

Carl Haamer

**ESIVEOLISE VÕIDUSÕIDUAUTO
VW GOLF 1 ÜLDINE ARENDUS JA
VÕRDLUS KONKURENDIGA
OSALEMAKS EMV7
VÕISTLUSKLASSIS**

LÕPUTÖÖ

Tehnikainstituut

Autotehnika õppekava

Juhendaja: lektor Aimar Lukk

Tallinn 2023

Autori deklaratsioon ja lihtlitsents

Mina, Carl Haamer tõendan, et lõputöö on minu kirjutatud. Töö koostamisel kasutatud teiste autorite, sh juhendaja teostele on viidatud õiguspäraselt. Kõik isiklikud ja varalised autoriõigused käesoleva lõputöö osas kuuluvad autori/te/le ainuisikuliselt ning need on kaitstud autoriõiguse seadusega.

Annan Tallinna Tehnikakõrgkoolile (edaspidi kõrgkool) tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „**ESIVEOLISE VÕIDUSÕIDUAUTO VW GOLF 1 ÜLDINE ARENDUS JA VÕRDLUS KONKURENDIGA OSALEMAKS EMV7 VÕISTLUSKLASSIS**“:

- reprodutseerimiseks paber kandjal kõrgkooli raamatukogus avaldamise ja säilitamise eesmärgil;
- elektroonseks avaldamiseks kõrgkooli repositooriumi kaudu;
- kui lõputöö avaldamisele on instituudi direktori korraldusega kehtestatud tähtajaline piirang, lõputöö avaldada pärast piirangu lõppemist;
- ning kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid ega muid õigus.

Autor: Carl Haamer

/allkirjastatud digitaalselt, kuupäev digiallkirjas/

Juhendaja kinnitus

Lõputöö vastab lõputöö ja kirjalike tööde vormistamise juhendile. Lubada lõputöö kaitsmisele instituudi direktori korraldusega.

Juhendaja:

1. Aimar Lukk, magistrikraad, lektor.

/allkirjastatud digitaalselt, kuupäev digiallkirjas/

SISUKORD

SISSEJUHATUS.....	5
1. VÕISTLUSKLASSI EMV7 ÜLEVAADE.....	7
2. VW GOLF MK1 KIRJELDUS.....	9
3. KASUTUSELOLEVAD ESIALGSED LAHENDUSED.....	11
3.1. Mootori kirjeldus.....	11
3.2. Jõuülekanne kirjeldus.....	13
3.3. Käigukasti ülekande suhtarvude võrdlus Hondaga.....	14
3.3.1. Sõidukite kiiruskarakteristikud.....	15
3.3.2. Käigukasti K-faktorid.....	16
3.3.3. Veojõu ja takistusjõu sõltuvus kiirusest, hoovõtu aeg.....	18
3.4. Esivedrustuse kirjeldus.....	21
3.5. Tagavedrustuse kirjeldus.....	22
3.5.1. Tagumise sillatala väände analüüs pingis.....	23
4. MOOTORIRUUMI UUED LAHENDUSED.....	25
4.1. Sobiva õhuvõtu torustiku valimine.....	25
5. SÕIDUKI VEDRUTUST MÕJUVATE JÕUDUDE ARVUTAMINE.....	28
5.1. Sõiduki pikijõu kaalu ümberjaotmine kiirendusel/pidurdusel.....	29
5.2. Sõiduki Külgjõu kaalu ümberjaotumine kurvis.....	32
5.3. Õõtshoova mõjutavate jõudude arvutamine.....	34
5.4. Tagaratta rummule mõjuvate jõudude arvutamine.....	37
6. UUTE VEDRUSTUSELEMENTIDE PROJEKTEERIMINE.....	39
6.1. Uute torumaterjalist õõtshoovade projekteerimine, tugevusanalüüs.....	39
6.2. Tagumise sillatala tugevusanalüüs.....	40
6.3. Uue sillatala lahenduste projekteerimine.....	42
6.4. Sobiva vedru valimine tagasillale.....	45
6.5. Materjali valik.....	47
7. KULUDE ARVESTUS.....	50
7.1. Auto ehitus.....	50
7.2. Võidusõidu ohutusvarustus.....	52
7.3. Võistluse, hooaja eelarve.....	53
KOKKUVÕTE.....	55
SUMMARY.....	57

VIIDATUD ALLIKAD.....	59
LISAD.....	61

SISSEJUHATUS

Eesti MV autorallis on tegu spordialaga, kus autodega läbitakse võimalikult kiiresti erinevas pikkustes teelõike, olgu see siis kruusal või asfaldil. Mõne kiiruskatse puhul võib teekate sisaldada nii kruusa kui ka asfaldi. Antud spordiala on viimase 10 aasta jooksul teinud läbi ka palju muudatusi ning üheks suuremaks oli 2015 aastal loodud uued võistlusklassid, mille tulemusel loodi ka võistlusklass EMV7. EMV7 võistlusklassis kehtivatele tehnilistele nõuetele peab vastama ka töö käigus arendatav sõiduk, et oleks võimalik osaleda Eesti MV etappidel ja jõuda poodiumile. Lõputöös analüüsitava auto meeskond alustas autoralliga tegelemist 2017 aastal ning sellest aastast pärineb ka seni parim tulemus, milleks oli võistlusklassi J18 hooaja 2. koht autoralli madalamas sarjas, milleks oli rahvaralli. Autoralli senine parim tulemus puudub kuna esimesed võistlused arendatava sõidukiga tehti 2022 aastal aga lõpuni pole jõutud.

Töö eesmärk on arendada edasi olemasolev Volkswagen Golf Mk1 šassiil põhineva võidusõiduauto vedrustuse detailide väändejäikust kasutades voolepiiri puhul varutegurit 4. Tagavedrustuse puhul soovitakse lisaks luua uued tagasilla lahendused parandamaks sõiduki ülejuhitavust kurvides. Lisaks vedrustusele võetakse vaatluse alla ka sõiduki mootor ja käigukast ning nendega seotud probleemid. Uute lahenduste projekteerimiseks kirjeldatakse ära analüüsitava sõiduki lahendused, uuritakse EMV7 võistlusklassi olemust ning võrreldakse teoreetiliselt põhikonkurendiga. Arvestades võrdluse tulemusi ning probleeme esialgse sõidukiga, mis on tekkinud võistluste käigus, tuuakse välja uued lahendused ning konkurendi võrdluse tulemused.

Töö esimeses osas tuuakse välja EMV7 võistlusklassi olemus, põhikonkurendi võistlussõiduki kirjeldus ning kirjeldatakse ära töö käigus analüüsitava sõiduki esialgsed lahendused ning probleemid hetkel kasutusolevate lahendustega. Teises osas projekteeritakse või leitakse uued lahendused probleemsetele kasutusel olevatele lahendustele, teostatakse tugevusanalüüsid, mille põhjal on võimalik valida sobivad materjalid ja uued detailid uute lahenduste puhul. Töö viimases osas tuuakse välja kuluaruanne, kus on kirjeldatud ära erinevad tehtavad ja tehtud kulutused seoses auto ehitamisega ning võistlemisega Eesti autoralli meistrivõistlustel EMV7 võistlusklassis. Võimalusel soovitakse töö lõpuks võtta uued lahendused reaalselt kasutusele analüüsital sõidukil.

Lõputöö lõpptulemusena peaks paika saama optimaalsed lahendused mootori ja käigukasti seisukohast, mida edaspidi kasutatakse. Vedrustuse elementide näol on olemas uued lahendused, kus kriitilisemas koormus olukorras on materjali voolepiiri varutegur 4. Sealjuures võimaldavad antud

lahendused juhil sõidukit võimalikult lihtsalt juhtida ning on ka vastupidavad roopas sõites Eesti autoralli meistrivõistlustel.

Töö koostamiseks on peamiselt kasutatud Catia V5R21 3D programmi, kus koostatakse mudelid ning joonised uutest lahendustest. Tugevusanalüüside puhul kasutakse Catia V5R21 analüüsi keskkonda, mis võimaldab analüüsida staatilistelt loodavates lahendustes tekkivaid jõudusid, pingeid ja nihkeid. Materjalidena on töö teostamiseks kasutatud Tallinna Tehnikakõrgkooli autotehnika eriala õppeainetest saadud konspekte, mehhaanika insenerile vajalike raamatuid, leidmaks vajalikud valemid ning autonduse käsiraamatuid. Lisaks on kasutatud virtuaalseid allikaid, mis on seotud sõidukile erinevate lahenduste projekteerimisega ning aitava üldiselt kaasa töö teostamisele.

1. VÕISTLUSKLASSI EMV7 ÜLEVAADE

EMV7 võistlusklassi kuuluvad nii esi- kui ka tagaveolised võidusõiduautod, mille mootori töömaht jääb vahemikku 1600 cm³ kuni 2000 cm³. [1]

Hooajal 2022 võitsid EMV tiitli ning ka kõik osavõistlused sõitjad, kes kasutasid autot Honda Civic Type-R (Sele 1). Vaatlusaluseks on võetud Romet Jürgensoni 2022 hooaja võistlusauto, mis on vastav EMV7 nõutele ning N-5646 homologatsioonile, mille reaalne kaal täis paagiga on 1140kg. Mootorina on antud autol kasutusel Jaapani siseturu jaoks toodetud Japanspec mootor K20A, millel on muudetud gaasijaotusmehhanism ning originaal väljalaske süsteem on asendatud katalüsaatorist alates Marteliuse väljalaske süsteemiga. Mootori maksimaalsed näitajad on 184 kW võimsust ning 252 Nm pöördemomenti. Mootori pöörete piiraja on 8500 pöörde juures. Kasutusel on grupp N tingimustele vastav 5. käiguline käigukast, mille käigukasti ülekandearvud on välja toodud allpool tabelis (Tabel 1). Ainukese erandina on kasutusel 6.27 peälekanne saavutamaks paremat vastupidavust ja kompenseerida võistlusratta läbimõõtu. Ülekanne on toodetud Eestis Margus Bollvergi poolt. [2]

Vedrustuses on autol kasutusel Öhlinsi muudetava jäikusega amortisaatorid koos Camshaft originaalist jäigemate vedrudega. Esisild on ehitatud kuulliigendite peale vältimaks kokkujooksu muutumist. Muus osas on tegu EMV7 võistlusklassi nõutele vastava autoga.

Tabel 1. Honda Civic Type – R käigukasti ülekande [2]

Käigu number	Käigu ülekande arv
1. käik	36/15 – 2.40
2. käik	29/18 – 1.61
3. käik	29/23 – 1.26
4. käik	26/26 – 1.00
5. käik	24/28 – 0.86
Peälekanne	69/11 - 6.27
Ratta raadius, mm	324



Sele 1. Honda Civic Type-R

2. VW GOLF MK1 KIRJELDUS

Töö käigus analüüsitavaks ning arendatavaks sõidukiks on Volkswagen Golf Mk1 kerel põhinev 2022 EMV7 võistlusklassi tingimustele vastav ralliauto. Auto originaal vedrustus on asendatud järgmise generatsiooni Golf Mk2 omaga saavutamaks paremat kere jäikust (vt Lisa 5), originaal lahenduse probleemiks esisillas oli lahkujooksu tekkimine kurvi pidurdamisel. Uue lahenduse puhul on vasak ja parem pool otseselt jäiga sillatalaga ühendatud, mis ideena peaks vähendama eelpool mainitud probleemi ning lõpp kokkuvõttes peaks tagama parema sõiduki juhitavuse juhi jaoks. Teljevahe on originaal aga rööbet on muudetud laiemaks arvestades seejuures saadaval olevat veovõllide pikkust. Tagasilda on tugevdatud diagonaal varrastega, vältimaks lahkujooksu tekkimist ralli tingimustes, kus auto peab taluma külgsuunalisi jõude erinevates rasketes tingimustes. Auto tühikaal koos 20. liitri kütusega on 946kg. Tehniliste tingimustega lubatud miinimum kaal on 930kg. [3]



Sele 2. Katseauto Volkswagen Golf Mk1

Alates 2023 hooajast on auto mootor asendatud 1984cc 16. klapilise Volkswageni originaal mootoriga, mille koodiks tootja poolt on ABF (Sele 3). Antud mootori toitesüsteemi juhib elektrooniline juhtmoodul. Tehase andmetel arendab antud mootor 110 kW 6000 pöörde juures ning 180 Nm pöördemomenti 4600 pöörde juures. [4]



Sele 3. Analüüsitava sõiduki mootoriruumi paigutus

3. KASUTUSELOLEVAD ESIALGSED LAHENDUSED

Antud peatükis tuuakse välja hetkel kasutusel olevad lahendused ja uuritakse lähemalt kuidas oleks võimalik täiustada olemasolevaid lahendusi. Esmalt tuuakse välja mootori tehnilised parameetrid ning mõõdetakse dünostendis auto hetke väljund parameetrid saamaks teada võimalikud probleemid mootoriga seoses ning teise eesmärgina soovitakse leida kõige efektiivsem mootori pöörete vahemik. Mootori mehaanilist poolt ei soovita muuta seega keskendutakse mootori puhul lihtsamatele detailide, mis ei mõjuta otseselt mootori vastupidavust ning proovitakse leida parimad lahendused maksimaalse efektiivsuse saavutamiseks säilitamaks originaal baasmootori. Veoülekande ja mootori karakteristikuid võrreldakse Hondaga ning analüüsitakse lähemalt, kuidas erinevad sõidukid kiirendavad, mis on tippkiirused ja kui konkurentsivõimeline on sõiduk põhikonkurendiga. Võrdlus on eelkõige vajalik saamaks teada, kuidas sobivad valitud käigukasti ülekanded EMV7 klassis võistlemiseks. Esivedrustuse puhul on eesmärgiks saavutada paremat vastupidavust ning tagavedrustuse puhul soovitakse jõuda uute lahenduseni, mis parandaksid sõiduki ülejuhitavust kurvides ning teeks auto käsitlemise juhile mugavamaks.

3.1. Mootori kirjeldus

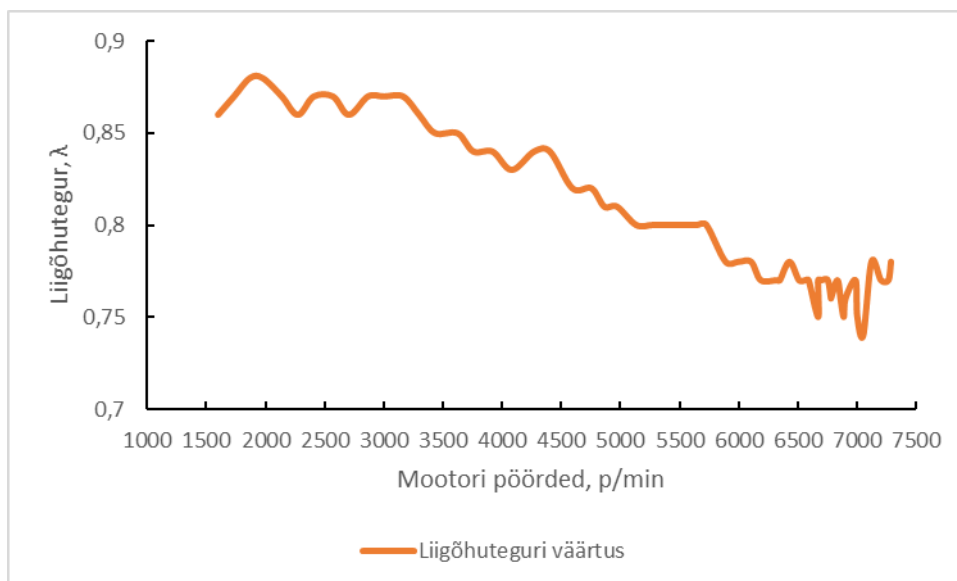
Mootorina kasutatakse võistlussõidukil 1984cc rida 4 vabalt hingavat mootorit, mis on juhitud elektrooniliselt mitme punkti sissepritsega, kus igal silindril on oma pihusti enne sisselaske klappi. Tegu on tootja originaal seades mootoriga välja arvatud sisendõhu filtreeriv element, mis originaal lahenduse näol on asendatud koonusfiltriga ning ei ole veekindlalt eraldatud. Antud mootori puhul on märgade ilmadega täheldatud probleemi kütusesegu muutumist, kus juurde paigaldatud liigõhutegur ei suuda tuvastada kütusesegu ning sellest tulenevalt on täheldatud ka seost mootori ebahühtlaselt töötamisega ning võimsuse kaoga. Probleemist tulenevalt on autoga käidud dünostendis ning analüüsitud mootori tööd.

Dünostendis on mõõdetud ära auto võimsus ja väändemoment ning graafikud on välja toodud allpool, kus on näidatud kolme järjestikuse mõõtmise tulemus (Sele 4). Tulemused on mõõdetud rattast. Graafikult on võimalik välja lugeda mootori võimsuse ja pöördemomendi sõltuvus mootori pööretest. Mõõtmiste käigus probleeme mootori töös ei täheldatud, mistõttu on võimalik järeldada, et kuivades oludes probleeme ei esine. Lisaks selgus mõõtmise tulemusel kõige efektiivsem pöörete vahemik, mis on nähtaval sektoris A. Seega on mootori kõige efektiivsem pöörete vahemik 5400 ning 5800 pöörde vahel.



