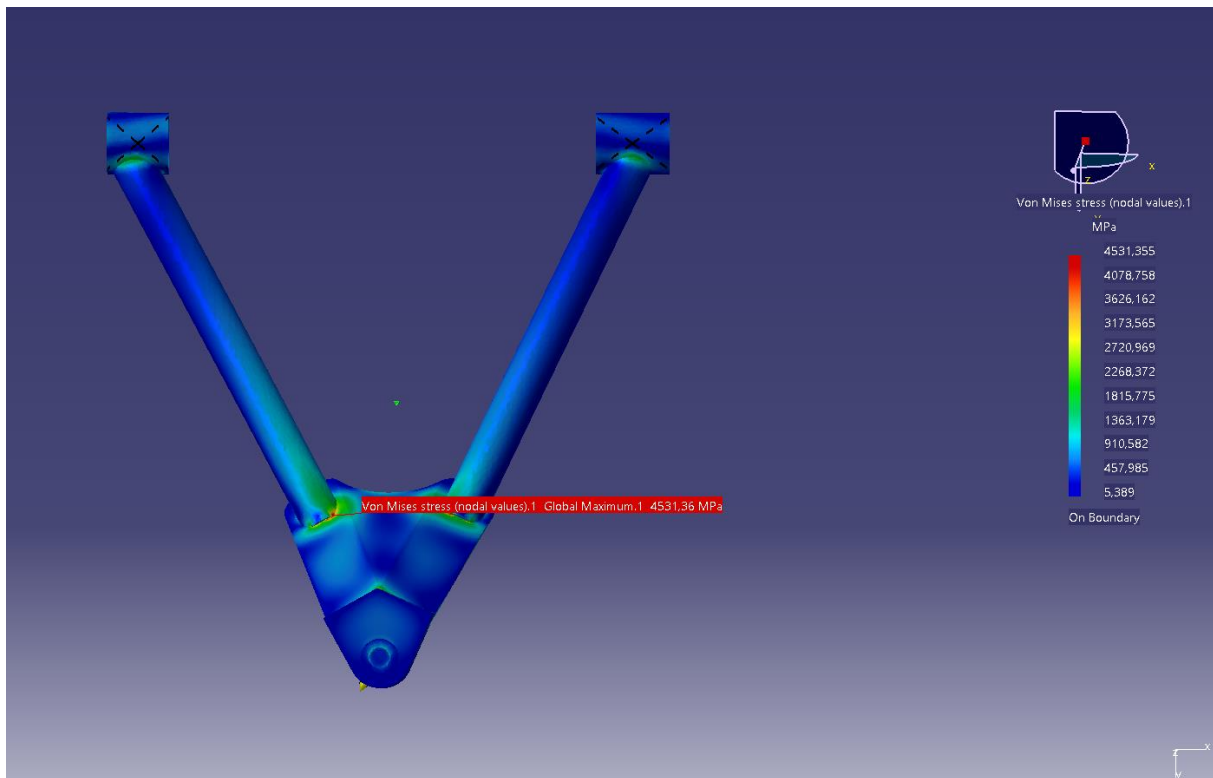


Sele 4.12. Universaalliigendi meetodiga saadud nihked ülemises õõtshoovas frontaalkokkupõrkel

Kasutades väändevarraste meetodit saadi maksimaalseks pingeks 1294,06 Mpa, universaalliigendite meetodit kasutades oli maksimaalne pingeline 885,185 Mpa ja programmiga Ansys 15.0 saadud tulemustes oli maksimaalne pingeline 929,89. Tulemused erinevad üksteisest tänu erinevatele konfiguratsioonidele. Kokkuvõttes võib öelda, et ülemine õõtshoob ei pea sellisele koormusolukorrale vastu. Õõtshoova nõrgima koha maksimaalne tõmbetugevus on 355 Mpa ja saadud tulemustest suurim pingeline oli 1294,06 Mpa.

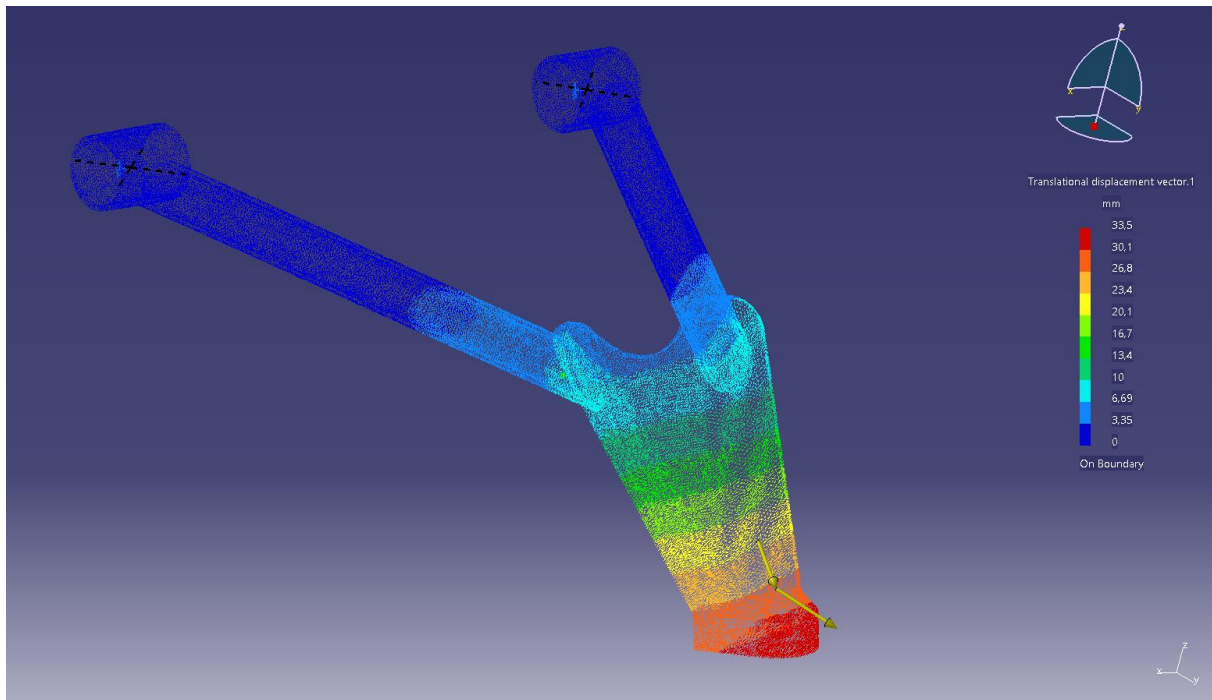
Võttes arvesse, et kõikide analüüside tulemused on sarnased, kasutatakse järgnevate tugevusanalüüside tegemiseks ainult universaalliigendite meetodit. Elementide suuruseks kasutatakse 3 mm ja maksimaalseks hälbeks 0,1 mm.

Alumise õõtshoova analüüsimisel kasutati sarnast meetodit ülemisega. Eelnevalt mõõdetud toereaktsioonid asendati õõtshoovale mõjuvate jõududega ja suunati otse alumise sarniiri keskosast kerepoolsete kinnituste keskmesse. Alumise õõtshoova tagumist haara tõmmati jõuga 37642,254 N ja alumise õõtshoova eesmist haara tõmmati jõuga 49740,09 N. Maksimaalne pingeline, mis sellise koormusolukoora puhul tekib on 4531,36 Mpa.



Sele 4.13. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged alumises õõtshoovas frontaalkokkupõrkel

Sele 4.13 on välja toodud kogu pingete jaotus värvide järgi üle õõtshoova. Märgistatud on ka maksimaalse pinge konsentraator, mis asub reaalse õõtshoova puhul keevituse kohas, mida pole modelleeritud. Seega võib öelda, et maksimaalne pinge ei osutu nii suureks, kuid halb on see, et pinge konsentraator asub materjalide liite kohas. Alumine õõtshoob on valmistatud materjalidest, milledest nõrgima tõmbetugevus on 590–760 Mpa. Nihete analüüs näitas, et modelleeritud jõu puhul väändub õõtshoob kindlasti läbi. Maksimaalne nihe õõtshoovas oli 33,5 mm. Õõtshoovas tekkivaid nihkeid on võimalik näha Sele 4.14. Sellest võib järeldada, et kolmekordse raskuskiirenduse puhul puruneb alumine õõtshoob kindlasti.

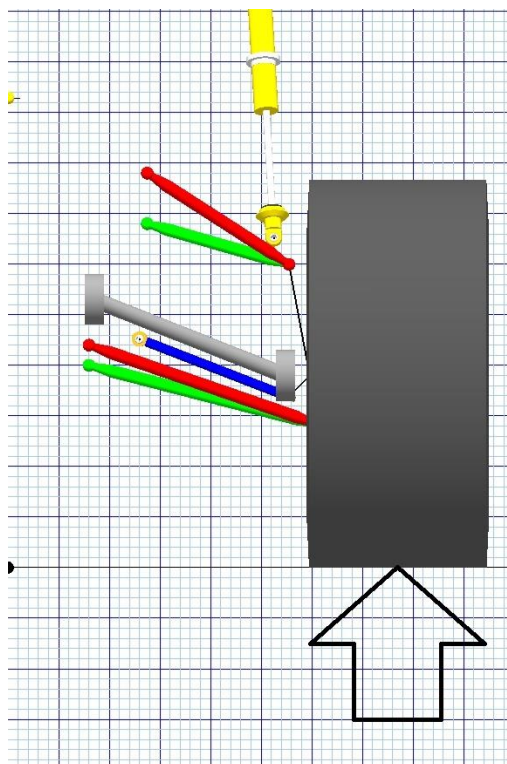


Sele 4.14. Universaalliigendi meetodiga saadud nihked alumises õõtshoovas frontaalkokkupõrkel

4.2.2. Sõiduki maandumine ühele rattale

Teiseks koormusolukorraks on sõiduki maandumine ühele rattale. Sellist koormusolukorda võib offroadi võistlusspordis ette tulla väga tihti. Seega on oluline, et sõiduki vedrustus peaks vastu lööglile mis tekib, kui sõiduk maandub ühele rattale. Sele 4.15 on näidatud sõiduki parempoolset esiratast eestvaates ja vedrustuse hoobadele mõjuvat jõusuunda, mis on tähistatud noolega.

