

Roby Lõbus

**LADA 21213
TAGAVEDRUSTUSE
KINEMAATIKA
PROJEKTEERIMINE**

LÕPUTÖÖ

Transporditeaduskond

Autotehnika eriala

Tallinn 2015

SISUKORD

SISSEJUHATUS.....	4
1. ORIGINAALVEDRUSTUS JA SELLE KÄITUMINE	6
1.1. Vedrustuspunktide mõõtmine.....	6
1.2. Silla käik ja maksimaalne kere kaldumine	7
1.3. Originaalkinemaatika käitumine.....	9
2. KERE TÕSTMINE JA KLIIRENSI SUURENDAMINE	14
2.1. Kere tõstmine tagasillal	14
2.2. Kliirensi suurendamise võimalus.....	15
3. UUE VEDRUSTUSGEOMEETRIA VALIK JA VÄLJATÖÖTAMINE.....	20
3.1. Geomeetria väljatöötamine.....	22
4. TAGASILLA KINNITAMINE KERE KÜLGE.....	28
4.1. Õõtshoova otsliigendid	28
4.1.1. Kuulliigendi suuruse valik ja tugevusarvutused.....	30
4.2. Õõtshoobadele mõjuvad jõud	33
4.2.1. Sõiduki massi poolt tekitatud tõmbejõud hoobades	33
4.2.2. Mootori pöördemomendi ja ülekannete poolt tekitatud jõud ülemistes hoobades	37
4.3. Õõtshoova torude valik ja tugevusarvutused.....	40
4.3.1. Alumiste õõtshoova torude valik ja vastupidavusanalüüs.....	41
4.4. Tagasilla kinnituskronsteinid.....	42
KOKKUVÕTE.....	46
SUMMARY	47
VIIDATUD MATERJALID	48
LISAD	50

SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö eesmärgiks on projekteerida Lada Nivale (VAZ 2121) uus, parema kinemaatikaga tagavedrustus, suurendada kliirensit ja tõsta kere (Joonis 1 1). Projekteerimisel on lähtutud mitmest aspektist - et sõiduki välimus jääks originaaliks, ei tehtaks liialt suuremahulisi ja keerukaid ümberehitusi kerel ega ka tagasillal, auto kliirens ei väheneks ning piirduks suhteliselt väikese eelarvega. Teema aktuaalsus seisneb selles, et Niva on just tänu oma odavuse, lihtsuse ja praktilisuse poolest saanud paljude lemmikmaasturiks. Eesti Ladaklubi andmetel on seal registreerunud kasutajatest üheksakümmend kuus inimest just Niva omanikke. Lisandub veel teadmata hulk neid, kes ei ole Ladaklubiga liitunud, aga omavad samuti Nivat, kasutades seda igapäevaautona, hobiautona või lihtsalt teise autona peres. Antud töö põhieesmärk on suunata tähelepanu tagasilla vedrustuskinemaatikale ja kere tõstmise vajalikkusele. Niva tagavedrustus on täpselt sama püsinud esimeste Ladade tootmisest alates. 1970. aastast on see püsinud muutumatuna tänaseni [1]. Enim tuntav probleem antud juhul on vedrustuse liikumisel üles – alla kere külgsuunaline ujumine. Lõputöö käigus projekteeritakse täiesti uus ja parem tagavedrustuse kinemaatika, selleks vajalikud kinnitused ning detailid, valida sobilikud materjalid detailidele ja teha vastupidavuse analüüs ehk tugevusarvutused. Uus loodav silla kinnituslahendus peaks ära hoidma kere külgsuunalise liikumise sillatala suhtes. See kujutab endas klassikalist nelja hoovaga vedrustust ilma tagumise ristivarda ehk Panhard – hoovata. Samuti luuakse tagasillas lahendus, kuidas tõsta kere. Enamasti tõstmise puhul on rohkem kasu terve sõiduki tõstmisest, kuid antul juhul on suur abi ka kere tõstmisel kuna sellega suurenevad nii peale- kui ka mahaõidunurk ning ületatavate küngaste maksimaalne kõrgus [2].

Lada Niva on üks esimesi linnamaastureid, mida toodeti 1977. aastast peaaegu muutumatult kuni 2006. aastani, pärast koostöölepingu sõlmimist General Motorsiga ning GM Niva tootmise alustamist anti autole nimeks aga Lada 4x4 [3]. Oma olemuselt on Lada 2121 väga lihtsa ehitusega kandevekerel pideva neljarattaveoga maastur, millel on lukustatav keskdiferentsiaal.

Autot toodeti nii nelja- kui ka viiekäigulise manuaal käigukastiga, ülekandeid lisab jaotuskast, kus on võimalik valida kahe erineva ülekande vahel. Enamasti toodeti sõidukit kaheukselise luukpärana (2121), kuid on ka vähemlevinud mudeleid nagu pika kerega neljaukseline luukpära (2131) kui ka kastiga versioon, mudelinimetusega Lada 2328. Mootorivalikus on Nivadel enamasti rida neli tüüpi

ottomootorid. Tootmise algusaastatel paigaldati neile 1600 cm³ ja 55 kw karburaatoriga jõuallikaid, lõpetades tänapäevaste, Bosch sissepritsega 1700cm³ ja 59 kw mootoritega. Haruldasemad on aga Peugeotilt pärit 1900cm³, 47 kw diiselmootorid, mida paigaldati samuti tehase poolt. Teadaolevalt leidub sellist mootorit Lada 21215-l. [4]

Väikese massi, mõõtude ja lühikese teljevahe tõttu on Lada Niva vägagi konkurentsivõimeline maastikul ka tänapäevaste neljarattaveoliste sõidukitega. Tehase andmetel on mass kõigest 1210 kg [5], mistõttu on sõidukiga võimalik üsna pehmel pinnasel edukalt liikuda, kui paaritonnised autod on juba raamini mudasse vajunud. Hea manööverdamisvõime tingib lühike kere (3740 mm) ja väike teljevahe (2200 mm) [5].



Joonis 1. Lada 21213 üldplaan [6]

Auto, millele uus tagavedrustuse geomeetria projekteeritakse on Lada 21213, aastast 1996. Antud sõiduk on läbinud lõputöö autori poolt eelnevalt põhjaliku kapitaalremondi nii kere kui ka mootori poole pealt. Seega ideaalses seisus, et teostada antud lõputööks vajaminevaid mõõtmistõid ja sinna hiljem ka uut vedrustust külge ehitama hakata.

Lõputöö koostamisel kasutatakse uue vedrustuse projekteerimiseks ja sobivuse võrdlemiseks programmi SusProg3D. Sellega saab hinnata ka eelnevalt teostatud mõõtmistulemuste põhjal originaalkinemaatika käitumist. Detaili joonised koostatakse programmiga CATIA V5R21. Antud programm võimaldab joonestada sõiduki vedrustusest 3D mudeli, analüüsida erinevate sõlmede vastupidavust ja 3D joonistest koostada töö jooniseid detailide valmistamiseks.

1. ORIGINAALVEDRUSTUS JA SELLE KÄITUMINE

Lada Niva halvast tagavedrustuse käitumisest on kõige parem aru saada ebatasasel teel sõites. Silla liikumisel üles – alla hakkab sõiduki tagaosa väga ebameeldivalt külgsuunas ujuma. Eriti ohtlikult annab see tunda auklikul kruusakattega teel sõites. Kuna aukudes liigub vedrustus kiirelt, siis toimub ka kere tagaosas kiirem külgsuunaline "ujumine", mille inertsjõu tõttu tekib suur võimalus sõiduki külglibisemiseks. Lõputöös käsitletatava sõiduki vedrustusgeomeetria probleemi tuli väljendada kindlates ühikutes ja arvudes, et oleks selge võimalus hinnata hetkeolukorda. Samuti saab sel moel võrrelda ka uusi disainitavaid lahendusi ning hiljem teha järeldusi sellest, kas midagi muutus, kui palju ja mis suunal. Selleks tuli mõõta kogu muudetava alusvankri iga osa kinnitus ja tema liikumismaa. Saadud tulemused sisestada programmi SusProg 3D, kus saab hinnata vedrustuse töötamist sõltuvalt tema liikumisele ja teha järeldusi, kas vedrustus on piisavalt hea nii sõiduki teelpüsimiseks kui ka maastikul takistusi ületamiseks.

1.1. Vedrustuspunktide mõõtmine

Vedrustuspunktide sissemõõtmiseks kasutati lõputöö koostamisel kaheposti autotõstukit, põrandale joonestatud koordinaatteljestikku, ripploodi ja mõõdulinti (Joonis 2). Esmalt paigutati sõiduk autotõstukile ja seejärel märgiti maha mõõdetavate vedrustuspunktide tarvis vastava teljestiku suunad X ja Y. Sõiduki alust põrandapinda, kuhu koordinaatteljestik märgiti, kasutati kui ekraani. Sinna märgiti ripploodi abil iga sillakinnituspunkti asukoht, sealhulgas keerdvedrude ja amortisaatorite asukohapunktid. Täpselt sama tegi autor ka vastavate kere kinnituspunktidega. Samadel asukohtadel mõõdeti ka kõrgused ekraani pinnast. Hiljem mõõdeti iga ekraanile märgitud punkti kaugus koordinaatteljestiku nullpunktist ja kanti tabelisse. Tänu referentspunktidele, mida võeti ühest ja samast kohast nii ratastel sõidukist kui ka mõõtmisi teostataval kõrgusel tõstukil on hiljem teada vedrustuspunktide kõrgused sõiduasendis.



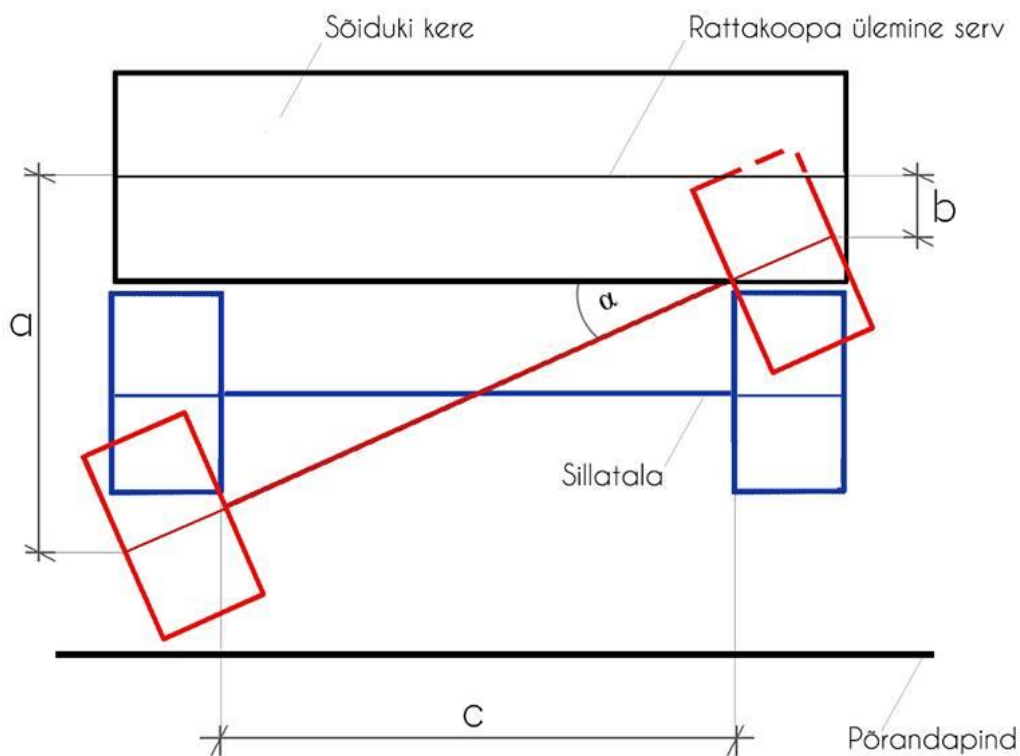
Joonis 2. Tagavedrustuse punktide projekteerimine ekraanile (põrandale) ja koordinaatteljestik [7]

Piki sõidukit jooksev telg ehk X-telg on laiuselt auto põhja keskkohas ja seega nullpunkt, millest vastavalt kas paremale või vasakule mõõtes saab sillapunktide asukohad arvuliselt. Sõidukiga risti asub aga Y-telg, mille nullpunkt asub auto kerest eespool, et vedrustuspunktide mõõtmisel oleks kõik mõõdud ühel pool telge ehk positiivse märgiga.

1.2. Silla käik ja maksimaalne kere kaldumine

Algse tagavedrustuse kinemaatika hindamiseks tuli leida ka Niva algne maksimaalne silla käik ja maksimaalne kere kaldumise nurk sillatala suhtes. Selleks paigutati Niva kaheposti autotõstukile ja tõsteti kerest niipalju üles, et tagarattad jäid rippuvasse asendisse. Ühe tagumise ratta alla paigutati

tungraud, millega suruti ratast maksimaalsesse võimalikku ülemisesse asendisse - vastu läbilöögi puksi (Joonis 4). Nii saavutati olukord, kus teine ratas oli maksimaalses võimalikus alumises punktis. Mõõtmisel võeti referentspunktiks Niva tagaratta koopa ülemine serv. Koopa servast mõõdeti vastavalt sillatala mõlema otsa tsentrite kaugused. Sõiduki silla käigu ja maksimaalse kere kaldumise nurga arvutamiseks koostati skeem (Joonis 3).



Joonis 3. Niva sillakäigu ja kere kaldumise arvutamise skeem

Silla käigu arvutamine:

$$a - b = h,$$

kus, a - alla surutud ratta rummu tsentri ja ülemise koopa serva kaugus (mm);
 b - üles surutud ratta rummu tsentri ja ülemise koopa serva kaugus (mm);
 h - silla käik (mm).

$$625 - 295 = 330 \text{ (mm)}$$

Kere maksimaalse kalde arvutamine sillatala suhtes (1) [8, p. 224]:

$$\alpha = \arcsin \frac{(a - b)}{c}, \quad (1)$$

kus, α - nurk sillatala ja sõiduki kere vahel (maksimaalne kere kaldumine) (°);
 a - alla surutud ratta rummu tsentri ja ülemise koopa serva kaugus (mm);
 b - üles surutud ratta rummu tsentri ja ülemise koopa serva kaugus (mm);
 c - sillatala pikkus (mm).

$$\alpha = \arcsin \frac{330}{900} = 22(\text{kraadi})$$

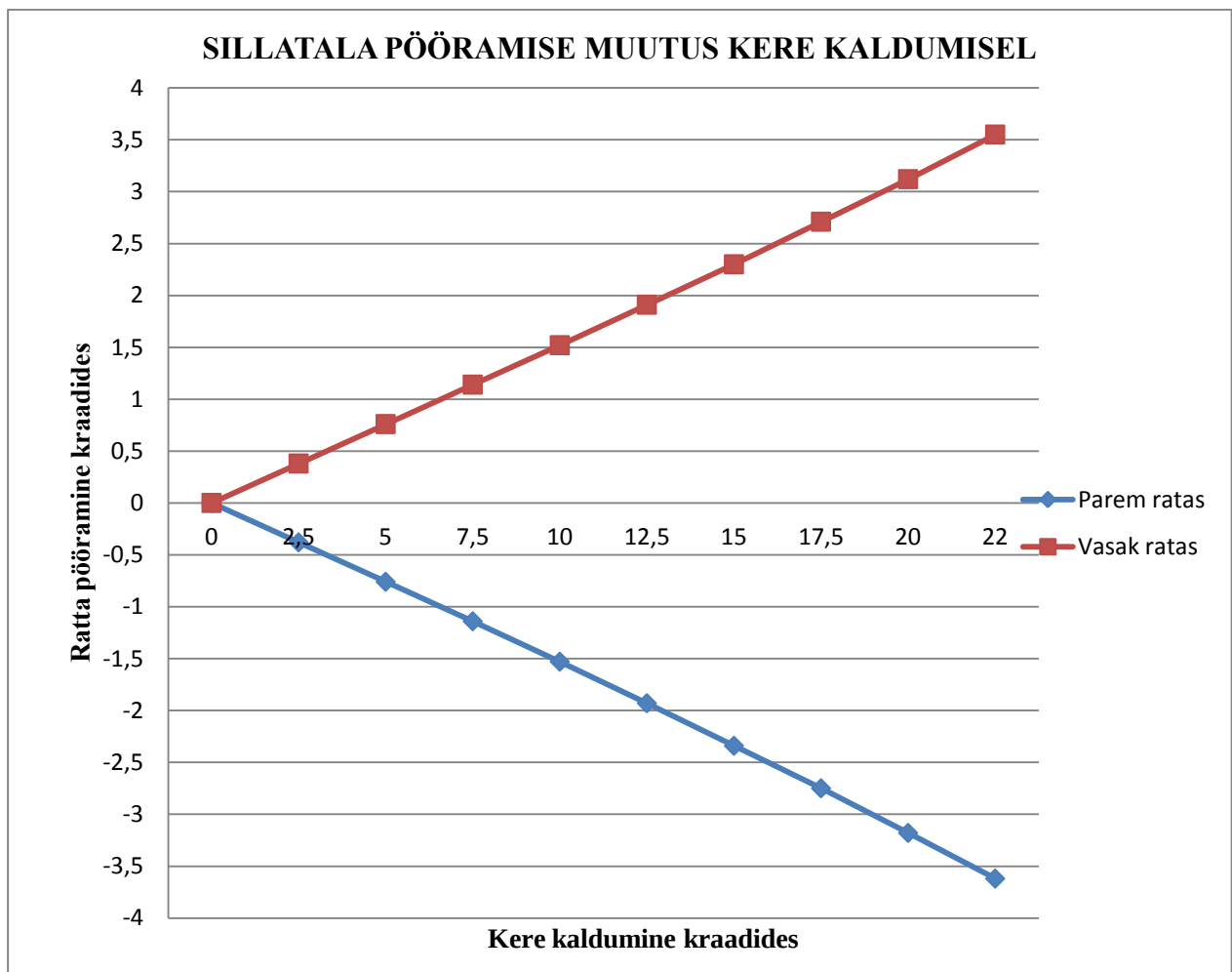


Joonis 4. Niva maksimaalse vedrustuspiiri mõõtmine [7]