Sele 4. Mootori võimsuse ja põõrdemomendi graafik

Allpool on graafikul välja toodud koormusel kütusesegu sõltuvus mootori pöõretest (Sele 5). Kütusesegu väärtused on näidatud pingetena kuna originaalis kasutab auto kitsasriba hapniku andurit, mis töötab pingevahemikus 0-1 V ning töõmõte põhineb rikas/lahja kütusesegu tuvastamises. 0,8 V ülespoole on tegu rikka seguga ning kui kütusesegu langeb alla 0,3 V on tegu lahja seguga. Tulemused on logitud kasutades VCDS tarkvara koos HEX-V2 ühendusega, millega on võimalik näha mootori liigõhuteguri väärtust. Tulemustest selgub, et mootori pöõrete kasvades muutub kütusesegu rikkamaks ning antud juhul on liigõhuteguri väärtus vahemikus 0,7 – 0,9 ning seega kütusesegu vahemikus on 11,5 : 1 – 14,7 : 1. [5]



Sele 5. Mootori liigõhuteguri väärtus koormusel seoses mootori pööretega

Antud juhul selgub, et liigõhutegur püsib kogu pöörete ulatuses alla 1, mis tähendab, et lahjaks antud mootori puhul kütusesegu kordagi ei muutu. Seega saab järeldada, et kuivades oludes antud mootor töötab vastavalt soovitud. Kuna aga märgade olude tekivad probleemid mootori töös siis võib järeldada, et vee sattumisel põlemiskambris läbi koonusfiltri muutub mootori töö ebahütlaseks ning seega on vajalik antud lahendust muuta.

3.2. Jõuülekanne kirjeldus

Käigukastina on kasutusel Margus Bollverki poolt toodetud ilma sünkronisaatoriteta käigukast. Veovõllidena on kasutusel VW Golf VR6 originaal veovõllid, mille välimised veovõlli liigendid ja rummud on asendatud 4. generatsiooni Audi 100 omadega. Auto mootori pöörete piiraja on 7300 p/min. Sõiduki tippkiiruseks kasutades kruusarehvi mõõdus 185/70 R15, mille läbimõõt on 640mm, on auto tippkiiruseks 168 km/h. Allpool tabelis on välja toodud kasutusel oleva käigukasti ülekande suhtarvud (Tabel 2).

Tabel 2. Käigukasti tehnilised näitajad

Käigu number	Käigu ülekande arv
Käik	29/10 – 2.900
Käik	32/14 – 2.290

Käik	30/17 – 1.760
Käik	28/19 – 1.470
Käik	26/21 – 1.230
Peaülekanne	72/17 – 4.235
Ratta raadius, mm	320

3.3. Käigukasti ülekande suhtarvude võrdlus Hondaga

Antud peatükis analüüsitakse hetkel EMV7 klassi kõige kiiremat autot katseautoga Volkswagen Golf 1, kus võrreldakse ning kõrvutatakse kahe auto tehnilised näitajad ning võrreldakse jõuülekannet (Tabel 4), millised on erinevad kiiruskarakteristikud, K-faktori leidmine mõlema käigukasti puhul, milline on veojõu ja takistusjõu sõltuvus kiirusest, sõiduki kiiruse sõltuvus ajast ehk hoovõtule kuluv aeg ning läbitud teepikkuse sõltuvus ajast. Võrdlustabelid on üles ehitatud baseerudes õppeaine „Auto Dünaamika“ konspektile ning sealt saadud teadmistele. Võrdluse eesmärk on arvutuste tulemusel saada aru, kas valitud käigukasti ülekanded sobivad kasutamiseks sõitmaks võidu EMV7 klassi võitjaga. Allpool tabelis on välja toodud võrdluses kasutatavate sõidukite baasandmed (Tabel 3).

Tabel 3. Katsesõidukite tehnilised baasnäitajad

	VW Golf	Honda Civic
Võimsus, kW	109,3 (5850 p/min)	184 (7800 p/min)
Maksimaalsed pöörded, p/min	7300	8500
Väändemoment, Nm	189,1 (5400 p/min)	252 (7100 p/min)
Tühimass, kg	946	1140
Sõitjate mass, kg	150	150
Ratta raadius, m	0,320	0,324
Jõuülekande kasutegur	0,9	0,9
Lauppind(ligikaudne), m²	1,8	1,9

Rehvi andmed	185/70 R15	205/65 R15
---------------------	------------	------------

Võrdlustabeli põhjal on näha, et peamised Volkswageni eelised võrdluses Hondaga on:

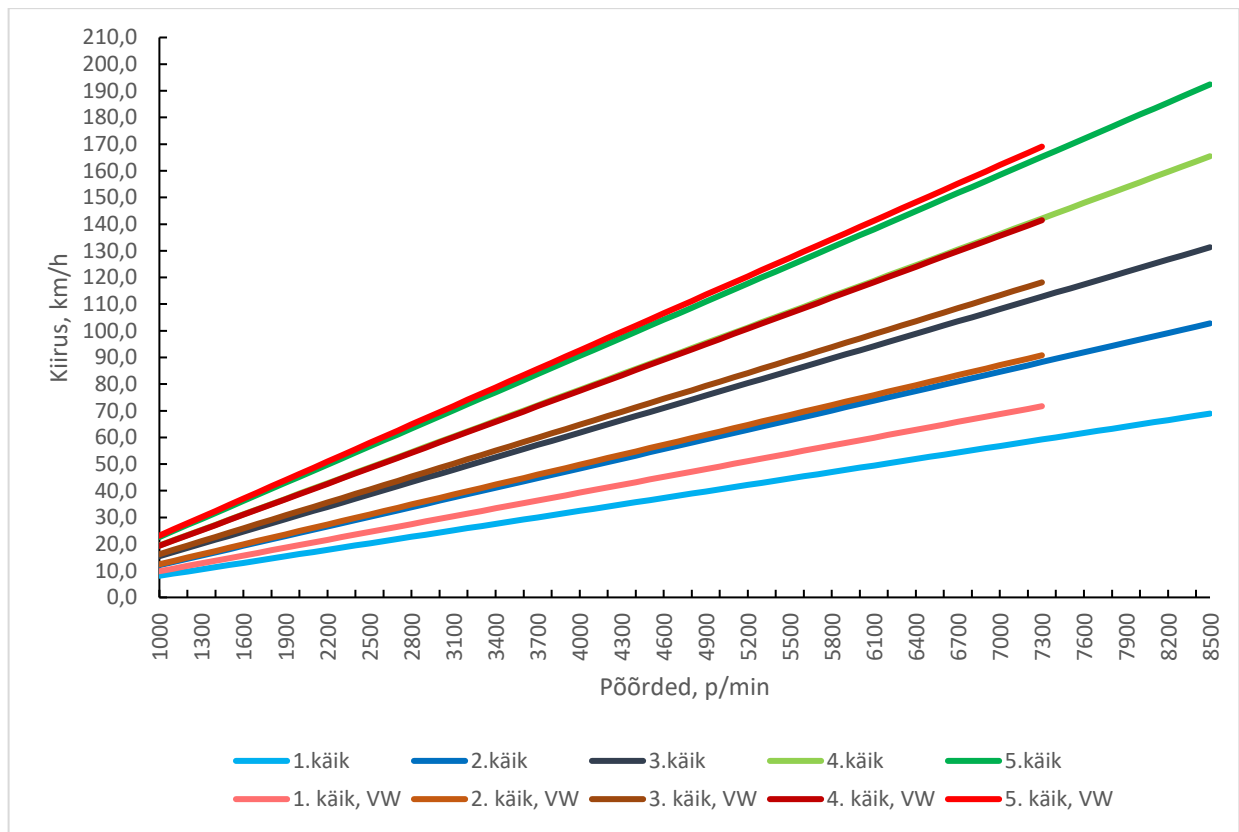
1. 194kg kergem võrreldes Hondaga
2. Laupinna pindala väiksem

Tabel 4. Jõuülekande käikude suhtarvude võrdlustabel [2]

	1. käik	2-käik	3.käik	4.käik	5.käik	Peaülekanne
Honda Civic	2,400	1,610	1,260	1,000	0,860	6,270
VW Golf	2,900	2,290	1,760	1,470	1,230	4,235

3.3.1. Sõidukite kiiruskarakteristikud

Allpool graafikul on välja toodud Honda ja Volkswageni kiiruskarakteristikud, kasutades Volkswageni puhul kruusarehvi raadiusega 320 mm ja Honda puhul 324 mm. Sinisega ja rohelise värviga on märgitud Honda andmed ning punakate värvidega on näidatud Volkswageni andmed.

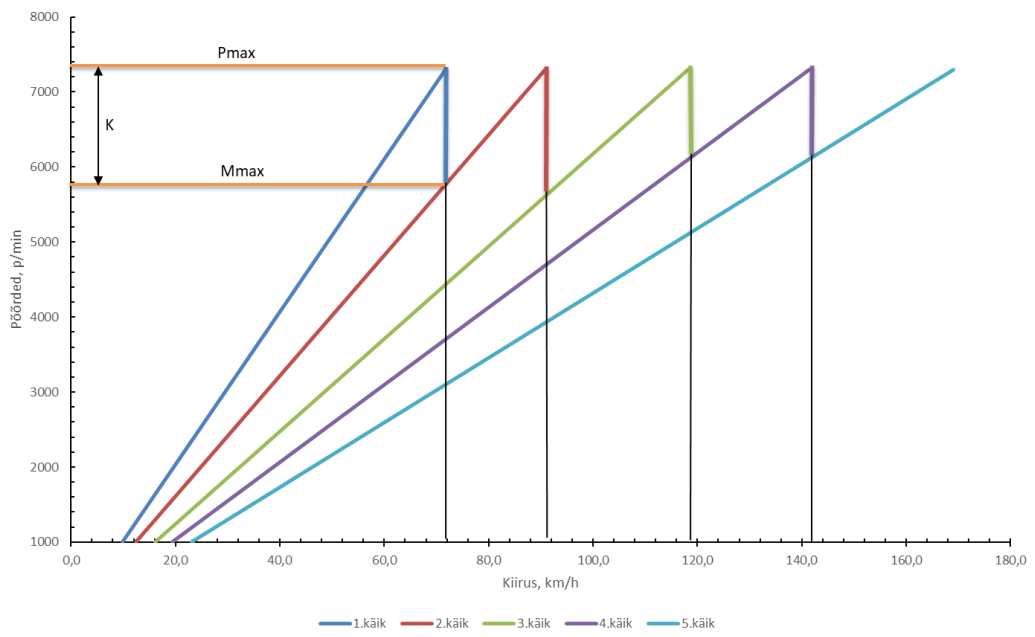


Sele 6. Volkswagen vs Honda kiiruskarakteristikud

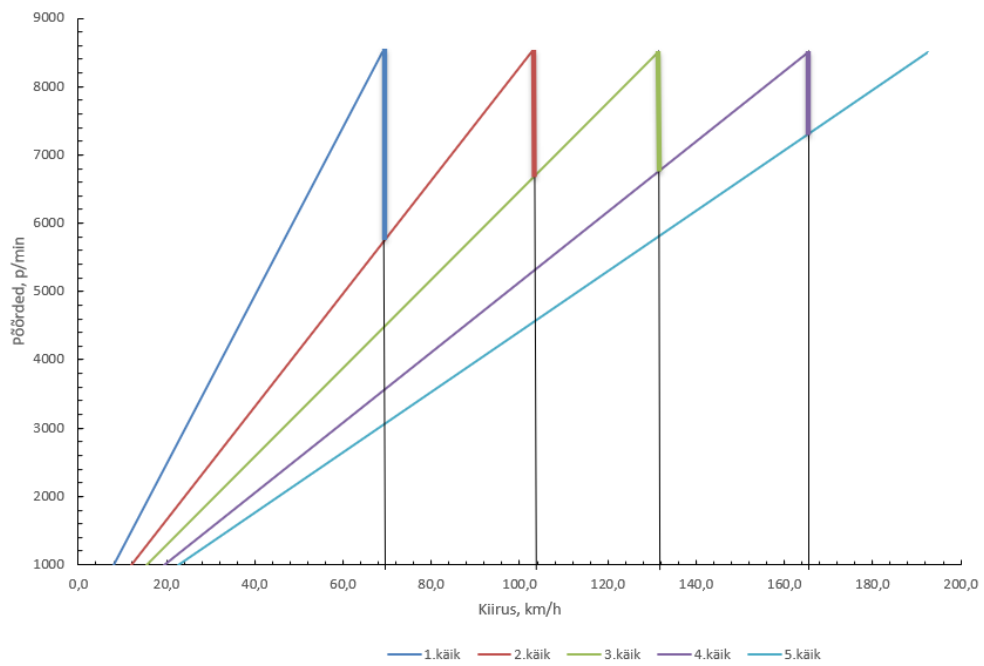
Graafiku järgi saab järeldada suurim erinevus on madalamatel käikudel, mille järgi saab järeldada, et 1-3 käik on Volkswagenil kiiremad ehk tippkiirus antud käikudega on suurem, kui võtta piiranguks Volkswageni pöörete maksimumi. Graafiku põhjal selgub, et ka viienda käigu ülekande suhtarvuga on tippkiirus sama pöörde juures suurem, kui Hondal.

3.3.2. Käigukasti K-faktorid

Eelnevalt välja toodud dünoograafiku põhjal on võimalik leida pöörete vahemik, kus antud mootor kõige efektiivsemalt töötab. Antud juhul asub antud vahemik 5400 ning 5800 pöörde vahel. See tähendab, et ülekanded on oluline valida nii, et peale igat käiguvahetust langeksid mootori pöörded antud vahemikku. Saamaks teada, kuhu langevad sõiduki mootori pöörded peale igat käiguvahetust, luuakse K-faktori graafikud. K-faktorite leidmiseks on kasutatud kahe sõiduki kiiruskarakteristiku graafikuid, mis on loodud teadaolevate ülekande arvude ja mootori karakteristikute põhjal. Sõidukite graafikud on välja toodud allpool ning graafikute põhjal on näha, kui palju antud ülekannetega kukuvad pöörded peale igat käiguvahetust (Sele 7)(Sele 8). Vertikaalsete joontega on ühendatud pöörete kukkumine iga käigu puhul.



Sele 7. Volkswageni K-faktor



Sele 8. Honda K-faktor

Teades sõidukite kiiruskarakteristikute graafikuid, on võimalik graafikute põhjal välja lugeda, kui palju iga käiguvahetusega pöörded kukuvad ning kasutades välja loetud tulemusi on võimalik vastava valemi järgi välja arvutada iga käiguvahetuse K-faktor. [6]

$$K = \frac{nP_{max}}{nM_{max}} \quad (1)$$

kus: nP_{max} mootori maksimaalsed pöörded, p/min

nM_{max} mootori pöörded peale käiguvahetust, p/min

Sõidukite käiguvahetuse K-faktorid on välja toodud järgnevas tabelis (Tabel 5).

Tabel 5. Sõidukite käiguvahetuse K-faktorid

	Käiguvahemik 1-2	Käiguvahemik 2-3	Käiguvahemik 3-4	Käiguvahemik 4-5
Volkswagen	1,28	1,30	1,19	1,19
Honda	1,49	1,26	1,25	1,16

Graafikuid ning tabelleid vaadates selgub, et mõlemad autod kasutavad enamasti korrastatud geomeetriaga seeriat ehk Jante seeriat kus K-faktor ei ole konstant ning iga käiguvahetusega langevad pöörded vähem. Selle tõttu on ka K-faktori väärtus erinev. Volkswageni ülekannetega selgub, et kõige suurem pöörete kukumine toimub teiselt käigult kolmandale vahetades. Ideena on soovitud saavutada fikseeritud K-faktor, mis tagab parema ja ühtlase kiirenduse aga selle tulemusel ei kasutata maksimaalset mootori võimsust ära. Hondal seevastu selgub, et vahe muutub iga käiguga väiksemaks, mis tähendab, et mootori võimsust kasutatakse paremini ära. Sõidukite K-faktorite põhjal on võimalik näha, kuhu langevad pöörded peale käiguvahetust. Volkswageni puhul kui vahetada piiraja ligidal, mis on 7300 p/min siis langevad pöörded iga käiguvahetusega 5400 ja 6200 pöörde vahele, mis eelnevalt mõõdetud dünograafikult välja lugedes jääb kõige efektiivsemasse mootori töötamis alasse. [6]

3.3.3. Veojõu ja takistusjõu sõltuvus kiirusest, hoovõtu aeg

Allpool graafikutel on välja toodud Veojõu (N) ja takistusjõu (N) sõltuvus kiirusest (km/h) erinevatel käikudel, mille eesmärk on saada teada, kui efektiivselt kasutatakse ära mootori poolt võimaldavat veojõudu kasutusel olevate ülekande suhtarvudega (Sele 9). Graafikutelt saab välja lugeda, et Honda mootori poolt suurim võimaldatav veojõud eelpool mainitud haardeteguriga ületab maksimaalse teekattele ülekantava veojõu terve esimese käigu ulatuses ning ka teatud osa teisest käigust.