Jõu mõjumise suunaks määrati käänmiku asend (jõud suunatakse rehvi kontaktpinnast sirgele, mis läbib nii alumist kui ka ülemist sarniiri). Sõiduki rehvi kontaktpinnale määratakse jõud 44145 N. Seejärel mõõdetakse kõikide õõtshoova haarade suunas reaktsioonid, ning kasutatakse saadud jõudusid õõtshoobade testimiseks. Tulemused on toodud välja Tabel 4.2 Kõik positiivsed numbrid näitavad, et tegemist on survega ja negatiivsed näitavad, et tegemist on tõmbega.



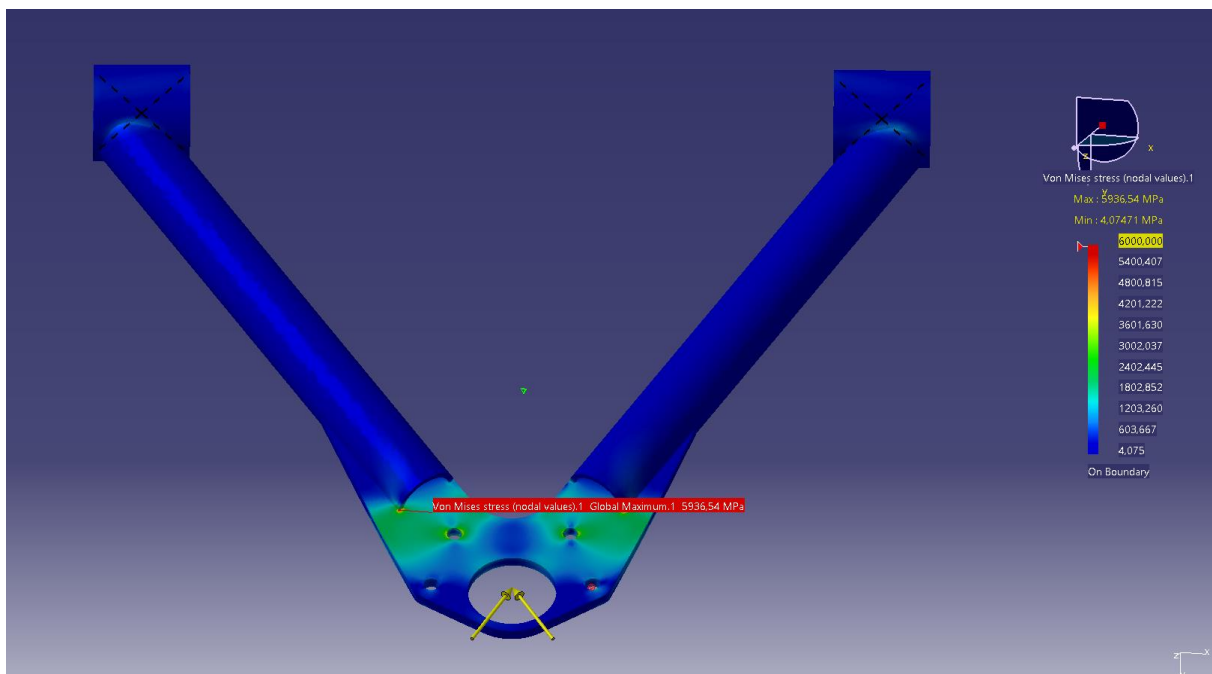
Sele 4.15. Koormusolukord - maandumine ühele rattale

Tabel 4.2. Sõiduki maandumisel ühele rattale tekkivad jõud vedrustuse hoobades

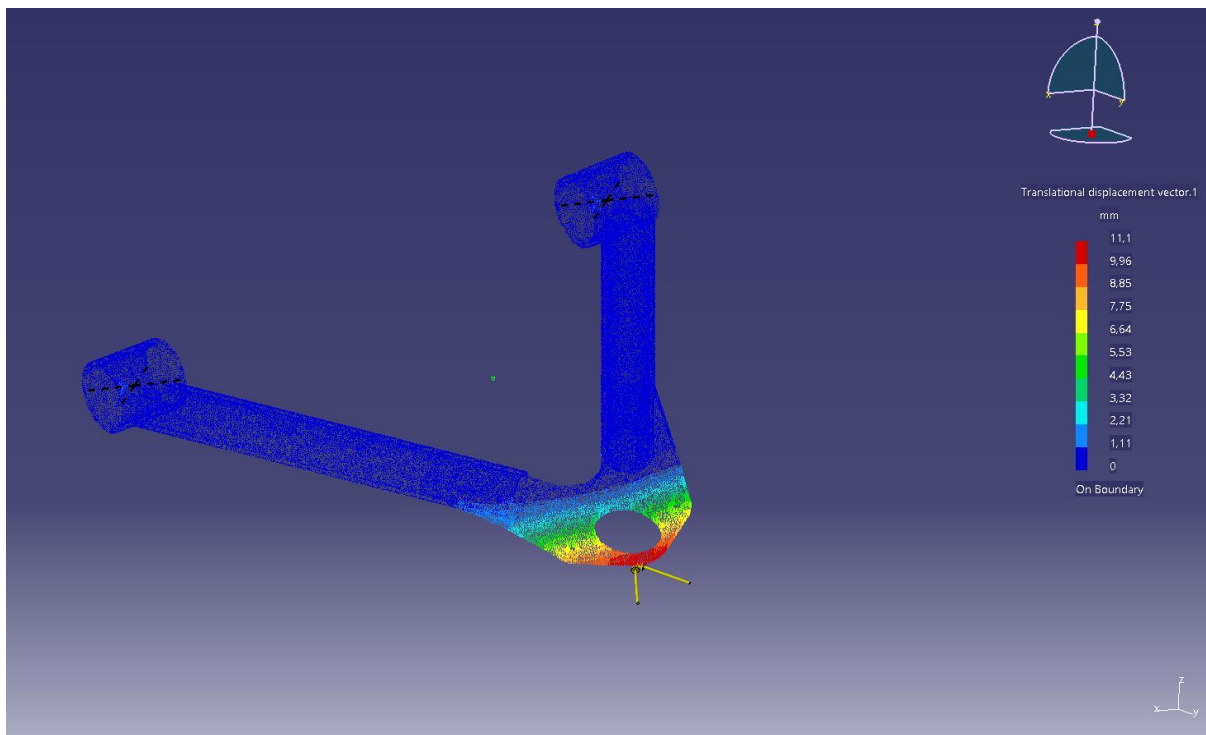
LIIGEND	JÕUD (N)
ROOLIOTS	-7402,72
ALUMINE TAGUMINE HOOB	-30283,82
ALUMINE ESIMENE HOOB	-27304,17
ÜLEMINE TAGUMINE HOOB	25982,51
ÜLEMINE ESIMENE HOOB	39544,066

Võrreldes tabelit eelmises koormusolukorras saadud jõudude tabeliga selgub, et alumisele õõtshoovale mõjuvad jõud on väiksemad, kuid samasuunalised, ülemisele õõtshoovale mõjuvad jõud on tunduvalt suuremad. Seega ei ole vaja teist korda alumist õõtshooba kontrollida. Selles koormusolukorras tekkinud jõududega kontrollitakse ainult ülemise õõtshoova vastupidavust, kuna hoovale mõjuvad jõud on suuremad ja eesmisele haarale mõjuv jõud on teises suunas. Seega on vaja kontrollida, kas ülemine õõtshoob peab vastu, kui eesmisele haarale surutakse jõuga 25982,51 N ja tagumisele haarale surutakse jõuga 39544,066 N. Selle kontrollimiseks kasutatakse universaalliigendite meetodit. Tulemuseks saadi olukord, kus maksimaalne pinge õõtshoovas on 5936,54 Mpa ja maksimaalne nihe 11,1 mm.

Maksimaalne pinge tekkis lehtmetsalli ja ümarmortu liitekohas. Tegelikus olukorras asub seal keevisõmblus. Antud koha peale reaalses olukorras nii suurt pinget tekkida ei saaks, kuna analüüsimise programm ei oska määrata nurkadesse lõplikelementide võrgustikku ja saab tulemuseks tunduvalt suurema pinge, kui reaalses olukorras tekkida saaks. Õõtshoovas tekkivate pingete jaotust on võimalik näha Sele 4.16. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged ülemises õõtshoovas maandumisel ühele rattale on näha Sele 4.17, kus on värvide järgi välja toodud nihete jaotus üle õõtshoova. Maksimaalne nõtkete tekib ülemise õõtshoova välimises ääres, mis reaalses olukorras toetub sarniiri kinnitusele ja seega nii suurt nõtket tekkida ei saa. Maksimaalne nihe on 11,1mm. Paremäl äärel on välja toodud nihete skaala. Arvestades õõtshoova materjale võib öelda, et antud koormusolukorras puruneb õõtshoob.



Sele 4.16. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged ülemises õõtshoovas maandumisel ühele rattale

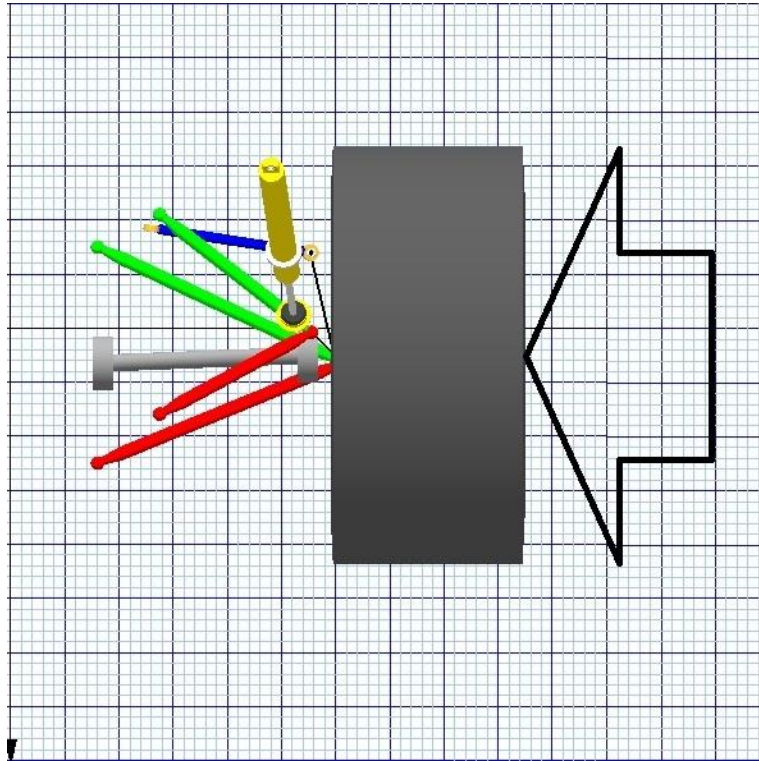


Sele 4.17. Universaalliigendi meetodiga saadud nihked ülemises õõtshoovas maandumisel ühele rattale

4.2.3. Löök sõiduki küljelt ratta tsentrisse

Kolmandaks koormusolukorraks on löök küljelt ratta tsentrisse. Selline olukord võib tekkida, kui sõiduk sõidab külg ees vastu takistust või kui sõiduk kukub küllili. Oluline on, et sõidukiga oleks võimalik ka peale avariid edasi võistelda ja ratas jääks kerega ühendusse. Sele 4.18 on näidatud sõiduki paremat esimest ratast pealtvaates sõidu suunaga alla ja jõu rakendamise suund, mis on tähistatud noolega.