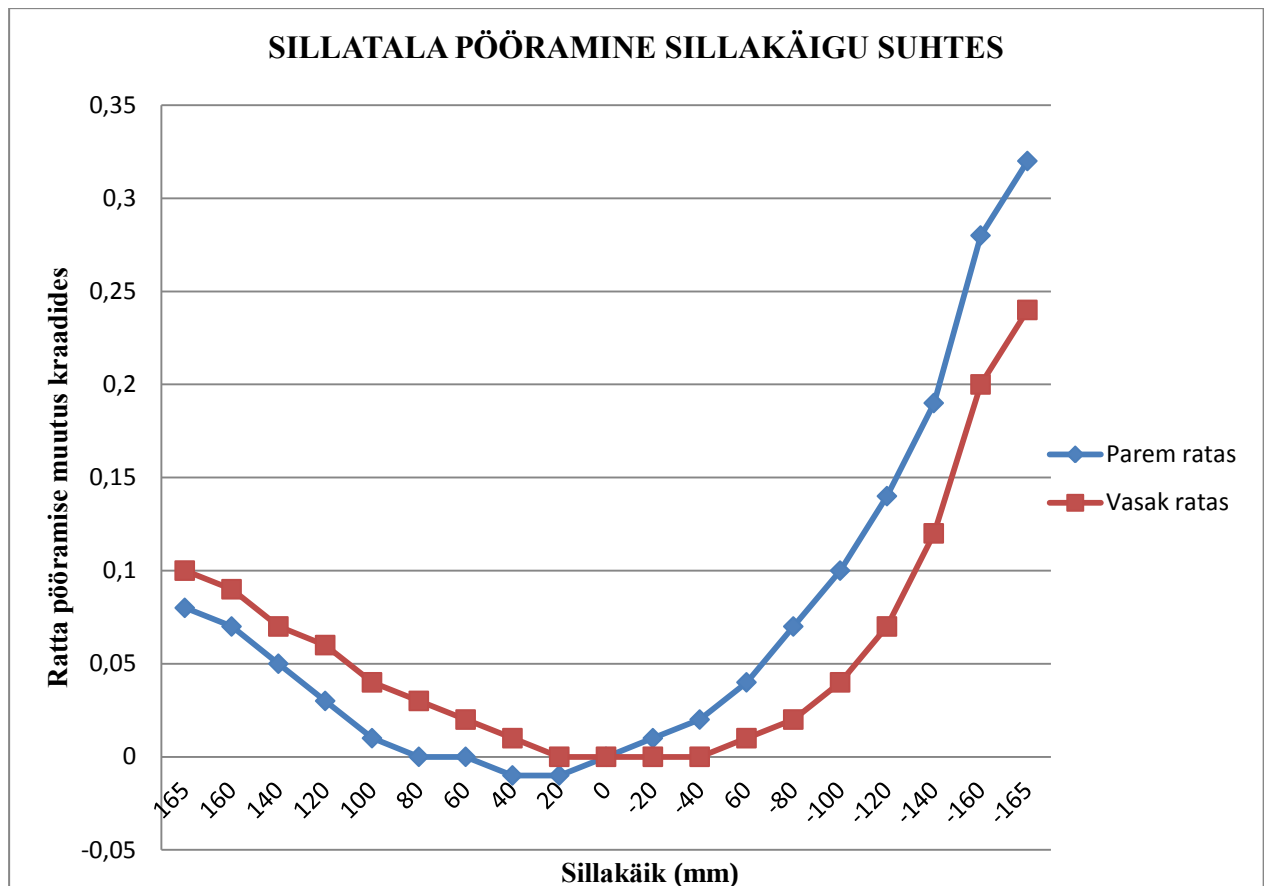
1.3. Originaalkinemaatika käitumine

Koordinaatteljestikust saadud punktide asukoha mõõdud ja arvulised väärtused kanti vastavasse arvutiprogrammi. Töös kasutati selleks programmi SusProg3D, millega sai hinnata algse vedrustuse käitumist vastavalt, siis kere kaldumisele sillatala suhtes või kere õõtsumisele üles – alla.

Esialgne tulemus oli üsna halb. Nimelt kere maksimaalsel kaldumisel sillatala suhtes ehk 22 kraadise kalde korral, keeras tagumine ratas vastavalt sisse ja väljapoole 3,62 kraadi, mida on üpriski palju teelpüsimiseks ebatasase kattega või kurvilisel teel maanteekiirusel sõitmisel (Joonis 5). Sama probleem tekib ka sillakäigul üles-alla (Joonis 6). Ilmselt tuleneb sellest, et kõige esimesel Ladäl, mida toodeti 1970. aastal ehk VAZ 2101 on täpselt sama vedrustuse geomeetria ja kinnitusdetailid, mis antud töös kasutataval 1996 aasta Nival [1] (Joonis 7). Ühesõnaga midagi ei ole muutunud.

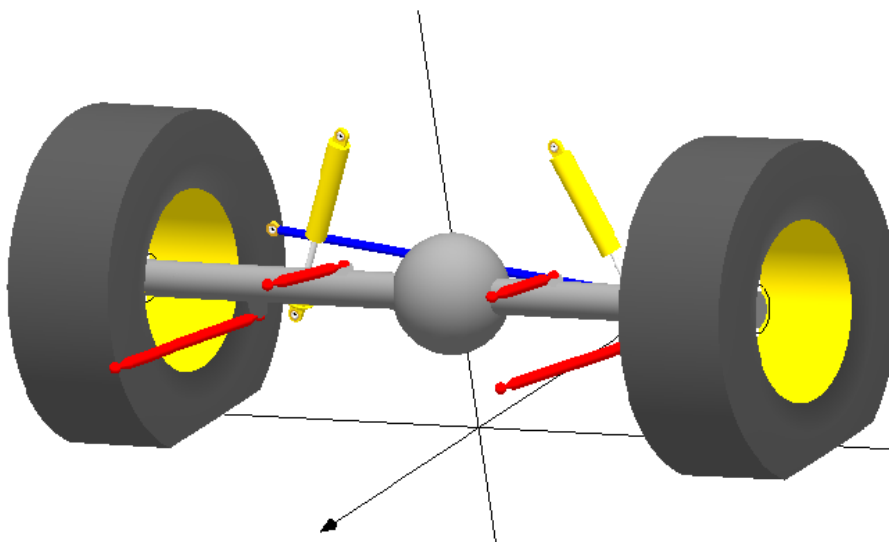


Joonis 5. Sillatala pööramise muutus kere kaldumisel paremale

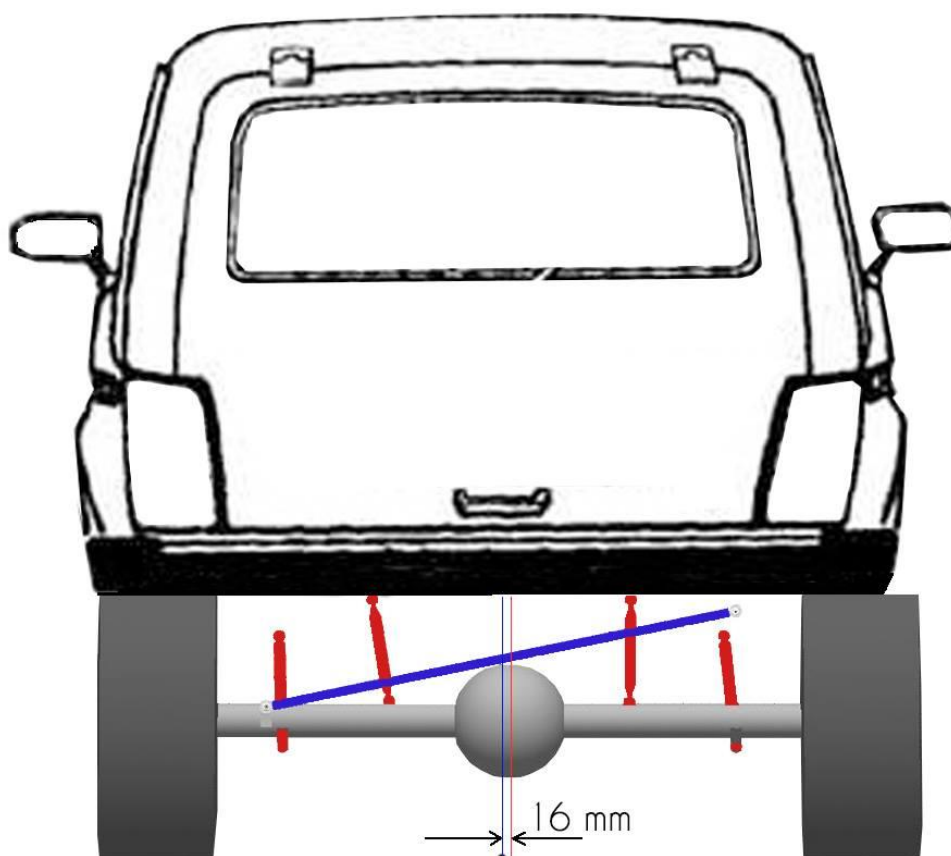


Joonis 6. Sillatala pööramise muutus sillakäigu suhtes

Programmis SusProg3D tehtud sillageomeetria selgub tõsiasi, mida ka antud töö autor probleemina püstitas, et üks halva kinemaatika põhjustaja on tagumine ristivarras. Joonisel kaheksa ja üheksa on välja toodud ka tagumise ristivarda liikumine ning selle mõju sillatala külgsuunalisele asukoha muutusele (Joonis 8, Joonis 9). Varda eesmärk on hoida sillatala ja sinna juurdekuuluvat sõiduki kere suhtes külgsuunaliselt paigal. Selleks on üks ots kinnitatud sillatalale ja teine kere külge. Teine ilmnenud probleem on kere kaldumisel vastavalt paremale või vasakule sillatala keeramine ümber oma Z – telje. See tingib tagarataste pööramise, mis samuti halvendab märkimisväärselt auto juhitavust. Töös luuakse antud probleemidele lahendus uue vedrustuskinemaatika projekteerimisel. Kogu vedrustuskäigu ulatuses peaks Niva silla ja kere omavaheline külgsuunas nihkumine olema väiksem kui algselt ja võimalikult minimaalne ning kõige selle juures ei tohiks toimuda ka tagarataste iseeneselikku pööramist.

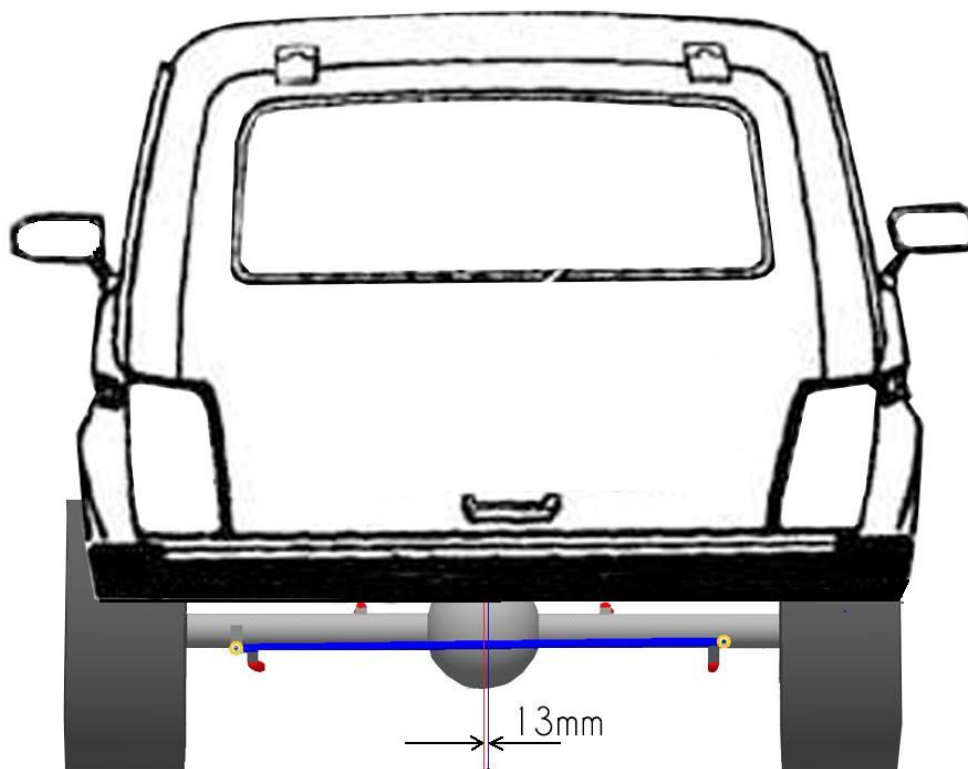


Joonis 7. VAZ 2121 algne tagavedrustus



Joonis 8. Silla liikumine maksimaalsesse alumisse asendisse ja kere nihkumine vasakule

Joonisel kaheksa ja üheksa on sinisega tähistatud kere keskpunkt laiuse suhtes ja punasega sillatala keskpunkt.



Joonis 9. Silla liikumine maksimaalsesse ülemisse asendisse ja kere nihkumine paremale

Võrreldes sillatala liikumist kere suhtes alla (Joonis 8) ja sillatala liikumist kere suhtes üles (Joonis 9) selgub, et silla ülespoole liikumisel muutub tagumise ristivarda positsioon, mis on joonisel märgitud sinisega, maapinna suhtes paralleelseks. Selle tõttu Panhard hoova kinnituste tsentrite kaugused horisontaalpinnal teineteisest suurenevad. Seega nihkub sillatala või kere teineteise suhtes küljele.

2. KERE TÕSTMINE JA KLIIRENSI SUURENDAMINE

Maasturi üheks põhinäitajaks on maastiku läbivusvõime. Seda saab oluliselt parandada kere tõstmisega, kuid mis veelgi parem - kliirensi suurendamisega. Lisaks on veel mitmeid muid lahendusi ja tooteid, mis aitavad sõidukil raskesti läbitaval maastikul liikuda. Nendeks on:

- Vints;
- Maastiku rehvid;
- Lukustatavad diferentsiaalid sildades;
- Maastikuks kohandatud kere;
- Kõrgemale viidud õhuvõtu koht.

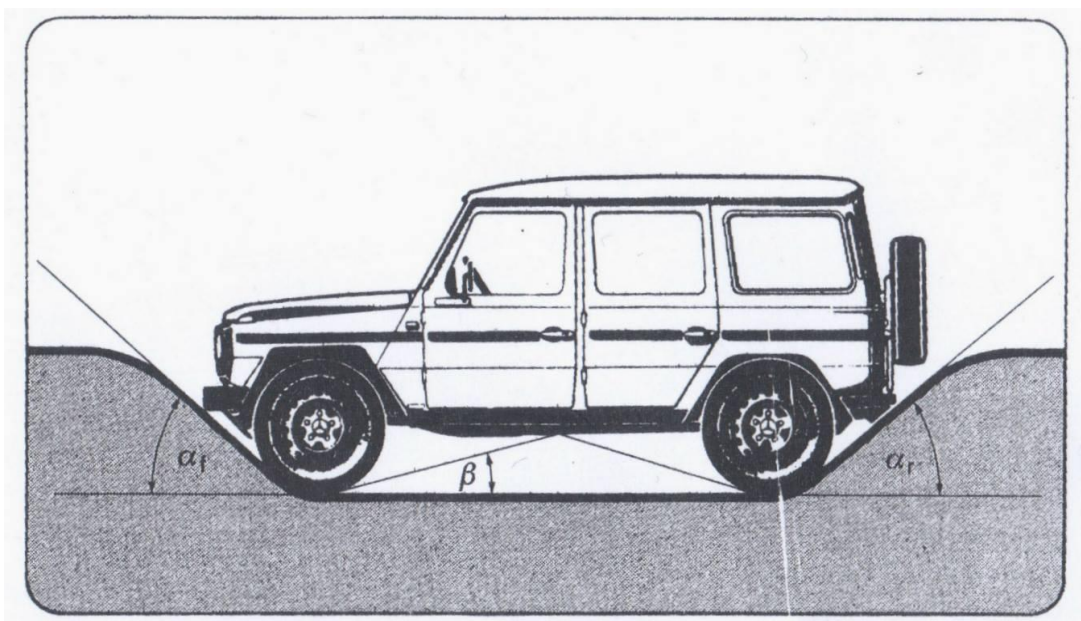
Antud lõputöös käsitletakse maastikusuutlikkuse parandamisel ainult Lada Niva tagasilla muudatusi, mitte kogu sõidukit tervikuna. Seega jäävad eelpool loetelus mainitud tooted ja lahendused käesolevast tööst välja.