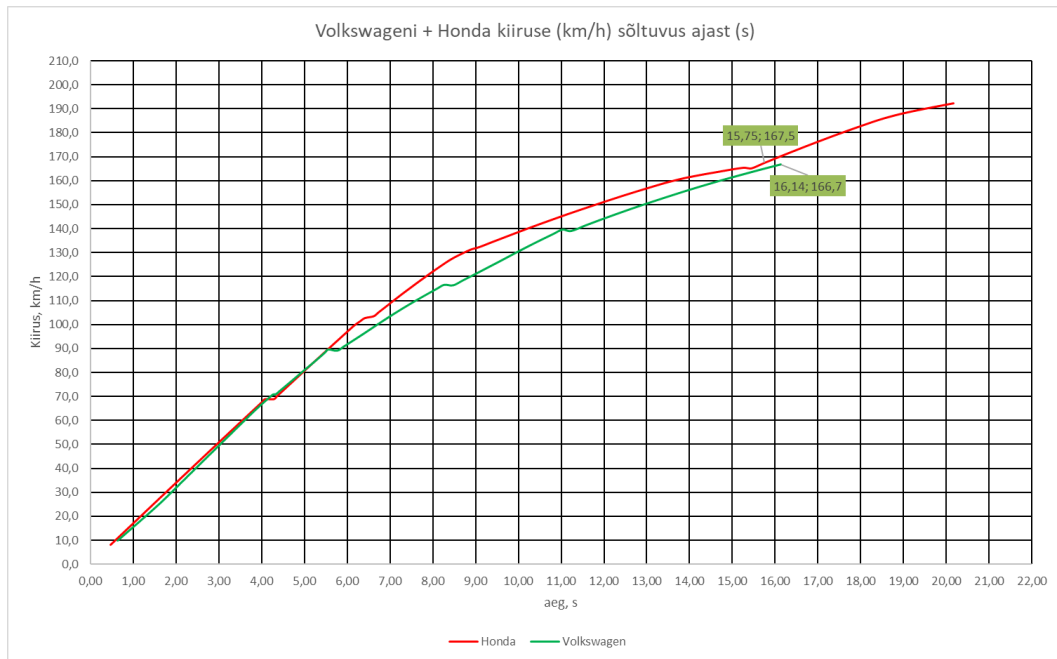
Volkswageni puhul ei kasutata tervet mootori poolt võimaldatavat veojõudu ära vaid poolest esimesest käigust. Seega selgub, et Volkswagen kasutab veojõudu paremini ära ning esimese käigu kasutamine on vajalik. Honda puhul ei oleks vaja esimest käiku kasutada ka kohalt sõitu alustades. Lisaks erineb kiirustel ka takistusjõud, mis on graafikutel märgitud tumeda joonega. Takistusjõud on tingitud sõidukite lauppinnast, aerodünaamilisest takistustegurist, õhu tihedusest ja vastutuule kiirusest. [7]



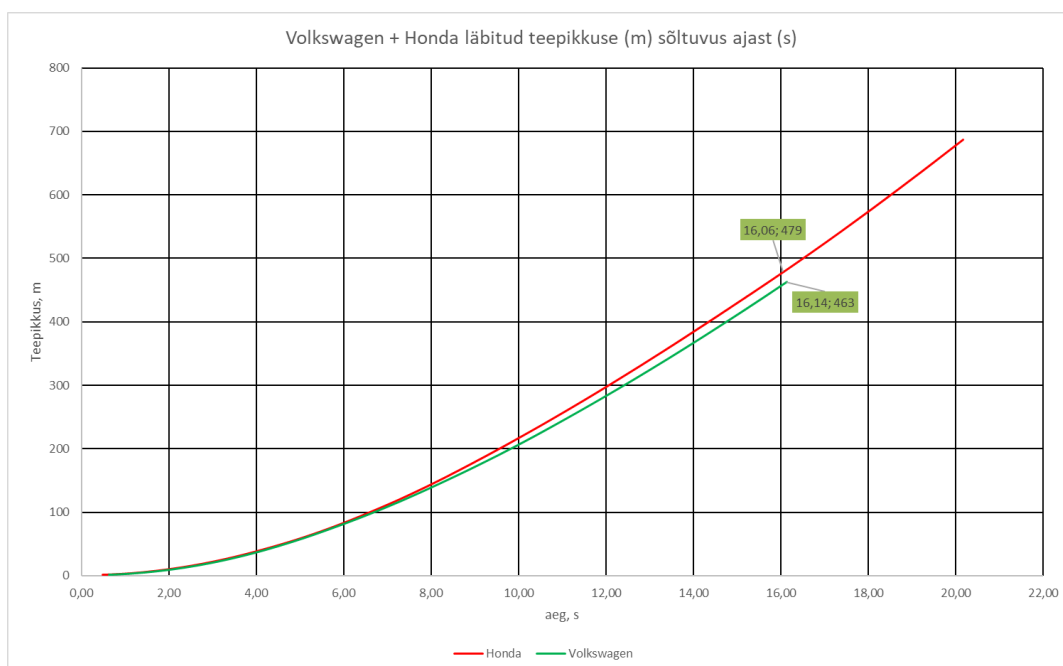
Sele 9. Sõidukite veojõu ja takistusjõu sõltuvus kiirusest

Järgnevatel graafikutel on välja toodud Honda ja Volkswageni hoovõtu aeg. Graafikult võib välja lugeda, et kuni Volkswageni maksimaalse kiiruseni kiirendavad autod üsnagi võrdselt (Sele 10). Volkswagen jõuab teoorias tippkiiruseni 166,7 km/h 16,14 sekundiga ning ligikaudu sama kiiruseni jõuab Honda 15,75 sekundiga. Erinevus on siin ligikaudu pool sekundit. Antud kiirusest aga kiirendab Honda veel edasi kuni kiiruseni 192 km/h milleni jõuab 20,17 sekundiga. Seega järeldub, et Honda tippkiirus on Volkswageni omast 25 km/h suurem aga kuna Eesti võistluste puhul tegu enamjaolt tehniliste võistlustega siis ei mängi tippkiirus nii suurt rolli ning viiendat käiku hetkel teadaolevate andmete põhjal saab kasutada vaid Saaremaal teatud lõikudel ja ka Lõuna – Eestis toimuvatel

võistlustel, täpne pikkus kilomeetrites pole kahjuks teada ning võib ainult oletada. Eelpool mainitud aegadega jõuab Honda läbida 479 m ning Volkswagen 463 m ehk siingi on näha, et sõidukid läbivad sama ajaga erineva teepikkuse ning Honda jõuab 16m kaugemale sama ajaga (Sele 11). Seega võib järeldada, et kuigi Honda hoovõtt ja tippkiirus on Volkswageni omast paremad on ikkagi kahe sõiduki käigukasti ülekandearvud valitud sarnane.



Sele 10. Sõidukite kiiruse sõltuvus ajast



Sele 11. Sõidukite läbitud teepikkuse sõltuvus ajast

Välja toodud graafikute puhul tuleb aga silmas pidada, et teostatud on vaid teoreetilised arvutused ning ei ole arvestatud kaalu ja võimsuse suhtega. Seetõttu ei peegelda graafikud reaalsel olukorda. Saamaks teada antud juhul võrdluse kahe auto vahel, on vajalik võrrelda kahte sõidukit reaalsel katselõigul või luua simulatsioon identsete näitajatega. Antud juhul ei ole võimalik väita, et Volkswagen on konkurentsivõimeline sõitmaks võidu Hondaga.

Arvutuste tulemustest selgub, et Honda ülekannetega kasutakse paremini ära mootori poolt saadaolevat võimsust aga Volkswageni ülekannete puhul on soovitud saavutada paremat kiirendust aga seetõttu on tippkiirus väiksem. Baseerudes 2022 hooajale, kus Volkswageni viiendat käiku kasutati vaid Saaremaa rallil mõnel lõigul ning tulenevalt mootori karakteristikutest ei saavutatud kordagi mootori pöörete maksimumi siis antud juhul ei ole antud 5. käigu ülekande suhtarv kõige optimaalsem EMV võistlustel kasutamiseks aga kuna rallis on vajalik sõita ka tavaliiklusega teel siis kütusekulu kokkuvõtte eesmärgil ei muudeta antud ülekannet.

3.4. Esivedrustuse kirjeldus

Esivedrustuse peamiseks mureks on olnud originaalsete õõtshoovade vastupidavus olukorras, kus kogu auto raskuse, külgiirendus, roobas ning kivid roopas mõjutavad esimest ratast võistlusolukorras. Seetõttu on soov täiustada sõidukil kasutatavaid õõtshoovaid. Esivedrustuses on kasutusel McPherson tüüpi vedrustus ning elastsetel puksidel originaal lehtmetailist õõtshoovad. Amortisaatorina kasutakse Bilstein B6 tüüpi amortisaatoreid koos originaalse autotooja poolt määratud jäikuse ja pikkusega vedruga. Allpool tabelis on välja toodud esivedrustuse tehnilised parameetrid, mis on jäetud originaalsed pidades silmas saadaolevat ruumi ning veovõllide liikumist (Tabel 6).

Tabel 6. Esirataste seade näitajad

Kokkujooks, mm	0
Külgakalle, °	1
Ettejooksu nurk, °	1-1,5
Rööbe, mm	1447
Amortisaatori töö käik, mm	150

3.5. Tagavedrustuse kirjeldus

Tagavedrustusena on auto kasutusel U - talaga tagasild, mida on täiustatud diagonaal varrastega vältimaks lahkujooksu tekkimist tagasilla jääva deformatsiooni näol tulenevalt rattale mõjuvate külgjõudude tõttu roopas sõites. Vedrudena on kasutusel 25 N/mm jäikusega vedrud, mis pidades silmas auto tagaosale langevat raskusjõudu, on vajalik kontrollida, kas antud vedru on kõige optimaalsem. Tagasilla käitumise uurimiseks kurvis sai valmistatud esialgne väändepink, kus tagasild on fikseeritud kolmest punktist ning vabana olevat punkti saab tungraua abil väänata ning vaadata, mis muutub väände tulemusel (Sele 12). Hetkel on pingil ainult väände võimalus aga on võimalik modifitseerida vastavalt vajadusele. Allpool tabelis on välja toodud tagumise vedrustuse tehnilised parameetrid (Tabel 7).

Tabel 7. Tagumiste rataste seade näitajad

Kokkujooks, mm	3
Külgakalle, °	-0,5
Vedru jäikus, N/mm	25
Rööbe, mm	1447
Amortisaatori töö käik, mm	125

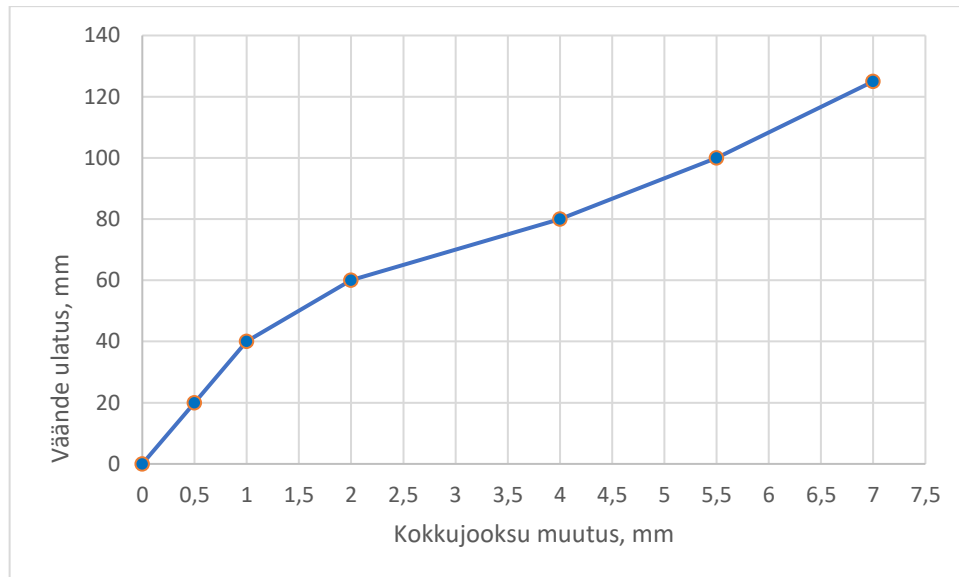


Sele 12. Tagasilla väändepink ümar materjalist

3.5.1. Tagumise sillatala väände analüüs pingis

Analüüsimiseks on kasutatud eelpool väljatoodud ümartorust valmistatud pinki, milles on võimalik tagasild fikseerida kolmest punktist. Seejärel määrati algasend ning amortisaatori käigu ulatuses väänati tagasilla parema ratta rummu kinnitusest. Kokkujooksu muutumise tulemused joonistati vastavale valgele tahvlile.

Iga 20mm tagant alates pingis määratud null asendist on tehtud tahvlile märke, mis juhtub rataste kokkujooksuga, kui väänata tagasilda sammuga 20mm. Tulemused on kantud tabelisse ning joonistatud graafik. Graafikul sinised jooned tähistavad ratta kokkujooksu, ehk mis asendis rattas on vastavalt väände ulatusele. Iga 20mm tagant on märgitud tahvlile uus sinine joon, mis asendis on ratas. Punase joonega on märgitud null asend ning sellest joonest on mõõdetud kokkujooksu muutus.



Sele 13. Tagaratta kokkujooksu muutus amortisaatori töökäigu ulatuses

Graafiku järgi on võimalik järeldada, et tagasilla ratta jooksu nurk väände korral muutub positiivse ehk kokkujooksu poole, lisaks selgus analüüsi tulemusel ratta kalde muutus. Amortisaatori töökäigu ulatuses muutus ratta külgakalle 2,5 kraadi miinuse poole. Esimese kahe sammu jooksul muutub kokkujooks suuremaks poole millimeetri jagu. Kolmanda sammu puhul muutub kokkujooks millimeetri võrra. Suurim kokkujooksu muutus toimub vahemikus 60 – 80 mm, kus väänates paremat ratast 20 mm rummu ulatuses, muutub kokkujooks 2 mm positiivseks. Kahe viimase väände tulemusel muutub veelgi kokkujooks positiivseks ning saavutades maksimaalse amortisaatori käigu, selgub tulenevalt jäiga U – tala eripärast, kus pooled on jäigalt ühendatud ning kesktelje nihkest kerekinnitus punktide suhtes, muutub kokkujooks 7 mm positiivseks. Kokkujooksu suurenemine tähendab suuremat alajuhitavust kurvis, mistõttu oleks parem, kui muutus toimuks negatiivsele ehk lahkujooksu poole, mis soodustaks esiveolise auto puhul kurvi sisse keeramist. Teisalt lahkujooksu tekkimine võib viia auto liialt ülejuhitavaks ja suurematel kiirustel laugemate kurvide korral võib tekkida parasiit roolimine, kus auto võib järsult muutuda ülejuhitavaks. Kuna sõiduki juhitavus on seetõttu ebastabiilsem on juhil autot raskem juhtida ning seeõttu ei teki juhil enesekindlust kiirematel löikudel, mis omakorda tähendab kaotust ajas. Saavutamaks juhitavuses paremat stabiilsust kiiretel löikudel on kokkujooks lõppkokkuvõttes parem seadistus esiveolisele jäiga U – talaga tüüpi autole.

4. MOOTORIRUUMI UUED LAHENDUSED

Mootori ja käigukasti uurimise järel selgus vajalikkus muuta mootori sisendõhu torustiku veekindlamaks, saavutamaks mootori toimimise ka märgades võistlus olukordades. Selle saavutamiseks leitakse arvutuste teel optimaalsed sisendõhu torustiku läbimõõdud ja valitakse välja optimaalne lahendus, mida hakatakse edaspidi kasutama. Käigukasti ülekannetena on juba esialgsel sõidukil valitud juhile meelepärased ülekande suhtarvud, mis sobivad kasutamiseks antud mootoriga ning võimaldavad olla konkurentsivõimeline põhikonkurendiga. Tulenevalt tulemustest muudetakse vaid mootori sisendõhu torustikku. Muus osas võetakse edaspidi kasutusele esialgsed mootori ja käigukasti lahendused.