Õõtshoobades tekkivate jõudude leidmiseks kasutati samuti reaktsioonide mõõtmise süsteemi. Tulemuseks saadi Tabel 4.3, kus on näha millised jõud taolises koormusolukorras tekivad. Võrreldes saadud andmeid eelmistes koormusolukordades saadud andmetega selgus, et ülemisele õõtshoovale tekkivad survejõud on tunduvalt väiksemad kui eelmises koormusolukorras tekkinud jõud. Alumisele õõtshoovale tekib survejõud, mida varem kontrollitud ei ole. Seega on vajalik kontrollida, kas alumine õõtshoob peab vastu, kui õõtshoova esimesele haarale rakendada 28837,836 N survet ja tagumisele haarale rakendada 29061,504 N survet. Selle kontrollimiseks kasutati universaalliigendi meetodit.



Sele 4.18. Koormusolukord – löök küljelt ratta tsentrisse

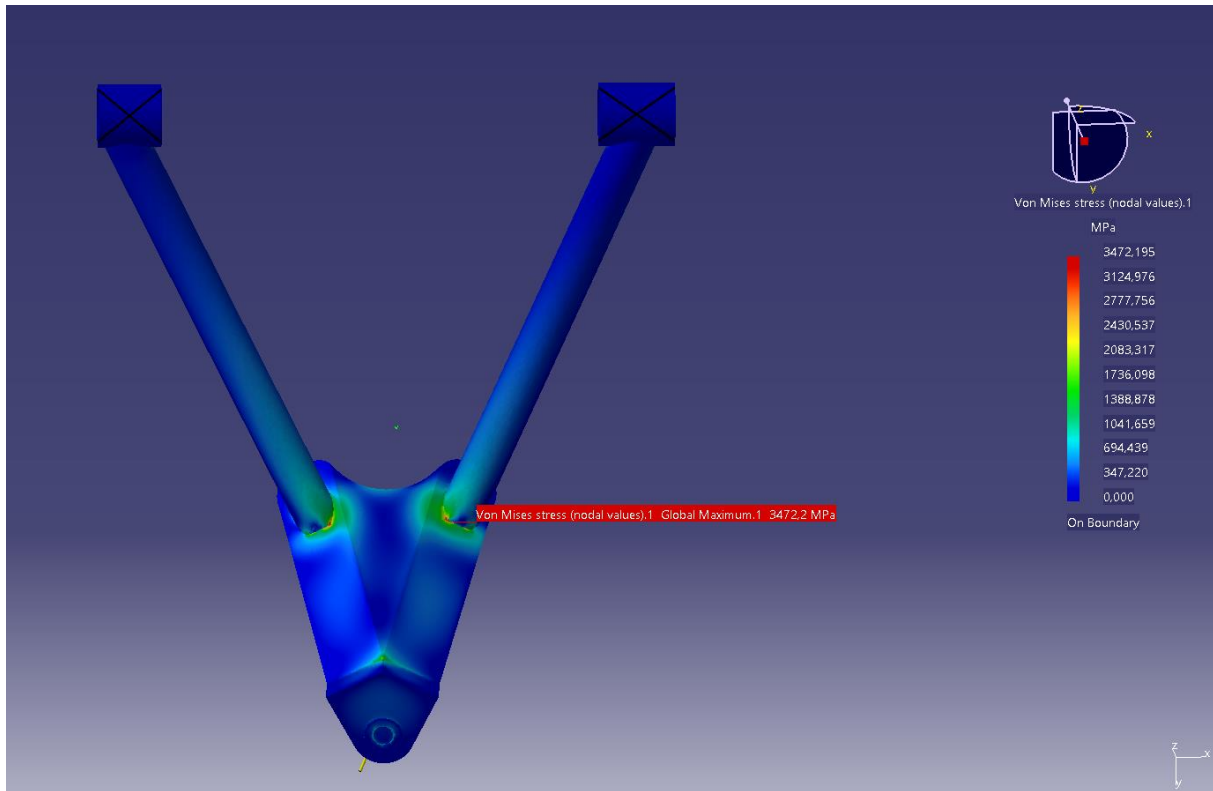
Tabel 4.3. Löögil küljelt ratta tsentrisse tekkivad jõud vedrustuse hoobades

LIIGEND	JÕUD (N)
ROOLIOTS	-2546,08
ALUMINE TAGUMINE HOOB	29061,504
ALUMINE ESIMENE HOOB	28837,836
ÜLEMINE TAGUMINE HOOB	16304,646
ÜLEMINE ESIMENE HOOB	15725,152

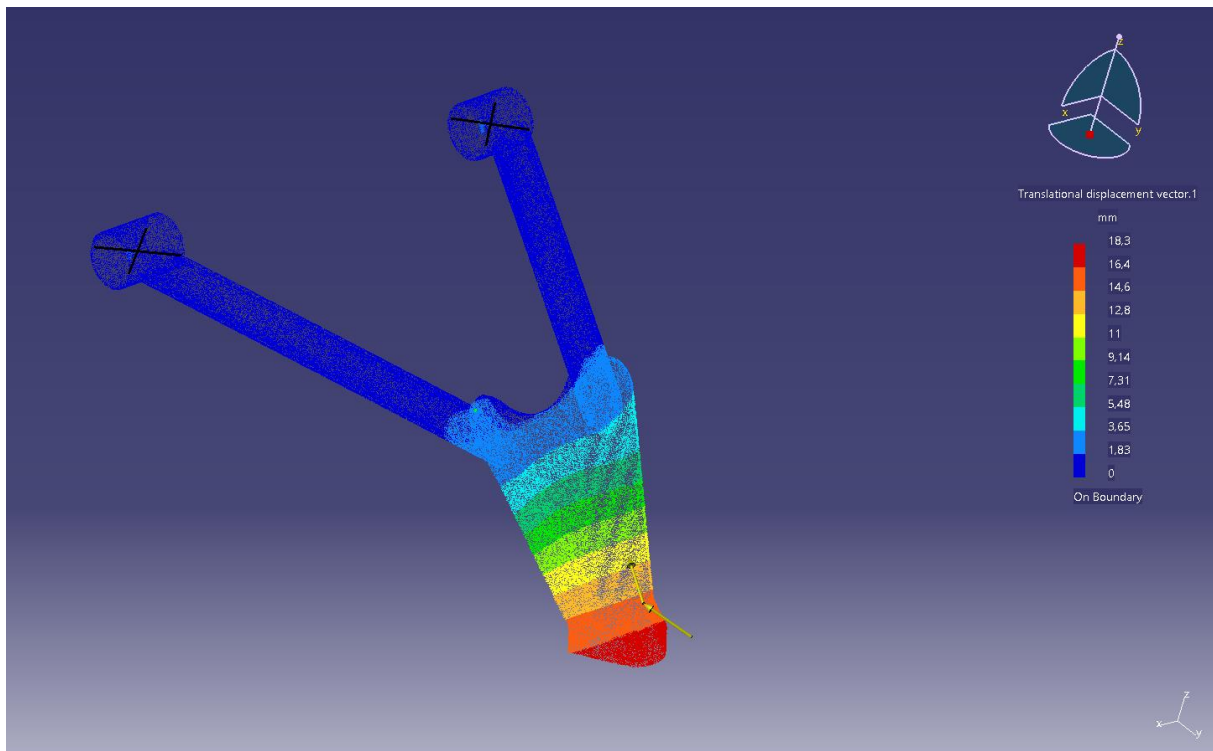
Tulemuseks saadi, et alumises õõtshoovas tekkiv maksimaalne pinge on 3472,195 Mpa ja maksimaalne nihe 18,3 mm. Maksimaalne pinge tekkis lehtmetaili ja ümartoru liitekohta, kuhu ei ole modelleeritud keevislidid, seega realses elus tekib sinna küll pinge konsentraator, kuid maksimaalne pinge on arvutuslikust maksimaalsest pingest väiksem. Sele 4.19 on näha pingete jaotust üle alumise õõtshoova värvide järgi. Kui pinge konsentraator välja jätta, siis ülejäänud detailis tekkiv maksimaalne pinge on kuni 2400 Mpa.

Maksimaalne nihe tekkis õõtshoova käänmikupoolse kinnituse juurde. Realses olukorras on õõtshoob poltliitega käänmiku küljes kinni, see võtab ära vabadusastme mis laseks õõtshooval nii suurel määral nihkuda. Õõtshoovas tekkivate nihete suurusi on võimalik näha Sele 4.20. Pildil on värvide järgi välja toodud nihete suurused vastalt detaili värvile.

Arvestades kasutatud materjale ja õõtshoobade asendeid ja kuju selgus, et nii ülemised kui ka alumised õõtshoovad ei pea vastu ühelegi koormusolukorrale. Need kolm koormusolukorda iseloomustavad offroadis võistlemist kõige täpsemalt, seega on vajalik õõtshoobade tugevdamine.