2.1. Kere tõstmine tagasillal

Sõiduki kere tõstmisest on maastikusõidul suurt kasu kuna sellega suureneb ületatavate küngaste kõrgus kui ka peale- ja mahaõidunurk. See tähendab, et on võimalik näiteks järsema tõusuga kraavist üles sõita (Joonis 10). [2]

Kere tõstmisel lähtus lõputöö autor järgmistest punktidest:

- Vältida suuremahulisi ning kulukaid ümberehitusi kerel;
- Vältida originaalseid käigukasti ja jaotuskasti kinnituste asukoha muutusi;
- Peab saama kasutada originaal kardane ja veovõlle;
- Peab säilima sõiduki kere originaalvälimus.



Joonis 10. Peale- ja mahasõidunurkade võrdlus [2]

Lada 21213 lihtsaim viis tagasillal kere tõstmiseks on paigaldada pikemad vedrud ja amortisaatorid. Tõstmisel jäi murekohaks just kardaanliigendite omavahelised nurgad. Kardaaniristi maksimaalseks optimaalseks kasutuspiirkonnaks loetakse kuni 25 kraadi, mille juures ta kannatab veel koormusi ja ei tekita väga suurt vibratsiooni. [9] Sellest numbrist lähtuti edaspidi kui maksimaalväärtusest. Sõiduki vedrustuspunktide sissemõõtmisel mõõdeti ära ka kardaanide nende liigendite ja esimeste veovõllide ning liigendite asukohad. Teades silla maksimaalset alumist ja maksimaalset ülemist piiri ning kardaanide asukohti koordinaatteljestikus koostati vastavad joonised CATIA – s. Joonistelt oli lihtne määrata kardaanliigendite omavahelist nurka. Sõiduasendis oli tagumise kardaaniristide omavaheline nurk 9,834 kraadi ja maksimaalsel silla alla liikumisel 21,471 kraadi. Kõikide eelpool nimetatud tingimuste põhjal otsustas autor teha 50 mm kere tõste, mida ei ole üleliia palju, et säilitada originaalilähedane välimus. Sellise tõste puhul jääb kardaanliigendi nurk sõiduasendis 13,496 kraadise nurga alla ja maksimaalsel silla alla liikumisel 23,749 kraadi mis on aktsepteeritav tulemus.

2.2. Kliirensi suurendamise võimalus

Kliirensi suurendamine ehk sõiduki kõige madalama osa ja maapinna vahelise kauguse suurendamine parandab maastikusuutlikkust veelgi. Lada Niva tagasillale tahetakse luua lahendus, et sinna sobitada rehvid mõõtudega 31/10.5 tolli. Lõputöös käsitletava auto ehk VAZ 21213-l on tehases alla pandud rehvid mõõtudega 175/80 R 16. [5] Vajalik on teada mõlema rehvi välisraadiust ja nende vahet. Välisraadius leitakse alljärgneva valemiga (2) [10, p. 490]:

$$R = \frac{(d \times 25,4) + 2 \times B \times H\%}{2}, \quad (2)$$

kus, R - rehvi välisraadius (mm);
 d - velje läbimõõt (");
 B - rehviprofiili laius (mm);
 H - rehviprofiili kõrgus tema laiusest (%).

Seega originaalrehvi puhul on tema välisraadius:

$$R = \frac{(16 \times 25,4) + 2 \times B \times 0,8}{2} = 343 \text{ (mm)}$$

31/10.5 tolli rehvi välisraadius arvutatakse:

$$R = \frac{31 \times 25,4}{2} = 393,7 \text{ (mm)},$$

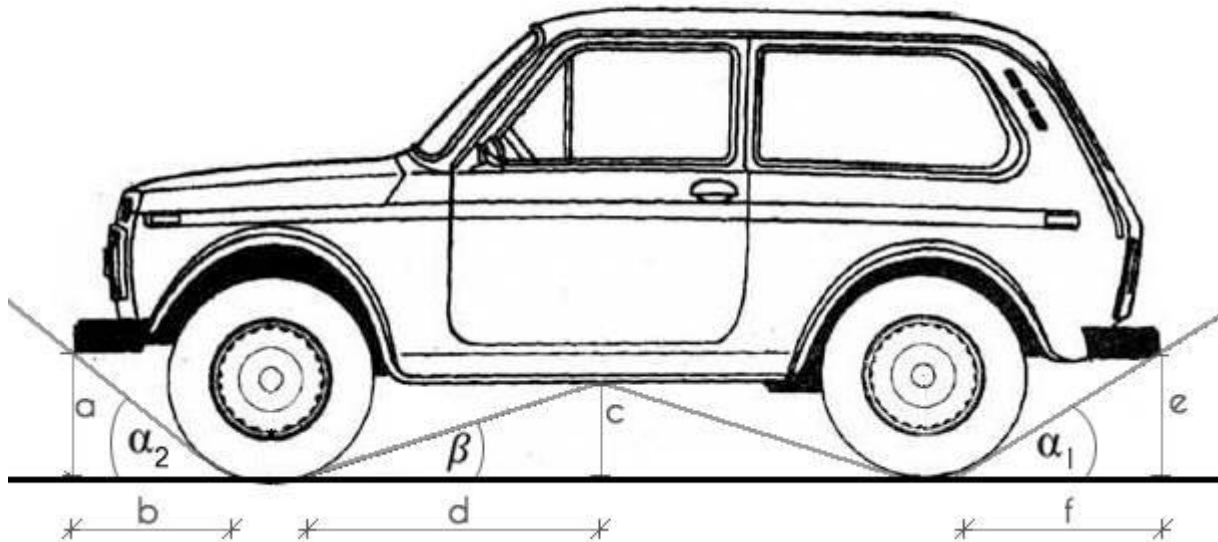
kus, R - rehvi välisraadius (mm);
 31 - rehvi välisdiameeter (").

Algse ja planeeritava rehvi välisraadiuste vahe on:

$$393,7 \text{ mm} - 343 \text{ mm} = 50,7 \text{ mm}$$

Sõiduki tegelik kõrgus ja kliirens suureneb 50,7 mm võrra. Plaanitud oli 50 mm tõste kerele, seetõttu jääb ka rehvimustri kaugus rattakoopa sisepinnast pea sama kaugele nagu originaalrehvil. Sellega jääb kahjustamata nii kere kui ka rehvi ise. Kuna ka laiuse suhtes on Niva tagakoobastes ruumi uutele laiematele ratastele, siis saab öelda, et 31 tolliste rehvide puhul ei puuduta rehvi kogu sillakäigu ulatuses keret ja on võimalik antud sõidukile paigaldada. Lada Niva kliirens algselt oli 220 mm, seega antud rehve kasutades muutuks see $220 + 50,7 = 270,7 \text{ (mm)}$. Võttes arvesse eelnevas peatükis käsitletud 50 mm tõstet kerele ja 50,7 mm suurema raadiusega rehvide kasutamist, saame, et sõiduki kere kõrgus suureneb 107 mm. Koostades joonise Niva peale- ja

mahasõidunurkadest ning arvutades need välja nii algsel kui ka 107 mm kõrgemal sõidukõrgusel saadakse ka skemaatiline näide maastikuläbivuse suurenemisest.



Joonis 11. Lada Niva peale-, üle- ja mahasõidunurkade võrdlus

Algselt arvutatakse VAZ 21213 peale-, üle- ja mahasõidunurgad originaalvedrustuse puhul.

Pealesõidunurk:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{a}{b},$$

kus, α_2 - pealesõidunurk (°);
 a - esistange ja maapinna vaheline kaugus (mm);
 b - pikkus esistangest rattarummu tsentrini miinus rehvi puutepinna pikkus maapinnal (mm).

$$\alpha_2 = \arctan \frac{450}{(750 - \frac{220}{2})}$$

$$\alpha_2 = 35,11 \text{ kraadi}$$

Ülesõidunurk:

$$\beta = \arctan \frac{c}{d},$$

kus, β - ülesõidunurk (°);
c - küljekarbi ja maapinna vaheline kaugus (mm);
d - pool teljevahet miinus rehvi puutepinna pikkus maapinnal (mm).

$$\beta = \arctan \frac{310}{\left(\frac{2200}{2} - \frac{220}{2}\right)}$$

$$\beta = 17,39 \text{ kraadi}$$

Mahasõidunurk:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{e}{f},$$

kus, α_1 - mahasõidunurk (°);
e - tagastange ja maapinna vaheline kaugus (mm);
f - tagastange ja rattarummu vaheline kaugus miinus rehvi puutepind maapinnal (mm).

$$\alpha_1 = \arctan \frac{510}{\left(835 - \frac{220}{2}\right)}$$

$$\alpha_1 = 35,12 \text{ kraadi}$$

Seejärel arvutatakse VAZ 21213 peale-, üle- ja mahasõidunurgad muudetud vedrustuse puhul ja suurema välisraadiusega rehvide kasutamisel ehk kere tõstmisel 107 mm võrra.

Pealesõidunurk:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{450 + 107}{(750 - \frac{220}{2})} = 41,03 \text{ (kraadi)}$$

kus, α_2 - pealesõidunurk (°);
107 - kere kõrguse muutus maapinnast (mm);

Ülesõidunurk:

$$\beta = \arctan \frac{310 + 107}{(\frac{2200}{2} - \frac{220}{2})} = 22,84 \text{ (kraadi)}$$

kus, β - ülesõidunurk (°).

Mahasõidunurk:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{510 + 107}{(835 - \frac{220}{2})} = 40,4 \text{ (kraadi)}$$

Tulemuste paremaks võrdlemiseks koostati tabel.

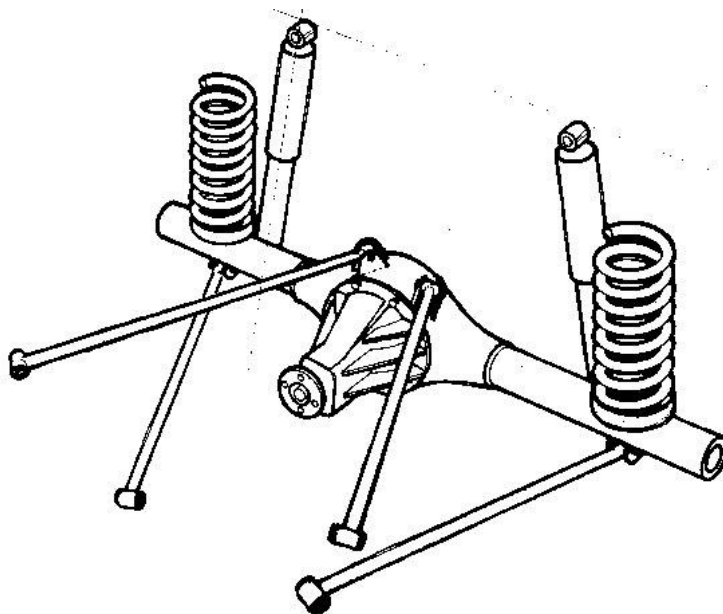
Tabel 1

Peale-, üle- ja mahasõidunurkade võrdlus

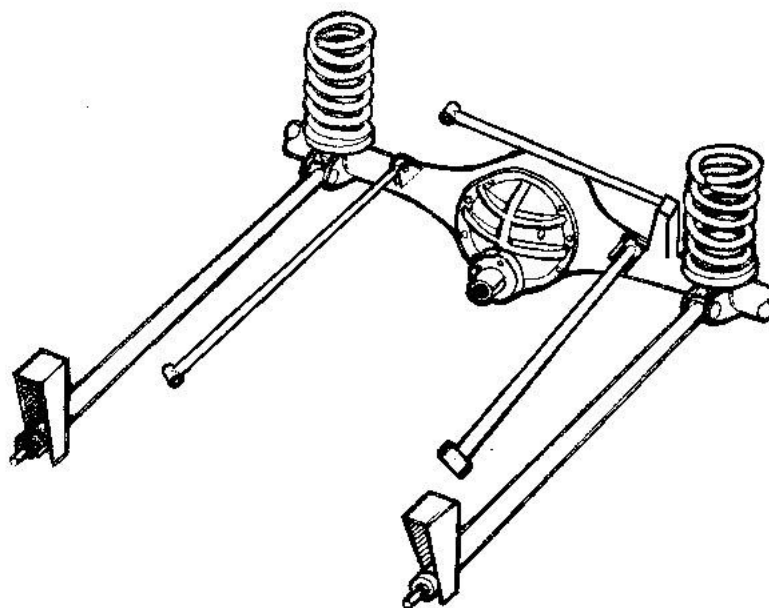
	Esialgne kere kõrgus	Tõstetud kere
Pealesõidunurk	$\alpha_2 = 35,11 \text{ kraadi}$	$\alpha_2 = 41,03 \text{ kraadi}$
Ülesõidunurk	$\beta = 17,39 \text{ kraadi}$	$\beta = 22,84 \text{ kraadi}$
Mahasõidunurk	$\alpha_1 = 35,12 \text{ kraadi}$	$\alpha_1 = 40,4 \text{ kraadi}$

3. UUE VEDRUSTUSGEOMEETRIA VALIK JA VÄLJATÖÖTAMINE

Vedrustustüübi valik tehti just maastikusõidus enim kasutatav klassikalise nelja hoovaga vedrustuse kasuks. See koosneb ainult neljast liikuvast hoovast. Valik tehti tema ehituslihtsuse ja vähese detailide arvu tõttu. Geomeetrias enim probleemiks olev Panhardi hoob (Joonis 13) on võimalik antud lahendusel ära kaotada. Silla külgsuunalist liikumist kere suhtes hakkavad takistama õõtshoovad, mis on paigutatud teineteise suhtes nurga all ehk V – kujuliselt (Joonis 12).

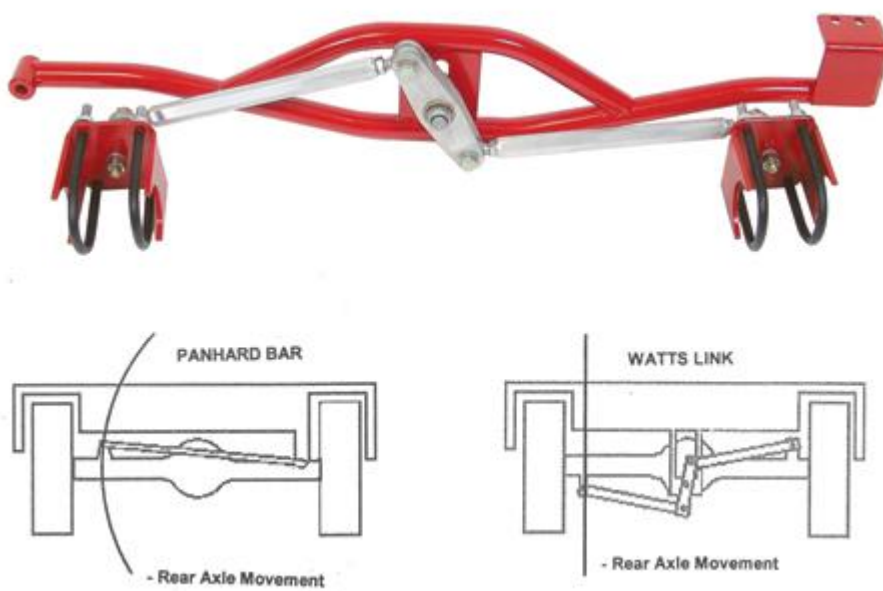


Joonis 12. Klassikaline nelja hoovaga vedrustusgeomeetria [11]



Joonis 13. Nival kasutuses olev Panhard hoovaga tagavedrustuse geomeetria [11]