4.1. Sobiva õhuvõtu torustiku valimine

Esialgsel lahendusena on autol külma õhu jaoks installeeritud koonusfilter ilma ühegi eraldava korpuse või komponendita, mistõttu satub kuum mootori õhk filtrile ligi ja sealt edasi ka mootorisse. Lisaks on antud lahenduse probleemiks otsene kontakt väliskeskkonnaga mistõttu vihmaste ilmadega satub vesi gaasijaotussüsteemi ja sealt edasi põlemiskambrisse. Seega uue lahendusena arvutatakse välja vajalik antud mootorile sobiva sisendõhu drosseli läbimõõt, millest lähtuvalt valitakse või tehakse olemasoleva lahenduse asemele sobiv filtrikorpus, mis tagab ainult puhta külma õhu ligipääsu mootori jaotussüsteemile. Esimese arvutusena on vajalik teada maksimaalset õhukogust töötamiseks maksimaalsetel pööretel. [8]

$$Q_{air} = \frac{D_e * R_e * V_e}{3464} \quad (2)$$

kus: Q_{air} teoreetiline vajalik õhu kogus mootorile

D_e mootori töömaht, in^3

R_e mootori pöörded, p/min

V_e täiteaste, 0.9

3464 konstant

$$Q_{air} = \frac{121 * 7200 * 0,9}{3464} = 229,49 \text{ cfm} = 0,108 \text{ m}^3/\text{sek}$$

Õhu kiirus drosselis, mille läbimõõt on 60mm. [9]

$$v_{air} = \frac{Q_{air}}{\left(\frac{\pi * D^2}{4}\right)} = \frac{0,108}{\left(\frac{\pi * 0,06^2}{4}\right)} = 38,2 \text{ m/s} \quad (3)$$

kus: v_{air} õhu kiirus, m/s

Q_{air} teoreetiline vajalik õhu kogus, in

D drosseli läbimõõt, m

Leiame vajaliku õhuvõtu sisendõhu torustiku läbimõõdu teades, et mootori töömaht on 1984cc, Maksimaalsed pöörded 7300 p/min ja täiteaste ehk mootori mahuline efektiivsus 0,9 kuna tegu ei ole võistlusmootoriga. [10]

$$d = \sqrt{\frac{R_e * D_e * V_e}{(v_{air} * 1130)}} * 25,4 \quad (4)$$

kus: R_e mootori maksimaalsed pöörded, p/min

D_e mootori töömaht kuuptollides, in³

V_e mootori mahuline efektiivsus

v_{air} Õhu kiirus drosselis, ft/s

25,4 teisendus tollidest millimeetritesse

$$d = \sqrt{\frac{7300 * 121 * 0,9}{125 * 1130}} * 25,4 = 60,3 \text{ mm}$$

Antud mootori puhul on seega vajalik sisendõhu torustiku läbimõõt 60,3 mm, kasutades originaal drosselit. Tulenevalt vabast ruumist ja arvutuste tulemustest selgus, et antud mootori puhul sobib kasutamiseks autotootja poolt projekteeritud lahendus plastikust filtrikorpuse näol, mis kasutab kandilist filtreerivat elementi (Sele 14). Originaal autotootja poolt on tehtud filtri korpus kasutab 60,5 mm läbimõõduga trompetit. Sisend õhuvõtu torustiku pikkusena kasutatakse originaal pikkust ning seda pole vaja antud hetkel üle arvutada, kuna mootor on jäätud originaal seadesse. Seega antud hetkel sobib vastavas seades mootoriga kasutamiseks originaal autotootja lahendus ning see võetakse edaspidi ka kasutusele, mis tagab jahutusradiaatori ja tule vahelt kuiva ning külma õhu ligipääsu mootori gaasijaotussüsteemile (Sele 15).



Sele 14. Originaalne tootja filtri korpus



Sele 15. Originaalse filtrikorpusse paigutus mootori ruumis

5. SÕIDUKI VEDRUTUST MÕJUVATE JÕUDUDE ARVUTAMINE

Saamaks teada, mis materjalist ja mõõtmetega peab uus projekteeritav lahendus olema, on vajalik teada sõiduki õõtshooba mõjutavad jõud. Selleks mõeldi välja esmalt maksimaalsed piki ja külgkiirendused, loodi reaalsele olukordadele toetudes kaks erinevat koormusolukorda millest tulenevalt loodi piki- ja külgjõu ümberjaotumise arvutused. Teostatud arvutuste põhjal on võimalik teha kindlaks maksimaalne koormus, mis mõjub rattale, millest hiljem on võimalik tuletada õõtshoovale mõjuv jõud. Õõtshoovale mõjuvat jõudu kasutatakse hiljem tugevusarvutuste teostamiseks.

Teadat on, et esiteljele langev koormus moodustab 65% auto kaalust ning 35% jaguneb tagumiste rataste vahel. Vajalikud andmed, mida arvutustes kasutatakse on välja toodud tabelis (Tabel 8). Maksimaalne külgkiirendus on tuletatud reaalsest olukorrast, kus sõiduk liigub kuival karedal betoonil kurvis, kus rehvi külgsidestustegur on 1 lähedal. Kurvi raadiuseks on 30m ning maksimaalseks kiiruseks 61 km/h.

Tabel 8. Arvutuste andmed

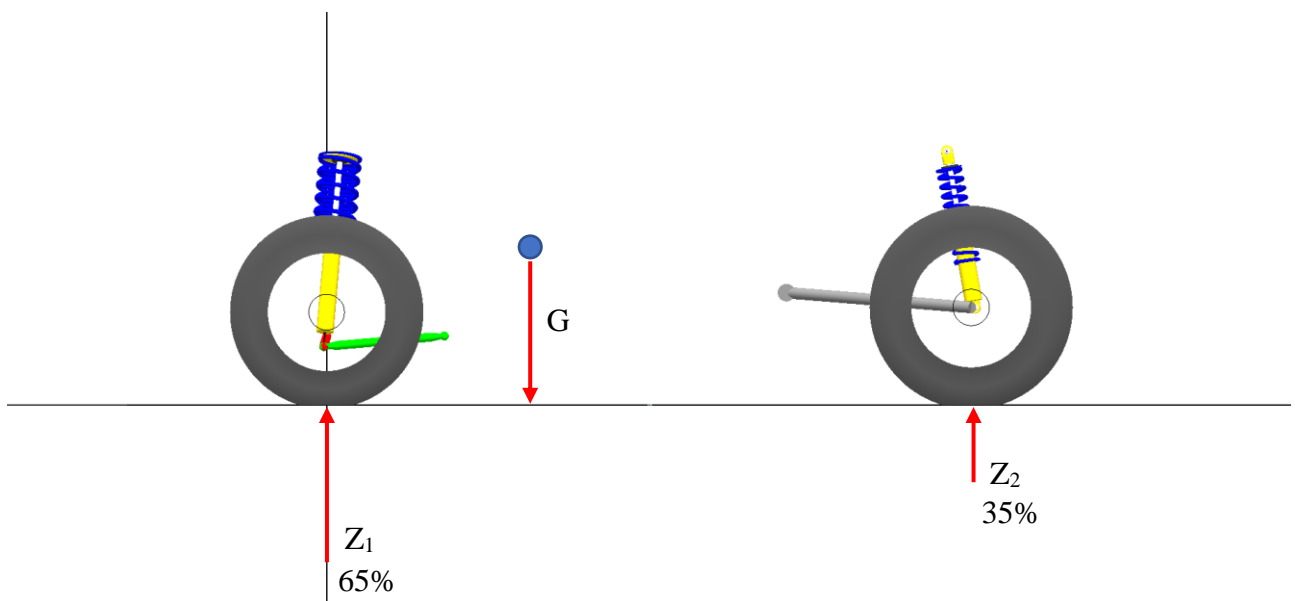
Rööbe ees ja taga, mm	1447
Teljevahe, mm	2400
Mass, kg	946
Sõitjate mass, kg	150
Massikeskme kõrgus, mm	624
Esisillale langev koormus, kg	614
Raskuskiirendus, m/s^2	9,81
Külgkiirendus, m/s^2	9,57
Pikikiirendus, m/s^2	6,4
Maksimaalne aeglustus, m/s^2	8
Raskuskeskme kaugus esiteljest, mm	835
Raskuskeskme kaugus tagateljest, mm	1565

Esmalt leiame sõiduki raskusjõu, mida on hiljem vaja kasutada kaalu ümberjaotumise arvutustes. Teadagi on, et sõiduki kogumass koos sõitjatega on 1096kg ning nurgakaaludega mõõdetult jaotub raskus 65% esisillale ning 35% tagasillale. Newtoni II seadus avaldub sõiduki raskusjõud: [11]

$$G = m * g \quad (5)$$

kus: G raskusjõud, N
 m sõiduki mass, kg
 g raskuskiirendus, $9,81 \text{ m/s}^2$

$$G = m * g = 1096 * 9,81 = 10752 \text{ N}$$

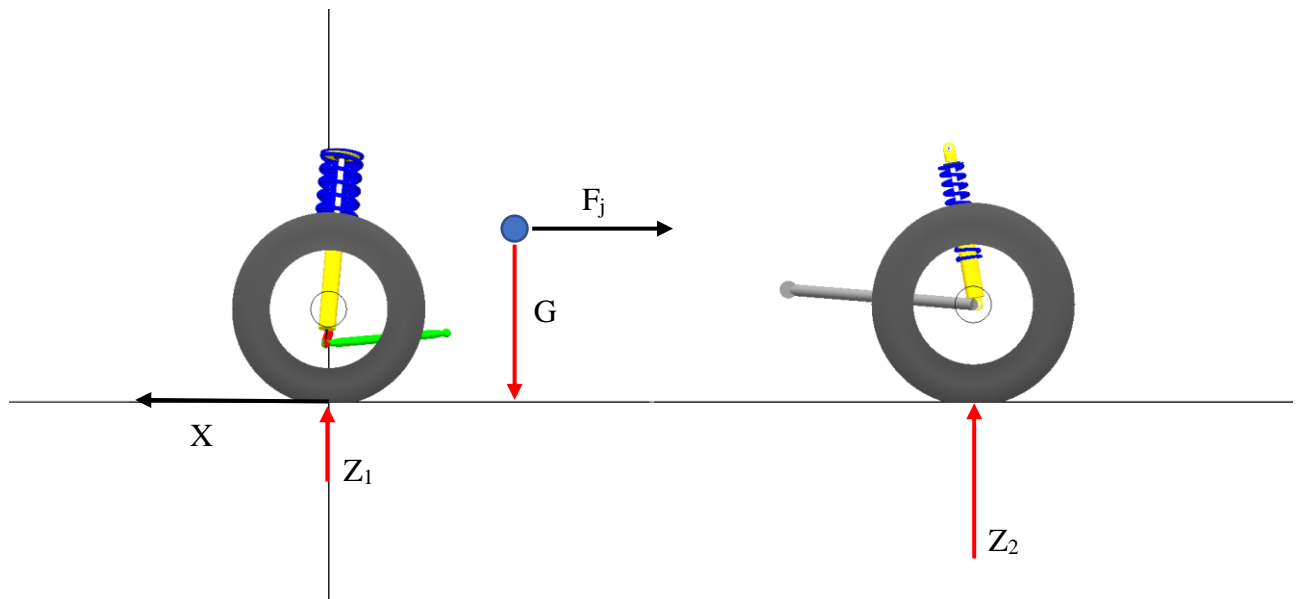


Sele 16. Sõiduki staatilise koormuse jaotus

5.1. Sõiduki pikijõu kaalu ümberjaotmine kiirendusel/pidurdusel

Kiirendava sõiduki pikijõu kaalu ümberjaotus leitaks valemi järgi, mis on saadud õppeaine „Auto konstrueerimine + projekt MOOC“ ning „Auto dünaamika“ õppeainetest sõidukile mõjuvate jõudude vertikaalreaktsioonide konspektist. Sellest lähtuvalt kiirendava sõiduki esiteljele mõjuv vertikaalkoormus väheneb ning tagateljele suureneb. Lisaks tekib kiirendusel raskuskeskmesse

inertsjõud F_j . Maksimaalseks pikikiirenduseks on võetud vastavalt sõiduki hoovõtu simulatsiooni tabelile $6,4 \text{ m/s}^2$. [7] [12]



Sele 17. Kiirendusel kaalu ümberjaotuvus

$$Z_1 = Z_{ve} + Z_{pe} = \frac{G * b - F_j * h_{rk}}{L} \quad (6)$$

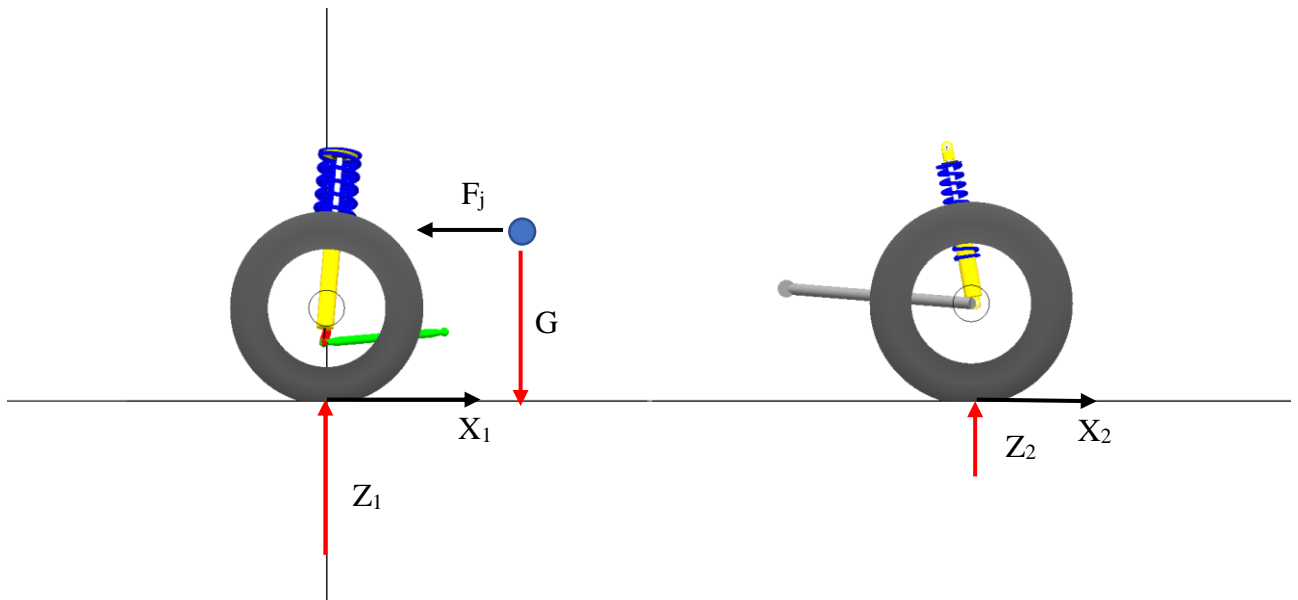
- kus: Z_1 esiteljele langev koormus, N
 $Z_{ve,pe}$ esiratastele mõjuv jõud, N
 G seisva sõiduki raskusjõud, N
 F_j raskuskeskmesse mõjuv inertsjõud, N
 b raskuskeskme kaugus tagateljest, m
 h_{rk} raskuskeskme kõrgus, m
 L sõiduki teljevahe, m

$$Z_1 = \frac{10752 * 1,565 - 6,4 * 1,096 * 0,624}{2,4} = \frac{12447}{2,4} = 5186 \text{ N}$$

Teades, et Z_1 jaguneb kahe esiratta vahel võrdselt siis ühele rattale mõjuv koormus on:

$$\frac{Z_1}{2} = \frac{5186}{2} = 2593 \text{ N}$$

Pidurdamise korral suureneb esiteljele mõjuv vertikaalkoormus ning väheneb tagateljele mõjuv koormus. Mõjuvad jõud on välja toodud allpool joonisel. Mõjuvad jõud on näidatud silla kohta, kus G tähistab sõiduki raskusjõudu, F_j pidurdusel tekkiv inertsjõud raskuskeskmesse, $X_{1,2}$ pidurdamisel rehvide haardumisest tekkiv hõõrdejõud ja veeretakistus, mis mõjub vastu inertsjõule ning $Z_{1,2}$ sildadele mõjuvad vertikaalkoormused. Maksimaalseks aeglustuseks, tulenevalt rehvide haardevõimest ja maksimaalsest pidurdusjõust, on määratud 8 m/s^2 . [7]



Sele 18. Pidurdamisel kaalu ümberjaotus

$$Z_1 = Z_{ve} + Z_{pe} = \frac{G * b + F_j * h_{rk}}{L} \quad (7)$$

kus: Z_1 esiteljele langev koormus, N

$Z_{ve,pe}$ esiratastele mõjuv jõud, N

G seisva sõiduki raskusjõud, N

F_j raskuskeskmesse mõjuv inertsjõud, N

- b raskuskeskme kaugus tagateljest, m
- h_{rk} raskuskeskme kõrgus, m
- L sõiduki teljevahe, m

$$Z_1 = \frac{10,752 * 1,565 + 8 * 1,096 * 0,624}{2,4} = \frac{22,296}{2,400} = 9290 \text{ N}$$

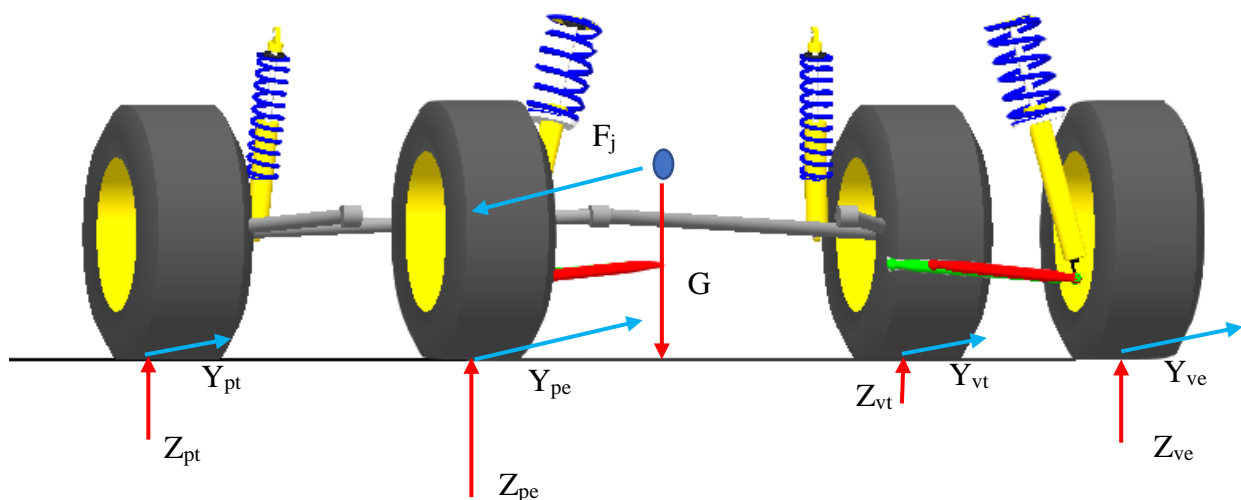
Z_1 jaguneb kahe esiratta vahel võrdselt siis ühele rattale mõjuv koormus on:

$$Z_{1r} = \frac{Z_1}{2} = \frac{9290}{2} = 4645 \text{ N}$$

5.2. Sõiduki Külgjõu kaalu ümberjaotumine kurvis

Ratastele mõjuvate koormuste leidmiseks kurvis on olukord, kus sõiduk liigub vasakkurvis ning pidurdab samal ajal. Kurvi raadiuseks on võetud 30 m ning läbimise kiiruseks 60 km/h. Andmetes tulenevalt on külkkiirendus kurvis $9,57 \text{ m/s}^2$. Antud olukord on võetud teotudes reaalsele olukorrale, kus sõiduk liigub kurvis ning ratas jääb momendiks roopas kivi taha kinni ehk kogu auto koormus langeb kurvi välimise ratta õõtsuovale. Olukorra tulemusel deformeerub originaal õõtsuob, mille tõttu puruneb ka veovõll.