Sele 4.19. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged alumises õõtshoovas löögil küljelt ratta tsentrisse



Sele 4.20. Universaalliigendi meetodiga saadud nihked ülemises õõtshoovas löögil küljelt ratta tsentrisse

4.3. Õõtshoobade tugevdamine

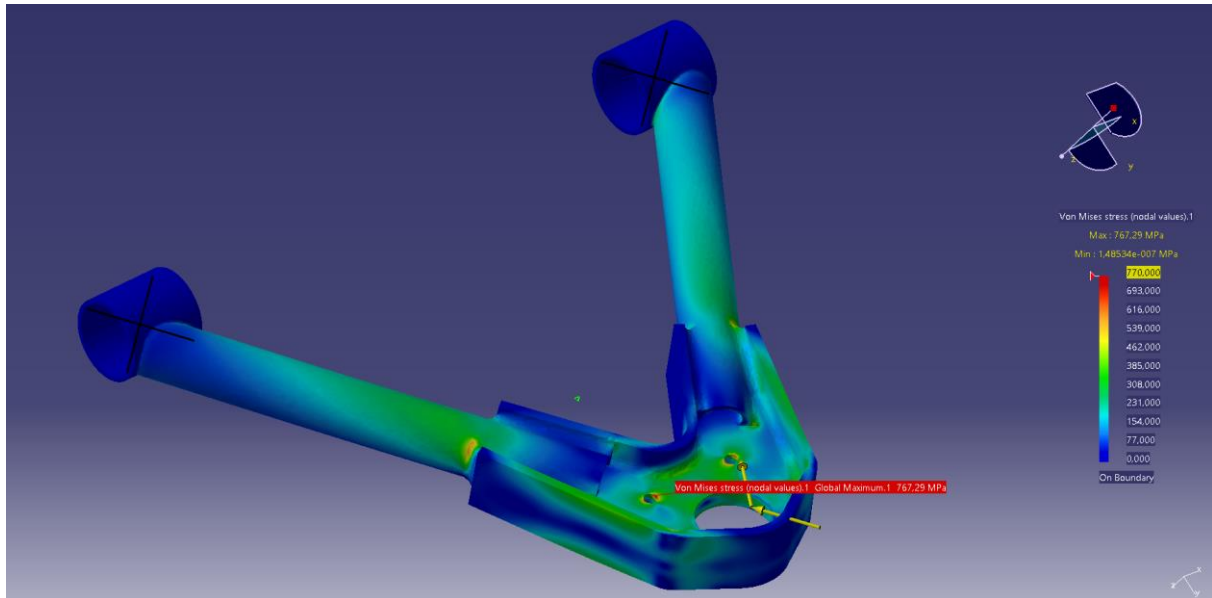
Etteantud õõtshoovad purunesid eelnevalt kirjeldatud koormusolukordades. Sellest tulenevalt jäi lõputöö koostaja ülesandeks neid tugevdada. Õõtshoobade tugevdamisel lähtuti järgnevatest kriteeriumitest :

- Lihtne konstrueerida
- Kerge konstruktsioon
- Vastupidav kõikidele koormusolukordadele
- Säilitada sama õõtshoova üldine kuju

4.3.1. Ülemine õõtshoob

Ülemise õõtshoova puhul lisati tugevdusplaadid nii, et õõtshoob suudaks sarniiripoolse kinnituse juures jõud vastu võtta. Algse õõtshoova puhul tekkisid lehtmaterjali osale ka

suurimad pinged ja nihked. Lisaks sellele vähendati servadesse raadiuse andmisega pinge konsentraatoreid, ette antud raadiused modelleerivad samal ajal ka keevitusi. Tugevdatud ülemise õõtshoova pingete jaotust on võimalik näha Sele 4.21.



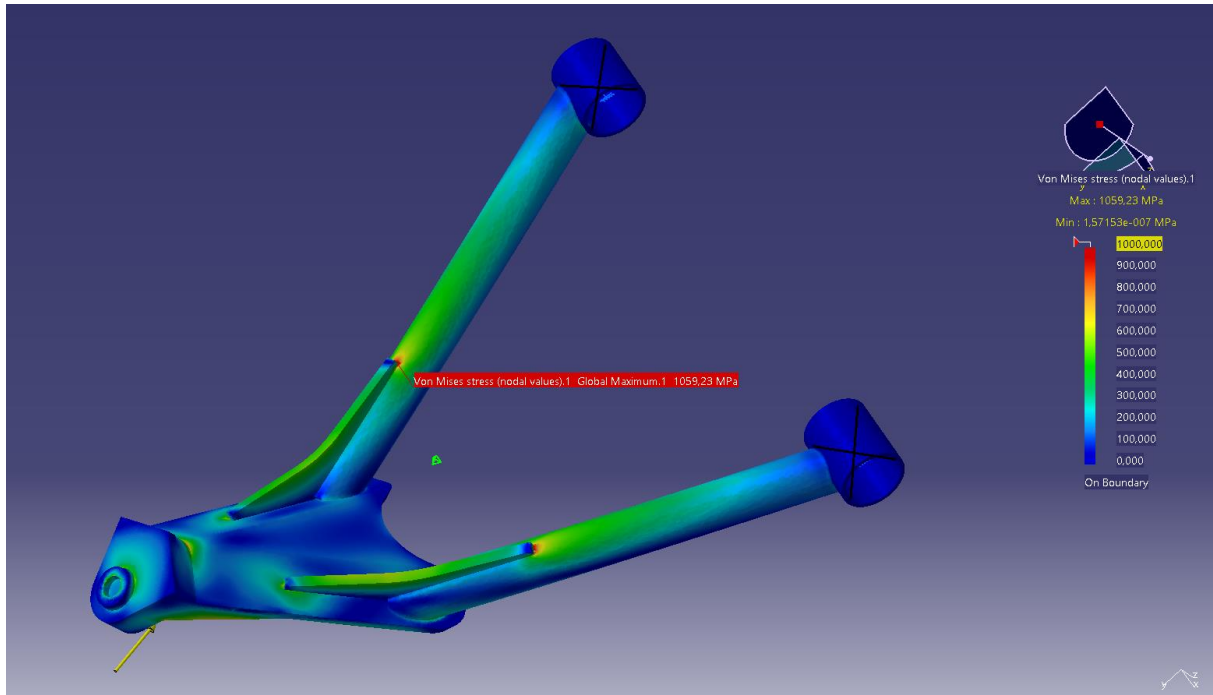
Sele 4.21. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged, tugevdatud ülemises õõtshoovas sõiduki maandumisel ühele rattale

Pärast tugevdamist kontrolliti õõtshoovas tekkivaid pingeid ja nihkeid universaalliigendi meetodiga koormusolukorras, mis tekitab suurimaid pingeid (sõiduki maandumine ühele rattale). Ilma tugevduseta õõtshoovas tekkinud maksimaalseks pingeks oli 5936,54 Mpa ja maksimaalseks nihkeks 11,1 mm. Pärast õõtshoova tugevdamist on sama koormusolukorra puhul maksimaalne pinge 767,29 Mpa ja maksimaalne nihe 2,09 mm. Keskmise pinge kehas langes 3000 Mpa pealt 385 Mpa peale. Sellest võib järeldada, et uus õõtshoob peab vastu kõikidele koormusolukordadele. Maksimaalne pinge konsentraator tugevdatud õõtshoovas jäi sarniiri kinnituse ava servadesse. Reaalses olukorras taolist pinget konsentraatorit tekkida ei saaks ja seda pinget konsentraatorit võib nimetada Catia v5r21 poolt tekkinud arvutusveaks.

4.3.2. Alumine õõtshoob

Alumise õõtshoova puhul lisati kaks tugevdust lehtmaterjali ja ümartoru liitekohta. Tugevdatud alumist õõtshooba kontrolliti koormusolukorras (maandumine ühele rattale), kus tekkisid kõige suuremad nihked ja pinged. Sele 4.22 on näha tugevdatud alumisest õõtshooba ja pingete jaotumist. Tugevdus annab õõtshoovale jäikuse vertikaalses suunas. Etteantud õõtshoovas tekkis suurim pinge 3472,195 Mpa ja maksimaalne nihe 18,3 mm. Tugevdatud

õõtshoovas tekkis maksimaalne pinge on 1059,23 Mpa ja maksimaalne nihe 9,88 mm. Keskmise pinge algses õõtshoovas oli 1400 Mpa kuid tugevdatud variandis 500 Mpa.



Sele 4.22. Universaalliigendi meetodiga saadud pinged tugevdatud alumises õõtshoovas sõiduki maandumisel ühele rattale

Arvestades ülemises ja alumises õõtshoovas kasutatavaid materjale ja maksimaalsete pingete suurusit võib öelda, et tugevdustega õõtshoovad on offroadivõistlusauto juures kasutamiseks piisavalt vastupidavad. Nii ülemiste kui alumiste õõtshoobade tugevdamiseks ettenähtud detailide jooniseid on näha Lisas 4.

5. VEDRUDE VALIK

Sobiv vedrustuse omavõnkesagedus on pärast vedrustuse kinemaatikat üks olulisemaid parameetreid, millega saab muuta sõiduomadusi. Õigesti valitud vedru tagab maksimaalse haarduvuse maapinnaga ja samas ei komprimeeru täielikult peale sõiduki hüpest maandumist. Samuti on võimalik õige vedru valikuga kontrollida sõiduki kere kaldumist. Vedru jäikus näitab, kui suure jõuga peab vedru mõjutama selleks, et vedru komprimeeruks teatud pikkuse.