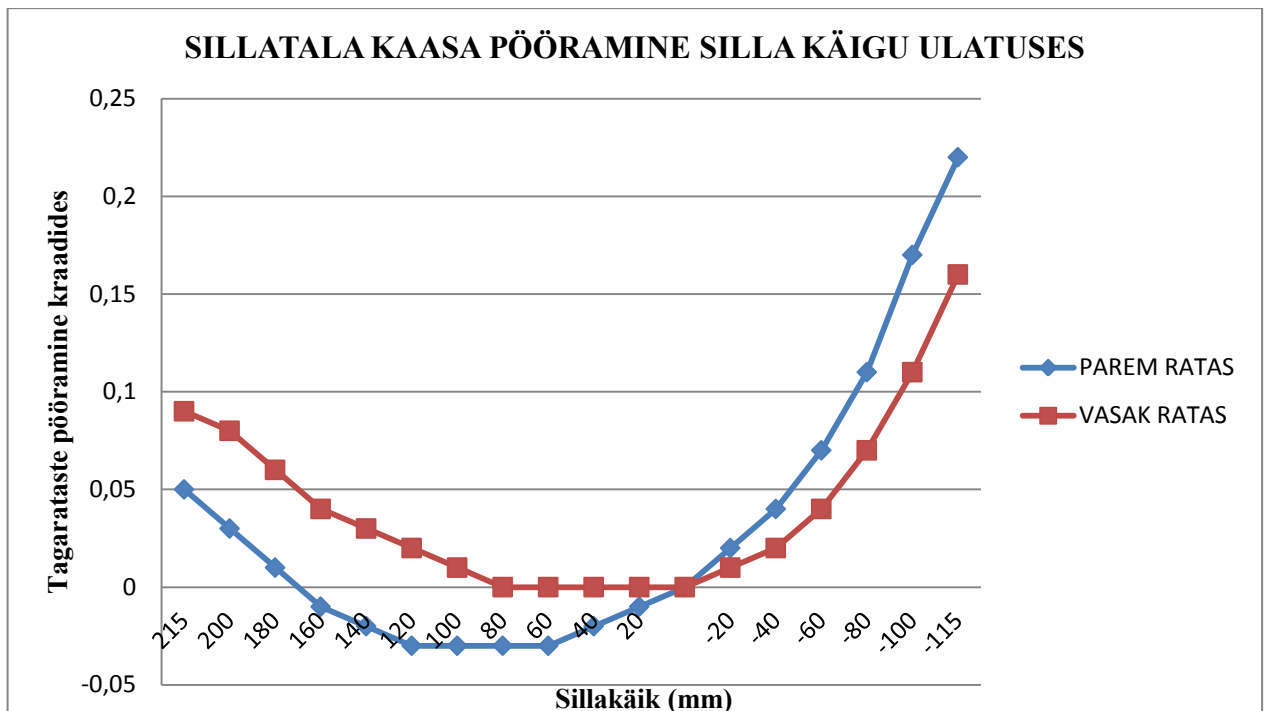
Tagumisest jäigast ristivardast tingitud probleem puudub ka Watt- tüüpi vedrustusel, mis on edasiarendus Panhard hoovast [2]. Probleem puudub ainult teatud sillakäiguni. Autor välistas selle geomeetrialahenduse tema ehituskonstruksiooni tõttu. Nimelt koosneb Watt- varras kahest vardast ja neid ühendavast liigendist [2]. Samuti on vaja antud lahenduse puhul kerest alla poole ulatuvat varda kinnituskronsteini, mis võib maastikul sõites takistuseks jääda (Joonis 14).



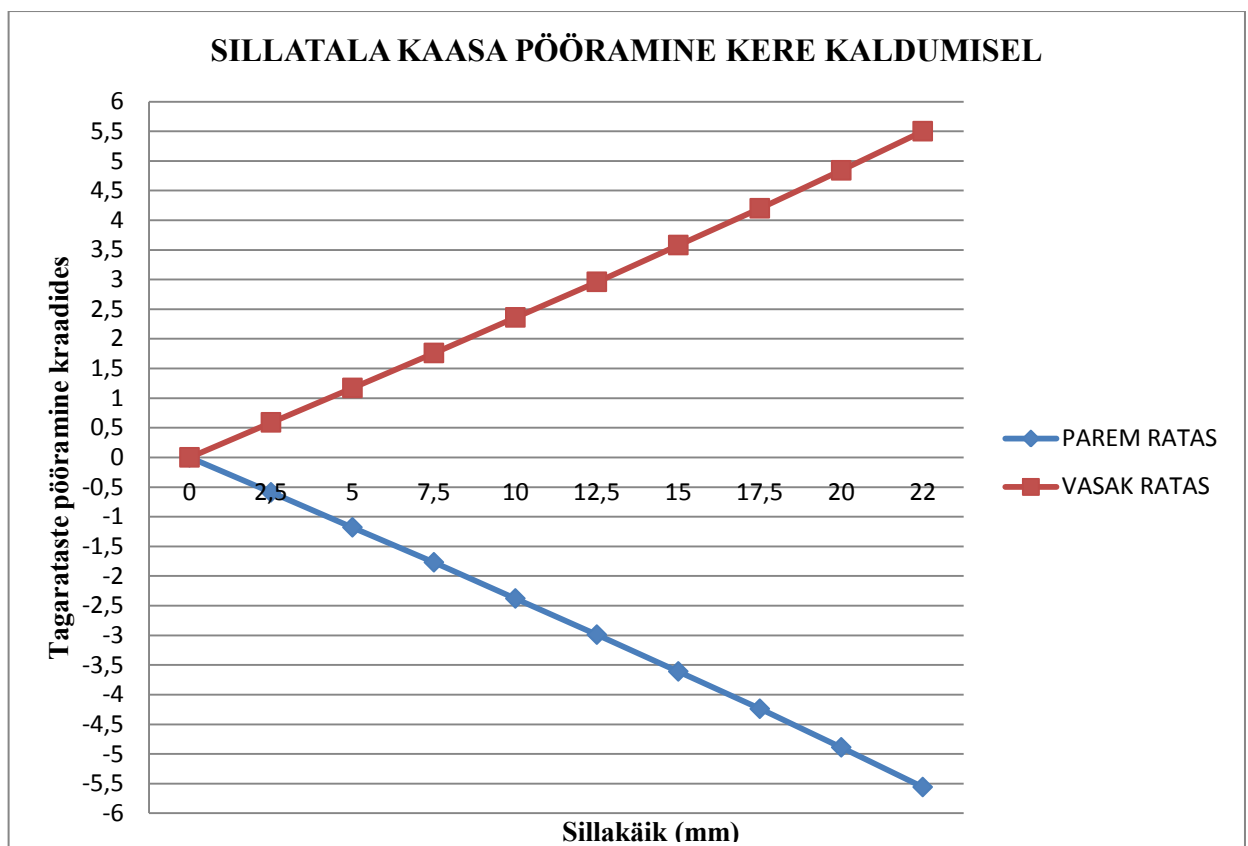
Joonis 14. Watt – varda ja Panhard hoova võrdlus [11]

3.1. Geomeetria väljatöötamine

Uue vedrustuse geomeetria väljatöötamise alustaladeks võeti võimalikult vähene sõiduki karp-raami muutmine, seejuures püüti kasutada originaalvedrustushoobade asukohti niipalju kui võimalik kuna Niva tehase poolt on antud kohad kindlasti tugevamad kui ülejäänud kandevkere või raam. Kindlasti tuli ka silmas pidada sõiduki kere tõstmist võrreldes sillaga, nimelt võeti eesmärgiks sõidukile alla mahutada 31/10,5 rehvi kogu vedrustuse käigu ulatuses. Mõõtmistulemused näitasid, et kere tõstmisel 50 mm on võimalik sõidukile paigaldada antud rehvid. Kuna selleks hetkeks oli programmi Susprog3D sisse mõõdetud kogu Niva originaalvedrustuse geomeetria, siis püüti esialgu näha, mis tulemuse annab sõiduki algne vedrustuskinemaatika. Vedrustuse käitumist 330 mm ulatuses on näha jooniselt kuus ja kere kaldumise suhtes jooniselt 5. Lahti seletatuna tähendaks seda, et näiteks parempoolne ratas on vasakpoolsest rattast 300 mm kõrgemal pinnasel. Maanteel sõites aga olukord, kus sõiduk läbib kurvi ja kere kaldub väliskurvi poole, tänu sellele on sisekurvi poolne ratta tsenter väliskurvi poolse ratta tsentrist võrreldes kerega tunduvalt kaugemal eriti maastikusõidu jaoks ettenähtud pehmema vedrustuse puhul. Originaalvedrustuse puhul saadi mõõtmistulemustena teada, et kogu silla käik jaguneb täpselt pooleks ja kere suudab oma algasendist kalduda 22 kraadi. Erinevate vedrustusgeomeetriaate võrdlemiseks koostati graafikud, mida on ka antud töös esitletud. Graafikutelt võib välja lugeda, et mida madalamale sild võrreldes kerega langeb seda suuremaks muutub kere ja tagasilla vaheline nurk ja mida suuremaks muutub kere kaldumise nurk seda suurem on silla pööramise nurk Niva kere suhtes. Sõiduki juhtimise seisukohalt tähendaks see seda, et tagasild pöörab iseeneselikult mitte soovitud suunas, kas siis künklikul teel või maastikul sõites. Seejärel prooviti, kas vedrustuse töö muutub halvemaks kui ilma geomeetria muutmiseta sõiduki kere alusvankri suhtes tõsta. Selle tulemusena oleks juba sõiduasendis tagasild jäänud kere suhtes viltusesse asendisse. Teadaolevalt, ei saa Lada Nival tagasilla kokkujooksu, külgakallet ega pikikallet muuta. Tõstetud vedrustuse puhul muutus ka silla üles ja alla liikumise suhe, selle lahenduse puhul oleks sild saanud uuest sõiduasendist alla liikuda vaid 115 mm ja üles 215 mm. Tõstetud vedrustuse puhul oli tagarataste samasuunaline pööramise muutus veelgi suurem probleem, seda tõestab joonis 15, kus on välja toodud tõstetud vedrustuse sillatala kaasa pööramise muutus kogu sillakäigu ulatuses. Sillatala kaasa pööramise muutus sõltuvalt kere kaldumisele on antud lahenduse puhul välja toodud joonisel 16. Ka siit tekkis vajadus uue vedrustuse geomeetria järele. Eesmärgiks seati väiksem tagarataste pööramine nii kere kaldumisel kui ka kogu sillakäigu ulatuses. Teiseks eesmärgiks oli saavutada võimalus, et tagasild saaks uuest sõiduasendist alla liikuda vähemalt 150mm.

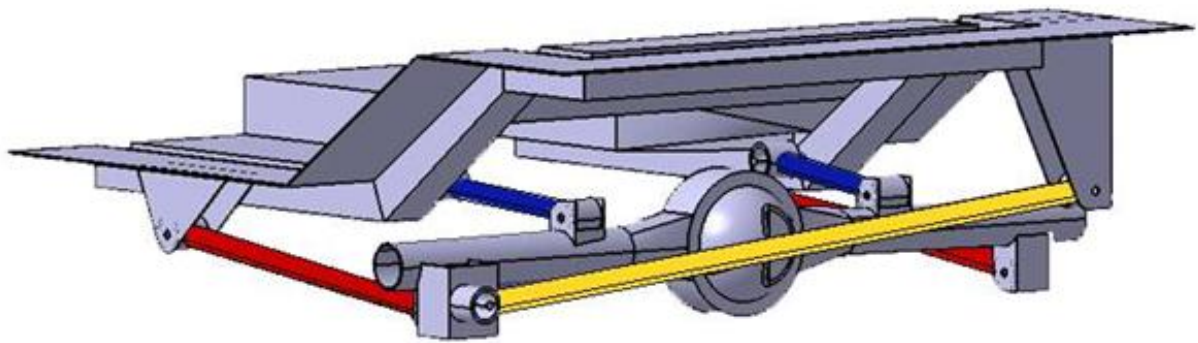


Joonis 15. Tagasilla kaasa pööramise muutus kogu sillakäigu ulatuses tõstetud originaalvedrustuse puhul



Joonis 16. Sillatala pööramise muutus kere kaldumisel tõstetud originaalvedrustuse puhul

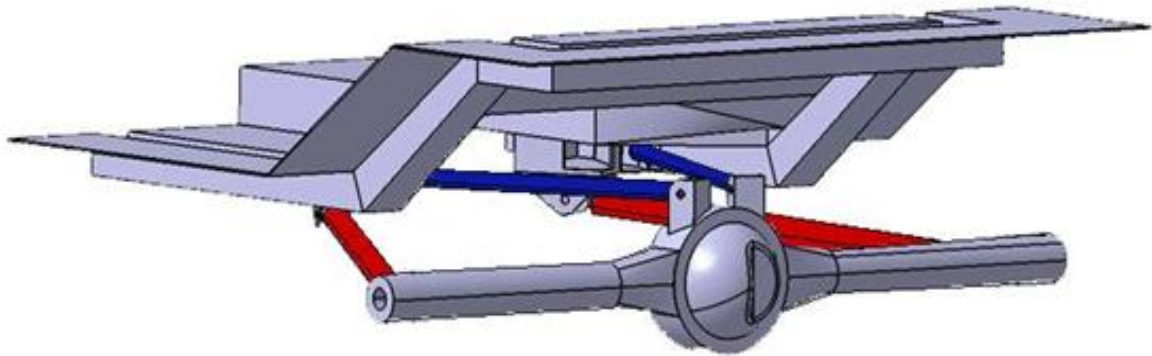
Selle saavutamiseks oli esmalt vaja üle mõõta Niva raami ja põhja tagumine osa. Ning see sisse joonestada programmi CATIA V5R21, mille abil oleks võimalik hiljem hinnata ja kontrollida kuhu uusi vedrustushoobade kinnitusi üldse võimalik paigaldada oleks. Originaalvedrustuse mudelit programmis CATIA on võimalik näha pildil (Joonis 17). Vaadates üle sõiduki algse tagasilla kinnituste asetust, oli näha, et kui sealt eemaldada Panhard hoob, siis näeb see välja nagu alumiste keresuunaliste pikivarrastega 4- link vedrustus. Seega sai proovitud mis juhtuks vedrustuse geomeetria kui eemaldada ainult Panhard hoob. Sellise geomeetria hindamisel Susprogis selgus, et vedrustuse tõstmise järel maksimaalse 22 kraadise kerekalde puhul oleks silla pööramine 1,15 kraadi, mis oleks samuti halb näitaja. Seega töötati välja täiesti uus vedrustuse geomeetria.



Joonis 17. Niva algne tagasilla vedrustusgeomeetria koos põhja ja poolraamiga

Uue lahendusena kasutati klassikalist nelja hoovaga vedrustust. Tema eeliseks on vähene silla pööramine suure vedrustuse käigu juures. Samuti ka suurem kerekaldumise võimalus sealjuures tunduvalt väiksema silla kaasa pööramisega. [11] Kerepoolsete kinnituste asukoht sai valitud võimalikult lähedale poolraamile, kuna sealt on kere tunduvalt tugevam ja uutele sillakinnitustele peab vähem tugevdusi tegema. Alumisi vardaid ei olnud võimalik raami lähedale paigaldada, seega tuli nende jaoks teha tugevdused, mida on näha ka uue vedrustusgeomeetria sõiduki põhja joonisel (Joonis 18). Uue vedrustusgeomeetria väljatöötamisel peeti enim silmas, et kogu sillakäigu ulatuses ja ka kogu kere kaldumise ulatuses puuduks tagasilla iseeneslik keeramine Z telje ümber. Alusvankri asend muudeti kere suhtes 50 mm alla poole originaalist, see võimaldab paigaldada sõidukile 31/10,5 rehvid. Kogu sillakäik on uuel vedrustusgeomeetrial 365 mm, mis on originaalist 35 mm suurem. Suurem sillakäik parandab tunduvalt ka maastikul liikumise võimekust. Sõiduasendist alla poole saab sild liikuda 150 mm ja sõiduasendist ülespoole saab sild liikuda 215

mm. Võrreldes neid tulemusi algse lahendusega, siis silla liikumine üles suurenes 50 mm ja silla liikumine alla vähenes 15 mm.