Summaarne koormus pidurdamisel teljele jääb samaks, toimub vaid põiksuunale ümberjaotus, mis on põhjustatud põiksuunalisest inertsimomendist siis saab kurvis rattale mõjuvate koormuste leidmiseks kasutada eelpool leitud koormuseid, mis avalduvad pidurdamisel vertikaalreaktsioonidena sõiduki esi- ja tagateljele. [7]



Sele 19. Koormuse ümberjaotumine vasakkurvis pidurdusel

Rataste vertikaalkoormuste leidmiseks leiame igale rattale mõjuva koormuse eraldi pidades silmas, mis nurgas ratas asub. [7]

$$Z_{pe,ve} = Z_{1r} + \frac{Z_{1r}}{g} * a_k * \frac{h_{rk}}{B} \quad (8)$$

kus: Z_{1r} pidurdamisel esirattale langev koormus, N

$Z_{ve,pe}$ esiratastele mõjuv jõud, N

a_k külgiirendus, m/s^2

g raskuskiirendus, m/s^2

h_{rk} raskuskeskme kõrgus, m

B sõiduki rööbe, m

$$Z_{pe} = 4645 + \frac{4645}{9.81} * 9,57 * \frac{0,624}{1,447} = 6599 \text{ N}$$

Parema ülevaate saamiseks on allpool tabelis välja toodud kui suur kaal langeb igale rattale (Tabel 9).

Tabel 9. Kurvis pidurdusel rattale mõjuvad jõud

Parem esimene, N	6599
Vasak esimene, N	2691
Parem tagumine, N	1038
Vasak tagumine, N	423

Kõik eelpool väljaarvutatud sõiduki esimest ratast mõjutavad jõud on parema ülevaate saamiseks koondatud kokku allpool tabelis (Tabel 10).

Tabel 10. Esimesele rattale langevad jõud erinevates situatsioonides.

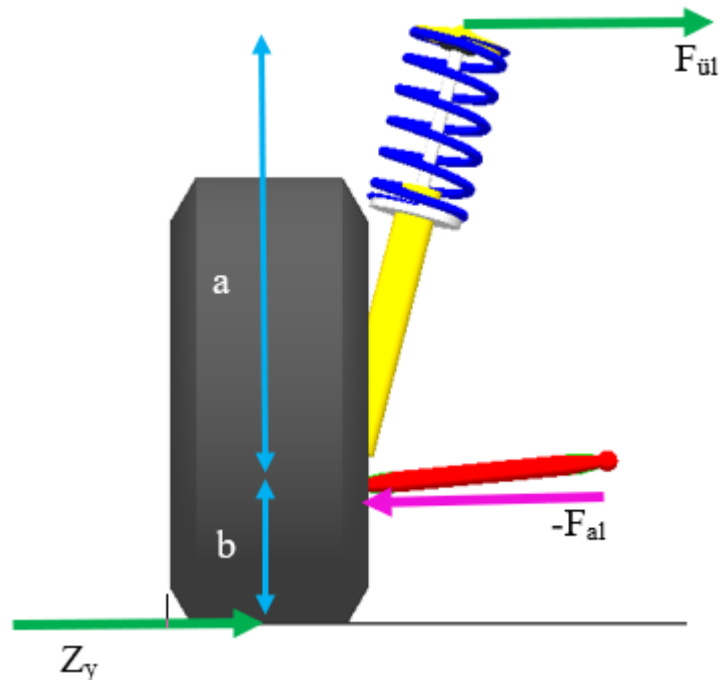
Kogu auto raskusjõud	10752 N
Esimesele rattale langev raskusjõud	3494,4 N
Esimesele rattale langev raskusjõud kiirendusel	2593 N
Esimesele rattale langev raskusjõud pidurdusel	4645 N
Maksimaalne esimesele rattale langev raskusjõud kurvis	6599 N

5.3. Õõtshoova mõjutavate jõudude arvutamine

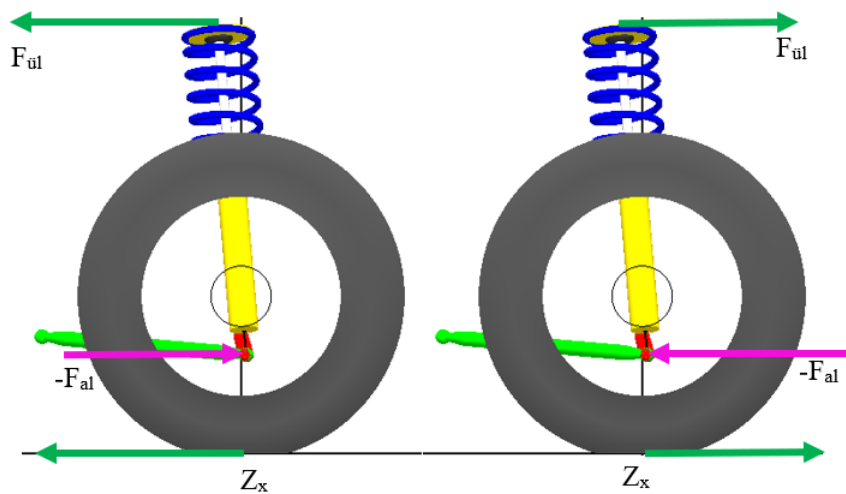
Teades erinevates situatsioonides mõjuvaid jõudusid, on võimalik jõududest tuletada õõtshoova vardaid mõjutavad koormused. Arvutustest selgus, et maksimaalsed esirattale langevad koormused kurvis on 6599 N, pidurdusel 4645 N ning kiirendusel 2593 N. Tulenevalt reaalsest olukorrast, kus kurvi olukorras jääb ratas kivi taha kinni, tekib situatsioon, kus õõtshoob peab momendiks taluma ka kogu auto raskusjõudu ning seeläbi jääma terveks. Seega õõtshoovas tekkivate jõudude leidmiseks kurvi olukorras, kasutatakse kogu auto raskusjõudu. Õõtshoovale mõjuvate jõudude leidmiseks kasutatakse teoreetilise mehhaanika talaulesande loogikat eest ja kõrvalt vaadatuna. Kasutusel on McPherson tüüpi vedrustus siis on vajalik teada käändmiku sarniiri kinnituse kõrgust rehvi ja teepinna kontaktpinnast ning ülemise amordi ja kere vahelise kinnituse kaugust alumisest sarniiri kinnitusest. Vajalikud mõõdud on välja toodud tabelis (Tabel 11) ning näidatud visuaalselt (Sele 20). [13]

Tabel 11. Käändmiku kinnituspunktide asukohad

Alumise kinnituse kõrgus kontaktpinnast (b), m	0,203
Alumise ja ülemise kinnituse vahemaa (a), m	0,690



Sele 20. Külgjõu mõjumine kurvis



Sele 21. Pidurdus- ja kiirendusjõu mõjumine

Seega alumise õõtsuovale mõjuv jõud kurvis avaldub kasutades tala toereaktsiooni ülemise kinnituspunkti suhtes, F_{al} on võetud negatiivse märgiga seepärast, et antud jõu moment mõjub päripäeva antud olukorras.

$$Z_y * (a + b) - (-F_{al}) * a = 0 \quad (9)$$

kus: Z_y rehvi ja teekatte kontaktpinnas mõjuv jõud

a alumise ja ülemise kinnituse vahemaa

b alumise kinnituse kõrgus kontaktpinnast

F_{al} alumisele õõtsuovale mõjuv jõud, N

$$F_{al} = \frac{Z_y * (a + b)}{a}$$

$$-F_{al} = \frac{10752 * (0,203 + 0,690)}{0,690} = -13915 \text{ N}$$

Kontrollimise eesmärgil leiame ka ülemisele punktile mõjuva jõu.

$$Z_y * b - F_{ül} * a = 0$$

$$F_{ül} = \frac{Z_y * b}{a}$$

$$F_{ül} = \frac{10752 * 0,203}{0,690} = 3163 \text{ N}$$

Tulenevalt jõudude tasakaalust:

$$-F_{al} + F_{ül} + Z_y = 0$$

$$-13915 + 3163 + 10752 = 0$$

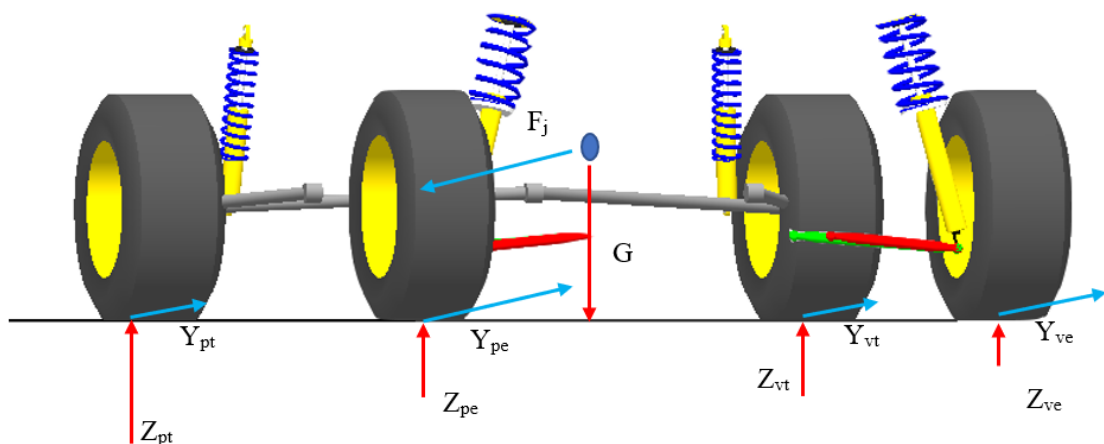
Seega maksimaalne alumisele õõtsuovale mõjub jõud on 13915 N. Tabelis on välja toodud lisaks kurvi olukorrale ka pidurdusel ja kiirendusel alumist õõtsuoba mõjutavad jõud (Tabel 12). Antud jõude kasutatakse tugevusanalüüsi teostamiseks.

Tabel 12. Õõtshooba mõjutavad jõud

Kurvis õõtshoovale mõjuv jõud	13915 N
Pidurdusel õõtshoovale mõjuv jõud	6012 N
Kiirendusel õõtshoovale mõjuv jõud	3356 N

5.4. Tagaratta rummule mõjuvate jõudude arvutamine

Tagasilla tugevusanalüüsi teostamiseks on vajalik teada kurvi välimisele rattale ümberjaotuvat jõudu kurvis kiirendusel. Kuna antud esiveoline sõiduk kasutab sillatala, mis asetseb auto pikiteljega horisontaalselt, on vajalik leida ratta ja tee kontaktpinnas tekkiv rattale mõjuv jõud ning seejärel ratta rummu kinnituskohas tekkiv moment tulenevalt kasutatava rehvi raadiusest. Jõudude leidmiseks on võetud olukord, kus auto kiirendab vasakkurvis külgkiirendusega $9,57 \text{ m/s}^2$, mis on valitud tulenevalt eelpool välja toodud andmetest.



Sele 22. Vasakkurvis kiirendusel ümberjaotuv vertikaalkoormus

Kasutades õppeaine „Auto Dünaamika“ konspektis saadud valemit, leitakse kiirendusel kurvi välimisele rattale kiirendusel mõjuv jõud. Teada on, et kiirendusel tagateljele langev koormus on 5564 N. [7]

$$Z_{pt} = Z_{2r} + \frac{Z_{2r}}{g} * a_k * \frac{h_{rk}}{B} \quad (10)$$

kus: Z_{2r} kiirendusel tagarattale langev koormus, N

Z_{pt}	kurvi välimisele tagarattale mõjuv jõud, N
a_k	külgiirendus, m/s^2
g	raskuskiirendus, $9,81 m/s^2$
h_{rk}	raskuskeskme kõrgus, m
B	sõiduki rööbe, m

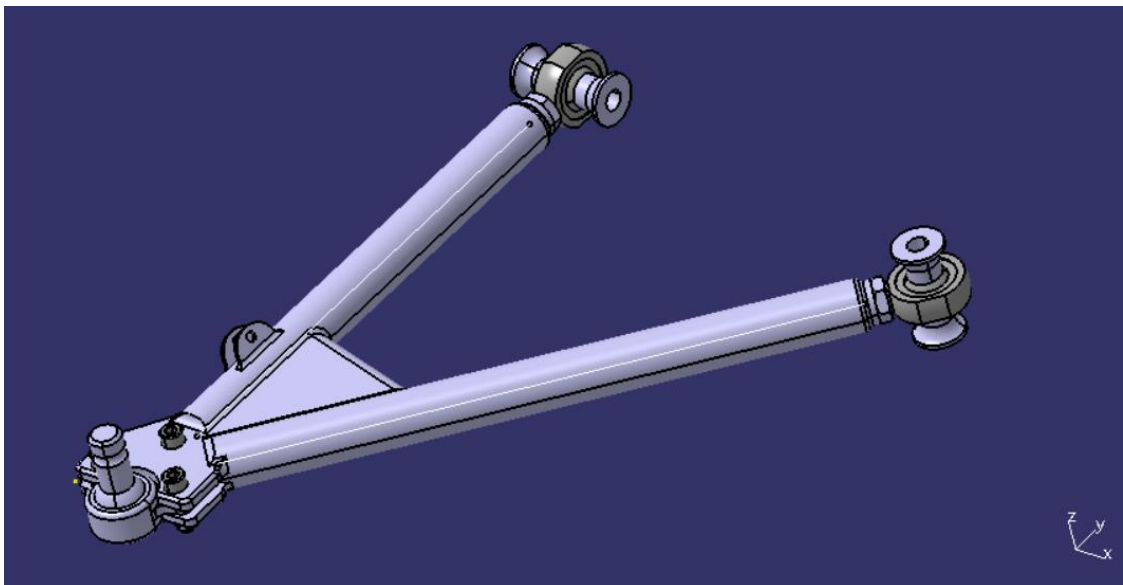
$$Z_{pt} = 2782 + \frac{2782}{9.81} * 9,57 * \frac{0,624}{1,447} = 3952 N$$

Saadud tulemuseks on 3952 N, mida kasutatakse tegevusanalüüsi teostamiseks.

6. UUTE VEDRUSTUSELEMENTIDE PROJEKTEERIMINE

6.1. Uute torumaterjalist õõtshoovade projekteerimine, tugevusanalüüs

Uute õõtshoovade projekteerimiseks mõõdeti esmalt sisse originaal õõtshoova kinnituspunktid. Seejärel CATIA V5 keskkonnas projekteeriti uus õõtshoova lahendus kasutades valitud mõõdus õmbluseta toru. Šarniiri kinnituspunkt on jäetud originaallahendusena, mis on võimalik lisada originaal osa näol hiljem ning kinnitatakse kolme poldiga. Torumaterjalist õõtshoovade projekteerimisel arvestatakse varutegurit 4.