Tulenevalt sõiduki sillakäigust (300 mm), vedrustuse ülekandeegurist esisillal (1,003) ja tagasillal (0,883) on võimalik välja arvutada vajalik amortisaatori käigu pikkus. Ülekandeegur näitab, mitu ühikut liigub ratas vertikaalselt samal ajal, kui amortisaator liigub ühe ühiku. Käesoleva sõiduki puhul tähendab see seda, et kere liikumisel 1mm muutub amortisaatori pikkus 0,97mm. Sellest tulenevalt peaks esisillas kasutatava amortisaatori pikkus olema arvutuslikult vähemalt :

$$l_{amort} = Z_{ratas} \cdot MR \quad (5.1) [12]$$

$$l_{amort} = 300 \text{ mm} \cdot 1,003$$

$$l_{amort} = 300,09 \text{ mm},$$

kus Z_{ratas} - ratta vertikaalne liikumine (mm)

MR - vedrustuse ülekandeegur

l_{amort} - amortisaatori käigu pikkus (mm)

Tagasillal kasutatav minimaalne amortisaatori pikkus peaks olema arvutuslikult vähemalt :

$$l_{amort} = 300 \text{ mm} \cdot 0,883$$

$$l_{amort} = 264,9 \text{ mm}$$

Enamik vedrustuskomponentidega tegelevaid ettevõtteid kasutavad amortisaatorite käigu kirjeldamiseks ühikut toll. Seega teisendades saadud tulemused tollideks on teada, et esisillal peaks kasutama amortisaatoreid pikkusega :

$$l_{amort}(toll) = l_{amort}(mm) \cdot 0.0393700787$$

$$l_{amort}(toll) = 300,09mm \cdot 0.0393700787$$

$$l_{amort}(toll) = 11,81 \text{ "}$$

ja tagasillas

$$l_{amort}(toll) = 264,9 \cdot 0.0393700787$$

$$l_{amort}(toll) = 10,43 \text{ "}$$

Sellest tulenevalt valiti sõiduki amortisaatorite pikkuseks 11“ nii esi- kui ka tagasillas. Sobivate vedrude valimiseks peab arvestama lisaks vedrustuse käigu pikkusele ka vedrude omavõnkesagedusega. Vastavalt ühele populaarseimale antud alaga tegelevale foorumile maailmas on sobivaimad omavõnkesagedused offroadis kasutatavatel sõidukitel:

Tabel 5.1. Soovitavad vedrustuse omavõnkesagedused [13]

Sõiduki kirjeldus	Vedrustuse omavõnkesagedus (Hz)	
	Esisillal	Tagasillal
Aeglane, suure sillakäiguga	0,849	0,935
Üldotstarbeline	1,107	1,237
Tänavakõlbulik	1,429	1,565

Võttes arvesse soovituslikke vedrustuse omavõnkesagedusi ja teades sõiduki kasutamise eesmärki valiti soovitud omavõnkesageduseks 1,0 – 1,2 Hz. Sealjuures peaks esivedrustuse omavõnkesagedus olema 20 % väiksem kui tagasilla vedrustuse omavõnkesagedus. Sellega on võimalik saavutada ebatasasel pinnal võimalikult vähene sõiduki kere nookumine.

Sobivate vedrude leidmiseks kasutati „Autod 2“ loengus koostatud exceli moodulit. Arvutusmoodulisse on sisestatud erinevad valemid, mis lihtsustavad vedrude valimist. Vedrude omavõnkesageduse leidmiseks kasutatakse valemit :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{vedru} \cdot MR^2}{m}}, \quad (5.2) [13]$$

kus f_n – vedru omavõnkesagedus (Hz)

m – rattale mõjuv mass (kg)

MR – vedrustuse ülekandetegur

k_{vedru} – vedru jäikus

Lõplikeks omavõnkesagedusteks valiti 1,13 Hz esisillal ja 1,25 Hz tagasillal. Tabel 5.2 on välja toodud vajalikud andmed vedru omavõnkesageduse leidmiseks ja vedru jäikused nii primaar- kui ka sekundaarvedrudel.

Tabel 5.2. Sõidukile soovitatavad vedrustuse parameetrid

	Vedrude jäikus kokku (N/mm)	Primaarvedru jäikus (N/mm)	Sekundaarvedru jäikus (N/mm)	Vedrustatud mass ühe ratta kohta (kg)	MR
Esivedrustus	17,51	26,27	52,54	244,5	0,97
Tagavedrustus	26,27	52,54	52,54	329,5	0,88

Vedrude pikkuste valimise juures on oluline, et amortisaatori maksimaalse pikkuse juures keerdvedrud toetaksid siiski amortisaatorit, samal ajal peab jälgima, et maksimaalselt kokkusurutud asendis mahuksid keerdvedrud amortisaatori vahele ära. Tootja andmetel on Profenderi 11“ (279,4 mm) amortisaatori maksimaalne pikkus silmast silma 32“ (812,8 mm) ja minimaalne pikkus 21“ (533,4 mm). Lisaks vedru pikkustele peab arvestama kahe vedru vahelise seibiga. Antud juhul on seibi kõrgus 15mm. Minimaalne amortisaatori vedrukandurite vahe on 17“ (418 mm) ja maksimaalne 28“ (688 mm). Seega keerdvedrude minimaalne pikkus peaks olema alla :

$$l_{vedru\ min} \leq 418\ mm - 15\ mm$$

$$l_{vedru\ min} \leq 403\ mm$$

Valides mõlemale keerdvedrule samasugune jäikus ja ka pikkus on teada, et ühe keerdvedru pikkus kokkusurutuna peaks olema maksimaalselt:

$$l_{vedru\ 1} = \frac{403\ mm}{2}$$

$$l_{vedru\ 1} = 201,5\ mm$$

Teades amortisaatori kokkusurutud pikkust ja vedrukandurite vahemaad maksimaalselt kokkusurutud asendis on võimalik arvutada kui pikk vahemaa on amortisaatori silmast vedru kandurini mõlemal poolel kokku :

$$l_{amort} = 533,4 \text{ mm} - 403 \text{ mm}$$

$$l_{amort} = 130,4 \text{ mm}$$

Susprog3D andmetel on sõidukõrgusel amortisaatori pikkus silmast silma 749,37 mm tagasillal ja esisillal 814,29 mm. Ning kasutades Susprog3D vedrude valimise moodulit saadi tulemuseks, et ette antud vedrustuse omavõnkesagedust ja vedrule toetuvat massi arvestades peaks primaar- ja sekundaarvedru pikkused koos vaheseibiga olema 820,78 ehk 32". Tagasillas peaks kahe vedru pikkus koos vaheseibiga olema 776,16mm ehk 30,5".

$$\frac{820,78\text{mm} - 15\text{mm}}{2} = 402,89\text{mm}$$

Arvestades vaheseibi paksusega 15mm valitakse vedrude pikkusteks esisillas 402,89 mm ehk 16".

$$\frac{776,16\text{mm} - 15\text{mm}}{2} = 380,58\text{mm}$$

Tagasillas 380,58mm ehk 15". Kuna tootja ei paku pikkusega 15" vedrusid tuleb valida nende asemel vedrud pikkusega 14" ja 16".

KOKKUVÕTE

Töö eesmärgiks oli projekteerida ette antud toruraamile ja komponentidele offroadi võistlussõidukile sobiv ja konkurentsivõimeline vedrustus. Sõidukile projekteeriti neljaratta juhtimisega topeltõõtsuhoobadega sõltumatu vedrustus. Põhilisteks parameetriteks mida vedrustuse geomeetria disainimisel jälgiti, olid parasiitroolimine, anti -dive ja anti-lift, ka kõik ülejäänud parameetrid viidi kooskõlasse sõidukit kasutava meeskonna soovidega.

Tulenevalt etteantud esisilla roolilatist ei suudetud parasiitroolimist viia soovitud piirkonda, kuid sellegipoolest minimiseeriti parasiitroolimine enimkasutatava ja kiiremas sõidus olulise vedrustuskäigu ulatuses. Vedrustuse käigu piirasendites ei olnud võimalik parasiitroolimist kontrollida. Tagasillal oli võimalik valida ideaalne roolisilindri asend ja sobiva pikkusega roolisilinder, mis andis tulemuseks minimaalse parasiitroolimise. Esisilla roolisilinder paigutati vastavalt sõiduki omanike soovile asendisse, mis andis 100 protsendilise Ackermanni roolimise. Lõputöö koostaja soovitus oleks olnud projekteerida sõidukile paralleelroolimine, mis oleks maastikul sõites parandanud pöörderaadiust ja manööverdamise võimet.

Vedrustuse geomeetria projekteerimisel arvestati soovitud ratta kalletega ja püüti neid hoida vedrustuse käigu ulatuses. Lisaks sellele projekteeriti esisilla õõtsuhood asendisse, mis aitaks ületada takistusi. Selle saavutamiseks määrati esivedrustuse hetketsenter sõiduki rehvi tsentrist taha- ja alla poole. Selle tulemusena liigub sõiduki rehvi takistust tabades üles- ja taha suunas. Taoline lahendus vähendab lööki õõtsuhoobadele ja suurendab koormuseid vedrudele ja amortisaatoritele. Arvestades etteantud komponentide võimaluste ja piirangutega, leiti maksimaalne sillakäik ja kere kaldumise nurk. Vedrustusele projekteeriti 50 mm lahtikäiku, 250 mm kokkukäiku ja 5° kere kaldumist. Vähene vedrustuse lahtikäik tuleb võimalikult suurest kliirensist vedrustuse staatilises asendis. Suur vedrustuse kokkukäik annab võimaluse sõidukiga teha hüppeid ja sõita kiiresti ebatasasel pinnasel. Seoses sellega projekteeriti ka külgekaldumistsenter optimaalsele kõrgusele, nii esi- kui ka tagasillas. Soovituslik külgekaldumistsentri kõrgus maast sõiduautol esisillas on ≈ 100 mm, tagasillas võib see olla kõrgemal. Projekteeritud vedrustuse staatilises asendis suudeti külgekaldumistsenter viia 112,49 mm kõrgusele maast ja tagasillas 200,38 mm kõrgusele. Madal külgekaldumistsentri kõrgus annab sõidukile hea kurviläbimise dünaamika ja parandab ka sõiduki võimet liikuda suurel kiirusel ebahetlasel pinnasel.

Pärast vedrustuse kinemaatika väljatöötamist hakati ka reaalselt sõidukit ehitama. Tulenevalt meeskonna poolt disainitud õõtshoobade kujust, oli vaja kontrollida ka nende vastupidavust erinevates koormusolukordades, mis võivad võistlusolukorras tekkida. Lõputöö koostaja valis välja kolm koormusolukorda, milleks on maandumine ühele rattale, löök küljelt ja frontaalkokkupõrge. Kõikide koormusolukordade puhul kasutati sõiduki massiks 1500 kg ja tugevusvaru jätmiseks võeti kasutusele kolmekordne raskuskiirendus. Algsed õõtshoovad oleksid purunenud kõikides koormusolukordades. Kõige suuremad jõud õõtshoobadele tekkisid koormusolukorras maandumine ühele rattale. Alumise õõtshoova eesmisele haarale tekkis tõmbejõud suurusega 27304,17 N ja alumise õõtshoova tagumisele haarale tekkis tõmbejõud suurusega 30282,82 N. Ülemise õõtshoova eesmisele haarale tekkis survejõud suurusega 25982,51 N ja tagumisele haarale tekkis survejõud suurusega 39544,066 N. Tugevdatud õõtshoobade puhul kontrolliti vaid olukorda, mis tekitas kõige suuremad pinged ja nihked õõtshoobades. Tugevdades alumist õõtshooba suudeti maksimaalsed pinged tuua 3472,195 Mpa pealt 1059,23 Mpa-ni ja ülemises õõtshoovas 5936,54 Mpa pealt 767,29 Mpa ni. Arvestades materjale millest õõtshoovad on toodetud, võib öelda, et tugevdatud õõtshoovad on sobilikud offroadi võistlusautol kasutamiseks.