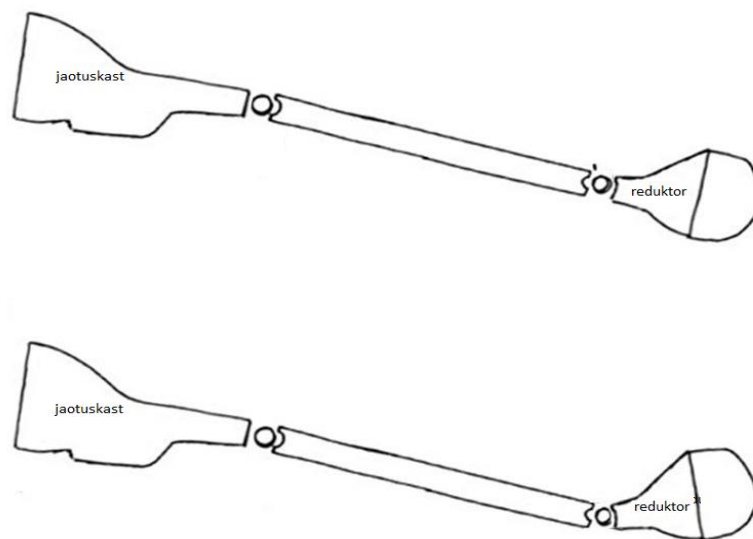


Joonis 18. Niva tagasilla uus vedrustuse geomeetria koos põhja ja poolraamiga

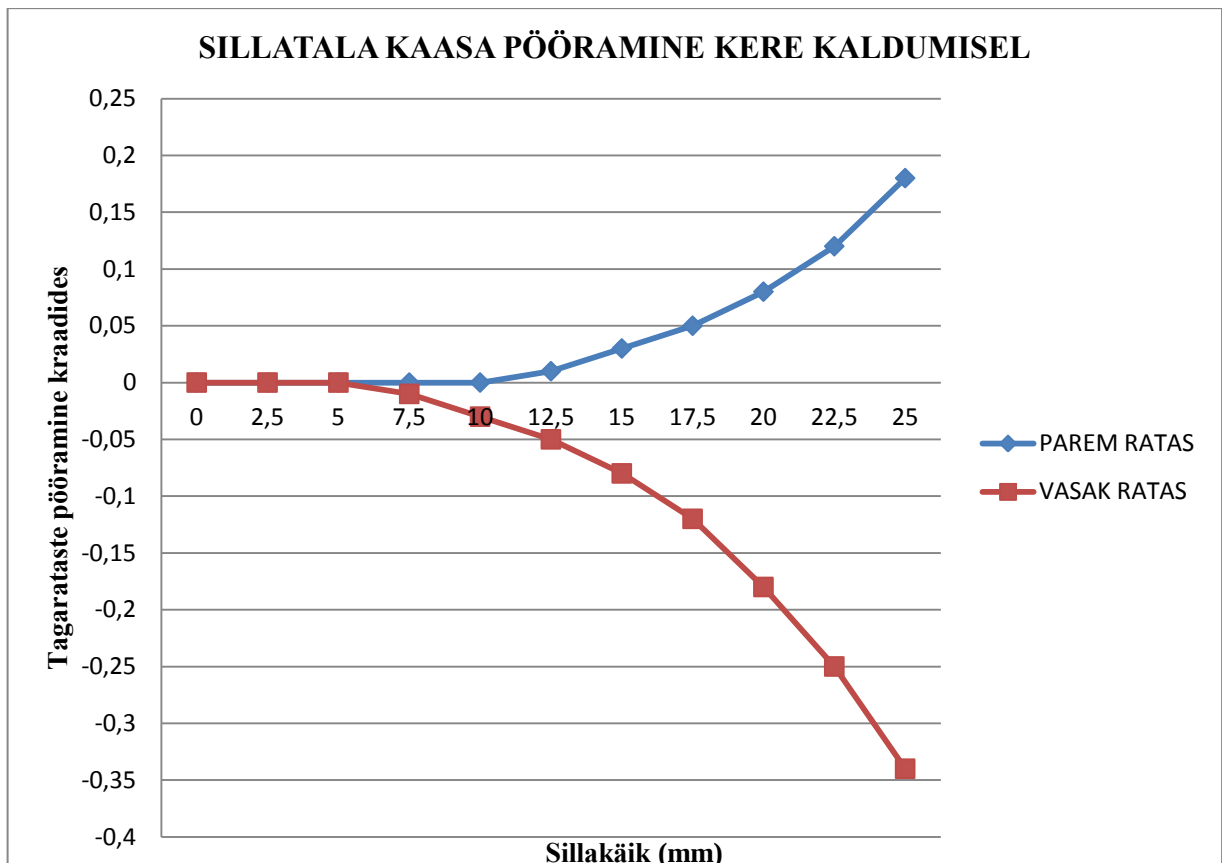
Sealjuures parandati tunduvalt ka vedrustuse geomeetria käitumist. Kui varasema 22 kraadise kere kaldumise puhul pöördus sild 3,62 kraadi oma algsest asendist, siis uue geomeetria puhul saab kere kalduda 25 kraadi ja selle ajal pöördub sild vaid 0,34 kraadi. Varasemalt muutus silla nurk 0,32 kraadi silla alla liikumisel, see ei ole kuigi suur näitaja, kuid seda oli võimalik veelgi vähendada. Uue vedrustusgeomeetria puhul suudeti see viia vaid 0,07 kraadi peale. Ülejäänud uue vedrustuse karakteristikut on võimalik näha graafikutelt (Joonis 20) ja (Joonis 21). Joonisel 20 on ära toodud uue vedrustuse geomeetria sillatala pööramise muutus kere kaldumisel. Joonisel 21 on ära toodud uue vedrustuse geomeetria sillatala pööramise muutus sõltuvuses sillakäigust. Selline geomeetria saavutati viies sillapoolsed alumiste varraste kinnitused võimalikult ratta rummu lähedale. Sellega viidi tagasilla kaasa pööramine kere kaldumisel minimaalseks. Ülemised vardad toodi silla peal üksteisele võimalikult lähedale, samas arvestati ka sellega, et hiljem oleks võimalik kõiki kinnituspolti mugavalt ja kiiresti paigaldada. Ülemisi vardaid üksteisele lähemale viies, muutus nende omavaheline nurk võimalikult suureks. Nii nagu arvutused näitasid, muutus selle tulemusena sõiduki massi poolt tekitatud jõud ülemistes varrastes tunduvalt väiksemaks. Tänu sellele oli võimalik ülemisteks varrasteks valida tunduvalt õhema seinaga ja väikesema läbimõõduga torud. Seeläbi aga suudeti kokku hoida sõiduki vedrustamata massi, mis on omakorda hea vedrustuse korralikuks tööks eriti sellise väikese massiga sõiduki puhul nagu seda on Lada Niva. Kõik arvutused õõtsuhoobades mõjuvate jõudude kohta on antud töös välja toodud peatükis „Tagasilla kinnitamine kere külge“. Samuti tehti tagasillapoolsete kinnituste omavaheline vahemaa Z telje

suhtes võimalikult suureks, tänu sellele on võimalik ära hoida tagasilla pöörlemist ümber Y telje, mis on tingitud mootori poolt ratastesse ülekantud momendist [12]. Lisaks aitas see ära hoida silla iseeneselikku pööramist kere kaldumisel. Vajalik oli, et alumiste õõtshoobade sillapoolsed kinnitused jääksid otse sillatala ette või isegi kõrgemale, sellega saavutatakse kliirensi maksimeerimine antud talasilla puhul.

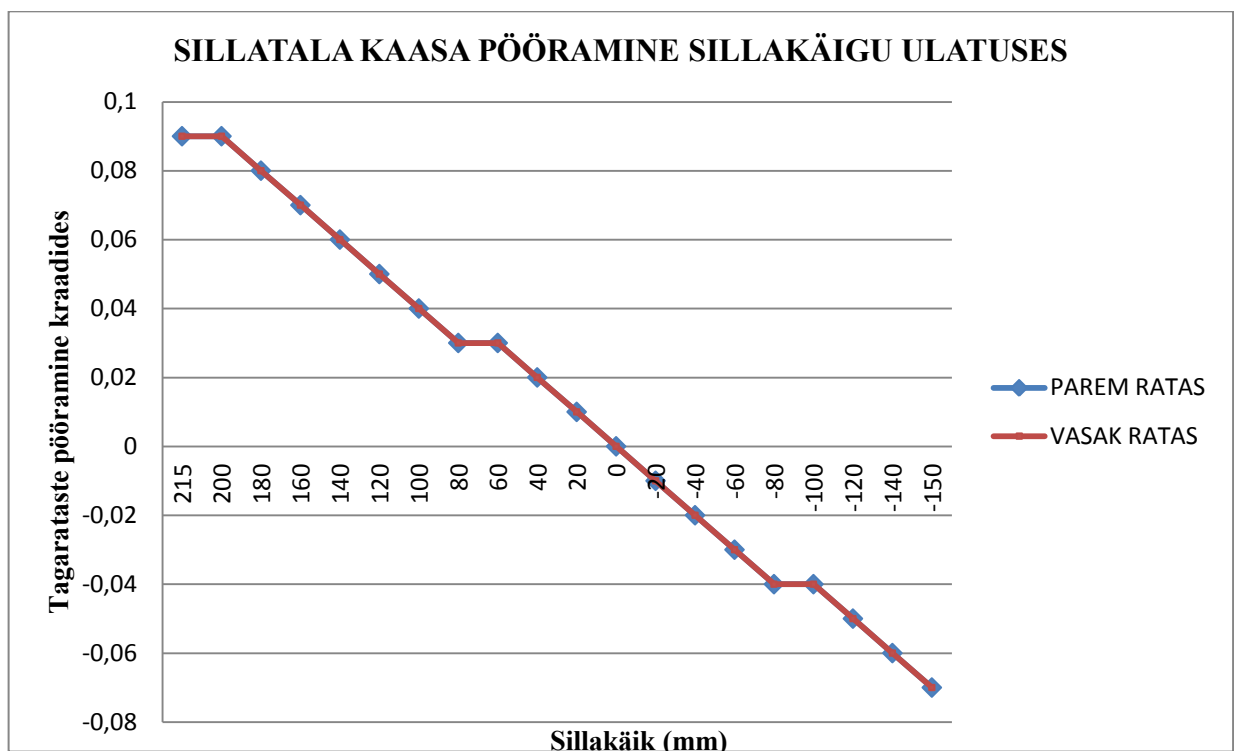
Kerepoolsete kinnituste asukoht tuli valida selline, et neid oleks võimalikult lihtne kinnitada raami külge, silmas tuli pidada ka seda, et tagasild ei hakkaks sõidukiga kere kaldumisel kaasa keerama. Üks olulisemaid parameetreid mida kerepoolsete kinnituste asukohaga muuta saab on tagasilla peaülekande flantsi keeramise suund (Joonis 19). Vale varraste asukoha puhul võib tekkida olukord, kus tagasild liigub alla ja samal ajal keerab tagasilla poolne kardaaniflants ennast alla poole, seega lukustatakse reduktori poolne kardaanirist ja edasi sõitmine on pärsitud või täiesti võimatu. Selle vältimiseks tuli ülemiste ja alumiste varraste X telje suunaline pikkuste erinevus viia vahekorda, kus ülemised vardad juhiksid silda täpselt nii, et tagasilla alla liikudes pööraks kardaaniflants üles poole ja samas tagasilla üles liikudes pööraks kardaaniflants alla. See tähendab, et kardaaniristid ei lähe lukku ja tagasilla reduktori ots on alati suunatud jaotuskasti poole. Sellise lahenduse juures on võimalik vähendada ka kardaaniristis tekkivat maksimaalset nurka, mis omakorda suurendab koostu eluiga.



Joonis 19. Kardaaniristi lukustumine, tagareduktori otsa keeramisel alla



Joonis 20. Tagasilla kaasa pööramise muutus kere kaldumisel uue vedrustuse geomeetria puhul



Joonis 21. Tagasilla kaasa pööramise muutus kogu silla käigu ulatuses uue vedrustuse geomeetria puhul.

4. TAGASILLA KINNITAMINE KERE KÜLGE

Tagasilla kinnitamisel kere külge lähtuti nii materjali odavusest, kättesaadavusest, massist kuid eelkõige ka tugevusest. Selleks otsustas töö autor kasutada õõtshoobadena terasest tõmmatud ümartoru. Vastavalt tugevusarvutustele kasutatakse kõige sobilikumat standardtoodet, mitte ei tellita kallist eri seinapaksuse ja läbimõõduga materjali. Kui vastupidavusanalüüsi tulemus näitab materjali, mida standardmõõdus ei toodeta, valitakse pigem pisut paksema seinaga ja vastupidavam toode kui väiksemate mõõtmetega nõrgem.

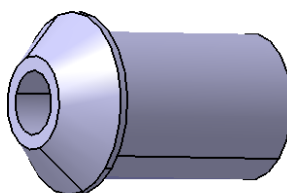
4.1. Õõtshoova otsliigendid

Lada Niva tagasilla õõtshoobades kasutatakse originaalis sissepressitavaid kummipukse, millel on keskel metallsüdamik, kinnituspoldi jaoks. Kindlasti oleks kõige odavam kasutada ka antud töös käsitletavas vedrustushoobades just neid otsapukse, kuid tekib küsimus, kas see oleks ka vastupidavuse poolest mõistlik. Töö autor, omades Nivat juba üle viie aasta isiklikus kasutuses hobiautona teab, et juba originaalsõlmedes ei ole antud puksidele pikka eluiga antud. Uurides erinevaid maasturite foorumeid ja uudistades ka reaalseid võistlusautosid sai selgeks asjaolu, et kummipuksid ei ole silladetailide suurte liikuvuste ja koormuste jaoks sobilikud, vaid kasutatakse standardautode vedrustuses pehmeteks löögisummutusteks ja mugavuse maksimaalseks säilitamiseks. Antud juhul on kõige mõistlikum kasutada sfäärilisi kuulliigendeid, mille lõiget võib näha ka joonisel 22. Need liigendid on mõeldud just suurte koormuste ja liikuvuste jaoks. Kuul saab pöörelda oma pesas otsesuunal 360 kraadi ning külgsuunal 30 kraadi (Tabel 2). Otsingute käigus selgus, et kuulliigendeid on kõige mõistlikum tellida välismaalt. Neid müüakse ka meil Eestis, kuid kodulehekülgedel väljatoodud tabelites ei leidu töö autorile meelepärast kvaliteedi ja hinna suhet.



Joonis 22. Sfäärilise kuulliigendi lõige [13]

Müüja koduleheküljel on välja toodud ka kõikvõimalikud kuulliigendi variandid [14]. Kuna tegu on siiski lahtise laagriga, võib teepinnalt tõusev tolmu ja maastikul sõites vesi kui ka pinnase osakesed rikkuda laagri üsna kiirelt. Seega tehti valik just kummikattega ja määratavate liigendite kasuks. Tellida saab neid nii vasakpoolse – kui ka parempoolse keermega ning lisaks ka vajalikud koonuspuksid, mis kinnituvad läbiva õõtsuava poldiga ühe liigendi mõlemasse külge. Koonuspukside eesmärk on hoida liigendit kinnituskõrvadest eemal, et oleks piisavalt liikumismaad külgsuunal. Silla kinnitushoova otstesse keevitatakse metallhülss, mille sisemus keermestatakse vastavalt kuulliigendi keermearre läbimõõdule (Joonis 23). Sinna hakkavad kinnituma ka antud liigendid. Kasutades liigendi varrel ka stoppermutreid ja õõtsuava vastasotstes eri keermesuunaga liigendeid on võimalik ka kinnitushoovad reguleeritavaks teha. Nival originaalis hoobade reguleerimisvõimalus puudub.



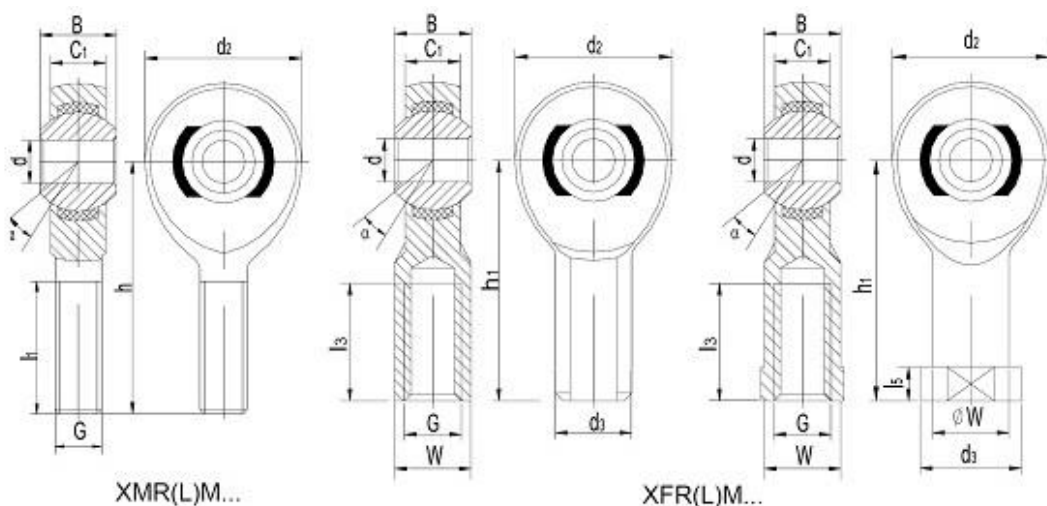
Joonis 23. Puks, kuhu kinnitub keermega kuulliigend

4.1.1. Kuulliigendi suuruse valik ja tugevusarvutused

Selleks, et teada saada, mis keerme läbimõõduga liigendeid kasutada, tuleb välja arvutada kuulliigendile mõjuv löikejõud, Lada Niva tagatelje registri massi korral (Joonis 24). Edasimüüja käest saadi ka tabel liigendite andmete kohta (Tabel 2).