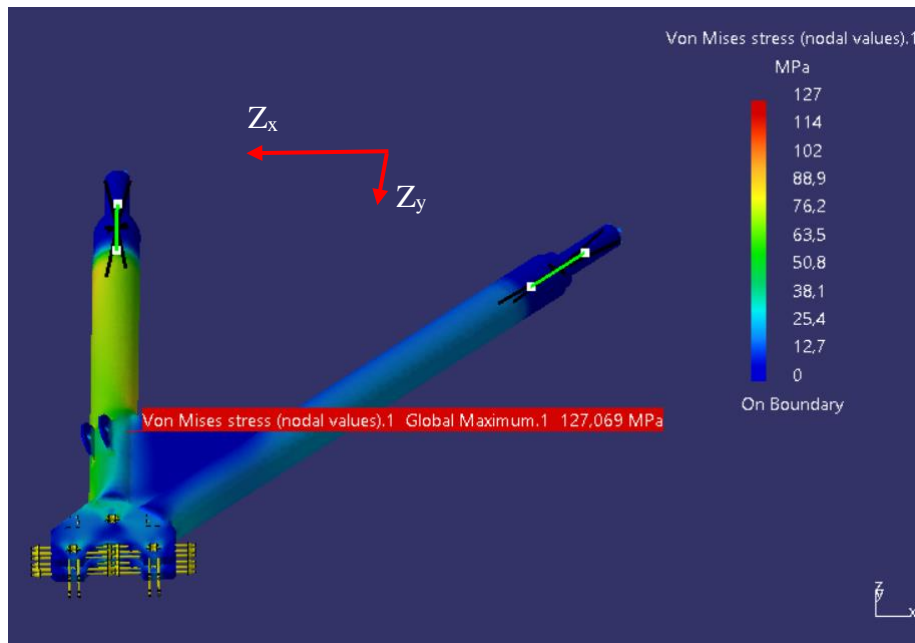


Sele 23. Toru materjalist õõtshoova mudel CATIA V5 keskkonnas

Maksimaalne jõud tekib koormusolukorras, kus sõiduk maandub hüppelt ühele rattale. Saadud maksimaalse tulemusega loodi CATIA V5 analüüsi keskkonnas tugevusanalüüs ning vaadati, mis pinged tekivad õõtshoovas antud koormuse korral. Analüüsis on välja jäetud kuulliigendid ja poldidega ühendused kuna vastasel juhul läheks arvutus liiga suureks ja ülesehitus palju keerulisemaks, mistõttu on oht vigade tekkeks suurem. Seega analüüsime baas mudelit, ilma ühegi lisadetailita.

Analüüsimiseks on kasutatud vaid kõige kriitilisemat jõudu, mis tekib pidurdus- ja küljõu mõjul. Jõud on suunatud vastavalt mõjumise suunale poldi kinnitus avadesse kuhu kinnitub šarniir. Sõiduki pikki suunalise liikumise suund on tähistatud Z_x ning külgsuunaline liikumine Z_y . Kerepoolsete uniballide kinnituskohdades on õõtshoob fikseeritud jäigalt. Antud olukorras on jõu suundadeks määratud vastavalt Y ja X telje suunalised jõud. Analüüsi tulemustest on näha pinged, mis tekivad

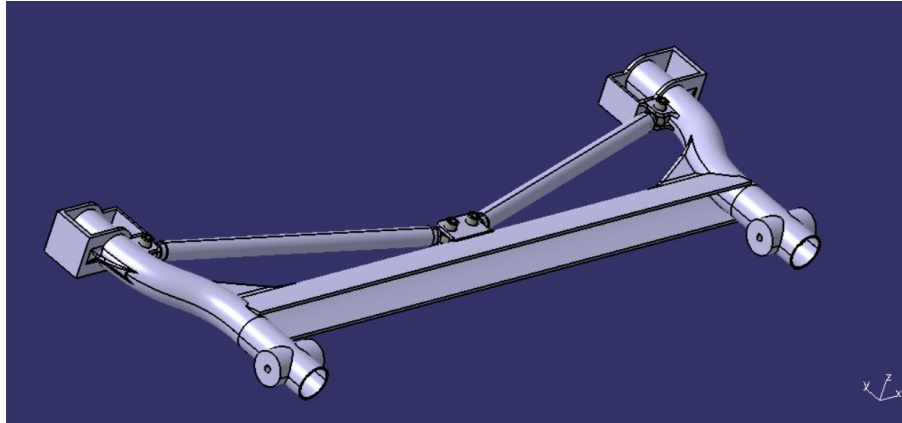
õõtshoovas maksimaalse jõu korral, need on välja toodud paremal pool skaalal ning näidatud ka värvidega õõtshoova peal. Tulemustest selgub, et maksimaalse jõuga tekib torul pinge 238 MPa, Sarniiri kinnitusel on näha maksimaalsed pinged 110 MPa ligidal. Antud juhul ei ole antud tulemust päris täpne kuna antud pinge tekib sarniiri kinnitusava äärde, mistõttu on tegemist pingekontsentraatoriga. Antud juhul on antud kohas reaalselt poltliide, mis on toetatud sarniiri ja poldi pea vahel tekkiva hõõrdejõuga. Seega reaalsuses on tekkiv jõud veelgi väiksem.



Sele 24. Maksimaalsed pinged (Von Mises) maksimaalse külgjõu ja pidurdusjõu tulemusel

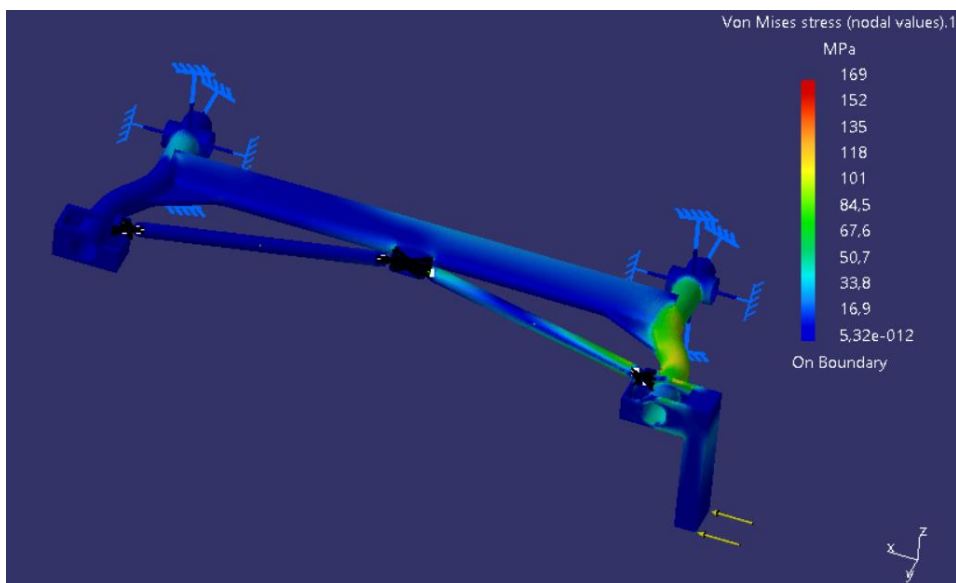
6.2. Tagumise sillatala tugevusanalüüs

Tugevusanalüüsi eesmärk on saada teada hetkel kasutusoleva lahenduse maksimaalsed tekkivad pinged, tehes seejärel järeldused, mis materjal uute lahenduste puhul on sobiv. Analüüsi teostamiseks on CATIA V5 keskkonnas loodud identne mudel reaalsest kasutuses olevast tagasillast, kus materjaliks on määratud S235 teras. Antud materjaliga on saadud kaalult kõige ligilähedasem tulemus reaalse silla kaaluga.



Sele 25. Esialgne kasutusel olev tagasilla lahendus

Tagasilla tugevusanalüüsi teostamiseks on kasutatud CATIA V5 analüüsi keskkonda ning kasutades eelpool leitud tagarattale mõjuvat jõudu 3945 N. Kummipuksi imiteerimiseks on loodud puksi kinnituskohadesse väändevardad, mis on paigutatud vastavalt, mis suunas elastne kummipuks saab liikuda. Ruudu kujuliste varraste külje pikkuseks on vabalt valitud 5 mm ning ringi kujulise varda läbimõõduks on 8 mm. Arvud on valitud väiksed, et tagasild liiguks suundades, mis ta realselt auto küljes liiguks. Ratta imiteerimiseks on rummuga jäigalt ühendatud ristküliku kujuline element mõõtmetega 80 x 50 mm ja pikkuseks on ratta raadius 320 mm. Mõõdud on valitud suured imiteerimaks sõiduki ratast, mis ei painduks koormuse korral läbi. Tulemustest selgub, et antud loodud tagasilla lahendus deformeerub maksimaalsete jõu korral maksimaalselt 0,2 mm. Lisaks on joonisel näidatud värvidega välja toodud maksimaalsed voolepiiri tulemused, millelt on näha, mis otstarbel on originaal sillatalale juurde lisatud diagonaal vardad. Olenevalt millise ratta poolt külgjõud mõjub, vastavalt antud poole varras peab taluma pinget hoidmaks ära lahkujooksu tekkimist. Antud tulemustest selgub, et maksimaalseks voolepiiriks antud jõu korral ratta ja tee kontaktpinnas on 168 MPa. Maksimaalse pinge tekkekohas on realselt kasutusel aga keevisliide, mistõttu ei saa antud tulemust päris arvestada, kuna realselt sinna sellist pinget keevisliite tõttu ei teki. Kui välja jätta keevisliite kohtadesse tekkivad pinged siis muus oasas on voolepiir 80 ja 100 MPa vahel Varutegur antud juhul on 2.



Sele 26. Kasutusel oleva tagasilla maksimaalne voolepiir

6.3. Uue sillatala lahenduste projekteerimine

Esialgse kasutusel oleva lahenduse väände- ning tugevusanalüüsi tulemusel ning reaalse sõidu järel selgusid teatud aspektid hetkel kasutusel oleva tagasillaga.

1. Diagonaalvardad piiravad ratta liikumist vertikaal suunal, kui saavutatakse maksimaalne lubatud kuuliigendi silma asend;
2. Jäiga U - kujulise sillatala puhul muutuvad ratta külgakalle ja kokkujooks positiivsele poole;
3. Parasiitroolimine põhjustatud elastsetest kummipuksidest kurvis.

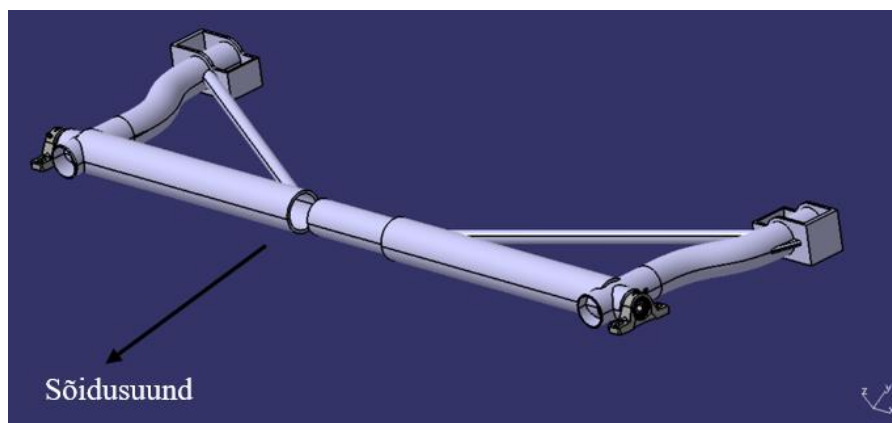
Juurde lisatud diagonaal vardad mõjutavad ning piiravad amortisaatori töökäigu ulatuses ratta tööd. Kuulliigenditel diagonaalvarraste kuulliigendite liikumisvahemik, kus vardad liiguvad vabalt ning ei avalda koormust kuuliigendi sillatala poolsetele kinnitustele on 70 mm. Edasi väänates hakkavad diagonaal vardad takistama ratta edasi liikumist ning seeläbi tekivad pinged diagonaalvarda kuulliigendi kinnituskõrvadele, mida hakatakse tagasilla küljest lahti rebima. Teiseks selgus väände tulemusel ratta külgakalde ja kokkujooksu muutus amortisaatori käigu ulatuses. Antud nähtus on tingitud jäiga tagasilla eripärast ning kuna esimesed kere kinnitused ei asu samal kujuteldud teljel U – talaga vaid asuvad väände talast eespool. Lisaks võttes aluseks reaalse olukorra ning väändeanalüüsiga tekkinud nähtuse, kus tagasild saab liikuda elastsete pukside peal, tekib telikroolimise efekt, kus tagasild hakkab lisaks sõidukit keerama.

Pidas silmas varem välja toodud aspekte, projekteeriti CATIA V5 keskkonnas uued prototüüp lahendused. Elastsed kummipuksid asendatakse sfääriliste kuulliigenditega. Luuakse kaks erinevat lahendust vastavalt saadavalolevale ruumile ning arvestades vajalikust mitte muuta sõiduki kerepoolseid kinnitusi. Uue lahenduse projekteerimisel arvestatakse veel saadavalolevaid materjale. Lahendused on üles ehitatud ideele, kus väände tala asendatakse ümarprofiil toruga ja tekib kaks vabalt liikuvat kolmnurkset õõtshooba, mis on keskelt ühendatud väiksema läbimõõduga toruga. Erinevas mõõdus torud on omavahel hõõrde kontaktis ning vastavate liugepindade vahel kasutatakse määrat NB Quality ultra grease 2. Diagonaal vardad on jäigalt ühendatud vasaku ja parema poole puhul, vältimaks lahkujooksu tekkimist. Uute lahenduste puhul on arvestatud varuteguriga 3.

Esimese uue lahenduse puhul on võetud kasutusele Golf 1 originaalsed kerepoolsed kinnitused. Lahenduse ideena on liigutatud kuulliigendi ava kesk telg ja ümartoru kesk telg ühele teljele, mille tulemusel kaob ära väände efekt ja rattad liiguvad vertikaalselt poolest täielikult sõltumata (Sele 27). Antud lahenduse puhul on kindlasti vaja võtta kasutusele ka stabilisaatorid kontrollimaks kere kaldumist kurvides. Antud lahenduse kaaluks on 30 kg võrreldes kasutusel oleva lahendusega, mis kaalub 24 kg.

Antud lahenduse eelised:

1. Pooled liiguvad sõltumatult teisest poolest;
2. Diagonaal vardad ei piira ratta liikumist ega koorma kinnitusi;
3. Ratta seadenurgad ei muutu kurvi kere kaldumisel;
4. Telikroolimine sfääriliste kuulliigendite tõttu puudub.

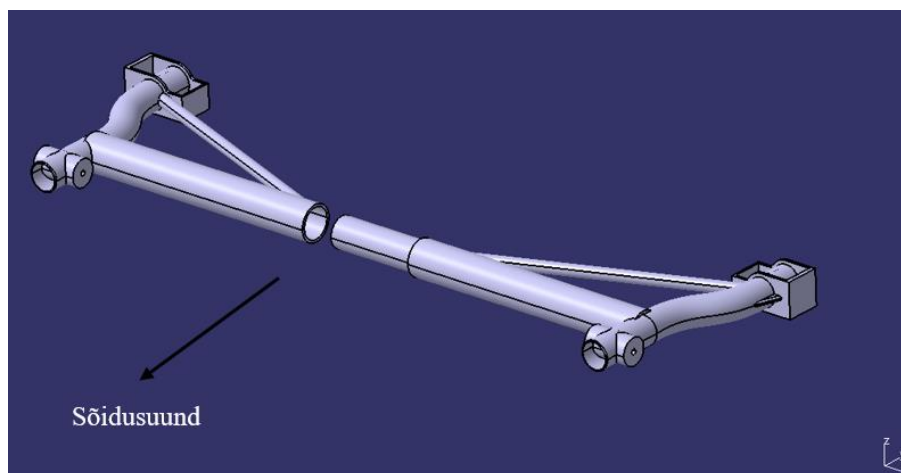


Sele 27. Esimene uus tagasilla lahendus

Teise uue lahenduse puhul kasutatakse toru lahendusena sama, mis ka eelmise lahenduse puhul. Antud lahenduse puhul säilitatakse esialgsed kerepoolsed kinnitused, erisusena on elastse kummipuksi asemel kasutusel sfäärilised kuulliigendid. Suurimaks erinevuseks esimese lahendusega on ümarprofiil torude paigutamine erinevale teljele kere kinnitustest. Kere kinnituste ja ümartoru telgede kaugus jäetakse sama nii nagu see on originaal lahenduse puhul. Lahenduse idee on säilitada antud lahenduse puhul ka ratta seadenurkade muutus kurvis kuna esimesed kere kinnitused ei asu toruga samal kujuteldaval teljel, mistõttu näiteks parema kurvi korral mõjutab väiksemat koormust saav kurvi sisemine ratas ka kurvi välimist ratast ning seetõttu muutub väände tulemusel ratta külgakalle kurvis olles rohkem negatiivseks nii nagu see toimub ka originaallahenduse puhul (Sele 28). Lahenduse kaaluks on 30kg.