Lõputöö käigus projekteeritud sõiduki vedrustus valmis ka reaalselt. Geomeetria võeti kasutusele täies ulatuses ja ka õõtshoobade tugevdused võeti lõputöö koostaja soovitusel kasutusele. Lisas 5 on võimalik näha pilte valminud sõidukist ja vedrustuse komponentidest. Valminud sõiduk on alles testimise järgus, seega ei ole veel võimalik saada kommentaare vedrustuse disaini omaduste kohta.

Vedrustuse disainile ette antud tingimused täideti maksimaalses mahus, mida etteantud komponendid lubasid. Suurimaks puudujäägiks uue vedrustuse disaini puhul võib lugeda esisilla roolisilindrit. Sõiduki vedrustuse edasiarendamise võimaluseks oleks kasutusele võtta uus roolisilinder või uued sisemised rooliotsade kinnituskohad esisillale. Lisaks eelnimetatule on vajalik valitud vedrude testimine erineva raskusastme ja kiirusega radadel. Selgitamaks välja, kas valitud vedrustuse omavõnkesagedus on sobiv võistlusradadel kasutamiseks.

Tänu töö käigus kogutud informatsioonile ja andmepagasile oleks võimalik sõidukit pärast testimise perioodi edasi arendada ja vajadusel muuta juhisisõbralikumaks. Seda lihtsustavad ka kogu sõidukist olemasolevad Cad ja kinemaatika mudelid.

SUMMARY

The purpose of this thesis was to design suitable and competitive suspension for off-road racing vehicle with predetermined components and tubular frame. The vehicle was designed with four-wheel steering and double A-arm independent suspension. The main parameters that were monitored in the design of the suspension geometry were bump steering, anti-lift and anti-dive. Other parameters were designed according to the request from team Sookonn.

Due to the predetermined front axle steering rack, the bump steer on front axle could not bring desired results, however it was minimized in medium-suspension travel. In the suspension travel limit positions, bump steering was impossible to control. For the rear axle, it was feasible to choose the ideal position and suitable length of the steering rack, which resulted in minimal bump steering. Front steering rack was placed in accordance with the requests of the owners, which gave 100 percent Ackermann steering. The thesis author's recommendation was to design parallel steering for the vehicle, which would have improved the turning radius and maneuver ability when driving off-road. When designing suspension geometry the desired wheel inclinations were taken into account, and the extent of the suspension travel was attempted to maintain. In addition, the front axle geometry was designed in a position, which would help to overcome the obstacles. To achieve this, the front suspension instant center was projected rear and downwards to the wheel center. As a result, the wheel will move up and backwards, when hitting the obstacle. Such solution reduces shock for control arms and increases the load for springs and dampers. Considering the capabilities and limitations of the components, maximum wheel travel and cab roll angle were detected. Suspension was designed with a 50mm of droop travel, 250mm of bump travel and with total of 5° body roll. Lack of droop travel comes from much clearance in the static position of the suspension. The large bump travel gives the vehicle an opportunity to jump and drive fast over rough terrain. In this regard instant center projects in the optimal position both front and rear axle. Suggested instant center height of the passenger car front axle ≈ 100 mm, but in rear axle it may be higher. In this suspension design in a static position instant center of front suspension is 112.49 mm above the ground and rear axle 200.38 mm above the ground. Instant center low height gives the vehicle good cornering dynamics, and also improves the vehicle's ability to move at high speed on uneven surfaces.

After the suspension kinematics development the team started building the vehicle. Due to the shape of the wishbones, designed by the team, it was also necessary to test their resistance to various loading situations that may arise in the race situation. The thesis' author chose the three load situation, namely the landing on one wheel, side impact and frontal clash. For all load situations, the vehicle used 1500 kg mass and strength backup exclusion was introduced three times the acceleration of gravity. A-arms shattered in all load situations. The greatest power of the load situation (landing on one wheel) arose to A-arms. Lower wishbone front rod occurred sized 27304.17 N tensile force and a lower wishbone rear rod occurred pulling force size 30282.82 N. The upper wishbone front rod occurred thrust sized 25982.51 N and rear rod occurred Serve force size 39544.066 N. Reinforced wishbones controlled with the situation that gave greatest stresses and displacements. Reinforcing lower A-arms could bring the maximum stresses from 1059.23 Mpa to 3472.195 Mpa and in the upper trailing arm from 5936.54 to 767.29 Mpa. Taking to account material which A-arms are produced, it can be said that a strengthened A-arms are suitable for use in the race car.

Design of suspension is used on real car. Geometry was introduced in full and the wishbones reinforcements were introduced on the recommendation of thesis' author. Pictures of completed vehicle and suspension components can be seen in the Lisa 5. The completed vehicle is still in the testing stage, therefore it has not yet been possible to obtain comments about the suspension design.

The design of the suspension met all the predetermined requirements that the given components enabled. The main shortcoming of the new suspension design can be regarded as the front axle steering bar. Vehicle suspension development opportunities are optimized and redesigned A-arms and introduce a new steering rack, or install new internal tie rod mounts. In addition to this, it is necessary to test selected springs on different gravity and the speed of the paths. To find out whether your chosen suspension natural frequency is suitable for use.

In general terms it can be satisfied with the results of the thesis, but the biggest deficit can be called little practical experience in the use of different natural frequency of the suspension order. Thus, suitable natural frequency was relatively complex to choose and the calculated rigidities of the springs may be inappropriate. It was also difficult to identify the most suitable load situations in which the vehicle is during off-road race, to test the strength of the wishbones.

Thanks to the collected information and data it would be possible develop vehicle after a test period to be developed and, if necessary, change it more driver-friendly, to simplify there are Cad and kinematics models.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. Marek Kruuservaldi erakogu.
2. Hardcastle, D. Rover V8 Engines : Parts and Accessories Catalogue. Edition 2.2. Lincoln : Haynes Publishing, 2005.
3. JaguarCars Limited. ZF Automatic Transmissions Service Manual. Friedrichshafen : JaguarCars Limited Product Development & Publications, 1994.
4. Mauri Randmaa disain ja joonis.
5. Eesti Autospori Liidu 4x4 Alakomitee kodulehekülg [WWW] http://eal.4x4.ee/images/stories/dokumendid/2014/4x4%20v6istlusmasinate%20tehnilised%20tingimused%202013-2018_140910.pdf (25.02.2016).
6. Eesti Autospori Liidu 4x4 Alakomitee kodulehekülg [WWW] <http://eal.4x4.ee/images/stories/dokumendid/2013/ORMV/ormv%20tehnilised%20reeglid%202013.pdf> (25.02.2016).
7. SusProg3D kodulehekülg [WWW] <http://www.susprog.com/images/Susp16.jpg> (12.03.2016).
8. Wikipedia kodulehekülg [WWW] <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/44/Ackermann.jpg> (21.03.2016).
9. SSAB AB kodulehekülg [WWW] http://www2.ssab.com/Global/HARDOX/Datasheets/en/168_HARDOX_450_UK_Data%20Sheet.pdf?epslanguage=tr (24.04.2016).
10. SP Metal kodulehekülg [WWW] <http://www.spmetals.net/aisi-4130-alloysteel/4130-alloysteel-pipes-tubes-tubing/4130-pipes-alloysteel-pipes/> (24.04.2016).
11. Fischer, U., Gomeringer, R., Heinzler, M., Kilgus, R., Näher, F., Oesterle, S., Paetzold, H., Stephan, A. (2012). Mehaanikainseneri käsiraamat. Tallinn: TTÜ kirjastus.

12. R Kõiv, Loengumaterjalid: Mootorsõidukite konstrueerimise alused, vedrustuse dünaamika arvutusmoodul, September 2011.

13. Pirate4x4 www.pirate4x4.com kodulehekül www.pirate4x4.com [WWW]
http://www.pirate4x4.com/tech/billavista/coilovers/Part_1/ (31.04.2016).