Tabel 2

Edasimüüjalt saadud andmed kuulliigendite kohta [14]



Part No.		Dimensions in Millimeters															
		d	B	G	C ₁ max	d ₂ max	h	l ₁ min	h ₁	l ₃ min	l ₅ max	d ₃ max	d ₄ max	W	Radial Static Load (kN)		α° ≈
															XM	XF	
XMM5	XFM5	5	8	M5	7.5	19	33	19	27	8	4	9	12	10	7.8	19.5	12
XMM6	XFM7	6	9	M6	7.5	21	36	21	30	9	5	10	14	11	11.2	21.2	12
XMM8	XFM8	8	12	M8	9.5	25	42	25	36	12	5	12.5	17	13	19.5	29.2	13
XMM10	XFM10	10	14	M10	11.5	29	48	28	43	15	6.5	15	20	16	31.7	48.8	12
XMM12	XFM12	12	16	M12	12.5	33	54	32	50	18	6.5	17.5	23	18	48.8	58.5	12
XMM14	XFM14	14	19	M14	14.5	37	60	36	57	21	8	20	27	21	65.8	68.3	15
XMM16	XFM16	16	21	M16	15.5	43	66	37	64	24	8	22	29	24	80		14
XMM18	XFM18	18	22	M18x1.5	17.5	47	72	41	71	27	10	25	32	27	95		16
XMM20	XFM20	20	23	M20x1.5	18.5	51	78	45	77	30	10	27.5	37	30	107		13
XMM22	XFM22	22	25	M22x1.5	21	55	84	48	84	33	12	30	40	34	143		14
XMM25	XFM25	25	28	M24x2	23	61	94	55	94	36	12	33.5	44	36	153		14
XMM30	XFM30	30	35	M30x2	27	71	110	66	110	45	15	40	52	46	195		16

Löikejõu teada saamiseks tuleb esmalt välja arvutada liigendi kinnitusvarre keerme siseläbimõõt. Selleks kasutatakse valemit **Error! Reference source not found.**) [15]:

$$d_p = d - 0,94 p, \quad (3)$$

kus d_p - keerme siseläbimõõt (mm);
 d - keerme välisläbimõõt (mm);
 p - keerme samm (mm);
 0,94 - konstant keerme siseläbimõõdu valemist.

Järelikult kuulliigendi puhul keermega M14 x 1,5 mm saab arvutada tema keermevarre siseläbimõõdu :

$$14 \text{ mm} - 0,94 \times 1,5 \text{ mm} = 12,59 \text{ mm}$$

Vajalik oli leida kuulliigendi keermestatud osa ristlõikepindala. Selleks tuleb leida 12,59 mm diameetriga ringi pindala, kasutades selleks valemit (3) [8]:

$$S = \pi \times r^2, \quad (3)$$

kus S - ringi pindala (mm²);
 r - raadius (mm).

Kuna raadius on pool diameetrist, siis :

$$r = \frac{12,59 \text{ mm}}{2} = 6,295 \text{ mm}$$

Seega :

$$S = \pi \times 6,295^2 = 124,5 \text{ mm}^2$$

Järgmiseks leiti registri 825 kg teljekoormuse poolt tekitatud maksimaalse jõu, mis mõjub õõtshoova liigenditele. (4)

$$825 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 8093 \text{ N}, \quad (4)$$

kus 825 – registri teljekoormus (kg) [5];
 9,81 – vabalangemise kiirendus (m/s²);

8093 – massi poolt tekitatud jõud (N).

Teljekoormuse tõttu on tekkiv jõud 8093 N, tagasilla kinnitamiseks kerele kasutatakse nelja õõtsuuba. Seega leiame ühele hoovale mõjuva jõu :

$$\frac{8093 \text{ N}}{4} = 2023,3 \text{ N}$$

Antud jõud mõjub ka ühele kuulliigendile, mis kinnitub õõtsuuba otsa. Teada on vaja saada liigendis tekkiv pinge. Selleks kasutatakse valemit (5) [16, p. 110]:

$$\frac{F}{A} = \tau, \quad (5)$$

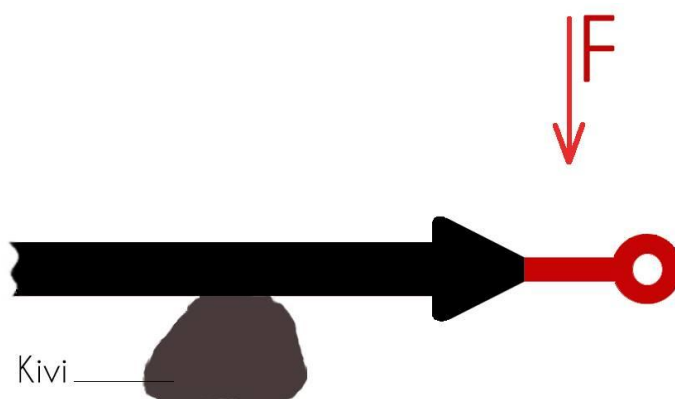
kus	F	- mõjuv jõud (N);
	A	- ristlõikepindala (mm ²);
	τ	- tekkiv pinge (MPa).

$$\frac{2023,3 \text{ N}}{124,5 \text{ mm}^2} = 16,3 \text{ MPa}$$

Ühele kuulliigendile mõjuv pinge on 16,3 MPa. Lõiketugevuste võrdlemiseks ja liigendi suuruse sobivuseks tuli edasimüüja käest saada andmed materjali tugevuse kohta. Väidetavalt on liigendid valmistatud Kroom molübdeen terasest, voolavuspiiriga 800 MPa. Kui voolavuspiir korrutada läbi parandusteguriga, saadakse maksimaalne lõiketugevus. $800 \text{ Mpa} \times 0,2 = 160 \text{ Mpa}$ [15, p. 81]. Seega kui ühele liigendile mõjub pinge 16,3 MPa, siis jääb niigi arvestatud varuga varutegur veel 9,8 kordne, mis on piisav, ka ettetulevateks ekstreemolukordadeks nagu näiteks löökoormused ja olukord, kus maandutakse ühele alumisele õõtsuovale.

$$\frac{160}{16,3} = 9,8,$$

kus,	160	- kuulliigendi maksimaalne lõiketugevus (MPa);
	16,3	- ühele kuulliigendile mõjuv pinge (MPa);
	9,8	- varutegur



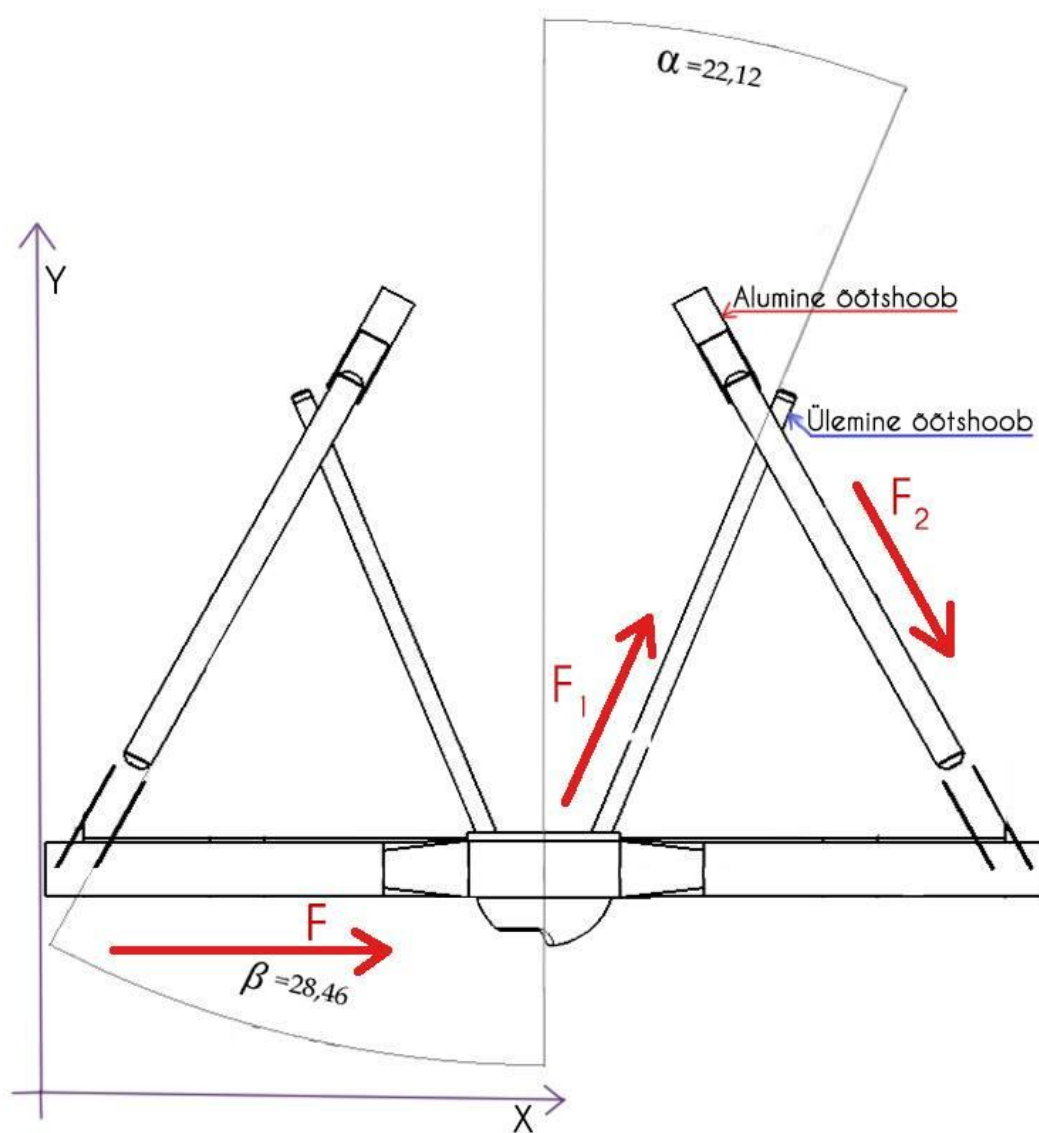
Joonis 24. Alumine õõtshoob koos kuulliigendiga. Kuulliigendis mõjuv löikejõud

4.2. Õõtshoobadele mõjuvad jõud

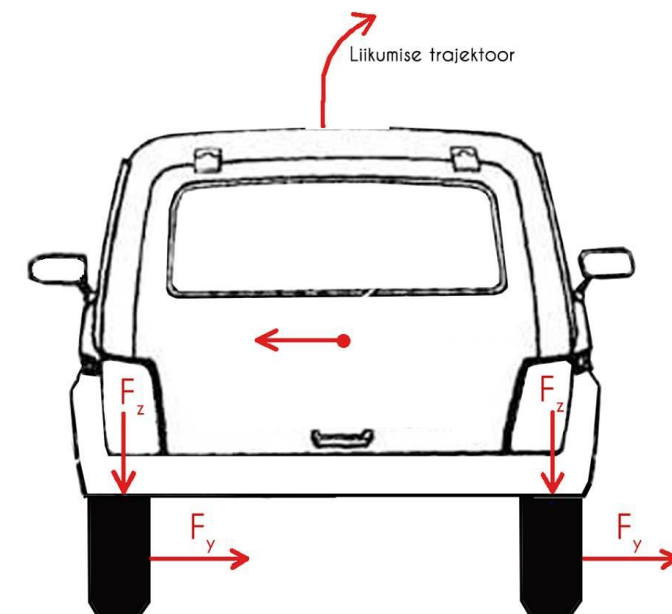
Selleks, et teha valik, mis mõõtudega torusid on võimalik kinnitushoobadena kasutada, tuleb esmalt leida uues sillageomeetrias õõtshoobadele mõjuvad jõud ja pinged.

4.2.1. Sõiduki massi poolt tekitatud tõmbejõud hoobades

Kuna uus projekteeritud sillageomeetria hoobade asetus on teatud nurkade all nagu näha ka jooniselt 25, siis sõiduki massi poolt tekitatud jõudude teada saamiseks tuleb koostada projektsioonid X ja Y-teljele [18] (Joonis 25). Hoobadele mõjuvaid tõmbejõudusid, mida tekitab sõiduki mass on vaja teada selleks, et kindel olla tagasilla paigal püsimises, külgsuunaliselt kere suhtes (Joonis 26). Arvutuste tegemiseks on vaja teada kinnitushoobade täpseid omavahelisi nurki. Neid oli lihtne leida juba eelnevalt joonestatud uue sillageomeetria koostejooniselt (Joonis 25).



Joonis 25. Uue sillageomeetria altvaade koos massi poolt mõjuvate jõududega



Joonis 26. Skeem sillatalale mõjuv jõud sõiduki liikumisel paremkurvis

Lada Niva massi poolt tagumistele õõtsuobadele mõjuv jõud leitakse registri teljekoormuse alusel. Vaz 21213 riiklikus registreerimistunnistuses on märgitud tagatelje maksimaalseks koormuseks 825 kg [5]. Seega tagumistele õõtsuobadele massi poolt mõjuv jõud on $825 \times 9,81 = 8093$ (N).

Koostades jõudude projektsiooni Y-teljele (6) [18]:

$$F = F_1 \times \cos \alpha + F_2 \times \cos \beta, \quad (6)$$

- | | | |
|-----|----------|--|
| kus | F | - massi poolt mõjuv jõud (N); |
| | F_1 | - jõud ülemistes õõtsuobades (N); |
| | α | - nurk ülemise õõtsuova ja kere pikisuunalise telje vahel (°); |
| | F_2 | - jõud alumistes õõtsuobades (N); |
| | β | - nurk alumise õõtsuova ja sõiduki kere pikisuunalise telje vahel (°). |

Nüüd leitakse jõudude F_1 ja F_2 omavaheline suhe. Selleks projekteeritakse õõtsuovad samale teljele, kuhu mõjub jõud F ehk külgsuunas vasakult paremale. Jõudude projektsioon X-teljele.

$$F_1 \times \sin \alpha - F_2 \times \sin \beta = 0$$

$$F_1 \times \sin \alpha = F_2 \times \sin \beta$$

$$F_1 = \frac{F_2 \times \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \times F_2 = \frac{\sin 28,46}{\sin 22,122} \times F_2 = \frac{0,477}{0,376} \times F_2$$

$$F_1 = 1,268 \times F_2$$

Selleks, et teada saada F_1 ja F_2 väärtusi, tuleb saadud F_1 võrrand asendada esialgsesse võrrandisse,

$$F = F_1 \times \cos \alpha + F_2 \times \cos \beta$$

Seega, asendades F_1 suhte võrrandisse,

$$F = 1,268 \times F_2 \times \cos \alpha + F_2 \times \cos \beta$$

$$F = F_2(1,268 \times \cos \alpha + \cos \beta)$$

$$F_2 = \frac{F}{1,268 \times \cos \alpha + \cos \beta}$$

$$F_2 = \frac{8093}{1,268 \times \cos 22,122 + \cos 28,46}$$

$$F_2 = \frac{8093}{1,268 \times 0,926 + 0,879}$$

$$F_2 = \frac{8093}{2,053}$$

$$F_2 = 3942 \text{ N}$$

Kui F_2 võrdub 5781 (N), järelikut F_1 saadakse asendusega võrrandisse,

$$F_1 = 3942 \text{ N} \times 1,268$$

Järelikult F_1 väärtus on,

$$F_1 = 4998 \text{ N}$$

Veendumaks, et kõik tehted on õiged, tehakse ka kontroll,

$$F_1 \times \cos \alpha + F_2 \times \cos \beta = F$$

$$4998 \times \cos 22,122 + 3942 \times \cos 28,46 = F$$

$$4998 \times 0,926 + 3942 \times 0,879 = F$$

$$4628 + 3465 = F$$

$$8093 = F \text{ (massi poolt mõjuv jõud)}$$

Kuna F_1 väärtus on summa kahe ülemise õõtsuova toru kohta ja F_2 väärtus on summa kahe alumise õõtsuova toru kohta, siis tuleb need tulemused jagada kahega, et teada saada mõjuv jõud ühele torule.

Seega ühele torule mõjuv jõud:

$$F1 \text{ (jõud ülemises torus) } 4998 \div 2 = 2499 \text{ (N);}$$

$$F2 \text{ (jõud alumises torus) } 3942 \div 2 = 1971 \text{ (N).}$$

4.2.2. Mootori pöördemomendi ja ülekannete poolt tekitatud jõud ülemistes hoobades

Selleks, et teada, mis seinapaksustega materjali ülemiste õõtsuobade valmistamiseks kasutada, tuleb välja arvutada ka mootori momendi ning kõikide jõuülekannete poolt õõtsuobadele tekitatud jõud. Kõige paremaks piltlikuks väljenduseks koostas lõputöö autor selleks tabeli, kus on Lada Niva mootori poolt tekitatud maksimaalne pöördemoment, käigukasti iga käigu ülekandearv, peaülekandearv ja jaotuskasti kahe kiiruse ülekandearvud (Tabel 3). Kõik ülekandearvud ja mootori maksimaalne moment on saadud Lada Niva tehase remondi manualist [6].

Tabel 3

Lada Niva ülekandearvud ja mootori maksimaalne pöördemoment

KÄIK	PÖÖRDE-MOMENT (Nm)	ÜLEKANDE-ARV	JAOTUS-KAST	PEAÜLEKANNE	MAKSIMAALNE MOMENT (Nm)	
					TAVAPÄRANE	AEGLUS-TI
1	126	3,67	1,2	3,9	2164	3829
2		2,1			1238	2191
3		1,36			802	1419
4		1	590		1043	
5		0,819	483		854	
R		3,53	2082		3683	

Tabelis 3 on juba eelnevalt välja arvutatud sõiduki iga ülekande korrutis (8) [18]:

$$n = n_1 \times n_2 \times n \dots, \quad (8)$$

kus n - üldine ülekandearv;
 n₁ - üksik ülekandearv;
 n₂ - üksik ülekandearv.