Antud lahenduse peamisteks eelisteks on:

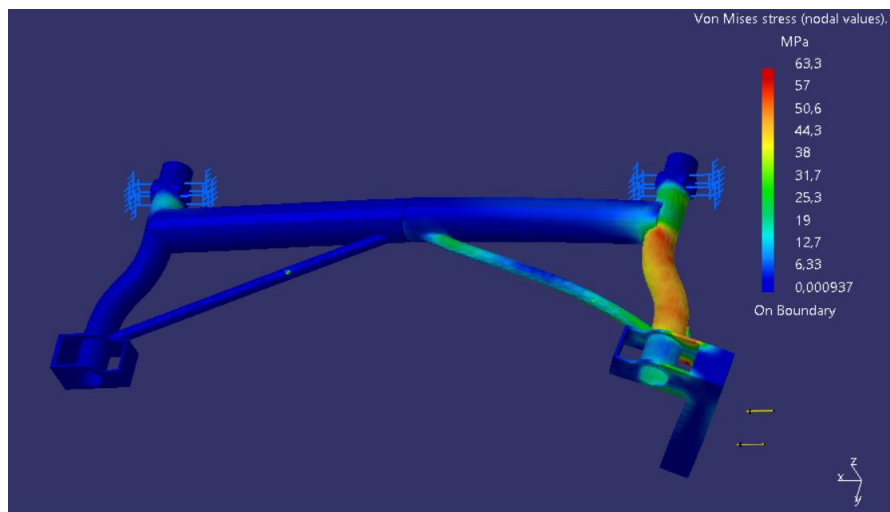
1. Ratta seadenurkade muutus kurvis kere kaldumisel;
2. Sfäärilised kuulliigendid elimineerivad telikroolimise;
3. Võimalik kontrollida stabilisaatoriga kere kaldumist kurvis.



Sele 28. Teine uus tagasilla lahendus

Uute lahenduste puhul teostati ka tugevusanalüüs. Kuulliigendeid analüüsis ei kasutata kuna täpselt ei ole teada ostutoote materjal ning seega ei ole võimalik analüüsi sisestada täpseid andmeid. Seetõttu fikseeritakse kuulliigendi kinnituskohast järgalt ning analüüsitakse vaid projekteeritud detaile. Rummule lisati sarnaselt esimese analüüsiga ristküliku kujuline detail imiteerimaks ratast ning määrati servast rehvi ja tee kontaktpinnas tekkiv jõud. Analüüsi tulemusel selgusid maksimaalsed pinged (Sele 29). Maksimaalseks voolepiiriks on mõlema lahenduse puhul 63,3 MPa ning maksimaalne pinge tekib osale, kus realselt on keevisliide. Kuna maksimaalsete pingete piirkonnas

on keevisõmblus siis realselt selliseid pingeid ei teki. Uued projekteeritud osad jäävad lubatud voolepiiri vahemikku arvestades varutegurit 3 ning saadaolevaid materjale.

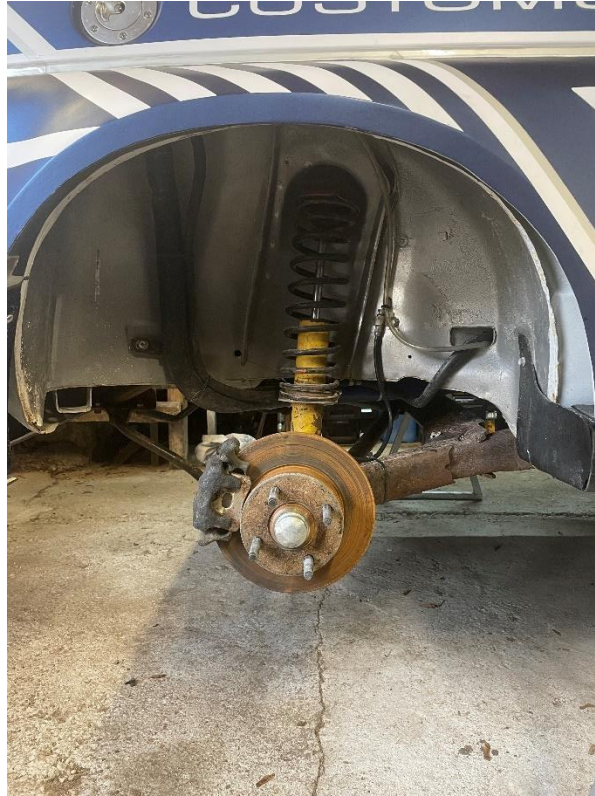


Sele 29. Uue lahenduse tugevusanaliis

6.4. Sobiva vedru valimine tagasillale

Tulenevalt asjaolust, et sõiduki juhitavus omadusel omab tähtsat rolli ka õige vedru kasutamine, mis tagab maksimaalse haarduvuse teepinnaga ning millega on võimalik kontrollida kere kaldumist kurvis. Pidades silmas uusi projekteeritud tagasilla lahendusi ning tagasillale langevat kaalu valitakse sõidukile õige jäikuse ning omavõnkesagedusega vedru. Uute lahenduste puhul peaks auto kaalujaotus muutuma teoreetiliselt 64% esisillale ning 36% tagasillale. Seega tagasillale langev kaal on 341 kg. Sellest 79 kg arvestatakse vedrustamata massiks, mis jaguneb kahe ratta vahel võrdselt.

Esmalt leitakse tagavedrustuse ülekandetegur. Ülekandetegur on vajalik saamaks teada, kui palju surutakse vedru kokku ratta liikumisel ühe ühiku võrra. Selleks on vajalik teada vedrustuste kinnituspunktide asukohta. Tagavedrustusel asub amortisaatori alumine kinnitus täpselt ratta tsentris, mis tähendab, et amordi kinnitus ja ratta tsepter asuvad kere kinnitusest samal kaugusel, seega on ülekandeteguriks 1 (Sele 30).



Sele 30. Tagumise amortisaatori alumise kinnituse asukoht ratta tsentris

Võttes arvesse erinevate tuntud Ameerika võidusõidu akadeemiade soovitusi, sõiduki kasutamise eesmärki ja esivedrustuse omavõnkesagedust valiti soovitud tagavedru omavõnkesageduseks 1,06 Hz, mis on ligikaudu 20 % suurem esivedrustuse omast viimaks kere nookumise, ebatasasel pinnasel sõites, miinimumini. Kasutades soovitud vedru omavõnkesagedust leitakse wheel ratio ehk tegelik vedru jäikus ratta ja tee kontaktpinnas. [14] [15]

$$WR = \left(\frac{SF}{187.8}\right)^2 * SW \quad (11)$$

kus: WR tegelik vedrujäikus ratta ja tee kontaktpinnas, N/mm

SW nurgakaal ilma vedrustamata massita, kg

SF vedru omavõnkesagedus, cpm

$$WR = \left(\frac{63,6}{187,8}\right)^2 * 131 = 15,02 \text{ N/mm}$$

Leitud tegelikuks vedru jäikuseks ratta ja tee kontaktpinnas on 15 N/mm. Järgnevaks leitakse vedru jäikus. [15]

$$C = \frac{WR}{MR^2 * ACF} \quad (12)$$

kus: WR tegelik vedrujäikus ratta ja tee kontaktpinnas, N/mm

MR vedrustuse ülekangetegur

ACF Amortisaatori nurga parandustegur

$$C = \frac{15,02}{1^2 * 1} = 15 \text{ N/mm}$$

Arvutuste tulemusel selgus, et uute tagasilla lahenduste puhul sobiv vedru jäikus tagarattal omavõnkesagedusel 1.06 Hz on 15 N/mm.

6.5. Materjali valik

Tulenevalt tugevanalüüsi tulemustest valiti esivedrustuse torumaterjalist õõtshoovade tegemiseks õmbluseta külmtõmmatud ümartoru 25CrMo4 läbimõõdus 28mm ning seinapaksusega 3mm. Antud materjalist toru kasutades jääb õõtshoova varutegur 3 ligidale Uniball tüübiks sai valitud M16x1.5 mõõdus kuulliigendid, mis on spetsiaalselt mõeldud võidusõiduks ning kuna tegu on ostutootega, mis on tootja poolt analüüsitud detailid, seega ei ole vajalik antud töö käigus üle analüüsida kuulliigendite sobivust. Õõtshoova lehtmaterjalina, kuhu kinnitatakse šarniir sai valitud S355 teras. Šarniiri kinnituspunkt on jäetud originaallahendusena, mis on võimalik lisada originaal osa näol ning kinnitatakse kolme M8 10.9 tugevusklassiga poldiga. 25CrMo4 mehaanilised näitajad on välja toodud allpool tabelis (Tabel 13).

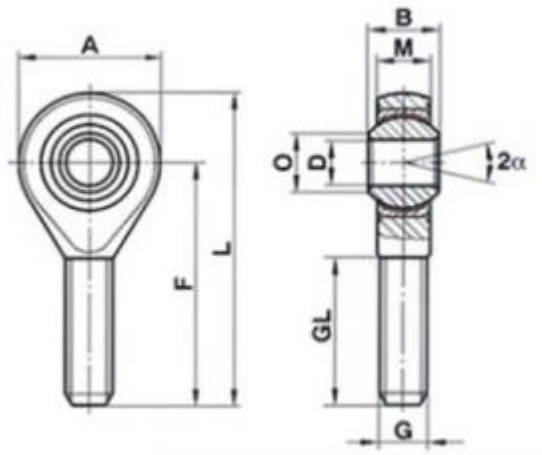
Tabel 13. 25CrMo4 mehaanilised näitajad [16]

Tihedus, kg/m ³	Tõmbetugevus, Mpa	Voolavuspiir, MPa
7850	900-1100	659

Kuulliigenditeks valiti tulenevalt varutegurist ning eelpool arvatud koormustest hooldusvaba kuumtöödeldud suurtele koormustele mõeldud 4130 kuulliigend mõõdus M16x1.5 (Tabel 14). Originaalis kasutatakse M14 polti seega võetakse kasutusele ka distantsseibid, mille viiakse M16 ava M14-ni, et oleks võimalik kasutada originaal polti.

Tabel 14. Kuumtöödeldud 4130 M16x1.5 kuulliigendi parameetrid [17]

	D, mm	B, mm	M, mm	A, mm	F, mm	L, mm	O, mm	GL, mm	Staatiline lubatud koormus, kN
M16x1.50	16	20,8	14,9	42	66	87	20,0	37,0	80,0

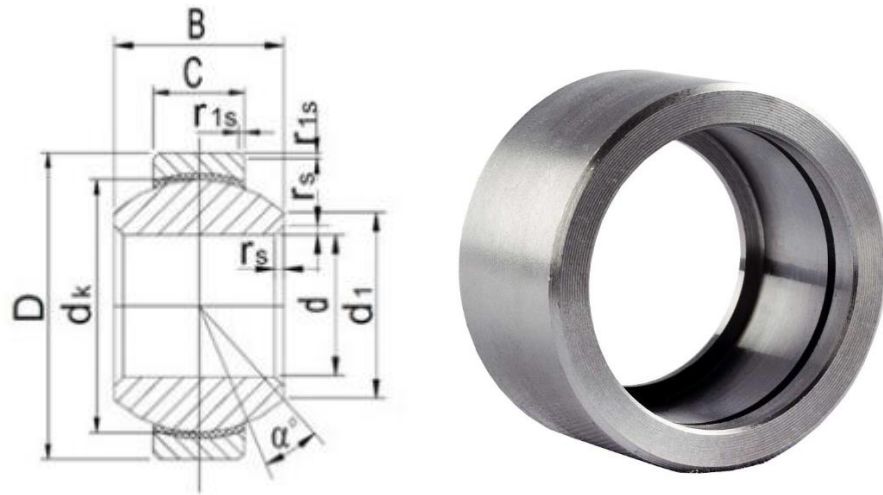


Sele 31. M16x1.5 kuulliigendi mõõtmed [17]

Tagavedrustuse materjaliks uute lahenduste puhul, kus kasutatakse ümartoru, ning tekib kaks kolmnurkset õõtshooba, on valitud S235 ja S355 teras, mis sobib kasutamiseks eesmärgiga saavutada varutegur 4 ning mis on ostutootena vajaminevas mõõdus kohe saadaval. Kere kinnistusena kasutatakse Sfäärilist kuulliigendit GEK16T, mille valikul peetakse silmas võimalust kasutada originaal polti ning mille staatiline koormus jääb lubatud varuteguri piiridesse. Sfäärilise kuulliigendi kasutamiseks lisatakse veel juurde kuulliigendi pesa, mis jäigalt kinnitatakse tagasilla külge (Sele 32). Sfäärilise kuulliigendi andmed on välja toodud allpool tabelis (Tabel 15).

Tabel 15. GEK16T sfäärilise kuulliigendi parameetrid [18]

	d,mm	D, mm	B, mm	C, mm	d1, mm	dk, mm	rs, mm	r1s,mm	α, mm	Staatiline lubatud koormus, kN
GEK16T	16	32	21	15	19,3	28,5	0,3	0,3	15	90,0



Sele 32. GEK16T sfääriline kuulliigend ja pesa [18]

7. KULUDE ARVESTUS

Auto ehituse algusest on kogutud kokku erinevad arved ning peetud kuluanalüüsi Exceli tabelis. Teda on et autosport ei ole odav spordiala seega, kui on soov jõuda poodiumile, on vajalik teada kulutusi, mida antud spordialaga tegelemine nõuab. Selleks on järgnevalt välja toodud ligikaudses suurusjärgus auto ehitusele kulunud ressursid ning vajalikud kulutused, mis on vajalikud, et saaks osaleda võistlustel.

7.1. Auto ehitus

Oleks üldse võimalik EMV7 klassis võidu sõita on vaja autot. Kuna baaskere oli eelnevalt omal olemas sai valitud tee ehitada otsast lõpuni auto ise valmis oma nägemuse järgi. Antud auto ehitus on kestnud üle 3. aasta ning selle aja jooksul tehtud kulutused on välja toodud allpool tabelis (Tabel 16).

Tabel 16. Auto ehituse kuluaruanne

Nr	Nimetus	Hind
1.	Turvapuur	2.500,00 €
2.	Turvapuuri muudatus	350,00 €
3.	Värv	329,00 €
4.	Käigukast	1.500,00 €
5.	Tuled, esivõre	143,68 €
6.	Plastikud	66,48 €
7.	Istmed	500,00 €
8.	Turvapuuri pehmendus	250,00 €
9.	Piduri, Siduri silindrid	150,00 €
10.	AFR näidik	250,00 €
11.	Kütusesüsteem	300,00 €
12.	Esimene ja tagumine pörkeraud	200,00 €
13.	Klaasplastik detailid	550,00 €
14.	Varuratta hoidik	60,00 €
15.	Põhjakaitse	100,00 €
16.	Jalgealus	90,00 €
17.	Kütusesüsteemi Lisad	23,59 €
18.	Piduritorud	139,00 €

19.	ABF Mootor	800,00 €
20.	Toolsi pehmendus	110,00 €
21.	Istme kinnitus	35,00 €
22.	Veljed	550,00 €
23.	Teipimine	2.000,00 €
24.	Hooratas + poldid	600,00 €
25.	Salongi vent + radiaator	50,00 €
26.	Siduri töösilinder	35,00 €
27.	Mootori remont(varuosad)	500,00 €
28.	Õhufilter	63,00 €
29.	Dünostend	120,00 €
Kokku		12.364,75 €

Lisaks on välja toodud uute lahenduste materjali maksumus (Tabel 17). Kuulligendite hind sisaldab kahe õõtshoova tegemiseks vajalike komponentide hinda. See tähendab, et väljatoodud hinnas sisaldub 4 M16x1.5 mõõdus kuulliigendit, 4 lukustusmutrit ning 4 keevitatavat kuulliigendi vastust, mis keevitatakse ümartoru sisse. Ühe õõtshoova tegemise ümartoru kulu on 700 mm. Kuna tellida on võimalik 1 meetri pikkused tükid siis tellitakse 2 meetrit toru, millega on võimalik koos varuga teha õõtshoovad valmis. Väljatoodud hind sisaldab 2 meetrit 28x3 mm mõõdus 25CrMo4 ümartoru. Lisaks kuna kerepoolsete kinnitustena kasutatakse originaalmõõdus polt M14 on vajalik ka distantseibe. Välja toodud hind sisaldab kahe õõtshoova tegemiseks vajalike detailide koondhinda. Uute tagasilla lahenduste tegemiseks vajaliku terastoru hinnad sisaldavad kahe lahenduse tegemiseks vajaliku materjali maksumust. Põhitoru pikkuseks on arvestatud 2,4 meetrit ning ühendusosa pikkuseks 1 meeter. Diagonaal varrastena võetakse kasutusele torud mõõdus 22x2,0 mm ning kuulliigenditena kasutatakse SKF SALKAC 14 M, mille staatiline lubatud koormus on 17 kN. Seega kõik detailid kokku arvestades on materjalide kogumaksumuseks 837,65 Eurot. Esimesed õõtshoovad ja tagasilla lahendused keevitatakse ise kokku kuna isekeevitamine on lubatud ning vastavat sertifikaati ei ole vaja mistõttu antud teenuse jaoks lisakulusid tegema ei soovita hakata.

Tabel 17. Uute lahenduste eeldatav materjali maksumus

Nr.	Nimetus	Hind
1.	Kuulliigendid M16x1.5	170,00 €
2.	25CrMo4 toru	30,00 €

3.	Distantseibid	56,00 €
4.	88,9x6,0x2400 S235J2H	82,85 €
5.	76,1x4x500 S235JRH	12,23 €
6.	GEK16T + pesa	212,00 €
7.	Diagonaal vardad S235 22x2,0x2600	7,94 €
8.	Kuulliigendid SALKAC 14 M	254,40 €
Kokku		837,65 €

Auto ehitus on maksma läinud ligikaudu 13000 €, milles ei ole arvestatud kuluvat töö aega. Antud ehitus sisaldab kõikki suuremaid kulutusi aga sisaldab ka kulutusi, mida otseselt ei oleks vaja teha, üks kulutus on näiteks auto kiletamine, saab sõita ka baasvärvi autoga. Kui arvestada ligikaudselt maha mittevajalikud kulutused, ilma milleta oleks ka võimalik juba võidu sõita siis muutuks auto ehitus vähemalt poole ülevalpool tabelis toodust odavamaks. Aga kuna antud kulutused on auto ehituse käigus tehtud siis on need ikkagi välja toodud, andmaks pilti, et isehitamine on kallis projekt. Antud kulutustele tuleb veel juurde arvestada ohutusvarustusele kuluv, mis on välja toodud järgmises peatükis.