LISAD

Lisa 1. Sõiduki vedrustus





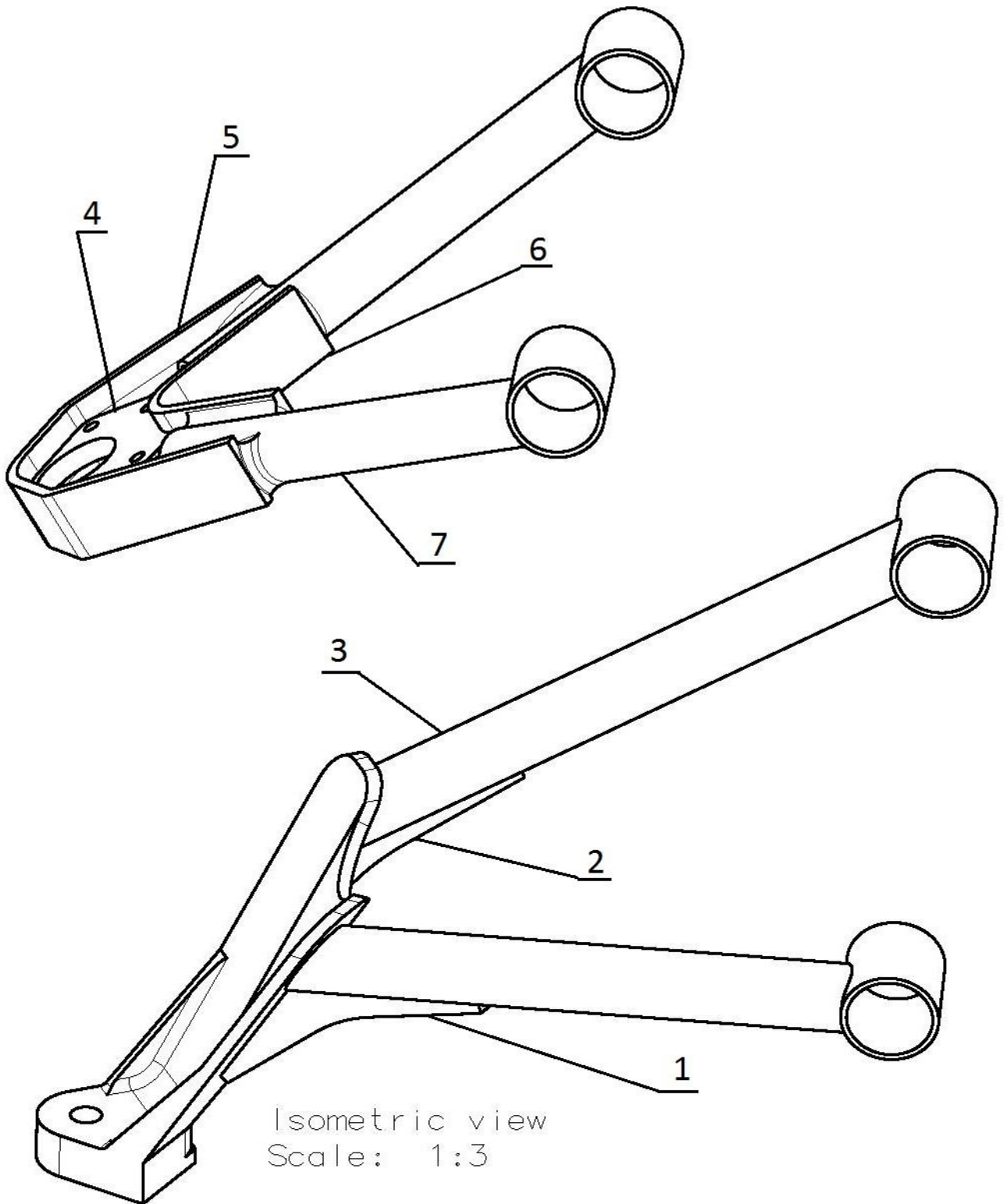
Lisa 2. Ülemine õõtsuhoob



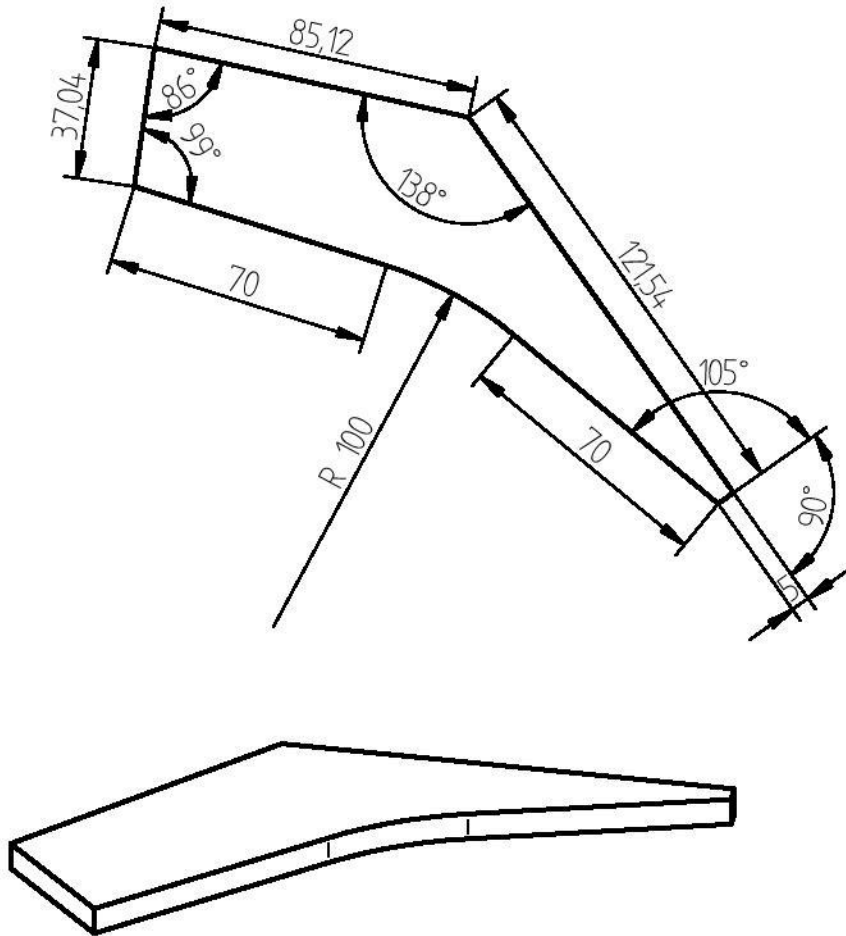
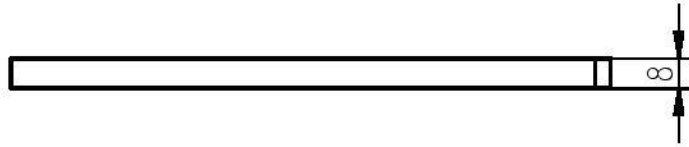
Lisa 3. Alumine õõtshoob



Lisa 4. Õõtshoobade tugevdused



	Materjal:	Märkimata piirhätbed: ISO 2768 - m	Mass: 8,508 kg	Mõõt: 1:3
Teostas:	J. Tapver	Nimetus:		
Kontrollis:	R. Kõiv	Õõtshoobade koost		
Kinnitas:				
TTÜ	Leht: 1	Tähis: LT.01.00.00	Formaat: A4	



Materjal: *Hardox 450*

Märkimata piirhälbed:
ISO 2768 - m

Mass: 0,344 kg
Mööd: 1:2

Teostas: *J. Tapver*

Nimetus:

Kontrollis: *R. Kõiv*

Alumise õõtshoova tugevdus 1

Kinnitas:

TTÜ

Leht:

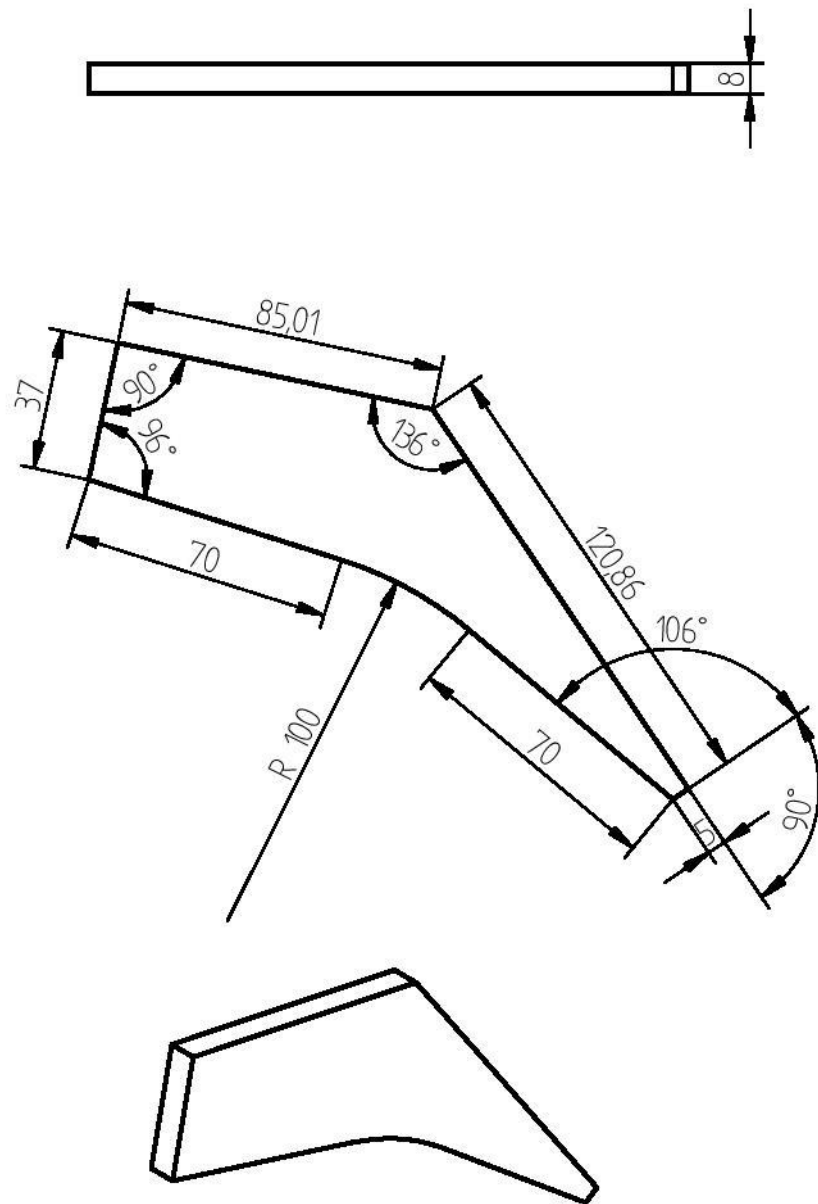
1

Tähis:

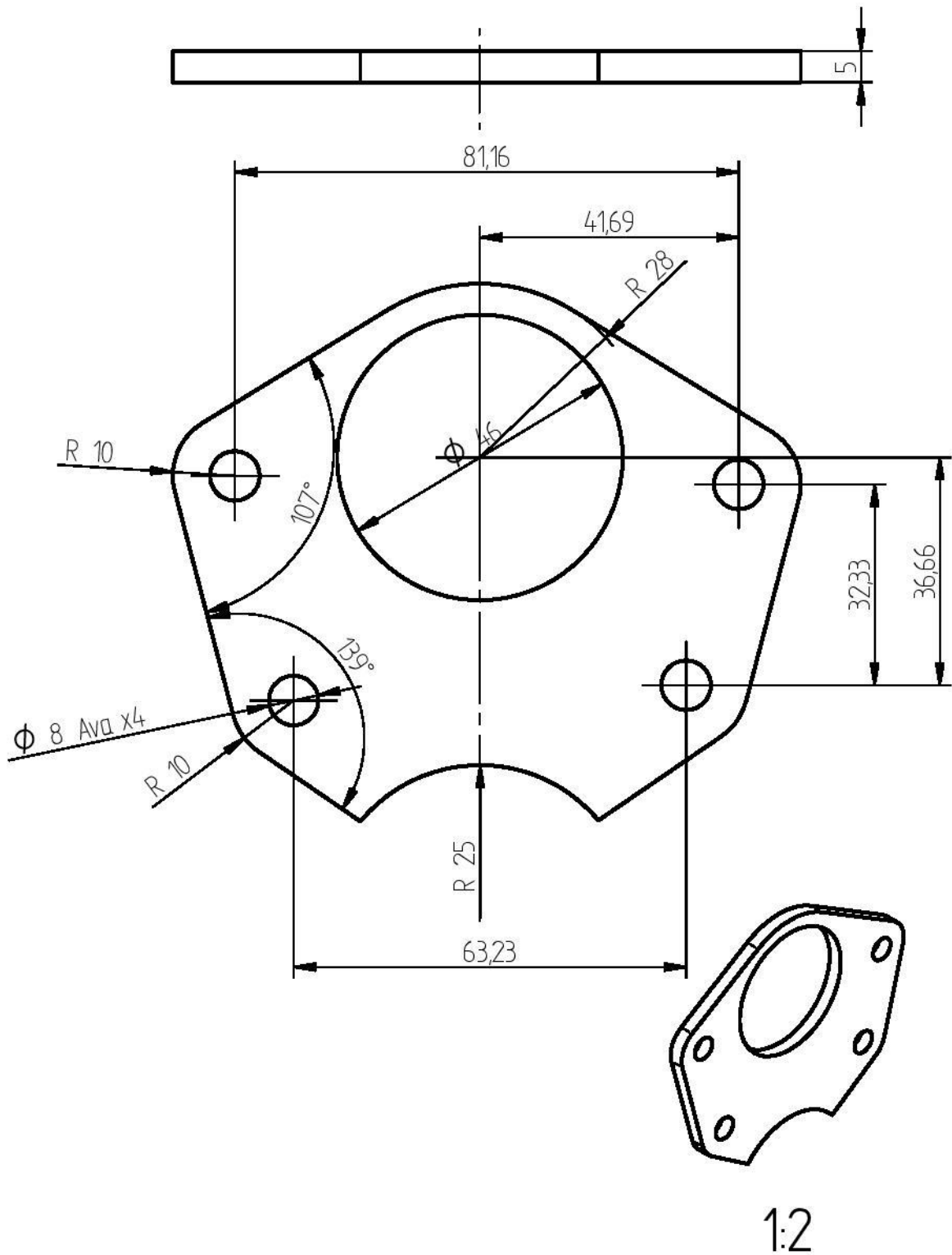
LT.01.01.00

Formaat:

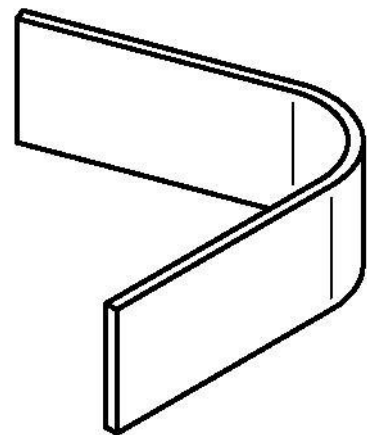
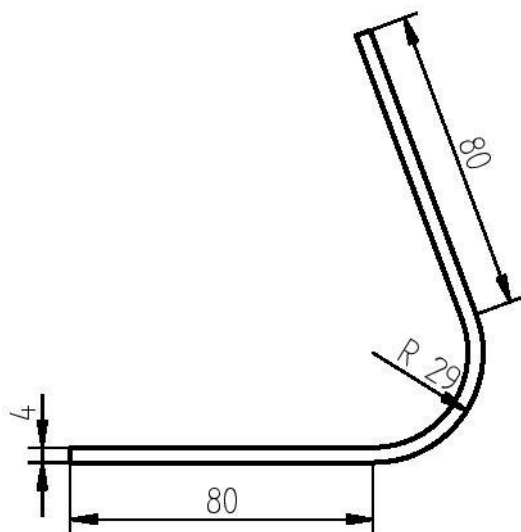
A4



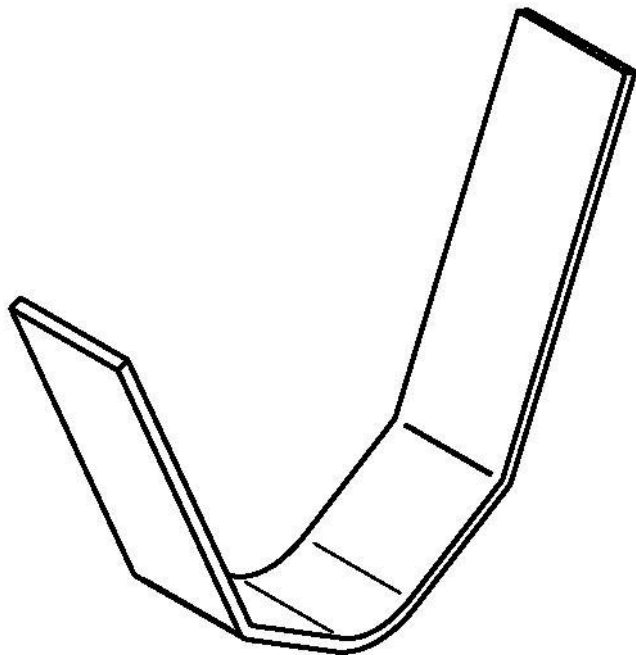
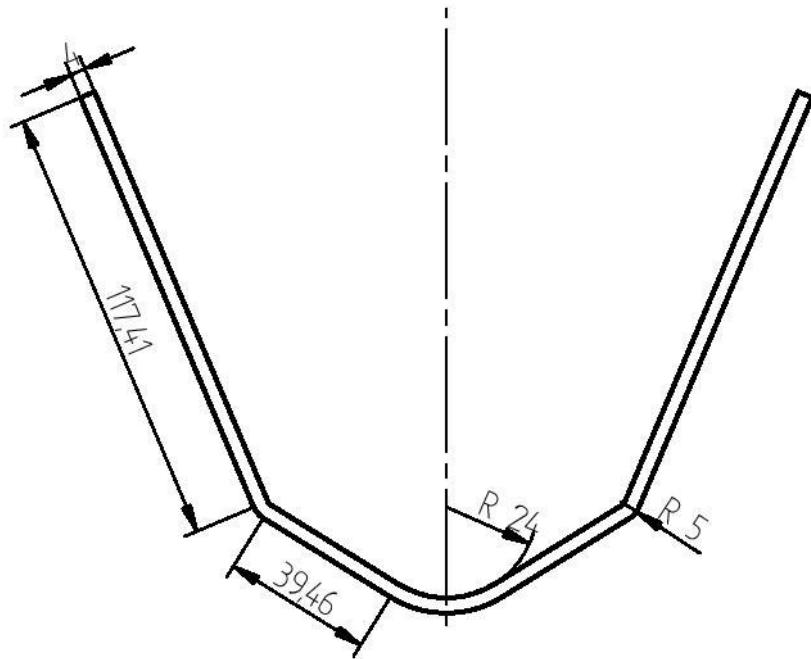
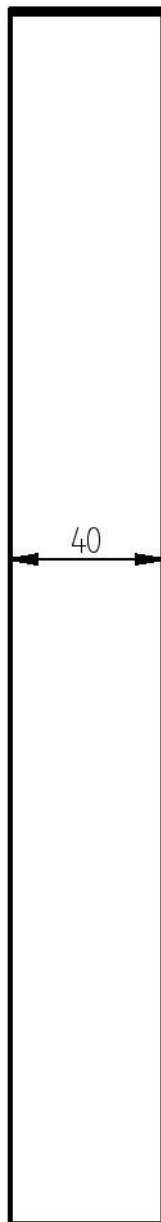
	Materjal: <i>Hardox 450</i>	Märkimata piirhälbed: ISO 2768 - m	Mass: 0,353 kg	Mõõt: 1:2
<i>Teostas:</i>	<i>J. Tapver</i>	<i>Nimetus:</i>		
<i>Kontrollis:</i>	<i>R. Kõiv</i>	<i>Alumise õõtshoova tugevdus 2</i>		
<i>Kinnitas:</i>				
TTÜ	<i>Leht:</i> 1	<i>Tähis:</i> LT.01.02.00	<i>Formaat:</i> A4	



	Materjal:	Hardox 450	Märkimata piirhälbed:	Mass:	Möötl:
			ISO 2768 - m	0,176 kg	1:1
Teostas:	J. Tapver		Nimetus:	Ülemise õõtshoova tugevdus 1	
Kontrollis:	R. Kõiv				
Kinnitas:					
TTÜ	Leht:	1	Tähis:	LT.01.04.00	Formaat:
					A4



	Materjal: <i>Teras S355</i>	Märkimata piirhälbed: ISO 2768 - m	Mass: 0,265 kg	Mõõt: 1:2		
<i>Teostas:</i> J. Tapver	<i>Nimetus:</i> Ülemise õõtshoova tugevdus 2					
<i>Kontrollis:</i> R. Kõiv						
<i>Kinnitas:</i>						
TTÜ	<i>Leht:</i> 1	<i>Tähis:</i> LT.01.06.00	<i>Formaat:</i> A4			



	Materjal: <i>Teras S355</i>	Märkimata piirhälbed: ISO 2768 - m	Mass: 0,434 kg	Mõõt: 1:2
<i>Teostas:</i>	<i>J. Tapver</i>	<i>Nimetus:</i>		
<i>Kontrollis:</i>	<i>R. Kõiv</i>	<i>Ülemise õõtshoova tugevdus 3</i>		
<i>Kinnitas:</i>				
TTÜ	<i>Leht:</i> 1	<i>Tähis:</i> LT.01.05.00	<i>Formaat:</i> A4	

Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
1		Alumise õõtshoova tugevdus 1, Hardox 450	LT. 01.01.00	4	
2		Alumise õõtshoova tugevdus 2, Hardox 450	LT. 01.02.00	4	
3		Alumine õõtshoob	LT. 01.03.00	4	
4		Ülemise õõtshoova tugevdus 1, Hardox 450	LT. 01.04.00	4	
5		Ülemise õõtshoova tugevdus 2, S355	LT. 01.05.00	4	
6		Ülemise õõtshoova tugevdus 3, S533	LT. 01.06.00	4	
7		Ülemine õõtshoob	LT. 01.07.00	4	
<i>Teostas</i>	<i>J.Tapver</i>		<i>Nimetus:</i>		<i>Faili nimetus:</i>
<i>Kontrollis</i>	<i>R.Kõiv</i>		<i>Õõtshoobade koost</i>		
<i>Kinnitas</i>					
<i>TTÜ</i>			<i>Leht:</i> <i>1</i>	<i>Tähis:</i> <i>LT. 01.00.00</i>	<i>Formaat:</i> <i>A4</i>

Lisa 5. Valminud sõiduk