Vajalik on teada maksimaalset mõjuvat momenti tagasillas, kui arvestada kõikide ülekannete korrutist:

$$126 \times 3,67 \times 2,123 \times 3,9 = 3829,$$

kus 126 - maksimaalne mootori poolt tekitatud pöördemoment (Nm);
 3,67 - käigukasti esimese käigu ülekandearv;
 2,123 - jaotuskasti aeglusti ülekandearv;
 3,9 - tagareduktori ehk peaülekande ülekandearv;
 3829 - maksimaalne moment tagasillas (Nm).

Samamoodi iga käigu ülekandearvuga läbi korrutades, saadakse maksimaalne moment erinevate ülekannete puhul. Antud olukorras on vaja just kõige suuremat momenti, mis tekib tagaratastes

(Joonis 27). Tabelist 3 selgub, et see on esimese käiguga ja jaotuskasti aeglasema ülekande puhul, milleks on 3829 Nm.

Reaalse ülemisele sillakinnitusvardale mõjuva jõu teada saamiseks arvutatud maksimaalse momendi 3829 Nm puhul, tuleb maksimaalne moment jagada läbi ülemise õõtsuova sillatala poolse kinnituse kaugusega sillatala tsentrist (jõu õlaga). Ehk kui palju on uus õõtsuova kinnitus kõrgemal sillatala tsentrist. Programmis CATIA V5R 21 joonestatud koostult mõõdetuna on see 0,12 m.

Seega saadakse jõud **Error! Reference source not found.**) [18]:

$$M = r \times F, \quad (9)$$

kus	M	- moment (Nm);
	r	- õla pikkus (m);
	F	- mõjuv jõud (N).

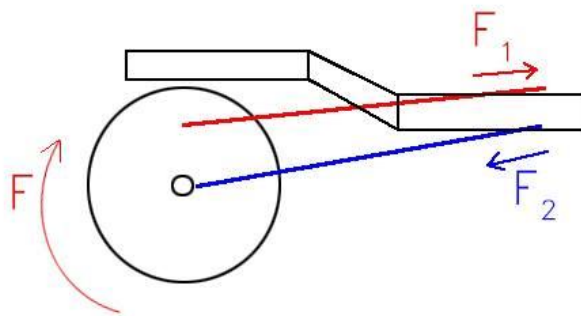
Seega saadakse tehe:

$$3829 \div 0,12 = 31908 \text{ (N)},$$

kus	3829	- suurim mootori ja ülekande poolt tekitatud moment tagasillas (Nm);
	0,12	- ülemise varda sillapoolse kinnituse kõrgus silla tsentrist (m);
	31908	- ülemistele õõtsuova varrastele mõjuv jõud (N).

Kuna ülemisi õõtsuobasi on kaks, siis saadud tulemus kehtib samuti kahe hoova kohta. Kuna töö autor valib hoobade jaoks sobilikke torusid ühe kaupa, ja teeb tugevusarvutusi samuti ühele hoova torule mõjuva jõu kohta, leitakse mõjuv jõud ühes torus.

$$31908 \text{ (N)} \div 2 = 15954 \text{ (N)}$$



Joonis 27. Mootori ja ülekannete poolt tekitatud jõudude mõjumise suunad õõtsuobades

Tegelikkuses päris nii suurt jõudu ülemistes hoobades ei teki, kuna sillatala pööramist ümber Y-telje hoiavad paigal ka alumised õõtsuovad. Arvutuskäik tehti ikkagi nii, et viia risk õõtsuova purunemise suhtes võimalikult madalale.

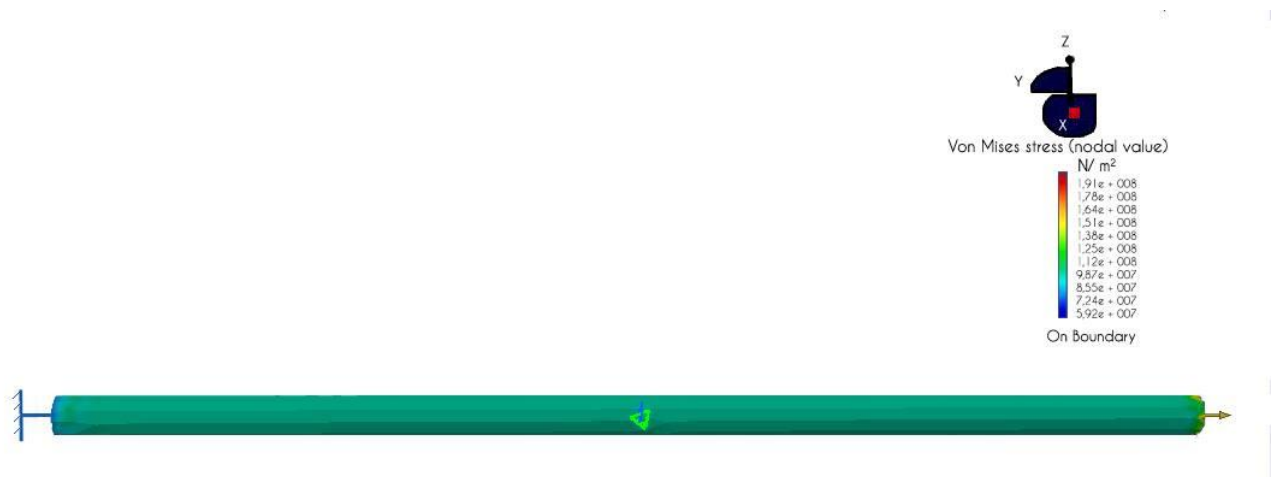
4.3. Õõtsuova torude valik ja tugevusarvutused

Selleks, et teada ühes ülemises õõtsuovas mõjuvate jõudude kogu summat, tuleb saadud tulemusele liita veel sõiduki massi poolt tekitatud jõud, mille arvutuskäiku võib näha eelnevas alapeatükis 4.2.1.

$$15954 + 2499 = 18453 \text{ (N)},$$

- | | | |
|-----|-------|---|
| kus | 15954 | - ühele ülemisele õõtsuova torule mõjuv jõud, mis on maksimaalse mootori pöördemomendi ja ülekannete poolt tekitatud (N); |
| | 2499 | - sõiduki 825 kg massi poolt tekitatud jõud ühele ülemisele õõtsuovale (N); |
| | 18453 | - mõjuv jõud kokku, ühele ülemisele õõtsuovale (N). |

Programmis CATIA V5R 21, kus saab teha ka materjalidele ja detailidele tugevusanalüüsi, rakendas töö autor saadud jõu erinevate läbimõõtude ja seinapaksustega torudele. Selleks tuli kinnitada toru üks ots ja teise otsa panna tõmbama jõud suurusega 18453 N. Programmist selgus, et sobiv materjal ülemistele õõtsuobadele on külmtõmmatud, ilma õmbluseta, terasest 355 toru, läbimõõduga 23 mm ja seinapaksusega 3 mm (Joonis 28). Selliste mõõtmetega toru on standardtoode.



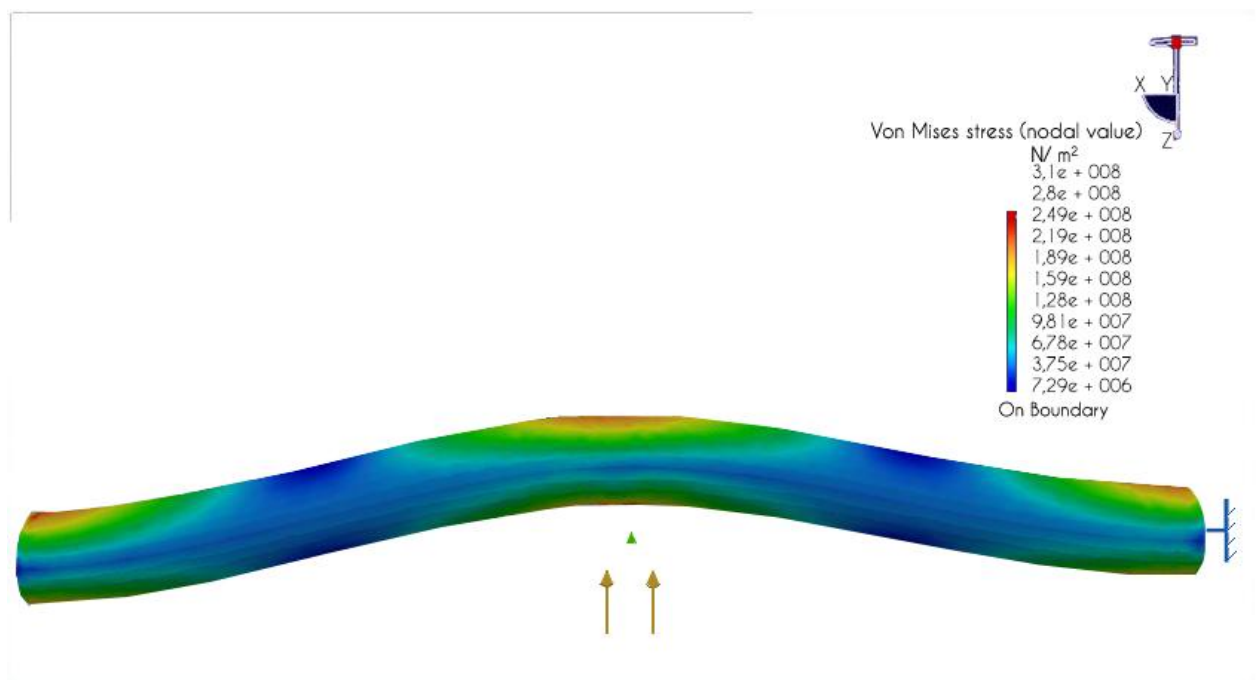
Joonis 28. Ülemise õõtsuova tõmbetugevuse analüüs

Jooniselt 28 on näha, et suurim pinge, mis antud tõmbejõudu rakendades tekib on 191 MPa. Kuna materjaliks on terasest 355 toru, mille voolavuspiiriks loetakse 355 MPa, seega on antud arvutuse põhjal valitud mõõtmetega toru piisav, et kasutada seda Lada Niva tagasilla ülemisteks õõtsuobadeks. Jooniselt on näha, et suurim pingekontsentraator on selles punktis, mis kinnitub auto kere külge. Ülejäänud torus on pinged palju väiksemad, nagu näha ka jooniselt värvide põhjal. Sinisega tähistatult on väiksemad pinged, mis on täiesti ohutud materjali deformeerumisele, mida eredamaks värv muutub, seda suuremaks kasvab ka pinge väärtus. Punasega on tähistatud kõige kriitilisemad kohad. Lõputöö autor ei usu, et reaalselt antud õõtsuovas sellise suurusega pingeid üldse tekib. Seda just seetõttu, et siiani on arvutuste puhul käsitletud ainult Niva tagasilla kinnitushoobasid ja esisilla kinnitusi ei ole arvestatud. Lada Niva on pideva nelikveoga maastur, see tähendab, et tal ei ole võimalik eraldi välja lülitada esi – ega tagasillavedu. Seega peatükis, kus käsitleti mootori maksimaalse pöördemomendi poolt tekitatud jõudu, ei teki tagasillas nii suurt koormust, sest reaalselt jaguneb osa tekkinud jõust ka esisillale. Kõiki neid punkte arvesse võttes, saab töö autor olla kindel, et projekteeritud kinnitushoovad peavad igal juhul vastu, ka ektreemsemates olukordades.

4.3.1. Alumiste õõtsuova torude valik ja vastupidavusanalüüs

Alumisteks õõtsuobadeks kasutatakse samuti külmtõmmatud, ilma õmbluseta ja terasest 355 toru. Toru valiti selliste tingimuste põhjal, et kui Niva kogu oma massiga jääks kandma ühele takistusele, mis paikneb tagasilla alumise õõtsuova all, siis see hoob peaks mõjuvale jõule vastu ega deformeeruks. Maastikul sõites tuleb kindlasti ette selliseid olukordi, kus Lada Niva tagaosa jääb kandma ühele alumisele kinnitushoovale, aga sellist situatsiooni, kus terve sõiduki mass mõjuks ühele hoovale, reaalselt väga võimalik ei ole. Siiani on antud sõidukil originaalhoobadega

pidev probleem, et tagasilla alumised toruhoovad lähevad maastikusõidul kõveraks. Arvatavasti tekitatud löökkkoormuste tõttu. Seda näiteks olukorras, kus maastikul ühel joonel paikneb mitu kändu ja diagonaalselt tagarattaga ühte neist ületades, kukub sõiduk alumise hoovaga teisele kännule. Kõigi eelpool nimetatud tingimuste põhjal otsustati teha tugevusarvutused niisuguste varudega, kus esisilla kinnitusi absoluutselt ei arvestata.



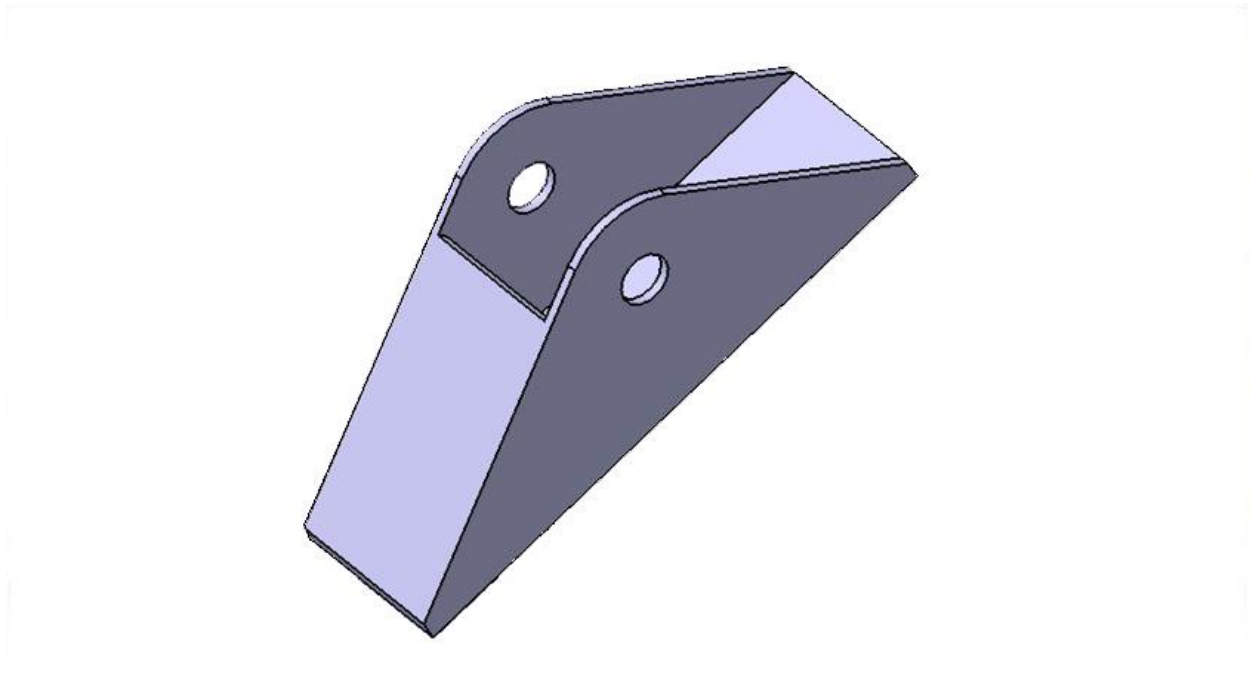
Joonis 29. Alumise õõtshoova tugevusanalüüs

Joonisel 29 on välja toodud alumise sillakinnitustoru vastupidavusanalüüsi tulemus programmis CATIA V5R 21. Toru mõlemad otsad kinnitati, ja täpselt keskelt ülespoole suruti jõuga 11870 N ehk kogu sõiduki massi poolt mõjuva jõuga. Suurimad pinged tekkisid õõtshoova keskosasse, kuhu rakendati jõud ja otspunktidesse, mis olid kinnitatud. Maksimaalne materjalis tekkiv pinge, mis esines õõtshoova keskosas oli 310 MPa. See on väiksem kui antud materjali voolavuspiir ehk 355 MPa. Antud tulemuse põhjal saab öelda, et tugevusvaru on piisav ka mõjuvate löökkkoormuste jaoks. Seega loetakse sobivaks läbimõõduga 35 mm ja seinapaksusega 3,5 mm külmtõmmatud, ilma õmbluseta, terasest 355 valmistatud toru. Selliste mõõtmetega toru on standardtoode.