7.2. Võidusõidu ohutusvarustus

Arvestatav osas eelarvest moodustab ka ohutusvarustus, mis peab vastama kehtivatele nõuetele ning kui võistluseelses turvavarustuse kontrollis avastatakse mõni puudus siis starti ei lubata ning stardimaksu ei tagastata.

EMV7 klassis nõutud ohutusvarustuse alla kuuluvad näiteks istmed, rihmad, tulekindel aluspesu, tulekindel kombe, kiiver koos sidesüsteemi ja võrgu või korviga, kindad ning jalanõud. Lisaks peab autol olema väline massi lüliti. Ohutusvarustusele kulunud ressurss on välja toodud allpool tabelis (Tabel 18). [3]

Tabel 18. Ohutusvarustuse hinnad

Nr	Ese	Hind
1.	Kiiver + sidesüsteem	700,00 €
2.	Hans kaelatugi	200,00 €
3.	Kindad	100,00 €
4.	Jalanõud	160,00 €

5.	Tulekindel kombinesoon	335,00 €
6.	Tulekindel aluspesu	250,00 €
7.	Istmed	800,00 €
8.	Ohutusrihmad 6 punkti	200,00 €
Kokku		2.745,00 €

Lisades kogu auto ehitusele juurde ohutusvarustusele kuluva saab kokku liites teada maksumuse, mis kulus antud auto ümberehitamiseks tänavautost EMV7 tingimustele vastavaks ralli autoks. Seega antud auto puhul on lõppmaksumuseks 15859,75 €. Nii nagu eelpool mainitud, jättes välja mittevajalikud kulutused jääks auto ehitus suurusjärku 9000 €.

7.3. Võistluse, hooaja eelarve

EMV kalender antud aastal 2023 koosneb 6 erinevast osavõistlusest, millest üks sõidetakse ka Lätis. Kõige suurema eelarvega võistlused on enamasti talverallid. Allpool on välja toodud ligikaudsed vajalikud kulutused Otepää talveralli jaoks. Rehvide näol on välja toodud uue rehvi hinnad aga on võimalik ka osta kasutatud rehve, mille hind varieerub 100-300 € vahel olenevalt seisukorrast, vanusest. Kui kasutada kasutatuid rehve on võimalik rehvide arvelt vähendada kulutusi märgatavalt. Tabelis on välja toodud kulutused, mis on vaja kindlasti iga võistluse jaoks teha (Tabel 19). Näiteks on võetud Otepää ralli eelarve.

Tabel 19. Otepää ralli eelarve

Nr.	Nimetus	Kulu
1.	Stardimaks	750,00 €
2.	Piikrehvid, 4tk, uued	1.600,00 €
3.	Võistluskütus, 98 bensiin	100,00 €
4.	Majutus 2 ööd 4 inimest	220,00 €
5.	Transport	150,00 €
Kokku		2.820,00 €

Kruusa ralli eelarve sõltub paljuski asukohast ning kui Saaremaalt soovitakse minna võistlema Lõuna – Eesti toimuvale Estonia rallile siis on suures pildis kulud samad, mis talverallil. Erinevus tuleb sisse ainult rehvide arvelt. Uus kruusarehv maksab 80 Eurot vähem, kui piikrehv ning kui sõidetakse võidu

kasutatud rehvidega siis hinnad jäävad 50 – 200 Euro vahele. Suuresti oleneb võistluse eelarve asukohast. Näiteks Saaremaa rallit sõites jääks välja majutuskulud ning transpordikulud oleks vähemalt 3 korda väiksemad kui Estonia ralliga võrreldes. Arvestades kõiki asjaolusid saab ligikaudselt kokku panna hooaja eelarve. Arvestuses on kasutatud 2023. hooaja EMV autoralli kalendrit, mis koosneb 6. osavõistlusest: Aluksne ralli, Otepää ralli, Rapla ralli, Estonia ralli, Paide ralli ning Saaremaa ralli. Iga võistluse jaoks ligikaudne kulu on kokku pandud tabelisse ning märkimist tasub, et sõidetakse kasutatud rehvidega ehk uusi rehve võistlemiseks ei osteta. Talverehvi hinnaks on määratud 150 € ning kruusarehvil 100 € ning on arvestatud, et igaks sõiduks on järgmisi rehve vaja. Võistluste eelarvesse ei ole arvestatud rajaga tutvumisele kuluvat kütust kuna see oleneb väga palju kasutatavast autost, täpsest teekonnast, mis pannakse paika vahetult enne võistlust kui on teada võistluse kaart ning ajatabelist, millal midagi teha on lubatud. Antud juhul on seda väga raske ennustada ja seega pole sellega hetkel arvestatud. Ennustatav hooaja eelarve on välja toodud allpool tabelis (Tabel 20).

Tabel 20. Hooaja ennustatav eelarve

Nr.	Võistlus	Eelarve
1	Aluksne ralli	1.900,00 €
2	Otepää ralli	1.920,00 €
3	Rapla ralli	1.520,00 €
4	Estonia ralli	1.700,00 €
5	Paide ralli	1.600,00 €
6	Saaremaa ralli	1.300,00 €
Kokku		9.940,00 €

Seega ligikaudne osavõistluse eelarve EMV7 klassis võistlemiseks on vahemikus 1300 – 2000 € ning terve hooaja eelarve on vähemalt 10000 € ringis. Kuna tegu on üsnagi suurte numbritega siis aastal 2023 tulenevalt auto ehitusele kuluvate ressursside tõttu tervet hooaega ei plaanita sõita ning suurem rõhk pannakse auto testimisele ning nõrkade kohtade parandamisele. Hooajal 2024 planeeritakse juba osa võtta kõikidest osavõistlustest ning püüda hooaja kokkuvõttes poodiumit EMV7 klassis.

KOKKUVÕTE

Töö eesmärk oli arendada edasi olemasolevat autorallisse sobivat esiveolist võistlussõidukit kõrvutades seeläbi autot põhi konkurendiga. Analüüsi tulemusel toodi välja uued lahendused mootori ja käigukastiga seoses. Mootorile valiti optimaalne õhuvõtu torustik, mis võetakse edaspidi kasutusele sõidukil. Kiiruskarakteristikute analüüsi tulemustest selgus, et kasutusel olevad käigukasti suhtarvu on antud hetkel optimaalsed võistlemiseks Eesti MV autorallis EMV7 võistlusklassis küll aga kiirendusel pidades silmas võimsuse ja kaalu suhet on vahe põhikonkurendiga 1,3 kordne, mis tähendab suurt erinevust kahe sõiduki kiirenduses, kus Honda on Volkswagenist selgelt parem. Seega puhtalt autode seisukohast ei ole võimalik töö käigus analüüsitud autoga konkureerida kiirendustel Hondaga.

Vedrustuse elementide seisukohast on töö lõpuks olemas esivedrustuse puhul tugevamad õõtshoova lahendused, mille projekteerimisel arvestati varutegurit 4 ning valiti välja sobiv materjal. Maksimaalne tekkiv pinge õõtshoovas uuel lahendusel oli 127 MPa ning lubatud voolepiir kasutatud materjalil 659 MPa, millest selgub isegi varuteguriks 5 aga kuna ostutootena saadavalolev väiksemas mõõdus toru korral oleks varutegur langenud alla 4 siis võeti ikkagi kasutusele vastavas mõõdus materjal, millega tekkis varuteguriks 5 kõige kriitilisemas koormusolukorras. Tagavedrustuse puhul on olemas kaks uut lahendust, mis peaksid elimineerima parasiitroolimise ning tagama üldise lihtsama sõiduki juhitavuse juhi jaoks. Tagavedrustuse uute projekteeritud lahenduste puhul loodi kaks erinevat uut lahendust vastavalt saadavalolevale ruumile, soovile mitte muuta kere konstruktsiooni lisakinnituste näol ning kasutada võimalikult palju autotootja originaal tagasilla detaile. Uute lahenduste puhul on U-tala originaal tagasillal asendatud ümartorust lahenduse näol, kus tagumine ratas liigub kas täiesti või osaliselt vabalt sõltudes teisest rattast väände kaudu. Soovitud varutegurit 4 ei õnnestunud aga uute lahenduste puhul saavutada, kuna soovitud mõõdus materjali ei olnud võimalik antud hetkel leida ning seetõttu võeti uute lahenduste puhul voolepiiri varuteguriks 3. Antud lahendused ei ole antud hetkel valmis tehtud ega katsetatud, mistõttu ei ole võimalik välja tuua töö lõpuks parimat lahendust.

Autoga soovitakse osaleda Eesti MV autorallis võistlusklassis EMV7. Sellest tulenevalt toodi välja, milline on ligikaudne vajalik eelarve sõitmaks kaasa üks hooaeg antus klassis. Aruandes on arvestatud kogu auto ehituse maksumusega ning iga võistluse ligikaudne ennustatav eelarve. Tulemuste põhjal on võimalik öelda, et ise algusest auto ehitamine ning kogu hooaja kaasasõitmine eelpool nimetatud klassis maksab ligikaudu 20 000 €, antud number sisaldab siis miinimum vajalike kulutusi. Antud töö puhul analüüsitud sõiduki puhul on antud number ligikaudu 30 000 € koos võistluste kulutustega.

Lõputöö käigus arendatud lahendustest valmis realselt mootori uus õhuvõtt ning esimesed õõtshoovad, mis on nähtavad Lisa 2 ja Lisa 3. Uued tagasilla lahendused veel realselt valminud ei ole aga need soovitakse ehitada valmis 2023 hooaja jooksul peale tootmis tehnoloogia välja mõtlemist, mida seejärel katsetatakse koos uute välja arvatud vedrudega ning valitakse välja parim lahendus, mis võetakse kasutusele antud võistlussõidukil hooajaks 2024.

SUMMARY

The purpose of this thesis was to develop and analyse performance of competition vehicle based on Volkswagen Golf Mk1 chassis. Analyse results from engine and gearbox side show that only development needed was engine intake manifold which had problem with water getting inside engine cylinder chambers and cause engine to misfire and performance loss was noticed. During thesis new solution was found. From gearbox side analyse results show currently used gear ratios are optimal for competing in Estonian Rally championship at EMV7 class. Although analysis results show only vehicles gear ratios difference, power to weight ratios nor actual simulations or tests were brought out or made to bring out actual comparison with Honda.

Front suspension was improved by new stiffer control arms as original control arms tend to deform during competition because of forces that affect front suspension in rough conditions of rally. When projecting new control arms, recommendations from well known rally car makers were taken into account to choose best materials for new control arms. The thesis author choose different load situations where forces were found that affect front control arm such as cornering situation where all car weight transfers to one front wheel, also braking and accelerating were taken into account. As a result of different calculations of forces and taking account factor of safety 4, AISI 4130 chromoly was chosen as control arm material. Static analyse results show the maximum yield strength was 127 MPa and chromoly maximum yield strength was 659 MPa.

From rear suspension side the thesis author brings out two new solutions that will improve handling of the vehicle. Designing new solutions it was important to maintain original chassis mounting points and new solutions will bolt on and additional changes to chassis were not necessary, because of those restrictions and availability of materials, factor of safety 4 was not able to get with these solutions and so factor of safety 3 is used instead. First solution main goal is to eliminate wheel alignment change during cornering. In this case wheel only moves vertically and vehicle body roll will not affect toe and camber of the wheel. Second solution is similar to the original one where right wheel affect left wheel when cornering but because of non rigid connection in the middle of the axle beam, affect is reduced. Both solutions use spherical bearings as chassis mount which will eliminate uneven steering caused of elastic mounts during cornering. New solutions also require new springs and taking account new solutions weight, optimal rear spring rates were also found to suit for specific car with new solutions.

Designed front control arms and new intake manifold are used on real car which can be seen in the Lisa 2 and Lisa 3. Rear suspension solutions are not tested with real car because manufacturing side is not confirmed. Rear suspension new solutions are planned to test on real car during 2023 with optimaal new spring rates to find best solutions for 2024 season.

VIIDATUD ALLIKAD

- [1] Eesti Autospordi Liit, "EESTI RALLY VÕISTLUSMÄÄRUS 2022," 2022. [Online]. [Accessed 10. 12. 2022].
- [2] FIA, Honda Motor Co., LTD, "Complimentary Homologation in Group N - Honda Civic Type-R," 2002. [Online]. [Accessed 10. 12. 2022].
- [3] Eesti Autospordi Liit, "E-2WD tehnilised tingimused," 2022. [Online]. [Accessed 12. 11. 2022].
- [4] UltimateSpecs, "Volkswagen Golf 3 2.0 GTI 16v Specs," 2010. [Online]. Available: <https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Volkswagen/3098/Volkswagen-Golf-3-20-GTI-16v.html>. [Accessed 10. 12. 2022].
- [5] Motorsport Electronics, "Narrowband Lambda," [Online]. Available: <https://motorsport-electronics.co.uk/onlinehelp/html/NarrowbandLambda.html>. [Accessed 28. 02. 2023].
- [6] M. v. Wijk, "Gear ratios," 2023. [Online]. Available: <https://www.mvwautotechniek.nl/en/gear-ratios/>. [Accessed 02. 10. 2023].
- [7] J.Luppín, "Auto Dünaamika," 2022.
- [8] TQHq, "Õhu teekond läbi mootori," 2005. [Online]. Available: <https://www.tqhq.ee/dir.php?id=38>. [Accessed 02. 02. 2023].
- [9] ProgressiveproductsINC., "How Do You Calculate Air Velocity in a Pipe?," 2019. [Online]. Available: <https://blog.progressiveproductsinc.com/calculate-air-velocity>. [Accessed 03. 02. 2023].
- [10] M.Delaney, "team-integra," 2002. [Online]. Available: <https://www.team-integra.net/threads/intake-manifold-tech-runner-size-calculations.342566/>. [Accessed 03. 02. 2023].
- [11] P. Kulu and E. Hendre, Mehaanikainseneri käsiraamat., 2015.
- [12] H. Vennikas, J. Luppín, R. Annask, "Auto konstrueerimine + projekt MOOC," 2022.
- [13] H. Vennikas, "Autotehnika teoreetiline mehaanika," 2023.
- [14] High Performance Academy, "What Spring Rate Do I Need? | Suspension Setup," 2022. [Online]. Available: <https://www.hpacademy.com/blog/how-to-choose-spring-rates/>. [Accessed 16. aprill 2023].
- [15] Eibach Springs, "Suspension Worksheet," 2012. [Online]. [Accessed 10. aprill, 2023].

- [16] Virgamet, "25CRMO4, 1.7218, AISI 4130 - ENGINEERING STEEL," 2015. [Online]. Available: <https://virgamet.com/25hm-25crmo4-1-7218-24crmo5-20crmo4-sae-aisi-4130-alloy-steel>. [Accessed 16. 02. 2023].
- [17] Chassisparts, "Rod end MXM M16 Right MALE," [Online]. Available: <https://chassisparts.com/en-us/rod-ends-link-bearings-m16-r>. [Accessed 26. 03. 2023].
- [18] MCGillMotorsport, "M16 Spherical Plain Bearing (GEK16T) Teflon Lined," 2023. [Online]. Available: <https://www.mcgillmotorsport.com/housing-for-1/2-com8-spherical-bearing-c-5-p-128>. [Accessed 10. 04. 2023].
- [19] Vwvortex, "vwvortex," 2017. [Online]. Available: <https://www.vwvortex.com/threads/my-first-golf-massive-rust-repair-golf-mk1-5dr.8758762/>. [Accessed 28. 03. 2023].

LISAD

Lisa 1. E-2WD tehnilised tingimused 2023.

Lisa 2. Projekteeritud õõtshoovad valmiskuju.

Lisa 3. Projekteeritud õõtshoob auto küljes.

Lisa 4. Lõplik sisendõhu torustik.

Lisa 5. Esisilla muudatus. [19]

Lisa 6. Joonis VW_01_01 Õõtshoova koost.

Lisa 7. Joonis VW_01_02 Õõtshoob.

Lisa 8. Joonis VW_02_01 Tagasilla lahendus V1.

Lisa 9. Joonis VW_02_02 Tagasilla lahendus V1 - Vasak pool.

Lisa 10. Joonis VW_02_03 Tagasilla lahendus V1 - Parem pool.

Lisa 11. Joonis VW_03_01 Tagasilla lahendus V2.

Lisa 12. Joonis VW_03_02 Tagasilla lahendus V2 - Parem pool.

Lisa 13. Joonis VW_03_03 Tagasilla lahendus V2 - Vasak pool.

Lisa 14. Joonis VW_03_04 M14 Distantseib.