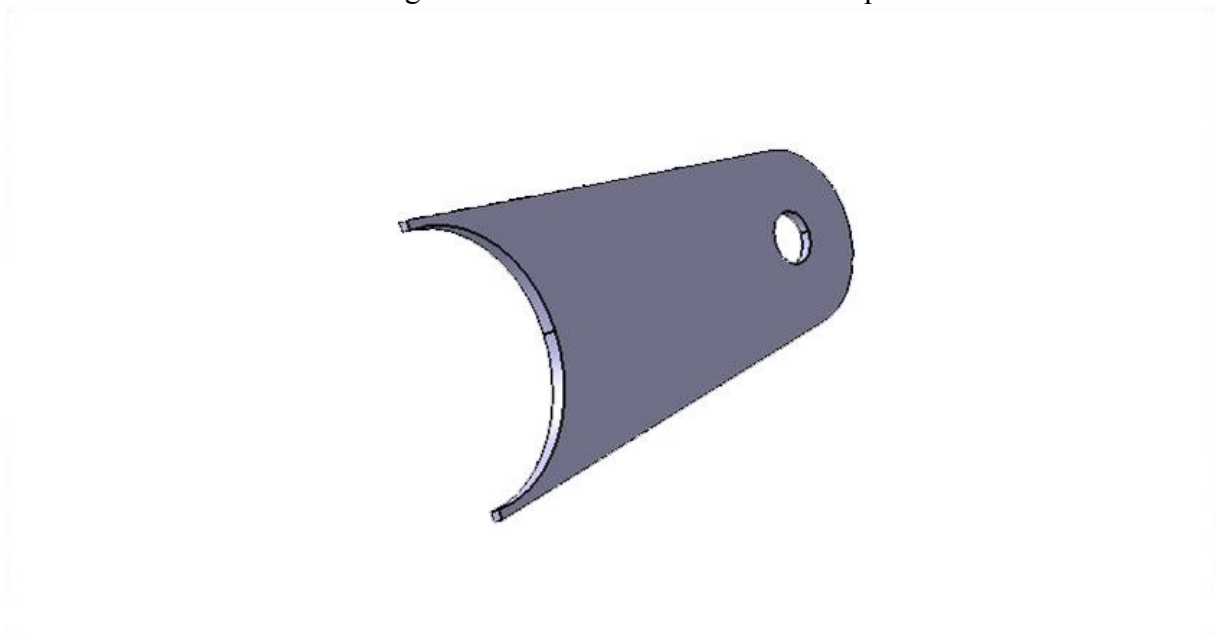
4.4. Tagasilla kinnituskronsteinid

Lada Niva uue tagavedrustuse geomeetria puhul ei kasutata ühtegi originaalset silla kinnituspunkti, sest antud punktide juures ei ole võimalik head geomeetriat saavutada. Seepärast tuli ka kõik

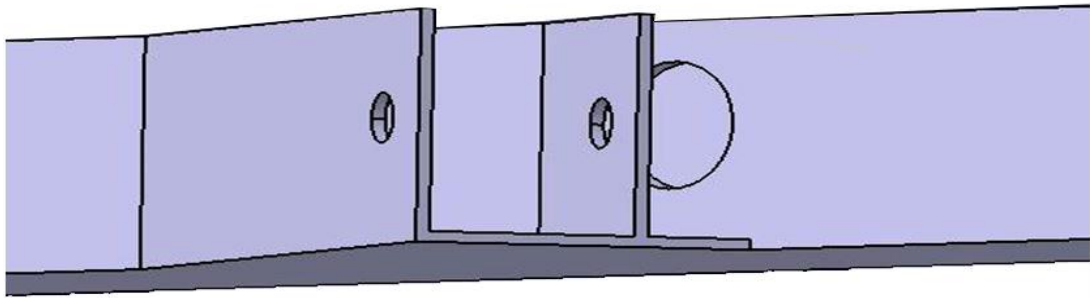
kinnituskronsteinid uued projekteerida. Mida on näha ka järgnevatel joonistel (Joonis 31 – Joonis 33).



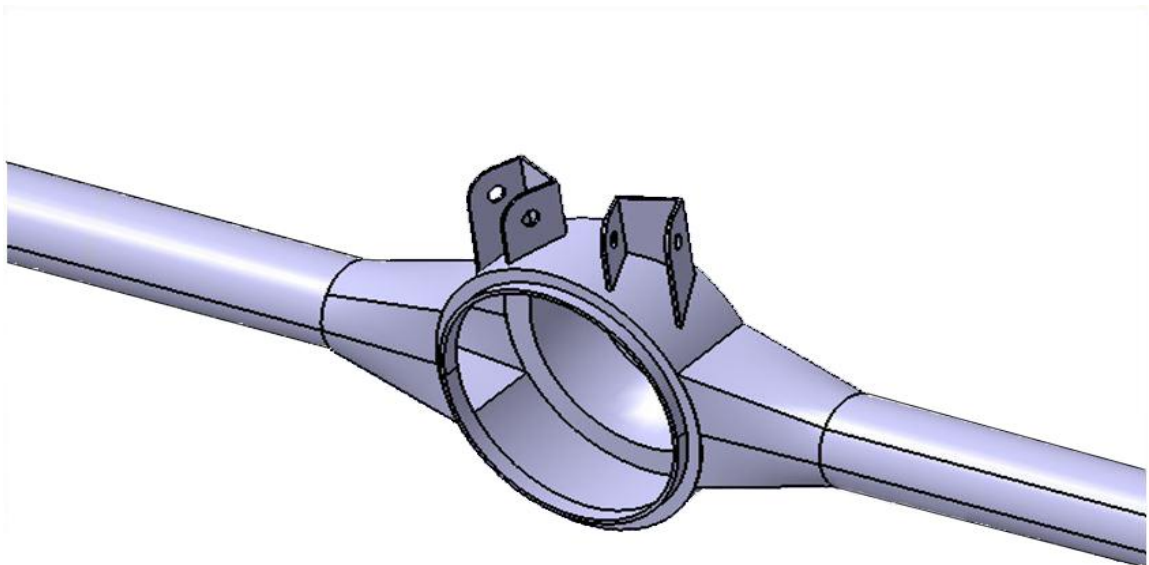
Joonis 30. Uue sillageomeetria alumise õõtshoova kere poolne kinnitus



Joonis 31. Uue sillageomeetria alumise õõtshoova sillatala poolne kinnitus

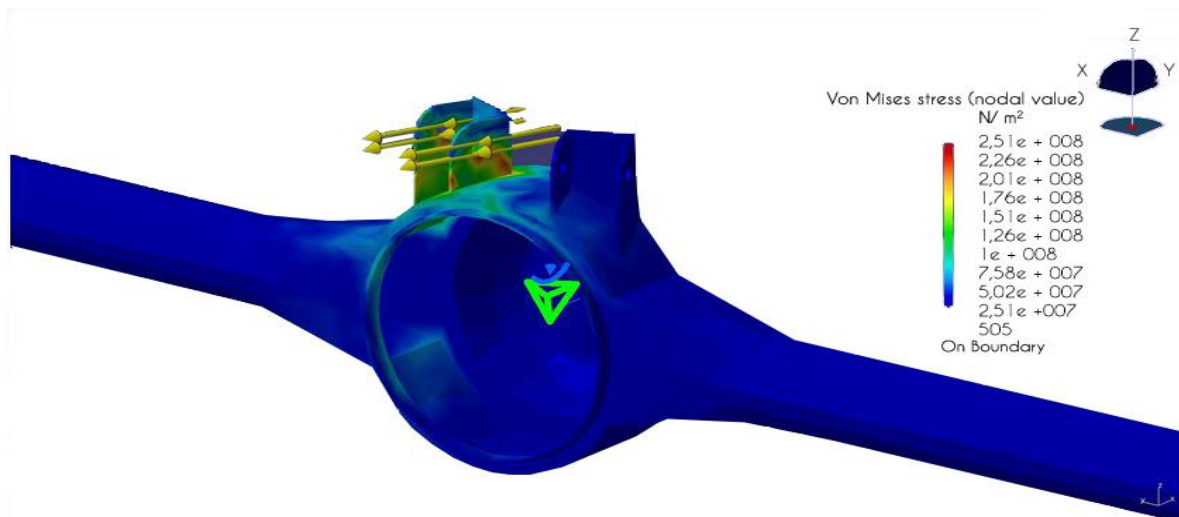


Joonis 32. Uue sillageomeetria ülemise õõtsuova kere poolne kinnitus



Joonis 33. Uue sillageomeetria ülemise õõtsuova sillatala poolne kinnitus

Kõik uued kinnituskronsteinid tehakse kolme millimeetri paksusest teras 355 lehtmaterjalist ja kinnitatakse keevisõmblusega. Kindlaks materjali valikuks tehti programmis CATIA V5R 21 ülemise õõtsuova sillatala poolse kinnitusele ka tugevusanalüüs. Ühele kinnitusele rakendati jõud 18453 N, mis peatükis „Õõtsuova torude valik ja tugevusarvutused“ arvutatud tulemuste põhjal mõjub ühele ülemisele õõtsuovale. Jooniselt 34 selgub, et projekteeritud kinnitused peavad mõjuvatele jõududele vastu ja tugevusvaru on piisav. Detailis tekkiv pinge on 251 MPa, kuid valitud materjali voolavuspiir on 355 MPa.



Joonis 34. Ülemise õõtsuova kinnituse tugevusanalüüs

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö käigus selgub, et töö alguses püstitatud eesmärgid on täidetavad. Ilma, et Lada Niva välimuses tehtaks suuremaid muutusi, on temast võimalik veelgi parem maastur teha kui tehasest tulles. Põhieesmärk, et vähendada tunduvalt tagaosa parasiitoolimist on teoreetiliselt tõestatud. Selleks projekteeris lõputöö autor Nivale klassikalise nelja vardaga tagavedrustuse. Antud juhul oli võimalik enim probleeme tekitav tagumine ristivarras välja jätta. Seega kaotati kere üles – alla õõtsumisel sillatala suur külgsuunaline liikumine. Õõtsuhoobade pikkuste omavahelist suhet ja kinnituspunktide asukohti muutes, töötati välja lahendus, kus kere sai sillatala suhtes rohkem kalduda kui originaalis ning sillatala kaasa keeramine sealjuures oli tunduvalt väiksem kui alguses. Kui varasema 22 kraadise kere kaldumise puhul pöördus sild 3,62 kraadi oma algsest asendist, siis uue geomeetria puhul saab kere kalduda 25 kraadi ja selle ajal pöördub sild vaid 0,34 kraadi. Alusvankri asend muudeti originaalist kere suhtes 50 mm alla poole, mis võimaldab paigaldada sõidukile 31/10,5 rehvid, seetõttu muutub sõiduk veel 50 mm kõrgemaks. Kogu sillakäik on uuel vedrustusgeomeetrial 365 mm, mis on algsest 35 mm suurem. Suurem sillakäik parandab tunduvalt ka maastikul liikumise võimekust. Sõiduasendist alla poole saab sild liikuda 150 mm ja sõiduasendist ülespoole saab sild liikuda 215 mm. Võrreldes neid tulemusi algsetega, siis silla liikumine üles suurenes 50 mm ja silla liikumine alla vähenes 15 mm.

Õõtsuhood projekteeriti piisava tugevusvaruga, et olla kindel ka ekstreemolukordades nende vastupidavuses. Näiteks alumised hood peavad vastu ka siis kui sõiduk kukuks terve oma massiga ühele alumisele hoova torule.

Õõtsuhoova otsliigendites kasutatakse seniste kummipukside asemel sfäärilisi kuulliigendeid, mis annavad piisava tugevusvaru ja liikumismaa.

Kuna käsitletakse ainult Lada Niva tagavedrustuse teoreetilist ja arvutuslikku osa ja reaalselt käesoleva lõputöö jooksul valmis ei ehitata, on antud töö jätkusuutlik, et edaspidi välja arendada ka sõiduki esisilla kinemaatikat.

SUMMARY

This final paper shows whether the objectives set at the beginning of the paper can be achieved. Without making any significant alterations in the appearance of Lada Niva, it is possible to make it into an even better off-road vehicle than it was when coming out of the factory. In theory, it has been proven that the main objective of significantly reducing the parasitic steering of the rear is possible. For that purpose, the author of the final paper designed a classic four-rod rear suspension for the Niva. In this case, it was possible to leave out the rear perpendicular rod that creates the most problems. Thereby, it became possible to prevent the significant sideways movement of the rear axle beam when the body moves up and down. By changing the ratios of the lengths of control arms and the locations of fastening points, a solution was developed where the body could tilt more in relation to the axle beam than originally designed, whereas the turn of the axle beam was significantly reduced. While in case of the earlier 22 degree tilt of the body, the axle turned 3.62 degrees from its initial position, then with the new geometry, the body can be tilted 25 degrees and the axle only turns by 0.34 degrees. The position of the undercarriage to the body was brought 50 mm below the original position, which enables installing 31/10.5 tyres to the vehicle, thereby making the vehicle 50 mm higher. With the new suspension geometry, the whole axle lift is 365 mm, which is 35 mm more than originally. The higher axle lift significantly improves the capacity to move on terrain. The axle can move 150 mm below the driving position and 215 mm above the driving position. Comparing these results with the original shows that the upwards movement of the axle increased by 50 mm and the downwards movement decreased by 15 mm.

The control arms were designed with a sufficient strength buffer to make sure that they could withstand extreme situations. For example, the lower control arms are capable of sustaining the vehicle falling on one of the lower control arms with its whole mass.

New rod end type ball joints were used as the control arm joints instead of the former rubber bushings as these give a sufficient resistance buffer and movement amplitude.

As only the theoretical and calculated characteristics of the rear suspension of Lada Niva are covered in this final paper and an actual vehicle is not built, the paper could be used to develop also the kinematics of the front axle of the vehicle in the future.

VIIDATUD MATERJALID

- [1] „Postimees,“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://majandus24.postimees.ee/827710/ziguli-astub-uunikumide-ritta>. [Kasutatud 05 jaanuar 2015].
- [2] R. B. GmbH, BOSCH Automotive Handbook, Plochingen, 2004.
- [3] „Automoto foorum,“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://forum.automoto.ee/showthread.php?tid=43941>. [Kasutatud 5 jaanuar 2015].
- [4] „Autoevolutsioon,“ [Võrgumaterjal]. Available: http://www.autoevolution.com/cars/lada-niva-1976.html#aeng_lada-niva-1976-19-d. [Kasutatud 4 veebruar 2015].
- [5] Eesti Riiklik Autoregistrikeskus, *VAZ 21213 registreerimistunnistus, EK 008293*, 2008.
- [6] „Made in Russia,“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.madeinrussia.cz/vyrobce-71/-lada-niva-vaz-2121-complete-official-factory>. [Kasutatud 8 veebruar 2014].
- [7] R. Lõbus, *Erakogu*, 2014.
- [8] E. J. j. K. Velsker, *Matemaatika käsiraamat IX-XI klassile*, Tallinn: Valgus, 1984.
- [9] J. Allen, *Four-Wheeler`s Bible*, Minneapolis, 2009.
- [10] K. K. A. Simberg, *Autonduse käsiraamat*, Tallinn, 2014.
- [11] „Autotech 4x4,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://autotech4x4.wordpress.com/4-l/>. [Kasutatud 13 aprill 2015].
- [12] D. M. W.F. Milliken, *Chassis Design Principles and Analysis*, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2002.
- [13] D. L. M. W. F. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*, Warrendale: SAE International, 1995.

- [14] „Snowball,“ [Võrgumaterjal]. Available:
http://www.snowball.se/?page=webshop&cat=uniballs_svetsandar. [Kasutatud 4 märts 2014].
- [15] „Mcgill Motorsport,“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.mcgillmotorsport.com/rod-ends-bearings/>. [Kasutatud 5 mai 2014].
- [16] М. И. Фролов, Техническая механика. Детали машин, Moskva, 1990.
- [17] R. G. B. W. C. Young, Roark's Formulas for Stress and Strain, New York: McGraw-Hill, 2002.
- [18] S.Targ, Teoreetiline Mehaanika, Tallinn: Valgus, 1966.

LISAD

Lisa 1. Sõiduki kere ja sillapunktide tõstukil mõõdetud tulemused

Lisa 2. Alumise õõtsuova kere poolne kinnitus

Lisa 3. Kinnituse põhjaplaat

Lisa 4. Kinnituse küljeplaat

Lisa 5. Kinnituse tugevdusplaat

Lisa 6. Ülemise õõtsuova kere poolne kinnitus

Lisa 7. Kinnituse põhjaplaat

Lisa 8. Kinnituse otsaplaat

Lisa 9. Kinnituse otsaplaadi jätk

Lisa 10. Kinnituse küljeplaat

Lisa 11. Kinnituse kõrv

Lisa 12. Kinnituse kõrv

Lisa 13. Alumine õõtsuob

Lisa 14. Kuulliigendi kinnituspuks

Lisa 1. Sõiduki kere- ja sillapunktide tõstukil mõõdetud tulemused

Kere punktid (mm)			
	Y	Z	X
Ülemine õõtshoob	285	40	2600
Alumine õõtshoob	490	-40	2280
Vedru kinnitus	555	325	2870
Amordi kinnitus	270	250	2940
Panhard hoova kinnitus	515	15	2993
Referents punkt		1890	
Referents alla lastud autol		365	

Tagasilla punktid (mm)			
	Y	Z	X
Ülemine varras	265	50	0
Alumine varras	500	-70	0
Vedru kinnitus	505	45	2870
Amordi kinnitus	455	-90	2940
Panhard hoova kinnitus	535	-45	122,5
Referents punkt	750	1763	2870
Referents alla lastud auto		330	